

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

151672

151672



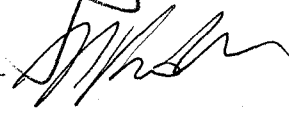
TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARININ
TERMO-EKONOMİK ANALİZİ

Makine Müh. Emre AKÇASARI

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Dürrüye BİLGE

Doç. Dr. Dürrüye Bilge 
Prof. Dr. Hasim Heperkan 
Doç. Dr. N. VAROL 

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

	Sayfa no.
SİMGE LİSTESİ.....	ii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	v
ÖNSÖZ.....	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
1 GİRİŞ.....	1
2 TERMODİNAMİĞİN TEMEL KAVRAMLARI	3
2.1 Termodinamiğin 1. Kanunu.....	3
2.2 Termodinamiğin 2. Kanunu.....	5
2.2.1 Clasius Eşitsizliği.....	7
2.2.2 Entropi.....	9
2.2.3 Entropi Değişimi.....	11
2.2.3.1 Kapalı Sistemlerde Entropi Değişimi	13
2.2.3.2 Kontrol Hacimlerinde Entropi Değişimi	13
2.2.3.3 Saf Maddelerde Entropi Değişimi.....	14
2.2.4 Entropi Değişiminin Nedenleri	15
2.2.5 Entropi ile İlgili Sonuçlar	15
3 EKSERJİ ANALİZİ.....	16
3.1 Ekserji.....	16
3.2 Tersinir iş, Çevresel iş, Kullanışlı iş ve Tersinmezlik	18
3.2.1 Tersinir iş	18
3.2.2 Çevresel iş	19
3.2.3 Kullanışlı iş	20
3.2.4 Tersinmezlik	20
3.3 Kapalı Sistemlerde Ekserji Denklemi	21
3.4 Sürekli Akışlı ve Sürekli Açık (SASA) Sistemlerde Ekserji Denklemi.....	24
3.5 Ekserji Dengesi.....	26
3.5.1 Kapalı Sistemlerde Ekserji Dengesi... ..	26
3.5.2 SASA Sistemlerde Ekserji Dengesi	29
4 TERMO-EKONOMİK ANALİZ YÖNTEMİ	30
4.1 Termo-ekonomik Analizde Ekserji Denklemleri.....	31
4.2 Ekserji Maliyeti	33
4.3 Termo-ekonomik faktör	35
5 ISI POMPALARI ve TERMODİNAMİK ANALİZİ	36
5.1 Soğutma Çevrimi.....	36
5.2 Soğutma Çevrimi Etkinlik Katsayısı	37
5.3 Isı Pompaları	39
5.4 Isı Pompasında Prosesler	42
5.5 Isı Pompasının Enerji Kaynağı ve Maliyeti.....	42
5.6 Isı Pompasının Termodinamik Analizi	43
5.7 Basınç-Entalpi (P-h) ve Sıcaklık-Entropi (T-s) Diyagramları	45

6	TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARI (TKIP).....	48
6.1	Tarihçe	49
6.2	Genel Tanım ve Temel Prensipler	49
6.3	TKIP Avantaj ve Dezavantajları	50
6.3.1	Avantajlar	50
6.3.2	Dezavantajlar	53
6.4	Tipleri	54
6.5	Isı Kaynağı Olarak Toprak Özellikleri	57
6.6	Toprak Isı Değiştiricisi Boru Malzemesi.....	57
6.7	Toprak Isı Değiştiricisi Tipleri.....	58
6.7.1	Yatay Toprak Isı Değiştiricileri.....	59
6.7.2	Dikey Toprak Isı Değiştiricileri.....	61
7	TOPRAK ISI DEĞİşTİRİCİSİ TASARIMI	62
7.1	Toprak Isı Değiştiricisi Tasarım Prosedürleri	62
7.1.1	Toprak Isı Değiştiricisi Konfigürasyonu	62
7.1.2	Plastik Boru Seçimi	63
7.1.3	Toprak Isı Değiştiricisi Boyutlandırma ve Hesaplama Yöntemi	64
8	TKIP SİSTEMLERİNİN EKONOMİK ANALİZİ.....	68
8.1	TKIP Sistemlerinin Maliyetinin Tasarım Çalışmalarıyla Kontrol Edilmesi.....	68
8.2	Toprak Altı Borulama Maliyetleri	71
8.3	Bir Ofis Binasında TKIP ve Diğer Sistemlerin Maliyet Karşılaştırmasının Yapılması.....	72
8.4	TKIP Sistemlerinde İşletme Maliyetinin Diğer Sistemlerle Karşılaştırmasının Yapılması.....	76
8.5	TKIP Sisteminin ve Diğer Sistemlerin İlk Yatırım ve İşletme Maliyetlerinin Analizi.....	80
9	ÖRNEK PROJE	82
9.1	Proje Tanımı ve Kabuller	82
9.2	Proje Hesapları	83
9.2.1	Basınç Kayıpları Hesabı.....	83
9.2.1.1	FCU Devresi Basınç Kaybı Hesabı.....	83
9.2.1.1.1	Düz Boru Basınç Kayıpları	85
9.2.1.1.2	Yerel ve Cihaz Basınç Kayıpları	87
9.2.1.2	Toprak Altı Borularının Basınç Kaybı Hesabı.....	87
9.2.2	Akışkan Debileri ve Kompresör İşleri Hesabı.....	88
9.2.2.1	Sirkülasyon Pompası Debisi (FCU devresi)	88
9.2.2.2	Soğutucu Akışkan Debisi (R22)	88
9.2.2.3	Sirkülasyon Pompası Debisi (Toprak ısı değiştiricisi devresi).....	88
9.2.2.4	Kompresörde Yapılan İş.....	89
9.2.3	Soğutma Etki Değeri.....	89
9.3	Ölü Hal.....	91
9.4	Karakteristik Tablo.....	91
9.5	Toprak Isı Değiştiricisi Tasarımı.....	92
9.6	Sistemin Analizi.....	97
9.6.1	Sistemin Termo-ekonomik Analizi.....	98
9.6.1.1	Kompresör.....	98

9.6.1.2	Kondenser.....	98
9.6.1.3	Evaporatör.....	98
9.6.2	Sistemin Yatırım ve İşletme Maliyeti.....	99
9.6.3	Termo-ekonomik Hesaplama.....	100
9.6.3.1	Kompresör.....	101
9.6.3.2	Kondenser.....	102
9.6.3.3	Evaporatör.....	102
10	FARKLI KAPASİTELER İÇİN ANALİZ -1.....	103
11	FARKLI KAPASİTELER İÇİN ANALİZ -2.....	118
12	FARKLI KAPASİTELER İÇİN ANALİZ -3.....	132
13	HESAPLANAN BİRİM EKSERJİ MALİYETLERİNİN GRAFİKLERİ..	147
14	EKSERJİ ANALİZ HESAPLARI.....	149
14.1	33kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistemi için Kayıp Ekserji Analizi.....	149
14.1.1	Yok Edilen Ekserji Oranı (y_K).....	151
14.2	30kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistemi için Kayıp Ekserji Analizi.....	152
14.2.1	Yok Edilen Ekserji Oranı (y_K).....	154
14.3	25kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistemi için Kayıp Ekserji Analizi.....	155
14.3.1	Yok Edilen Ekserji Oranı (y_K).....	157
14.4	20kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistemi için Kayıp Ekserji Analizi.....	158
14.4.1	Yok Edilen Ekserji Oranı (y_K).....	160
14.5	Hesaplanan Kayıp Ekserji Analizlerinin Tablo ve Grafikleri.....	162
15	TERMOEKONOMİK FAKTÖR (f) ANALİZİ.....	167
15.1	33kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistem için Termoeconomik Faktör (f) Hesabı.....	168
15.2	30kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistem için Termoeconomik Faktör (f) Hesabı.....	169
15.3	25kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistem için Termoeconomik Faktör (f) Hesabı.....	169
15.4	20kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistem için Termoeconomik Faktör (f) Hesabı.....	170
15.5	Hesaplanan Termoeconomik Faktör (f) Değerlerinin Grafikleri.....	172
16	SONUÇLAR.....	173
	KAYNAKLAR.....	
	ÖZGEÇMİŞ.....	

SİMGE LİSTESİ

A	Bir değere getirilme faktörü (birimsiz)
CELF	Sabit eskalasyon düzeltme faktörü (birimsiz)
CRF	Kapital geri kazanım faktörü (birimsiz)
COP	Soğutma etkinlik katsayısı (birimsiz)
C	Ekserji fiyatı (\$/kj)
c	Birim ekserji fiyatı (\$/kj.kg)
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (kj/kg°C)
c_v	Sabit hacimde özgül ısı (kj/kg°C)
E	Enerji (kj)
\dot{E}	Ekserji akısı (kj/s)
e	Özgül ekserji (kj)
F_C	Soğutma düzeni oranı (birimsiz)
F_H	Isıtma düzeni oranı (birimsiz)
f	Termoekonomik faktör (birimsiz)
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
H	Basınç kaybı değeri (mSS)
H	Entalpi (kj)
h	Özgül entalpi (kj/kg)
I	Tersinmezlik (kj)
i	Özgül tersinmezlik (kj/kg)
KE	Kinetik enerji (kj)
m	Kütle (kg)
P	Basınç (kPa)
PE	Potansiyel enerji (kj)
Q	Isı (kj)
q	Isı (kW)
Q	Debi (m^3/h)
r_i	Faiz oranı
r_n	Eskalasyon oranı
R_p	Boru ısı direnci ($m^{\circ}C/W$)
R_s	Toprak ısı direnci ($m^{\circ}C/W$)
S	Entropi (kj/°K)
s	Özgül entropi (kj/kg°K)
T	Sıcaklık (°K, °C)
U	İç enerji (kj)
u	Özgül iç enerji (kj/kg)
V	Hacim (m^3)
V	Hız (m/s)
v	Özgül hacim (m^3/kg)
W	İş (kj)
\dot{W}	Güç (kW)
y	Yok edilen ekserji oranı (birimsiz)
Z	Toplam maliyet değeri (\$)
z	Yükseklik (m)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
η	Verim (birimsiz)

Alt İndisler

i	Giriş
e	Çıkış
KH	Kontrol hacmi
q	Isı
w	İş
0	Ölü hal

Üst İndisler

•	Ak1
---	-----



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa no.
Şekil 2.1	Kontrol Hacmi.....4
Şekil 3.1	Tersinir iş ve ölü hal prosesleri.....18
Şekil 3.2	Çevresel iş prosesi.....19
Şekil 3.3	Kapalı sistem ile çevre arasında ısı transferi.....21
Şekil 3.4	Tersinir iş.....23
Şekil 3.5	Ekserji, tersinir iş prosesleri.....23
Şekil 3.6	Gerçek kullanışlı iş, tersinmezlik.....24
Şekil 5.1	Bir soğutma sisteminin ana elemanları ve tipik çalışma koşulları.....36
Şekil 5.2	Bir soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdan Q_L ısısını çekmektir.....37
Şekil 5.3	Isı pompası yazın bir evi soğutmak, kışın ısıtmak için kullanılabilir.....39
Şekil 5.4	Bir ısı pompasının amacı ılık ortama Q_H ısısını vermektir.....40
Şekil 5.5	Bir ısı pompasının çevrimi.....41
Şekil 5.6	Isı pompasının prensip şeması.....43
Şekil 5.7	T-s diyagramında Ters Carnot çevrimi.....44
Şekil 5.8	Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırımlı çevrimin P-h ve T-s diyagramlarında gösterilişi.....46
Şekil 5.9	Evaporatöründe aşırı kızdırma ve kondenslerinde aşırı soğutma olan çevrimin P-h ve T-s diyagramları.....48
Şekil 6.1	Toprak bağlantılı su-su ve su-hava ısı pompaları çevrimleri.....56
Şekil 6.2	Toprak ısı değiştiricisi dikey ve yatay tip yerleşimleri.....60
Şekil 6.3	Toprak ısı değiştiricisi dikey tip yerleşim şekilleri.....61
Şekil 6.4	Dikey U-tüp toprak ısı değiştiricileri için seri ve paralel yerleşim örnekleri....61
Şekil 9.1	Yatay plan.....84
Şekil 9.2	Kolon şeması.....84
Şekil 9.3	Kritik hat izometri şeması.....86
Şekil 9.4	TKIP sistemi akım şeması.....90
Şekil 9.5	Toprak sıcaklıklarının derinlikle değişimi.....93
Şekil 13.1	Kompresör birim ekserji maliyetinin sistem kapasitesi ile değişimi.....150
Şekil 13.2	Kondenser birim ekserji maliyetinin sistem kapasitesi ile değişimi.....151
Şekil 13.3	Evaporatör birim ekserji maliyetinin sistem kapasitesi ile değişimi.....151
Şekil 14.1	20kW kapasiteli sistemdeki toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı.....163
Şekil 14.2	25kW kapasiteli sistemdeki toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı.....164
Şekil 14.3	30kW kapasiteli sistemdeki toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı.....165
Şekil 14.4	33kW kapasiteli sistemdeki toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı.....166
Şekil 15.1	Termoekonomik faktör (f) değerlerinin farklı soğutma kapasiteleri için cihazlara göre dağılımı.....172

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa no.

Çizelge 6.1	Boru malzemelerinin özellikleri.....	58
Çizelge 7.1	Farklı boru çapları için türbülanslı akışı sağlayacak min. debi değerleri.....	64
Çizelge 7.2	Farklı çaplarda plastik boru için ısıl direnç değerleri.....	67
Çizelge 7.3	Boru ve toprak/yüzey direnç değerleri.....	68
Çizelge 8.1	Zemin sondaj fiyatları.....	71
Çizelge 8.2	TKIP sisteminin diğer sistemlerle kıyaslanması.....	79
Çizelge 9.1	Bina boru metrajları.....	85
Çizelge 9.2	Kritik devre basınç kaybı hesabı.....	86
Çizelge 9.3	Karakteristik tablo.....	91
Çizelge 9.4	ABD`de bazı şehirlere ait toprak sıcaklık değerleri.....	93
Çizelge 9.5	Boru malzemelerinin özellikleri.....	97
Çizelge 10.1	Bina boru metrajları.....	104
Çizelge 10.2	Kritik devre basınç kaybı hesabı.....	105
Çizelge 10.3	Karakteristik tablo.....	109
Çizelge 10.4	Tesisat boru malzemeleri ve işçilik fiyatları.....	115
Çizelge 11.1	Bina boru metrajları.....	120
Çizelge 11.2	Kritik devre basınç kaybı hesabı.....	121
Çizelge 11.3	Karakteristik tablo.....	125
Çizelge 11.4	Tesisat boru malzemeleri ve işçilik fiyatları.....	131
Çizelge 12.1	Bina boru metrajları.....	136
Çizelge 12.2	Kritik devre basınç kaybı hesabı.....	137
Çizelge 12.3	Karakteristik tablo.....	140
Çizelge 12.4	Tesisat boru malzemeleri ve işçilik fiyatları.....	146
Çizelge 13.1	TKIP Sistemindeki cihazların birim ekserji maliyetleri.....	150
Çizelge 14.1	TKIP Sistemindeki toplam kayıp ekserji (E_k) ve sistemdeki cihazlara göre dağılım oranları.....	162
Çizelge 15.1	Termoekonomik faktör (f) değerlerinin farklı soğutma kapasiteleri için cihazlara göre dağılımı.....	172

ÖNSÖZ

Günümüz dünyasında insan hayatını ve ulaştığı uygarlık düzeyini direkt ve dolaylı yoldan etkileyen en önemli unsurların başında enerji gelmektedir. Enerji kaynaklarına ve teknolojisine sahip ülkeler dünyada söz sahibi ülke konumundadırlar. Enerji kaynakları, enerji kaynaklarının bulunması ve verimli kullanılması gün geçtikçe daha çok önem kazanmaktadır.

Bu nedenle bilimadamları ve mühendisler daha verimli ve enerji tasarrufu sağlayan sistemlerin tasarımı için büyük uğraş vermektedirler.

Toprak kaynaklı ısı pompaları bu uğraşın sonuçlarından biri olarak günümüz sistemlerinin yerini almaya başlamıştır. Uzun yıllar önce keşfedilen toprak kaynaklı ısı pompaları enerji tasarrufu ve dolayısıyla düşük işletme gideri sağlaması nedeniyle günden güne tercih edilir duruma gelmektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının daha verimli tasarlanmalarını sağlamak amacıyla termo-ekonomik analizinin yapılarak sonuçlarının irdelenmesi oldukça faydalı olacaktır. Termo-ekonomik analiz vasıtasıyla toprak kaynaklı ısı pompalarının gerçek maliyeti daha sağlıklı tespit edilecektir. Toprak kaynaklı ısı pompalarının iş-enerji ilişkisi daha net ve parasal olarak ortaya konulacaktır. Bu sayede toprak kaynaklı ısı pompalarının tasarımında göz önüne alınması gereken önemli veriler elde edilecektir.

Bu çalışmada öncelikle ekserji kavramının açıklanması; ekserji, ekonomik ve termo-ekonomik analiz yöntemlerinin irdelenmesi ve bu yöntemler ışığında toprak kaynaklı ısı pompalarının tanıtılarak bir uygulama örneği vasıtasıyla termo-ekonomik analizinin yapılması amaçlanmıştır. Yapılan uygulama örneği farklı soğutma kapasitelerine göre yinelenerek, ele alınan cihaz devrelerindeki kayıp ekserji maliyetinin, cihaz kapasitesi ile değişimi irdelenmiştir.

Bu çalışma sırasındaki desteği ve yönlendirmeleri ile yardımcı olan sayın hocam Doç. Dr. Dürriye Bilge'ye, yardımları için Doç. Dr. Galip Temir'e, araştırmalarımda kolaylık gösteren ve yardımlarını esirgemeyen Mak. Müh. Gökalp Temizyürek ile Mak. Müh. Metin Aras'a ve bana her zaman destek olan sevgili aileme teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağın içindeki sıcaklığın kararlı değişmesi nedeniyle enerjinin kullanımında etkili sonuçlar ortaya çıkarır. Bu sebeplerden dolayı birçok ülkede Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının (TKIP) kullanımı Isıtma-Havalandırma ve İklimlendirme endüstrisi tarafından desteklenmektedir. Yer enerji sistemleri olarak da bilinen Toprak Kaynaklı Isı Pompası (TKIP) sistemleri, son on yılda Türkiye’de yeni bir teknoloji olarak ortaya çıkmıştır.

Termodinamik sistemlerin analizinde kullanılan yöntemler ise; enerji analizi (birinci kanun analizi) yöntemi, entropi analizi yöntemi ve kullanılabilir enerji (ekserji) analizi yöntemidir.

Bu çalışmanın amacı, kullanılabilir enerji kavramının ve kullanılabilir enerji yönteminin öğrenilmesine yardımcı olmak; ekserji analizini toprak kaynaklı ısı pompalarında, ilk yatırım ve işletme maliyetlerini de göz önünde bulundurarak, yapmaktır.

Yapılacak analizler sonucunda amaç, sistemde yer alan komponentlerin kullanılabilir enerjilerindeki kayıplarını, bu kayıpların parasal yönden miktarlarını ve cihazlardaki kapasite değişimlerinin bu kayıplara olan etkisini göstermektir.

Anahtar kelimeler : Ekserji, toprak kaynaklı ısı pompası, termo-ekonomik analiz

ABSTRACT

Ground-source heat pumps are efficient users of energy, because the temperature of the soil is very stable. Therefore, HVAC industries support to use ground-source or geothermal heat pump systems in many countries. Ground-source heat pump systems, also known as geothermal heat pump systems has developed as a new technology in the last decade in Turkey.

The methods used in thermodynamic system analysis are, energy analysis method (first law analysis), entropy analysis method and available energy (exergy) analysis method.

The objective of this study is to help to understand the available energy concept and available energy analysis method and to use this exergy analysis method in ground-source heat pump systems, considering initial investment and operational expenses.

As a result of the analysis the objective is, to identify available energy losses in the components and the financial values of these losses and also the effects of equipment capacity changes of the losses in the system.

Keywords : Exergy (availability), ground-source heat pump, thermo-economic analysis

1. GİRİŞ

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliği ile ilgilidir ve bir sistemde giren, üretilen, çıkan ve depo edilen enerji miktarlarının toplamının sıfır olduğunu ifade eder. Birinci kanun enerjinin niteliği ile ilgili herhangi bir değerlendirme yapmaz.

Termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin niteliği ile ilgilidir. İkinci kanun, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüşümü sonucunda, toplam miktarında değişiklik olmasa bile, enerjinin niteliğinde değişiklikler olacağını ifade eder. Örneğin, ısının tamamının dönen mil işine dönüştürülmesinin mümkün olmayacağı; ısının bir kısmının dönen mil işine dönüştürülürken kalan kısmının daha düşük sıcaklıktaki bir ortama verilmesi gerektiği, termodinamiğin ikinci kanununun bir sonucudur. Ayrıca, ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama, dışarıdan herhangi bir iş etkisi almadan transfer olmasının imkansız olduğu, yine termodinamiğin ikinci kanununun bir sonucudur.

Termodinamiğin ikinci kanununa göre, ısının işe dönüştürülmesi için kullanılabilir çevrimler arasında dönüştürme verimi en yüksek olan çevrim Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi, ısının yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama geçmesini sağlayarak iş üretir. Carnot çevrimi tersinir bir çevrimdir, dolayısıyla tersine çalışması da mümkündür. Carnot çevrimi tersine çalıştırılırsa, dışarıdan iş alarak ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama geçmesini sağlar.

Termodinamik sistemlerin analizinde sadece birinci kanun analizi ile elde edilecek değerler bazı hatalı sonuçlar verebilir. Bu nedenle birinci kanun analizi ile birlikte, ikinci kanun analizinin de yapılması daha doğru sonuçlar verecektir.

İkinci kanun analizi entropiye dayalı (entropi analizi) veya kullanılabilir enerjiye dayalı (ekserji analizi) olabilir. Entropi analizinde, entropi değişimi ve entropi üretiminin hesaplanması karmaşık işlemler gerektirebilir; ayrıca entropi, enerjinin sadece niteliğini ve kalitesini ifade eder, miktarı hakkında bilgi içermez. Kullanılabilir enerji analizinde ise kontrol hacmi sınırı uygun seçilirse işlemler çok basitleşebilir; ayrıca kullanılabilir enerji (ekserji), enerjinin niteliği ile birlikte miktarını da belirtir.

Burada yapılan çalışma kullanılabilir enerji analizine dayandırılacak olup, bu analizde ele alınacak soğutma sisteminin ilk yatırım ve işletme maliyetlerini içeren parasal değerler de göz önünde tutulacaktır.

Ele alınan soğutma sistemi, günümüzde yeni bir teknoloji olarak nitelendirebileceğimiz Toprak Kaynaklı Isı Pompası (TKIP) sistemidir. Bu çalışmada, ele alınan TKIP sisteminin ekserji analizi yapılacak, bu analiz sonuçları sistemdeki komponentler bazında parasal olarak irdelenecek ve sistem kapasitesinin, hesaplanan birim ekserji maliyet değerleri ile değişimi gösterilecektir.

Bu çalışmada, sistemlerde ayrı ayrı ele alınan termodinamik analiz ile sistem maliyetlerini inceleyen ekonomik analizin birlikte yapılması ve sistem verimliliğinin parasal yönden incelenmesi amaçlanmıştır.



2. TERMODİNAMİĞİN TEMEL KAVRAMLARI

Mühendislik sistemlerinde ekserji analizine geçmeden önce termodinamiğin temel kavramlarının irdelenmesi yerinde olur.

Bu kavramlardan; termodinamiğin 1. kanunu enerjinin bir formdan diğer bir forma dönüşümü ile ilgili iken; ikinci kanun ise, bu dönüşümün ne oranda olabileceği ile ilgilidir. (Ertaş, 2002) Termodinamiğin 1. kanunu, enerjinin korunumu kanunu olarak da bilinir. Bu kanun, doğal süreçlerde değişik enerji türleri toplamının sabit kaldığını vurgular; fakat bu dönüşümlerin yönü ve verimliliği üzerinde herhangi bir kısıtlama öngörmez. Halbuki gözlemler değişik enerji türlerinin birbirlerine dönüştürülmesinde verimliliğin farklı olduğunu göstermektedir. Bu nedenle değişik enerji türlerinin kalitelerinin farklı olduğu söylenebilir. Termodinamiğin 2. kanunu enerji dönüşümlerinin yönü ve verimliliği üzerinde kısıtlamalar getirir. (Arıkol, 1985)

2.1 Termodinamiğin 1. Kanunu

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesi ile ilgili olup enerjinin yaratılamayacağını ve yokedilmeyeceğini ancak şekil değiştirebileceğini söylemektedir. (Çengel, 1990)

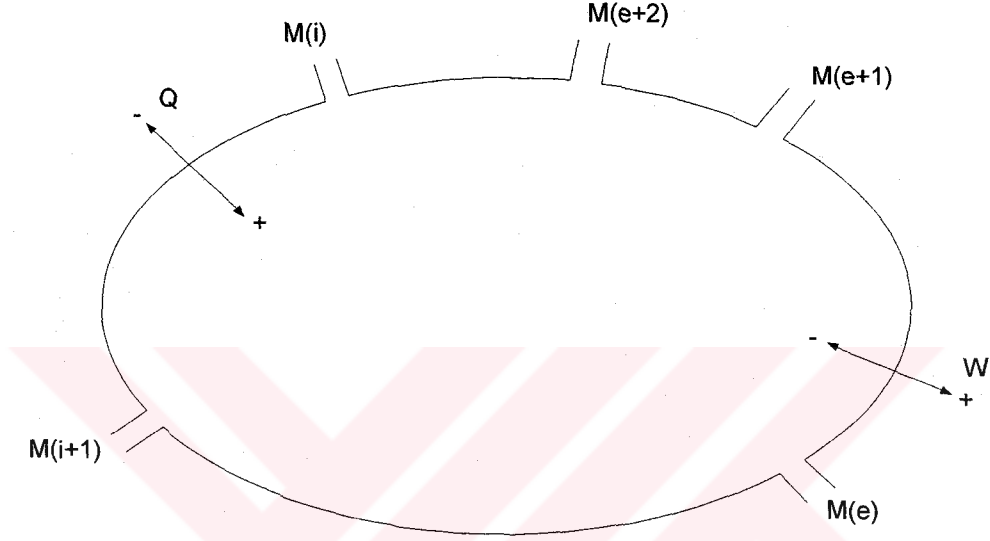
Termodinamik sistemlerin analizinde sistem sınırlarını belirlemek çok önemlidir. Belirlenen sistem, sınırlarına göre sistem açık sistem veya kapalı sistem olarak incelenebilir. Temel olarak, sistem sınırları içerisinden sistemin içine veya dışına kütle transferi varsa sistem, “açık sistem”; kütle transferi yoksa “kapalı sistem” olarak tanımlanır. (Ertaş, 2002)

Termodinamikte enerji, kapalı bir sistemin sınırlarından içeriye ısı veya iş olarak geçme özelliğine sahiptir. Eğer kapalı bir sistemde enerji akışı, sistem ile çevre arasındaki sıcaklık farkından dolayı gerçekleşiyorsa bu enerjiye “ısı” adı verilir. Aksi takdirde “iş” adı verilir.

Termodinamik denklemlerinde çevreden sisteme yapılan ısı transferi ve sistemin çevreye yaptığı iş pozitif; sistemden çevreye yapılan ısı transferi ve sistem üzerine yapılan iş negatif işaretli olarak kabul edilir. (Çengel, 1990)

Termodinamiğin 1. kanununu daha iyi açıklanabilmesi için Şekil 2.1’de gösterilen kontrol hacmi ele alınmıştır. Şekil 2.1’de, kontrol hacmine giren ve çıkan kütleler görülmektedir. Kontrol hacmine birim zamanda giren kütle miktarı birim zamanda çıkan kütle miktarına eşitse, bu sisteme “sürekli akışlı sistem” adı verilir.

Şekil 2.1 Kontrol hacmi



Bir SASA sistem için kütle korunumu kanunu, giren ve çıkan kütleler eşit olduğundan,

$$\sum m_i - \sum m_e := 0 \quad (2.1)$$

şeklini alır.

Bir SASA sistem için termodinamiğin 1. kanunu,

$$Q - W := \sum m_e \left[h_e + \frac{(V_e)^2}{2} + (g \cdot z_e) \right] - \sum m_i \left[h_i + \frac{(V_i)^2}{2} + (g \cdot z_i) \right] \quad (2.2)$$

olarak ifade edilir. (Çengel, 1990)

2.2 Termodinamiğin 2. Kanunu

Termodinamiğin 1. kanunu enerjinin korunumu ilkesiyle ilgilidir. Bir prosesin oluşması için, o prosesin termodinamiğin 1. kanununu sağlaması gerekmektedir. Ancak termodinamiğin 1. kanununun sağlanması tek başına bir prosesin gerçek anlamda ilerlemesi için yeterli değildir. Örnek olarak, sıcak bir fincan kahvenin giderek soğuması ve oda şartlarında çevreye verdiği ısıyı tekrar kazanamaması, gösterilebilir. 1. kanuna göre kahveden kaybedilen ısı oda tarafından kazanılan ısıya eşittir. Bu işlemin tersi düşünüldüğünde, sıcak bir fincan kahvenin daha soğuk oda şartlarında giderek daha ısınması beklenemez. Bu durum, prosesin (kahvenin soğuması) bir yönü olduğunu göstermektedir.

Termodinamiğin 2. kanunu, proseslerin herhangi bir yöne değil, belli bir yöne ilerlediğini ifade etmektedir. Buna dayanarak, bir prosesin oluşması için termodinamiğin 1. ve 2. kanununu sağlaması gerekmektedir. (Çengel, 1990)

Termodinamiğin 2. kanunu sadece prosesin yönüyle ilgili değildir. 2. kanun, enerjinin miktarı kadar kalitesi de olduğunu öngörmektedir. 1. kanun enerjinin miktarı ve bir şekilden diğer şekle dönüşümüyle ilgiliyken, enerjinin kalitesiyle ilgilenmemektedir. Enerji kalitesi, mühendisleri oldukça meşgul eden bir konudur. 2. kanun, enerji kalitesiyle ilgili gerekli verileri sağlamaktadır. (Çengel, 1990)

Termodinamiğin 1. kanunuyla ilgili olarak bir ısı makinesinin ısı verimi aşağıdaki şekilde formülize edilebilir. (Çengel, 1990)

$$\eta_{th} = \frac{W_{net, \text{çıkan}}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.3)$$

Burada $W_{net, \text{çıkan}}$ ısı makinesinden elde edilen net iş, Q_H ısı makinesine verilen toplam ısı miktarı ve Q_L ısı makinesinden atılan ısı miktarı olarak tanımlanmaktadır.

Termodinamiğin 2. kanununa göre, soğutma makinaları ve ısı pompaları ısıyı düşük sıcaklık ortamından çekerek yüksek sıcaklık ortamına aktaran makinelerdir.

Bir soğutma makinasının veya ısı pompasının verimi, etkinlik katsayısı ile ifade edilir. Aşağıda bu etkinlik katsayıları formülize edilmiştir.

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net, giren}}} = \frac{1}{\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right) - 1} \quad (2.4)$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net, giren}}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{Q_L}{Q_H}\right)} \quad (2.5)$$

Termodinamiğin 2. kanuna göre bir prosesin tersinir olması demek, o proses oluşurken sistem ve çevresinin başlangıç şartlarının değişmemesi, yani sistemin çevresiyle hiç bir etkileşime girmemesi demektir. Normalde tersinir bir prosesin oluşması mümkün değildir. Gerçekte tüm prosesler tersinmezdir. Tersinmez proses oluşmasına neden olan bütün etkilere (sürtünme, sıkışma, genleşme, ısı transferi vs.) “tersinmezlik” adı verilir.

Termodinamiğin 2. kanunuyla ilgili olarak Carnot döngüsü, iki adet izotermal ve iki adet adyabatik procesten oluşan tersinir bir döngüdür. Carnot ilkesi, iki ayrı ortam arasında çalışan iki adet tersinir ısı makinesinin ısı verimlerinin aynı olduğunu ve iki ayrı ortam arasında çalışan tersinir bir ısı makinesinden daha verimli bir makine olamayacağını ifade etmektedir. Buna göre iki ortam arasında çalışan tersinir bir ısı makinesine, “Carnot ısı makinesi” adı verilir.

Carnot döngüsünü sağlayan tersinir bir ısı makinesi için aşağıdaki ifade yazılabilir. [Kelvin]

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{\text{tersinir}} = \frac{T_H}{T_L} \quad (2.6)$$

Carnot ısı makinesinin ısı verimi aşağıdaki şekilde formülize edilebilir.

$$\eta_{th,tersinir} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.7)$$

Yukarıdaki ifadelerde yüksek sıcaklıklı ve düşük sıcaklıklı ortamların sıcaklıkları T_H ve T_L olarak tanımlanmaktadır.

Benzer şekilde, tersinir soğutma makineleri ve ısı pompalarının etkinlik katsayıları aşağıdaki gibi formülize edilir.

$$COP_{SM,tersinir} = \frac{1}{\left(\frac{T_H}{T_L}\right) - 1} \quad (2.8)$$

$$COP_{IP,tersinir} = \frac{1}{1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)} \quad (2.9)$$

2.2.1. Clausius Eşitsizliği

Termodinamiğin 2. kanunu, “entropi” adı verilen yeni bir tanım öngörmektedir. Entropi kısaca bir sistemdeki mikroskobik düzensizlik olarak tanımlanmaktadır. Entropinin tanımı Clausius eşitsizliğine dayanır. Bu eşitsizlik aşağıda formülize edilmiştir.

$$\int \frac{1}{T} dQ \leq 0 \quad (2.10)$$

(Çengel, 1990)

Tersinir proseslerde Classius eşitsizliği,

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinir}} dQ = 0 \quad (2.11)$$

haline dönüşür. Bunun ispatı için, tersinir bir ısı makinesini göz önüne alınır.

Tersinir döngü, tersinir proseslere ayrılarak integre edilirse aşağıdaki ifade yazılabilir. Bu durumda tersinir döngünün integrali sıfır olacaktır. Çünkü tersinir döngülerde $(Q_H/T_H) = (Q_L/T_L)$ eşitliği vardır. (Denklem 2.6)

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinir}} dQ = \int \frac{1}{T_H} dQ_H - \int \frac{1}{T_L} dQ_L = \frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_L}{T_L} = 0 \quad (2.12)$$

Entropi kavramını daha iyi açıklayabilmek için tersinmez bir ısı makinesiyle tersinir bir ısı makinesinin aynı ortamlar arasında çalıştığı bir örneği vermek yerinde olur.

Bu örneğe göre tersinmez ve tersinir ısı makinelerine aynı Q_H ısı verildiğinde; tersinmez makinenin, tersinir makineye göre yaptığı iş daha az, dışarı verdiği Q_L ısı daha fazla olacaktır. Bu durumda, $Q_{L,\text{tersinmez}} > Q_{L,\text{tersinir}}$ olacaktır.

Tersinir makine ile tersinmez makinenin dışarı verdiği Q_L ısılarında, Q_{fark} ısı kadar fark olursa, $Q_{L,\text{tersinmez}} = Q_{L,\text{tersinir}} + Q_{\text{fark}}$ ifadesi yazılabilir. Burada Q_{fark} pozitif bir miktardır.

Tersinmez ısı makinesinin döngüsel integrali Classius eşitsizliğinin ifadesi olan (dQ/T) ifadesine göre alınır,

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinmez}} dQ = \frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_{L,\text{tersinmez}}}{T_L} = \frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_L}{T_L} - \frac{Q_{\text{fark}}}{T_L} = \frac{Q_{\text{fark}}}{T_L} = \frac{-Q_{\text{fark}}}{T_L} < 0 \quad (2.13)$$

eşitsizliklerine ulaşılır.

Q_{fark} pozitif bir miktar olduğundan tersinmez bir ısı makinesinin dögüsel integrali olarak,

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinmez}} dQ < 0 \quad (2.14)$$

ifadesi elde edilir. (Çengel, 1990)

2.2.2 Entropi

Entropi kavramını daha iyi açıklayabilmek için Classius eşitsizliğinden faydalanılır. İki adet tersinir prosten oluşan tersinir bir dögü ele alınır ve bu dögünün integrali hesaplanırsa,

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinir}} dQ = \int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_A dQ + \int_2^1 \left(\frac{1}{T} \right)_B dQ = 0 \quad (2.15)$$

ifadesi elde edilir. Eşitliğin sağ tarafındaki ikinci integralin integral limitleri tersine çevrilirse,

$$\int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_A dQ - \int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_B dQ = 0 \quad (2.16)$$

$$\int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_A dQ = \int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_B dQ \quad (2.17)$$

ifadeleri elde edilecektir.

Buna göre A ve B, 1 ve 2 noktaları arasında çalışan iki adet tersinir proses olduğundan bu proseslerin integral değerleri tamamen yoldan bağımsız olup, başlangıç ve bitiş noktalarına bağlıdır. Bu durum, 1 ve 2 noktalarında bir hal değişimini işaret etmektedir. Bu hal, “entropi” olarak adlandırılmakta olup “S” harfiyle gösterilmektedir.

Buna göre tersinir prosesler için entropi değişimi,

$$dS = \left(\frac{dQ}{T} \right)_{\text{tersinir}} \quad (2.18)$$

olarak ifade edilmektedir. Bir sistemin entropi değişimi ilk ve son noktalar arasında,

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right) dQ \quad (2.19)$$

olarak ifade edilmektedir. (Çengel, 1990)

Daha yalın bir ifadeyle açıklamak gerekirse entropi, enerjinin kalitesiyle yakından ilgilidir. Termodinamiğin 1. kanununa göre bir proseste enerji miktarı korunur. Termodinamiğin 2. kanununa göre, proses belli bir yönde gerçekleşir ve ısı veren cismin enerji kalitesi düşerken ısı alan cismin enerji kalitesi artar.

Enerji kalitesindeki azalma, iki cismin toplam entropisindeki artışla gerçekleşir. Örnek olarak 10kJ enerjinin sıcak bir cisimden soğuk bir cisme transfer edildiği düşünüldüğünde, prosesin sonunda sistemde hala 10kJ enerji olacaktır; ancak daha düşük sıcaklıkta ve daha düşük kalitede enerji olacaktır.

Isıl enerji düzensiz formda bir enerjidir ve ısıyla beraber moleküler düzensizlik de akar. Sonuç olarak sıcak cismin entropisi, yani moleküler düzensizliği azalırken; soğuk cismin entropisi, yani moleküler düzensizliği artmıştır. Termodinamiğin 2. kanununa göre soğuk cisimdeki entropi artışı, sıcak cisimdeki entropi azalmasından fazla olacaktır. Böylece bileşik sistemin (sıcak cisim + soğuk cisim) net entropisi artacak ve sonuçta, bileşik sistem için son noktadaki moleküler düzensizlik ilk noktadaki moleküler düzensizlikten fazla olacaktır.

2.2.3 Entropi Değişimi

Tersinir bir prosesdeki entropi değişim miktarı aşağıdaki dögüsel integral ifadesinin hesaplanmasıyla bulunur.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinir}} dQ \quad (2.20)$$

Tersinir izotermal prosesler için entropi değişimi, sıcaklık sabit kaldığından ve Q ifadesi sıcaklığa bağılı olmadığından, aşağıdaki gibi formülize edilir.

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \quad (2.21)$$

Tersinmez bir proses için entropi değişimi Clausius eşitsizliğinden faydalanılarak bulunur. Tersinmez bir dögünün dögüsel integrali sıfırdan küçük olduğundan,

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinmez}} dQ < 0 \quad (2.22)$$

ifadesi yazılabilir.

Örnek olarak, tersinmez bir dögünün bir adet tersinir bir adet tersinmez prosesden oluştuğu düşünülürse, tersinmez dögünün integrali aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinmez}} dQ = \int_{1,A}^2 \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinmez}} dQ + \int_{2,B}^1 \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinir}} dQ < 0 \quad (2.23)$$

Yukarıdaki ifadedden,

$$\Delta S = S_2 - S_1 > \int_{1,A}^2 \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinmez}} dQ \quad (2.24)$$

ifadesi elde edilir.

Adyabatik bir proses için (tersinir veya tersinmez) denklem 2.24 kullanılarak,

$$\Delta S \geq \int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right) dQ \quad (2.25)$$

ifadesi yazılabilir. $dQ = 0$ olduğundan (adyabatik proseste ısı alış-verişi olmamaktadır), $\Delta S_{\text{adyabatik}} > 0$ olacaktır.

Bu sonuca göre adyabatik kapalı bir sistemin entropisi sürekli artmaktadır. Bu prensipten yola çıkarak herhangi bir sistem ve çevresi, bileşik olarak adyabatik bir sistem gibi düşünülebilir. Buna göre herhangi bir sistem ve çevresinin toplam entropi değişimi her zaman sıfırdan büyük olacaktır.

Bu entropi değişimi, “toplam entropi değişimi” veya “entropi üretimi” olarak adlandırılmakta olup “ $S_{\text{üret}}$ ” olarak gösterilmektedir.

Buna göre bir sistem ve çevresi için entropi üretimi,

$$S_{\text{üret}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (2.26)$$

$$S_{\text{üret}} = m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (2.27)$$

olarak ifade edilmekte olup, bu denklem entropide artış prensibini ortaya koymaktadır.

$$\Delta S_{\text{sistem}} = S_2 - S_1 = m(s_2 - s_1) \quad (2.28)$$

$$\Delta S_{\text{çevre}} = \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \quad (2.29)$$

Entropide artış prensibine göre tersinir proseslerde $S_{\text{üret}}=0$ olmaktadır. Bir sistem için hesaplanan $S_{\text{üret}}$ değerinin işaretine göre, o sistemde oluşan proses hakkında fikir yürütmek mümkündür. Buna göre,

$$S_{\text{üret}} = 0 \rightarrow \text{proses tersinir}$$

$$S_{\text{üret}} > 0 \rightarrow \text{proses tersinmez}$$

$$S_{\text{üret}} < 0 \rightarrow \text{proses imkansız (böyle bir proses olamaz)}$$

2.2.3.1 Kapalı Sistemlerde Entropi Değişimi

Kapalı sistemlerde sistem içine ve dışına kütle transferi olmayacağından, entropi değişimi basit olarak sistemin ilk ve son hali arasındaki farktır. Kapalı sistemlerde entropi değişimi sadece sistemin çevresiyle yaptığı ısı transferine bağlıdır.

Buna göre kapalı bir sistemdeki entropi değişimi (üretimi) aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$S_{\text{üret}} = m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (2.30)$$

Burada m kapalı sistemdeki kütle, $Q_{\text{çevre}}$ kapalı sistemle çevre arasındaki ısı transferi, $T_{\text{çevre}}$ çevre sıcaklığı olarak tanımlanmaktadır. (Çengel, 1990)

2.2.3.2 Kontrol Hacimlerinde Entropi Değişimi

Kontrol hacimlerinde kütle giriş çıkışı olduğundan, kütle giriş çıkışının sistemin entropi değişimine olan etkisi dikkate alınmalıdır. Bununla beraber kontrol hacimlerinde, kapalı sistemlerde olduğu gibi, sistemden çevreye ısı transferi olabilir. Buna göre kontrol hacimlerindeki entropi değişimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\text{Süretilen} = \Delta S_{\text{toplam}} = (S_2 - S_1)_{KH} + S_e - S_i + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (2.31)$$

$$\text{Süretilen} = (m_2 s_2 - m_1 s_1)_{KH} + \sum m_e s_e - \sum m_i s_i + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (2.32)$$

Ancak kontrol hacmi sürekli akış sürekli açık sistemde (SASA) bulunuyorsa entropi değişimi daha da basite indirgenir. Bu durumda kontrol hacminin ilk ve son kütle durumunu analiz etmeye gerek kalmadığından yukarıdaki denklemin $(m_2 s_2 - m_1 s_1)_{KH}$ değişkeni ortadan kalkar.

Buna göre SASA sistemde bulunan kontrol hacmi için entropi değişimi aşağıdaki gibi formülize edilebilir. (Çengel, 1990)

$$\text{Süretilen} = \sum m_e s_e - \sum m_i s_i + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (2.33)$$

2.2.3.3 Saf Maddelerde Entropi Değişimi

Saf maddelerde entropi değişimi basit olarak maddenin ilk ve son hali arasındaki fark olup aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\Delta S = m \cdot (s_2 - s_1) \quad (2.34)$$

veya

$$\Delta s = s_2 - s_1 \quad (2.35)$$

Burada “s” değeri entropinin intensif şekli olup birimi (kJ/kg.K) dir. Bu değerler saf maddelerin ilgili termodinamik tablolarında yer alırlar.

Sıkıştırılmış sıvılarda belli bir basınç ve sıcaklıktaki entropi değeri termodinamik tablolarda yer almayabilir. Bir sıkıştırılmış sıvının belli bir basınç ve sıcaklıktaki entropi değeri yaklaşık olarak o sıvının aynı sıcaklıkta doyma noktasındaki entropi değeri olarak alınabilir. (Çengel, 1990)

2.2.4 Entropi Değişiminin Nedenleri

Bir sistemde entropi değişimine neden olan iki faktör vardır. Bu faktörler ısı transferi ve tersinmezliklerdir.

Bir sisteme yapılan ısı transferi sistemdeki entropiyi artırır, bir sistemden yapılan ısı transferi ise sistemdeki entropiyi azaltır. Bu, bir sistemdeki entropiyi azaltmanın tek yoludur. Isı transferi sebebiyle yapılan entropi değişimine entropi akışı denir.

Sürtünme, birden genişleme veya sıkışma, çok küçük sıcaklık farkından dolayı oluşan ısı transferi gibi tersinmezlikler her zaman entropinin artmasına neden olur. Adyabatik bir proseste bir sistemin entropisi azalmaz, çünkü sistemden dışarıya ısı transferi olmayacaktır. Bir sistem ve çevresi adyabatik bir sistem olarak düşünülürse sistemin toplam entropi değişimi yani entropi üretimi tersinmezlikler nedeniyle artacaktır.

Bir proseste ısı transferi olmuyorsa (adyabatik) ve sistem içerisinde tersinmezlikler yoksa (tersinir) sistemin entropisi proses süresince sabit kalacaktır. Bu tip prosese “tersinir adyabatik” veya “izentropik proses” denir.

2.2.5 Entropi ile İlgili Sonuçlar

Yukarıda entropi ile ilgili anlatılanların ışığında bir takım sonuçlara varmak mümkündür. Bu sayede bu çalışmada entropi ile ilgili izah edilenler daha da netlik kazanacaktır.

1. Prosesler sadece belli bir yöne doğru ilerler, herhangi bir yöne ilerlemezler. Bir prosesin belli bir yöne ilerlemesi için, prosesin entropide artış prensibine uyması gerekmektedir. Yani sistemdeki toplam entropi değişimi (entropi üretimi) sıfırdan büyük olmalıdır. $\Delta S_{\text{toplam}} > 0$ Bu şarta uymayan bir prosesin oluşması mümkün değildir.

2. Entropi korunan bir özellik değildir; yani entropinin korunma ilkesi şeklinde bir kanun yoktur. Entropi sadece izentropik proseslerde korunmaktadır, diğer gerçek bütün proseslerde entropi artmaktadır. Böylece uzayın entropisi sürekli artmaktadır.

3. Mühendislik sistemlerinin performansı tersinmezliklerin azaltılmasıyla artırılmaktadır. Entropi üretimi ise tersinmezlikler sebebiyle oluşur. Bir sistemde ne kadar çok entropi üretimi varsa, o kadar tersinmezlik var demektir. Entropi bir sistemde tersinmezlik miktarının bir ölçüsüdür. Dolayısıyla bir prosesin verimini yükseltmek için prosesin tersinmezliklerinin azaltılması yani entropi üretiminin minimize edilmesi gerekmektedir.

3. EKSERJİ ANALİZİ

3.1 Ekserji

Termodinamiğin 1. Kanunu enerjinin miktarı ile ilgili olup, enerjinin yaratılamayacağını ve yok edilmeyeceğini ifade etmektedir.

Termodinamiğin 2. Kanunu ise enerjinin kalitesi ile ilgilidir. Daha spesifik olarak, bir processte enerjinin indirgenmesini, entropinin üretilmesini ve kayıp iş miktarını ortaya koymaktadır. Bu sayede termodinamiğin 2. Kanunu, kompleks termodinamik sistemlerin optimizasyonu için çok yararlı olmaktadır.

Termodinamiğin 2. Kanunu mühendislik sistemlerinin tasarımı için ekserji kavramını getirmiştir. Ekserji terimi kısaca, bir sistemin maksimum iş yapabilme potansiyeli olarak tanımlanmaktadır.

Ekserji, maddenin bir özelliği olup sistemin durumu ve çevresiyle ilişkilidir. Bir processte yapılan iş, prosesin ilk ve son nokta durumlarına ve proses yoluna bağlıdır. Bu durum,

$Iş = f(\text{ilk durum, proses yolu, son durum})$

şeklinde, fonksiyonel olarak gösterilebilir.

Bir proses için yapılan ekserji analizinde, o processte yapılabilecek maksimum iş miktarı tespit edilir. Bu tespiti yapabilmek için prosesin ilk durumu bir değişken olarak göz önüne alınmaz. Bir prosesin iki durumu arasında maksimum iş elde etmek için, prosesin tersinir olması ve prosesin son durumunda sistemin **ölü durumda** olması gerekmektedir.

Bir sistemin çevresiyle termodinamik dengeye girmesi “ölü durum” olarak adlandırılır. Ölü durumda bir sistem, çevresinin sıcaklık ve basınç değerindedir ve bu durumda, sistem çevresine göre bağlı kinetik ve potansiyel enerjiye haiz değildir. Bir sistemin ölü durumundaki basınç, sıcaklık, entalpi vb. gibi özellikleri sıfır indisiyle belirtilir.

Bir sistemde yürüyen prosten maksimum iş elde etmek için prosesin son durumunda sistemin ölü durumda olması gerektiği şu şekilde açıklanabilir. Eğer son durumda sistemin sıcaklığı, içinde bulunduğu çevrenin sıcaklığından daha yüksek veya daha düşükse bu iki sıcaklık noktası arasında bir ısı makinası kullanılarak her zaman iş elde edilebilir. Yine son durumda sistemin basıncı, içinde bulunduğu çevrenin basıncından daha yüksek veya daha düşükse sistemin genişmesine olanak sağlayarak iş elde edilebilir. Eğer sistemin son durumdaki hızı sıfır değilse, sistemin kinetik enerjisi bir türbin vasıtasıyla işe dönüştürülebilir. Ancak sistemin ilk durumu içinde bulunduğu çevreyle termodinamik dengedeysen, yani ölü durumdaysa, bu sistemden herhangi bir iş elde edilmesi beklenemez. Bütün sistemlerin içinde bulunduğu atmosfer her ne kadar sayılamaz miktarda enerji ihtiva etse de atmosferin kendisi ölü durumda olduğu için sahip olduğu enerji miktarının herhangi bir iş potansiyeli yoktur.

Sonuç olarak bir sistemin maksimum işi üretebilmesi için belirlenmiş bir durumdan içinde bulunduğu çevrenin durumuna, yani ölü duruma tersinir bir proses izleyerek geçmesi gerekmektedir. Üretilen bu maksimum iş miktarı, sistemin belirlenmiş durumdaki kullanılabilirliği yani ekserjisi olarak adlandırılmaktadır.

Ekserji bir makinenin ürettiği iş miktarı değildir. Ekserji bir makinenin termodinamik kanunlara karşı gelmeden üretebileceği üst sınır iş miktarıdır. Ancak gerçekte bir makinenin ürettiği iş miktarı hiçbir zaman ekserji düzeyine ulaşamaz; her zaman ekserji ile üretilen iş miktarı arasında fark olacaktır. Bu fark makinedeki tersinmezliklerden kaynaklanmaktadır. Ancak ekserji hesaplanırken makinenin izlediği prosesin tersinir olduğu düşünülür.

Belirlenmiş bir durumdaki sistemin ekserjisi içinde bulunduğu çevrenin şartlarına (ölü durum şartları) olduğu kadar sistemin kendi şartlarına da bağlıdır. Buna göre ekserji bir sistem ve çevresinin oluşturduğu kombinasyonun bir özelliğidir.

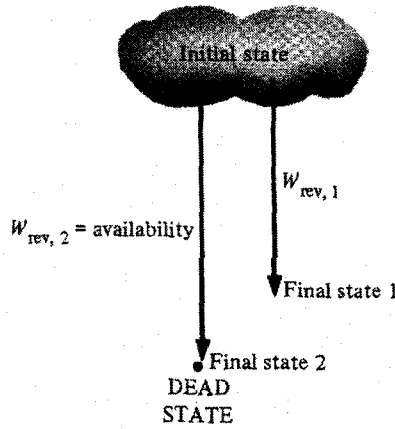
3.2 Tersinir iş, çevresel iş, kullanışlı iş ve tersinmezlik

3.2.1 Tersinir iş

Tersinir iş, çevresel iş ve tersinmezlik kavramları ekserji analizinde kullanılan önemli parametrelerdir.

Tersinir iş bir sistemin iki belirlenmiş durumu arasında izlenen bir prosesten elde edilebilecek maksimum iş miktarı olarak adlandırılır ve W_{tersinir} olarak gösterilir. Tersinir işin hesaplanmasında tersinmezlikler (sürtünme, vs.) yok sayılmaktadır. Ancak sistemin belirlenmiş iki durumundan son durum, sistemin içinde bulunduğu çevrenin şartlarını taşıyorsa yani ölü durum olursa ve bu iki durum arasında tersinir bir proses izlenirse hesaplanacak tersinir iş sistemin ilk durumunun ekserjisi ile aynı olacaktır. Kısaca ekserji ile tersinir iş kavramları birbirine çok yakın kavramlar olup, aradaki tek fark izlenen proseste sistemin son durumu ile ilgilidir. Tersinir iş hesaplanırken sistemin son durumu herhangi bir durum olabilir oysa ekserji hesabında sistemin son durumu ölü durum olmalıdır. Her ikisinde de ortak nokta izlenen prosesin tersinir olmasıdır.

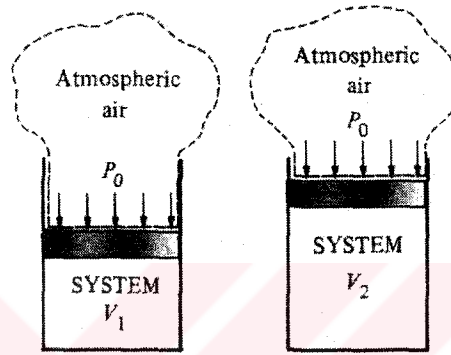
Şekil 3.1’de bu durum şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.1 Tersinir iş ve ölü hal prosesleri

3.2.2 Çevresel İş

Bir proseste çevre tarafından veya çevreye karşı yapılan iş, çevresel iş olarak adlandırılmaktadır. Örnek olarak bir piston-silindir makinesinde pistonun içindeki gaz genişlerken pistonun dışındaki havaya karşı bir iş yapmaktadır. Sonuçta piston-silindir makinesini bir sistem; hava da çevresel bir etken olarak değerlendirilirse piston çevreye karşı bir iş yapmaktadır. (Şekil 3.2)



Şekil 3.2 Çevresel iş prosesi

Bu bir çevresel iştir. Çevresel iş $W_{\text{çevresel}}$ olarak gösterilir. Yukarıdaki örneğe göre piston-silindir makinesinin yaptığı çevresel iş;

$$W_{\text{çevresel}} = P_0.(V_2 - V_1) = m.P_0.(v_2 - v_1) \quad (3.1)$$

olarak gösterilebilir. Çevresel iş prosesin özelliğine göre kayıp veya kazanç olarak değerlendirilebilir. Eğer sistem bir genişleme prosesi izliyorsa sonuç olarak atmosfer basıncına karşı yapılan iş yani çevresel iş bir kayıp olarak belirtilir. Ancak sistem bir sıkıştırma prosesi izliyorsa atmosferik basınç sıkışmaya yardımcı olacaktır. Sonuçta çevresel iş burada bir kazançtır. İlkinde çevreye karşı bir iş yapılmıştır, ikincisinde ise çevre tarafından sisteme iş yapılmıştır.

3.2.3 Kullanışlı İş

Bir sistem tarafından bir proses vasıtasıyla üretilen toplam gerçek iş miktarı, aynı processte üretilen çevresel işi de kapsamaktadır. Gerçek iş miktarıyla çevresel iş miktarının farkı gerçek kullanışlı iş olarak adlandırılmakta ve W_u ile gösterilmektedir.

$$W_u = W - W_{\text{çevresel}} \quad (3.2)$$

Ancak çevresel iş yukarıdaki denklemden de (denklemin no) anlaşılacağı üzere processte bir hacim değişmesi sonucunda oluşmaktadır. Herhangi bir hacim değişmesi olmayan proseslerde, çevresel iş oluşmamaktadır. Bu durumda processte oluşan toplam gerçek iş ile gerçek kullanışlı iş özdeş olmaktadır. Sabit hacimli sistemler olan döngüsel sistemlerde, rijit tanklarda, sürekli akışlı-sürekli açık (SASA) sistemlerde (türbinler, kompresörler, nozullar, ısı değiştiricileri) oluşan çevresel iş sıfır olup, üretilen toplam gerçek iş aynı zamanda gerçek kullanışlı iş olmaktadır.

3.2.4 Tersinmezlik

Tersinmezlik ise bir sistemin belirlenmiş iki durumu için hesaplanan tersinir iş miktarı ile aynı iki durum için sistemin izlediği processten elde edilen gerçek kullanışlı iş miktarı arasındaki fark olarak adlandırılmaktadır. Gerçekte tersinir proses yoktur ve tüm prosesler tersinmezdir. Proseslerin tersinmez olmasını sağlayan etkenlere (sürtünme, sıkışma, genleşme, ısı transferi, vs.) “tersinmezlik” denilmektedir. Tersinmezlik “I” ile gösterilmekte ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$I = W_{\text{tersinir}} - W_u \quad (\text{kJ}) \quad (3.3)$$

$$i = w_{\text{rev}} - w_u \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.4)$$

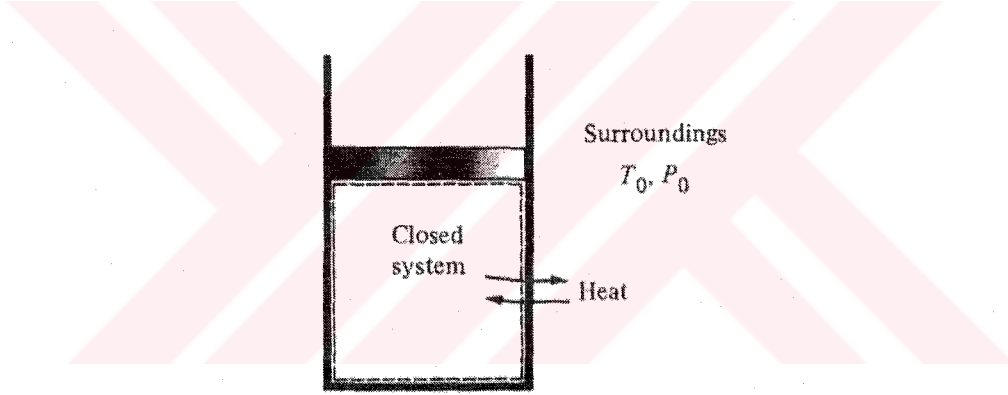
Tersinir bir processte gerçek ve tersinir iş özdeş olup, tersinmezlik miktarı sıfırdır. Buna bağlı olarak tersinir proseslerde entropi üretimi yoktur; çünkü entropi, bir processte oluşan tersinmezliklerin ölçüsüdür.

(Tersinmez proseslerde eğer processte iş üretiliyorsa $W_{\text{tersinir}} > W_u$; eğer processe iş yapılıyorsa $W_{\text{tersinir}} < W_u$ olmaktadır).

Sonuç olarak tersinmezlikler, sistemlerin iş yapabilmesi için kayıp miktarlardır. Bu parametreler vasıtasıyla sistemlerdeki tersinmezliklerin (kayıpların) minimize edilerek daha verimli sistemler tasarlanması yönünde çalışmalar yapılmaktadır.

3.3 Kapalı Sistemlerde Ekserji Denklemi

Kapalı bir sistemde izlenen bir proseste hacimsel bir değişiklik olmayacak ancak sistem çevresiyle ısı transferi yapabilecektir. Sistem çevresine göre durgun olduğu için sistemin kinetik ve potansiyel enerjisinde herhangi bir değişim olmayacaktır. Şekil 3.3'te kapalı bir sistem şematik olarak gösterilmektedir. Kapalı bir sistemin içinde bulunduğu çevrenin sıcaklık ve basınç değerleri T_0 ve P_0 olarak gösterilirse, termodinamiğin 1. ve 2. Kanunları kapalı bir sistem için aşağıdaki gibi ifade edilebilir.



Şekil 3.3 Kapalı sistem ile çevre arasında ısı transferi

Termodinamiğin 1. Kanunu

$$Q - W = U_2 - U_1 \quad (3.5)$$

Termodinamiğin 2. Kanunu

$$S_{\text{üret}} = (S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + (Q_{\text{çevre}} / T_{\text{çevre}}) \quad (3.6)$$

Burada $T_{\text{çevre}} = T_0$, $Q_{\text{çevre}} = (-Q)$ değerlerini; $S_{\text{üretilen}}$ ise, proseste üretilen toplam entropi miktarını ifade eder. İki denklem de kullanılarak ve Q değeri elimine edilerek, aşağıdaki denklem elde edilir.

$$W = (U_2 - U_1) - T_0 \cdot (S_1 - S_2) - T_0 \cdot S_{\text{üretilen}} \quad (3.7)$$

W değeri prosesten elde edilen toplam gerçek iş miktarıdır. Kullanışlı iş, toplam gerçek iş ile çevresel işin farkına eşit olduğundan aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$W_u = W - W_{\text{çevresel}} = W - P_0 \cdot (V_2 - V_1) \quad (3.8)$$

$$W_u = (U_2 - U_1) - T_0 \cdot (S_1 - S_2) + P_0 \cdot (V_1 - V_2) - T_0 \cdot S_{\text{üretilen}} \quad (3.9)$$

Tersinir bir proseste entropi üretimi sıfır olacağı için $S_{\text{üretilen}} = 0$ olacaktır. Buna göre yukarıdaki denklem tersinir bir proses için,

$$W_{\text{tersinir}} = (U_1 - U_2) - T_0 \cdot (S_1 - S_2) + P_0 \cdot (V_1 - V_2) \quad (3.10)$$

şeklinde yazılabilir.

Daha önce bahsedildiği gibi tersinir iş ile ekserji arasındaki tek fark; izlenen bir proses için ekserji hesaplanmasında, sistemin son durumunun “ölü durum” olarak alınmasıdır. Buna bağlı olarak, yukarıdaki ifade aynı zamanda ekserji hesaplanmasında da kullanılabilir. Buna göre, belirlenmiş bir ilk durum için kapalı sistem ekserji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

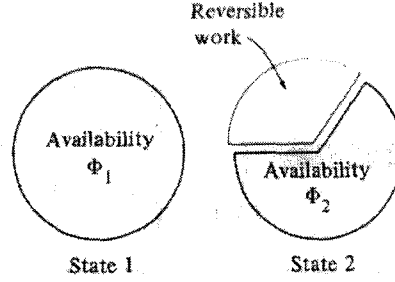
$$E = (U - U_0) - T_0 \cdot (S - S_0) + P_0 \cdot (V - V_0) \quad (3.11)$$

Burada sıfır indisi, ölü durumu ifade etmektedir.

Tersinir iş denklemi, yukarıdaki ekserji denklemi kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$W_{\text{tersinir}} = E_1 - E_2 \quad (3.12)$$

Bu ifadeye göre belirlenmiş iki durum arasında yürüyen bir prostesten elde edilen tersinir iş, aynı proses için bu belirlenmiş iki durumun ekserji farkına eşittir. Şekil 3.4'te bu durum şematik olarak gösterilmiştir.



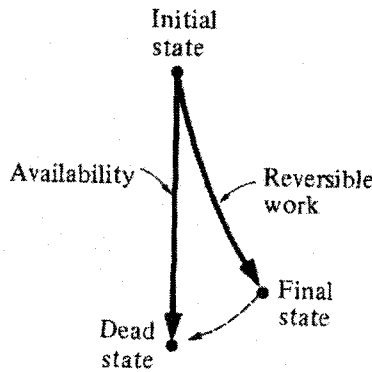
Şekil 3.4 Tersinir iş

Yukarıdaki denkleme göre belirlenmiş iki durumdan son durumun ölü durum olması halinde sistemin ekserjisi sıfır olacağından $E_2 = 0$, $W_{tersinir} = E_1$ olacaktır. Bu denkleme göre sistemin belirlenmiş ilk duruma göre ekserjisinin, belirlenmiş ilk durum ile ölü durum arasındaki tersinir işe eşit olduğu daha net olarak ortaya konulmaktadır.

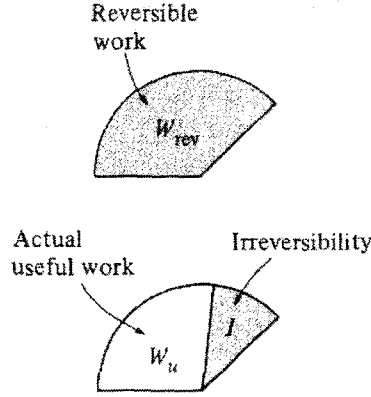
Kapalı bir sistemdeki tersinmezlik ise denklem 3.7 ve 3.8 kullanılarak daha farklı bir şekilde ifade edilebilir. Denklem 3.3'te W_u ve W yerine denklem 3.7 ve 3.8'deki ifadeler yerine yazılırsa,

$$I = W_{tersinir} - W_u = T_0 \cdot S_{üret} \quad (3.13)$$

denklemini elde edilir. Şekil 3.5 ve 3.6'da ekserji, tersinir iş, gerçek kullanışlı iş ve tersinmezlik kavramları şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Ekserji, tersinir iş prosesleri



Şekil 3.6 Gerçek kullanışlı iş, tersinmezlik

3.4 Sürekli Akışlı ve Sürekli Açık (SASA) Sistemlerde Ekserji Denklemi

Sürekli akışlı ve sürekli açık sistemlerde birden fazla giriş ve çıkışlar olabilir. Böyle bir sistem için “i” girişleri, “e” çıkışları, T_0 ve P_0 çevresel sıcaklık ve basınç değerlerini (ölü durum değerlerini) gösterirse, bir SASA sistem için termodinamiğin 1. ve 2. Kanunları aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

Termodinamiğin 1. kanunu

$$Q - W = \sum m_e \left[h_e + \frac{(V_e)^2}{2} + (g \cdot z_e) \right] - \sum m_i \left[h_i + \frac{(V_i)^2}{2} + (g \cdot z_i) \right] \quad (3.14)$$

Termodinamiğin 2. kanunu

$$S_{\text{üretilen}} = \sum m_e s_e - \sum m_i s_i + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (3.15)$$

Burada $Q_{\text{çevre}} = -Q$ ve $S_{\text{üretilen}}$ yürüyen prostedeki toplam entropi üretimidir. Yukarıdaki denklemlerden, ısı transfer terimi olan Q değeri elimine edilirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$W = \sum m_i \left[h_i + \frac{(V_i)^2}{2} + gz_i - T_0 s_i \right] - \sum m_e \left[h_e + \frac{(V_e)^2}{2} + gz_e - T_0 s_e \right] - T_0 S_{\text{üretilen}} \quad (3.16)$$

Yukarıdaki denklemden elde edilen W değeri proseten elde edilen toplam gerçek iş olup, aynı zamanda kullanışlı gerçek iş W_u değerine de eşittir. Çünkü SASA sistemlerinde sistem sabit sınırlara ve değişmez hacme sahip olduğundan, sistemde herhangi bir çevresel iş yapılmamaktadır. Bu nedenle $W_{\text{çevresel}}$ sifira eşit olur.

Tersinir bir prosete entropi üretimi sıfır olduğundan denklem 3.16'daki $S_{\text{üretilen}}$ ifadesi sıfır olur ve bir SASA sistem için aşağıdaki tersinir iş (W_{rev}) denklemi elde edilir.

$$W_{\text{rev}} = \sum m_i \left[h_i + \frac{(V_i)^2}{2} + gz_i - T_0 s_i \right] - \sum m_e \left[h_e + \frac{(V_e)^2}{2} + gz_e - T_0 s_e \right] \quad (3.17)$$

Bir SASA sistem için akış ekserjisi "e" işareti ile gösterilmekte olup, ekserji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.18)$$

Burada sıfır indisi, ölü durum şartlarını göstermektedir. Yukarıdaki iki denklem kullanılarak bir SASA sistem için tersinir iş denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$W_{\text{rev}} = \sum m_i e_i - \sum m_e e_e \quad (3.19)$$

Tersinmezlik denklemi ise kapalı sistemlerde olduğu gibi,

$$I = W_{\text{tersinir}} - W_u = T_0 \cdot S_{\text{üret}} \quad (3.20)$$

şeklinde ifade edilir.

Bir SASA sistem, eğer başka bir kütleyle veya sistemle ısı transferi yapıyorsa tersinir iş denklemi ekserji cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$W_{rev} = \sum m_i e_i - \sum m_e e_e - Q_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R} \right) \quad (3.21)$$

Burada Q_R , sistem ile kütle veya diğer sistem arasındaki ısı transfer miktarı olup; işareti kütleyle veya diğer sisteme göre belirlenir. T_R ise, sistemle ısı alış veriş yapan kütlelerin veya diğer sistemin sıcaklık değeridir.

3.5 Ekserji Dengesi

3.5.1 Kapalı Sistemlerde Ekserji Dengesi

Kapalı bir sistemde ekserji dengesi, enerji ve entropi denklemlerinden faydalanılarak yazılabilir. Enerji ve entropi denklemleri sırasıyla Termodinamiğin 1. ve 2. Kanunu ile ilgili denklemlerdir.

Enerji denklemi (Termodinamiğin 1. Kanunu)

$$(U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) = \int_1^2 \delta Q - W \quad (3.22)$$

Entropi denklemi (Termodinamiğin 2. Kanunu)

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_b \delta Q + S_{ürt} \quad (3.23)$$

Yukarıdaki denklemlerde W ve Q sırasıyla sistem ve çevresi arasında iş ve ısı transferi olarak yapılan enerji transferini belirtmektedir. T_b sistem sınır sıcaklığını, $S_{ürt}$ prosesdeki tersinmezliklere bağlı olarak entropi üretimini belirtmektedir.

Entropi denkleminin (3.11) her iki tarafı T_0 değeriyle çarpılarak, enerji denkleminin (3.22) taraf tarafa çıkarılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$(U_2 - U_1) - (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) - T_0(S_2 - S_1) = \int_1^2 dQ - T_0 \int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_b dQ - W - T_0 S_{\text{ürt}} \quad (3.24)$$

Daha önceki bölümde ifade edilen kapalı sistemler için ekserji denklemi (denklem 3.11) yularındaki denklemin (3.24) sol tarafındaki eşitlik kullanılarak, ekserji cinsinden yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$(E_2 - E_1) - p_0(V_2 - V_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) dQ - W - T_0 S_{\text{ürt}} \quad (3.25)$$

Bu ifade düzenlenerek kapalı sistemleri için ekserji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$(E_2 - E_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) dQ - [W - p_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{ürt}} \quad (3.26)$$

Elde edilen ekserji denge denkleminin sol tarafında, belirlenmiş iki durum için ekserji değişimi yer almaktadır. Denklemin sağ tarafında ise izlenen prosese ait ekserji transferi ve yıkılan ekserji ifade edilmektedir. Denklemin sağ tarafında izlenen prosesin iş, ısı transferi gibi ayrıntıları bulunmaktadır.

Ekserji denge denkleminin sağ tarafında bulunan ilk terim proses sırasında sisteme veya sistemden yapılan ısı transferine bağlı olan ekserji transferiyle ilgilidir. Bu terim ayrı bir ifade olarak aşağıdaki şekilde ısı transferine bağlı olan ekserji transferi olarak E_q sembolüyle gösterilebilir.

$$E_q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) dQ \quad (3.27)$$

Ekserji denge denkleminin sağ tarafında bulunan ikinci terim proses sırasında çevreden sisteme veya sistemden çevreye yapılan, gerçek kullanışlı işe bağlı olan ekserji transferiyle ilgilidir. Bu terim ayrı bir ifade halinde aşağıdaki şekilde, gerçek kullanışlı işe bağlı olan ekserji transferi olarak, E_w sembolüyle gösterilebilir.

$$E_w = W - p_0(V_2 - V_1) \quad (3.28)$$

Ekserji denge denkleminin sağ tarafında bulunan üçüncü terim, tersinmezlikler nedeniyle entropi üretiminden kaynaklanan iş kaybına bağlı olan ekserji yıkımıyla ilgilidir. Bu terim ayrı bir ifade halinde entropi üretimine bağlı olan ekserji yıkımı olarak, E_D sembolüyle gösterilebilir.

$$E_D = T_0 S_{\text{ürt}} \quad (3.29)$$

Literatürde ekserji yıkımı genellikle kullanılabilirlik yıkımı, tersinmezlik ve kayıp iş olarak adlandırılır. Yukarıdaki denklem aynı zamanda Gouy-Stodola teoremi olarak bilinmektedir. Yukarıdaki denklemlerden faydalanarak ekserji denge denklemini (denklem 3.26) aşağıda görüldüğü üzere, daha kısa hale getirmek mümkündür.

$$E_2 - E_1 = E_q - E_w - E_D \quad (3.30)$$

Ekserji denge denklemi değişik uygulamalar için farklı formlarda ifade edilebilir. Ekserji denge denkleminin kapalı sistemler için akış formunun en genel hali aşağıda verilmektedir.

$$\frac{d}{dt} E = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \left(W - p_0 \frac{d}{dt} V \right) - E_D \quad (3.31)$$

3.5.2 SASA Sistemlerde Ekserji Dengesi

Kapalı sistemlerde olduğu gibi sabit akışlı-sürekli açık sistemler için de ekserji denge denklemi yazılabilir. Aynı prensipten yola çıkarak,

Enerji denklemi (Termodinamiğin 1. Kanunu)

$$\int_1^2 .dQ - W = \sum m_e \left[h_e + \frac{(V_e)^2}{2} + gz_e \right] - \sum m_i \left[h_i + \frac{(V_i)^2}{2} + gz_i \right] \quad (3.32)$$

Entropi denklemi (Termodinamiğin 2. Kanunu)

$$\sum m_e s_e - \sum m_i s_i = \int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_b dQ + S_{\text{ürt}} \quad (3.33)$$

Yukarıdaki denklemlerde W ve Q sırasıyla sistem ve çevresi arasında iş ve ısı transferiyle yapılan enerji transferini belirtmektedir. T_b sistem sınır sıcaklığını, $S_{\text{ürt}}$ prosesdeki tersinmezliklere bağlı olarak entropi üretimini belirtmektedir. Entropi denkleminin (denklem 3.33) her iki tarafı T_0 değeriyle çarpılarak enerji denkleminin (denklem 3.32) taraf tarafa çıkarılırsa, aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\int_1^2 .dQ - W - T_0 \left[\int_1^2 \left(\frac{1}{T} \right)_b dQ \right] - T_0 S_{\text{ürt}} = \sum m_e \left[h_e + \frac{(V_e)^2}{2} + gz_e - T_0 s_e \right] - \sum m_i \left[h_i + \frac{(V_i)^2}{2} + gz_i - T_0 s_i \right] \quad (3.34)$$

Bir önceki bölümde SASA sistem için ekserji denklemi (denklem 3.18) aşağıdaki şekilde ifade edilmişti.

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + (V^2/2) + gz$$

Denklem 3.30'un sağ tarafındaki terimler için yukarıdaki denklem (denklem 3.18) kullanılırsa ve denklem yeniden düzenlenirse, aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) dQ - W + \sum m_i e_i - \sum m_e e_e - T_0 S_{\text{ürt}} = 0 \quad (3.35)$$

Yukarıdaki ifade daha genel haliyle aşağıda gösterilen iki ayrı akış formunda yazılabilir.

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j - W + \sum_i m_i e_i - \sum_e m_e e_e - E_D = 0 \quad (3.36)$$

$$\sum_j E_{q,j} - W + \sum_i E_i - \sum_e E_e - E_D = 0 \quad (3.37)$$

4. TERMO-EKONOMİK ANALİZ YÖNTEMİ

Termo-ekonomi, ekserji analizi ile ekonominin prensiplerini birleştirerek maliyet etkili bir sistemin tasarımı veya işletilmesi için gerekli alt yapıyı sağlayan mühendislik dalıdır.

Termo-ekonomide, ekserji analizi yapılarak maliyetin minimize edilmesi amaçlanır. Termo-ekonominin termodinamik yaklaşımları, ekserji konseptine dayanmaktadır. Termo-ekonomi terimi yerine, ekserji analizi ile ekonominin birleşimi olduğu için, “eksergoekonomi” terimi de kullanılmaktadır.

Bir sistem için termo-ekonomik analizin yapılmasındaki temel amaçlar şu şekilde sıralanabilir:

1. Sistem tarafından üretilen ürünlerin ayrı ayrı maliyetini hesaplamak
2. Bir sistemin akış maliyetini ve maliyet oluşum prosesini anlamak
3. Bir sistemde yer alan komponentlerin spesifik değişkenlerini optimize etmek
4. Bütün sistemi optimize etmek

Termo-ekonomik analiz yardımıyla; sistemlerin daha verimli ve ucuz tasarlanmaları, bu analizlerden çıkacak sonuçlara göre sistemlerin verimliliği için yapılması gereken temel değişikliklerin tespit edilmesi, sistemlerin maliyetlerinin ve sistemden elde edilecek ürünlerin fiyatlarının daha sağlıklı belirlenebilmesi mümkün olmaktadır.

Termo-ekonomik analiz çok kapsamlı ve geniş bir konu olup, bu çalışma içerisinde bir uygulama örneği ile irdelenecektir.

4.1 Termo-ekonomik Analizde Ekserji Denklemleri

Termo-ekonomik analizin temelini ekserji analizi oluşturmaktadır. Çünkü, enerji dönüşümleri ile ilgili prosesler gerçekte tersinmezdir. Proseslerde oluşan tersinmezlikler, termodinamiğin 1. kanununa göre gözardı edilmekte, ancak 2. kanunda tersinmezliklerin orjinleri ve miktarları belirtilmektedir. Ekserji analizinde, tersinmezliklerden doğan ekserji kaybı irdelenir.

Sürekli akışlı sürekli açık (SASA) sistemlerde spesifik ekserji,

$$e = (h - h_0) - T_0.(s - s_0) \quad (4.1)$$

formülüyle tanımlanmaktadır.

Burada h_0 ve s_0 değerleri, sistemin içinde bulunduğu çevre şartlarına göre, ölü durum için entalpi ve entropi değerleridir. T_0 ise, çevre şartlarına göre ölü durum sıcaklık değeridir.

Spesifik ekserji ile kütleli debinin çarpımı olarak tanımlanan ekserji akısı, aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\dot{E}_k = \dot{E}_i - \dot{E}_e \quad (4.2)$$

Ekserji akısı, bir önceki bölümde (denklem 3.34) aşağıdaki gibi ifade edilmişti.

$$\sum_j E_{q,j} - W + \sum_i E_i - \sum_e E_e - E_D = 0 \quad (4.3)$$

Sistemin herhangi bir komponenti için aynı denklem;

$$E_q - E_{w,e} + \sum_i E_{mas,i} - \sum_e E_{mas,e} = E_k \quad (4.4)$$

olarak revize edilebilir.

Bir önceki denklemde (denklem 4.3) E_D değeri, yıkılan ekserjiyi ifade etmektedir. Oysa revize edilen denklemde (denklem 4.4) E_k değeri yok edilen ekserji akısını göstermekte olup; incelenen komponentten, başka bir sisteme transfer edilen ekserji akısı E_L ile, komponent içinde tersinmezlikler nedeniyle tüketilen ve başka hiçbir yerde kullanılmayan ekserji akısı E_D 'nin toplamıdır. Bu durumda E_k değeri,

$$\dot{E}_k = \dot{E}_L + \dot{E}_D \quad (4.5)$$

olarak ifade edilir.

Denklem 4.5, aşağıdaki gibi daha farklı bir formda yazılabilir.

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q - W + \sum_i m_i e_i - \sum_e m_e e_e = E_k \quad (4.6)$$

Sistemin tümünde yıkılan ekserji, her bir elemanda yıkılan ekserjinin toplamıdır. Bu toplam $\sum \dot{E}_k$ ile gösterilir.

Herhangi bir komponentte yıkılan ekserjinin, yıkılan toplam ekserjiye oranı y_k ile gösterilmekte olup, aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$y_k = \frac{E_k}{\sum E_k} \quad (4.7)$$

Bu oran, ele alınan komponentteki kayıp ekserjinin, sistemdeki toplam kayıp ekserji içindeki payını göstermektedir.

4.2 Ekserji Maliyeti

Sürekli akışta çalışan bir sistemde; sisteme madde giriş-çıkışı, iş ve ısı transferi şeklinde enerji transferi olabilmektedir.

Sistemdeki madde ve enerji transferi, aynı zamanda da ekserji transferidir. Transfer edilen ekserjinin bir kısmı sistemden çıkarken, bir kısmı da tersinmezlikler nedeniyle sistemde yok olur. Birim ekserjinin fiyatı “c” ile gösterilirse, toplam ekserji fiyatı, aşağıdaki denklemlerle ifade edilir.

$$\dot{C} = c \cdot \dot{E} = c \cdot m \cdot e \quad (4.8)$$

Burada “E” ekserji akışı ve “C” ekserji akışının fiyatıdır. Yukarıdaki denklemler uygun olarak aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$\dot{C}_k = c_k \cdot \dot{E}_k = c_k \cdot (m_k \cdot e_k) \quad (4.9)$$

$$\dot{C}_w = c_w \cdot \dot{W} \quad (4.10)$$

$$\dot{C}_q = c_q \cdot \dot{E}_q \quad (4.11)$$

Ekserji maliyeti bulunurken bir sistemde yer alan komponentler ayrı ayrı ele alınır. Bir sistemin k'ncı komponenti için maliyet denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\sum C_{e,k} + C_{w,k} = C_{q,k} + \sum C_{i,k} + Z_k \quad (4.12)$$

Burada Z_k ifadesi, sistemin k'ncı komponentinin yatırım, işletme, bakım bedellerini kapsayan bir değere getirilmiş (levelised) parasal değerdir. Bu değer (Z); yıllık çalışma süresi, sistem ömrü, faiz, eskalasyon gibi ekonomik parametrelerin bir fonksiyonudur.

Z değerini hesaplayabilmek için sistemin ve komponentin ilk yatırım ve işletme maliyetini tespit etmek gerekmektedir. İlk yatırım maliyeti, sistemin veya komponentin bedelini, işçilik masraflarını kapsar. İşletme maliyeti ise, sistemin veya komponentin işletme ve bakım-onarım masraflarını kapsar.

Z değeri hesaplanırken; birim zamana karşılık gelen ilk yatırım ve işletme maliyetleri toplamı, “bir değere getirilme faktörü (A)” ile çarpılır. Bir değere getirilme faktörü, aşağıdaki denklemde ifade edilmektedir. (Makale, D.Bilge ve G.Temir)

$$A = \frac{CELF}{1 + r_1} \quad (4.13)$$

Bu denklemde “CELF” değeri Sabit Eskalasyon Düzeltme Faktörü (Constant Escalation Levelization Factor), “ r_1 ” değeri ise faiz oranıdır.

Sabit Eskalasyon Düzeltme Faktörü aşağıdaki denklemde ifade edilmektedir.(Makale, D.Bilge ve G.Temir)

$$CELF = \frac{k(1 - k^n)}{1 - k} CRF \quad (4.14)$$

Bu denklemde “CRF” değeri, Kapital Geri Kazanım Faktörü (Capital Recovery Factor) ve “k” değeri ise, Bir Değere Getirilmiş Fiyat Düzeltme Faktörü’nü ifade eder. “n” değeri ise, sistem veya komponent için öngörülen ömrü belirtmektedir.

Kapital geri kazanım faktörü (CRF) aşağıdaki denklemde ifade edilmektedir.(Makale, D.Bilge ve G.Temir)

$$CRF = \frac{i_{eff}(1 + i_{eff})^n}{(1 + i_{eff})^n - 1} \quad (4.15)$$

Yukarıdaki denklemde “ i_{eff} ” değeri, geri ödeme oranını belirtmektedir.

Fiyat düzeltme faktörü ise;

$$k = \frac{(1 + r_n)}{(1 + i_{eff})} \quad (4.16)$$

denklemlerle ifade edilir. (Makale, D.Bilge ve G.Temir)

Bu denklemlerdeki “ r_n ” değeri, eskalasyon oranını belirtmektedir.

4.3 Termoekonomik Faktör (f)

Bir komponentin maliyet kaynakları iki kategoriye ayrılabilir. Birinci kategoride ekserjiyle ilgili olmayan maliyetler (ilk yatırım, bakım, işletme maliyetleri) yer alırken; ikinci kategoride ekserji yıkımı ve ekserji kaybından kaynaklanan maliyetler yer alır.

Bir komponentin performansı değerlendirilirken, her kategorinin bağıl öneminin anlaşılması gerekmektedir. Bu, her komponent için tanımlanan termo-ekonomik faktör vasıtasıyla sağlanır. Termo-ekonomik (egsergoekonomik) faktör, sistemin k 'inci komponenti için aşağıdaki denklemde ifade edilmektedir. (Bejan, 1996)

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + C_{f,k}(E_{D,k} + E_{L,k})} \quad (4.17)$$

Denklem 4.17'de, komponentin ilk yatırım maliyetinden yakıt maliyetine kadar, ekserjetik ve ekserjetik olmayan bütün maliyetler ifadenin paydasında; ekserjetik olmayan Z_k maliyeti ise ifadenin payında gösterilmiştir.

Bu ifadeye göre termo-ekonomik faktörün küçük bir değer olması, komponent verimini arttırarak ve dolayısıyla ekserji yıkımını azaltarak; sistemde ilk yatırım maliyeti artsa bile sistemin bütününde maliyet tasarrufu yapılabileceğini gösterir.

Bununla beraber, termo-ekonomik faktörün yüksek bir değer olması, komponent veriminin zararına olsa da, komponentin ilk yatırım maliyetinin düşürülmesi gerektiğini göstermektedir.

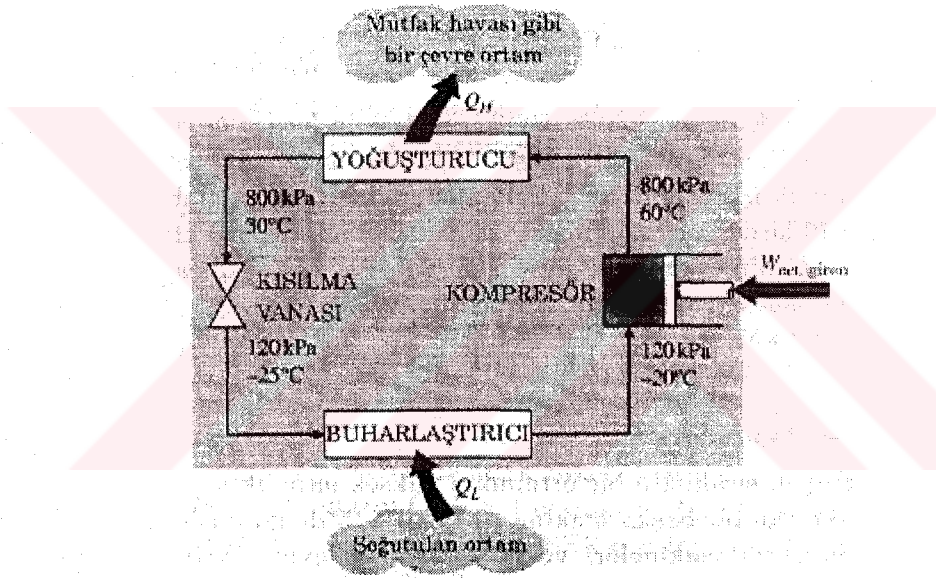
Termo-ekonomik faktör değerleri komponent tipine bağlıdır. Bu değer; ısı değiştiricilerinde, kompresör, türbin ve pompalarda farklı değerler alabilmektedir.

5. ISI POMPALARI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

5.1 Soğutma Çevrimi

Isının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilip daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama transfer edilmesine “soğutma” denir. Bu işlem ile içinden ısı çekilen ortamın sıcaklığının, çevresindeki ortam sıcaklığından daha düşük olması sağlanır.

Soğutma işlemini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz ve ekipmanların oluşturduğu kombinasyonlara “soğutma makinaları” adı verilir. Soğutma makinaları, termodinamik çevrimlere göre çalışırlar.



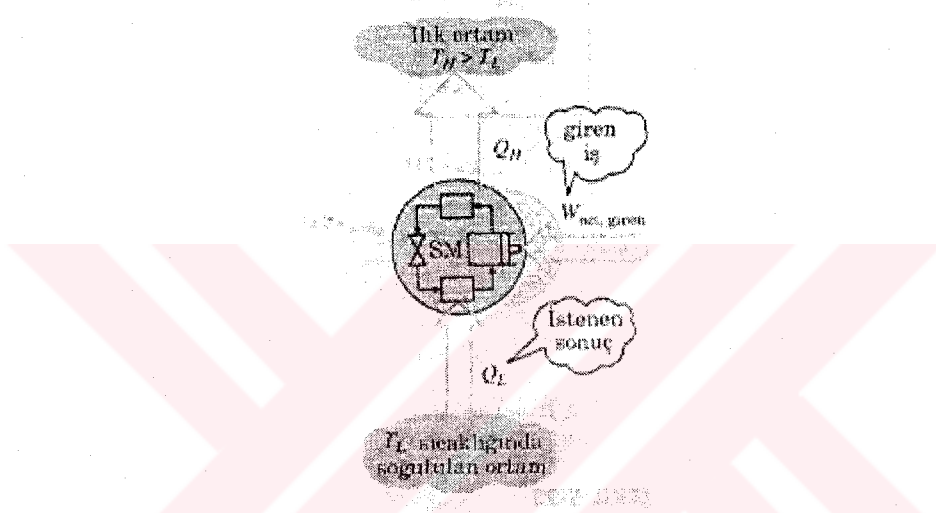
Şekil 5.1 Bir soğutma sisteminin ana elemanları ve tipik çalışma koşulları

En yaygın kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir ve Şekil 5.1’de gösterilen dört elemanla gerçekleştirilir. Bu elemanlar; kompresör, kondenser, kısılma vanası ve evaporatördür.

Soğutucu akışkan kompresöre buhar olarak girer ve burada kondenser basıncına sıkıştırılır. Kompresör çıkışında kızgın buhar halinde olan akışkan, kondenserde çevre ortama ısı vererek soğur ve yoğuşur. Akışkan kondenserden sonra kılcal borulara girer ve kısılma etkisiyle basıncı ve sıcaklığı azalır. Soğutucu akışkan daha sonra evaporatörde, soğutulan ortamdan ısı

olarak buharlaşır. Çevrim, buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın kompresöre girmesiyle tamamlanır.

Bir soğutma makinasının genel çizimi Şekil 5.2’de gösterilmiştir. Burada Q_L , T_L sıcaklığındaki soğutulan ortamdan çekilen ısıyı göstermektedir. Q_H ise T_H sıcaklığındaki ılık ortama verilen ısıyı simgelemektedir. $W_{\text{net,giren}}$, soğutma makinasına girilen net iştir. Q_L ve Q_H , yönleri belli olan pozitif değerlerdir.



Şekil 5.2 Bir soğutma makinasının amacı soğutulan ortamdan Q_L ısısını çekmektir.

5.2 Soğutma Çevrimi Etkinlik Katsayısı

Soğutma çevrimlerinin performans değerlendirmelerini yapabilmek için bazı ifadeler geliştirilmiştir. Bir soğutma makinasının verimi etkinlik katsayısı ile ifade edilir ve COP_{SM} ile gösterilir. Soğutma makinasının amacı, soğutulan ortamdan ısı çekmektir (Q_L). Bu amacı gerçekleştirmek için bir iş yapılması gerekir ($W_{\text{net,giren}}$). Bu durumda soğutma makinasının etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir

$$COP_{SM} = \frac{\text{Soğutma etkisi}}{\text{Harcanan iş}}$$

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,giren}}} \quad (5.1)$$

Bir çevrim için, enerjinin korunumu ilkesi,

$$W_{\text{net,giren}} = Q_H - Q_L \quad (5.2)$$

olduğundan, soğutma makinasının etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad (5.3)$$

veya,

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (5.4)$$

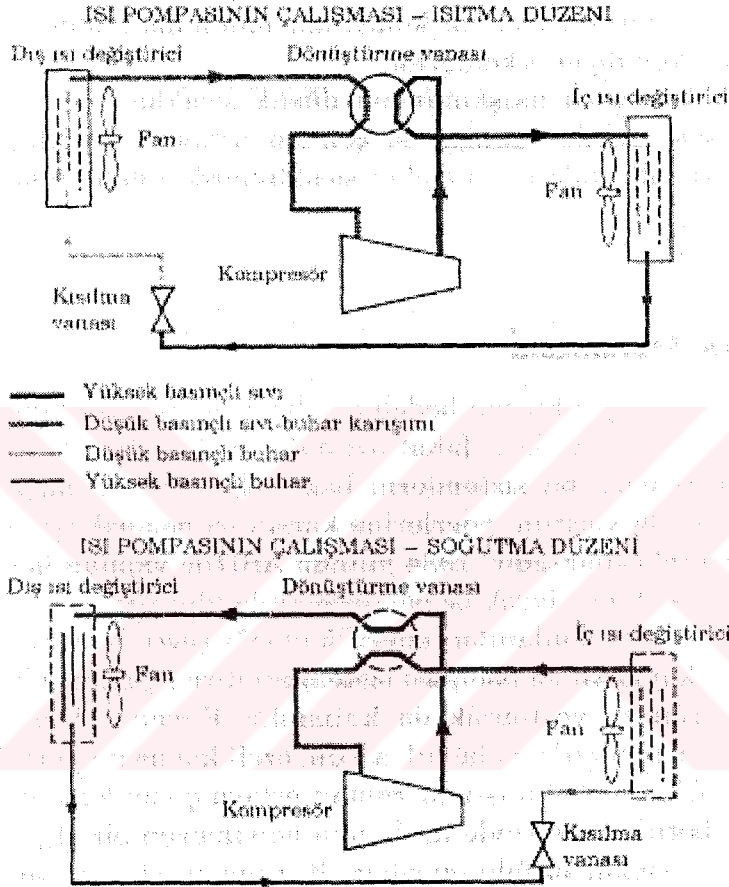
şeklinde de yazılabilir.

COP_{SM} değerinin birden büyük olabileceği belirtilmelidir. Başka bir deyişle, soğutulan ortamdaki çekilen ısı, bunu sağlamak için yapılması gereken işten daha büyük olabilir. Oysa ısı veriminin birden büyük olması söz konusu olamaz. Soğutma makinasının etkinliğini, ısı verim yerine etkinlik katsayısıyla belirtmenin gerekçesi ısı veriminin birden küçük olma zorunluluğundan kaynaklanmaktadır.

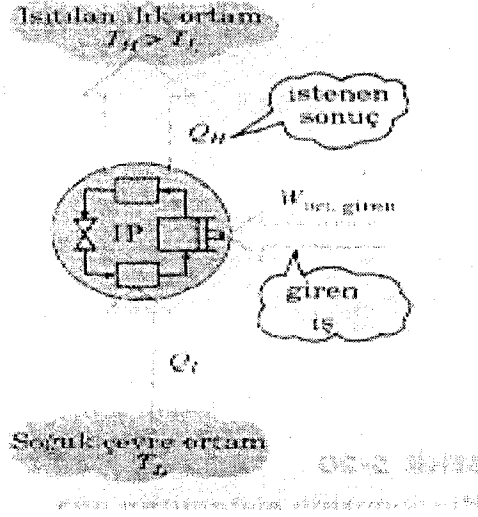
5.3 Isı Pompaları

Isı pompaları, düşük sıcaklıkta bir ortamdan yüksek sıcaklıkta bir ortama ısı enerji aktaran makinalardır. Isı pompası çalışma düzeni Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te gösterilmiştir. Soğutma makinaları ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler; fakat kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinasının amacı, düşük sıcaklıktaki ortamı, ortamdaki ısı çekerek çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Daha sonra çevreye veya yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, çevrimi tamamlamak için yapılması zorunlu bir işlemdir, fakat amaç değildir. Isı pompasının amacı ise bir ortamı sıcak tutmaktır. Bu işlevi yerine getirmek için düşük

sıcaklıktaki bir ısı deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısı deposu genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak, ısıtılmak istenen ortam ise bir evin içidir.



Şekil 5.3 Isı pompası yazın bir evi soğutmak, kışın bir evi ısıtmak için kullanılabilir.



Şekil 5.4 Bir ısı pompasının amacı, ılık ortama Q_H ısısını vermektir.

Isı pompasının etkinliği, etkinlik katsayısı COP_{IP} ile ifade edilir.

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{W_{net, giren}} \quad (5.5)$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} \quad (5.6)$$

veya,

$$COP_{IP} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (5.7)$$

(5.1) ve (5.5) numaralı denklemler karşılaştırıldığı zaman, Q_L ve Q_H değerlerinin, her iki çevrimde de eşit olması koşuluyla, aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$COP_{IP} = COP_{SM} + 1 \quad (5.8)$$

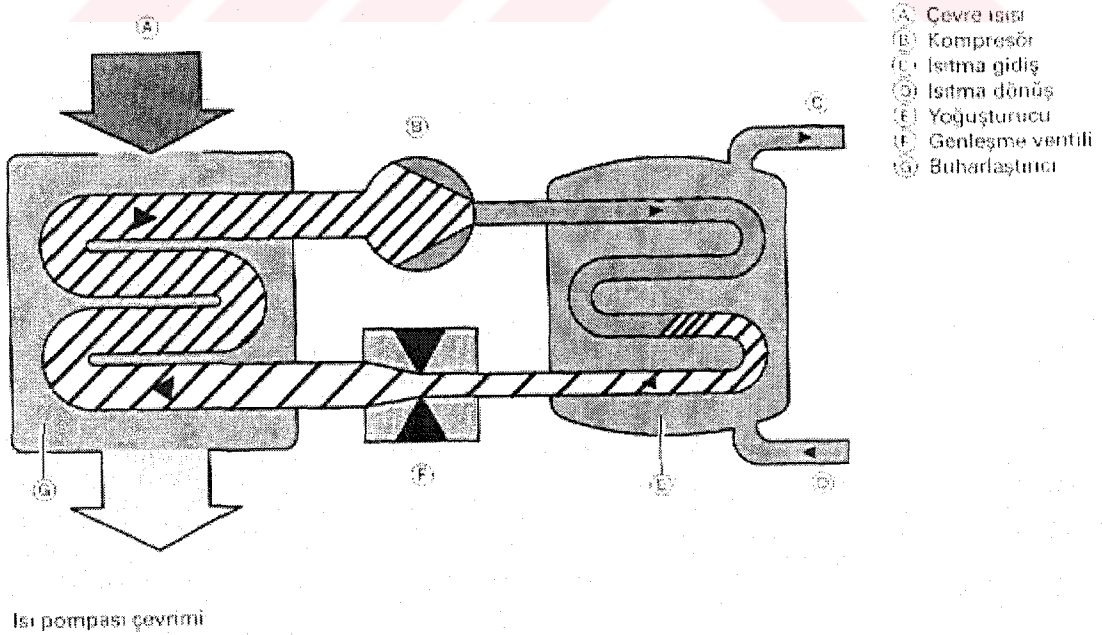
Bu sonuç ısı pompasının etkinlik katsayısının her zaman birden büyük olduğunu göstermektedir. Çünkü COP_{SM} her zaman pozitif değere sahiptir. Başka bir deyişle, en kötü

durumda bile ısı pompası bir elektrikli ısıtıcı gibi çalışacak, tükettiği kadar elektrik enerjisini, ortama ısı olarak aktaracaktır. Gerçek uygulamalarda Q_H 'ın bir bölümü borulardan dış havaya geçer ve COP_{IP} değeri, dış hava sıcaklığı çok düşük olduğu zaman 1'in altına da inebilir. Bu durum gerçekleştiğinde sistem, elektrikli ısıtıcı gibi çalışır. Kullanılan ısı pompalarının mevsimlik ortalama COP değerleri 2 ile 3 arasındadır.

Amerika Birleşik Devletleri'nde buzdolapları ve iklimlendirme cihazları, Enerji Etkinlik Oranı (EER) adı verilen bir kıstasa göre değerlendirilir. EER, tüketilen her Wh (watt-saat) elektrik için soğutulan ortamdan Btu olarak çekilen ısı enerjidir. COP ile EER arasındaki ilişki kolaylıkla bulunabilir. Bir Wh elektrik tüketirken soğutulan ortamdan 1 Wh ısı çeken bir cihazın COP'si 1 olacaktır. Bir Wh = 3.412 Btu olduğuna göre, COP'si 1 olan bir cihazın EER'si 3.412 olur. Bu sonuç bir bağıntı biçiminde ifade edilebilir:

$$EER = 3.412 \times COP \quad (5.9)$$

Isı pompasında, çevrede (toprak, su, hava) bulunan ısı alınır ve ısıtma sistemine verilir. Şekil 5.5'te ısı pompasının çevrimi basit olarak verilmekte olup, çevrim aşamaları aşağıda anlatılmaktadır.



Şekil 5.5 Bir ısı pompasının çevrimi

5.4 Isı Pompasında Prosesler

a) Evaporatörde izobar ısı alınması :

Evaporatörde soğutucu akışkan düşük basınç altındadır. Evaporatördeki çevre sıcaklık seviyesi, soğutucu akışkanın mevcut basınçtaki kaynama noktasının üzerindedir. Bu sıcaklık farkı evaporatörde çevre ısısının soğutucu akışkana aktarılmasını sağlar. Soğutucu akışkan önce kaynar ve buharlaşır. Bu işlem için gerekli ısı enerjisi, çevre ısı kaynağından (hava, toprak, su) elde edilir.

b) Kompresörde izentropik sıkıştırma :

Kompresör, akışkan buharını buharlaştırıcıdan çeker ve sıkıştırır. Sıkıştırma esnasında buhar fazındaki akışkanın basıncı ve sıcaklığı artar.

c) Kondenserde izobar ısı verilmesi :

Buhar fazındaki soğutucu akışkan, kompresörden ısıtma suyu ile çevrili kondensere ulaşır. Isıtma suyunun sıcaklığı, soğutucu akışkanın yoğuşma sıcaklığından düşüktür. Bu sebepten buhar soğur ve tekrar sıvı faza geçer (yoğuşur). Buharlaştırıcı tarafından kazanılan ısı enerjisi ve sıkıştırmada kullanılan elektrik enerjisi yoğuşma sonucu tekrar serbest kalır ve ısıtma suyuna aktarılır.

d) Kısılma valfinde adyabatik genleşme :

Akışkan bir genleşme ventili üzerinden buharlaştırıcıya geri gönderilir. Bu esnada akışkan kompresörün yüksek basıncından, buharlaştırıcının düşük basıncına genleşir. Buharlaştırıcıya girişte, başlangıç basıncına ve sıcaklığına ulaşılır. Böylece çevrim tamamlanmış olur.

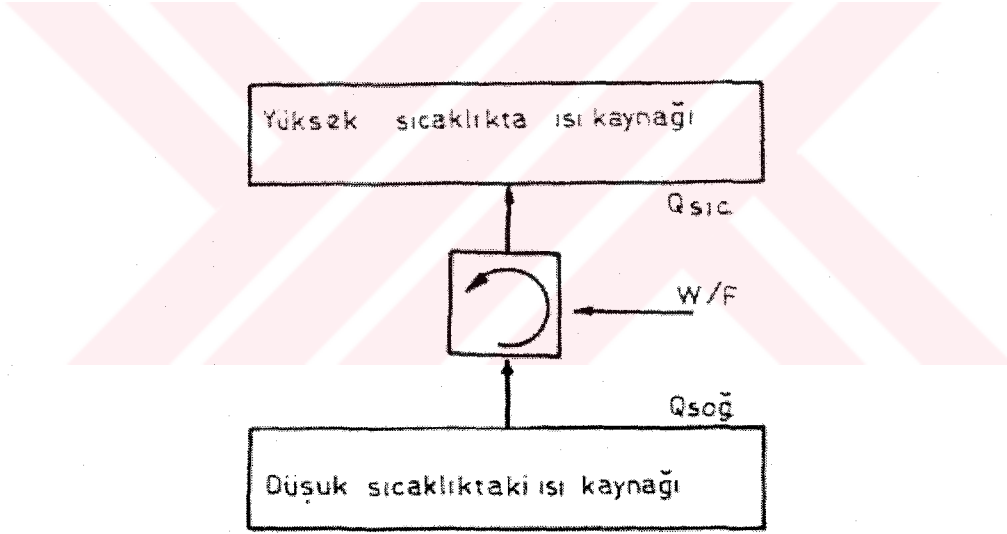
5.5 Isı Pompasının Enerji Kaynağı ve Maliyeti

Isı pompalarının yatırım masrafları, diğer ısıtma sistemlerine oranla genellikle daha yüksektir; fakat uzun dönemde işletme masraflarının daha düşük olması, bu sistemlerin kazançlı olmasını sağlar. Yüksek ilk yatırım giderlerine karşın, ısı pompalarının kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır.

Isı pompaları için en çok kullanılan enerji kaynağı çevre havasıdır. Bu tür sistemler, hava kaynaklı ısı pompası sistemleri diye adlandırılır. Isı kaynağı olarak, su ve toprak da kullanılır. Su kaynaklı sistemler, genellikle 80 m'ye kadar inilen derinliklerde bulunan 5°C ile 18°C sıcaklıkları arasındaki yer altı veya kuyu sularından yararlanırlar. Toprak kaynaklı sistemler, yer altında toprak sıcaklığının sabit kaldığı derinliklere, uzun boruların yerleştirilmesini gerektirirler. Isı pompalarının etkinlik katsayıları, ısı kaynağına ve kullanılan sisteme bağlı olarak genellikle 1,5 ile 4 arasındadır.

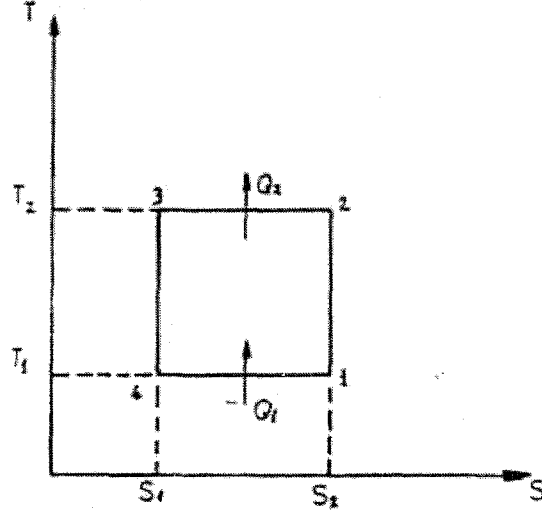
5.6 Isı Pompasının Termodinamik Analizi

Isı pompası çevriminin temelini, ideal bir çevrim olan Ters Carnot Çevrimi oluşturur. Şekil 5.6'da ısı pompasının prensip şeması görülmektedir. (Ayber, 1983)



Şekil 5.6 Isı pompasının prensip şeması

İdeal ısı pompası veya soğutma makinası, Ters Carnot Çevrimli'dir. Bu çevrim, sıcaklık entropi (T-s) diyagramında izlenebilir (Şekil 5.7). Burada çevrim iki tersinir adyabatik ve iki izotermik işlemde oluşur.



Şekil 5.7 T-s diyagramında Ters Carnot Çevrimi

Bu çevrime göre 1-2 arasında adyabatik sıkıştırma yapılmakta, 2-3 arasında yüksek sıcaklıktaki T_2 kaynağından Q_2 ısı verilmekte, 3-4 arasındaki adyabatik genişleme ile sıcaklık T_1 'e düşürülmekte ve 4-1 arasına düşük T_1 sıcaklığındaki kaynaktan Q_1 ısı alınmaktadır. Bu durumda çevrime verilmiş olan iş (W),

$$W = Q_2 - Q_1 \quad (5.9)$$

denklemlerle ifade edilecektir. Isıtma pompasının etkinlik katsayısı COP_{IP} ve soğutma makinasının etkinlik katsayısı COP_{SM} ise,

$$COP_{SM} = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} \quad (5.10)$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} \quad (5.11)$$

şeklindedir.

1-3 arasında T_2 sıcaklığındaki kaynağa verilen Q_2 ısı işlemi izotermik olduğundan,

$$Q_2 = T_2 \cdot (S_2 - S_1) \quad (5.12)$$

değerine ve aynı şekilde 4-1 arasında T_1 sıcaklığındaki kaynaktan alınan Q_1 ısısı,

$$Q_1 = T_1 \cdot (S_1 - S_2) \quad (5.13)$$

değerine eşittir. Q_2 ve Q_1 için bulunan bu değerler (5.10) ve (5.11) denklemlerinde yerine konulursa;

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{T_2(S_2 - S_1)}{T_2(S_2 - S_1) - T_1(S_2 - S_1)} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (5.14)$$

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{T_1(S_2 - S_1)}{T_2(S_2 - S_1) - T_1(S_2 - S_1)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (5.15)$$

elde edilir.

(5.14) ve (5.15) denklemleri teorik olarak sağlanabilecek en yüksek ısıtma ve soğutma etkinlik katsayılarını verir. Fakat pratikte bu değerlere ulaşmak mümkün değildir. Carnot çevrimi tersinirdir ve iş yapan soğutucu akışkanla ısı kaynakları arasındaki sıcaklık farkının sonsuz küçük olmasını gerektirir. Ancak ısı değiştiricilerdeki ısı transferinin etkin olabilmesi için sonlu sıcaklık farkına ihtiyaç vardır ve bu da çevrimin tersinmez olmasına neden olur. Böylece sistem entropisindeki artma, çevrime verilen işi artırır ve dolayısıyla etkinlik katsayısını düşürür. Aynı zamanda çevrimdeki dış tersinmezlikler çevrime uygulanması gereken işi artırır, böylece etkinlik katsayısını daha da düşürür.

5.7 Basınç-Entalpi (P-h) ve Sıcaklık-Entropi (T-s) Diyagramları

Soğutma çevriminde izlenen prosesler, basınç-entalpi (P-h) ve sıcaklık-entropi (T-s) diyagramlarında irdelenebilir. İzlenen prosesler kısaca aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

4 noktasında evaporatöre düşük kuruluk dereceli ıslak buhar girer.

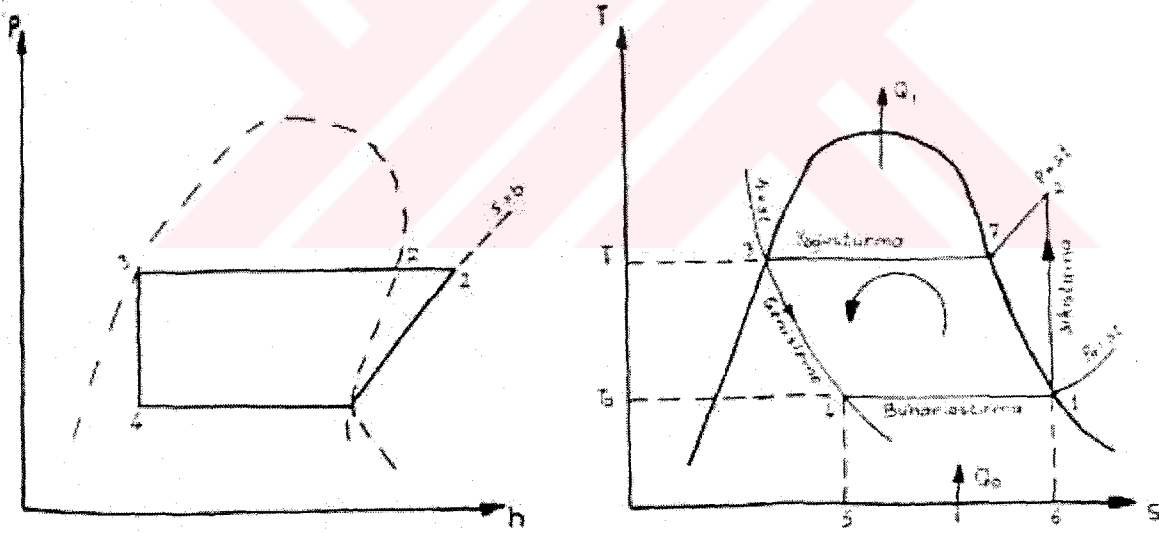
4-1 noktasında düşük sıcaklık ve basınçtaki akışkan evaporatörde ısı alarak buharlaşır.

- 1 noktasına doymuş kuru buhar halindeki akışkan kompresörde adyabatik olarak sıkıştırılır.
- 2 noktasında yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buhar olarak kondensere girer.
- 3 noktasında kondenserden çıkan akışkan, kısılma valfine girer.
- 3-4 noktasında sıcaklığı ve basıncı düşürülen akışkan, çevrimini tamamlar.

Bu işlemler basınç entalpi (P-h) ve sıcaklık entropi (T-s) diyagramlarından izlenebilir. (Şekil 5.8) (Dağsöz, 1984)

Diyagramlarda görüldüğü üzere (Şekil 5.8), çevrimde 2-7 arasındaki kızgın haldeki soğutucu akışkanın kızgınlığının alınması prosesi, sonlu sıcaklık farkı nedeniyle tersinmezdir. Bu yüzden işlem (T-s) diyagramı üzerinde uygun şekilde gösterilemez. Sadece kısılmanın başlangıç ve bitim noktaları işaretlenebilir.

Çevrimin ısıtma ve soğutma etkinlik katsayıları P-h diyagramından elde edilen entalpilerle tayin edilebilir.



Şekil 5.8 Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırımlı çevrimin P-h ve T-s diyagramlarında gösterilişi

1-2 arasındaki sıkıştırma işi	$h_2 - h_1$
3-4 arasındaki yoğuşma ısısı	$h_2 - h_3$
3-4 arasındaki sabit entalpideki genleşme	$h_3 - h_4$
4-1 arasındaki buharlaşma ısısı	$h_1 - h_4$

Böylece; ısıtma etkinlik katsayısı (COP_{IP}) ve soğutma etkinlik katsayısı (COP_{SM}) entalpi değerleri cinsinden,

$$COP_{IP} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (5.16)$$

$$COP_{SM} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5.17)$$

olarak ifade edilebilir. Bu denklemler, etkinlik katsayılarının hesaplanmasında temel teşkil ederler. Doğal olarak etkinlik katsayısını etkileyen pek çok faktör mevcuttur. Pratikte kondenser ve evaporatördeki ısı transferleri, sonlu sıcaklık farkında gerçekleşmekte olup ayrıca boru ve valfler de basınç kaybı oluşturmaktadır. Bunların yanında çevrimin bazı adımlarını pratikte gerçekleştirilmede yapılan değişiklikler vardır. Kompresöre giriş noktasını tam kuru doymuş buhar noktası almak güç olduğundan, kompresördeki sıkıştırma kızgın buhar bölgesinden başlatılır. Bu sayede soğutucu akışkanın tamamen buharlaşması sağlanır ve kompresöre sıvı maddenin gelmesi sonucunda valflerin ve kompresörün zarar görmesi önlenir. Bu nedenle akışkan evaporatörde bir miktar kızgın buhar haline gelinceye kadar buharlaştırılır. Evaporatörde fazla kızdırma ve kondenserde fazla soğutma yapılan çevrimin Şekil 5.9'da (T-s) ve (P-h) diyagramları verilmiştir. Şekil 5.9'da görüldüğü üzere, yapılan fazla kızdırma etkinlik katsayısını düşürmektedir. Isıtma ısısı,

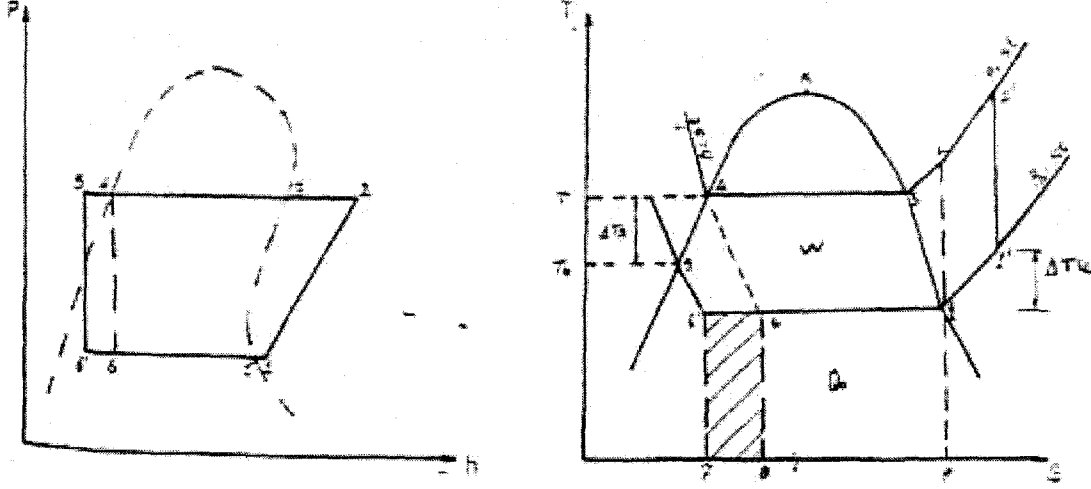
$$h_k = h_2 - h_3 \quad (5.18)$$

olarak hesaplanabilir.

Her aşırı soğutma, kompresörün tahrik gücü değişmeden, faydalı ısıtma gücünü artırır ve etkinlik katsayısı daha iyi olur. Soğutma ısısı,

$$h_s = h_4 - h_3 \quad (5.19)$$

olarak hesaplanır.



Şekil 5.9 Evaporatörde aşırı kızdırma ve kondenserde aşırı soğuma olan çevrimin P-h ve T-s diyagramları (Ertaş,2002)

6. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARI (TKIP)

Son yıllarda dünyamızın yaşadığı ekonomik krizler ve yenilenemeyen enerji kaynaklarının tükenmeye yüz tutması, enerjinin ekonomik biçimde kullanımını zorunluluk haline getirmiştir. Isı pompalarının herhangi bir alanı ısıtmak için tükettiği enerjinin daha fazlasını, ısıtma maksadıyla kullanması; bir başka deyişle birincil enerji kaynağını diğer alternatif ısıtma sistemlerinden daha yüksek verimde kullanması, bu cihazların önemlerini arttırmıştır.

Enerji fiyatlarının artması sonucunda, ısı pompalarının işletme maliyetlerinin, diğer ısıtma sistemlerine göre çok düşük kalması, ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olması dezavantajını ortadan kaldırma aşamasına gelmiştir.

Isı pompalarında kaynak olarak toprağın kullanımı, toprağa gömülen ısı değiştiricilerinin maliyetlerinden ötürü, kaynak olarak havayı kullanan ısı pompalarına göre daha yüksek yatırım maliyetleri gerektirmektedir. Ancak toprak kaynaklı ısı pompalarının ısıtma etkinlik katsayılarının daha yüksek olması, işletme maliyetlerini azaltmaktadır.

Toprak ısı değiştiricilerinin maliyetlerinin yüksek olması, boyutlandırılmalarının çok iyi yapılmasını gerektirir. Bunun içinse toprak özelliklerinin, gerek hava gerekse toprak sıcaklık değerlerinin ve ısı pompası karakteristiklerinin çok iyi bilinmesi gerekir. Ayrıca boyutlandırma sonunda ekonomik analizin çok iyi yapılması gerekir.

6.1 Tarihçe

Toprak kaynaklı sistemlere olan ilgi, Oklahoma Eyalet Üniversitesi'nde, güneş enerjisi takviyeli ısı pompası sistemleri üzerine yapılan araştırmalar sırasında ortaya çıktı. Isı pompalarını enerji depolamada takviye etmek ve toprakla temas sonucu fazladan enerji depolamak amacıyla; büyük, yalıtılmış, gömülü depolar tasarlandı.

Yüzey alanı/hacim oranı büyük olan sistemlerin (uzun ve ince bir tank ya da bir boru) en iyi olduğunu anlamak uzun sürmedi. Enerjinin, kollektörler yerine topraktan daha kolay ve daha ucuza elde edilebileceği görülünce, güneş enerjili sistemlere olan ilgi azaldı.

Toprak kaynaklı ısı pompaları üzerinde ilk çalışmalar, İkinci Dünya Savaşı'ndan sonra başlamış ve son 20 yıl içerisinde bu konu üzerindeki çalışmalar iyice yoğunlaşmıştır. 1950'lerde, önce Ingersoll daha sonra Penrod topraktan, borular vasıtası ile ısı çekilmesinin matematik olarak modellenmesi üzerinde çalışmış ve topraktaki sıcaklık dağılımlarını iyi bir yaklaşıklıkla elde etmiştir. Son yıllarda Baker da konutlar için toprak kaynaklı ısı pompaları uygulamalarında, toprak ısı değiştiricilerinin tasarımı üzerinde çalışmış ve yaptığı deneysel çalışmada elde ettiği sonuçların, teorik olarak elde edilen sonuçlara uygunluğunu göstermiştir.

Son yıllarda bu konuda özellikle Amerika Birleşik Devletleri, İsveç ve Kanada'da çalışmalar yapılmıştır. ABD'de Kavanaugh dikey toprak ısı değiştiricilerinde ısı geçişini incelemiş, ayrıca U-tüp ve eş eksenli dikey ısı değiştiriciler üzerinde çalışmalar yapmıştır. Eş eksenli dikey ısı değiştiricileri üzerinde, ayrıca Oklahoma Eyalet Üniversitesi, Kuzey Carolina Eyalet Üniversitesi ve Louisiana Eyalet Üniversitesi'nde araştırmalar yapılmıştır. İsveç'te ise çalışmalar, bölünmüş tip ısı değiştiricileri üzerinde yoğunlaşmıştır.

Yine ABD'de, Bose çeşitli şekillerde yerleştirilmiş yatay toprak ısı değiştiricileri üzerinde çalışmıştır. Bose toprak kaynaklı ısı pompalarının, güneş enerjisinden kaynak olarak faydalanan ısı pompalarıyla birlikte çalışmalarını da incelemiştir. Yine bu konu üzerinde Avrupa Ekonomik Topluluğu Komisyonu, bir fizibilite çalışması yaptırarak, sistemin Kopenhag, Paris ve Marsilya'da uygunluğunu araştırmıştır.

Toprağa sabit ısı girişi halinde topraktaki ısı değişimleriyse, 1980'den sonra Kalman, Metz ve Parker, tarafından değişik zamanlarda incelenmiş ve benzeri sonuçlar alınmıştır.

Türkiye'de ise çeşitli zamanlarda, Anadolu Üniversitesi'nden Kemal Taner, ODTÜ'den Bülent Kılış ve yine ODTÜ'den Rüknettin Oskay, toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanımı ve topraktan ısı çekilmesi üzerinde çeşitli çalışmalar yapmışlardır.

6.2 Genel Tanım ve Temel Prensipler

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) terimi; toprağı, yeraltı ve yüzey sularını birer ısı kaynağı olarak kullanan sistemler için kullanılır. Toprak kaynaklı ısı pompaları, evaporatöründe topraktan çekilen ısıyı kullanan ısı pompalarıdır. Toprakla olan ısı alışverişi, toprağa yatay veya dikey olarak gömülmüş toprak ısı değiştiricileriyle gerçekleştirilir. Toprak ısı değiştiricisini oluşturan borulardan, su veya salamura geçirilerek elde edilen ısı enerjisi, ısı pompasındaki buharlaştırıcıda, soğutucu akışkana aktarılır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında, her ne kadar ısı kaynağı toprak ise de; ısı topraktan sıvı akışkan vasıtası ile çekildiğinden, kullanılan ısı pompaları, su (salamura)/hava, su (salamura)/su ısı pompalarıdır.

Toprak kaynaklı ısı pompaları, günümüzde konut ve ticari yapılarda gelişimini sürdürmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi, topraktaki sabit enerjiyi kullanarak yaşam mahallerine ihtiyaca göre ısıtma veya soğutma enerjisi olarak aktarır. Yaz şartlarında mahallerdeki sıcak hava TKIP sistemi vasıtasıyla daha soğuk olan toprağa atılmaktadır. Kışın toprak sıcaklığı, dış ortam sıcaklığından daha yüksek olduğu için toprak kaynaklı ısı pompası topraktaki ısıyı emerek mahallere aktarmaktadır.

6.3 Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Avantaj Ve Dezavantajları

6.3.1 Avantajlar

Avantaj 1-Yüksek Verim ve Kararlı Kapasite :

TKIP iyi bir şekilde dizayn edildiği zaman tesisatta dolaşan akışkan sıcaklığı ekipmanların daha yüksek bir verimle ve ekonomikle çalışmasını sağlamaktadır. Bu sayede bir TKIP sistemi konvansiyonel hava kaynaklı ısı pompalarından ve katı yakıtlı ekipmanlardan daha verimli ve ekonomik olacaktır. Soğutma modunda TKIP sistemlerinde kondensere ılık hava

yerine serin su verildiği zaman, ısı pompasının kompresörü daha düşük soğutucu akışkan basıncında çalışacak ve bu sayede kompresörün güç ihtiyacı azalacaktır. Isıtma modunda dış hava sıcaklığından daha yüksek sıcaklığa sahip gömülü boru içinde dolaşan akışkan, ısı pompasının evaporatöründe soğutucu akışkana ısı transfer edecek ve bu sayede yüksek ısı kapasitesi ve hava sıcaklığı elde edilecektir. Gömülü boru içinde dolaşan akışkan sıcaklığı dış hava sıcaklığından çok düşük düzeyde etkilense de, elde edilen ısı kapasitesi stabildir. Aynı zamanda TKIP sistemleri merkezi ve değişken havalı sistemlere göre çok daha düşük düzeyde fan ve pompa gücüne ihtiyaç duyarlar.

Avantaj 2-Konfor ve Hava Kalitesi :

TKIP sistemleri gizli soğutma kapasitelerini karşılamadan yüksek verim yakalayabilirler. Yüksek verim kompresör çıkış ve giriş basıncı oranını düşürerek yakalanabilir. Dış hava sıcaklığı daha düşük sınırdaki çıkış basıncı gerektirdiğinden bazı kompresör imalatçıları verimi artırmak için giriş basıncını artırmışlardır. Bu sonuç nem alma kapasitesini düşürerek konfor ve iç ortam hava kalitesi problemlerine neden olur. Bu problemler genelde ofislerde ve toplumsal binalarda artış gösterirler. TKIP sistemlerinde nem alma ve gizli ısı geri kazanım ekipmanlarına gerek yoktur. TKIP sistemleri aynı zamanda ısıtma modunda sıcak ve konforlu hava sunarlar.

Avantaj 3-Basit Kontrol Ekipmanları :

TKIP sistemlerinde konfor ve kısmi yük verimini sağlamak için karmaşık kontrol sistemlerine gerek yoktur. Zaten TKIP sistemlerinde fazla olan ilk yatırım maliyetlerini daha da arttırmamak için bu tip pahalı cihazların kullanılması tavsiye edilmez.

Bu sistemlerde her zonun kendi münferit pompası, lokal optimum konforu sağlayabilir. Hava akışı sabit debili olup, sadece merkezi kontrol opsiyonel değişken devirli sirkülasyon pompasıyla yapılabilir.

Avantaj 4-Düşük Bakım Maliyeti :

TKIP sistemleri atmosfere açık yerleştirilmediğinden, korozyondan ve dış hava şartlarından etkilenme riski yoktur. Bütün ısı pompası ekipmanları iç hacimlere yerleştirilirler. Ekipmanlar konvansiyonel ısı pompalarında olduğu gibi yüksek veya düşük soğutucu akışkan basınçlarına

maruz kalmazlar. Yüksek soğutma kulelerine ihtiyaç yoktur. Bu sayede TKIP sistemleri düşük bakım maliyetine haizdir.

Avantaj 5- Yardımcı Isıtmaya İhtiyaç Yoktur :

TKIP sistemlerinin kapasitesi genellikle hitap ettiği zonun ihtiyaç duyduğu kapasiteyi karşılamaktadır. Bu sistemlerde ısıtma moduna bir adet tersinir vana ile, kolayca geçilebilmektedir.

Avantaj 6-Düşük Kullanma Sıcak Suyu Isıtma Maliyeti :

Soğuk iklimlerde dahi ticari binaların çoğunda iç yükler nedeniyle kullanılmayan artık ısı mevcuttur. Bu artık ısı soğutma sistemi tarafından çekilmekte ve bu verimsizliğe neden olmaktadır. TKIP sistemlerinde artık ısı kolayca kullanılarak geri dönüşüm sağlanabilmektedir. Bunu yapabilmek için belli ısı pompaları seçilmekte ve ısı pompalarında bulunan ısı geri kazanım serpantinleri ile, kullanma sıcak suyu elde edilebilmektedir. Isı pompalarının su- su ısı pompaları olması gerekmektedir.

Avantaj 7-Dış Ortamda Ekipmanın Olmaması :

TKIP sistemlerinin çoğunda dışarıya ekipman yerleştirilmesine gerek yoktur. Bu sayede konvansiyonel ısı pompalarında olduğu gibi, dışarıda yer işgal edilmemektedir. TKIP sistemlerinde ekipmanların iç hacimlerde olması emniyet açısından daha iyidir. Örneğin, okullarda genellikle konvansiyonel sistemlerin dışarıdaki ekipmanlarını, çocuklardan korumak sorun olmaktadır. TKIP sistemleri bu konuda önemli avantaj sağlamaktadır.

Avantaj 8-Paketlenmiş Soğutma Ekipmanı :

TKIP sistemlerinde kullanılan su- su ve hava-su ısı pompaları paket halinde sistemlerdir. Bu sayede soğutucu akışkan kaçağı ve ekipmanlarda yanlış bağlantı yapılma şansı ortadan kalkmaktadır. Bu paket sistemler aynı zamanda konvansiyonel sistemlerde olması gereken soğutucu akışkanın, %20 ila %70 oranında daha az miktarına ihtiyaç duyarlar.

Avantaj 9- Çevre Dostu :

Bu cihazların verimliliğinin yüksek olması, cihazlara verilmesi gereken enerjinin düşük olmasını sağlamaktadır. Bu sayede cihazlar nedeniyle çevre kirlenmesi ve zararlı madde emisyonu düşmektedir. 1.000.000 Btu miktarındaki ısı enerjisini binalara vermek için;

- Hava ısı pompalarında = 1.500.000 Btu = 440 kW
- Doğal gaz kazanında = 1.200.000 Btu = 350 kW
- TKIP sistemlerinde = 900.000 Btu = 264 kW

enerji harcanmaktadır.

Avantaj 10- Mükemmel Ömür-Döngü Maliyeti :

TKIP sistemleri yüksek ilk yatırım maliyetine rağmen 3 temel karakteristiğinden ötürü diğer konvansiyonel sistemlere göre ömür-döngü maliyeti açısından üstündür. Bunlar;

- Düşük enerji maliyeti
- Düşük bakım maliyeti
- Uzun ekipman ömrü

6.3.2 Dezavantajlar

Dezavantaj 1-Yüksek İlk Yatırım Maliyeti :

TKIP sistemleri;

- Konutlarda standart sistemlerin iki katı fiyata,
- Ticari binalarda %20 ila %40 daha fazla fiyata (tek zon, sabit debili roof top kullanılırsa)
- Ticari binalarda %0 ila %20 daha fazla fiyat (çok zonlu, iki borulu fan-coil, chiller kullanılırsa)
- Ticari binalarda %0 ila %20 daha az fiyata (dört borulu fan-coil kullanılırsa)

mal olabilmektedir.

Dezavantaj 2-Performansın Toprak Altı Borularına (Toprak Isı Değiştiricisi) Bağlı Olması :

Sistem performansı büyük ölçüde toprak altı borularının iyi çalışıp çalışmadığına bağlıdır. Toprak altı borulama dizayn ve uygulama kalitesini dikkate almadan yüksek maliyetli ekipmanlar tesis etmek suretiyle, sistemden performans beklemek veya yüksek toprak altı

maliyetleri nedeniyle, düşük kalitede ekipman tesis etmek gibi yanlış uygulamalar yapılabilmektedir.

Dezavantaj 3-Ehliyetli Tasarımcıların Sınırlı Sayıda Olması :

TKIP sistemleri, yeni bir uygulama olduğu için tasarımcılar tarafından henüz yeterince ilgi görmemiştir. Dizayn yapabilecek az sayıda tasarımcının oluşu, bu sistemlerin yaygınlaşması ve uygulanabilmesini olumsuz etkilemektedir.

Dezavantaj 4- Ehliyetli Müteahhitlerin Sınırlı Sayıda Olması :

Bu işle ilgilenen ve bu işte tecrübeli müteahhit sayısı dünyada sınırlı sayıda, ülkemizde ise yok denecek kadar azdır. İş miktarının az olması, yapılan işin zor ve kötü şartlarda olması, işi yapacak ekip bulunamaması, müteahhidin yüksek maliyetlerden sorumlu tutulması, müteahhitlerin bu işe ilgisini azaltmaktadır.

Dezavantaj 5- Azalan HVAC Ekipman Satıcı Karı

TKIP sistemlerinin HVAC satıcılarına olan etkisi düşüktür. Bunun nedeni, TKIP sistemlerinin basit olması ve karmaşık sistemler bulunmaması sebebiyle, iş bazında elde edilen satıcı kar marjlarının düşmesidir.

6.4 Tipleri

Toprak kaynaklı ısı pompası; iki taraflı çalışabilen, toprağa gömülü, kapalı bir toprak ısı değiştiricisiyle bağlantılı, buhar sıkıştırırmalı bir çevrimdir. En sık kullanılan tipi, su-hava ısı pompasıdır. Bu tipte su veya salamuralı su, toprağa gömülü plastik boru ağından (toprak ısı değiştiricisinden) geçerek topraktaki ısıyı çekip bir ısı eşanjörü vasıtasıyla soğutucu akışkana aktarır. Soğutucu akışkan aldığı ısıyı ısı pompası çevriminde kullanır. Çevrimde kondenser vasıtasıyla ısıtma, evaporatör vasıtasıyla soğutma yapılabilir. Isı pompası cihazları, her iki işlevi bir adet değiştirme vanası yardımıyla yapabilirler. Şekil 6.1'de, toprak kaynaklı su-hava ve su-su ısı pompaları ve çevrimleri şematik olarak gösterilmiştir. Üçüncü bir tip de; direkt genişmeli (DG) toprak bağlantılı ısı pompasıdır. Bu tipte; soğutucu akışkanın içinde dolaştığı, gömülü bir bakır boru ağı kullanılır.

TKIP'ler, toprak ısı değiştiricisi tasarımına bağlı olarak, dikey ve yatay olmak üzere iki gruba ayrılır. Dikey TKIP'ler genellikle, iki adet küçük çaplı, dikey bir sonda içindeki yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) borulardan oluşur. Borular, sondanın tabanında bir U-bağlantı ile birleştirilir. Dikey boruların nominal çapı 20 ile 40 mm arasındadır. Sonda derinliği, yerel sondaj şartlarına ve eldeki ekipmana bağlı olarak 15 ile 185 m arasında değişir.

Dikey TKIP'lerin avantajları aşağıda sıralanmıştır :

1. Gerekli olan toprak alanı küçüktür.
2. Toprağın, ısıl özellik ve sıcaklık açısından çok az değişen bölgesinde bulunurlar.
3. Minimum uzunlukta boru ve pompa gücü ile çalışırlar.
4. En yüksek TKIP sistem performansına sahiptirler.

Dezavantajı ise; uygun ekipman ve iş gücünün kısıtlı olması nedeniyle maliyetin yüksek oluşudur.

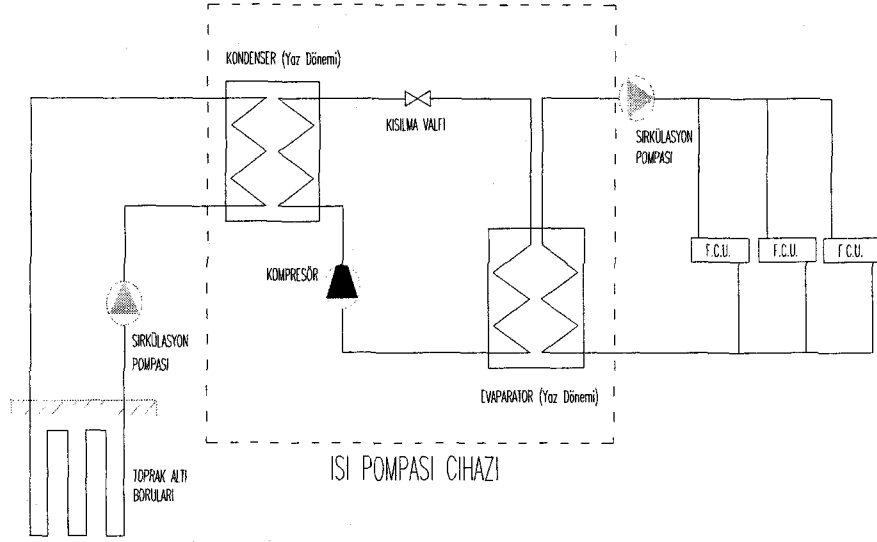
Yatay TKIP'ler; tek borulu, çok borulu ve spiral olmak üzere, üç gruba ayrılırlar. Tek borulu dikey TKIP'ler en az 1,2 m derinliğindeki dar hendeklere yerleştirilir. Bu tasarım, maksimum toprak alanına ihtiyaç duyar. Bir tek hendek içine yerleştirilmiş çoklu borular (genellikle 2 ya da 4), kazılacak toprak alanını azaltır. Hendekler müteahhitler tarafından derin-dar veya geniş olmak üzere iki ayrı tipte kazılır.

Yatay TKIP'lerin avantajları aşağıda sıralanmıştır :

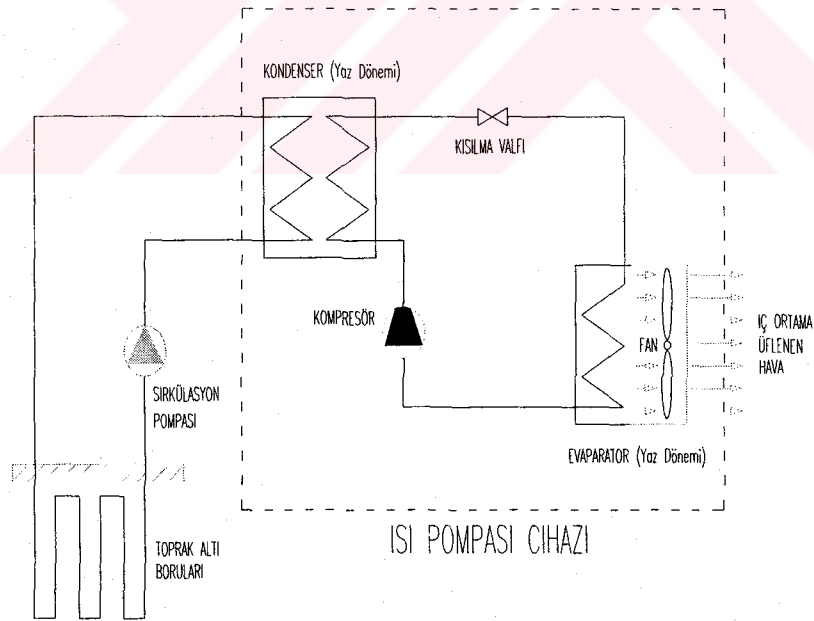
1. Uygun ekipmanının rahatça bulunabilmesi nedeniyle dikey TKIP'lere göre daha ucuzdurlar.
2. Çoğu yerleşim alanı uygulaması, yeterli toprak alanına sahiptir.
3. Ehil ekipman operatörlerine daha kolay ulaşılabilir.

Dezavantajları ise;

1. Toprak sıcaklığının ve ısıl özelliklerin, mevsimler, yağmur ve kazı derinliğinden etkilenmesi sonucu daha istikrarsız performans göstermektedir.
 2. Biraz daha yüksek pompa gücü gerekmektedir.
 3. Daha düşük sistem verimine sahiptir.
 4. Daha geniş yüzey alanına ihtiyaç duyulmaktadır.
- şeklinde sıralanmaktadır.



T.K.I.P. Su-Su ISI POMPASI



T.K.I.P. Su-Hava ISI POMPASI

Şekil 6.1 Toprak bağlantılı su-su ve su-hava ısı pompaları çevrimleri

6.5 Isı Kaynağı Olarak Toprak Özellikleri

Toprak kaynaklı ısı pompalarında temel ısı kaynağı olarak toprak kullanılmaktadır. Toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştiricisinin seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesi, projelendirmede güçlük yaratan sebeplerden birisidir. Aynı şekilde ısı pompası da, çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini etkiler. Örneğin, ısı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Dolayısıyla bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değişir. Salamuranın evaporatöre giriş sıcaklığı da aynı sebeple düşer, dolayısıyla ısı pompası kapasitesi ve ısıtma etkinlik katsayısı doğrudan etkilenir. Soğuk yörelerde, ısıtma yapıldığı süre içinde, toprağa yeteri kadar ısı girişi olmazsa; kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donma tehlikesi de mevcuttur.

Ancak, toprak sıcaklığının havaya göre genellikle daha uygun sıcaklıklarda ve sıcaklık değişiminde bulunması, ayrıca salamura-soğutucu akışkan ısı değiştiricilerinin, hava-soğutucu akışkan ısı değiştiricilerine göre daha az bir sıcaklık farkında çalışabilmeleri, toprak kaynaklı ısı pompalarını hava kaynaklı ısı pompalarına göre avantajlı kılmaktadır.

6.6 Toprak Isı Değiştiricisi Boru Malzemesi

Toprak ısı değiştiricilerinde kullanılacak uygun borunun seçilmesi önemlidir. Bu seçim, uygun çap ve et kalınlığının belirlenmesiyle birlikte, uygun bir malzeme seçimini de içerir. Bazı toprak ısı değiştiricilerinde, boru malzemesi olarak çelik ve bakır kullanılmasına rağmen, çoğunlukla PVC, polibütilen ve polietilen gibi plastik borular kullanılır.

Yüksek mukavemet ve ısısal özelliklere sahip, ucuz plastik boruların üretilmesi, toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanımının yaygınlaşmasında önemli bir etkidir.

PVC borular, toprak ısı değiştiricilerinde yaygın olarak kullanılmışlarsa da, bağlantı yerlerindeki sızıntı ve ısısal genleşme sonucu meydana çıkan gerilmelere dayanma problemlerinden dolayı, son yıllarda yerlerini polietilen ve polibütilen borulara bırakmıştır.

Bu iki tip boruya ait özellikler, Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Çizelge 6.1 Boru malzemelerinin özellikleri

Boru Malzemelerinin Özellikleri					
BORU MALZEMESİ	NOMİNAL ÇAP [inç]	DIŞ ÇAP (Do) [inç]	İÇ ÇAP (Di) [inç]	BORU ISI İLETİM KATS. (kb) [W/m°C]	
POLİETİLEN	SDR-11	3/4	1,050	0,860	0,391
	SDR-11	1	1,315	1,077	0,391
	SDR-11	1 - 1/4	1,660	1,358	0,391
	SDR-11	1 - 1/2	1,900	1,554	0,391
	SDR-11	2	2,375	1,943	0,391
	SCH-40	3/4	1,050	0,824	0,391
	SCH-40	1	1,315	1,049	0,391
	SCH-40	1 - 1/4	1,660	1,380	0,391
	SCH-40	1 - 1/2	1,900	1,610	0,391
	SCH-40	2	2,375	2,067	0,391
POLİBÜTİLEN	SDR-17	1 - 1/2	1,900	1,676	0,216
	SDR-17	2	2,375	2,095	0,216
	SDR-13,5	1	1,125	0,957	0,216
	SDR-13,5	1 - 1/4	1,375	1,171	0,216
	SDR-13,5	1 - 1/2	1,625	1,385	0,216
	SDR-13,5	2	2,125	1,811	0,216

6.7 Toprak Isı Değiştiricisi Tipleri

Toprak ısı değiştiricileri, yatay veya dikey olarak yerleştirilebilir. Dikey ısı değiştiricileri, delme makineleri ile yapılan sondaj sonucu istenilen yere yerleştirilir.

Yatay sistem kurmak için de, bir veya birkaç hendek açılmalıdır. Kapalı devre toprak ısı değiştiricileri, salamuranın akış yollarına göre, seri veya paralel tipte olabilir.

Seri tipte, tek bir akış yolu bulunurken, paralel tipte birkaç akış yolu vardır. İyi bir akış dağılımı sağlamak amacıyla, paralel boru çapları, besleme ve dönüş borularının çaplarından ufak olmalıdır.

Dikey ısı değiştiricisinin genellikle, yatay ısı değiştiricisine göre bazı avantajları vardır; çünkü dikey tiplerde, boruların büyük bir bölümü toprağın düşük ısı direnç gösteren blmdedir (toprak altındaki sulu bölge).

Yer altı sularının hareketleri, ısı değiştiricisinin performansını yükseltir. Ancak dönüş ve besleme borularını aynı deliğe yerleştirme zorunluluğu da , ısı geçişi bakımından kısa devreye neden olacağından, dikey tiplerin yerleştirilmesinde bu noktaya dikkat edilmelidir. Borular arasındaki ısı geçişi, ısı değiştiricisi performansının düşmesine neden olur ve bu etki, delik boyu ile birlikte artar.

Diğer yandan yatay ısı değiştiricisinin performansı, ısıtma ve soğutma mevsimleri boyunca yağmur, kar ve diğer yüzey olayları sebebiyle, ısı değiştiricisinin yzeeye yakınlığıyla orantılı olarak etkilenir.

6.7.1 Yatay Toprak ısı Değiştiricileri

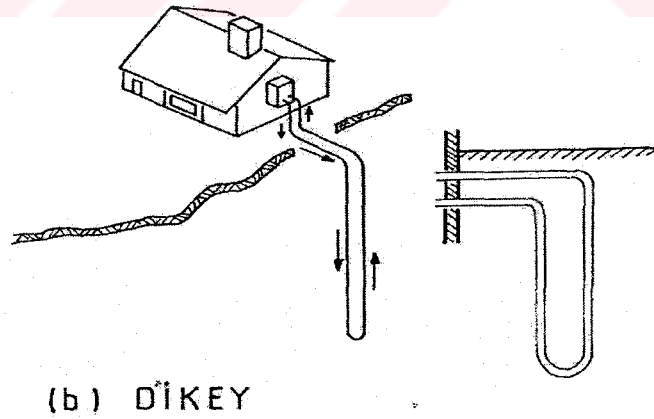
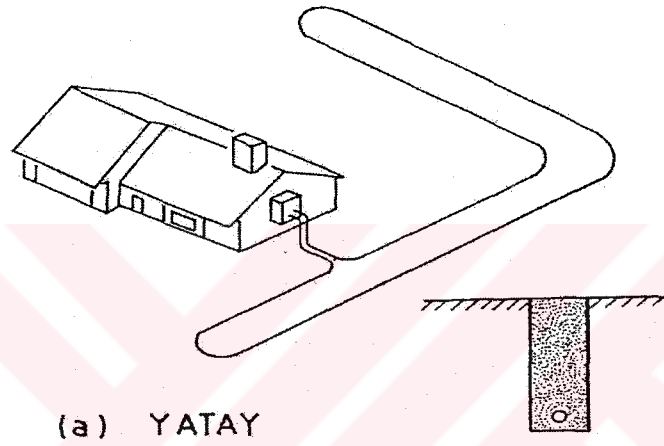
Yatay sistemler, tek bir hendek veya birbirine yakın hendekler içine, bir veya birden fazla borunun yerleştirilmesiyle oluşturulur. Isı değiştiricisinin performansı, borular arasındaki mesafeye bağlıdır.

Yatay ısı değiştiricileri, salamuranın akış yönüne göre seri veya paralel olarak sınıflandırılabilir. Bununla beraber, toplam hendek uzunluğunu kısaltmak amacıyla, tek bir hendek içerisine birkaç boru yerleştirilebilir. Hendeklerin genişliği 0,6-0,9 m mertebelerindedir. Borular, yüzey şartlarından en az düzeyde etkilenmeleri amacıyla, genellikle 0,5-2,5 m derinlikte dşenirler. Bu mesafe arttıkça, ısı değiştiricisinin performansı, gerek toprak sıcaklıklarının daha uygun olması, gerekse boruların yüzey şartlarından daha az etkilenmesi sebebiyle artar. Ancak bu durumda, hafriyat masrafları da artacağından; gömme derinliğine ekonomik analiz sonucu karar verilmelidir. Eğer tek bir hendek içerisine birkaç kat boru döşenecek ise, borular arası kot farkı genellikle 0,3-0,6 m civarında olmalıdır.

Borular döşendikten sonra dikkat edilecek bir başka husus da, toprak ve boru arasındaki ısı geçişini iyileştirmek amacıyla, hendekten çıkarılan toprağın, yerine tekrar yerleştirilirken, yoğunluğunu arttırmak için sıkıştırılması gereğidir.

En yaygın yatay ısı değiştiricilerinin, 3/4, 1, 1-1/2 inçlik; tek borulu, 0,5-2,5 m derinliğe ve birbirlerinden 0,6-2,5 m aralıklarda döşenmiş, yatay ısı değiştiriciler olduğunu belirtilmiştir. Bu tip ısı değiştiriciler, genelde temel kabul edilir ve diğer ısı değiştiricilerinin iyilik dereceleri, bunlara göre karşılaştırılır.

Yatay toprak ısı değiştiricilerinde, 700 m boru boyu, 2 inç boru çapı ve 1 L/s akışkan debisi, kullanılabilir üst sınır değerleri olarak kabul edilir.

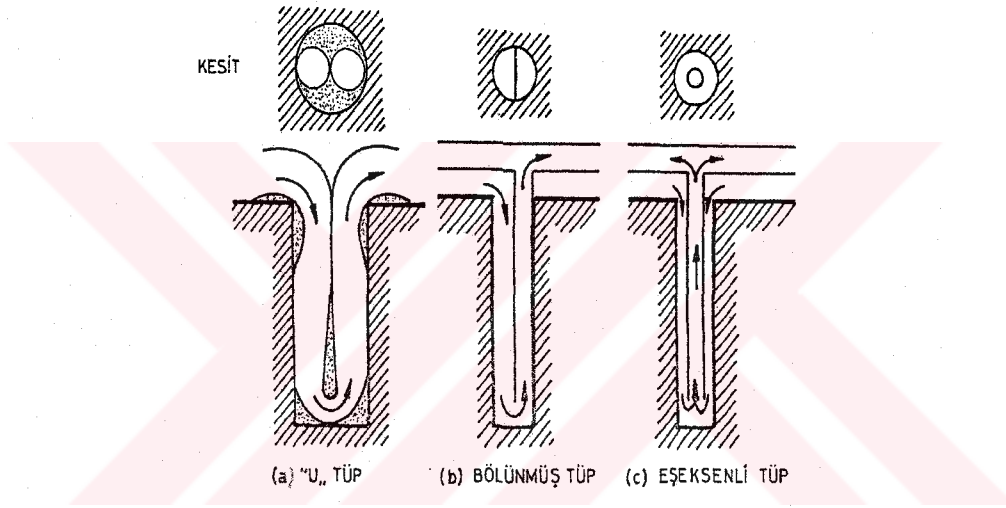


Şekil 6.2 Toprak ısı değiştiricisi dikey ve yatay tip yerleşimleri

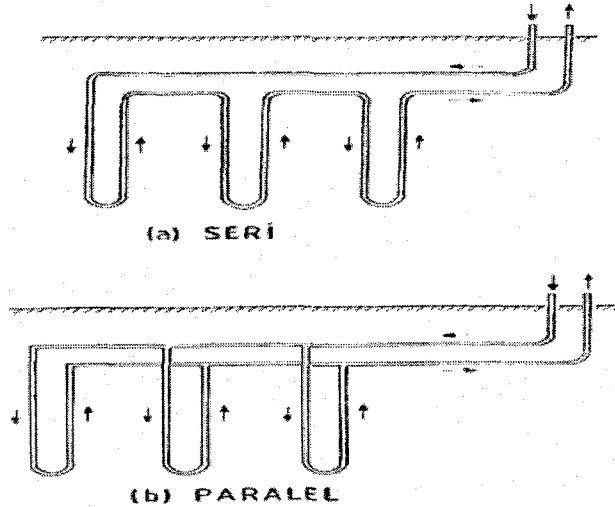
6.7.2 Dikey Toprak Isı Değiştiricileri

Dikey toprak ısı değiştiricileri yerleştirme Şekilleri, kesit geometrilerine gore sınıflandırılabilir. Şekil 6.3'te, U-tup, bolunmuş tup ve eş eksenli tup olarak dikey tip ısı değiştiricisi yerleşim Şekilleri gosterilmiştir.

U-tup boru çapları, 3/4-2 in arasındadır. Isı değiştiricisi derinliği, basınç duşmesi ve ısı geçişi goz onnde bulundurularak, boru çaplarına gore 15-185 m arasında değişir. Şekil 6.4'te dikey U-tup toprak ısı değiştiricileri için seri ve paralel yerleştirme orekleri verilmiştir.



Şekil 6.3 Toprak ısı değiştiricisi dikey tip yerleşim Şekilleri



Şekil 6.4 Dikey U-tup toprak ısı değiştiricileri için seri ve paralel yerleştirme orekleri

7. TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI

Toprak kaynaklı ısı sistemlerinin tasarımında en kritik adım toprak ısı değiştiricisinin tasarımıdır. Toprak kaynaklı ısı sistemlerinde toprak ısı değiştiricisinin doğru tasarımı kurulacak sistemin verimliliği, performansı ve ilk yatırım maliyeti açısından üzerinde durulması gereken en önemli konudur.

Toprak ısı değiştiricisinin tasarımında aşağıda belirlenen adımlar uygulanır.

1. Toprak ısı değiştiricisi konfigürasyonunun yapılması
 - a. yatay ya da dikey
 - b. paralel ya da seri

2. Plastik boru karakteristiklerinin belirlenmesi,
 - a. malzeme (polietilen / polibütillen)
 - b. boyut (SDR/SCH)
 - c. ap
 - d. uzunluk
 - e. akışkanın basınç kaybı

kriterlerinin dikkate alınarak boru malzemesinin seçilmesi

7.1 Toprak ısı değiştiricisi tasarım prosedürleri

7.1.1 Toprak Isı Değiştiricisi Konfigürasyonu

- a. Yatay ya da Dikey

Alana, yerel toprak tipine ve kazı maliyetine bağlıdır.

Sert kayaların olmadığı geniş alanlarda **yatay sistemler**, alanın kısıtlı olduğu bölgelerde ise **dikey sistemler** seçilir.

7.1.2 Plastik Boru Seçimi

a. Plastik Boru Malzemesi

Yaygın olarak polietilen ve polibütilen kullanılır. Bu malzemeler esnektir ve bağlantıları için ısıtılarak yapılabilir (Böylece bu bağlantıların mukavemeti borudan daha fazla olur).

PVC borular, toprak ısı değiştiricisinin toprak altında kalan kısmı için tavsiye edilmemektedir.

b. Plastik Boru Ebadı

Çizelge 6.1’de en yaygın boru ebatları verilmiştir.

Et kalınlığı (buna bağlı olarak boru mukavemeti) SDR ve SCH ile tanımlanır.

Tavsiye edilen polibütilen boru tipleri:

- I. polibütilen PB 2110, SDR 13,5
- II. polibütilen PB 2110, SDR 17

Tavsiye edilen polietilen boru tipleri:

- I. polietilen PE 3408, SDR 11
- II. polietilen PE 3408, SCH 40

Polietilen borularda tasarımcı, mümkün olan en ince et kalınlığına sahip boruyu seçmelidir.

Mukavemeti arttırmak için ana kanalın et kalınlığı daha fazla seçilmelidir.

Çoğu paralel sistemde $\frac{3}{4}$ -1 inç çapında borular kullanılır. Bu borular, daha büyük çaplı bir ana kanala bağlanır.

c. Plastik Boru Çapı

- boru çapı, pompalama gücünü düşük tutacak kadar büyük seçilmelidir.
- boru içinde türbülans yaratacak (ısı transferini arttırmak için) kadar küçük olmalıdır.

Boru çapının seçiminde, “basınç kaybı – ısı performans optimizasyonu” gerekmektedir. Bu şartlar, tesisatın her noktası için sağlanmalıdır. Tasarımcı; boru çapı ve malzemesini, tesisat kurulum maliyetlerini minimum yapacak şekilde seçmelidir.

Çizelge 7.1’de farklı boru çapları için türbülanslı akışı sağlayacak ($Re > 2500$) minimum debi değerleri verilmiştir

Çizelge 7.1 Farklı boru çapları için türbülanslı akışı sağlayacak minimum debi değerleri

TABLE 4.2: Minimum Flow in Pipe for Turbulence (GPM)				
Nominal Pipe Size (Pipe ID)	Water at 40°F	20% Calcium Chloride at 25°F	Propylene Glycol-20% 25°F	Methanol 20% 25°F
PE (SDR-11)				
	4,44 °C	-3,89 °C		
¾" (0.86)	1.1	2.3	3.4	2.4
1" (1.077)	1.3	2.9	4.4	3.1
1¼" (1.385)	1.7	3.6	5.5	3.9
1½" (1.554)	1.9	4.1	6.3	4.4
2" (1.943)	2.4	5.2	7.9	5.5
PE (SCH 40)				
¾" (0.824)	1.0	2.2	3.3	2.3
1" (1.049)	1.3	2.8	4.2	3.0
1¼" (1.380)	1.7	3.7	5.6	3.9
1½" (1.610)	2.0	4.3	6.5	4.6
2" (2.067)	2.5	5.5	8.4	5.9
PB (SDR-17, IPS)				
1½" (1.676)	2.1	4.5	6.8	4.8
2" (2.095)	2.6	5.6	8.5	5.9
PB (SDR-13.5, CTS)				
1" (0.957)	1.2	2.5	3.9	2.7
1¼" (1.171)	1.4	3.1	4.7	4.9
1½" (1.385)	1.7	3.7	5.6	3.9
2" (1.811)	2.2	4.8	7.3	5.1

d. Boru Boyu

Boru boyu; debi ve buna bağlı basınç kaybına bağlıdır.

Basınç kaybı büyükse aşağıdakilerden biri kullanılmalıdır:

- 1- daha kısa boru boyu
- 2- daha büyük boru çapı
- 3- paralel sistem

7.1.3 Toprak ısı değiştiricisi boyutlandırma ve hesaplama yöntemi

Hesaplamalar yapılırken aşağıdaki adımlar izlenir.

- I. Toprak altı sıcaklıklarını belirlenmesi
- II. Minimum ve maksimum toprak sıcaklıklarını belirlenmesi
- III. Isı pompasının maksimum ve minimum giriş sıcaklıklarını belirlenmesi
- IV. Çevrim – toprak sıcaklık farkını hesaplanması
- V. Borunun ısı direncini belirlenmesi

- VI. Toprağın ısı direncini belirlenmesi
- VII. Isıtma ve soğutma düzeni oranlarını hesaplanması
- VIII. Toprak ısı değiştiricisinin boyunu hesaplanması
- IX. Minimum akışkan hızının kontrol edilmesi

I.

Toprak – Çevrim Sıcaklık Farkının Hesaplanması

- T_L - minimum toprak sıcaklığı (°C)
- T_H - maksimum toprak sıcaklığı (°C)
- T_{MIN} - ısı pompası minimum giriş sıcaklığı (°C)
- T_{MAX} - ısı pompası maksimum giriş sıcaklığı (°C)
- T_{HD} - ısıtma için sıcaklık farkı (°C)
- T_{CD} - soğutma için sıcaklık farkı (°C)

Isıtma için;

$$T_{HD} = T_L - T_{MIN}$$

Soğutma için;

$$T_{CD} = T_{MAX} - T_H \quad \text{hesaplanır.}$$

II.

Isıtma ve Soğutma Düzeni Oranlarını Hesaplanması

Isıtma Düzeni Oranı (Fh) Hesap Prosedürü

1. Binanın ısıtma yükünü hesaplanması (kW).
2. 1°F sıcaklık farkı için ısı kaybının hesaplanması
3. Bir denge sıcaklığı seçilmesi.

Tavsiye edilen değerler:

ortalama bir tesisat	15°C
enerji verimli bir tesisat	13°C
çok iyi izole edilmiş bir tesisat	10°C

4. Isıtma dizayn ayı olan Ocak ayında her bin* sıcaklığı için bina yükünü hesaplanması

* : 1 tons (bin) = 3021 kcal/h = 3,51 kW = 12.000 Btu/h

5. Ocak ayı için, giriş suyu sıcaklığında ısı pompası kapasitesini seçilmesi.
6. Binanın talebini ısı pompasının kapasitesiyle karşılaştırılması. Isı pompasının çalışma saatlerini, her bin sıcaklığı için hesaplanması (bin saatleri · bin sıcaklık aralığı için ısı pompası çalışma zamanı). Eğer bina talebi, ısı pompası kapasitesini aşarsa; çalışma saatleri bin saatlerine eşit demektir.
7. Dizayn ayındaki bütün bin sıcaklıkları için çalışma saatlerini toplanması.
8. Çalışma oranını hesaplanması:

$$F_H = (\text{çalışma saatleri}) / (31 \cdot 24)$$
(Ocak'ta 31 gün var ve her gün 24 saat)

Soğutma Düzeni Oranı (Fc) Hesap Prosedürü

1. Isı kazancının hesaplanması (*ASHRAE GRP-158*)
2. 1°F sıcaklık farkı için ısı kazancını hesaplanması
3. Bir denge sıcaklığı seçilmesi 21°C (70°F)
4. Her bin sıcaklığı için bina yükünü hesaplanması
5. Binanın talebini ısı pompasının kapasitesiyle karşılaştırılması. Isı pompasının çalışma saatlerini, her bin sıcaklığı için hesaplanması
6. Bütün bin sıcaklıkları için çalışma saatlerini toplanması ve çalışma oranını hesaplanması

$$F_c = (\text{aylık çalışma saatleri}) / (31 \cdot 24)$$
(Temmuz'da 31 gün var ve her gün 24 saat)

III.

Toprak Isı Değiştiricisinin Boyunun Hesaplanması

ISITMA:

$$L_H (\text{ft/ton}) = 12.000 ((\text{COP}_H - 1) / \text{COP}_H) \cdot (R_P + R_S \cdot F_H) / (T_L - T_{\text{MIN}})$$

SOĞUTMA:

$$L_C (\text{ft/ton}) = 12.000 ((\text{COP}_C + 1) / \text{COP}_C) \cdot (R_P + R_S \cdot F_C) / (T_{\text{MAX}} - T_H)$$

$L_H (\text{ft/ton})$ = Bir tonluk ısıtma kapasitesi (3,51 kW) başına düşen boru boyu
(T_{MIN} sıcaklığında)

COP_H = Isıtma performans katsayısı (T_{MIN} sıcaklığında)

$L_C (\text{ft/ton})$ = Bir tonluk soğutma kapasitesi (3,51 kW) başına düşen boru boyu
(T_{MAX} sıcaklığında)

COP_c = Soğutma performans katsayısı (T_{MAX} sıcaklığında) = $EER / 3.412$

R_p ($m^{\circ}C/W$) = Boru ısı direnci (Çizelge 7.2)

R_s ($m^{\circ}C/W$) = Toprak ısı direnci (Çizelge 7.3)

T_{MAX} ($^{\circ}C$) = III'te tanımlandı (tasarımcı tarafından seçilir)

T_{MIN} ($^{\circ}C$) = III'te tanımlandı (tasarımcı tarafından seçilir)

T_L ($^{\circ}C$) = II'de tanımlandı (yere ve derinliğe bağlı)

T_H ($^{\circ}C$) = II'de tanımlandı (yere ve derinliğe bağlı)

F_H = Isıtma düzeni oranı

F_c = Soğutma düzeni oranı

Çizelge 7.2 Farklı çaplarda plastik boru için ısı direnç değerleri

TABLE 4.1: Plastic Pipe Sizes and Pipe Thermal Resistance Values									
No.	Description	Nominal Size	Outside Diameter (OD)	Inside Diameter (ID)	Pipe Resistance R_s	Single Loop N = 2		Double Loop N = 4	
						R_{PE}	D_{OE}	R_{PE}	D_{OE}
Polyethylene									
1	SDR-11	3/4	1.050	0.860	0.141	0.096	1.48	0.067	2.10
2		1	1.315	1.077	0.141	0.096	1.86	0.067	2.63
3		1 1/4	1.660	1.358	0.141	0.096	2.35	0.067	3.32
4		1 1/2	1.900	1.554	0.141	0.097	2.69	0.067	3.80
5		2	2.375	1.943	0.141	0.097	3.36	0.067	4.75
6	SCH 40	3/4	1.050	0.824	0.170	0.116	1.48	0.080	2.10
7		1	1.315	1.049	0.159	0.109	1.86	0.075	2.63
8		1 1/4	1.660	1.380	0.130	0.089	2.35	0.062	3.32
9		1 1/2	1.900	1.610	0.117	0.080	2.69	0.056	3.80
10		2	2.375	2.067	0.098	0.068	3.36	0.047	4.75
Polybutylene									
11	SDR-17	1 1/2	1.900	1.676	0.16	0.110	2.69	0.077	3.80
12	IPS	2	2.375	2.095	0.16	0.110	3.36	0.077	4.75
13	SDR-13.5	1	1.125	0.957	0.20	0.140	1.59	0.098	2.25
14	CTS	1 1/4	1.375	1.171	0.20	0.141	1.94	0.098	2.75
15		1 1/2	1.625	1.385	0.20	0.140	2.30	0.098	3.25
16		2	2.125	1.811	0.20	0.140	3.00	0.098	4.25
All dimensions are in inches Pipe resistance, R_{PE} : hr-ft- $^{\circ}F/Btu$ Number of pipes, N									

Çizelge 7.3 Boru ve toprak/yüzey direnç değerleri

TABLE 4.6: Pipe and Soil/Field Resistance Values																		
PIPE SIZE	Rp				Rs (HEAVY SOIL - DAMP)								Rs (ROCK)					
	Rpe				Rs (HEAVY SOIL - DRY OR LIGHT SOIL - DAMP)								Rs (HS-DAMP)					
	PE SCH 40	PE SDR-11	PB SDR-17	PB SDR-13.5	3	4	5	6	3	4	5	6	3	4	5	6	7	
3/4	.17	.116			1.02	1.06	1.09	1.11	1.31	1.37	2.05	2.15	2.11	1.88	0.80			
	.159				1.38	1.44	1.47	1.49	1.77	1.84	2.75	2.86	2.85	2.53	1.08			
1	.109				0.97	1.02	1.04	1.06	1.28	1.32	2.00	2.10	2.07	1.84	0.57			
					1.32	1.37	1.40	1.42	1.70	1.77	2.68	2.79	2.78	2.47	1.01			
1 1/4	.130	.141	.16	.20	0.92	0.97	0.99	1.01	1.22	1.27	1.96	2.05	2.02	1.79	0.54			
	.089	.096	.11	.14	1.25	1.31	1.34	1.36	1.63	1.70	2.61	2.72	2.71	2.40	0.98			
1 1/2	.117				0.89	0.94	0.97	0.98	1.19	1.25	1.92	2.02	1.99	1.76	0.53			
	.080				1.21	1.27	1.30	1.32	1.59	1.66	2.57	2.68	2.67	2.36	0.94			
2	.098				0.85	0.89	0.92	0.94	1.14	1.20	1.88	1.98	1.94	1.71	0.50			
	.068				1.15	1.20	1.24	1.26	1.53	1.60	2.51	2.62	2.61	2.29	0.89			

T = 1500 hours

T_{MAX} , dizayn ayı Temmuz için ortalama maksimum değerdir. Soğutma sezonu boyunca oluşan en yüksek su sıcaklığı değildir.

T_{MIN} , dizayn ayı Ocak için ortalama minimum değerdir. Isıtma sezonu boyunca oluşan en düşük su sıcaklığı değildir.

8. TKIP SİSTEMLERİNİN EKONOMİK ANALİZİ

8.1 TKIP Sistemlerinin Maliyetinin Tasarım Çalışmalarıyla Kontrol Edilmesi

Bu bölümde TKIP sistemlerinin ekonomik cazibesini artırma metotları üzerinde durulacaktır. Konuyla ilgili hususlar iki ana prensip çerçevesinde belirtilecektir :

1. Basit tasarım büyük çaplı ekipman ve karmaşık cihaz ihtiyacını ortadan kaldıracak ve artan maliyetleri önleyecektir.

2. TKIP sistemleri basit ve verimli sistemler olup, karmaşık cihaz ve kontrol elemanlarına ihtiyaç duymaksızın tasarruf ve konfor sağlarlar.

Tasarımcılara TKIP maliyetlerini kontrol altında tutmak için aşağıdaki yöntemler önerilmektedir:

1. Toprak altı borularının (toprak ısı değiştiricisi) tasarımından önce uygulama yapılacak sahada jeolojik etüt yapılmalıdır. 3m ila 12m arasındaki derinlikten numuneler alarak elek analizi ve nem araştırması yapılmalıdır. Toprak tip belirlenmelidir. (Kil, kum, kaya, çakıl, vs.)
2. Toprak altı borulaması için HDPE boru malzemesi düşünülmelidir. Bu malzeme sağlam, esnek ve ucuzdur.
3. Toprak altı borulamasında düşük ısıl iletkenlik katsayısına haiz beton kullanılmamalıdır. Çoğu tasarımcı açılan deliğin komple betonlanmasını öngörmektedir. Halbuki deliğin üst kısmının betonlanması toprak altı sularının korunması açısından önemlidir. Komple betonlama maliyeti artıracığı gibi toprak altı borularının ısı emme kapasitesini azaltacaktır. Eğer delik komple betonlanacaksa ısı iletim katsayısı yüksek olan beton kullanılmalıdır. Bu tür betonlar piyasada mevcuttur. Ayrıca delik çapları beton maliyetini azaltmak ve ısıl kararlılığı sağlamak için mümkün olduğunca küçük yapılmalıdır.
4. Tasarımcılar bu işte tecrübeli müteahhitlere tasarım aşamasında danışmalıdır. Tecrübeli müteahhitlerin U- boru montajı, toprak altı ana hat montajı, tesisat havası alma, kir ve çamur sıyırma konusunda metotları vardır.
5. Tasarımdan önce ısı kaybı ve kazancı iyi çalışılmalıdır. Gereksiz yere fazla sistem kapasitesi öngörülmemelidir. Çünkü bu durum toprak altı boru maliyetlerini ve ekipman maliyetlerini gereksiz yere artıracaktır.
6. Dikey borulama tasarımında açılacak dikey deliklerin uzun dönemde ısı depolama etkilerine maruz kalmaması için en az 6 m aralıklarla açılması önerilmektedir. Bu aralıklar ısıtma ihtiyacı olmayan sadece soğutma yapılan binalarda en az 7.6 m aralıklarla

olmalıdır. Eğer binada pik yük ısıtma yapılan saatler soğutma yapılan saatlerden daha fazla ise en delik aralıkları minimum 4.6 m olabilir.

7. Yüksek verimli tek kademeli ısı pompaları kullanılmalıdır. Isı pompalarının COP değeri en az 4.0 olmalıdır. Yüksek kapasiteli tek ısı pompası kullanmak yerine daha düşük kapasitelerde birden fazla ısı pompasını mahallere münferit olarak yerleştirmek daha uygun çözüm olacaktır. Tasarımcı aynı zamanda iki hızlı soğutma moduna haiz ısı pompaları kullanmamalıdır. Her ne kadar ısı pompalarının COP değeri yüksek görünse de, iyi incelendiği zaman iki hızlı soğutma moduna haiz ısı pompaları kullanmamalıdır. Her ne kadar ısı pompalarının COP değeri yüksek görünse de, iyi incelendiği zaman yüksek COP değerinin düşük kompresör hızı ve yüksek fan hızı (gizli ısı olmadan) kullanılarak elde edildiği görülür. Tasarımcılar yüksek hızlı soğutma COP'si ile (kabul edilebilir gizli ısı kapasiteli) ile tek hızlı cihazların COP'sini karşılaştırmalıdır.
8. Tasarımcılar karmaşık kontrol sistemlerini kullanmaktan kaçınmalıdır. Çünkü bu sistemler mal sahibine ilk yatırım maliyetinin yanı sıra fazladan işletme ve bakım maliyetleri getirecektir. Programlanabilir tek kademeli termostatlar çoğu uygulama için yeterli olacaktır.
9. Tasarımcılar pompa basma yüksekliğini fazla tutmaktan kaçınmalıdır. Bunun için sağlıklı bir boru basınç kaybı hesabı yapılmalıdır. Pompa basma yüksekliği fazla tutulduğu zaman sistemde sirküle eden su debisi gereğinden fazla olacaktır. İyi tasarlanmış bir sistemde her 1 kW soğutma kapasitesi için 11 ila 16 W pompa gücü yeterlidir.
10. Minimum sayıda kontrol vanaları kullanılarak basit bir pompa kontrolü öngörülmelidir. Bina besleme hattına bağlı bir adet basınç sensöründen sense alan bir adet değişken devirli pompanın bina sirkülasyonu için kullanılması uygun olacaktır.
11. Tasarımcılar aşırı miktarda anti-friz çözültisi kullanılmasını öngörmekten kaçınmalıdır. Toprak altı akışkan sıcaklığı mümkün olduğunca minimum öngörülmelidir.
12. TKIP sistemlerinin tasarımında toprak altı borulaması sistemim düzgün çalışması açısından en kritik noktadır. Toprak altı maliyetleri yüksek olduğundan genelde işverenler tasarımcılar üzerinde bu maliyeti düşürme yönünde baskı yapmaktadır. Tasarımcılar

toprak altı maliyetlerini düşürerek tasarımın kalitesine zarar vermemelidir. Eğer bütçenin dengelenmesi gerekiyorsa tasarımcı iç hacim cihazlarını mümkün olduğunca basit öngörerek ve karmaşık kontrol sistemlerinden kaçınarak sistemin toplam maliyetini azaltma yoluna gidebilir.

8.2 Toprak Altı Borulama Maliyetleri

Dikey tip toprak altı borulama (toprak ısı değiştircisi) işinin maliyeti delme koşullarına, müteahhidin tecrübesine ve bu işte kullanılan ekipmanların iş görme kabiliyetlerine bağlıdır. Tablo 8.1'de tecrübeli müteahhitlerden alınan verilere göre dikey tip toprak altı borulama maliyetleri verilmiştir.(Kavanaugh)

Ülkemizde bu uygulamayı yapan müteahhit firmalardan edinilen bilgi doğrultusunda, ortalama sondaj fiyatının 35(\$/m) olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 8.1 Zemin sondaj fiyatları

ZEMİN SONDAJ FİYATLARI								
U-Tübü boyutu	Kil, kum, toz, çakıl ve yumuşak kaya içine Sondaj. çalışması yok		Yumuşak ila orta sertlikte kaya için Havalı Burgu. Yüzey çalışması mevcut		Kil, kum, çakıl, delikler, yumuşak kaya içine Burgu. Yüzey çalışması mevcut		Orta ila sert kaya içine Hava Çekici uygulaması. Yüzey çalışması mevcut	
	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
¾ "	\$3.75	\$5.00	\$4.00	\$5.50	\$4.50	\$6.00	\$5.00	\$8.50
1"	\$4.00	\$5.25	\$4.25	\$5.75	\$4.75	\$6.25	\$5.50	\$9.00
1¼ "	\$4.50	\$5.75	\$4.75	\$6.00	\$5.25	\$6.50	\$5.75	\$9.50
1½ "	\$4.75	\$6.00	\$5.00	\$6.25	\$5.50	\$6.75	\$6.00	\$10.00

Fiyat dahilinde olan işler :

1. U-tübü yerleştirilmesi, geri doldurma, 1,2m. kollektör montajı, zemin temizliği
2. ¾" ve 1" U-tübü için 4,75" ; 1¼" ve 1½" U-tübü için 6" sondaj deliği uygulanması
3. 76 m.'lik ortalama derinliğin için 6m.'sinin Bentonit harcı ile

doldurulması

4. Kollektör ile ekipman odası arası uzaklık 45 m.

Fiyatı artırabilecek etkenler :

1. Uygulamanın uzak bir şehir, vs. yerde olması halinde, nakliye bedeli
2. Bütün sondaj deliğinin harç ile dolması gerekliliği
3. Montaj parçalarının saha dışında hazırlanması
4. İşgücü maliyetlerinin ortalama değerlerin üstünde olması
5. Standart dışı kollektör, tesisat düzeni özelliği

8.3 Küçük Bir Ofis Binasında TKIP ve Diğer Sistemlerin Maliyet Karşılaştırmasının Yapılması

Maliyet karşılaştırılmasının yapılacağı ofis binasının, 1200 m² kullanım alanı olduğu kabul edilmiştir. Maliyet karşılaştırılması için kullanılacak HVAC sistemleri aşağıda belirtilmektedir.

- Tek Zona Hitap eden 7 adet Roof-Top Cihazı
- Çok Zona Hitap eden 1 adet Yüksek kapasiteli Roof-Top Cihazı
- TKIP sistemi

HVAC sistemlerinin birim maliyetleri, toplam maliyetleri ve m² başına düşen maliyetlerinin analizi aşağıda yapılmıştır.

Seçenek 1: Tek Zona Hitap eden 7 adet Roof-Top Cihazı

Sistemde toplam 7 adet konvansiyonel ısı pompası (roof-top) cihazı bulunmaktadır. Cihazların toplam kapasitesi 140.4 kW 'tır.

Aşağıdaki birim maliyetlere elektrik soğutması, gaz ısıtması, izolasyon, galvanizli hava kanalları ve inşai malzemeler dahildir. Birim maliyetlere tüm malzemeler, işçilik, amortisman ve kar dahildir.

3 Ad	28 kW Roof_top Cihazı	3 x 16,700USD	50,100 USD
1 Ad	23 kW Roof_top Cihazı	13,700USD	13,700 USD
1 Ad	14 kW Roof_top Cihazı	9,000USD	9,000 USD
1 Ad	10 kW Roof_top Cihazı	6,700USD	6,700 USD
1 Ad	8.7 kW Roof_top Cihazı	5,800USD	5,800 USD
Toplam Maliyet			85,300 USD
m² başına Maliyet			70.6 USD/m ²

Seçenek 2: Çok Zona Hitap Eden Roof-Top Cihazı

Cihazın toplam kapasitesi 105 kW'tır.

Aşağıdaki maliyete elektrik soğutması, gaz ısıtması, izolasyon, galvanizli hava kanalları ve inşai malzemeler dahildir. Maliyetlere tüm malzemeler, işçilik, amortisman ve kar dahildir.

Dış hava kontrol cihazı ve ısı geri kazanım grubu fiyat dahil değildir.

1 Ad	105 kW Roof_top Cihazı	123,500USD	123,500 USD
Toplam Maliyet			123,500 USD
m² başına Maliyet			102 USD/m ²

Seçenek 3: TKIP Sistemi

Bu sistemde konvansiyonel sistemde kullanılan ısı pompalarıyla aynı kapasitede ısı pompaları aynı zonlarda kullanılacaktır. Toplam 7 adet ısı pompası cihazı bulunmaktadır. Cihazların toplam kapasitesi 140.4 kW'tır.

Dış hava kontrol cihazı ve ısı geri kazanım grubu fiyata dahildir.

- Toprak altı borulaması

2374 m delik, 1" U borulaması, betonlama dahil 38,950 USD

- Isı Pompaları

3 Ad	28 kW Roof_top Cihazı	3 x 5,600USD	16,800 USD
1 Ad	23 kW Roof_top Cihazı	3,950USD	3,950 USD
1 Ad	14 kW Roof_top Cihazı	3,100USD	3,100 USD
1 Ad	10 kW Roof_top Cihazı	2,390USD	2,390 USD

1 Ad	8.7 kW Roof_top Cihazı	2,200USD	2,200 USD
		Toplam Maliyet	28,440 USD

- İç tesisat borulaması ve izolasyonu

HDPE SDR boru malzemesi, izolasyon malzemesi ile tüm fittingsler 10,000 USD dahil

- Isı Pompası Bağlantıları

7 adet cihaz için iki yönlü vana, basınç-sıcaklık göstergeleri, hortum ve 2,390 USD ayırma vanaları dahil

- Pompalar ve Aksesuarları

2 adet 2 HP pompa (20 m³/h; 14 mSS), çek vanalar, pislik tutucular 2,760 USD dahil

- Kontrol Elemanları

Pompa frekans konvertörü, 3 adet tek kademeli ve 4 adet iki kademeli 3,610 USD termostat dahil

- Hava Kanalı Malzemesi ve İşçiliği

İzolasyon, konsol malzemesi, yangın damperi, kanal malzemesi, hava 36,030 USD filtreleri dahil

- Toplam maliyet

122,160 USD

Toplam maliyet

m² başına Maliyet 101 USD/m²

TKIP sistemlerinde ilave kalemlerle ilk yatırım maliyeti daha da artırabilir. Opsiyon 3 örneğine ilave olarak aşağıdaki kalemler eklenebilir.

- Toprak altı borulaması bina blok yüküne göre değil de binaya yerleştirilen toplam cihaz kapasitesine göre yerleştirilirse,

Bina blok yükü**100 kW**

100 kW yük için toplam toprak altı borulama maliyeti	38,950 USD
Toplam cihaz kapasitesi	140.4 kW
Birim kW için borulama maliyeti	389.5 USD/kW
140.4 kW yük için borulama maliyeti	54,685 USD
İlave toprak altı borulama maliyeti 54,680 USD-38,950 USD	15,730 USD

- Toprak altı borulaması için açılan deliklerin düşük ısı iletim katsayılı betonla komple betonlanması toprak ısı değiştiricisi performansını düşürecektir. Isı değiştirici performansını koruyabilmek için 590 m delik daha açılırsa,

Birim uzunluk başına borulama maliyeti 38,950 USD/2374 m	16.4 USD/m
590 m için ilave delik maliyeti 16.4 USD/m x 590 m	9,676 USD
590 m ilave beton maliyeti 560 torba x 9 USD/ torba	5,040 USD
İlave toprak altı borulama maliyeti 9,676 USD + 5,040 USD	14,716 USD

- Enerji yönetim sistemi eklenirse,

İlave enerji yönetim sistemi maliyeti	15,000 USD
---------------------------------------	------------

- Toprak altı borularının imalatçı önerisine göre %30 propilen glikol anti-friz ile korunması

İlave %30 propilen glikol anti-friz maliyeti 800 lt x 2.6 USD/ lt	2,100 USD
---	-----------

- Tasarımın uygulanamaması, toprak altı borulama işinde çıkabilecek aksaklıklar, sistemde performans düşüklüğü olma ihtimaline karşı görünmeyen olabilecek masraflar

Aksaklıklar nedeniyle yapılabilecek ilave masraflar	11,700 USD
---	------------

- Toplam ilave maliyet

<i>Toplam ilave maliyet</i>	60,000 USD
<i>m² başına ilave maliyet</i>	50 USD/m ²

- İlavelerle toplam maliyet

<i>İlavelerle toplam maliyet</i>	182,160 USD
<i>İlavelerle m² başına maliyet</i>	150 USD/m ²

8.4 TKIP Sistemlerinde İşletme Maliyetinin Diğer Sistemlerle Karşılaştırılması

Bu bölümde 3 farklı HVAC sisteminin TKIP sistemiyle işletme maliyetlerinin karşılaştırılması yapılacaktır. Bu sistemler:

1. Tek zona hitap eden Roof-top sistemi
2. Çok zona hitap eden Roof-top sistemi
3. Chiller VAV sistemi
4. TKIP sistemi

olarak belirlenmiştir.

1. Tek Zona Hitap Eden Roof-Top Sistemi

Bu sistemde yukarıda verilen örneğe paralel olarak her zonda münferit bir roof-top cihazı kullanmak suretiyle ısıtma ve klimatizasyon yapılmıştır. Roof top cihazlarının ortak özellikleri aşağıda belirtilmiştir.

- Dış hava sıcaklığı: 95 °F (35°C)
- İç ve dönüş havası sıcaklığı: 80°F/67°F (26°C/20°C)
- ARI şartlarına bağlı olarak roof-top cihazının toplam güç ihtiyacına kompresör gücü, iç fan- dış fan güçleri dahildir.
- Tesis edilen cihazların ortalama EER değeri 8.6 olarak tespit edilmiştir. (EER, tüketilen her Wh (watt-saat) elektrik için soğutulan ortamdan Btu olarak çekilen ısıl enerjidir.)

Birim soğutma kapasitesi başına harcanan gücün hesabı:

Ortalama EER değeri baz alınarak birim soğutma kapasitesi başına harcanan güç hesaplanabilir.

EER değeri 8,6 Mbtu/ kWh

EER = 3,412 COP

COP = 2,52

1 ton = 12 Mbtu/h = 12.000 Btu/h = 3,51 kW

- kW/ton ---- $12 / \text{EER} = 12 \text{ Mbtu} / \text{ton.h} / 8,6 \text{ Mbtu/kWh} = 1,4 \text{ kW/h}$
- 1 ton (3,51 kW) soğutma kapasitesi için için harcanan sarfiyat 1,4 kW/ ton

2. Çok Zona Hitap Eden Roof-top Sistemi

Bu sistemde tüm zonlar için ortak bir roof- top cihazı yukarıda verilen örneğe paralel olarak öngörülmüştür. Roof- top cihazının ortak özellikleri aşağıda belirtilmiştir.

- Toplam soğutma kapasitesi: 383 Mbtu/h
- Kompresör güç ihtiyacı 35°C (95°F) dış hava, 26/20°C (80/67°F) iç hava ve dönüş havası sıcaklığı şartlarında) : 35 kW
- Dış fanların (1HP gücünde 3 adet) güç ihtiyacı : 0,9 kW x 3 adet = 2,7 kW
- İç fanların güç ihtiyacı (toplam 10HP gücünde) : 9 kW
- Sistemin toplam güç ihtiyacı: 35 kW + 2.7 kW + 9 kW = 46,7 kW

Birim soğutma kapasitesi başına harcanan gücün hesabı:

Net Soğutma Kapasitesi = Toplam Soğutma Kapasitesi - İç Fanlarından Gelen Isı Kazanç Yüğü

Net Soğutma Kapasitesi = 383 Mbtu/h – 2,545 Mbtu/h.h x 10HP
= 358 Mbtu/h = 29,8 tons

- kW/ton = 46,7 kW/ 29,8 tons = 1,56 kW/ ton

- 1 ton (3,51 kW) soğutma kapasitesi için harcanan sarfiyat 1,56 kW/ ton

3. Chiller VAV Sistemi (Nominal Soğutma Kapasitesi 500 tons)

- Toplam soğutma kapasitesi: 500 tons
- Chiller grubu güç ihtiyacı: 500 tons x 0.5 kW/ton = 250 kW
- İç hava üfleme ve emme fanları güç ihtiyacı: 224 kW
- Chiller pompaları güç ihtiyacı: 24,9 kW
- Su soğutma kulesi pompaları: 24,9 kW
- Su soğutma kulesi aksiyal fanı: 12,4 kW
- Sistemin toplam güç ihtiyacı: 250 kW+ 224 kW+ 24.9 kW+ 24.9 kW+ 12.4 kW = 536 kW

Birim soğutma kapasitesi başına harcanan gücün hesabı:

Net Soğutma Kapasitesi= Toplam Soğutma Kapasitesi - İç Hava Fanlarından Gelen Isı Kazanç Yüğü

$$\text{Net Soğutma Kapasitesi} = 500 \text{ tons} - 224 \text{ kW} \times 0,285 \text{ ton/ kW} \\ = 436 \text{ tons}$$

- kW/ton = 536 kW/ 436 tons = 1,23 kW/ ton
- 1 ton (3,51 kW) soğutma kapasitesi için harcanan sarfiyat 1,23 kW/ ton

4. TKIP Sistemi

Yukarıda verilen örneğe paralel olarak her zonda münferit ısı pompası kullanılması öngörülmüştür.

- Isı pompalarının adetleri, soğutma kapasiteleri ve çektikleri güçler aşağıda belirtilmiştir.

<u>Adet</u>	<u>Soğutma Kapasitesi</u>	<u>Çekilen Güç</u>	<u>Toplam Çekilen Güç</u>
2 ad	27,6 Mbtu/h	1,86 kW	3,72 kW
1 ad	34,4 Mbtu/h	2,22 kW	2,22 kW
8 ad	46,6 Mbtu/h	3,22 kW	25,76 kW
		Toplam	31,7 kW

- Sirkülasyon pompası (2 HP gücünde) : 1,8 kW
- Sistemin toplam güç ihtiyacı: 31,7 kW + 1,8 kW= 33,5 kW

Birim soğutma kapasitesi başına harcanan gücün hesabı:

Net Soğutma Kapasitesi = 457,6 Mbtu/h = 38,1 tons

- kW/ton = 33,5 kW/ 38,1 tons = 0.87 kW/ ton
- 1 ton (3,51 kW) soğutma kapasitesi için harcanan sarfiyat 0,87 kW/ ton

Tabloda 3 farklı HVAC sistemiyle TKIP sisteminin işletme maliyetlerinin karşılaştırılması özet olarak verilmiştir.

Çizelge 8.2 TKIP Sisteminin diğer sistemlerle kıyaslanması

Konvansiyonel HVAC Sistemleri ve TKIP Sistemlerinin (kW/ton) Kıyaslanması							
Sistem Tipi	Soğutma Yüğü (Tons)		Gerekli Kapasite (kW)				TOPLAM (kW/Ton)
	Toplam Kapasite	Net Kapasite	Kompresör veya Isı Pompası	Ventilasyon Fanları	Aspirasyon Fanları	Pompalar	
Rooftop	40.0	38.4	46.3	4.8	2.7	-	1.4
MZ Rooftop	31.9	29.8	35.0	8.3	2.7	-	1.5
CW VAV	500.0	436.0	250.0	224.0	12.4	49.8	1.2
GCHP	43.7	38.1	31.7	Fan gücü (HP) dahil *	-	1.8	0.9

* : 65.000 Btu/h'ten (5.41 tons) az kapasiteli cihazlar için normalde net kapasite ve toplam güç, fan gücünün içerdiği fan ısısının toplam kapasiteden çıkarılması ile karakterize edilir.

8.5 TKIP Sisteminin ve Diğer Sistemlerin İlk Yatırım ve İşletme Maliyetlerinin Analizi

Yukarıdaki sonuçlara göre TKIP sistemlerinin işletme maliyetlerinin diğer konvansiyonel sistemlere göre düşük olduğu görülmektedir. TKIP sistemlerinde 1 ton (3,51 kW) soğutma kapasitesi için harcanan sarfiyatın 0,87 kW/ton olduğu görülmektedir. Bu değer, TKIP sisteminin incelemesi yapılan diğer 3 farklı konvansiyonel sistemler olan

- Tek zona hitap eden Roof-top sisteminden $1,40 \text{ kW/ton} - 0,87 \text{ kW/ton} = 0,53 \text{ kW/ton}$
(0,53 kWh/ton.h)
- Çok zona hitap eden Roof-top sisteminden $1,56 \text{ kW/ton} - 0,87 \text{ kW/ton} = 0,69 \text{ kW/ton}$
(0,69 kWh/ton.h)
- Chiller VAV sisteminden $1,23 \text{ kW/ton} - 0,87 \text{ kW/ton} = 0,36 \text{ kW/ton}$ (0,36 kWh/ton.h)
daha avantajlı olduğunu göstermektedir.

1 kWh enerji 9 Cent olarak tespit edilmiştir. Bu durumda TKIP sistemi, birim soğutma yükü başına (1 ton) parasal olarak diğer konvansiyonel sistemler olan

- Tek zona hitap eden Roof-top sisteminden 1 saatte $0,53 \text{ kWh/ton.h} \times 9 \text{ Cent/ kWh} = 4,77$
Cent/ ton.h
- Çok zona hitap eden Roof-top sisteminden 1 saatte $0,69 \text{ kWh/ton.h} \times 9 \text{ Cent/ kWh} = 6,21$
Cent/ ton.h
- Tek zona hitap eden Roof-top sisteminden 1 saatte $0,36 \text{ kWh/ton.h} \times 9 \text{ Cent/ kWh} = 3,24$
Cent/ ton.h

TKIP sisteminin ve diğer konvansiyonel sistemlerin ilk yatırım maliyetleri aynı soğutma kapasitesi için yukarıda yapılan incelemeye göre

- Tek zona hitap eden roof-top sisteminde 70,6 USD/m²
- Çok zona hitap eden roof-top sisteminde 102 USD/m²
- TKIP sisteminde 150USD /m² (maksimum fiyat)
olarak tespit edilmişti.

Buna göre TKIP sistemi, ilk yatırım maliyetinde diğer konvansiyonel sistemlere göre

- Tek zona hitap eden roof-top sisteminden $150 \text{ USD/m}^2 - 70,6 \text{ USD/m}^2 = 79,4 \text{ USD/m}^2$

- Çok zona hitap eden roof-top sisteminden $150 \text{ USD/m}^2 - 102 \text{ USD/m}^2 = 48 \text{ USD/m}^2$ daha dezavantajlıdır.

TKIP sistemlerinin işletme maliyetleri diğer konvansiyonel sistemlere göre daha düşük olduğu için kendini zamanla amorti edebilmektedir. TKIP sisteminin konvansiyonel sistemlere göre amorti katsayıları aşağıda hesaplanmaktadır.

- TKIP Sisteminin Tek Zona Hitap Eden Roof-top Sistemine göre Amorti Katsayısı

$$A_1 = 79,4 \text{ USD/m}^2 / 4,77 \times 10^{-2} \text{ USD/ ton.h} = 1664 \text{ ton.h/m}^2$$

- TKIP Sisteminin Çok Zona Hitap Eden Roof-top Sistemine göre Amorti Katsayısı

$$A_2 = 48 \text{ USD/m}^2 / 6,21 \times 10^{-2} \text{ USD/ ton.h} = 772 \text{ ton.h/m}^2$$

Buna göre TKIP sisteminin diğer sistemlere göre kendini amorti edebileceği süre aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

- TKIP Sisteminin Tek Zona Hitap Eden Roof-top Sistemine göre kendini amorti edeceği zaman yukarıdaki örneğe paralel olarak (140,4 kW = 40 ton Soğutma Yüğü; 1208 m² Alan)

$$T_1 = 1664 \text{ ton.h/m}^2 \times 1208 \text{ m}^2 \times (1/40) \text{ ton}^{-1} = 50,252 \text{ saat} = 50,252 \text{ saat} / (24 \times 365) \text{ yıl/saat} = 5.73 \text{ yıl}$$

- TKIP Sisteminin Çok Zona Hitap Eden Roof-top Sistemine göre kendini amorti edeceği zaman yukarıdaki örneğe paralel olarak (105 kW = 30 ton Soğutma Yüğü; 1208 m² Alan)

$$T_1 = 772 \text{ ton.h/m}^2 \times 1208 \text{ m}^2 \times (1/30) \text{ ton}^{-1} = 31,085 \text{ saat} = 31,085 \text{ saat} / (24 \times 365) \text{ yıl/saat} = 3.54 \text{ yıl}$$

Bu sonuçlara göre konvansiyonel sistemler yerine TKIP sistemlerinin kullanılması durumunda pahalı ilk yatırım maliyetlerine karşın TKIP sistemlerinin kısa sürede kendilerini amorti ettikleri görülmektedir.

9. ÖRNEK PROJE

Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının dizayn ve hesaplarının daha iyi anlatılabilmesi ve sayısal değerlere dayanılarak gerçeğe yakın bir analiz yapabilmek amacıyla, konuyla ilgili basit bir proje ele alınmıştır. Sistem olarak, dikey tip TKIP uygulaması seçilmiştir.

Burada önemli olan nokta, soğutma çevrimi üzerinde belirlenecek noktaların termo-ekonomik analize esas olan değerlerinin bulunmasıdır.

9.1 Proje Tanımı ve Kabuller

Projesi yapılacak yer, villa tipi bir konuttur. Villa; bodrum, zemin ve 1. kattan oluşmaktadır. Her kat için kullanım alanı (10m x 10m) boyutlarında olup 100'er m²'dir. Villanın, yazın soğutma ihtiyacı Toprak Kaynaklı Isı Pompası (T.K.I.P.) sistemi ile karşılanacaktır. Bodrum katta ısı pompası cihazı ve tesisat ana kolonları olacak; bu katta ısıtma veya soğutma yapılmayacaktır.

Sistem, 3 devreden oluşmaktadır :

1. Gaz devresi (Soğutucu akışkan)
2. Su devresi (Toprak ısı değiştiricisi)
3. Su devresi (F.C.U.)

Sistem özellikleri kısaca şu şekildedir :

- Sistemin gaz devresinde R22 soğutucu akışkan kullanılmaktadır.
- Cihazın kondenser (yaz şartlarında) devresinin bir tarafında R22 soğutucu akışkan, diğer tarafında ise toprak altı borularına ait su devresi yer almaktadır.
- Cihazın evaporatör (yaz şartlarında) devresinin bir tarafında R22 soğutucu akışkan, diğer tarafında ise konut F.C.U. borularına ait su devresi yer almaktadır.
- Kondenserin gaz tarafı çalışma sıcaklığı 40°C, evaporatörün gaz tarafı çalışma sıcaklığı ise (-5)°C'dir.
- Toprak altı borularının olduğu devrede kondensere giriş/çıkış sıcaklıkları 15/20°C'dir.
- F.C.U. devresinde ise evaporatöre giriş/çıkış sıcaklıkları 12/7°C'dir.

9.2 Proje Hesapları

Yer : İstanbul

Yaz mevsiminde : $KT = 33 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $YT = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Kış mevsiminde : $KT = -3 \text{ }^{\circ}\text{C}$, Rüzgarlı

Villanın ısıtma ve soğutma kapasitesi hesapları, tecrübi değerlere dayanılarak pratik yoldan yapılmıştır. Bu yöntemle göre, soğutma birim yükü 150W/m^2 ve ısıtma birim yükü 50W/m^2 olarak alınmıştır.

Buna göre;

Soğutma yükü : $200\text{m}^2 \times 150\text{W/m}^2 = 30.000\text{W} = 30 \text{ kW}$ (Isısan Çalışmaları No.305-Tablo 9.15)

Isıtma yükü : $200\text{m}^2 \times 50\text{W/m}^2 = 10.000\text{W} = 10 \text{ kW}$
olarak hesaplanmıştır.

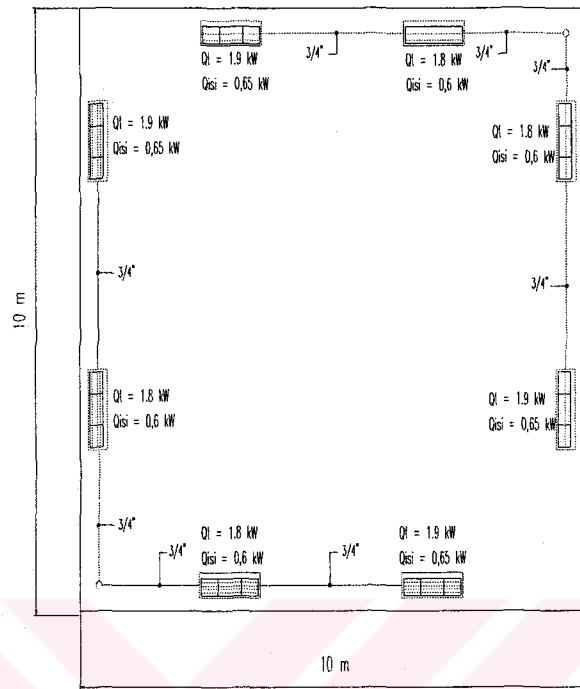
Sistemdeki evaporatör ve kondenserde, transfer edilmesi gereken ısı miktarı soğutma için 30 kW olarak belirlenmiş oldu.

9.2.1 Basınç kayıpları hesabı

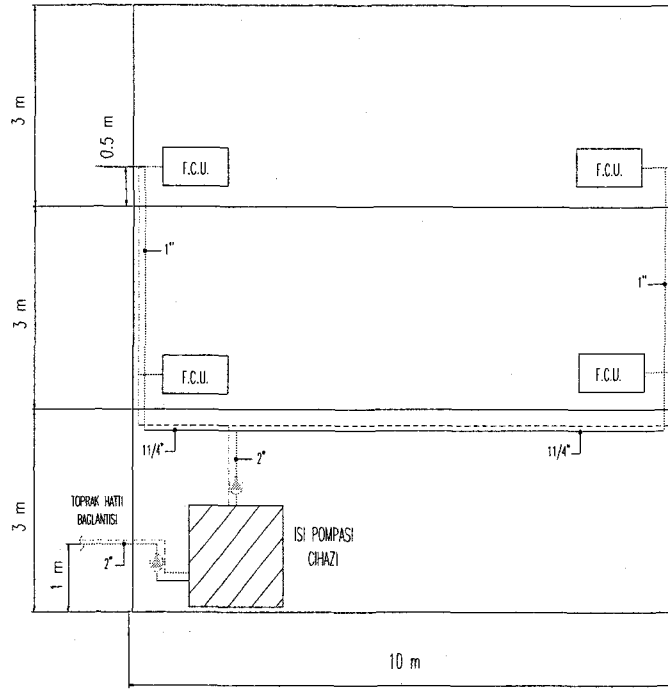
9.2.1.1 F.C.U devresi basınç kaybı hesabı

Sistemde, cihazlardan ve borulardan kaynaklanan basınç kayıpları göz önüne alınmalı, yaklaşık değerleri hesaplanmalıdır.

Aşağıda, Şekil 9.1 ve 9.2'de gösterilen yatay plan ve kolon şeması çizimlerine göre çıkarılan metrajlar yer almaktadır.



Sekil 9.1 Yatay plan



Seki 9.2 Kolon semasi

Çizelge 9.1 Bina boru metrajları

KAT NO.	BORU METRAJI			
	ÇAP	DİKEY	ÇAP	YATAY
BODRUM	2"	2m x 2 = 4m	2"	2m x 2 = 4m
	1 1/4"	1m x 2 = 2m	1 1/4"	15m x 2 = 30m
ZEMİN	1 1/4"	1m x 2 = 2m	3/4"	7m x 2 = 14m
	1"	2,5m x 2 = 6m	3/4"	7m x 2 = 14m
	1"	2,5m x 2 = 6m	3/4"	7m x 2 = 14m
			3/4"	7m x 2 = 14m
			3/4"	0,8m x 2 x 8(adet F.C.U.) = 12,8m
1. KAT	1"	0,5m x 2 = 1m	3/4"	7m x 2 = 14m
	1"	0,5m x 2 = 1m	3/4"	7m x 2 = 14m
			3/4"	7m x 2 = 14m
			3/4"	7m x 2 = 14m
			3/4"	0,8m x 2 x 8(adet F.C.U.) = 12,8m

Yukarıdaki tabloya göre boru metrajları;

2" : 8 m \approx 10 m

1 1/4" : 34 m \approx 35 m

1" : 14 m \approx 15 m

3/4" : 137,6 m \approx 140 m

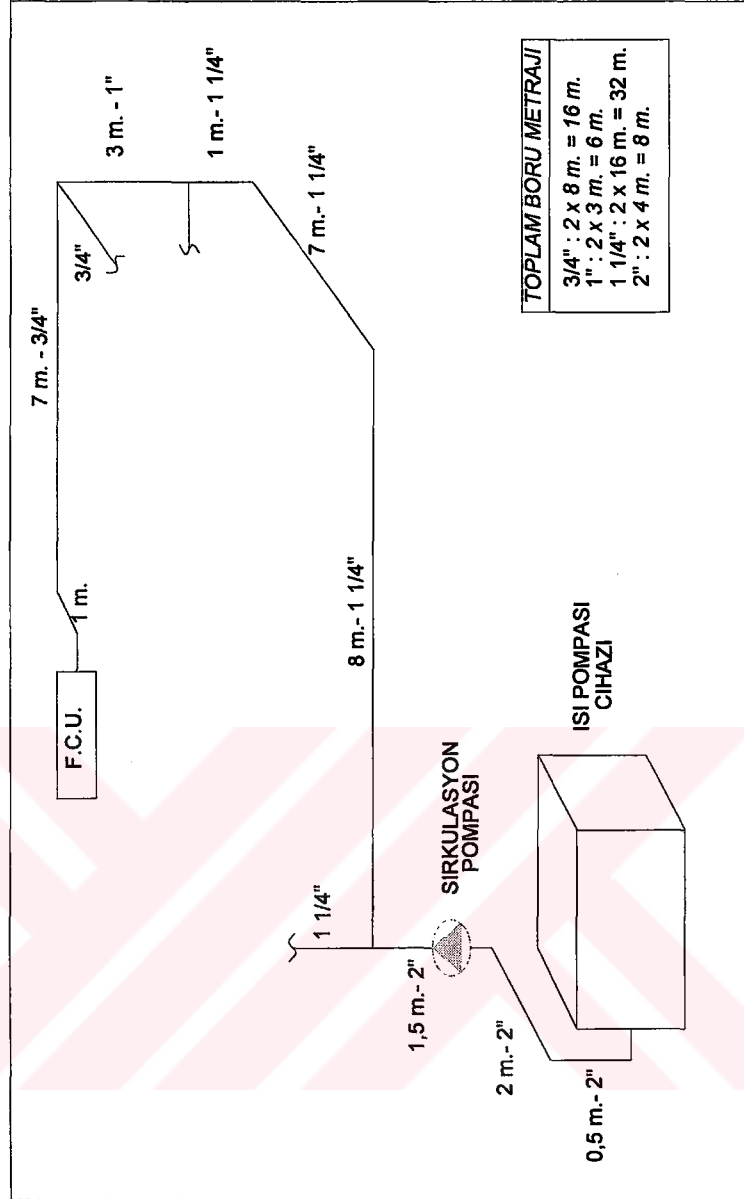
olarak bulunur.

Projede kritik hat belirlenmiş ve izometrik çizimi Şekil 9.3'de gösterilmiştir. Buna göre;

9.2.1.1.1 Düz boru basınç kayıpları

Bu basınç kaybı değerleri, ana hat ve dağıtım hatlarında olması gereken standart hızlar baz alınarak hesaplanmıştır. (Isısan Çalışmaları No:265)

Boru çapına göre standart hız ve boru basınç kaybı değerleri ile toplam basınç kayıpları aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.



Sekil 9.3 Kritik hat izometri seması

Çizelge 9.2 Kritik devre basınç kaybı hesabı

BORU ÇAPI (inch)	AKIŞKAN HIZI (m/s)	BİRİM BASINÇ KAYBI (mSS/m)	BORU METRAJİ (m)	TOPLAM BASINÇ KAYBI (mSS)
2"	1,0	0,060	4,0	0,24

1 1/4"	0,8	0,050	16,0	0,80
1"	0,8	0,070	3,0	0,21
3/4"	0,6	0,060	8,0	0,48
Toplam Düz Boru Basınç Kaybı (mSS)				1,73

9.2.1.1.2 Yerel ve cihaz basınç kayıpları

Bu değerler, tecrübi olarak alınan ve bu projede kabul edilen değerlerdir.

- Düz Boru basınç kaybı $\approx 2\text{mSS}$
- Yerel Kayıplar $\approx 4\text{mSS}$
- Evaporatör basınç kaybı $\approx 5\text{mSS}$
- F.C.U. basınç kaybı $\approx 1\text{mSS}$
- Statik basınç değeri $\approx 6\text{mSS}$

Kritik hattın basınç kaybı değeri :

$$H_{\text{kritik}} = 2 + 4 + 5 + 1 + 6 = 18 \text{ mSS}$$

$$H_{\text{kritik}} = 18 \text{ mSS}$$

9.2.1.2 Toprak altı borularının basınç kaybı hesabı

Toprak altı borularının basınç kaybı değeri için, konut ana dağıtım hatları için pratik olarak belirtilen yaklaşık 100 (Pa/m) değeri öngörülmektedir. (Ref. Isısan Çalışmaları No:265)

Toprak ısı değiştiricisi için ele alınan sisteme ait boru uzunluğu Bölüm 9.8'de, 1330m. olarak hesaplanmıştır. Buna göre;

$$H_{\text{t,boru}} = 100 \text{ (Pa/m)} \times 1330\text{m} = 133 \text{ kPa}$$

$$H_{\text{t,boru}} = 13,3 \text{ mSS}$$

Cihazın çıkış hattında 1m'lik bir yükselme olduğu düşünülerek;

$$H_{\text{statik}} = 1,0 \text{ mSS}$$

$H_{\text{toplam}} = 14,3 \text{ mSS}$ olarak hesaplanmıştır.

9.2.2 Akışkan debileri ve kompresör işi hesabı

9.2.2.1 Sirkülasyon pompasının debisi (FCU devresi)

$$Q_{\text{pompa}} := \frac{q_{\text{sog}}}{\rho c \Delta T}$$

$$q_{\text{sog}} = 30 \text{ kW} = 25.818 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{pompa}} := \frac{25.818,32}{5.000}$$

$$Q_{\text{pompa,FCU}} = 5,16 \text{ m}^3/\text{h}$$

9.2.2.2 Soğutucu akışkan debisi (R22)

Evaporatör giriş (7) ve çıkış (8) noktalarına göre;

$$Q_{\text{sog}} = 30 \text{ kWh} = 30 \text{ (kJ/s)} \times 3600 \text{ (s/h)} = 108.000 \text{ (kJ/h)}$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{gaz}} \times \Delta h$$

$$108.000 \text{ (kJ/h)} = m_{\text{gaz}} \text{ (kg/h)} \times (403,20 - 249,60) \text{ (kJ/kg)} \quad (\text{Entalpi değerleri için bkz. Çizelge 9.3})$$

$$m_{\text{gaz}} = 703,125 \text{ kg/h}$$

9.2.2.3 Sirkülasyon pompasının debisi (Toprak ısı değiştiricisi devresi)

$$Q_{\text{pompa}} := \frac{q_{\text{sog}}}{\rho c \Delta T}$$

$$Q = m \times \Delta h$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{gaz}} \times (h_3 - h_4)$$

$$Q_{\text{sog}} = 703,125 \text{ (kg/h)} \times (444,57 - 249,60) \text{ (kJ/kg)}$$

$$Q_{\text{sog}} = 137.088 \text{ (kJ/h)}$$

$$Q_{\text{sog}} = 38 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{su}} \times \Delta h$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{su}} \times (h_{13} - h_{12})$$

$$137.088 \text{ (kJ/h)} = m_{\text{su}} \text{ (kg/h)} \times (83,96 - 63,04) \text{ (kJ/kg)}$$

$$m_{\text{su}} = 6552 \text{ (kg/h)}$$

$$V_{\text{su}} = 6552 \times 1000^{-1} \text{ (m}^3\text{/kg)}$$

$$Q_{\text{pompa, Toprak}} = 6,55 \text{ m}^3\text{/h}$$

9.2.2.4 Kompresörde yapılan iş

$$W = m_{\text{gaz}} \times \Delta h$$

$$W = 703,125 \text{ (kg/h)} \times (444,57 - 403,20) \text{ (kJ/kg)}$$

$$W = 8 \text{ kW}$$

9.2.3 Soğutma etki değeri

$$SE := \frac{q_{\text{sog}}}{W}$$

$$SE := \frac{30}{8}$$

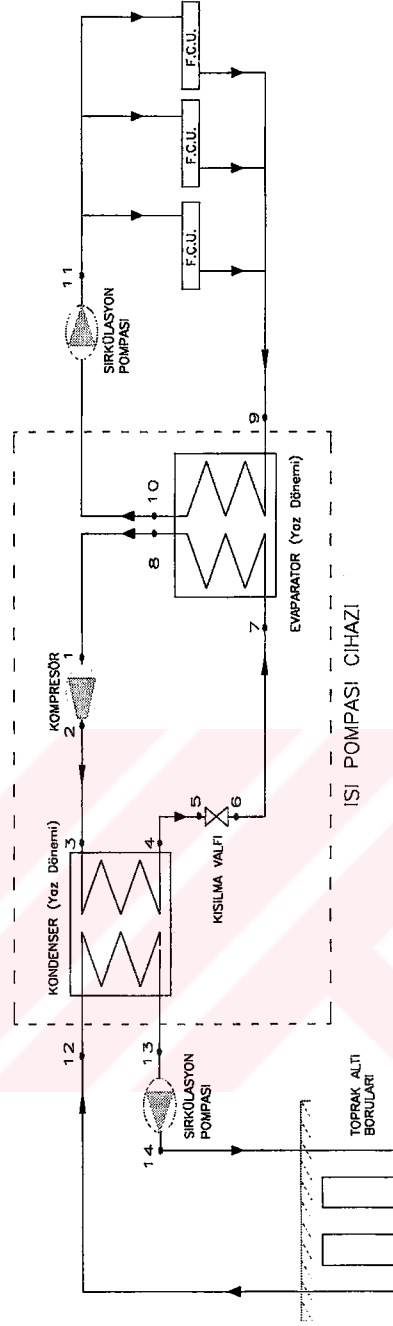
$$SE \text{ (COP)} = 3,75$$

Aşağıdaki tabloda T.K.I.P. sistemi akış şemasında belirlenen noktaların karakteristik değerleri bulunmuştur. Hesaplanan gaz ve su debilerine göre, su ve R22 akışkanlarının “e” ve “E” değerleri,

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0)$$

$$E_i = m \cdot e_i$$

formülleri kullanılarak hesaplanmıştır.



Sekil 9.4 T.K.I.P. sistemi akım seması

9.3 Ölü hal

Buradaki h_0 ve s_0 değerleri, $T_0 = 25 \text{ °C}$ (298 °K) ve $P_0 = 1 \text{ atm}$ basınç değerlerinin verildiği, “ölü hal” olarak tanımlanan durumun entalpi ve entropi değerleridir.

9.4 Karakteristik tablo

Aşağıdaki tabloda, kullanılan TKIP sisteminde yer alan cihaz giriş-çıkış noktalarına ait termodinamik özellik ve ekserji değerleri yer almaktadır. Bu değerler, ilgili termodinamik tablo ve grafiklerden elde edilmiştir. Tablo, bu bölümde hesaplanan $Q=30$ kW soğutma kapasitesi için tasarlanmıştır.

Çizelge 9.3 Karakteristik tablo

Q=30kW	No.	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°K)	ρ (kg/m ³)	e (kJ/kg)	E (kJ/h)
M _{gaz} = 703,125 (kg/h)	1	421,8	-5,00	403,20	1,7580	18,09	40,95	28.793,0
	2	1.584,0	71,95	444,57	1,7820	56,56	75,17	52.852,5
	3	1.584,0	71,95	444,57	1,7820	56,56	75,17	52.852,5
	4	1.534,0	40,00	249,60	1,1660	1.129,00	63,77	44.835,5
	5	1.534,0	40,00	249,60	1,1660	1.129,00	63,77	44.835,5
	6	471,8	-1,65	249,60	1,1830	77,06	58,70	41.273,4
	7	471,8	-1,65	249,60	1,1830	77,06	58,70	41.273,4
	8	421,8	-5,00	403,20	1,7580	18,09	40,95	28.793,0
M _{fc su} = 5.160,0 (kg/h)	9	110,0	12,00	52,60	0,1877	1.000,00	1,25	6.453,1
	10	60,0	7,00	31,54	0,1135	1.000,00	2,30	11.879,4
	11	210,0	7,00	31,69	0,1135	1.000,00	2,45	12.653,4
M _{tsu} = 6.550,0 (kg/h)	12	55,0	15,00	63,04	0,2245	1.000,00	0,72	4.743,5
	13	5,0	20,00	83,96	0,2966	1.000,00	0,16	1.037,5
	14	155,0	20,00	84,11	0,2966	1.000,00	0,31	2.020,0
Ölü Hal-R22		101,325	25,00	429,30	1,9830			
Ölü Hal-Su		101,325	25,00	104,90	0,3674			

9.5 Toprak ısı değiştiricisi tasarımı

Bu bölümde, örnek projede incelemesi yapılan toprak kaynaklı ısı pompası için, toprak ısı değiştiricisi tasarımı basitçe izah edilecektir.

Tasarım adımları yabancı dildeki kaynaklar ve piyasada hazırlanan projelerden faydalanılarak oluşturulmuştur. Bu çalışmadan sonra tasarımın doğruluğunun kontrolü için, klasik ısı değiştirgeçleri dizayn yöntemleriyle de hesaplama yapılacaktır.

1.Adım-Isı değiştirgeci tipinin belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinin tasarımında ilk adım, kullanılacak ısı değiştiricinin tipini belirlemektir. Bu projede dikey tip ısı değiştiricisi öngörülmüştür. Bu tip ısı değiştiricisi için daha az yüzey alanı gerekir ve bunlar, toprak altı sıcaklık değişimlerinden çok daha az etkilenirler.

Seçilen sistem : Dikey U-tüp çevrim (tekli) ve paralel tesisat sistemi

2.Adım-Isı değiştiricisi akışkanının belirlenmesi :

Öngörülen sistemde sirküle edecek akışkan : Su

3.Adım-Isı değiştiricisi boru malzemesinin belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinin borulaması için HDPE (High Density Poli Etilen) Sch 40 tip boru malzemesi seçilmiştir.

Çevrim çapları 1^{1/4"}, ana hatlar 2" olarak seçilecektir.

4.Adım-Toprak altı sıcaklıklarının belirlenmesi :

Toprak altı sıcaklıklarının belirlenmesi için tablolar ve analitik yöntemler geliştirilmiştir. Bu çalışmada, detayları irdelememek için, tablolar kullanılacaktır.

Toprak tipi: Ortalama kurulukta toprak özellikleri (İngiliz birim sistemine göre);

Yoğunluk (lb/m³) = 200

Isıl yayıcılık (ft²/day) = 0,84

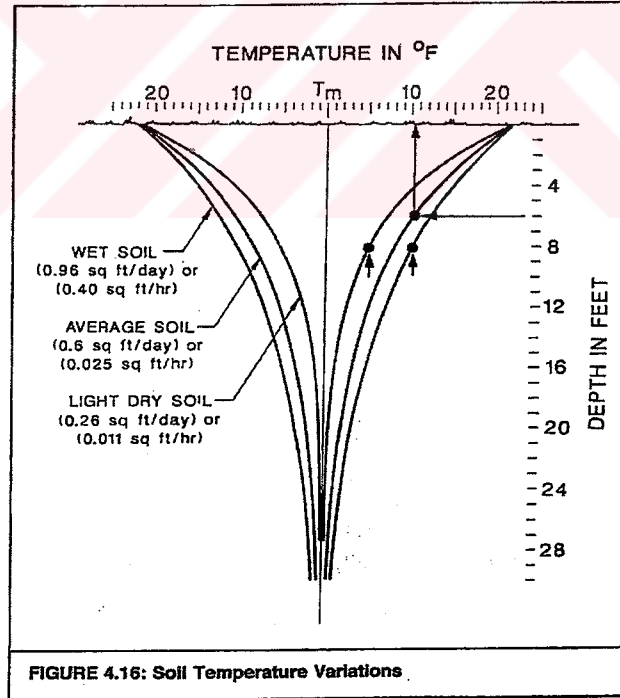
Isıl iletkenlik katsayısı (Btu/hr.ft.°F) = 1,40

Ortalama toprak sıcaklığı (°F) = 52 °F = 11,1°C ≈ 11°C

Çizelge 9.4 kullanılarak ABD (Amerika Birleşik Devletleri)'deki Pittsburg şehrine ait değerler alındı. Şekil 9.5'te toprak sıcaklık değişimleri gösterilmektedir. Bu tabloda 28 ft. (8,5m) derinlikten sonra toprak sıcaklığının hemen hemen, ortalama toprak sıcaklığına eşit olduğu görülmektedir.

Çizelge 9.4 ABD'de bazı şehirlere ait toprak sıcaklık değerleri

TABLE 4.9: Earth Temperature Data for Selected U.S. Cities					
$T_M(^{\circ}\text{F}) - A_S(^{\circ}\text{F}) - T_o$ (Days)					
AL	Birmingham	65	19	31	
	Montgomery	67	18	31	
AZ	Phoenix	73	23	33	
	Tucson	70	18	34	
AR	Little Rock	64	21	32	
CA	Los Angeles	64	7	54	
	Merced	68	25	33	
	San Diego	64	7	54	
CO	Colo. Springs	51	21	36	
	Denver	52	22	37	
	Grand Junc.	55	25	32	
DC	Washington	57	22	36	
FL	Appalachico.	70	15	36	
	Jacksonville	71	14	32	
GA	Atlanta	62	19	32	
	Augusta	65	18	30	
	Macon	67	17	33	
ID	Boise	53	21	34	
	Idaho Falls	46	23	34	
IL	Chicago	51	25	37	
	E. St. Louis	57	24	34	
	Urbana	53	26	35	
IN	Fort Wayne	53	24	35	
	Indianapolis	55	24	34	
	South Bend	52	25	37	
IA	Des Moines	52	28	35	
	Sioux City	51	29	34	
KS	Dodge City	57	26	35	
	Topeka	56	26	35	
KY	Louisville	60	22	33	
LA	Lake Charles	70	16	32	
	New Orleans	70	15	32	
	Shreveport	66	19	32	
MA	Portland	48	22	39	
MS	Plymouth	51	21	43	
MI	Battle Creek	50	24	35	
	Detroit	50	25	38	
	Sau St. Marie	42	26	40	
MN	Duluth	41	28	37	
	Int. Falls	39	31	34	
	Minneapolis	47	29	35	
MS	Biloxi	70	17	32	
	Columbus	65	19	32	
	Jackson	67	18	31	
MO	Columbia	57	24	35	
	Kansas City	58	26	35	
	Springfield	58	23	34	
MT	Billings	49	23	37	
	Great Falls	48	23	36	
	Missoula	46	21	32	
NB	Grand Island	52	27	35	
	Lincoln	53	28	34	
	N. Platte	51	26	35	
NV	Ely	47	22	35	
	Las Vegas	69	23	32	
	Winnemucca	52	22	33	
NJ	Trenton	55	22	38	
NM	Albuquerque	59	22	31	
	Roswell	63	22	30	
NY	Albany	50	25	38	
	Binghamton	48	24	38	
	Niagara Falls	50	24	24	
	Syracuse	50	24	38	
NC	New Bern	65	17	35	
	Greensboro	60	20	31	
ND	Bismark	44	31	33	
	Grand Forks	42	33	35	
	Williston	45	29	34	
OH	Akron	52	23	37	
	Columbus	55	22	34	
	Dayton	56	24	35	
	Toledo	51	25	36	
OK	Altus	65	24	33	
	Ok. City	62	23	34	
	Tulsa	62	23	34	
OR	Astoria	53	9	45	
	Medford	55	17	34	
	Portland	54	13	37	
PA	Middletown	55	23	35	
	Philadelphia	56	22	34	
	Pittsburg	52	23	36	
	Wilkes-Barre	52	23	36	
SC	Charleston	66	16	32	
	Greenville	62	19	33	
	Sumpter	65	18	32	
SD	Huron	47	30	35	
	Rapid City	50	25	38	
TN	Bristol	59	20	32	
	Knoxville	61	21	31	
	Memphis	63	21	32	
	Nashville	60	21	32	
TX	El Paso	66	20	28	
	Ft. Worth	68	21	34	
	Houston	74	16	33	
	San Antonio	72	16	32	
UT	Salt Lake	53	24	35	
VT	Burlington	46	26	37	
VA	Norfolk	61	20	37	
	Richmond	60	19	33	
	Roanoke	59	20	33	
WA	Moses Lake	53	23	29	
	Seattle	53	12	36	
	Spokane	49	21	32	
WV	Charleston	58	20	33	
	Elkins	52	20	32	
WI	Green Bay	46	26	37	
	Madison	49	27	36	
WY	Casper	49	24	37	
	Cheyenne	48	21	39	
	Lander	46	24	38	
	Sheridan	48	24	35	



Şekil 9.5 Toprak sıcaklıklarının derinlikle değişimi

Sondaj derinliğinin ortalama 100m olabileceği tahmin edilirse, toprak altı sıcaklığı için $T_m=11^{\circ}\text{C}$ (52°F) değerini almak, doğru bir seçim olacaktır. Bu değer, mevsimler süresince sabit kalacağı kabul edilerek, en yüksek toprak sıcaklığının, $T_H = T_M = 52^{\circ}\text{F} = 11^{\circ}\text{C}$ olarak

belirlenmesi mümkündür. Ancak ülkemiz şartlarına birebir uyamayacağı düşünilerek, sistemin emniyetli dizayn edilmiş olması için $T_H = 59^\circ\text{F} = 15^\circ\text{C}$ olarak kabul edildi.

5.Adım-Isı pompası max. giriş sıcaklığının belirlenmesi :

Isı değiştirgecinin su giriş/çıkış sıcaklıkları 15/20°C olarak belirlenmiştir. Toprak altı devresinin (toprak ısı değiştiricisi) debisi, bu sıcaklıklara göre hesaplanmıştır.

Ancak 20°C'de kondensere giren su için toprak ısı değiştiricisi boyutlandırıldığında, boru devresinin uzunluğu oldukça büyük bir değer olacaktır.

Sistem sürekli pik yükte çalışmayacaktır. Bu sebepten ötürü, ısı pompasına giriş yapan su sıcaklığının (T_{max}) arttırılmasıyla, ısı değiştiricisinin daha yüksek sıcaklık rejiminde çalışması sağlanabilir. Böylece toprak boru devresindeki boru uzunluğunu azaltmak mümkündür.

Buna göre, toprak ısı devresinden çıkarak ısı pompasına giren max. su sıcaklığı;

$$T_{\text{max}} = 86^\circ\text{F} = 30^\circ\text{C} \text{ olarak belirlendi.}$$

6.Adım-Boru ısıl direncinin belirlenmesi :

Çizelge 9.5 kullanılarak borunun ısıl direnci belirlenebilir. Buna göre;

1^{1/4}” Sch 40 PE boru için,

$$R_{\text{PE}} = 0,089 \text{ (hr.ft.}^\circ\text{F/Btu) alındı. (single loop N=2)}$$

7.Adım-Toprak ısıl direncinin belirlenmesi :

Toprak ısıl direncinin hesabı zaman alan bir işlemdir. Burada, Çizelge 7.3'ten direkt olarak alınmıştır. Çizelge 7.3'te verilen ısıl direnç değerleri, ısı pompasının sürekli olarak çalıştığını varsayan, çizgi kaynak teorisi, baz alınarak verilmiştir.

Bu teoriye göre 1500 saatlik (yaklaşık 2 ay) süreyle daimi çalışma için değerler oluşturulmuştur. Bu suretle, gerçek zamanlı çalışma süresine göre, daha büyük toprak ısıl direnç değerleri elde edilir.Buna göre;

1^{1/4}” boru ve dikey sistem için,

$$R_S = 0,96 \text{ (hr.ft.}^\circ\text{F/Btu) olur.}$$

8.Adım-Soğutma düzeni oranının belirlenmesi :

Isı pompası, sürekli pik yükte çalışmayacaktır. Soğutma düzeni oranı (F_C), ısı pompasının boyutlandırılmasında toplam yükün belli bir yüzdesi olarak, yerel derece günlerine bağlı bir

zaman fonksiyonu olarak verilmiştir. Bu değerin hesaplanması işlemi, birçok parametreye bağlı detaylı bir çalışma gerektirmektedir. Bu yüzden ortalama bir değer olarak $F_C = 0,65$ seçilmiştir.

9.Adım-Toprak ısı değiştiricisinin boyutunun hesaplanması :

Bu hesap, aşağıdaki formülle yapılacaktır.

$$L_C \text{ (ft/ton)} = 12.000 \cdot [(COP_C + 1) / COP_C] \cdot [(R_P + R_S \cdot F_C) / (T_{\max} - T_H)]$$

Burada;

L_C (ft/ton) : 1 ton'luk soğutma kapasitesi (12.000 Btu/h) başına düşen boru boyu (T_{\max} sıcaklığında)

COP_C : Soğutma performans katsayısı (SE,soğutma etki değeri)

R_P : Boru ısı direnci

R_S : Toprak ısı direnci

F_C : Soğutma düzeni oranı

T_{\max} : Isı pompasına giren max. su sıcaklığı

T_H : Toprakta oluşacak max. sıcaklık

Buna göre;

$$L_C := \left[12000 \cdot \frac{(3,75 + 1)}{3,75} \cdot \left[\frac{(0,089 + 0,96 \cdot 0,65)}{(86 - 59)} \right] \right]$$

$$L_C = 401 \text{ (ft/ton)}$$

Bulunan bu değeri, literatüre göre ton başına elde edilebilecek değerler arasındadır. Şekil 6.4'te dikey tekli U-paralel tip ısı değiştiricisinin boru uzunluğu 350 ila 450 ft/ton olarak belirtilmiştir. Bulunan L_C değeri bu değerler arasındadır.

$$L_C = 401 \text{ (ft/ton)} = 34,81 \text{ (m/kW)}$$

Toprak ısı değiştiricisinde, toprağa transfer edilecek ısı miktarı 38 kW olarak hesaplanmıştı.

Buna göre;

$$L = 34,81 \text{ (m/kW)} \cdot 38 \text{ (kW)} = 1322,78 \text{ m}$$

L ≈ 1330 m

10.Adım-Çevrim sayısının ve boru çaplarının belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinde sirküle eden debi miktarı hesaplanmıştı:

$$Q_{\text{pompa, Toprak}} = 6,55 \text{ m}^3/\text{h} = 28,84 \text{ Gpm} \text{ (İngiliz birim sistemine göre "gallon per minute")}$$

Çevrim sayıları ve boru çapları, debi değerine göre seçilebilmektedir.

Buna göre, 28,84 Gpm toplam debi değeri için;

Run out pipe (ana hat) : 2"

Çevrim sayısı : 4

Çevrim borusu çapı : 1^{1/4}"

Çevrim debisi (çevrim başına düşen debi) : 7,21 Gpm = 1,63 m³/h

değerleri seçilebilir. Toplam çevrim boru uzunluğu 1330 m olarak hesaplanmıştı. Toplamda 4 adet çevrim olduğuna göre; her çevrim için boru uzunluğu 332,5m olacaktır.

Çevrimler tekli U-paralel tip olduğundan U derinliği;

$$L_{\text{U-boyu}} := \frac{(332,5)}{2}$$

$L_{\text{U-boyu}} = 166,25 \text{ m}$ olmaktadır. Buna göre sondaj derinliği ;

$L_{\text{Sondaj}} \approx 166 \text{ m}$. ($\Theta = 16\text{cm}$ çapında)

olması uygundur.

Bu değerlere göre; aralarında 6'şar metre uzaklık bulunan 4 adet, 166m derinliğinde sondaj kuyusu açılmalıdır.

11.Adım-Debi değerlerinin uygunluk kontrolü

Çevrim borularında ve ana borularda (header), debi değerlei belirlendikten sonra, bu değerlerin standart min. akış debilerinden büyük olması gerektiğinden, kontrol edilmesi gerekir.Çünkü toprak ısı değiştiricilerinde, iyi bir ısı transferi için türbülanslı akım gerekmektedir. Buna göre, Çizelge 7.1 kullanılarak hesaplanan değerlerin min. akım değerleri ile karşılaştırılması yapılmıştır.

Çizelge 7.1'e göre 1^{1/4}" Sch 40 PE boru tipi için 40°C'lik akışkan sıcaklığına göre min. Akış debisi 1,7 Gpm olarak belirtilmiştir. Bulunan çevrim debisi değeri 7,21 Gpm'dir.

7,21 > 1,7 (Gpm) olduğundan, bulunan debi değeri uygundur.

Çizelge 9.5 Boru malzemelerinin özellikleri

Boru Malzemelerinin Özellikleri						
BORU MALZEMESİ	NOMİNAL ÇAP [inç]	DIŞ ÇAP (Do) [inç]	İÇ ÇAP (Di) [inç]	BORU ISI İLETİM KATS. (kb) [W/m°C]	BORU ISIL DİRENCİ (Rb) [m°C/W]	
POLİETİLEN	SDR-11	¾	1,050	0,860	0,391	0,0815
	SDR-11	1	1,315	1,077	0,391	0,0815
	SDR-11	1 - ¼	1,660	1,358	0,391	0,0815
	SDR-11	1 - ½	1,900	1,554	0,391	0,0815
	SDR-11	2	2,375	1,943	0,391	0,0815
	SCH-40	¾	1,050	0,824	0,391	0,0983
	SCH-40	1	1,315	1,049	0,391	0,0919
	SCH-40	1 - ¼	1,660	1,380	0,391	0,0752
	SCH-40	1 - ½	1,900	1,610	0,391	0,0676
	SCH-40	2	2,375	2,067	0,391	0,0567
POLİBÜTİLEN	SDR-17	1 - ½	1,900	1,676	0,216	0,0925
	SDR-17	2	2,375	2,095	0,216	0,0925
	SDR-13,5	1	1,125	0,957	0,216	0,1156
	SDR-13,5	1 - ¼	1,375	1,171	0,216	0,1156
	SDR-13,5	1 - ½	1,625	1,385	0,216	0,1156
	SDR-13,5	2	2,125	1,811	0,216	0,1156

9.6 Sistemin Analizi

Örnek olarak ele alınan sistemin cihazlar bazında eksergetik analizi ve bu sistemin, ekserji yıkımı dolayısıyla kaybettiği enerjinin ve kaybolan bu enerjinin maliyetinin hesaplanması mümkün olmaktadır.

9.6.1 Sistemin termoekonomik analizi

9.6.1.1 Kompresör :

$$C_1 + W - C_2 + Z_k = 0 \quad (9.1)$$

$$c_{R22} \cdot E_1 + c_{elek} \cdot W_{komp.} - c_{R22} \cdot E_2 + Z_k = 0 \quad (9.2)$$

$$c_{R22} = \frac{c_w \cdot W_{komp.} + Z_k}{E_2 - E_1} \quad (9.3)$$

9.6.1.2 Kondenser :

$$C_3 + C_{12} - C_4 - C_{13} + Z_{kond} = 0 \quad (9.4)$$

$$c_{R22} \cdot E_3 + c_{su} \cdot E_{12} - c_{R22} \cdot E_4 - c_{su} \cdot E_{13} + Z_{kond} = 0 \quad (9.5)$$

$$c_{su} = \frac{c_{R22} \cdot (E_4 - E_3) - Z_k}{E_{12} - E_{13}} \quad (9.6)$$

9.6.1.3 Evaporatör :

$$C_7 + C_9 - C_8 - C_{10} + Z_{eva} = 0 \quad (9.7)$$

$$c_{R22} \cdot E_7 + c_{su} \cdot E_9 - c_{R22} \cdot E_8 - c_{su} \cdot E_{10} + Z_{eva} = 0 \quad (9.8)$$

$$c_{su} = \frac{c_{R22} \cdot (E_8 - E_7) - Z_{eva}}{E_9 - E_{10}} \quad (9.9)$$

Z_k = Kompresör fiyatı + Yıllık işletme ve bakım masrafı

Z_{eva} = Evap. fiyatı + Kısılma valfi fiyatı + Sirkülasyon pompası fiyatı + FCU (16 adet) fiyatı + Boru malzeme fiyatı + İşçilik fiyatı + Yıllık işletme ve bakım masrafı

Z_{kond} = Kondenser fiyatı + Sirkülasyon pompası fiyatı + Toprak altı boru malzeme (HDPE boru) fiyatı + Kuyu açılması ve hafriyat fiyatı + İşçilik fiyatı + Yıllık işletme ve bakım masrafı

9.6.2 Sistemin yatırım ve işletme maliyeti

Ele alınan bu sistemin yaklaşık olarak maliyeti, “Z” değerlerinin içerdiği maliyetler, günümüz piyasasından elde edilen veriler doğrultusunda belirlenmiştir.

1. Kompresör fiyatı = **800 \$**
2. Evaporatör fiyatı = **400 \$**
3. Kondenser fiyatı = **400 \$**
4. Kısılma valfi fiyatı = **50 \$**
5. FCU fiyatı = 230 (\$/ad) x 16 (ad) = **3.680 \$**
6. Sirkülasyon pompası fiyatı = 1100 (\$/ad) x 2 (ad) = **2.200 \$**
7. Boru fiyatı :

Çizelge 9.5 Tesisat boru malzemeleri ve işçilik fiyatları

Boru Malz. Fiyatı (\$)	¾ ”	1 ”	1 ^{1/4} ”	2 ”
HDPE boru	1,75	2,70	4,80	10,30
HDPE işçilik	1,89	2,05	2,20	3,18
PPRC boru	1,57	2,47	4,35	9,34
PPRC işçilik	1,72	1,86	2,00	2,89
İzolasyon malzemesi (K-flex)	0,90	1,08	1,64	2,75
İzolasyon işçiliği	1,70	1,70	1,70	1,90

8. Sondaj fiyatı : Ø160mm çapında, 4 adet, 166m. derinlikte kuyu açılması = 664 (m) x 35 (\$/m) = **23.240 \$**

9. Toprak boru maliyeti (işçilik dahil) :
1330m (1^{1/4}” HDPE) + 50m (2” HDPE) = 9310 + 674 = **9.984 \$**

10. FCU toplam boru maliyeti = **1.500 \$**

10. 1. FCU tarafı boru maliyeti :

$$[10m \times (9,34 + 2,89) + 35m (4,35 + 2,00) + 15m \times (2,47 + 1,86) + 140m (1,57 + 1,72)] = 870,1 \$$$

10. 2. FCU tarafı izolasyon maliyeti :

$$[10\text{m} \times (2,75 + 1,90) + 35\text{m} (1,70 + 1,64) + 15\text{m} \times (1,70 + 1,08) + 140\text{m} (1,70 + 0,90)] = 569,1 \$$$

$$\text{FCU tarafı toplam boru maliyeti} = 870,1 + 569,1 = 1439,1 \approx 1.500 \$$$

11. Sistemin kabul edilen yıllık bakım masrafı = **100 \$**

12. Ülkemiz elektrik birim fiyatı = **0,09 (\$ / kWh)**

13. Sirkülasyon pompası yıllık elektrik sarfiyatı = 1,1 (kW) x 0,09 (\$/kWh) x 2400 (h/yıl)

$$\text{Sirkülasyon pompası yıllık elektrik sarfiyatı} = \mathbf{237,6 (\$/yıl)}$$

(Sistem için hesaplanan debi ve basınç kaybına göre seçilen pompanın anma gücü : 1,10 kW)

9.6.3 Termoekonomik hesaplama

Sisteme ait maliyet değerlerini, termoekonomik analiz formüllerindeki yerlerine koyarak sisteme ait kayıp ekserjinin maliyetini hesaplayabiliriz.

Bu hesaplamada faiz oranı (r_i) %3, eskalasyon oranı (r_n) %4, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6 kabul edilmiştir. Bu değerlere göre;

Fiyat düzeltme faktörü (k);

$$k = \frac{1 + r_n}{1 + i_{\text{eff}}} \quad (9.10)$$

Anapara geri kazanım faktörü CRF;

$$\text{CRF} = \frac{i_{\text{eff}}(1 + i_{\text{eff}})^n}{(1 + i_{\text{eff}})^n - 1} \quad (9.11)$$

Eskalasyon düzeltme faktörü CELF;

$$\text{CELF} = \frac{k(1 - k^n)}{(1 - k)} \text{CRF} \quad (9.12)$$

Bir değere getirilme faktörü A;

$$A = \frac{CEL F}{1 + r_i} \quad (9.13)$$

İncelenen soğutma sistemi için (9.10), (9.11), (9.12) ve (9.13) eşitliklerinden sırasıyla $k=0,98$; $CRF=0,103$; $CEL F=1,32$; $A=1,282$ değerleri bulunmuştur.

Sistemin, sadece yaz mevsiminde soğutma yaptığı durumda analizi yapılmıştır. Yaz mevsiminde soğutma için kullanılacak bu sistemin; yılda 5 ay, aylık 30 gün ve günde 16 saat süre ile çalışacağı (2400h/yıl) ve sistem ömrünün $n=15$ yıl olacağı kabul edilmiştir.

9.6.3.1 Kompresör :

Fiyatı = 800\$

Bakım masrafı = 100\$/yıl

İşletme masrafı = $8(kW) \cdot 0,09(\$/kWh) \cdot 2400(h/yıl) = 1728 (\$/yıl)$

$$c_{R22} = \frac{c_w \cdot W_{komp} + Z_k}{E_2 - E_1}$$

$c_w = 0,09 (\$/ kWh)$

$$Z_k = \left(\frac{800}{15 \cdot 2400} + \frac{1728}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$Z_k = 1,005 (\$/h)$

$$c_{R22} = \frac{c_w \cdot E_w + Z_k}{(E_2 - E_1)} = \frac{(0,09) \cdot (8) + (1,005)}{(52852,5 - 28793)}$$

$c_{R22} = 7,17 \cdot 10^{-5} (\$/ kJ)$

9.6.3.2 Kondenser :

Fiyatı = 34.724\$

Bakım masrafı = 100\$/yıl

İşletme masrafı = 1,1(kW) . 0,09(\$/kWh) .2400(h/yıl) = 237,6 (\$/yıl)

$$C_{13} = C_{12} + C_3 - C_4 + Z_{kond}$$

$$(c_{su})_{13} = \frac{c_{R22} \cdot (E_3 - E_4) + (c_{su})_{12} E_{12} + Z_{kond}}{E_{13}}$$

Sistem için hesaplanan debi ve basınç kaybına göre seçilen pompanın anma gücü : 1,10 kW

c_{su12} : Pompanın harcadığı elektrik enerjisi birim fiyatı

c_{su13} : Diğer yatırım miktarı

$$c_{su12} = 0,09 \text{ ($/kWh)}$$

$$Z_{kond} = \left(\frac{34724}{15 \cdot 2400} + \frac{337,6}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_{kond} = 1,417 \text{ ($/h)}$$

$$c_{su13} = \frac{(7,17)10^{-5}(52852,5 - 44835,5) + \left(\frac{0,09}{3600} \right)(4743,5) + 1,417}{(1037,5)}$$

$$c_{su13} = 2,03 \cdot 10^{-3} \text{ ($ / kj)}$$

9.6.3.3 Evaporatör :

Fiyatı = 6.730\$

Bakım masrafı = 100\$/yıl

İşletme masrafı = 1,1(kW) . 0,09(\$/kWh) .2400(h/yıl) = 237,6 (\$/yıl)

$$c_{su} = \frac{c_{R22} \cdot (E_8 - E_7) - Z_{eva}}{E_9 - E_{10}}$$

$$Z_{eva} = \left(\frac{6730}{15 \cdot 2400} + \frac{337,6}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_{eva} = 0,420 (\$/h)$$

$$c_{su} = \frac{(7,17)10^{-5}(28793 - 41273,4) - 0,420}{(6453,1 - 11879,4)}$$

$$c_{su} = 2,42 \cdot 10^{-4} (\$/kj)$$

10. FARKLI KAPASİTELER İÇİN ANALİZ-1 :

Yukarıda örnek verilen proje, yaz kliması olarak 30 kW soğutma ihtiyacına göre yapıldı. Yapılan analizlerde cihaz kapasitelerindeki değişimin, sistemdeki ekserji kaybını ve dolayısıyla da bu kayıpların maliyetini nasıl etkilediğini görmek amacıyla; aynı proje, sadece bina soğutma yükü ihtiyacı farklı bir değer kabul edilerek yinlenecektir.

10.1 Proje Tanımı ve Kabuller

Projesi yapılacak yer, villa tipi bir konuttur. Villa; bodrum, zemin ve 1. kattan oluşmaktadır. Her kat için kullanım alanı (10m x 10m) boyutlarında olup 100'er m²'dir. Villanın, yazın soğutma ihtiyacı Toprak Kaynaklı Isı Pompası (T.K.I.P.) sistemi ile karşılanacaktır. Bodrum katta ısı pompası cihazı ve tesisat ana kolonları olacak; bu katta ısıtma veya soğutma yapılmayacaktır.

Sistem, 3 devreden oluşmaktadır :

1. Gaz devresi (Soğutucu akışkan)
2. Su devresi (Toprak ısı değiştiricisi)
3. Su devresi (F.C.U.)

Sistem özellikleri kısaca şu şekildedir :

- Sistemin gaz devresinde R22 soğutucu akışkan kullanılmaktadır.
- Cihazın kondenser (yaz şartlarında) devresinin bir tarafında R22 soğutucu akışkan, diğer tarafında ise toprak altı borularına ait su devresi yer almaktadır.
- Cihazın evaporatör (yaz şartlarında) devresinin bir tarafında R22 soğutucu akışkan, diğer tarafında ise konut F.C.U. borularına ait su devresi yer almaktadır.
- Kondenserin gaz tarafı çalışma sıcaklığı 40°C, evaporatörün gaz tarafı çalışma sıcaklığı ise (-5)°C'dir.
- Toprak altı borularının olduğu devrede kondensere giriş/çıkış sıcaklıkları 15/20°C'dir.
- F.C.U. devresinde ise evaporatöre giriş/çıkış sıcaklıkları 12/7°C'dir.

Yer : İstanbul

Yaz mevsiminde : KT = 33 °C ; YT = 24 °C

Kış mevsiminde : KT = -3 °C , Rüzgarlı

10.2 Proje Hesapları

Villanın ısıtma ve soğutma kapasitesi hesapları, tecrübi değerlere dayanılarak pratik yoldan yapılmıştır. Bu yöntemle göre, soğutma birim yükü 100W/m² ve ısıtma birim yükü 50W/m² olarak alınmıştır.

Buna göre;

Soğutma yükü : 200m² x 100W/m² = 20.000W = 20 kW (Isısan Çalışmaları No.305-Tablo 9.15)

Isıtma yükü : 200m² x 50W/m² = 10.000W = 10 kW

olarak hesaplanmıştır.

Sistemdeki evaporatör ve kondenserde, transfer edilmesi gereken ısı miktarı soğutma için 20 kW olarak belirlenmiş oldu.

10.2.1 Basınç kayıpları hesabı

10.2.1.1 F.C.U tarafı basınç kaybı hesabı

Sistemde, cihazlardan ve borulardan kaynaklanan basınç kayıpları göz önüne alınmalı, yaklaşık değerleri hesaplanmalıdır.

Aşağıda, Şekil 9.1 ve 9.2’de gösterilen yatay plan ve kolon şeması çizimlerine göre çıkarılan metrajlar yer almaktadır.

Çizelge 10.1 Bina boru metrajları

KAT NO.	BORU METRAJI			
	ÇAP	DİKEY	ÇAP	YATAY
BODRUM	2"	2m x 2 = 4m	2"	2m x 2 = 4m
	1 ¼"	1m x 2 = 2m	1 ¼"	15m x 2 = 30m
ZEMİN	1 ¼"	1m x 2 = 2m	¾"	7m x 2 = 14m
	1"	2,5m x 2 = 6m	¾"	7m x 2 = 14m
	1"	2,5m x 2 = 6m	¾"	7m x 2 = 14m
			¾"	0,8m x 2 x 6(adet F.C.U.) = 9,6m
I. KAT	1"	0,5m x 2 = 1m	¾"	7m x 2 = 14m
	1"	0,5m x 2 = 1m	¾"	7m x 2 = 14m
			¾"	7m x 2 = 14m
			¾"	0,8m x 2 x 6(adet F.C.U.) = 9,6m

Yukarıdaki tabloya göre boru metrajları;

2" : 8 m ≈ 10 m

1¼" : 34 m ≈ 35 m

1" : 14 m ≈ 15 m

¾" : 103,2 m ≈ 110 m

olarak bulunur.

Projede kritik hat belirlenmiş ve izometrik çizimi Şekil 9.3'de gösterilmiştir. Buna göre;

10.2.1.1.1 Düz boru basınç kayıpları :

Bu basınç kaybı değerleri, ana hat ve dağıtım hatlarında olması gereken standart hızlar baz alınarak hesaplanmıştır. (Ref.no.Isısan Çalışmaları No:265)

Boru çapına göre standart hız ve boru basınç kaybı değerleri ile toplam basınç kayıpları aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 10.2 Kritik devre basınç kaybı hesabı

BORU ÇAPI (inch)	AKIŞKAN HIZI (m/s)	BİRİM BASINÇ KAYBI (mSS/m)	BORU METRAJİ (m)	TOPLAM BASINÇ KAYBI (mSS)
2"	1,0	0,060	4,0	0,24
1 ¼"	0,8	0,050	16,0	0,80
1"	0,8	0,070	3,0	0,21
¾"	0,6	0,060	8,0	0,48
Toplam Düz Boru Basınç Kaybı (mSS)				1,73

10.2.1.1.2 Yerel ve cihaz basınç kayıpları

Bu değerler, tecrübi olarak alınan ve bu projede kabul edilen değerlerdir.

- Düz Boru basınç kaybı $\approx 2\text{mSS}$
- Yerel Kayıplar $\approx 4\text{mSS}$
- Evaporatör basınç kaybı $\approx 5\text{mSS}$
- F.C.U. basınç kaybı $\approx 1\text{mSS}$
- Statik basınç değeri $\approx 6\text{mSS}$

Kritik hattın basınç kaybı değeri :

$$H_{\text{kritik}} = 2 + 4 + 5 + 1 + 6 = 18 \text{ mSS}$$

$$H_{\text{kritik}} = 18 \text{ mSS}$$

10.2.1.2 Toprak altı borularının basınç kaybı hesabı

Toprak altı borularının basınç kaybı değeri, konut ana dağıtım hatları için yaklaşık 100 (Pa/m) olarak öngörülmektedir. (Isısan Çalışmaları No:265)

Toprak ısı değiştiricisi için ele alınan sisteme ait boru uzunluğu Bölüm 10.8'de 890m. olarak hesaplanmıştır. Buna göre;

$$H_{t, \text{boru}} = 100 \text{ (Pa/m)} \times 890\text{m} = 89 \text{ kPa}$$

$$H_{t, \text{boru}} = 8,9 \text{ mSS}$$

Cihazın çıkış hattında 1m'lik bir yükselme olduğu düşünülerek;

$$H_{\text{statik}} = 1,0 \text{ mSS}$$

$$H_{\text{toplam}} = 9,9 \text{ mSS} \quad \text{olarak hesaplanmıştır.}$$

10.2.2 Akışkan debileri ve kompresör işi hesabı

10.2.2.1 Sirkülasyon pompasının debisi (FCU devresi)

$$Q_{\text{pompa}} := \frac{q_{\text{sog}}}{\rho c \Delta T}$$

$$q_{\text{sog}} = 20 \text{ kW} = 17.200 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{pompa}} = \frac{17.200}{5.000}$$

$$Q_{\text{pompa,FCU}} = 3,44 \text{ m}^3/\text{h}$$

10.2.2.2 Soğutucu akışkan debisi (R22)

Evaporatör giriş (7) ve çıkış (8) noktalarına göre;

$$Q_{\text{sog}} = 20 \text{ kWh} = 20 \text{ (kj/s)} \times 3600 \text{ (s/h)} = 72.000 \text{ (kj/h)}$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{gaz}} \times \Delta h$$

$$72.000 \text{ (kJ/h)} = m_{\text{gaz}} \text{ (kg/h)} \times (403,20 - 249,60) \text{ (kJ/kg)} \quad (\text{Entalpi değerleri için bkz. izelge 10.3})$$

$$m_{\text{gaz}} = 468,75 \text{ kg/h}$$

10.2.2.3 Sirkülasyon pompasının debisi (Toprak devresi)

$$Q_{\text{pompa}} := \frac{q_{\text{sog}}}{\rho c \Delta T}$$

$$Q = m \times \Delta h$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{gaz}} \times (h_3 - h_4)$$

$$Q_{\text{sog}} = 468,75 \text{ (kg/h)} \times (444,57 - 249,60) \text{ (kJ/kg)}$$

$$Q_{\text{sog}} = 91.392 \text{ (kJ/h)}$$

$$Q_{\text{sog}} = 25,39 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{su}} \times \Delta h$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{su}} \times (h_{13} - h_{12})$$

$$91.392 \text{ (kJ/h)} = m_{\text{su}} \text{ (kg/h)} \times (83,96 - 63,04) \text{ (kJ/kg)}$$

$$m_{\text{su}} = 4.368 \text{ (kg/h)}$$

$$V_{\text{su}} = 4.368 \times 1000^{-1} \text{ (m}^3\text{/kg)}$$

$$Q_{\text{pompa, Toprak}} = 4,37 \text{ m}^3\text{/h}$$

10.2.2.4 Kompresörde yapılan iş

$$W = m_{\text{gaz}} \times \Delta h$$

$$W = 468,75 \text{ (kg/h)} \times (444,57 - 403,20) \text{ (kJ/kg)}$$

$$W = 5,39 \text{ kW}$$

10.2.3 Soğutma etki değeri

$$SE := \frac{q_{\text{sog}}}{W}$$

$$SE = \frac{20}{5,39}$$

$$SE \text{ (COP)} = 3,71$$

Aşağıdaki tabloda T.K.I.P. sistemi akış şemasında belirlenen noktaların karakteristik değerleri bulunmuştur. Hesaplanan gaz ve su debilerine göre, su ve R22 akışkanlarının “e” ve “E” değerleri,

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0.(s_i - s_0)$$

$$E_i = m . e_i$$

formülleri kullanılarak hesaplanmıştır.

10.3 Ölü hal

Buradaki h_0 ve s_0 değerleri, $T_0 = 25 \text{ °C}$ (298 °K) ve $P_0 = 1 \text{ atm}$ basınç değerlerinin verildiği, “ölü hal” olarak tanımlanan durumun entalpi ve entropi değerleridir.

10.4 Karakteristik tablo

Aşağıdaki tabloda, kullanılan TKIP sisteminde yer alan cihaz giriş-çıkış noktalarına ait termodinamik özellik ve ekserji değerleri yer almaktadır. Tablo, bu bölümde hesaplanan $Q=20 \text{ kW}$ soğutma kapasitesi için tasarlanmıştır.

Çizelge 10.3 Karakteristik tablo

Q=20kW	No.	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°K)	P (kg/m ³)	e (kJ/kg)	E (kJ/h)
M _{gaz} = 468,75 (kg/h)	1	421,8	-5,00	403,20	1,7580	18,09	40,95	19.195,3
	2	1.584,0	71,95	444,57	1,7820	56,56	75,17	35.235,0
	3	1.584,0	71,95	444,57	1,7820	56,56	75,17	35.235,0
	4	1.534,0	40,00	249,60	1,1660	1.129,00	63,77	29.890,3
	5	1.534,0	40,00	249,60	1,1660	1.129,00	63,77	29.890,3
	6	471,8	-1,65	249,60	1,1830	77,06	58,70	27.515,6
	7	471,8	-1,65	249,60	1,1830	77,06	58,70	27.515,6
	8	421,8	-5,00	403,20	1,7580	18,09	40,95	19.195,3
M _{fc su} = 3.440,0 (kg/h)	9	110,0	12,00	52,60	0,1877	1.000,00	1,25	4.302,1
	10	60,0	7,00	31,54	0,1135	1.000,00	2,30	7.919,6
	11	210,0	7,00	31,69	0,1135	1.000,00	2,45	8.435,6
M _{tsu} = 4.370,0 (kg/h)	12	55,0	15,00	63,04	0,2245	1.000,00	0,72	3.164,8
	13	5,0	20,00	83,96	0,2966	1.000,00	0,16	692,2
	14	155,0	20,00	84,11	0,2966	1.000,00	0,31	1.347,7
Ölü Hal-R22		101,325	25,00	429,30	1,9830			
Ölü Hal-Su		101,325	25,00	104,90	0,3674			

10.5 Toprak ısı değiştiricisi tasarımı

Bu bölümde, örnek projede incelemesi yapılan toprak kaynaklı ısı pompası için, toprak ısı değiştiricisi tasarımı basitçe izah edilecektir.

Tasarım adımları yabancı dildeki kaynaklar ve piyasada hazırlanan projelerden faydalanılarak oluşturulmuştur. Bu çalışmadan sonra tasarımın doğruluğunun kontrolü için, klasik ısı değiştirgeçleri dizayn yöntemleriyle de hesaplama yapılacaktır.

1.Adım-Isı değiştirgeci tipinin belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinin tasarımında ilk adım, kullanılacak ısı değiştiricinin tipini belirlemektir. Bu projede dikey tip ısı değiştiricisi öngörölmüştür. Bu tip ısı değiştiricisi için daha az yüzey alanı gerekir ve bunlar, toprak altı sıcaklık değişimlerinden çok daha az etkilenirler.

Seçilen sistem : Dikey U-tüp çevrim (tekli) ve paralel tesisat sistemi

2.Adım-Isı değiştiricisi akışkanının belirlenmesi :

Öngörülen sistemde sirküle edecek akışkan : Su

3.Adım-Isı değiştiricisi boru malzemesinin belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinin borulaması için HDPE (High Density Poli Etilen) Sch 40 tip boru malzemesi seçilmiştir.

Çevrim çapları 1^{1/4"}, ana hatlar 2" olarak seçilecektir.

4.Adım-Toprak altı sıcaklıklarının belirlenmesi :

Toprak altı sıcaklıklarının belirlenmesi için tablolar ve analitik yöntemler geliştirilmiştir. Bu çalışmada, detayları irdelemek için, tablolar kullanılacaktır.

Toprak tipi: Ortalama kurulukta toprak özellikleri (İngiliz birim sistemine göre);

Yoğunluk (lb/m³) = 200

Isıl yayıcılık (ft²/day) = 0,84

Isıl iletkenlik katsayısı (Btu/hr.ft.°F) = 1,40

Ortalama toprak sıcaklığı (°F) = 52 °F = 11,1°C ≈ 11°C

Çizelge 9.4 kullanılarak ABD (Amerika Birleşik Devletleri)'deki Pittsburg şehrine ait değerler alındı.

Şekil 9.5'te toprak sıcaklık değişimleri gösterilmektedir. Bu tabloda 28 ft. (8,5m) derinlikten sonra toprak sıcaklığının hemen hemen, ortalama toprak sıcaklığına eşit olduğu görülmektedir.

Sondaj derinliğinin ortalama 100m olabileceği tahmin edilirse, toprak altı sıcaklığı için T_m (52°F) değerini almak, doğru bir seçim olacaktır. Bu değer, mevsimler süresince sabit kalacağı kabul edilerek, en yüksek toprak sıcaklığının, $T_H = T_M = 52°F = 11°C$ olarak belirlenmesi mümkündür. Ancak ülkemiz şartlarına birebir uyamayacağı düşünülerek, sistemin emniyetli dizayn edilmiş olması için $T_H = 59°F = 15°C$ olarak kabul edildi.

5.Adım-Isı pompası max. giriş sıcaklığının belirlenmesi :

Isı değiştirgecinin su giriş/çıkış sıcaklıkları 15/20°C olarak belirlenmiştir. Toprak altı devresinin (toprak ısı değiştiricisi) debisi, bu sıcaklıklara göre hesaplanmıştır.

Ancak 20°C'de kondensere giren su için toprak ısı değiştiricisi boyutlandırıldığında, boru devresinin uzunluğu oldukça büyük bir değer olacaktır.

Sistem sürekli pik yükte çalışmayacaktır. Bu sebepten ötürü, ısı pompasına giriş yapan su sıcaklığının (T_{max}) artırılmasıyla, ısı değiştiricisinin daha yüksek sıcaklık rejiminde çalışması sağlanabilir. Böylece toprak boru devresindeki boru uzunluğunu azaltmak mümkündür.

Buna göre, toprak ısı devresinden çıkarak ısı pompasına giren max. su sıcaklığı;

$$T_{max} = 86°F = 30°C \text{ olarak belirlendi.}$$

6.Adım-Boru ısı direncinin belirlenmesi :

Çizelge 9.5 kullanılarak borunun ısı direnci belirlenebilir. Buna göre;

1^{1/4}” Sch 40 PE boru için,

$$R_{PE} = 0,089 \text{ (hr.ft.}^\circ\text{F/Btu) alındı. (single loop N=2)}$$

7.Adım-Toprak ısı direncinin belirlenmesi :

Toprak ısı direncinin hesabı zaman alan bir işlemdir. Burada, Çizelge 7.3'ten direkt olarak alınmıştır. Çizelge 7.3'te verilen ısı direnç değerleri, ısı pompasının sürekli olarak çalıştığını varsayan, çizgi kaynak teorisi, baz alınarak verilmiştir.

Bu teoriye göre 1500 saatlik (yaklaşık 2 ay) süreyle daimi çalışma için değerler oluşturulmuştur. Bu suretle, gerçek zamanlı çalışma süresindeki göre, daha büyük toprak ısı direnç değerleri elde edilir. Buna göre;

1^{1/4"} boru ve dikey sistem için,

$R_S = 0,96$ (hr.ft.°F/Btu) olur.

8.Adım-Soğutma düzeni oranının belirlenmesi :

Isı pompası, sürekli pik yükte çalışmayacaktır. Soğutma düzeni oranı (F_C), ısı pompasının boyutlandırılmasında toplam yükün belli bir yüzdesi olarak, yerel derece günlerine bağlı bir zaman fonksiyonu olarak verilmiştir. Bu değer hesaplanması işlemi, birçok parametreye bağlı detaylı bir çalışma gerektirmektedir. Bu yüzden ortalama bir değer olarak $F_C = 0,65$ seçilmiştir.

9.Adım-Toprak ısı değiştiricisinin boyutunun hesaplanması :

Bu hesap, aşağıdaki formülle yapılacaktır.

$$L_C \text{ (ft/ton)} = 12.000 \cdot [(COP_C + 1) / COP_C] \cdot [(R_P + R_S \cdot F_C) / (T_{max} - T_H)]$$

Burada;

L_C (ft/ton) : 1 ton'luk soğutma kapasitesi (12.000 Btu/h) başına düşen boru boyu (T_{max} sıcaklığında)

COP_C : Soğutma performans katsayısı (SE,soğutma etki değeri)

R_P : Boru ısı direnci

R_S : Toprak ısı direnci

F_C : Soğutma düzeni oranı

T_{max} : Isı pompasına giren max. su sıcaklığı

T_H : Toprakta oluşacak max. sıcaklık

Buna göre;

$$L_C := \left[12000 \cdot \frac{(3,71 + 1)}{3,71} \cdot \left[\frac{(0,089 + 0,96 \cdot 0,65)}{(86 - 59)} \right] \right]$$

$$L_C = 402,3 \text{ (ft/ton)}$$

Bulunan bu değer, literatüre göre ton başına elde edilebilecek değerler arasındadır. Şekil 6.4'te dikey tekli U-paralel tip ısı değiştiricisinin boru uzunluğu 350 ila 450 ft/ton olarak belirtilmiştir. Bulunan L_C değeri bu değerler arasındadır.

$$L_C = 401 \text{ (ft/ton)} = 34,92 \text{ (m/kW)}$$

Toprak ısı değiştiricisinde, toprağa transfer edilecek ısı miktarı 38 kW olarak hesaplanmıştı.

Buna göre;

$$L = 34,92 \text{ (m/kW)} \cdot 25,39 \text{ (kW)} = 886,62 \text{ m}$$

$$L \approx 890 \text{ m}$$

10.Adım-Çevrim sayısının ve boru çaplarının belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinde sirküle eden debi miktarı hesaplanmıştı:

$$Q_{\text{pompa,Toprak}} = 4,37 \text{ m}^3/\text{h} = 19,24 \text{ Gpm (İngiliz birim sistemine göre "gallon per minute")}$$

Çevrim sayıları ve boru çapları, debi değerine göre seçilebilmektedir.

Buna göre, 19,24 Gpm toplam debi değeri için;

Run out pipe (ana hat) : 2"

Çevrim sayısı : 4

Çevrim borusu çapı : 1^{1/4}"

Çevrim debisi (çevrim başına düşen debi) : 4,81 Gpm = 1,09 m³/h

değerleri seçilebilir. Toplam çevrim boru uzunluğu 890 m olarak hesaplanmıştı. Toplamda 4 adet çevrim olduğuna göre; her çevrim için boru uzunluğu 222,5m olacaktır.

Çevrimler tekli U-paralel tip olduğundan U derinliği;

$$L_{U\text{-boyu}} := \frac{(222,5)}{2}$$

$L_{U\text{-boyu}} = 111,25 \text{ m}$ olmaktadır. Buna göre sondaj derinliği ;

$L_{\text{Sondaj}} \approx 112 \text{ m.}$ ($\Theta = 16\text{cm}$ çapında)

olması uygundur. Bu değerlere göre; aralarında 6'şar metre uzaklık bulunan 4 adet, 112m derinliğinde sondaj kuyusu açılmalıdır.

10.6 Sistemin Analizi

Örnek olarak ele alınan sistemin cihazlar bazında eksergetik analizi ve bu sistemin, ekserji yıkımı dolayısıyla kaybettiği enerjinin ve kaybolan bu enerjinin maliyetinin hesaplanması mümkün olmaktadır.

10.6.1 Sistemin termoekonomik analizi

Bölüm 9.6.1'deki formüller kullanılır.

10.6.2 Sistemin yatırım ve işletme masrafları

Ele alınan bu sistemin yaklaşık olarak maliyeti, "Z" değerlerinin içerdiği maliyetler, günümüz piyasasından elde edilen veriler doğrultusunda belirlenmiştir.

1. Kompresör fiyatı = **700 \$**
2. Evaporatör fiyatı = **250 \$**
3. Kondenser fiyatı = **250 \$**
4. Kısılma valfi fiyatı = **50 \$**
5. FCU fiyatı = 230 (\$/ad) x 12 (ad) = **2.760 \$**
6. Sirkülasyon pompası fiyatı = 1100 (\$/ad) x 2 (ad) = **2.200 \$**
7. Boru fiyatı :

Çizelge 10.4 Tesisat boru malzemeleri ve işçilik fiyatları

Boru Malz. Fiyatı (\$)	¾ "	1 "	1 ^{1/4} "	2 "
HDPE boru	1,75	2,70	4,80	10,30
HDPE işçilik	1,89	2,05	2,20	3,18
PPRC boru	1,57	2,47	4,35	9,34
PPRC işçilik	1,72	1,86	2,00	2,89
İzolasyon malzemesi (K-flex)	0,90	1,08	1,64	2,75
İzolasyon işçiliği	1,70	1,70	1,70	1,90

8. Sondaj fiyatı : Ø160mm çapında, 4 adet, 112m. derinlikte kuyu açılması = 448 (m) x 35 (\$/m) = **15.680 \$**

9. Toprak boru maliyeti (işçilik dahil) :

890m (1^{1/4}" HDPE) + 50m (2" HDPE) = 6.230 + 674 = **6.904 \$**

10. FCU toplam boru maliyeti = **1.300 \$**

10.1. FCU tarafı boru maliyeti :

[10m x (9,34 + 2,89) + 35m (4,35 + 2,00) + 15m x (2,47 + 1,86) + 110m (1,57 + 1,72)] = 771,4 \$

10. 2. FCU tarafı izolasyon maliyeti :

[10m x (2,75 + 1,90) + 35m (1,70 + 1,64) + 15m x (1,70 + 1,08) + 110m (1,70 + 0,90)] = 491,1 \$

FCU tarafı toplam boru maliyeti = 771,4 + 491,1 = 1262,5 ≈ **1.300 \$**

11. Sistemin kabul edilen yıllık bakım masrafı = **100 \$**

12. Ülkemiz elektrik birim fiyatı = **0,09 (\$ / kWh)**

13. Sirkülasyon pompası yıllık elektrik sarfiyatı = 1,1 (kW) x 0,09 (\$/kWh) x 2400 (h/yıl)

Sirkülasyon pompası yıllık elektrik sarfiyatı = **237,6 (\$/yıl)**

(Sistem için hesaplanan debi ve basınç kaybına göre seçilen pompanın anma gücü : 1,10 kW)

10.6.3 Termoekonomik hesaplama

Sisteme ait maliyet değerlerini, termoekonomik analiz formüllerindeki yerlerine koyarak sisteme ait kayıp ekserjinin maliyetini hesaplayabiliriz.

Bu hesaplamada faiz oranı (r_i) %3, eskalasyon oranı (r_n) %4, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6 kabul edilmiştir. Bu değerlere göre; incelenen soğutma sistemi için (9.1), (9.2), (9.3) ve (9.4) eşitliklerinden sırasıyla $k=0,98$; $CRF=0,103$; $CELF=1,32$; $A=1,282$ değerleri bulunmuştur.

Sistemin sadece yaz mevsiminde soğutma yaptığı durumda analizi yapılmıştır. Yaz mevsiminde soğutma için kullanılacak bu sistemin; yılda 5 ay, aylık 30 gün ve günde 16 saat süre ile çalışacağı (2400h/yıl) ve sistem ömrünün $n=15$ yıl olacağı kabul edilmiştir.

10.6.3.1 Kompresör :

Fiyatı = 700\$

Bakım masrafı = 100\$/yıl

İşletme masrafı = 5,39(kW) . 0,09(\$/kWh) .2400(h/yıl) = 1164 (\$/yıl)

$$c_{R22} = \frac{c_w \cdot W_{\text{komp}} + Z_k}{E_2 - E_1}$$

$$c_w = 0,09 (\$ / \text{kWh})$$

$$Z_k = \left(\frac{700}{15 \cdot 2400} + \frac{1264}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_k = 0,700 (\$/h)$$

$$c_{R22} = \frac{c_w \cdot E_w + Z_k}{(E_2 - E_1)} = \frac{(0,09) \cdot (5,39) + (0,700)}{(35235 - 19195,3)}$$

$$c_{R22} = 7,39 \cdot 10^{-5} (\$ / \text{kJ})$$

10.6.3.2 Kondenser :

Fiyatı = 23.934\$

Bakım masrafı = 100\$/yıl

İşletme masrafı = 1,1(kW) . 0,09(\$/kWh) .2400(h/yıl) = 237,6 (\$/yıl)

$$C_{13} = C_{12} + C_3 - C_4 + Z_{\text{kond}}$$

$$(c_{\text{su}})_{13} = \frac{c_{R22} \cdot (E_3 - E_4) + (c_{\text{su}})_{12} E_{12} + Z_{\text{kond}}}{E_{13}}$$

Sistem için hesaplanan debi ve basınç kaybına göre seçilen pompanın anma gücü : 1,10 kW

c_{su12} : Pompanın harcadığı elektrik enerjisi birim fiyatı

c_{su13} : Diğer yatırım miktarı

$$c_{su12} = 0,09 (\$/kWh)$$

$$Z_{kond} = \left(\frac{23934}{15 \cdot 2400} + \frac{337,6}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_{kond} = 1,033 (\$/h)$$

$$c_{su13} = \frac{(7,39)10^{-5}(35235 - 29890,3) + \left(\frac{0,09}{3600} \right)(3164,8) + 1,033}{(692,2)}$$

$$c_{su13} = 2,18 \cdot 10^{-3} (\$/kj)$$

10.6.3.3 Evaporatör :

$$\text{Fiyatı} = 5.460\$$$

$$\text{Bakım masrafı} = 100\$/yıl$$

$$\text{İşletme masrafı} = 1,1(kW) \cdot 0,09(\$/kWh) \cdot 2400(h/yıl) = 237,6 (\$/yıl)$$

$$c_{su} = \frac{c_{R22} \cdot (E_8 - E_7) - Z_{eva}}{E_9 - E_{10}}$$

$$Z_{eva} = \left(\frac{5460}{15 \cdot 2400} + \frac{337,6}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_{eva} = 0,374 (\$/h)$$

$$c_{su} = \frac{(7,39)10^{-5}(19195,3 - 27515,6) - 0,374}{(4302,1 - 7919,6)}$$

$$c_{su} = 2,73 \cdot 10^{-4} (\$/kj)$$

11. FARKLI KAPASİTELER İÇİN ANALİZ - 2 :

Örnek verilen proje, yaz kliması olarak 30 kW ve 20 kW soğutma ihtiyaçlarına göre yapıldı. Yapılan analizler sonucunda cihaz kapasitelerindeki değişimin, sistemdeki ekserji kaybını ve dolayısıyla da bu kayıpların maliyetini nasıl etkilediğini görmek ve bu doğrultuda bir eğri oluşturabilmek amacıyla; aynı proje, sadece bina soğutma yükü ihtiyacı farklı bir değer kabul edilerek tekrar yinelenecektir.

11.1 Proje Tanımı ve Kabuller

Projesi yapılacak yer, villa tipi bir konuttur. Villa; bodrum, zemin ve 1. kattan oluşmaktadır. Her kat için kullanım alanı (10m x 10m) boyutlarında olup 100'er m²'dir. Villanın, yazın soğutma ihtiyacı Toprak Kaynaklı Isı Pompası (T.K.I.P.) sistemi ile karşılanacaktır. Bodrum katta ısı pompası cihazı ve tesisat ana kolonları olacak; bu katta ısıtma veya soğutma yapılmayacaktır.

Sistem, 3 devreden oluşmaktadır :

1. Gaz devresi (Soğutucu akışkan)
2. Su devresi (Toprak ısı değiştiricisi)
3. Su devresi (F.C.U.)

Sistem özellikleri kısaca şu şekildedir :

- Sistemin gaz devresinde R22 soğutucu akışkan kullanılmaktadır.
- Cihazın kondenser (yaz şartlarında) devresinin bir tarafında R22 soğutucu akışkan, diğer tarafında ise toprak altı borularına ait su devresi yer almaktadır.
- Cihazın evaporatör (yaz şartlarında) devresinin bir tarafında R22 soğutucu akışkan, diğer tarafında ise konut F.C.U. borularına ait su devresi yer almaktadır.

- Kondenserin gaz tarafı çalışma sıcaklığı 40°C, evaporatörün gaz tarafı çalışma sıcaklığı ise (-5)°C'dir.
- Toprak altı borularının olduğu devrede kondensere giriş/çıkış sıcaklıkları 15/20°C'dir.
- F.C.U. devresinde ise evaporatöre giriş/çıkış sıcaklıkları 12/7°C'dir.

Yer : İstanbul

Yaz mevsiminde : KT = 33 °C ; YT = 24 °C

Kış mevsiminde : KT = -3 °C , Rüzgarlı

11.2 Proje Hesapları

Villanın ısıtma ve soğutma kapasitesi hesapları, tecrübi değerlere dayanılarak pratik yoldan yapılmıştır. Bu yöntemle göre, soğutma birim yükü 125W/m² ve ısıtma birim yükü 50W/m² olarak alınmıştır.

Buna göre;

Soğutma yükü : 200m² x 125W/m² = 25.000W = 25 kW (Isısan Çalışmaları No.305-Tablo 9.15)

Isıtma yükü : 200m² x 50W/m² = 10.000W = 10 kW

olarak hesaplanmıştır.

Sistemdeki evaporatör ve kondenserde, transfer edilmesi gereken ısı miktarı soğutma için 25 kW olarak belirlenmiş oldu.

11.2.1 Basınç kayıpları hesabı

11.2.1.1 F.C.U tarafı basınç kaybı hesabı

Sistemde, cihazlardan ve borulardan kaynaklanan basınç kayıpları göz önüne alınmalı, yaklaşık değerleri hesaplanmalıdır.

Aşağıda, Şekil 9.1 ve 9.2'de gösterilen yatay plan ve kolon şeması çizimlerine göre çıkarılan metrajlar yer almaktadır.

Çizelge 11.1 Bina boru metrajları

KAT NO.	BORU METRAJI			
	ÇAP	DİKEY	ÇAP	YATAY
BODRUM	2"	2m x 2 = 4m	2"	2m x 2 = 4m
	1 ¼"	1m x 2 = 2m	1 ¼"	15m x 2 = 30m
ZEMİN	1 ¼"	1m x 2 = 2m	¾"	7m x 2 = 14m
	1"	2,5m x 2 = 6m	¾"	7m x 2 = 14m
	1"	2,5m x 2 = 6m	¾"	7m x 2 = 14m
			¾"	0,8m x 2 x 7(adet F.C.U.) = 11,2m
1. KAT	1"	0,5m x 2 = 1m	¾"	7m x 2 = 14m
	1"	0,5m x 2 = 1m	¾"	7m x 2 = 14m
			¾"	7m x 2 = 14m
			¾"	0,8m x 2 x 7(adet F.C.U.) = 11,2m

Yukarıdaki tabloya göre boru metrajları;

2" : 8 m ≈ 10 m

1 ¼" : 34 m ≈ 35 m

1" : 14 m ≈ 15 m

¾" : 106,4 m ≈ 110 m

olarak bulunur.

Projede kritik hat belirlenmiş ve izometrik çizimi Şekil 9.3'de gösterilmiştir. Buna göre;

11.2.1.1.1 Düz boru basınç kayıpları :

Bu basınç kaybı değerleri, ana hat ve dağıtım hatlarında olması gereken standart hızlar baz alınarak hesaplanmıştır. (Isısan Çalışmaları No:265)

Boru çapına göre standart hız ve boru basınç kaybı değerleri ile toplam basınç kayıpları aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 11.2 Kritik devre basınç kaybı

BORU ÇAPI (inch)	AKIŞKAN HIZI (m/s)	BİRİM BASINÇ KAYBI (mSS/m)	BORU METRAJİ (m)	TOPLAM BASINÇ KAYBI (mSS)
2"	1,0	0,060	4,0	0,24
1 1/4"	0,8	0,050	16,0	0,80
1"	0,8	0,070	3,0	0,21
3/4"	0,6	0,060	8,0	0,48
Toplam Düz Boru Basınç Kaybı (mSS)				1,73

11.2.1.1.2 Yerel ve cihaz basınç kayıpları

Bu değerler, tecrübi olarak alınan ve bu projede kabul edilen değerlerdir.

- Düz Boru basınç kaybı $\approx 2\text{mSS}$
- Yerel Kayıplar $\approx 4\text{mSS}$
- Evaporatör basınç kaybı $\approx 5\text{mSS}$
- F.C.U. basınç kaybı $\approx 1\text{mSS}$
- Statik basınç değeri $\approx 6\text{mSS}$

Kritik hattın basınç kaybı değeri :

$$H_{\text{kritik}} = 2 + 4 + 5 + 1 + 6 = 18 \text{ mSS}$$

$$H_{\text{kritik}} = 18 \text{ mSS}$$

11.2.1.2 Toprak altı borularının basınç kaybı hesabı :

Toprak altı borularının basınç kaybı değeri, konut ana dağıtım hatları için yaklaşık 100 (Pa/m) olarak öngörülmektedir.(Isısan Çalışmaları No:265)

Toprak ısı değiştiricisi için ele alınan sisteme ait boru uzunluğu Bölüm 11.8'de 1110m. olarak hesaplanmıştır. Buna göre;

$$H_{\text{t,boru}} = 100 \text{ (Pa/m)} \times 1110\text{m} = 111 \text{ kPa}$$

$$H_{\text{t,boru}} = 11,1 \text{ mSS}$$

Cihazın çıkış hattında 1m'lik bir yükselme olduğu düşünülerek;

$$H_{\text{statik}} = 1,0 \text{ mSS}$$

$H_{\text{toplam}} = 12,1 \text{ mSS}$ olarak hesaplanmıştır.

11.2.2 Akışkan debileri ve kompresör işi hesabı

11.2.2.1 Sirkülasyon pompasının debisi (FCU devresi)

$$Q_{\text{pompa}} := \frac{q_{\text{sog}}}{\rho c \Delta T}$$

$$q_{\text{sog}} = 25 \text{ kW} = 21.500 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{pompa}} = \frac{21.500}{5.000}$$

$$Q_{\text{pompa,FCU}} = 4,30 \text{ m}^3/\text{h}$$

11.2.2.2 Soğutucu akışkan debisi (R22)

Evaporatör giriş (7) ve çıkış (8) noktalarına göre;

$$Q_{\text{sog}} = 25 \text{ kWh} = 25 \text{ (kj/s)} \times 3600 \text{ (s/h)} = 90.000 \text{ (kj/h)}$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{gaz}} \times \Delta h$$

$$90.000 \text{ (kj/h)} = m_{\text{gaz}} \text{ (kg/h)} \times (403,20 - 249,60) \text{ (kj/kg)} \quad (\text{Entalpi değerleri için bkz. Çizelge 11.3})$$

$$m_{\text{gaz}} = 585,94 \text{ kg/h}$$

11.2.2.3 Sirkülasyon pompasının debisi (Toprak devresi)

$$Q_{\text{pompa}} := \frac{q_{\text{sog}}}{\rho c \Delta T}$$

$$Q = m \times \Delta h$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{gaz}} \times (h_3 - h_4)$$

$$Q_{\text{sog}} = 585,94 \text{ (kg/h)} \times (444,57 - 249,60) \text{ (kj/kg)}$$

$$Q_{\text{sog}} = 114.241 \text{ (kj/h)}$$

$$Q_{\text{sog}} = 31,73 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{su}} \times \Delta h$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{su}} \times (h_{13} - h_{12})$$

$$114.241 \text{ (kJ/h)} = m_{\text{su}} \text{ (kg/h)} \times (83,96 - 63,04) \text{ (kJ/kg)}$$

$$m_{\text{su}} = 5.461 \text{ (kg/h)}$$

$$V_{\text{su}} = 5.461 \times 1000^{-1} \text{ (m}^3\text{/kg)}$$

$$Q_{\text{pompa, Toprak}} = 5,46 \text{ m}^3\text{/h}$$

11.2.2.4 Kompresörde yapılan iş

$$W = m_{\text{gaz}} \times \Delta h$$

$$W = 585,94 \text{ (kg/h)} \times (444,57 - 403,20) \text{ (kJ/kg)}$$

$$W = 6,73 \text{ kW}$$

11.2.3 Soğutma etki değeri

$$SE := \frac{q_{\text{sog}}}{W}$$

$$SE = \frac{25}{6,73}$$

$$SE \text{ (COP)} = 3,71$$

Aşağıdaki tabloda T.K.I.P. sistemi akış şemasında belirlenen noktaların karakteristik değerleri bulunmuştur. Hesaplanan gaz ve su debilerine göre, su ve R22 akışkanlarının “e” ve “E” değerleri,

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0)$$

$$E_i = m \cdot e_i$$

formülleri kullanılarak hesaplanmıştır.

11.3 Ölü hal

Buradaki h_0 ve s_0 değerleri, $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ($298 \text{ }^\circ\text{K}$) ve $P_0 = 1 \text{ atm}$ basınç değerlerinin verildiği, “ölü hal” olarak tanımlanan durumun entalpi ve entropi değerleridir.

11.4 Karakteristik tablo

Aşağıdaki tabloda, kullanılan TKIP sisteminde yer alan cihaz giriş-çıkış noktalarına ait termodinamik özellik ve ekserji değerleri yer almaktadır. Tablo, bu bölümde hesaplanan $Q=25$ kW soğutma kapasitesi için tasarlanmıştır.

Çizelge 11.3 Karakteristik tablo

Q=25kW		No.	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°K)	p (kg/m ³)	e (kJ/kg)	E (kJ/h)
M _{gaz} = 585,94 (kg/h)	1	421,8	-5,00	403,20	1,7580	18,09	40,95	23.994,2	
	2	1.584,0	71,95	444,57	1,7820	56,56	75,17	44.043,9	
	3	1.584,0	71,95	444,57	1,7820	56,56	75,17	44.043,9	
	4	1.534,0	40,00	249,60	1,1660	1.129,00	63,77	37.363,1	
	5	1.534,0	40,00	249,60	1,1660	1.129,00	63,77	37.363,1	
	6	471,8	-1,65	249,60	1,1830	77,06	58,70	34.394,7	
	7	471,8	-1,65	249,60	1,1830	77,06	58,70	34.394,7	
	8	421,8	-5,00	403,20	1,7580	18,09	40,95	23.994,2	
M _{fc su} = 4.300,0 (kg/h)	9	110,0	12,00	52,60	0,1877	1.000,00	1,25	5.377,6	
	10	60,0	7,00	31,54	0,1135	1.000,00	2,30	9.899,5	
	11	210,0	7,00	31,69	0,1135	1.000,00	2,45	10.544,5	
M _{tsu} = 5.461,0 (kg/h)	12	55,0	15,00	63,04	0,2245	1.000,00	0,72	3.954,9	
	13	5,0	20,00	83,96	0,2966	1.000,00	0,16	865,0	
	14	155,0	20,00	84,11	0,2966	1.000,00	0,31	1.684,2	
Ölü Hal-R22		101,325	25,00	429,30	1,9830				
Ölü Hal-Su		101,325	25,00	104,90	0,3674				

11.5 Toprak ısı değiştiricisi tasarımı

Bu bölümde, örnek projede incelemesi yapılan toprak kaynaklı ısı pompası için, toprak ısı değiştiricisi tasarımı basitçe izah edilecektir.

Tasarım adımları yabancı dildeki kaynaklar ve piyasada hazırlanan projelerden faydalanılarak oluşturulmuştur. Bu çalışmadan sonra tasarımın doğruluğunun kontrolü için, klasik ısı değiştirgeçleri dizayn yöntemleriyle de hesaplama yapılacaktır.

1.Adım-Isı değiştirgeci tipinin belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinin tasarımında ilk adım, kullanılacak ısı değiştiricinin tipini belirlemektir. Bu projede dikey tip ısı değiştiricisi öngörülmüştür. Bu tip ısı değiştiricisi için daha az yüzey alanı gerekir ve bunlar, toprak altı sıcaklık değişimlerinden çok daha az etkilenirler.

Seçilen sistem : Dikey U-tüp çevrim (tekli) ve paralel tesisat sistemi

2.Adım-Isı değiştiricisi akışkanının belirlenmesi :

Öngörülen sistemde sirküle edecek akışkan : Su

3.Adım-Isı değiştiricisi boru malzemesinin belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinin borulaması için HDPE (High Density Poli Etilen) Sch 40 tip boru malzemesi seçilmiştir.

Çevrim çapları 1^{1/4}" , ana hatlar 2" olarak seçilecektir.

4.Adım-Toprak altı sıcaklıklarının belirlenmesi :

Toprak altı sıcaklıklarının belirlenmesi için tablolar ve analitik yöntemler geliştirilmiştir. Bu çalışmada, detayları irdelemek için, tablolar kullanılacaktır.

Toprak tipi: Ortalama kurulukta toprak özellikleri (İngiliz birim sistemine göre);

Yoğunluk (lb/m³) = 200

Isıl yayıcılık (ft²/day) = 0,84

Isıl iletkenlik katsayısı (Btu/hr.ft.°F) = 1,40

Ortalama toprak sıcaklığı (°F) = 52 °F = 11,1°C ≈ 11°C

Çizelge 9.4 kullanılarak ABD (Amerika Birleşik Devletleri)'deki Pittsburg şehrine ait değerler alındı.

Şekil 9.5'te toprak sıcaklık değişimleri gösterilmektedir. Bu tabloda 28 ft. (8,5m) derinlikten sonra toprak sıcaklığının hemen hemen, ortalama toprak sıcaklığına eşit olduğu görülmektedir.

Sondaj derinliğinin ortalama 100m olabileceği tahmin edilirse, toprak altı sıcaklığı için T_m (52°F) değerini almak, doğru bir seçim olacaktır. Bu değer, mevsimler süresince sabit kalacağı kabul edilerek, en yüksek toprak sıcaklığının, $T_H = T_M = 52^\circ\text{F} = 11^\circ\text{C}$ olarak belirlenmesi mümkündür. Ancak ülkemiz şartlarına birebir uyamayacağı düşünülerek, sistemin emniyetli dizayn edilmiş olması için $T_H = 59^\circ\text{F} = 15^\circ\text{C}$ olarak kabul edildi.

5.Adım-Isı pompası max. giriş sıcaklığının belirlenmesi :

Isı değiştirgecinin su giriş/çıkış sıcaklıkları 15/20°C olarak belirlenmiştir. Toprak altı devresinin (toprak ısı değiştiricisi) debisi, bu sıcaklıklara göre hesaplanmıştır.

Ancak 20°C'de kondensere giren su için toprak ısı değiştiricisi boyutlandırıldığında, boru devresinin uzunluğu oldukça büyük bir değer olacaktır.

Sistem sürekli pik yükte çalışmayacaktır. Bu sebepten ötürü, ısı pompasına giriş yapan su sıcaklığının (T_{max}) artırılmasıyla, ısı değiştiricisinin daha yüksek sıcaklık rejiminde çalışması sağlanabilir. Böylece toprak boru devresindeki boru uzunluğunu azaltmak mümkündür.

Buna göre, toprak ısı devresinden çıkararak ısı pompasına giren max. su sıcaklığı;

$$T_{max} = 86^\circ\text{F} = 30^\circ\text{C} \text{ olarak belirlendi.}$$

6.Adım-Boru ısı direncinin belirlenmesi :

Çizelge 9.5 kullanılarak borunun ısı direnci belirlenebilir. Buna göre;

1^{1/4}" Sch 40 PE boru için,

$$R_{PE} = 0,089 \text{ (hr.ft.}^\circ\text{F/Btu) alındı. (single loop N=2)}$$

7.Adım-Toprak ısı direncinin belirlenmesi :

Toprak ısı direncinin hesabı zaman alan bir işlemdir. Burada, Çizelge 7.3'ten direkt olarak alınmıştır. Çizelge 7.3'te verilen ısı direnç değerleri, ısı pompasının sürekli olarak çalıştığını varsayan, çizgi kaynak teorisi, baz alınarak verilmiştir.

Bu teoriye göre 1500 saatlik (yaklaşık 2 ay) süreyle daimi çalışma için değerler oluşturulmuştur. Bu suretle, gerçek zamanlı çalışma süresindeki göre, daha büyük toprak ısı direnç değerleri elde edilir. Buna göre;

1^{1/4}" boru ve dikey sistem için,

$$R_S = 0,96 \text{ (hr.ft.}^\circ\text{F/Btu) olur.}$$

8.Adım-Soğutma düzeni oranının belirlenmesi :

Isı pompası, sürekli pik yükte çalışmayacaktır. Soğutma düzeni oranı (F_C), ısı pompasının boyutlandırılmasında toplam yükün belli bir yüzdesi olarak, yerel derece günlerine bağlı bir zaman fonksiyonu olarak verilmiştir. Bu değerın hesaplanması işlemi, birçok parametreye bağlı detaylı bir çalışma gerektirmektedir. Bu yüzden ortalama bir değer olarak $F_C = 0,65$ seçilmiştir.

9.Adım-Toprak ısı değiştiricisinin boyutunun hesaplanması :

Bu hesap, aşağıdaki formülle yapılacaktır.

$$L_C \text{ (ft/ton)} = 12.000 \cdot [(COP_C + 1) / COP_C] \cdot [(R_P + R_S \cdot F_C) / (T_{max} - T_H)]$$

Burada;

L_C (ft/ton) : 1 ton'luk soğutma kapasitesi (12.000 Btu/h) başına düşen boru boyu (T_{max} sıcaklığında)

COP_C : Soğutma performans katsayısı (SE,soğutma etki değeri)

R_P : Boru ısı direnci

R_S : Toprak ısı direnci

F_C : Soğutma düzeni oranı

T_{max} : Isı pompasına giren max. su sıcaklığı

T_H : Toprakta oluşacak max. sıcaklık

Buna göre;

$$L_C := \left[12000 \cdot \frac{(3,71 + 1)}{3,71} \cdot \left[\frac{(0,089 + 0,96 \cdot 0,65)}{(86 - 59)} \right] \right]$$

$$L_C = 402,3 \text{ (ft/ton)}$$

Bulunan bu değer, literatüre göre ton başına elde edilebilecek değerler arasındadır. Şekil 6.4'te dikey tekli U-paralel tip ısı değiştiricisinin boru uzunluğu 350 ila 450 ft/ton olarak belirtilmiştir. Bulunan L_C değeri bu değerler arasındadır.

$$L_C = 401 \text{ (ft/ton)} = 34,92 \text{ (m/kW)}$$

Toprak ısı değiştiricisinde, toprağa transfer edilecek ısı miktarı 31,73 kW olarak hesaplanmıştı.

Buna göre;

$$L = 34,92 \text{ (m/kW)} \cdot 31,73 \text{ (kW)} = 1.108,0 \text{ m}$$

$$L \approx 1.110 \text{ m}$$

10.Adım-Çevrim sayısının ve boru çaplarının belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinde sirküle eden debi miktarı hesaplanmıştı:

$$Q_{\text{pompa,Toprak}} = 5,46 \text{ m}^3/\text{h} = 24,04 \text{ Gpm (İngiliz birim sistemine göre "gallon per minute")}$$

Çevrim sayıları ve boru çapları, debi değerine göre seçilebilmektedir.

Buna göre, 24,04 Gpm toplam debi değeri için;

Run out pipe (ana hat) : 2"

Çevrim sayısı : 4

Çevrim borusu çapı : 1^{1/4}"

Çevrim debisi (çevrim başına düşen debi) : 6,01 Gpm = 1,37 m³/h

değerleri seçilebilir. Toplam çevrim boru uzunluğu 1110 m olarak hesaplanmıştı. Toplamda 4 adet çevrim olduğuna göre; her çevrim için boru uzunluğu 277,5m olacaktır.

Çevrimler tekli U-paralel tip olduğundan U derinliği;

$$L_{\text{U-boyu}} := \frac{(277,5)}{2}$$

$L_{\text{U-boyu}} = 138,75 \text{ m}$ olmaktadır. Buna göre sondaj derinliği ;

$L_{\text{Sondaj}} \approx 140 \text{ m.}$ ($\Theta = 16\text{cm}$ çapında)

olması uygundur. Bu değerlere göre; aralarında 6'şar metre uzaklık bulunan 4 adet, 140m derinliğinde sondaj kuyusu açılmalıdır.

11.6 Sistemin Analizi

Örnek olarak ele alınan sistemin cihazlar bazında eksergetik analizi ve bu sistemin, ekserji yıkımı dolayısıyla kaybettiği enerjinin ve kaybolan bu enerjinin maliyetinin hesaplanması mümkün olmaktadır.

11.6.1 Sistemin termoeconomik analizi

Bölüm 9.6.1'deki formüller kullanılır.

11.6.2 Sistemin yatırım ve işletme masrafları

Ele alınan bu sistemin yaklaşık olarak maliyeti, "Z" değerlerinin içerdiği maliyetler, günümüz piyasasından elde edilen veriler doğrultusunda belirlenmiştir.

1. Kompresör fiyatı = **750 \$**
2. Evaporatör fiyatı = **300 \$**
3. Kondenser fiyatı = **300 \$**
4. Kısılma valfi fiyatı = **50 \$**
5. FCU fiyatı = 230 (\$/ad) x 14 (ad) = **3.220 \$**
6. Sirkülasyon pompası fiyatı = 1100 (\$/ad) x 2 (ad) = **2.200 \$**
7. Boru fiyatı :

Çizelge 11.4 Tesisat boru malzemeleri ve işçilik fiyatları

Boru Malz. Fiyatı (\$)	¾ "	1 "	1 ^{1/4} "	2 "
HDPE boru	1,75	2,70	4,80	10,30
HDPE işçilik	1,89	2,05	2,20	3,18
PPRC boru	1,57	2,47	4,35	9,34
PPRC işçilik	1,72	1,86	2,00	2,89
İzolasyon malzemesi (K-flex)	0,90	1,08	1,64	2,75
İzolasyon işçiliği	1,70	1,70	1,70	1,90

8. Sondaj fiyatı : Ø160mm çapında, 4 adet, 140m. derinlikte kuyu açılması = 560 (m) x 35 (\$/m) = **19.600 \$**

9. Toprak boru maliyeti (işçilik dahil) :

$$1.120m (1^{1/4} \text{ HDPE}) + 50m (2'' \text{ HDPE}) = 7.840 + 674 = \mathbf{8.514 \$}$$

10. FCU toplam boru maliyeti = **1.300 \$**

10.1. FCU tarafı boru maliyeti :

$$[10\text{m} \times (9,34 + 2,89) + 35\text{m} (4,35 + 2,00) + 15\text{m} \times (2,47 + 1,86) + 110\text{m} (1,57 + 1,72)] = 771,4 \$$$

10.2. FCU tarafı izolasyon maliyeti :

$$[10\text{m} \times (2,75 + 1,90) + 35\text{m} (1,70 + 1,64) + 15\text{m} \times (1,70 + 1,08) + 110\text{m} (1,70 + 0,90)] = 491,1 \$$$

$$\text{FCU tarafı toplam boru maliyeti} = 771,4 + 491,1 = 1262,5 \approx 1.300 \$$$

11. Sistemin kabul edilen yıllık bakım masrafı = **100 \$**

12. Ülkemiz elektrik birim fiyatı = **0,09 (\$ / kWh)**

13. Sirkülasyon pompası yıllık elektrik sarfiyatı = $1,1 \text{ (kW)} \times 0,09 \text{ (\$/kWh)} \times 2400 \text{ (h/yıl)}$

$$\text{Sirkülasyon pompası yıllık elektrik sarfiyatı} = \mathbf{237,6 \text{ (\$/yıl)}}$$

(Sistem için hesaplanan debi ve basınç kaybına göre seçilen pompanın anma gücü : 1,10 kW)

11.6.3 Termoekonomik hesaplama

Sisteme ait maliyet değerlerini, termoekonomik analiz formüllerindeki yerlerine koyarak sisteme ait kayıp ekserjinin maliyetini hesaplayabiliriz.

Bu hesaplamada faiz oranı (r_i) %3, eskalasyon oranı (r_n) %4, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6 kabul edilmiştir. Bu değerlere göre; incelenen soğutma sistemi için (9.1), (9.2), (9.3) ve (9.4) eşitliklerinden sırasıyla $k=0,98$; $\text{CRF}=0,103$; $\text{CELF}=1,32$; $A=1,282$ değerleri bulunmuştur.

Sistemin sadece yaz mevsiminde soğutma yaptığı durumda analizi yapılmıştır. Yaz mevsiminde soğutma için kullanılacak bu sistemin; yılda 5 ay, aylık 30 gün ve günde 16 saat süre ile çalışacağı (2400h/yıl) ve sistem ömrünün $n=15$ yıl olacağı kabul edilmiştir.

11.6.3.1 Kompresör :

Fiyatı = 750\$

Bakım masrafı = 100\$/yıl

$$\text{İşletme masrafı} = 6,73(\text{kW}) \cdot 0,09(\text{\$/kWh}) \cdot 2400(\text{h/yıl}) = 1454 \text{ (\$/yıl)}$$

$$c_{R22} = \frac{c_w \cdot W_{komp} + Z_k}{E_2 - E_1}$$

$$c_w = 0,09 (\$/\text{kWh})$$

$$Z_k = \left(\frac{750}{15 \cdot 2400} + \frac{1554}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_k = 0,857 (\$/\text{h})$$

$$c_{R22} = \frac{c_w \cdot E_w + Z_k}{(E_2 - E_1)} = \frac{(0,09) \cdot (6,73) + (0,857)}{(44043,9 - 23994,2)}$$

$$c_{R22} = 7,30 \cdot 10^{-5} (\$/\text{kJ})$$

11.6.3.2 Kondenser :

$$\text{Fiyatı} = 29.514\$$$

$$\text{Bakım masrafı} = 100\$/\text{yıl}$$

$$\text{İşletme masrafı} = 1,1(\text{kW}) \cdot 0,09(\$/\text{kWh}) \cdot 2400(\text{h}/\text{yıl}) = 237,6 (\$/\text{yıl})$$

$$C_{13} = C_{12} + C_3 - C_4 + Z_{kond}$$

$$(c_{su})_{13} = \frac{c_{R22} \cdot (E_3 - E_4) + (c_{su})_{12} \cdot E_{12} + Z_{kond}}{E_{13}}$$

Sistem için hesaplanan debi ve basınç kaybına göre seçilen pompanın anma gücü : 1,10 kW

c_{su12} : Pompanın harcadığı elektrik enerjisi birim fiyatı

c_{su13} : Diğer yatırım miktarı

$$c_{su12} = 0,09 (\$/\text{kWh})$$

$$Z_{\text{kond}} = \left(\frac{29514}{15 \cdot 2400} + \frac{337,6}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_{\text{kond}} = 1,231 \text{ (\$/h)}$$

$$c_{\text{su13}} = \frac{(7,30)10^{-5}(44043,9 - 37363,1) + \left(\frac{0,09}{3600} \right)(3954,9) + 1,231}{(865)}$$

$$c_{\text{su13}} = 2,10 \cdot 10^{-3} \text{ (\$/kj)}$$

11.6.3.3 Evaporatör :

$$\text{Fiyatı} = 5.970\$$$

$$\text{Bakım masrafı} = 100\$/\text{yıl}$$

$$\text{İşletme masrafı} = 1,1(\text{kW}) \cdot 0,09(\$/\text{kWh}) \cdot 2400(\text{h}/\text{yıl}) = 237,6 \text{ (\$/yıl)}$$

$$c_{\text{su}} = \frac{c_{\text{R22}}(E_8 - E_7) - Z_{\text{eva}}}{E_9 - E_{10}}$$

$$Z_{\text{eva}} = \left(\frac{5970}{15 \cdot 2400} + \frac{337,6}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_{\text{eva}} = 0,393 \text{ (\$/h)}$$

$$c_{\text{su}} = \frac{(7,30)10^{-5}(23994,2 - 34394,7) - 0,393}{(5377,6 - 9899,5)}$$

$$c_{\text{su}} = 2,55 \cdot 10^{-4} \text{ (\$/kj)}$$

12. FARKLI KAPASİTELER İÇİN ANALİZ - 3 :

Örnek verilen proje, yaz kliması olarak 30 kW, 20 kW ve 25 kW soğutma ihtiyaçlarına göre yapıldı. Yapılan analizler sonucunda cihaz kapasitelerindeki değişimin, sistemdeki ekserji kaybını ve dolayısıyla da bu kayıpların maliyetini nasıl etkilediğini görmek ve bu doğrultuda bir eğri oluşturabilmek amacıyla; aynı proje, sadece bina soğutma yükü ihtiyacı farklı bir değer kabul edilerek tekrar yinelenecektir.

12.1 Proje Tanımı ve Kabuller

Projesi yapılacak yer, villa tipi bir konuttur. Villa; bodrum, zemin ve 1. kattan oluşmaktadır. Her kat için kullanım alanı (10m x 10m) boyutlarında olup 100'er m²'dir. Villanın, yazın soğutma ihtiyacı Toprak Kaynaklı Isı Pompası (T.K.I.P.) sistemi ile karşılanacaktır. Bodrum katta ısı pompası cihazı ve tesisat ana kolonları olacak; bu katta ısıtma veya soğutma yapılmayacaktır.

Sistem, 3 devreden oluşmaktadır :

1. Gaz devresi (Soğutucu akışkan)
2. Su devresi (Toprak ısı değiştiricisi)
3. Su devresi (F.C.U.)

Sistem özellikleri kısaca şu şekildedir :

- Sistemin gaz devresinde R22 soğutucu akışkan kullanılmaktadır.
- Cihazın kondenser (yaz şartlarında) devresinin bir tarafında R22 soğutucu akışkan, diğer tarafında ise toprak altı borularına ait su devresi yer almaktadır.
- Cihazın evaporatör (yaz şartlarında) devresinin bir tarafında R22 soğutucu akışkan, diğer tarafında ise konut F.C.U. borularına ait su devresi yer almaktadır.
- Kondenserin gaz tarafı çalışma sıcaklığı 40°C, evaporatörün gaz tarafı çalışma sıcaklığı ise (-5)°C'dir.
- Toprak altı borularının olduğu devrede kondensere giriş/çıkış sıcaklıkları 15/20°C'dir.
- F.C.U. devresinde ise evaporatöre giriş/çıkış sıcaklıkları 12/7°C'dir.

Yer : İstanbul

Yaz mevsiminde : KT = 33 °C ; YT = 24 °C

Kış mevsiminde : $KT = -3 \text{ }^{\circ}\text{C}$, Rüzgarlı

12.2 Proje Hesapları

Villanın ısıtma ve soğutma kapasitesi hesapları, tecrübi değerlere dayanılarak pratik yoldan yapılmıştır. Bu yöntemle göre, soğutma birim yükü 150W/m^2 ve ısıtma birim yükü 50W/m^2 olarak alınmıştır.

Buna göre;

Soğutma yükü : $200\text{m}^2 \times 165\text{W/m}^2 = 33.000\text{W} = 33 \text{ kW}$ (Isısan Çalışmaları No.305-Tablo 9.15)

Isıtma yükü : $200\text{m}^2 \times 50\text{W/m}^2 = 10.000\text{W} = 10 \text{ kW}$

olarak hesaplanmıştır.

Sistemdeki evaporatör ve kondenserde, transfer edilmesi gereken ısı miktarı soğutma için 30 kW olarak belirlenmiş oldu.

12.2.1 Basınç kayıpları hesabı

12.2.1.1 F.C.U tarafı basınç kaybı hesabı

Sistemde, cihazlardan ve borulardan kaynaklanan basınç kayıpları göz önüne alınmalı, yaklaşık değerleri hesaplanmalıdır.

Aşağıda, Şekil 9.1 ve 9.2’de gösterilen yatay plan ve kolon şeması çizimlerine göre çıkarılan metrajlar yer almaktadır.

Çizelge 12.1 Bina boru metrajları

KAT NO.	BORU METRAJI			
	ÇAP	DİKEY	ÇAP	YATAY
BODRUM	2"	2m x 2 = 4m	2"	2m x 2 = 4m
	1 ¼"	1m x 2 = 2m	1 ¼"	15m x 2 = 30m
ZEMİN	1 ¼"	1m x 2 = 2m	¾"	7m x 2 = 14m
	1"	2,5m x 2 = 6m	¾"	7m x 2 = 14m
	1"	2,5m x 2 = 6m	¾"	7m x 2 = 14m
			¾"	7m x 2 = 14m

			3/4"	0,8m x 2 x 9(adet F.C.U.) = 14,4m
1. KAT	1"	0,5m x 2 = 1m	3/4"	7m x 2 = 14m
	1"	0,5m x 2 = 1m	3/4"	7m x 2 = 14m
			3/4"	7m x 2 = 14m
			3/4"	7m x 2 = 14m
			3/4"	0,8m x 2 x 9(adet F.C.U.) = 14,4m

Yukarıdaki tabloya göre boru metrajları;

2" : 8 m ≈ 10 m

1 1/4" : 34 m ≈ 35 m

1" : 14 m ≈ 15 m

3/4" : 140,8 m ≈ 145 m

olarak bulunur.

Projede kritik hat belirlenmiş ve izometrik çizimi Şekil 9.3'de gösterilmiştir. Buna göre;

12.2.1.1.1 Düz boru basınç kayıpları

Bu basınç kaybı değerleri, ana hat ve dağıtım hatlarında olması gereken standart hızlar baz alınarak hesaplanmıştır. (Isısan Çalışmaları No:265)

Boru çapına göre standart hız ve boru basınç kaybı değerleri ile toplam basınç kayıpları aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 12.2 Kritik devre basınç kaybı hesabı

BORU ÇAPI (inch)	AKIŞKAN HIZI (m/s)	BİRİM BASINÇ KAYBI (mSS/m)	BORU METRAJİ (m)	TOPLAM BASINÇ KAYBI (mSS)
2"	1,0	0,060	4,0	0,24
1 1/4"	0,8	0,050	16,0	0,80
1"	0,8	0,070	3,0	0,21
3/4"	0,6	0,060	8,0	0,48
Toplam Düz Boru Basınç Kaybı (mSS)				1,73

12.2.1.1.2 Yerel ve Cihaz Basınç Kayıpları

Bu değerler, tecrübi olarak alınan ve bu projede kabul edilen değerlerdir.

- Düz Boru basınç kaybı $\approx 2\text{mSS}$
- Yerel Kayıplar $\approx 4\text{mSS}$
- Evaporatör basınç kaybı $\approx 5\text{mSS}$
- F.C.U. basınç kaybı $\approx 1\text{mSS}$
- Statik basınç değeri $\approx 6\text{mSS}$

Kritik hattın basınç kaybı değeri :

$$H_{\text{kritik}} = 2 + 4 + 5 + 1 + 6 = 18 \text{ mSS}$$

$$H_{\text{kritik}} = 18 \text{ mSS}$$

12.2.1.2 Toprak altı borularının basınç kaybı hesabı

Toprak altı borularının basınç kaybı değeri için, konut ana dağıtım hatları için pratik olarak belirtilen yaklaşık 100 (Pa/m) değeri öngörülmektedir. (Ref. Isısan Çalışmaları No:265)

Toprak ısı değiştiricisi için ele alınan sisteme ait boru uzunluğu Bölüm 9.8’de, 1464m. olarak hesaplanmıştır. Buna göre;

$$H_{\text{t, boru}} = 100 \text{ (Pa/m)} \times 1464\text{m} = 146,4 \text{ kPa}$$

$$H_{\text{t, boru}} = 15 \text{ mSS}$$

Cihazın çıkış hattında 1m’lik bir yükselme olduğu düşünülerek;

$$H_{\text{statik}} = 1,0 \text{ mSS}$$

$$H_{\text{toplam}} = 16 \text{ mSS} \quad \text{olarak hesaplanmıştır.}$$

12.2.2 Akışkan debileri ve kompresör işi hesabı

12.2.2.1 Sirkülasyon pompasının debisi (FCU devresi)

$$Q_{\text{pompa}} := \frac{q_{\text{sog}}}{\rho c \Delta T}$$

$$q_{\text{sog}} = 33 \text{ kW} = 28.375 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{pompa}} = \frac{28.375}{5.000}$$

$$Q_{\text{pompa,FCU}} = 5,68 \text{ m}^3/\text{h}$$

12.2.2.2 Soğutucu akışkan debisi (R22)

Evaporatör giriş (7) ve çıkış (8) noktalarına göre;

$$Q_{\text{sog}} = 33 \text{ kWh} = 33 \text{ (kj/s)} \times 3600 \text{ (s/h)} = 118.800 \text{ (kj/h)}$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{gaz}} \times \Delta h$$

$$118.800 \text{ (kj/h)} = m_{\text{gaz}} \text{ (kg/h)} \times (403,20 - 249,60) \text{ (kj/kg)} \quad (\text{Entalpi değerleri için bkz. Çizelge 9.3})$$

$$m_{\text{gaz}} = 773,44 \text{ kg/h}$$

12.2.2.3 Sirkülasyon pompasının debisi (Toprak devresi)

$$Q_{\text{pompa}} := \frac{q_{\text{sog}}}{\rho c \Delta T}$$

$$Q = m \times \Delta h$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{gaz}} \times (h_3 - h_4)$$

$$Q_{\text{sog}} = 773,44 \text{ (kg/h)} \times (444,57 - 249,60) \text{ (kj/kg)}$$

$$Q_{\text{sog}} = 150.798 \text{ (kj/h)}$$

$$Q_{\text{sog}} = 41,89 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{su}} \times \Delta h$$

$$Q_{\text{sog}} = m_{\text{su}} \times (h_{13} - h_{12})$$

$$150.798 \text{ (kj/h)} = m_{\text{su}} \text{ (kg/h)} \times (83,96 - 63,04) \text{ (kj/kg)}$$

$$m_{\text{su}} = 7208 \text{ (kg/h)}$$

$$V_{\text{su}} = 7208 \times 1000^{-1} \text{ (m}^3/\text{kg)}$$

$$Q_{\text{pompa,Toprak}} = 7,21 \text{ m}^3/\text{h}$$

12.2.2.4 Kompresörde yapılan iş

$$W = m_{\text{gaz}} \times \Delta h$$

$$W = 773,44 \text{ (kg/h)} \times (444,57 - 403,20) \text{ (kj/kg)}$$

$$W = 8,89 \text{ kW}$$

12.2.3 Soğutma etki değeri

$$SE := \frac{q_{sog}}{W}$$

$$SE = \frac{33}{8,89}$$

$$SE (COP) = 3,71$$

Aşağıdaki tabloda T.K.I.P. sistemi akış şemasında belirlenen noktaların karakteristik değerleri bulunmuştur. Hesaplanan gaz ve su debilerine göre, su ve R22 akışkanlarının “e” ve “E” değerleri,

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0)$$

$$E_i = m \cdot e_i$$

formülleri kullanılarak hesaplanmıştır.

12.3 Ölü hal

Buradaki h_0 ve s_0 değerleri, $T_0 = 25 \text{ °C}$ (298 °K) ve $P_0 = 1 \text{ atm}$ basınç değerlerinin verildiği, “ölü hal” olarak tanımlanan durumun entalpi ve entropi değerleridir.

12.4 Karakteristik tablo

Aşağıdaki tabloda, kullanılan TKIP sisteminde yer alan cihaz giriş-çıkış noktalarına ait termodinamik özellik ve ekserji değerleri yer almaktadır. Tablo, bu bölümde hesaplanan $Q=33 \text{ kW}$ soğutma kapasitesi için tasarlanmıştır.

Çizelge 12.3 Karakteristik tablo

Q=33kW		No.	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°K)	p (kg/m ³)	e (kJ/kg)	E (kJ/h)
M _{gaz} = 773,44 (kg/h)	1	421,8	-5,00	403,20	1,7580	18,09	40,95	31.672,4	
	2	1.584,0	71,95	444,57	1,7820	56,56	75,17	58.137,9	
	3	1.584,0	71,95	444,57	1,7820	56,56	75,17	58.137,9	
	4	1.534,0	40,00	249,60	1,1660	1.129,00	63,77	49.319,2	
	5	1.534,0	40,00	249,60	1,1660	1.129,00	63,77	49.319,2	
	6	471,8	-1,65	249,60	1,1830	77,06	58,70	45.400,9	

	7	471,8	-1,65	249,60	1,1830	77,06	58,70	45.400,9
	8	421,8	-5,00	403,20	1,7580	18,09	40,95	31.672,4
M _{fc su} = 5.680,0 (kg/h)	9	110,0	12,00	52,60	0,1877	1.000,00	1,25	7.103,4
	10	60,0	7,00	31,54	0,1135	1.000,00	2,30	13.076,5
	11	210,0	7,00	31,69	0,1135	1.000,00	2,45	13.928,5
M _{tsu} = 7.210,0 (kg/h)	12	55,0	15,00	63,04	0,2245	1.000,00	0,72	5.221,5
	13	5,0	20,00	83,96	0,2966	1.000,00	0,16	1.142,1
	14	155,0	20,00	84,11	0,2966	1.000,00	0,31	2.223,6
Ölü Hal-R22		101,325	25,00	429,30	1,9830			
Ölü Hal-Su		101,325	25,00	104,90	0,3674			

12.5 Toprak ısı değiştiricisi tasarımı

Bu bölümde, örnek projede incelemesi yapılan toprak kaynaklı ısı pompası için, toprak ısı değiştiricisi tasarımı basitçe izah edilecektir.

Tasarım adımları yabancı dildeki kaynaklar ve piyasada hazırlanan projelerden faydalanılarak oluşturulmuştur. Bu çalışmadan sonra tasarımın doğruluğunun kontrolü için, klasik ısı değiştirgeçleri dizayn yöntemleriyle de hesaplama yapılacaktır.

1. Adım-Isı değiştirgeci tipinin belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinin tasarımında ilk adım, kullanılacak ısı değiştiricinin tipini belirlemektir. Bu projede dikey tip ısı değiştiricisi öngörölmüştür. Bu tip ısı değiştiricisi için daha az yüzey alanı gerekir ve bunlar, toprak altı sıcaklık değişimlerinden çok daha az etkilenirler.

Seçilen sistem : Dikey U-tüp çevrim (tekli) ve paralel tesisat sistemi

2. Adım-Isı değiştiricisi akışkanının belirlenmesi :

Öngörölen sistemde sirküle edecek akışkan : Su

3. Adım-Isı değiştiricisi boru malzemesinin belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinin borulaması için HDPE (High Density Poli Etilen) Sch 40 tip boru malzemesi seçilmiştir.

Çevrim çapları 1^{1/4}" , ana hatlar 2" olarak seçilecektir.

4.Adım-Toprak altı sıcaklıklarının belirlenmesi :

Toprak altı sıcaklıklarının belirlenmesi için tablolar ve analitik yöntemler geliştirilmiştir. Bu çalışmada, detayları irdelememek için, tablolar kullanılacaktır.

Toprak tipi: Ortalama kurulukta toprak özellikleri (İngiliz birim sistemine göre);

Yoğunluk (lb/m³) = 200

Isıl yayıcılık (ft²/day) = 0,84

Isıl iletkenlik katsayısı (Btu/hr.ft.°F) = 1,40

Ortalama toprak sıcaklığı (°F) = 52 °F = 11,1°C ≈ 11°C

Çizelge 9.4 kullanılarak ABD (Amerika Birleşik Devletleri)'deki Pittsburg şehrine ait değerler alındı.

Şekil 9.4'te toprak sıcaklık değişimleri gösterilmektedir. Bu tabloda 28 ft. (8,5m) derinlikten sonra toprak sıcaklığının hemen hemen, ortalama toprak sıcaklığına eşit olduğu görülmektedir.

Sondaj derinliğinin ortalama 100m olabileceği tahmin edilirse, toprak altı sıcaklığı için T_m (52°F) değerini almak, doğru bir seçim olacaktır. Bu değer, mevsimler süresince sabit kalacağı kabul edilerek, en yüksek toprak sıcaklığının, T_H = T_M = 52°F =11°C olarak belirlenmesi mümkündür. Ancak ülkemiz şartlarına birebir uyamayacağı düşünülerek, sistemin emniyetli dizayn edilmiş olması için T_H = 59°F =15°C olarak kabul edildi.

5.Adım-Isı pompası max. giriş sıcaklığının belirlenmesi :

Isı değiştirgecinin su giriş/çıkış sıcaklıkları 15/20°C olarak belirlenmiştir. Toprak altı devresinin (toprak ısı değiştiricisi) debisi, bu sıcaklıklara göre hesaplanmıştır.

Ancak 20°C'de kondensere giren su için toprak ısı değiştiricisi boyutlandırıldığında, boru devresinin uzunluğu oldukça büyük bir değer olacaktır.

Sistem sürekli pik yükte çalışmayacaktır. Bu sebepten ötürü, ısı pompasına giriş yapan su sıcaklığının (T_{max}) artırılmasıyla, ısı değiştiricisinin daha yüksek sıcaklık rejiminde çalışması sağlanabilir. Böylece toprak boru devresindeki boru uzunluğunu azaltmak mümkündür.

Buna göre, toprak ısı devresinden çıkararak ısı pompasına giren max. su sıcaklığı;

T_{max} = 86°F = 30°C olarak belirlendi.

6.Adım-Boru ısı direncinin belirlenmesi :

Çizelge 9.5 kullanılarak borunun ısı direnci belirlenebilir. Buna göre;

1^{1/4}” Sch 40 PE boru için,

$R_{PE} = 0,089$ (hr.ft.°F/Btu) alındı. (single loop N=2)

7.Adım-Toprak ısı direncinin belirlenmesi :

Toprak ısı direncinin hesabı zaman alan bir işlemdir. Burada, Çizelge 7.3'ten direkt olarak alınmıştır. Çizelge 7.3'te verilen ısı direnç değerleri, ısı pompasının sürekli olarak çalıştığını varsayan, çizgi kaynak teorisi, baz alınarak verilmiştir.

Bu teoriye göre 1500 saatlik (yaklaşık 2 ay) süreyle daimi çalışma için değerler oluşturulmuştur. Bu suretle, gerçek zamanlı çalışma süresine göre, daha büyük toprak ısı direnç değerleri elde edilir.Buna göre;

1^{1/4}” boru ve dikey sistem için,

$R_S = 0,96$ (hr.ft.°F/Btu) olur.

8.Adım-Soğutma düzeni oranının belirlenmesi :

Isı pompası, sürekli pik yükte çalışmayacaktır. Soğutma düzeni oranı (F_C), ısı pompasının boyutlandırılmasında toplam yükün belli bir yüzdesi olarak, yerel derece günlerine bağlı bir zaman fonksiyonu olarak verilmiştir. Bu değer hesaplanması işlemi, birçok parametreye bağlı detaylı bir çalışma gerektirmektedir. Bu yüzden ortalama bir değer olarak $F_C = 0,65$ seçilmiştir.

9.Adım-Toprak ısı değiştiricisinin boyutunun hesaplanması :

Bu hesap, aşağıdaki formülle yapılacaktır.

$$L_C \text{ (ft/ton)} = 12.000 \cdot [(COP_C + 1) / COP_C] \cdot [(R_P + R_S \cdot F_C) / (T_{max} - T_H)]$$

Burada;

L_C (ft/ton) : 1 ton'luk soğutma kapasitesi (12.000 Btu/h) başına düşen boru boyu (T_{max} sıcaklığında)

COP_C : Soğutma performans katsayısı (SE,soğutma etki değeri)

R_P : Boru ısı direnci

R_S : Toprak ısı direnci

F_C : Soğutma düzeni oranı

T_{max} : Isı pompasına giren max. su sıcaklığı

T_H : Toprakta oluşacak max. sıcaklık

Buna göre;

$$L_C := \left[12000 \cdot \frac{(3,71 + 1)}{3,71} \cdot \left[\frac{(0,089 + 0,96 \cdot 0,65)}{(86 - 59)} \right] \right]$$

$$L_C = 402,3 \text{ (ft/ton)}$$

Bulunan bu değer, literatüre göre ton başına elde edilebilecek değerler arasındadır. Şekil 6.4'te dikey tekli U-paralel tip ısı değiştiricisinin boru uzunluğu 350 ila 450 ft/ton olarak belirtilmiştir. Bulunan L_C değeri bu değerler arasındadır.

$$L_C = 402,3 \text{ (ft/ton)} = 34,92 \text{ (m/kW)}$$

Toprak ısı değiştiricisinde, toprağa transfer edilecek ısı miktarı 38 kW olarak hesaplanmıştır.

Buna göre;

$$L = 34,92 \text{ (m/kW)} \cdot 41,89 \text{ (kW)} = 1462,8 \text{ m}$$

$$L \approx 1464 \text{ m}$$

10.Adım-Çevrim sayısının ve boru çaplarının belirlenmesi :

Toprak ısı değiştiricisinde sirküle eden debi miktarı hesaplanmıştır:

$$Q_{\text{pompa, Toprak}} = 7,21 \text{ m}^3/\text{h} = 31,75 \text{ Gpm (İngiliz birim sistemine göre "gallon per minute")}$$

Çevrim sayıları ve boru çapları, debi değerine göre seçilebilmektedir.

Buna göre, 31,75 Gpm toplam debi değeri için;

Run out pipe (ana hat) : 2"

Çevrim sayısı : 4

Çevrim borusu çapı : 1^{1/4}"

Çevrim debisi (çevrim başına düşen debi) : 7,94 Gpm = 1,80 m³/h

değerleri seçilebilir. Toplam çevrim boru uzunluğu 1464 m olarak hesaplanmıştır. Toplamda 4 adet çevrim olduğuna göre; her çevrim için boru uzunluğu 366 m olacaktır.

Çevrimler tekli U-paralel tip olduğundan U derinliği;

$$L_{U\text{-boyu}} := \frac{366}{2}$$

$L_{U\text{-boyu}} = 183 \text{ m}$ olmaktadır. Buna göre sondaj derinliği ;

$$L_{\text{Sondaj}} \approx 184 \text{ m. (}\Theta = 16\text{cm çapında)}$$

olması uygundur. Bu değerlere göre; aralarında 6'şar metre uzaklık bulunan 4 adet, 184m derinliğinde sondaj kuyusu açılmalıdır.

11.Adım-Debi değerlerinin uygunluk kontrolü

Çevrim borularında ve ana borularda (header), debi değeri belirlendikten sonra, bu değerlerin standart min. Akış debilerinden büyük olması gerektiğinden, kontrol edilmesi gerekir.Çünkü toprak ısı değıştiricilerinde, iyi bir ısı transferi için türbülanslı akım gerekmektedir. Buna göre, Çizelge 7.1 kullanılarak hesaplanan değerlerin min. Akım değerleri ile karşılaştırılması yapılmıştır.

Çizelge 7.1'e göre 1^{1/4}" Sch 40 PE boru tipi için 40°C'lik akışkan sıcaklığına göre min. Akış debisi 1,7 Gpm olarak belirtilmiştir. Bulunan çevrim debisi değeri 7,94 Gpm'dir.

7,94 > 1,7 (Gpm) olduğundan, bulunan debi değeri uygundur.

12.6 Sistemin Analizi

Örnek olarak ele alınan sistemin cihazlar bazında eksergetik analizi ve bu sistemin, ekserji yıkımı dolayısıyla kaybettiğı enerjinin ve kaybolan bu enerjinin maliyetinin hesaplanması mümkün olmaktadır.

12.6.1 Sistemin termoekonomik analizi

Bölüm 9.6.1'deki formüller kullanılır.

12.6.2 Sistemin yatırım ve işletme masrafları

Ele alınan bu sistemin yaklaşık olarak maliyeti, "Z" değerlerinin içerdiği maliyetler, günümüz piyasasından elde edilen veriler doğrultusunda belirlenmiştir.

1. Kompresör fiyatı = **850 \$**
2. Evaporatör fiyatı = **400 \$**
3. Kondenser fiyatı = **400 \$**
4. Kısılma valfi fiyatı = **50 \$**
5. FCU fiyatı = 230 (\$/ad) x 18 (ad) = **4.140 \$**
6. Sirkülasyon pompası fiyatı = 1100 (\$/ad) x 2 (ad) = **2.200 \$**
7. Boru fiyatı :

Çizelge 12.4 Tesisat boru malzemeleri ve işçilik fiyatları

Boru Malz. Fiyatı (\$)	¾ "	1 "	1 ^{1/4} "	2 "
HDPE boru	1,75	2,70	4,80	10,30
HDPE işçilik	1,89	2,05	2,20	3,18
PPRC boru	1,57	2,47	4,35	9,34
PPRC işçilik	1,72	1,86	2,00	2,89
İzolasyon malzemesi (K-flex)	0,90	1,08	1,64	2,75
İzolasyon işçiliği	1,70	1,70	1,70	1,90

8. Sondaj fiyatı : Ø160mm çapında, 4 adet, 184m. derinlikte kuyu açılması = 736 (m) x 35 (\$/m) = **25.760 \$**

9. Toprak boru maliyeti (işçilik dahil) :

$$1.472\text{m} (1^{1/4} \text{ HDPE}) + 50\text{m} (2'' \text{ HDPE}) = 10.304 + 674 = \mathbf{10.978 \$}$$

10. FCU toplam boru maliyeti = **1.500 \$**

10.1. FCU tarafı boru maliyeti :

$$[10\text{m} \times (9,34 + 2,89) + 35\text{m} (4,35 + 2,00) + 15\text{m} \times (2,47 + 1,86) + 145\text{m} (1,57 + 1,72)] = 886,6 \$$$

10. 2. FCU tarafı izolasyon maliyeti :

$$[10\text{m} \times (2,75 + 1,90) + 35\text{m} (1,70 + 1,64) + 15\text{m} \times (1,70 + 1,08) + 145\text{m} (1,70 + 0,90)] = 582,1 \$$$

$$\text{FCU tarafı toplam boru maliyeti} = 886,6 + 582,1 = 1468,7 \approx \mathbf{1.500 \$}$$

11. Sistemin kabul edilen yıllık bakım masrafı = **100 \$**

12. Ülkemiz elektrik birim fiyatı = **0,09 (\$ / kWh)**

13. Sirkülasyon pompası yıllık elektrik sarfiyatı = 1,1 (kW) x 0,09 (\$/kWh) x 2400 (h/yıl)

$$\text{Sirkülasyon pompası yıllık elektrik sarfiyatı} = \mathbf{237,6 (\$/yıl)}$$

(Sistem için hesaplanan debi ve basınç kaybına göre seçilen pompanın anma gücü : 1,10 kW)

12.6.3 Termoekonomik hesaplama

Sisteme ait maliyet değerlerini, termoekonomik analiz formüllerindeki yerlerine koyarak sisteme ait kayıp ekserjinin maliyetini hesaplayabiliriz.

Bu hesaplamada faiz oranı (r_i) %3, eskalasyon oranı (r_n) %4, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6 kabul edilmiştir. Bu değerlere göre; incelenen soğutma sistemi için (9.1), (9.2), (9.3) ve (9.4) eşitliklerinden sırasıyla $k=0,98$; $CRF=0,103$; $CELF=1,32$; $A=1,282$ değerleri bulunmuştur.

Sistemin sadece yaz mevsiminde soğutma yaptığı durumda analizi yapılmıştır. Yaz mevsiminde soğutma için kullanılacak bu sistemin; yılda 5 ay, aylık 30 gün ve günde 16 saat süre ile çalışacağı (2400h/yıl) ve sistem ömrünün $n=15$ yıl olacağı kabul edilmiştir.

12.6.3.1 Kompresör :

Fiyatı = 850\$

Bakım masrafı = 100\$/yıl

İşletme masrafı = $8,89(\text{kW}) \cdot 0,09(\$/\text{kWh}) \cdot 2400(\text{h}/\text{yıl}) = 1920 (\$/\text{yıl})$

$$c_{R22} = \frac{c_w \cdot W_{\text{komp}} + Z_k}{E_2 - E_1}$$

$c_w = 0,09 (\$/\text{kWh})$

$$Z_k = \left(\frac{850}{15 \cdot 2400} + \frac{2020}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$Z_k = 1,109 (\$/\text{h})$

$$c_{R22} = \frac{c_w \cdot E_w + Z_k}{(E_2 - E_1)} = \frac{(0,09) \cdot (8,89) + (1,109)}{(58137,9 - 31672,4)}$$

$$c_{R22} = 7,21 \cdot 10^{-5} (\$/kj)$$

12.6.3.2 Kondenser :

$$\text{Fiyatı} = 38.238\$$$

$$\text{Bakım masrafı} = 100\$/\text{yıl}$$

$$\text{İşletme masrafı} = 1,1(\text{kW}) \cdot 0,09(\$/\text{kWh}) \cdot 2400(\text{h}/\text{yıl}) = 237,6 (\$/\text{yıl})$$

$$C_{13} = C_{12} + C_3 - C_4 + Z_{\text{kond}}$$

$$(c_{\text{su}})_{13} = \frac{c_{R22} \cdot (E_3 - E_4) + (c_{\text{su}})_{12} E_{12} + Z_{\text{kond}}}{E_{13}}$$

Sistem için hesaplanan debi ve basınç kaybına göre seçilen pompanın anma gücü : 1,10 kW

$c_{\text{su}12}$: Pompanın harcadığı elektrik enerjisi birim fiyatı

$c_{\text{su}13}$: Diğer yatırım miktarı

$$c_{\text{su}12} = 0,09 (\$/\text{kWh})$$

$$Z_{\text{kond}} = \left(\frac{38238}{15 \cdot 2400} + \frac{337,6}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_{\text{kond}} = 1,542 (\$/\text{h})$$

$$c_{\text{su}13} = \frac{(7,21)10^{-5}(58137,9 - 49319,2) + \left(\frac{0,09}{3600} \right)(5221,5) + 1,542}{(1142,1)}$$

$$c_{\text{su}13} = 2,02 \cdot 10^{-3} (\$/kj)$$

12.6.3.3 Evaporatör :

$$\text{Fiyatı} = 7.190\$$$

$$\text{Bakım masrafı} = 100\$/\text{yıl}$$

$$\text{İşletme masrafı} = 1,1(\text{kW}) \cdot 0,09(\$/\text{kWh}) \cdot 2400(\text{h/yıl}) = 237,6 (\$/\text{yıl})$$

$$c_{su} = \frac{c_{R22}(E_8 - E_7) - Z_{eva}}{E_9 - E_{10}}$$

$$Z_{eva} = \left(\frac{7190}{15 \cdot 2400} + \frac{337,6}{2400} \right) \cdot 1,282$$

$$Z_{eva} = 0,436 (\$/\text{h})$$

$$c_{su} = \frac{(7,21)10^{-5}(31672,4 - 45400,9) - 0,436}{(7103,4 - 13076,5)}$$

$$c_{su} = 2,39 \cdot 10^{-4} (\$/\text{kJ})$$

13. HESAPLANAN BİRİM EKSERJİ MALİYETLERİNİN GRAFİKLERİ :

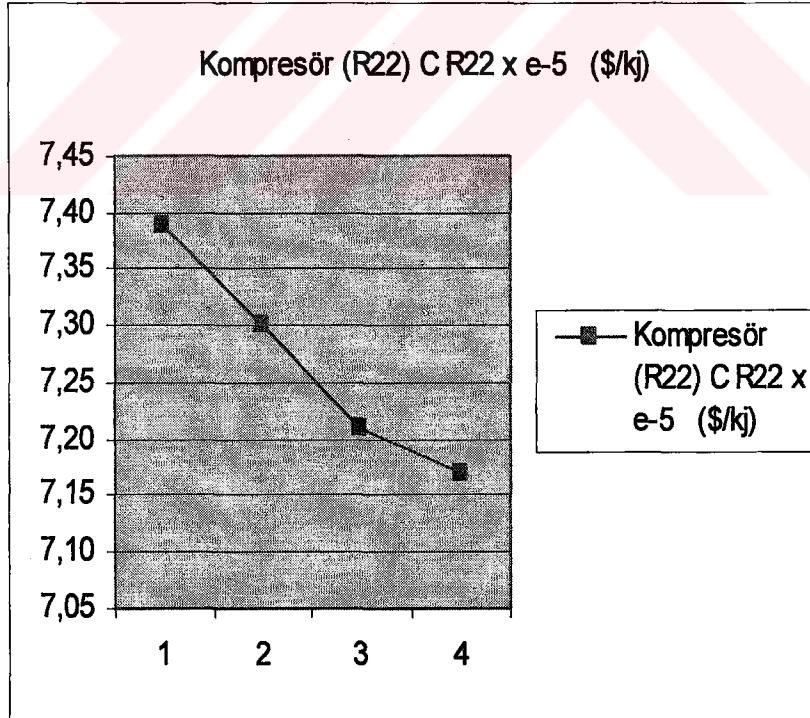
Yukarıda, bir toprak kaynaklı ısı pompası sistemi farklı kapasiteler için dizayn edildi. Yapılan dizaynda, sistemdeki cihaz devrelerindeki ekserji analizleri yapıldı ve ekserji birim maliyetleri hesaplandı.

Cihaz kapasitelerindeki değişimin hesaplanan birim ekserji maliyetlerine olan etkisi, sistemde bulunan üç ayrı devre (kompresör, kondenser ve evaporatör) için ayrı ayrı grafiklerle aşağıda gösterilmiştir.

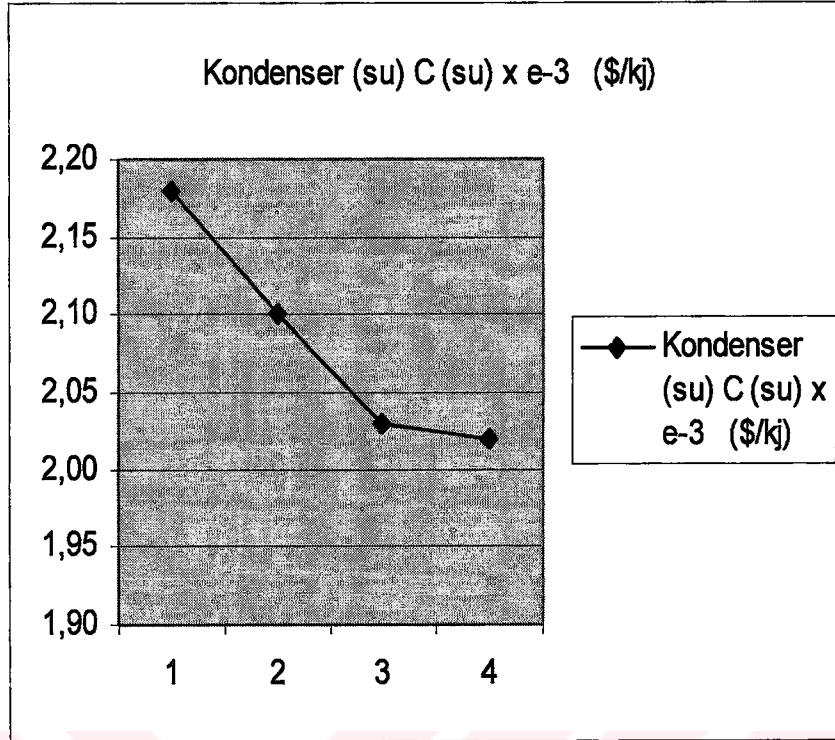
Çizelge 13.1 TKIP Sistemindeki cihazların birim ekserji maliyetleri

CİHAZLARIN HESAPLANAN BİRİM EKSERJİ MALİYETLERİ ve GRAFİKLERİ

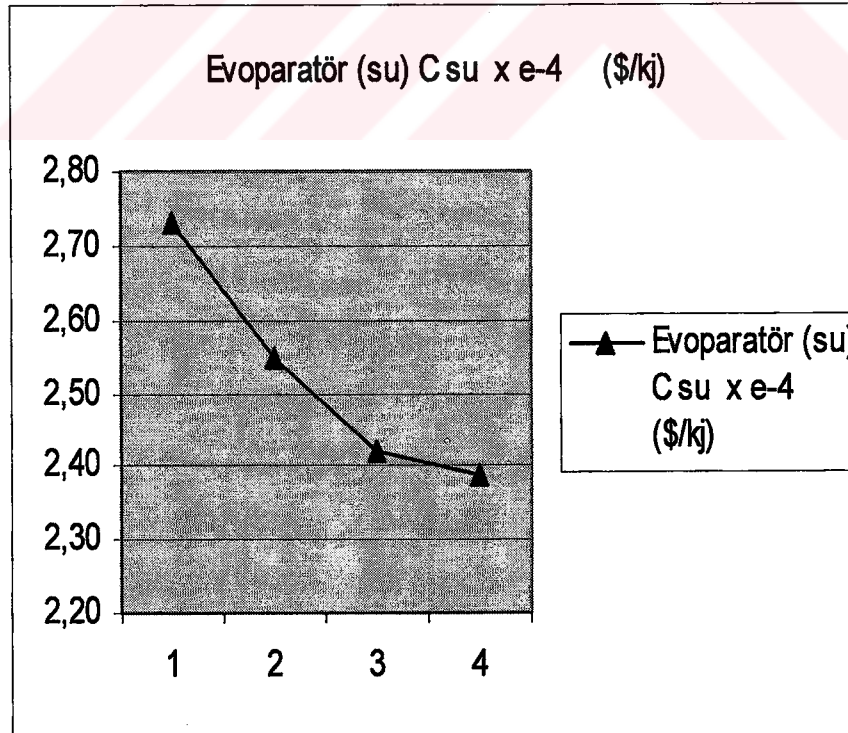
Sıra No.		1	2	3	4
Cihaz Adı	Q (kW)	20 kW	25 kW	30 kW	33 kW
Kompresör (R22)	$C R22 \times e-5$ (\$/kj)	7,39	7,30	7,21	7,17
Kondenser (su)	$C (su) \times e-3$ (\$/kj)	2,18	2,10	2,03	2,02
Evaporatör (su)	$C su \times e-4$ (\$/kj)	2,73	2,55	2,42	2,39



Şekil 13.1 Kompresör birim ekserji maliyetinin sistem kapasitesi ile değişimi



Şekil 13.2 Kondenser birim ekserji maliyetinin sistem kapasitesi ile değişimi



Şekil 13.3 Evaporatör birim ekserji maliyetinin sistem kapasitesi ile değişimi

14. EKSERJİ ANALİZ HESAPLARI :

Tasarlanan TKIP sisteminde, tersinmezliklerden dolayı kullanılamaz durumda olan ekserji (E_D) veya başka sisteme transfer edilen enerji sebebiyle ortaya çıkan kayıp ekserji (E_L) hesaplanacak ve sistemde yok olan bu ekserjilerin toplam miktarının (E_k), cihazlar arasındaki oransal dağılımı grafiklerle gösterilecektir.

Dizayn edilen farklı kapasitedeki TKIP sistemleri için yinelenen hesaplamalarda, sistem içerisindeki cihazların ekserji kayıpları ve hangi cihazda daha çok kayıp olduğu belirlenecektir. Bu sayede, ekserji kaybının azaltılması için hangi cihaz üzerinde çalışmalar yapılması gerektiği de belirlenmiş olacaktır.

14.1 33kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistemi için Kayıp Ekserji Analizi :

Toplam kaybolan ekserji miktarı, denklem 3.30 kullanılarak hesaplanacaktır. Sisteme giren-çıkan ekserji miktarları ise, her kapasite için daha önce yapılan tabloda (Çizelge 12.3) verilmiştir.

$$E_q - E_{w,e} + E_1 - E_2 = E_k \quad (3.30)$$

1- Kompresör :

$$E_k = E_q - E_{w,e} + E_1 - E_2$$

$$E_k = -8,89(\text{kW}) + 31672,4(\text{kJ/h}) - 58137,9(\text{kJ/h})$$

$$E_k = -32004(\text{kJ/h}) + 31672,4(\text{kJ/h}) - 58137,9(\text{kJ/h})$$

$$E_k = |-58469,5|$$

$$E_{k1} = 58469,5 \text{ (kJ/h)}$$

2- Kondeser :

$$E_k = (E_3 + E_{12}) - (E_{13} + E_4) - E_q$$

$$E_k = (58137,9 + 5221,5) - (1142,1 + 49319,2)$$

$$E_{k2} = 12898,1 \text{ (kJ/h)}$$

3- Evaporatör :

$$E_k = (E_7 + E_9) - (E_8 + E_{10}) + E_q$$

$$E_k = (45400,9 + 7103,4) - (31672,4 + 13076,5)$$

$$E_{k3} = 7754,4 \text{ (kJ/h)}$$

4- Kısılma Valfi :

$$E_k = (E_5 - E_6)$$

$$E_k = (49319,2 - 45400,9)$$

$$E_{k4} = 3918,3 \text{ (kJ/h)}$$

5- Sirkülasyon Pompası (FCU hattı) :

$$E_k = (E_{10} - E_{11})$$

$$E_k = (13076,5 - 13928,5)$$

$$E_k = |-852|$$

$$E_{k5} = 852 \text{ (kJ/h)}$$

6- Sirkülasyon Pompası (Toprak Isı Değiştiricisi hattı) :

$$E_k = (E_{13} - E_{14})$$

$$E_k = (1142,1 - 2223,6)$$

$$E_k = |-1081,5|$$

$$E_{k6} = 1081,5 \text{ (kJ/h)}$$

7- FCU Cihazı :

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

$$E_q = \left[1 - \frac{25 + 273}{\left(\frac{12 + 7}{2}\right) + 273}\right] \cdot 33 \text{ kW}$$

$$E_q = -6534 \text{ (kJ/h)}$$

$$E_k = (E_{11} - E_9) + E_q$$

$$E_k = (13928,5 - 7103,4) + (-6534)$$

$$E_{k7} = 291,1 \text{ (kJ/h)}$$

8- Toprak Isı Değiştiricisi :

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

$$E_q = \left[1 - \frac{25 + 273}{\left(\frac{15 + 20}{2} \right) + 273} \right] \cdot (41,89) \text{ kW}$$

$$E_q = -3920 \text{ (kJ/h)}$$

$$E_k = (E_{14} - E_{12}) - E_q$$

$$E_k = (2223,6 - 5221,5) - (-3920,9)$$

$$E_{k8} = 923 \text{ (kJ/h)}$$

$$\sum E_k = (E_1 + E_2 + E_3 + \dots + E_8)$$

$$\sum E_k = 86187,9 \text{ (kJ/h)}$$

14.1.1 Yok Edilen Ekserji Oranı (y_k) :

Herhangi bir cihazda yok olan ekserjinin, sistemin bütününde yok edilen ekserjiye oranı “ y_D ” ile ifade edilir. Bu oran, ele alınan komponentin, sistemin kayıp ekserjisinin ne kadarına neden olduğunu gösterir ve “ $y_k = (E_k / \sum E_k)$ ” şeklinde formülize edilir.

Buna göre,

$$y_{K1} = (E_{k1} / \sum E_k) = (58469,5 / 86187,9)$$

$$y_{K1} = 0,678$$

$$y_{K2} = (E_{k2} / \sum E_k) = (12898,1 / 86187,9)$$

$$y_{K2} = 0,150$$

$$y_{K3} = (E_{k3} / \sum E_k) = (7754,4 / 86187,9)$$

$$y_{K3} = 0,090$$

$$y_{K4} = (E_{k4} / \sum E_k) = (3918,3 / 86187,9)$$

$$y_{K4} = 0,045$$

$$y_{K5} = (E_{k5} / \sum E_k) = (852 / 86187,9)$$

$$y_{K5} = 0,010$$

$$y_{K6} = (E_{k6} / \sum E_k) = (1081,5 / 86187,9)$$

$$y_{K6} = 0,013$$

$$y_{K7} = (E_{k7}/\sum E_k) = (291,1 / 86187,9)$$

$$y_{K7} = 0,003$$

$$y_{K8} = (E_{k8}/\sum E_k) = (923 / 86187,9)$$

$$y_{K8} = 0,011$$

14.2 30kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistemi için Kayıp Ekserji Analizi :

Toplam kaybolan ekserji miktarı, denklem 3.30 kullanılarak hesaplanacaktır. Sisteme giren çıkan ekserji miktarları ise, her kapasite için daha önce yapılan tabloda (Çizelge 9.3) verilmiştir.

$$E_q - E_{w,e} + E_1 - E_2 = E_k \quad (3.30)$$

1- Kompresör :

$$E_k = E_q - E_{w,e} + E_1 - E_2$$

$$E_k = -8,0(\text{kW}) + 28793(\text{kJ/h}) - 52852,5(\text{kJ/h})$$

$$E_k = -28800(\text{kJ/h}) + 28793(\text{kJ/h}) - 52852,5(\text{kJ/h})$$

$$E_k = |-52859,5|$$

$$E_{k1} = 52859,5 \text{ (kJ/h)}$$

2- Kondeser :

$$E_k = (E_3 + E_{12}) - (E_{13} + E_4) - E_q$$

$$E_k = (52852,5 + 4743,5) - (1037,5 + 44835,5)$$

$$E_{k2} = 11723 \text{ (kJ/h)}$$

3- Evaporatör :

$$E_k = (E_7 + E_9) - (E_8 + E_{10}) + E_q$$

$$E_k = (41273,4 + 6453,1) - (28793 + 11879,4)$$

$$E_{k3} = 7054,1 \text{ (kJ/h)}$$

4- Kısılma Valfi :

$$E_k = (E_5 - E_6)$$

$$E_k = (44835,5 - 41273,4)$$

$$E_{k4} = \mathbf{3562,1 \text{ (kj/h)}}$$

5- Sirkülasyon Pompası (FCU hattı) :

$$E_k = (E_{10} - E_{11})$$

$$E_k = (11879,4 - 12653,4)$$

$$E_k = |-774|$$

$$E_{k5} = \mathbf{774 \text{ (kj/h)}}$$

6- Sirkülasyon Pompası (Toprak Isı Değiştiricisi hattı) :

$$E_k = (E_{13} - E_{14})$$

$$E_k = (1037,5 - 2020)$$

$$E_k = |-982,5|$$

$$E_{k6} = \mathbf{982,5 \text{ (kj/h)}}$$

7- FCU Cihazı :

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

$$E_q = \left[1 - \frac{25 + 273}{\left(\frac{12 + 7}{2}\right) + 273}\right] \cdot 30 \text{ kW}$$

$$E_q = -5940 \text{ (kj/h)}$$

$$E_k = (E_{11} - E_9) + E_q$$

$$E_k = (12653,4 - 6453,1) + (-5940)$$

$$E_{k7} = \mathbf{260,3 \text{ (kj/h)}}$$

8- Toprak Isı Değiştiricisi :

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

$$E_q = \left[1 - \frac{25 + 273}{\left(\frac{15 + 20}{2}\right) + 273}\right] \cdot (38) \text{ kW}$$

$$E_q = -3556,8 \text{ (kj/h)}$$

$$E_k = (E_{14} - E_{12}) - E_q$$

$$E_k = (2020 - 4743,5) - (-3556,8)$$

$$E_{k8} = 833,3 \text{ (kj/h)}$$

$$\sum E_k = (E_1 + E_2 + E_3 + \dots + E_8)$$

$$\sum E_k = 78048,8 \text{ (kj/h)}$$

14.2.1 Yok Edilen Ekserji Oranı (y_K) :

Herhangi bir cihazda yok olan ekserjinin, sistemin bütününde yok edilen ekserjiye oranı “ y_D ” ile ifade edilir. Bu oran, ele alınan komponentin, sistemin kayıp ekserjisinin ne kadarına neden olduğunu gösterir ve “ $y_K = (E_k / \sum E_k)$ ” şeklinde formülize edilir.

Buna göre,

$$y_{K1} = (E_{k1} / \sum E_k) = (52859,5 / 78048,8)$$

$$y_{K1} = 0,677$$

$$y_{K2} = (E_{k2} / \sum E_k) = (11723 / 78048,8)$$

$$y_{K2} = 0,150$$

$$y_{K3} = (E_{k3} / \sum E_k) = (7054,1 / 78048,8)$$

$$y_{K3} = 0,090$$

$$y_{K4} = (E_{k4} / \sum E_k) = (3562,1 / 78048,8)$$

$$y_{K4} = 0,046$$

$$y_{K5} = (E_{k5} / \sum E_k) = (774 / 78048,8)$$

$$y_{K5} = 0,010$$

$$y_{K6} = (E_{k6} / \sum E_k) = (982,5 / 78048,8)$$

$$y_{K6} = 0,013$$

$$y_{K7} = (E_{k7} / \sum E_k) = (260,3 / 78048,8)$$

$$y_{K7} = 0,003$$

$$y_{k8} = (E_{k8} / \sum E_k) = (833,3 / 78048,8)$$

$$y_{k8} = 0,011$$

14.3 25kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistemi için Kayıp Ekserji Analizi :

Toplam kaybolan ekserji miktarı, denklem 3.30 kullanılarak hesaplanacaktır. Sisteme giren çıkan ekserji miktarları ise, her kapasite için daha önce yapılan tabloda (Çizelge 11.3) verilmiştir.

$$E_q - E_{w,e} + E_1 - E_2 = E_k \quad (3.30)$$

1- Kompresör :

$$E_k = E_q - E_{w,e} + E_1 - E_2$$

$$E_k = -6,73(\text{kW}) + 23994,2(\text{kJ/h}) - 44043,9(\text{kJ/h})$$

$$E_k = -24228(\text{kJ/h}) + 23994,2(\text{kJ/h}) - 44043,9(\text{kJ/h})$$

$$E_k = |-44277,7|$$

$$E_{k1} = 44277,7 \text{ (kJ/h)}$$

2- Kondeser :

$$E_k = (E_3 + E_{12}) - (E_{13} + E_4) - E_q$$

$$E_k = (44043,9 + 3954,9) - (865 + 37363,1)$$

$$E_{k2} = 9770,7 \text{ (kJ/h)}$$

3- Evaporatör :

$$E_k = (E_7 + E_9) - (E_8 + E_{10}) + E_q$$

$$E_k = (34394,7 + 5377,6) - (23994,2 + 9899,5)$$

$$E_{k3} = 5878,6 \text{ (kJ/h)}$$

4- Kısılma Valfi :

$$E_k = (E_5 - E_6)$$

$$E_k = (37363,1 - 34394,7)$$

$$E_{k4} = 2968,4 \text{ (kJ/h)}$$

5- Sirkülasyon Pompası (FCU hattı) :

$$E_k = (E_{10} - E_{11})$$

$$E_k = (9899,5 - 10544,5)$$

$$E_k = |-645|$$

$$E_{k5} = 645 \text{ (kj/h)}$$

6- Sirkülasyon Pompası (Toprak Isı Değiştiricisi hattı) :

$$E_k = (E_{13} - E_{14})$$

$$E_k = (865 - 1684,2)$$

$$E_k = |-819,2|$$

$$E_{k6} = 819,2 \text{ (kj/h)}$$

7- FCU Cihazı :

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

$$E_q = \left[1 - \frac{25 + 273}{\left(\frac{12 + 7}{2}\right) + 273}\right] \cdot 25 \text{ kW}$$

$$E_q = -4950 \text{ (kj/h)}$$

$$E_k = (E_{11} - E_9) + E_q$$

$$E_k = (10544,5 - 5377,6) + (-4950)$$

$$E_{k7} = 216,9 \text{ (kj/h)}$$

8- Toprak Isı Değiştiricisi :

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

$$E_q = \left[1 - \frac{25 + 273}{\left(\frac{15 + 20}{2}\right) + 273}\right] \cdot (31,73) \text{ kW}$$

$$E_q = -2970 \text{ (kj/h)}$$

$$E_k = (E_{14} - E_{12}) - E_q$$

$$E_k = (1684,2 - 3954,9) - (-2970)$$

$$E_{k8} = 699,3 \text{ (kj/h)}$$

$$\sum E_k = (E_1 + E_2 + E_3 + \dots + E_8)$$

$$\sum E_k = 65275,8 \text{ (kj/h)}$$

14.3.1 Yok Edilen Ekserji Oranı (y_K) :

Herhangi bir cihazda yok olan ekserjinin, sistemin bütününde yok edilen ekserjiye oranı “ y_D ” ile ifade edilir. Bu oran, ele alınan komponentin, sistemin kayıp ekserjisinin ne kadarına neden olduğunu gösterir ve “ $y_K = (E_k / \sum E_k)$ ” şeklinde formülize edilir.

Buna göre,

$$y_{K1} = (E_{k1} / \sum E_k) = (44277,7 / 65275,8)$$

$$y_{K1} = 0,678$$

$$y_{K2} = (E_{k2} / \sum E_k) = (9770,7 / 65275,8)$$

$$y_{K2} = 0,150$$

$$y_{K3} = (E_{k3} / \sum E_k) = (5878,6 / 65275,8)$$

$$y_{K3} = 0,090$$

$$y_{K4} = (E_{k4} / \sum E_k) = (2968,4 / 65275,8)$$

$$y_{K4} = 0,045$$

$$y_{K5} = (E_{k5} / \sum E_k) = (645 / 65275,8)$$

$$y_{K5} = 0,010$$

$$y_{K6} = (E_{k6} / \sum E_k) = (819,2 / 65275,8)$$

$$y_{K6} = 0,013$$

$$y_{K7} = (E_{k7} / \sum E_k) = (216,9 / 65275,8)$$

$$y_{K7} = 0,003$$

$$y_{K8} = (E_{k8} / \sum E_k) = (699,3 / 65275,8)$$

$$y_{K8} = 0,011$$

14.4 20kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistemi için Kayıp Ekserji Analizi :

Toplam kaybolan ekserji miktarı, denklem 3.30 kullanılarak hesaplanacaktır. Sisteme giren-çıkan ekserji miktarları ise, her kapasite için daha önce yapılan tabloda (Çizelge 10.3) verilmiştir.

$$E_q - E_{w,e} + E_1 - E_2 = E_k \quad (3.30)$$

1- Kompresör :

$$E_k = E_q - E_{w,e} + E_1 - E_2$$

$$E_k = -5,39(\text{kW}) + 19195,3(\text{kJ/h}) - 35235(\text{kJ/h})$$

$$E_k = -19404(\text{kJ/h}) + 19195,3(\text{kJ/h}) - 35235(\text{kJ/h})$$

$$E_k = |-35443,7|$$

$$E_{k1} = 35443,7 \text{ (kJ/h)}$$

2- Kondeser :

$$E_k = (E_3 + E_{12}) - (E_{13} + E_4) - E_q$$

$$E_k = (35235 + 3164,8) - (692,2 + 29890,3)$$

$$E_{k2} = 7817,3 \text{ (kJ/h)}$$

3- Evaporatör :

$$E_k = (E_7 + E_9) - (E_8 + E_{10}) + E_q$$

$$E_k = (27515,6 + 4302,1) - (19195,3 + 7919,6)$$

$$E_{k3} = 4702,8 \text{ (kJ/h)}$$

4- Kısılma Valfi :

$$E_k = (E_5 - E_6)$$

$$E_k = (29890,3 - 27515,6)$$

$$E_{k4} = 2374,7 \text{ (kJ/h)}$$

5- Sirkülasyon Pompası (FCU hattı) :

$$E_k = (E_{10} - E_{11})$$

$$E_k = (7919,6 - 8435,6)$$

$$E_k = |-516|$$

$$E_{k5} = 516 \text{ (kj/h)}$$

6- Sirkülasyon Pompası (Toprak Isı Değiştiricisi hattı) :

$$E_k = (E_{13} - E_{14})$$

$$E_k = (692,2 - 1347,7)$$

$$E_k = |-655,5|$$

$$E_{k6} = 655,5 \text{ (kj/h)}$$

7- FCU Cihazı :

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

$$E_q = \left[1 - \frac{25 + 273}{\left(\frac{12 + 7}{2}\right) + 273}\right] \cdot 20 \text{ kW}$$

$$E_q = -3960 \text{ (kj/h)}$$

$$E_k = (E_{11} - E_9) + E_q$$

$$E_k = (8435,6 - 4302,1) + (-3960)$$

$$E_{k7} = 173,5 \text{ (kj/h)}$$

8- Toprak Isı Değiştiricisi :

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

$$E_q = \left[1 - \frac{25 + 273}{\left(\frac{15 + 20}{2}\right) + 273}\right] \cdot (25,39) \text{ kW}$$

$$E_q = -2377 \text{ (kj/h)}$$

$$E_k = (E_{14} - E_{12}) - E_q$$

$$E_k = (1347,7 - 3164,8) - (-2377)$$

$$E_{k8} = 559,9 \text{ (kj/h)}$$

$$\sum E_k = (E_1 + E_2 + E_3 + \dots + E_8)$$

$$\sum E_k = 52243,4 \text{ (kj/h)}$$

14.4.1 Yok Edilen Ekserji Oranı (y_K) :

Herhangi bir cihazda yok olan ekserjinin, sistemin bütününde yok edilen ekserjiye oranı “ y_D ” ile ifade edilir. Bu oran, ele alınan komponentin, sistemin kayıp ekserjisinin ne kadarına neden olduğunu gösterir ve “ $y_K = (E_k / \sum E_k)$ ” şeklinde formülize edilir.

Buna göre,

$$y_{K1} = (E_{k1} / \sum E_k) = (35443,7 / 52243,4)$$

$$y_{K1} = 0,678$$

$$y_{K2} = (E_{k2} / \sum E_k) = (7817,3 / 52243,4)$$

$$y_{K2} = 0,150$$

$$y_{K3} = (E_{k3} / \sum E_k) = (4702,8 / 52243,4)$$

$$y_{K3} = 0,090$$

$$y_{K4} = (E_{k4} / \sum E_k) = (2374,7 / 52243,4)$$

$$y_{K4} = 0,045$$

$$y_{K5} = (E_{k5} / \sum E_k) = (516 / 52243,4)$$

$$y_{K5} = 0,010$$

$$y_{K6} = (E_{k6} / \sum E_k) = (655,5 / 52243,4)$$

$$y_{K6} = 0,013$$

$$y_{K7} = (E_{k7} / \sum E_k) = (173,5 / 52243,4)$$

$$y_{K7} = 0,003$$

$$y_{K8} = (E_{k8} / \sum E_k) = (559,9 / 52243,4)$$

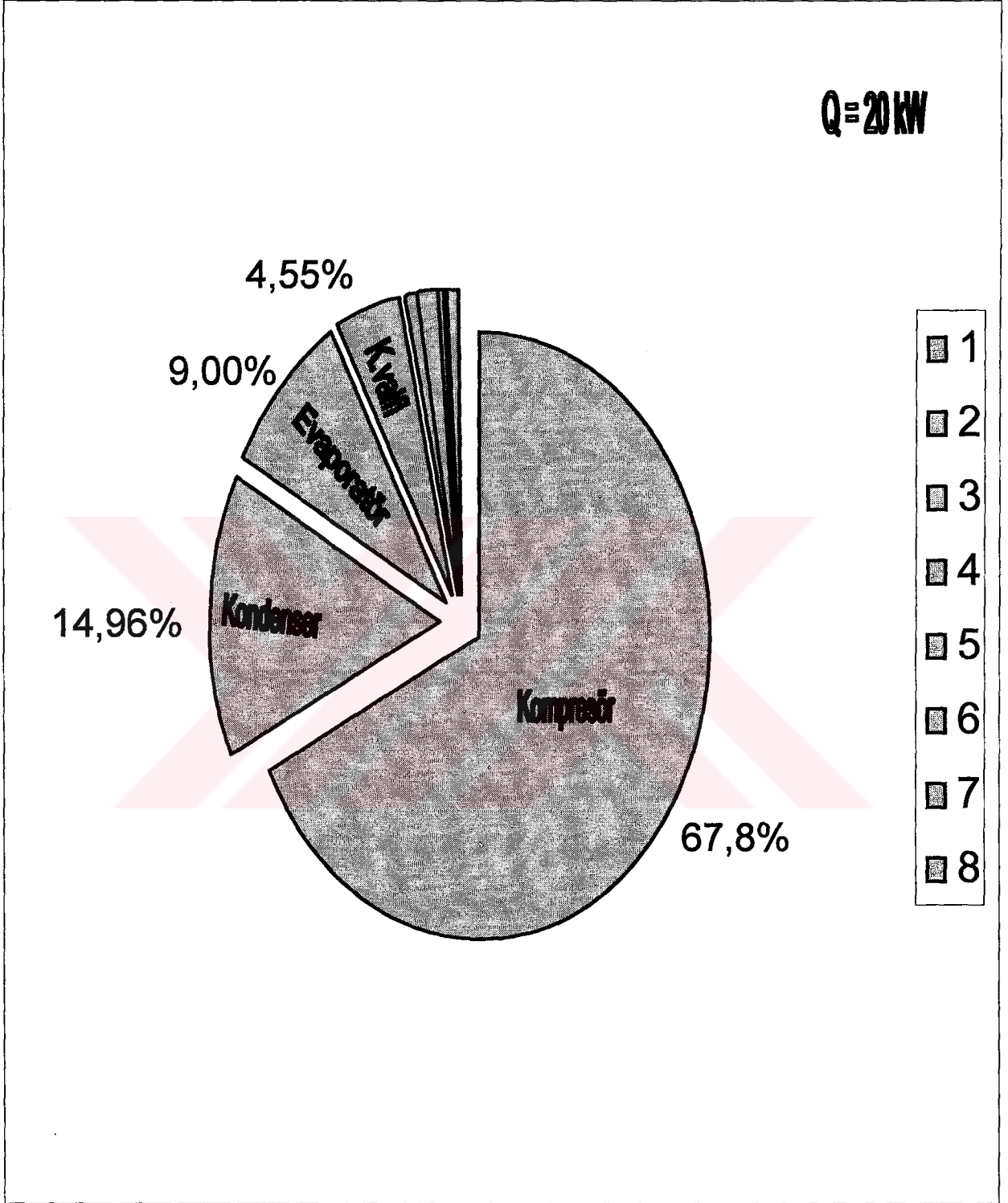
$$y_{K8} = 0,011$$

14.5 Hesaplanan Kayıp Ekserji Analizlerinin Tablo ve Grafikleri :

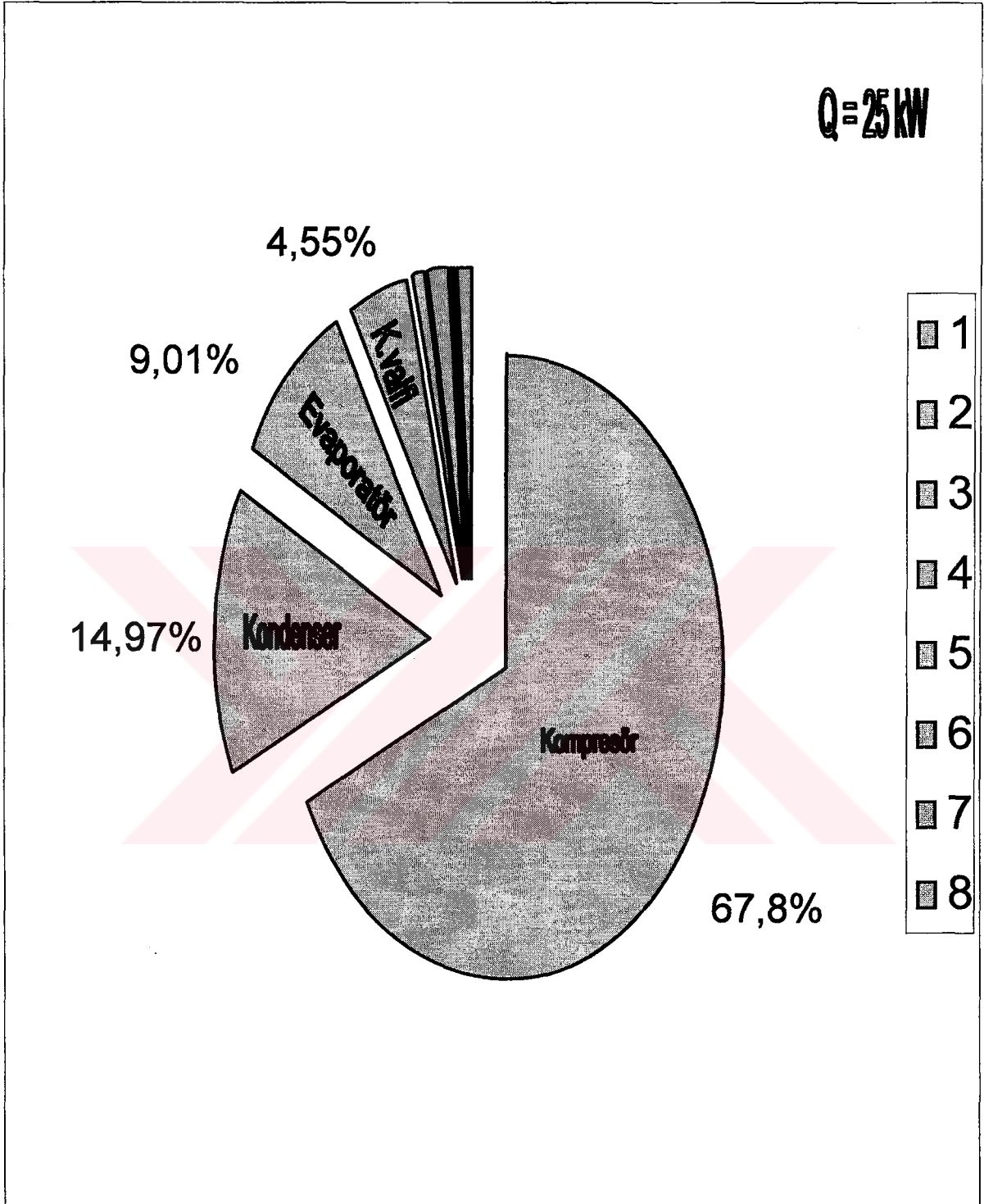
Bir toprak kaynaklı ısı pompası sistemi farklı kapasiteler için dizayn edildi. Yapılan dizayna göre, sistemdeki her bir cihaz için kayıp ekserji analizleri yapıldı ve bu cihazlardaki kayıp ekserjilerin, sistemdeki toplam kayıp ekserjiye olan oranları hesaplandı. Bu hesaplara ait tablo ve grafikler ise aşağıda belirtilmektedir.

Çizelge 14.1 TKIP Sistemindeki toplam kayıp ekserji (E_k) ve sistemdeki cihazlara göre dağılım oranları

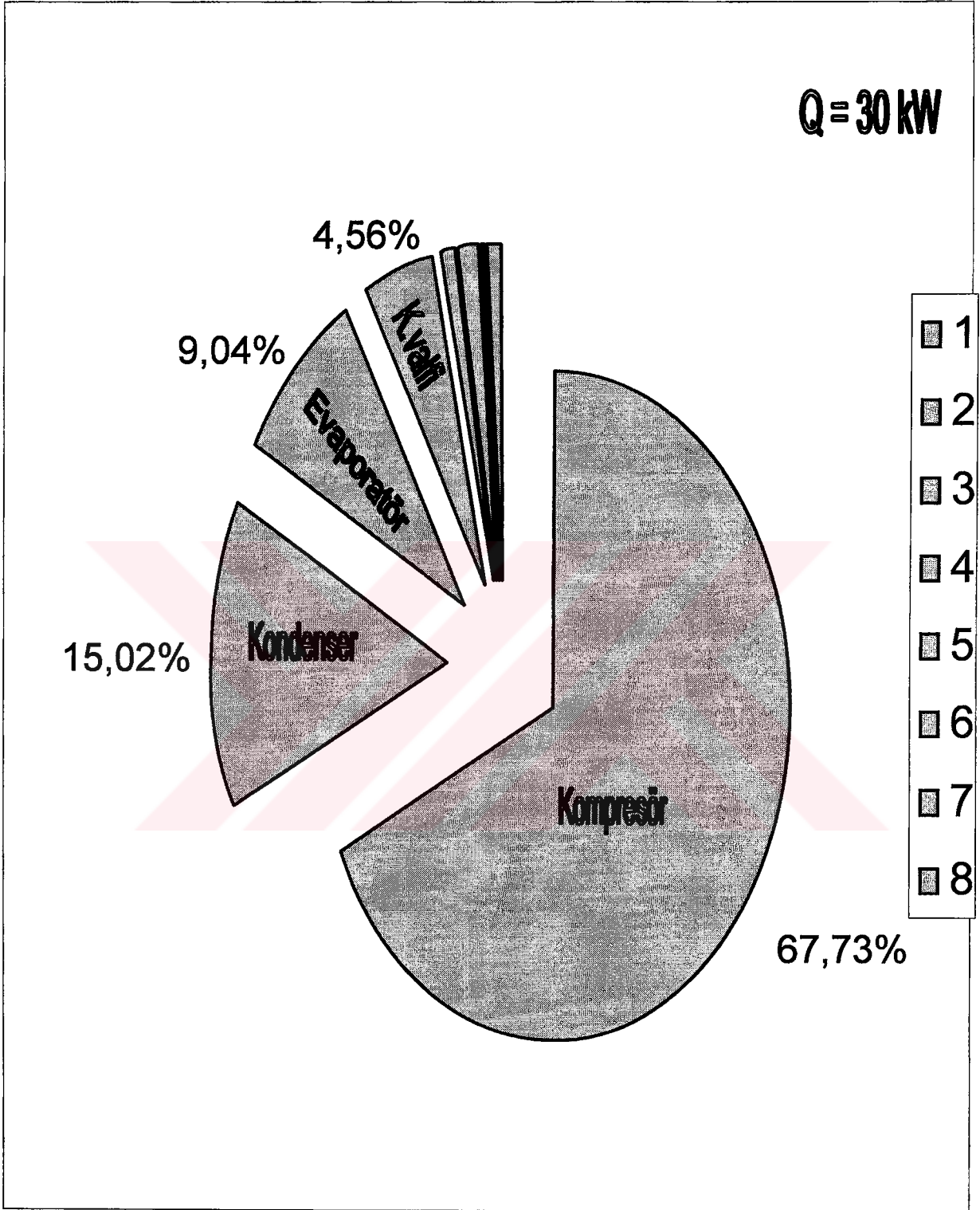
T.K.I.P. SİSTEMİNDEKİ KAYIP EKSERJİ (E_k) MİKTARLARI ve "y" ORANLARI		KAYIP EKSERJİ MİKTARI (kJ/h)				SİSTEM "y" ($y = E_k/\sum E_k$) ORANLARI				
		SİSTEMDEKİ FARKLI KAPASİTE DEĞERLERİ				SİSTEMDEKİ FARKLI KAPASİTE DEĞERLERİ				
		20 kW	25 kW	30 kW	33 kW	20 Kw	25 kW	30 kW	33 kW	
SİSTEMDEKİ CİHAZLAR	1	Kompresör	35443,7	44277,7	52859,5	58469,5	0,678	0,678	0,677	0,678
	2	Kondenser	7817,3	9770,7	11723	12898,1	0,150	0,150	0,150	0,150
	3	Evaporatör	4702,8	5878,6	7054,1	7754,4	0,090	0,090	0,090	0,090
	4	Kısıma valfi	2374,7	2968,4	3562,1	3918,3	0,045	0,045	0,046	0,045
	5	Sirk. Pompası (FCU hattı)	516	645	774	852	0,010	0,010	0,010	0,010
	6	Sirk. Pompası (Toprak hattı)	655,5	819,2	982,5	1081,5	0,013	0,013	0,013	0,013
	7	FCU Cihazı	173,5	216,9	260,3	291,1	0,003	0,003	0,003	0,003
	8	Toprak Isı Değiştiricisi	559,9	699,3	833,3	923	0,011	0,011	0,011	0,011
TOPLAM KAYIP EKSERJİ (kJ/h)		52243,4	65275,8	78048,8	86187,9	1,00	1,00	1,00	1,00	



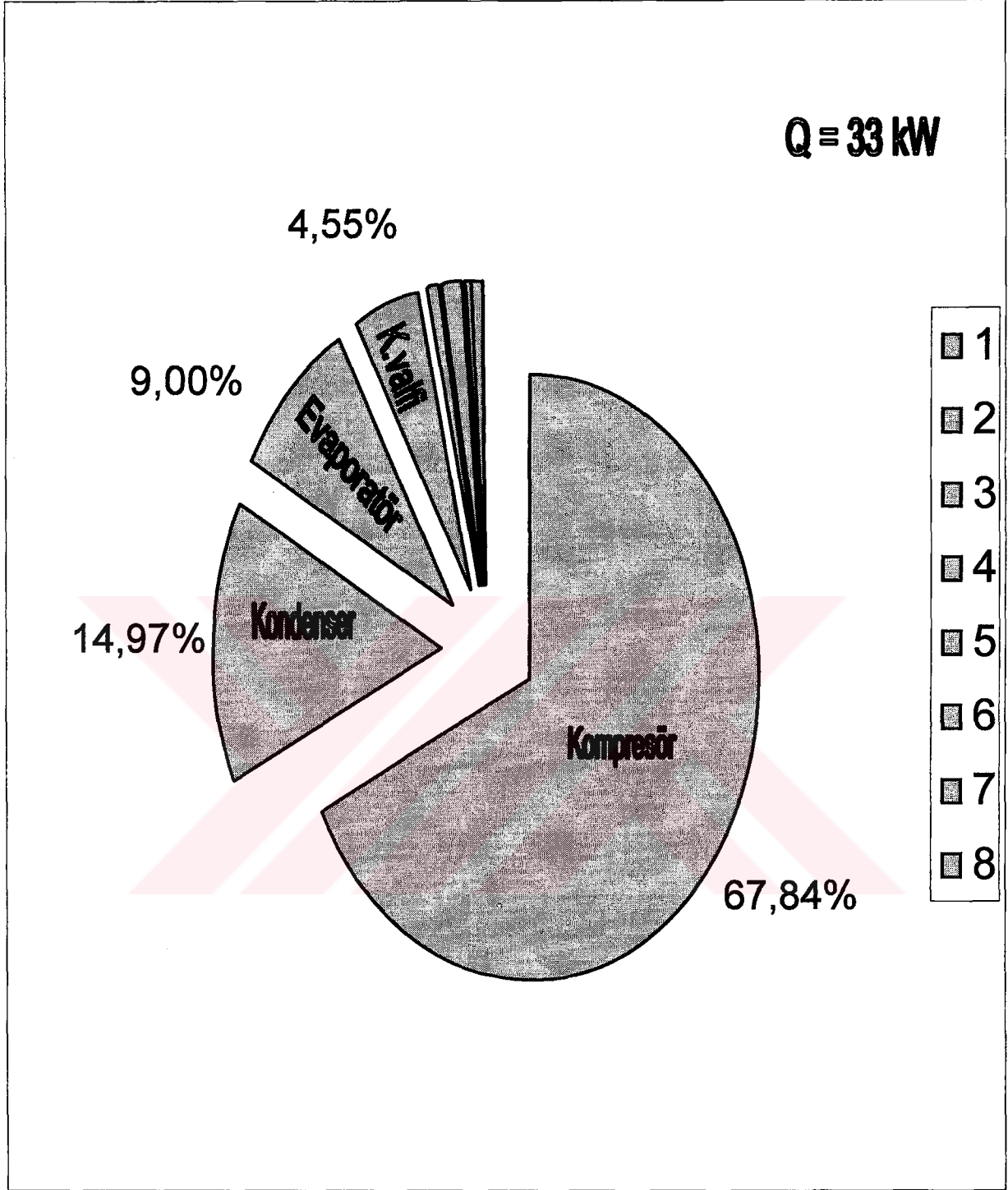
Şekil 14.1 20kW kapasiteli sistemdeki toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı



Şekil 14.2 25kW kapasiteli sistemdeki toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı



Şekil 14.3 30kW kapasiteli sistemdeki toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı



Şekil 14.4 33kW kapasiteli sistemdeki toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı

15. TERMOEKONOMİK FAKTÖR (f) ANALİZİ

Bu çalışmada yapılan analizler sonucunda elde edilen bulguların değerlendirilmesi açısından, termoeconomik faktör (f) analizi yapılmalıdır.

Daha önceki bölümlerde hesaplanan, bir komponentin yatırım, işletme, bakım bedellerini kapsayan, bir değere getirilmiş parasal gideri “Z” olarak tanımlandı ve bu değer (Z), yıllık çalışma süresi, sistem ömrü, faiz, eskalasyon gibi ekonomik parametrelerin fonksiyonu olarak hesaplandı.

Birim ekserji maliyeti “c”, bu akımı oluşturmak için harcanan paradır. Bir üniteden elde edilmek istenen, o ünitenin ürünü ve bu ürünü elde etmek için harcananlar da, yakıt olarak tanımlanır. Bir ünitenin yakıtı, başka bir üniteden gelen akım ise; bunun parasal değeri her iki ünite için de aynıdır. Bir dış akımın taşıdığı ekserjinin tutarı, bu akımın çıktığı üniteye mal edilir. Parasal giderler iki grup altında toplanabilir. Bunlardan biri, ekserji harici (yatırım, işletme, bakım-onarım) masraflar; diğeri ise yok edilen ekserjinin parasal değeridir. Bir üniteyi değerlendirirken bunlardan hangisinin daha ağırlıklı olduğunu bilmek, o ünitenin iyileştirilebilmesi için nereye odaklanılması gerektiğini gösterir. Bu değerlendirme kriteri, termoeconomik (eksergoekonomik) faktör “f” olarak tanımlanır ve aşağıdaki eşitlikle ifade edilir.

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k}$$

“f”değerinin nispeten büyük değerleri, ele alınan ünitenin parasal giderlerinin ağırlıklı olarak yatırım, işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Ünitenin veriminin yükseltilmeye çalışılması (örneğin ısı geçişinde sıcaklık farkını azaltmak amacıyla ısı transfer yüzeyini büyütmek, ya da daha pahalı olmasına rağmen yüksek verimli kompresör kullanmak,vb.) pek de gerçekçi olmayacaktır. Küçük “f” değerleri ise bunun tersini gösterir. Yani, yatırım ve işletme masraflarını arttırmak pahasına da olsa yüksek verimli ekipmanlar kullanılmalıdır. (Makale,D.Bilge ve G.Temir)

Bu çalışmada tasarlanan TKIP sistemi 3 farklı devreden oluşmakta olup termoeconomik faktör (f) değeri, içerisindeki cihazlarla birlikte, bu 3 sirkülasyon devresi için hesaplanacaktır.

Sistemde,

1. Gaz devresi (Soğutucu akışkan)
2. Su devresi (Toprak ısı değiştiricisi)
3. Su devresi (F.C.U.)

yer almaktadır.

15.1 33kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistem için Termoekonomik Faktör (f) Hesabı

1-Kompresör :

$$Z_k = 1,109 (\$/h) \quad (\text{Bölüm 12.6.3.1})$$

$$c_{R22} = 7,21 \times 10^{-5} (\$/kj)$$

$$E_k = 58469,5 (kj/h) \quad (\text{Bölüm 14.1})$$

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{1,109}{1,109 + 7,21 \cdot 10^{-5} \times 58469,5}$$

$$f_1 = 0,208$$

2-Kondenser :

$$Z_k = 1,542 (\$/h) \quad (\text{Bölüm 12.6.3.2})$$

$$c_{su} = 2,02 \times 10^{-3} (\$/kj)$$

$$E_k = (E_{kond} + E_{top.ısı d.} + E_{t.sirk.p.}) = (12898,1 + 923 + 1081,5) \quad (\text{Bölüm 14.1})$$

$$E_k = 14902,6 (kj/h)$$

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{1,542}{1,542 + 2,02 \cdot 10^{-3} \times 14902,6}$$

$$f_2 = 0,049$$

3-Evaporatör :

$$Z_k = 0,436 (\$/h) \quad (\text{Bölüm 12.6.3.3})$$

$$c_{su} = 2,39 \times 10^{-4} (\$/kj)$$

$$E_k = (E_{eva} + E_{k.valfi} + E_{FCUsirk.p.} + E_{FCU}) = (7754,4 + 3918,3 + 852 + 291,1) \quad (\text{Bölüm 14.1})$$

$$E_k = 12815,8 (kj/h)$$

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{0,436}{0,436 + 2,39 \cdot 10^{-4} \times 12815,8}$$

$$f_3 = 0,125$$

15.2 30kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistem için Termoekonomik Faktör (f) Hesabı

1-Kompresör :

$$Z_k = 1,005 (\$/h)$$

(Bölüm 9.6.3.1)

$$c_{R22} = 7,17 \times 10^{-5} (\$/kj)$$

$$E_k = 52859,5 (kj/h)$$

(Bölüm 14.2)

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{1,005}{1,005 + 7,17 \cdot 10^{-5} \times 52859,5}$$

$$f_1 = 0,210$$

2-Kondenser :

$$Z_k = 1,417 (\$/h)$$

(Bölüm 9.6.3.2)

$$c_{su} = 2,03 \times 10^{-3} (\$/kj)$$

$$E_k = (E_{kond} + E_{top.ısı d.} + E_{t.sirk.p.}) = (11723 + 833,3 + 982,5)$$

(Bölüm 14.2)

$$E_k = 13538,8 (kj/h)$$

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{1,417}{1,417 + 2,03 \cdot 10^{-3} \times 13538,8}$$

$$f_2 = 0,049$$

3-Evaporatör :

$$Z_k = 0,420 (\$/h)$$

(Bölüm 9.6.3.3)

$$c_{su} = 2,42 \times 10^{-4} (\$/kj)$$

$$E_k = (E_{eva} + E_{k.valfi} + E_{FCUsirk.p.} + E_{FCU}) = (7054,1 + 3562,1 + 774 + 260,3)$$

(Bölüm 14.2)

$$E_k = 11650,5 (kj/h)$$

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{0,420}{0,420 + 2,42 \cdot 10^{-4} \times 11650,5}$$

$$f_3 = 0,130$$

15.3 25kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistem için Termoekonomik Faktör (f) Hesabı

1-Kompresör :

$$Z_k = 0,857 (\$/h)$$

(Bölüm 11.6.3.1)

$$c_{R22} = 7,30 \times 10^{-5} (\$/\text{kJ})$$

$$E_k = 44277,7 (\text{kJ/h})$$

(Bölüm 14.3)

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{0,857}{0,857 + 7,30 \cdot 10^{-5} \times 44277,7}$$

$$f_1 = 0,210$$

2-Kondenser :

$$Z_k = 1,231 (\$/\text{h})$$

(Bölüm 11.6.3.2)

$$c_{su} = 2,10 \times 10^{-3} (\$/\text{kJ})$$

$$E_k = (E_{\text{kond}} + E_{\text{top.ısı d.}} + E_{\text{t.sirk.p.}}) = (9770,7 + 699,3 + 819,2)$$

(Bölüm 14.3)

$$E_k = 11289,2 (\text{kJ/h})$$

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{1,231}{1,231 + 2,10 \cdot 10^{-3} \times 11289,2}$$

$$f_2 = 0,049$$

3-Evaporatör :

$$Z_k = 0,393 (\$/\text{h})$$

(Bölüm 11.6.3.3)

$$c_{su} = 2,55 \times 10^{-4} (\$/\text{kJ})$$

$$E_k = (E_{\text{eva}} + E_{\text{k.valfi}} + E_{\text{FCUsirk.p.}} + E_{\text{FCU}}) = (5878,6 + 2968,4 + 645 + 216,9)$$

(Bölüm 14.3)

$$E_k = 9708,9 (\text{kJ/h})$$

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{0,393}{0,393 + 2,55 \cdot 10^{-4} \times 9708,9}$$

$$f_3 = 0,137$$

15.4 20kW Soğutma Kapasiteli TKIP Sistem için Termoekonomik Faktör (f) Hesabı1-Kompresör :

$$Z_k = 0,700 (\$/\text{h})$$

(Bölüm 10.6.3.1)

$$c_{R22} = 7,39 \times 10^{-5} (\$/\text{kJ})$$

$$E_k = 35443,7 (\text{kJ/h})$$

(Bölüm 14.4)

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{0,700}{0,700 + 7,39 \cdot 10^{-5} \times 35443,7}$$

$$f_1 = 0,211$$

2-Kondenser :

$$Z_k = 1,033 (\$/h)$$

(Bölüm 10.6.3.2)

$$c_{su} = 2,18 \times 10^{-3} (\$/kj)$$

$$E_k = (E_{kond} + E_{top.ısı d.} + E_{t.sirk.p.}) = (7817,3 + 559,9 + 655,5)$$

(Bölüm 14.4)

$$E_k = 9032,7 (kj/h)$$

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{1,033}{1,033 + 2,18 \cdot 10^{-3} \times 9032,7}$$

$$f_2 = 0,050$$

3-Evaporatör :

$$Z_k = 0,374 (\$/h)$$

(Bölüm 10.6.3.3)

$$c_{su} = 2,73 \times 10^{-4} (\$/kj)$$

$$E_k = (E_{eva} + E_{k.valfi} + E_{FCU sirk.p.} + E_{FCU}) = (4702,8 + 2374,7 + 516 + 173,5)$$

(Bölüm 14.4)

$$E_k = 7767 (kj/h)$$

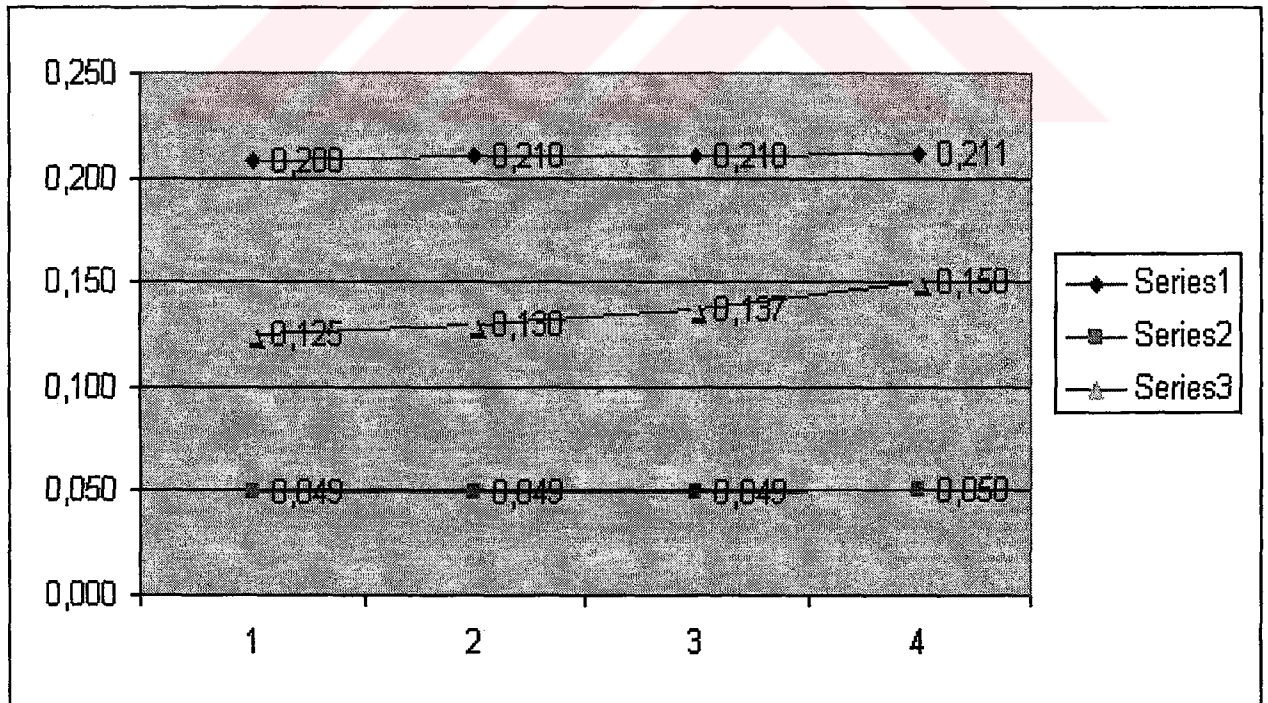
$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_k} = \frac{0,374}{0,374 + 2,73 \cdot 10^{-4} \times 7767}$$

$$f_3 = 0,150$$

15.5 Hesaplanan Termoekonomik Faktör (f) Değerlerinin Grafikleri

Çizelge 15.1 Termoekonomik faktör (f) değerlerinin farklı soğutma kapasiteleri için cihazlara göre dağılımı

		TERMOEKONOMİK FAKTÖR (f)			
		Soğutma Kapasitesi			
		33kW	30kW	25kW	20kW
Cihaz Devresi	1-Kompresör	0,208	0,210	0,210	0,211
	2-Kondenser	0,049	0,049	0,049	0,050
	3-Evaporatör	0,125	0,130	0,137	0,150



Şekil 15.1 Termoekonomik faktör (f) değerlerinin farklı soğutma kapasiteleri için cihazlara göre dağılımı

16. SONUÇLAR

Yapılan bu çalışmada, bir toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji analizi yapılmış ve bu analizde, toprak kaynaklı ısı pompasının yatırım ve işletme maliyetleri de göz önüne alınarak sistemdeki parasal kayıp değerleri hesaplanmıştır.

Yapılan hesaplamalar sonucunda örnek bir proje ele alınmış ve farklı kapasiteler için hesaplar yinelenmiştir. Elde edilen sonuçlar neticesinde cihaz kapasitelerindeki değişimin, hesaplanan ekserji maliyetlerine olan etkisi irdelenmiş ve sonuç olarak her bir cihaz devresi için Bölüm 13'te yer alan grafikler elde edilmiştir.

Elde edilen grafiklere göre, cihaz kapasitesi arttıkça birim ekserji maliyetlerinin azaldığı görülmektedir. Bu; toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin, daha büyük kapasiteler için daha verimli çalıştıklarını ortaya koymaktadır. Sistemin daha verimli çalışması ise, daha az işletme maliyeti ve daha uzun sistem ömrü sağlayacaktır.

Tasarlanan TKIP sisteminin her bir kapasite için ayrı ayrı yapılan ekserji analizi hesaplarında ise, sistemde kaybolan toplam ekserji miktarları ve sistemde yer alan her bir cihazda ne kadar ekserji kaybolduğu bulunmuştur. Bulunan değerler önceki bölümde (Bölüm 15) yer alan çizelge ve grafiklerle de ifade edilmiştir.

Elde edilen grafiklerde açıkça görülebilmektedir ki; tasarlanan sistemde en büyük ekserji kaybı sırasıyla, kompresör, kondenser, evaporatör ve kısılma valfi cihazlarında meydana gelmektedir.

Buradan hareketle, eğer sistemin daha verimli çalışması isteniyorsa, üzerinde çalışma yapılacak cihazlar bunlar olmalıdır. Tasarlanan sistem için kompresör, kondenser, evaporatör ve kısılma valfi cihazlarının seçiminde; ilk yatırım maliyetini yükseltmek pahasına da olsa, daha verimli çalışan cihazlar tercih edilebilir.

Yine elde edilen grafiklerden açıkça görülebilmektedir ki; TKIP sistemde en yüksek ilk yatırım maliyetine sahip olan toprak ısı değiştiricisinde kaybolan ekserji miktarı, sistemde kaybolan ekserji miktarının yaklaşık %1'i kadardır.

Yüksek ilk yatırım maliyeti dolayısıyla ülkemizde pek tercih edilir bir sistem olmayan, ancak yenilenebilir enerji kaynakları içerisinde önemli yeri bulunan bu sistemlerin, klasik soğutma sistemlerine göre ilk yatırım maliyetleri yüksek de olsa; sistem verimliliği, düşük işletme-bakım maliyetleri, uzun ömürlü ve çevreci tasarımlar olmaları nedeniyle, gelecekte daha tercih edilir sistemler olacağı kanısındayım.



KAYNAKLAR

Aksel, H., (1990), Notes on Fluid Mechanics, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Yayınları, October 1990, Ankara

Ashrae Handbook, (1996), Applications, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta

Ashrae Handbook, (1996), Systems and Equipments, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta

Arikol, M., (1985), Ekserji Analizine Giriş, Proje No:0630048401, TÜBİTAK Marmara Bilimsel ve Endüstriyel Araştırma Enstitüsü, Temmuz 1985, Gebze-Kocaeli

Aybers, N., Şahin, B., (1995), Enerji Maliyeti, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını- Yayın No:229, İstanbul

Bejan, A., Tsatronicis, G. Ve Maran, M.J., (1996), Thermal Design and Optimization, John Wiley and Sons, New York

Çengel, Y.A., Boles, M.A., (1989), Thermodynamics-An Engineering Approach, Mc-Graw Hill Inc., Singapore

Ertaş, K., (2002), Soğutma Sistemlerinde Kullanılabilir Enerji (Ekserji) Analizi, YTÜ Yüksek Lisans Tezi, İstanbul

Isısan Çalışmaları No:305, (2001), Klima Tesisatı, Ekim 2001, İstanbul

Isısan Çalışmaları No:265, (2001), Isıtma Tesisatı, Ekim 2001, İstanbul

Kakaç, S., (1972), Örneklerle Isı Transferi, Güven Kitapevi, 1972, Ankara

Kavanaugh, S.P., Rafferty, K., (1997), Ground-Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta

Kılıç, A., Öztürk, A., Yavuz, H., (1993), Termodinamik ve Isı Geçiş Tabloları, Çağlayan Kitabevi, 1993

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	28.02.1980	
Doğum Yeri	İstanbul	
Ortaokul	1991-1995	Özel Çavuşoğlu Lisesi
Lise	1995-1998	Özel Üsküdar Fen Lisesi
Lisans	1998-2002	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2002-2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı-Proses Programı

Çalıştığı Kurum(lar)

2001-2003	MECON Yapı End. Müh.Taah. ve Tic. Ltd. Şti.
2004-Devam ediyor	AKADEMİ Yapı End. Müh.Taah. Tic. Ltd. Şti.