



**T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü**

**OYLAT JEOTERMAL MERKEZİ ISITMA SİSTEMİNİN
EŞDEĞER DOĞALGAZLI MERKEZİ ISITMA
SİSTEMİYLE TEKNİK VE MALİ AÇIDAN
KARŞILAŞTIRILMASI VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

Orhan ŞAHMERDAN

Yüksek Lisans Tezi

**OYLAT JEOTERMAL MERKEZİ ISITMA SİSTEMİNİN
EŞDEĞER DOĞALGAZLI MERKEZİ ISITMA SİSTEMİYLE
TEKNİK VE MALİ AÇIDAN KARŞILAŞTIRILMASI VE
TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

Orhan ŞAHMERDAN



T.C.

BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OYLAT JEOTERMAL MERKEZİ ISITMA SİSTEMİNİN
EŞDEĞER DOĞALGAZLI MERKEZİ ISITMA SİSTEMİYLE
TEKNİK VE MALİ AÇIDAN KARŞILAŞTIRILMASI VE
TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

Orhan ŞAHMERDAN

0000-0001-8129-6808

Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA - 2020

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Orhan ŞAHMERDAN tarafından hazırlanan "Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sisteminin Eşdeğer Doğal Gazlı Merkezi Isıtma Sistemiyle Teknik ve Mali Açından Karşılaştırılması ve Termodinamik Analizi" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

0000-0003-1657-2604

Başkan: Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

0000-0003-1657-2604

Bursa Uludağ Üniversitesi

Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

İmza



Üye: Doç. Dr. Nurullah Arslanoğlu

0000-0003-4970-4490

Bursa Uludağ Üniversitesi

Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

İmza



Üye : Dr. Öğr. Üyesi Kemal Furkan Sökmen

0000-0001-8647-4861

Bursa Teknik Üniversitesi

Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylıyorum

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

Enstitü Müdürü

.....

İmza

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

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

beyan ederim.

/ /2020

Orhan ŞAHMERDAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OYLAT JEOTERMAL MERKEZİ İSITMA SİSTEMİNİN EŞDEĞER DOĞALGAZLI MERKEZİ İSITMA SİSTEMİYLE TEKNİK VE MALİ AÇIDAN KARŞILAŞTIRILMASI VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Orhan ŞAHMERDAN

Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

Jeotermal enerji ve doğalgaz günümüzde iyi bilinen iki enerji çeşididir. Jeotermal enerji yerin sahip olduğu ısıdan elde edilirken doğalgaz yer kabuğunun altında bulunan gözeneklerden, kayalardan ve çatlaklardan elde edilir. Bununla birlikte jeotermal enerji yenilenebilir veya sürdürülebilir bir enerji kaynağı iken doğalgaz yenilenemez bir enerji çeşididir. Bu açıdan düşünüldüğünde jeotermal enerjinin önemi ön plana çıkmaktadır.

Jeotermal merkezi ısıtma sistemleriyle binaların ısı ihtiyacının karşılanması jeotermal enerjiden istifade etmede önemli paya sahip yollardan biridir. Dolayısıyla bu sistemlerin yapısının iyi bilinmesi ve verimli bir şekilde kullanılması gerekmektedir. Halihazırda ele alınan jeotermal ısıtma sisteminin kendisinin yerini alabilecek doğalgazlı ısıtma sistemiyle karşılaştırmalı bir şekilde teknik ve mali yönleri üzerinde durularak termoeconomik analizi yapılmıştır.

Bu çalışmada ilk önce mekan ısıtmasında kullanılan bir jeotermal ısıtma sisteminin ve buna eşdeğer doğalgazlı ısıtma sisteminin teknik ve mali açıdan karşılaştırılması yapılarak bu sistemlerin ortak ve farklı yönleri belirlenmiştir. Ardından doğalgazlı sistem kurulması durumuna göre jeotermal sistemin bunu ne kadar zamanda amorti ederek kara geçeceği değerlendirilmiştir. Buna ek olarak jeotermal sistemin termoeconomik analizi yapılmıştır. Çalışma sonuçları jeotermal sistemin doğalgazlı sisteme göre ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin yaklaşık olarak sırasıyla 7 ve 2,5 kat daha az olduğunu göstermiştir. Ayrıca sistemde ekserji yıkım ve birim ekserji maliyetinin en yüksek olduğu ekipman sırasıyla 118,912 \$/h ve 205,421 \$/GJ ile kazan grubu olarak tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Jeotermal, doğalgaz, teknik, mali, karşılaştırma, termoeconomik analiz

2020, vii + 174 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

TECHNICAL AND COST COMPARISON OF OYLAT GEOTHERMAL
CENTRAL HEATING SYSTEM WITH AN EQUIVALENT NATURAL GAS
CENTRAL HEATING SYSTEM AND THERMOECONOMIC ANALYSIS OF IT

Orhan ŞAHMERDAN

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

Supervisor: Prof. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

Today, geothermal energy and natural gas two well-known energy sorts. While geothermal energy is recovered from earth's heat, natural gas is derived from pores, rocks and cracks within the earth crust. In addition to this, whereas geothermal energy is a renewable or sustainable energy source, natural gas is non-renewable. When viewed from this aspect, the importance of geothermal energy comes to the forefront.

Meeting heat demand of buildings via geothermal central heating systems is one of ways which have a large part in utilization of geothermal energy. Therefore, it is important to know the configurations of such systems and operate them efficiently. Emphising technical and financial aspects of the investigated geothermal heating system in comparison with an alternative natural gas heating system, thermoeconomic analysis of it has been conducted.

In this paper, first by comparing a geothermal heating system used in district heating with an equivalent natural gas heating system technically and financially, common and different sides of those systems have been determined. Then, it has been detected that how long it takes geothermal system to pay back in reference to installing the natural gas system. In addition to this, the thermoeconomic analysis of the geothermal system has been carried out. Results show that initial investment and operating costs of geothermal system are about 7 and 2,5 times less than natural gas system respectively. Also, natural gas central heating boiler group has been determined as the equipment in which the costs of exergy destruction and unit exergy are highest by respectively 118,912 \$/h and 205,421 \$/GJ.

Key words: geothermal, natural gas, heating system, technical, financial, thermoeconomic, analysis

2020, vii + 174 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Ülkemizin enerjide dışa bağımlı olması tamamen yerli ve milli bir kaynak olan jeotermal enerjiye yönelmenin değerini ortaya çıkarmaktadır. Dolayısıyla jeotermal enerjinin kullanımıyla ilgili yapılan her çalışma büyük önem arz etmektedir. Bireyler olarak hepimize bu konuda sorumluluklar düşmektedir.

Jeotermal enerjiye geçişte en önemli soru işaretlerinden birisi hiç şüphesiz ki bu enerji çeşidinin kullanımının günümüzde en yaygın olarak kullanılan enerji türlerinden olan doğalgaza göre teknik ve mali açıdan ne kadar avantajlı veya dezavantajlı olduğudur. Bu nedenle iki enerji türünün kullanımının birbirine göre olumlu ve olumsuz yönlerinin ele alınması gerekmektedir.

Jeotermal enerjinin en önemli kullanım alanlarından biri de konut ısıtmasıdır. Jeotermal enerjiyle konut ısıtması sistemlerinde en önemli parametre enerji maliyetidir. Bu sistemlerde enerji ve ekserjinin önemli bir kısmı faydaya dönüştürülemeden kaybedilmektedir. Bu yüzden söz konusu sistemlerde termoeconomik analiz çalışmalarının önemi her geçen gün artmaktadır. Bu tür çalışmalar sayesinde sistemlerde gerçekleştirilecek verim artışlarının ülke ekonomisine olan katkısı yadsınamazdır. Bu yüzden ki yapılan çalışmalar sonucu elde edilen maliyet azaltıcı ve verim artırıcı bulguların teyit edilmesi için analizlerin yapılması ve daha verimli uygulamaların artırılması lazımdır.

Tez çalışmasında, ele alınan jeotermal merkezi ısıtma sisteminin bunun yerini alabilecek bir doğalgazlı merkezi ısıtma sistemiyle teknik ve mali açıdan karşılaştırılması ve buna ek olarak termoeconomik analizi yapılarak, edinilen bulgular değerlendirilmiştir. Bulgular değerlendirilirken sistemde yapılabilecek iyileştirmeler dile getirilmiştir.

Analiz çalışmalarının hem ekonomimize hem de çevremize olan katkıları nedeniyle analiz çalışmalarında ülkemize ve tüm insanlığa karşı sorumluluk bilinciyle hareket etmemiz gerekmektedir. Bu yüzden tez çalışması esnasında yapılan çalışmanın amacına ulaşması için emekleri geçen Oylat Jeotermal A.Ş. çalışanı Tezcan Coşkun'a, BİYTAŞ Bursa İnşaat TİC. ve SAN. A.Ş. çalışanlarına ve Akkaya Mühendisliğin sahibi Erdal Akkaya'ya teşekkür etmek istiyorum.

Çalışmanın tez çalışması olması konusunda desteklerini esirgemeyen ve çalışma süresince beni yönlendiren tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Nurettin Yamankaradeniz'e, ve ihtiyaç duyduğumda yanımda olan aileme ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunuyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	I
ABSTRACT	II
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	III
İÇİNDEKİLER	IV
KISALTMALAR DİZİNİ	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ	XIX
ÇİZELGELER DİZİNİ	XXI
1.GİRİŞ	1
2.KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
2.1.Kuramsal Temeller	4
2.1.1.Jeotermal Enerjinin Oluşumu	4
2.1.2.Jeotermal Enerjinin Avantajları, Dezavantajları ve Çevreye Olan Etkileri.....	5
2.1.3.Jeotermal Enerjinin Doğrudan Kullanımı.....	7
2.1.4.Jeotermal Enerjinin Absorbsiyonlu Soğutmada Kullanımı.....	13
2.1.5.Hibrit Yer Kaynaklı Isı Pompası (HYKIP) Sistemleri.....	16
2.1.6.Jeotermal Enerjinin Dolaylı Kullanımı.....	20
2.2.Kaynak Araştırması	50
3.MATERYAL VE YÖNTEM	59
3.1.Materyal	59
3.1.1.Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi Akışkan Taşıma Hattı.....	62
3.1.2.Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi Isı Merkezi.....	62
3.1.3.Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi Isıtma Çevrim Suyu Hattıve Bina	63
3.2.Yöntem.....	63
3.2.1.Verilerin Elde Edilmesi.....	63
3.2.2.Teknik Karşılaştırmanın Yapılması.....	64
3.2.3.Ekonomik Karşılaştırmanın Yapılması.....	64
3.2.4.Oylat JMIS' nin Enerji ve Ekserji Analizi	68
4.BULGULAR VE TARTIŞMA	105
4.1.Teknik Karşılaştırma Bulguları.....	105
4.1.1.Enerji Tedarik Etme Sistemlerinin Karşılaştırılması	106
4.1.2.Akışkan Taşıma Hatlarının Karşılaştırılması	107
4.1.3.Isı Merkezlerinin Karşılaştırılması	107
4.1.4.Isıtma Çevrim Suyu Sistemlerinin Karşılaştırılması.....	108
4.1.5.Bina İçi Isıtma Tesisatlarının Karşılaştırılması.....	109
4.2.Mali Karşılaştırma Bulguları	109
4.2.1.Oylat JMIS' nin İlk Yatırım Maliyeti.....	109

4.2.2.Oylat JMIS' ye Eşdeğer DMIS' nin İlk Yatırım Maliyeti.....	113
4.2.3.İlk Yatırım Maliyetlerinin Karşılaştırılması.....	115
4.2.4.Oylat JMIS' nin İşletme Maliyeti.....	116
4.2.5.Oylat JMIS' ye eşdeğer DMIS' nin işletme maliyetleri	121
4.3.Oylat JMIS' nin Enerji ve Ekserji Analizi Bulguları.....	125
4.3.1.Isı Pompalarının Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları	125
4.3.2.Kazanların Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları	129
4.3.3.Isı Eşanjörlerinin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları.....	142
4.3.4.Akümülyasyon Tanklarının Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları	144
4.3.5.Radyatörlerin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları.....	148
4.3.6.Isıtma Çevrim Suyu Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları	150
4.3.7.Sistemdeki Sirkülasyon Pompalarının Ekserji Analiz Sonuçları	151
4.3.8.Tüm Sistemin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları.....	156
4.3.9.Termoekonomik Analiz Sonuçları	160
5.SONUÇ	167
KAYNAKLAR	169
ÖZGEÇMİŞ	176

KISALTMALAR DİZİNİ

\dot{E}_x	Ekserji (kW)
c_D	Yıkıma uğrayan ekserjinin birim maliyeti (\$/GJ)
ε°	Standart kimyasal ekserji (kJ/kmol)
Δ	Değişim
Δp	Dağıtım sistemindeki toplam basınç düşüşü (Pa)
A	Alan (m ²)
A.Ş	Anonim şirket
ABD	Amerika Birleşik Devletleri
ABS	Su-buhar karışımı depolama tankı
BT1	Birinci geri basınç türbini
BT2	İkinci geri basınç türbini
BT	Buhar tutucu, buhar türbini
BFC	Binary/kademeli jeotermal güç çevrimi
BPE/Y	Yoğuşturucuyla bağlantılı buhar ejektörü
c	Birim ekserji maliyeti (\$/GJ)
c_p^h	Sabit basınçta molar ısı kapasitesi (kJ/kmol K)
c_p^ε	Sabit basınçta molar ekserji kapasitesi (kJ/kmol K)
CCS	Karbon yakalama ve depolama
c_E	Elektriğin birim maliyeti (\$/GJ)
CH ₄	Metan
CO ₂	Karbon dioksit
COP	Isı etkinlik katsayısı
CRF	Amortisman faktörü
c_{yak}	Doğalgazın birim maliyeti (\$/GJ)

DBGO	Düşük basınçlı genişleme odası
DBKS	Düşük basınç kademe seperatörü
DBT	Düşük basınç türbini
DMIS	Doğalgazlı merkezi ısıtma sistemi
DOE	Amerikan Enerji Bakanlığı
Dr	Doktor
DSKIP	Dik sütun kuyu ısı pompası
E	Ekserji (kJ)
EEŞ	Elektriksel enerji şebekesi
EK	Enjeksiyon kuyusu
\dot{E}	Enerji (kW)
\dot{E}_{S_1}	Birim zaman için suyun kazana girişteki ekserjisi (kW)
\dot{E}_{S_2}	Birim zaman için suyun kazandan çıkıştaki ekserjisi (kW)
\dot{E}_F	Birim zaman için yakıt ekserjisi (kW)
E_{S_1}	Suyun kazana girişteki ekserjisi (kJ)
E_{S_2}	Suyun kazandan çıkıştaki ekserjisi (kJ)
E_0	Kimyasal ekserji (kJ)
E_F	Yakıt ekserjisi (kW)
EGD	Elektrikli gaz dinamiği
Em	Yıllık elektrik maliyeti (TL/yıl)
EM	Belirli hava sıcaklıklarında tüketilen yıllık elektrik miktarı (kWsaat/yıl)
E_{ph}	Fiziksel ekserji (kJ)
E_x	Ekserji (kJ)
f	Parametre değerleri
f	Termoekonomik faktör

FC	Yakıt hücresi
g	Yıllık çalışılan gün sayısı (gün/yıl)
GDTKIP	Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası
GJS	Gelişmiş jeotermal sistemler
GK	Gaz kapıcı
GO	Genleşme odası
h	Entalpi (kJ/kg)
h	Günlük çalışılan saat sayısı (saat/gün)
H	Kat yüksekliği (m)
H	Yanma işlemine giren veya çıkan toplam entalpi (kJ.kmol/kg)
h_f^0	Oluşum entalpisi (kJ/kg)
H ₂ O	Su
h _c	Yanma entalpisi (kJ/kg)
HDPE	Yüksek yoğunluklu polietilen
HE	Isı değiştiricisi
HFO	Hidrofloro-olefin
HHV	Üst ısıl değer (kJ.kmol/kg)
HKIP	Hava kaynaklı ısı pompası
HPC	Hidrotermal Enerji Şirketi
HVAC	Isıtma-havalandırma-klima
HYKIP	Hibrit Yer Kaynaklı Isı Pompası
ıd	Isıl değer (kcal veya kJ)
IDG	Isıtma derece gün sayısı
IE	Isı eşanjör grubu
IC	İlk yatırım maliyeti (\$)

IIC	İlk yatırım maliyeti (\$)
IKD	Yerleşkenin bağlı olduğu ilin ısı kaybı değeri (kcal/h)
İIE	İç ısı eşanjörü
J	Jeneratör
JA	Jeotermal akışkan
JES	Jeotermal enerji sistemleri
JMIS	Jeotermal merkezi ısıtma sistemi
k	k lokasyon
KB	Kuyu başı
KBT	Karşı basınç türbini
KÇV	Küresel çek valf
KIV	Kısılma vanası
KMIS	Klasik merkezi ısıtma sistemi
KROV	Keller rotor salınımlı türbin kanat
KS	Kontrol vanası
KV	Kuyu vanası
l	Uzunluk (m)
LHV	Alt ısı değer (kJ.kmol/kg)
LiBr	Lityum bromür
LiCl	Lityum klorür
LNG	Sıvılaştırılmış doğalgaz
M	Mol kütlesi (kg/kmol)
M	Seviyelendirme faktörü
Mtoe	Milyar ton eşdeğer
m,ex	Kütle-ekserji oranı (%)
n	Mol sayısı (kmol)

N	Dağıtım sistemindeki ekipman dirençlerinin yüzdesi
NA	Nem atıcı
NH ₃	Amonyak
NO _x	Nitrat
NSGA-II	Ağırlıklı olmayan sıralama algoritması-II
Ø	Kapalı sistemde birim kütle başına ekserji (kJ/kg)
OC	İşletme maliyeti (\$/yıl)
ODTÜ	Orta Doğu Teknik Üniversitesi
OP	Orifis plaka
ORC	Organik Rankine Çevrimi
ÖI	Ön ısıtıcı
P	Basınç (kPa)
P _{eks.}	Dağıtım sistemindeki ekstra basınç düşüşü (Pa)
PEM	Polimer elektrolit membran
PEM-FC	Polimer elektrolit membran yakıt pili
P _G	Jeotermal enerji ile doğrudan ısıtmadan ısıtılan bölge için gerekli olan ısı miktarı (kJ)
PM	Kirletici maddeler
PPRC	Poli Random Kopolimer
P _v	Yanma sonu ürünleri arasındaki su buharının kısmi basıncı (kPa)
PV	Fotovoltaik panel
PVC	Polivinil klorür
q	Birim kütle başına ısı (kJ/kg)
Q	Isı (kJ)
Q̇	Isıl güç (kW)

\dot{Q}_{abs}	Absorber ısısı (kW)
\dot{Q}_{buh}	Buharlaşma ısısı (kW)
$\dot{Q}_{yoğ}$	Yoğuşma ısısı (kW)
Q_{Geo}	Doğrudan jeotermal enerjiyle ısıtmada jeotermal sistemin ısı miktarı (kJ)
v	Membran direnci
R	Dağıtım sistemindeki borularda gerçekleşen basınç düşüşü (Pa/m)
REK	Re-enjeksiyon kuyusu
REP	Re-enjeksiyon pompası
r_i	Faiz oranı (%)
s	Özgül entropi (kJ/kg K)
S	Susturucu
\dot{S}	Entropi (kW/K)
SA	Soğutucu akışkan
SK	Soğutma kulesi
SO_2	Sülfür dioksit
SO_x	Sülfat
SP	Sirkülasyon pompası
SS	Siklon seperatör, soğutucu su
SV	Stop vanası
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$ veya K), Türbin
\bar{T}	Ortalama logaritmik kaynak sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{doyma}	Doyma sıcaklığı (K)
T_G	Jeotermal enerjiyle doğrudan ısıtmada akışkan sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_1	Işıma sıcaklığı (°C)
$T_{sbuhç}$	Suyun buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı (°C)
T_{sbuhg}	Suyun buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı (°C)
$T_{sgç}$	Suyun güneş kollektöründen çıkış sıcaklığı (°C)
T_{sgg}	Suyun güneş kollektörüne giriş sıcaklığı (°C)
$T_{syç}$	Suyun yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı (°C)
$T_{syerç}$	Suyun yer seviyesinden çıkış sıcaklığı (°C)
$T_{syersev}$	Suyun yer seviyesine giriş sıcaklığı (°C)
T_{syg}	Suyun yoğuşturucuya giriş sıcaklığı (°C)
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası
TSKIP	Toprak-su kaynaklı ısı pompası
TTKIP	Toprak-toprak kaynaklı ısı pompası
u	Birim kütle başına iç enerji (kJ/kg)
UV	Ultraviyole
ÜK	Üretim kuyusu
V_{top}	Toplam hacim (m ³)
\dot{V}	Hacimsel debi (m ³ /s veya m ³ /s)
\dot{W}	Güç (kW)
y	Hibrit çalışma durumunda üretilen ısı miktarının toplam ısı ihtiyacına oranı
Y	Yoğuşturucu
YBGO	Yüksek basınç genleşme odası
YBSS	Yüksek basınç siklon seperatörü
YBT	Yüksek basınç türbini
ydm	Yıllık doğalgaz maliyeti (TL/yıl)
YDM	Yıllık toplam doğalgaz maliyeti (TL/yıl)

YDS	Yardımcı doğalgaz sistemi
YG	Yoğuşturulamaz gazlar
YKIP	Yer kaynaklı ısı pompası
YSIE	Yüzey suyu ısı eşanjörü
YSIP	Yüzey suyu ısı pompası
YP	Yoğuşturma pompası
YSP	Yoğuşmuş su pompası
Z	Seviyelendirilmiş parasal harcama (\$/h)
ε	Özgül ekserji (kJ/kmol)
ε_{ph}	Özgül fiziksel ekserji (kJ/kmol)
η	Verim
η_c	Cihazın çalışma kapasitesinin maksimum kapasitesine oranı
ρ	Özkütle (kg/m ³), 178
ψ	Açık sistemde birim kütle başına ekserji (kJ/kg)
\dot{C}_D	Yıkıma uğrayan ekserjinin akış maliyeti (\$/h)
$E_{il,I\dot{C}S}$	Isıtma çevrim suyu sisteminin ilave enerji veya elektriksel güç taleb (kW)
$P_{il,d}$	Dağıtım sistemi için gerekli ilave özgül güç
i_{eff}	Geri ödeme oranı (%)
k	Bir değere getirilmiş düzeltme faktörü
r_n	Eskalasyon (%)
y_E	Sistemdeki bir ekipmanda gerçekleşen enerji kaybının tüm sistemde gerçekleşen enerji kaybına oranı
y_{Ex}	Sistemdeki bir ekipmanın ekserji yıkımının tüm sistemin ekserji yıkımına oranı

Alt İndisler:

0	Ölü hal
a ₁ ,IE	Isı eşanjörleri tarafından alınan
A _N	Boru kesit alanı (m ²)
AT	Akümülayon tank grubu
ath	Akışkan taşıma hattı
bak	Bakım
BG	Baca gazları
ç	Çıkan
ç,IP-AT	Isı pompası-akümülayon tankı hattıyla çıkan
ç,IP-IE	Isı pompası-ısı eşanjörü hattıyla çıkan
ç,sis	Sistemden çıkan
D	Dağıtım sistemi
dağ.	Dağıtım sistemi
el	Elektrik
ex- eş zamanlı	Hem ısıtma hem soğutma durumunda ekserjiyle ilgili
ex-ısıtma	Isıtma durumunda ekserjiyle ilgili
ex-soğutma	Soğutma durumunda ekserjiyle ilgili
filt	Filtre
g	Giren
g,IP-AT	Isı pompası-akümülayon tankı hattıyla çıkan
g,IP-IE	Isı pompası-ısı eşanjörü hattıyla giren
g,sis	Sisteme giren
h	Havuz
H	Isıl talep

h,ç	Havuzdan çıkış durumu
h,g	Havuzza giriş durumu
H ₂ O	Su
İÇS	Isıtma çevrim suyu sistemi
İÇS-AT,ç	Isıtma çevrim suyu-akümülyasyon tankı hattıyla çıkan
İÇS-AT,g	Isıtma çevrim suyu-akümülyasyon tankı hattıyla giren
İE	Isı eşanjör grubu
İE,ç	Isı eşanjöründen çıkış durumu
İE,g	Isı eşanjörüne giriş durumu
İP ₁ pompası	
İP1	Birinci ısı pompası
İP2	İkinci ısı pompası
İP-AT,ç	Isı pompası akümülyasyon tankı hattıyla çıkan
İP-AT,g	Isı pompası-akümülyasyon tankı hattıyla giren
ı ₁ ,rad	Radyatöre ait ürün niceliği
ı ₁ ,sis	Sistemin ı ₁
i,y	İlk yatırım
iç	Bina içi ortam
işç	İşçilik
işl	İşletme
iz	İzolasyon
jeo,ç	Çıkan jeotermal akışkan
jeo,g	Giren jeotermal akışkan
ka,KY	Kazan yüzeyinden gerçekleşen kayıp
kad	Kademe
K-AT	Kazan-akümülyasyon tankı hattı

K-AT,ç	Kazan-akümülyasyon tankı hattıyla çıkan
K-AT,g	Kazan-akümülyasyon tankı hattıyla giren
kay	Kayıp
kay,AT	Akümyasyon tank grubundaki kayıp
kay,IP	Isı pompasındaki kayıp
kay,sis	Sistemdeki kayıp
kaz	Kazan
KÇ	Kazandan çıkıştaki durum
KG	Kazana giriş durumu
komp	Kompresör
komp1	Birinci ısı pompasının kompresörü
komp2	İkinci ısı pompasının kompresörü
küt,ç	Kütleyle çıkan
küt,g	Kütleyle giren
maks.	Maksimum
nak	Nakliyat
ots	Ortalama tasarım sıcaklığı
P1	P1 sirkülyasyon pompa grubu
P10	P10 sirkülyasyon pompası
p2	Kazanda ikinci bölgeye girişteki durum
P2	P2 sirkülyasyon pompa grubu
p3	Kazanda üçüncü bölgeye girişteki durum
P3	P3 sirkülyasyon pompa grubu
P4	P4 sirkülyasyon pompa grubu
P5	P5 sirkülyasyon pompası
P6	P6 sirkülyasyon pompası

P7	P7 sirkülasyon pompası
P8	P8 sirkülasyon pompası
P9	P9 sirkülasyon pompası
q	Isıl
R1	R1 radyatör grubu
R123	Soğutucu akışkan-123
R2	R2 radyatör grubu
R3	R3 radyatör grubu
R4	R4 radyatör grubu
rad	Radyatör
s	Su
ser	Servis
sirk.pomp.	Sirkülasyon pompası
su,AT	Akümülyasyon tank grubunda bulunan su
tesl	Teslimat
th,AT	Akümülyasyon tank grubundaki ısıyla ilgili
th,IE	Isı eşanjör grubu için ısı değer
th,IP	Isı pompasıyla ilgili ısı değer
top	Toplam
tsd	Tasarım sıcaklığındaki düşüş
ü	Üretim
ver	Vergi
w	İş olarak
y	Yıkım
y	Yüzey
y,AT	Akümülyasyon tank grubundaki yıkım

y, sis	Sistemdeki yıkım
yak	Yakıt
yak, rad	Radyatöre ait yakıt niceliği
yan	Yanma
yard. cih	Yardımcı cihazlar
y-buh.	Buharlaştırıcıdaki yıkım
yg	Yakıt girişi
yiç	Yanma işleminden çıkan
yig	Yanma işlemine giren
y-k. valfi	Kısılma vanasındaki yıkım
y-komp.	Kompresördeki yıkım
y-kond.	Yoğuşturucudaki yıkım
ys	Yanma sonu ürünleri
ysü	Yanma sonu ürünleri
yü	Yüzey

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. 1965 ve 2013 yılları arasında birincil enerji tüketimi ve CO ₂ salınımı arasındaki ilişki	2
Şekil 2.1. HDPE ve plaka YSIE'li kapalı çevrim yüzey suyu ısı pompası sistemi.....	11
Şekil 2.2. Dik sütun kuyu ısı pompası sistemi	13
Şekil 2.3. Jeotermal beslemeli amonyak-su absorpsiyonlu soğutma sistemi.....	15
Şekil 2.4. Bir güneş destekli YKIP sisteminin şematik diyagramı	17
Şekil 2.5. Kuru buharlı jeotermal güç santralının şeması ve T-s diyagramı	21
Şekil 2.6. Tek buharlaştırmalı güç çevriminin işlem şeması	23
Şekil 2.7. Tek buharlaştırmalı jeotermal güç santralının T-s diyagramı	25
Şekil 2.8. Çift alım türbinli çift buharlaştırmalı jeotermal güç santrali	26
Şekil 2.9. Çift alım türbinli ve çift buharlaştırmalı jeotermal güç santralının T-s diyagramı.....	28
Şekil 2.10. Kuyu basınç üretiminin optimizasyonu	29
Şekil 2.11. Kuru buhar santralının tipik bir basitleştirilmiş akış diyagramı	29
Şekil 2.12. Kızdırılmış buhar genişmesinde tübin girişindeki basınç düşüşünün etkisini gösteren T-s diyagramı	30
Şekil 2.13. Carnot ve Lorenz Çevrimi	32
Şekil 2.14. Saf buhar ve yoğuşturulamaz gazlarla karışık buharın tipik ısı verme eğrileri	33
Şekil 2.15. Saf su Organik Rankine Çevrimine ait tipik T-s diyagramı.	34
Şekil 2.16. Organik Rankine Çevriminin akış diyagramı.	35
Şekil 2.17. Kalina çevrimli jeotermal elektrik santralının akış diyagramı.....	38
Şekil 2.18. Hibrit bir sistem örneği	40
Şekil 2.19. Entegre tek ve çift buharlaştırmalı santral şeması.	41
Şekil 2.20. Entegre tek ve çift buharlaştırmalı çevrimin T-s diyagramı	42
Şekil 2.21. Kombine tek ve çift buharlaştırmalı santral şeması.....	43
Şekil 2.22. Kombine tek ve çift buharlaştırmalı çevrimin T-s diyagramı.....	43
Şekil 2.23. Entegre buharlaştırmalı-binary bir santralin şematik gösterimi.....	44
Şekil 2.24. Entegre buharlaştırmalı-binary bir çevrimin üst kısmına ait T-s diyagramı.....	45
Şekil 2.25. Entegre buharlaştırmalı-binary bir çevrimin alt (binary) kısmına ait T-s	46
Şekil 2.26. Kombine tek buharlaştırmalı-ORC bir çevrimin şematik gösterimi.....	47
Şekil 2.27. Kalina çevrimiyle kombineli tek (üst) ve çift (alt) buharlaştırmalı çevrimlerin şematik gösterimi.....	48
Şekil 2.28. Gelişmiş jeotermal sistem	49
Şekil 3.1. Oylat JMIS' nin şematik görünümü.....	60
Şekil 3.2. Oylat JMIS' deki ısı pompalarının iç yapısı	61

Şekil 3.3. Yoğuşmalı kombinin bölümleri	76
Şekil 3.4. Isı eşanjör grubunun şematik görünümü.....	83
Şekil 3.5. Akümülyasyon tank grubunun şematik görünümü	85
Şekil 3.6. P1 sirkülyasyon pompa grubunun şematik görünümü.....	91
Şekil 3.7. P2 sirkülyasyon pompa grubunun şematik görünümü.....	92
Şekil 3.8. P3 sirkülyasyon pompa grubunun şematik görünümü.....	92
Şekil 3.9. P4 sirkülyasyon pompa grubunun şematik görünümü.....	93
Şekil 3.10. P ₅ sirkülyasyon pompasının şematik görünümü	93
Şekil 3.11. P ₆ sirkülyasyon pompasının şematik görünümü	94
Şekil 3.12. P ₇ sirkülyasyon pompasının şematik görünümü	95
Şekil 3.13. P ₈ sirkülyasyon pompasının şematik görünümü	96
Şekil 3.14. P ₉ sirkülyasyon pompasının şematik görünümü	96
Şekil 3.15. P ₁₀ sirkülyasyon pompasının şematik görünümü.....	97
Şekil 4.1. Oylat JMIS' de kullanılan kazanların yıllık kapasite kullanım miktarları..	119

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. fi'nin parametre değerleri	88
Çizelge 3.2. Ekipmanların toplam ilk yatırım ve toplam işletme maliyet eşitlikleri	100
Çizelge 3.3. Ekipmanların ekserjiye bağlı maliyet eşitlikleri ve yardımcı eşitlikler	101
Çizelge 3.4. Ekipmanların ekserji yıkım maliyeti ve termoekonomik faktör eşitlikler.....	104
Çizelge 4.1. Oylat JMIS ile buna eşdeğer DMIS'nin teknik yönden karşılaştırılması .	105
Çizelge 4.2. Oylat JMIS ve buna eşdeğer DMIS'de radyatör su sıcaklıkları	109
Çizelge 4.3. Oylat JMIS jeotermal akışkan taşıma hattı maliyeti	110
Çizelge 4.4. Oylat JMIS ısı merkezi ekipmanları, fiyatları ve toplam maliyeti	110
Çizelge 4.5. Oylat JMIS ısıtma çevrim suyu sistemi ilk yatırım maliyeti	111
Çizelge 4.6. Oylat JMIS bina içi sistem ilk yatırım maliyeti.....	112
Çizelge 4.7. Oylat JMIS'nin toplam ilk yatırım maliyeti	113
Çizelge 4.8. Oylat JMIS 'ye eşdeğer DMIS 'nin akışkan taşıma hattı ilk yatırım maliyeti.....	113
Çizelge 4.9. Oylat JMIS' ye eşdeğer DMIS' nin ekipmanları ve ilk yatırım maliyeti .	114
Çizelge 4.10. Oylat JMISye eşdeğer DMIS 'nin toplam ilk yatırım maliyeti.....	115
Çizelge 4.11. Oylat JMIS ve buna eşdeğer DMIS 'nin ilk yatırım maliyetleri açısından karşılaştırılması	116
Çizelge 4.12. Oylat JMIS' de kullanılan ısı pompalarına ait kapasite verileri	117
Çizelge 4.13. Isı pompalarının kompresörlerine ait kapasite verileri	117
Çizelge 4.14. Bursa ili için 2019 yılına ait ısıtma derece gün sayıları.....	117
Çizelge 4.15. Oylat JMIS' nin yıllık toplam işletme maliyeti	121
Çizelge 4.16. Oylat JMIS'ye eşdeğer DMIS' nin yıllık toplam işletme maliyeti	124
Çizelge 4.17. Isı pompası – eşanjör hattındaki suyun ısı pompalarına giriş/çıkış özgül entalpileri ve enropileri	127
Çizelge 4.18. Yanma reaksiyonundaki maddelerin oluşum entalpileri	130
Çizelge 4.19. Yanma reaksiyonundaki maddelerin \bar{h}_f° ve \bar{h} değerleri	131
Çizelge 4.20. Yanma reaksiyonundaki maddelerin \bar{h}_f° ve \bar{h} değerleri.....	134
Çizelge 4.21. Yanma sonucu oluşan ürünlerin mol sayıları ve oranları	135
Çizelge 4.22. N ₂ , H ₂ O ve CO ₂ 'nin ϵ° değerleri	136
Çizelge 4.23. N ₂ , H ₂ O ve CO ₂ 'nin c_p^ϵ değerleri	136
Çizelge 4.24. Yanma reaksiyonundaki bazı maddelerin 318 K ve 345 K sıcaklıklarındaki c_p^h değerleri	137
Çizelge 4.25. N ₂ ve O ₂ 'nin 318 K sıcaklığındaki $c_{p\epsilon}$ değerleri	138
Çizelge 4.26. Yanma sonu ürünlerinin yoğunlaşmadan sonraki mol sayıları ve mol oranları	139
Çizelge 4.27. H ₂ O (sıvı maddesinin 280 K ve 318 K sıcaklıklarındaki özgül entalpi ve özgül entropi değerleri	140

Çizelge 4.28. Belirli sıcaklıklarda suyun özgül entalpi ve özgül entropi değerleri	144
Çizelge 4.29. Sistemdeki bütün noktaların termodinamik özellikleri ve ekserji değerleri	157
Çizelge 4.30. Sistemdeki ekipmanların ekserji ve enerji sonuçları	158
Çizelge 4.31. Ekipmanlara ait normal ve saatlik maliyetler ve bu maliyetlere göre seviyelendirilmiş toplam maliyet	160
Çizelge 4.32. Sisteme ait noktasal birim ekserji maliyeti ve ekserji akış maliyetleri ..	162
Çizelge 4.33. Sistemde bulunan ekipmanlardaki ekserji yıkımının maliyeti ve bu ekipmanların termoekonomik değeri	163

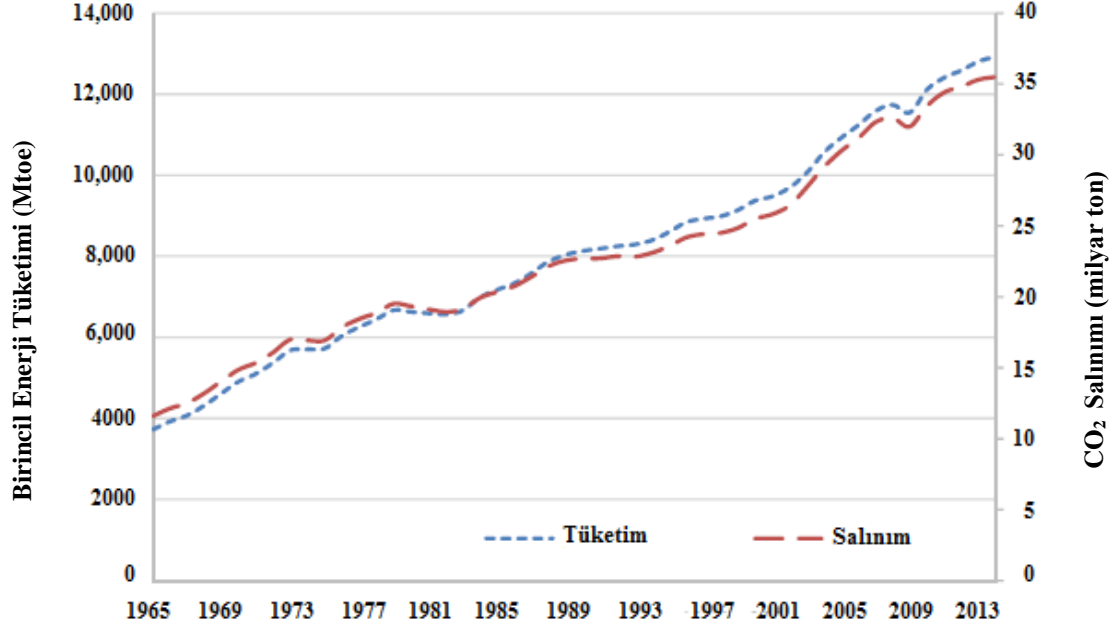
1. GİRİŞ

Enerji konusunda herkes bir anlayışa sahip olmasına rağmen, enerjinin tam olarak tanımının yapılması zordur. Enerji; değişime yol açan faktör olarak tanımlanabilir (Boles ve Çengel, 1989). Enerji insan hayatının devamı için sabah uyandıktan sonra akşam tekrar uyuyana kadar en önemli ihtiyaçtır. Enerjiye olan ihtiyaç günden güne artmaktadır. İletişim ve ulaşımdan endüstri, ev konforu, iş yerleri ve hatta ülke içi güvenliğe kadar hayatın her alanı enerjiye sıkı sıkıya bağlıdır (Singh ve Dwevedi, 2019).

Endüstri devriminden bu yana enerjiye olan küresel talep refah düzeyine bağlı olarak artmaktadır (Bhowmika ve ark. 2017). Artan bu talebi karşılamak halihazırdaki en büyük zorluklardan birisidir (Acar ve Dinçer, 2017). Günümüzde, dünyadaki enerji talebinin yaklaşık %80'i fosil yakıtlardan karşılanmaktadır (Aleixandre-Tudo ve ark. 2019). Biyokütle ve bazı yenilenebilir enerji kaynaklarının yanı sıra fosil yakıtlar kullanılarak enerji üretimi ve tüketimi yapmak çevreyi kirleten azot oksit (NO_x), sülfür oksit (SO_x) gibi sera gazları ve duman ile parçacıklı maddelerin salınımına yol açmaktadır (Wang ve ark. 2019). Sera gazlarının olumsuz etkileri enerji kullanımından kaynaklanmaktadır ve kültür ile yaşam standartları üzerinde olumsuz etki bırakmaktadır. Ayrıca çevresel sorunlar ülkelerin ekonomik düzenini etkilediklerinden önemli problemlerdir. Enerji tüketimi ve CO_2 salınımı arasında yakın bir ilişki olduğu görülmektedir (Acar ve Dinçer, 2017).

Yenilenebilir enerji kullanımı fosillere, enerji üretimi ve tüketiminden kaynaklanan zararlı kirleticilere ve sera gazı salınımlarına bağımlılığı azaltabilir. Jeotermal enerji; yerin çekirdeği olan magmanın ısısından gelen yenilenebilir bir enerji çeşididir (Noorollahi ve ark. 2019). Temiz, çevre dostu ve ucuz yenilenebilir enerji kaynağı olarak tanımlanmaktadır (Herez ve ark. 2017). Ayrıca jeotermal enerji sistemleri kuruluşlar veya tesisler için düşük maliyetli kaynaklar sağlayabilir. Bu enerji çeşidi rüzgar ve güneş enerjisi gibi diğer yenilenebilir enerji çeşitlerine kıyasla daha uzun ömürlü, sürekli ve güvenilirdir (Soltani ve ark. 2019).

Doğalgaz ise diğer fosil yakıtlara kıyasla en temiz fosil yakıt çeşididir. Çünkü çevreyi kirleten üç temel bileşen (SO₂, PM ve is) doğalgaz dumanında bulunmamaktadır (İmal ve ark. 2013).



Şekil 1.1. 1965 ve 2013 yılları arasında birincil enerji tüketimi ve CO₂ salınımı arasındaki ilişki

Isınma ve santraller vasıtasıyla elektrik elde etme ihtiyaçlarının karşılanmasında fosil yakıtların kullanılması hem çevre kirliliğine yol açmakta hem de bu fosil yakıtların büyük bir kısmı yurtdışından ithal edildiğinden ülkemizin enerjide dışa bağımlılığının yanı sıra mali yük doğurmaktadır. Bu nedenle kışın ısınma, yazın serinleme ve elektrik üretimi için tamamen yerli kaynak olan jeotermal enerjinin kullanılması hem ülkemizin enerjide dışa bağımlılığını azaltacaktır hem de bu ihtiyaçların çevreye zarar vermeden karşılanmasına sebep olacaktır. Bu yüzden jeotermal enerjinin günümüzde en çok kullanılan enerji kaynaklarından biri olan doğalgaz ile teknik ve mali açıdan kıyaslanmasının önemi ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmamızda önce jeotermal enerji alanında şimdiye kadar yapılmış olan çalışmalardan bahsedildikten sonra jeotermal enerjiyle alakalı genel bilgilere yer verilmiştir. Bunun ardından bu enerji kaynağının doğrudan ve dolaylı kullanım alanları detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Daha sonra ise jeotermal enerji ile doğalgaz enerjisinin teknik ve mali açıdan kıyaslanması Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi (JMIS)

üzerinden yapılmıştır. Bu yapılırken söz konusu ısıtma sistemi bir ısıtma sistemini meydana getiren akışkan taşıma hattı, kazan dairesi gibi temel bölümlere ayrılarak ele alınmıştır. Çalışma boyunca hem Oylat'taki tesiste incelemeler yapılarak ve işletme yetkilileriyle fikir alışverişinde bulunularak hem de bu jeotermal ısıtma sisteminin kurulumunu üstlenen şirketin çalışanlarına danışılarak teknik ve mali bakımdan eksiksiz bilgilere ulaşılmaya çalışılmıştır. Ayrıca mali hesaplamalar yapılırken bazı ekipmanların fiyatlarını tespit etmek amacıyla bu ekipmanları tedarik eden firmaların internet sitelerinden yararlanılmıştır. Jeotermal sistem ve buna eşdeğer doğalgazlı ısıtma sisteminin ilk yatırım ve işletme maliyetleri hesaplanmış ve jeotermal ısıtma sisteminin ilk yatırım maliyetini kaç yılda geri ödeyeceği tespit edilmeye çalışılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Kuramsal Temeller

Jeotermal terimi Yunanca'da 'yer' anlamına gelen 'ge', 'ısı' anlamına gelen 'therme' ve 'aktif' anlamına gelen 'energus' sözcüklerinden gelmektedir. Bu yüzden jeotermal enerji; yerin içinden gelen hareketli ısı enerjisi olarak düşünülebilir (Soelaiman, 2016).

2.1.1. Jeotermal Enerjinin Oluşumu

Termal enerji yer kabuğunun kaya oluşumları nedeniyle yerin yüzeyine doğru hareketleri sebebiyle oluşur. Bu oluşum yaklaşık 40 – 60 mW/m² ısı akışıyla sonuçlanan ve ortalama 20 ile 30 °C/km arasında olan iletimsel sıcaklık değişimlerine neden olur. Dünyanın bazı bölgelerinde yerel sıcaklık gradyanı (değişimi) 30 °C/km' den daha fazla olabilir. Örneğin; Huntley, Yeni Zelanda' da ölçülen termal sıcaklık gradyanı 52-55 °C/km arasında değişmektedir. Jeotermal sıcaklık değişimi Fourier'in ısı iletim kanunu sebebiyle jeotermal akışkanın geçtiği farklı kaya oluşumlarının ısı iletimlerinden de etkilenir.

Gerçekte jeotermal sıcaklık değişimi yeraltında düşük ısı iletimli kayaların bulunduğu yerlerde daha yüksek ve yüksek iletimsel kayaların bulunduğu yerlerde daha düşük olsa da lineer olarak düşünülebilir. Şu da bilinmektedir ki kömürler, kömür yatakları ve hidrokarbon içerikli kayalar daha az iletken ve yeraltındaki ısı geçişini engelleyen ısı yalıtkanlar gibi davranırlar. Ayrıca derinlerdeki bazı volkanik kayalar radyoaktif çözülme ile ısı açığa çıkarırlar ve bu tip kayalar boyunca termal sıcaklık gradyanı daha yüksek olabilir.

Yeryüzünün tektonik tabaka sınırları boyunca doğal sıcaklık değişimi 100°C/km kadar olabilir. Yer altı sularının temas ettikleri kayaların yeteri kadar geçirgen ve doğal su geliminin (yağmur suları, deniz suyu vs.) iyi olması durumunda sıcaklık dağılımı sabit olmaz ve ısı iletim durumundakinden çok daha fazla ısı enerjisi taşıyan su hareketleri sayesinde taşınım ile ısı transferine yol açar. Doğal ısı taşınımı da yeryüzüne yakın seviyelerde oldukça yüksek sıcaklıklarla sonuçlanır. Bu yüksek enerji yoğunluğuna sondaj yapıp yukarı doğru akan bu akışkana ulaşarak insanoğlu el atar. Bu tabaka sınırlarının birçoğunda jeotermal enerji kendiliğinden kaplıca suyu, sıcak su birikintisi,

kaynaçlar, çamur havuzu yüzeyindeki fokurdama ve yer yüzeyinden buhar çıkması şeklinde açığa çıkar (Zarrouk ve McLean, 2019).

2.1.2. Jeotermal Enerjinin Avantajları, Dezavantajları ve Çevreye Olan Etkileri

Bir yenilenebilir enerji kaynağı olan jeotermal enerjinin avantajları kadar yakın zamanlarda kullanımının artmasıyla birlikte gündeme gelen çevresel zararları da mevcuttur. Haliyle bu enerji nevinin avantajları ile beraber çevreye verdiği zararları da irdelemek lazım gelir (Doğan, 2019).

Jeotermal Enerjinin Avantajları

Jeotermal enerji; reenjeksiyon yapılması şartıyla yenilenebilir ve sürdürülebilir bir enerji çeşididir. Jeotermal enerji potansiyeli açısından şanslı bir ülke olan Türkiye için birçok avantaj sunmaktadır. Bu avantajları şu şekilde sıralayabiliriz:

Jeotermal enerji birçok sektörde ısıyla ilgili uygulamalarda pozitif sonuçlar ortaya çıkarmaktadır

Temiz enerji çeşididir. Çevreye zarar verebilecek herhangi bir salım (emisyon) söz konusu değildir.

Ülkemiz enerjide dışa bağımlı olduğu için ülkemiz açısından mühim bir enerji kaynağıdır.

Geleneksel enerji kaynaklarına kıyasla daha ucuzdur ve kullanıma hazır.

Kaynağın mevcut olduğu bölgede üretim tesislerinin kurulması kolaydır ve tesis için gereken alan küçüktür.

Hava şartlarından etkilenmez (Avcıoğlu, 2017) .

Jeotermal enerji süreklilik ve depolama sorunlarının çözümü için diğer enerji türleriyle birlikte kullanılabilir (Soltani ve ark., 2019).Jeotermal enerjiyi üretmek için gerekli olan maliyet diğer enerji çeşitlerine kıyasla daha azdır. Bu maliyet hibrit kullanımlar bahis mevzu olduğunda daha da azalmaktadır (Güngör, 2018).

Ekonomik olmasının başka bir işareti ise ilk yatırım maliyetlerinin kısa zamanda amorti edilebilmesidir.

Jeotermal ısıtma sistemlerinde ısı kayıpları oldukça azdır. Atık taşıma ve depolama gibi sorunlar yoktur. Elektrik üretimi için kullanılmasının haricindeki kullanımlarda yerli teknoloji oluşturabilir (Doğan, 2019).

Jeotermal Enerjinin Dezavantajları

Jeotermal güç santrallerinin dezavantajı bu santralleri kurmak için uygun yer bulmanın zor bir iş olmasından dolayı konum sorunudur. Jeotermal güç santrallerinin kurulabilecekleri konum sayısı çok sınırlıdır. Konum sıcak kayaların üstünde olmalıdır. Böylece kolaylıkla delme işlemi yapılabilir. Jeotermal güç santrali için yer azlığının yanı sıra güvenlik sorunu da vardır. Çünkü jeotermal enerji yoğunluğu genellikle volkanik olayların yoğun ve depremlerin daha sık olduğu tabaka sınırlarında bulunur. Ara sıra jeotermal enerji bulunan yerlerden birkaç ay boyunca buhar çıkar. Bu süre zarfında da güç santrali elektrik üretilmez. Jeotermal enerjiden diğer enerji kaynaklarına göre nisbeten daha az güç üretilir. Jeotermal enerjiden elde edilen enerjinin taşınması zordur. Bu yüzden jeotermal enerji santralleri kendilerinin etrafındaki yerlere enerji sağlayabilirler (Mohtasham, 2015) .

Jeotermal Enerjinin Çevreye Olan Etkileri

Jeotermal enerjinin birçok olumlu yönü olmasına rağmen, ısıl kirlilik, kimyasal kirlilik, maddi zarar ve toprak-arazi hasarı gibi geniş yelpazede çevresel zararlara sebebiyet verdiği görülmüştür.

Jeotermal akışkanların içerdiği kimyasal maddeler çevreye olumsuz etkilerde bulunmaktadır. Bu kimyasal maddelerden biri olan bor, bitki örtüsü için oldukça zararlı iken, civa canlılar için son derece zehirlidir. Civa canlıların dokularında kendini belli etmeden birikmekte ve besin zinciri üzerinde çoğalarak zarara sebebiyet vermektedir. Bazı durumlarda jeotermal atık sular göl, akarsu, dere veya nehirlere verilebilmektedir. Bu gibi yerlerde yaşayan canlılar çok düşük miktarlardaki ısı değişimine bile gayet hassas oldukları için, ekosistemimizde kaydadeğer değişimler yaşanabilmektedir. Jeotermal enerji kaynaklarının yer aldığı bölgeler, çoğunlukla tarım için elverişli

bölgelerdir. Bu yerlerde imal edilen tarım ürünleri jeotermal tesislerin atıklarından olumsuz yönde etkilenmektedirler (Doğan, 2019).

2.1.3. Jeotermal Enerjinin Doğrudan Kullanımı

Jeotermal enerjinin ev banyosu, yüzme havuzlarındaki ısı gereksinimi, mekan soğutması için absorpsiyonlu soğutucuya (chiller) ısı sağlama, jeotermal ısı pompası kullanımı, çeşitli endüstriyel uygulamalar, tarımsal ürün kurutma, buz eritme, çeşitli su ısıtma taleplerinin yerine getirilmesi gibi çeşitli doğrudan uygulama alanları vardır (Inayat ve Raza, 2019).

Jeotermal Enerjinin Bölgesel (Merkezi) Isıtmada Kullanımı

Bölgesel ısıtma sistemi için gereken temel şeyler; sıcak jeotermal akışkan kaynağı, akışkanı kullanıcılara dağıtan boru ağı, kontrol sistem ve reenjeksiyon sistemidir. Bu tür sistemlerin tasarımı dağıtım ağının büyüklüğünün mevcut kaynağın büyüklüğüne uyumlu olmasını gerektirir. Kullanılacak kaynağın sahip olması gereken özellikler; sürdürülebilir akış debisi (bölgesel ısıtma sisteminin büyüklüğü ve kaynak sıcaklığına bağlı olarak genellikle 30 – 200 kg/s arasında olması istenir) ve kaynak sıcaklığıdır ...

En basit sistemler Ranga, İzlanda'da olduğu gibi kaynak olarak yüzey kaplıca sularından beslenir ve bu sistemlerde elde edilen akışkan doğrudan tahliyeyle kullanıcı ağının bulunduğu küçük bölgelere gönderilir. Bu gibi sistemler genellikle ısıtılan bölge için gerekli olandan daha fazla ısıya sahiptir ($Q_{Geo} \gg P_G$). Böyle sistemlerde genellikle yüksek sıcaklığa sahip akışkan bulunur ($T_G > 65^\circ C$). P_G sorun olmadığından T_G 'nin değişim aralığı önemli değildir. Ama yine de bu sistemin geliştirilmesi ısıtmanın gerekli olduğu yerlere sıcak su taşıyan borulardaki ısı kayıplarını en aza indirecek şekilde yapılmalıdır. Bu konuya dikkat edilmesi, sistemin verimli ve kaynağın gelecekteki potansiyel kullanımını tehlikeye atmayacak şekilde çalıştığından emin olmak için önemlidir.

Orta sıcaklıkta (50-65°C) jeotermal akışkanın kullanıldığı tesisler akışkanın ısı eşanjörlerinden geçmesi yoluyla kullanılmasına müsaittirler. Bu eşanjörler akışkanın ısısının verimli bir şekilde kapalı döngü ısıtma ağına aktarılmasına olanak sağlar. Isıtma

ağındaki akışkan ise ısı tedarik eden kullanıcıların bulunduğu kullanım bölgelerine pompalanır.

Akışkan sıcaklığının 40°C'a kadar olduğu tesisler de geliştirilmiştir. Bu sistemlerde kaplı çevrim suyunun sıcaklığını yükseltmek için ısı pompaları kullanılır. Bu sistemler jeotermal akışkanın enerjisine ek olarak başka enerji girdisine de ihtiyaç duyarlar. Bu ısının bir kısmı sistemi terk eden akışkandan alınabilir.

Son olarak bölgesel ısıtma sistemleri temelde büyük boyutlu toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerine dayalı olarak da kurulabilir. Bu sistemler 40°C'tan daha düşük sıcaklıktaki akışkanları kullanırlar (Glassley, 2019).

Jeotermal Isı Pompaları

Isı pompaları 1800'lerde ortaya çıktıklarından beri yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar. Elektrik enerjisi çevre havanın ısı kaynağı veya atım yeri olarak kullanılması durumunda ısı pompaları tarafından en çok kullanılan enerjidir. Bu makinelerde buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi çalışma prensibidir ve çalışma akışkanı olarak uygun bir soğutucu akışkan kullanılır. Isı pompaları ısı enerjisinin elektriksel enerjinin bir sonucu olduğu Ters Carnot Çevrimi'ne göre çalışır. Kısaca, ısı enerjisi düşük sıcaklıktaki bir çevreden daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarılır. Her iki ortamda da ısı eşanjörleri vardır ve bu iki eşanjör arasında soğutucu akışkan dolaşımını sağlamak amacıyla kompresör kullanılır. Soğutucu akışkan (SA) soğuk ortamdaki serpantinlerde düşük basınçta ısıyı çeker ve bu yüzden buharlaşır. Daha sonra bu buharı kompresör sıkıştırır ve buhar soğuk ortamdan çektiği ısıyı yoğunlaşarak sıcak ortama salmak için diğer eşanjöre gider.

Toprak kaynaklı ısı pompaları (TKIP), hava kaynaklı ısı pompaları (HKIP) gibi mevcut diğer ısı pompası çeşitlerine göre daha verimlidir. Bu avantaj TKIP ve HKIP için ısı kaynağı ve ısı enerjisi deposunun sırasıyla toprak ve atmosfer havası olmasından dolayıdır. Toprak aşağı yukarı sabit sıcaklıkta bir ortam gibi davranır, sıcak mevsimlerde havadan daha soğuk ve soğuk mevsimlerde havadan daha sıcaktır.

Toprak kaynaklı ısı pompalarında ısı enerjisi sıcaklık ve basıncı genleşme ve sıkıştırma ile kontrol altında tutularak ısıtılan ortam ve toprak arasında hareket eder. Her TKIP' de

bulunan beş önemli eleman şunlardır: İki adet eşanjör (soğuk ve sıcak ortamda birer tane), genleşme vanası, kompresör ve dönüş vanası.

Isıtma için kullanılan bir ısı pompası aşağıdaki şekilde çalışır:

-Buharlaştırıcı topraktan ısıyı alır.

- Sıvı-buhar fazındaki (genellikle sıvı fazda) SA buharlaştırıcıya girer.

-Toprak bağlantısı sayesinde alınan ısıl enerji SA'ya aktarılır ve SA buharlaşarak düşük basınçlı buhar haline gelir.

Soğutma yapılırken akışkanın akış yönü ve bunun sonucunda ısı transferinin yönü tersine döner. Isıtılan ortamdan ısı alınır ve toprağa verilir. Bazı sistemlerde ısıl enerjiyi sıcak buhardan su tankına aktarmak veya su ısıtması için diğer enerji kaynaklarını transfer etmek için kızgın buhar soğutucusu bulunur (Soltani,2019). Farklı ısı kaynaklarına göre TKIP sistemleri toprak-su kaynaklı ısı pompası (TSKIP) sistemleri, yüzey suyu ısı pompası (YSIP) sistemleri ve toprak-toprak kaynaklı ısı pompası (TTKIP) sistemleri başlıklarına ayrılabilir (Wu ve ark.,2018).

Toprak-Su Kaynaklı Isı Pompası (TSKIP) Sistemleri

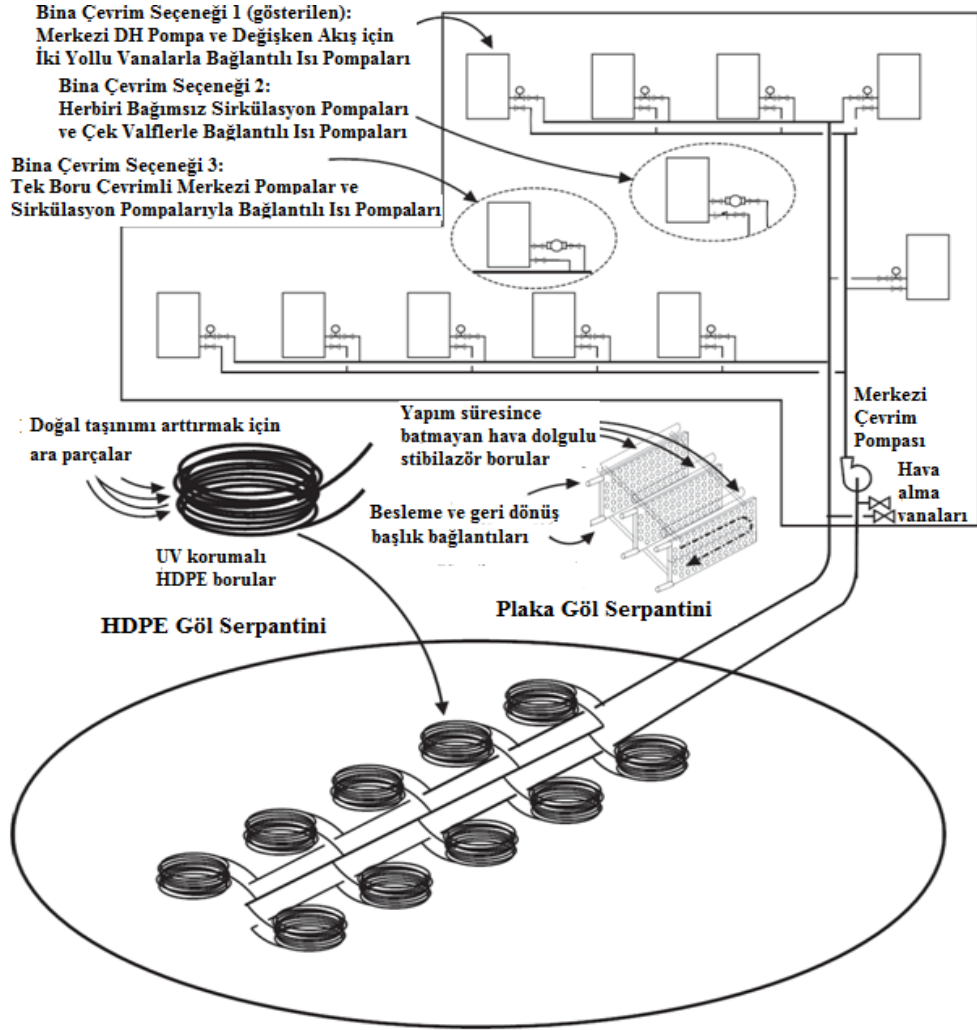
1940'ların sonlarında ilk kez kurulan TSKIP sistemleri aynı zamanda açık çevrim sistemler olarak da adlandırılırlar ve TKIP sistemlerinin özgün tipleridir. Bu sistemler doğrudan kullanım veya ısı pompası için su da tedarik edebilen, ayrıca kuyu ve kuyu pompaları da içeren yatay TSKIP sistemleridir. Kullanılmış yeraltı suyu uygun bir almaca tahliye edilir. Tasarımları yer altı suyunun varlığı ve kimyasal kalitesi gibi koşulların bilinmesine bağlıdır. Bu sistemler düşük maliyetleri, oluşturulmalarının basit oluşu ve az yer kaplamaları nedeniyle ilgi çekici sistemlerdir. Dezavantajları ise sınırlı sayıda olmaları, suyun düşük kimyasal kalitesi ve azalması ve reenjeksiyon gibi durumlarla ilişkilidir (Lucia ve ark., 2017).

Toprak-Toprak Kaynaklı Isı Pompası (TTKIP) Sistemleri

Toprak-toprak kaynaklı ısı pompası (TTKIP) sistemleri kapalı çevrim TKIP sistemleri olarak bilinir. Bu sistemler yer altı sularının varlığı ve kalitesi gibi problemlerle ilişkili olarak 1970'li yıllarda geliştirildi. Dahası, yüksekliklerinin az olması nedeniyle kendilerinden önceki sistemlere kıyasla daha az pompalama enerjisi harcarlar. Bu sistemlerde ısı alımı ve atımı dikey kuyulara veya yatay hendeklere gömülü yüksek yoğunluğa sahip polietilen boru ısı eşanjörler ile gerçekleştirilir. Kullanılan akışkan su veya antifriz çözeltileri olabilir. Dikey kuyulu TTKIP sistemi durumunda, yeraltındaki ısı eşanjörü 30.5-120 m derinliğe ve 76-120 mm çapa sahip kuyular, yeraltı suyunun pisliğini engelleyen dolgu malzemesi, ısı değiştirici akışkanın aktığı 19-38 mm çapında U şekilli borudan müteşekkil olabilir. Dikey TTKIP sisteminin tasarımındaki zorluk ise uygun kuyu derinliğinin ölçülendirilmesine dayanmaktadır. Yatay TTKIP sistemlerinde ise yer altı ısı değiştiricisi 19-38 mm çapında ve toplam 121.9-182.9 m uzunluğunda birbirine paralel bir dizi boru, 1 ton ısıtma ve soğutma kapasitesi, yatayda 0.91-1.83 m genişlikli sondaj deliklerinden oluşmaktadır. Bu yüzeysel zemin tabakası çok fazla sıcaklık değişimine sahiptir; yazdaki güneş ışınımaları yüzünden sonbahar mevsiminde derinlerdeki topraktan (>10 m derinlik) daha yüksek sıcaklıktayken kışın sonunda yer yüzeyindeki ısı kayıpları yüzünden daha düşük sıcaklıktadır. Bu nedenle bu sistemin dezavantajı daha istikrarsız ısı kaynağı sıcaklığı ve ısıtma sezonu boyunca değişken COP değerlerine sahip olmasıdır (Lucia ve ark. 2017).

Yüzey Suyu Isı Pompası (YSIP) Sistemleri

YSIP, yüzey suyu ısı pompası sistemleri iki farklı kurulumu sahiptir: Isı alım-atım çevrim sisteminin göl, havuz, rezervuar veya genel olarak açık kanala en uygun derinlikte yerleştirildiği kapalı çevrim ve suyu yüzey-su kısmından almak için korunmuş besleme sahasının kullanıldığı açık çevrim. Daha sonra su bir alıcıya tahliye edilir. Bu ısıtma sistemlerinde 1 ton ısıtma veya soğutma kapasitesi başına 19-38 mm çapında ve 30.5-91.4 m uzunluğunda borular kullanılmaktadır (Lucia ve ark., 2017).



Şekil 2.1. HDPE ve plaka YSIE'li kapalı çevrim yüzey suyu ısı pompası sistemi

Kapalı çevrimde sudan-havaya ısı pompası yüzey suyu ısı eşanjörüne (YSIE) bağlıdır. YSIE içinde devri daim halindeki akışkan (genellikle su-antifriz karışımı) ile rezervuara ısı verilir (soğutma modu) veya rezervuardan alınır (ısıtma modu). Daha sonra ise binalarda havadan veya havaya ısı transferi yapmak için pompalar kullanılır. Ayrıca Şekil 2.1 gösteriyor ki binadaki merkezi çevrim esnek, yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) serpantin ağına bağlıdır. Bir diğer popüler seçim ise paslanmaz çelik veya kaplama eşanjörlerdir.

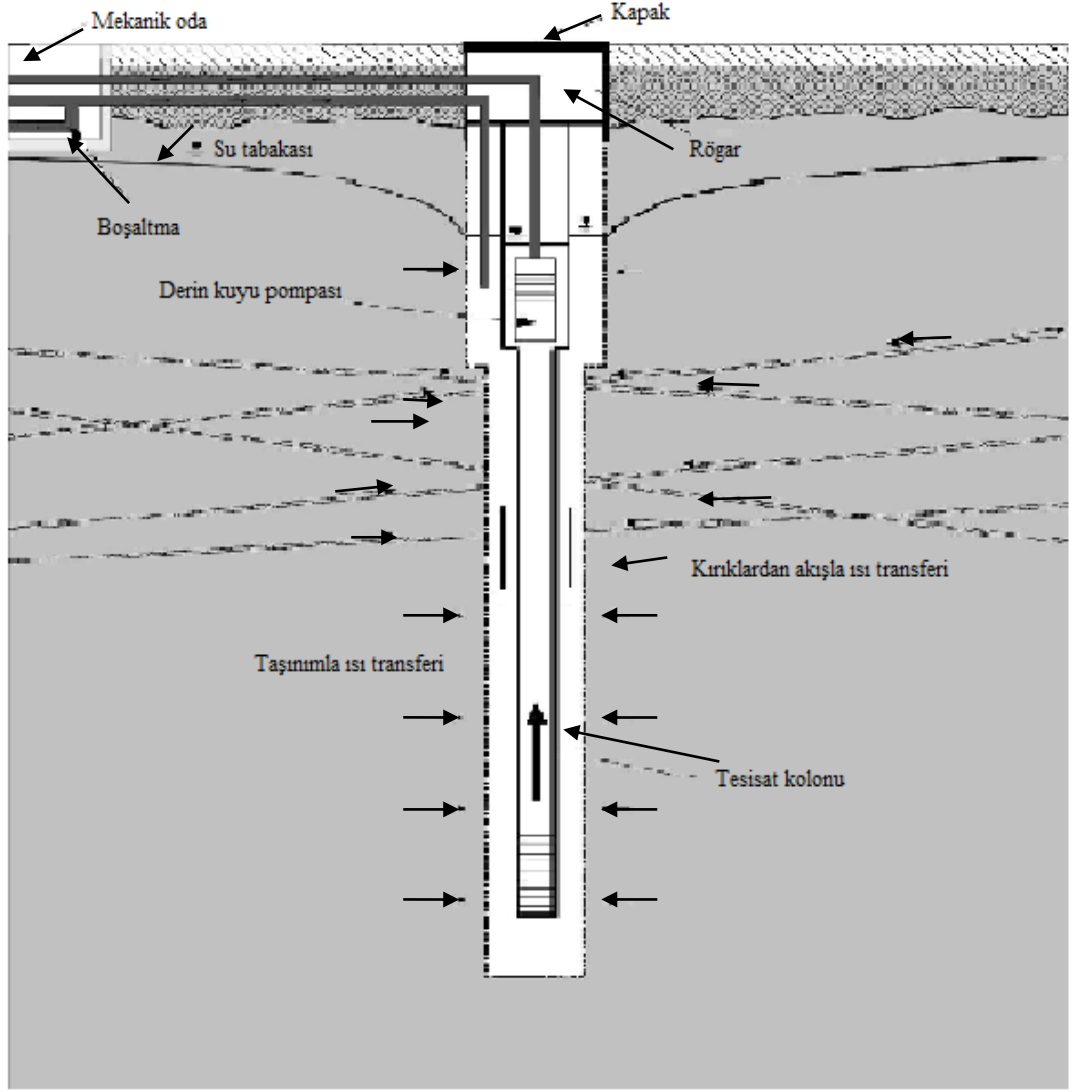
Açık çevrimde ise su, rezervuarın (göl, dere, koy vs.) dibe yakın kısmından sistemin orta kısmında bulunan eşanjöre doğru pompalanır. Kapalı boru çevrimi binadaki ısı pompalarını eşanjöre bağlar...Daha sonra su göle ilk alındığı noktadan bazı

uzaklıklardaki konumlardan geri döndürülür. Pompalar gölün yüzeyinden biraz daha yukarı yerleştirilebilir veya su altında olabilir (Kavanaugh ve Rafferty, 2014).

Dik Sütun Kuyu Isı Pompası(DSKIP) Sistemleri

İyi bilinen açık ve kapalı çevrim toprak ısı eşanjörlerine alternatif bir yaklaşım ise ana kaya içine delinmiş 75-450 m uzunluğunda ve genellikle 150 mm çapında uzun ve açık bir delikten meydana gelen DSKIP sistemleridir. Şekil 2.2' de görüldüğü gibi kaya üzerindeki sağlam olmayan toprak parçacıklarının deliğin içine dolmasını engellemek için kaya yüzeyinden deliğin dibine kadar çelik veya PVC boru kılıf döşenir. Yaygın olarak ticari sistemler için yapılmış tasarımlara göre kuyu dibindeki yer altı suyu tabanından ekranlanmış veya oluklu tesisat kolonu içine konulmuş dalgıç tip kuyu pompasıyla pompalanır. Pompalanan bu yeraltı suyu daha sonra bina ısıtınması, havalandırma, iklimlendirme (HVAC) sistemleri (genellikle ortada bulunan bir ısı eşanjörü ile) için yönlendirilir. Açık çevrimlerin aksine, pompalanan yer altı suyu dik sütun kuyunun halkasal açıklığının altındaki dinamik seviyenin altından aynı kuyuya yeniden kazandırılır.

Kuyudaki fazla su hacmi ve bu suyun kuyuda uzun kalma süresi binanın akışkan sıcaklığından olan maksimum talebin etkisini azaltan ve TKIP için daha uzun çalışma zamanı sağlayan ciddi ısıl atalet neden olur. DSKIP sistemlerinin kilit noktası çalışma süresince genellikle atım olarak bilinen su miktarını yenileme işi için sahip oldukları kapasitedir. Aslında en fazla kullanım zamanlarında pompalanmış suyun bir kısmı dik sütun kuyuya yeniden gönderilmez fakat kuyudan dışarı su tahliyesi yapılır. Bu da net pompalama oranı ve kuyuyu çevreleyen kırık ağındaki akışı ve yatay ısı transferini tetikleyen düşüm konisi meydana getirir. Su atım işlemini kontrol altında tutmak uzun vadeli sıcaklık salınımlarının olmasına olanak verir (Pasquier ve ark, 2016).



Şekil 2.2. Dik sütun kuyu ısı pompası sistemi

Bu ısı pompası çeşitleri soğutma modunda çalıştırılmaları durumunda yaz boyunca ortam soğutması için de kullanılabilirler (Pasquier ve ark , 2016).

2.1.4. Jeotermal Enerjinin Absorbsiyonlu Soğutmada Kullanımı

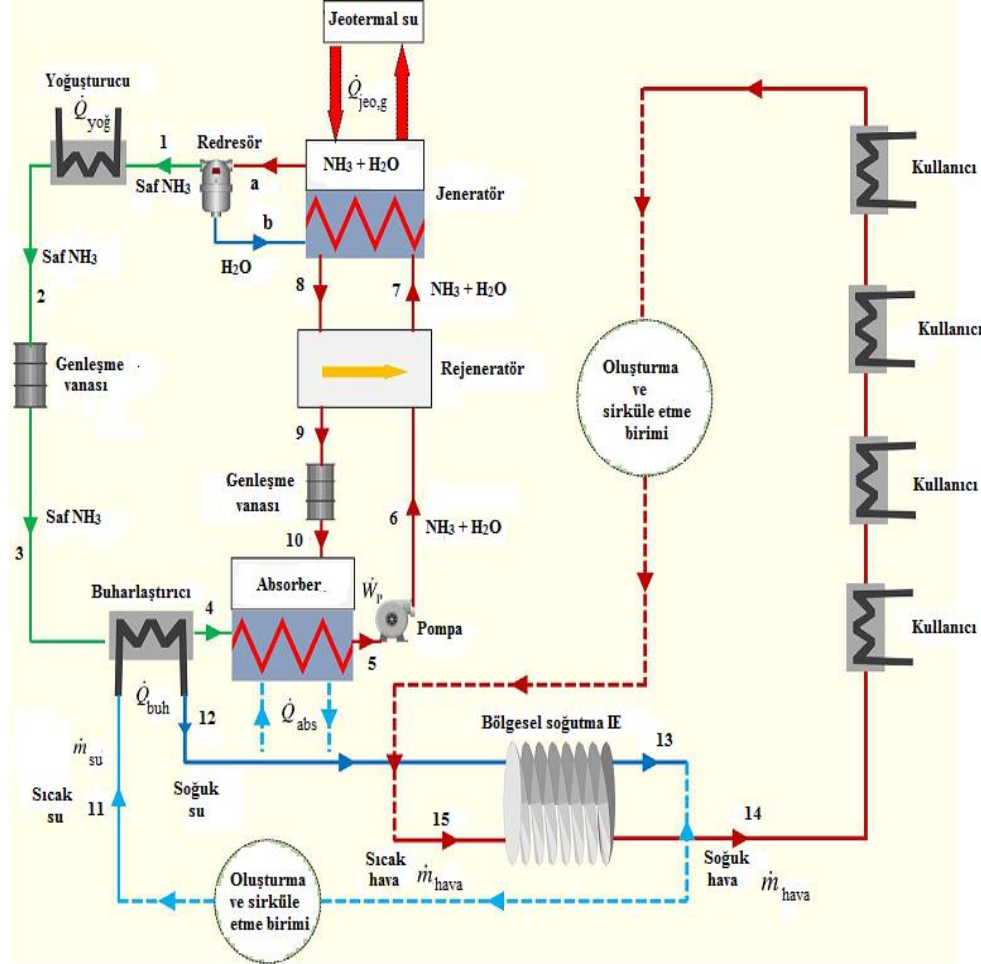
Jeotermal enerji absorbsiyonlu soğutma çevrimi aracılığıyla yer veya mekan soğutmasında kullanılabilir. Amonyak-su karışımı kullanan absorbsiyonlu çillerler (soğutucular) geniş ölçekli kapasitelere sahiptirler. Absorbsiyonlu çillerler ısı kaynağı az bir sıcaklık düşüşüyle yüksek sıcaklıkta ısı sağladığında en yüksek performansı gösterirler. Çünkü temel olarak jeneratöre buhar girişi üzerine tasarlanmışlardır ve yoğunlaşan buhardan olan ısı transferi sabit sıcaklıkta gerçekleşen bir işlemdir.

Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi çillerleri tipik olarak 115°C giriş sıcaklığı değerindedirler. Çillerler ayrıca düşük sıcaklık ile de çalışırlar fakat 'soğutulan ortamdaki alınan ısı oranı' olarak tanımlanan kapasiteleri kaynak sıcaklığının düşmesiyle kaynak sıcaklığındaki her 5°C azalma için %12.5 olarak hızlı bir şekilde düşer. Örneğin; kaynak sıcaklığı 95°C'a düştüğünde kapasite %50 azalacaktır. Bu durumda aynı soğutmaya ulaşmak için çillerin boyutunu (ve böylece maliyetini) iki katına çıkarmak gerekir. Çillerin etkinlik katsayısı (COP) 'çillerin kapasitesinin çillere ısı girişine oranı' olarak tanımlanır ve kaynak sıcaklığının düşüşünden göreceli olarak daha az etkilenir. Kaynak sıcaklığındaki her 5°C azalma için COP %2.5 azalır. 100°C'taki tek kademeli absorpsiyon çillerinin nominal COP değeri 0.44'tür. Bu yüzden her kW soğutma kapasitesi için yaklaşık olarak $1/0.44=2.27$ kW ısı girişi gerekir. 150°C ila 200°C arasındaki sıcak ve sıvı ısı kaynakları için çift kademeli absorpsiyonlu çillerler kullanılır. Bu tür çillerlerin COP değerleri 1.1 ile 1.2 arasındadır.

Isı-etkin ısıl çevrim olarak bir absorpsiyonlu soğutma sistemi; kullanılabilir bir yerdeki her jeotermal kaynak için iyi bir kullanım düzeni olarak görülür. Bir absorpsiyon çevrimi düşük sıcaklıkta jeotermal kaynak ve jeotermal güç santrallerindeki atık ısı kaynağı da dahil olmak üzere bir ısı kaynağını kullanır. Bu atık enerji absorpsiyon makinesine ve tesisin yoğunlaştırucusunu besleyen absorpsiyon makinesinden çıkan soğutulmuş suya enerji sağlar ve her iki sistem için de avantajlıdır. Düşük enerji maliyetiyle ısıl konfora ulaşmak amacıyla düşük sıcaklıktaki jeotermal ısıyı kullanmak için absorpsiyon teknolojisi akıllıca bir uygulama olarak gözükmektedir. Bu teknoloji CO₂ ve sera gazları emisyonunu önemli ölçüde düşürme potansiyeline sahiptir.

Absorpsiyon çevrimi; daha çok bilinen buhar sıkıştırma çevriminde elektrik alımından daha ziyade iki akışkan ve bir miktar ısı alımıyla ortaya çıkan soğutma etkisi sürecidir. Hem buhar sıkıştırma hem de absorpsiyonlu soğutma çevrimleri düşük basınçta soğutucu akışkanın buharlaşmasıyla ısı alımı ve yüksek basınçta soğutucu akışkanın yoğunlaşmasıyla ısı atımı işlerini yapar. Basınç farkı oluşturma ve soğutucu akışkanın sirkülasyonunu sağlama yöntemi iki çevrim arasındaki temel farklılıktır. Buhar sıkıştırma çevrimi soğutucu akışkanı sirküle etmek için gerekli olan basınç farkı oluşturmak amacıyla mekanik bir kompresör kullanır. Absorpsiyon sisteminde ise soğutucu akışkana sirkülasyon yaptırmak için ikincil bir akışkan veya absorbent (emici

madde) kullanılır. Çevrim için gerekli olan sıcaklık düşük-orta sıcaklık aralıklarına düştüğünden ve önemli ölçüde elektriksel enerji tasarruf potansiyeli olduğundan absorpsiyonlu sistem jeotermal uygulamalar için iyi bir yol olarak görülmektedir.



Şekil 2.3. Jeotermal beslemeli amonyak-su absorpsiyonlu soğutma sistemi (Yılmaz, 2017)

Şekil 2.3' te jeotermal sıcak su, absorpsiyonlu soğutma sisteminin ısıl enerji gereksinimini karşılar. Buharlaştırıcıdan çıkan saf amonyak buharı absorberdeki (emici, çekici) su tarafından çekilir. Absorberdeki çözelti, amonyağın su emilimini kolaylaştırmak için su akışıyla sürekli soğutulmalıdır. Amonyakca zengin sıvı çözelti önce rejeneratörde düşük amonyak oranına sahip dönüş akışıyla ısıtılır ve daha sonra jeneratöre pompalanır. Jeneratörde amonyak, sıcak jeotermal sudan gerçekleştirilen ısı transferinin sonucu olarak buharlaşır. Buharlaşan amonyakta kalmış sıvı ise redresöre (rektifayer) geri gönderilir. Amonyakca fakir amonyak-su çözeltisi ise rejeneratör ve

genleşme vanasından geçirilerek absorbere geri geri gönderilir. Amonyakça fakir çözelti ise çevrimden ısının atıldığı yoğuşturucudan geçer.Sıvı amonyağın basıncı buharlaştırıcı basıncına denk gelsin diye genleşme vanasında düşürülür. Sıvı-buhar karışımı amonyak buharlaştırıcıda akarken soğuk sudan ısı çeker ve buharlaştırıcıyı buhar olarak terkeder. Soğumuş su buharlaştırıcıdan çıkar ve binalar için serin hava üretilmesi için ısı eşanjörüne girer. Bu serin hava, yaz aylarında serinlik sağlamak amacıyla binalarda devridaim yaptırılır (Yılmaz,2017).

2.1.5. Hibrit Yer Kaynaklı Isı Pompası (HYKIP) Sistemleri

YKIP sistemlerinin kullanımına ilişkin ana zorluklardan birisi YKIP sistemlerinin performansını azaltan yer ısıl dengesizliğidir. Bu problemi çözmek için binaların belli bir oranda daha ısıtma ve soğutma talebini sağlamak amacıyla yardımcı ısı deposu veya kaynağı kullanan hibrit yer kaynaklı ısı pompası (HYKIP) sistemleri araştırılmıştır. HYKIP sistemlerinin kullanımı yer ısıl dengesizliğini etkili bir şekilde azaltabilir ve aynı zamanda geleneksel bağımsız YKIP sistemlerine kıyasla ilk yatırım maliyetini ve yer alanı ihtiyacını azaltabilir (Gong ve ark. 2018).

İlave enerji kaynağı yöntemleriyle alakalı olarak, ek ısıtma ve soğutma ekipmanlarıyla çalışan farklı tiplerde HYKIP sistemleri vardır. Örneğin; soğutma kulesi, atık enerji cihazı, boyler, elektrikli ısıtıcı, güneş kollektörü, HVAC sistemi ve ısı depolama sistemi. Enerji kaynaklarının en iyi şekilde seçimi ciddi ölçüde meteorolojik parametreler ile binaların ısıtma ve soğutma yüklerine bağlıdır (Liu ve ark. 2019).

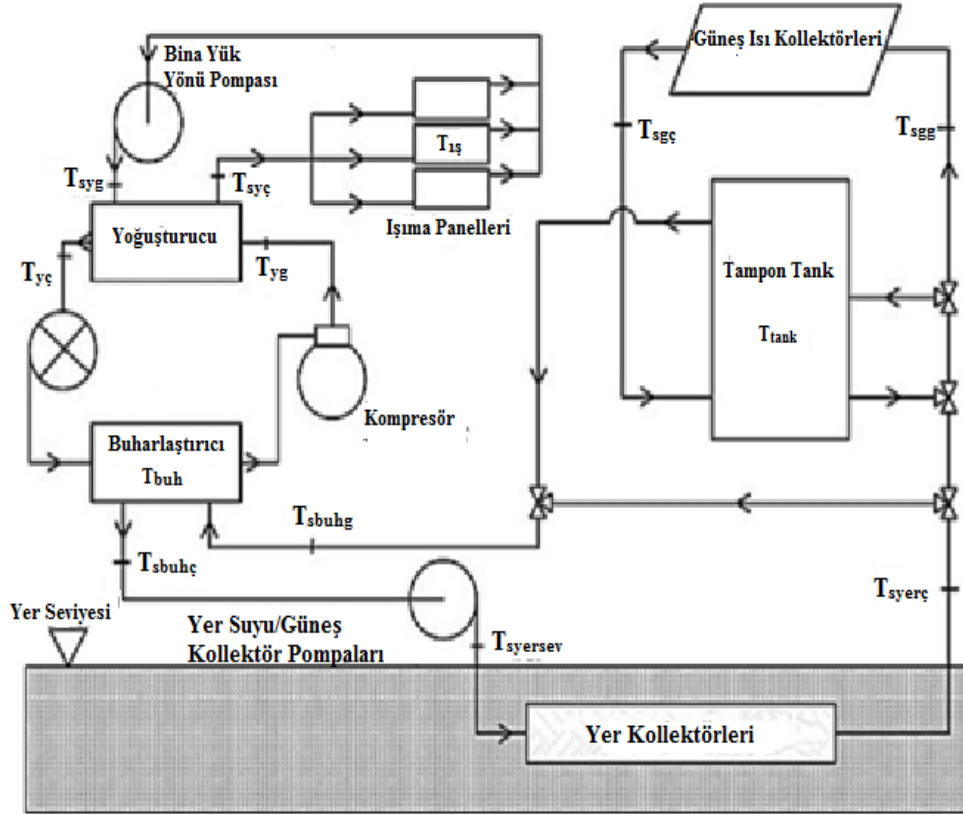
Soğutma Kuleleri

Soğutma kuleleri HYKIP sistemlerinde kullanılan en tipik ilave ısı deposudur. Soğutma kulesi toprak ısı eşanjörüne bağlıdır ve plaka ısı eşanjörüyle bina ve yer çevrimlerinden izole edilmiştir. Soğutma kulesinde çalışma akışkanını soğutmak ve böylece çıkış sıcaklığını ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmak amacıyla ısı atmak için su buharlaştırılır. Çevrimdeki dolaşım akışkanının doğrudan buharlaştırılması (açık döngü tasarım) veya ısı eşanjörü çevriminden geçmesi ve ikincil akışkanın buharlaştırmayı yapması (kapalı döngü tasarım) durumlarına göre soğutma kuleleri açık ve kapalı çevrim olarak sınıflandırılabilirler. Buna ek olarak, hava akışının oluşturulması

yöntemine göre doğal ve zorlanmış soğutma kuleleri olarak da sınıflandırılabilirler (Kim ve ark, 2016).

Güneş Kollektörleri

Şekil 2.4’de bir güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası (GDTKIP) gösterilmiştir. Güneş kolektörlerinden toplanan ısı önceliği su ısıtmak olan ısı eşanjörünün fazla ısı yükünü azaltmak için kullanılır. Suyu donmaktan korumak için güneş/yer çevriminde kullanılan akışkan %35 su oranına sahip propilen glikol çözeltilisidir. Daha yüksek konsantrasyonlu propilen glikol ısı pompasının performansı üzerinde ihmal edilebilir etkiye sahiptir ve sirkülasyon pompalarının elektrik kullanımını artırır (Soltani ve ark,2019).



Şekil 2.4. Bir güneş destekli YKIP sisteminin şematik diyagramı (Soltani ve ark. 2019)

Buharlaştırıcı çıkışındaki antifriz sıvı 2 m derinliğindeki çukurlara gömülü borular vasıtasıyla toprağa sokulur. Daha sonra sıvı eğer sadece güneş radyasyonu yeterliyse

güneş panellerine ulaşır. Yoksa topraktan alınan ısı güneş çevriminde dolaşmadan doğrudan ısı pompasının buharlaştırıcısına girer. Bu durumda by-pass güneş kollektörü kullanılır. Tampon tank gün boyunca alınan ve ısı pompasının çalışma sıcaklığı sınırları nedeniyle hemen kullanılamayan fazladan güneş ısını depolar. Bu işlemin avantajı; buharlaştırıcıya giren akışkan sıcaklığını dengelemeye katkıda bulunması, güneş kollektörleri tarafından sağlanan güneş ısının kullanımını en iyi hale getirmesi ve aşırı ısıtma sorunlarını önlemesidir. Antifriz sıvısının sıcaklığı ısı pompasının müsaade ettiği maksimum seviyeye ulaştığında ve güneş radyasyonu hala yüksek olduğunda, fazlalık olan güneş ısı tampon tankta depolanır ve gün sonunda güneş radyasyonu azaldığında kullanılabilir. Bu durumda yeraltındaki serpantinden gelen akışkan doğrudan tampon tanka girer ve böylece güneş kollektör çevriminde hiçbir akışkan sirkülasyon yapmaz. Bu da düşük güneş radyasyonu veya boyunca ısı kayıplarını önler.

Yer ısıtması gerekli değilse, elde edilen sıcak su sıcak kullanım suyu olarak kullanılabilir ve eğer gerekliyse ısı pompası yer soğutması için tersine çalışabilir (Girard ve ark. 2015).

GDTKIP için birçok tertibat şekli mevcuttur. Bu, esas itibariyle güneş kollektörleriyle sistem arasındaki bağlantı tipine göre çeşitlenir. Güneş kollektörleri ısı pompasına yardım etmek için buharlaştırıcıya seri veya paralel bağlanabilir. Burada ‘güneş destekli’ ibaresiyle ısı güneş kollektörü kullanım teknolojisi belirtilmektedir (Reda,2017). Paralel sistemler; alan ısıtması veya sıcak kullanım suyu için güneş ısı sistemi veya ısı pompasıyla tampon depolama tankı aracılığıyla müstakil olarak kullanışlı enerji sağlayan sistemlerdir. Seri sistemler ise; güneş ısı sisteminin ısı pompası için ısı kaynağı olarak kullanıldığı sistemlerdir (Jonas ve ark. 2017).

Hava Kaynağı

HYKIP sisteminde hava kaynağı hem ilave bir ısı deposu hem de kaynağı olarak kullanılabilir (Kim ve ark, 2016). Hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) sistemi kış sıcaklıklarının genellikle -1°C 'ın üzerinde olduğu ılıman ve orta sıcaklıktaki iklim bölgeleri için önerilir. Isıtma modundaki HKIP'nin performansı dışarıdaki hava sıcaklığının düşmesiyle azalır. Isı pompası sistemlerini daha verimli kullanmak için sıcaklık şartlarına ve bina yüklerine göre hem toprağı hem de havayı kullanan bir sistem

geliştirmek gereklidir. Dahası, ara mevsimler (ilkbahar ve sonbahar gibi) boyunca azalan ısıtma ve soğutma y¼kleriyle birlikte sıcaklık koşullarına bağlı olarak YKIP genellikle HKIP'ndan daha verimsizdir (Qi ve ark. 2014).

Atık Isı

Saunalar, halk hamamları ve binalardan atılan atık sular etkili bir şekilde su veya alan ısıtmasında kullanılabilir. Amerikan Enerji Bakanlığı (DOE), 350 milyar kWsaat eşdeğerinde sıcak suyun kanalizasyon şebekeleri vasıtasıyla atıldığını rapor etti. Aslında kullanılmayan enerjinin büyük bir kısmı gravite film ısı eşanjörü kullanımıyla geri kazanılabilir. Gravite film ısı eşanjörü ısı geri kazanımı için DOE Buluş Programı tarafından sağlanan lisansla yapılan basit bir ısı eşanjörü tasarımıdır. Bu basit tasarım ısıyı atık sudan (genellikle sıcak) çeken ve binaya giren soğuk suya ön ısıtma yapmak için kullanan dikey ve ters akımlı bir ısı eşanjörüdür. Gravite film ısı eşanjörü sıcak su eldesi için ihtiyaç duyulan enerjiyi önemli ölçüde azaltmak için basit ve etkili bir yöntemdir (Kim ve ark, 2016).

Boylar

Soğuk bölgelerde HYKIP sistemi, don hasarından korunmak ve daha iyi performans sağlamak amacıyla sistemin hassas kısımlarındaki sıcaklığı 0°C'ın üstünde tutmak için ek bir boyler ile bağlantılı olan kapalı çevrim bir tasarımdan ibaret olabilir. Boyler kısmi yük etkileri yüzünden hasara uğramadan sonsuz ayarlanabilir olarak farzedilebilir ve minimum ayar noktası sıcaklığını yılın her döneminde muhafaza eder.

Avrupa'da ısı pompası ünitelerinin çoğu ısıtma yükü için boyutlandırılmıştır ve fosil yakıtlarla maksimum düzeye ulaşan asgari yükü sağlamak için tasarlanmışlardır. Proje olarak ilave boyler ile bağlantılı YKIP sistemi uygulamaları bölge alan sınırlaması nedeniyle Kanada'da başlamıştır. Bunun yanında yıl boyunca çalışması için sistemde propilen etanol çözeltisi kullanılır ve kıtasal iklim koşullarıyla başa çıkmak için gaz yakıtlı kaynama olayı icra edilir. Bu sistem geleneksel sistemlerden daha pahalı olmasına rağmen yıllık doğalgaz kullanımında %96'lık tasarrufa yol açar. Elektrik tüketimi 552 MWsaat ile konvansiyonel sistemlerdeki 528 MWsaat'a kıyasla biraz daha fazladır. Doğalgaz tüketimindeki bu büyük düşüşe bağlı olarak CO₂ salınımı hemen hemen 90 ton/yıl' a düşer (Qi ve ark. 2014).

2.1.6. Jeotermal Enerjinin Dolaylı Kullanımı

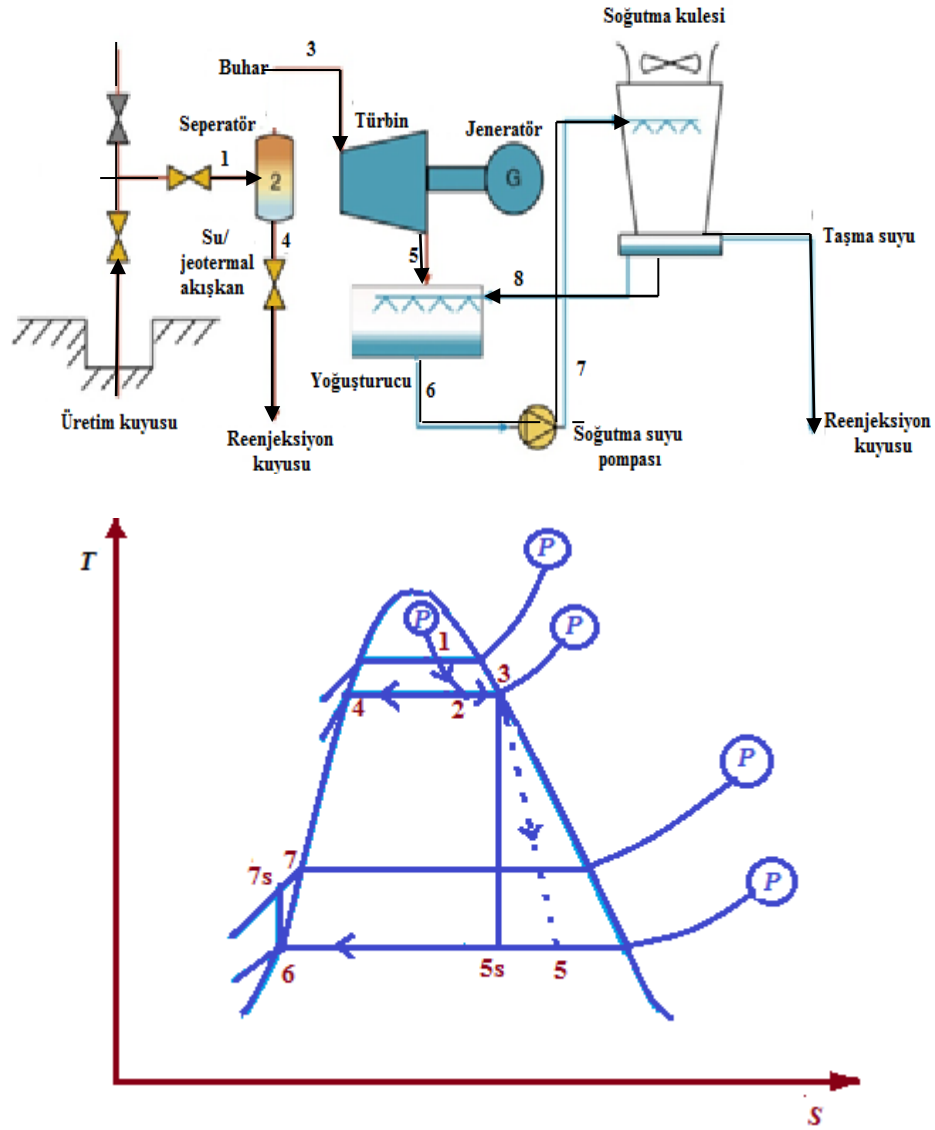
Jeotermal enerjinin dolaylı kullanımına elektrik temininde rastlanmaktadır. Elektrik üretimi için sonda yapılarak kaynaktan çıkarılan yüksek sıcaklığa sahip su, kuru buhar ve yaş buhardan istifade edilmektedir. Jeotermal güç santrallerinde kullanılan buhar türbinleri çevirerek jeneratörlerde elektriksel enerji üretimi meydana getirmektedir. Basıncı düşürülerek yaş buharın atık suyu alınırken kızgın haldeki kuru buhar doğrudan türbinlere iletilmektedir. Bu işlemlerden sonra geriye kalan akışkan ısı amaçlarla entegre tesislerde yeniden kullanılabilir, reenjeksiyonu da yapılabilir (Avcıoğlu,2017). Türbin için sağlanan buharın durumuna göre birçok jeotermal güç santrali çeşidi vardır. Bunlar:

1. Kuru buharlı jeotermal güç santrali
2. Tek buharlaşmalı jeotermal güç santrali
3. İki ve daha çok buharlaşmalı jeotermal güç santrali
4. Binary veya Organik Rankine Çevrimli (ORC) jeotermal güç santrali
5. Kalina Çevrimi
6. Toplam akış cihazları
7. Hibrit sistemler
8. Gelişmiş jeotermal sistemler (GJS)(Soelaiman, 2016).

Kuru Buharlı Jeotermal Güç Santrali

Eğer türbin için lazım olan buhar kuru ise ($x = \%100$ niteliğinde) en basit jeotermal güç santralinde olduğu gibi buhar doğrudan türbine gönderilebilir. Ayrıca türbinde daha fazla entalpi düşüşü elde etmek amacıyla, ki bu türbinden daha fazla güç alınmasını sağlayacaktır, türbin çıkış basıncını düşürmek için yoğuşturucu konulabilir. Bunun için yoğuşturucunun sıcaklığını ve buna bağlı olarak basıncını düşürmek amacıyla soğutucu suya ihtiyaç vardır. Daha sonra yoğuşmuş su bir soğutma kulesi vasıtasıyla soğutulabilir. Daha sonra soğutma kulesinin su toplama deposundan taşan su bir nehre salınabilir. Fakat bu taşan su genellikle sıcak olduğu için ve nehre ulaşan su bu nehrin

ekosistemini değiştirebileceği için taşan su genellikle reenjeksiyon kuyusuna geri basılır. Maliyeti düşürmek için reenjeksiyon kuyusu beklenen havza alanının dışında bulunan düşük üretim kuyusu kullanır veya hiç kullanmaz. Kısa veya uzun dönemde rezervuarın sıcaklığını düşürmekten kaçınmak için reenjeksiyon kuyusu rezervuardan yeterince uzakta olmalıdır. Kuru buharlı jeotermal güç santralinin şeması Şekil 2.5’ de gösterilmiştir. Dikkat edilirse şekildeki seperatör sürekli devam eden sıvı-buhar ayrıştırılmasının olduğunu gösteriyor. Eğer seperatördeki basınç düşüşü gaz salımı ihmal edilebilecek kadar ise diyagramdaki 1 noktası 3 noktasının olduğu yere denk gelmelidir (Soelaiman, 2016).



Şekil 2.5. Kuru buharlı jeotermal güç santralinin şeması ve T-s diyagramı (Soelaiman, 2016)

Tek Buharlaştırmalı Jeotermal Güç Santrali

Jeotermal kuyulardan sıvı-buhar karışımı üretim söz konusu olduğunda jeotermal enerjiyi elektriğe dönüştürmek için tek buharlaştırmalı santral göreceli olarak kolay bir yoldur. Önce minimum basınç kaybıyla bu sıvı-buhar karışımı ayrıık sıvı ve buhar fazlarına ayrıştırılır. Bu işlem genellikle dikey yönlü konumlandırılmış, iki fazın büyük yoğunluk farkından dolayı birbirinden ayrıldığı silindirik ve döngülı basınç kabında yapılır. Seperatörlerin oturtulması santralin genel tasarımının bir kısmıdır ve birçok tertip şekli vardır.

Tipik bir 30 MW güçlü tek buharlaştırmalı güç santrali için 5-6 adet üretim kuyusuna ve 2-3 adet reenjeksiyon kuyusuna ihtiyaç vardır. Bu kuyular yönlü sondaj yapılmak suretiyle alana dağılmış yerlerde veya geniş bir rezervuar alanını kısımlara bölmek için küçük bir alanda kazılabilir. Her iki durumda da jeotermal akışkanı üretim kuyularından çıkarmak ve santrale tasfiye noktalarına taşımak için borulama sistemine ihtiyaç vardır. Eğer yeni güç üniteleri eklenecekse genellikle ilk borulama sistemine tamamlama yapılır.

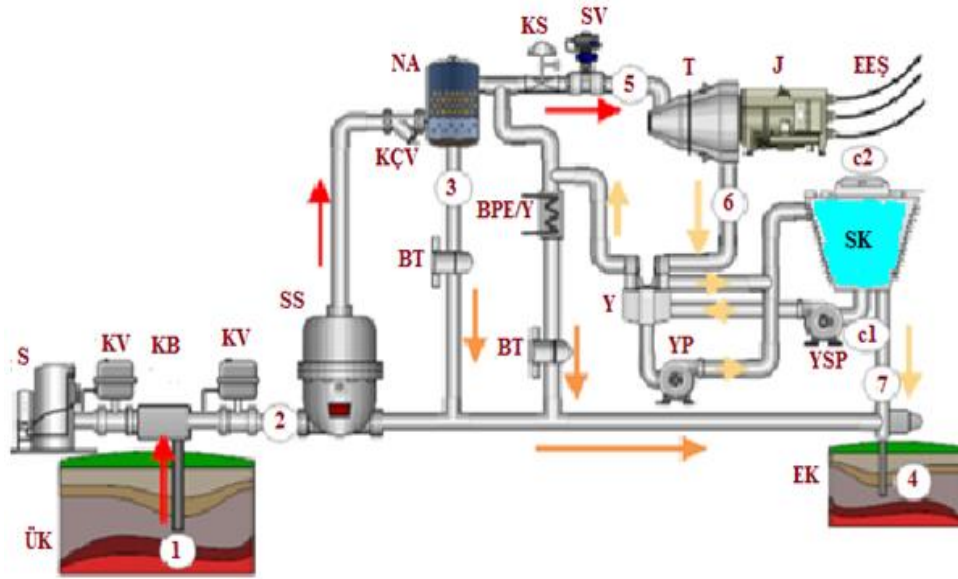
Tek buharlaştırmalı buhar santrali jeotermal güç endüstrisinin başlıca dayanak noktasıdır. Yeni geliştirilmiş sıvı ağırlıklı jeotermal güç alanında kurulmuş olan ilk güç santralidir. Bu çeşit santrallerden Aralık 2014 itibariyle dünya genelinde 17 ülkede 185 adet kullanımda bulunmaktaydı. Tek buharlaştırmalı santraller tüm jeotermal santrallerin % 32'sini oluşturmaktadır. Dünyadaki kurulu jeotermal güç kapasitesinin ise % 43'ünü oluşturmaktadır ve ortalama birim güç oranı üretim birimi başına 28 MW' tan biraz azdır.

'Tek buharlaştırmalı' terminolojisi jeotermal akışkanın tek buharlaşma veya bir başka ifadeyle akışkan basıncını akışkan sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncının altına düşürmenin bir sonucu olarak basınçlı sıvıdan sıvı-buhar karışımına dönüşme işlemi geçirdiği anlamına gelir.

Buharlaştırma işlemi birçok yerde gerçekleştirilebilir: (1) akışkan geçirgen yapılar boyunca akarken kendisine isabet eden basınç düşüşleri nedeniyle rezervuarda; (2) sürtünme ve çekim yönlerine bağlı olarak gerçekteşen basınç kayıplarının sonucu olarak kuyuya giriş noktasından kuyu başına kadar kuyunun her yerinde; (3) kontrol vanası

veya debi ölçerin sebep olduğu kısma işlemlerinin sonucu olarak siklon seperatörün ağzında. Yeni geliştirilmiş uygulamalarda sıkça rastlanan bir durum ise buharlaştırma önce kuyuda yapılır fakat jeotermal alan kullanıldıkça ve rezervuar basıncı düştükçe buharlaştırma noktası kuyu boyunca aşağı doğru ve hatta rezervuar oluşumunun içine alınır. Bazen ‘ayrılmış buhar’ terimi türbinde kullanmak için elde edilen buharın elde edilme yolundan dolayı bu tip bir santral için kullanılır.

Güç santralinin işletimi sırasında buharlaştırma noktasının gerçek konumu önemli olsa da, enerji dönüşüm işleminin termodinamiğini anlama açısından anlamsızdır. Biz bu noktada jeotermal akışkanın işe rezervuarda sıkıştırılmış sıvı olarak başladığını, sistemdeki bir yerde buharlaştırma işleminden geçtiğini, iki fazın birbirinden ayrıştırıldığını ve döndüğünde elektrik jeneratörünü çalıştıran türbini hareket ettirmek için kullanıldığını kabul edeceğiz. Tek buharlaştırmalı güç santralinin ana elemanlarının gösterildiği basit bir işlem şeması Şekil 2.6’da verilmiştir.



Şekil 2.6. Tek buharlaştırmalı güç çevriminin işlem şeması (Moya ve ark. 2018)

Her üretim kuyusunda (ÜK) kuyudan santrale jeotermal akışkan akışını kontrol etmek ve gözlemlemek için ekipman takımı mevcuttur. Bu ekipman takımı birçok vana, susturucu (S) (acil durumlarda hava atımı için basit siklon seperatör), borular ve çeşitli

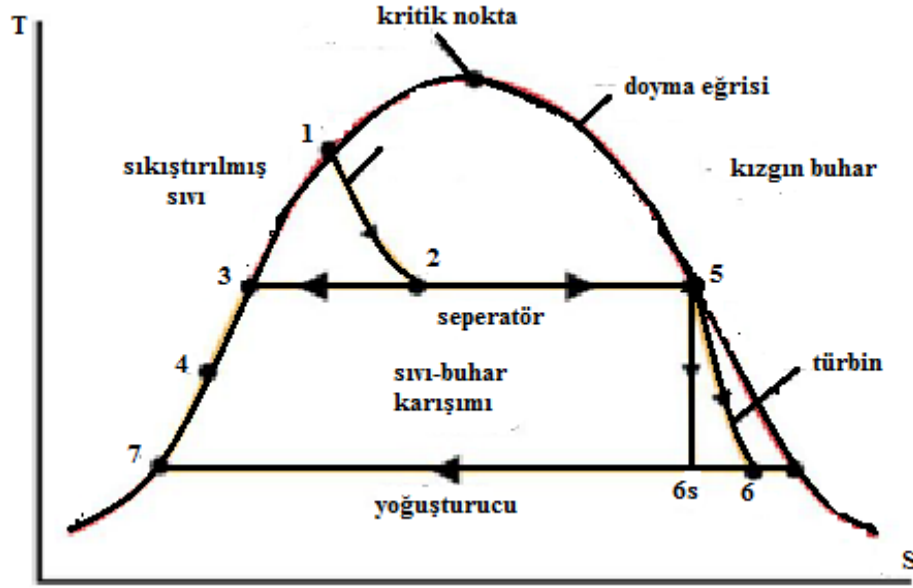
aletlerdir (basınç ve sıcaklık ölçüm aletleri). Eğer kuyu başı seperatörleri kullanılıyorsa siklon seperatörler (SS) aynı bölgedeki kuyubaşına yakın bir yere konulur.

Buharın türbine alınmasından önce iki fazın birbirinden verimli bir şekilde ayrılması önemlidir. Çünkü buharın içinde hapsolmuş hava türbin elemanlarının ve boruların kazınmasına veya erozyonuna neden olabilir. Genellikle türbine giren buharın niteliği en az %99.995 kurulukta olmalıdır. Siklon seperatörler için kullanımda olan birkaç tasarım olmasına rağmen, sektör genel olarak basit Webre tipi seperatörler üzerinde yoğunlaşmıştır. Seperatörlerle santral arasındaki mesafede boruların içindeki yoğunlaşmadan dolayı meydana gelebilecek olan nemi yakalamak ve atmak için buhar ileti borularına tutucular bağlanmıştır. Buhar türbine alınmadan önce iletim borularında oluşan ve buhar tutuculardan kurtulan nem damlacıklarını izale etmek için elden geçirilebilir.

Jeotermal uygulamalarda kullanılan türbinler normal çeliğe zarar verebilecek hidrojen sülfat gibi gazların varlığı yüzünden korozyona karşı dirençli malzemelerden yapılmalıdır. Çeşitli alaşımlar kanat, nozul, diyafram gibi türbin elemanları için başarıyla kullanılmıştır. Genellikle buhar yolu elemanları için %12 krom çeliği kullanılır: AISI tip 403/410 veya AISI tip 405 alaşım çelikleri.

Tek buharlaştırmalı ünitelerde kullanılan türbinler 25-55 MW üretim gücü sınıfındadırlar ve 4-5 kademeli aksiyon-reaksiyon kanatlarından oluşurlar. Hem tek-akış hem çift-akış tasarımları kullanılmaktadır (DiPippo,2016).

Tek buharlaştırmalı jeotermal güç santralinde enerji dönüşüm süreci Şekil 2.7' de görülen termodinamik hal diyagramı kullanılarak en iyi şekilde incelenebilir. Çengel ve Boles, 2015, bu diyagram kullanılarak işlem analizinin iki temel termodinamik prensip dikkate alınarak yapıldığını belirttiler. Bunlar enerji dönüşüm ve kütle dönüşüm prensipleridir. Şekil 2.7' deki T-s hal diyagramı tek buharlaştırmalı güç santralindeki işlemi göstermektedir. Basınç altındaki akışkanın işleme başladığı doyma eğrisine yakın olan 1 durumunda buharlaştırma işlemi gerçekleşir. Bu durumda kinetik ve potansiyel enerjideki değişim ihmal edilir ve entalpi (h) sabit kabul edilir.



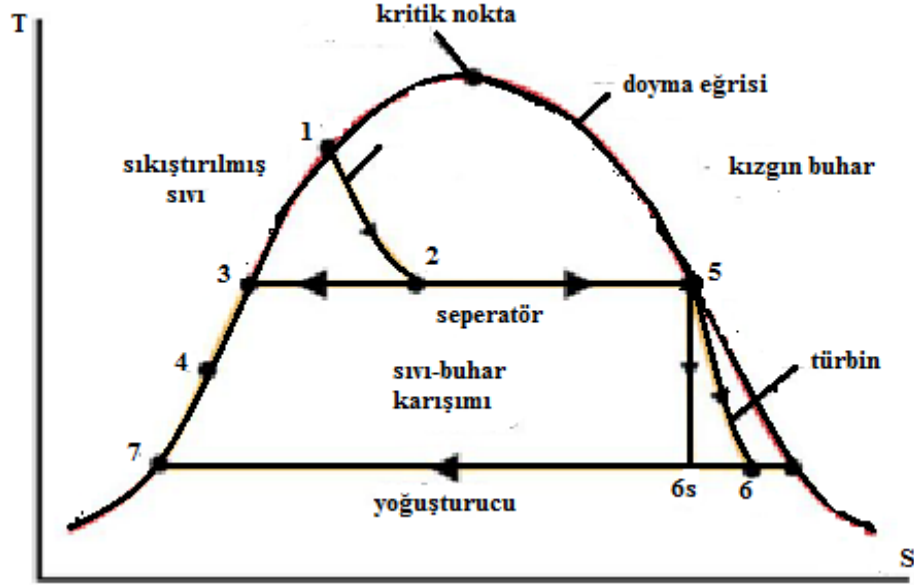
Şekil 2.7. Tek buharlaştırmalı jeotermal güç santralinin T-s diyagramı (Moya ve ark. 2018)

Çift Buharlaştırmalı Jeotermal Güç Santrali

Jeotermal kuyularda üretilen akışkanın sıvı-buhar karışımı olması durumu için çift buharlaştırmalı jeotermal güç çevrimleri de geliştirilmiştir. DiPippo (s.112) belirtmiştir ki ‘Çift buharlaştırmalı güç santrali aynı jeotermal akışkan koşullarında %25 daha fazla güç çıktısı elde etmek için tek buharlaştırmalı güç santralinin geliştirilmiş halidir.’ Ayrıca demiştir ki ‘Bu tür santraller daha pahalı ve karmaşık olmasına ve daha çok işlem ve bakım gerektirmesine rağmen güç eldesi bunların kurulmasına değer.’ İkinci bir buharlaştırma işleminin yapılması jeotermal kaynakların daha verimli kullanılmasına ilişkin kaydedeğer bir gelişmedir. Birinci seperatörde ilk basınç düşürme işleminden sonra (tek buharlaştırma işlemi) birinci seperatörde ayrılmış olan sıvıdan ek bir buhar üretimi için ikinci buharlaştırmayla ikinci bir basınç düşürme işlemi yapılır (ikinci seperatör). Böylece türbin-jeneratör çiftinin uygun bir aşamasında ilave güç üretimi için bu birime veya tertibata bağlı olarak başka bir türbine alınan düşük basınçlı buhar üretilir. Chamorro ve Mondejar (2012) belirtmişlerdir ki ‘Bu iyileştirme iki buharlaştırmalı güç santralinin toplam ekserji verimini maksimuma çıkartmaktadır’ Bu yüzden sistemin kilit elemanı jeotermal buhar-su seperatörüdür’. Jeotermal güç santrallerinde kullanılan yatay ve dikey siklon seperatörlerin genel değerlendirmesi Zarrouk ve Purnato (2015) tarafından yapılmıştır. Ekserji verimi arttırılmış ve tek

üretir. Bu ikinci düşük basınçlı buhar türbine durum 9'a karşılık gelen ikinci buhar alımı kademesine verilir. Durum 5'teki yüksek basınçlı buhar türbine önce ilk buhar alımı noktasından girer. İkili alım türbini tahrik edilmiş hareket sayesinde elektrik üretimi için jeneratöre bağlanmış durumdadır. Türbin boyunca yoğunlaştırıcı basıncının geçerli olduğu 6 durumuna kadar buhar genişmesi gerçekleşir. Buna ek olarak Valdimarsson (2011) düşük ve yüksek basınç seperatörleri arasında aynı büyüklükte basınç değişimini ve ilk alım aşamasında aynı büyüklükte basınç değişimine sahip olmayı gerektiren türbinin tasarımını tartışmıştır. Bu yüzden düşük basınç kademesinde yüksek basınç kademesine kıyasla daha fazla kütle akışı gereklidir. 6 durumunda geriye kalan sıcak akışkanı yoğunlaştırmak için c1 durumunda buhar soğutma işlemi ve c2 durumunda buharın uzaklaştırılması amacıyla buhar soğutabilen yoğunlaştırıcı kullanılabilir. Son olarak 10 durumundaki ikinci buharlaştırma işleminden kalan sıvı 7 durumundaki yoğunlaşma sonucu oluşan sıvıyla birlikte şekilde görülen 4 noktada re-enjekte edilir.

Çift buharlaştırmalı jeotermal güç santralının enerji-elektrik dönüşümünün termodinamiğinin Şekil 2.9' da görülen T-s diyagramıyla açıklanması daha iyidir. Bu işlemin en göze çarpan yönü 1-2 ve 3-6 durumları arasında gerçekleşen iki defa buharlaştırma işlemi ve bu iki işlemin tek buharlaştırma işleminde olduğu gibi ayrı ayrı incelenmesidir.



Şekil 2.9. Çift alım türbinli ve çift buharlaştırmalı jeotermal güç santralinin T-s diyagramı (Moya ve ark. 2018)

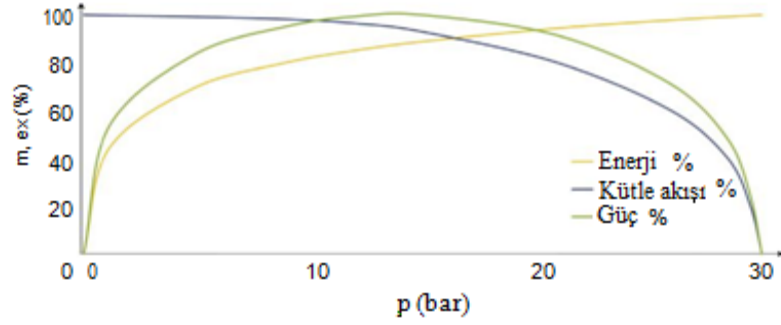
Organik Rankine Çevrimli (ORC) Jeotermal Güç Santralleri

Düşük ve orta sıcaklıktaki akışkanlardan elektrik üretimi söz konusu olduğunda buna en uyumlu teknoloji ORC'dir. Bu çevrimin arkasında yatan temel mantık termik santralde boiler gibi davranan düşük kaynama sıcaklığına sahip soğutucu akışkanlarla ilgilidir (Başoğlu,2019). Bu sistemlerde jeotermal akışkanın kullanımı iki şekilde gerçekleştirilebilir: Buhar oranı (veya aşırı ısıtılmış kızgın kuru buhar) doğrudan türbinde artırılarak veya jeotermal ısıyı düşük kaynama sıcaklığına sahip olan ve bu nedenle türbinde buharlaşarak genleşen ikinci bir akışkana göndererek. Eğer mümkünse jeotermal akışkanın buhar fazını türbinde genişletmek daha tercih edilen durumdur. Buna ek olarak bazı durumlarda iki kullanım şeklini de içeren hibrit kurulum en iyi seçenek olarak önerilir (Spadacini ve ark. 2017).

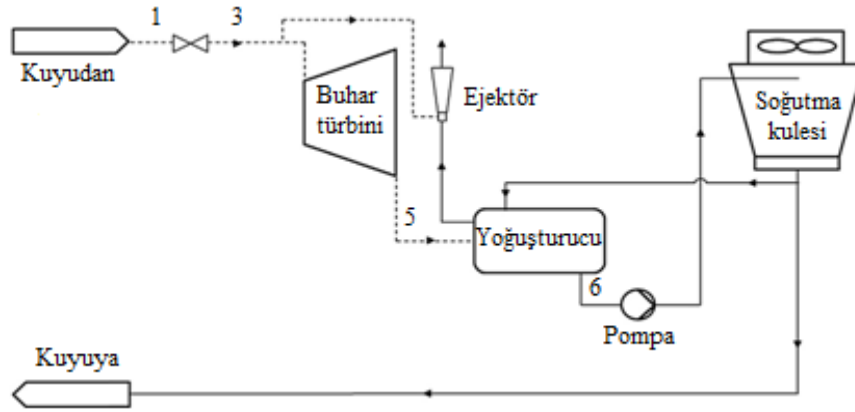
Direkt Çevrim

Buharın çoğunlukta olduğu jeotermal sahalarda, buhar türbini doğrudan kuyudan üretilen ve tipik olarak kızdırılmış olan buharla çalıştırılır. Şekil 2.10'da görülen jeotermal kuyudaki üretim süresince gerçekleşen güç üretimini maksimuma çıkarmak için kuyubaşı basıncı ve kütle akışı dengeli olmalıdır. Esasında, türbin gücü kütle akışıyla birim entalpi çarpılarak bulunur. Kütle akışındaki artış güç üretiminde doğru

orantılı bir akışa neden olurken akabinde gerçekleşen türbin girişindeki basınç düşüşü daha az güç üretimi doğurur. Şekil 2.11'deki 3 noktası türbin girişi (buhar kullanan diğer ekipmanlar ihmal edilir) ve 5 noktası türbin çıkışıdır ...



Şekil 2.10. Kuyu basınç üretiminin optimizasyonu (Spadacini ve ark. 2017)



Şekil 2.11. Kuru buhar santralinin tipik bir basitleştirilmiş akış diyagramı (Spadacini ve ark. 2017)

Şekil 2.12' de görüldüğü gibi kuyubaşındaki izoentalpik basınç düşüşü (böylece türbin girişinde), türbin çıkışında daha yüksek entalpi değerlerine yol açar ve böylece entalpi düşüşünü ve gücü azaltır.

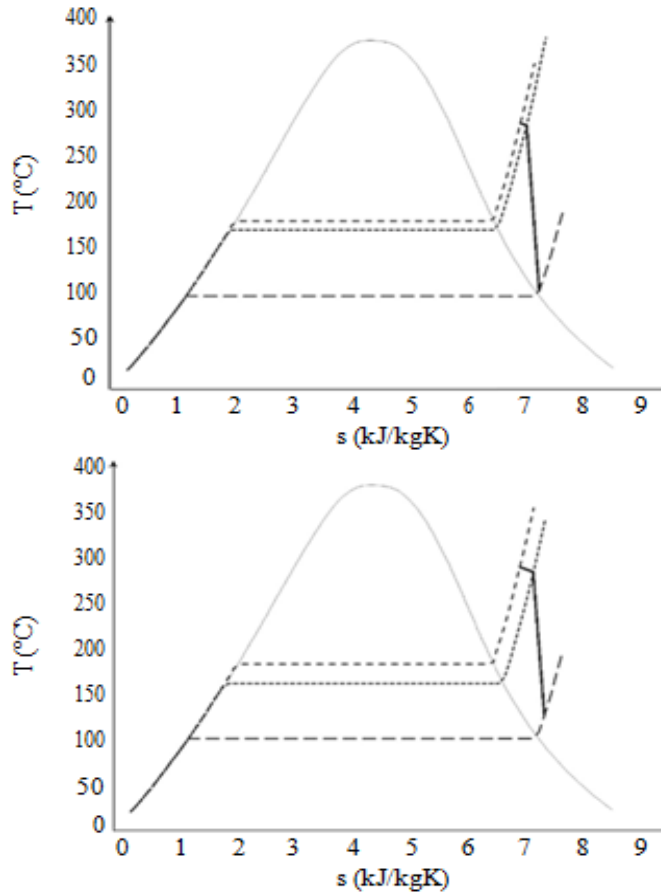
Rezervuarın sıvı ağırlıklı olması durumunda, buharı direkt çevrimde kullanmadan önce buhar fazının sıvı fazdan ayrıştırılması gerekir. Ayrıştırma tekli buharlaştırma, ikili veya daha çok buharlaştırma düzenlerine olanak sağlayan bir veya daha çok aşamada uygulanabilir.

Tek buharlaştırmalı santralde jeotermal akışkan belli bir basınçta buhar ve sıvı fazlarına ayrılır. Buhar bir buhar türbinini beslerken sıvı re-enjekte edilir veya atılır.

Birden çok buharlaştırmalı kurulumlarda ise jeotermal akışkan buhar ve sıvı fazlarına ayrılır. Sıvı basınç düşümünden sonra ikinci bir seperatöre gönderilirken buhar yüksek basınç türbinini besler. İkinci seperatörde tekrar ayrıştırılan akışkanın buharı alçak basınç türbinine gönderilir. Bundan sonra üçüncü bir basınç seviyesi görülebilir ve seperatördeki işlemde sonra geriye kalan sıvı re-enjekte edilir veya atılır.

Kademeli ısı geri kazanım çevrimlerinin çoğunda olduğu gibi ısı geri kazanım kademe sayısı arttıkça enerji dönüşüm verimliliği artar.

Bu sistemlerin optimizasyonu santralin net iş çıktısını maksimuma çıkararak gerçekleştirilebilir. Bu da pompaları ve kayba neden olan diğer iş yüklerini ihmal ederek ve spesifik iş eldesini ayrıştırma sıcaklığında yapıp sifıra eşitleyerek yapılabilir.



Şekil 2.12. Kızdırılmış buhar genişmesinde tübin girişindeki basınç düşüşünün etkisini gösteren T-s diyagramı (Spadacini ve ark. 2017)

Çoklu ayrıştırma yapılmasının daha iyi termodinamik ve teknik çözüm sağlamak gibi verimlilik kazanımından başka faydaları da vardır.

Jeotermal akışkan genellikle su ve birçok kimyasal bileşenin karışımından oluşur. Çözülmemiş bu kimyasalların bazıları tortu bırakmaya eğilimli olduğundan veyametallere zararlı olduğundan bu kısımlarda kireçlenme ve korozyona uğrama beklenir. Dahası jeotermal buhar türbinleri genellikle doymuş buharı(buharlaştırılmalı santral durumunda) veya iki fazlı bölgede genişleyen az bir kızgınlık derecesine sahip buharı (kuru buhar santrali durumunda) genişletir. Her iki durumda da türbin kanatlarını aşınmasıyla sonuçlanan belirgin bir damlacık oluşumu söz konusudur. Neticede jeotermal buhar türbinleri jeotermal buharın genişlemesinden dolayı korozyona ve rotor kanatlarında kireçlenmeye uğrar. Bu olay kullanımı süresince türbinin verimini etkiler ve türbinin düzenli bir şekilde bakımını, bazen durdurulmasını, rotor kanatlarının görsel olarak incelenmesini ve düzenli olarak değiştirilmesini gerektirir.

Son olarak, buhar türbinleri genellikle nem yoğuşturucu sistemlerle ve soğutma kuleleriyle bağlantılıdır. Bu gibi yoğuşturucu sistemler sınırlı miktarda enerji tüketimine sebep olurlar. Fakat daha da önemlisi buharlaştırma kayıplarıyla karakterize edilirler. Böyle bir durumda da rezervuar dengesi negatife düşer ve sistemden alınan akışkanın hepsi re-enjekte edilemez. Dahası, sürekli çalışması ve buzlarının giderilmesi gerektiğinden kış günlerinde uzak yerlerdeki tesislerde bulunan soğutucu su çevriminin idare edilmesi ciddi bir sorun olabilir(Spadacini ve ark. 2017).

Binary (İkili) Çevrimler

Binary teknoloji kullanarak jeotermal kaynağın kullanımı jeotermal akışkandan ısı alarak ısı eşanjöründe buharlaşan ikincil akışkanın kullanımına dayanır.

Jeotermal akışkanın doğrudan kullanımının sadece türbindeki buhar genişmesi vesilesiyle gerçekleşebileceği belli iken, besleme akışı olan jeotermal binary çevrimdetekli veya kombine işleyiş seçeneği söz konusudur:

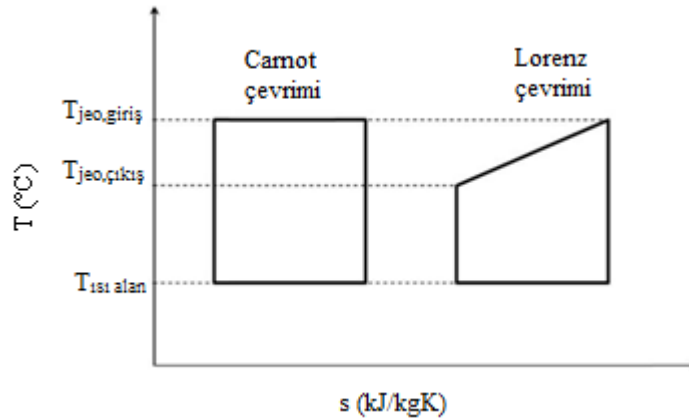
- sıvı veya sıvı-buhar fazındaki akışkan kuyulardan alınarak doğrudan kullanılabilir
- sıvı haldeki basınçlı akışkan basınç kabında ayrıştırılarak kullanılabilir

- yoğuşmayan gazları da içeren buharın basınç kabında ayrılması veya buhar türbinindeki ön sistemden atılması şeklinde kullanılabilir

Sıvı faz söz konusu olduğunda, binary çevrimin ayırt edici özelliği sıcaklığı değişen ısı kaynağından enerjiyi verimli bir şekilde geri kazanabilmesidir.

Jeotermal akışkanın entalpisi ve yoğuşamaz gaz içeriği termodinamik analizinin ve jeotermal binary santrallerin tasarımının ana konularıdır. Kuyubaşı şartlarıyla bağlantılı olan bu karakteristikler ikincil organik akışkanın ve buna ait çevrimin seçiminde kilit parametrelerdir.

Maksimum sıcaklıktan $T_{jeo,g}$ minimum sıcaklığa $T_{jeo,\phi}$ (re-enjeksiyon sıcaklığı varsayılır) soğutulan sadece sıvı akışkanlı teorik bir sistem düşünüldüğünde kaynağı kullanan teorik çevrim hem ısı alışverişinin sabit sıcaklıkta yapıldığını varsayan Carnot Çevrimi'dir hem de sıcak akışkan ısı verme eğrisiyle organik akışkanın buharlaşma eğrisinin çakışmasıyla gerçekleşen ısı transferiyle ilişkili olan ısıl tersinmezlikleri en aza indiren Lorenz Çevrimi'dir (Şekil 2.13). Bu iki tersinir çevrime ait T-s diyagramı Şekil 4.13' de gösterilmiştir

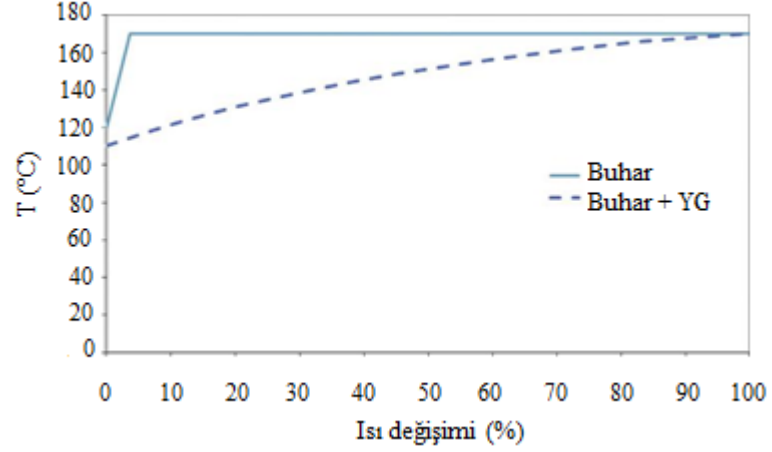


Şekil 2.13. Carnot ve Lorenz Çevrimi (Spadacini ve ark. 2017).

Lorenz Çevrimi'nin verimi ısı kaynağının ortalama logaritmik sıcaklığına eşit ısı kaynağı sıcaklığına sahip olan Carnot Çevrimi'nin verimine eşittir.

Kaynağın gerçek özellikleri yoğuşturulamaz gazların ve kuyubaşı basıncında iki fazın bir arada bulunmasına bağlı olarak teorik sadece-sıvı şartlarından farklıdır. Jeotermal

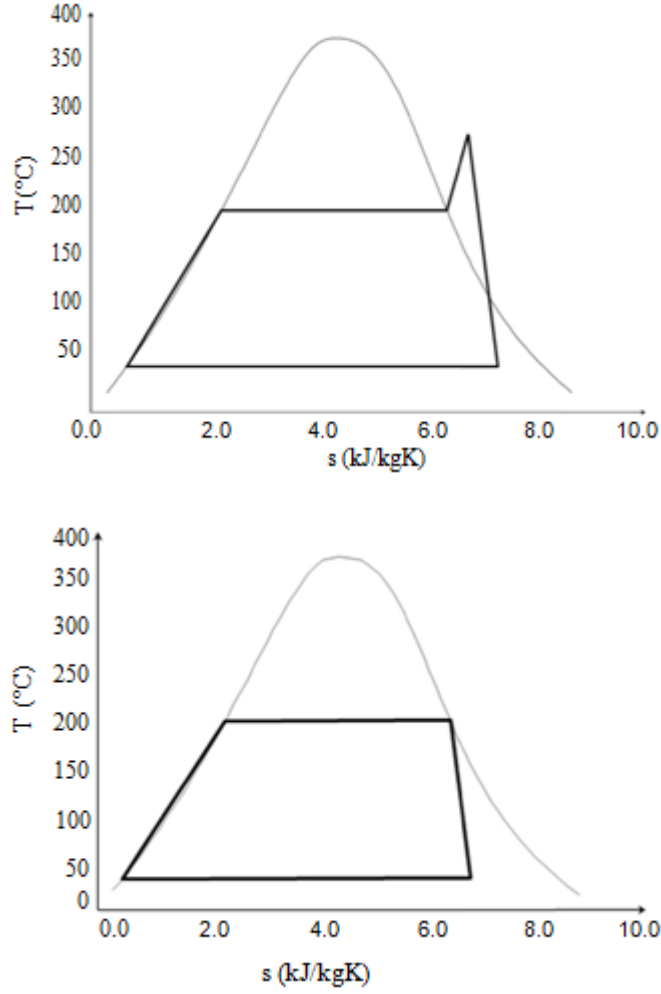
kaynağın bu özelliği herbiri farklı bir ideal dönüşüm çevrimi belirten sonsuz kombinasyonda ısı verme eğrileri oluşmasına neden olur. Şekil 2.14 saf buhar ve yoğuşturulamaz gazlarla karışım halinde olan buhar akışlarına ait ısı verme eğrilerini göstermektedir (Spadacini ve ark. 2017).



Şekil 2.14. Saf buhar ve yoğuşturulamaz gazlarla karışık buharın tipik ısı verme eğrileri (Spadacini ve ark. 2017)

Rankine (Saf Su) Çevrimi

Rankine Çevrimi aslında çalışma akışkanı olarak suyu kullanan bir çevrim olarak ortaya çıkmıştır. 20.yy'ın başlarında İtalyan jeotermal buhar kaynaklarını kullanmak için gerçekten de en yaygın kurulumdu. İlk santrallerde ısı buhardan alınarak ve tercihen kızdırılmış Rankine çevrimini çalıştırarak buhar ağırlıklı kaynaklar kullanıldı (Şekil 2.15 üst). Sıvı ağırlıklı kaynak kullanımında seperatörden alınan doymuş buhar ise tercihen doymuş Rankine Çevrimi'yle birlikte kullanıldı (Şekil 2.15 alt).



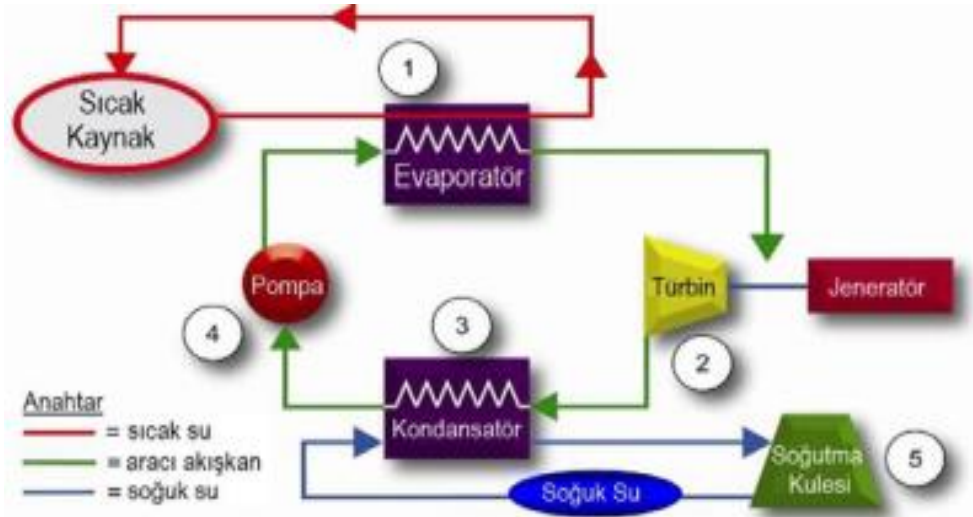
Şekil 2.15. Saf su Organik Rankine Çevrimine ait tipik T-s diyagramı (Spadacini ve ark. 2017)

Direkt çevrimlerle karşılaştırıldığında su binary sistemlerinin bazı avantajları ve dezavantajları vardır. İlk olarak, türbin jeotermal buhar kullanan sistemlerde görülen korozyona, kireçlenmeye ve aşınmaya maruz kalmaz. İkincisi saf buhar yoğunlaştırıcı da daha basit yoğunlaştırılmaz gaz alma sistemi gerektirir. Buna karşılık besleme pompasının güç tüketimi ihmal edilebilir değildir, karmaşıklık artar ve tersinmezlikler ısı alışverişinde belirleyici olur. Diyebiliriz ki: su binary sistem jeotermal santrallerde görülen bazı teknolojik zorlukların ortadan kalkmasında faydalıdırlar fakat genişleme süresince sıvı damlacık oluşumunun etkisi, yoğunlaştırıcıdaki çok düşük basınç ve çalışma basıncı ile türbin gücünde sınırlanmalara yol açan ilk ve son kademedeki türbin kanat yüksekliklerinin sınırlı olması gibi bazı teknik sorunlar çözümsüz olarak kalır. Buraya kadar anlattıklarımıza bağlı olarak şu sonucu çıkarmak mantıklıdır: Su binary

sistemi buhar türbinleri teknolojik olarak zararlı ve korozif jeotermal buharı geliştirmeye müsait değilken faydalı bir kurulumdu (Spadacini ve ark. 2017).

Organik Rankine Çevrimi (ORC)

ORC dünyadaki jeotermal santrallerin birçoğunda uzun zamandır kullanılmasına karşın ülkemizdeki santral kurulumlarında son yıllarda tercih edilmeye başlanmıştır. Rankine çevrimine göre iş yapan akışkan olarak su kullanılırken, ORC sistemde daha düşük sıcaklıkta buharlaşabilen ve yüksek basınç değerlerine sahip olabilen birtakım akışkanların tercihi söz konusudur. Şekil 2.16' da görüldüğü gibi; kaynaktan alınan sıcak su ve bu suyun ısı evaporatörde (buharlaştırıcı) bulunan akışkanın buharlaştırılması için kullanılır.



Şekil 2.16. Organik Rankine Çevriminin akış diyagramı (Kuşcu, 2019).

Çalışma sıvısı olarak soğutma amaçlı sıvılar, çeşitli silikon bazlı sıvılar ve düşük sıcaklık derecelerine ulaşmak için hidrokarbonlar kullanılır. Türbine basınçlı buhar aktarılacak alternatör vasıtasıyla jeneratörde elektriksel enerji üretilir. Jeneratörden çıkan buhar kondensere (buharlaştırıcı) iletilir ve burada yoğunlaşarak tekrardan sıvı hale geçer. Bu aşamada sistemdeki soğutma için soğutma kuleleri veya hava soğutmalı sistemler kullanılabilir. Kondensere çıkan sıvı pompa yardımıyla evaporatöre gönderilir ve kapalı çevrim bu şekilde tekrarlanır (Kuşcu, 2019).

Kalina Çevrimi

Aslında bir binary sistem olan Kalina çevrimi Dr. Alexander Kalina isimli mühendis tarafından tasarlanmıştır. Kalina sisteminin öbür sistemlerden farkı amonyak-su karışımı kullanılmasıdır. Bu çevrimin amacı orta ve düşük sıcaklıklardaki su kaynakları kullanılarak yüksek verimde enerji üretilmesidir. Bu sistemdeki ana ekipmanlar; buhar türbini, jeneratör, yoğuşurma ortamı, buharlaştırıcı, pompa, reküperatör ve ayrıştırıcıdır. Kalina çevriminde temelde soğutucu akışkan olarak amonyak-su karışımı seçilmektedir. Sistemin kazancı; yoğuşurma ortamındaki sıcaklık deşarj işlemiyle ve buharlaştırma ortamındaki ısı transferi işlemiyle alakalıdır. Ayrıca reküperatör vasıtasıyla sisteme ilave ısı kazancı da verilir. Değişken buharlaşma ve yoğunlaşma noktasına sahip olması nedeniyle sistem içi akışkanı olarak amonyak-su karışımının seçilmesi bu sistemin en önemli avantajıdır.

Kalina çevrimiyle üretilen elektrik enerjisi miktarı binary sistemler kullanılarak üretilen elektrik enerjisi miktarından daha fazladır. Bunun sebebi sistemde kullanılan karışımın yanı sıra yoğuşma, buharlaşma ve reküperasyon prosesleridir.

Eğer ekipman çıkış noktasında jeotermal sıvıdan alınan enerji doğrudan faydalı miktarda enerjiye dönüştürülemiyorsa ısınmış akışkanı sıcaklık değişim çanına daha münasip bir akışkana dönüştürmek lazımdır. Amonyak-su karışımının yapısı belirtilen bu özelliğe en yakın olan yapıdır. Çevrim süresince sisteme enerji katan jeotermal akışkanın sıcaklığı bununla aynı oranda azalır. Saf su 100 °C sıcaklıkta buharlaşıyorken, amonyak-su karışımı için kesin bir buharlaşma noktası söz konusu değildir. Bu buharlaşma noktası karışım oranına bağlıdır.

Kalina çevrimindeki amonyak-su bazının buharlaşma olayı boyunca gösterdiği sıcaklık farklılaşım yayı ile jeotermal sıvının sıcaklığının azalması boyunca gösterdiği sıcaklık farklılaşım yayı birbiriyle doğru orantılıdır. Bu orantılı olma durumu sistemde gerçekleşen enerji transferinden sağlanan verimliliğin ana esasını oluşturur.

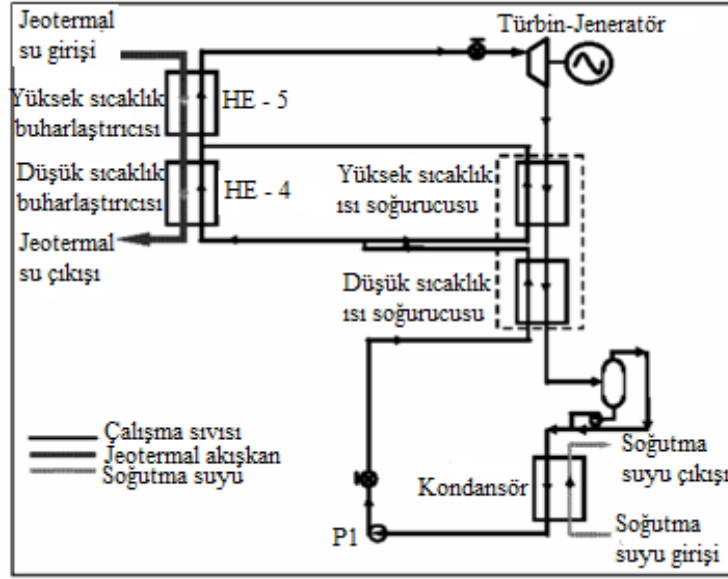
Bununla birlikte şu da bilinmektedir ki; kullanılan amonyak-su bazının sadece %75 ' lik bir kısmı buharlaştırma bölümünde buharlaşmaktadır.

Kalina çevrimindeki amonyak-su bazının yoğuşma işlemi değişebilen sıcaklık noktalarında görülebilirken, binary sistemde doğrudan kullanılan jeotermal akışkanın yoğuşma işlemi sabit bir sıcaklık noktasında meydana gelir. Amonyak-su bazının yoğuşma ısıl değerinin kesin olmamasından ötürü ters akışlı durumda yoğuşturucu ortamda Kalina bazının yoğuşma ısıl değeri soğutucu sıvının buharlaşma ısıl değerinden de düşük olabilir. Böyle olması sistemde türbin çıkış basıncının azalmasına yol açar. Oysa jeotermal akışkanın doğrudan kullanıldığı Organik Rankine Çevrimi'nde (ORC) akışkan belli bir sıcaklıkta yoğuştuğu için sıvının kondenserdeki (yoğuşturucu) ısıl değeri sistemde dolaşan soğutucu sıvının ısıl değerinden büyük olarak kalmalıdır. Bu tür sistemlerde, kalina çevrimine kıyasla türbin çıkış basıncı fazlasıyla büyük olmakta ve çok daha fazla soğutucu sıvının sisteme verilmesi gerekmektedir. Bu da sistem veriminde düşüşe yol açar.

Kalina çevrimi haricindeki sistemlerde de görüldüğü gibi, türbin çıkışında çürük buhar yoğuşturulur. Fakat türbin bitiminde ortaya çıkan sıvı karışımının enerjisinin belirli bir miktarı buharlaştırıcı bölümüne gidecek olan akışkan sıvıya iletilebilir. Sıvı fazının değişkenlik gösterebilen yoğuşma sıcaklığı, sistemde yer alan reküperatörde meydana gelen ısı ilavesinde sıcaklık değişimini ortaya çıkarır. Reküperatörde yapılan işlem, güç transferi veriminin yükselmesinin yanı sıra çevresel ısıtmada istifade edilen jeotermal akışkan sıcaklığının gerekli olan sıcaklık seviyesinin üstüne çıkmasına sebebiyet verir. ORC güç santrallerinde kullanılan jeotermal akışkanlardan bu avantajlar elde edilemez. Şekil 2.17' de Kalina çevrimiyle çalışan bir sisteme ait akış diyagramı görülmektedir.

Kalina çevriminde soğutma görevi yapan akışkan yoğuşturucu çıkışındaki sıvı amonyak-su bazıdır. Doymuş sıvı halindeki bu amonyak-su karışımının düşük basıncı pompa vasıtasıyla yükseltilir. Basıncı yükselen sıvı, öncelikle düşük sıcaklık reküperatörüne daha sonra ise yüksek sıcaklık reküperatörüne aktarılarak buharlaştırıya gelmeden önce ısı değişmesine uğratılır. Buharlaştırıcı bölümüne ulaşan sıvı karışım ısı alımı nedeniyle büyük oranda buharlaşır. Buharlaşma sonrası karışım oranı %75 buhar ve %25 sıvı şeklindedir. Ortaya çıkan bu çift fazlı karışım, sonunda tam olarak buhar ve sıvı elde edilmek amacıyla ayrıştırıcıya gönderilir. Bu işlem neticesinde oluşan sıvı akışkanın amonyak yüzdesi düşük iken, buhar durumundaki akışkanın amonyak yüzdesi büyüktür. Buharın amonyak yüzdesinin büyük olması basıncının da büyük olmasına

sebepler. Bu buhar türbinde genişler ve bunun sonucunda basıncı düşmüş olarak türbinden çıkar.



Şekil 2.17. Kalina çevrimli jeotermal elektrik santralinin akış diyagramı (Kuşçu, 2019).

Amonyak yüzdesi düşük olan sıvı akışkan ayrıştırıcıdan çıktıktan sonra var olan ısıl enerjisini reküperatörde yer alan ana akışkana verir. Reküperatörden ayrıldıktan sonra düşük sıcaklık reküperatörüne giden akışkan, türbinde amonyak yüzdesi fazla olan buhar ile birleştirilir. Buhar ve akışkan bu birleşim esnasında karışır. Netice itibariyle başlangıçtaki amonyak-su bazı tekrardan elde edilmiş olur.

Sahip olduğu sıcaklığının birazını daha karışım esnasında ana akışkana aktaran akışkanın kendi sıcaklığı düşer. Bu aşamada türbin bitişindeki buharın belli bir kısmı daha yoğunlaşır. Akışkan reküperatörden ayrıldıktan sonra pompalama yoluyla sıvı drenaj tankına iletilir. Geriye kalan buhar da reküperatörden kondensere aktarılır. Bu esnada buhardaki amonyak yüzdesi fazla iken, sıvıdaki amonyak yüzdesi düşüktür. Ama yine de buhar ile sıvının sıcaklıkları eşittir. Drenaj tankından ayrılan sıvı akışkan yoğunlaştırıcı ortamına ulaşarak buharın üstüne oturtulur. Bu oturtma işlemi sayesinde buhar tamamıyla yoğunlaşır. Kalina çevrim sıvısı doymuş sıvı şartlarında tekrardan elde edilir ve kalina çevrimi tamamlanır (Kuşçu, 2019).

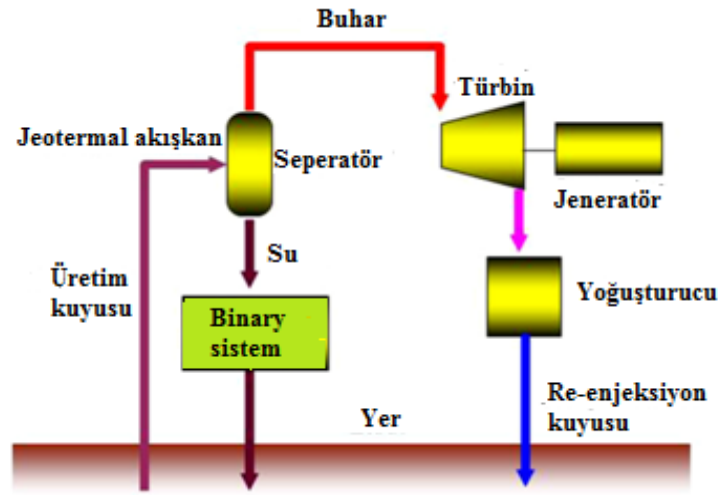
Toplam Akış Cihazları

Jeotermal akışkandan güç üretmek amacıyla jeneratörü döndürmek için güç elde edilirken buharı genişletmek için toplam akış cihazları kullanılabilir. Genellikle verimleri düşük olmasına rağmen, bu cihazlar çoğu zaman ekstra karmaşık ekipmanların kullanılmasını gerektirmez. Bu toplam akış cihazlarının örnekleri şunlardır:

- Sprankle Hidrotermal Enerji Ltd. Şirketi (HPC) ana işletici: Sıvı genleştirici
- Robertson Motoru
- Kanatsız türbin (Tesla türbini gibi)
- Keller rotor salınlı türbin kanat (KROV) makinesi
- Armstead-Hero Türbini
- Ağırlıksal döngü makinesi
- Elektrikli gaz dinamiği (EGD)
- Toplam akış impuls türbini
- Çift faz türbini (Soelaiman, 2016).

Hibrit Sistemler

Hibrit bir sistem farklı güç üretim sistemlerinin birleşimidir. Bir hibrit sistem örneği Şekil 2.18'de gösterilmiştir. Bu şekilde jeotermal enerjiyi daha verimli kullanmak için çift kademeli ve binary sistem birbiriyle birleştirilmiştir (Sakai, 2017).



Şekil 2.18. Hibrit bir sistem örneği (Sakai, 2017)

Hibrit Tek ve Çift Buharlaştırılmalı Sistemler

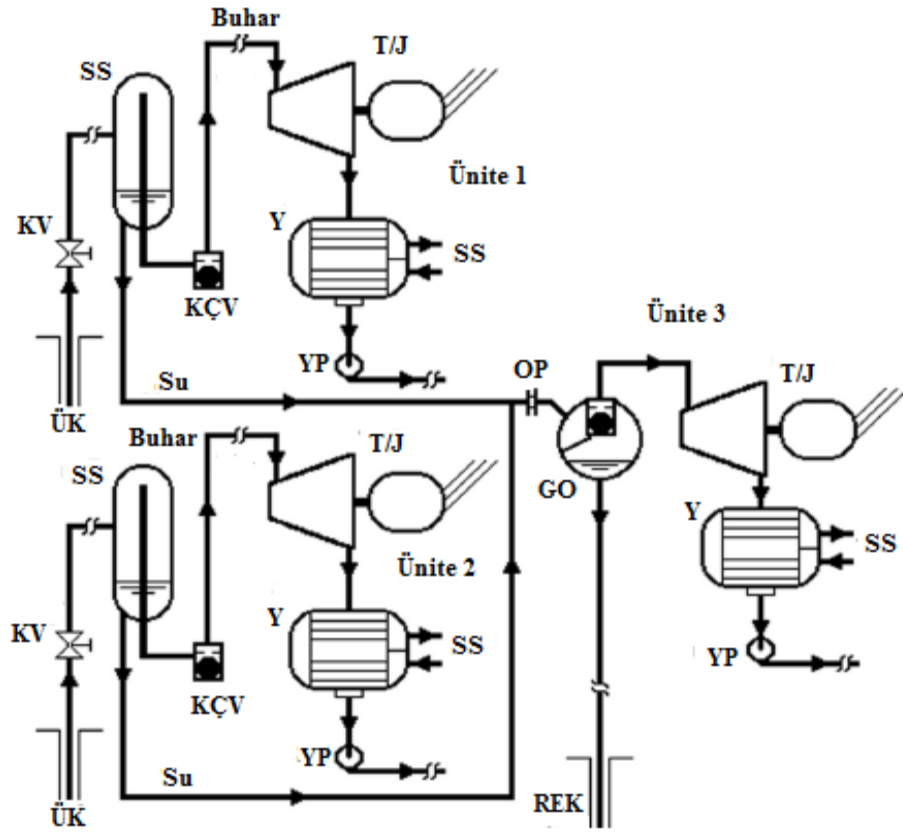
Göreceli olarak basitliği ve güvenilirliği ile bilinen tek kademeli santraller, yakın zamanlarda geliştirilmiş jeotermal alanlarda kurulan ilk santal tipidirler. Fakat bunların kullanım verimleri çift kademeli santrallerin veriminden düşüktür. Bu da istenen üretim kapasitesine ulaşmak için jeotermal alanın daha fazla kullanılmasına neden olmaktadır. Kuyulardan alınabilecek maksimum akışkan miktarının alınmasına rağmen elektrik üretim talebi artıyorsa, bu durumda başka bir güç ünitesinin ilave edilmesi mantıklıdır.

Tek buharlaştırmalı santrallerin seperatörlerinde büyük miktarda ve çok sıcak (genellikle 150-170°C) sıvı atımı olduğu için, bu sıvıyı doğrudan re-enjekte etmek yerine kullanarak daha çok güç üretilip üretilmeyeceği sorusu akla gelmiştir. Dünyadaki birçok jeotermal alanda bu sorunun cevabı ‘Evet’ oldu ve birleşik tek ve çift kademeli santraller inşa edildi (DiPippo,2016).

Entegre Tek ve Çift Buharlaştırılmalı Santraller

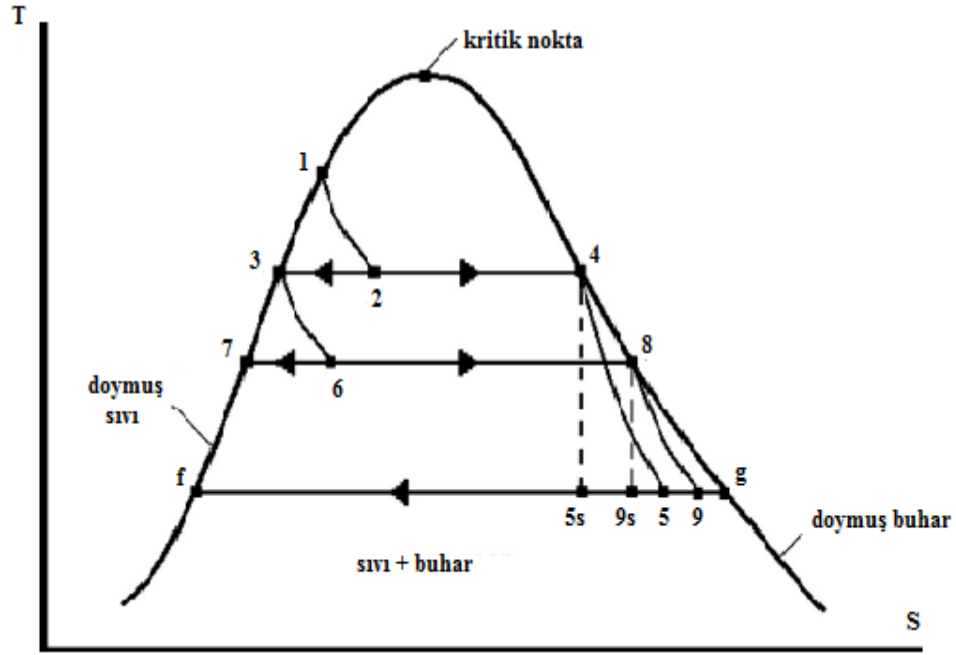
Jeotermal akışkanın rezervuar sıcaklığının 220-240°C olduğu yerlerde bir zaman için tek kademeli üniteler kuruldu. Ayrıştırılmış sıvıyı kullanan ilave bir kademenin eklenmesi düşük basınç ünitesinin varlığına izin verir. Şekil 2.19’ da gösterilen düzenek Ünite 1 ve Ünite 2 olmak üzere iki adet tek kademeli ünite ve üçüncü bir ünite olan

Ünite 3' ten oluşmaktadır. Ünite 3 tek başına ele alındığında basit bir tek kademeli ünedir. Fakat bir bütün olarak güç santrali, esas jeotermal akışkan iki defa püskürtülme aşaması geçirdiğinden entegre tek ve çift kademeli bir tesistir. Üçüncü üniteye akışkan tedarikinde bulunmak için yeni kuyuların açılmasına gerek olmaması bu düzeneğin bir avantajıdır. Ünite 3 hala sıcak olan ve atılan akışkandan atık ısıyı geri kazanmak için alt bir ünite olarak çalışır. Şekil 2.20'de sistemin termodinamik proses diyagramı sıcaklık-entropi koordinatlarıyla verilmiştir.



Şekil 2.19. Entegre tek ve çift buharlaştırmalı santral şeması (DiPippo,2016).

Bu sistemin muhtemel bir dezavantajı Şekil 4.20'deki 3-6 arasında yer alan ikinci püskürtmeişlemi basıncının (veya buna denk bir zorluk olarak sıcaklığının) seçilmesidir (DiPippo,2016).

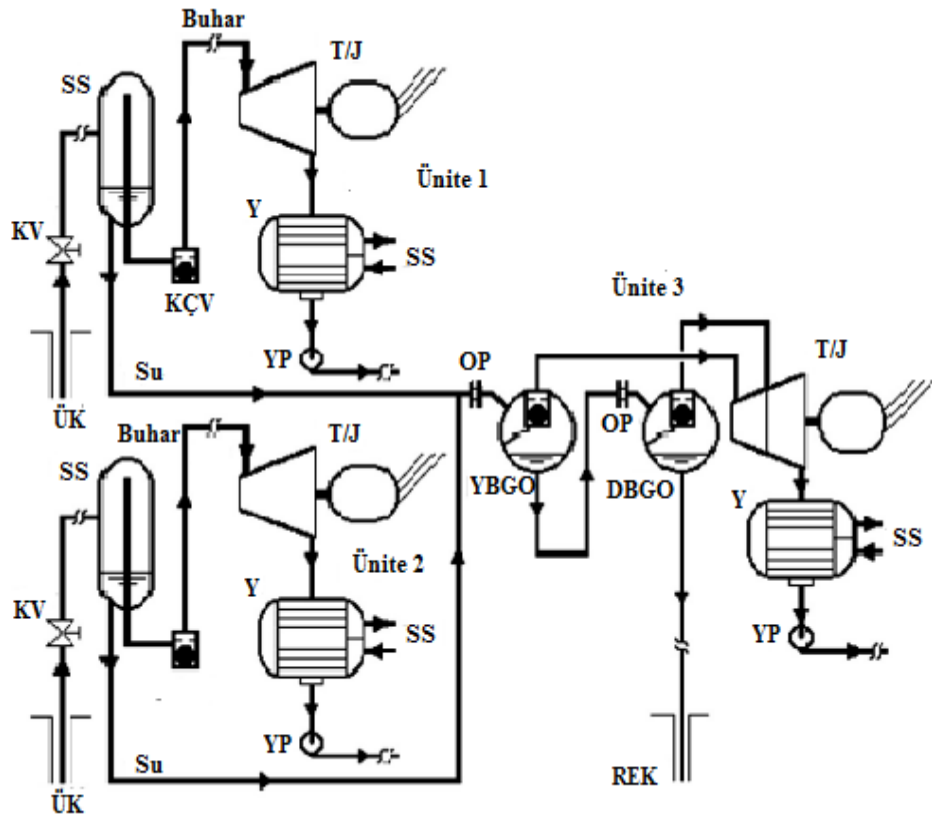


Şekil 2.20. Entegre tek ve çift buharlaştırmalı çevrimin T-s diyagramı (DiPippo,2016)

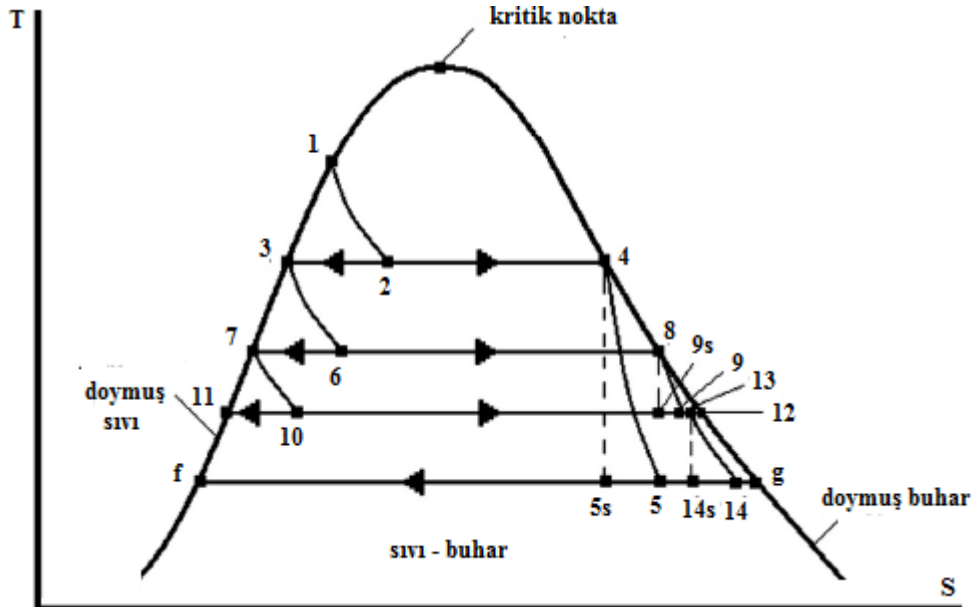
Kombine Tek ve Çift Buharlaştırmalı Santraller

Eğer kaynak sıcaklığı 240 °C 'ye eşit veya bu sıcaklıktan daha büyük ise tek buharlaştırmalı üniteyaşağıdaki akış şemasında (Şekil 2.21) ve proses diyagramında (Şekil 2.22) görülen doğru olarak seçilmiş çift buharlaştırmalı alt bir çevrimle genişletmek mümkün olabilir. Böyle bir durumda ilk üniteden gelen atık sıvı, iki defa düşük basınçta buhar akışıyla sonuçlanan fazladan iki püskürtmeye daha tabi tutulur. Jeotermal akışkanın tabi tutulduğu püskürtme sayısı sayıldığında bu sistemin üç püskürtmeli bir sistem olduğu tartışılabilir fakat ünitelerin birbirini takip eden yapım zamanları dikkate alındığında 'kombine tek ve çift buharlaştırmalı' teriminin kullanılması uygun olarak görülmektedir.

Bu kurulum termodinamik açıdan avantajlı olsa da, yani normal tek buharlaştırmalı santrale kıyasla daha yüksek kaynak kullanım verimi olmasına rağmen, son kademedeki düşük sıcaklığa bağlı olarak gerçekleşen silika çökmesi nedeniyle kireçlenme problemleri olabilir. Silika çökmesi ihtimali olmasa yani santralin yatırımcısı kireç oluşumunu önlemek veya kontrol etmek amacıyla düşük sıcaklıktaki sıvının kimyasal arıtımı için yatırım yapsa bu kurulum karsız olur (DiPippo,2016).

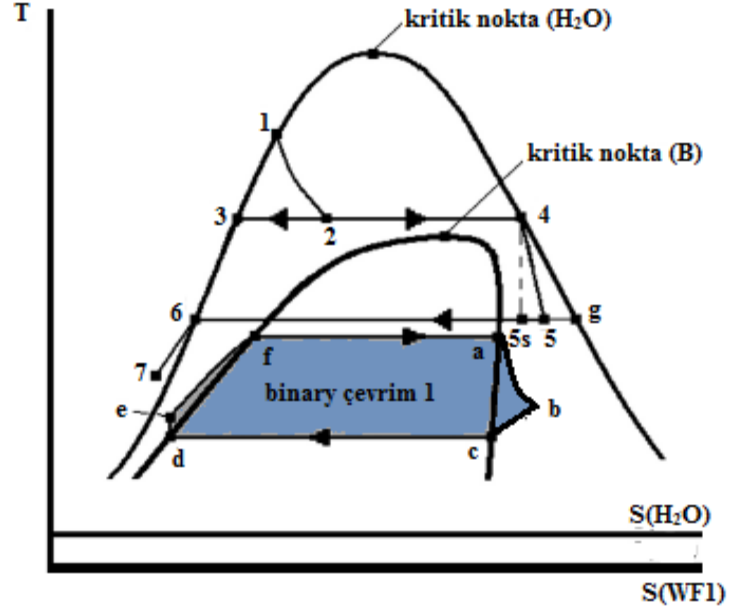


Şekil 2.21. Kombine tek ve çift buharlaştırmalı santral şeması (DiPippo,2016)



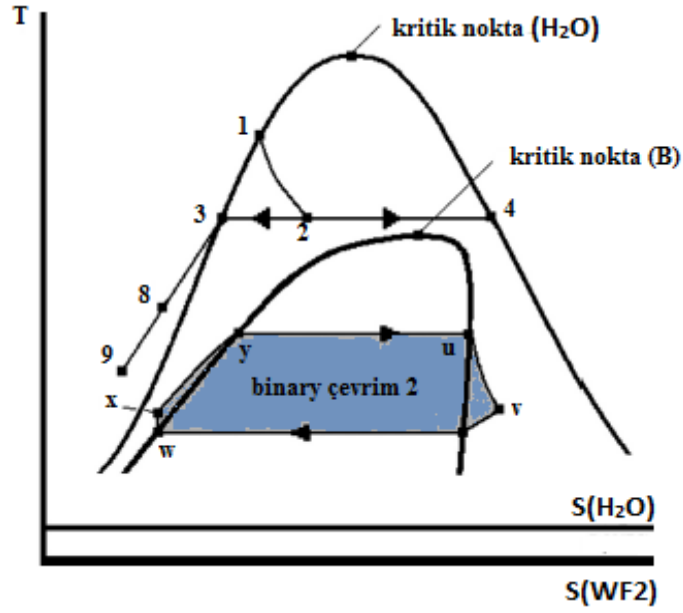
Şekil 2.22. Kombine tek ve çift buharlaştırmalı çevrimin T-s diyagramı (DiPippo,2016)

bekleme tankı burada yeniden birbirini içinde çözülecek olan sıvısı alınmış buhar, atık akışkan ve sıkıştırılmış durumdaki gazları toplar. Temelde bu sistemde çevreye salınım yoktur. Tek çevresel etki binary çevrim yoğuşturucularından çevreye atılan ısıdır. Şekilde su soğutmalı yoğuşturucular bulunmaktadır fakat hava soğutmalı olanların kullanılması da bir seçenektir.



Şekil 2.24. Entegre buharlaştırmalı-binary bir çevrimin üst kısmına ait T-s diyagramı (DiPippo, 2016)

Bu düzenekte içinde buhar genişleme işleminin kombine tek kademeli-binary santrallere göre daha kısa bir süreliğine durdurulduğu dengeleyici (trade-off) vardır. Türbin karşı basınç türbini (KBT) olarak adlandırılır. Çünkü çıkış basıncı su soğutmalı yoğuşturucuya atım durumuna göre çok daha büyüktür. Türbinin düşük basınç kademelerinden elde edilecek iş, binary çevrimdeki çalışma akışkanını buharlaştırmak için yoğuşma ısısının (5-6 işleminden açığa çıkan) kullanımı adına yetersizdir. Alt binary çevrimi sıcak ve ayrıştırılmış sıvıdaki ısı potansiyelin bir kısmını tutmak için bir vesiledir ve ek kuyulara gerek duyulmadan santralin toplam güç üretimini artırır (DiPippo,2016).



Şekil 2.25. Entegre buharlaştırmalı-binary bir çevrimin alt (binary) kısmına ait T-s diyagramı (DiPippo, 2016)

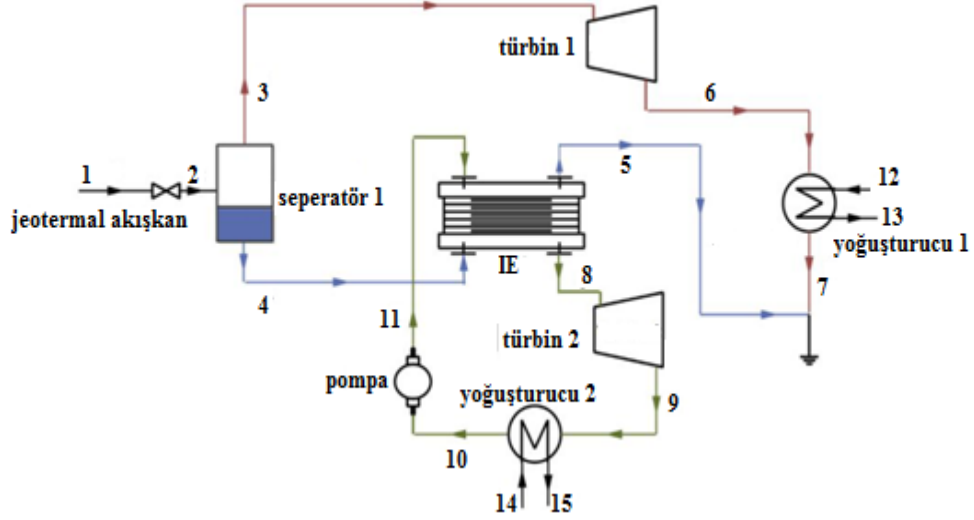
Kombine Kademeli-Binary Santraller

Kademeli ve binary teknolojilerin kombinasyonu olan bir teknoloji; bu iki teknolojinin faydalarından avantaj elde etmek için verimli bir şekilde kullanılan ve kademeli/binary kombine çevrim olarak bilinen teknolojidir. Bu tip santralde genişmiş buharın enerjisi önce buhar türbiniyle elektrığe dönüştürülür daha sonra karşı basınç türbininden çıkan düşük basınçlı buhar binary sistemde yoğunlaştırılır. Bu püskürtme işlemleriyle hava soğutma kulelerinin etkili bir şekilde kullanılmasını ve binary sistemden avantaj elde edilmesini sağlar. Kademeli/binary sistem kuyuların yüksek basınçlı buhar ürettikleri yerlerde yüksek verimliliğe sahiptir (Bhatia,2014).

Jeotermal kademe çevriminden gelen atık ısının geri kazanımı için alt çevrim olarak birbirleriyle rekabet eder şekilde ORC ve Kalina güç üretim çevrimleri düşünülebilir (Mokarram ve Mosaffa,2018).

Tek kademeli/ORC kombine çevrim Şekil 2.26' da gösterilmiştir. Jeotermal akışkan genişleme vanası ve seperatörden geçtikten sonra iki maddeye dönüşür. Seperatörden alınan doymuş buhar (3) , buhar türbinine girer ve yoğunlaştırıcı basıncına genişler. Seperatörden alınan doymuş sıvı (4) ise ORC için yüksek sıcaklık ısı kaynağı gibi çalışan ısı eşanjörüne girer. Seperatörden gelen doymuş sıvıdan ısı alındıktan

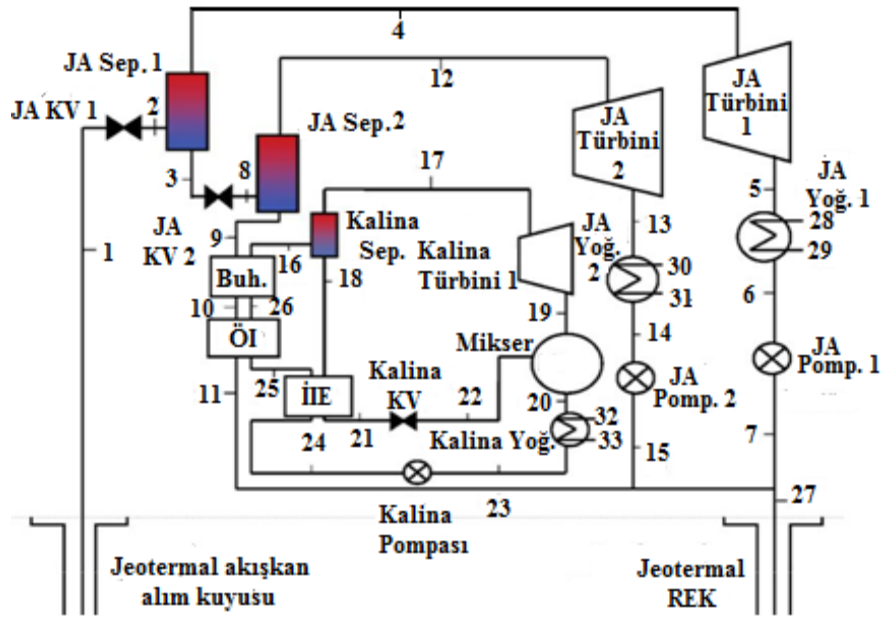
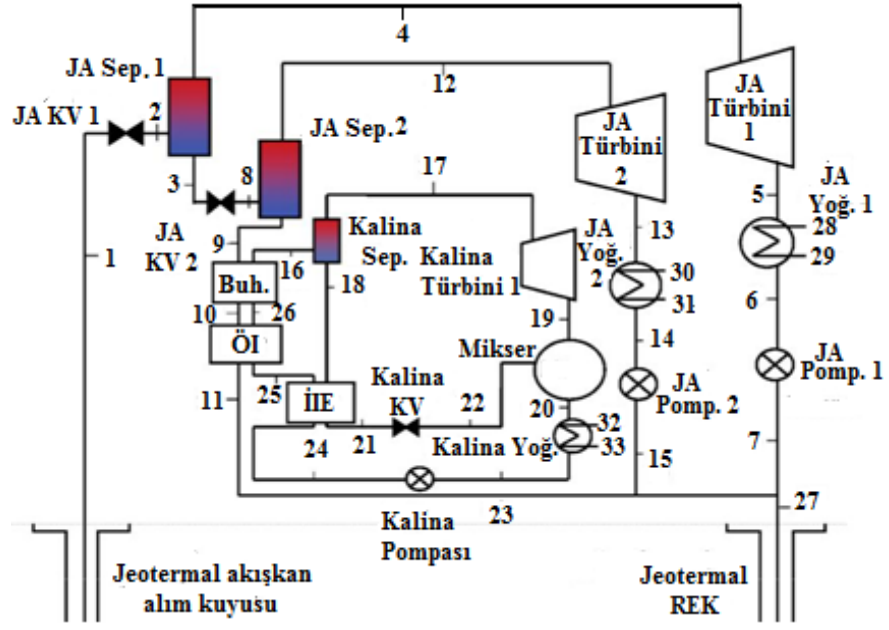
sonrapompa çıkışı akış sıcaklığı artar, akışkan ORC türbinine geçer (8) ve burada ORC yoğuşturucusunun basıncına genişir (9). Yoğuşturucuda ise soğutulur. Son olarak ısı eşanjöründen (5) ve kondenserden çıkan akışkanlar (7) karışır ve yeraltına atılır (Shokati ve ark. 2015).



Şekil 2.26. Kombine tek buharlaştırmalı-ORC bir çevrimin şematik gösterimi (Shokati ve ark. 2015)

Şekil 2.27’ de tek ve çift kademeli çevrimlerin temel Kalina çevrimiyle birleşimi görülmektedir. Kademeli çevrimde yüksek basınçlı jeotermal akışkan kuyudan alınır ve genişleme vanası ile separator’dan geçirilir. Separator basınç düşürme işlemi sonucu iki fazlı hale dönüşen ana akışı sıvı ve doymuş buhar olmak üzere ikiye ayırır. Doymuş buhar güç üretmek için türbine girer. Sıvı akışkan ise bazen kendisinden alınmak ve düşük dereceli sıcaklığa sahip çevrimi kullanmak için yeterli enerjiye sahiptir. Bu durumda ısı Kalina çevrimi olarak seçilen alt çevrimle geri kazanılabilir. Kademeli çevrimi ve Kalina çevrimini birbirine bağlamak için bir adet buharlaştırıcı ve bir adet ön ısıtıcı kullanılır.

Kalina çevriminin çalışma akışkanı olan amonyak-su karışımı, buharlaştırıcıyı iki fazlı halde terk eder. Daha sonra ıslak buhar separator’de doymuş amonyak-su buharı ve doymuş amonyak-su sıvısına ayrıştırılır. Separator’dan sonra herbiri tek başına değişen buhar ve sıvı fazının miktarları sudaki toplam amonyak konsantrasyonunu da değiştirir.



Şekil 2.27. Kalina çevrimiyle kombineli tek (üst) ve çift (alt) buharlaştırmalı çevrimlerin şematik gösterimi (Mokarram ve Mosaffa, 2018).

Amonyak yüzdesi fazla olan doymuş buhar güç üretmek için Kalina türbinine girer. Öte yandan doymuş sıvı rejeneratörde ısı transfer eder ve yoğuşma basıncına ulaşmak için genişleme valfinden geçer. Daha sonra amonyakca zengin karışım türbinden çıkan akışkan ile karışır. Türbinden çıkan düşük basınçlı buhar yoğuşturucuya girer ve

soğutucu akışkan (su olarak düşünülebilir) vasıtasıyla ısı atılır. Soğumuş karışım ise rejeneratör ve buharlaştırıcıya pompalanır (Mokarram ve Mosaffa, 2018).

Gelişmiş Jeotermal Sistemler

Gelişmiş jeotermal sistemlerin (GJS) kullanımı için önerilen teorik güç üretim işlemi genellikle binary çevrim santraller için tanımlanmış olan ile aynıdır ... Bu sistemlerle suyun yetersiz veya kaya oluşum geçirgenliğinin düşük olduğu yaygın olarak bulunan derin yer altı rezervlerinin (yani sıcak ve kuru kaya, sıcak ve ıslak kaya ve sıcak ve kırık kaya kaynakları) kullanımı amaçlanır.

Bu tür jeotermal sistemleri kullanmak için ya önceden kayada var olan kırıkları açarak yada yapay rezervuar elde etmek için yenilerini oluşturarak kaya geçirgenliğinde arttırım işlemi gereklidir. Isıl enerji, yoğun ısı değişimini başlatmak ve kayada bulunan enerjinin çoğunu almak için sıcak ve kırık kayaya su veya başka uygun bir akışkan enjekte edilerek kullanılır. Bazen kaya oluşumunda zaten bulunan ve jeotermal akışkan çevrimi gibi davranan akışkan çevrimi mevcut olabilir. Sıcak akışkan üretim kuyularından alınır ve yeryüzündeki elektrik üretmek amacıyla kurulan güç santraline pompalanır ... Bu sistemlerin ticari pazardaki uygulamaları yaygın değildir. Çünkü bu teknolojinin öğrenim eğrisi başlangıç aşamasındadır. Bu günlerde Avustralya, ABD, İtalya, Fransa, Almanya, İsviçre, Japonya ve El Salvador'da 3 km ve 10 km arasındaki derinlikler için bu sistemlerin yapılabilirliğini gösteren bazı deneme projelerinin kurulmasıyla ilgili teknolojik gelişmeler vardır (Tomasini-Montenegro ve ark. 2017).



Şekil 2.28. Gelişmiş jeotermal sistem (Sakai, 2017)

2.2. Kaynak Araştırması

Jeotermal enerji alanında şimdiye kadar yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar incelendiğinde Lyu ve ark. (2020), kapalı ortam havası, bina kılıfı, temiz hava ve kararlı zemin arasındaki sıcaklık ilişkilerini analiz etmek amacıyla yüzeysel jeotermal enerjiyi daha verimli kullanabilen birleşik bir HVAC sisteminin geliştirilmesi üzerinde çalıştılar. Bu birleşik sistem boru gömülü duvarlar, boru gömülü pencereler ve geleneksel yer kaynaklı ısı pompalı (YKIP) temiz hava ön işleme sisteminin birleşiminden oluşmaktaydı. Söz konusu sistemin yararlılığını göstermek için TRNSYS programı kullanılmıştır. Birleşik sistemin serbest çalışma sıcaklığı, bina yükü azalma oranları ve enerji tasarruf potansiyeli YKIP'lı birleşik sistemle kıyaslanarak incelenmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki: Doğal zemin, bina kılıfı ve temiz hava arasındaki sıcaklık farklılıkları çoğu zaman 20°C'ı aşmıştır ve bu da yüzeysel jeotermal enerjinin daha verimli kullanılmasına yol açmıştır. Ayrıca birleşik sistemin serbest çalışma sıcaklığının yıl boyunca 28°C'ın altında olduğu ve iklimlendirmeme oranının geleneksel YKIP sistemine kıyasla %34 arttığı görülmüştür. Buna ek olarak birleşik sistemin ısı pompası kapasitesinin geleneksel YKIP sistemine göre %30 oranında ve dahası binanın yıllık birikmiş ısı yükünün %43 oranında azaltılabildiği görülmüştür. Boru gömülü duvarların, boru gömülü camların temiz hava ön işleme sisteminin birikmiş yük düşüşüne katkıları yaklaşık olarak sırasıyla %46, %25 ve %29 oranlarında olmuştur. Bunun yanı sıra birleşik sistemin enerji tasarruf oranının geleneksel YKIP sistemine kıyasla %29 daha fazla olduğu ve CO₂ salınımındaki azalmanın kat alanının m²'si başına 7 kg' dan fazla olduğu görülmüştür.

Li ve ark. (2020), yüksek ve düşük sıcaklıklı jeotermal kaynak kullanan kademeli Organik Rankine Çevrimi (ORC) ile düşük sıcaklıklı kaynak yerine polimer elektrolit membran yakıt pili (PEM-FC) kullanılan ORC'nin termodinamik ve ekonomik karşılaştırması ve optimizasyonu üzerinde çalıştılar. Bu çalışma sonucunda ORC sisteminde çalışma akışkanı olarak R123 kullanılması durumunda düşük sıcaklıklı kaynak yerine yakıt pili kümesinden atılan ısının kullanılmasının sistemden alınan net gücü 254.9 kW' tan 1628.9 kW' a ve ekserji verimliliğini %23.77' den %36.19' a çıkardığı görüldü. Dahası PEM-FC kullanılmasının sisteme 9.07 \$/saat maliyet oranı getirdiği görüldü. Ayrıca parametrik çalışma sistemin net güç çıktısının ve toplam

maliyet oranının iki temel amaç fonksiyonu olduğunu ve bu fonksiyonlarla birlikte karar değişkenlerinin optimum değerlerinin $T_1 = 116^\circ\text{C}$, $r_{kad} = 0.55$, $P_{k,\zeta} = 230 \text{ kPa}$ ve $P_4 = 1208.4 \text{ kPa}$ olduğu saptanmıştır.

Lee ve ark. (2019), jeotermal enerjiyle ilgili sorunları ve gelecekteki zorlukları ele alarak güç üretimi ve polijenerasyon için jeotermal enerji sistemlerinin sistem analizi, tasarım ve optimizasyonu üzerine kapsamlı bir çalışma yürüttüler. Onlar çalışmalarında bu sistemleri etkileyen faktörler, temel ve en gelişmiş jeotermal enerji sistemlerinin (JES) düzenleri, JES'nin sistem tasarımı ve optimizasyonu üzerine çalışmaların kritik analizi ve en son teknoloji JES'nin geliştirilme yolları gibi dört önemli amaç üzerinde durarak çeşitli jeotermal güç üretim ve polijenerasyon sistemlerini incelediler. Sonuç olarak, yakın gelecekte fosil yakıt kullanımıyla yerdeğiştirme ihtiyacına bağlı olarak dünya genelinde artan birincil enerji talebini karşılamak için JES'nin hızla çoğalmasının beklendiği, jeotermal enerjiyi daha iyi kullanmak maksadıyla dönüşüm verimliliğinin artırılmasının JES'nin gelişiminin temel meselesi olduğu, JES' nin daha verimli bir şekilde geliştirilmesi için halihazırdaki sistemlerin düzen ve enerji dönüştürme prensiplerini anlamının yardımcı olacağı, var olan kayda değer polijenerasyon sistem potansiyelinin orta sıcaklıktaki jeotermal kaynak kullanımını maksimum seviyeye çıkarmaya çok önemli katkısının olacağı ve son olarak binary sistemlerin düşük sıcaklıktan orta sıcaklığa kaynak kullanımında yüksek enerji dönüşüm verimliliği nedeniyle polijenerasyon sistemlerinde önemli rol oynayabileceği çıkarımlarında bulunuldu.

Lay-Ekuakille ve ark. (2020), jeotermal enerjinin iletimi ve ölçümü için yüksek verimli polimer sonda tasarımı, yapımı ve test edilmesi üzerinde çalıştılar. Bu çalışmada 6m uzunluğundaki çelik çubuk yerine 3m'lik polimer sonda çubuğu kullanıldı ve kuyudaki jeotermal akışkan bu çubuktan geçirilerek evlere ulaştırıldı. Çubuk % 20 propilen glikol - su karışımıyla doldurulduktan sonra deney düzeneği aktive edilerek sıcaklık ve akış ölçümleri yapıldı. Sonuç olarak polimer çubukların çelik çubuklardan daha iyi ısı kalite göstermediği çıkarımına ulaşıldı.

Watanabe ve ark. (2020), basınç çözümüyle geçirimliliğin azalma oranına kırıkların gerilim seviyesi ve şekil alabilirliğinin ve serbest yüzey çözülmesiyle geçirimliliğin artırılması üzerine gözenek suyu basıncı ile buna mukabil mineral çözünürlüğün

etkilerini açıklamak için 400°C sıcaklıklı kırık granit örnekleri kullanarak hidrotermal sürekli akış deneyi gerçekleştirdiler. Bu çalışma sonucunda, gözenek suyu konsantrasyonu ve kuvars çözünürlüğü arasındaki farklılığın gerilime bağlı geçirim dengeleme kriterinden yüksek tutulması durumunda bile aşırı sıcak gelişmiş jeotermal sistemlerin (GJS) geçirimsizliğinin stabilize edilebileceği veya geliştirilebileceği görüldü.

Alirahmi ve ark. (2020), jeotermal kuyu, lineer parabolik güneş kolektörleri, buhar çevrimi, iç ısı eşanjörü bulunduran rejeneratif ORC, absorpsiyonlu çiller ünitesi, hidrojen üretimi yapan PEM elektrolizör ve ters osmoz ünitesi bulunduran yeni ve çok üretimli bir sistemin enerji, ekserji ve eksergoekonomik açıdan geliştirilmesi, simülasyonu ve analizinin yanı sıra çok amaçlı optimizasyonunu yaptılar. Onlar ORC için seçilen akışkanlardan R123'ün en yüksek enerji ve ekserji verimliliğine neden olduğu, jeotermal akışkan olarak 160°C'de Terminol 59 kullanıldığında, önemli parametrelerden biri olan güneş yoğunluğunun ekserji verimliliğini %9 etkilediği, jeotermal akışkan sıcaklığındaki artışın ekserji verimliliğinde artışa neden olduğu, Marlotherm SH'ın en yüksek ekserji verimine Terminol 59'un ise en düşük maliyete sebep olduğu, güneş panelleri, evsel su ısıtıcı, absorpsiyonlu çiller bölümü ve buhar türbininin performansının artırılmasının çok üretimli sistemin toplam verimliliğini arttıracığı sonuçlarını çıkardılar.

Yılmaz (2020), jeotermal enerji yardımıyla hidrojen sıvılaştırma sisteminin optimum enerji ve yaşam döngüsü maliyet değerlendirmesini yaptı. Bu çalışmada kombine kademeli ve binary jeotermal güç çevriminde elektriksel iş üretmek için yüksek sıcaklıklı jeotermal akışkan kullanıldı ve üretilen bu elektriksel iş Claude sıvılaştırma çevrimi için gerekli olan işi sağlamak için kullanıldı. Bu çalışma sonucunda, kombine jeotermal güç çevriminin verimi %11.06 (ısı) ve %38.75 (ekserji) olarak bulundu. Santralde 25°C ve 100 kPa' da sıvılaştırma yapmak için gerekli olan ideal iş 11.097 kJ/kg hidrojen olarak tespit edildi. Sıvılaştırma prosesi bilgisayar ortamında gerekli termodinamik varsayımlar yapılarak gerçekleştirildiğinde gerekli olan gerçek iş 30.954 kJ/kg sıvı hidrojen olarak hesaplandı. Sıvılaştırma çevriminin net elektrik işi 8.6 kWh/kg LH₂ olarak dönüştürüldü. Sıvılaştırma çevriminin ideal ve gerçek iş oranlarının karşılaştırılmasına göre ekserji verimliliği %38.75 olarak tespit edildi. Bu

santral için toplam COP değeri ve ekserji verimi sırasıyla %0.1714 ve %19.17 olarak bulundu.

Liu ve ark. (2019), jeotermal enerji yardımıyla ağır petrolün çıkarılması üzerine yeni bir yöntem önerdiler. Bu yönteme göre ısı değişim kuyularındaki tüpler vasıtasıyla jeotermal rezervuara basılan soğuk su, sıcak su enjeksiyonu olarak yine tüpler vasıtasıyla yeraltında daha üst seviyede bulunan ağır petrol rezervuarına döner. Simülasyon sonuçları soğuk su enjeksiyonuna kıyasla bu yöntem vasıtasıyla ağır petrol çıkarımının %7 arttığını ve bu yöntemin değişik petrol fiyatlarında net bugün ki değerinin bütün geleneksel sıcak su enjeksiyon yöntemlerine üstün geldiğini ve bu yüzden petrol fiyatları kritik bir değeri aşmaya devam ettiği sürece bu yeni yöntemin teknik ve ekonomik olarak uygulanabilir olduğunu gösterdi.

Sun ve ark. (2019), doğalgaz yakıtlı boyler bulduran geleneksel yer ısıtma sistemlerinde geri dönüşsüz kayıpları ve doğalgaz tüketimini azaltmak için doğalgaz ve derin jeotermal enerji kullanımına dayanan yeni bir yer ısıtma sistemi düzeneğini termodinamik ve mali açıdan ele aldılar. Çalışma sonucunda doğalgaz ve absorpsiyonlu ısı eşanjörleri ile gaz yakıtlı absorpsiyonlu ısı pompası vasıtasıyla jeotermal enerji kullanımına dayanan bu sistemin geleneksel doğalgazlı yer ısıtma sistemlerine kıyasla ekserji verimliliğini %12 arttırdığı, doğalgaz tüketimini ve ısınma maliyetini sırasıyla %54 ve %25 düşürdüğü görüldü.

Elghamry ve Hassan (2020), güneş bacası ve jeotermal hava tüplü ısı eşanjörü kullanılarak jeotermal enerji ve güneş enerjisini birleştirmenin bina odası ventilasyonu ve ısıtmasına etkisini inceleyen deneysel çalışma gerçekleştirdiler. Bu çalışmada jeotermal tüp odanın tavan yüzeyinde bulunan baca vasıtasıyla odaya temiz ve ısıtılmış hava sağlamak için kullanıldı. Baca içerisine güç üretmek için fotovoltaik panel (PV) koyuldu ve bu panelin performansı oda dışına kurulan PV'nin performansı ile karşılaştırıldı. Sistem 30° ve 45° eğim açılarında PV'li ve PV'siz bacalar için incelendi. Sonuçlar, doğal jeotermal tüp ve PV bulduran 45° eğimli bacanın oda sıcaklığını 6.4 °C arttırdığını ve 0.0184 m³ debili zorlanmış hava akışıyla yapılan ventilasyonun %55.5' ine karşılık gelecek şekilde oda havasını 46 kez değiştirdiğini gösterdi. Ayrıca odanın 45° eğimli ve PV bulduran bacayla ısıtılmış ve yenilenmiş havasının 30° eğimli bacayla yapılanaya göre daha iyi olduğu ve baca içindeki maksimum fotovoltaik

gücün baca dışındakinin %86.7' sine karşılık gelecek şekilde 30° eğimde elde edildiği görüldü.

Wang ve ark. (2020), binay/kademeli jeotermal güç çevriminin (BFC) ağırlıklı olmayan sıralama algoritması-II (NSGA-II) kullanarak ve eş zamanlı olarak termodinamik ve ekonomik açıdan ele alarak çok amaçlı optimizasyonunu yaptılar. Onlar, ısı eşanjör alanının maksimum olması durumunda maksimum güç üretimi, minimum olması durumunda ise minimum güç üretimi gerçekleştiğini buldular.

Çetin ve ark. (2019), tek kademeli jeotermal güç çevrimiyle birleştirilmiş kriyojenik (çok soğuk) enerji depolama ünitesinin termodinamik değerlendirmesini yaptılar ve jeotermal kaynak sıcaklığının sistem performansı üzerine etkisini incelediler. Söz konusu sistemdeki jeotermal güç santralinde üretilen güç, gaz sıvılaştırma santralinde havanın sıvılaştırılması için kullanıldı ve elde edilen sıvılaştırılmış hava depolama tankına boşaltıldı. Onlar, jeotermal kaynak sıcaklığının artmasının sıvılaştırılmış hava depolama kapasitesini arttırdığını, boşaltma işini ve gidiş-dönüş verimliliğini yavaş bir şekilde arttırırken, sistemin toplam güç üretimini ve verimini belirgin bir şekilde arttırdığını gözlemlədiler. Bu nedenle jeotermal güç çevrimleriyle çalışan kriyojenik enerji depolama sistemlerinin yüksek sıcaklıklı kaynak kullanımında daha verimli olduğu sonucuna vardılar.

Sun ve ark. (2018), terk edilmiş (kullanılmış) yatay petrol ve doğalgaz kuyularından CO₂ akışıyla jeotermal enerji elde edilmesinin performansı üzerine yaptıkları çalışmada, daha düşük CO₂ enjeksiyon oranının daha yüksek jeotermal üretim verimi için önemli olduğu, daha yüksek enjeksiyon basıncının daha fazla ekipman gerektirdiği, daha yüksek jeotermal enerji elde etme oranına ulaşmak için daha yüksek kütleli debi ve daha düşük enjeksiyon sıcaklığı gerektiği ve kullanılmış petrol ve doğalgaz kuyularından jeotermal enerji elde etmede CO₂'nin çalışma akışkanı olarak seçilebileceği çıkarımlarında bulundular.

Tomaszewska ve ark. (2018), denizden uzak alanlarda tatlı su üretimi için su ve enerji kaynağı olarak yeraltındaki düşük entalpili jeotermal kaynak kullanımının teknolojik ve ekonomik fizibilitesini araştırdılar. Çalışma sonuçları, jeotermal kaynakların verimli bir şekilde kullanıldıklarında ısıtma sistemlerinde doğrudan kullanılabilceğini ve arıtma

ünitesinden elde edilen tatlı su kaynağı olarak soğuk su tedariki için kullanılabilceğini gösterdi. Günümüzde Polonya'da tatlı su kaynaklarından elde edilen tatlı su maliyeti ile bu çalışmadaki sistemden elde edilen tatlı su maliyeti karşılaştırılmış ve birbirine eşit çıkmıştır. Dolayısıyla jeotermal suyun arıtılması su azlığının bulunduğu bölgelerde bu yöntem jeotermal kaynakların akıllıca kullanılmasının iyi bir örneği olabilir.

Blazquez ve ark. (2019), elektrikli ısı pompası, gazla çalışan gaz motorlu ısı pompası ve biyogazla çalışan gaz motorlu ısı pompasının teknik karşılaştırmasını yaptılar. Onlar, bu sistemler arasında elektrikli ısı pompalarının daha yüksek COP değerleri yüzünden yıllık olarak daha az enerji tükettiklerini ama bu sistemlerde çalışan soğutucu akışkanın sıcaklığının sıkı bir şekilde kontrol edilmesi gerektiğini, gaz motorlu ısı pompası kullanımının kuyu sayısını ve dolayısıyla toplam sondaj derinliğini azalttığını ama bununla birlikte COP değerleri epey düşük olduğu için akışkan sıcaklığının sıkı bir şekilde kontrol edilmesinin gerekmediğini ve gaz motorlu ısı pompalarından biyogaz yakıtlı olanlarının hacimsel gaz tüketiminin gaz yakıtlı olanlara göre çok daha fazla olduğunu saptadılar.

Kazemi ve ark. (2020), jeotermal akışkan olarak yeşil kimyasal, uçucu olmayan, iyi ısı ve kimyasal stabilitesi ve belirgin ısıtma kapasitesi gibi özellikleriyle bilinen iyonik sıvı (1-bütülpriidyum tetra-floroborat) kullanan temel ORC, rejeneratif ORC ve çift kademeli buharlaştırmalı ORC sistemlerinin ekserji verimlerini maksimum seviyeye çıkarmak ve ilk yatırım maliyetlerini minimum seviyeye indirmek için simülasyon ve optimizasyonları üzerine çalışma yürüttüler. Onlar iyonik sıvı kullanımının bu üç sistemin de performansını arttırdığını ve ilk yatırım maliyetlerini belirgin bir şekilde düşürdüğünü ve temel ORC sisteminde en fazla ekserji verimine yol açtığını buldular.

Di Fraia ve ark. (2019), atık su ve çamur arıtımı için elektrik ve ısı enerjisi üretiminde jeotermal enerji kullanılmasının enerji, ekserji ve ekonomik analizini yaptılar. Onlar, atık su ve çamur arıtım santralleri için elektrik ve ısı enerjisi üretiminde jeotermal kaynak kullanımında özellikle elektriksiz enerji tedarikinin ve çamur arıtımının genellikle kritik zorluklar olduğu küçük adalarda ve enerji yalıtılmış sistemlerde uygulanabilir ve çevresel açıdan sürdürülebilir bir çözüm olduğu çıkarımında bulundular.

Ambriz-Diaz ve ark. (2017), düşük ve orta sıcaklıktaki jeotermal kaynakların kademeli bir şekilde kullanılmasıyla sıralı bir şekilde elektrik üretimi, buz üretimi ve tarımsal ürün kurutma işi yapan bir sistemin farklı kaynak sıcaklıkları için tekno-ekonomik analizini yaptılar. Onlar, tüm durumlarda kurulama işleminin ekonomik karı önemli ölçüde arttırdığını ve ayrıca sistemin sadece elektrik üretimi için kurulması durumunun en kötü enerjik ve ekonomik performansa yol açması nedeniyle tercih edilemez olduğunu gözlemladiler.

Akrami ve ark. (2017), elektrik üretimi, ısıtma ve soğutma ve hidrojen üretimi gerçekleştirmek için ORC, evsel su ısıtıcısı, absorpsiyonlu soğutma çevrimi ve proton değişimli membran elektrolizör içeren ve jeotermal enerjiyi dolaylı olarak kullanan çok üretimli bir enerji sisteminin enerjetik ve eksergo-ekonomik analizini yaptılar. Söz konusu sistemin enerji ve ekserji verimi sırasıyla %34.98 ve %49.17 olarak hesaplandı. Jeotermal akışkan sıcaklığının 185°C'tan 215°C'a yükseldiği dikkate alınarak sistemdeki cihazların en yüksek ve en düşük toplam birim maliyetleri sırasıyla 23.18 ve 22.73 \$/üretim olarak hesaplandı.

Hanbury and Vasquez (2018), tahmini yaklaşımla güç üretimi ve taşımacılık için jeotermal enerji kullanımının yaşam döngüsü maliyet analizini yaptılar. Sonuçlar, taşımacılıkta kullanılacak enerji üretimi için jeotermal enerjinin çevre dostu bir yol olduğunu gösterdi. Ayrıca kapalı çevrim tarafından yapılan doğrudan emisyonlar sınırlı olduğu için bu çalışmada ele alınan tesisin tüm yaşam döngüsü için çevresel etkilerin değişkenlik göstermesinde çevrimdeki işlemin termodinamik verimi ve santralin çalışma ömrü etkin oldu. Jeotermal rezervuarın ısı akışının uzun dönemli stabilite ve jeotermal akışkanın terkibi yönünden daha iyi anlaşılmasının jeotermal tesisin yaşam döngüsü etkisindeki belirsizlikleri epey azaltacağı sonucu çıkarıldı.

Sadaghiani ve ark. (2018), toplam yedi üniteden oluşan ve her üniteye bir adet Kalina ve iki adet ORC güç üretim çevrimi bulunan, ısı kaynağı olarak sıcak jeotermal akışkan ve soğuk ısı deposu olarak sıvılaştırılmış doğalgaz (LNG) kullanan yeni bir güç üretim santralının enerji ve ekserji analizini yaptılar. Onlar söz konusu sistemin herbir ünitesinin 1924 kW net güç ürettiğini ve herbirinin enerji veriminin %13.25, ekserji veriminin %26.13 olduğunu tespit ettiler. Ayrıca her üniteye LNG akışındaki ekserjinin

%57' sinin kazanılabildiği görüldü. Çalışma sonrasındaki düzeltmeler sonucunda her ünitadaki ekserji verimi %32.15 ve güç çıktısı 2485 kW oldu.

Miranda-Barbosa ve ark. (2017), jeotermal enerji ve karbon yakalama ve depolama (CCS) teknolojilerini birleştirmenin avantajlarını ve potansiyel maliyet azaltımını irdelediler. Onlar CCS ve jeotermal enerjinin birleştirilmesinin aynı sondaj tekniklerinin kullanılması ve jeolojik veri değişimine bağlı olarak her iki teknolojinin de maliyetini azaltabileceğini, ısı transfer sıvısı olarak CO₂ kullanılmasının jeotermal enerji aktarımı için en verimli yolu sunabileceğini ve jeotermal enerji gibi yenilenebilir bir enerji kaynağıyla bağlantılı olmaları durumunda CCS projeleriyle ilgili toplum algısının daha olumlu olabileceğini belirttiler.

Salhi ve ark. (2018), havalandırma için jeotermal enerjiyle beslenen, absorpsiyon kısmında LiBr-H₂O ve LiCl-H₂O, buhar sıkıştırma kısmında düşük küresel ısınma potansiyelli hidrofloro-olefin (HFO) akışkanlar kullanılan sıkıştırma-absorpsiyonlu kaskat soğutma sisteminin termodinamik ve termo-ekonomik analizini yaptılar. Onlar, bu akışkan kombinasyonlarının kullanılmasının elektrik tüketimini geleneksel sistemlere kıyasla %51,36 ile %54,16 arasında azalttığı, kullanılan tüm kombinasyonlar için COP değerlerinin 0,432 ve 0,659 arasında değiştiği ve 16 m'den daha düşük derinlikteki kuyu kullanımında jeotermal enerjinin güneş enerjisine göre ekonomik olarak daha uygun olduğu çıkarımlarında bulundular.

Altaş (2010), Kızılcahamam Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi (JMIS) ile Klasik Merkezi Isıtma Sisteminin (KMIS) teknik ve ekonomik yönden karşılaştırmasını yapmıştır. O, JMIS' nin ilk yatırım maliyetinin KMIS' ye 3 kat fazla olmasına rağmen, KMIS' nin işletme maliyetinin JMIS' ye göre neredeyse 14 kat daha fazla olduğunu ve KMIS' nin işletme maliyetinin kendi yatırım maliyetinden % 60 daha fazla olduğunu tespit etmiştir.

Erden (2002), Balçova JMIS ve ODTÜ KMIS üzerinde alan araştırması yaparak bu iki ısıtma sisteminin teknik ve ekonomik yönden karşılaştırmasını yapmıştır. O, ülkemizde JMIS' lerin KMIS' lere göre daha gelişmiş teknolojileri kullandığını ve çevreye daha az zarar verdiğini belirlemiştir. Ayrıca JMIS' lerin 5 yıl sonra ilk yatırım giderini geri

ödeyebildiğini fakat KMIS' nin işletme giderlerinin yüksek olması ve fiyatlandırma politikası sebebiyle ilk yatırım giderlerini geri ödeyemediğini belirlemiştir.

Okul (2001), Kızılcahamam JMIS ve doğalgaz kullanılan 100.Şile KMIS' yi teknik ve ekonomik yönden analiz ederek bu iki sistemin karşılaştırmasını yapmıştır. Bu çalışma sonucunda Kızılcahamam JMIS' nin yıllık işletme giderinin 1/5 oranında daha az olduğunu ve yıllık konut ısıtma bedeli açısından JMIS' nin 1/3 oranında daha ekonomik olduğunu belirlemiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

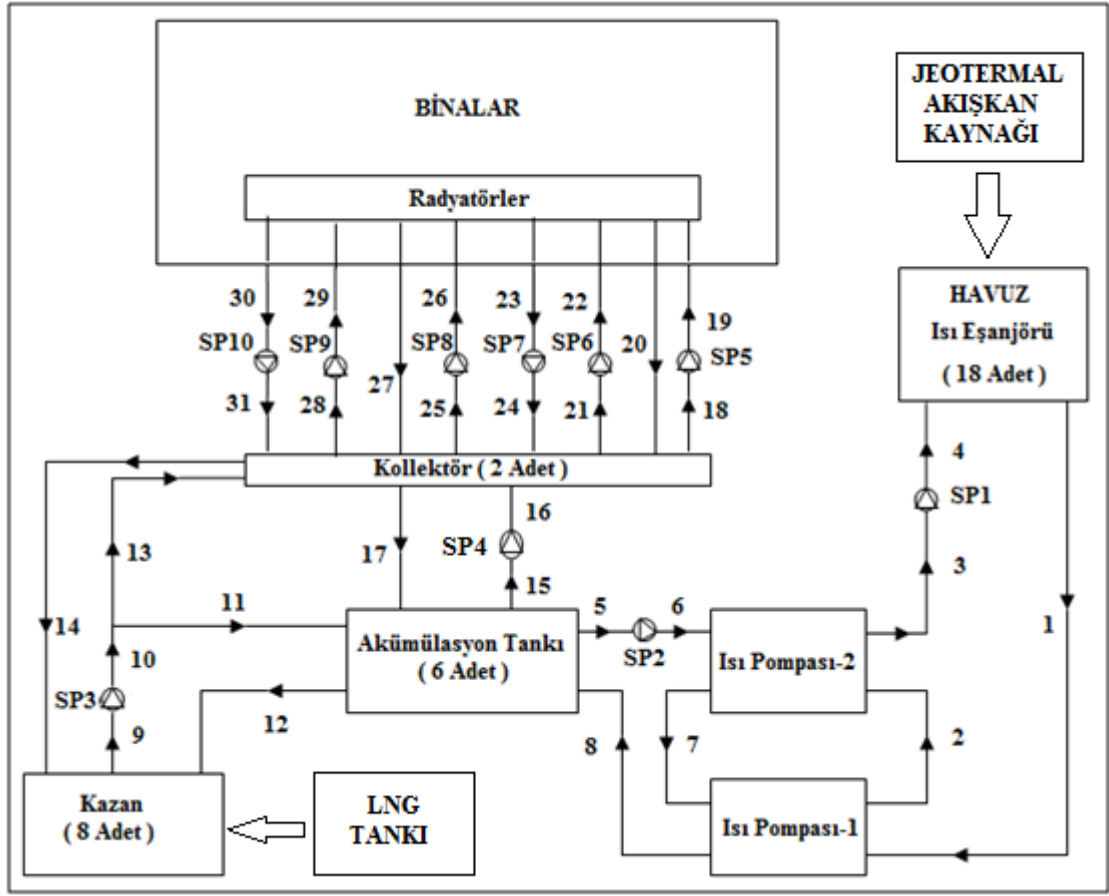
3.1. Materyal

Marmara Bölgesinin en önemli kaplıcalarından biri sayılan Oylat Kaplıcaları Bursa'nın İnegöl ilçesinde bulunmaktadır. Tahtaköprü bucağındaki Saadet köyü sınırları içerisinde ve ilçe merkezine 27 km uzaklıktadır (Akçay ve ark. 2014). Oylat Kaplıcalarını işleten Oylat A.Ş, İnegöl Belediyesi'nin de %18.36 oranında hissedar olduğu ve yönetim kurulu başkanlığı İnegöl Belediyesi Başkanı tarafından yürütülen çok ortaklı bir şirkettir (Başkaya, 2018). Bu şirketin sahibi olduğu Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi (JMIS) ise Oylat'taki jeotermal alandan elde edilen suyun otellerde kaplıca maksadıyla kullanılmasının yanı sıra bu otellerin ısıtılması için de kullanılması amacıyla kurulmuştur. Oylat JMIS vasıtasıyla Oylat yerleşkesinde bulunan 4 adet otel ve bu otellerin etrafındaki dükkanların ısıtması yapılmaktadır.

Bu çalışmada materyal olarak Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi kullanılmıştır. Söz konusu sistem kendisinin yerini alabilecek hayali bir Doğalgazlı Merkezi Isıtma Sistemi'yle (DMIS) teknik ve mali yönden karşılaştırılmıştır. Oylat küçük ve İnegöl'ün merkezindeki basınç düşürme istasyonundan çok uzakta yer alan bir yerleşke olduğu için bu yerleşkeye doğalgaz hattı çekilmemiştir ve çekilmesi de düşünülmemektedir. Dolayısıyla Oylat JMIS ile buna eşdeğer DMIS' nin karşılaştırılması yapılırken böyle bir sistemin ve söz konusu yerleşkeye kadar olan doğalgaz taşıma hattının var olduğu farzedilmiştir.

Ayrıca Oylat JMIS 'de arıza olması durumunda binaları tek başlarına ısıtmak üzere kurulmuş ve yılda sadece 24-25 gün JMIS ile hibrit şekilde de çalışan ve tüm JMIS 'nin bir bölümünü oluşturan yardımcı doğalgaz sistemi (YDS) mevcuttur.

Bursa ve civarında gayet zengin jeotermal enerji kaynakları bulunmaktadır. Bilhassa Yalova ve Oylat (İnegöl)'de yer alan sıcak sudan gerektiği kadar istifade edilememektedir (Etemoğlu, 2006). Oylat jeotermal sahasında 50 lt/s debili, çıkan akışkan sıcaklıkları 25-40°C arasında değişen 5 adet akışkan kuyusu mevcuttur (Ay, 2010). Bu kaynaklardan elde edilen akışkanlar kendiliğinden yeryüzüne çıktıkları için kuyu başı sistemleri kurulmasına gerek yoktur. Bu durum Oylat JMIS için ilk yatırım maliyetleri açısından avantaj teşkil etmektedir. Yukarıda bahsi geçen kaynakların



Şekil 3.1. Oylat JMIS' nin şematik görünümü

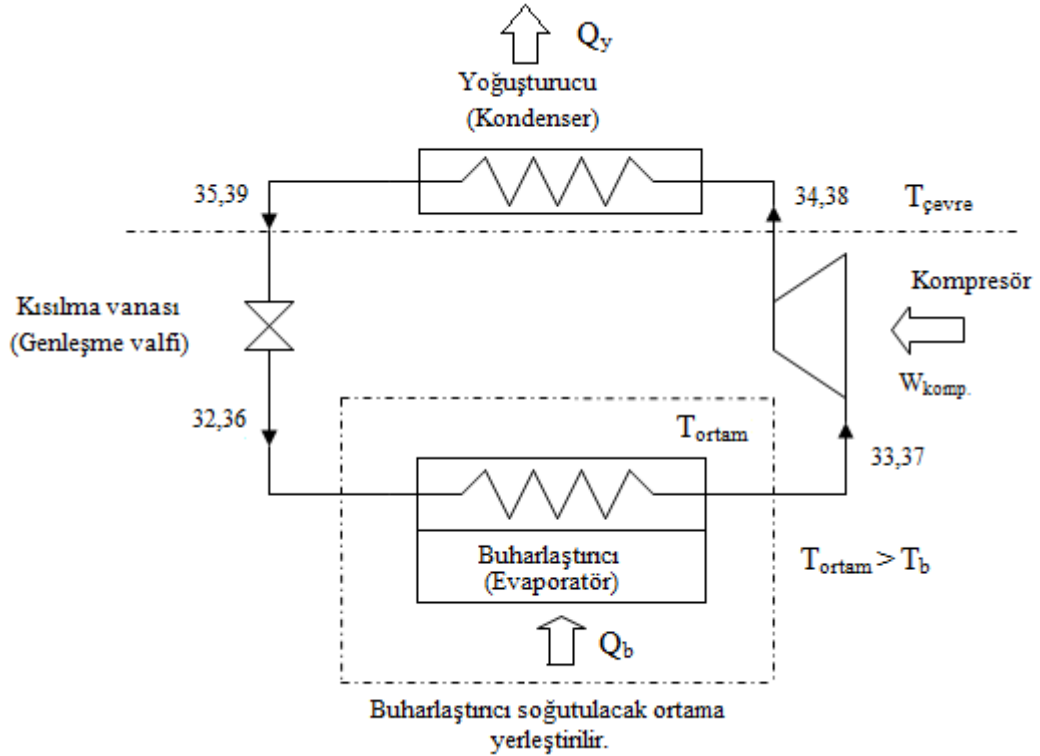
birinden 40°C sıcaklıkta çıkan jeotermal akışkan HDPE koruge boru hattıyla sisteme ait ısı pompasına bağlı eşanjörlerin bulunduğu havuza gönderilmektedir. Oylat JMIS'nin şematik olarak görünümü Şekil 3.1' de sunulmuştur.

Kaynaktan gelen akışkanın ısısı havuzda bulunan ısı eşanjörleri tarafından çekilerek bu cihazlarla ısı pompaları arasında dolaşan çevrim suyuna aktarılır. Bu ısı alımı sonucunda çevrim suyunun sıcaklığı 20°C' den 30°C' ye yükselir. Daha sonra sirkülasyon pompalarıyla ısı pompalarına iletilen bu hattaki çevrim suyu iki ısı pompasında da 5°C' lik ısı kaybederek tekrar 20°C' de ısı eşanjörlerine döner. Isı pompaları aldıkları bu ısıyı akümülyasyon tank grubuyla ısı pompaları arasındaki bir başka çevrim hattına verir. Söz konusu hattaki suyun sıcaklığı ikinci ısı pompasında 50°C' den 55°C' ye ilk ısı pompasında ise 55°C' den 60°C' ye yükselir. Ardından sıcaklığı yükselen su, akümülyasyon tanklarından geçerken ısısını bu ekipmanlarda depolanmış olan suya

aktarır. Ayrıca kazan-akümülyasyon tankı hattındaki çevrim suyunun kazanlardan aldığı ısı da akümülyasyon tanklarındaki depolanmış suya verilir. Akümülyasyon tankları ise aldıkları tüm bu ısıyı binalara giden ısıtma çevrim suyuna iletir ve söz konusu hattaki su sıcaklığı 53°C' den 60°C' ye yükselir. Daha sonra ısıtma çevrim suyu sirkülyasyon pompalarıyla önce kollektörlere ve buradan da binalara gönderilir.

Sistemde kullanılan ısı pompalarının iç yapısı Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Şekilde görülen 32-35 çevrimi birinci ısı pompasına, 36-39 çevrimi ise ikinci ısı pompasına aittir.

Hibrit çalışma durumunda Şekil 3.1'de görülen 13 ve 14 hatları devre dışı olur. Yalnızca kazanlarla binaların ısıtılması durumunda ise sadece bahsi geçen hatlar ve kollektörler ile binalar arasında bulunan hatlar aktif olur. Sadece ısı pompalarıyla binaların ısıtılması durumunda Şekil 3.1' de görülen 9, 10, 11, 12, 13 ve 14 nolu hatlar devre dışı bırakılmaktadır.



Şekil 3.2. Oylat JMIS' deki ısı pompalarının iç yapısı (Yamankaradeniz ve ark. 2013)

Jeotermal kaynaktan gelen ve havuzda ısısı alınan jeotermal akışkan çevredeki dereye atılır. Diğer kuyulardan çıkan jeotermal akışkanlar ise otellerde sıcak kullanım suyu ve termal havuz suyu olarak kullanılır. Kaynaklardan çıkan jeotermal akışkanlar kullanıldıktan sonra çevreye atıldığında çevre açısından tehlike oluşturmayacak özelliktedirler.

3.1.1. Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi Akışkan Taşıma Hattı

Kuyulardan doğal yollarla kendiliğinden çıkan jeotermal akışkan, akışkan taşıma hattı vasıtasıyla önce yerleşke meydanındaki havuza, oradan da jeotermal ısıtma sisteminin kazan dairesinde bulunan havuza gönderilmektedir. Akışkan taşıma hattı 45 m uzunluğunda ve 250 mm çapında HDPE koruge borulardan oluşmaktadır. Bu hat boyunca jeotermal akışkanın sıcaklığı 40°C'den yaklaşık olarak 35°C'ye düşmektedir. Akışkanı kazan dairesine iletmek için herhangi bir pompalama sistemine ihtiyaç yoktur. JMIS'nin YDS bölümü için gerekli olan doğalgaz ise kazan dairesine 50 m uzaklıkta bulunan LNG tankından çekilmektedir. Bu hatta özel kalite çelikten üretilmiş siyah doğalgaz boruları kullanılmıştır. Hat boyunca vana, barometre gibi çeşitli bağlantı elemanları ve ölçüm araçları da mevcuttur.

3.1.2. Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi Isı Merkezi

Oylat jeotermal merkezi ısıtma sisteminde zemin kat ve 1.kat olmak üzere iki bölümden oluşan bir adet kazan dairesi (ısı merkezi) bulunmaktadır. Zemin kat kısmında ısı pompası, eşanjörlerin içinde bulunduğu havuz, duvar tipi yoğuşmalı kazanlar, akümülyasyon tankları,genleşme tankları sirkülyasyon pompaları ve denge kabı bulunurken üst katta sirkülyasyon pompaları çek valfler, pislik tutucular vs. bulunmaktadır. Kaynaktan gelen jeotermal akışkanın toplandığı 70 ton kapasiteli havuzda bulunan 18 adet eşanjörün toplam kapasitesi 1320 kWsaat'tir. Bu havuzda toplanan 35-36°C sıcaklığındaki jeotermal akışkandan eşanjörler vasıtasıyla çekilen ısı ısı pompası yardımıyla akümülyasyon tanklarından geçen şebeke çevrim suyunun sıcaklığını 60°C'a çıkartır. Sıcaklığı artan ısıtma çevrim suyu ise önce alt katta bulunan 3 adet sirkülyasyon pompasıyla üst kata sonra da üst katta bulunan 4 adet sirkülyasyon pompasıyla otellere ve esnafa ait dükkanlara gönderilir. 60°C su sıcaklığının ısıtma için yetersiz olduğu çok soğuk kış günlerinde jeotermal sistemle bağlantılı olan duvar tipi

yoğuşmalı doğalgaz kazanları yardımıyla çevrim suyunun sıcaklığı 80°C'a kadar çıkarılır.Kazan dairesinin jeotermal bölümünde bir arıza olması durumunda ise çevrim suyunun ısıtılması sadece yukarıda bahsi geçen kazanlarla yapılır. Alt ve üst katta bulunan sirkülasyon pompaları her ısıtma durumu için de çevrimdeki suyun dolaşımını sağlar. Kazan dairesinde ayrıca sistemin kontrolü ve gerektiğinde montajı için kontrol panelleri, vanalar,fittingsler ve ölçü aletleri bulunmaktadır.

3.1.3.Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sistemi Isıtma Çevrim Suyu Hattı ve Binaİçi Tesisatı

Oylat JMIS'nin yerleşke içi çevrim suyu şebekesinde kazan dairesinden çıkan 4 adet boru hattı vardır. Bu hatlardan 3 tanesi sıcak çevrim suyunu otellere götürürken 1 tanesi de esnafa ait dükkanlara götürmektedir. Radyatörlerden alınan soğuk çevrim suyu ise bir diğer 4 adet boru hattıyla tekrar kazan dairesine gelmektedir. Bu hatlar gidişte ve dönüşte 125 mm çapında izolasyonlu çelik borularla yapılmış olup toplam uzunluğu 1290 m'dir.

Oylat JMIS bina tesisatında ise PKKP 60 cinsi panel radyatörler, termostatlı vanalar ve PPRC (Polipropilen Random Kopolimer) borular kullanılmıştır. Kullanılan bu PPRC borular 20 ve 25 mm çaplarında olup %80'i 25 mm çapında borulardan ibarettir.

3.2. Yöntem

3.2.1. Verilerin Elde Edilmesi

Oylat JMIS ile buna eşdeğer doğalgazlı merkezi ısıtma sistemi (DMIS) teknik ve mali açıdan karşılaştırmasını Oylat'taki sistem incelenerek veriler toplanırken bu sistemin yer aldığı jeotermal tesiste gözlemlerde ve araştırmalarda bulunulmuştur. Tesisin yetkilileriyle istişarelerde bulunularak sistemin işleyişi, kullanılan ekipmanlar ve özellikleri, sistemdeki jeotermal akışkan ve ısıtma çevrim suyu sıcaklıkları gibi konularda bilgi edinilmiştir. Ayrıca ilk yatırım maliyetlerini hesaplamak için hem ekipman tedarik eden firmaların internet sitelerinden istifade edilmiş hem de bu tesisin kurulumunu yapan BİYTAŞ A.Ş'ye müracaat edilmiştir. İlaveten bu firmadan yıllık işletme maliyetini hesaplamak için lazım olan ısıtma gün sayıları, cihazların çalışma kapasitelerinin maksimum kapasitelerine oranı ve ısı pompasının COP değeri gibi

veriler alınmıştır. DMIS' nin akışkan taşıma hattı ve bu hattın maliyeti ile ilgili bilgiler İnegöl'deki yerel doğalgaz dağıtım şirketi İNGAZ A.Ş.'den edinilmiştir.

3.2.2. Teknik Karşılaştırmanın Yapılması

Oylat jeotermal merkezi ısıtma sisteminin bunun yerini alabilecek doğalgazlı merkezi ısıtma sistemiyle teknik yönden karşılaştırılması bu sistemleri meydana getiren dört ana bölümün karşılaştırılmasıyla yapılabilir. Bu bölümler; akışkan taşıma hattı, kazan dairesi, ısıtma çevrim suyu taşıma hattı ve bina içi tesisat bölümleridir.

Oylat'a çekilmiş bir doğalgaz hattı olmadığından Oylat JMIS ile buna eşdeğer DMIS' nin akışkan taşıma hatları karşılaştırılırken sanki buraya çekilmiş bir doğalgaz hattı varmış gibi düşünülmüş ve bu hatları meydana getirecek olan boru cinsleri, çapları ve uzunluklarına ait bilgiler dikkate alınmıştır.

İki ısıtma sisteminin ısı merkezleri karşılaştırılırken, ısı merkezinde bulunan elemanlar, sistemin bu bölümdeki çalışma şekli, ısıtılan çevrim suyunun gidiş ve dönüş sıcaklıkları gibi esaslar üzerinde durulmuş ve bu iki sistemin ısı merkezlerinin bu esaslar bakımından ortak ve farklı yönleri tespit edilmiştir.

Oylat JMIS doğalgaz destekli bir ısıtma sistemi olduğundan ve bu sistemin alt bölümü olan yardımcı doğalgaz sistemi YDS gerektiğinde duvar tipi yoğunmalı kazanlar vasıtasıyla otellerin ısıtılmasını tek başına yapabildiğinden Oylat JMIS ile DMIS'nin ısıtma çevrim suyu taşıma hatları ve bina içi tesisatları birbirinin aynısı olarak kabul edilmiştir. Fakat bu bölümlerde dolaşan su sıcaklıklarının farklı olabileceği 4. bölümde belirtilmiştir.

3.2.3. Mali Karşılaştırmanın Yapılması

Oylat JMIS ve buna eşdeğer DMIS sisteminin maliyet açısından karşılaştırılması, maliyet değerlendirmesinde iki temel parametre olan ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyeti başlıkları altında yapılabilir.

İlk Yatırım Maliyetlerinin Hesaplanması:

Sistemlerin ilk yatırım maliyetleri, akışkan taşıma hattı, ısı merkezi, ısıtma çevrim suyu hattı ve bina tesisatı maliyetlerinin sistemlerin herbiri için ayrı ayrı bulunarak toplanmasıyla tespit edilebilir.

İki sistemin akışkan taşıma hatlarının maliyetlerini karşılaştırmak için bu hatlarda kullanılan boru cinsleri ve uzunluklarına göre boru maliyetleri tespit edilmiş ve çeşitlilik maliyetleri de ilave edilerek akışkan taşıma hatlarının toplam ilk yatırım maliyetleri hesaplanmıştır.

Isı merkezi maliyetleri bulunurken ekipmanların fiyatları ayrı ayrı tespit edilmiş ve toplanarak her bir sistemin ısı merkezlerinin ilk yatırım maliyetleri bulunmuştur. Bölüm 3.2.2'nin son paragrafında açıklanan sebepten dolayı Oylat JMIS'nin ısı merkezindeki sadece jeotermal sistemde yer alabilecek ekipmanların maliyeti DMIS'nin ısı merkezi ilk yatırım maliyetinin bulunmasında hesaba katılmamıştır.

Boru türleri ve uzunlukları tespit edildikten sonra ısıtma çevrim suyu taşıma hattının maliyetinin bulunmasında da akışkan taşıma hatlarının maliyetlerinin bulunmasındaki yöntem uygulanmıştır. Bu hattın boru maliyetine %30 oranında montaj ve fittings malzemesi maliyeti eklenerek söz konusu hattın toplam maliyeti bulunmuştur.

Sistemlerin bina içi tesisat maliyetini hesaplamak için toplam radyatör uzunluğunun bilinmesi gerekir. Toplam radyatör uzunluğu (L_{top}) ise aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$L_{top} = \frac{Q_{top}}{q_{rad}} \quad (3.1)$$

Burada,

Q: Binaların toplam ısı yükü olup ele aldığımız sistem için 1350 kWh (1 160 795 kcal/h) olduğu elde edilmiştir.

q_{rad} : 1 m'lik 22/PKKP/600 cinsi radyatörün birim zamanda yaydığı ısı olup ortalama 1800 kcal/m.h olarak alınabilir.

Bina içi sistemde kullanılan PPRC boru metrajının belirlenebilmesi için öncelikle ısıtılan alanların toplam hacminin bilinmesi gerekir. Toplam hacim (3.2) nolu eşitlik ile hesaplanır.

$$V_{top} = \frac{Q_{top}}{IKD} \quad (3.2)$$

Burada,

V: Isıtılan alanların toplam hacmi (m^3)

IKD: Yerleşkenin bağlı olduğu ilin ısı kaybı değeri (kcal/h)

Isı kaybı değeri çatı katları için 15 kcal/h fazla alınabilir fakat hesaplamalarda bütün katlar için normal değeri kabul edilmiştir.

Toplam hacmi bilinen bir ısıtma alanının büyüklüğü (3) nolu eşitlik ile hesaplanır.

$$A_{top} = \frac{V_{top}}{H} \quad (3.3)$$

Burada,

A: Isıtılan toplam alan (m²)

H: Yapıların kat yüksekliği (m)

Toplam alan bulunduktan sonra kullanılan PPRC boru uzunluğu ‘her 100 m² alan için 60 m PPRC boru kullanılır ve bu boruların da %85’ i 25 mm çaplı borulardan ve %15’i 20 mm çaplı borulardan oluşur’ yaklaşımıyla hesaplanmıştır.

Bu şekilde bulunan herbir sistemin akışkan taşıma hattı, ısı merkezi, ısıtma çevrim suyu taşıma hattı ve bina içi sistem maliyetleri yine herbir sistem için ayrı ayrı toplanarak Oylat JMIS ve buna eşdeğer DMIS’ nin toplam ilk yatırım maliyetleri bulunmuş ve birbiriyle karşılaştırılmıştır.

İşletme Maliyetlerinin Hesaplanması:

Sistemlerin işletme maliyetleri yıllık bazda hesaplanırken bu sistemlerin işletme maliyetleri elektrik kullanım maliyeti, doğalgaz tüketim maliyeti, tamir-bakım maliyeti ve çeşitli giderler başlıkları altında toplanmıştır.

Elektrik ve doğalgaz maliyetlerinin belirlenebilmesi için sistemin bulunduğu yerleşkenin ısıtma derece gün sayıları (IDG) ile sistemde kullanılan kazanların böyle günlerde kapasite kullanım miktarlarının bilinmesi gerekir. Oylat yerleşkesinin bulunduğu Bursa ili için IDG ile Oylat JMIS’de kullanılan kazanların yıllık kapasite kullanım miktarları sırasıyla Tablo 4.14 ve Şekil 4.1’de gösterilmiştir.

COP değerine sahip olmayan bir ısıtma cihazının (yoğuşmalı doğalgaz kazanı gibi) belirli sıcaklık aralığına sahip günlerde tüketileceği yıllık elektrik veya enerji miktarı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$EM = Q_{top} \times \eta_c \times h \times g \times y \quad (3.4)$$

Burada,

EM: Belirli hava sıcaklıkları için tüketilen yıllık elektrik miktarı (kWsaat/yıl)

Q_{top} : Binaların toplam ısı ihtiyacı (kWsaat)

η_c : Cihazın çalışma kapasitesinin maksimum kapasitesine oranı

h: Cihazın günlük çalışacağı saat sayısı (saat/gün)

g: Cihazın yıllık çalışacağı gün sayısı (gün/yıl)

y: Hibrit çalışma durumunda cihazın üreteceği ısı miktarının toplam ısı ihtiyacına oranı

Isı pompalarının tüketileceği yıllık elektriksel güç miktarı (3.5) nolu eşitlikle hesaplanabilir.

$$EM_{IP} = \dot{W}_{el,komp} \times h \times g \quad (3.5)$$

Bulunan EM değerleri elektriğin birim fiyatıyla çarpılarak elektrik maliyeti (Em) bulunur.

Hem Oylat JMIS' nin hibrit çalışması durumunda hem de DMIS ile ısıtma durumunda kazanların tüketileceği toplam yıllık doğalgaz miktarı ise (3.6) nolu eşitlik yardımıyla bulunur.

$$ydm = \frac{EM_K}{\eta_y} \quad (3.6)$$

Burada,

EM_K : Kazanların tüketileceği yıllık toplam elektrik enerjisi miktarı (kWsaat/yıl)

η_y : Doğalgazın yanma verimi olup değeri 0,92' dir.

id: Doğalgazın ısı değeri olup 1 m³ doğalgazın ısı değeri 8 250 kcal' dir.

Hesaplanan yıllık toplam doğalgaz tüketim miktarı doğalgazın metreküp fiyatıyla çarpılarak yıllık toplam doğalgaz maliyeti (YDM) bulunur.

Bulunan yıllık elektrik ve doğalgaz maliyetlerine yıllık tamir-bakım maliyetleri ve işletme maliyetleri de ilave edilerek yıllık toplam işletme maliyetleri hesaplanıp birbiriyle karşılaştırılmıştır.

3.2.4. Oylat JMIS' nin Enerji ve Ekserji Analizi

Oylat JMIS' de bulunan ısı pompası, ısı eşanjörü, duvar tipi yoğuşmalı kazan, akümülyasyon tankı, sirkülasyon pompası gibi cihazlar sürekli akışlı açık sistemlerdir. Bu nedenle bu cihazlar için enerji ve kütle dengesi eşitlik (3.7) ve (3.8) ile verilebilir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma \dot{m}_c \cdot h_c - \Sigma \dot{m}_g \cdot h_g \quad (3.7)$$

$$\Sigma \dot{m}_g = \Sigma \dot{m}_c \quad (3.8)$$

Termodinamiğin 1. Kanunu enerji korunumu ve sistemdeki enerji dengesiyle alakalı iken 2. Kanun enerjinin yönüyle alakalıdır.

Termodinamiğin 2. Kanunun enerjinin niteliği olduğunu ve gerçek hal değişimlerinin enerjinin kalitesini azaltacak yönde gerçekleşeceğini söyler. Enerjinin niteliğini ya da iş yapabilme potansiyelini sayısal şekilde belirtme uğraşları ekserji denilen bir özelliğin tanımlanmasına sebep olmuştur. Ekserji, enerjinin işe dönüştürülebilme potansiyeli şeklinde açıklanır ve bir kaynaktan sağlanabilecek en fazla işi belirtir. Bir hal değişimi esnasında yitirilen iş potansiyeli ekserji kaybı veya tersinmezlik olarak ifade edilir. Bir hal değişimi esnasında üretilen iş ne kadar yüksek ise ekserji veya harcanan iş o kadar düşüktür.

Bir sistemin etkinliği ekserji kayıplarını minimize etmek suretiyle en üst seviyeye çıkarılabilir. Ekserji analizi, ikinci kanunla ilgili termodinamik bir analizdir ve enerji sistemleri ile hal değişimlerinin gerçeğe uygun ve anlamlı bir şekilde değerlendirilmesine ve mukayese edilmesine olanak sağlar. Ekserji analizi yapılarak elde edilen ikinci yasa ve ekserji verimleri gerçek sistemin etkinliğini maksimum etkinlik ile kıyaslar, ekserji analizi yoluyla termodinamik kayıpların miktarları,

nedenleri ve yerleri tespit edilebilir. Ekserji analii sonuçlarından, sistem performansını optimize etmede ve daha iyi tasarımlar yapmada istifade edilir.

Özetle ekserji bir sistemin belli bir durumda barındırdığı kullanılabilir iş potansiyelini ve termodinamik kanunlardan herhangi biriyle çelişmeksizin verebileceği maksimum işi tanımlar.

Ekserji analiz teorisi, önemli ölçüde kullanılabilir enerji analizine benzer. Ekserji, kullanılabilirlik ve kullanılabilir enerji büyük oranda birbirine benzerdir. Ekserji tüketimi, ekserji yok oluşu, kayıp iş ve tersinmezlik de önemli oranda birbirine benzerdir Bu konuyla ilgili henüz tam olarak standartlaşmamış bir terminolojinin olduğu görülmektedir.

Çoğunlukla enerji, iş veya iş yapabilme yeteneği şeklinde ifade edilmektedir. Fakat enerji; hareket veya hareket oluşturma yeteneği şeklinde ifade edilmelidir. Buna ek olarak, ekserji; iş veya iş yapabilme yeteneği olmaktadır. Enerji bir işlemde her zaman korunurken, ekserji her zaman tersinir işlemlerde korunmakta, gerçek işlemlerde ise tersinmezlikler sebebiyle tüketilmektedir.

Bir sistemin ekserji ve enerji analizi birbirinden farklıdır. Ekserji analizinin sonuçları, çoğu zaman, bir sistemdeki işlemlerin daha duyarlı ve anlamlı belirtilmesine yol açmak için dikkate alınır. Bu sebeple ekserji analizi, halihazırdaki çalışmada da incelenen sistemin ısıtma sisteminin analizinde kaydadeğer bir araçtır. Çünkü bu analiz sayesinde söz konusu sistemin verimsizlikleri azaltılarak, verimi daha yüksek enerji sistemlerinin dizayn edilip edilemeyeceği ortaya konulacaktır. Ekserji fonksiyonu ya da kullanılabilir enerji, aynı şartlardaki bir sistemin kıyaslanmasına imkan verir. Bunun yanında ekserji analizi, bir sistemdeki enerji kalitesinin yani niteliğinin neden olduğu verim kayıplarının bulunmasına yardımcı olur. Açıkçası bu analiz, bir sistemin daha iyi bir şekilde nasıl geliştirilebileceğini ortaya çıkarmayabilir ve prosesin neresinde iyileştirme yapılabileceğini gösterir (Karakaşlı, 2012).

Kapalı ve açık sistemlerde birim kütle başına ekserji değeri sırasıyla \emptyset ve ψ işaretleriyle gösterilir. Çevresel durum sıfır (0) indisıyla gösterilir. Kapalı bir sistemde birim kütle başına ekserji (3.9) nolu eşitlikte görüldüğü gibi hesaplanır. SAAS' in ekserjisi ise (3.10) nolu eşitlikte gösterilmiştir (Akbulut, 2016).

$$\emptyset = (u - u_0) + P_0(V - V_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.9)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.10)$$

Akbulut'un (2016) çalışmasında ele aldığı sistemin geneli için kullandığı ekserji dengesiyle alakalı eşitlikler bir kontrol hacmi için de aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_\zeta = \dot{E}x_y \quad (3.11)$$

veya

$$\dot{E}x_{ısı} - \dot{E}x_{ış} + \dot{E}x_{küt,g} - \dot{E}x_{küt,\zeta} = \dot{E}x_y \quad (3.12a)$$

Bir kontrol hacmi için ekserji dengesi (3.12a) nolu eşitlik kullanılarak şu şekilde de yazılabilir.

$$\sum \dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta = \dot{E}x_y \quad (3.12b)$$

Burada Q_k , T_k sıcaklığındaki k lokasyonunda gerçekleşen ısı transfer oranı iken \dot{W} iş oranıdır.

Isı Pompalarının Enerji ve Ekserji Analizi

Isı pompasının enerji verimliliği COP değerinebağlı olarak değerlendirilir (3.13, 3.14 ve 3.15 nolu eşitlikler). Isıl enerji testler boyunca ölçülen sıcaklık ve akış debileri kullanılarak hesaplanır. Kompresör ve yardımcı cihazların (fan, pompalar ve kontrol elemanları) elektrik gücü de hesaba katılır (Byrne ve Ghouballi, 2019).

$$COP_{ısıtma} = \frac{\dot{Q}_{ısıtma}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{yard.cih}} \quad (3.13)$$

$$COP_{eş zamanlı} = \frac{\dot{Q}_{ısıtma} + \dot{Q}_{soğutma}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{yard.cih}} \quad (3.14)$$

$$COP_{soğutma} = \frac{\dot{Q}_{soğutma}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{yard.cih}} \quad (3.15)$$

Oylat JMIS' de bulunan ısı pompalarındaki ısı kayıpları bulmak için şu eşitlik yazılabilir:

$$(\dot{Q}_{g,IP-IE} - \dot{Q}_{ç,IP-IE}) + \dot{W}_{komp.} - (\dot{Q}_{ç,IP-AT} - \dot{Q}_{g,IP-AT}) = \dot{Q}_{kay,IP} \quad (3.16)$$

Isı pompalarının ısı verimleri ise şu eşitlik yoluyla bulunabilir:

$$\eta_{th,IP} = \frac{(\dot{Q}_{ç,IP-AT} - \dot{Q}_{g,IP-AT})}{(\dot{Q}_{g,IP-IE} - \dot{Q}_{ç,IP-IE}) + \dot{W}_{komp.}} \quad (3.17)$$

Isı pompaları için ekserji işlemlerin tersinmezlik derecelerini değerlendirmek için kullanılır. Öyleyse optimizasyon çalışmasının amacı ısı pompasının her elemanı için ekserji yıkımını minimize etmektir. Isı pompası çevriminin farklı işlemlerindeki ekserji transferini açıklamak için aşağıda verilen (3.18) nolu eşitlikteki Carnot verimi kullanılır. Burada genellikle T_0 ortam sıcaklığı olarak alınır ve \bar{T}_{kaynak} ortalama kaynak sıcaklığına karşılık gelir (3.19 nolu eşitlik). Genellikle ortalama logaritmik sıcaklık kullanılır. Carnot veriminin bu şeklini kullanmak ideal olarak belli bir miktarda ısı enerjiden (\dot{Q}) (3.20 nolu eşitlik) elde edilebilen mekanik iş olarak ekserjinin değerlendirilmesine olanak sağlar.

$$\eta_{Carnot} = \left| 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{kaynak}} \right| \quad (3.18)$$

$$\bar{T} = \frac{T_{giriş} - T_{çıkış}}{\ln \left(\frac{T_{giriş}}{T_{çıkış}} \right)} \quad (3.19)$$

$$\dot{E}x = \dot{Q} \cdot \eta_{Carnot} \quad (3.20)$$

Ekserji verimi, üretilen ekserjinin kompresör tarafından tüketilen sisteme sağlanan ekserjiye oranıdır (3.21, 3.22 ve 3.23 nolu eşitlikler). Elektrik enerjisi ve mekanik iş ekserjinin saf formları olarak düşünülür. Ekserji verimi hesaplamasında yardımcı cihazlar tarafından tüketilen güç de hesaba katılır.

$$\eta_{ex-ısıtma} = \frac{\dot{E}x_{ısıtma}}{\dot{W}_{komp.} + \dot{W}_{yard.cih.}} \quad (3.21)$$

$$\eta_{ex-es} \quad \text{zamanlı} \quad = \quad \frac{\dot{E}x_{ısıtma} + \dot{E}x_{soğutma}}{\dot{W}_{komp.} + \dot{W}_{yard.cih.}} \quad (3.22)$$

$$\eta_{ex-soğutma} = \frac{\dot{E}x_{soğutma}}{\dot{W}_{komp.} + \dot{W}_{yard.cih.}} \quad (3.23)$$

Gerçek ısı pompası çevrimi geliştirmek özellikle de sıkıştırma işleminde olmak üzere dört termodinamik çevrim işlemi boyunca ekserji yıkımını en aza indirmekten oluşur. Ekserji analizi geliştirilmesi düşünülen her bileşenin değerlendirilmesine olanak sağlar. Her işlemde ekserji yıkımı için gerekli olan teorik formülasyon aşağıdaki 3.24 ve 3.27 nolu eşitliklerle verilir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda ekserji yıkım oranı, kaynak ve soğutucu akışkan arasında değiştirilen ekserji oranı farkıdır. Genleşme işleminde (3.23 nolu eşitlik) ekserji yıkımı negatiftir ve ekserji kazanımı olur (Byrne ve Ghouali, 2019).

$$\dot{E}x_{y-komp.} = \dot{W} - \dot{m} [(h_g - h_g) - T_0 \cdot (s_g - s_g)] \quad (3.24)$$

$$\dot{E}x_{y-kond.} = \dot{m} [(h_g - h_g) - T_0 \cdot (s_g - s_g)] - \dot{Q}_{ısıtma} \cdot \left| 1 - \frac{T_0}{T_{kaynak}} \right| \quad (3.25)$$

$$\dot{E}x_{y-k.valfi} = \dot{m} [-T_0 \cdot (s_g - s_g)] \quad (3.26)$$

$$\dot{E}x_{y-buh.} = \dot{Q}_{ısıtma} \cdot \left| 1 - \frac{T_0}{T_{kaynak}} \right| - \dot{m} [(h_g - h_g) - T_0 \cdot (s_g - s_g)] \quad (3.27)$$

Kazanların Enerji ve Ekserji Analizi

Sürekli akış şartlarındaki bir adyabatik yanma odasında P_0 basınç ve T_0 sıcaklıktaki n kmol yakıtın stokiometrik olarak oksijenle (aynı şartlardaki oksijen) yakıldığı kabul edilmiştir.

Teorik veya stokiometrik hava; bir yakıtın tamamen yakılabilmesi için lazım olan en az hava miktarıdır. Bu nedenle teorik havayla tamamen yakılan bir yakıtın yanma sonu ürünleri arasında oksijen yoktur. Teorik hava kullanılarak yakıtın tamamen yandığı ideal yanma işlemi, yakıtın teorik veya stokiometrik yanması olarak adlandırılır.

Alt Isıl Değerin Bulunması

Yanma reaksiyonuna girenler ve çıkanlar aynı durumda olduklarında bu işlem esnasında oluşan entalpi değişimi sistemin yalnızca kimyasal bileşiminde ortaya çıkan değişimlerin neticesidir. Çeşitli reaksiyonlar için entalpideki bu değişim farklıdır ve bu yüzden bir reaksiyon esnasında oluşan kimyasal enerji değişikliğini belirten bir büyüklüğün açıklanmasında fayda vardır. Bu büyüklüğe reaksiyon entalpisi denir ve yanma reaksiyonları için yanma entalpisi olarak isimlendirilir (h_c).

Bir yakıt için yanma entalpisinin mutlak değeri, yakıtın ısı değerine eşittir.

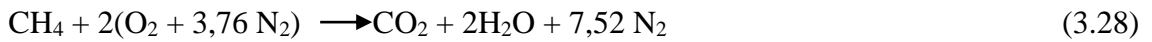
$$\text{Isıl değer} = h_c \text{ (kJ/kmol yakıt)}$$

Yanma sonu ürünleri arasında bulunan H_2O ' nun sahip olduğu faza bağlı olan ısı değer, eğer bu H_2O sıvı fazdaysa alt ısı değer olarak adlandırılır.

Yanma işlemine girenlerin ve yanma sonu ürünlerin standart referans hali olan $25^\circ C$ ve 1 atm basınçta olduğu kabul edilerek alt ısı değer hesaplanır.

Kuru havada bulunan karışanların mol yüzdeleri yaklaşık olarak %79 N_2 ve %21 O_2 şeklinde kabul edilir. O halde yanma işlemine katılan her mol oksijenle birlikte $0,79/0,1 = 3,76$ mol azot vardır. Yani;

$3,76$ kmol N_2 + 1 kmol O_2 = $4,76$ kmol hava demektir. Öyleyse yanma denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir;



Potansiyel enerji ve kinetik enerjideki değişimler göz ardı edilirse, sürekli akışlı açık bir sistemdeki kimyasal reaksiyon enerjisinin korunum eşitliği, iş etkileşimi olmadığından aşağıdaki şekilde yazılır.

$$Q = \sum n_c (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_c - \sum n_g (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_g \quad (3.29)$$

Burada, \bar{h}_f° , standart referans halindeki bir maddenin, kimyasal yapısından dolayı sahip olduğu entalpi (oluşum entalpisi), $(\bar{h} - \bar{h}^\circ)$ standart referans halindeki duyulur entalpidir.

N₂ ile O₂ kararlı elementleri için oluşum entalpilerinin sıfır olduğu ve yanma işleminde, bu işleme girenlerin ve çıkanların standart referans halinde (25°C ve 1 atm) buldukları dikkate alınarak (3.29) nolu eşitlik aşağıdaki hale dönüşür.

$$Q = \sum n_{\zeta} \bar{h}_{f,\zeta}^{\circ} - \sum n_g \bar{h}_{f,g}^{\circ} \quad (3.30)$$

|Q| = Alt Isıl Değer (LHV)

(3.28) nolu eşitlikte yanma sonu ürünleri arasında bulunan su, buhar fazdadır.

Üst Isıl Değerin Bulunması

Yanma sonu ürünleri içerisinde yer alan su sıvı fazda olduğunda ısı değer, üst ısı değer olarak adlandırılır (High Heat Value (HHV)).

Alt ve üst ısı değer arasındaki bağıntı aşağıdaki eşitlikle verilir.

$$HHV = LHV + (n \bar{h}_{fg})_{H_2O} \quad (3.31)$$

Burada, \bar{h}_{fg} suyun 25°C sıcaklıkta buharlaşma entalpisi iken n, 1 kmol mol yakıt kullanıldığında yanma sonu ürünleri arasındaki H₂O' nun mol miktarıdır.

Yanma Sonu Ürünlerinin Çiğ Noktası Sıcaklığının Bulunması

Sabit basınç altında yanma sonu ürünlerinin soğutulması halinde yoğuşmanın başlayacağı sıcaklık, yanma sonu ürünlerinin çiğ nokta sıcaklığıdır.

Karışım içerisindeki su buharının kısmi basıncına denk gelen doyma sıcaklığı, gaz buhar karışımının çiğ nokta sıcaklığıdır. Bu yüzden ilk olarak yanma sonu ürünleri arasında bulunan su buharının kısmi basıncı olan P_v' nin tespit edilmesi gerekir.

Mükemmel gaz varsayımıyla yanma sonu gazları ele alınırsa,

$$P_v = \left(\frac{n_v}{n_{\zeta}} \right) P_{\zeta} \quad (3.32)$$

eşitliği yazılabilir.

İlgili tablolardan P_v basınç değerine mukabil olan T_{doyma} sıcaklığı tespit edilir.

Alt Isıl Değere Göre Sistem Veriminin Bulunması

Vaillant, Alarko Carrier ve Isısan Buderus gibi kombi imal eden firmalar, alt ısıl değeri baz alarak kombi verimini tayin etmektedirler.

Bu hesaplama yöntemine göre, sisteme giren ve yalnızca yakıtın alt ısıl değeri olan enerji, %111' lik bir enerjinin %100' lük bir kısmına denk gelmektedir.

Örneğin; verimi %90 olan bir kombinin üretici firma kataloglarında gösterilen enerji dağılımı Şekil 3.1' deki gibidir.

Yukarıda gösterilen enerji dağılımından da anlaşılacağı gibi suya verilen ısı dikkate alınarak verim hesabı yapılmaktadır.

$$\eta = \frac{\text{Yararlı Enerji}}{\text{Yakıtın Alt Isıl Değeri}} = \frac{Q_{\text{çıkan}}}{LHV} \quad (3.33)$$

Sistemin genel verimi ise aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$\eta = \frac{\text{Sistemden Alınan}}{\text{Sisteme Giren}} = \frac{Q_{\text{çıkan}}}{Q_{\text{giren}}} \quad (3.34)$$

Adyabatik Alev Sıcaklığının Bulunması

Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ve iş etkileşimlerinin olmadığı durumlarda bir yanma olayı sonucunda oluşan kimyasal enerji ya sistemde kalarak yanma sonu ürünlerinin sıcaklıklarının artmasına neden olur ya da ısı transferiyle çevreye geçer. Çevreye geçen ısı ne kadar az ise, yanma sonu ürünlerindeki sıcaklık artışı o kadar çok olur. Çevreye hiç ısı geçişinin olmadığı uç bir durumda ($Q = 0$), yanma sonu ürünlerinin sahip olacağı sıcak en üst değerde olur. Bu değere, tepkimenin adyabatik yanma ya da adyabatik alev sıcaklığı denir.

Adyabatik alev sıcaklığı sürekli akışlı durumundaki bir yanma işlemi için (3.35) veya (3.36) nolu denklemlerle bulunur.

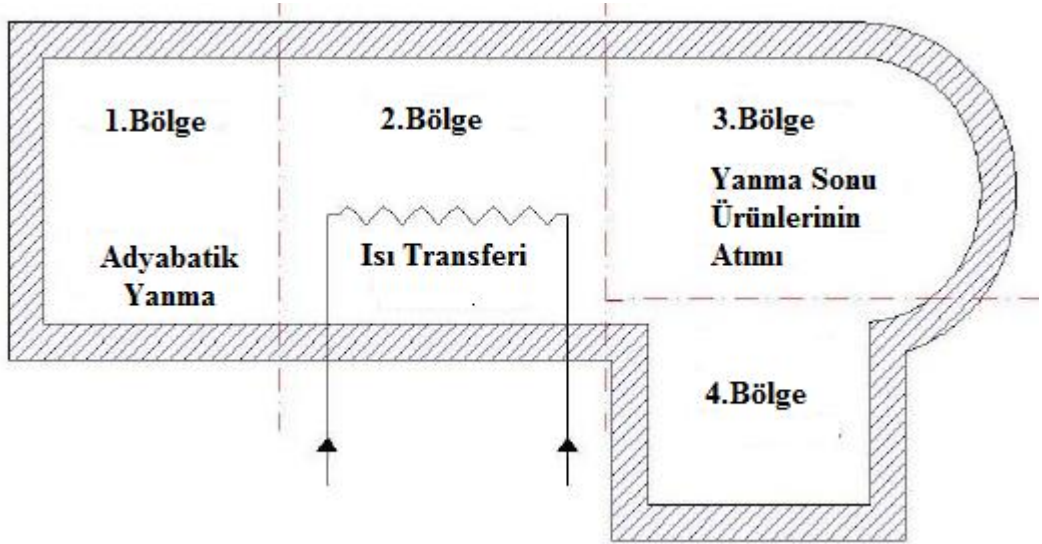
$$H_{yic} = H_{yig} \quad (3.35)$$

$$\sum n_c (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_c = \sum n_g (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_g \quad (3.36)$$

O₂, H₂ ve N₂ için $\bar{h}_f^\circ = 0$ ve yanma işleminde giren bileşenlerin hepsinin standart referans halinde buldukları dikkate alınır (3.36) nolu denklem aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\sum n_\zeta (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_\zeta = \sum n_g \bar{h}_f^\circ \quad (3.37)$$

Şekil 3.3' de yoğuşmalı kombinin bölümleri gösterilmiştir. Özen (2006) çalışmasında hidrojen takviyeli yoğuşmalı kombinin doğalgaz kullanımı ve ekserji analizini ele aldığı için söz konusu çalışmadan alınan bu şekilde dördüncü bölge, üçüncü bölgenin devamı olarak gösterilmiş ve hesaplamalar buna göre yapılmıştır.



Şekil 3.3. Yoğuşmalı kombinin bölümleri

Birinci Bölgedeki Tersinmezliğin Bulunması

Yitirilen iş yapma imkanı yani tersinmezlik birinci bölge için (3.38) nolu denklemle hesaplanır.

$$E_1 = E_F - E_2 \quad (3.38)$$

Burada E_F , yakıt ekserjisidir ve (3.39) nolu denklemle bulunur.

$$E_F = n_{CH_4} \cdot \varepsilon_{CH_4}^\circ \quad (3.39)$$

Yakıt ekserjisini kW cinsinden bulmak için aşağıdaki eşitlik kullanılır.

$$\dot{E}_F = E_F \cdot \frac{\dot{m}_{CH_4}}{M_{CH_4}} \quad (3.40)$$

\dot{m}_{CH_4} değeri (3.52) nolu eşitlikle bulunur.

İkinci bölgeye girişte yanma sonu ürünlerinin ekserjisi (E_2), aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$E_2 = n_{P_2} \cdot \varepsilon_{P_2}^\circ + \sum_k n_k \varepsilon_{ph,k} \quad (3.41)$$

Yanma sonu ürünlerinin ikinci bölgeye girişteki kimyasal ekserjisi ($\varepsilon_{P_2}^\circ$), aşağıdaki eşitlikle bulunur (Özen, 2006)

$$\varepsilon_{P_2}^\circ = \sum_k X_k \varepsilon_k^\circ + \sum_k X_k \ln X_k \quad (3.42)$$

Burada, X_k , gerçek veya hayali sınırlarla N tane alt sisteme bölünmüş bir sistem için yaygın özelliklerin değeridir ve tüm sistem için alt sistemlerin özellik değerlerinin toplamıdır (Kotas, 1985).

İkinci bölgeye girişte yanma sonu ürünlerinin fiziksel ekserjisi $\sum_k n_k \varepsilon_{ph,k}$ aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$\sum_k n_k \varepsilon_{ph,k} = (T_2 - T_0) \sum_k n_k c_{p,k}^\varepsilon + Ru T_0 \ln (P/P_0) \quad (3.43)$$

$P = P_0$ olduğunda (3.43) nolu eşitlik aşağıdaki hale dönüşür.

$$\sum_k n_k \varepsilon_{ph,k} = (T_2 - T_0) \sum_k n_k c_{p,k}^\varepsilon \quad (3.44)$$

İkinci Bölgedeki Tersinmezliğin Bulunması

Tersinmezlik yani yitirilen iş yapma imkanı, ikinci bölge için (3.45) nolu eşitlikle bulunur.

$$I_{II} = [E_2 - (E_3 + E_4)] - (E_{s2} - E_{s1}) \quad (3.45)$$

Isıtılan su miktarı (3.46) nolu eşitlikle bulunur.

$$m_s = \frac{(H_2 - H_3 + Q_{gizli})}{(h_2 - h_1)} \quad (3.46)$$

Burada, H_2 ikinci bölgeye girişte yanma sonu ürünlerin sahip olduğu entalpidir ve (3.47) nolu eşitlikle bulunur.

$$H_2 = (T_2 - T_0) \sum_k n_k c_{p,k}^h \quad (3.47)$$

H_3 , üçüncü bölgeye girişte yanma sonu ürünlerin sahip olduğu entalpidir ve (3.48)nolu eşitlikle bulunur.

$$H_3 = (T_3 - T_0) \sum_k n_k c_{p,k}^h \quad (3.48)$$

Q_{gizli} , yanma ürünlerinin içerisinde bulunan su buharının yoğuştuğu esnada verdiği ısıdır ve (3.49) nolu eşitlikle bulunur.

$$Q_{gizli} = n_{H_2O} \cdot \bar{h}_{f,g} \quad (3.49)$$

Kazandan alınan toplam ısı miktarı ise

$$Q_{top} = Q + Q_{gizli} \quad (3.50)$$

eşitliğiyle bulunur.

Toplam ısı miktarının ısıl güç olarak karşılığı

$$\dot{Q}_{top} = Q_{top} \frac{\dot{m}_{CH_4}}{M_{CH_4}} \quad (3.51)$$

eşitliğiyle bulunur.

Burada M_{CH_4} , yakıtın mol kütlesi ve \dot{m}_{CH_4} ise kütleli debisidir ve (3.52) nolu eşitlikle bulunur.

$$\dot{m}_{madde} = \rho_{madde} \cdot \dot{V}_{madde} \quad (3.52)$$

$E_{s_2} - E_{s_1}$, ısıtılan sudaki ekserji artışıdır ve (3.53) nolu eşitlikle bulunur.

$$E_{s_2} - E_{s_1} = m_s [(h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (3.53)$$

$E_{s_2} - E_{s_1}$ ifadesinin kW olarak değerini bulmak için (3.54) nolu eşitlik kullanılır.

$$\dot{E}_{s_2} - \dot{E}_{s_1} = \dot{m}_s [(h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (54)$$

Burada \dot{m}_s , (78) nolu formüldeki \dot{m}_{K-AT} değeridir.

E_3 , üçüncü bölgeye girerken yanma sonu ürünlerinin sahip olduğu ekserjidir ve (3.55) nolu eşitlikle bulunur.

$$E_3 = E_3^\circ + (E_{ph})_3 \quad (3.55)$$

E_3 değerini kW cinsinden bulmak için (3.56) nolu eşitliğin kullanılması gerekir.

$$\dot{E}_3 = E_3 \frac{\dot{m}_{ys}}{M_{ys} n_{ys}} \quad (3.56)$$

Burada \dot{m}_{ys} ; yanma sonu gazlarının toplam kütleli debisidir ve aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$\dot{m}_{ys} = \dot{m}_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{N_2} \quad (3.57)$$

Bu eşitlikteki \dot{m}_{CO_2} , \dot{m}_{H_2O} , \dot{m}_{N_2} değerleri (3.52) nolu eşitlikle bulunur.

E_3° , üçüncü bölgeye girerken yanma sonu ürünlerinin sahip olduğu kimyasal ekserjidir ve (3.58) nolu eşitlikle bulunur.

$$E_3^\circ = n_{p_3} [(\sum_k X_k \varepsilon_k^\circ + (R \cdot u \cdot T_0 \cdot \sum_k X_k \ln X_k))] \quad (3.58)$$

$(E_{ph})_3$, yanma sonu ürünlerin üçüncü bölgeye girerken sahip olduğu fiziksel ekserjidir ve (3.59) nolu eşitlikle bulunur.

$$(E_{ph})_3 = (T_3 - T_0) \sum_k n_k c_{p,k}^\varepsilon + Ru T_0 \ln (P/P_0) \quad (3.59)$$

$P = P_0$ olduğunda (3.59) nolu eşitlik, (3.60) nolu eşitliğe dönüşür.

$$(E_{ph})_3 = (T_3 - T_0) \sum_k n_k c_{p,k}^\varepsilon \quad (3.60)$$

E_4 , su buharının yoğuşması neticesinde ele geçen sıvı durumdaki suyun dördüncü bölge girişindeki ekserjisidir ve (3.61) nolu eşitlikle bulunur (Özen, 2006).

$$E_4 = n_{H_2O} [\varepsilon_{H_2O}^\circ + (\bar{h}_f - \bar{h}_{f_0}) - T_0 (\bar{s}_f - \bar{s}_{f_0})] \quad (3.61)$$

Üçüncü Bölgedeki Tersinmezliğin Bulunması

Özen'in (2006) çalışmasından farklı olarak yanma sonunda oluşan ürünler üçüncü bölgede kullanılmaksızın dışarı atıldığından, bu bölgedeki tersinmezlik E_3 değerine eşittir ($I_{III} = E_3$).

Dördüncü Bölgedeki Tersinmezliğin Bulunması

Yoğuşma sonunda oluşan sıvı H₂O dördüncü bölgede kullanılmaksızın dışarı atıldığından, bu bölgedeki tersinmezlik E₄ değerine eşittir (I_{IV} = E₄) (Özen, 2006).

Kazan Yüzeylerinden Isı Geçişi ile Olan Tersinmezliğin Bulunması

Isı geçişi ile kazan yüzeylerinden olan kayıplar, kazan yüzeyinden, kazanın içinde yer aldığı çevreye ısı transferi yoluyla olur. Bu ısı geçişi veya transferi, kazan yüzeyinden meydana gelen kayıp olarak isimlendirilir ve aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır (Karakaşlı, 2012).

$$\Sigma \dot{E}x_{kay,KY} = \dot{Q}_{kay,KY} \left(1 - \frac{T_0}{T_y} \right) \quad (3.62)$$

Bu bağıntıdaki T_y kazan yüzey sıcaklığıdır ve (3.98) nolu eşitlikle bulunur.

Hesaplama kazan yüzeyinden ısı geçişiyle gerçekleşen ısı kaybı bulunurken yoğuşmanın tam olarak gerçekleşmediği de hesaba katılarak % 0,6' lık bir ısı kaybı dikkate alınacaktır. Buna göre

$$\dot{Q}_{kay,KY} = \dot{Q}_{top} \cdot \frac{\dot{m}_{yak}}{M_{yak}} \cdot \frac{0,6}{100} \quad (3.63)$$

olarak yazılır.

Kazandaki Toplam Tersinmezliğin Bulunması

Kazan için ekserji hesaplamasında yer alan bu faktörler bulunduktan sonra ekserji kayıpları aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanır (Karakaşlı, 2012).

$$\Sigma \dot{E}x_g = \Sigma \dot{E}x_{\dot{c}} + \Sigma \dot{E}x_{kay} \quad (3.64)$$

$$\Sigma \dot{E}x_{yak} + \Sigma \dot{E}x_{KG} = \Sigma \dot{E}x_{KÇ} + \Sigma \dot{E}x_{kay,KY} + \Sigma \dot{E}x_{BG} + \Sigma \dot{E}x_{kay} \quad (3.65)$$

$$\Sigma \dot{E}x_{kay} = \Sigma \dot{E}x_{yak} + \Sigma \dot{E}x_{KG} - (\Sigma \dot{E}x_{KÇ} + \Sigma \dot{E}x_{kay,KY} + \Sigma \dot{E}x_{BG}) \quad (3.66)$$

Dolayısıyla daha önce bulduğumuz büyüklükler (3.66) nolu eşitlikte yerlerine konularak aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\Sigma \dot{E}x_{kay,K} = \dot{E}x_{yak} + \dot{E}x_{s_1} - \dot{E}x_{s_2} - \Sigma \dot{E}x_{kay,KY} - \dot{E}x_3 \quad (3.67)$$

Kazan Sisteminin Ekserjetik Verimi

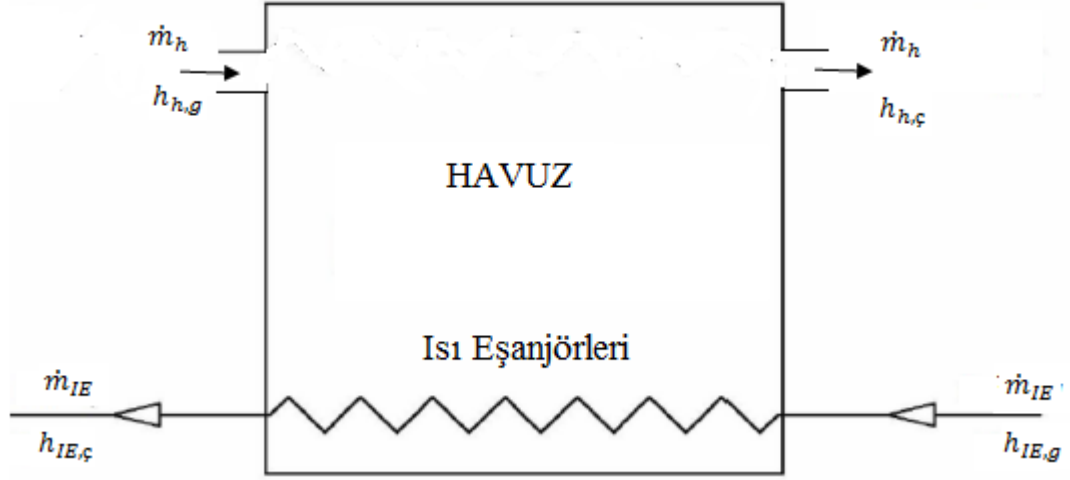
Kazan sistemi için ekserji verimi (3.68) nolu eşitlikle bulunur (Özen, 2006). Özen'in 2006 çalışmasında hidrojen takviyeli yoğuşmalı kazanların ekserji analizi ele alındığı için söz konusu çalışmada yer alan ekserjetik verim eşitliğinin paydasında bulunan W_e büyüklüğü (3.68) nolu eşitlikte yazılmamıştır (Özen, 2006).

$$\eta = \frac{\dot{E}x_{s_2} - \dot{E}x_{s_1}}{\dot{E}x_{CH_4}} \quad (3.68)$$

Kazan sisteminin enerji ve ekserji analizinde hesaplanan değerler kazanların bir tanesi için hesaplanan değerlerdir. Bulgular ve tartışma kısmında bu değerlerin herbiri kazan adediyle çarpılarak kazan sistemi için toplam değerler bulunacaktır.

Isı Eşanjörlerinin Enerji ve Ekserji Analizi

Oylat JMIS’de bulunan ısı eşanjörlerinin şematik görünümü Şekil 3.4’te verilmiştir.



Şekil 3.4. Isı eşanjör grubunun şematik görünümü

Bir SAAS olan ısı eşanjörlerine bu ekipmanların içi kontrol hacmi (KH) seçilerek termodinamiğin 1.kanunu uygulandığında bu ısı eşanjörünün havuzun içindeki jeotermal akışkandan aldığı ısı (3.7) nolu eşitlikten yola çıkılarak (3.69) nolu eşitlikle bulunur.

$$\dot{Q}_{al,IE} = \dot{m}_{IE} (h_{IE,\ç} - h_{IE,g}) \quad (3.69)$$

Havuzla giriş-çıkış yapan jeotermal akışkanın ısısı aşağıdaki eşitlikle bulunabilir.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h (h_{h,g} - h_{h,\ç}) \quad (3.70)$$

Isı eşanjörünün ısıl verimi $\eta_{th,IE}$, (3.71) nolu eşitlikle hesaplanır.

$$\eta_{th,IE} = \frac{\dot{Q}_{al,IE}}{\dot{Q}_h} \quad (3.71)$$

Isı eşanjörüne giren çevrim suyun toplam ekserjisi aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$\Sigma \dot{E}x_{IE,g} = \dot{m}_{IE} [(h_{IE,g} - h_0) - T_0(s_{IE,g} - s_0)] \quad (3.72)$$

Isı eşanjöründen çıkan suyun ekserjisi de benzer şekilde aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$\Sigma \dot{E}x_{IE,\zeta} = \dot{m}_{IE} [(h_{IE,\zeta} - h_0) - T_0(s_{IE,\zeta} - s_0)] \quad (3.73)$$

Isı eşanjörlerinde de ısı pompalarının buharlaştırıcılarında olduğu gibi akışkan kontrol hacminden geçerken dış ortamdaki kaynak akışkanla enerji ve ekserji etkileşiminde bulunur. Dolayısıyla ısı eşanjörlerinin toplam ekserji kaybını bulmak için de (3.27) nolu eşitlik kullanılabilir.

$$\dot{E}_{y-buh.} = \dot{Q}_{ısıtma} \cdot \left[1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{kaynak}} \right] - \dot{m} [(h_\zeta - h_g) - T_0 \cdot (s_\zeta - s_g)] \quad (3.27)$$

Bu eşitlikteki $\dot{Q}_{ısıtma}$, ısı eşanjörleri için $\dot{Q}_{alınan}$ değerine karşılık gelmektedir. \bar{T}_{kaynak} ise ısı eşanjörlerinin içinde bulunduğu havuzdaki suyun sıcaklığıdır.

Bir ısı eşanjörü için ekserji verimi, elde edilen ekserjinin giriş ekserjisine oranı demek olduğuna göre ve giriş ile çıkış için akışkan debisi birbirine eşit olduğundan, ısı eşanjörünün ekserji verimi aşağıdaki gibi yazılabilir.

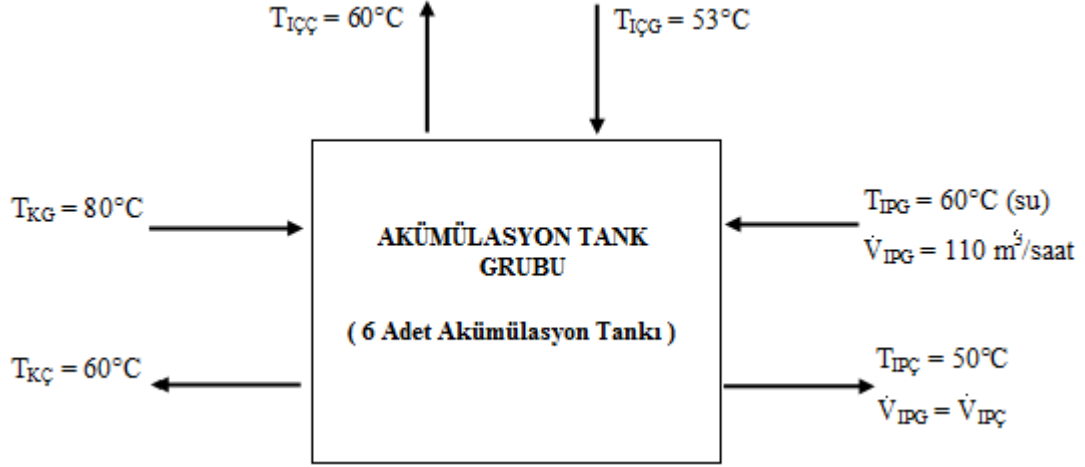
$$\eta_{Ex,IE} = \frac{\dot{m}_{IE} (\psi_{IE,\zeta} - \psi_{IE,g})}{\dot{m}_h (\psi_{h,g} - \psi_{h,\zeta})} \quad (3.74)$$

Isı eşanjörü enerji ve ekserji analizinde hesaplanan değerler ısı eşanjörlerinin tümü için hesaplanan toplam değerlerdir.

Akümülyasyon Tanklarının Enerji ve Ekserji Analizi

Oylat JMIS'deki akümülyasyon tank ünitesi aşağıdaki gibi gösterilebilir. Akümülyasyon tanklarının enerji ve ekserji analizi yapılırken ısıtma çevrim suyunun akümülyasyon tank grubuna giriş ve çıkış sıcaklıkları (sırasıyla $T_{I\zeta S-AT,g}$ ve $T_{I\zeta S-AT,\zeta}$) ile yoğuşmalı doğalgaz kazanlarından gelen çevrim suyunun akümülyasyon tank grubuna giriş ve çıkış sıcaklıkları (sırasıyla $T_{K-AT,g}$ ve $T_{K-AT,\zeta}$) ısıtma sezonunun genelinde başvuru çalışması

sıcaklıkları olarak seçilmiştir. $T_{IP-AT,g}$ ve $T_{IP-AT,\zeta}$ ise sırasıyla ısı pompasından gelen suyun akümülyasyon tanklarına sırasıyla giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.



Şekil 3.5. Akümülyasyon tank grubunun şematik görünümü

Akbulut ve ark.'nın (2016), akümülyasyon tankı için kullandığı enerji dengesi, ısıl verim, ekserji dengesi ve ekserjetik verim eşitliklerinden yola çıkılarak halihazırdaki çalışmada yer alan akümülyasyon tanklarının tümü için söz konusu eşitlik aşağıdaki gibi yazılır.

$$(\dot{Q}_{IP-AT,g} - \dot{Q}_{IP-AT,\zeta}) + (\dot{Q}_{K-AT,g} - \dot{Q}_{K-AT,\zeta}) = (\dot{Q}_{İÇS-AT,\zeta} - \dot{Q}_{İÇS-AT,g}) + \dot{Q}_{AT,kay} \quad (3.75)$$

Isı pompalarından ve kazanlardan gelen iki ayrı hattaki devridaim suyu ısını akümülyasyon tanklarında bulunan suya verdiği için (3.7) nolu eşitlik 'g' ve 'ç' indisli terimlerin '-' işaretine göre yerleri değiştirilerek ısı pompası ve kazan hattının verdiği ısıl güç miktarları sırasıyla (3.76) ve (3.77) nolu eşitliklerle bulunur.

$$(\dot{Q}_{IP-AT,g} - \dot{Q}_{IP-AT,\zeta}) = \dot{m}_{IP-AT} (h_{IP-AT,g} - h_{IP-AT,\zeta}) \quad (3.76)$$

$$(\dot{Q}_{K-AT,g} - \dot{Q}_{K-AT,\zeta}) = \dot{m}_{K-AT} (h_{K-AT,g} - h_{K-AT,\zeta}) \quad (3.77)$$

Isıtma çevrim suyu hattındaki su akümülyasyon tankından ısı aldığı için alınan bu ısı miktarı (3.7) nolu eşitlikten yararlanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$(\dot{Q}_{İÇS-AT,\zeta} - \dot{Q}_{İÇS-AT,g}) = \dot{m}_{İÇS-AT} (h_{İÇS-AT,\zeta} - h_{İÇS-AT,g}) \quad (3.78)$$

Akümülyasyon tank grubunun sınırları KH olarak alındığında bu cihaz grubuna sadece kütleyle ısı giriş-çıkışı olduğuna göre bu ekipmanlardaki ısı kaybı aşağıdaki eşitlikle bulunabilir:

$$\dot{Q}_{kay,AT} = (\dot{Q}_{IP-AT,g} - \dot{Q}_{IP-AT,\zeta}) + (\dot{Q}_{K-AT,g} - \dot{Q}_{K-AT,\zeta}) - (\dot{Q}_{ICS-AT,\zeta} - \dot{Q}_{ICS-AT,g}) \quad (3.79)$$

Akümülyasyon tank grubundaki ısı verim ise (80) nolu eşitlikle bulunabilir.

$$\eta_{th,AK} = \frac{(\dot{Q}_{ICS-AT,\zeta} - \dot{Q}_{ICS-AT,g})}{(\dot{Q}_{IP-AT,g} - \dot{Q}_{IP-AT,\zeta}) + (\dot{Q}_{K-AT,g} - \dot{Q}_{K-AT,\zeta})} \quad (3.80)$$

Akümülyasyon tank grubuna gelen ve çıkan hatlar ile akümülyasyon tanklarında bulunan su arasında sadece ısı ile enerji ve ekserji etkileşimi olduğuna göre ekserji yıkımını bulmak amacıyla yazılan (3.12b) nolu eşitlik akümülyasyon tank grubu için aşağıdaki hale dönüşür.

$$\sum \dot{Q}_{AT} \left(1 - \frac{T_0}{T_{su,AK}} \right) = \dot{E}x_{y,AK} \quad (3.81)$$

Akümülyasyon tank grubuna gelen ve çıkan hatlardaki akışkanların bu gruba giriş ve çıkıştaki akış kullanılabilirlikleri ψ_g ve ψ_ζ (3.10) nolu eşitlikten yola çıkılarak sırasıyla (3.82) ve (3.83) nolu eşitliklerle bulunur.

$$\psi_g = (h_g - h_0) - T_0(s_g - s_0) \quad (3.82)$$

$$\psi_\zeta = (h_\zeta - h_0) - T_0(s_\zeta - s_0) \quad (3.83)$$

Bu hatlarla akümülyasyon tank grubu arasındaki ekserji geçişleri şu eşitliklerle bulunur:

$$\dot{E}x_{IP-AT} = \dot{m}_{IP-AT}(\psi_g - \psi_\zeta) \quad (3.84)$$

$$\dot{E}x_{K-AT} = \dot{m}_{K-AT}(\psi_g - \psi_\zeta) \quad (3.85)$$

$$\dot{E}x_{I\zeta-AT} = \dot{m}_{I\zeta-AT}(\psi_\zeta - \psi_g) \quad (3.86)$$

Akümülayon tank grubunun ekserji verimi ise

$$\eta_{th,AK} = \frac{\dot{E}x_{I\zeta-AT}}{\dot{E}x_{IP-AT} + \dot{E}x_{K-AT}} \quad (3.87)$$

eşitliğiyle bulunur.

Isıtma Çevrim Suyu Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi

Dağıtım, özgül ısı kaybı veya ısı verim η_D ve dağıtılan ısının oranı olarak bilinen ve ilave enerji faktörü $P_{ilave,d}$ ile gösterilen ilave enerjinin muhtemel kullanımı ile karakterize edilir. Dağıtım sisteminin ısı verimi

$$\eta_D = 0,98 \times f_{üy} \times f_{iz} \times f_{ots} \times f_{tsd} \quad (3.88)$$

eşitliği ile hesaplanır. (3.88) nolu eşitlikte kullanılan bu katsayılar f_i ' nin parametre değerleridir ve Tablo 3.1' de gösterilmişlerdir.

Dağıtım sistemindeki sirkülasyon pompalarının elektriksel ilave güç ihtiyacı için sıcaklık düşüşü ve sistemin ortalama sıcaklık seviyesinin etkisini hesaba katan bir yaklaşım seçilmiştir.

$$P_{il,I\zeta S} = \Delta p \times \dot{m} / \eta_{sirk.} \quad (3.89)$$

Burada, $\eta_{sirk.}$ 0,27 olarak alınabilir. Dağıtım sistemindeki basınç düşüşü

$$\Delta p = (1 + N) \times R \times l_{maks.} \times A_N + p_{eks.} \quad (3.90)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Burada, N ekipman dirençlerinin yüzdesi ve R ise tipik olarak sırasıyla 0,3 ve 100 Pa/m değerlerine sahip borudaki basınç düşüşüdür. Dağıtım

sisteminin maksimum boru uzunluğu net zemin alanı başına belirli bir $l_{maks.}$ değeri ile verilir ve değeri tipik olarak $0,25 \text{ m/m}^2$ olarak alınır. $p_{eks.}$ sistemde oluşan ekstra basınç kayıplarıdır.

Çizelge 3.1. f_i 'nin parametre değerleri

Kriter	Muhtemel seçimler	Parametre f_i	Yorumlar
Üretici yeri (f_{iy})	Isıtılan yerin içinde	1,00	
	Isıtılan yerin dışında	0,90	
İzolasyon (f_{iz})	İzolasyonsuz	0,70	
	Kötü izolasyon	0,90	Kayıplar $> 32,9 \text{ d} + 0,22$
	İyi izolasyon	1,00	Kayıplar $> 2,6 \text{ d} + 0,20$
Ortalama tasarım sıcaklığı (f_{ots})	Düşük	1,00	$< 35^\circ\text{C}$
	Orta	0,95	$< 50^\circ\text{C}$
	Yüksek	0,90	Diğer
Tasarım sıcaklığındaki düşüş (f_{isd})	Düşük	0,98	$< 5 \text{ K}$
	Orta	0,99	$< 10 \text{ K}$
	Yüksek	1,00	Diğer

Tasarım şartlarındaki ortalama kütleli debi \dot{m} ,

$$\dot{m} = \frac{1}{1,163 \times \Delta T_{dağ.}} \times 0,0036 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \quad (3.91)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Burada, dağıtım sistemindeki sıcaklık düşüşü $\Delta T_{dağ.}$, 3 K olarak alınmıştır. Isıtma çevrim suyu sisteminin ısı kaybı,

$$\dot{Q}_{kay, I\dot{C}S} = (\dot{Q}_h + \dot{Q}_{kay, rad}) \times \left(\frac{1}{\eta_D} - 1 \right) \quad (3.92)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Burada η_D ısıtma çevrim suyu sisteminin enerji verimidir ve (3.88) nolu eşitlikten yararlanılarak 0,96 olarak hesaplanmıştır.

Isıtma çevrim suyu sisteminin ilave enerji veya elektriksel güç talebi,

$$E_{il, I\dot{C}S} = P_{il, I\dot{C}S} \times (\dot{Q}_h + \dot{Q}_{kay, rad}) \quad (3.93)$$

eşitliğiyle hesaplanır.

Ekserji analizinde, ısıtma çevrim suyu sisteminin giriş sıcaklığı, ortalama tasarım sıcaklığı $T_{IÇS}$ ' dir ve dönüş sıcaklığı, tasarım sıcaklığıyla ısıtma çevrim suyu sistemindeki sıcaklık düşüşü $\Delta T_{IÇS}$ ' nin farkıdır.

$$\Delta \dot{E}x_{IÇS} = \frac{\dot{Q}_{kay,IÇS}}{\Delta T_{IÇS}} \left\{ T_{IÇS} - T_0 \ln \left(\frac{T_{IÇS}}{T_{IÇS} - \Delta T_{IÇS}} \right) \right\} \quad (3.94)$$

$\Delta T_{IÇS}$ ve $T_{IÇS}$ sırasıyla 3 K ve 333 K olarak alınmıştır.

Isıtma çevrim suyu sisteminin ekserji yükü aşağıdaki eşitlikle hesaplanır (Yıldız ve Güngör, 2009).

$$\dot{E}x_{IÇS} = \dot{E}x_{rad} + \Delta \dot{E}x_{IÇS} \quad (3.95)$$

Radyatörlerin Enerji ve Ekserji Analizi

Radyatörler SAAS (sürekli akışlı açık sistem) olarak çalışmaktadırlar. Radyatörde gerçekleşen akış için potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilmiştir. Bir radyatöre termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında, radyatörden alınan ısı miktarı (3.96) nolu eşitlikle hesaplanır.

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m} (h_{ç} - h_g) \quad (3.96)$$

Radyatörlerdeki kayıp ısı

$$\dot{Q}_{kay,rad} = \dot{Q}_H \cdot \left(\frac{1}{\eta_{rad}} - 1 \right) \quad (3.97)$$

eşitliğiyle bulunur. Burada η_{rad} radyatör verimidir ve Yıldız ve Güngör'ün (2009) çalışmasından hareketle 0,95 olarak alınmıştır.

Radyatörün etrafına verdiği ısı miktarına karşılık gelen ekserjiyi hesaplamada kayda değer bir büyüklük olan radyatör yüzey sıcaklığı

$$T_y = \frac{T_g - T_\zeta}{2 \ln \frac{T_g - T_0}{T_\zeta - T_0}} + T_0 \quad (3.98)$$

eşitliğiyle hesaplanır.

Radyatörün çevresine verdiği ısı miktarına karşılık gelen ekserji, yani radyatörün ürün ekserjisi aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{isl,rad} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_y} \right) \quad (3.99)$$

SAAS' ler için tersinmezlik (ekserji yok oluşu) denklemi radyatöre uygulandığında radyatörün ekserji değişimi başka bir deyişle radyatörün yakıt ekserjisi

$$\dot{E}x_{yak,rad} = \dot{m} [(h_g - h_\zeta) - T_0(s_g - s_\zeta)] \quad (3.100)$$

eşitliğiyle bulunur.

Radyatörün ürün ekserjisinin yakıt ekserjisine oranı, radyatörün ekserji verimini belirtir.

$$\eta_{Ex,rad} = \frac{\dot{E}x_{isl}}{\dot{E}x_{rad}} \quad (3.101)$$

SAAS' ler için entropi üretim denklemi radyatöre uygulandığında tersinmezlikler nedeniyle radyatörde üretilen entropi miktarı (3.102) nolu eşitlik ile yazılabilir.

$$\dot{S}_u = \dot{m}(s_\zeta - s_g) - \frac{\dot{Q}}{T_y} \quad (3.102)$$

SAAS' ler için tersinmezlik denklemi radyatöre uygulandığında tersinmezlikler nedeniyle radyatörde yok olan (yıkıma uğrayan) ekserji miktarı aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Tetik, 2011).

$$\dot{E}x_{y,rad} = T_0 \left(\dot{m}(s_\zeta - s_g) - \frac{\dot{Q}}{T_y} \right) \quad (3.103)$$

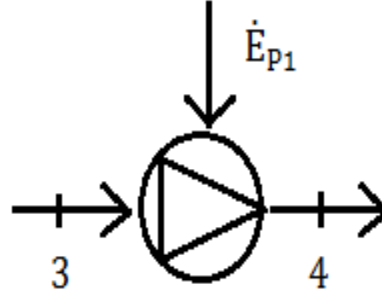
Sistemdeki Sirkülasyon Pompalarının Ekserji Bağlıları

Sistemde 4 adet pompa grubu bulunmaktadır. Bunlardan P1, P2 ve P3 pompa grupları ısı pompalarıyla ısı eşanjörleri, ısı pompalarıyla akümülyasyon tank grubu ve kazanlarla akümülyasyon tank grubu arasındaki çevrimlerde dolaşan çevrim sularının sirkülasyonunu sağlamaktadırlar. P4 pompa grubu ise radyatörlerle akümülyasyon tankları arasında dolaşan çevrim suyunu bu tanklardan gidiş kollektörüne pompalamaktadır. Bu pompa gruplarından yalnızca P2’ de 2 adet, diğerlerinde ise üçer adet sirkülasyon pompası bulunmaktadır ve bu pompalar yan yana başlanmışlardır.

Buna ek olarak ısıtma çevrim suyunu gidiş kollektöründen binalara ayrı hatlarla pompalamak için 4 adet ve bu hatlardan iki tanesinde ise binalardan geri çekmek için 2 adet olmak üzere toplam 6 adet sirkülasyon pompası bulunmaktadır.

Bu bölümde sirkülasyon pompaları için eşitlikler yazılırken Arslan’ın (2015) kendi çalışmasında ele aldığı sistemin ekipmanları için kullandığı eşitliklerden esinlenilmiştir.

P1 Sirkülasyon Pompa Grubu



Şekil 3.6. P1 sirkülasyon pompa grubunun şematik görünümü

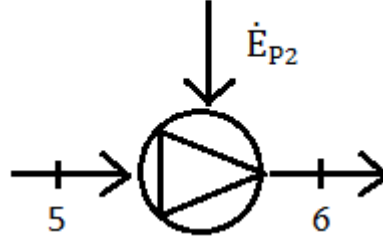
$$\dot{E}_{k,P1} = \dot{E}_3 + \dot{E}_{P1} - \dot{E}_4 \quad (3.104)$$

$$\eta_{E,P1} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3 + \dot{E}_{P1}} \quad (3.105)$$

$$\dot{E}x_{y,P1} = \dot{E}x_3 + \dot{E}_{P1} - \dot{E}x_4 \quad (3.106)$$

$$\eta_{Ex,P1} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3 + \dot{E}P_1} \quad (3.107)$$

P2 Sirkülasyon Pompa Grubu



Şekil 3.7. P2 sirkülasyon pompa grubunun şematik görünümü

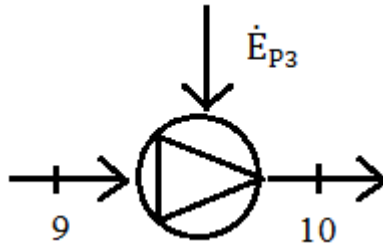
$$\dot{E}_{k,P2} = \dot{E}_5 + \dot{E}_{P2} - \dot{E}_6 \quad (3.108)$$

$$\eta_{E,P2} = \frac{\dot{E}_6}{\dot{E}_5 + \dot{E}_{P2}} \quad (3.109)$$

$$\dot{E}x_{y,P2} = \dot{E}x_5 + \dot{E}P_2 - \dot{E}x_6 \quad (3.110)$$

$$\eta_{Ex,P2} = \frac{\dot{E}x_6}{\dot{E}x_5 + \dot{E}P_2} \quad (3.111)$$

P3 Sirkülasyon Pompa Grubu



Şekil 3.8. P3 sirkülasyon pompa grubunun şematik görünümü

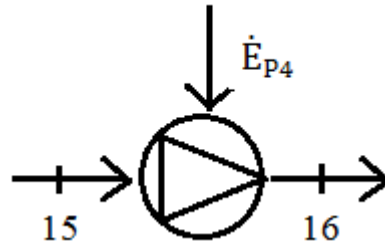
$$\dot{E}_{k,P3} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{P3} - \dot{E}_{10} \quad (3.112)$$

$$\eta_{E,P3} = \frac{\dot{E}_{10}}{\dot{E}_9 + \dot{E}_{P3}} \quad (3.113)$$

$$\dot{E}x_{y,P3} = \dot{E}x_9 + \dot{E}_{P3} - \dot{E}x_{10} \quad (3.114)$$

$$\eta_{Ex,P3} = \frac{\dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_9 + \dot{E}_{P3}} \quad (3.115)$$

P4 Sirkülasyon Pompa Grubu



Şekil 3.9. P4 sirkülasyon pompa grubunun şematik görünümü

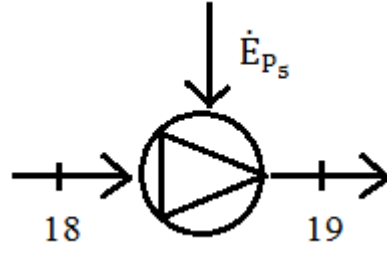
$$\dot{E}_{k,P4} = \dot{E}_{15} + \dot{E}_{P4} - \dot{E}_{16} \quad (3.116)$$

$$\eta_{E,P4} = \frac{\dot{E}_{16}}{\dot{E}_{15} + \dot{E}_{P4}} \quad (3.117)$$

$$\dot{E}x_{y,P4} = \dot{E}x_{15} + \dot{E}_{P4} - \dot{E}x_{16} \quad (3.118)$$

$$\eta_{Ex,P4} = \frac{\dot{E}x_{16}}{\dot{E}x_{15} + \dot{E}_{P4}} \quad (3.119)$$

P5 Sirkülasyon Pompası



Şekil 3.10. P₅ sirkülasyon pompasının şematik görünümü

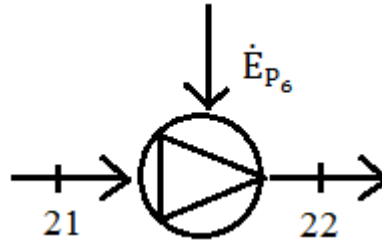
$$\dot{E}_{k,P_5} = \dot{E}_{18} + \dot{E}_{P_5} - \dot{E}_{19} \quad (3.120)$$

$$\eta_{E,P_5} = \frac{\dot{E}_{19}}{\dot{E}_{18} + \dot{E}_{P_5}} \quad (3.121)$$

$$\dot{E}x_{y,P_5} = \dot{E}x_{18} + \dot{E}_{P_5} - \dot{E}x_{19} \quad (3.122)$$

$$\eta_{Ex,P_5} = \frac{\dot{E}x_{19}}{\dot{E}x_{18} + \dot{E}_{P_5}} \quad (3.123)$$

P₆ Sirkülasyon Pompası



Şekil 3.11. P₆ sirkülasyon pompasının şematik görünümü

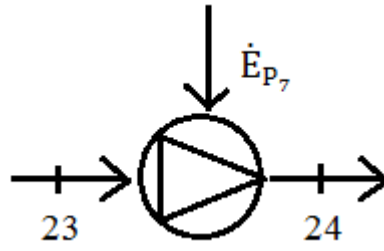
$$\dot{E}_{k,P_6} = \dot{E}_{21} + \dot{E}_{P_6} - \dot{E}_{22} \quad (3.124)$$

$$\eta_{E,P_6} = \frac{\dot{E}_{22}}{\dot{E}_{21} + \dot{E}_{P_6}} \quad (3.125)$$

$$\dot{E}x_{y,P_6} = \dot{E}x_{21} + \dot{E}_{P_6} - \dot{E}x_{22} \quad (3.126)$$

$$\eta_{Ex,P_6} = \frac{\dot{E}x_{22}}{\dot{E}x_{21} + \dot{E}P_6} \quad (3.127)$$

P₇ Sirkülasyon Pompası



Şekil 3.12. P₇ sirkülasyon pompasının şematik görünümü

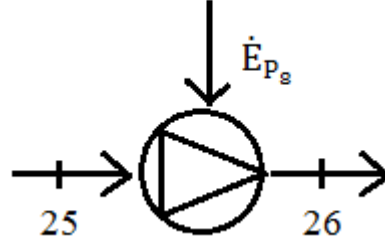
$$\dot{E}_{k,P_7} = \dot{E}_{23} + \dot{E}_{P_7} - \dot{E}_{24} \quad (3.128)$$

$$\eta_{E,P_7} = \frac{\dot{E}_{24}}{\dot{E}_{23} + \dot{E}_{P_7}} \quad (3.129)$$

$$\dot{E}x_{y,P_7} = \dot{E}x_{23} + \dot{E}_{P_7} - \dot{E}x_{24} \quad (3.130)$$

$$\eta_{Ex,P_7} = \frac{\dot{E}x_{24}}{\dot{E}x_{23} + \dot{E}_{P_7}} \quad (3.131)$$

P₈ Sirkülasyon Pompası



Şekil 3.13. P₈ sirkülasyon pompasının şematik görünümü

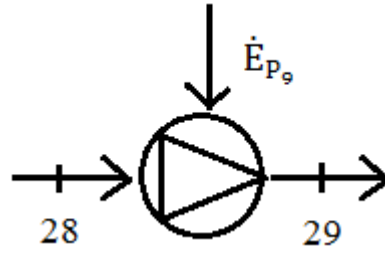
$$\dot{E}_{k,P_8} = \dot{E}_{25} + \dot{E}_{P_8} - \dot{E}_{26} \quad (3.132)$$

$$\eta_{E,P_8} = \frac{\dot{E}_{26}}{\dot{E}_{25} + \dot{E}_{P_8}} \quad (3.133)$$

$$\dot{E}x_{y,P_8} = \dot{E}x_{25} + \dot{E}_{P_8} - \dot{E}x_{26} \quad (3.134)$$

$$\eta_{Ex,P_8} = \frac{\dot{E}x_{26}}{\dot{E}x_{25} + \dot{E}_{P_8}} \quad (3.135)$$

P₉ Sirkülasyon Pompası



Şekil 3.14. P₉ sirkülasyon pompasının şematik görünümü

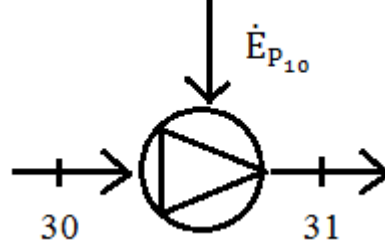
$$\dot{E}_{k,P_9} = \dot{E}_{28} + \dot{E}_{P_9} - \dot{E}_{29} \quad (3.136)$$

$$\eta_{E,P_9} = \frac{\dot{E}_{29}}{\dot{E}_{28} + \dot{E}_{P_9}} \quad (3.137)$$

$$\dot{E}x_{y,P_9} = \dot{E}x_{28} + \dot{E}_{P_9} - \dot{E}x_{29} \quad (3.138)$$

$$\eta_{Ex,P_9} = \frac{\dot{E}x_{29}}{\dot{E}x_{28} + \dot{E}P_9} \quad (3.139)$$

P₁₀ Sirkülasyon Pompası



Şekil 3.15. P₁₀ sirkülasyon pompasının şematik görünümü

$$\dot{E}_{k,P_{10}} = \dot{E}_{30} + \dot{E}_{P_{10}} - \dot{E}_{31} \quad (3.140)$$

$$\eta_{E,P_{10}} = \frac{\dot{E}_{31}}{\dot{E}_{30} + \dot{E}_{P_{10}}} \quad (3.141)$$

$$\dot{E}x_{y,P_{10}} = \dot{E}x_{30} + \dot{E}P_{10} - \dot{E}x_{31} \quad (3.142)$$

$$\eta_{Ex,P_{10}} = \frac{\dot{E}x_{31}}{\dot{E}x_{30} + \dot{E}P_{10}} \quad (3.143)$$

Tüm Sistemin Enerji ve Ekserji Analizi

Tüm sistemin enerji ve ekserji analizi Akbulut ve ark.'nın (2016) çalışmasından esinlenilerek yapılmıştır.

Tüm ısıtma sistemi için enerji dengesi ve ısıl verim (3.7) nolu eşitlikten yola çıkılarak (3.144 ve 3.147) nolu eşitlikler ile yazılabilir.

$$\dot{E}_{g,sys} = \dot{Q}_{K,top} + \dot{Q}_{al,IE} + \sum \dot{W}_{komp} + \sum \dot{W}_{sirk.pomp} \quad (3.144)$$

$$\dot{E}_{ç,sys} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{kay,sys} \quad (3.145)$$

$$\dot{Q}_{K,top} + \dot{Q}_{al,IE} + \sum \dot{W}_{komp} + \sum \dot{W}_{sirk.pomp} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{kay,sys} \quad (3.146)$$

$$\eta_{ISI, sis} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{K,top} + \dot{Q}_{al,IE} + W_{komp} + W_{sirk.pomp}} \quad (3.147)$$

İncelenen sistem için genel ekserji dengesi:

$$\Sigma \dot{Q}_{rad} \left(1 - \frac{T_0}{T_{iç}} \right) + W_{sirk.pomp} + W_{komp} - \left[\dot{E}_F + \dot{Q}_{al,IE} \left(1 - \frac{T_0}{T_h} \right) \right] = \dot{E}x_{y, sis} \quad (3.148a)$$

$$\dot{E}x_{y, sis} = \Sigma \dot{Q}_{rad} \left(1 - \frac{T_0}{T_{iç}} \right) + W_{sirk.pomp} + W_{komp} - \left[\dot{E}_F + \dot{Q}_{al,IE} \left(1 - \frac{T_0}{T_h} \right) \right] \quad (3.148b)$$

Ekserji verimi, ürün ve yakıt ekserjisi arasındaki orandır. Ürün ekserjisi incelenen sistem tarafından üretilen istenen sonucu (ekserji açısından açıklanmış) temsil eder. Yakıt ekserjisi ise ürün ekserjisini temin etmek için kullanılan kaynakları (ekserji açısından açıklanmış) temsil eder. ‘Yakıt ekserjisi’ terimi sadece fosil yakıtlarla sınırlı değildir ve genel olarak işlemi gerçekleştirmek için kullanılan ekserjetik kaynakları temsil eder.

$$\eta_{Ex, sis} = \frac{\dot{Q}_{al,IE} \left(1 - \frac{T_0}{T_h} \right) + \dot{E}_F}{\dot{Q}_{rad} \left(1 - \frac{T_0}{T_{iç}} \right) + \Sigma W_{sirk.pomp} + \Sigma W_{komp}} \quad (3.149)$$

Ekserji verimi ürün/yakıt prensibine göre sirkülasyon pompalarının ve kompresörün verimi göz önünde tutularak (3.149) nolu eşitlik ile hesaplanır.

Sistemdeki herhangi bir elemanda veya ünitede yıkıma uğrayan ekserjinin bütün sistemde yıkıma uğrayan ekserjiye oranı (y_{Ex}), incelenen elemanın sistemde kaybedilen ekserjinin ne kadarına mal olduğunu belirtir (Şen, 2017)

$$y_{Ex} = \frac{\dot{E}x_{y,k}}{\Sigma \dot{E}x_y} \quad (3.150)$$

Öyleyse, benzer şekilde herhangi bir ünitede veya elemanda kaybolan enerjinin (ısının)

bütün sistemde kaybolan enerjiye oranı (y_E), incelenen elemanın sistemde kaybedilen enerjinin ne kadarına mal olduğunu belirtir.

$$y_E = \frac{E_{kay,k}}{\sum E_{kay}} \quad (3.151)$$

Sistemin Termoekonomik Analizi

Sistemdeki nakit harcamaları için aşağıda yer alan eşitlikler kullanılabilir.

Bir değere getirilmiş (seviyelendirilmiş) düzeltme faktörü k ;

$$k = \frac{1+r_n}{1+i_{eff}} \quad (3.152)$$

Amortisman faktörü CRF ;

$$CRF = \frac{i_{eff}(1+i_{eff})^n}{(1+i_{eff})^n-1} \quad (3.153)$$

Eskalasyon düzeltme faktörü $CELF$;

$$CELF = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (3.154)$$

Seviyelendirme faktörü M ;

$$M = \frac{CELF}{1+r_i} \quad (3.155)$$

Seviyelendirilmiş parasal harcama Z (Tezcan, 2006) ;

$$Z = (Z_{i,y} + Z_{i\text{sl}})M \quad (3.156)$$

Burada Tezcan'ın (2006) çalışmasından hareketle herbir ekipmanın saatlik ilk yatırım maliyeti ($Z_{i,y}$) bulunurken söz konusu ekipmanın toplam ilk yatırım maliyeti sistemin

ömürü boyunca bu ekipmanın elimizde bulunacağı toplam saat sayısına bölünmüştür.

$$Z_{i,y} = \frac{\sum IIC_k}{20 \times 24 \times 365} \quad (3.157)$$

Yine aynı çalışmadan hareketle her bir ekipmanın saatlik işletme maliyeti ($Z_{i\text{ş}}$) bulunurken söz konusu ekipmanın yıllık toplam işletme maliyeti bu ekipmanın yıl bazında elimizde bulunduğu toplam saat sayısına bölünmüştür.

$$Z_{i\text{şl}} = \frac{\sum OC_k}{24 \times 365} \quad (3.158)$$

Etrafıyla ısı, iş ve madde transferi yapan sistemlerde kaybedilen ekserji verimin düşmesine neden olur. Bu düşüşün parasal anlamda ne kadara mal olacağını bulmalıyız. Sistemdeki her bir elemana ait $Z_{i,y}$ ve $Z_{i\text{şl}}$ değerlerini bulmak için elemanın bilinmesi gereken toplam ilk yatırım ($\sum IIC_k$) ve yıllık toplam işletme maliyetlerinin ($\sum OC_k$) hesaplanması Tablo 3.2’ de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Ekipmanların toplam ilk yatırım ve toplam işletme maliyet eşitlikleri

Ekipman	İlk yatırım maliyet eşitliği	İşletme maliyet eşitliği
Isı Pompaları	$\sum IIC_{IP} = IC_{IP}$	$\sum OC_{IP} = OC_{ser} + OC_{bak} + OC_{ver} + OC_{el}$
Isı Eşanjör Grubu	$\sum IIC_{IE} = IC_{IE} + IC_{ath} + IC_{i\text{ş}\check{c}} + IC_{nak} + IC_{tesl}$	$\sum OC_{IE} = OC_{ser} + OC_{bak} + OC_{ver}$
Kazanlar	$\sum IIC_{kaz} = IC_{kaz} + IC_{nak} + IC_{i\text{ş}\check{c}} + IC_{filt} + IC_{baca} + IC_{tesl}$	$\sum OC_{kaz} = OC_{ser} + OC_{bak} + OC_{ver} + OC_{su} + OC_{yak} + OC_{el}$
Akümülyasyon Tank grubu	$\sum IIC_{AT} = IC_{AT} + IC_{nak} + IC_{tesl}$	$\sum OC_{AT} = OC_{ser} + OC_{bak} + OC_{ver}$

Sirkülasyon Pompaları	$\Sigma IC_{SP} = IC_{SP} + IC_{işç} + IC_{nak} + IC_{test}$	$\Sigma OC_{IP} = OC_{ser} + OC_{bak} + OC_{ver} + OC_{el}$
Radyatör Grupları	$\Sigma IC_{rad} = IC_{rad} + IC_{işç} + IC_{nak} + IC_{test}$	$\Sigma OC_{rad} = OC_{ser} + OC_{bak}$

Isı pompalarının teslimatı ve sisteme kurulması fiyata dahil olduğundan bu cihazlar için ilk yatırım maliyet eşitliği yazılırken işçilik, teslimat ve nakliyat harcamaları gibi giderler dikkate alınmamıştır.

Ayrıca sirkülasyon pompalarının ilk yatırım ve işletme maliyetleri pompa gruplarındaki cihazların herbiri için yazılmış ve sonuçlar bölümünde herbir sirkülasyon pompa grubunun toplam ilk yatırım ve toplam işletme maliyeti sunulmuştur.

Ekserji akışının maliyeti \dot{C} , birim ekserji maliyeti c ve ekserji akışının çarpımıyla bulunur.

$$\dot{C} = c \times \dot{E}x = c \times \dot{m} \times \dot{E}x \quad (3.159)$$

Sistemdeki herhangi bir elemanın maliyet denge denklemi;

$$\Sigma \dot{C}_ç + \dot{C}_w = \dot{C}_q + \Sigma \dot{C}_g + \dot{Z}_g \quad (3.160)$$

şeklinde yazılabilir.

Sistemdeki ekipmanların ekserjiye bağlı maliyet eşitlikleri (3.160) nolu eşitlikten yola çıkılarak Tablo 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3. Ekipmanların ekserjiye bağlı maliyet eşitlikleri ve yardımcı eşitlikler

Ekipman	Ekserjiye Bağlı Maliyet Eşitlikleri ve Yardımcı Eşitlikler
1. Isı Pompası	$c_1 \dot{E}x_1 + c_7 \dot{E}x_7 + c_E \dot{E}_{komp1} + Z_{IP1} = c_2 \dot{E}x_2 + c_8 \dot{E}x_8 \quad c_1 = c_2$

2. Isı Pompası	$c_6\dot{E}x_6 + c_2\dot{E}x_2 + c_E\dot{E}_{komp2} + Z_{IP2} = c_3\dot{E}x_3 + c_7\dot{E}x_7 \quad c_2 = c_3 ,$ $c_6 = c_7$
Kazan Grubu	$c_{yg}\dot{E}x_{yak} + c_{12}\dot{E}x_{12} + c_E\dot{E}_K + Z_K = c_9\dot{E}x_9 + c_{yak}\dot{E}x_{ysü} \quad c_{y,g} = 0$
Isı Eşanjör Grubu	$c_4\dot{E}x_4 + Z_{IE} = c_1\dot{E}x_1$
Akümülyasyon Tank Grubu	$c_{11}\dot{E}x_{11} + c_8\dot{E}x_8 + c_{17}\dot{E}x_{17} + Z_{AT} = c_{12}\dot{E}x_{12} + c_5\dot{E}x_5$ $+ c_{15}\dot{E}x_{15}$ $c_{11} = c_{12} , c_{17} = 0$
P1 Sirkülyasyon Pompa Grubu	$c_3\dot{E}x_3 + c_E\dot{E}_{P1} + Z_{P1} = c_4\dot{E}x_4$
P2 Sirkülyasyon Pompa Grubu	$c_5\dot{E}x_5 + c_E\dot{E}_{P2} + Z_{P2} = c_6\dot{E}x_6$

Çizelge 3.4. Ekipmanların ekserjiye bağılı maliyet eşitlikleri ve yardımcı eşitlikler (devam)

P3 Sirkülyasyon Pompa Grubu	$c_9\dot{E}x_9 + c_E\dot{E}_{P3} + Z_{P3} = c_{10}\dot{E}x_{10}$
P4 Sirkülyasyon Pompa Grubu	$c_{15}\dot{E}x_{15} + c_E\dot{E}_{P4} + Z_{P4} = c_{16}\dot{E}x_{16}$
P5 Sirkülyasyon Pompası	$c_{18}\dot{E}x_{18} + c_E\dot{E}_{P5} + Z_{P5} = c_{19}\dot{E}x_{19}$ $c_{18} = 0$
P6 Sirkülyasyon Pompası	$c_{21}\dot{E}x_{21} + c_E\dot{E}_{P6} + Z_{P6} = c_{22}\dot{E}x_{22}$ $c_{21} = 0$
P7 Sirkülyasyon Pompası	$c_{23}\dot{E}x_{23} + c_E\dot{E}_{P7} + Z_{P7} = c_{24}\dot{E}x_{24}$
P8 Sirkülyasyon Pompası	$c_{25}\dot{E}x_{25} + c_E\dot{E}_{P8} + Z_{P8} = c_{26}\dot{E}x_{26}$ $c_{25} = 0$
P9 Sirkülyasyon Pompası	$c_{28}\dot{E}x_{28} + c_E\dot{E}_{P9} + Z_{P9} = c_{29}\dot{E}x_{29} , c_{28} = 0$
P10 Sirkülyasyon Pompası	$c_{30}\dot{E}x_{30} + c_E\dot{E}_{P10} + Z_{P10} = c_{31}\dot{E}x_{31}$

R1 Radyatör Grubu	$c_{19}\dot{E}x_{19}+Z_{R1} = c_{20}\dot{E}x_{20}$
R2 Radyatör Grubu	$c_{22}\dot{E}x_{22}+Z_{R2} = c_{23}\dot{E}x_{23}$
R3 Radyatör Grubu	$c_{26}\dot{E}x_{26}+Z_{R3} = c_{27}\dot{E}x_{27}$
R4 Radyatör Grubu	$c_{29}\dot{E}x_{29}+Z_{R4} = c_{30}\dot{E}x_{30}$

Yıkıma uğrayan ekserji akısının maliyeti \dot{C}_D , (3.159) nolu eşitlikten yararlanılarak

$$\dot{C}_D = c_D x \dot{E}x_D \quad (3.161)$$

şeklinde yazılabilir. Burada c_D ele alınan ekipmanda yok olan ekserjinin birim ekserji maliyeti, $\dot{E}x_D$ ise kaybedilen veya yok olan ekserji miktarıdır (Tezcan, 2006).

Parasal harcamalar iki gruba ayrılabilir. İlki, ekserjiyle ilgili olmayan (yatırım, işletme, tamir, bakım) harcamalar, ikincisi ise yıkıma uğrayan ekserjiden dolayı parasal harcamalardır. Bir üniteyi ele alırken bunlardan hangisinin ağır bastığının bilinmesi, o ünitenin optimize edilmesi için nereye yoğunlaşılması gerektiğini ortaya çıkarır. Bu değerlendirme ölçütü eksergoekonomik (termoekonomik) faktördür. Bu faktör f ile sembolize edilir ve şu şekilde tanımlanır (Şen, 2017).

$$f = \frac{Z}{Z + c_F \dot{E}x_D} \quad (3.162)$$

Termoekonomik faktörün göreceli olarak yüksek değerleri, değerlendirilen ünitenin masraflarının daha çok yatırım ve işletme giderlerinden kaynaklandığına işaret eder. Bu durumda ünitenin veriminin arttırılmaya çalışılması çok da faydalı olmayacaktır. f 'nin değerlerinin küçük olması ise bunun aksini gösterir. Yatırım ve işletme giderleri artsa bile verimi daha yüksek olan cihazlar tercih edilmelidir (Tezcan, 2006).

Sistemdeki ekipmanlar için sırasıyla (3.161) ve (3.162) nolu eşitliklerden hareketle çıkarılan ekserji yıkım maliyeti ve termoekonomik faktör eşitlikleri Tablo 3.4' te

sunulmuştur.

Tablo 3.4'teki c_{yak} doğalgazın, c_E ise elektriğin birim maliyetidir.

Çizelge 3.5. Ekipmanların ekserji yıkım maliyeti ve termoekonomik faktör eşitlikleri

Ekipman	Ekserji Yıkım Maliyeti	Termoekonomik Faktör
1. Isı Pompası	$C_{D,IP1} = c_E \dot{E}x_{y,IP1}$	$f_{IP1} = \frac{Z_{IP1}}{Z_{IP1} + c_E \dot{E}x_{y,IP1}}$
2. Isı Pompası	$C_{D,IP2} = c_E \dot{E}x_{y,IP2}$	$f_{IP2} = \frac{Z_{IP2}}{Z_{IP2} + c_E \dot{E}x_{y,IP2}}$
Kazan Grubu	$C_{D,K} = c_{yak} \dot{E}x_{y,K}$	$f_K = \frac{Z_K}{Z_K + (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,IP2}}$
Isı Eşanjör Grubu	$C_{D,IE} = c_E \dot{E}x_{y,IE}$	$f_{IE} = \frac{Z_{IE}}{Z_{IE} + c_E \dot{E}x_{y,IE}}$

Çizelge 3.6. Ekipmanların ekserji yıkım maliyeti ve termoekonomik faktör eşitlikleri (devam)

Akümülayon Tank Grubu	$C_{D,AT} = (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,AT}$	$f_{AT} = \frac{Z_{AT}}{Z_{AT} + (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,AT}}$
P1 Sirkülasyon Pompa Grubu	$C_{D,P1} = c_E \dot{E}x_{y,P1}$	$f_{P1} = \frac{Z_{P1}}{Z_{P1} + c_E \dot{E}x_{y,P1}}$
P2 Sirkülasyon Pompa Grubu	$C_{D,P2} = c_E \dot{E}x_{y,P2}$	$f_{P2} = \frac{Z_{P2}}{Z_{P1} + c_E \dot{E}x_{y,P2}}$
P3 Sirkülasyon Pompa Grubu	$C_{D,P3} = c_E \dot{E}x_{y,P3}$	$f_{P3} = \frac{Z_{P3}}{Z_{P3} + c_E \dot{E}x_{y,P3}}$
P4 Sirkülasyon Pompa Grubu	$C_{D,P4} = c_E \dot{E}x_{y,P4}$	$f_{P4} = \frac{Z_{P4}}{Z_{P4} + c_E \dot{E}x_{y,P4}}$
P5 Sirkülasyon Pompası	$C_{D,P5} = c_E \dot{E}x_{y,P5}$	$f_{P5} = \frac{Z_{P5}}{Z_{P5} + c_E \dot{E}x_{y,P5}}$
P6 Sirkülasyon Pompası	$C_{D,P6} = c_E \dot{E}x_{y,P6}$	$f_{P6} = \frac{Z_{P6}}{Z_{P6} + c_E \dot{E}x_{y,P6}}$
P7 Sirkülasyon Pompası	$C_{D,P7} = c_E \dot{E}x_{y,P7}$	$f_{P7} = \frac{Z_{P7}}{Z_{P7} + c_E \dot{E}x_{y,P7}}$

P ₈ Sirkülasyon Pompası	$C_{D,P_8} = c_E \dot{E}x_{y,P_8}$	$f_{P_8} = \frac{Z_{P_8}}{Z_{P_8} + c_E \dot{E}x_{y,P_8}}$
P ₉ Sirkülasyon Pompası	$C_{D,P_9} = c_E \dot{E}x_{y,P_9}$	$f_{P_9} = \frac{Z_{P_9}}{Z_{P_9} + c_E \dot{E}x_{y,P_9}}$
P ₁₀ Sirkülasyon Pompası	$C_{D,P_{10}} = c_E \dot{E}x_{y,P_{10}}$	$f_{P_{10}} = \frac{Z_{P_{10}}}{Z_{P_{10}} + c_E \dot{E}x_{y,P_{10}}}$
R1 Radyatör Grubu	$C_{D,R1} = (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,R1}$	$f_{R1} = \frac{Z_{R1}}{Z_{R1} + (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,R1}}$
R2 Radyatör Grubu	$C_{D,R2} = (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,R2}$	$f_{R2} = \frac{Z_{R2}}{Z_{R2} + (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,R2}}$
R3 Radyatör Grubu	$C_{D,R3} = (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,R3}$	$f_{R3} = \frac{Z_{R3}}{Z_{R3} + (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,R3}}$
R4 Radyatör Grubu	$C_{D,R4} = (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,R4}$	$f_{R4} = \frac{Z_{R4}}{Z_{R4} + (c_{yak} + c_E) \dot{E}x_{y,R4}}$

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Teknik Karşılaştırma Bulguları

Oylat JMIS ile buna eşdeğer DMIS'nin teknik açıdan birbiriyle karşılaştırılması sonucu bulunan ortak ve farklı yönler Tablo 4.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Oylat JMIS ile buna eşdeğer DMIS'nin teknik yönden karşılaştırılması

	Karşılaştırılan Bölümler	DMIS	Oylat JMIS
Enerji (akışkan) temini	Üretilen kuyu	Doğalgaz çıkarılan kuyu	Jeotermal akışkanın çıktığı kuyu
	Sondaj pompası	Yok	Yok
	Dozajlama	Yok	Yok
Akışkan taşıma hattı	Taşıyıcı hat	Farklı bileşimlerdeki çelik borular ve polietilen boru	HDPE korige boru
	Geri basım (reenjeksiyon)	Yok	Yok
Kazan dairesi (ısı üretim)	Yakıcı	Duvar tipi kazan brülörü	Yok

merkezi)	Isıtıcı	Duvar tipi kazan eşanjörü	Paslanmaz çelik eşanjör
	Konutlara gönderilen su sıcaklığı	Max. 80°C	Max. 60°C veya 80°C
	Geri dönen su sıcaklığı	Max. 73°C	Max. 53°C veya 73°C
Yerleşke içi boru şebekesi (ısı dağıtım sistemi)	Sıcak su hattı (Isıtıcı su hattı)	İzolasyonlu çelik boru	İzolasyonlu çelik boru
	Soğuk su hattı (Dönen su hattı)	İzolasyonlu çelik boru	İzolasyonlu çelik boru
	Yerleşke içi boru yerleşimi	Toprak altı	Toprak altı
Bina içi sistem	Kalorifer ve boru sistemi	PKKP Radyatör ve PPRC boru	PKKP Radyatör ve PPRC boru

4.1.1. Enerji Tedarik Etme Sistemlerinin Karşılaştırılması

Oylat JMIS’de oteller ve dükkanlar için lazım olan ısı enerjisi kendiliğinden yeryüzüne çıkan jeotermal akışkandan elde edilir. Oylat’taki sistemde akışkanı yeraltından çıkarmak için kuyu sistemine ihtiyaç olmaması ayrı bir avantaj teşkil etmektedir. Bu jeotermal akışkan bütünüyle kendi öz yeraltı kaynağımız olup herhangi bir şekilde harici ülkelere enerji bağımlılığı gerektirmemektedir. Bu nedenle fosil yakıtlar gibi sürekli değişen dünya enerji piyasasının ani fiyat artışlarından ve azalmalarından etkilenmez. Ayrıca jeotermal akışkanı kullandıktan sonra tekrar yeraltına basmak için reenjeksiyon sisteminin gerekmemesi de mali açıdan avantaj teşkil etmektedir. Kullanıldıktan sonra etraftaki derelere atılan bu akışkan içilebilir nitelikte olup çevre açısından herhangi bir tehdit oluşturmamaktadır.

Oylat JMIS’ye eşdeğer DMIS’de ise ısıtma gerekli olan enerji başka ülkelere satın aldığımız doğalgazdan elde edilir. Bu da tedarikçi ülkelere enerji bağımlılığına sebebiyet verir. Fiyatlar tedarikçi ülkeler tarafından tayin edilmektedir. Türkiye bu ülkelere milyonlarca dolar para ödeyerek büyük miktarlarda doğalgaz satın almaktadır. Tedarikçi ülkelere ödenecek meblağların zamanında ödenememesi durumunda bu ülkelerle aramızda büyük münakaşalar ortaya çıkabilmektedir. Jeotermal merkezi ısıtma

sistemleri için bu durum geçerli olmadığından hem finansman açısından kolaylık sağlamakta hem de ülkemizin milyonlarca dolar parasının yurt içinde kalmasına vesile olmaktadır.

4.1.2. Akışkan Taşıma Hatlarının Karşılaştırılması

Oylat JMIS’de kaynaktan çıkan jeotermal akışkan 250 mm çapında ve 45 m uzunluğundaki HDPE koruge boru hattıyla kazan dairesine aktarılmaktadır. Ayrıca gerekli zamanlarda yoğuşmalı kazanlar için lazım olan doğalgaz ise kazan dairesine 50 m uzaklıktaki LNG tankından elde edilmektedir. DMIS’de ise akışkan (doğalgaz) değişik çaplarda çelik (St12, St8, St6 ve St4) ve polietilen borular kullanılan hat vasıtasıyla kazan dairesine gönderilir. Bu hattın toplam uzunluğu 35 390 m’dir. Bu hat üzerinde herhangi bir sebeple vuku bulabilecek kesinti DMIS’inin durmasına yol açabilir. JMIS’de ise akışkan yeraltından sürekli geldiğinden bu ihtimal çok daha azdır.

4.1.3. Isı Merkezlerinin Karşılaştırılması

Oylat JMIS’de 70 ton kapasiteli havuzda toplanan jeotermal akışkandan bu havuzun içinde bulunan ve ısı pompalarıyla bağlantılı olan paslanmaz çelik eşanjörler vasıtasıyla ısı çekilir. Çekilen bu ısı ısı pompası vasıtasıyla akümülyasyon tankında bulunan çevrim suyuna verilir. Sıcaklığı 60°C ‘ye ulaşan çevrim suyu ise önce ısı pompasına ait sirkülyasyon pompalarıyla üst kattaki gidiş hattı üzerinde bulunan sirkülyasyon pompalarına iletilir daha sonra da bu sirkülyasyon pompaları tarafından binalara gönderilir. Binalarda geri dönen su ise 53 – 53 °C sıcaklıkta kazan dairesine ulaşır. Burada bir tanesi yedek olmak üzere iki adet ısı pompası vardır ve toplam ısı kapasiteleri 800 kW’tır. Ayrıca hat üzerinde dört adet 750 lt’ lik genişleme tankı da mevcuttur. Isı pompasının aldığı ısıyı çevrim suyuna verdiği akümülyasyon tanklarının sayısı ise altıdır ve her birinin kapasitesi 3000 lt’dir. 60°C su sıcaklığının ısıtma için yeterli olmadığı çok soğuk kış günlerinde kazan dairesinde bulunan ve her biri 150 kW güç kapasitesine sahip olan yedi adet duvar tipi yoğuşmalı kazan devreye alınarak ısı pompasıyla hibrit bir şekilde çalışmaları sağlanır ve çevrim suyunun sıcaklığını 80°C’ye kadar çıkarırlar. Dönüş su sıcaklığı gidiş su sıcaklığından her durumda 6.5 – 7 °C eksiktir. Sistemin jeotermal akışkandan ısıtma ihtiyacını sağlayan bölümünde arıza

olması durumundaysa kazanlar sadece kendileri çalışarak konutları ısıtırlar. Yukarıdaki açıklamalardan da anlaşılacağı gibi sistemin üç farklı şekilde çalışma durumu vardır. Bunlar; sadece ısı pompasının çalışmasıyla ısıtma, ısı pompasıyla kazanların hibrit (beraber) çalışmasıyla ısıtma ve sadece kazanların çalışmasıyla ısıtma durumlarıdır. Kazan dairesinin zemin katında bulunan genleşme tankları, denge kabı ve üst katta bulunan çek valfler, sirkülasyon pompaları ile bu pompalara bağlı pislik tutucular, kazanlardan gelen hat ile akümülyasyon tanklarından gelen hattın birleştiği ortak boru hattının üzerinde bulunduğundan her üç durumda da çalışan ortak ekipmanlardır. Akümülyasyon tankları ve tortu ayırıcılar ise ısı pompası kısmıyla alakalı ekipmanlar olduklarından sadece kazanların ısıtma yaptığı doğalgazla ısıtma durumunda çalışmazlar. Yukarıda adları geçen bu tesisat elemanlarına ek olarak sistemde kazan ve ısı pompaların kontrolü için toplam beş adet kontrol paneli, vanalar, bağlantı elemanları ve ölçüm cihazları mevcuttur.

Oylat JMIS 'ye eşdeğer DMIS 'de kazanlardan maksimum 80°C'de çıkan sıcak çevrim suyu, boru hattının izolasyonlu olmasından dolayı sadece 6.5 – 7 °C sıcaklık kaybıyla kazanlara döner. Oylat JMIS 'de teknik bir arıza olması durumunda kazan dairesindeki yoğuşmalı duvar tipi kazanlar otelleri ve esnafa ait dükkanları ısı pompasından bağımsız olarak her türlü hava koşullarında kendileri ısıttıkları için, Oylat JMIS'ye eşdeğer DMIS sisteminin kazan dairesinde de JMIS'nin doğalgazlı ısıtma ile ilgili ekipmanları kullanılacaktır. Dolayısıyla DMIS'nin kazan dairesi ekipmanları; yedi adet her biri 150 kW güç kapasiteli duvar tipi yoğuşmalı kazan, 4 adet her biri 750 lt'lik genleşme tankı, denge kabı, gidiş hattındaki sirkülasyon pompaları ve bunlara bağlı pislik tutucular, çek valfler, kazanlara bağlı sirkülasyon pompaları, kazanlara ait kontrol panelleri, vanalar, bağlantı elemanları ve ölçüm cihazlarından ibaret olacaktır.

Her iki sistemde de kazan dairesi elemanları arasındaki ısıtma suyu boruları izolasyonlu çelik borulardır.

4.1.4. Isıtma Çevrim Suyu Sistemlerinin Karşılaştırılması

Oylat JMIS'nin ısıtma suyu dağıtım bölümünde toprağa gömülü izolasyonlu çelik borular kullanılmıştır. Bu borular 125 mm çapında olup toplam 1290 m boru döşenmiştir. Her otel binasına bir gidiş ve bir dönüş hattı çekilmiştir. Esnafa ait

dükkanların hepsi içinse bir gidiş ve bir dönüş hattı vardır. Oylat JMIS gerektiğinde sadece doğalgazla ısıtma yaptığından bu yerleşke içi ısıtma suyu boru şebekesi DMIS için de dösenebilir.

4.1.5. Bina İçi Isıtma Tesisatlarının Karşılaştırılması

Yukarıdaki başlıkta açıklanan sebepten dolayı Oylat JMIS’de kullanılan panel radyatörler ve PPRC borular JMIS’ ye eşdeğer DMIS’ de de kullanılabilir. İki sistem arasındaki tek fark radyatörler gelen ve radyatörlerden çıkan su sıcaklıkları arasında fark olabilmesidir.

Çizelge 4.2. Oylat JMIS ve buna eşdeğer DMIS’ de radyatör su sıcaklıkları

Karşılaştırılan konu	DMIS	Oylat JMIS
Çevrim suyunun radyatörlere giriş ve çıkış sıcaklıkları	72°C-73°C / 80°C Maks. 82°C-83°C / 90°C	52°C-53°C / 60°C Sadece jeotermal enerjiyle ısıtma yapılması durumunda 72°C-73°C / 80°C Hibrit çalışma durumunda Maks. 82°C-83°C / 90°C Sadece doğalgazla ısıtma yapılması durumunda

4.2. Mali Karşılaştırma Bulguları

4.2.1. Oylat JMIS’ nin İlk Yatırım Maliyeti

Oylat JMIS Jeotermal Akışkan Taşıma Hattı İlk Yatırım Maliyeti:

Oylat JMIS kazan dairesi jeotermal akışkanın çıktığı kuyuya çok yakın bir yere yapılmıştır. Bu nedenle jeotermal akışkan taşıma hattı sadece 45 m uzunluğunda ve 250 mm çapında HDPE koruge boru borularla dösenmiştir. Tablo 4.3’ de bu hattın maliyetine %10 oranında montaj ve fitting malzeme maliyeti de eklenerek Oylat JMIS akışkan taşıma hattı toplam ilk yatırım maliyeti hesaplanmıştır.

Çizelge 4.3. Oylat JMIS jeotermal akışkan taşıma hattı maliyeti

Kullanılan malzeme	Birim fiyat (TL/m)	Uzunluk (m)	Toplam fiyat (TL)
HDPE korige boru ¹¹	118	45	5 310
Siyah doğalgaz borusu ¹	-	60	10 000
Montaj ve fittings malzemeleri	%10		1 531
Toplam Maliyet (TL)			16 841

Tablo 4.3’de görüldüğü gibi Oylat JMIS akışkan taşıma hattı maliyeti 16 841 TL olarak bulunmuştur.

Oylat JMIS Isı Merkezi İlk Yatırım Maliyeti

Daha önce de belirttiğimiz gibi Oylat JMIS’ de zemin kat ve 1. kat olmak üzere iki bölümden oluşan bir adet ısı merkezi vardır. Bu ısı merkezinde toplam 1 200 kW kapasiteli 18 adet paslanmaz çelik eşanjör, toplam 820 kWsaat kapasiteli 2 adet ısı pompası ve 150 kWsaat kapasiteli 8 adet duvar tipi yoğuşmalı kazan bulunmaktadır. Tablo 4.4’de kazan dairesi ekipmanları, bu ekipmanların fiyatları ve bölümün toplam maliyeti gösterilmiştir.

Çizelge 4.4. Oylat JMIS ısı merkezi ekipmanları, fiyatları ve toplam maliyeti

Ekipman	Adet	Birim fiyat (TL)	Toplam fiyat (TL)
820 kW (toplam) kapasiteli ısı pompası ¹	2	910 000	1 820 000
66.6 kW kapasiteli paslanmaz çelik eşanjör ¹	18	39 722	715 000
Isı pompası kontrol paneli ¹	2	6 500	13 000
150 kW duvar tipi yoğuşmalı kazan ¹	8	32 500	260 000
Duvar tipi yoğuşmalı kazanların baca sistemi ¹	1	9 555	9 555
Yoğuşmalı kazan kontrol paneli ¹	3	3 900	11 700
5 tonluk akümülyasyon tankı ve ekipmanları ²	6	36 612	219 672
0.75 tonluk genleşme tankı ve ekipmanları ³	4	2 097	8 396
Denge kabı (150DN) ⁴	1	2 501	2 501
Pislik tutucu (2xDN100 + 2xDN65 +	5	-	4 424

1xDN50) ⁵			
Tortu ayırıcı (DN125) ⁶	2	2 046	4 092
Hava tüpü (5lt) ⁷	14	172	2 408
ΔP kontrollü, frekans konventörlü, ikiz tip sirkülasyon pompası ⁸	17	4 376	74 389
Üç yollu vana (3xDN65 + 1xDN50) ⁹	4	-	3 470
Çek valf (5xDN70 + 1xDN40) ⁵	6		1 470
Kompansatörler (DN150) ⁵	2	1 945	3 870
Vanalar, ölçü aletleri ve diğer parçalar ¹⁰	1	-	12 000
Toplam Maliyet (TL)			3 165 947

Tablo 4.4'ten de görüldüğü gibi Oylat JMIS ısı merkezi ilk yatırım maliyeti 3 165 947 TL olarak tespit edilmiştir.

Oylat JMIS Isıtma Çevrim Suyu Sistemi İlk Yatırım Maliyeti

Oylat JMIS 'de kazan dairesi ile ısıtılacak binalar arasında yer alan yerleşke içi boru şebekesinde binalara gidişte ve dönüşte 125 mm çaplı izolasyonlu çelik borular kullanılmıştır. Bu hattın toplam uzunluğu kazan dairesinin içindeki borular ve tali hatlar da hesaba katılarak toplam 1 290 m olarak hesaplanmıştır. Bu hattın boru maliyetine %30 oranında montaj ve fittings malzeme maliyeti de eklenerek Oylat JMIS yerleşke içi boru şebekesinin toplam ilk yatırım maliyeti Tablo 4.5' te hesaplanmıştır.

Çizelge 4.5. Oylat JMIS ısıtma çevrim suyu sistemi ilk yatırım maliyeti

Kullanılan malzeme	Birim fiyat (TL/m)	Uzunluk (m)	Toplam fiyat (TL)
İzolasyonlu çelik boru ¹²	223	1 290	288 109
Montaj ve fittings malzemeleri	%30		86 432
Toplam Maliyet (TL)			374 541

Tablo 4.5'ten de görülebileceği gibi Oylat JMIS' nin ısıtma çevrim suyu sistemi ilk yatırım maliyeti 374 541 TL olarak bulunmuştur.

Oylat JMIS Bina İçi Sistem İlk Yatırım Maliyeti

Oylat JMIS 'nin bina içi tesisatında PKKP cinsi panel radyatörler ve PPRC (polipropilen random kopolimer) cinsi iç tesisat boruları kullanılmıştır. Radyatör

uzunlukları oda büyüklüğüne göre değişmektedir. Kullanılan toplam radyatör uzunluğunun bulunabilmesi için öncelikle binaların toplam ısı ihtiyacının bilinmesi gerekir.

Oylat A.Ş' den alınan bilgilere göre Oylat'taki sistemle ısıtılan mekanların toplam ısı ihtiyacı $Q = 1\ 350\ \text{kW}$ 'tır. Bu da $1\ 160\ 797\ \text{kcal/h}$ ısı güç demektir. Sistemde kullanılan 22/PKKP/600 cinsi radyatörlerin 1 m'lik uzunluğunun birim zamanda yaydığı ısı ortalama $1800\ \text{kcal/m.h}$ olarak alınabilir. Bu değerler (3.1) nolu eşitlikte yerlerine konulduğunda toplam radyatör uzunluğu $L_{\text{toplam}} = 644,88\ \text{m}$ olarak bulunur.

Oylat JMIS ' de bina içi tesisatı ilk yatırım maliyetini etkileyen kalemlerden bir diğeri de PPRC boru metrajıdır. Bina içi tesisatlarda 20mm ve 25 mm çaplarında PPRC borular kullanılmıştır. Sıcak kullanma suyunun ısıtılması JMIS ile yapılmadığından kullanma suyunu taşıyan PPRC boruların maliyeti bu hesaplamada dikkate alınmamıştır.

Isıtma derece gün bölgelerinden 2.bölgede yer alan Bursa ili için birim m^3 başına ısı kaybı değeri $\text{IKD} = 45\ \text{kcal/h}$ 'tır. Sistemin toplam ısı yükü bilindiğine göre ısıtılan mekanların toplam hacmi (3.2) nolu eşitlikten $V = 25\ 951\ \text{m}^3$ olarak bulunur.

Binaların kat yüksekliği 2,8 m olduğuna göre ısıtılan alanların toplamı (3.3) nolu eşitlikten $A = 9\ 268\ \text{m}^2$ olarak bulunur.

Her $100\ \text{m}^2$ alan için ortalama 60 m uzunluğunda PPRC boru kullanıldığından, sistemde toplam 5 561 m PPRC boru kullanılır ve bu uzunluğun % 85'i DN25 borulardan ve %15'i DN20 borulardan oluşur. Dolayısıyla sistemde 4 727 m DN 25 ve 834 m DN20 boru kullanılmış olacaktır.

Radyatör ve boruların toplam maliyetine % 50 oranında montaj ve fittings malzeme maliyeti de eklenerek Oylat JMIS bina içi tesisatının toplam ilk yatırımmaliyeti Tablo 4.6'da hesaplanmıştır.

Çizelge 4.6. Oylat JMIS bina içi sistem ilk yatırım maliyeti

Kullanılan malzeme	Birim fiyat (TL/m)	Uzunluk (m)	Toplam fiyat (TL)
Radyatör ¹³	307	645	197 978
PPRC boru (DN25) ¹⁴	5,61	4 727	26 518

PPRC boru (DN20) ¹⁴	3,54	834	2 952
Montaj ve fittings malzemeleri	%50		122 031
Toplam Maliyet (TL)			349 479

Tablo 4.6’da görüldüğü gibi Oylat JMIS bina içi tesisat ilk yatırım maliyeti 349 479 TL olarak bulunmuştur.

Oylat JMIS’nin Toplam İlk Yatırım Maliyeti

Oylat JMIS’nin toplam ilk yatırım maliyeti işçilik maliyeti de hesaba katılarak Tablo 4.7’de hesaplanmıştır.

Çizelge 4.7. Oylat JMIS’nin toplam ilk yatırım maliyeti

Maliyet konuları	Maliyet (TL)
Oylat JMIS kazan dairesi	3 165 947
Oylat JMIS jeotermal akışkan taşıma hattı	16 841
Oylat JMIS ısıtma çevrim suyu taşıma hattı	374 541
Oylat JMIS bina içi tesisatı	349 479
İşçilik	450 000
Toplam Maliyet (TL)	4 356 808

Tablo 4.7’den görüleceği gibi Oylat JMIS’ nin toplam ilk yatırım maliyeti 4 356 808 TL olarak bulunmuştur.

4.2.2. Oylat JMIS’ ye Eşdeğer DMIS’nin İlk Yatırım Maliyeti

Oylat JMIS ‘ye Eşdeğer DMIS ‘nin Akışkan Taşıma Hattı İlk Yatırım Maliyeti

Eğer Oylat’ta doğalgaz kullanılsaydı buradaki DMIS ‘nin akışkan (doğalgaz) taşıma hattı İnegöl ilçe merkezinde yer alan doğalgaz basınç düşürme istasyonu ile bu çalışmada ele aldığımız ısı merkezi arasında döşenecek hat olacaktı. İNGAZ A.Ş ‘den alınan bilgilere göre toplam 35390 m uzunluğundaki bu hatta kullanılan boru cinsleri, uzunlukları ve bu hattın işçilik maliyeti de dahil olmak üzere ilk yatırım maliyeti Tablo 4.8’ de verilmiştir.

Çizelge 4.8. Oylat JMIS ‘ye eşdeğer DMIS ‘nin akışkan taşıma hattı ilk yatırım maliyeti

Kullanılan boru cinsi	Uzunluk (m)
St 12	666
St 8	8 815
St 6	11 380
St 4	6 380
Pe 125	2 979
Pe 110	4 886
Pe 63	269
Pe 40	315
Toplam uzunluk (m)	35 390
İlk yatırım maliyeti (TL)	28 802 775

Şüphesiz ki, DMIS' nin akışkan taşıma hattı maliyetinin JMIS' nin akışkan taşıma hattı maliyetinden çok daha fazla çıkmasının nedeni DMIS için çekilen bu hattın uzunluğunun çok yüksek olmasıdır. Eğer Oylat'a çekilmiş bir doğalgaz hattı olsaydı iki taşıma hattının maliyeti birbirine çok daha yakın çıkacaktı.

Oylat JMIS' ye Eşdeğer DMIS' nin Isı Merkezi İlk Yatırım Maliyeti

Oylat JMIS' ye eşdeğer DMIS' nin ekipmanları ve ilk yatırım maliyeti Tablo 4.9'da verilmiştir.

Çizelge 4.9. Oylat JMIS' ye eşdeğer DMIS' nin ekipmanları ve ilk yatırım maliyeti

Ekipman	Adet	Birim fiyat (TL)	Toplam fiyat (TL)
150 kW kapasiteli duvar tipi yoğuşmalı kazan ¹	8	32 500	260 000
Duvar tipi yoğuşmalı kazanların baca sistemi ¹	1	9 555	9 555
Yoğuşmalı kazan kontrol paneli ¹	3	3 900	11 700
0.75 tonluk genişleme tankı ve ekipmanları ³	4	2 097	8 396
Denge kabı (150DN) ⁴	1	2 501	2 501
Pislik tutucu (2xDN100 + 2xDN65 + 1xDN50) ⁵	5	-	4 424
ΔP kontrollü, frekans konventörlü, ikiz tip sirkülasyon pompası ⁸	14	4 376	61 264
Üç yollu vana (3xDN65 + 1xDN50) ⁹	4	-	3 470

Çek valf (5xDN70 + 1xDN40) ⁵	6	-	1 470
Hava tüpü (5lt) ⁷	14	172	2 408
Kompansatörler (DN150) ⁵	2	1 945	3 870
Vanalar, ölçü aletleri ve diğer parçalar ¹⁰	1	-	10 000
Toplam Maliyet (TL)			379 058

Tablo 4.9’ dan görüleceği gibi Oylat JMIS’ ye eşdeğer DMIS’ ninisi merkezi ilk yatırım maliyeti 379 058 TL olarak bulunmuştur. Bu değer Oylat JMIS ısı merkezi ilk yatırım maliyetinden yaklaşık 8 kat daha küçüktür. Bunun sebebi JMIS’ nin ısı merkezinde bulunan ve pahalı malzemeler olan ısı pompası, eşanjör, akümülyasyon tankı gibi malzemelerin DMIS’ de bulunmamasıdır.

Ayrıca bölüm 3.2.2’ de açıklanan sebeplerden dolayı DMIS’ nin ısıtma çevrim suyu ve bina içi tesisat maliyetlerinin Oylat JMIS ile eşit çıkacağı bellidir (sırasıyla 374 541 ve 349 479 TL).

Oylat JMIS’ ye Eşdeğer DMIS’ nin Toplam İlk Yatırım Maliyeti

Oylat JMIS’ ye eşdeğer DMIS’ nin ilk yatırım maliyetlerinin toplamı Tablo 4.10’da verilmiştir.

Çizelge 4.10. Oylat JMIS ‘ye eşdeğer DMIS ‘nin toplam ilk yatırım maliyeti.

Maliyet konuları	Maliyet (TL)
Oylat DMIS kazan dairesi	379 058
Oylat DMIS akışkan taşıma hattı	28 802 775
Oylat DMIS ısıtma çevrim suyu taşıma hattı	374 541
Oylat DMIS bina tesisatı	349 479
İşçilik	350 000
Toplam maliyet (TL)	30 255 853

Tablo 4.10’dan görüleceği gibi Oylat JMIS’ye eşdeğer DMIS’ nin toplam ilk yatırım maliyeti 30 255 853 TL olarak bulunmuştur.

4.2.3. İlk Yatırım Maliyetlerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde iki sistemin ilk yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması oda başına düşen ilk yatırım maliyetlerinin kıyaslanması ile yapılmıştır. Ayrıca sistemlerin toplam ısı kapasiteleri de ele alınmıştır. Bu noktada JMIS ‘nin ısı kapasitesi hesaplanırken, sisteme sonradan ilave edilen ısı pompası ve 1 adet yoğuşmalı doğalgaz kazanı yedek olarak kullanıldıklarından, dikkate alınmamışlardır. Tablo 4.11’de Oylat JMIS’ nin kendisine eşdeğer DMIS ile ilk yatırım maliyetleri açısından karşılaştırılması yapılmıştır.

Çizelge 4.11. Oylat JMIS ve buna eşdeğer DMIS ‘nin ilk yatırım maliyetleri açısından karşılaştırılması

Karşılaştırılan konular	JMIS	DMIS
Isıl kapasite(kWsaat)	2 080	1 200
Oda sayısı	278	278
Toplam ilk yatırım maliyeti (TL)	4 356 808	30 255 853
Oda başına düşen ilk yatırım maliyeti (TL/oda)	15 672	108 834

Tablo 4.11’den görülebileceği gibi oda başına düşen ilk yatırım maliyetleri arasındaki 93 102 TL fark, JMIS’ yi ilk yatırım maliyetleri bakımından çok daha avantajlı hale getirmiştir. Farkın bu kadar yüksek çıkmasındaki en önemli faktör DMIS’nin akışkan taşıma hattı maliyetinin çok daha yüksek olmasıdır.

4.2.4. Oylat JMIS’nin İşletme Maliyeti

Oylat JMIS ‘nin işletme maliyetleri; elektrik maliyeti, doğalgaz maliyeti ve tamir-bakım maliyeti başlıklarıyla incelenebilir.

Oylat JMIS ‘nin Elektrik Maliyeti

Oylat JMIS’yi kuran BİYTAŞ A.Ş’den alınan bilgilere göre ısıtılan alanların toplam ısı ihtiyacı 1 350 kWsaat’tir.

Jeotermal ısıdan tam kapasite yararlanabilmek için sistemde birer adet Viessmann BW351. AS390SDH ve BW351. AS440SDH model ısı pompası kullanılmaktadır. Söz konusu ısı pompalarına ve bunların kompresörlerine ait değerler Tablo 4.12 ve Tablo 4.13’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.12. Oylat JMIS’de kullanılan ısı pompalarına ait kapasite verileri

Kapasite verileri (5K sıcaklık farkı için)	BW351. AS390SDH	BW351. AS440SDH
Anma ısı gücü (kW)	398	422
Çekilen elektriksel güç (kW)	82	91
Kapasite sayısı (COP)	4,49	4,66
Soğutma devresi (Soğutucu akışkanın olduğu devre)		
Soğutucu akışkan	R134a	R134a
Kompresör sayısı	1	1
Yüksek basınç tarafı basıncı (bar)	22	22

Çizelge 4.13. Oylat JMIS’de kullanılan ısı pompalarına ait kapasite verileri (devam)

Alçak basınç tarafı basıncı (bar)	16	16
-----------------------------------	----	----

Tablo 4.12’den görülebileceği gibi ısı pompalarının toplam ısı güç kapasitesi 820 kW’tır ve kazanlarla hibrit çalışma durumunda toplam ısı ihtiyacının % 60’ını karşılayacaklardır ($820/1350 = 0.60$)

Çizelge 4.14. Isı pompalarının kompresörlerine ait kapasite verileri

Kompresörlerin kapasite verileri	BW351. AS390SDH (30°C/55 °C için)	BW351. AS440SDH (25°C/50°C için)
Kompresör ısıtma gücü (kW)	749	776
Kompresör elektrik güç tüketimi (kW)	157	148
Kompresör kapasite sayısı (COP)	4,78	5,26

Tablo 4.13’de görüldüğü gibi ısı pompalarının elektrik güç tüketimi 157 kW ve 148 kW olarak okunur.

Çizelge 4.15. Bursa ili için 2019 yılına ait ısıtma derece gün sayıları (www.mgm.gov.tr)

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık	Yıllık
HDD	349	312	244	146	21					23	100	302	1497

T \leq 15°C	31	28	30	21	5					6	20	30	171
CDD					22	73	95	102	21	3			
T $>$ 22°C					11	27	26	28	16	2			

Isı pompalarının yılın kaç günü çalışacağı Tablo 4.14'ten gözlemlenebilir. Bu çalışmanın yapıldığı esnada 2020 yılı henüz tamamlanmamış olduğundan Bursa ili için söz konusu tabloda 2019 yılına ait veriler yer almaktadır.

Buna göre birinci ısı pompası (IP1) ısıtma sezonu boyunca toplam 171 gün çalışacaktır. Bu ısı pompasının kompresöründe tüketilen elektriksel güç miktarı 157 kWh saat olduğuna göre günde 24 saat çalıştığı göz önünde bulundurularak yıllık tükettiği toplam elektriksel güç miktarı (5) nolu eşitlikten

$$EM_{IP1} = 644\,328 \text{ kWh/yıl}$$

olarak bulunur.

İkinci ısı pompası (IP2) takviye amaçlı olduğundan sadece yılın en soğuk ayları olan Aralık, Ocak, Şubat ve Mart aylarında toplam 119 gün çalışacaktır. Bu ısı pompasının kompresörünün tükettiği elektriksel güç miktarı 148 kWsaat olduğuna göre, günlük 24 saat çalıştığı düşünüldüğünde tükettiği yıllık toplam elektriksel güç miktarı (3.5) nolu eşitlikten

$$EM_{IP2} = 422\,688 \text{ kWsaat/yıl}$$

olarak bulunur.

O halde ısı pompalarının tükettikleri yıllık toplam elektriksel güç miktarı

$$EM_{IPT} = 1,067 \times 10^6 \text{ kWsaat/yıl}$$

olarak hesaplanır.

1 Ocak 2020 itibariyle sanayi kullanımı için elektriğin birim fiyatı 0,809789 TL/kWsaat olduğundan ve yılın ikinci çeyreğinde de elektriğe zam yapılmadığına göre, ısı

pompalarının yıllık toplam elektrik maliyeti (<https://www.enerjiportali.com/mustafayilmaz-2020nin-2-ceyreginde-elektrige-zam-yok/> (20.04.2020))

$$Em_{IP,JMIS} = 1,067 \times 10^6 \text{ kWsaat/yıl} \times 0,809789 \text{ TL/kWsaat} = 864 058 \text{ TL/yıl}$$

olarak hesaplanır.

İşletmede bulunan ve elektriksel güçleri toplam 16,853 kW olan ısı pompalarının yıllık elektrik maliyetleri de benzer şekilde

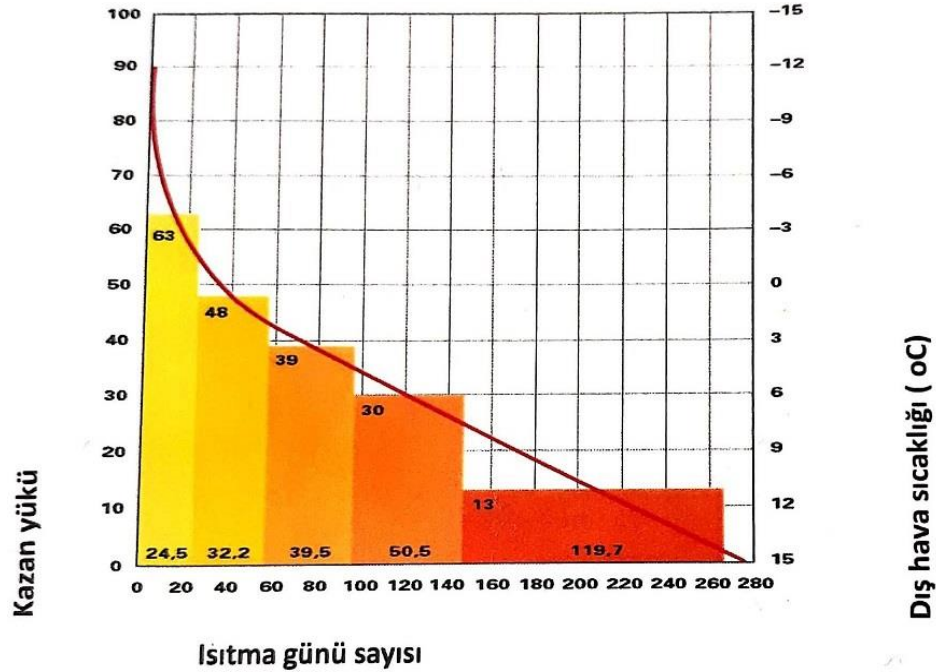
$$Em_{SP,JMIS} = 50 189 \text{ TL/yıl}$$

olarak bulunur.

Oylat JMIS’de kullanılan doğalgaz yakıtlı duvar tipi yoğuşmalı kazanların toplam kapasitesi

$$8 \times 150 \text{ kWsaat} = 1 200 \text{ kWsaat'tir.}$$

Bu kazanlara ait yıllık kapasite kullanım miktarları Şekil 4.1’ de verilmiştir.



Şekil 4.1. Oylat JMIS’ de kullanılan kazanların yıllık kapasite kullanım miktarları

Buna göre kazanlar ısıtma sezonunda 0,63 verimle 24 gün boyunca ısı pompalarıyla hibrit halde çalışarak ısı ihtiyacının % 40' ını karşılayacaklardır. Öyleyse bu cihazların yıllık toplam elektrik tüketim miktarı (3.4) nolu eşitlikten

$$EM_{K,JMIS} = 174\ 182 \text{ kWsaat/yıl}$$

olarak bulunur.

O halde kazanların toplam elektrik maliyeti

$$Em_{K,JMIS} = 174\ 182 \text{ kWsaat/yıl} \times 0,809789 \text{ TL/kWsaat} = 141\ 050 \text{ TL/yıl}$$

olarak bulunur.

Oylat JMIS'nin toplam elektrik maliyeti ise

$$Em_{T,JMIS} = 864\ 058 \text{ TL/yıl} + 141\ 051 \text{ TL/yıl} + 50\ 189 \text{ TL/yıl} = 1\ 055\ 298 \text{ TL/yıl}$$

olarak hesaplanır.

Oylat JMIS 'nin Doğalgaz Maliyeti

Duvar tipi yoğuşmalı kazanlar, tüketeceği yıllık toplam enerji miktarı 174182 kWsaat/yıl (149,872 x 10⁶ kcal/yıl) olarak bulunmuştur.

1 m³ doğalgazın ısı değeri yaklaşık olarak id = 8250 kcal ve yanma veriminin η_v= 0,92 olduğu bilindiğine göre tüketilen yıllık doğalgaz miktarı (3.6) nolu eşitlikten

$$y_{dm} = 19\ 746 \text{ m}^3$$

olarak bulunur.

Oylat JMIS'de LNG (sıvılaştırılmış doğalgaz) kullanılmaktadır ve Ocak 2020 itibariyle LNG m³ fiyatı 1,820000 TL'dir. Dolayısıyla yıllık doğalgaz maliyeti

$$YDM = 35\ 938 \text{ TL/yıl}$$

olarak bulunur.

Oylat JMIS' nin Tamir-Bakım Maliyeti

Oylat JMIS 'de genellikle ısı pompalarının yağlarının değiştirilmesi, kazanların ve diğer ekipmanların bakım ve onarımını gibi nedenlerden doğan yıllık tamir-bakım maliyeti yaklaşık olarak 35 000 TL 'dir.

Oylat JMIS 'nin Toplam İşletme Maliyeti

Oylat JMIS 'nin toplam yıllık işletme maliyeti yukarıda ele alınan üç maliyet toplanarak Tablo 4.15'de verilmiştir.

Çizelge 4.16. Oylat JMIS' nin yıllık toplam işletme maliyeti

Maliyet konuları	Maliyet (TL/yıl)
Elektrik maliyeti	1 055 298
Doğalgaz maliyeti	35 938
Tamir-bakım maliyeti	35 000
Toplam maliyet (TL/yıl)	1 126 236

4.2.5. Oylat JMIS' ye eşdeğer DMIS' nin işletme maliyetleri

DMIS 'nin işletme maliyetleri; elektrik maliyeti, yakıt maliyeti, tamir-bakım maliyeti ve çeşitli maliyetler başlıkları altında incelenebilir.

Oylat JMIS 'ye Eşdeğer DMIS' nin Yıllık Elektrik Maliyeti

Oylat JMIS 'ye eşdeğer DMIS' nin yıllık elektrik maliyeti hesaplanırken sistemin günlük çalışma süresi 24 saat olarak kabul edilmiştir.

DMIS' de sadece duvar tipi yoğuşmalı kazanlar kullanılacaktır. Bu kazanlar hava sıcaklıklarının -6°C ile 0°C arasında olduğu zamanlarda 0.63 verimle toplam 24 gün çalışarak ihtiyaç duyulan ısı enerjinin tamamını üreteceklerdir (Şekil 4.1). Bu şartlarda tüketecekleri yıllık elektriksel güç miktarı (3.4) nolu eşitlikten

$$EM_K = 489\,888 \text{ kWsaat/yıl}$$

olarak bulunur.

Söz konusu kazanlar hava sıcaklıklarının 0°C ile 3°C arasında olduğu günlerde 0.48 verimle 32 gün çalışarak ihtiyaç duyulan toplam ısı miktarının tamamını karşılayacaklardır. Bu şartlarda tüketecekleri yıllık elektriksel güç miktarı (3.4) nolu eşitlikten

$$EM_K = 497\ 664 \text{ kWsaat/yıl}$$

olarak bulunur.

Kazanlar hava sıcaklıklarının 3°C ile 6°C arasında olduğu günlerde 0.39 verimle 39 gün çalışarak ihtiyaç duyulan toplam ısı miktarının tamamını karşılayacaklardır. Bu şartlarda tüketecekleri yıllık elektriksel güç miktarı (3.4) nolu eşitlikten

$$EM_K = 492\ 804 \text{ kWsaat/yıl}$$

olarak bulunur.

Kazanlar hava sıcaklıklarının 6°C ile 9°C arasında olduğu günlerde 0.30 verimle 50 gün çalışarak ihtiyaç duyulan toplam ısı miktarının tamamını karşılayacaklardır. Bu şartlarda tüketecekleri yıllık elektriksel güç miktarı (3.4) nolu eşitlikten

$$EM_K = 486\ 000 \text{ kWsaat/yıl}$$

olarak bulunur.

Kazanlar hava sıcaklıklarının 9°C ile 15°C arasında olduğu günlerde 0.13 verimle 120 gün çalışarak ihtiyaç duyulan toplam ısı miktarının tamamını karşılayacaklardır. Bu şartlarda tüketecekleri yıllık elektriksel güç miktarı (3.4) nolu eşitlikten

$$EM_K = 505\ 440 \text{ kWsaat/yıl}$$

olarak bulunur.

Bulunan bu sonuçların toplanmasıyla kazanların tüketeceği yıllık toplam elektriksel güç miktarı

$$EM_{KT} = 2\ 471\ 796 \text{ kWsaat/yıl}$$

olarak hesaplanır.

Elektriğin birim maliyetinin 0,809789 TL/kWsaat olduğu daha önce belirtildiğine göre Oylat JMIS'ye eşdeğer DMIS'deki kazanların yıllık toplam elektrik maliyeti

$$Em_{KT,DMIS} = 2\ 001\ 633 \text{ TL/yıl}$$

olarak hesaplanır.

Oylat JMIS’de bulunan sirkülasyon pompa gruplarından SP1 ve SP2 Eşdeğer DMIS’de devre dışı olacağından DMIS’deki sirkülasyon pompalarının saatlik tükettikleri toplam güç miktarı 12,779 kW olur. Haliyle bu cihazların yıllık toplam elektrik maliyeti

$$E_{mSPT,DMIS} = 44\,726 \text{ TL/yıl}$$

olarak hesaplanır.

Görüldüğü gibi DMIS’nin yıllık elektrik maliyeti JMIS’ninkine göre 1.92 kat daha fazla çıkmıştır. Bunun en önemli nedeni ısı pompalarında bulunan kompresörlerin birim zamanda tükettiği elektriksel güç miktarının binalara birim zamanda sağlanması gereken ısı güç miktarından kazanlara kıyasla hep daha düşük olmasıdır. Örneğin; kazanlar ısı ihtiyacının nispeten daha az olduğu günlerde 0,39 , 0,3 veya 0,13 gibi düşük verimlerle çalışmalarına rağmen böyle günlerde ısı pompalarının da sadece biri çalıştığı için birim zamanda çektikleri elektrik miktarı kazanlarınkine kıyasla daha düşük olmaktadır. Bu durum da maliyete doğrudan etki etmektedir.

Oylat JMIS ‘ye Eşdeğer DMIS’ nin Yıllık Doğalgaz Maliyeti

Kazanların tüketeceği yıllık toplam enerji miktarı $EM_{KT} = 2471796 \text{ kWsaat/yıl}$ olarak bulunmuştu. Buna göre bu cihazların tüketeceği yıllık doğalgaz miktarı (3.6) nolu eşitlikten

$$y_{dm} = 280\,209 \text{ m}^3$$

olarak bulunur.

LNG’nin m^3 fiyatı bilindiğine göre DMIS’nin yıllık doğalgaz maliyeti

$$YDM = 509\,980 \text{ TL/yıl}$$

olarak bulunur.

DMIS’ nin yıllık doğalgaz tüketim maliyeti JMIS’ ye kıyasla 14,19 kat daha büyük çıkmıştır. Bunun farkın bu kadar fazla olmasının sebebi olarak DMIS’de kullanılan yoğunmalı kazanların ısıtma sezonunun tamamında ısı ihtiyaçlarını tek başlarına karşılamaları gösterilebilir.

Oylat JMIS' ye Eşdeğer DMIS' nin Yıllık Tamir-Bakım Maliyeti

DMIS'nin yıllık tamir-bakım maliyeti için 50 000 TL ayrılması öngörülmüştür.

Oylat JMIS' ye Eşdeğer DMIS İçin Yıllık Çeşitli Maliyetler

DMIS için yıllık çeşitli giderler olarak 50 000 TL ayrılması düşünülmüştür.

Oylat JMIS' ye Eşdeğer DMIS'nin Toplam İşletme Maliyeti

Oylat JMIS' ye eşdeğer DMIS'nin toplam yıllık işletme maliyeti yukarıda ele alınan maliyetler toplanarak Tablo 4.16'da hesaplanmıştır.

Çizelge 4.17. Oylat JMIS'ye eşdeğer DMIS' nin yıllık toplam işletme maliyeti

Maliyet konuları	Maliyet (TL/yıl)
Elektrik maliyeti	2 046 359
Doğalgaz maliyeti	509 980
Tamir-bakım maliyeti	50 000
Çeşitli giderler	50 000
Toplam maliyet (TL/yıl)	2 656 339

Tablo 4.16'da görüldüğü gibi DMIS' nin yıllık toplam işletme maliyeti 2 656 339TL olarak bulunmuştur. Bu da JMIS' nin yıllık toplam işletme maliyetinin 2,5 katıdır.

Toplam işletme maliyetleri arasında böyle bir farkın ortaya çıkmasının başlıca sebepleri olarak DMIS' de zaten birim fiyatı elektriğin birim fiyatına kıyasla daha pahalı olan doğalgazın ısıtma sezonu boyunca kullanılması ve ısı pompalarının kazanlara kıyasla sezon boyunca daha az elektrik tüketmeleridir.

Oylat JMIS' nin hem ilk yatırım maliyeti hem de işletme maliyeti açısından DMIS' den daha ucuz olması JMIS'yi daha avantajlı kılmaktadır. Esasında DMIS akışkan taşıma hattının yapımı yerel doğalgaz dağıtım firmasının sorumluluğunda olduğundan bu hattın yapımı için gerekli olan 28 802 775 TL' lik tutar tesis sahibi işveren tarafından ödenmeyecektir. Bu durumda DMIS' nin ilk yatırım maliyeti

$$30 255 853 \text{ TL} - 28 802 775 \text{ TL} = 1 453 078 \text{ TL}$$

ve karşılaştırılan iki sistemin ilk yatırım maliyetleri arasındaki fark ise

$$4\ 356\ 808\ \text{TL} - 1\ 453\ 078\ \text{TL} = 2\ 903\ 730\ \text{TL}$$

olarak bulunur.

İşletme maliyetleri arasındaki fark ise

$$2\ 656\ 339\ \text{TL/yıl} - 1\ 126\ 236\ \text{TL/yıl} = 1\ 575\ 994\ \text{TL/yıl}$$

olur.

Yani DMIS'nin akışkan taşıma hattının maliyetini işveren ödemeyecek olsa bile JMIS kurulması durumunda oluşacak DMIS'ye kıyasla daha fazla ilk yatırım maliyetini

$$2\ 903\ 730\ \text{TL} / 1\ 575\ 994\ \text{TL/yıl} = 1,8\ \text{yıl}$$

yıl gibi kısa bir sürede telafi ederek DMIS işletim durumuna göre kara geçmeye başlayacaktır. Kısacası geri ödeme süresinin bu kadar düşük olması DMIS' nin akışkan taşıma hattının yerel doğalgaz firması tarafından çekilmiş olması durumunda bile işveren açısından JMIS' yi daha avantajlı kılmaktadır.

4.3. Oylat JMIS' nin Enerji ve Ekserji Analizi Bulguları

Oylat JMIS'nin enerji ve ekserji analizi ısı üretiminden kullanımına kadar her bileşen için ayrı ayrı yapılmış ve aşağıdaki sonuçlar bulunmuştur.

4.3.1. Isı Pompalarının Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Üretici firmadan alınan Planlama Kılavuzu'na göre sistemde bulunan ısı pompalarına ait kapasite verileri Tablo 4.13'de verilmiştir.

Yine aynı kaynağa göre bu ısı pompalarında Hanbell marka kompresörler kullanılmıştır ve bu kompresörlere ait kapasite verileri Tablo 4.14' te verilmiştir.

Buna göre yukarıdaki Tablo 4.11 ve Tablo 4.12'den

$$\dot{Q}_{isitma,IP1} = 398\ \text{kW}$$

$$\dot{Q}_{isitma,IP2} = 422\ \text{kW}$$

$$\dot{W}_{komp,IP1} = 157\ \text{kW}$$

$$\dot{W}_{komp,IP2} = 148\ \text{kW}$$

olarak okunur.

Jeotermal suyun toplandığı havuzdaki ısı eşanjörlerinden gelen ısı pompası çevrim suyunun ilk ısı pompasına giriş/çıkış sıcaklıkları 30°C/25°C ve ikinci ısı pompasına giriş/çıkış sıcaklıkları 25°C/20°C olduğuna göre bu ısı pompaları için \bar{T}_{kaynak} değerleri (3.19) nolu eşitlikten

$$\bar{T}_{kaynak,IP1} = 27,424 \text{ °C} \quad (300,424 \text{ K})$$

$$\bar{T}_{kaynak,IP2} = 22,407 \text{ °C} \quad (295,407 \text{ K})$$

olarak bulunur.

$T_0 = 7 \text{ °C} \quad (280 \text{ K})$ olduğuna göre, ısı pompalarının Carnot verimleri (3.18) nolu eşitlikten

$$\eta_{Carnot,IP1} = 0,067$$

$$\eta_{Carnot,IP2} = 0,052$$

olarak bulunur.

Öyleyse, ısı pompalarının ekserji yükleri (3.20) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{IP1} = 26,666 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{IP2} = 21,944 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Haliyle ısı pompalarının toplam ekserji yükü, en son bulunan iki sonucun toplanmasıyla

$$\dot{E}x_{IPT} = 66,094 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Isı pompalarının ekserji verimleri (3.21) nolu eşitlikten

$$\eta_{Ex,IP1} = 0,169$$

$$\eta_{Ex,IP2} = 0,148$$

olarak bulunur.

Isı pompası-ısı eşanjörü (IP-IE) ve ısı pompası-akümülyasyon tankı (IP-AT) hatlarında dolaşan suyun hacimsel debileri sırasıyla 90 m³/h ve 110 m³/h' tır. Suyun yoğunluğu

1000 kg/m³ olarak alınırsa bu hatlardaki suyun kütleli debileri sırasıyla $\dot{m}_{IP-IE} = 25$ kg/s ve $\dot{m}_{IP-AT} = 30,55$ kg/s olarak elde edilir. Suyun ısı pompalarına giriş/çıkış sıcaklıkları bilindiğine göre giriş/çıkış özgül entalpileri ve entropileri doymuş su tablolarından Tablo 4.17’de görüldüğü gibi okunur.

Çizelge 4.18. Isı pompası – eşanjör hattındaki suyun ısı pompalarına giriş/çıkış özgül entalpileri ve entropileri

	h_g (kJ/kg)	h_c (kJ/kg)	s_g (kJ/kg K)	s_c (kJ/kg K)
IP1 – IE	125,79	104,89	0,4369	0,3674
IP2 – IE	104,89	83,96	0,3674	0,2966
IP1 – AT	230,23	251,13	0,7679	0,8312
IP2 – AT	209,33	230,23	0,7038	0,7679

Bu bilgiler ışığında ısı pompalarındaki ısı kayıpları (16) nolu eşitlikten

$$\dot{Q}_{kay,IP1} = 48,058 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{kay,IP2} = 33,605 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır.

Isı pompalarının ısı verimleri ise (3.17) nolu eşitlikten

$$\eta_{E,IP1} = 0,93$$

$$\eta_{E,IP2} = 0,95$$

olarak elde edilir.

Isı pompalarının yoğuşturucularındaki ekserji yıkımları ise (kayıpları) (3.25) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{y-kond,IP1} = 9,364 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{y-kond,IP2} = 5,706 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır.

Isı pompalarının buharlaştırıcılarındaki ekserji kayıpları (3.27) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{y-buh,IP1} = 62,666 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{y-buh,IP2} = 49,594 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır.

Primer devredeki (IP – IE devresi) çevrim suyunun kütleli debisinin 25 kg/s olduğu bilindiğine göre Tablo 4.16’ daki özgül entalpi değerleri kullanılarak ısı pompalarının içindeki çevrimde dolaşan soğutucu akışkan R134a’ nın buharlaştırıcılarda aldığı ısı miktarları (7) nolu eşitlikten

$$\dot{Q}_{buh,IP1} = 522,500 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{buh,IP2} = 523,250 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Tablo 4.11’den görülebileceği gibi ısı pompalarında çevrim halinde çalışan R134a akışkanı için izin verilen yüksek basınç ve alçak basınç her iki ısı pompası için de sırasıyla 22 bar (2.2 MPa) ve 16 bar’dır (1.6 MPa). Buhar sıkıştırmalı çevrime göre çalışan bu ısı pompalarında R134a’ nın ısı pompalarındaki buharlaştırıcıların giriş ve çıkışlarındaki özgül entalpi ve entropi değerleri doymuş R134a basınç tablosundan

$$h_{buh,\zeta} = 275,330 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{buh,g} = 157,242 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{buh,\zeta} = 0,4714 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_{buh,g} = 0,0203 \text{ kJ/kg K}$$

olarak okunur.

Buna göre (3.7) nolu eşitlik kullanılarak R134a’ nın kütleli debisi

$$\dot{m}_{SA,IP1} = 4,424 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{SA,IP2} = 4,431 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

Buharlaştırıcı çıkışıyla kompresör girişindeki özgül entalpi ve entropi değerleri aynıdır.

Kompresörlerin ısıtma güçleri bilindiğine göre R134a’ nın kompresör çıkışındaki özgül entalpi değerleri kızgın R134a tablolarından

$$h_{IP1,k\zeta} = 444,633 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{IP2,k\zeta} = 450,459 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur.

2,2 MPa basınç ve kompresör çıkışındaki özgül entalpi değerleri için bu noktadaki özgül entropi değerleri R134a' nın kızgın buhar tablolarından

$$s_{IP1,kç} = 1,5826 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_{IP2,kç} = 1,5993 \text{ kJ/kg K}$$

olarak okunur.

Kompresörler için bulunan bu değerler ve kompresör güç değerleri (\dot{W}_{komp}) (3.24) nolu eşitlikte yerlerine konulduğunda

$$\dot{E}x_{y-komp,IP1} = 784,469 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{y-komp,IP2} = 771,366 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Esasında ısı pompalarının kısılma vanalarında ekserji kazanımı olacaktır. Fakat kısılma vanalarının giriş ve çıkış özgül entropileri arasındaki fark çok az olduğundan (3.26) nolu eşitlikten de hareketle bu ekserji kazanımı çalışmamızda hesaba katılmamıştır.

Herbir ısı pompasının bileşenlerinin ekserji yıkım değerleri toplanarak ısı pompalarının toplam ekserji yıkımları

$$\dot{E}x_{y,IP1} = 856,499 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{y,IP2} = 826,666 \text{ kW}$$

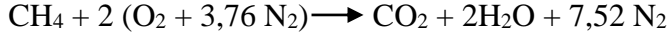
olarak bulunur.

4.3.2. Kazanların Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Kazanların enerji ve ekserji analizinde şu kabuller yapılmıştır:

- 1 atm basınç ve 25°C sıcaklıkta adyabatik ve sürekli akışlı bir yanma odasında 1 kmol CH₄ gazının aynı haldeki O₂ ile stokiometrik bir şekilde yandığı varsayılmıştır.
- Normal bir kombide saat başına 2,5 m³ CH₄ gazının yandığı kabul edilmiştir.
- Yanma sonunda oluşan ürünlerin sistemden 1 atm basınçta çıktığı varsayılmıştır.

Alt Isıl Değerin Tespit Edilmesi



$$\text{LHV} = Q = \sum n_{\zeta} \bar{h}_{f,\zeta}^{\circ} - \sum n_g \bar{h}_{f,g}^{\circ}$$

$\bar{h}_{f,g}^{\circ}$ ve $\bar{h}_{f,\zeta}^{\circ}$ değerleri Tablo 4.18'den okunur.

Çizelge 4.19. Yanma reaksiyonundaki maddelerin oluşum entalpileri (Özen, 2006)

Madde	\bar{h}_f° (kJ/kmol)
CH ₄	- 74 850
O ₂	0
N ₂	0
H ₂ O _(gaz)	- 241 820
CO ₂	- 393 520

1 kmol CH₄ gazının yanmasıyla açığa çıkan Q değeri;

$$Q = -393520 \text{ kJ/kmol CO}_2 + 2 \cdot (-241820 \text{ kJ/kmol H}_2\text{O}) - (-74850 \text{ kJ/kmol CH}_4)$$

$$Q = -802310 \text{ kJ/kmol CH}_4$$

olarak bulunur.

Buna göre 1 kmol CH₄ gazı yandığında oluşan ısı 802310 kJ'dür. Bu sayı alt ısıl değerle aynıdır.

$$\text{LHV} = 802310 \text{ kJ}$$

Üst Isıl Değerin Tespit Edilmesi

$$\text{HHV} = \text{LHV} + (n \bar{h}_{f,g}) \text{H}_2\text{O}$$

1 kmol CH₄ gazının yanması sonucu ortaya çıkan H₂O 2 kmol'dür. Ek 1' den 25°C için

$\bar{h}_{f,g} = 43998,03 \text{ kJ/kmol}$ olarak okunur. O halde

$$\text{HHV} = 802310 \text{ kJ/kmol} + 2 \cdot (43998,03 \text{ kJ/kmol})$$

$$HHV = 890306,06 \text{ kJ/kmol CH}_4$$

olarak bulunur.

Yoğuşmalı kazanlarda baca gazlarının sıcaklığı 45°C'dir.

Yanma reaksiyonundaki N₂ ve O₂ için $\bar{h}_f^\circ = 0$ ve bu reaksiyondaki maddelerin hepsinin standart referans durumunda olduğu dikkate alınır (29) nolu eşitlik aşağıdaki hale dönüşür.

$$Q = \sum n_c (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ) - \sum n_g \bar{h}_{f,g}^\circ$$

\bar{h}_f° ve \bar{h} değerleri Tablo 4.19'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.20. Yanma reaksiyonundaki maddelerin \bar{h}_f° ve \bar{h} değerleri (Özen, 2006)

Madde	\bar{h}_f° (kJ/kmol)	\bar{h}_{298K} (kJ/kmol)	\bar{h}_{318K} (kJ/kmol)
CO ₂	- 393 520	9 364	10 110
H ₂ O _(gaz)	- 241 820	9 904	10 572
N ₂	0	8 669	9 248
O ₂	0	-	-
CH ₄	- 74 850	-	-

1 kmol CH₄ gazının yanması sonucu açığa çıkan Q değeri;

$$\begin{aligned} Q &= 1 \cdot [(-393520 + 10110 - 9364) \text{ kJ/kmol CO}_2] \\ &+ 2 \cdot [(-241820 + 10572 - 9904) \text{ kJ/kmol H}_2\text{O}] \\ &+ (7,52) \cdot [(0 + 9248 - 8669) \text{ kJ/kmol N}_2] \\ &- 1 \cdot [(-74850) \text{ kJ/kmol CH}_4] \end{aligned}$$

$$Q = -795873,92 \text{ kJ/kmol CH}_4$$

olarak bulunur.

Çiğ Nokta Sıcaklığının Bulunması

$$P_b = \left(\frac{n_b}{n_c} \right) \cdot P_c$$

$$P_{b_{H_2O}} = \left(\frac{2 \text{ kmol}}{10,5 \text{ kmol}} \right) \cdot (101,325 \text{ kPa})$$

$$P_{b_{H_2O}} = 19,26 \text{ kPa}$$

olarak bulunur.

Bu basınç büyüklüğüne mukabil doyma sıcaklığı termodinamik tablolardan

$$T_{doyma} = T_{cn} = 59^\circ\text{C}$$

olarak okunur.

Yanma sonu ürünleri arasındaki su buharının tümüyle yoğuştuğu kabulüyle \bar{h}_{fg} ilgili tablolardan 43 106 kJ/kmol H₂O olarak gözlemlenip, gizli ısı

$$Q_{gizli} = 2 \cdot (43 106 \text{ kJ/kmol H}_2\text{O})$$

$$Q_{gizli} = 86 213 \text{ kJ/kmol CH}_4$$

olarak hesaplanır.

Toplam ısı ise

$$Q_{top} = Q_{gizli} + Q$$

$$Q_{top} = 86 213 \text{ kJ/kmol} + 795 874 \text{ kJ/kmol}$$

$$Q_{top} = 882 087 \text{ kJ/kmol CH}_4$$

olarak hesaplanır.

Yoğuşmanın tam olarak gerçekleşmediği ve kazandan bir miktar ısı geçişi dikkate alınarak % 0,6' lık bir ısı kaybı hesaba katılacaktır. Böylece edinilen gerçek ısı miktarı

$$Q_{top} = 0,994 \cdot (882 087 \text{ kJ/kmol CH}_4)$$

$$Q_{top} = 876 794 \text{ kJ/kmol CH}_4$$

olarak bulunur.

Doğalgazın özkütlesi $0,678 \text{ kg/m}^3$ ve hacimsel debisi $2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ olduğuna göre \dot{m}_{CH_4} değeri (52) nolu eşitlikten

$$\dot{m}_{CH_4} = 0,0046 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur. Yakıtın mol kütlesi

$$M_{CH_4} = 16,043 \text{ kg/kmol}$$

olduğuna göre Q_{toplam} değerinin ısı güç olarak karşılığı (3.51) nolu eşitlikten

$$\dot{Q}_{top} = 254 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Sistemde toplam 8 adet yoğuşmalı kazan bulunduğuna göre bu kazanlarda doğalgazın yandıktan sonra yoğuşması sonucu sisteme giren toplam ısı güç

$$\sum \dot{Q}_{K,top} = 2034 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Buna göre alt ısı değere göre verim (3.33) nolu eşitlikten

$$\eta = \frac{876794 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}_{CH_4}}{802310 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}_{CH_4}} = 1,09 \quad (\%109)$$

olarak bulunur.

Sistemin genel verimi ise (3.34) nolu eşitlikten

$$\eta = \frac{876794 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}_{CH_4}}{795873 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}_{CH_4}} = 1,10 \quad (\%110)$$

olarak bulunur.

Adyabatik Alev Sıcaklığının Hesaplanması

Adyabatik alev sıcaklığı T_2 (3.35) nolu eşitlikle hesaplanır. Bu eşitlikteki \bar{h}_f° ve \bar{h}° değerleri Tablo 4.20'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.21. Yanma reaksiyonundaki maddelerin \bar{h}_f° ve \bar{h}° değerleri

Madde	\bar{h}_f° (kJ/kmol)	\bar{h}_{298K} (kJ/kmol)
CO ₂	-393 520	9 364
H ₂ O _(gaz)	-241 820	9 904
N ₂	0	8 699
H ₂	0	-
O ₂	0	-
CH ₄	-74 850	-

Tablo 4.20'deki sayılar (37) nolu eşitlikte yerlerine konulduğunda

$$\begin{aligned}
 T_2 = 1 \cdot [(393\,520 - 9\,364 + \bar{h}_{\text{CO}_2}) \text{ kJ/kmol CO}_2] \\
 + 2 \cdot [(-241\,820 - 9\,904 + \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}) \text{ kJ/kmol H}_2\text{O}] \\
 + 7,52 \cdot [(0 - 8\,669 + \bar{h}_{\text{N}_2}) \text{ kJ/kmol N}_2] \\
 = 1 \cdot [(-74\,850) \text{ kJ/kmol CH}_4]
 \end{aligned}$$

bağıntısına ulaşılır. Bilinenler ve bilinmeyenler eşitliğin farklı taraflarında toplandığında

$$\bar{h}_{\text{CO}_2} + 2 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} + 7,52 \bar{h}_{\text{N}_2} = 109\,633 \text{ kJ}$$

eşitliği bulunur. Bu eşitlikte bir denklem ve üç bilinmeyen varmış gibi görünse de yanma sonucu oluşan ürünlerin entalpileri sıcaklığın fonksiyonu olduğu için yanma sonucu oluşan ürünlerin sıcaklığı bilinmeyen tek parametredir. Entalpi ile sıcaklığın ilişkisini gösteren sayısal veriler bulunmadığından sıcaklığı deneme yanılma yoluyla bulmak lazım gelir.

İlk olarak eşitliğin sağ tarafını yanma sonucu oluşan ürünlerin mol sayısına bölelim.

$$109\,633 / (1 + 2 + 7,52) = 10\,421 \text{ kJ/kmol}$$

Bu entalpi değeri CO₂ için 326 K , H₂O için 313,542 K ve N₂ için 358 K sıcaklıklarına tekabül etmektedir.

Yanma sonu ürünleri arasında N₂ daha çok olduğuna göre sıcaklık 358,3 K değerine daha yakın ama bu değer biraz altında olacaktır. Deneme sıcaklığı olarak 350 K seçilirse

$$\begin{aligned}\bar{h}_{\text{CO}_2} + 2 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} + 7,52 \bar{h}_{\text{N}_2} &= 11\,351 + 2 \cdot 11\,652 + 7,52 \cdot 10\,180 \\ &= 111\,209 \text{ kJ/kmol}\end{aligned}$$

olarak bulunur.

Bu sayı değeri 109 633 kJ/kmol değerinden fazladır. Bu yüzden aranan sıcaklık 350 K'ın altındadır. İkinci deneme sıcaklığı olarak 345 K alınırsa entalpi toplamı

$$\begin{aligned}\bar{h}_{\text{CO}_2} + 2 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} + 7,52 \bar{h}_{\text{N}_2} &= 11\,155 + 2 \cdot 11\,483 + 7,52 \cdot 10\,034 \\ &= 109\,577 \text{ kJ/kmol}\end{aligned}$$

olarak bulunur.

Bu değer 109 633 kJ/kmol değerine çok yakındır ve bu yüzden adyabatik alev sıcaklığı

$$T_2 = 345 \text{ K}$$

olarak alınabilir.

Birinci Bölgedeki Tersinmezliğin Hesaplanması

$$I_1 = E_F - E_2 \quad (3.38)$$

Çizelge 4.22. Yanma sonucu oluşan ürünlerin mol sayıları ve oranları

	N ₂	H ₂ O	CO ₂	Toplam
n _k (kmol/kmol CH ₄)	7,52	2	1	10,52
X _k	0,714	0,190	0,095	1

Yakıt ekserjisi E_F , (39) nolu eşitlikle bulunur. Bu eşitlikteki ε^0 değeri CH₄ için 836 510 kJ/kmol'dür. Yanma reaksiyonuna giren CH₄'ün mol sayısı 1 kmol olduğuna göre E_F değeri (3.39) nolu eşitlikten

$$E_F = 836\,510 \text{ kJ/kmol}$$

olarak bulunur.

Yakıt ekserjisinin kW olarak değeri (3.40) nolu eşitlikten

$$\dot{E}_F = 243 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

E_2 değeri (41) nolu eşitlikle bulunur. Bu eşitlikteki $\varepsilon_{p_2}^o$ değeri (42) nolu eşitlikle bulunur. (41) nolu eşitlikteki ε^o değerleri Tablo 4.22’de verilmiştir.

Çizelge 4.23. N₂, H₂O ve CO₂’nin ε^o değerleri

	N ₂	H ₂ O	CO ₂
ε^o (kJ/kmol)	720	11 710	20 140

Tablo 4.22’deki ε^o değerleri ve Tablo 4.20’deki X_k değerleri (42) nolu eşitlikte yerlerine konulursa

$$\varepsilon_{p_2}^o = 2\,723 \text{ kJ/kmol}$$

olarak bulunur.

E_2 ’yi bulmak için gerekli olan bir diğer büyüklük ($\sum_k n_k \varepsilon_{ph,k}$), (44) nolu eşitlikten bulunur. Bu eşitlikteki c_p^ε değerleri adyabatik alev sıcaklığı olan 345 K için Tablo 4.23’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.24. N₂, H₂O ve CO₂’nin c_p^ε değerleri

	N ₂	H ₂ O	CO ₂
c_p^ε (kJ/kmol K)	2,070	2,300	2,769

Adyabatik alev sıcaklığı 345 K ve standart sıcaklık 298 K (25°C) olduğuna göre (44) nolu eşitlik yardımıyla

$$\sum_k n_k \varepsilon_{ph,k} = 22,935 \text{ kJ}$$

olarak bulunur.

Dolayısıyla (3.40) ve (3.44) nolu eşitliklerle bulunan değerler toplanırsa

$$E_2 = 2746 \text{ kJ}$$

olarak bulunur.

E_F ve E_2 değerleri (38) nolu eşitlikte yerlerine konulursa birinci bölge için tersinmezlik

$$E_I = 833\,764 \text{ kJ/kmol CH}_4$$

olarak bulunur.

İkinci Bölgedeki Tersinmezliğin Hesaplanması

İkinci bölgedeki tersinmezlik (3.45) nolu eşitlikle bulunur. Bu eşitlikteki $E_{s_2} - E_{s_1}$ ifadesi ise (3.53) nolu eşitlikten elde edilir.

(3.53) nolu eşitlikteki 60°C sıcaklık için özgül entalpi değeri h_1 ve 80°C sıcaklık için özgül entalpi değeri h_2 ilgili tablolardan

$$h_1 = 251,130 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 334,910 \text{ kJ/kg}$$

olarak okunur.

(53) nolu eşitlikteki özgül entropi değerleri s_1 ve s_2 yine aynı şekilde

$$s_1 = 0,8312 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_2 = 1,0753 \text{ kJ/kg K}$$

olarak okunur.

(3.53) nolu eşitlikteki m_s değeri (3.46) nolu eşitlikten bulunur. (3.46) nolu eşitlikteki H_2 ve H_3 değerlerini bulmak için gerekli olan c_p^h değerleri adyabatik sıcaklık $T_2 = 345 \text{ K}$ ve baca gazlarının sıcaklığı $T_3 = 318 \text{ K}$ için sabit basınçta molar ısı kapasiteleri tablosundan entalpolasyon yapılarak bulunmuş ve Tablo 4.24'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.25. Yanma reaksiyonundaki bazı maddelerin 318 K ve 345 K sıcaklıklarındaki c_p^h değerleri

	H ₂ O	CO ₂	N ₂
c_p^h (kJ/kmol K) (318 K)	33,03	37,74	29,16

c_p^h (kJ/kmol K) (345 K)	33,18	38,59	29,23
-----------------------------	-------	-------	-------

$T_0 = 7^\circ\text{C}$ (280 K), $T_2 = 345$ K ve $T_3 = 318$ K olduğuna göre bu değerler ve c_p^h değerleri (3.47) ve (3.48) nolu eşitliklerde yerlerine konulduğunda H_2 ve H_3 değerleri

$$H_2 = 21\,109 \text{ kJ}$$

$$H_3 = 12\,277 \text{ kJ}$$

olarak bulunur.

Q_{gizli} daha önce 86 212 kJ/kmol CH_4 olarak hesaplanmıştı. Bulunan bu değerler (3.46) nolu eşitlikte yerlerine konulduğunda

$$m_s = 1\,134 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

m_s değeri (3.53) nolu eşitlikte yerine konulduğunda

$$E_{s_2} - E_{s_1} = 18\,238 \text{ kJ}$$

olarak bulunur. Bu değer kW olarak karşılığı, (3.54) nolu eşitlikten

$$\dot{E}_{s_2} - \dot{E}_{s_1} = 139,134 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

İkinci bölgedeki tersinmezliği bulmak için gerekli olan E_3 terimi (3.55) nolu eşitlikle bulunur. Bu eşitlikteki $(E_{ph})_3$ ' ün değeri (59) nolu eşitlikle bulunur ve bu değeri bulmak için gerekli olan 318 K sıcaklığındaki c_p^e değerleri Tablo 4.25'te verilmiştir.

Çizelge 4.26. N_2 ve CO_2 'nin 318 K sıcaklığındaki c_p^e değerleri

	N_2	CO_2
c_p^e (kJ/kg K)	0,93	1,23

Buna göre

$$(E_{ph})_3 = 312,496 \text{ kJ}$$

olarak bulunur.

E_3 'ü bulmak için gerekli olan bir diğer parametre olan E_3^o 'ın hesaplanmasında kullanılan (58) ve (59) nolu eşitlikteki X_k ve n_k parametreleri yanma sonu ürünlerinin yoğuşmadan sonraki mol sayıları ve mol oranlarıdır ve Tablo 4.26'da verilmişlerdir.

Çizelge 4.27. Yanma sonu ürünlerinin yoğuşmadan sonraki mol sayıları ve mol oranları

	N ₂	CO ₂	Toplam
n_k (kmol/kmol CH ₄)	7,52	1	8,52
X_k	0,882	0,118	1

Standart kimyasal ekserji (ε^o) değerleri Tablo 4.22'de verilmişti. (3.58) nolu eşitlikteki n_{p_3} değeri yoğuşmadan sonra yanma sonu ürünlerinin toplam mol sayısıdır ve değeri

8,52 kmol' dür. Buna göre söz konusu eşitlikten

$$E_3^o = 18\,479 \text{ kJ}$$

olarak bulunur.

E_3^o ve $(E_{ph})_3$ değerleri (3.55) nolu eşitlikte yerlerine konulduğunda

$$E_3 = 18\,791 \text{ kJ}$$

olarak bulunur.

Yakıt (CH₄) tüketiminin 2,5 m³/h olduğu belirtilmişti. Dolayısıyla yanma reaksiyonuna göre 2,5 m³/h CO₂, 5 m³/h H₂O(buhar) ve 18,8 m³/h N₂ yanma sonu gazları içinde bulunacaktır. Yanma sonu gazlarının özkütlesi 45°C sıcaklığı için 1,95 kg/m³ olarak alınmıştır (Aralsan.com).

Bundan hareketle yanma sonu gazlarının kütleli debileri (3.52) nolu eşitlikten

$$\dot{m}_{CO_2} = 0,0130 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0,026 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{N_2} = 0,101 \text{ kg/m}^3$$

olarak bulunur.

Yanma sonu gazlarının toplam kütleli debisi ise (3.57) nolu eşitlikten

$$\dot{m}_{y_s} = 0,140 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

Yanma sonu gazlarının mol kütleleri ilgili tablolardan

$$M_{CO_2} = 44,010 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{H_2O} = 18,015 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{N_2} = 28,013 \text{ kg/kmol}$$

olarak okunur.

Yanma sonucunda 1 kmol CO₂, 2 kmol H₂O ve 7,52 kmol N₂ oluştuğu bilinmektedir.

Buna göre E_3 ' ün kW cinsinden değeri (56) nolu eşitlikten

$$\dot{E}_3 = 9,049 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

İkinci bölgedeki tersinmezliğin bulunması için gerekli olan bir diğer parametre E_4 ise (3.61) nolu eşitlikle bulunur. Bu eşitlikteki f ve 0 indisleri ise H₂O_(sıvı) maddesinin sırasıyla 318 K ve 280 K sıcaklıklarındaki değerlerini temsil etmektedir ve bu sıcaklıklardaki özgül entalpi ve özgül entropi değerleri Tablo 4.27'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.28. H₂O (sıvı maddesinin 280 K ve 318 K sıcaklıklarındaki özgül entalpi ve özgül entropi değerleri

Sıcaklık (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
318	188,450	0,6387
280	29,392	0,1060

H₂O_(sıvı) için $\varepsilon^o = 3120 \text{ kJ/kmol}$ ' dür. Buna göre E_4 (3.61) nolu eşitlikten

$$E_4 = 6\,260 \text{ kJ}$$

olarak bulunur.

Bulunan E_3 , E_4 ve $E_{S_2} - E_{S_1}$ değerleri (3.45) nolu eşitlikte yerlerine konulduğunda

$$I_{II} = -40\,542 \text{ kJ}$$

olarak bulunur.

Üçüncü Bölgedeki Tersinmezliğin Hesaplanması

$$I_{III} = E_3 = 18\,79 \text{ kJ}$$

Dördüncü Bölgedeki Tersinmezliğin Hesaplanması

$$I_{IV} = E_4 = 6\,260 \text{ kJ}$$

Kazan Yüzeylerinden Isı Geçişiyle Gerçekleşen Tersinmezliğin Hesaplanması

Kazan yüzeylerinden ısı geçişiyle gerçekleşen tersinmezlik (3.62) nolu eşitlikle hesaplanır. Bu eşitlikteki T_{kds} soğuk suyun sıcaklığıdır ve 60°C ' dir (333 K).

$\dot{Q}_{kay,KY}$ değeri (3.63) nolu eşitlikten

$$\dot{Q}_{kay,KY} = 1,508 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Sistemde 8 adet kazan olduğuna göre bu kazanların toplam ısı kaybı

$$\Sigma \dot{Q}_{ka,KY} = 12,064 \text{ kW}$$

Kazan yüzey sıcaklığı (3.98) nolu eşitlikten

$$T_{y,K} = 38,23 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (311,23 K)}$$

olarak bulunur.

Bulunan bu değerler (3.62) nolu eşitlikte yerlerine konulduğunda kazan yüzeyinden ısı geçişiyle gerçekleşen tersinmezlik

$$\dot{E}x_{KY} = 0,151 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Bu değer (3.67) nolu eşitlikte yerine konulduğunda bir kazandandan gerçekleşen toplam tersinmezlik

$$\dot{E}x_{kay,KY} = 94,252 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Sistemde 8 adet kazan olduğuna göre bu kazanların toplam ekserji kaybı

$$\sum \dot{E}x_{ka,K} = 754,021 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Kazan sisteminin veya bir tek kazanın ekserji verimi ise (3.68) nolu eşitlikten

$$\eta_{Ex,K} = 0,57$$

olarak bulunur.

Ekserji kaybının bu kadar yüksek ve ekserji veriminin ise bu kadar düşük olmasının en önemli nedenleri; kazanların maksimum kapasitelerinin %63' ü ile çalışmaları ve yakıt ekserjisinin (E_F) bir kazanın kapasitesi olan 150 kW' tan yaklaşık 95 kW daha fazla olmasıdır.

4.3.3. Isı Eşanjörlerinin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Isı pompalarından gelen su ısı eşanjörlerine 20°C sıcaklıkta girmekte ve bu cihazlarda 30°C sıcaklıkta çıkmaktadır. Öyleyse doymuş su sıcaklık tablosundan suyun ısı eşanjörlerine giriş ve çıkış özgül entalpileri ve özgül ekserjileri şu değerlerde bulunur:

$$h_{IEG} = 83,960 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{IEÇ} = 125,790 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{IEG} = 0,2996 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_{IEÇ} = 0,4369 \text{ kJ/kg K}$$

Isı eşanjörlerinden geçen suyun hacimsel debisi $\dot{V} = 90 \text{ m}^3/\text{h}$ ' tır. Öyleyse kütleli debisi (3.52) nolu eşitliğe göre

$$\dot{m}_{IE} = 25 \text{ kg/s}$$

olur.

Buna göre ısı eşanjörlerinin içinde buldukları havuzdaki jeotermal akışkandan aldıkları ısı (3.69) nolu eşitlikten

$$\dot{Q}_{al,IE} = 1\,046 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Jeotermal akışkanın havuza giriş-çıkış debisi 50 lt/s (0,05 m³/s)' dir. Öyleyse yoğunluğu 1000 kg/m³ alınarak kütleli debisi

$$\dot{m}_h = 50 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

Bu jeotermal akışkanın havuza giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 40°C ve 35°C olduğuna göre doymuş su sıcaklık tablosundan

$$h_{h,g} = 167,57 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{h,\zeta} = 146,68 \text{ kJ/kg}$$

olarak okunur.

Öyleyse havuzdaki jeotermal akışkanın ısı (3.70) nolu eşitlikten

$$\dot{Q}_h = 1046 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır.

Isı eşanjör grubunu ısıl veya enerji verimi ise (3.71) nolu eşitlikten

$$\eta_{E,IE} = 100$$

olarak bulunur.

IP-IE hattındaki çevrim suyunun ısı eşanjörlerine girişteki ekserjisi (3.72) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{IEG} = 30 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Aynı hattaki çevrim suyunun ısı eşanjörlerinden çıkıştaki ekserjisi (3.73) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{IE\zeta} = 93,65 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Isı eşanjörleri de ısı pompalarının buharlaştırıcıları gibi SAAS'dir. Dolayısıyla buharlaştırıcıların ekserji kayıplarının hesaplanması için yazılan (3.27) nolu eşitlik ısı

eşanjörleri için de geçerlidir. Bu eşitlikteki $\dot{Q}_{ısıtma}$ değeri ısı eşanjörleri için $\dot{Q}_{al,IE}$ değerine karşılık gelmektedir.

$$\dot{Q}_{ısıtma} = 1046 \text{ kW}$$

Isı eşanjörlerinin ısını aldığı havuzdaki jeotermal akışkanın sıcaklığı 40 °C olduğuna göre ısı eşanjörleri için kaynak sıcaklığı

$$\bar{T}_{kaynak} = 40 \text{ °C}$$

olarak alınır.

Buna göre ısı eşanjörlerinin ekserji kaybı (3.27) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{kay,IE} = 46,604 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Öyleyse havuzda ısı çekilen jeotermal akışkandan ısı eşanjörlerine geçen ekserji (3.11) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{hav} = 110,209 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Isı eşanjörlerinin ekserji verimi ise (3.74) nolu eşitlikten

$$\eta_{Ex,IE} = 0,57$$

olarak bulunur.

4.3.4. Akümülyasyon Tanklarının Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Akümlasyon tanklarına ısı veren ve ısı alan çevrim suyu hatlarının bu tanklara giriş-çıkış sıcaklıkları olan 50°C, 53°C, 60°C ve 80°C sıcaklıkları için özgül entalpi ve özgül entropi değerleri ‘doymuş su sıcaklık’ tablosundan alınarak Tablo4.28’de verilmiştir.

Çizelge 4.29. Belirli sıcaklıklarda suyun özgül entalpi ve özgül entropi değerleri

Sıcaklık (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
50	209,330	0,7038
53	221,870	0,7422

60	251,130	0,8312
80	334,910	1,0753

Isı pompalarıyla akümülyasyon tank grubu arasındaki hatta bulunan çevrim suyunun hacimsel debisinin $\dot{V}_{IP-AT} = 110 \text{ m}^3/\text{h}$ olduğu bilinmektedir. Suyun yoğunluğunun ortalama olarak 1000 kg/m^3 olarak alındığında söz konusu hattaki kütleli debi (3.52) nolu eşitlikten

$$\dot{m}_{IP-AT} = 30,55 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

Bu hattaki çevrim suyunun akümülyasyon tank grubuna giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 60°C ve 50°C olduğuna göre, söz konusu hattın akümülyasyon tanklarına verdiği ısı, (73) nolu eşitlikten

$$(\dot{Q}_{IP-AT,g} - \dot{Q}_{IP-AT,\zeta}) = 1277 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Sistemdeki yoğunmalı kazanlardan herbirinin %110 verime sahip olduğu daha önce bulunmuştu. Bu kazanlar hibrit çalışma durumunda maksimum kapasitelerinin %63'üyle çalışıklarına göre 110' luk kapasite üzerinden 69,3' lük bir verimle çalışacaklardır. O halde bir kazanın ısı kapasitesi 150 kW (%110 durumu) olduğuna göre sağlayacağı ısı güç

$$\dot{Q}_K = 94,5 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Sistemdeki kazanlardan birinde ısıtılan suyun ele alınan kazana giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 60°C ve 80°C olduğuna göre bu sıcaklıklar için özgül entalpi değerleri ve \dot{Q}_{kazan} değeri (7) nolu eşitlikte yerlerine konulduğunda kazanlardan birinden geçen suyun kütleli debisi $1,127 \text{ kg/s}$ olarak bulunur. Sistemde toplam 8 adet yoğunmalı kazan olduğuna göre

$$\dot{m}_{K-AT} = 9,016 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

Kazanlardan akümülayon tank ünitesine gelen suyun bu üniteye giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 80°C ve 60°C' dir. Buna göre akümülayon tanklarındaki depolanmış suya bu iki cihaz grubu arasındaki hattan geçen ısı (3.77) nolu eşitlikten

$$(\dot{Q}_{K-AT,g} - \dot{Q}_{K-AT,\zeta}) = 756 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Isıtma çevrim suyu hattında devridaim yapan suyun toplam hacimsel debisinin 170 m³/h olduğu bilindiğine göre bu hattaki suyun kütleli debisi (50) nolu eşitlikten

$$\dot{m}_{I\zeta S-AT} = 47,220 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

Söz konusu hattaki suyun akümülayon tank grubuna giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 53°C ve 60°C' dir. Buna göre ısıtma çevrim suyu hattının akümülayon tanklarından aldığı toplam ısı (78) nolu eşitlikten

$$(\dot{Q}_{I\zeta S-AT,\zeta} - \dot{Q}_{I\zeta S-AT,g}) = 1382 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Akümlasyon tank grubunun ısı verimi (3.80) nolu eşitlikten

$$\eta_{th,AK} = 0,67$$

olarak bulunur.

Akümlasyon tank grubunun ekserji yıkımı (3.81) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{y,AK} = 122,972 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

IP-AT hattındaki çevrim suyunun akümülayon tank grubuna girerken ve çıkarken sahip olduğu akışkullanılabilirlikleri sırasıyla (3.82) ve (3.83) nolu eşitliklerden

$$\psi_g = 18,681 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_\zeta = 12,553 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur.

Bu çevrim suyundan akümülyasyon tanklarına olan ekserji geçişi (3.84) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{IP-AT} = 187,211 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Kazanlardan gelen çevrim suyunun akümülyasyon tanklarına girerken ve çıkarken sahip olduğu akış kullanılabilirlikleri (3.82) ve (3.83) nolu eşitliklerden sırasıyla

$$\psi_g = 34,113 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_\zeta = 18,681 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur.

Buna göre bu çevrim suyundan akümülyasyon tanklarındaki suya olan ekserji geçişi (3.85) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{K-AT} = 139,134 \text{ kW}$$

Otellere giden ısıtma çevrim suyunun akümülyasyon tanklarına girerken ve çıkarken sahip olduğu akış kullanılabilirliği (3.82) ve (3.83) nolu eşitliklerden sırasıyla

$$\psi_g = 14,342 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_\zeta = 18,681 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur.

Buna göre bu çevrim suyunun akümülyasyon tanklarındakisudan aldığı ekserji (3.86) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{ICS-AT} = 204,887 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Akümülyasyon tank grubunun ekserji verimi ise (3.87) nolu eşitlikten

$$\eta_{th,AK} = 0,62$$

olarak bulunur.

4.3.5. Radyatörlerin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Akümülyasyon tanklarının enerji ve ekserji analizi yapılırken bu ekipmanlardan çıkan 60°C sıcaklığındaki ısıtma çevrim suyunun 53°C sıcaklıkta tekrar bu ekipmanlara döneceği belirtilmişti. Isıtma çevrim suyu hattının izolasyonlu olduğu ve bu hat üzerinde bulunan sirkülyasyon pompalarının da çalışırken hattaki suya bir miktar ısı vereceği dikkate alınırsa radyatör giriş ve çıkışındaki su sıcaklıkları da 60°C ve 53°C olarak alınabilir.

Buna göre radyatörlerden alınan toplam ısı miktarı

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{I\dot{C}S} = 1382 \text{ kW}$$

olur.

Bu sonuç (3.7) nolu eşitlikten de elde edilebilir.

Radyatörlerdeki kayıp ısı $\dot{Q}_{kay,rad}$, (3.97) nolu eşitlikten

$$\dot{Q}_{kay,rad} = 71,052 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Burada, radyatörlerin verimi Yıldız ve Güngör'ün (2009) çalışmasından hareketle

$$\eta_{ısı,rad} = 0.95$$

olarak alınmıştır.

Radyatör yüzey sıcaklığı T_y , (3.98) nolu eşitlikten

$$T_y = 31,708 \text{ °C} \quad (304,708 \text{ K})$$

olarak bulunur.

Radyatörlerin ürün ekserjisi $\dot{E}x_{\text{ü},\text{rad}}$, (3.99) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{\text{ü},\text{rad}} = 112,035 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Radyatörlerin yakıt ekserjisi $\dot{E}x_{\text{yak},\text{rad}}$, (3.100) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{\text{yak},\text{rad}} = 204,934 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Radyatörlerin ekserji verimi (3.101) nolu eşitlikten

$$\eta_{\text{Ex},\text{rad}} = 0,54$$

olarak bulunur.

Radyatörlerde üretilen entropi miktarı $\dot{S}_{\text{ü}}$, (3.102) nolu eşitlikten

$$\dot{S}_{\text{ü}} = 0,3323 \text{ kW/K}$$

olarak bulunur.

Radyatörlerdeki toplam ekserji kaybı (3.103) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{\text{y},\text{rad}} = 93,061 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Şekil 3.1' den görüleceği gibi Oylat JMIS' de 4 adet radyatör grubu vardır ve bu radyatör gruplarının ekserji yıkımları bağlı buldukları ısıtma çevrim suyu hatlarının kütleli debileriyle orantılı olarak düşünülebilir.

İÇS hatlarının toplam kütleli debisinin 47,220 kg/s olduğu akümülyasyon tanklarının enerji ve ekserji analizi yapılırken belirtilmişti. R2 ve R4 radyatör gruplarının bağlı oldukları hatların kütleli debileri 17,668 kg/s' dir. R1 ve R3 radyatör gruplarının bağlı oldukları hatların kütleli debileri ise sırasıyla 4,417 kg/s ve 7,465 kg/s' dir. Buna göre kütleli debilerle orantılı olarak bu radyatör gruplarının ekserji yıkımları şu şekilde

bulunur:

$$\dot{E}x_{y,R1} = 8,705 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{y,R2} = 34,820 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{y,R3} = 14,711 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{y,R4} = 34,820 \text{ kW}$$

Radyatör gruplarının herbirinin ekserji verimi bütün radyatörlerin toplam ekserji verimiyle eşit olur.

$$\eta_{Ex,R1} = \eta_{Ex,R2} = \eta_{Ex,R3} = \eta_{Ex,R4} = \eta_{Ex,rad} = 0,54$$

4.3.6. Isıtma Çevrim Suyu Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Isıtma çevrim suyu sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılırken bu hat üzerinde yer alan sirkülasyon pompalarının ilave elektriksel güç ihtiyacı için sıcaklık düşüşünü ve ortalama sıcaklık seviyesinin etkisini hesaba katan bir yaklaşım seçilmiştir.

Buna göre ısıtma çevrim suyu sisteminin ısı verimi (3.88) nolu eşitlik uyarınca

$$\eta_{Isıl,D} = 0,96$$

olarak bulunur.

Isıtma çevrim suyu sisteminde 3 adet 100DN, birer adet 65DN ve 50DN ve 2 adet 150DN çaplı boru hattı bulunmaktadır. Bunların herbiri için (3.90) nolu eşitlik kullanılarak ve elde edilen sonuçlar toplanarak bu hatlardaki toplam basınç düşüşü

$$\Delta p = 0,68 \text{ Pa}$$

olarak bulunur.

$\Delta T_{dağıtım} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ olduğuna göre ($53 \text{ }^\circ\text{C} - 60 \text{ }^\circ\text{C}$), tasarım şartlarındaki kütleli debi \dot{m}_{tas} , (3.91) nolu eşitlikten

$$\dot{m}_{tas} = 4,422 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

$\eta_{sirk} = 0,27$ olduğuna göre ısıtma çevrim suyu sistemindeki ilave özgül güç ihtiyacı (3.90) nolu eşitlikten

$$P_{il,I\dot{C}S} = 1,113 \times 10^{-3} \text{ W/m}^2$$

olarak bulunur.

Daha önce $\dot{Q}_{kay,rad} = 71,052 \text{ kW}$ olarak bulunmuştu. Binaların toplam ısı ihtiyacı $\dot{Q}_H = 1350 \text{ kW}$ olduğuna göre ısıtma çevrim suyu sistemindeki ısı kaybı (3.92) nolu eşitlikten

$$\dot{Q}_{kay,I\dot{C}S} = 59,210 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Buna göre ısıtma çevrim suyu sisteminin ilave enerji veya elektriksel güç talebi (3.93) nolu eşitlikten

$$\dot{E}_{il,I\dot{C}S} = 1,581 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Isıtma çevrim suyu sistemindeki ekserji değişimi (3.94) nolu eşitlikten

$$\Delta \dot{E}x_{I\dot{C}S} = 2\,766 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Isıtma çevrim suyu sisteminin ekserji yükü (3.95) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{I\dot{C}S} = 2\,878 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

4.3.7. Sistemdeki Sirkülasyon Pompalarının Ekserji Analiz Sonuçları

Termoekonomik analizin yapılabilmesi için sistemdeki sirkülasyon pompalarının herbirinin ekserji yıkım ve verim değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu değerleri bulmak için gereken noktasal ekserji değerleri Tablo 4.28' de verilmiştir.

Sirkülasyon pompa gruplarında yer alan sirkülasyon pompalarının herbiri 0,679 kW gücündedir. Bağımsız sirkülasyon pompalarının herbirinin kapasitesi ise 1,564 kW'tır.

P1 sirkülasyon pompa grubundaki enerji kaybı ve verimi (3.104) ve (3.105) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P1} = 2,037 \text{ kW}$$

$$\eta_{E,P1} = 0,99$$

olarak hesaplanır.

P1 sirkülasyon pompa grubundaki ekserji yıkımı ve verimi (3.106) ve (3.107) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{x,P1} = 2,037 \text{ kW} = 0,0073 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P1} = 0,93$$

olarak bulunur.

P2 sirkülasyon pompa grubundaki enerji kaybı ve verimi (3.108) ve (3.109) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P2} = 1,358 \text{ kW}$$

$$\eta_{E,P2} = 0,99$$

olarak hesaplanır.

P2 sirkülasyon pompa grubundaki ekserji yıkımı ve verimi (3.110) ve (3.111) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{x,P2} = 1,333 \text{ kW} = 0,0048 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P2} = 0,99$$

olarak bulunur.

P3 sirkülasyon pompa grubundaki enerji kaybı ve verimi (3.112) ve (3.113) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P3} = 2,037 \text{ kW}$$

$$\eta_{E,P3} = 0,99$$

olarak hesaplanır.

P3 sirkülasyon pompa grubundaki ekserji yıkımı ve verimi (3.114) ve (3.115) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{x,y,P3} = 2,037 \text{ kW} = 0,0073 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P3} = 0,99$$

olarak bulunur.

P4 sirkülasyon pompa grubundaki enerji kaybı ve verimi (3.116) ve (3.117) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P4} = 2,037 \text{ kW}$$

$$\eta_{E,P4} = 0,99$$

P4 sirkülasyon pompa grubundaki ekserji yıkımı ve verimi (3.118) ve (3.119) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{x,y,P4} = 2,037 \text{ kW} = 0,0073 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P4} = 0,99$$

olarak bulunur.

P5 sirkülasyon pompasındaki enerji kaybı ve verimi (3.120) ve (3.121) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P5} = 1,564 \text{ kW}$$

$$\eta_{E,P_5} = 0,99$$

olarak hesaplanır.

P₅ sirkülasyon pompasındaki ekserji yıkımı ve verimi (3.122) ve (3.123) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}x_{y,P_5} = 1,564 \text{ kW} = 0,0056 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P_5} = 0,98$$

olarak bulunur.

P₆ sirkülasyon pompasındaki enerji kaybı ve verimi (3.124) ve (3.125) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P_6} = 1,564 \text{ kW} = 0,0056 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{E,P_6} = 0,99$$

P₆ sirkülasyon pompasındaki ekserji yıkımı ve verimi (3.126) ve (3.127) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}x_{y,P_6} = 1,564 \text{ kW} = 0,0056 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P_6} = 0,99$$

olarak bulunur.

P₇ sirkülasyon pompasındaki enerji kaybı ve verimi (3.128) ve (3.129) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P_7} = 1,564 \text{ kW}$$

$$\eta_{E,P_7} = 0,99$$

P₇ sirkülasyon pompasındaki ekserji yıkımı ve verimi (3.130) ve (3.131) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}x_{y,P_7} = 1,564 \text{ kW} = 0,0056 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P_7} = 0,99$$

olarak bulunur.

P₈ sirkülasyon pompasındaki enerji kaybı ve verimi (3.132) ve (3.133) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P_8} = 1,564 \text{ kW}$$

$$\eta_{E,P_8} = 0,99$$

olarak bulunur.

P₈ sirkülasyon pompasındaki ekserji yıkımı ve verimi (3.134) ve (3.135) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}x_{y,P_8} = 1,564 \text{ kW} = 0,0056 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P_8} = 0,98$$

olarak bulunur.

P₉ sirkülasyon pompasındaki enerji kaybı ve verimi (3.136) ve (3.137) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P_9} = 1,564 \text{ kW}$$

$$\eta_{E,P_9} = 0,99$$

P₉ sirkülasyon pompasındaki ekserji yıkımı ve verimi (3.138) ve (3.139) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}x_{y,P_9} = 1,564 \text{ kW} = 0,0056 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P_9} = 0,99$$

olarak bulunur.

P₁₀ sirkülasyon pompasındaki enerji kaybı ve verimi (3.140) ve (3.141) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{kay,P_{10}} = 1,564 \text{ kW}$$

$$\eta_{E,P_{10}} = 0,99$$

P₁₀ sirkülasyon pompasındaki ekserji yıkımı ve verimi (3.142) ve (3.143) nolu eşitlikler kullanılarak sırasıyla

$$\dot{E}_{x_y,P_{10}} = 1,564 \text{ kW} = 0,0056 \text{ GJ/h}$$

$$\eta_{Ex,P_{10}} = 0,99$$

olarak bulunur.

4.3.8. Tüm Sistemin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Oylat JMIS’de ısıtma çevrim suyu sisteminde bulunan 17 adet sirkülasyon pompasının tükettiği toplam elektriksel güç

$$\dot{W}_{sirk,pom} = 16,853 \text{ kW}$$

olarak tespit edilmiştir.

Buna göre tüm sisteme giren toplam ısı veya elektriksel güç (3.144) nolu eşitlikten

$$\dot{E}_{g,sis} = 10\,735 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Sistemdeki toplam ısı kaybı (3.146) nolu eşitlikten

$$\dot{Q}_{kay,sis} = 2\,052 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Tüm sistemin ısı verimi (3.147) nolu eşitlikten

$$\eta_{Isi,sis} = 0,39$$

olarak bulunur.

Sistemdeki toplam ekserji yıkımı (3.148) nolu eşitlikten

$$\dot{E}x_{y,Sis} = 27,808 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Tüm sistemin ekserji verimi ise (3.149) nolu eşitlikten

$$\eta_{Ex,Sis} = 0,89$$

olarak bulunur.

Sistemdeki her nokta için tüm bu hesaplamalar sonucunda bulunan termodinamiksel değerler ile ekserji değerleri Tablo 4.29’da sunulmuştur.

Çizelge 4.30. Sistemdeki bütün noktaların termodinamiksel özellikleri ve ekserji değerleri

No	T (°C)	h (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{E}x$ (kJ/s)	Madde
1	20	125,790	25	93,650	Su
2	25	104,890	25	57,650	Su
3	30	83,960	25	30	Su
4	30	83,960	25	30	Su
5	50	209,330	30,55	383,494	Su
6	50	209,330	30,55	383,494	Su
7	55	230,230	30,55	473,708	Su
8	60	251,130	30,55	570,704	Su
9	80	334,910	9,016	307,562	Su
10	80	334,910	9,016	307,562	Su
11	80	334,910	9,016	307,562	Su
12	60	251,130	9,016	168,427	Su
13	80	334,910	9,016	307,562	Su
14	73	305,550	9,016	255,019	Su
15	60	251,130	47,220	882,112	Su
16	60	251,130	47,220	882,112	Su
17	53	221,870	47,220	677,229	Su
18	60	251,130	4,417	82,513	Su
19	60	251,130	4,417	82,513	Su
20	53	221,870	4,417	63,348	Su
21	60	251,130	17,668	330,054	Su
22	60	251,130	17,668	330,054	Su
23	53	221,870	17,668	253,394	Su
24	53	221,870	17,668	253,394	Su
25	60	251,130	7,465	139,452	Su
26	60	251,130	7,465	139,452	Su
27	53	221,870	7,465	107,063	Su
28	60	251,130	17,668	330,054	Su
29	60	251,130	17,668	330,054	Su

30	53	221,870	17,668	253,394	Su
31	53	221,870	17,668	253,394	Su
32	57,920	157,242	4,424	671,766	R134a
33	57,920	275,330	4,424	635,401	R134a
34	-	444,633	4,424	7,392	R134a
35	71,530	157,242	4,424	671,766	R134a

Yine bu hesaplamalar neticesinde herbir ekipmandaki ekserji yıkımının ve veriminin değerleri bulunmuştur. Söz konusu değerler Tablo 4.30'da verilmiştir.

Çizelge 4.31. Sistemdeki ekipmanların ekserji ve enerji analiz sonuçları

Ekipman	Ekserji yıkımı $\dot{E}_{x,y}$ (kW)	Ekserji Verimi η_{Ex} (%)	Ekserji yıkım oranı y_{Ex} (%)	Enerji Kaybı \dot{E}_k (kW)	Enerji verimi η_E (%)	Enerji kayıp oranı y_E (%)
Birinci ısı pompası (IP1)	856,499	16	31	48,058	93	2,5
İkinci ısı pompası (IP2)	826,666	14	30	33,605	95	1,7
Kazan grubu	754,021	57	27	1 067	110	56,5
Isı eşanjör grubu	46,604	57	1,7	0	100	0
Akümülyasyon tank grubu	122,972	62	4,5	651,342	67	34,5
P1 sirkülasyon pompa grubu	2,037	93	0,074	2,037	99	0,1
P2 sirkülasyon pompa grubu	1,358	99	0,049	1,358	99	0,066

P3 sirkülasyon pompa grubu	2,037	99	0,074	2,037	99	0,1
P4 sirkülasyon pompa grubu	2,037	99	0,074	2,037	99	0,1
P5 sirkülasyon pompası	1,564	98	0,057	1,564	99	0,082
P6 sirkülasyon pompası	1,564	99	0,057	1,564	99	0,082

Çizelge 4.32. Sistemdeki ekipmanların ekserji ve enerji analiz sonuçları (devam)

P7 sirkülasyon pompası	1,564	99	0,057	1,564	99	0,082
P8 sirkülasyon pompası	1,564	98	0,057	1,564	99	0,082
P9 sirkülasyon pompası	1,564	99	0,057	1,564	99	0,082
P10 sirkülasyon pompası	1,564	99	0,057	1,564	99	0,082
Radyatörler	93,061	54	3,4	71,052	95	3,7
Toplam	2 717	-	1	1 887	-	1

Tablo 4.30'dan görüleceği gibi ekserji verimi en düşük olan ekipmanlar sırasıyla % 14 ile ikinci ısı pompası, % 16 ile birinci ısı pompası, % 54 ile radyatörler, %57 ile kazan grubu ve ısı eşanjör grubu olarak tespit edilmiştir. En yüksek ekserji yıkımının ise 856,499 kW ile birinci ısı pompasında ardından 826,666 kW ile ikinci ısı pompasında ve daha sonra 754,021 kW ile kazan grubunda gerçekleştiği görülmüştür.

Dolayısıyla iyileştirme potansiyeli en yüksek olan ekipmanlar sırasıyla birinci ve ikinci ısı pompası ile kazan grubudur. Haliyle sistem için iyileştirme çalışmaları yapılması

durumunda öncelikli olarak dikkate alınması gereken elemanlar bu ekipmanlardır. Sistemdeki toplam iyileştirme potansiyeli ise 2716,676 kW olarak tespit edilmiştir.

4.3.9. Termoekonomik Analiz Sonuçları

Sistemin ömrü $n = 20$ yıl, yıllık çalıştığı ay sayısı toplam 6 ay, aylık çalışılan gün sayısı 30 gün, günlük çalışma süresi 16 saat, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6, eskalasyon oranı (r_n) %4 ve faiz oranı (r_i) %3 olarak kabul edilirse parasal harcamalar için Bejan ve ark.'ın (1996) kitabından istifade edilerek hesaplama yapılabilir.

Amortisman faktörü, (153) nolu eşitlikten

$$CRF = 0,0871$$

olarak bulunur.

Seviyelendirilmiş düzeltme faktörü (152) nolu eşitlikten

$$k = 0,981$$

olarak bulunur.

Sabit düzeltme faktörü (3.154) nolu eşitlikten

$$CELF = 1,436$$

olarak bulunur.

Bir değere getirilmiş (seviyelendirilmiş) faktör (3.155) nolu eşitlikten

$$M = 1,394$$

olarak bulunur.

Sistemdeki ekipmanlara ait ilk yatırım giderleri, yıllık işletme giderleri, saatlik ilk yatırım gideleri, saatlik işletme giderleri ve bu giderlere göre seviyelendirilmiş toplam parasal harcama bulguları Tablo 4.31'de verilmiştir.

Çizelge 4.33. Ekipmanlara ait normal ve saatlik maliyetler ve bu maliyetlere göre seviyelendirilmiş toplam maliyet

Ekipman	Toplam İlk Yatırım Maliyeti (\$)	Saatlik İlk Yatırım Maliyeti (Z_{iy}) (\$/h)	Yıllık Toplam İşletme Maliyeti (\$/yıl)	Saatlik İşletme Maliyeti ($Z_{i\text{şl}}$) (\$/h)	Seviyelendirilmiş parasal harcama (Z) (\$/h)
Birinci ısı pompası (IP1)	140 000	0,799	81 122	9,260	14,023
İkinci ısı pompası (IP2)	140 000	0,799	53 510	6,108	9,268

Çizelge 4.31. Ekipmanlara ait normal ve saatlik maliyetler ve bu maliyetlere göre seviyelendirilmiş toplam maliyet (devam)

P4 sirkülasyon pompa grubu	2 656	0,015	1 491	0,170	0,258
P ₅ sirkülasyon pompası	823,230	0,004	949,654	0,108	0,113
P ₆ sirkülasyon pompası	823,230	0,004	949,654	0,108	0,113
P ₇ sirkülasyon pompası	823,230	0,004	949,654	0,108	0,113
P ₈ sirkülasyon pompası	823,230	0,004	949,654	0,108	0,113
P ₉ sirkülasyon pompası	823,230	0,004	949,654	0,108	0,113
P ₁₀ sirkülasyon pompası	823,230	0,004	949,654	0,108	0,113
R1 Radyatör Grubu	13 049	0,074	2 000	0,228	0,422
R2 Radyatör Grubu	52 196	0,297	8 000	0,913	1,687

R3 Radyatör Grubu	22 054	0,125	3 380	0,385	0,712
R4 Radyatör Grubu	52 196	0,297	8 000	0,913	1,687

Yukarıdaki tabloda bulunan Z değerleri Tablo3.3'deki ekserjiye bağlı maliyet eşitliklerinde yerlerine konularak önce noktasal birim ekserji maliyetleri (c) bulunmuş, daha sonra bu c değerleri (159) nolu eşitlikte her nokta için ayrı ayrı yerine konularak noktasal ekserji akış maliyetleri (\dot{C}) hesaplanmış ve sonuçlar Tablo 4.32'de sunulmuştur.

Çizelge 4.34. Sisteme ait noktasal birim ekserji maliyeti ve ekserji akış maliyetleri

Nokta	Birim Ekserji Maliyeti(c) (\$/GJ)	Ekserji Akış Maliyeti (\dot{C}) (\$/h)
1	6,352	2,141
2	6,352	1,318
3	6,352	0,686
4	11,074	1,195
5	87,962	121,387
6	88,206	121,724
7	88,206	150,391
8	89,967	184,792
9	204,962	226,892
10	205,421	227,421
11	205,421	227,421
12	205,421	124,485
13	-	-
14	-	-
15	52,728	167,411
16	227,314	721,721

17	0	0
18	0	0
19	1,032	0,306
20	3,195	0,728
21	0	0
22	0,258	0,306
23	2,185	1,992
24	2,444	2,903
25	0	0
26	0,611	0,306
27	2,646	1,018

Çizelge 4.35. Sisteme ait noktasal birim ekserji maliyeti ve ekserji akış maliyetleri (devam)

28	0	0
29	0,258	0,306
30	2,186	1,993
31	2,522	2,300

Yukarıdaki tabloda bulunan sonuçlara göre birim ekserji maliyeti en fazla olan ekipman 205,421 \$/GJ ile kazan grubudur.

Ekipmanların ekserji yıkım maliyetleri termoekonomik faktör değerleri Tablo 3.4'deki eşitlikler kullanılarak bulunmuş ve sonuçlar aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 4.36. Sistemde bulunan ekipmanlardaki ekserji yıkımının maliyeti ve bu ekipmanların termoekonomik değeri

Ekipman	Ekserji Yıkım Maliyeti (C_D) (\$/h)	Termoekonomik faktör (f)
Birinci ısı pompası (IP1)	106,704	0,11
İkinci ısı pompası (IP2)	102,952	0,08

Kazan grubu	118,912	0,079
Isı eşanjör grubu	5,805	0,78
Akümülayon tank grubu	18,384	0,05
P1 sirkülayon pompa grubu	0,252	0,50

Çizelge 4.33. Sistemde bulunan ekipmanlardaki ekserji yıkımının maliyeti ve bu ekipmanların termoekonomik değeri (devam)

P2 sirkülayon pompa grubu	0,166	0,50
P3 sirkülayon pompa grubu	0,053	0,50
P4 sirkülayon pompa grubu	0,053	0,50
P ₅ sirkülayon pompası	0,193	0,46
P ₆ sirkülayon pompası	0,193	0,46
P ₇ sirkülayon pompası	0,193	0,46
P ₈ sirkülayon pompası	0,193	0,46
P ₉ sirkülayon pompası	0,193	0,46
P ₁₀ sirkülayon pompası	0,193	0,46
R1 Radyatör	2,896	0,12

Grubu		
R2 Radyatör Grubu	11,584	0,12
R3 Radyatör Grubu	4,910	0,12
R4 Radyatör Grubu	11,584	0,127

Tablo 4.33'deki sonuçlardan görüleceği gibi ekserji yıkım maliyeti en yüksek olan ekipmanlar sırasıyla 118,912 \$/h ile kazan grubu, 106,704 \$/h ile birinci ısı pompası ve 102,952 \$/h ile ikinci ısı pompası olarak belirlenmiştir.

Ekserji yıkımları ve dolayısıyla ekserji maliyetlerinin ısı pompalarında fazla olmasının sebebi ısı pompası kompresörlerinde ekserji yıkımının büyük değerlerde olmasından kaynaklanmaktadır. Kompresörlerde ekserji yıkımının fazla olmasının nedeni ise ısı pompalarının izin verilen yüksek çalışma basınçları ile alçak çalışma basınçları arasındaki farktan dolayı kompresör giriş ve çıkışındaki özgül entropi farkının büyük çıkmasından ileri gelmektedir. Dolayısıyla iyileştirme çalışmaları yapılırken bu iki basınç değeri mümkün olduğunca birbirine yakın seçilerek veya yüksek basınç değeri azatılarak ekserji yıkımı ve maliyeti daha az olan ısı pompaları tasarlanabilir.

Kazanlarda ekserji yıkımının fazla olmasının sebebi ise yakıt ekserjisinin önemli bir kısmının ısıtılan suya aktarılamamasıdır. Optimizasyon çalışmalarında ısıtılan su miktarını arttırıcı tasarımlar yapılarak kazanlardaki ekserji yıkımı ve dolayısıyla yıkılan ekserjinin maliyeti azaltılabilir.

5. SONUÇ

Bu çalışmada Oylat Jeotermal Merkezi Isıtma Sisteminin kendisine eşdeğer Doğalgazlı Merkezi Isıtma sistemiyle teknik ve mali açıdan karşılaştırılması ve termoekonomik analizi yapılmıştır.

Sonuçlar ele alındığında, Oylat JMIS’de kullanılan jeotermal akışkan yeraltından çıkarken DMIS’de kullanılan doğalgazın doğalgaz kuyularından çıkarıldığı görülmüştür.

Oylat JMIS’de jeotermal akışkan ısı merkezine HDPE koruge boru hattıyla taşınmaktadır. Buna karşın DMIS kurulması durumunda doğalgaz ilçe merkezinde bulunan basınç düşürme istasyonundan ısı merkezine farklı bileşimlerdeki çelik ve polietilen borularla taşınacaktır.

Oylat JMIS’de konutlar için gerekli olan ısı ihtiyacını karşılamak için dört ayrı çevrim bulunmaktadır. Isı pompalarıyla ısı eşanjörleri arasındaki çevrimde jeotermal akışkandan çekilen ısı, ısı pompalarıyla akümülyasyon tanklarına giden çevrime verilir ve bu cihazlarda depolanmış suyun sıcaklığını artırır. Ayrıca yılın çok soğuk günlerinde kazanların ısıttığı su bu ekipmanlarla akümülyasyon tankları arasında bulunan çevrimde sirküle edilerek akümülyasyon tanklarındaki suyun ısınmasına katkı sağlar. Akümülyasyon tanklarındaki suyun ısısı ise bu ekipman grubuyla konutlar arasında yer alan ısıtma çevrim suyu tarafından alınarak mekanlar ısıtılır. Buna karşılık DMIS’de kazanlarda doğalgazın yanması sonucu açığa çıkan ısı ısıtma çevrim suyu hattında sirkülasyon halinde olan suya verilerek konutların ısı ihtiyacı karşılanır.

Oylat JMIS’de bulunan ısı pompası, ısı eşanjörleri, akümülyasyon tankları gibi ekipmanlar DMIS’de bulunmamaktadır.

Karşılaştırılan iki sistemin yerleşke içi boru şebekeleri (ısı dağıtım sistemleri veya ısıtma çevrim suyu hatları) ise tamamıyla aynı olarak tespit edilmiştir. Sadece Oylat JMIS’de hibrit olmayan çalışma durumunda ısıtma çevrim suyunun konutlara gidiş ve dönüş sıcaklıkları 60°C - 53°C iken, DMIS’de 80°C - 73°C olarak tespit edilmiştir.

Oylat JMIS’nin ilk yatırım maliyeti DMIS’ye göre hemen hemen 7 kat daha ucuz olarak saptanmıştır. Bu durum JMIS açısından büyük avantaj teşkil etmektedir. DMIS’nin

akışkan taşıma hattınıyerel doğalgaz firması tarafından çekildiğinde JMIS'nin ilk yatırım maliyeti 2 903 730 TL daha fazla olacaktır. Fakat JMIS'nin işletme maliyeti DMIS'ninkinden 2,5 kat daha düşük olduğu için JMIS bu farkı 1,8 yıl gibi kısa bir sürede amorti edeceğinden işveren açısından daha avantajlıdır.

Ekserji analizi sonucunda en düşük ekserji verimine sahip olan ekipmanlar %14 ile ikinci ısı pompası, %16 ile birinci ısı pompası %54 ile radyatör grubu ve %57 ile kazan grubu olarak tespit edilmiştir.

Termoekonomik analiz sonuçlarına göre birim ekserji maliyetinin en yüksek olduğu ekipman grubu 205,421 \$/GJ ile kazanlar olarak bulunmuştur.

En yüksek ekserji yıkımının ise 856,499 kW ile birinci ısı pompasında ardından 826,666 kW ile ikinci ısı pompasında ve daha sonra 754,021 kW ile kazan grubunda gerçekleştiği görülmüştür. Dolayısıyla iyileştirme potansiyeli en yüksek olan ekipmanların bu ekipmanlar olduğu saptanmıştır.

Ekserji yıkım miktarlarıyla örtüşür bir şekilde ekserji yıkım maliyetlerinin en yüksek olduğu ekipmanlar da yine bu üç ekipman veya ekipman grubu olarak belirlenmiştir. En yüksek ekserji yıkım maliyetine 118,912 \$/h ile kazan grubunun sahip olduğu görülmüştür. Kazan grubundan sonra 106,704 \$/h ile birinci ısı pompası ve 102,952 \$/h ile ikinci ısı pompası en yüksek ekserji yıkım maliyetine sahip olan ekipmanlar olarak tespit edilmiştir.

Isı pompalarındaki ekserji yıkımının ve ekserji maliyetinin fazla olmasının nedeni ısı pompası için izin verilen alçak ve yüksek basınç arasındaki farktan dolayı kompresör giriş ve çıkışındaki özgül entropi farkının büyük çıkması olarak görülmüştür. Optimizasyon çalışmalarında ısı pompası için izin verilen alçak ve yüksek değerleri birbirlerine daha yakın seçilerek daha az ekserji yıkımına ve ekserji yıkım maliyetine sahip ısı pompaları tasarlanabilir.

Kazanlarda ekserji yıkımının fazla olmasının sebebi ise yakıt ekserjisinin önemli bir kısmının ısıtılan suya aktarılamamasıdır. Optimizasyon çalışmalarında ısıtılan su miktarını arttırıcı tasarımlar yapılarak kazanlardaki ekserji yıkımı ve dolayısıyla yıkılan ekserjinin maliyeti azaltılabilir.

KAYNAKLAR

Acar, C., & Dinçer, İ. 2017. Environmental impact assessment of renewables and conventional fuels for. *International Journal of Global Warming*, 13, 260 - 277.

Akçay, Y., Çıtıroğlu, H. K., Çakır, A., & Bacak, G. 2014. İnegöl-Oylat Jeotermal Kaynağının Termal Turizm Açısından Değerlendirilmesi. *Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4 (2), 27-37.

Akrami, E., Chitsaz, A., Nami, H., & Mahmoudi, S. M. 2017. Energetic and exergoeconomic assessment of a multi-generation energy system based on indirect use of geothermal energy. *Energy*, 124, 625-639.

Aleixandre-Tudo, J. L., Castello-Cogollos, L., Aleixandre, J. L., & Aleixandre-Benavent, R. 2019. Renewable energies: Worldwide trends in research, funding and international collaboration. *Renewable Energy*, 139, 268 - 278.

Alirahmi, S. M., Dabbagh, S. R., Ahmadi, P., & Wongwises, S. 2020. Multi-objective design optimization of a multi-generation energy system based on geothermal and solar energy. *Energy Conversion and Management*, 205, 1 - 13.

Ambriz-Diaz, V. M., Rubio-Maya, C., Pacheco Ibarra, J. J., Gonzalez, S. R., & Patino, J. M. 2017. Analysis of a sequential production of electricity, ice and drying of agricultural products by cascading geothermal energy. *Science Direct*, 42, 18092 - 18102.

Anonim, 2020a. Akümülyasyon tanklarının fiyatı. Malzemedolu. <https://www.malzemedolu.com/mit-5000-lt-litre-paslanmaz-akumulasyon-tanki>-(Erişim tarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020b. Yanma sonu ürünlerinin fiziksel özellikleri. Aralsan. <https://www.aralsan.com/baca-gazi-fiziksel-ozellikleri>-(Erişim tarihi: 20.04.2020).

Anonim, 2020c. Denge kabının fiyatı. Akakçe. <https://www.akakce.com/kazan-yedek-parca-aksesuari/en-ucuz-mit-paket-denge-kabi-dn150-flansli-fiyati,326581109.html>-(Erişimtarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020d. Genleşme tankının fiyatı. Malzemedolu. <https://www.malzemedolu.com/mit-750-lt-litre-hidrofor-genlesme-tank-ayakli?>-(Erişim tarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020e. Hava tüplerinin fiyatları. Teknofer. <https://www.teknofer.com.tr/kategori/hava-tupu-fiyatlari>-(Erişim tarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020f. HDPE koruge boru fiyatları. Kuzey boru. <https://www.kuzeyboru.com.tr/> Data /

EditorFiles/Fiyat_Listesi/Corrugated_Pipes_Price_List_2020.pdf-(Erişim tarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020g. Isıtma ve soğutma gün dereceleri. T.C tarım ve orman bakanlığı meteoroloji genel müdürlüğü. <https://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/gun-derece.aspx>-(Erişim tarihi: 24.03.2020).

Anonim, 2020h. İzolasyonlu elik boru fiyatları. Kar-el. <http://www.kar-el.com.tr/fliste2.aspx?id=341>-(Erişim tarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020ı. Pislık tutucuların ve ek valflerin fiyatları. Ayvaz. <https://www.ayvaz.com/fiyatlistesi/>-(Erişim tarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020i. PPRC boru fiyatları. Boru burada. <https://www.boruburada.com/pprc-boru-> (Erişim tarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020j. Radyatör fiyatları. Akake. <https://www.akakce.com/panel-radyator/en-ucuz-demirdokum-pkkp-600x1000-plus-fiyati,4056882.html>-(Erişim tarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020k. Tortu ayırıcıların fiyatları. Rekabetci fiyat. [https://www.rekabetcifiyat.com / kategori/flansli-tortu-tutucular-](https://www.rekabetcifiyat.com/kategori/flansli-tortu-tutucular/) (Erişim tarihi: 07.02.2020).

Anonim, 2020l. Üç yollu vana fiyatları. [guvenlifiyat.com. https://www.guvenlifiyat.com/uc-yollu-motorlu-vana-birim-fiyat,TA-4062.html-](https://www.guvenlifiyat.com/uc-yollu-motorlu-vana-birim-fiyat,TA-4062.html) (Erişim tarihi: 07.02.2020).

Ay, Y. D. 2010. İnegöl-Oylat kaplıcaları. *Bursa'nın Termal Su Kaynakları*, (s. 21-25). Bursa.

Balkan Kuşcu, N.S.2019. Jeotermal enerjiden elektrik üreten sistemlerin ve sistem parametrelerinin performans üzerine etkilerinin araştırılması. *Yüksek Lisans Tezi*, AK Fen Bilimleri Enstitüsü, Elektrik Mühendisliği Anabilim Dalı, Afyon.

Başkaya, Z. 2018. Oylat kaplıcaları (İnegöl) termal turizmi. M. Reyhanoğlu içinde, *Araştırmalar işiğında pazarlama, turizm ve iletişimde gncel konular* (s. 349 - 374). Ankara: Nobel Akademik Yayıncılık.

Bhatia, S. C. 2014. Geothermal power generation. *Advanced renewable energy systems*(s. 334 - 389). içinde New Delhi, India: Woodhead Publishing.

Bhowmik, C., Bhowmik, S., Ray, A., & Pandey, K. M. 2017. Optimal green energy planning for sustainable development: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 71, 796 - 813.

Blázquez, C. S., Borge-Diez, D., Nieto, I. M., Martín, A. F., González-Aguilera, D. 2019. Technical optimization of the energy supply in geothermal heat pumps. *Geothermics*, 81, 133 - 142.

Cetin, T. H., Kanoglu, M., & Yanikomer, N. 2019. Cryogenic energy storage powered by geothermal energy. *Geothermics*, 77, 34 - 40.

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. 1996. Termodinamiğin Temel Kavramları. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik* (s. 2 - 31). içinde İstanbul: Literatür Yayıncılık.

DiPippo, R. 2016a. Advanced Geothermal Energy Conversion Systems. N. Welford (Dü.) içinde, *Geothermal Power Plants* (s. 241 - 290). Waltham, MA, USA: Butterworth-Heinemann.

DiPippo, R. 2016b. Single-Flash Steam Power Plants. N. Welford (Dü.) içinde, *Geothermal Power Plants* (s. 107 - 142). Waltham, MA, USA: Butterworth-Heinemann.

Doğan, S. 2019. Yenilenebilir enerji kaynakları açısından jeotermal enerji ve istihdam yaratma potansiyelinin değerlendirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Aydın Adnan Menderes Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü, Çalışma Ekonomisi Endüstri İlişkiler Anabilim Dalı, Aydın.

Elghamry, R., Hassan, H. 2020. Impact a combination of geothermal and solar energy systems on building ventilation, heating and output power: Experimental study. *Renewable Energy*, 152, 1403 - 1413.

Etemoğlu, A. B., İşman, M. K., Can, M. 2006. Bursa ve çevresinde jeotermal enerjinin kullanılabilirliğinin incelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 11 (1), 55 - 64.

Girard, A., Gago, E. J., Muneer, T., Cacer, G. 2015. Higher ground source heat pump COP in a residential building through the use of solar thermal collectors. *Renewable Energy*, 80, 26-39.

Glassley, W. E. 2019. Direct Use of Geothermal Resources. A. Ghassemi (Dü.) içinde, *Geothermal Energy: Renewable Energy and the Environment* (s. 201 - 223). Boca Raton, the U.S.A: CRC Press.

Gong, X., Xia, L., Ma, Z., Chen, G., & Wei, L. 2018. Investigation on the optimal cooling tower input capacity of a cooling tower assisted ground source heat pump system. *Energy & Buildings*, 174, 239–253.

Gülçimen, S., 2020. Tablo 4.3 ve 4.4'teki 1 nolu ekipmanların fiyatlarıyla ilgili sözlü görüşme. BIYTAŞ A.Ş. Alaattin Bey Mahallesi, 626 Sokak No: 26/6 Elektromekanik Plaza Nilüfer, Bursa. (Görüşme tarihi: 10.02.2020). e-posta: info@biyatas.com.tr

Güngör, E. 2018. Jeotermal enerji ile yapılan bölgesel ısıtma sistemlerinde enerji verimliliğinin artırılması. *Yüksek Lisans Tezi*, DÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İleri Teknolojiler Anabilim Dalı, Kütahya.

Hanbury, O., & Vasquez, V. R. 2018. Life cycle analysis of geothermal energy for power and transportation: A stochastic approach. *Renewable Energy*, 115, 371 - 381.

Herez, A., Khaled, M., Murr, R., Haddad, A., Elhage, H., & Ramadan, M. 2017. Using geothermal energy for cooling-parametric study. *Science Direct*, 119, 783 - 791.

İmal, M., Karapınar, Ç., & Doğan, O. 2013. Hava kalitesine doğalgazın etkisi: Kahramanmaraş örnek çalışması. *KSU Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 16 (2), 22 - 28.

Inayat, A., & Raza, M. 2019. District cooling system via renewable energy sources: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 107, 360–373.

Jonas, D., Frey, G., & Theis, D. 2017. Simulation and performance analysis of combined parallel solar thermal and ground or air source heat pump systems. *Solar Energy*, 150, 500-511.

Kavanaugh, S., & Rafferty, K. 2014. Surface-water heat pumps. M. S. Owen (Dü.) içinde, *Geothermal Heating and Cooling Design of Ground-Source Heat Pump Systems* (s. 125 - 178). Atalanta: Ashrae.

Kazemi, S., Teoh, W. H., & Mohamad Nor, M. I. 2020. Thermodynamic and economic investigation of an ionic liquid as a new proposed geothermal fluid in different organic Rankine cycles for energy production. *Energy*, 193, 1 - 17.

Kim, Y., Lee, J. S., & Jeon, S. W. 2016. Hybrid ground-source heat pump systems. S. J. Rees (Dü.) içinde, *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems* (s. 331 - 357). Woodhead Publishing.

Kurban, E. 2020. Elektriğin birim fiyatı. enerjiportali.com.<https://www.enerjiportali.com/mustafa-yilmaz-2020nin-2-ceyreginde-elektrige-zam-yok/>-(Erişim tarihi: 07.04.2020).

Lay-Ekuakille, A., Blois, L., & Velazquez, R. 2020. Design of high efficiency polymer probe for geothermal energy transmission and measurement. *Measurement*, 152, 1 - 6.

Lee, I., Tester, J. W., & You, F. 2019. Systems analysis, design, and optimization of geothermal energy systems for power production and polygeneration: State-of-the-art and future challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 109, 551 - 577.

Li, Z., Khanmohammadi, S., Khanmohammadi, S., Al-Rashed, A. A., & Afrand, M. 2020. 3-E analysis and optimization of an organic rankine flash cycle integrated

with a PEM fuel cell and geothermal energy. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45 (3), 2168-2185.

Liu, Y., Liu, X., Hou, J., Li, H. A., & Chen, Z. 2019. Technical and economic feasibility of a novel heavy oil recovery method: Geothermal energy assisted heavy oil recovery method: Geothermal energy assisted heavy oil recovery. *Energy*, 181, 853-867.

Liu, Z., Li, Y., Xu, W., Yin, H., Gao, J., Jin, G., et al. 2019. Performance and feasibility study of hybrid ground source heat pump system assisted with cooling tower for one office building based on one Shanghai case. *Energy*, 173, 28 - 37.

Lucia, U., Simonetti, M., Chiesa, G., & Grisolia, G. 2017. Ground-source pump system for heating and cooling: Review and thermodynamic approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 867 - 874.

Lyu, W., Li, X., Yan, S., & Jiang, S. 2020. Utilizing shallow geothermal energy to develop an energy efficient HVAC system. *Renewable Energy*, 147, 672-682.

Miranda-Barbosa, E., Sigfússon, B., Carlsson, J., & Tzimas, E. 2017. Advantages from combining CCS with geothermal energy. *Energy Procedia*, 114, 6666 – 6676.

Mohtasham, J. 2015. Review Article-Renewable Energies. *Energy Procedia*, 74, 1289 – 1297.

Mokarram, N. H., & Mosaffa, A. H. 2018. A comparative study and optimization of enhanced integrated geothermal flash and Kalina cycles: A thermoeconomic assessment. *Energy*, 162, 111 - 125.

Moya, D., Aldás, C., & Kaparaju, P. 2018. Geothermal energy: Power plant technology and direct heat applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 94, 889–901.

Noorollahi, Y., Shabbir, M. S., Siddiqi, A. F., Ilyashenko, L. K., & Ahmadi, E. 2019. Review of two decade geothermal energy development in Iran, benefits, challenges and future policy. *Geothermics*, 77, 257 - 266.

Onurbaş Avcioğlu, A. 2017. Yenilenebilir Enerji Kaynakları ve Teknolojileri Dersi 8. Ankara: Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü.

Pasquier, P., Nguyen, A., Eppner, F., Marcotte, D., & Baudron, P. 2016. Standing column wells. S. J. Rees (Dü.) içinde, *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems* (s. 269 - 294). Woodhead Publishing.

- Qi, Z., Gao, Q., Liu, Y., Yan, Y. Y., & Spitler, J. D. 2014.** Status and development of hybrid energy systems from hybrid ground source heat pump in China and other countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, 37 - 51.
- Reda, F. 2017.** Solar Assisted Ground Source Heat Pump. *Solar Assisted Ground Source Heat Pump Solutions Effective Energy Flows Climate Management* (s. 17 - 29). içinde Cham, Switzerland: Springer.
- Sadaghiani, M. S., Ahmadi, M. H., Mehrpooya, M., Pourfayaz, F., & Feidt, M. 2018.** Process development and thermodynamic analysis of a novel power generation plant driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 133, 645 - 658.
- Sakai, Y. 2017.** Advanced geothermal steam turbines. T. Tanuma (Dü.) içinde, *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants* (s. 455-486). Cambridge, MA 02139, United States: Woodhead Publishing.
- Salhi, K., Korichi, M., & Ramadan, K. M. 2018.** Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression-absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO refrigerant powered by geothermal energy. *International Journal of Refrigeration*, 94, 214 - 229.
- Shokati, N., Ranjbar, F., & Yari, M. 2015.** Comparative and parametric study of double flash and single flash/ORC combined cycles based on exergoeconomic criteria. *Applied Thermal Engineering*, 91, 479 - 495.
- Singh, D. P., & Dwevedi, A. 2019.** Production of clean energy by green ways. *Solutions to Environmental Problems Involving Nanotechnology and Enzyme Technology* (s. 49 - 90). içinde New Delhi: Academic Press.
- Soelaiman, T. A. 2016.** Geothermal energy. M. H. Rashid içinde, *Electric Renewable Energy Systems* (s. 114 - 139). Bandung, Indonesia: Academic Press.
- Soltani, M., Kashkooli, F. M., Dehghani-Sani, A. D., Kazemi, A. R., Bordbar, N., Farshchi, M. J., et al. 2019.** A comprehensive study of geothermal heating and cooling systems. *Sustainable Cities and Society*, 44, 793 - 818.
- Spadacini, C., Xodo, L. G., & Quaia, M. 2017.** Geothermal energy exploitation with Organic Rankine Cycle technologies. E. Macchi, & M. Astolfi (Dü) içinde, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems Technologies and Applications* (s. 474 - 525). Woodhead Publishing .
- Sun, F., Yao, Y., Li, G., & Li, X. 2018.** Performance of geothermal energy extraction in a horizontal well by using CO₂ as the working fluid. *Energy Conversion and Management*, 171, 1529 - 1539.

- Sun, F., Zhao, X., Chen, X., Fu, L., & Liu, L. 2019.** New configurations of district heating system based on natural gas and deep geothermal energy for higher energy efficiency in northern China. *Applied Thermal Engineering*, 151, 439-450.
- Tomasini-Montenegro, C., Santoyo-Castelazo, E., Gujba, H., Romero, R. J., & Santoyo, E. 2017.** Life cycle assessment of geothermal power generation technologies: An updated review. *Applied Thermal Engineering*, 114, 1119-1136.
- Tomaszewska, B., Pająk, L., Bundschuh, J., & Bujakowski, W. 2018.** Low-enthalpy geothermal energy as a source of energy and integrated freshwater production in inland areas: Technological and economic feasibility. *Desalination*, 435, 35 - 44.
- Wang, F., Deng, S., Zhao, J., Zhao, J., Yang, G., & Yan, J. 2017.** Integrating geothermal into coal-fired power plant with carbon capture: A comparative study with solar energy. *Energy Conversion and Management*, 148, 569 - 582.
- Wang, L., Li, H., & Bu, X. 2020.** Multi-objective optimization of Binary Flashing Cycle (BFC) driven by geothermal energy. *Applied Thermal Engineering*, 166, 1 - 8.
- Wang, X., Klemes, J. J., Dong, X., Fan, W., Xu, Z., Wang, Y., et al. 2019.** Air pollution terrain nexus: a review considering energy generation and consumption. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 105, 71 - 85.
- Watanabe, N., Saito, K., Okamoto, A., Nakamura, K., & Tsuchiya, N. 2020.** Stabilizing and enhancing permeability for sustainable and profitable energy extraction from superhot geothermal environments. *Applied Energy*, 260, 1 - 10.
- Wu, S., Dai, Y., Li, X., Oppong, F., & Xu, C. 2018.** A review of ground-source heat pump systems with heat pipes for energy efficiency in buildings. *Energy Procedia*, 152, 413 - 418.
- Yilmaz, C. 2020.** Optimum energy evaluation and life cycle cost assessment of a hydrogen liquefaction system assisted by geothermal energy. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45 (5), 3558-3568.
- Yilmaz, C. 2017.** Thermodynamic and economic investigation of geothermal powered absorption cooling system for buildings. *Geothermics*, 70, 239 - 248.
- Zarrouk, S. J., & Katie, M. 2019.** Introduction. P. Adamson (Dü.) içinde, *Geothermal Well Test Analysis* (s. 1 - 11). Oxford, England: Academic Press.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Orhan ŞAHMERDAN

Doğum Yeri ve Tarihi : ŞEMKİR / AZERBAYCAN ve 15.09.1987

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa İnegöl Lisesi (Sayısal-Fen Bölümü)

Lisans : Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Makine
Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü
Termodinamik Ana Bilim Dalı

Sertifikalar : İngilizce Dil Eğitim Sertifikası(Lewis School of
English, Southampton, İngiltere)
Doğalgaz İç Tesisat ve Endüstriyel Tesisat
Yetkilendirme Sertifikası
Şantiye Şefliği Eğitim Sertifikası

İletişim

e-posta : orhansahmerdan@hotmail.com

Cep Telefon Numarası : 0551550 2558

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Tuncer Öztürk Öztürk Tesisat
Egekur Isıtma ve Soğutma Sistemleri
BTB Construction & Installation Co., Cibuti