

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TERMAL ENERJİNİN YERALTINDA DEPOLANMASI VE
TOPRAK KAYNAKLI DİKEY BORULU ISI POMPALI
SİSTEMLER İÇİN EKSERJİ ANALİZİ**

Mak.Müh. Tuncay ÇAKMAZ

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makineleri Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK

İSTANBUL,2007

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖNSÖZ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1 Termal Enerji ve Termal Enerji Depolaması (TED)	3
1.2 Yeraltında Termal Enerji Depolaması (UTES – Underground Thermal Energy Storage).....	4
1.2.1 Akiferde Termal Enerji Depolama (Aquifer ThermalEnergy Storage – ATES)... 5	
1.2.2 Yer altı Kanallarında Termal Enerji Depolama(Borehole Thermal Energy Storage, BTES).....	9
1.2.2.1 Düşey Yer altı Kanalında Termal Enerji Depolama (KTED)	13
1.2.2.2 Açık ve Kapalı Döngü KTED Sistemleri	13
1.2.2.3 KTED Sisteminde Dolgu Malzemesinin Kullanılması	16
1.2.2.4 KTED Sisteminin Tasarım Parametreleri	17
1.2.2.5 KTED Sisteminde Isıl Duyarlılık	17
1.2.2.6 Termal Duyarlılık Testi (TDT)	19
1.2.2.6.1 TDT’nin Çalışma Prensibi.....	20
1.2.2.6.2 TDT ile Yapılan Bazı Deney Sonuçları.....	22
1.2.3 Tank, Çukur ve Kaya Oyuklarında Depolama (Cavity Thermal Energy Storage CTES).....	29
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	30
3. KTED SİSTEMİNİN FARKLI ENERJİ KAYNAKLARI İLE UYGULANMASI	37
3.1 Isı Pompaları ve Termodinamik Analizi.....	40

3.1.1	Soğutma Çevrimi	40
3.1.2	İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	41
3.1.3	Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	42
3.2	Isı Pompası	44
3.2.1	Isı Pompasında Prosesler	46
3.3	Isı Pompası Elemanları	46
3.3.1	Kompresörler	46
3.3.1.1	Pistonlu Kompresörler	47
3.3.1.2	Rotatif (Dönel) Kompresörler	49
3.3.1.3	Dişli (Vida tipi) Kompresörler	49
3.3.1.4	Turbo (Santrifüj) Kompresörler	50
3.3.1.5	Hermetik Kompresörler	50
3.3.1.6	Tam Hermetik Kompresörler	50
3.3.1.7	Yarı Hermetik Kompresörler	51
3.3.2	Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)	51
3.3.2.1	Gövde Borulu Buharlaştırıcılar	51
3.3.2.2	Koaksiyal Buharlaştırıcılar	52
3.3.2.3	Kanatlı Buharlaştırıcılar	52
3.3.3	Yoğusturucular	53
3.3.3.1	Gövde borulu Yoğusturucular	53
3.3.3.2	Helezon Borulu Yoğusturucular	53
3.3.3.3	İç İç Borulu Yoğusturucular	54
3.3.4	Basınç Ayarlayıcılar (Genleşme Valfleri – Kapiler Boru)	54
3.3.4.1	El Ayar Valfi (Sabit Çıkış Basıncılı Valfler)	55
3.3.4.2	Otomatik Genleşme Valfi	56
3.3.4.3	Termik Genişleme Valfi	56
3.3.4.4	Şamandıralı Ayar Valfi	59
3.3.4.5	Kapiler Borular	59
3.3.5	Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	59
3.3.5.1	CFC (Kloroflorokarbon)	60
3.3.5.2	HCFC (Hidrokloroflorokarbon)	60
3.3.5.3	HFC (Hidroflorokarbon)	60

3.3.5.4	Karışımlar	61
3.3.5.5	Doğal Akışkanlar	61
3.3.5.6	Salamuralar	62
3.3.5.7	Alternatif Soğutucu Akışkanlar	63
3.3.5.8	Bir Soğutucu Akışkandan Beklenen Özellikler	63
3.4	Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Avantajları ve Dezavantajları	64
3.4.1	Avantajları	64
3.4.2	Dezavantajları	66
4.	UYGULAMA	67
4.1	Isı Yüğü Hesabı	67
4.1.1	Konutun Yıllık Isıtma Enerjisi Hesabı	69
4.1.2	Isı Kaybı ve Isı Kazancı Hesapları	70
4.1.2.1	Isı Kaybı Hesabı	70
4.1.2.2	Isı Kazancı Hesabı	70
4.1.2.2.1	Güneş Radyasyonu İle Olan Isı Kazancı	71
4.1.2.2.2	Çatıdan Güneş Radyasyonu İle Olan Isı Kazancı	72
4.1.2.2.3	Duvarlardan Taşınım İle Olan Isı Kazancı	73
4.1.2.2.4	Pencerelerden Olan Isı Kazancı	75
4.1.2.2.5	Havalandırmadan Dolayı Olan Isı Kazancı	75
4.1.2.2.6	İnsanlardan Olan Isı Kazancı	76
4.1.2.2.7	Aydınlatmadan Oluşan Isı Kazancı	77
4.1.2.2.8	Cihazlardan Olan Isı Kazancı	77
4.2	Isı Pompası Elemanlarının Kapasitelerinin Belirlenmesi	78
4.2.1	Sistemde Soğutucu Akışkan R22 Kullanılması	81
4.2.2	Soğutucu Akışkan R22 Kullanılması Durumunda Toprak Isı Değıştirici Boyutlandırması	86
4.2.3	Sistemde Soğutucu Akışkan R134a Kullanılması	89
4.2.4	Soğutucu Akışkan R134a Kullanılması Durumunda Toprak Isı Değıştirici Boyutlandırması	89
4.2.5	Sistemde Soğutucu Akışkan R404A Kullanılması	90
4.2.6	Soğutucu Akışkan R404A Kullanılması Durumunda Toprak Isı Değıştirici Boyutlandırması	90

4.2.7	Sistemde Soğutucu Akışkan R410A Kullanılması.....	91
4.2.8	Soğutucu Akışkan R410A Kullanılması Durumunda Toprak Isı Değiştirici Boyutlandırması.....	91
4.3	Sistemlerin Termodinamik ve Ekserji Analizleri	95
4.3.1	Kütle, Enerji, Entropi ve Ekserji Dengesi Eşitlikleri	95
4.3.2	Enerji ve ekserji verimi	96
4.3.3	Ekserjetik İyileşme Potansiyeli ve Bazı Termodinamik Parametreler	97
4.3.4	Kayıp Ekserji Eşitlikleri	98
4.3.4.1	Sistemde Soğutucu Akışkan R22 Kullanıldığında Elde Edilen Ekserji Yıkımı Verileri.....	100
4.3.4.2	Sistemde Soğutucu Akışkan R134a Kullanıldığında Elde Edilen Ekserji Yıkımı Verileri.....	104
4.3.4.3	Sistemde Soğutucu Akışkan R404A Kullanıldığında Elde Edilen Ekserji Yıkımı Verileri.....	106
4.3.4.4	Sistemde Soğutucu Akışkan R410A Kullanıldığında Elde Edilen Ekserji Yıkımı Verileri.....	107
4.4	Sistemlerin Ekserjetik İlerleme Potansiyelleri ve Bazı Termodinamik Analizleri	109
4.4.1	Sistemde Soğutucu Akışkan R22 Kullanılması Durumundaki Analiz.....	109
4.4.2	Sistemde Soğutucu Akışkan R134a Kullanılması Durumundaki Analiz.....	110
4.4.3	Sistemde Soğutucu Akışkan R404A Kullanılması Durumundaki Analiz.....	111
4.4.4	Sistemde Soğutucu Akışkan R410A Kullanılması Durumundaki Analiz.....	113
5.	KTED SİSTEMİNİN DİĞER SİSTEMLER İLE KARŞILAŞTIRILMASI	114
5.1	Sistemin Ekonomik Analizi	114
5.1.1	Isı Pompası Destekli KTED sistemi	114
5.1.2	Su kaynaklı ısı pompası.....	115
6.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER	118
	KAYNAKLAR.....	121
	EKLER	125
	Ek 1.A Konutun özgül ısı kaybı	127
	Ek 1.B Yıllık ısıtma ihtiyacı	128

Ek 2 Konutun ısı kaybı hesap tablosu	129
Ek 3.A R22 Soğutucu akışkan ln p-h diyagramı	140
Ek 3.B R134a Soğutucu akışkan ln p-h diyagramı.....	141
Ek 3.C R404A Soğutucu akışkan ln p-h diyagramı.....	142
Ek 3.D R410A Soğutucu akışkan ln p-h diyagramı	143
Ek 4.A Soğutucu akışkan R22'nin termofiziksel özellik tablosu	144
Ek 4.B Soğutucu akışkan R134a'nın termofiziksel özellik tablosu	145
Ek 4.C Soğutucu akışkan R404A'nın termofiziksel özellik tablosu	146
Ek 4.D Soğutucu akışkan R410A'nın termofiziksel özellik tablosu	147
Ek 5.A Soğutucu akışkan R22 için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları	148
Ek 5.A (Devam) Soğutucu akışkan R22 için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları	149
Ek 5.B Soğutucu akışkan R134a için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları	150
Ek 5.B (Devam) Soğutucu akışkan R134a için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları	151
Ek 5.C Soğutucu akışkan R404A için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları	152
Ek 5.C (Devam) Soğutucu akışkan R404A için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları	153
Ek 5.D Soğutucu akışkan R410A için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları	154
Ek 5.D (Devam) Soğutucu akışkan R410A için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları	155
Ek 6.A Soğutucu akışkan R22 kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri	156
Ek 6.B Soğutucu akışkan R134a kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri	157
Ek 6.C Soğutucu akışkan R404A kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri	158

Ek 6.D Soğutucu akışkan R410A kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri	159
Ek 7.A Kış dönemi için soğutucu akışkan R22 kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri	160
Ek 7.A (Devam)Yaz dönemi için soğutucu akışkan R22 kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri	161
Ek 7.B Kış dönemi için soğutucu akışkan R134a kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri	162
Ek 7.B (Devam)Yaz dönemi için soğutucu akışkan R134a kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri	163
Ek 7.C Kış dönemi için soğutucu akışkan R404A kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri	164
Ek 7.C (Devam)Yaz dönemi için soğutucu akışkan R404A kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri	165
Ek 7.D Kış dönemi için soğutucu akışkan R410A kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri	166
Ek 7.D (Devam)Yaz dönemi için soğutucu akışkan R410A kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri	167
ÖZGEÇMİŞ.....	168

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
COP	Performans Katsayısı
C_p	Sabit basınçta özgül ısı
E	Enerji
E_x	Ekserji akısı
f	Ekserji faktörü
F	Tüketilen ekserji akısı
F_s	Soğutma düzeni katsayısı
F_I	Isıtma düzeni katsayısı
h	Özgül entalpi
I	Tersinmezlik
IP	Ekserjik iyileşme potansiyeli
K	Gölgeleme faktörü
L_I	Isıtma dönemi boru uzunluğu
L_s	Soğutma dönemi boru uzunluğu
m	Kütle
P	Basınç
$\dot{P}$	Üretilen ekserji akısı
R_b	Boru (kanal) ısı direnci
R_T	Toprak ısı direnci
Q	Isı akısı
s	Özgül entropi
$\dot{S}$	Entropi akısı
T	Sıcaklık
U	Isı geçirme katsayısı
W	İş yada güç
λ	Yer altı ısı direnci
η	Verim
Ψ	Ekserji akısı
δ	Tüketim oranı

ξ	Verimlilik kaybı
χ	Bağıl tersinmezlik

Alt indisler

ak	Akışkan
akt	Aktüel
b	Buharlaştırıcı
ç	Çıkış
D	Düşük
dest	Kayıp
evap	Evaporatör
g	Giriş
ı	Isıtma
ID	Isı değiştiricisi
IP	Isı pompası
K	Kompresör
kıs	Kısılma valfi
komp	Kompresör
kond	Kondenser
m	Motor
max.	Maksimum
min.	Minimum
q	Isı
s	Soğutma
su	Au
t	Teorik
top	Toplam
y	Yoğuşturucu
Y	Yüksek
0	Ölü hal

Üst indisler

.	Ak1
---	-----

KISALTMA LİSTESİ

ATES	Aquifer Thermal Energy Storage
BTES	Borehole Thermal Energy Storage
CTES	Cavity Thermal Energy Storage
E.İ.E.İ	Elektrik İşleri Etüd İdaresi
GSHP	Ground Source Heat Pump
KTED	Düşey Yer Altı Kanalında Termal Enerji Depolama
PCM	Faz Değiştiren Maddeler
TED	Termal Enerji Depolama
TDT	Termal Duyarlılık Testi
UTES	Underground Thermal Energy Storage

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 UTES teknikleri	5
Şekil 1.2 ATES tekniğinin temel çalışma prensi	7
Şekil 1.3 ATES tekniğinin ısı pompalı sistemlere uyarlanması	8
Şekil 1.4 BTES Tekniğinin temel çalışma prensibi (Turgut,2002)	11
Şekil 1.5 BTES tekniğinde yatay kanal metodu	12
Şekil 1.6 BTES tekniğinde dikey kanal metodu	12
Şekil 1.7 Farklı KTED depolama şekilleri	13
Şekil 1.8 Açık döngülü KTED uygulaması	14
Şekil 1.9 Açık döngülü KTED sisteminde yer altı kanalının ve silindirik borunun üstten görünümü	14
Şekil 1.10 Kapalı döngü KTED sistem	15
Şekil 1.11 Farklı geometrilerdeki boru kesitleri	16
Şekil 1.12 KTED sistemi ve yer altı kanalının ısı direnç oluşumu	19
Şekil 1.13 Termal duyarlılık testi (TDT) cihazı	21
Şekil 1.14 TDT cihazı akış şeması	22
Şekil 1.15 TDT cihazı çalışma prensibi	23
Şekil 1.16 UTES tekniklerinde soğuk depolama kaynağı	29
Şekil 3.1 Yüzey suyunun soğukluğunu kullanarak KTED uygulaması	37
Şekil 3.2 Soğutma amaçlı KTED uygulaması	38
Şekil 3.3 Düşey yer altı kanallarının a-ısı pompasıyla ısıtma b-doğrudan ısıtma c-ısı pompasıyla soğutma uygulamaları	39
Şekil 3.4 Soğutma Çevrimi Elemanları	40
Şekil 3.5 İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı	42
Şekil 3.6 Gerçek Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi ve T-s Diyagramı	43
Şekil 3.7 Isı Pompası Elemanları	45
Şekil 3.8 Çeşitli kompresör tipleri	47
Şekil 3.9 Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi	48
Şekil 3.10 Dişli (Vida Tipi) kompresör	50
Şekil 3.11 Gövde borulu buharlaştırıcı	52
Şekil 3.12 Kanatlı buharlaştırıcı	52
Şekil 3.13 Gövde borulu yoğunlaştırıcı	53
Şekil 3.14 Helezon borulu yoğunlaştırıcı	54
Şekil 3.15 İç içe borulu yoğunlaştırıcı	54
Şekil 3.16 El kumandalı ayar valfi	55
Şekil 3.17 Otomatik genleşme valfi	56
Şekil 3.18 İç dengelemeli termik genişleme valfi	57
Şekil 3.19 Valf iğnesini etkileyen faktörler	58
Şekil 4.1 Konutun mimari planı	68
Şekil 4.2 Toprak kaynaklı ısı pompası ısıtma diyagramı	79
Şekil 4.3 Toprak kaynaklı ısı pompası soğutma diyagramı	80
Şekil 4.4 Soğutucu akışkan türüne göre hesaplanan COP katsayıları	92
Şekil 4.5 Soğutucu akışkan türüne göre hesaplanan kompresör gücü değerleri	93
Şekil 4.6 Soğutucu akışkan türüne göre hesaplanan eşanjör kapasite değerleri	93

Şekil 4.7	Soğutucu akışkan türüne göre sistemde dolaşması gereken su miktarları	94
Şekil 4.8	Soğutucu akışkan türüne göre TID boru boylarının değişimi	94
Şekil 4.9	R22 soğutucu akışkan kullanılan sistemin ısıtma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı	103
Şekil 4.10	R22 soğutucu akışkan kullanılan sistemin soğutma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı	104
Şekil 4.11	R134a soğutucu akışkan kullanılan sistemin ısıtma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı	105
Şekil 4.12	R134a soğutucu akışkan kullanılan sistemin soğutma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı	105
Şekil 4.13	R404A soğutucu akışkan kullanılan sistemin ısıtma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı	106
Şekil 4.14	R404A soğutucu akışkan kullanılan sistemin soğutma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı	107
Şekil 4.15	R410A soğutucu akışkan kullanılan sistemin ısıtma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı	108
Şekil 4.16	R410A soğutucu akışkan kullanılan sistemin soğutma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı	108
Şekil 4.17	R22 soğutucu akışkan kullanılan sistem ve elemanlarının ekserji verim değerleri	109
Şekil 4.18	R22 soğutucu akışkan kullanılan sistem elemanlarının ekserji iyileşme potansiyelleri	110
Şekil 4.19	R134a soğutucu akışkan kullanılan sistem ve elemanlarının ekserji verim değerleri	111
Şekil 4.20	R134a soğutucu akışkan kullanılan sistem elemanlarının ekserjik iyileşme potansiyelleri	111
Şekil 4.21	R404A soğutucu akışkan kullanılan sistem ve elemanlarının ekserji verim değerleri	112
Şekil 4.22	R404A soğutucu akışkan kullanılan sistem elemanlarının ekserjik iyileşme potansiyelleri	112
Şekil 4.23	R410A soğutucu akışkan kullanılan sistem ve elemanlarının ekserji verim değerleri	113
Şekil 4.24	R410A soğutucu akışkan kullanılan sistem elemanlarının ekserjik iyileşme potansiyelleri	113

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1 TDT ve laboratuarda elde edilen λ değerleri.....	24
Çizelge 1.2 Farklı boru tiplerinin kullanıldığı KTED sistemlerinin Rb değerleri.....	24
Çizelge 1.3 Farklı Boru tipleri için kanalın ısıl direncine etkisi.....	25
Çizelge 1.4 Farklı dolgu malzemelerinin kanal boyutuna etkisi	27
Çizelge 1.5 Dolgu malzemesi-normal yer altı formasyonu fiziksel özellikleri.....	28
Çizelge 1.6 Bentonite farklı dolgu malzemelerinin ilavesiyle λ sonuçları.....	29
Çizelge 2.1 KTED ile yeraltında termal enerji depolamanın dünya çapında kullanımı.....	34
Çizelge 2.2 Ocak 2001 itibariyle ülkemizde kurulan düşey toprak ısı değiştiricili BTES uygulamalarının dağılımı	35
Çizelge 2.3 Ocak 2001 itibariyle ülkemizde kurulan yatay toprak ısı değiştiricili BTES uygulamalarının dağılımı	36
Çizelge 4.1 Güneş radyasyonu ile çeşitli yöndeki düşey pencerelere gelen ısı akısı (Watt/m ² 40 °C kuzey enlemi).....	71
Çizelge 4.2 Pencerelerde Gölgeleme Faktörleri	72
Çizelge 4.3 Güneşe Maruz Ve Gölgedeki Çatılara Ait Isı Kazancının Hesaplanması İçin, ($\Delta_{teş}$) eşdeğer sıcaklık Farkları (Tablo 40° Kuzey Enlemi İçin Geçerlidir)	73
Çizelge 4.4 Güneşe maruz ve gölgedeki duvarlara ait ısı kazancının hesaplanması için $\Delta_{teş}$ eşdeğer sıcaklık farklılıkları	74
Çizelge 4.5 Kişi başına taze hava miktarları	76
Çizelge 4.6 İnsanlardan olan ısı kazancı (W/kişi)	77
Çizelge 4.7 Tasarımda R22 kullanıldığında elde edilen önemli büyüklükler	85
Çizelge 4.8 Boru dirençleri.....	87
Çizelge 4.9 Tasarımda R134a kullanıldığında elde edilen önemli büyüklükler.....	89
Çizelge 4.10 Tasarımda R404A kullanıldığında elde edilen önemli büyüklükler	90
Çizelge 4.11 Tasarımda R410A kullanıldığında elde edilen önemli büyüklükler	91
Çizelge 4.12 Seçilen sistemlerin ekonomik analizi	117

ÖNSÖZ

Günümüzde enerji üretim ve tüketim miktarları ülkelerin gelişmişliğinin en önemli göstergelerinden biri haline gelmiştir. Ülkemiz, enerji rezervleri açısından gerek fosil kökenli yakıtlar, gerekse yenilenebilir enerji kaynaklarının varlığı ile oldukça zengin enerji kaynaklarına sahiptir. Yenilenebilir enerji kaynakları; yenilenebilir kaynak oluşları, en az düzeyde çevresel etki yaratmaları, işletme ve bakım masraflarının az olması ve ulusal nitelikleri ile güvenilir enerji sağlama özellikleri sebebiyle ülkemiz için oldukça önemli bir yere sahiptir. Ülkemiz açısından yenilenebilir enerji kaynaklarının bu kadar zengin olması ve ülkenin enerji ihtiyacının önemli bir kısmını karşılayabilecek bir potansiyele sahip olmasına karşın ya hiç kullanılmamakta ya da potansiyelin çok altında değerlendirilmektedir. Isıtma ve soğutmada enerji verimliliğinin artırılmasını, yerli ve yenilenebilir kaynaklardan yararlanılmasını sağlayan termal enerji depolama (TED) sistemleri yeni çözümler sunmaktadır. TED sistemleri doğadaki su, hava, güneş, toprak gibi yerel kaynakları değerlendirmektedir. TED sistemleri ısıtma ve soğutmada doğrudan veya ısı pompası desteği ile de kullanılabilirler.

Bu çalışmada dört farklı soğutucu akışkan kullanılarak ısı pompası desteği ile çalışan bir TED sistemi incelenerek, enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve kullanılan soğutucu akışkan tipine göre en uygun sistemin belirlenmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışma sırasındaki desteği ve yönlendirmeleri ile yardımcı olan sayın hocam Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK'e, Türkiye'de ve Dünya'da yapmış olduğu çalışmalar ile yeraltında TED sistemlerinin geliştirilmesini sağlayan ve yardımlarını esirgemeyen sayın Prof. Dr. Halime PAKSOY'a ve Arş. Gör. Bekir TURGUT'a ve bana her zaman destek olan sevgili aileme teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

ÖZET

Termal enerjinin depolanması (TES) temelde enerjinin daha sonra kullanılabilmesi için geçici olarak depolanmasıdır. Duyulur (yeraltında termal enerji depolama) ve gizli (faz değıştiren maddeler) ısı olarak başlıca iki tip termal enerji depolama sistemi bulunmaktadır. Yeraltında termal enerji depolama sistemleri bu çalışmada üç gruba ayrılarak tanımlanmıştır:

- Akiferde termal enerji depolama (ATES)
- Kanallarda termal enerji depolama (BTES)
- Çukur ve oyuklarda termal enerji depolama (CTES)

Bu çalışmada, İstanbul’da bulunan bir konut için dört farklı soğutucu akışkan kullanılarak ısı pompalı BTES sistemi tasarlanmıştır. Sistem hem ısıtma hemde soğutma işlemini gerçekleştirmektedir. Öncelikle ısı yalıtım, ısı kaybı ve ısı kazancı hesapları yapılarak toprak ısı değıştircisi boyları belirlenmiştir. Daha sonra; kütle, entropi ve ekserji denge bağıntıları çıkarılarak ısı pompası ile BTES sistemi için uygulanmıştır. Sistemin performans karakteristikleri enerjik ve ekserjik yönleri bakımından değerlendirilmiştir.

Yapılacak analizler sonucunda amaç, sistemde yer alan komponentlerin kullanılabilir enerjilerindeki kayıplarını, kullanılan soğutucu akışkanların bu kayıplara olan etkisini göstermektir.

Anahtar kelimeler: Yeraltında termal enerji depolama, ısı pompası, enerji ve ekserji analizi, soğutucu akışkanlar

ABSTRACT

Thermal energy storage (TES) is basically the temporary “holding” of energy for later use. There are mainly two types of Thermal Energy Storage (TES) systems, sensible (e.g. underground thermal energy storage-UTES) and latent heat (e.g. phase change materials-PCMs). Underground Thermal Energy Storage (UTES) systems under the definition of this study can be divided into three groups:

- Aquifer Thermal Energy Storage (ATES)
- Borehole Thermal Energy Storage (BTES)
- Cavity Thermal Energy Storage (CTES)

In this study, a borehole thermal energy storage with heat pump is designed for four different refrigerants to make use of for a residence which is located in İstanbul. The system can carry out heating and cooling simultaneously. Firstly, the heat insulation, heat loss and heat gain calculations are carried out, the ground heat exchanger's lengths are determined. Afterward, the mass, energy, entropy and exergy balance relations are derived and applied to a BTES system with a heat pump. The performance characteristics of this system are evaluated in terms of energetic and exergetic aspects.

As a result of the analysis the objective is, to identify available energy losses in the components and also make use of refrigerants of the losses in the system.

Anahtar kelimeler: Underground thermal energy storage, heat pump, energy and exergy analysis, refrigerants

1. GİRİŞ

Tüm dünyada nüfus artışı, teknolojik ilerleme, endüstriyel ve ticari sektörlerdeki gelişmeler, insanlığın konfor gereksinimlerinin artması, enerji tüketimini fark edilir düzeyde arttırmıştır. Dünyada kullanılan enerji kaynaklarının dağılımı incelendiğinde fosil yakıtların %78'lere varan oranlarda olduğu görülmektedir. Türkiye'de de üretimleri oldukça sınırlı olmasına rağmen, enerji tüketimi en çok petrol, taşkömürü, linyit v.b fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. 1970'li yılların ilk yarısında tüm dünyayı etkisi altına alan enerji krizi sonrası, konu ile ilgili kişi, kurum ve araştırma merkezleri alternatif enerji kaynakları üzerindeki Ar-Ge çalışmalarına önem vermeye başlamışlar ve kısa sürelerde yapılan detaylı çalışmalar sonucu alternatif enerji sistemlerinin çevre ile dost ve ekonomik olduğunu kanıtlamışlardır. Bu bulguları takiben gelişmiş ülkeler, bu teknolojilere önemli bütçeler ayırma eğilimi göstermişlerdir.

Uzun vadede yenilenebilen fosil yakıtların kullanılmasıyla; ortaya çıkan olumsuz faktörler konusundaki bilinçlenmeler; uluslar arası düzeyde olduğu gibi ulusal boyutta da artmaktadır. Fosil yakıtların yanmaları sonucunda çevreye verilen zararlar arasında CO_x , NO_x , SO_x gibi gazların emisyon şiddetlerini arttırmaları, asit yağmuruna sebep olmaları, sera etkisini arttırarak iklim değişimi yaratmaları, uçucu organik bileşikler ve radyoaktif maddeler açığa çıkarmaları sayılabilir. Bu sonuçlar gelecekte insan sağlığını da negatif yönde etkileyecektir. İçinde bulunulan yüzyılda fosil yakıt rezervlerindeki azalma ve nükleer enerjinin getireceği tehlikeler göz önüne alındığında, alternatif enerji kaynaklarının bir adım öne çıkması göz ardı edilemez bir gerçektir. Alternatif enerji kaynaklarını, kullanma teknolojisine ve kabiliyetine sahip olan ülkelerin, dışa bağımlılığı azalacaktır. Bununla birlikte çevreyi koruyup ülke ekonomisine sağlayacağı yararlar göz önünde bulundurulduğunda Türkiye'nin de yenilenebilir enerji sistemleri üzerindeki Ar-Ge çalışmalarına öncelik tanınması gerçeği ortaya çıkmaktadır. Alınan sonuçlara göre bu teknolojilerin kullanımını destekleyerek, yaygınlaştırılması konusunda teşvik edici bir konum alınması gerekmektedir.

Özellikle Türkiye gibi enerji gereksinimi gittikçe artan, ancak yerli kaynakları bu ihtiyacının karşılayamayacak olan ülkelerde enerjinin ithal edilmesi gerekmektedir. Bu durum ülkemizin günümüzde ve gelecekte; ekonomik, siyasi ve ticari anlamda dışa bağımlı bir politika izlemesi yönünde sonuçlar doğurmaktadır. Enerji açığının dış kaynaklarla kapatılabilmesi ülke ekonomisine büyük yük getirmektedir. 2020 yılında enerji ihtiyacının dörtte üçünün ithalat yoluyla sağlanacağı ön görülmektedir (E.İ.E.İ Enerji Raporu, 2000). Ekonomiye getirdiği

yükün yanı sıra, bu durum enerji güvenilirliği kaygılarına da neden olmaktadır. Bu nedenle, Türkiye'nin kendi öz kaynaklarından daha etkin bir şekilde yararlanabileceği ve enerji tasarrufunu arttırabileceği teknolojilerin kullanımı önem kazanmaktadır. Enerji kullanımında, çevre üzerindeki olumsuz etkileri bilinen fosil yakıtların kullanılmasının çevre konusundaki uluslar arası taahhütler nedeniyle de azaltılması gerekmektedir. Fosil yakıtlar dışında Türkiye'nin öz kaynaklarından olan, doğal enerji kaynakları, toprak, yüzey ve yer altı suları ve havada doğal olarak bulunan termal enerji gibi, sanayideki atık ısı ve güneş enerjisi de değerlendirilmelidir. Bu enerji kaynaklarının ve elde edilmesi arasındaki zaman farkı enerji depolamasıyla kapatılabilir. Bu kaynaklardan etkin bir şekilde yararlanılabilmesi ve bu konuda daha ekonomik, çevresel çözümler sunabilmesi açısından termal enerji depolama (TED) teknolojilerinin Türkiye'de de kullanılmaya başlanması gerekmektedir.

Yenilenebilir enerji kaynakları tükenmez oluşları ve süreklilik göstermeleri açısından önemlidir. Ancak bu konuda yatırım, üretim ve tüketim maliyetlerinin yüksekliğinin yenilenebilir enerji kaynaklarının daha fazla kullanılmasının önündeki en büyük engel olduğu görülmektedir. Hidrolik enerji dışında yer alan ve “yenilenebilir kaynaklar” diye adlandırılan alternatif kaynakların kullanımının arzulanan düzeylerde yer almasını önlemiştir. Bununla birlikte birçok ülkede jeotermal, güneş ve rüzgâr enerjileri ile ilgili üretim hızlı bir gelişme göstermiştir. Yeraltında termal enerji depolaması, özellikle gelişmiş ülkelerde hızlı bir yaygınlaşma sürecine girmiştir. Yeraltında Termal enerji Depolama Teknikleri (Underground Thermal Energy Storage- UTES), 1970'li yılların ilk yarısında baş gösteren petrol krizine bağlı olarak gelişen evsel, endüstriyel ve tarımsal enerji alanlarındaki gereksinim artışı ve bununla birlikte enerji tasarrufu ve verimliliğindeki talep artışı sonucunda gelişmeye başlamıştır. UTES tekniklerinin kullanılması nedeni ile meydana gelen enerjideki verim artışı ve tasarrufun, gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerin çevre sağlığı ve ekonomilerine olan katkısı göz ardı edilemez bir gerçektir. Günümüzdeki yaygın olarak kullanılan sistemlerle karşılaştırıldığında, bu tekniklerin kullanılması sonucunda fosil yakıt tüketiminin azalmasına bağlı olarak açığa çıkan CO₂ emisyonunda da önemli bir düşme olacaktır. Ozon tabakasını delici madde içeren klasik soğutma sistemlerine olan ihtiyaçtaki azalmanın önemli bir kısmının UTES ile sağlanabileceği unutulmamalıdır.

Bu konuyla ilgili; Türkiye adına Çukurova Üniversitesi Uluslar arası Enerji Ajansı ile “Enerji Depolamasıyla Enerji Tasarrufunun Arttırılması Uygulama Anlaşması” (Energy Conservation Trough Storage Implementing Agreement – ECES IEA ; (<http://www.iea-eces.org>))'nı Haziran 1995'de imzalamıştır. Anlaşmaya üye olan ülkeler; ABD, Almanya, Avrupa Topluluğu,

Belçika, Danimarka, Finlandiya, Hollanda, İngiltere, İspanya, İsveç, İtalya , Japonya, Kanada, Norveç ve Türkiye'dir. Bu anlaşma çerçevesinde Annex 8: Yeraltında Termal Enerji Depolama Uygulamaları, Annex 10: Termal Enerji Depolaması İçin Faz Değiştiren Maddeler ve Kimyasal Tepkimeler, Annex 13: Yeraltında Termal Enerji Depolama Sistemleri İçin Kuyu Tasarım, Yapım ve Bakımı Ve Annex 14: Tüm İklimlerde Termal Enerji Depolamasıyla Soğutma faaliyetleri ve Annex 17: Termal Enerji Depolama Sistemlerindeki İlerlemeler- Fizibilite Çalışmaları ve Örnek Projeler adı altında tamamlanan, Annex 18: Termal Enerji Depolama Teknolojileri Kullanımıyla Termal Enerjinin Transfer Edilmesi, Annex 19: Endüstriyel Isı Güç Santralleri İle Termal Enerji Depolama Sistemlerinin Optimizasyonu Annex 20: Termal Enerji Depolama ile Sürdürülebilir Soğutma Faaliyetleri, Annex 21: Yeraltında Termal Enerji Depolama İçin Termal Duyarlılık Testi adı altında devam eden çalışmalar yapılmaktadır.

1.1 Termal Enerji ve Termal Enerji Depolaması (TED)

Termal enerji bir maddeyi oluşturan atom veya moleküllerin kinetik ve potansiyel enerjilerinin toplamıdır. Atomik veya moleküler titreşim sonucu oluşur. Termal enerjinin aktarımı, ısı akısıyla olur. Düşük veya yüksek sıcaklıkta yapılabilir. TED tekniklerinde, duyulur ısı (yeraltında termal enerji depolama), faz değiştiren maddelerin ergime ısısı (PCM) veya kimyasal tepkimelerin ısısı şeklinde depolanabilir. Duyulur ısı depolama metodunda depolama materyalinin sıcaklığındaki değişim sonucunda ortaya çıkan duyulur ısıdan yararlanılır, faz değiştiren maddelerin ergime ısısının depolanmasında, depolamaya uygun sıcaklık aralığında depolama materyalinin faz değiştirmesiyle ortaya çıkan gizli ısı belirlenir. Bu amaçla belirli sıcaklıklarda ergime, buharlaşma veya diğer faz değişimlerine uğrayan materyallerden yararlanılır. Termokimyasal depolama metodunda ise termal enerji bir bileşiğin bağ enerjisi olarak depolanabilir ve aynı enerji tersinir kimyasal tepkimelerle serbest bırakılır. Bu tekniklerle uzun süreli (yaz-kış) veya kısa süreli (gece-gündüz) depolama yapılabilir (Kakaç vd., 1990).

Kısa süreli amaçlarla daha çok istenilen sıcaklıkta faz değiştiren (katı-sıvı, katı-katı), çeşitli organik ve inorganik maddelerden yararlanılmaktadır. En çok kullanılan maddeler arasında; su-buz parafinler çeşitli tuz hidrantları sayılabilir.

Uzun süreli depolama teknikleri daha çok duyulur ısı tekniklerinden (yeraltında termal enerji depolama) yararlanılır (Şekil 1.1). Bunlar; Akiferde Termal Enerji Depolama (ATES) (Şekil 1.2-1.3) , Kanallarda Termal Enerji Depolama (BTES) (Şekil 1.4), Yer altı mağaraları, çukur

ve tanklarda termal enerji depolama (CTES) (Şekil 1.16) (Bakema vd.,1995). Uzun dönem TED ile hedeflenen, yazın sıcaklığını depolayıp kışın kullanma veya kışın soğukunu depolayıp yazın kullanma ile gerçekleştirilmektedir. Termal enerji depolaması (TED), enerjinin elde edilmesiyle kullanımı arasındaki yer ve zaman uyumsuzluğunu giderir, hem ısıtma hem de soğutma için alternatif çözümler verir. Konut, sanayi, tarım ve ulaşım sektörlerinde uygulanmasıyla elektrik enerjisi ve kömür, doğalgaz, petrol gibi fosil yakıtlardan tasarruf sağlayarak enerji verimliliğini artırmaktadır. Ayrıca Türkiye’ de yeni uygulanması kararı alının elektrik fiyatlarının değişken tarifesine göre, talebin fazla olduğu saatlerle az olduğu saatler arasında %50-60'lara ulaşan bir fark oluşmaktadır. Ucuz olan dönemde depolanan enerjinin pahalı saatlerde kullanılmasıyla da daha ekonomik enerji tüketimi sağlanabilir.

Termokimyasal tepkimelerden hem kısa süreli hem de uzun süreli olarak, özellikle yüksek sıcaklıklarda yararlanılmaktadır. Bu sistemlerde kullanılan maddeler çeşitli olup, endüstriyel hammadde olarak Zeolitlerin kullanımı gün geçtikçe artmaktadır (Paksoy, 1998).

1.2 Yeraltında Termal Enerji Depolaması (UTES – Underground Thermal Energy Storage)

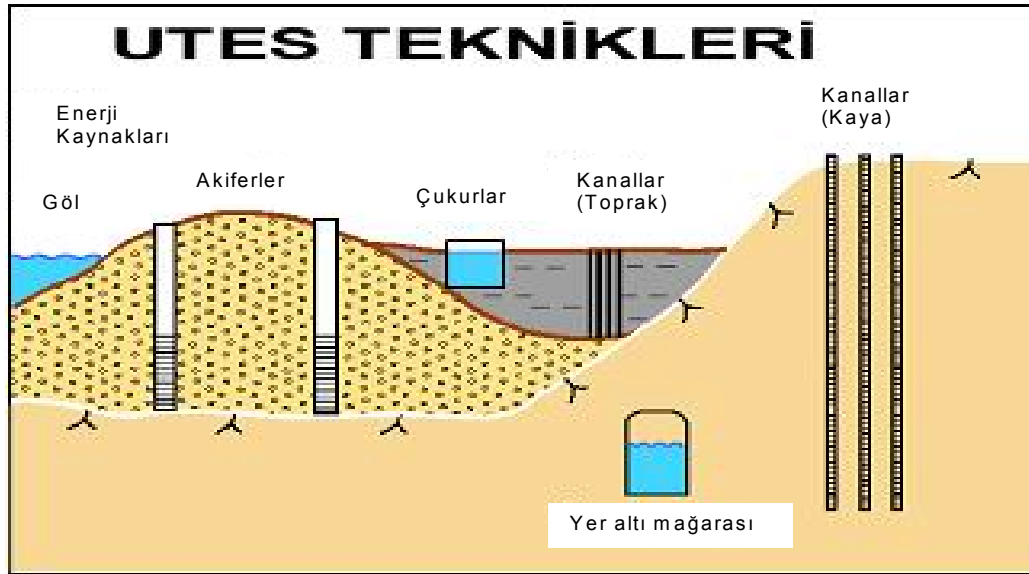
Termal Enerji Depolaması yer altında jeolojik yapıda gerçekleştirildiğinde Yeraltında Termal Enerji Depolaması (UTES – Underground Thermal Energy Storage) adını alır. Yer altı özellikle termal enerji elde edilmesi ve depolaması için çok uygundur. Yeraltının depo olarak kullanılması sırasında izolasyona gerek yoktur, ayrıca yüzeyde kullanım alanından da tasarruf sağlanmış olur. Yer altında 10-20 m derinliklerden sonra sıcaklık, mevsimler boyunca iklimsel sıcaklık değişimlerinden etkilenmeyip, zamanla değişmeyen kararlı bir hal almaktadır. Yeraltında 10-20 m’ den aşağı kısım “Nötr-Kararlı Bölge” olarak tanımlanır. Daha derinlerde jeotermal ısı akısına göre sıcaklık her 100 m de ortalama 3°C artar. Jeotermal ısı akısı bölgesel olarak farklı özellik içerir. Örneğin orta Avrupa’da ısı akısı 0,05-0,12 W/m²’dir ve yıl boyunca değişmez (Sanner,2003).

Termal enerjinin yeraltında geniş bir hacimde uzun süreli mevsimlik depolama imkânı bulunmaktadır. Bu çerçevede yeraltında termal enerji depolaması, ısıtma amaçlı depolama, soğutma amaçlı depolama, hem ısıtma hemde soğutma amaçlı depolama olarak değerlendirilir. UTES tekniklerinin temel prensibi; yaz ayları boyunca yüzey ısısı ile yer altı ısısı arasındaki sıcaklık farkından yararlanmanın yanı sıra, yaz ayları boyunca mevcut olan sıcaklığı yeraltında depolayıp bir sonraki kış ısıtmada kullanmaktır. Kış ayları boyunca da yukarıda anlatılan prensibin tam tersi geçerlidir kış ayları boyunca yüzey ısısı ile yer altı ısısı

arasındaki farktan yararlanılabileceği gibi kışın mevcut soğuğu da yeraltında depolayıp bir sonraki yaz soğutmada kullanmaktır (Şekil 1.1). Aynı temel prensiple son yıllara gece-gündüz arasındaki sıcaklık farkını kullanarak daha çok telekomünikasyon istasyonlarının soğutulmasında kullanılmaya da başlamıştır. Isıtma amacıyla kullanıldığında fosil yakıt kullanımında sağlanan tasarrufla, hem enerjinin etkin olarak kullanımını sağlamakta, hem de CO_2 , SO_2 ve NO_x gibi çevreye olumsuz etkileri olan gazların emisyonunu azaltmaktadır.

UTES teknikleri deponun kullanım amacına ve depolama ortamına göre üç grupta incelenmektedir:

- Akiferde termal enerji depolama (ATES) : Depolama ortamı olarak hem toprağın hem de suyun kullanılması hali
- Yer altı kanallarda termal enerji depolama (BTES) : Depolama ortamı toprak veya kaya olduğunda
- Tank, çukur ve kaya oyuklarında depolama (CTES) : Depolama ortamı sadece su olduğunda



Şekil 1.1 UTES Teknikleri (Andersson, 1997)

1.2.1 Akiferde Termal Enerji Depolama (Aquifer ThermalEnergy Storage – ATES)

Akifer bünyesinde geçirimli materyal ve yeteri kadar su bulunduran bir yer altı su havzasıdır (Meinzer 1923). Üst ve alt bölgesi zayıf geçirgen veya geçirimsiz tabaka ile sınırlı, geçirimli su-kumlutaş tabakası olarak da tanımlanır.

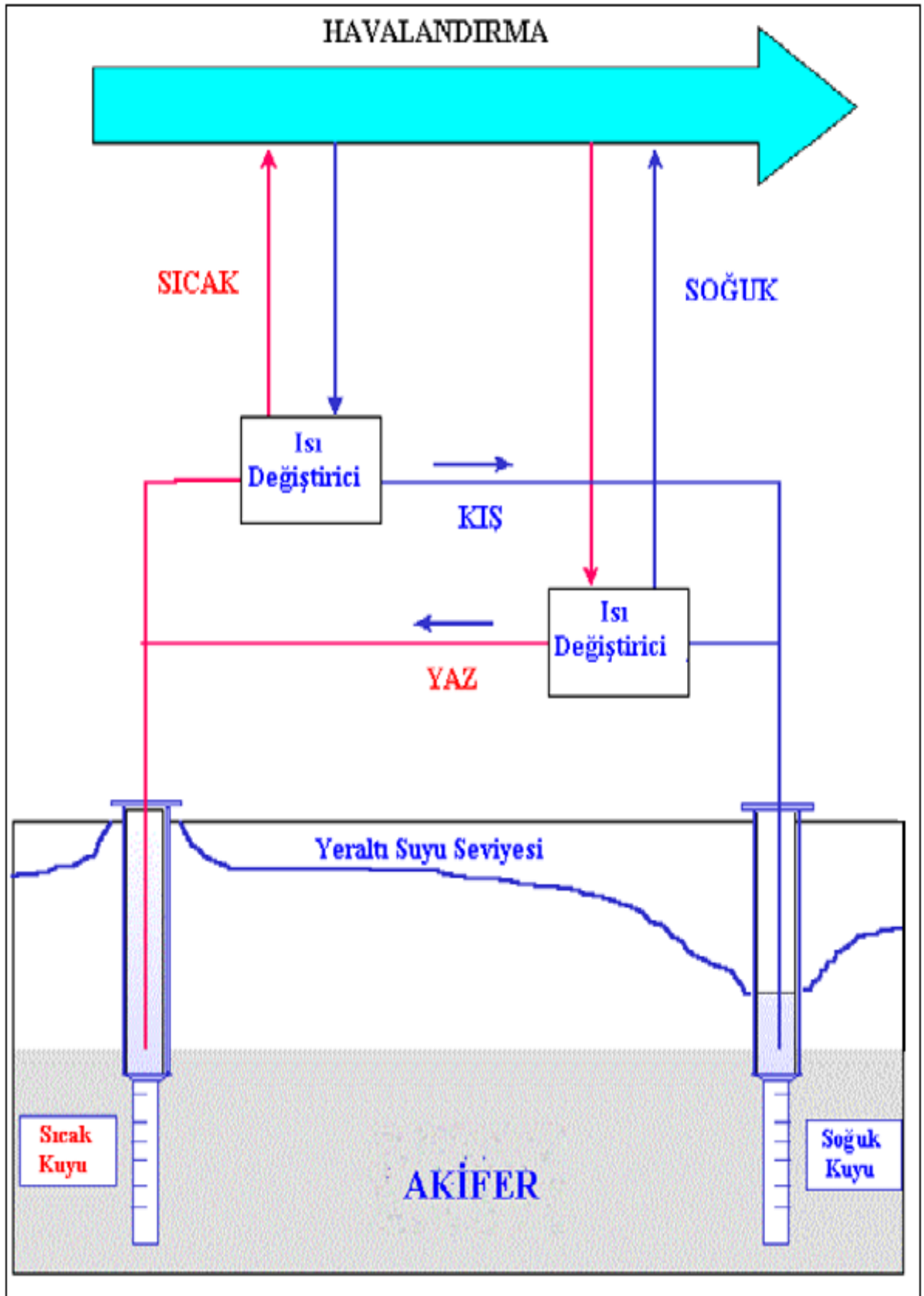
Akiferde termal enerji depolaması (ATES) hem ısıtma hemde soğutma amaçlı kullanılabilir. Soğuk depolama işleminde yapılan işlem genel olarak anlatılacak olursa; yer altı suyu, açılan

kuyu aracılığıyla kışın çekilir, soğutulup tekrar farklı bir kuyu aracılığı ile akifere beslenir. Yer altı suyunun soğutulması için kışın soğuk dış havasından veya yüzey sularından yararlanılır.

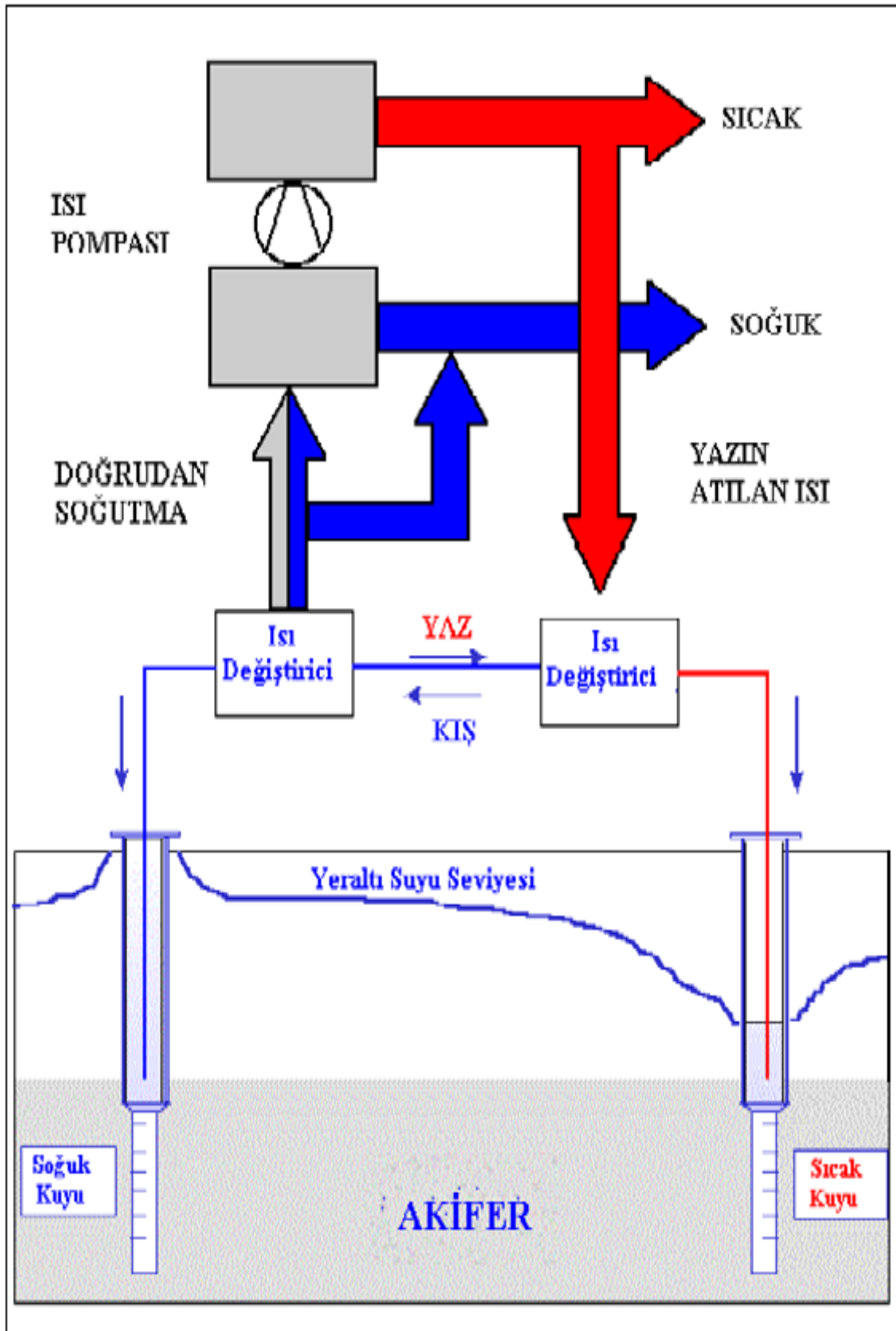
Kış ayları boyunca mevcut bulunan yüzey suyu veya dış ortam soğukluğu, ısı değiştiriciler aracılığı ile yer altı suyuna aktarılır. Soğutulan su ise akiferde tekrar besleme yolu ile depolanır. Yaz ayları boyunca soğutmaya gereksinim duyulduğunda, akiferde depolanan soğuk su tekrar çekilir ve soğutmada kullanılır. Bu kullanım, yine ısı değiştiriciler aracılığı ile yer altı suyunun soğukluğunun bir bina yada başka herhangi bir tesisin mevcut soğutma sistemindeki akıma aktarılmasıyla gerçekleşir. Yazın soğutmada kullanım sonucunda ısınan yer altı suyu, akifere başka bir kuyu aracılığıyla tekrar beslenir (Şekil 1.2). Bu aşamada, isteğe ve şartlara bağlı olarak atık ısı veya güneş enerjisi ile desteklenebilen sistemde, yüksek sıcaklıklara çıkmak mümkündür.

ATES tekniğinde biri sıcak diğeri de soğuk olmak üzere aralarında ısıl etkileşimi önleyecek bir uzaklık bulunan en az iki kuyu bulunmalıdır. Yer altı su sıcaklığının doğrudan ısıtma ve soğutmaya yeterli olmadığı durumlarda ısı pompası ile çalışan sistemlerde tasarlamak mümkündür (Şekil 1.3). Bu tip sistemlerde akiferden çekilen su, ısı pompasının verimini yükseltmekte kullanılabilir (Turgut,2002).

ATES teknikleri dünyada başta Hollanda, İsveç, ABD, Kanada, Çin, Japonya ve Almanya gibi ülkelerde kullanılmaktadır. Özellikle Hollanda'da ATES tekniği ısıtma-soğutma pazarındaki payını gün ve gün artırmaktadır.



Şekil 1.2 ATES tekniğinin temel çalışma prensibi (Turgut,2002).



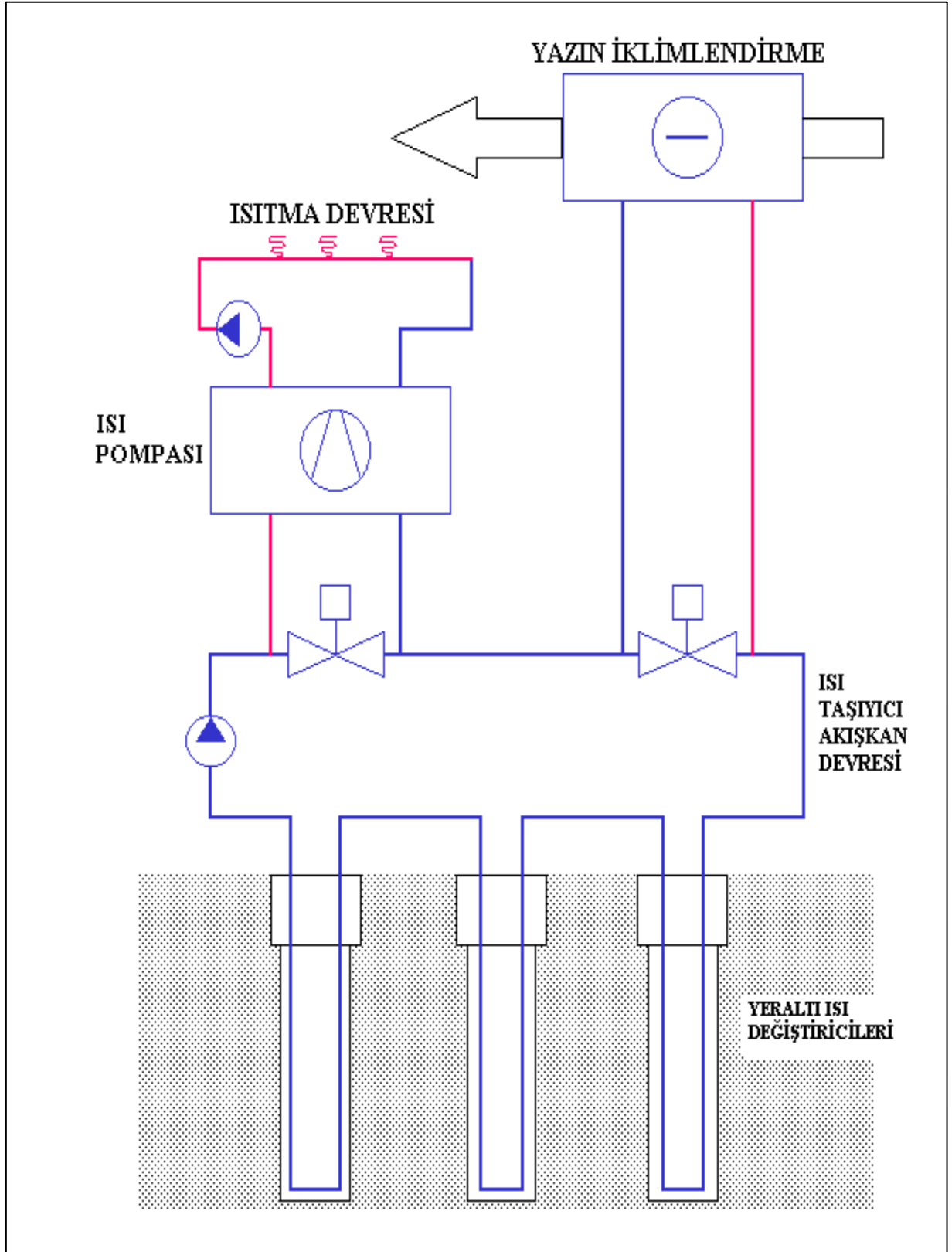
Şekil 1.3 ATES tekniğinin ısı pompalı sistemlere uyarlanması (Turgut,2002).

1.2.2 Yer altı Kanallarında Termal Enerji Depolama(Borehole Thermal Energy Storage, BTES)

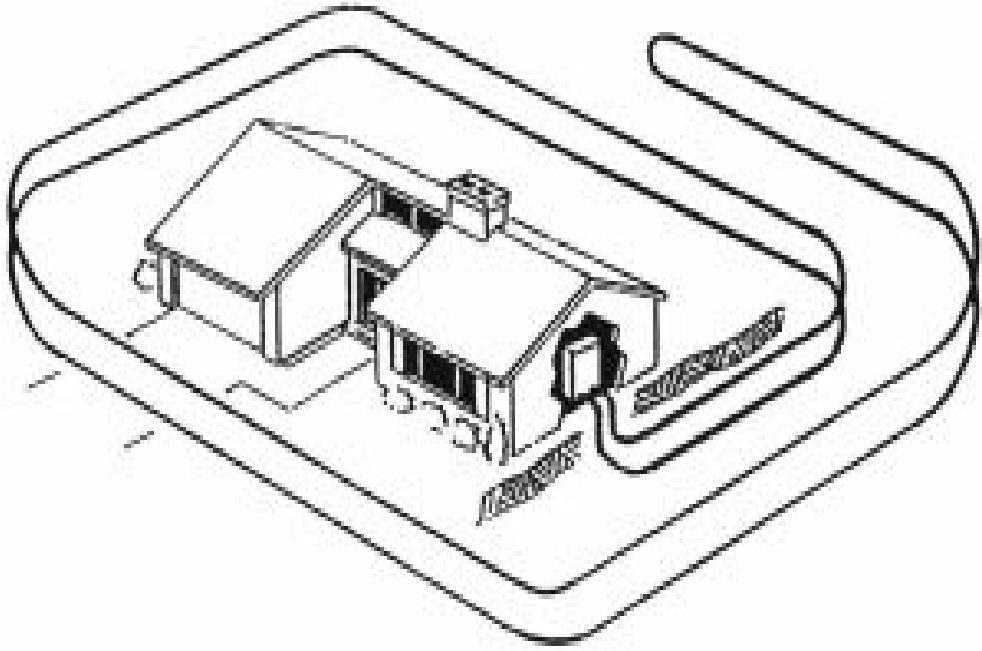
UTES yöntemlerinden birisi olan BTES teknikleri daha çok akifer içermeyen jeolojik formasyonların bulunmadığı yerlerde tercih edildiği gibi bu teknik dünyada daha çok küçük ölçekli denebilecek konut uygulamalarında tercih edilmektedir. Sistemin genel çalışma prensibi kısaca, yer altı ile yer yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının kullanılması temeline dayanır. Örneğin Türkiye'nin Güneyinde bulunan Adana ilinde yazın sıcaklık 35-40 C° lere kadar çıkmaktadır. Kışın ise bu sıcaklık 2-5 C° lere kadar düşmektedir. Tüm bunlara karşılık dünyanın bu gradyanındaki yer altı sıcaklığı yaz-kış ayları boyunca 19-21 C° dir. Kanalda termal enerji depolamanın temeli bu sıcaklık farkının ısıtmada veya soğutmada kullanılması fikrine dayanır. Bu farkı kullanma yöntemi ise kısaca şu şekilde yapılır; hedef alana soğutma ve ısıtma yükünü karşılayacak uzunluklarda kuyular açılır ve bu kuyular içersine kuyu derinliği kadar poli-etilen “U” şekilli borular indirilir. Boruların kuyu içersine düzgün indirilebilmesi için alt kısmına ağırlık yerleştirilir ve iki borunun birbirlerine ısı transferi yapmaması için her 10 m de bir aralarındaki mesafeyi sabit tutacak aparatlar yerleştirilir. Boru kuyuya indirildikten sonra jeolojik formasyon ile boru arasında kalan kısma dolgu malzemesi enjeksiyonu yapılır. Böylece kışın soğuk bir kaynaktan (hava, yüzey suyu v.s) elde edilen soğuk su bu kanalda dolaştırılarak kanal aracılığı ile mevcut bulunan jeolojik formasyonun doğal ısısı düşürülür. Kış ayları boyunca yapılan işlem, yaz ayları gelince soğutmada kullanılır. Aynı çalışma prensibinin terside yaz ayları boyunca geçerlidir. Herhangi bir ısı kaynağından elde edilen (güneş enerjisi, dış ortam sıcaklığı, atık ısı v.s) sıcak su yaz ayları boyunca kanalda dolaştırılarak hedef bölgedeki jeolojik formasyonun doğal ısısı kanal aracılığı ile yükseltilir. Bir sonraki kış bu sıcaklık yine kanal aracılığı ile alınıp ısıtmada kullanılır (Şekil 1.4). Böylece elektrik enerjisinden tasarruf sağlanmakla beraber soğutma ve/veya ısıtmada kullanılacak cihazlarda verim yükseltip çap düşürülme imkanı sağlamaktadır(Turgut,2002).

Hem ısıtma hem de soğutma amaçlı kullanılan BTES sistemlerinde ısıtma ve soğutma yüklerinin eşit olması istenir. Aksi takdirde birkaç yıl sonra yer altı sıcaklığı artacak veya azalacaktır. Bu durumu dengelemek için dışarıdan yeterli miktarda tekrar termal enerji depolama yapılması gerekecektir. Kanal açılırken düşünülmesi gereken düşük fiyat ve yüksek verim birleşimidir. Kanalda TED'in iki temel bileşeni vardır. Bunlar yer altı ısı değiştiricisi olan “yer altı kanalı” ve depolama kapasitesiyle önemli olan “yer altı jeolojik yapısı” dır.

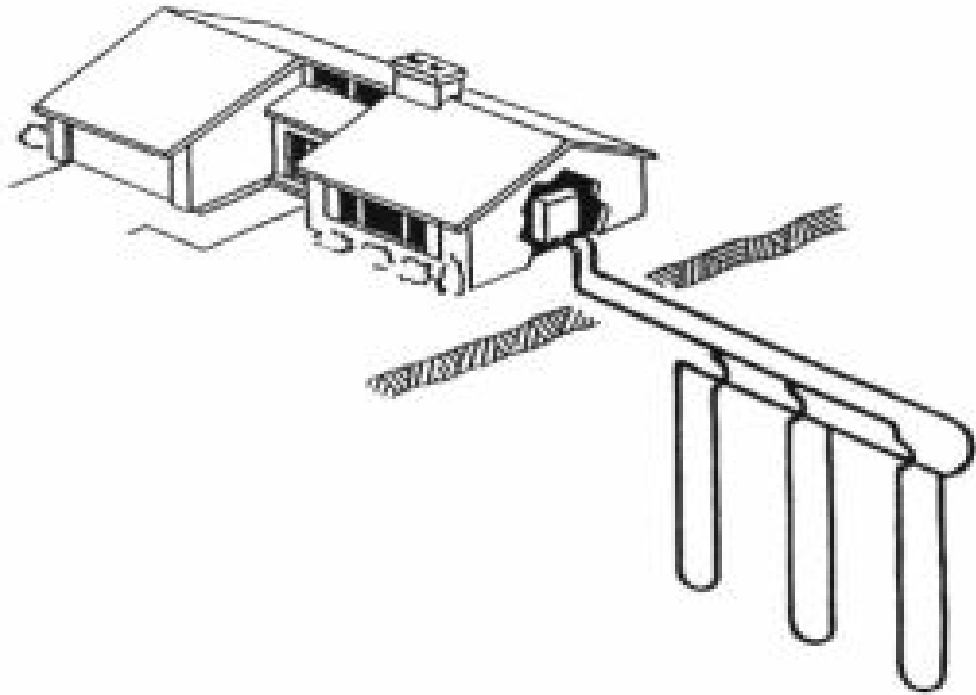
BTES tekniklerinde genelde yer yüzeyine dik derin kuyular tercih edilmekle birlikte, kimi uygulamalarda kanallar yer yüzeyine paralel de olabilmektedir (Şekil 1.5 ve Şekil 1.6). BTES doğrudan veya ısıpompasına entegre edilerek “ Yer Kaynaklı Isı Pompası (Ground Source Heat Pump – GSHP) ” uygulamalarında kullanılabilir. Tezin ilerleyen aşamalarında yapılan uygulama çalışmasında da düşey yer altı depolama tekniği kullanıldığından bu teknikle ilgili olarak detaylar daha fazla incelemiştir.



Şekil 1.4 BTES Tekniğinin temel çalışma prensibi (Turgut,2002).



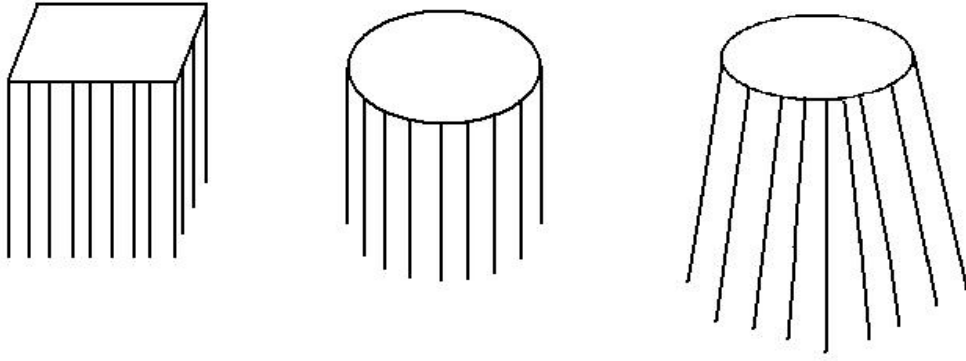
Şekil 1.5 BTES tekniğinde yatay kanal metodu



Şekil 1.6 BTES tekniğinde dikey kanal metodu

1.2.2.1 Düşey Yer altı Kanalında Termal Enerji Depolama (KTED)

Yer altı jeolojik yapısında ısıtma soğutma yüküne göre farklı sayıda düşey kanallar açılır. Kanalların çapları genelde 0,09m-0,20m derinlikleri ise 50-200m arasında değişir. Kanal çapı yapılan sondaj tipi ve ekipmanı ile ilgilidir. Kanallar arasındaki uzaklık genellikle sabittir (yaklaşık 4m). Depo şekli ısı kayıpları açısından önemlidir. Depo şekli kare, dikdörtgen, hegzagonal, daire veya L şeklinde oluşturulabilir. Yer yüzeyinde kullanılan alanı küçültmek için bazen kanallar derinlikle eğilimli olacak şekilde açılabilir (Şekil 1.7) (Nordell 1994).

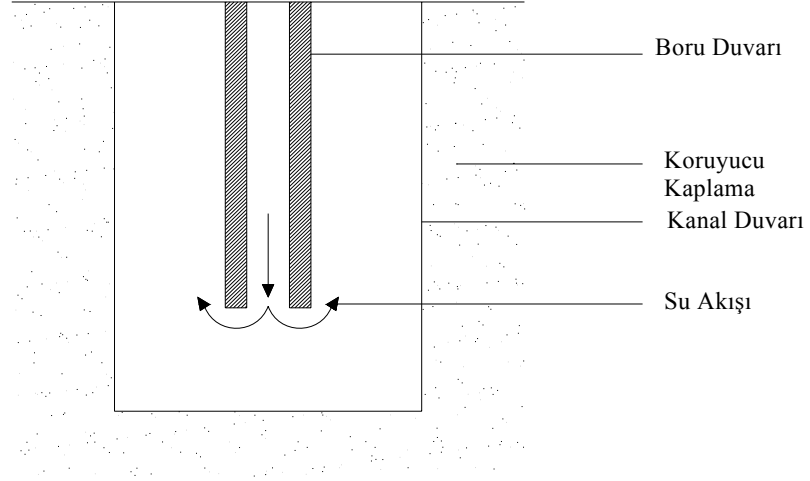


Şekil 1.7 Farklı KTED depolama şekilleri

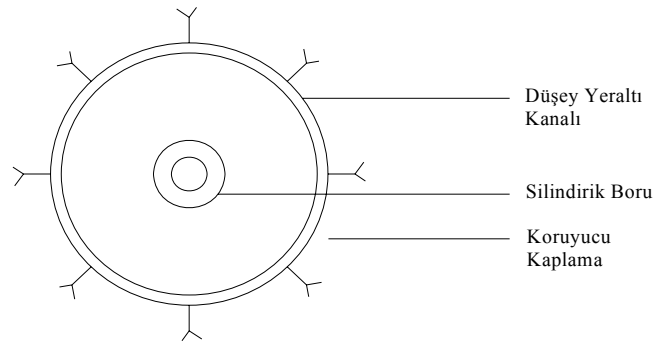
1.2.2.2 Açık ve Kapalı Döngü KTED Sistemleri

KTED açık veya kapalı döngülü sistem olarak uygulanabilir. Açık döngülü KTED sistemlerinde, ısı taşıyıcı akışkan kanalla doğrudan temas halindedir. Akışkan ve kayacın doğrudan temasından dolayı su kimyası önem teşkil eder. Isı değiştiricilerinde, çökelmelerden kaynaklı kabuklaşma veya korozyon problemleri olabilir. Açık sistemin avantajı ise yer altı jeolojik yapısı ve ısı taşıyıcı akışkan arasında iyi bir ısı transferi gerçekleşmesidir. Açık döngülü KTED sisteminde yer altı suyu seviyesi yer yüzeyine yakın mesafede olmalıdır. Kanalin aktif kısmı ise yer altı su seviyesinin altındadır. Kanalin içine eş merkezli olacak şekilde silindirik bir boru kanal tabanına yakın bir mesafede yerleştirilir (Şekil 1.8). Uygulamada kanalın içindeki borudan tabana doğru gönderilen ısı taşıyıcı akışkan kayaçla temas ederek basınçla borunun etrafından yukarı doğru hareket eder. Birden fazla kanal olması durumunda, akışkanın kanaldan çıktığı noktada diğer kanalla hidrolik bağlantısı vardır. U şeklinde bir kanal açılabilirse boru sistemine hiç gerek kalmadan KTED uygulanır. Bu durumda akışkan/su kanalın bir ucundan pompalanır tabanına gönderilir ve diğer ucundan

alınır. Fakat bu tipte kanal açmak çok zordur. Kanal açılırken kayaç yapısında kırılmalar olabilir. Şekil 1.9’da açık döngülü KTED sisteminden kanalın üstten görünümü verilmiştir.

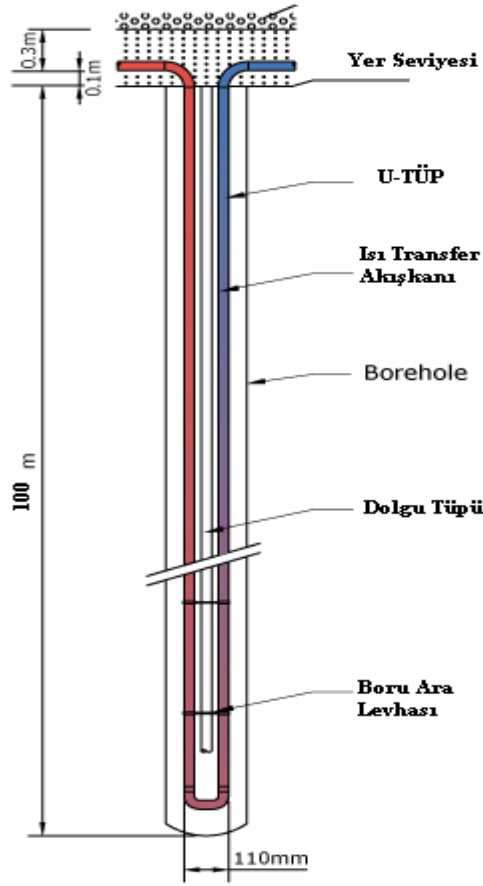


Şekil 1.8 Açık Döngülü KTED uygulaması (Dikici,2004)



Şekil 1.9 Açık döngülü KTED sisteminde yer altı kanalının ve silindirik borunun üstten görünümü

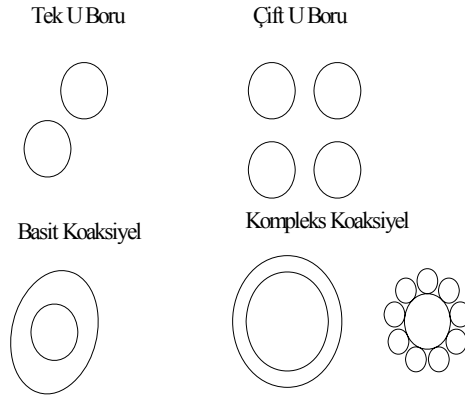
Kapalı döngü KTED sistemlerinin uygulamaları açık sistemlere göre daha yaygındır. Genellikle kanala bir veya birden fazla U boru yerleştirilir (Şekil 1.10).



Şekil 1.10 Kapalı döngü KTED sistemi

Uygulama amacına yönelik sıcaklık aralığındaki ısı taşıyıcı akışkan, boru sisteminde pompa vasıtasıyla kapalı döngüde dolaştırılır. Böylece akışkan yeraltını ısıtırken (soğuturken) kendisi soğuyarak (ısınıarak) kanaldan dışarı çıkar. Tekrar ısıtılmak (soğutulmak) üzere bir ısı değiştiricisinden geçirilir. Isınan yada soğuyan akışkan tekrar yeraltına yollanır. Bu çevrime KTED uygulamasında kullanılan enerji kaynağının sıcaklığı uygun olduğu sürece devam edilir. Isı taşıyıcı akışkan seçimi, çalışma sıcaklık aralığına bağlı olarak yapılır. Genellikle su, veya farklı yüzdelerde alkol-su karışımları kullanılabilir. Akışkan kanalın duvarlarıyla doğrudan temas halinde değildir. Böylece kimyasal problem olmaz, fakat açık sisteme göre daha az ısı transferi gerçekleşir. Yer altı jeolojik yapısına göre kanal duvarı ve U boru arasındaki boşluğa dolgu malzemesi yerleştirilir. U boru içersindeki türbülansla ısı sırasıyla, akışkandan boruya, dolgu malzemesine ve kanal duvarına aktarılır. Dolgu malzemesinden kanal duvarına ısı transferi “iletim” ile olur. Yer altı suyu ile kendiliğinden dolan yer altı kanallarında ise “taşınım” da devreye girer (Dikici,2004).

Düsey yer altı kanallarında farklı geometrilerde borular kullanılabilir. Kullanılan borular genellikle yüksek yoğunluklu ve basınca dayanıklılığı iyi olan polietilen borulardır. En yaygın uygulaması tek U boru tipidir. Çift U boru veya koaksiyel borular da kullanılabilir. Şekil 1.11’de farklı geometrilerdeki boru kesitleri verilmiştir.



Şekil 1.11 Farklı Geometrilerdeki boru kesitleri

1.2.2.3 KTED Sisteminde Dolgu Malzemesinin Kullanılması

KTED sisteminde dolgu malzemesinin kullanıldığı durumlar vardır. Yer altı jeolojik yapısı tortulu (sedimental) kayaç ise, sistemi daha dayanıklı yapacak dolgu malzemesi yer altı kanalı ve boru sisteminin arasındaki boşluklara yerleştirilir. Dolgunun kullanılmasının tek sebebi bu değildir. Dolgu kullanımı kanal sisteminin termal performansını da artırabilir. Isıl iletkenliği yüksek olan dolgu malzemesi kullanılmasıyla ısı taşıyıcı akışkanla kanal duvarı ve etrafındaki jeolojik yapı arasındaki ısıl etkileşim artar. Daha iyi ısı transferi sağlanır (Kjellson ve Hellström 1997-2000).

Dolgu malzemesi kullanımı ile yer altı suyundan kaynaklanabilecek kirlilik engellenir. Yer altı suyu akışı, tabakalar arası olan suların karışmasına yer altı doğasının bozulmasına sebep olacaktır. Bu da çevre açısından istenmeyen bir durumdur. Dolgu malzemesi kullanımı bu durumu da engeller.

Dolgu malzemesinin cinsi, ısıl özellikleri, partikül büyüklükleri, jeolojik yapı ve kullanılan malzemelerle kimyasal reaksiyon vermemesi, düşük geçirimsizliğe sahip olması, kolay karıştırılabilirliği ve pompalanabilir viskozitede olması KTED sisteminde kullanımında ve kanal boyutunun belirlenmesinde önemlidir. Kanal dolgu malzemesi olarak kullanılan materyallere örnek olarak bentonit, kum, inceltirilmiş kum, su ile farklı yüzdelerde hazırlanmış

bentonit karışımları, bentonitle kireç taşı, baryumsülfat ve kil sayılabilir. Bentonitin yüksek derecede koloidal (10^{-9} ile 10^{-6} m çapları arasında değişen) özellikler göstermesi, suya karşı ilgili olup şişme yapması, fakat büzülmemesi, çok küçük taneciklerin orijinal hacminin 10-20 katına çıkabilmesi dolgu malzemesi olarak seçilmesindeki başlıca nedenlerdir.

1.2.2.4 KTED Sisteminin Tasarım Parametreleri

KTED sisteminin tasarımı aşamasında düşünülmesi gereken pek çok parametre vardır. Bu parametreler uygun ve doğru bir sistem tasarımı için çok önemlidir. Kanal sistemi boyutlandırılırken optimum performans ve en düşük fiyat bileşimi kurulmalıdır. Kanal sayısı ve toplam kanal derinliği yeraltından toplam ne kadar ısıtma ve ya soğutma sağlanacağına, yeraltının ısıl iletkenliğine, kanalın ısıl direncine kanallar arası boşluğa bağlıdır. Toplam kanal uzunluğuna en çok etki eden yer altı eşik sıcaklığıdır. Yer altı kanalı ile doğrudan soğutma yapılacaksa, kanalın kullanılmadığı zamanlarda soğuk depolama ile toplam kanal derinliği azaltılır. Düşey yer altı kanallarının tasarımı aşağıda belirtilen parametreler dikkate alınmalıdır.

- TED için kullanılacak enerji kaynağının soğutma/ısıtma potansiyeli
- Yerel yer altı jeolojisi
- Yerel yer altı hidrojeolojisi (Yer altı suyu seviyesi akış koşulları v.b)
- Uygulama yapılacak yer ve binanın büyüklüğü
- Toplam yıllık enerji ihtiyacı
- Temel ısıtma ve soğutma yükleri
- Maksimum ısıtma ve soğutma yükleri
- Maksimum ve minimum soğutma-ısıtma sıcaklıkları
- Antifriz gerekliliği
- Dolgu malzemesi seçimi ve ısıl özellikleri
- Kullanılan tüm malzemelerin ısıl özellikleri
- Kanal geometrisi
- Yer altı ısıl iletkenliği λ ve kanalın ısıl direnci R_b (Van Gelder 2001)

1.2.2.5 KTED Sisteminde Isıl Duyarlılık

Yeraltında dışarıdan ısıtmayla veya soğutmayla gerçekleşen sıcaklık değişimi, “ısıl cevap veya ısıl duyarlılık” olarak tanımlanır. Yeraltının ısıl iletkenliği, λ (W/m.K) ve kanal ısıl direnci R_b (mK/W) ısıl duyarlılığı etkileyen özelliklerdir. Özellikle geniş kapasiteli KTED sistemleri veya yer kaynaklı ısı pompası uygulamalarında sistemin doğru tasarlanması için gerçek koşullarda belirlenmesi gereklidir. KTED’in maliyetindeki en önemli pay sondaj

harcamalarıdır. Gerçek ısıl özellik değerleriyle yapılan sistem tasarımı, gerekli kanal sayısını ve derinliğini azaltacağından daha ekonomik sonuç verir.

Isıl iletkenlik ısı'nın ne kadar iyi iletilebileceğinin bir göstergesidir. Isıl iletkenlik teorik hesaplamalarla, mevcut jeolojik haritalardan, tablo değerlerinden veya laboratuvar deneyleriyle hesaplanabilir. Fakat bu yolların hiçbirisi doğal yer altı ortamının özelliklerini içermez.

Diğer önemli parametre, ısı taşıyıcı akışkanla kanal duvarı arasındaki ısıl dirençtir. Akışkanla kanal duvarı arasındaki ısıl direnç belli bir ısı akısında Q (W/m) Eşitlik 1.1 ile gösterilir. Akışkan sıcaklığı ise Eşitlik 1.2 ile ifade edilir. Isıl direnç kanaldaki ısı transferini negatif yönde etkiler. Isıl direnç büyüdükçe akışkan ve kanal duvarı arasındaki sıcaklık düşmesi artar (Şekil 1.12). Isıl direncin KTED sisteminde olabilecek en küçük değerde olması istenir.

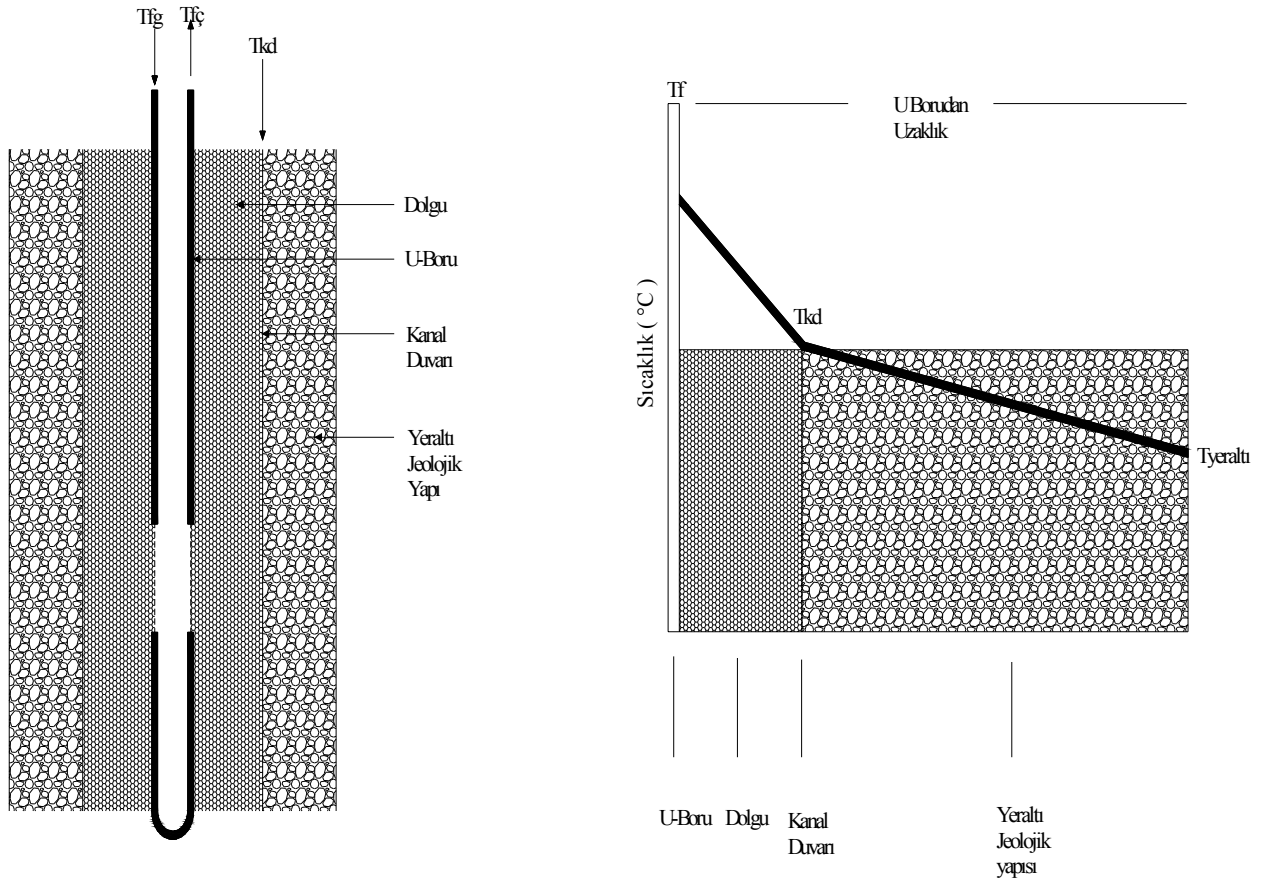
$$R_b = (T_f - T_{kd})/Q \quad 1.1$$

$$T_f = (T_{giriş} - T_{çıkış})/2 \quad 1.2$$

T_f = Akışkan sıcaklığı (°C) ; T_{kd} = Kanal duvarındaki sıcaklık R_b = Kanalın ısıl direnci (m.K/W) ; Q = Sabit ısı akısı (W/ m)

Bu nedenle KTED uygulama bölgesinde kullanılabilecek ve doğal yer altı ortamının ısıl özellikleri belirleyecek mobil bir cihaz “Termal Duyarlılık Testi (TDT)” cihazı tasarlanmıştır (Eklöf ve Gehlin 1996 , Austin vd., 2000).

TDT ile sabit bir ısı akısıyla ısıtılan akışkan yer altı kanal boru sisteminde dolaştırılır. Akışkanın sıcaklık ölçümlerine bağlı olarak ısıl özelliklerini belirlemek mümkündür. Yeraltında KTED sistemleri ve yer kaynaklı ısı pompası (GSHP) çalışmalarındaki artış pek çok ülkede TDT cihazına ve testine ilgiyi arttırmıştır. TDT doğal yer altı ortamının bütün etkilerini içerir. Bunlar, yer altı jeolojik yapısı, yer altı suyu ve akış koşulları, çatlak ve kırıklardaki su veya nem içeriği, taşınım ile gerçekleşen ısı transferi etkileri, kanal yapısının geometrisi, asimetrisi, boru tipi ve geometrisi, dolgu malzemesi etkisi olarak sayılabilir. Bütün bu etkileri içeren ısıl iletkenlikse “Etkin Isıl İletkenliktir”. KTED sisteminin ısıl performansının tümü sadece belirtilen ısıl özelliklere bağlı değildir. Aynı zamanda kanalı çevreleyen kayaç yapısındaki zamanla değişen ısıl dirence ve varsa diğer kanallarla olan ısıl etkileşime bağlıdır.



Şekil 1.12 KTED sistemi ve yer altı kanalının ısı direnç oluşumu (Dikici,2004)

Depolama sistemlerinde en çok istenen depolama sıcaklığını korumaktır. Bu nedenle komşu kanallar arasında ısı etkileşim olması istenirken enerji kaybı istenmez. TDT verileri değerlendirilmesinde farklı ısı transferi modelleri kullanılabilir.

Kullanılan tüm ısı transfer modellerinde bazı ortak kabuller yapılır. TDT hesaplamalarında yeraltındaki ısı transferinin genel olarak sadece iletim ile olduğu kabul edilir. Isı transferinde kanal etrafında radyal simetri olduğu varsayılır. Kanal eksenine boyunca, yani düşey yönde olan ısı transferi ihmal edilir. Isı transfer hızı ise sabit kabul edilir.

1.2.2.6 Termal Duyarlılık Testi (TDT)

Yeraltında bulunan jeolojik formasyonların termal özelliklerinin belirlenmesi, yer altı kanallarında termal enerji depolama ve yer kaynaklı ısı pompası uygulamalarında uygun tasarım için önem arz etmektedir. Bunun yanı sıra test sonuçlarından elde edilen termal özelliklere (Termal iletkenlik λ , ve Termal Direnç R_b) bağlı kalınarak yapılan tasarımlar sistemin ekonomik uygunluğunu da sağlamaktadır. Günümüzde yeraltındaki jeolojik

formasyonların termal özelliklerinin yerinde belirlenmesi konusunda hareketli termal duyarlılık testi cihazından (Şekil 1.13) daha uygun bilinen bir metot henüz yoktur. Yerinde termal duyarlılık testi ilk olarak 1983 yılında Danimarkalı bilim adamı Palne MOGENSE tarafından İsveç'in başkenti Stokholm'de düzenlenen termal enerji depolama konulu konferansta ortaya atılmıştır. Bu gelişmenin ardından İsveç'in Lulea Teknik Üniversitesinde ve ABD'de kurulu bulunan Oklahoma Üniversitesinde 1995-1996 yıllarında birbirleri ile eş zamanlı tasarlanıp yapılmıştır. Bu cihazları şu an kullanmakta olan ülkeler ABD, Almanya, Hollanda, Kanada, Norveç, İsveç, İngiltere ve Türkiye'dir.

Türkiye'de Çukurova üniversitesi çevre sorunları araştırma ve uygulama merkezi envanterinde bulunan TDT cihazı, merkezin IEA ECES-IA çatısı altında faaliyet gösteren Annex 8 ve Annex 13' teki başarıları sonucu Kasım 2000 tarihinde Lulea Teknik Üniversitesi tarafından hibe edilmiştir.

1.2.2.6.1 TDT'nin Çalışma Prensibi

TDT'nin amacı yukarıda da belirtildiği üzere yer altında bulunan jeolojik formasyonların yerinde termal dirençlerini (R_b) ve termal iletkenliklerini (λ) saptamaktır. Cihaz taşınabilir olması nedeniyle araç girebilen istenilen her yerde ölçüm alma şansını bize verir. Üç faz elektrik hattı ile çalışan TDT cihazı sirkülasyon sıvısı olarak çeşme suyu kullanmaktadır. Bir motorlu araç arkasına bağlanmaktadır. Ağırlığı yaklaşık 470 kg dir. Ölçüleri 2,7x1,5x0,5 m dir (Turgut,2002).

Cihazın içersinde bulunan parçalar ise şunlardır;

- Su Deposu
- Debi Ölçer
- Sirkülasyon Pompası
- Veri Kayıt Cihazı
- Isıtıcı (4x3 kW)
- Elektrik Kontrol Panosu
- Otomasyon için gerekli vana, boru ve göstergeler (Şekil 1.14)

Cihaz, su deposuna doldurulan su ile test alanının içinde açılan ve içine polietilen "U" boru indirilen kuyuya bağlanır. İlk etapta yer altı sıcaklığının ve depodaki suyun termal dengeye gelmesi için 20-30 dakika kadar oluşturulan kapalı döngü, sirkülasyon pompası aracılığı ile başlatılır. Sirkülasyon basıncının 2-3 bar civarında olmasına dikkat edilmelidir. Basıncı devamlı olarak cihaz üzerinde bulunan barometre aracılığı ile takip edilmelidir. Deney

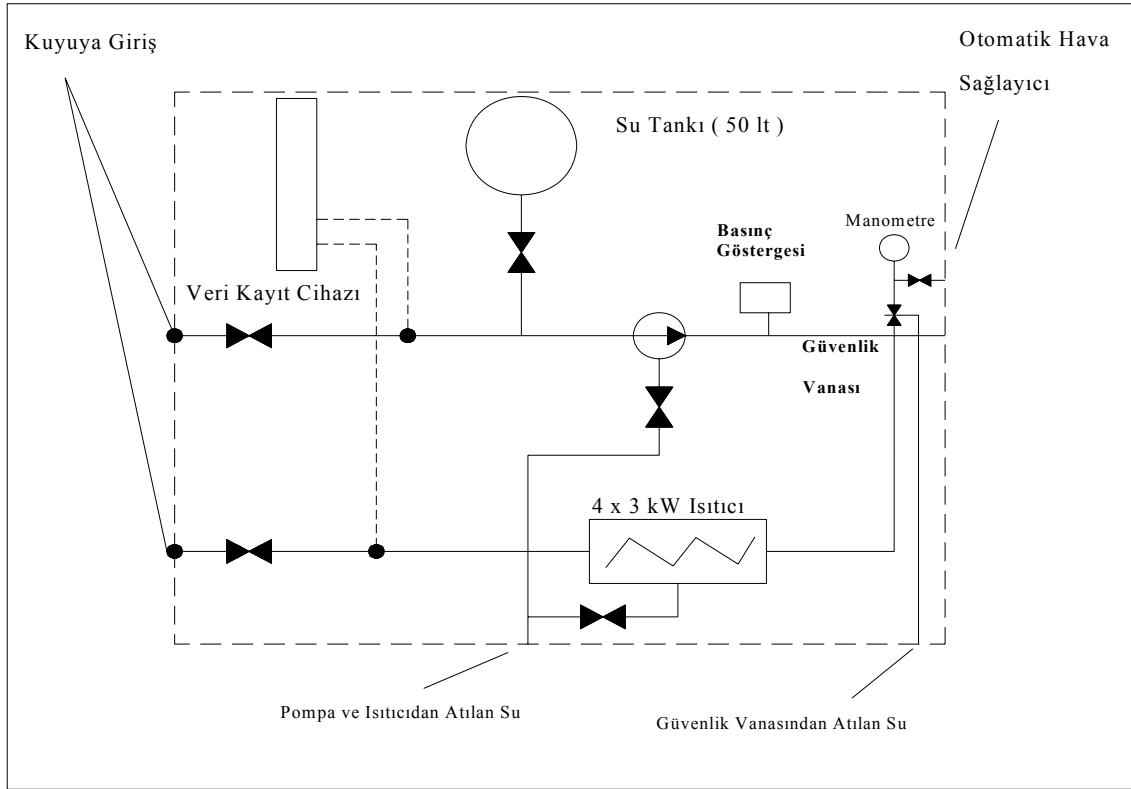
başladıktan sonra ilk 10 dakika içerisinde sistem içindeki hava alınmalıdır.

Daha sonra kuyunun derinliğine göre belirli güçte ısıtıcı açılır. Cihaz üzerinde 4x3 kW gücünde ısıtıcı bulunmaktadır. Önerilen 100m derinlikte olan kuyularda 3 kW, 150m derinlikte olan kuyular için 6 kw, 200 m derinlikte olan kuyular için 9 kW ve 200m den derin olan kuyular için 12 kW'lık güç uygulanmasıdır. Isıtıcı çalıştırıldıktan sonra elektrik panosu içindeki sayaçtan güç okuması yapılır ve kayıt edilir. Veri kayıt cihazı sirkülasyon boyunca her 10 dakikada bir suyun kuyuya giriş, çıkış ve dış ortam sıcaklıklarını kaydeder (Şekil 1.15). Sistem 50 saatten az olmamak şartı ile çalıştırılır. Deney sonunda bir diz üstü bilgisayar aracılığı ile veri kayıt sistemine bağlanılır ve kaydedilen veriler bilgisayara alınır. Bundan sonraki aşama bilgisayarda söz konusu verilerin değerlendirme aşamasıdır.

Deney bittikten sonra sistem içindeki su boşaltılır. Elektrik panosunun içindeki sayaçtan yeniden güç okuması yapılır ve vanalar kapatılır. Deney sonundaki güç okumasından, başlangıçtaki güç okuması çıkarılarak kayıt edilir (Turgut,2002).



Şekil 1.13 Termal Duyarlılık Testi (TDT) Cihazı



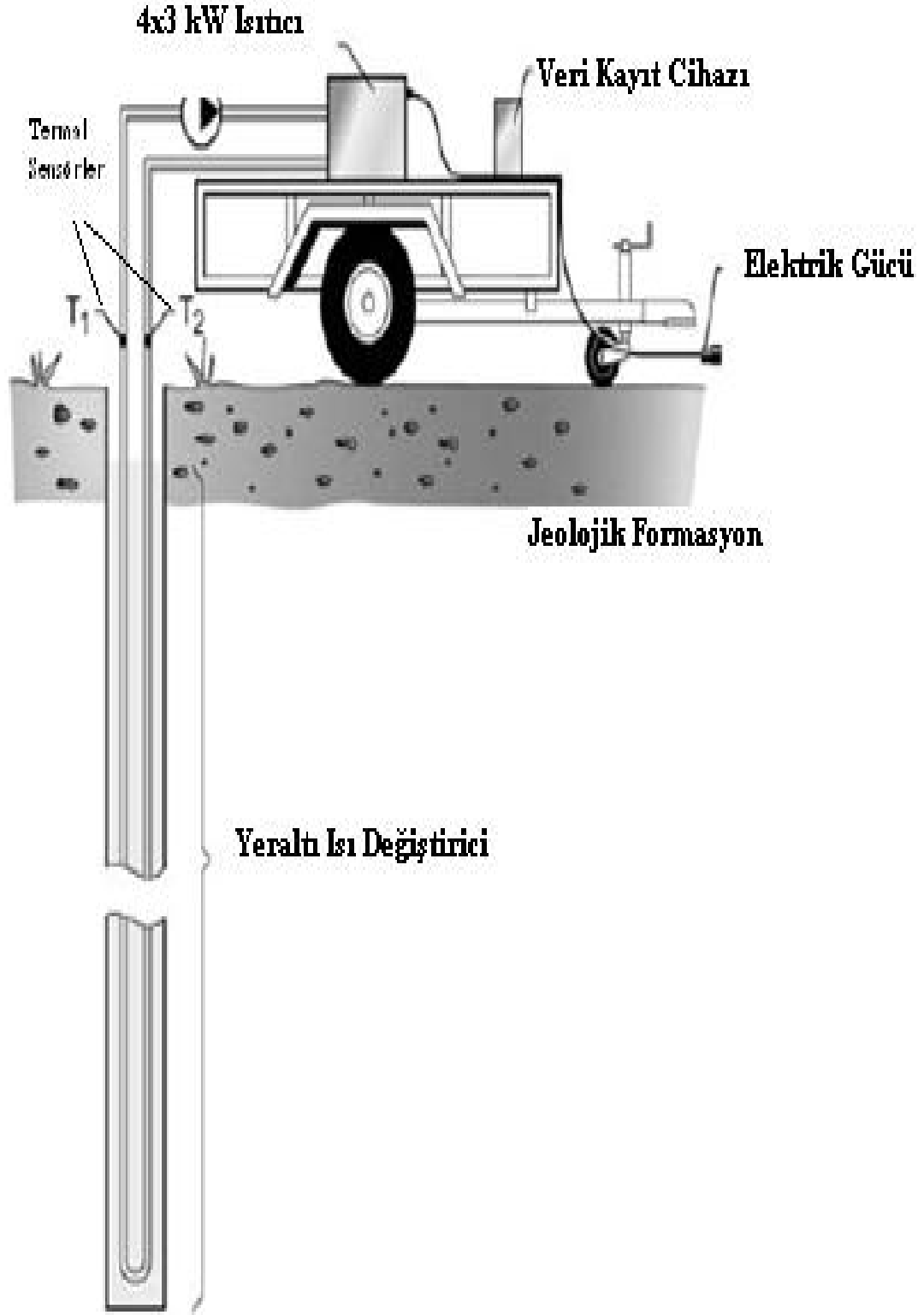
Şekil 1.14 TDT cihazı akış şeması (Gehlin, 1998)

1.2.2.6.2 TDT ile Yapılan Bazı Deney Sonuçları

TDT Deneylerinde kapasite değişimi, yer altı suyu akışı, yer altı çatlak kırıklardaki durgun yer altı suyunun veya nemin etkisi, dolgu malzemesi farkı, ısı transfer hızı, farklı geometrilerdeki boru tipleri gibi özelliklerin KTED sistemindeki ısı davranışa etkileri araştırılmıştır. Test süresinin, veri miktarının ve veri değerlendirme modellerinin farkları ve sonuçların doğruluğuna etkisi araştırılmıştır (Helström. 1994;1997; Yavuztürk vd., 1999; Spitler vd., 2000).

1996'dan beri İsveç'in farklı bölgelerinde TDT yapılmaktadır. En tipik olanları yeraltı suyu ile kendiliğinden dolmuş olan KTED sisteminde yapılan testlerdir. İsveç'te genellikle KTED için açılan kanallar, metamorfik kayaç yapısında ve yer altı suyu ile kendiliğinden dolan kanallardır. Dolgu malzemesi kullanılan veya kendiliğinden yer altı suyu ile dolmuş olan KTED sistemlerindeki ısı davranış farkı 17 farklı bölge için belirlenmiş İsveç için kuzeyden güneye doğru $\lambda(W/m.K)$, $R_b (m.K/W)$ haritalandırması yapılmıştır (Gehlin, 2000).

Termal Duyarlılık Test Ünitesi



Şekil 1.15 TDT cihazı çalışma prensibi

Çizelge 1.1’de Lulea’da farklı tipteki boruların kullanıldığı, yer altı suyu ile kendiliğinden dolmuş ve dolgulu KTED sisteminde elde edilen λ (W/m.K) değerleri verilmiştir. Kanallar 63 m derinliğinde ve 0,15 m çapındadır. Normalde yer altı suyu ile dolan kanallardan biri doğal taşınım etkisini araştırmak için kumla dolgulanmıştır. Böylece yer altı suyu ile oluşan doğal taşınım etkisi kaldırılmıştır. Yeraltı suyu ile dolu olan, tek U borulu KTED ve çift U borulu KTED için λ (W/m.K) değerleri eşit bulunduğu halde, tek U borulu dolgulu KTED için daha düşük olan 3,45 (W/m.K) elde edilmiştir. Laboratuarda aynı kanaldan alınan sondaj örneğiyle yapılan deneylerden elde edilen ortalama λ değeri ise TDT sonuçlarından daha düşüktür. (Nordell, 1994a)

Lulea’da 1000W/m ısı transfer hızında farklı boru tiplerinin ısı direnç değerleri hesaplanmıştır. Çift U borulu sistemin ısı direnci, Tek U borulu KTED’ göre genel olarak yaklaşık %50 daha düşüktür (Çizelge 1.2) (Gehlin ve Hellström.2000).

Çizelge 1.1 TDT ve laboratuarda elde edilen λ değerleri

Boru – Test Tipi	Dolgu Malzemesi	λ (W/m.K)
Tek U - IDT	Yer altı Suyu	3,62
Çift U – IDT	Yer altı Suyu	3,62
Tek U – IDT	Kum	3,45
Sondaj Örneği-Laboratuar	-	1,4

Çizelge1.2 Farklı boru tiplerinin kullanıldığı KTED sistemlerinin R_b değerleri

Yapı Şekli	Laboratuar- R_b (m.K/W)	TDT R_b (m.K/W)
Tek U borulu KTED	0,052-0,065	0,056
Çift U borulu KTED	0,026-0,038	0,025
Açık Sistem KTED	-	0,015

Bir diğer çalışmayla farklı boru tiplerinin, farklı ısı iletkenlikleri olan dolguyla kullanılmış ve ısı direnç incelenmiştir (Çizelge 1.3). Isı direnç yüksek λ ’sı olan dolgu kullanıldığında R_b daha düşük bulunmuştur. Çift U boru kullanımında R_b tek U borulu sisteme göre yine daha düşüktür (Sanner vd., 2000; Sanner, 2003)

Çizelge 1.3 Farklı Boru tipleri için kanalın ısıl direncine etkisi

Boru Tipi	Dolgu Malzemesi için λ (W/m.K)	Isıl Direnç R_b (m.K/W)
Tek U Borulu	0,8	0,196
	1,6	0,112
Çift U borulu	0,8	0,134
	1,6	0,075

Başka bir çalışmada TDT deneylerinin laboratuvar modeli gerçekleştirilmiştir. Farklı ısı transfer hızlarının ısıl davranışa etkisi araştırılmıştır. Farklı ısıtma hızlarında ve farklı boru tiplerinde R_b değerleri hesaplanmıştır. 50 W/m ısı akısında tek U borulu KTED sisteminde ısıl direnç 0,10 iken, çift U borulu KTED sisteminde 0,056 (mK/W) bulunmuştur. Daha yüksek ısı akısıyla (84-113 W/m) yapılan deneylerde R_b daha düşük bulunmuştur. Sahada yapılan deneylerde ise R_b daha düşük bulunmuştur. TDT deneylerinde uygulanan kapasitenin, gerçekte planlanan veya uygulanan işletme kapasitesiyle benzer olmasının gerekli olduğu belirtilmiştir. Yüksek sıcaklık ve yüksek ısı transfer hızlarında, düşük R_b sonuçları elde edilmiştir (Hellström ve Kjellson.2000).

Kanada’da yapılan TDT’ler ile kanaldaki su içeriğinin etkisinin sahadaki ısıl özelliklere etkisinin ancak TDT test ile yapılabileceği belirtilmiştir (Cruickshanks ve Bardsley, 2000).

Lulea, İsveç’de 1996-1998 boyunca kapatılmış olan, ısıtma amaçlı uygulanmış olan KTED sisteminde bir dizi TDT yapılmıştır. Saha ve laboratuvar sonuçları kıyaslandığında; sahada yapılan TDT deneyleriyle λ biraz daha büyük, R_b ise biraz daha küçük bulunmuştur. TDT ile λ ’nın daha yüksek ve R_b ’nin daha düşük çıkmasının sebebi ise, kanalda çatlak ve yarıklardaki yer altı suyundan dolayı doğal taşınılma olan ısı transferine bağlanmıştır.

Hollanda firması Groenholland tarafından ısı pompalı TDT cihazıyla deneyler yapılmıştır. Deneylerde genellikle GSHP ile ısıtma –soğutma tasarımı için açılan aynı tipte inşa edilen iki adet 50 m’lik kanala ısı yollanarak (33,2 W/m) ve çekilerek (-27,2 W/m) deneyler yapılmıştır. Deney sonuçları, jeolojik örneklerle yapılan laboratuvar deneyleri ve tablo değerleriyle kıyaslanmıştır. Hem laboratuvar hem de tablolardan elde edilen λ sonuçları, TDT deney sonuçlarından daha düşük bulunmuştur. Toprak profillerinde su tabakasına rastlanmamıştır. Beklenen ısıl iletkenlik 0,8 W/mK iken, TDT’yle sırasıyla 1,38 ve 1,43 W/mK iletkenlik değerleri elde edilmiştir. Sonuçların bu şekilde yüksek çıkması KTED yatırım maliyetini %25

azaltır. Temelde aynı olan iki kanalın TDT sonuçları farklıdır. Bu durum; ısı iletkenliğin yüksek olduğu kanalın nemle doymuş toprak yapısında olmasıyla açıklanmıştır (Pahud,2001).

Aynı koşullarda tasarlanan aralarında 30m mesafe bulunan, iki adet 160m derinliğinde 0,152m çapında KTED’ de elektrikli ısıtıcı kullanılarak TDT deneyleri yapılmıştır. İki kanalın açıldığı bölgede yeraltısuyu akışı yoktur. Dolgu malzemesi olarak bentonit yerine kuvarz-kum kullanılmıştır. Deney sonuçları birbirinden % 10 farklıdır. Deney süresi 5,5 gün olan kanalda λ ve R_b değerleri sırasıyla 3,0 W/m.K, 0,088 m.K/W iken, test süresi 6,5 gün olan kanalda λ ve R_b değerleri sırasıyla 3,0 W/m.K, 0,104 m.K/W dir. (Palud,2001)

Farklı iki (60 m ve 110 m derinliğinde) kanalda hem ısıtmayla, hem de soğutmayla TDT’leri yapılmıştır. λ' nın ısıtmayla yapılan deneylerde soğutmayla yapılan deneylere göre yüksek olduğu gözlenmiştir. Bu farklılık yeraltına ısı yollanan deneylerde oluşan taşınımına bağlanmıştır. Bu durumda yazın ısıtma amaçlı KTED veya kışın soğutma amaçlı KTED sistemlerinin farklı tasarlanması önerilmiştir (Witte vd., 2002).

Isıl duyarlılık testiyle hesaplanan ısı iletkenlik ve sisteme yollanan pozitif ısı akışı arasında bir doğru orantı bulunmuştur. Deneyler ısı yollanarak veya çekilerek yapılabilmektedir. Isı yollanarak yapılan deneylerde nemle doymuş topraklarda %10-15 daha yüksek ısı iletkenlik sonucu göstermişlerdir.

Yer altı suyu akışkanının TDT sonuçlarına etkisi önemlidir. Isıl olarak kullanılan kanala 5 m uzaklıkta bir gözlem kuyusu açılmıştır. 95 saat boyunca ise yer altı suyu çekilerek TDT deneyi yapılmıştır. Deney sonuçları incelendiğinde λ sırasıyla $2,34 \pm 0,007$ W/m.K ve $3,22 \pm 0,0018$ W/m.K olarak bulunmuştur. İlk 20 saat deney verileri incelendiğinde belirgin bir fark gözlenmemiştir. Çünkü kanal ve ısı taşıyıcı sıvı arasındaki sıcaklık farkı çok değildir. İlk 20 saat sonrasında ise yer altı suyu çekilmeyen kanaldaki sıcaklık profili yüksektir. Yer altı suyu akışı olan kanallarda λ yüksek bulunmuştur. Bu durum için tasarımdan önce tavsiye edilen hidrojeolojik etüt yapılmasıdır. Özellikle sıcak depolama yapılacak tasarımlarda yer altı suyu akışı etkisi ile ısı kayıpları çok olmaktadır. Yer altı suyu akışının son tasarıma etkisi daha fazla deneylerle incelenmesi önerilmiştir. Yer altı suyu akışı etkisini incelemek için kullanılan bilgisayar modelleri de (HST3D modeli) mevcuttur (Witte, 2001).

Günümüzde halen; dolgu malzemesi seçimi ve ısıl yönden zenginleştirilmesi konusunda, laboratuarda ve sahada KTED uygulamalarında araştırma çalışmaları sürmektedir. Dolgu malzemesi seçiminde en önemli iki nokta, dolgu malzemesinin ısı iletkenliğinin etrafındaki formasyondan yüksek olması ve kanala yerleştirilmesinin kolay olması sayılabilir.

Dolgu malzemesi olarak standart bentonit karışımı, inceltirilmiş kum, ısıl yönden zenginleştirilmiş bentonit farklı çaplardaki (0,16 m ve 0,12 m) dört adet düşey yer altı kanalında denenmiştir. Standart bentonitin yerine ince kum, kullanılması halinde kanal (0,16 m çap için) derinliği %49 azalabilir. Isıl olarak zenginleştirilmiş bentonit ise standart bentonite göre (0,12 m çap için) kanal derinliği %24 azaltır. Ticari bir yazılım programı ile 563 kW soğutma yükü için dört farklı kanal ve dolgu malzemesi çeşidine göre modelleme yapılmıştır. Kanal sayısı 144 adet varsayılmıştır. Buna göre hesaplanan kanal derinlikleri Çizelge 1.4 de verilmiştir. Sistemin boyutunun azaltılması standart bentonit yerine ısıl olarak zenginleştirilmiş bentonit yada kum kullanılması ile mümkündür. Böylece ekonomik yönden tasarruf edilir (Spilker 1998).

Çizelge 1.4 Farklı dolgu malzemelerinin kanal boyutuna etkisi

Kanal Çapı (cm)	Dolgu Malzemesi	Kanal Derinliği (m)
16,51	İnceltirilmiş kum	195
12,07	Isıl olarak zenginleştirilmiş bentonit	215
12,07	Standart bentonit	267
16,51	Standart bentonit	290

Laboratuar çalışması iki ayrı karışım dolgu malzemesi olarak incelenmiştir. Bentonit/kum ve bentonit/bakır tozu karışımlarının kanalın ısıl performansına etkisi incelenmiştir. Yapılan deneylerde bakır tozu karıştırılmış olan bentonitin ısıl iletkenliği beklenilenden düşük olduğu gözlenmiştir. Sebep olarak bakır tozunun çok küçük partiküller halinde olması ve bentonitin fazla kullanılması gösterilmiştir. Küçük partiküller halindeki tozun çamurla sarılması bir nevi izolasyona sebep olmuş ve ısı transferini olumsuz etkilemiştir. Daha büyük bakır partiküllerinin kullanılması ısı transferinin olumlu yönde etkileyebileceği belirtilmiştir (Gu ve O'Neal 1998).

Gu ve O'Neal (1998), %12,5 bentonit + %25 kum + %62,5 su karışımını dolgu malzemesi olarak denemişlerdir. Çizelge 1.5 deki sonuçları elde etmişlerdir. Dolgu malzemesi olarak bahsedilen karışımın ısıl iletkenliği ve özgül ısısı daha yüksektir.

Çizelge 1.5 Dolgu malzemesi-normal yer altı formasyonu fiziksel özellikleri

Fiziksel özellikler	Yer altı toprak örneği	Dolgu malzemesi
Isıl iletkenlik (W/m.K)	1,3	1,6
Özgül Isı (J/kg.K)	2079	3960
Yoğunluk (kg/m ³)	1695	1092

Remund ve Lund (1995) bentonite farklı yüzdelerle kil, demir cevheri, kireç taşı, kuvars gibi farklı maddeler ilave ederek ısı iletkenlik değerlerini belirlemişlerdir. İlave edilen maddelerin karışım yüzdeleri %3-36 bentonit, + %70 ilave + su veya %3-36 bentonit, + %50 ilave + su şeklindedir. Sonuçlar Çizelge 1.6’da verilmiştir.

Çizelge1.6 Bentonite farklı dolgu malzemelerinin ilavesiyle λ sonuçları.

Temel Dolgu %	İlaveler (% ağırlık)	Isıl iletkenlik (W/m.K)
Saf bentonit	-	0,75
Bentonit (3-36)	Kuvars %70	2,35
“	Kum %70	1,79
“	Kireç taşı %70	1,56
“	Demir cevheri %70	1,46
“	Kuvars %50	1,65
“	Kum %50	1,35
“	Kireç taşı %50	1,26
“	Demir cevheri %50	1,17
“	Kil %50	1,13

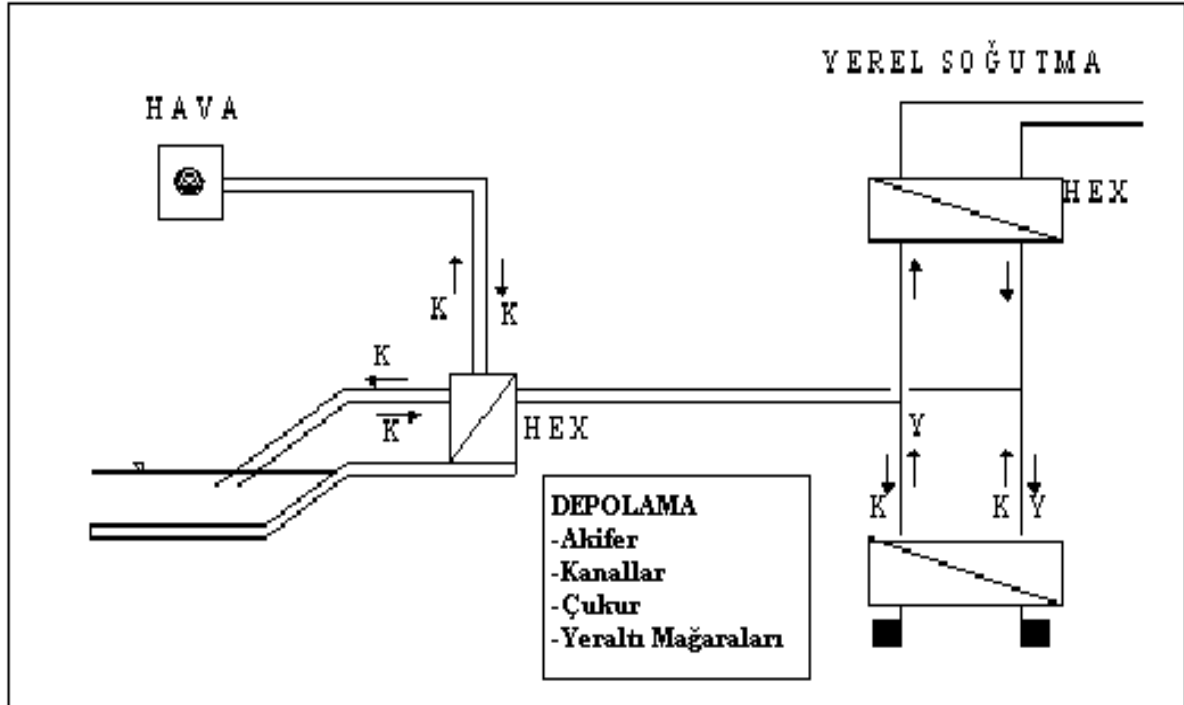
Bentonitin % 36’dan fazla kullanıldığı çalışmalarda çok kalın olduğu ve yüksek viskozite gösterip akmadığı gözlenmiştir. Kil ilavesinin genel dolgu karışımında % 30’dan daha fazla olamaması önerilmiştir. % 50 kil ilavesinde aşırı kalınlaşma olmuştur (Spilker 1998).

1.2.3 Tank, Çukur ve Kaya Oyuklarında Depolama (Cavity Thermal Energy Storage CTES)

UTES tekniklerinden sonuncusu olup, diğer iki yöntemle göre daha az uygulaması bulunmaktadır. Bu sistemin rağbet görmemesinin nedeni yeraltında termal depolama amaçlı tanklar, çukurlar v.s inşasının ekonomik olmamasıdır. CTES teknikleri özellikle İsviçre, Almanya ve ABD’de araştırma amaçlı kullanılmaktadır.

CTES tekniğinin en ekonomik olan şekli yer altı mağaraları ve karstik boşluklarda yapılan depolamadır. Ancak depolamanın gerçekleştirilebilmesi için söz konusu oluşumların yerleşim yerlerine yakın yerlerde olması ve yapıların depolamaya karşı uygun olması gerekmektedir. Bütün bu şartların yanına birde iklim koşulları ve enerji talebinin yeterliliği eklenince bu tip CTES uygulamaları da yaygınlaşamamıştır. İsveç’te bu tip başarılı CTES uygulamaları bulunmaktadır (Andersson, 1997).

CTES uygulamalarında da ATES ve BTES’de olduğu gibi soğuk depolama için kaynak, kış ayları boyunca mevcut bulunan yüzey suyu veya dış ortam soğukluğu olup yaz ayları için ise yine güneş enerjisi veya atık ısılar kullanılmaktadır (Şekil 1.16).



Şekil 1.16 UTES tekniklerinde soğuk depolama kaynağı

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

1973'ten bugüne Uluslar arası Enerji Ajansı Enerji Depolaması ile Enerji Tasarrufu Uygulama Anlaşması (IEA ECES-IA, <http://www.iea-eces.org>) kapsamında termal enerji depolama sistemleri ve özellikler yeraltında termal enerji depolama sistemleri üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Söz konusu çalışmalar Annex adı altında gruplar oluşturularak yürütülmektedir. Anlaşmaya üye olan ülkeler; ABD, Almanya, Avrupa Topluluğu, Belçika, Danimarka, Finlandiya, Hollanda, İngiltere, İspanya, İsveç, İtalya, Japonya, Kanada, Norveç ve Türkiye'dir.

70'li yılların başındaki petrol krizi alternatif enerji kaynaklarının geliştirilmesine yönelik çalışmaları yoğunlaştırmıştır (Hellström, 1991). Bu doğrultuda yeraltında mevsimlik Termal Enerji Depolama (TED) sistemleri 70'li yıllardan beri gelişmektedir. Yeraltında TED tekniklerinden kanallarda ve akiferde depolama; Avrupa, Kuzey Amerika, Japonya ve Çin'deki birçok uygulamalarıyla ekonomik ve ticari olarak ispatlanmıştır (Bakema vd., 1994). TED için farklı proseslerden açığa çıkan atık ısı kaynak olarak kullanılabilir. Buna örnek olabilecek, değişik bir çalışma da nükleer enerji üretiminden sağlanan atık ısı kullanılarak yüksek sıcaklıkta akiferde TED ilk kez Amerika'da Auburn Üniversitesi'nde denemiştir (Sanner 1999). Hollanda da 1980 yılından itibaren yapılan 200'ü aşkın Akiferde TED projesinin %80 i konut sektöründe (hastaneler, alışveriş, ticaret merkezleri, hava alanları v.b) geri kalan kısmı da sanayi (proses ısıtma ve soğutma) ve tarım sektöründe uygulanan projelerdir. Hollanda hükümetinin yaptığı çalışmaya göre soğutma amaçlı depolamanın 2020 yılında enerji üretimine yaklaşık yılda 500 milyon m³ doğalgaz karşılığı 15 PJ katkıda bulunacağı söylenmektedir (Sniders ve Bekama 1997). Akiferle şehir merkezi soğutma sistemleri Malmö ve Stokholm' de kullanılmaktadır. İsveç' de akiferde TED değerlendirmeleri ile soğutma amaçlı depolama %90-95 hem soğutma hem ısıtma amaçlı depolama %80-85, sadece ısıtma amaçlı depolama %60-65 enerji tasarrufu sağlandığı belirtilmektedir (Andersson 1997). Türkiye de akiferde TED için ilk fizibilite çalışması Çukurova Üniversitesi Balcalı Hastanesi için yapılmıştır (Paksoy vd., 2000, 2002, 2003). Akiferde TED Türkiye' deki ilk uygulaması ise Mersin' de bir süpermarketin ısıtma/soğutma sistemine entegre edilerek gerçekleşmiştir. Binanın maksimum ısıtma ve soğutma yükü sırasıyla 74 kW ve 195 kW'tır. Burada genel amaç, akifere gelen yer altı suyu ile yoğunlaştırıcıyı soğutup, ısınan yer altı suyunu başka bir kuyuda depolamaktır. Isınan yer altı suyunun depolandığı bu kuyu sıcak kuyu adını alırken yoğunlaştırıcının soğutma amaçlı

kullandığı kuyu soğuk kuyu adını alır. Yazın depolanan enerji kışın ısıtma amaçlı da kullanılabilir. Sistem Ağustos 2001' den itibaren konvansiyonel sistemlere göre yaklaşık %60 daha yüksek olan soğutma performans faktörüyle (COP: 4.18) devrededir (Paksoy vd., 2001).

Yeraltında ilk defa düşey yer altı Kanalında Termal Enerji Depolaması (KTED) düşüncesi Fransız bilim adamı Brun tarafından 1965 yılında ortaya atılmıştır. İlk öneri, yeraltında açılan kanallarda yüksek sıcaklıkta buharla depolama yapabilmektedir. Depolanan enerjinin daha sonra yer altı kanallarına su yollanarak geri kazanılacağı belirtilmiştir. KTED' le ilgili olarak ilk saha çalışmaları, 1976 yılında Guimbal Fransa' da daha sonra güneş enerjisi ile düşük sıcaklıkta KTED şeklinde 1981' de Platell ve Wikström tarafından İsveç' de yapılmıştır. Sonraki çalışmalarda hem teorik hem de teknik yaklaşımlar Avrupa' da İsveç başta olmak üzere Almanya ve Hollanda' da geliştirilmiştir. KTED sisteminin uygulaması sırasında kanal ve deponun ısı davranışının incelenmesi önem kazanmıştır. Kanalin etrafındaki ısı oluşum hakkında araştırmalar yapılmıştır (Hellström vd.,1988).

Düşey yer altı kanalları KTED sistemleri doğrudan ısıtma veya soğutma veya yer kaynaklı ısı pompası uygulamaları için kullanılabilir. İsveç' de kanallarda depolama sistemleri farklı sektörlerde başarıyla uygulanmaktadır. İsveç' de her yıl 20000 adet kanal açılmaktadır. Bunlar genellikle tek aileli evler içindir. Kanal sayısı yüksek kapasiteli sistemler için artar. Norveç' de 1998-2000 yılları arasında 30 adet geniş çaplı, yüksek kapasiteli KTED sistemi kurulmuştur. Kuzey Amerika' da her yıl yarım milyon yer altı düşey kanalı açılmaktadır. Amerika dünyadaki yer altı düşey kanalların kullanımı açısından en büyük payı oluşturur. Gelişmekte olan ülkelerde yer altı kanallarının KTED uygulamaları henüz çok az sayıdadır. Sistemin büyüklüğü tek kanaldan 400 kanala değişirken (USA, Avustralya) Norveç' in başkenti Oslo'da 600 kanallı bir KTED sistemi inşaatına başlanmıştır (2002).

KTED sistemiyle ilk büyük çaplı proje Lulea / İsveç' de Bo Nordell tarafından 1986' da başlatılmıştır. Depo hacmi 120000 m³ 'tür. 65 m derinliğinde 120 adet 0.152 m çapındaki kanallarla dikdörtgen biçiminde bir depo sistemi oluşturulmuştur. Kanallar arasındaki mesafe 4 m' dir. 1983-1990 yılları arasında bölgeye yakın olan çelik fabrikasının endüstriyel atık ısısı kullanılarak KTED gerçekleştirilmiştir. KTED sistemiyle üniversitenin bir bölümünün ısıtma ihtiyacının bir kısmı sağlanmıştır. Toplam 2 GWh yıllık depolamanın geri kazanılan kısmı ise 1 GWh 'tir. Binanın toplam ısıtma ihtiyacı ise 2,7 GWh' tir. Isıtma ihtiyacının geri kalan kısmı ise bir merkezi ısıtma ünitesinden sağlanmıştır. İşletim 1990 yılında durdurulmuştur (Nordell 1994a).

KTED sisteminin sağladığı enerji tasarrufu çevre kirleticisi emisyonları azaltmaktadır. Dünya’daki en büyük düşey yer altı kanalını kullanan sistemi 5,6 MW toplam soğutma kapasitesi ile ABD’de Richard Stockton Üniversitesi’nde yapılmıştır (Pal vd., 1996). Bu uygulamadan sağlanan enerji tasarrufunun karşılığı olarak emisyonlardaki yıllık azalmanın CO₂ için 453, NO_x için 186 ve SO₂ için 3395 otomobilin yarattığı emisyonu eşdeğer olduğu saptanmıştır (Sanner ve Stiles 1997).

İsveç’te başka bir çalışmada 90 konutlu bir yerleşim alanının toplam 1080 MWh’lik ısıtma ihtiyacını karşılamak için güneş enerjisini kullanarak yeraltında KTED tasarlanmıştır. Bu sistem 65 m derinliğinde dikdörtgen bir alanda 99 adet kanal içermektedir. Kanallar yer altı suyu ile kendiliğinden doldurulmuştur. Sistemde çift U boru kullanılmıştır. Bu tipte uygulamada ısıtma üretim maliyeti güneş kolektörleri ve KTED uygulamasıyla binanın toplam yıllık ihtiyacının % 60’ının karşılanabileceği belirtilmiştir (Dalenback ve ark 2000a).

Isı pompasıyla yapılan klasik soğutmalarda yazın normalde atmosfere atılan ısı KTED sisteminde sıcak kaynak olarak kullanılabilir. Isıtma amaçlı KTED bu atık ısı ile İsveç’te uygulanmıştır. Depo 110 m derinliğinde 64 adet kanal içerir. Yapılan bir yıllık işletim sonucunda 996 MWh enerji depolanırken 882 MWh’lık enerji geri kazanılmıştır. Buda depolanan enerjinin yaklaşık %90’dır. Yapılan simülasyon sonuçlarıysa ölçümlerle uyumludur. Sistemin geri ödeme süresi 3 yıl olarak hesaplanmıştır.

Almanya’da gerçekleştirilmekte olan başka bir KTED projesinde güneş enerjisi kaynak olarak kullanılmış ve konut ısıtması yapılmıştır (Seiwald ve Hahne 2000). 2700 m²’lik güneş toplayıcı 20000 m³ hacimli bir depo için kullanılmaktadır. İki yıllık sistem testi hem kullanıcıları hemde sistem tasarımcılarını memnun etmiştir. Merkezi ısıtma amaçlı yüksek çalışma sıcaklığındaki bu uygulamada enerji kayıplarının yıldan yıla azalacağı belirtilmiştir. Almanya’daki başka bir uygulamada güneş enerjisi uygulamalı merkezi ısıtmaya yönelik ısıtma ihtiyacının %50’sini karşılayabilen KTED çalıştırılmıştır.

Almanya’da Frankfurt havaalanına birkaç km uzaklıkta Langen’de 1200 çalışanı olan bir hava kontrol binasında düşey yer altı kanalları kullanılarak düşük enerjili bir ofis binası oluşturulması planlanmıştır. İki kısımdan oluşan KTED sistemi 70’er m derinliğinde toplam 154 adet kanal, bir ısıtma ve soğutma sistemine entegre edilmiştir. Sistemden sağlanan toplam soğutma kapasitesi 340 kW, ısıtma kapasitesi ise 330 kW’dır. KTED sistemiyle binanın soğutma ihtiyacının %80’i doğrudan ısıtma ihtiyacının %70’i ısı pompası destekli kullanılabilir. Geriye kalan ısıtma ve soğutma yükü ise merkezi bir ısıtma ve soğutma

devresinden karşılanması planlanmıştır. Kanallar 100 adet ve 54 adet L şeklindeki geometrik dizilimle tasarlanmıştır. Yıllık ekonomik analiz sonuçlarına göre; KTED ile ısıtma soğutmanın klasik sistemlere göre yatırım maliyeti daha pahalıdır. Fakat yatırım, bakım ve enerji üretimi faktörleri birlikte düşünüldüğünde; KTED ısı pompasıyla kullanımı en ucuz ısıtma ve soğutma sistemidir.

İsveç’ in kuzeyinde Pitea’ da bulunan 70 odalı bir otelin toplam 3717 m² lik alanı yer altı ısı değiştiricileriyle ısı pompası kullanılarak ısıtılmaktadır. Toplam yıllık ısıtma ihtiyacı 713 MWh tir. Aylık ortalama kapasite ihtiyacı ise 176 kW tır. Uygulama 32 adet 160 m derinliğindeki kanalla yapılmaktadır.

İsveç’ te son dönemlerde dış ortam havasının ve düşey yer altı kanallarını kullanarak telekomünikasyon istasyonlarının soğutulması yaygın hale gelmiştir. Böyle bir soğutma sisteminde klasik soğutma makineleri kullanılmadığından elektrik sadece pompa ve fanlar için harcanır. Telefon istasyonlarındaki soğutma yükü bütün yıl sabittir ve taze hava ihtiyacı genellikle azdır. Bu şekilde dış ortam havasını ve yer altı kanallarını kullanan 30’ dan fazla soğutma uygulaması vardır. Telekomünikasyon uygulamalarında kanal sayısı 3-30, soğutma kapasitesi 3-220 kW arasında değişmektedir. En büyük uygulama Malmö’ de 190 m derinliğinde 80 adet kanalla 370 kW soğutma kapasitesiyle çalışmaktadır. Kışın yeraltında soğuk depolama yapılmaktadır. Soğutma dış ortam havası ve düşey yer altı kanalına bağlı ısı değiştirici ile yapılır. İstasyon dış ortam hava sıcaklığı yeterince düşükse doğrudan dış ortam havasıyla soğutulur dış ortam havası ile soğutma belli bir sıcaklığın üstünde yapılamaz. Bu durumda tüm soğutma ihtiyacı yer altı kanallarından karşılanır. Kışın yer altı kanalının kullanılmadığı zamanlarda, hava sıcaklığı yer altı sıcaklığından düşük ise soğuk depolama yapılır. Kışın yeraltına yapılacak soğuk depolama miktarı yazın yeraltına atılacak ısı ile eşdeğer büyüklükte olmalıdır. 40 kW’ lık soğutma kapasitesi için yıllık bakım masrafları incelendiğinde klasik sistemler için 3750 Euro/yıl, bu sistem içinse 1000 Euro/yıl’ dır (Hellström ve Gehlin 1997, Paksoy vd., 2000).

Düşey yer altı kanallarının yer kaynaklı ısı pompası veya doğrudan soğutma uygulamaları konusunda yapılan çalışmalar Amerika’ da 1940’ larda başlamıştır. İlk uygulamalar genellikle 25-500 kW maksimum ısıtma/soğutma yüküne sahip orta büyüklükte ticari binalar veya evlerdir. Yer altı suyunu kullanarak direkt soğutma yapan uygulamalar da mevcuttur

Çizelge 2.1’ de KTED’ lerin kapasite ve adetlerine göre Dünya’ daki kullanımı verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere, dünya’ daki 26 ülkede kurulu kapasitesi; 6 875 MWt ve yıllık

enerji kullanımı ise, 23 287 TJ/yıl 'dır. Kurulu olan cihazların gerçek sayısı, 512 678 dolayında olup, bu rakamla ilgili veri tam değildir (Hepbaşlı ve ark. 2001).

Çizelge 2.1 KTED ile yeraltında termal enerji depolamanın dünya çapında kullanımı (2001)

Ülke	Kurulu Kapasite			Adetler	
	MW _t	TJ/yıl	GWH/yıl	Gerçek (Kullanım adedi)	12 kW Eşdeğeri
Almanya	344	1149	319.2	18000	28667
Amerika	4800	12000	3333.6	350000	400000
Avustralya	24	57.6	16.0	2000	2000
Avusturya	228	1094	303.9	19000	19000
Bulgaristan	13.3	162	45.0	16	1108
Çek Cumhuriyeti	8	38.2	10.6	390	663
Danimarka	3	20.8	5.8	250	250
Finlandiya	80.5	484	134.5	10000	6708
Fransa	48	255	70.8	120	4000
Hollanda	10.8	57.4	15.9	900	900
İngiltere	0.6	2.7	0.8	49	53
İsveç	377	4128	1146.8	55000	31417
İsviçre	500	1980	550.0	21000	41667
İtalya	1.2	6.4	1.8	100	100
İzlanda	4	20	5.6	3	333
Japonya	3.9	64	17.8	323	323
Kanada	360	891	247.5	30000	30000
Litvanya	21	598.8	166.3	13	1750
Macaristan	3.8	20.2	5.6	317	317
Norveç	6	31.9	8.9	500	500
Polanya	26.2	108.3	30.1	4000	2183
Rusya	1.2	11.5	3.2	100	100
Sırbistan	6	40	11.1	500	500
Slovak Cumhuriyeti	1.4	12.1	3.4	8	117
Slovenya	2.6	46.8	13.0	63	217
Türkiye	0.5	4.0	1.1	23	43
Yunanistan	0.4	3.1	0.9	3	33
TOPLAM	6 875.4	23 286.9	6 453.1	512 678	572 949

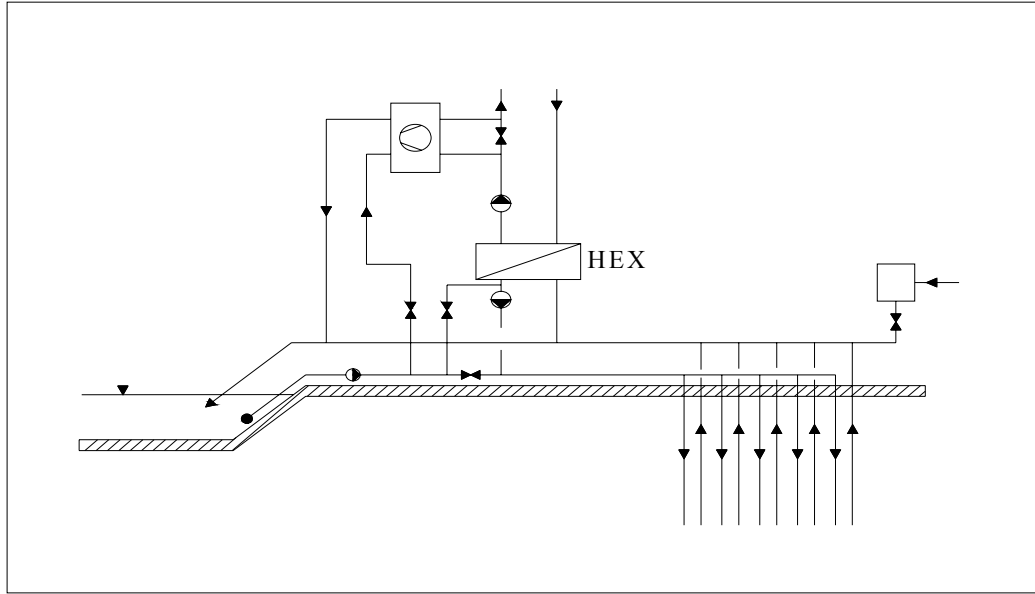
Türkiye’ de yer kaynaklı ısı pompası kullanılan sistemler 1990’ dan itibaren İstanbul’ da çalışmaya başlamıştır. İlk uygulamalar tek aileli evlerin ısıtması şeklindedir. Her bir birim ünitenin kapasite değerleri 9-46 kW arasında değişir. 18-46 kW arasındaki kapasite değerleri ise daha büyük konutlar ve ticari uygulamalar içindir. 2001 itibariyle toplam 4MW’lık kapasiteli GSHP çalışması yapılmıştır. Bu değer 7,3-46,2 kW aralığında değişen toplam 277 birim üniteyle karşılık gelir. Düşey yeraltı kanalı kullanılarak yapılan GSHP çalışmalarının yarısı sadece ısıtma diğer yarısı da hem ısıtma hem soğutma için tasarlanmıştır (Paksoy 2003). Çizelge 2.2-2.3 de OCAK 2001 tarihi itibariyle ülkemizde kurulan ısı pompası destekli KTED uygulamalarının dağılımı verilmiştir (Hepbaşlı ve ark. 2001).

Çizelge 2.3 Ocak 2001 itibariyle ülkemizde kurulan yatay toprak ısı değıştiricili BTES uygulamalarının dağılımı

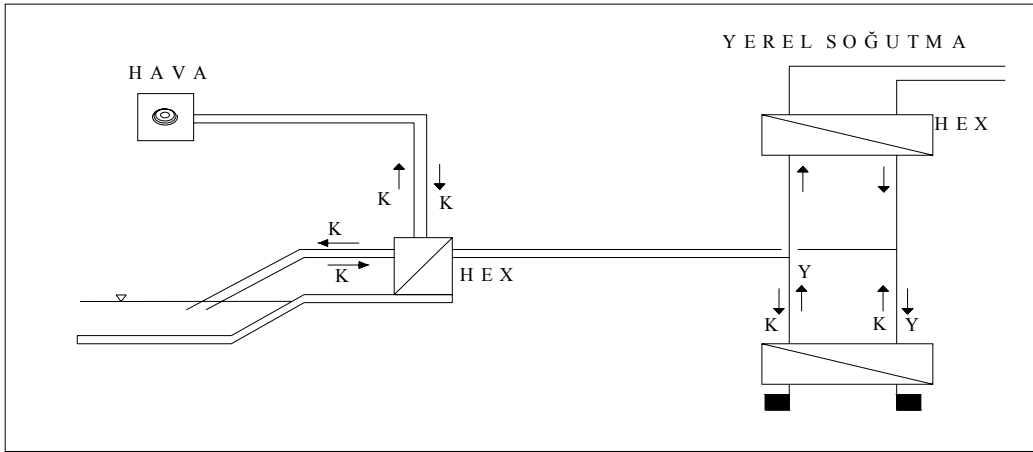
Uygulama Durumu	Şehir	Bina Tipi/Bina Adedi	Toplam Döşeme Alanı (m ²)	Isı Pompası (IP) Cihazı Adedi (Tip ¹)	Toplam Boru Uzunluğu (m)	IP Kapasitesi (kW)	Toplam IP Kapasitesi (kW)	12 kW Eşdeğer IP Cihaz Sayısı
T A M A M L A N A N	İstanbul	Villa / 2	1400 +400 = 1800/	2 / (IS)	1690 + 600 = 2290	38 ve 15	53.0	10
	Ankara	Villa/ 1	525	1 / (I)	850	46.2	46.2	
	Bolu	Ağaçtan Ev / 1	240	1 / (I)	420	9.0	9.0	
	Mersin	Villa/ 1	435	1/ (I)	600	15.0	15.0	
TOPLAM		5	3000	5/ (2 IS 3 I)	4160		123.2	

3. KTED SİSTEMİNİN FARKLI ENERJİ KAYNAKLARI İLE UYGULANMASI

Soğutma amaçlı TED’de soğuk kaynak olarak yüzey suları (göl, nehir) veya kış ortam havası kullanılabilir. Şekil 3.1’de yüzey suyunu kullanarak bir KTED uygulaması verilmiştir. Kışın depolama sırasında soğuk yüzey suyu doğrudan yer altı kanallarındaki boru sisteminde dolaştırır. Isınan su tekrar kanala boşaltılır. Yazın depolanan soğukluk bir ısı taşıyıcı akışkanla çekilir ve ısı pompası kullanılarak soğutma yapılabilir. Şekil 3.2’de hem yüzey suyu hem de kış ortam havasının soğutma amaçlı uygulaması verilmiştir. Kışın ortam havası veya yüzey suyunun soğukluğu bir ısı değiştiricisinden geçirilerek ısı taşıyıcı akışkana aktarılır. Soğutulmuş akışkan ise yeraltındaki kanalda dolaştırılarak yer altı ortamını soğutur. Yazın ise yine akışkan ve ısı değiştiricisi yardımı ile yerel soğutma yapılır.



Şekil 3.1 Yüzey suyunun soğukluğunu kullanarak KTED uygulaması (Andersson, 2000)

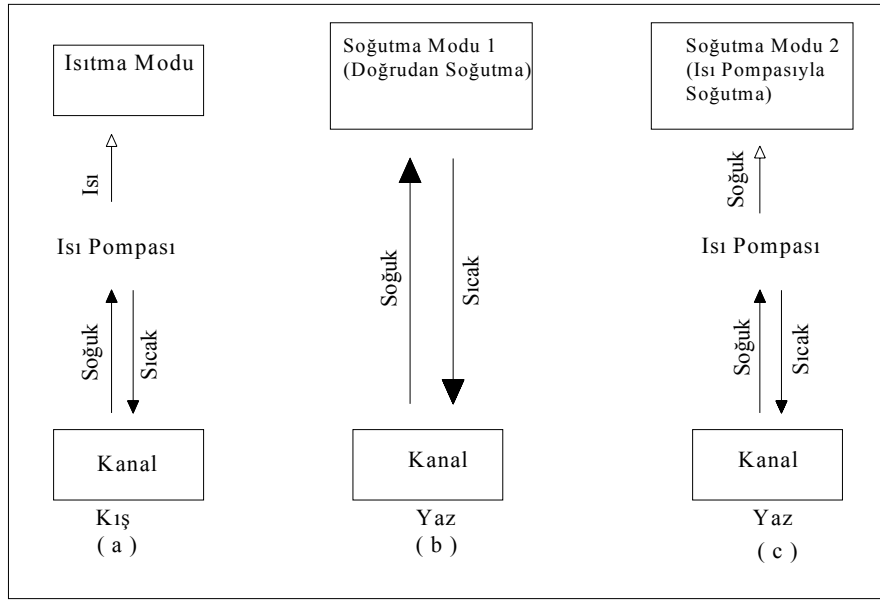


Şekil 3.2 Soğutma amaçlı KTED uygulaması (Andersson, 1997)

Düşey yer altı kanalları yaygın olarak ısıtma amaçlı ısı pompasıyla kullanılmaktadır (Şekil 3.3a). Bu kullanım şekli ABD’de 1940’ların sonlarından itibaren mevcuttur. Uygulama amacı ve soğutma yüküne göre bu kanallar doğrudan (Şekil 3.3b) veya ısı pompası ile (Şekil 3.3c) soğutma amaçlı kullanılabilir. Düşey yer altı ısı değiştiricisi doğrudan soğutma uygulamalarının bazı sınırlamaları vardır. Bunlar;

- Düşey yer altı ısı değiştiricisi ile sağlanabilen soğutma uygulama sıcaklığı (14-20 °C), konvansiyonel sistemlerle yapılabilen soğutma uygulama sıcaklığından (6°C) daha yüksektir. Bu nedenle soğutma uygulaması yapılacak sistem elde edilen bu sıcaklık aralığına (14-20 °C) uyumlu olmalıdır.
- Nem kontrolünün sürekli sağlanması garanti edilemez.

Düşey yer altı kanalı kullanılarak yapılan doğrudan soğutmada, ısı pompası ile olan elektrik harcaması gerektirmediğinden çok ekonomiktir. Konvansiyonel sistemlere göre zararlı gazların emisyonları daha azdır. Bu tip uygulamada CO₂ emisyonunun %48 azaldığı tespit edilmiştir (Sanner 2001,2003).



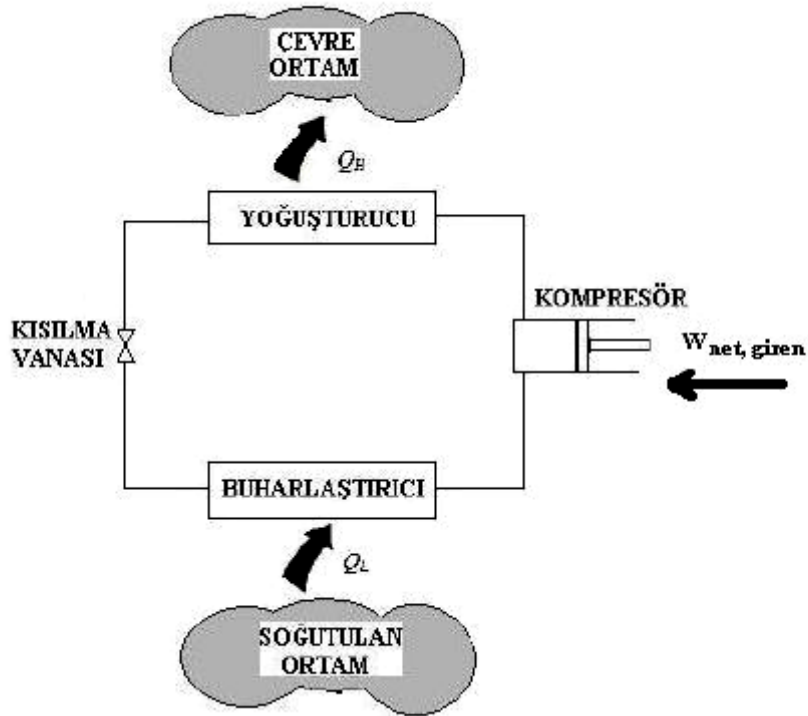
Şekil 3.3 Düşey yer altı kanallarının a-ısı pompasıyla ısıtma b-doğrudan ısıtma c-ısı pompasıyla soğutma uygulamaları

Şekil 4.2 ve 4.3’de yer altı kanalı ve ısı pompası uygulamasının teknik şeması verilmiştir. Burada dönüşümlü bir ısı pompası kullanılarak hem ısıtma hem soğutma yapılabilen bir uygulama gösterilmiştir. Mevsime göre akışın yönü değişebilir. Yer altı düşey kanalı ve ısı pompası arasında bağlantı kurularak yeraltından ısı alınır veya yeraltına ısı atılır. Isıtma durumunda yer altı ısı kaynağı olarak kullanılır. Isı pompasının buharlaştırıcısına ısıyı bir akışkan yardımıyla (çoğunlukla su veya su-antifriz) yeraltından aktarmak için kullanılırlar. Soğutma durumunda ise yeraltına yoğuşturucudan ısı atılır. Bir ısı pompasının kullandığı elektrik tüketimine göre, verilen işletme şartlarındaki kullanılabilir enerji verim katsayısı “COP” olarak tanımlanır. Yer kaynaklı ısı pompası uygulamalarında en önemli parametre verim katsayısıdır. 1 kWh’lık ısıtma veya soğutma üretimi için genellikle 0,22 veya 0,35 kWh elektrik harcanır. Bu değerler havadan-havaya ısı pompalarının mevsimlik kapasite harcamasından %30 veya %50 daha azdır. Havadan havaya ısı pompaları çoğunlukla atmosferi ısı kaynağı veya toplayıcısı olarak kullanılırlar. Gerçek işletme şartlarında uygulama zamanına ve süresine göre COP değeri değişir. İşletim süresince ve mevsimi için genellikle ortalama COP kullanılır. COP’ın bu şekilde kullanımı mevsimsel verim katsayısı (SPF) olarak adlandırılır.

3.1 Isı Pompaları ve Termodinamik Analizi

3.1.1 Soğutma Çevrimi

Isı geçişinin her zaman sıcaklığın azaldığı yönde olduğu bilinen bir gerçektir; yani ısı geçişi, yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olur. Bu doğal bir olgudur ve kendiliğinden gerçekleşir. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi (soğutma) ancak soğutma makinelerinin kullanımı ile olanaklıdır. Soğutma makineleri bir çevrim esasına göre çalışır ve soğutma çevriminde kullanılan akışkana “soğutucu akışkan” adı verilir. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir ve Şekil 3.4’deki dört elemanla çevrim gerçekleşir.



Şekil 3.4 Soğutma Çevrimi Elemanları

Soğutucu akışkan kompresöre buhar olarak girer ve burada yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Kompresör çıkışında kızgın buhar halinde olan akışkan çevre ortama ısı vererek soğur ve yoğunlaşır. Akışkan yoğuşturucudan sonra kılcal borulara girer ve kılcal borularla basıncı ve sıcaklığı büyük ölçüde azalır. Soğutucu akışkan daha sonra buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşır.

Çevrim, buharlaştırıcıdan akışkanın kompresöre girmesiyle tamamlanır. Yukarıdaki şekilde bir soğutma makinesinin genel çizimi gösterilmiştir. Burada Q_L , T_L sıcaklığındaki soğutulan ortamdan çekilen ısıyı göstermektedir. Q_H işe T_H sıcaklığındaki ılık ortama verilen ısıyı simgelemektedir. $W_{net,giren}$ soğutma makinesine girilen net ıştır. Bir soğutma makinesinin verimi “etkinlik katsayısı” ile ifade edilir ve COP_{sm} ile gösterilir. Soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdan ısı (Q_L) çekmektir. Bu amacı gerçekleştirmek için iş ($W_{net,giren}$) yapılması gerekir. Bu durumda soğutma makinesinin etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir (Erbil,2002).

$$COP_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen enerji}}{\text{harcanan enerji}} = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} = \frac{m_R(h_1-h_4)}{m_R(h_2-h_1)} \quad 3.1$$

Bu çevrim için enerjinin korunumu ilkesi

$$W_{net,giren} = Q_H - Q_L \quad 3.2$$

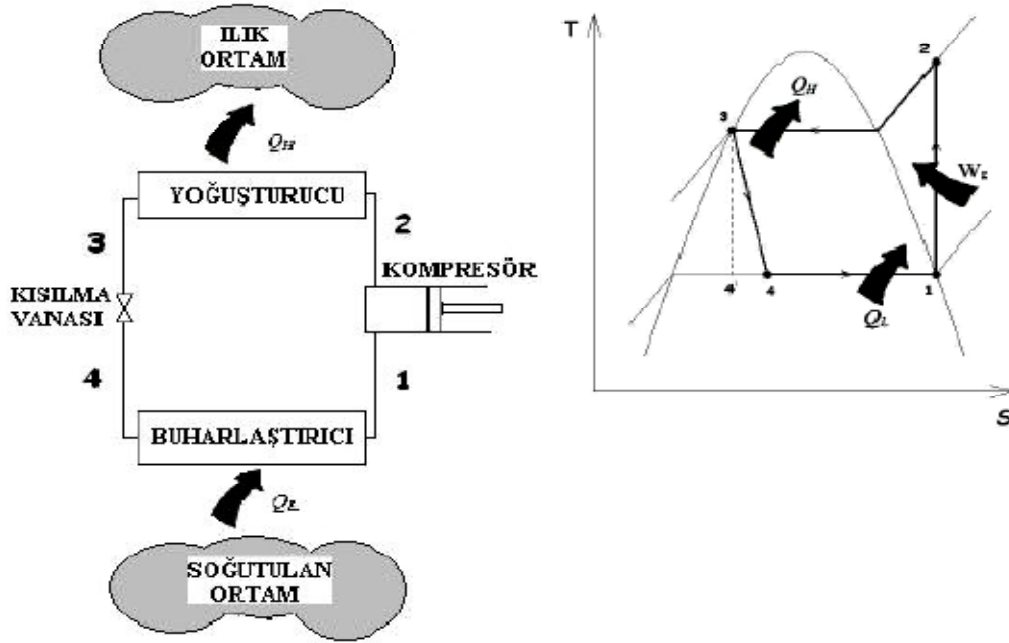
olduğundan, soğutma makinesinin etkinlik katsayısı,

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad 3.3$$

şeklinde de yazılabilir. COP_{SM} değeri birden büyük olabilir. Başka bir deyişle soğutulan ortamdan çekilen ısı bunu sağlamak için yapılması gereken işten büyük olabilir.

3.1.2 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Buharın sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştırarak ve 4-1 hal değişimindeki genişlemeyi bir kısılma işlemi ile gerçekleştirilmesiyle elde edilen çevrime “ideal buhar sıkıştırılmalı çevrim” adı verilmektedir. Bu çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil 3.5’de verilmiştir.

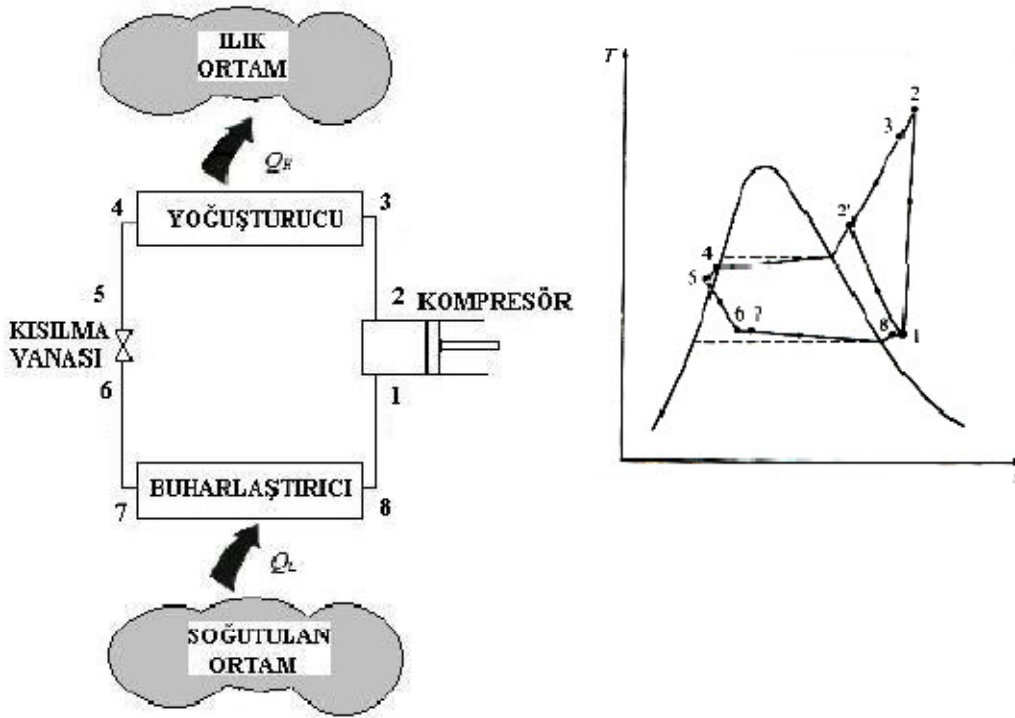


Şekil 3.5 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı

T-s diyagramında, içten tersinir bir hal değişiminin eğrisi altında kalan alan ısı geçişini temsil eder. Bu nedenle 4-1 hal değişimi eğrisi altında kalan alan buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın çektiği ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisinin altında kalan alan da yoğuşturucuda soğutucu akışkanın çevreye verdiği ısıyı gösterir. Yaklaşık bir kural olarak buharlaştırıcı sıcaklığındaki her 1 °C'lik artma veya yoğuşturucu sıcaklığındaki 1 °C'lik azalma için etkinlik katsayısının yüzde 2 ile 4 arasında arttığı söylenebilir.

3.1.3 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı Şekil 3.6'da gösterilmektedir.



Şekil 3.6 Gerçek Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi ve T-s Diyagramı

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez, çünkü soğutucu akışkanın halini hassas bir şekilde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Burada amaç, akışkanın kompresöre girişinde tamamen buhar olmasını güvenceye almaktır. Ayrıca buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir. Yukarıda sıralanan etkilerin toplam sonucu, soğutucu akışkanın özgül hacminin ve buna bağlı olarak kompresör işinin artmasıdır. Çünkü sürekli akış işi özgül hacimle doğru orantılıdır. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, başka bir deyişle izentropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırırken ısı geçişi işe hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artabilir (1-2 hal değişimi) veya azalabilir (1-2' hal değişimi). Sıkıştırmanın izentropik olmaksızın, 1-2' hal değişimine göre olması tercih edilir, çünkü kompresör işi bu durumda daha az olacaktır. Bu bakımdan soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi sırasında soğutulması ekonomik ve uygulanabilir olduğu sürece yararlıdır. İdeal çevrimde, soğutucu akışkanın

yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışı ile kısılma vanası girişi arasında belirli bir basınç düşüşü vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassasiyetle gerçekleştirmek zor olduğundan, yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur, başka bir deyişle aşırı soğutulur. Bunun bir sakıncası yoktur, çünkü bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdaki daha çok ısı çekilebilir. Kısılma vanası ile buharlaştırıcı birbirine çok yakındır, dolayısıyla aradaki basınç düşüşü küçüktür.

3.2 Isı Pompası

Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıkta bir ortama ısı enerji aktaran bir başka makine de Şekil 3.7’de gösterilen ısı pompasıdır. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler, fakat kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinesinin 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 enerji deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposu genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak olurken, ısıtılmak istenen ortam işe evin içidir. Isı pompasının etkinliği de “etkinlik katsayısı” COP_{IP} ile ifade edilir.

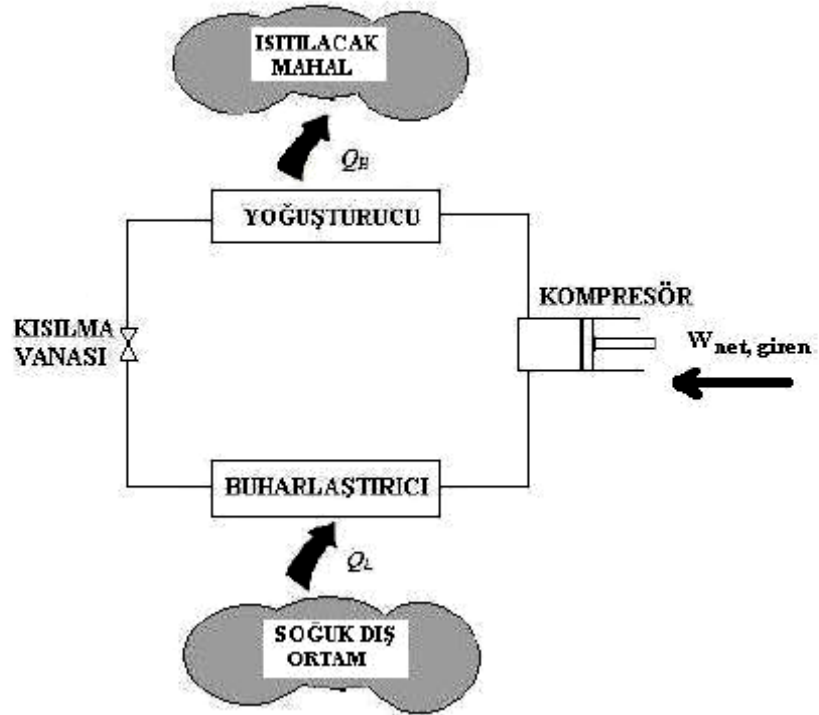
$$COP_{IP} = \frac{\text{elde edilmek istenen enerji}}{\text{harcanan enerji}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net,giren}}} = \frac{m_R(h_3 - h_2)}{m_R(h_2 - h_1)} \quad 3.4$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \quad 3.5$$

Yukarıdaki denklemler karşılaştırıldığı zaman, Q_H ve Q_L değerleri her iki çevrimde de eşit olmak koşulu ile aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$COP_{IP} = COP_{SM} + 1 \quad 3.6$$

Bu sonuç ısı pompasının etkinlik katsayısının her zaman 1’den büyük olduğunu göstermektedir. Çünkü COP_{SM} her zaman artı değere sahiptir. Başka bir deyişle, en kötü durumda bile ısı pompası bir elektrikli ısıtıcı gibi çalışıp tükettiği elektrik enerjisini eve ısı olarak aktaracaktır. Bugün kullanılan ısı pompalarının mevsimlik ortalama COP_{IP} değerleri 2 ile 3 arasındadır (Diz, 2001).



Şekil 3.7 Isı Pompası Elemanları

Isı pompası basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrik ile beslenen bir sistemdir. Bilindiği üzere enerji vardan yok, yoktan var edilemez; sadece ya biçim değiştirir ya da bir yerden bir yere taşınır. Isı pompası da adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama “pompalama” veya “taşıma” kabiliyetinden alır. Örnek olarak dalgıç pompaları verilebilir. Dalgıç pompaları nasıl suyu üretmiyorsa, ısı pompaları da ısıyı üretmeyip sadece taşırlar. Dalgıç pompalarının su pompalamak için bir su kaynağına daldırılmasına benzer olarak, ısı pompaları da yeryüzünde bir enerji kaynağına temas etmedikleri sürece ısıyı taşıyamazlar. Gerekli şartlar sağlandığında yüksek miktarlarda enerji düşük maliyetlerle kullanıma sunulabilir (Patlar,2006) .

Isı pompaları genel anlamda ısıyı üretmek yerine taşımayı amaçlar. Bunun için de bir ısı çukuru ihtiyaç vardır. Ülkemizde kullanılan ısı pompalarının hemen hemen hepsi ısı çukuru olarak havayı kullanmaktadır. Günümüzde havayı ısı çukuru olarak kullanan ısı pompaları Split Klima ve Chiller olarak adlandırılır. Hava kaynaklı cihazların verimleri, dış hava sıcaklıklarının değişimlerinde, farklı değerler alırlar. Verim değerlerinin gün içinde sabit kalmaması nedeniyle işletme maliyetlerinde istenmeyen artışlar meydana gelir. Bu verim değişimlerini önleyen sıcaklığı sabit kabul edilebilecek ısı çukurları da mevcuttur. Bu amaçla kullanılan ve sıcaklığı sabit kabul edilebilen ısı çukurları toprak ve sudur.

3.2.1 Isı Pompasında Prosesler

a) Buharlaştırıcıda (Evaporatör) 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 ısının soğutucu akışkana aktarılmasını sağlar. Soğutucu akışkan önce kaynar ve buharlaşır. Bu işlem için gerekli ısı enerjisi, çevre ısı kaynağından elde edilir.

b) Kompresörde izentropik sıkıştırma

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

c) Yoğuşturucuda (Kondenser) 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 sıkıştırma 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 ulaşır. Böylece çevrim tamamlanmış olur.

3.3 Isı Pompası Elemanları

3.3.1 Kompresörler

Kompresörler buharlaştırıcıda bulunan alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan yoğuşturucu kısmına gönderen iş makineleridir. Kompresörler başlıca dört ana gruba ayrılırlar:

1. Pistonlu kompresörler
2. Rotatif (dönel) kompresörler
3. Turbo (santrifüj) kompresörler
4. Hermetik kompresörler

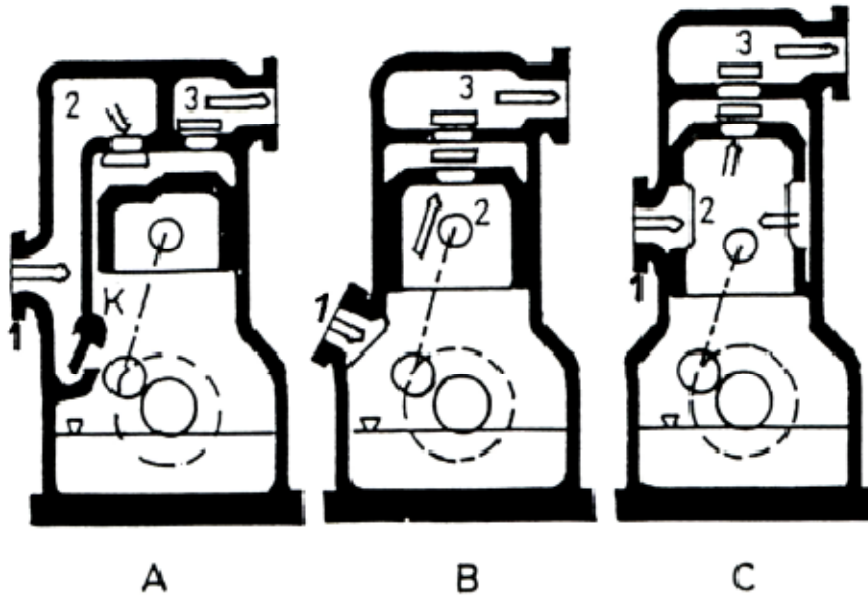
Kompresörler genellikle elektrik motorlarıyla tahrik edilirler. Tahrik doğrudan doğruya veya gücün büyüklüğüne göre bir yada daha fazla V kayışlı kayış-kasnak mekanizması ile

olmaktadır.

3.3.1.1 Pistonlu Kompresörler

Bir silindir içerisinde gidip gelme hareketiyle bir pistonla sıkıştırma işlemini yapan bu tip kompresörlerde, tahrik motorunun dönme hareketi, bir krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Silindir durumuna göre yatay veya düşey olurlar. Yatık tipler çok yer işgal etmeleri, montajının pahalı, yağlanması zor oluşu gibi sebeplerle tercih edilmezler. Ayrıca bunların devir sayıları da düşüktür.

Düşey tip kompresörler yatık olanlara nazaran daha kullanışlıdır, daha az yer işgal eder ve hafiftirler. Pistonlu silindirlerin uygulama şartları, birim soğutucu akışkan soğutma kapasitesine isabet eden silindir hacmi gereksinimi az olan fakat emme ve basma basınç farkı oldukça fazla olan soğutucu akışkanlar için uygun düşmektedir. Basma ve emme kısımlarındaki basınç oranı 5'in üstünde olduğu zaman kademeli pistonlu kompresörler yapılmaktadır. Bu kompresörler kademeli pistonlu veya çok silindirli olabilirler. Silindirler sıralı olabileceği gibi V veya yıldız şeklinde yerleştirilebilirler ve motorlardakine benzeyen biyel mekanizması kullanılır. Biyeler küçük kompresörlerde dövme çelik, büyük kompresörlerde işe dökme demirden yapılırlar.



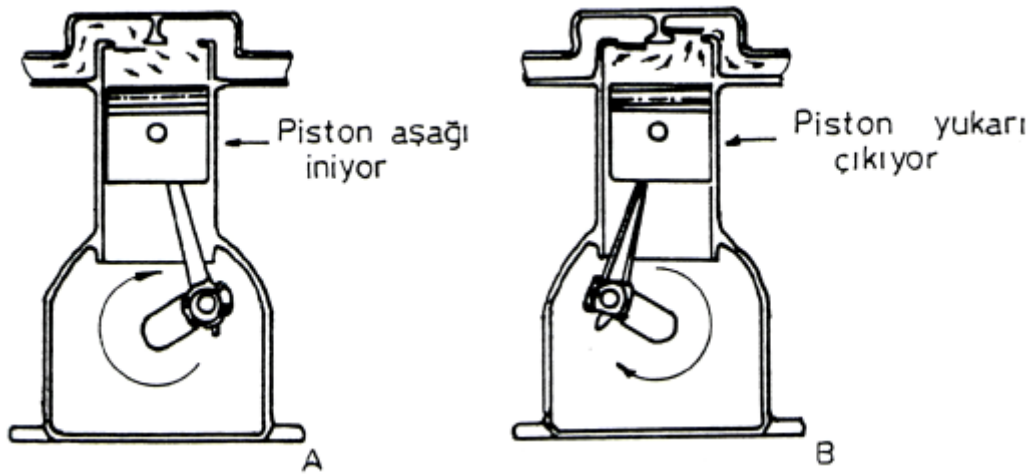
Şekil 3.8 Çeşitli kompresör tipleri

Dikkat edilirse A tipinde emme súbabından emilen buhar halindeki soğutucu akışkan silindir içerişinde bir dönme yapmakta ve tekrar basma súbabından basınçla çıkmaktadır. Halbuki B ve C tiplerinde ise silindir içinde bir yönde akmaktadır. Bu sebeple pistonlu kompresörleri

soğutucu akışkanın hareketine göre;

- Doğru Akımlı
- Dönüştü Akımlı

olmak üzere sınıflandırmak mümkündür. Dönüştü akım olan kompresörlerde, buhar ile silindir yüzeyleri arasındaki ısı geçişi sebebiyle yüzey kayıpları aleyhte bir faktördür. Şekil 3.8’de A tipi dönüştü, B ve C tipleri ise doğru akımlı kompresörleri göstermektedir. B tipinde yağ soğutucu akışkan ile birlikte kompresörden çıkar ve yağ ayırıcı iyi değilse bütün devreyi dolaşır. A tipinde her iki sübap da silindirin üst kısmındaki sübap bloğuna konulmuştur, emiş kısmındaki K borusu yoluyla yağ alt kısma akar. Bu tip genellikle yağ ile çabuk karışarak sürükleyen soğutucu akışkan kullanan tesislerde tercih edilir. Sübaplar genellikle krom nikelli çelikten ve yuvaları ise normal basınçlar için dökme demir, yüksek basınçlar için su verilmiş çelikten yapılır. Sübaplardaki hızlar soğutucu akışkanın cinsine göre belirli değerlerin üstüne çıkmamalıdır. Mesela amonyak kullanılan tesislerde emme sübabındaki hız 20 m/s, basma sübabındaki hız ise 25 m/s’ den yüksek olmamalıdır. Şekil 3.9’da pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi görülmektedir (Patlar,2006) .



Şekil 3.9 Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi

Şekil 3.9’un A kısmında görüldüğü gibi piston silindir içinde aşağıya doğru inerken silindirin içerisindeki basıncı emme hattındaki basıncın altına düşürür. Bu basınç farkı emme sübabını açar ve soğutucu akışkan silindire girer. Bu arada basma hattındaki basınç silindir içerisindeki basınçtan büyük olduğu için basma sübabını kapalı tutar.

B kısmında görüleceği üzere piston yukarıya doğru çıkarken sıkıştırma işlemini gerçekleştirir. Bu sırada silindir içindeki soğutucu akışkan buharının basıncı büyük ölçüde artar. Silindir içindeki yüksek basınç bu kez emme sübabını kapalı tutar. Silindir içerişindeki basınç basma hattındaki basıncı aştığı zaman basma sübabı açılır ve yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı basma hattına girer. Basma hattı da soğutucu akışkanı yoğuşturucuya iletir. Böylece kompresör çevrimdeki görevini tamamlamış olur.

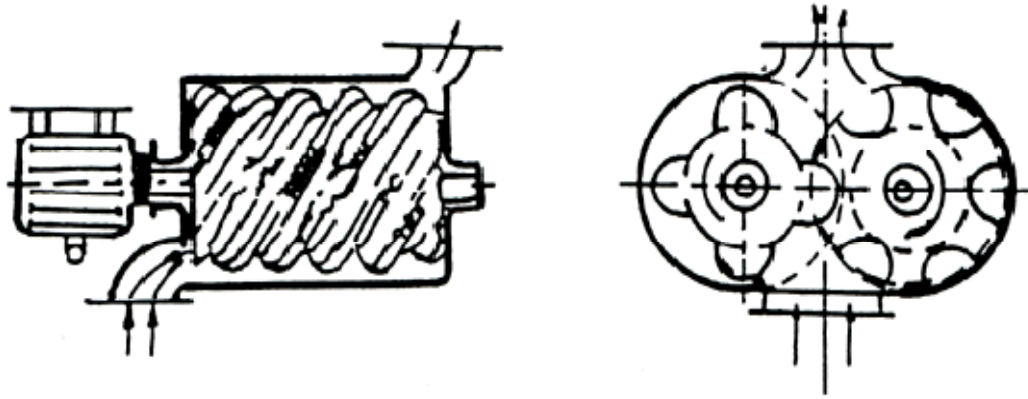
3.3.1.2 Rotatif (Dönel) Kompresörler

Rotatif kompresörler, pistonlu kompresörlerin gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemini yaparken dönel hareketi kullanırlar. Bu dönel hareketten yararlanma şekline göre dişli, tek veya çok paletli kompresörler söz konusudur. Rotatif kompresörlerde krank mili bulunmaz ve yüksek devir sayılarında kullanılabilirler. Sessiz çalışmalarına ve az yer işgal etmelerine rağmen imalatındaki hassas işçilik ve yağlama zorluğu ile yüksek basınçlardaki kaçaqlar aleyhte faktörlerdir.

Daha ziyade küçük kapasiteli ve tam kapalı tip motor-kompresör dizaynına uygulanan tek paletli dönel kompresörlerde palet dış gövdeye yerleştirilmiştir ve dönel harekete katılmaz, sadece dönel rotorun eksantrik hareketini takip ederek doğrusal hareket yapar. Çok paletli dönel kompresörler büyük kapasiteli kompresörlerdir. Bu dizayn şeklinde paletler de rotorla birlikte dönel harekete katılırlar.

3.3.1.3 Dişli (Vida tipi) Kompresörler

Dişli kompresörler R-12, R-22, R-502 ve amonyak gibi çok kullanılan yüksek yoğunlaşma basınçlı soğutucu akışkanlara uygulanabilirler. Düzgün (kesintisiz) soğutucu akışkan gaz akışı sağlamaları, emme ve basma sübaplarının bulunmayışı (arıza kaynağının ve basınç kayıplarının ortadan kalkması) ve diğer tip kompresörlerden daha hafif ve küçük boyutta olmaları dişli kompresörlerin avantajlarını oluşturur.



Şekil 3.10 Dişli (Vida Tipi) kompresör

3.3.1.4 Turbo (Santrifüj) Kompresörler

Turbo kompresörlerin, pistonlu, dönel paletli veya vida tipi kompresörlerden farkı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemini yapmasıdır. Krank milleriyle sübapları bulunmayıp 3000 d/d'nın üzerindeki yüksek hızlarda çalışırlar.

Turbo kompresörlerde emme tarafı ile basma tarafı arasındaki basınç farkını sağlamak için önce emilen soğutucu akışkan buharına bir hız (kinetik enerji) verilir ve sonra bu hız basınca (potansiyel enerji) dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemi sırasında kayıplar olur ve basma tarafı basıncı yükseldikçe bunlar daha da artar. Bu nedenle, turbo kompresörlerde basma basıncının (yoğuşma basıncının) mümkün olduğu kadar emişten az bir farkla oluşması istenir. Bu yüzden yoğuşma basıncı düşük olan soğutucu akışkanlar (R11 ve R113 gibi) turbo kompresörler için uygun olmaktadır. Ayrıca büyük molekül ağırlığı olan R11, R21 ve R114 gibi soğutucu akışkanlar da turbo kompresörler için uygundur (Patlar,2006) .

3.3.1.5 Hermetik Kompresörler

Hermetik kompresörler soğutucu akışkan olarak freon serisi soğutucu akışkanları kullanırlar. Devir sayıları 3000 d/d'ya kadar yükselmiş olup uzun ömürlüdürler. Hermetik kompresörleri;

1. Tam hermetik kompresörler

2. Yarı hermetik kompresörler

olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür.

3.3.1.6 Tam Hermetik Kompresörler

Tam hermetik kompresörlerde silindir, biyel, tahrik için kullanılan elektrik motoru ile yağ kısmı tamamen kapalıdır ve sızdırmazlığı tam olan çelik kap içerisinde bulunurlar. Kayış-

kasnak mekanizması yoktur ve elektrik motorunun sargısı özel olarak yalıtılmıştır. Sızdırmaz kabın dip tarafında bulunan yağ hem yağlama hem de motoru soğutma vazifesi görür. Ayrıca buharlaştırıcıdan emilen soğuk durumdaki soğutucu akışkan buharı motoru soğutur ve silindir içinde sıkıştırıldıktan sonra basma borusuyla yoğuşturucuya iletilir. Freon-12 kullanan tam hermetik kompresörlerde 0,52 ile 6,3 m³/h akışkan devreder. Küçük güçlü olanlarda kapiler boru, büyük güçlü olanlarda da genişleme valfi kullanılır.

Tam hermetik kompresörler kapalı kap şeklinde olduğundan dış zorlanmalara karşı mukavimdir, soğutucu akışkan kayıpları az olur, gürültüsüz çalışır ve arıza halinde değiştirilmeleri kolaydır (Patlar,2006) .

3.3.1.7 Yarı Hermetik Kompresörler

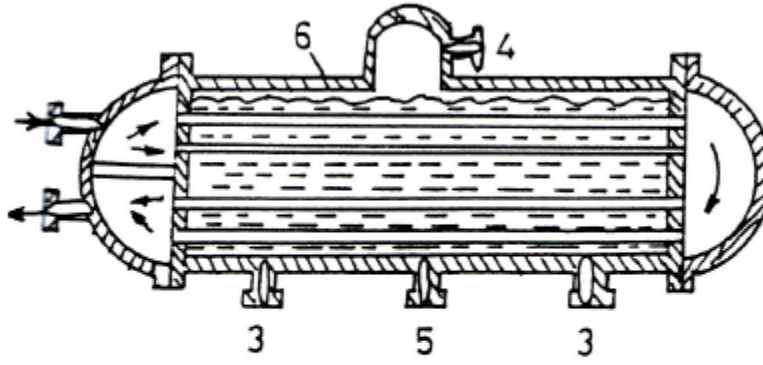
Yarı hermetik kompresörler şimdiye kadar sanayi soğutma tesislerinde soğutma makinesi olarak kullanılmışlardır. Motor ve kompresör aynı bir muhafaza içinde bulunur, ancak tam hermetik kompresörlerde olduğu gibi sızdırmaz şekilde kaynaklı değildir. Bu tip kompresörler genellikle 4-40 kW işletme güçleri arasında piyasaya sürülür ki bu bir evin ısıtılmasında gerekli güçlerdir. Tahrik motoru, boyutları küçük tutmak için genellikle iki kutba sahiptir ve yaklaşık 1400 d/d'lık devir sayısı vardır. Kompresör sıra formda, V seklinde veya VV seklinde çok sayıda silindirli veya bir silindirli olarak yapılır.

3.3.2 Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)

Buharlaştırıcılar, genişleme valfinde ya da kapiler boruda basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın çevreden ısı çekerek buharlaştığı kısımdır. Soğutucu akışkanın cinsine göre muhtelif malzemelerden yapılırlar. Genellikle bakır ve çelik borular kullanılır. Korozyona karşı bakır boruların dış yüzeyleri kalaylanır.

3.3.2.1 Gövde Borulu Buharlaştırıcılar

Büyük tesislerde turbo kompresörlü gövde borulu buharlaştırıcılarda, Şekil 3.11'de görüldüğü gibi soğutucu akışkan buharı 4 nolu yerden alınır. Bir buhar depose üzerinden emilir, böylece buharın hızı düşeceğinden soğutucu akışkan damlacıkları geri düşer.



- 1-Isı taşıyıcı g rişi
 2-Isı taşıyıcı  ıkış
 3-Sıvı soğutucu akışkan g rişi
 4-Soğutucu akışkan buhar  ıkış
 5-Yağ  ıkış
 6-Sıvı-soğutucu akışkan seviyesi

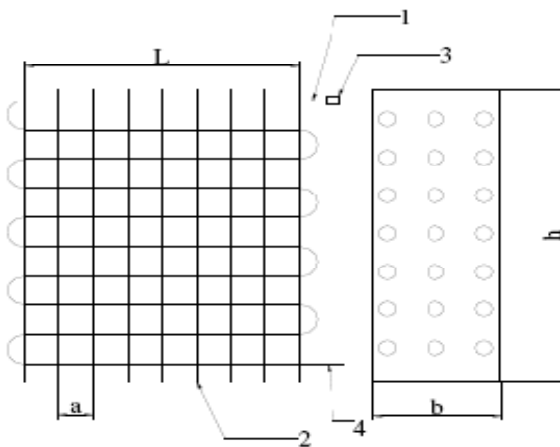
Şekil 3.11 Gövde borulu buharlaştırıcı

3.3.2.2 Koaksiyal Buharlaştırıcılar

Koaksiyal buharlaştırıcı, i  ve dış boru olmak üzere, iki borudan oluşur. Uygun kanatlarla i  ve dış boru arasında eşit aralık sağlanır. İ  ve dış boru arasındaki hacimde, ısı taşıyıcısı örneğin yer altı suyu, i  boruda buharlaşan çevrim akışkanı karşıt akışlı olarak ısı değiştiricisine akar (Patlar,2006) .

3.3.2.3 Kanatlı Buharlaştırıcılar

Kanatlı buharlaştırıcı, gerekli ısının dış havadan çekildiği dış hava ısı pompalarında kullanılır.



- 1- Buharlaştırıcı boru
 2- Kanatlar
 3- Genişleme vanası
 4- Soğutucu akışkan buhar  ıkış
 L: Kanat demeti uzunluğu
 b: Kanat genişliği
 a: Kanat ara mesafesi
 l: Kanat yüksekliği

Şekil 3.12 Kanatlı buharlaştırıcı

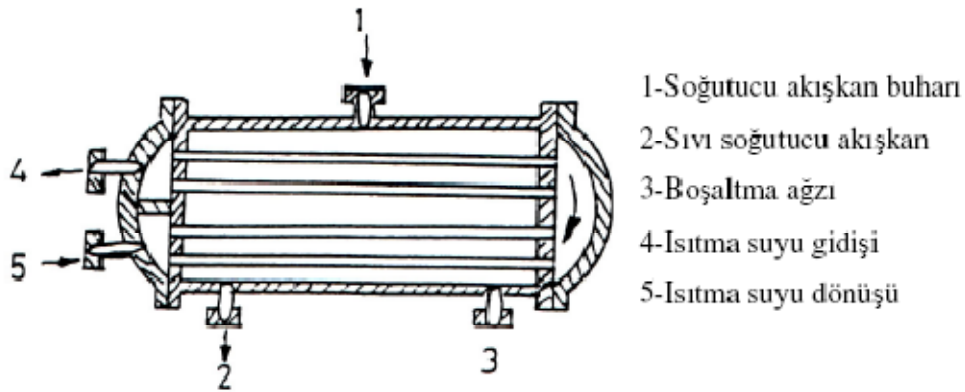
Kanatlı buharlaştırıcı, üzerinde alüminyum kanatlar takılı bakır borulardan oluşur. Kanatlar sayesinde yüzey önemli ölçüde büyür. Soğuyan hava lameller arasından çapraz gönderilir ve böylece ısı verir.

3.3.3 Yoğuşturucular

Yoğuşturucular, kompresörlerden kızgın buhar olarak basılan soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı, yoğustuğu ve aşırı soğutma halinde aşırı soğutulduğu ısı değiştiricileridir. Yoğuşturucularda buharlaştırıcılardan alınan ısı ile kompresör yoluyla sisteme verilen ısı alınmaktadır.

3.3.3.1 Gövde borulu Yoğuşturucular

Ev ısıtmasında kullanılan ısı pompalarında çoğu kez Şekil 3.13’de gösterilen tip yoğuşturucular kullanılır. Kazan içinde yoğuşan soğutucu akışkanın ısı geçişi, borulardan akan suyunkinden önemli ölçüde düşüktür. Bu nedenle çoğunlukla dış kaburgalar ile bakır borular kullanılır. Böylece boru dış yüzeyinin iç yüzeyine oranı 3:1 olur. Bu tür yoğuşturucuda toplam ısı geçiş katsayısı K su hızına göre (0,5-3 m/s) 580-1050 W/m²K civarındadır.

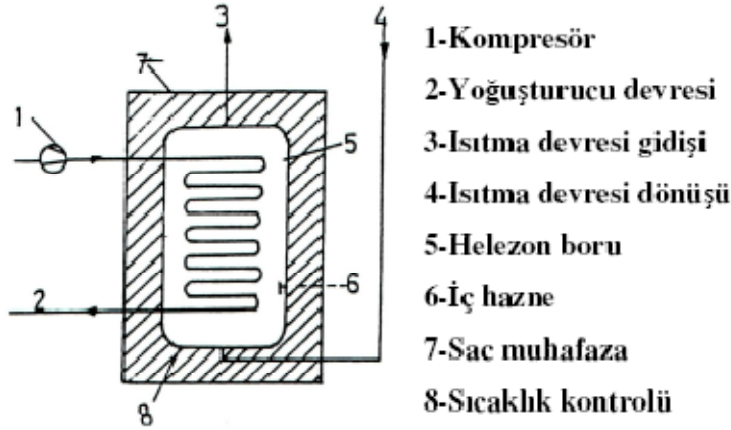


Şekil 3.13 Gövde borulu yoğuşturucu

3.3.3.2 Helezon Borulu Yoğuşturucular

Şekil 3.14’de görülen helezon borulu yoğuşturucuda sıcak sulu ısıtma sisteminin ara deposunda doğrudan doğruya içinde yoğuşan soğutucu akışkan akan helezon seklinde boru bulunur. Her iki kütle akışı zıt yönlüdür. Suyun Düşük akış hızı nedeniyle toplam ısı geçiş

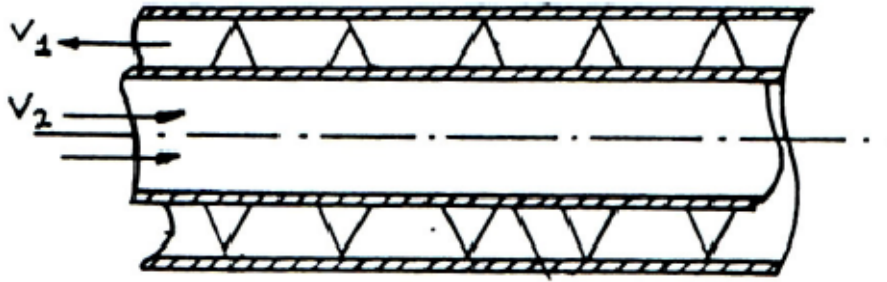
katsayısı ancak $230 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dır. Isı geçiş katsayısının düşük olması, helezon borulu yoğuşturucunun kullanım alanını azaltmaktadır.



Şekil 3.14 Helezon borulu yoğuşturucu

3.3.3.3 İç İçe Borulu Yoğuşturucular

Bir yoğuşturucunun en az depo etkisi olan biçimi iç içe borulu yoğuşturucudur. Bu iç boru ile dış boru arasında sıralanmış soğutma kanatları olan aynı merkezli iç içe sokulmuş iki borudan oluşmaktadır. Suyun hızına bağlı olarak toplam ısı geçiş katsayısı $520-820 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir.



Şekil 3.15 İç içe borulu yoğuşturucu

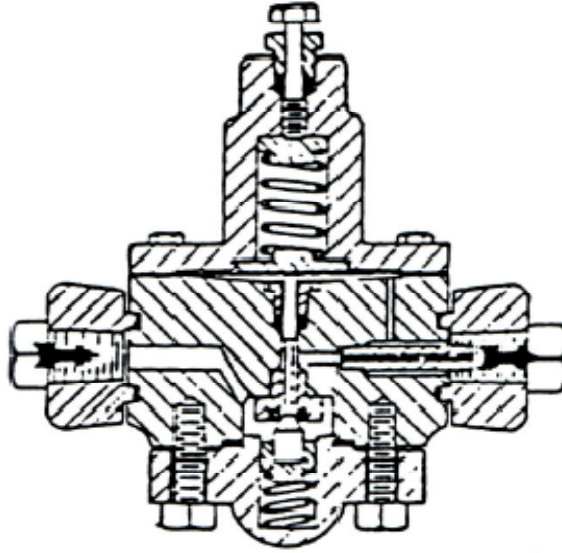
3.3.4 Basınç Ayarlayıcılar (Genleşme Valfleri – Kapiler Boru)

Genleşme valfleri, soğutucu akışkanın basıncını arzu edilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan elemanlardır. Basınç ayarlayıcı olarak kapiler borulardan faydalandığı gibi buharlaştırıcı için lüzumlu soğutucu akışkan miktarını da ayarlayan el ayar valfi, otomatik genleşme valfi, termik genleşme valfi ile alçak ve yüksek basınç şamandıralı tipleri de mevcuttur.

3.3.4.1 El Ayar Valfi (Sabit Çıkış Basıncı Valfler)

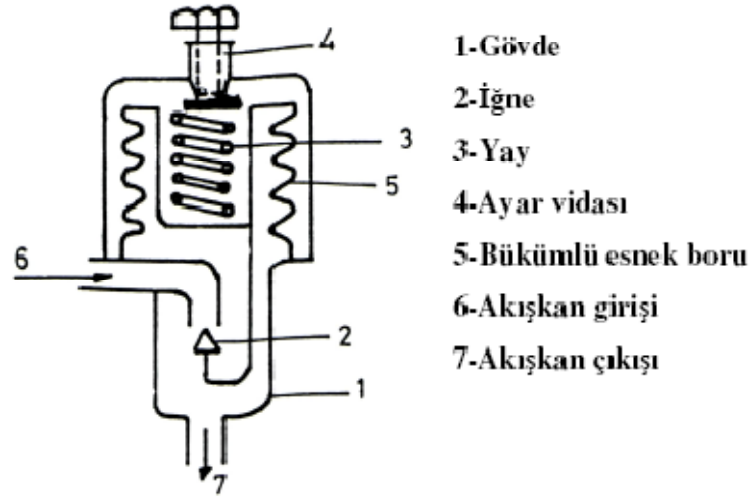
Takriben 10 devirde tamamen açılırlar ve en açık olduğu halde kesit alanı valf giriş kesitinin %20-25'i kadardır. Valf ait olduğu buharlaştırıcıda lüzumlu soğutucu akışkan geçecek şekilde ayarlanmalıdır. Elle yapılan çıkış basıncı ayarını devamlı olarak muhafaza eder. Evaporasyon sıcaklığı, böylece basınç kontrolü suretiyle muhafaza edilmeye çalışılır.

Buharlaştırıcı yüklerinin değişimlerine bağlı olarak değişen kızgınlık değerini belirli bir seviyede tutmak veya sıvının emişe yürümesini önlemek bu tip valflerle mümkün değildir. Bu nedenle bu tür valfler genellikle yük değişimi çok az olan buharlaştırıcılar için kullanılır. Ayrıca büyük kapasiteli emiş basınç regülatörlerinin pilot kontrol valfi olarak da kullanılabilirler.



Şekil 3.16 El kumandalı ayar valfi

3.3.4.2 Otomatik Genleşme Valfi



Şekil 3.17 Otomatik genleşme valfi

Buharlaştırıcıdaki basınç değişimi 5 nolu bükümlü esnek boruya (veya bir membran olabilir) tesiri ile valfin 2 nolu iğnesinin oynamasını temin eder. İğnenin açılma miktarı ile esnek boruya temas eden 3 nolu yayın üstündeki 4 nolu ayar vidasının sıkıştırılması ile ayar edilir. Valfin giriş tarafında ayrıca bir filtre bulunur. Otomatik genleşme valfi sadece ayar edilen belirli bir basıncı sabit tuttuğu için avantajlı değildir. Mesela buharlaştırmacıdan alınan ısının küçük olması halinde buharlaşma sıcaklığı ile basıncı azaldığı için valf açık kalır ve kompresör tarafından yaş buhar emilir. Aksi halde işe kompresör oldukça sıcak çalışır. Bu tip valfler daha ziyade kükürt dioksitmetilklorit ve freon-12'li tesislerde kullanılır.

3.3.4.3 Termik Genişleme Valfi

Termik genişleme valfleri buharlaştırmacıya sıvı soğutucu akışkan akışını kontrol ve ayar eden, buharlaştırmacıda buharlaşan miktar kadar sıvı soğutucu akışkanı tekrar buharlaştırmacıya sevk eden bir cihazdır. Sıcaklığa karşı hassas olan uç (kuyruk) buharlaştırmacının sonuna iyice temas edecek şekilde tespit edilir. Böylece buharlaştırmacı ile uç arasında iyi bir ısı iletkenliği sağlanmış olur.

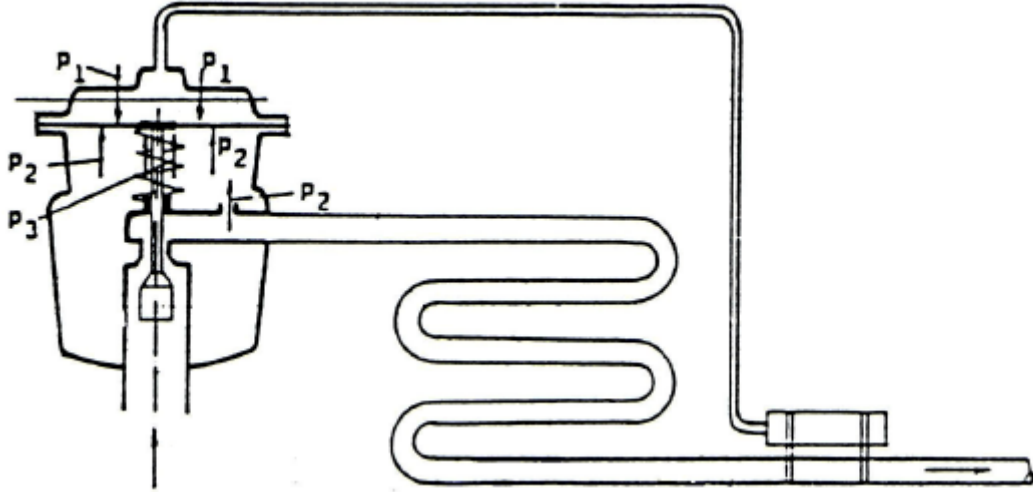
Termik ucun içindeki basınç, ucun, dolayısıyla buharlaştırmacının sıcaklığına bağlıdır. Böylece buharlaştırmacıya gönderilecek sıvı soğutucu akışkan miktarı, buharlaştırmacıdan çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığının ölçülmesiyle saptanır. Buharlaştırmacı çıkışına tespit edilen hassas uç bir kapiler boru yardımıyla diyaframın üst tarafına irtibatlandırılmıştır. Kapiler boru içinde

genellikle soğutucu akışkan özelliğinde bir sıvı bulunur. Diyafram iğnenin hareketine tesir etmek suretiyle buharlaştırıcıya geçen sıvı soğutucu akışkan miktarını kontrol eder. Bu suretle buharlaştırıcıya sıvı soğutucu akışkanın ölçülü bir şekilde gönderilmesi ve dolayısıyla kompresöre sıvı soğutucu akışkan gelerek hasar yapması önlenmiş olur. Termik genişleme valfi soğutucu akışkanın buharlaştırıcıyı terk ederken belirli ve emniyetli bir kızgınlık değerini muhafaza etmesini sağlar.

Bir termik genişleme valfinin ayar işlemini yapan mekanizmasını etkileyen üç basınç mevcuttur.

1. Hassas uç ve kapiler boru vasıtasıyla diyaframın üst tarafına iletilen P_1 basıncı
2. Buharlaştırıcıdaki basınç P_2
3. Kızgınlık yayının eşdeğer basıncı P_3

Termik genişleme valfleri genel olarak iç ve dış dengelemeli olmak üzere iki değişik konstrüksiyona sahiptirler. Şekil 3.18’de iç dengelemeli termik genişleme valfi şematik olarak gösterilmiştir.

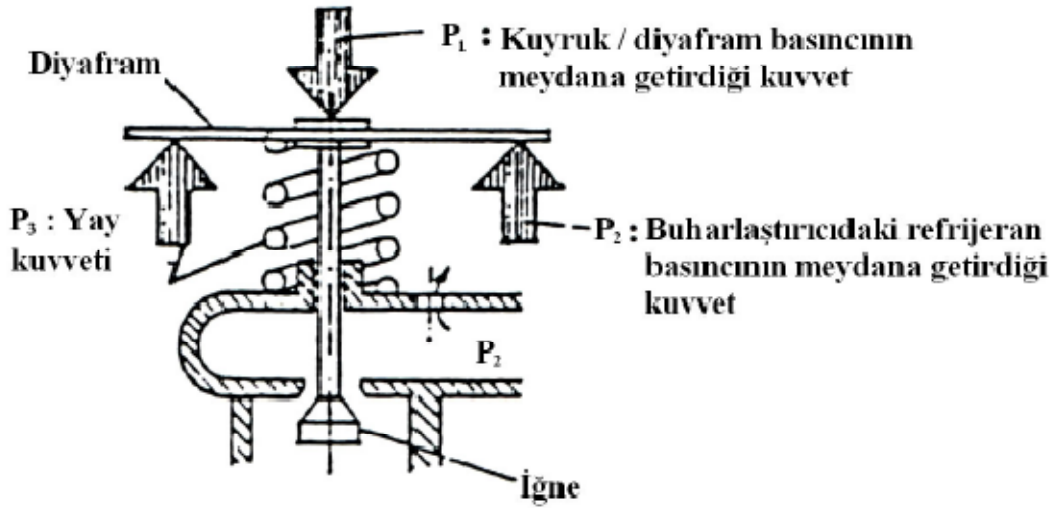


Şekil 3.18 İç dengelemeli termik genişleme valfi

Bu tip valflerin çalışması sırasında üç çalışma rejimi ortaya çıkabilir;

1. Kuvvetlerin dengede olması
2. Kızgınlık değerinde artma olması
3. Kızgınlık değerinde azalma olması

P_1 basıncı buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın doymuş buhar basıncı olup bu basınç valf iğnesini açmaya çalışmaktadır. Bu açıcı kuvvete karşı koyacak olan ve diyaframın alt tarafında bulunan, yani valf iğnesini kapatmaya çalışan iki ayrı kuvvet mevcuttur. Bunlar buharlaştırıcı basıncı P_2 ile kızgınlık ayar yayının meydana getirdiği P_3 basıncıdır. Şekil 3.19’da bu kuvvetler açık bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 3.19 Valf iğnesini etkileyen faktörler

Görüldüğü gibi $P_1 = P_2 + P_3$ olduğunda denge sağlanmıştır. Kızgınlık değerinde artma olması halinde, buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığın yükselmesine bağlı olarak kuyruk sıcaklığı da yükselir ve bunun sonucu olarak diyaframa gelen basınç artar. Bu durumda $P_1 > P_2 + P_3$ olur ve P_1 kuvveti valf iğnesini açar. Kızgınlık değerinde azalma olması durumunda buharlaştırıcı sıcaklığının azalmasıyla kuyruk sıcaklığı da düşer ve diyaframın üst tarafına gelen basınç azalır. Bu suretle $P_1 < P_2 + P_3$ olur ve sonuçta valf iğnesi kapanmaya başlar.

Eğer buharlaştırıcı giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı çok fazla ise (buharlaştırıcı büyük boyutlu ise), dış dengelemeli termik genişleme valfi kullanılır. Bu durumda diyaframın alt kısmı buharlaştırıcının çıkış kısmıyla irtibatlandırılır. Böylece diyaframın, hassas ucun bulunduğu kısımdaki doymuş buhar basıncını alması sağlanır. Bu şekilde buharlaştırıcı giriş basıncına göre verilen aşırı miktardaki kızdırma önlenmiş, valfin çok kısık çalışmasının ve buharlaştırıcı kapasitesinin düşmesinin önüne geçilmiş olur.

3.3.4.4 Şamandıralı Ayar Valfi

Alçak basınçlı ve yüksek basınçlı olmak üzere iki tipi mevcuttur. Şayet şamandıra yoğuşturucudan gelen kısımda ise yüksek basınçlıdır, buharlaştırıcıda yani alçak basınç kısmında ise alçak basınçlıdır ve buharlaştırıcıda sıvı seviye şişesini sabit tutar.

3.3.4.5 Kapiler Borular

Soğutucu akışkanın basıncını buharlaştırıcı basıncına düşürmede kapiler (kılcal) borudan yararlanılabilir. Bunlar küçük kapasiteli sistemlerde sıvı haldeki soğutucu akışkanın yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına ölçülü şekilde geçişini kontrol etmede pratik ve ekonomik çözüm sağlar. Kılcal borunun çalışma prensibi, belirli bir basınç farkında kılcal borudan geçen sıvı debisinin buhar debisinden fazla olmasıdır. Normal çalışma durumunda, soğutucu akışkan kılcal borunun ilk bölümlerinde tamamen sıvıdır ve sonraki kısımlarda kısmen buhar fazına geçer. Eğer sistemin debisi herhangi bir nedenle artarsa yoğuşturucu buharın tamamını yoğuşurmaz ve bir miktar buhar kılcal boruya girer. Bu durumda kılcal borunun yukarıda belirtilen özelliğinden dolayı direnç artar, geçiş zorlaşır. Böylece debi azalır ve normal çalışma durumuna gelir.

Sistemin debisi azalırsa ve sıvı haldeki soğutucu akışkan kılcalın girişine birikir ve aşırı soğutma miktarı artar. Bu durumda soğutucu akışkan kılcal borunun daha uzun bir kısmında sıvı fazda bulunur. Yine kılcal borunun özelliğinden debi artar ve normal çalışma durumuna geçilir. Kılcal borunun, emiş ve basma tarafı basınçlarını sistem durduktan kısa bir süre sonra dengelemesi özelliği, kompresör kalkışının yüksüz olmasını ve dolayısıyla alçak terk karakteristikli elektrik motoru kullanılabilmesini mümkün kılar ve bu ekonomik yönden önemlidir. Kapiler boruların mekanik hareketli kısımlarının bulunmaması arıza yapmamaları bakımından avantajdır. Ancak soğutucu akışkan içinde bulunabilecek artıkların kılcal borunun dar kesitini tıkamaması için, kılcal borudan evvel yoğuşturucu çıkışına filtre kurutucusu konulur.

Kılcal borunun diğer bir avantajı soğutucu akışkanın her iki tarafından geçebilmesidir. Kılcal borular basit ve ucuzluklarına rağmen termik genişleme valfleri kadar geniş bir çalışma aralığına sahip değildir. Kapiler boru seçimi oldukça tecrübe, bilgi ve dikkat gerektiren bir konudur.

3.3.5 Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Birçok soğutma tekniği uygulamasında ısı, ikinci bir soğutucu akışkanla taşınabilir. Herhangi

bir sıvı olabilen bu ikinci akışkan esas soğutucu akışkan ile soğutulur ve hal değişimi olmadan ısı geçişini gerçekleştirebilir. Bu tip sıvılar, ısı transferi akışkanları, salamuralar veya ikincil soğutucu akışkanlar olarak adlandırılırlar.

CFC-12 Düşük ve orta sıcaklık (max. 80 °C)

CFC-114 Yüksek sıcaklık (max. 120 °C)

R-500 Orta sıcaklık (max 80 °C)

R-502 Düşük-orta sıcaklık (max. 55 °C)

HCFC-22 Düşük sıcaklık ısı pompaları (max. 55 °C)

3.3.5.1 CFC (Kloroflorokarbon)

Kimyasal stabilitesini ve içerdiği klorin miktarına bağlı olarak CFC'ler (kloroflorokarbon) global çevreye zararlıdır. CFC'ler yasaklı akışkan grubuna dahildir. Yüksek ozon tüketimine sahip olduklarından üretimi ve kullanımı yasaktır. Yalnızca eskiyen sistemlerdeki gazların temizlenmesiyle elde edilebilmektedirler. Bu grubun kapsadığı akışkanlar R-11, R-12, R-113, R-114, R-115, R-500, R-11502, R- 13 B1'dir.

3.3.5.2 HCFC (Hidrokloroflorokarbon)

Hidrokloroflorokarbonlar da klorin içermesine rağmen kloroflorokarbonlara göre ozon tüketme potansiyeli çok daha azdır. HCFC'nin ozon tüketme potansiyeli, düşük atmosferik kimyasal stabiliteye bağlı olarak CFC-12' ye göre %12 daha azdır. Ayrıca global ısıtma potansiyeli CFC-12' nin % 20'si kadardır. HCFC'ler geçiş akışkanları olarak adlandırılır. HCFC'ler R-22, R-401, R-402, R-403, R-408 ve R-409 akışkanlarını içerir.

3.3.5.3 HFC (Hidroflorokarbon)

Hidroflorokarbonlar uzun dönemde alternatif akışkanlar olarak değerlendirilebilir. Bu onların R-134A, R-152A, R-32, R-125 ve R-507 gibi klorin içermedikleri anlamına gelir. Ozon tüketimine etkileri olmadığı için, R-12, R-22, R- 502'ye alternatif olabilirler. Fakat onların da hala global ısınmaya etkileri vardır. HFC-134A termofiziksel özellikler olarak CFC-12'ye çok benzemektedir. HFC-134a kullanılan bir ısı pompasının performans katsayısı (COP) pratik olarak CFC-12 kullanılan ısı pompasıninkiyile aynı olacaktır. Düşük evaporatör sıcaklığında (-1 °C'nin altında) ve büyük sıcaklık artışlarında performans katsayısı biraz daha düşük olacaktır. HFC-152A esas olarak R-500' ün bir parçası olarak kullanılmıştır. Karışımlarda eleman olarak kullanılır ve yanıcıdır. HFC-32 orta yanıcı olarak kabul edilebilir ve sifıra yakın global ısıtma potansiyeli vardır. Uzun dönemde ısı pompası ve endüstriyel soğutma

uygulamalarında HCFC-22'nin yerine uygun bir akışkan olarak düşünülmektedir. HFC-32, yanıcı olmayan karışımlarda R-502 ve HCFC-22 yerine ana bileşen olarak kullanılmaktadır. HFC-125 ve HFC-143A hemen hemen R-502 ve HCFC-22 ile benzer özelliklere sahiptir. Global ısıtma potansiyeli HFC-134A'ya göre üç kat fazladır (Patlar,2006) .

3.3.5.4 Karışımlar

Bir karışım iki veya daha fazla akışkanı içerebilir. izentropik karışımlar sabit sıcaklıkta buharlaşır ve yoğunlaşır. İlk karışımlar CFC-12 ve R-502' nin yerini alması için HCFC-22 veya HCFC akışkanları içeriyorlardı ve bu yüzden geçiş akışkanları olarak kabul ediliyorlardı.

R-502'nin ve HCFC-22'nin yerini alması için oluşturulan yeni nesil karışımlar işe klorin içermiyorlar ve temel olarak HFC'lerden (HFC-32, HFC-134A, HFC-125, HFC-143A) ve hidrokarbonlardan oluşuyorlar. Gelecek için umut veren iki akışkan R-410A ve R-407C'dir. R-410A R-32 ve R-125'in karışımıdır, R-407C işe R-32, R-125 ve R-134A'dan oluşmaktadır. R-410A kullanarak R-22'ye kıyasla çok daha iyi COP değerleri elde edilmektedir. R-410A kullanarak toplam maliyette azalma sağlanabilir, çünkü sistem bileşenlerinin özellikle kompresörün ölçülerinde, akışkanın volümetrik kapasitesinin yüksek olması nedeniyle önemli miktarda azalma olacaktır.

3.3.5.5 Doğal Akışkanlar

Doğal akışkanlar, biyosferde doğal olarak mevcut olan maddelerdir. Global çevreye zararları sıfır veya sıfıra yakındır. Doğal akışkanların örnekleri amonyak, hidrokarbonlar, karbondioksit, hava ve sudur.

Amonyak

Amonyak çoğu ülkede orta ve büyük soğutma ünitelerinde başlıca kullanılan soğutucu akışkandır. Toksik ve yanıcı karakteri nedeniyle kullanımı için ayarlar ve kuralları geliştirilmiştir. Termodinamik ve ekonomik olarak yeni ısı pompaları ekipmanlarında CFC' lere ve HCFC-22' ye en iyi alternatiftir. Bugün için sadece büyük ısı pompası sistemlerinde kullanılmıştır ve yüksek basınç kompresörleri kondenzasyon sıcaklığını 58 °C' den 78 °C' ye çıkarmıştır. Verimli yüksek basınç kompresörleri geliştirilirse, amonyak mükemmel bir yüksek sıcaklık soğutucu akışkanı olacaktır.

Hidrokarbonlar (HC)

Günümüzde propan, propilen ve propan karışımları, bütan ve etan ısı pompası sistemlerinde

kullanılabilecek en umut verici soğutucu akışkan olarak değerlendirilmektedir.

Su

Toksik ve yanıcı olmayan uygun termodinamik özelliklere sahip olan su, endüstri ısı pompalarında kullanılabilecek mükemmel bir akışkandır. Tipik olarak çalışma sıcaklıkları 80 °C ila 150 °C arasında değişir. Dezavantajı ise sahip olduğu volümetrik ısı kapasitesidir. Bu özellik özellikle düşük sıcaklıklarda büyük ve pahalı kompresörler gerektirir.

Karbondiyoksit (CO₂)

CO₂ ne toksik ne de yanıcıdır ayrıca normal yağlama yağlarıyla ve genel konstrüksiyon malzemeleri ile uyumludur. Volümetrik soğutma kapasitesi yüksektir. COP değeri çok düşüktür.

3.3.5.6 Salamuralar

Kalsiyum ve sodyum kloridin su içindeki çözeltileri, pratikte en çok kullanılan soğutucu salamuralardır. Salamuralı soğutma tekniğine esas olarak, endüstriyel soğutma sistemlerinde ve buz paten sahalarında kullanılmaktadır. Kalsiyum klorid salamurası için korozyon temel bir problem olup, özellikle galvanizli demir kaplarının kullanıldığı buz üretim tanklarında önemli hasarlar yapmaktadır. Salamuralı sis yöntemi ile balıkların ve diğer besin maddelerinin dondurulduğu işlemlerde, kalsiyum klorid çözeltisinin besin maddesine temasının istenmediği durumlarda, adi sofr tuzu (sodyumklorid) kullanılır. Tuz aynı zamanda soğutma serpantinleri üzerine püskürtülerek, buzlanmanın önlenmesinde de kullanılır. Kalsiyumklorid eriyiğinin donma noktası düşük olduğu için soğutma uygulamalarının çoğunda daha uygundur. Ticari kalsiyumklorid, küçük pullar, katı veya eriyik halinde, tip 1 ve tip 2 olarak satışa sunulur. Ticari sodyumklorid ise, hem ham kaya tuzu, hem de rafine edilmiş sofr tuzu olarak bulunabilir. Magnezyum tuzlarının çamur haline gelme eğilimleri olduğundan, bu tuzların sodyumklorid ve kalsiyumklorid içinde bulunması istenmez.

Glikol Katkılı Salamuralar

Etilen ve propilen glikol renksiz, pratik olarak kokusuz sıvılar olup, su ve birçok organik bileşen ile kolayca karışabilirler. Etilen glikol derişikliğinin kütleli olarak % 60 değerinden fazla olması durumunda, eriyiğın donma noktası sıcaklığı artmaktadır. Propilen glikol derişikliğinin %60 değerinden fazla olması durumunda eriyiğın belirli bir donma noktası yoktur. Burada donma yerine, propilen glikol eriyiğı cam özelliklerine sahiptir. Cam, aşırı

viskoziteli sıvının soğutulması halinde katı görünüşlü amorf bir cisimdir. Ötektik noktasının seyreltik tarafında donma esnasında buz oluşurken; ötektik noktasının diğer tarafında, donma esnasında katı glikol parçaları eriyikten ayrılır. Bu tip eriyiklerin donma hızı çoğunlukla yavaştır, fakat zamanla bunlar sertleşir ve katı kütle oluşturur.

3.3.5.7 Alternatif Soğutucu Akışkanlar

19. yüzyılın ikinci yarısından itibaren soğutma sanayisinde başlangıçta karbondioksit, hava, su ve amonyak gibi doğal maddeler soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Zamanla yapay olarak elde edilen kloroflorokarbon ve hidrokloroflorokarbonlar bu maddelerin yerini almış ve yoğun şekilde kullanılmıştır. Ozonu olumsuz yönde etkilediği belirlenen ve düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında yaygın olarak kullanılan soğutuculardan birisi de R-502'dir. 1980'li yıllardan itibaren ozon tahribatı özelliği olmayan alternatif soğutucu akışkan arayışına girilmiş ve R-507, R-502'ye alternatif olarak önerilmiştir. Ozon tabakasında meydana gelen incelme veya parçalanmaları önlemek için, soğutma sistemlerinde kullanılacak zararsız alternatif soğutucu akışkanlar biliniyor olmakla birlikte yeni maddelerin araştırılmasına devam edilmektedir. Alternatif maddelerin başında R-134A, R-404A, R-407A, R-410A ile doğal maddelerden hidrokarbonlar (propan, bütan) ve amonyak gelmektedir. Yeni imal edilecek ticari soğutucuların bu alternatif soğutucu akışkanlar için tasarlanmalıdır.

3.3.5.8 Bir Soğutucu Akışkandan Beklenen Özellikler

- Soğutucu akışkanlarda yüksek gizli ısı istenir. Buna bağlı olarak kompresör ve buharlaştırıcı küçülecek, dolayısıyla otomatik kontrol teçhizatları ucuzlayacaktır. Bu özellik aynı zamanda sistemin etkinliğini de artırır.
- Uygun buharlaşma basıncı ve hacmi istenir. Yüksek basınçta buhar hacmi düşük, düşük basınçta ise büyüktür. Her ikisinin de uygun değerlerde olması istenir. Akışkanın normal atmosfer basıncında kaynama sıcaklığı çok yüksek ise normal soğutma sıcaklıklarında buharlaştırmak için çok düşük basınç gerektirir. Bu olay vakum oluşturur ve eğer kırık veya çatlak olursa sisteme hava girer ve içindeki su buharı donarak borularda tıkanma olmasına neden olur.
- Düşük yoğuşma basıncı istenir. Kompresörde sıkıştırma basıncı artan buharı soğutarak sıvı hale dönüştürmek için uygun soğutma ortamı gerekir. Pratik olarak su ve hava kullanılır. Basınç ne kadar düşük olursa tesisat o kadar ucuz olur, basıncın artmasıyla malzeme et kalınlığı da artar.
- Yüksek kritik basınç ve sıcaklığı istenir. Buharı sıkıştırmak için gerekli basınç ne

kadar düşük ise kompresör gücü de o kadar düşük olur.

- Düşük donma sıcaklığı istenir. Akışkan donma sıcaklığının düşük olmasıyla olağan dışı durumlarda dizayn yapılması gerektiğinde geniş basınç aralıklarında ısı pompasının çalışması sağlanabilir.
- Yağlama yağı üzerinde fazla etkili olmamalıdır. Kimyasal etki yapmamalıdır. Yağın incelmesi sistemdeki parçalar için zararlıdır. Akışkan yağda erirse yağ incelir. Bazen de yağın tümü eriyerek akışkanla sürüklenir ve kompresör tamamen yağsız kalır. Genel olarak bir miktar yağ akışkanla sistem içine yayılır, bu yağın tekrar kompresör emme tarafına gitmesi gerekir. Elimizde kullanacağımız uygun akışkan yoksa, yağla eriyen akışkanı kullanmak zorunda isek yüksek akışkan hızı seçmek gerekir.
- Yüksek ısı geçirgenliğine sahip olması istenir. Böylece sistemin mahal ve çevrede oluşan değişik sıcaklık koşullarına karşı tepkisi daha seri olacaktır. Ayrıca soğutucu akışkanın bu özelliğe sahip olması ısı transfer yüzeylerinin küçülmesini sağlar.
- Küçük viskozite istenir. Akışkanın hem sıvı hem de su buharı halindeki viskozitesi düşük olmalıdır. Viskozitesi büyük olan akışkanların basınçlandırılması için gerekli olan enerji miktarı daha azdır.
- Elektrik iletkenliğinin olmaması istenir. Ayrıca yanıcı, zehirli ve tahriş edici olmamalıdır. Tamir sırasında borularda mutlaka bir miktar akışkan bulunur.
- Ucuz ve saf olmalıdır. Su ile karıştığında asit etkisi yapmamalıdır. Ozon tabakasına zararlı olmamalıdır. Sera etkisine sebep olmamalıdır. [4]

3.4 Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Avantajları ve Dezavantajları

3.4.1 Avantajları

Yüksek Etkinlik ve Kararlı Kapasite

Toprak kaynaklı ısı pompaları uygun bir şekilde tasarlandığı zaman, alışagelmış hava kaynaklı ısı pompası ve fosil yakıtlı düzeneklerden daha fazla yüksek bir etki katsayısıyla ve ekonomik olarak işletilir. Çevrim sıcaklıkları dış hava sıcaklıklarıyla çok az değişir. Bu yüzden kapasitesi kararlıdır.

Konfor ve Hava Kalitesi

Toprak kaynaklı ısı pompaları, gizli soğutma kapasitesini içermeyen, yüksek etki katsayısı sağlarlar. Yüksek etki katsayısı, kompresörün basma basıncının emme basıncına oranının

azaltılmasıyla elde edilmektedir. Dış hava sıcaklığı, basma basıncının daha düşük limitini gösterdiği için bazı imalatçılar etkinliği yükseltmek için emme basıncını artırır. Bu, konfor ve iç hava kalitesi sorunlarını bir bütün haline getiren zayıf nem almaya yol açar.

Basit Kontroller ve Ekipman

Karmaşık kontroller, konforu ve kısmi yükteki etkinliği sağlamak için gerekli değildir. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin giderini düşürmek için pahalı ve özel cihazların kullanılmaması önerilir. Hava debisi, sabit hacimde olup; merkezi kontrol sadece su pompasındaki isteğe bağlı değişken hızlı sürücüdür.

Düşük Bakım Gideri

Toprak kaynaklı ısı pompaları, dış ünite olmadan kurulabilirler. Tüm ısı pompası ekipmanı iç ünite şeklindedir. Ekipmanda, alışlagelmiş ekipmanlarda ortaya çıkan yüksek ve düşük soğutucu akışkan basınçlarıyla karşılaşmaz.

Düşük Giderli Su Isıtması

Çoğu ticari yapıda soğutma sistemiyle alınan, iç yüklerden ortaya çıkan atık ısı söz konusudur. Bu atık ısı, su ısıtma ihtiyaçlarını karşılamak için kullanılabilir. Bu, seçilen ısı pompalarındaki ısı geri kazanım serpantinleriyle veya bu amaçla kullanılan su-su ısı pompalarıyla gerçekleştirilebilir.

Dış Ünite Ekipmanı Gerektirmemesi

Çoğu toprak kaynaklı ısı pompalarında göze hoş görünmeyen dış ünite gerekli değildir. Böylece, diğer kullanımlar için boş alan sağlanır ve dış üniteyle oluşabilecek emniyet sorunları ile olası zararlar ortadan kaldırılır.

Çevre Dostu

EPA raporuna göre, toprak kaynaklı ısı pompaları , “analiz edilen tüm teknolojilerin en Düşük CO₂ emisyonları ve en düşük toplam çevre giderleri” olarak tanıtılmaktadır. İyi tasarlanan ve kurulan toprak kaynaklı ısı pompalarının etkinliğinin artması, gerekli olan enerji miktarını azaltır. Böylece bundan kaynaklanan kirleticiler ve diğer emisyonlar azaltılır.

Tasarım Esnekliği

Toprak kaynaklı ısı pompaları önemli ölçüde esneklik sağlar. Çünkü değişik boyut ve yerleşim şekillerinde tasarlanabilir. Isı pompaları, çatı arası boşluğa veya küçük mekanik odalara konulabilir.

Mükemmel Ömür Gideri

Toprak kaynaklı ısı pompalarının ilk yatırım maliyeti yüksek olmasına rağmen, yapım-kullanım ömrü gider hesabı yapıldığı zaman toprak kaynaklı ısı pompalarını belirgin olarak öncü kılan üç karakteristik ortaya çıkar: enerji giderlerinin düşük olması, bakım giderlerinin düşüklüğü ve ekipman ömrünün uzatılması.

3.4.2 Dezavantajları

İlk Yatırım Maliyetinin Yüksek Olması

Yatırım gideri daima standart merkezi ekipmanın giderinin iki katıdır.

Nitelikli Tasarımcı Sayısının Sınırlı Olması

HVAC tasarımcıları daralan konstrüksiyon bütçeleri, artan standart istemleri ve giderek çoğalan yasal sorumluluklar arasında sıkışmış durumdadır. Genellikle yapmak istedikleri son şey yeni bir şey denemektir.

4. UYGULAMA

Uygulama için İstanbul'da bulunan tek katlı müstakil bir konutun, kışın ısıtılması ve yazın soğutulması ele alınmış ve KTED yönetimiyle farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak en uygun ısı pompası sistemi belirlenmeye çalışılmıştır. Bu amaçla konutun ısıtma ve soğutma yükü gereksinimleri hesaplanmıştır. Daha sonra toprak sıcaklıkları ve kullanılacak olan ısı pompası sistem elemanlarının kapasiteleri belirlenmiştir. Kapasiteler belirlendikten sonra toprak ısı değiştiricisinin boru boyu hesaplanmış ve kullanılan soğutucu akışkanın özelliklerine göre her bir sistemin termodinamik ve ekserji analizleri yapılmıştır.

4.1 Isı Yükü Hesabı

Gerekli olan ısı yükü, kışın ısı kaybı ve yazında ısı kazancı olarak hesaplanmıştır. Isıtma dönemi süresince buharlaştırıcı olarak kullanılan ısı değiştirici soğutma döneminde yoğuşturucu, ısıtma döneminde yoğuşturucu olarak kullanılan ısı değiştirici ise soğutma döneminde buharlaştırıcı olarak kullanılmıştır.

Konutun Şekil 4.1'de belirtilen mimari planına göre özellikleri

Dış Duvar Alanı: $170,15 \text{ m}^2$

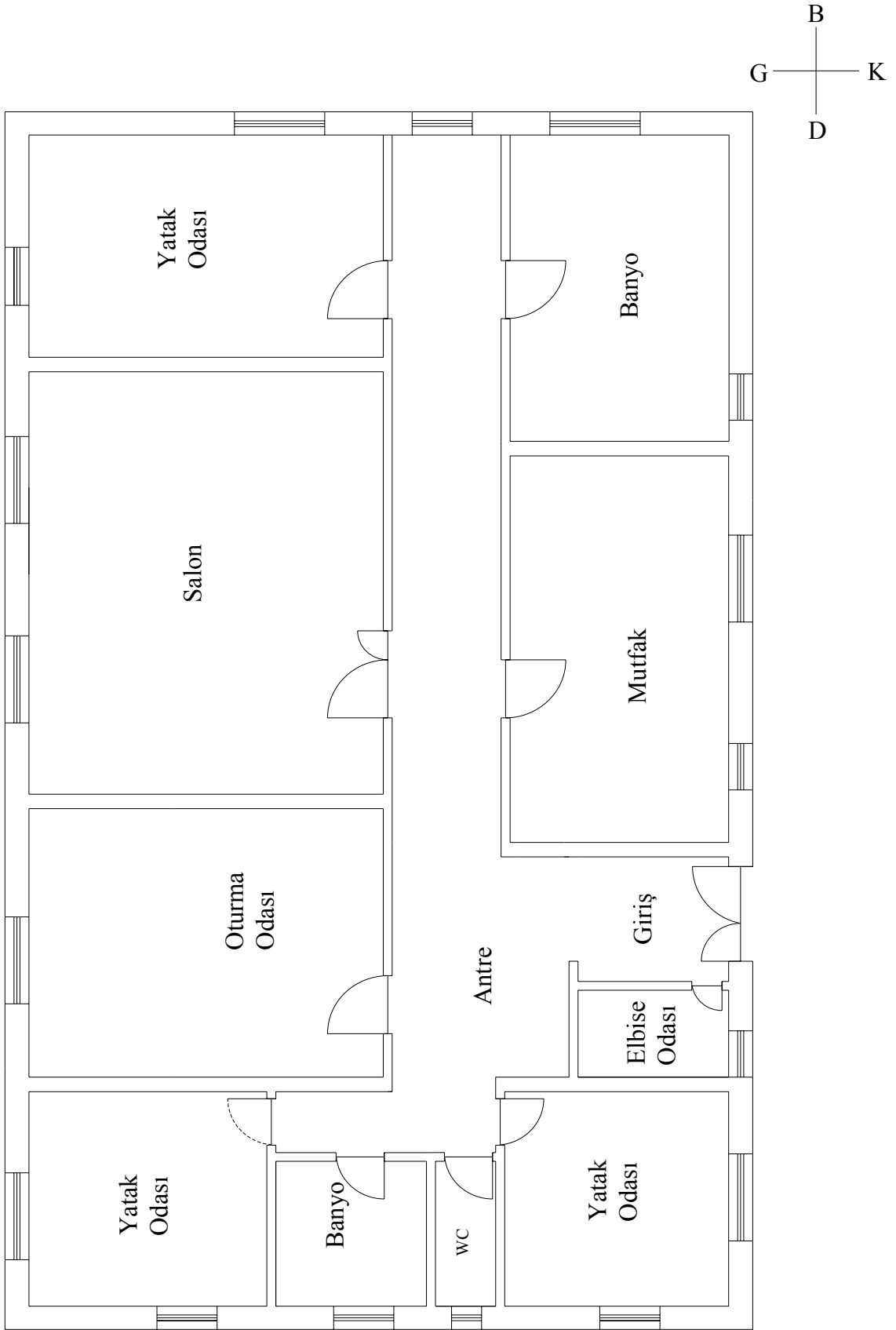
Pencere Alanı: $30,37 \text{ m}^2$

Döşeme Alanı: $260,82 \text{ m}^2$

Tavan Alanı: $260,82 \text{ m}^2$

Konutun Kullanım Alanı (A_n): $250,39 \text{ m}^2$

Konutun Hacmi ($V_{\text{brüt}}$): $782,46 \text{ m}^3$



Şekil 4.1 Konutun mimari planı

4.1.1 Konutun Yıllık Isıtma Enerjisi Hesabı

Konutun yıllık ısıtma enerjisi hesabı TS-825'e göre yapılmıştır ve Ek 1.A, 1.B de gösterilmektedir. Hesaplamalarda kullanılan yapı elemanlarının “U” (ısı geçirme katsayıları) değerleri aşağıda gösterilmektedir.

Dış Duvar (U_{DD}) :

1	2	3	4	5

	Yapı Elamanı	Kalınlık (d) cm	Isıl iletkenlik Katsayısı (λ) W/m ⁰ C
1	Dış Sıva	3	1,4
2	Yatay Delikli Tuğla	15	0,45
3	Poliüretan Sert Köpük	4	0,035
4	Yatay Delikli Tuğla	15	0,45
5	İç Sıva	3	0,87

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{20} + \frac{0,03}{1,4} + \frac{0,15}{0,45} + \frac{0,04}{0,035} + \frac{0,15}{0,45} + \frac{0,03}{0,87} + \frac{1}{7}$$

$$U_{DD} = 0,4913 \text{ W/m}^{20}\text{C}$$

İç Duvar 1 (U_{İD1}) :

1	2	3

	Yapı Elamanı	Kalınlık (d) cm	Isıl iletkenlik Katsayısı (λ) W/m ⁰ C
1	İç Sıva	2	0,87
2	Yatay Delikli Tuğla	11	0,45
3	İç Sıva	2	0,87

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{7} + \frac{0,02}{0,87} + \frac{0,11}{0,45} + \frac{0,02}{0,87} + \frac{1}{7}$$

$$U_{ID1} = 1,73 \text{ W/m}^{20}\text{C}$$

İç Duvar 2 (U_{ID2}) :

1	2	3

	Yapıl Elamanı	Kalınlık (d) cm	Isıl iletkenlik Katsayısı (λ) W/m ⁰ C
1	İç Sıva	3	0,87
2	Yatay Delikli Tuğla	19	0,45
3	İç Sıva	3	0,87

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{7} + \frac{0,03}{0,87} + \frac{0,19}{0,45} + \frac{0,03}{0,87} + \frac{1}{7}$$

$$U_{ID2} = 1,28 \text{ W/m}^{20}\text{C}$$

$$\text{Tavan (} U_t \text{) : } 0,46 \text{ W/m}^{20}\text{C}$$

$$\text{Taban yada Döşeme (} U_T \text{) : } 0,61 \text{ W/m}^{20}\text{C}$$

$$\text{Pencere (} U_p \text{) : } 2,2 \text{ W/m}^{20}\text{C}$$

$$\text{Kapılar (} U_k \text{) : } 2,8 \text{ W/m}^{20}\text{C}$$

olarak bulunur.

4.1.2 Isı Kaybı ve Isı Kazancı Hesapları

4.1.2.1 Isı Kaybı Hesabı

Isı kaybı hesaplarında TS 825'in düzenlenerek yayınlanan 2000 yılı yönetmeliği hükümleri göz önüne alınmıştır. Mahallere göre tablolar halinde Ek.2 de verilmiştir. Sonuç olarak konutun toplam ısı kaybı; 16,05 kW olarak bulunmuştur.

4.1.2.2 Isı Kazancı Hesabı

Isı kazancının hesaplanmasında, pencerelerden ve çatıdan güneş radyasyonu ile olan, duvarlardan ve pencerelerden taşınım ile olan ısı kazançları, aydınlatmadan, insanlardan ve havalandırmadan ve cihazlardan oluşan ısı kazançları dikkate alınır.

4.1.2.2.1 Güneş Radyasyonu İle Olan Isı Kazancı

A: Pencere alanı (m²)

Yönlere göre pencere alanları

Kuzey : 7,02 m²

Güney : 11,9 m²

Doğu : 4,65 m²

Batı : 6,8 m²

Batı yönündeki pencere alanı, doğu yönüne göre daha fazla olduğundan maksimum yük saat 16:00 da oluşur. Buna göre max. yük Çizelge 4.1 yardımıyla hesaplanırsa;

Çizelge 4.1 Güneş radyasyonu ile çeşitli yöndeki düşey pencerelere gelen ısı akısı (Watt/m² 40 °C kuzey enlemi)

YÖN	SAAT 08.00	SAAT 12.00	SAAT 16.00
BATI	50	50	500
DOĞU	500	50	50
GÜNEY	50	200	50
KUZEY	50	50	50
KUZEY DOĞU	350	50	50
GÜNEY DOĞU	350	150	50
GÜNEY BATI	50	150	350
KUZEY BATI	50	50	350

$$Q_R = 6,8 \times 500 + 4,65 \times 50 + 7,02 \times 50 + 11,9 \times 50 = \mathbf{4578,5 \text{ W}}$$

Radyasyonla olan ısı kazancını azaltmak için çift cam veya renkli cam kullanılması çok faydalıdır. Pencerelerden radyasyonla olan ısı kazancı hesaplandıktan sonra, Çizelge 4.2 yardımıyla camın özelliğine ve gölgeleme faktörüne bağlı olarak net radyasyonla olan ısı kazancı hesaplanır.

$$Q_{RN} = K \times Q_R$$

4.1

K = gölgeleme faktörü (Çizelge 4.1'den)

Pencereler sürekli gölgede kalıyorsa K = 0,10 alınabilir.

Q_R = Radyasyonla olan ısı kazancı

Q_{RN} = Net radyasyonla olan ısı kazancı

Çizelge 4.2 Pencereelerde Gölgeleme Faktörleri

	Gölgeleme yok	İçte jaluzi veya perde, Açık renk	İçte jaluzi veya perde, Koyu renk	Dışta jaluzi/tente
Normal cam	1.0	0.6	0.75	0.15-0.20
Çift cam	0.9	0.50	0.65	0.15-0.20
Renkli cam	0.40-0.60	-	-	-

K : 0,65 alınır

$Q_{RN} = 0,65 \times 4578,5 = \mathbf{2976,02 \text{ W}}$ olur.

4.1.2.2.2 Çatıdan Güneş Radyasyonu İle Olan Isı Kazancı

Çatıdan gelen ısı kazancı gün içinde değişim gösterir. Çatıdan gelen ısı kazancını Çizelge 4.3'deki veriler ışığında aşağıdaki formül yardımıyla bulunabilir.

$$Q_{\text{ÇATI}} = U \times A \times \Delta t_{\text{eş}}$$

4.2

$Q_{\text{ÇATI}}$: Çatıdan güneş radyasyonu ile olan ısı kazancı (Watt)

$\Delta t_{\text{eş}}$: Eşdeğer sıcaklık farkı (°C)

$\Delta t_{\text{eş}}$: 30 alınır

$$Q_{\text{ÇATI}} = 0,46 \times 260,82 \times 30 = \mathbf{3599,3 \text{ W}}$$

Çizelge 4.3 Güneşe Maruz Ve Gölgedeki Çatılara Ait Isı Kazancının Hesaplanması İçin,
($\Delta_{teş}$) eşdeğer sıcaklık Farkları (Tablo 40° Kuzey Enlemi İçin Geçerlidir)

Çatı konstrüksiyonunun cinsi	Güneş zamanı								
	Öğleden önce			Öğleden sonra					
	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Hafif konstrüksiyonlu çatılar - Güneşe maruz									
2,5 cm tahta veya 2,5 cm tahta + 5 cm izolasyon	6,7	21,1	30,0	34,4	27,8	14,4	5,6	2,2	0,0
Orta konstrüksiyonlu çatılar - Güneşe maruz									
5 cm betonarme veya 5 cm betonarme+ 5 cm izolasyon	3,3	17	27	28	32	18	7,8	3,3	1,1
5 cm alçı veya 5 cm alçı + 2,5 cm izolasyon	0,0	11,1	22,2	28,9	30,0	23,3	11,1	5,6	3,3
5 cm tahta veya 5 cm betonarme + 10 cm cam yünü kaplı tavan.									
Ağır konstrüksiyonlu çatılar - Güneşe maruz									
15 cm betonarme	2,2	3,3	13,3	21,1	23,6	24,4	17,8	10,0	6,7
15 cm betonarme+5 cm izolasyon	3,3	3,3	11,1	18,9	23,3	24,4	18,9	11,1	7,8
Gölgedeki çatılar									
Hafif konstrüksiyonlar	-3,2	0,0	3,3	6,7	7,8	6,7	4,4	1,1	0,0
Orta konstrüksiyonlar	-2,2	-1,1	1,1	4,4	6,7	6,7	5,6	3,3	1,1
Ağır konstrüksiyonlar	-1,1	-1,1	0,0	2,2	4,4	5,6	5,6	4,4	2,2

4.1.2.2.3 Duvarlardan Taşınım ile Olan Isı Kazancı

Duvarlardan olan ısı kazancı aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$Q_{duv} = U_x A \Delta t_{eş} \text{ (W)} \quad 4.3$$

U = ısı geçirgenlik katsayısı (W/m^2K)

A = duvar alanı (m^2)

$\Delta_{teş}$ = eşdeğer sıcaklık olup gün içerisinde zamana bağlı olarak değişir ($^{\circ}C$). $\Delta_{teş}$ değeri Çizelge 4.4'den duvar alanının en fazla olduğu yöne göre değeri okunurken hangi saatte oluşuyorsa, söz konusu değer okunabilir. $\Delta_{teş}$ değeri okunurken duvar rengi göz önüne alınmalıdır.

Çizelge 4.4 Güneşe maruz ve gölgedeki duvarlara ait ısı kazancının hesaplanması için $\Delta_{teş}$ eşdeğer sıcaklık farklılıkları

Kuzey yarım küresel duvar yönleri	Güneş zamanı																		Güney yarım küresel duvar yönleri
	Öğleden önce									Öğleden sonra									
	8	10	12	14	16	18	20	22	24										
	Duvar rengi K = koyu A = açık																		
	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A	

23 cm boşluklu tuğla yahut 20 cm briket

KD	0,0	0,0	0,0	0,0	11,1	5,6	8,9	5,6	5,6	3,3	6,7	5,6	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	4,4	GD
D	2,2	1,1	6,7	2,2	10,5	6,7	14,4	7,8	11,1	6,7	6,7	5,6	7,8	6,7	7,8	5,6	5,6	4,4	D
GD	1,1	0,0	1,1	0,0	8,9	4,4	11,1	6,7	11,1	7,8	7,8	6,7	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	3,3	KD
G	0,0	0,0	0,0	0,0	1,1	0,0	6,7	3,3	13,3	14,4	14,4	8,9	11,1	7,8	6,7	5,6	4,4	3,3	K
GB	1,1	0,0	1,1	0,0	1,1	0,0	3,3	2,2	6,7	14,4	14,4	10,0	16,7	11,1	14,4	10,0	4,4	3,3	KB
B	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	3,3	2,2	5,6	10,0	10,0	7,8	16,7	12,2	17,8	12,2	10,0	7,8	B
KB	0,0	0,0	0,0	0,0	1,1	0,0	2,2	1,1	4,4	6,7	6,7	5,6	12,2	10,0	16,7	12,2	5,6	4,4	GB
K (gölge)	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0,0	0,0	3,3	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	3,3	3,3	G (gölge)

23 cm dolu tuğla yahut 35 cm boşluklu tuğla yahut 30 cm briket

KD	1,1	1,1	1,1	1,1	5,6	1,1	8,9	4,4	7,8	4,4	5,6	3,3	5,6	4,4	5,6	5,6	5,6	4,4	GD
D	4,4	5,3	4,4	4,4	7,8	4,4	1,0	5,6	10,0	5,6	7,8	4,4	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6	D
GD	4,4	2,2	3,3	3,3	3,3	2,2	7,8	5,6	10,0	6,7	8,9	6,7	6,7	5,6	6,7	5,6	6,7	5,6	KD
G	2,2	1,1	2,2	2,2	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	8,9	5,6	8,9	6,7	6,7	5,6	5,6	4,4	K
GB	4,4	2,2	3,3	3,3	3,3	2,2	4,4	2,2	5,6	3,3	6,7	4,4	11,1	6,7	13,3	8,9	11,1	7,8	KB
B	4,6	2,2	3,3	3,3	3,3	3,3	4,4	3,3	5,6	3,3	7,8	4,4	11,1	8,9	13,3	8,9	13,3	8,9	B
KB	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	1,1	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	8,9	7,8	10,0	7,8	GB
K (gölge)	0	0	0	0	0,0	0,0	0,0	0,0	1,1	1,1	3,3	3,3	4,4	4,4	4,4	4,4	3,3	3,3	G (gölge)

33 cm tuğla duvar

KD	4,4	3,3	4,4	3,3	4,4	2,2	4,4	2,2	5,6	2,2	6,7	3,3	6,7	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	GD
D	6,7	4,4	6,7	4,4	6,7	4,4	5,6	3,3	6,7	4,4	7,8	5,6	7,8	5,6	7,8	4,4	7,8	4,4	D
GD	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	4,4	KD
G	4,4	3,3	4,4	3,3	3,3	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	2,2	5,6	3,3	6,7	4,4	6,7	4,4	K
GB	3,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	4,4	5,6	4,4	6,7	4,4	7,8	5,6	KB
B	6,7	4,4	6,7	4,4	6,7	4,4	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	8,9	5,6	B
KB	4,4	3,3	4,4	3,3	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	GB
K (gölge)	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	G (gölge)

20 cm betonarme yahut taş yahut 15 veya 20 cm beton blokları

KD	2,2	1,1	2,2	0,0	8,9	4,4	7,8	4,4	5,6	3,3	6,7	4,4	6,7	5,6	5,6	4,4	4,4	3,3	GD
D	3,3	2,2	7,8	4,4	13,3	6,7	13,3	6,7	10,0	5,6	7,8	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6	5,6	4,4	D
GD	3,3	1,1	3,3	3,3	8,9	5,6	10,0	6,7	10,0	6,7	7,8	6,7	6,7	5,6	6,7	5,6	5,6	4,4	KD
G	1,1	0,6	1,1	1,1	2,2	0,6	6,7	3,3	8,9	6,7	10,0	6,7	7,8	6,7	5,6	4,4	4,4	3,3	K
GB	3,3	1,1	2,2	2,2	3,3	1,1	4,4	2,2	7,8	5,6	12,2	8,9	13,3	8,9	12,2	8,9	5,6	4,4	KB
B	3,3	2,2	3,3	3,3	3,3	2,2	4,4	3,3	6,7	4,4	11,1	7,8	15,6	10,0	14,4	10,0	7,8	5,6	B
KB	4,0	1,1	2,2	2,2	2,2	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	6,7	5,6	11,1	7,8	12,2	8,9	4,4	3,3	GB
K (gölge)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	4,4	4,4	3,3	3,3	2,2	2,2	G (gölge)

30 cm betonarme yahut taş

KD	3,3	2,2	3,3	1,1	3,3	1,1	7,8	4,4	7,8	4,4	5,6	4,4	5,6	4,4	6,7	5,6	5,6	4,4	GD
D	5,6	3,3	4,4	3,3	5,6	3,3	10,0	5,6	10,0	6,7	8,9	5,6	6,7	5,6	7,8	5,6	7,8	5,6	D
GD	4,4	2,2	4,4	2,2	3,3	2,2	7,8	4,4	8,9	5,6	8,9	5,6	7,8	5,6	6,7	5,6	6,7	5,6	KD
G	3,3	2,2	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	7,8	5,6	8,9	6,7	7,8	5,6	5,6	4,4	K
GB	4,4	2,2	4,4	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	10,0	7,8	11,1	7,8	10,0	6,7	KB
B	5,6	3,3	4,4	3,3	4,4	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	8,9	5,6	13,3	7,8	12,2	7,8	B
KB	3,3	2,2	3,3	1,1	3,3	1,1	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	10,0	6,7	11,1	7,8	GB
K (gölge)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3	4,4	4,4	3,3	3,3	G (gölge)

$$Q_{duv} = U \times A \times \Delta t_{teş}$$

$$Q_{mutfak} = 0,49 \times 7,09 \times 3 \times 1,1 = 11,5 \text{ W}$$

$$Q_{antre} = 0,49 \times 5,4 \times 5,6 = 14,81 \text{ W}$$

$$Q_{y.odası} = 0,49 \times 10,7 \times 5,6 = 29,25 \text{ W}$$

$$Q_{salon} = 0,49 \times 22, \times 5,6 = 61,9 \text{ W}$$

$$Q_{O.odası} = 0,49 \times 14,6 \times 5,6 = 40,17 \text{ W}$$

$$Q_{Y.odası} = 0,49 \times 13,05 \times 5,6 + 0,49 \times 4,35 \times 3 \times 10 = 52,3 \text{ W}$$

$$Q_{Y.odası} = 0,49 \times 12,9 \times 10 + 0,49 \times 13,05 \times 1,1 = 70,24 \text{ W}$$

$$Q_{toplam} = \mathbf{280,17 \text{ W}}$$

4.1.2.2.4 Pencerelerden Olan Isı Kazancı

$$Q_{pen} = K \times A \times \Delta t$$

4.4

K = Pencere ısı iletim katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

A = Toplam pencere alanı (m^2)

Δt = iç – dış sıcaklık farkı.

$$Q_{pen} = 2,2 \times 30,37 \times 14 = \mathbf{428 \text{ W}}$$

4.1.2.2.5 Havalandırmadan Dolayı Gelen Soğutma Yüğü

Yaşam mahallerinde kullanılan halı, kağıt, elektronik eşyalar, ter ve deri döküntülerinden oluşan kirlenme konfor şartlarını etkilemektedir. Ortamın uygun sıcaklıklar arasında tutulması her zaman konfor şartlarını sağlamaz. Bu bakımdan havalandırma şartının 12 ay boyunca sağlanması gereklidir. Taze hava miktarının belirlenmesinde mahallin amacı (büro, konut, sinema, cafe, restaurant, bar vb.) önemli rol oynar. Taze hava bağlantılarının her zaman maksimumda tutulup ayarlanabilir olması idealdir. Bunu sağlamak için kullanılacak taze hava vantilatörü hız anahtarı ile ayarlanabilir olması gerekmektedir. Özellikle dış hava sıcaklıklarının düşük olduğu gece ve bahar aylarında daha fazla taze hava alarak soğutma kapasitesini arttırmak mümkündür. (free cooling) Çizelge 4.5’de kişi başına alınabilecek hava miktarları verilmiştir.

Havalandırmadan dolayı gelen soğutma yükü:

Duyulur ısı kazancı

$$Q_d = 4nxv \text{ (W)} \quad 4.5$$

Gizli ısı kazancı

$$Q_d = 3nxv \text{ (W)} \quad 4.6$$

n = insan sayısı

v = insan başına gerekli hava miktarı (m^3/h)

$$Q_t = 7nxv \text{ (W)} \quad 4.7$$

$$Q_t = 7 \times 5 \times 50 = \mathbf{1750 \text{ W}}$$

Çizelge 4.5 Kişi başına taze hava miktarları

Mahaller	İnsan sayısı Kişi/100 m ²	Kişi başına min. taze hava m ³ /h.
Restaurantlar	80-100	50-60
Barlar, kokteyl salonu	100	50-60
Konferans, toplantı salonu	60	35
Ofisler	10-15	35
Kumarhaneler	120	50
Mağazalar, showroomlar	20	20
Süpermarket	20	25
Tiyatrolar, sinemalar	150	25
Kütüphaneler	20	25
Sınıflar (okullar)	50	25
Spor salonları	40	50
Diskotekler, balo salonları	100	50
Ocakbaşı	35	50-60
Sinema	Koltuk sayısına bağlı	25-50
Berber, kuaför	25	50

4.1.2.2.6 İnsanlardan Gelen Isı kazancı

İnsandan gelen ısı kazancı duyulur ve gizli ısı olarak iki kısma ayrılır. Duyulur ve gizli ısıнын toplamı, yapılan aktivitenin türüne göre değişmektedir. Genel olarak, duyulur ısıнын oranı aktivitenin miktarının artmasıyla artar. Çizelge 4.6'da klimatize edilen mekânlar da ki insanların oluşturduğu ısı kazancı değerleri verilmiştir.

Çizelge 4.6 İnsanlardan olan ısı kazancı (W/kişi)

MAHALLER	DUYULUR	GİZLİ	TOPLAM
Okullar, tiyatro, sinema	70	40	110
Ofisler, konutlar, oteller	70	60	130
Mağazalar, dükkanlar	70	60	130
Bankalar	75	70	145
Restaurantlar	80	80	160
Diskotekler, barlar	95	150	245
Spor salonları	150	275	425

Konutlar için kişi başına düşen ısı değeri Q : 130 W/kişi olarak belirtilmiştir. Katta toplam 5 kişi olduğu düşünülürse insanlardan olan ısı kazancı değeri aşağıdaki gibi bulunur.

$$Q = 130 \times 5 = \mathbf{650 \text{ W}}$$

4.1.2.2.7 Aydınlatmadan Oluşan Isı Kazancı

Aydınlatmadan dolayı m^2 ye gelen yükler için aşağıdaki tecrübî değerler kullanılabilir.

Konutlar, otel odaları: 20 W/m²

Ofisler, konferans salonları: 30-50 W/m²

Mağazalar, showroamlar: 100-150 W/m²

Süpermarketler (yiyecek bölümü) : 60-80 W/m²

(avize bölümü) : 600-900 W/m²

(elektronik eşya) : 300-500 W/m²

$$Q_t = 260,82 \times 20 = \mathbf{5216,4 \text{ W}}$$

4.1.2.2.8 Cihazlardan Olan Isı Kazancı

$Q = \mathbf{500 \text{ W}}$ olarak alınabilir.

Bina toplam ısı kazancı

$$Q_{\text{toplam}} = 15399,89 \text{ W} = \mathbf{15,4 \text{ kW}}$$

4.2 Isı Pompası Elemanlarının Kapasitelerinin Belirlenmesi

Konutun yazın soğutulması ve kışın ısıtılması fan-coil ile sağlanacaktır. Isıtma şartlarında fan-coil'e suyun giriş ve çıkış şartları 50/40 °C, soğutma şartlarında ise 7/12 °C dir. 0°C de evaporasyon 7 °C sıcaklıkta su elde edilmesi için yeterlidir. Ancak 0 °C suyun donma notası olduğundan, ısı değiştirici içersindeki suyun donma olasılığına karşı suya antifriz olarak %20 glikol karıştırılması gerekir. Toprak ısı değiştiricisine bağlı ısı değiştiricinin içersinden de %20 glikollü su geçirilmelidir. 45 °C'de kondensasyon 50 °C'de su elde edilmesine yeterli olur.

Bina ısı yüklerinin hesaplanmasından sonra sistemde kullanılan soğutucu akışkana göre kompresörün, buharlaştırıcının (evaporatör), yoğuşturcunun (kondenser) kapasiteleri hesaplanır. Sistemin tasarım şartları ısıtma ve soğutma dönemi için aşağıdaki gibi tespit edilmiştir.

Soğutma Dönemi :

İstenen iç ortam sıcaklığı : 28 °C (Mahale göre değişebilir)

Gerekli soğutma yükü : 15,4 kW

Isıtma Dönemi :

İstenen iç ortam sıcaklığı : 21 °C (Mahale göre değişebilir)

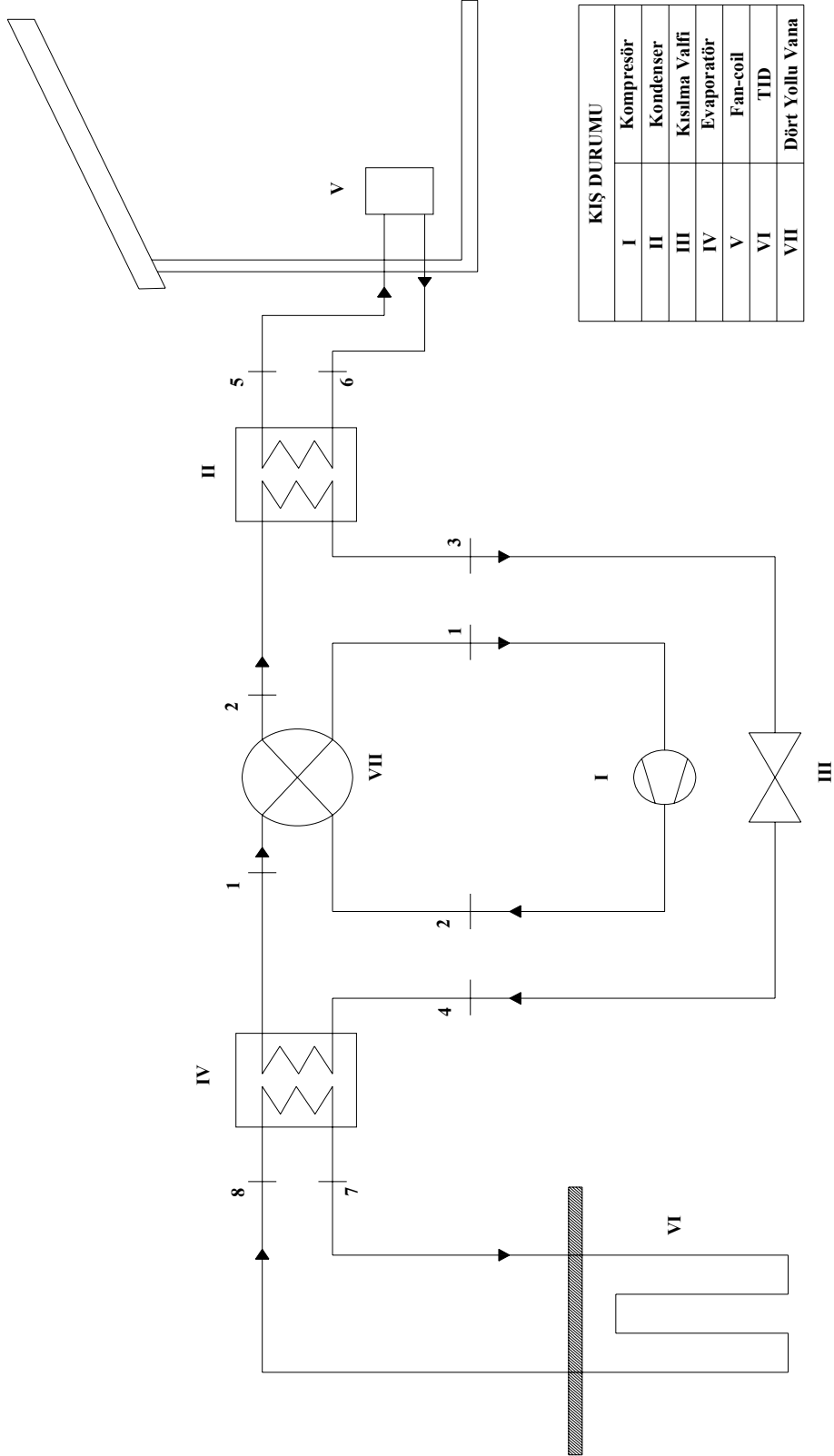
Gerekli ısıtma yükü : 16,05 kW

Sistemin kurulması için bu veriler gözetilerek

- Kompresörün gücü ve çalışma şartları belirlenmeli
- Sistemde dolaşması gereken soğutucu akışkan miktarı tespit edilmeli
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasiteleri ve çalışma şartları belirlenmesidir.

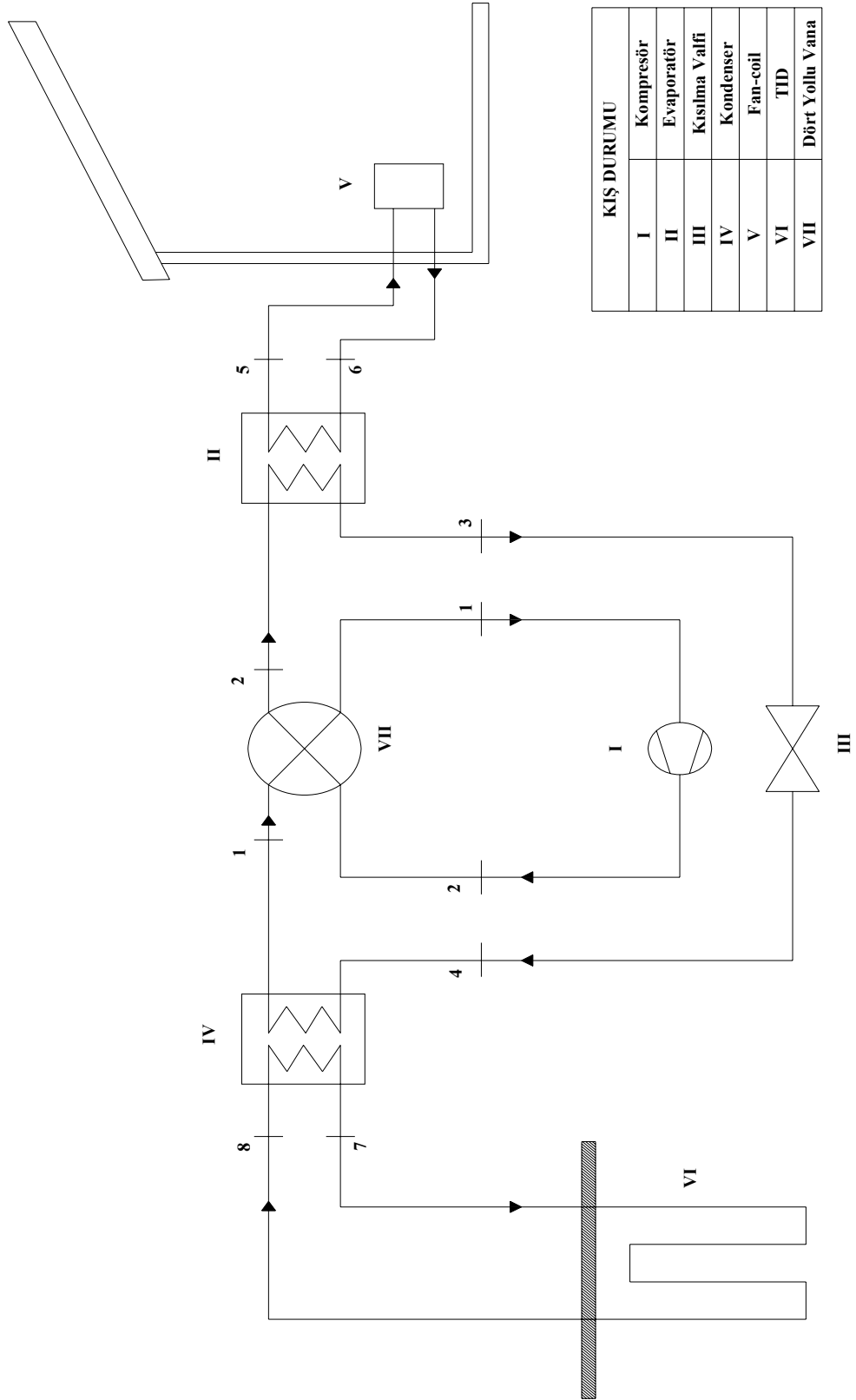
Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 da toprak kaynaklı ısı pompası için ısıtma ve soğutma diyagramları verilmiştir.

KIŞ DURUMU



Şekil 4.2 Toprak kaynaklı ısı pompası ısıtma diyagramı

YAZ DURUMU



Şekil 4.3 Toprak kaynaklı ısı pompası soğutma diyagramı

4.2.1 Sistemde Soğutucu Akışkan R22 Kullanılması

Soğutucu akışkan R22 kullanılarak EK.3A da belirtilen Ln P-h diyagramı ve EK.4A da belirtilen termofiziksel özellik tablosuna göre aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanan kapasiler EK.5A da gösterilmektedir.

1 noktası :

$$T_1 = 0^{\circ} \text{C}$$

$$P_1 = 4,796 \text{ bar}$$

$$h_1 = 405,37 \text{ kJ/kg} = 96,88 \text{ kcal/kg}$$

$$s_1 = 1,7519 \text{ kJ/kgK}$$

2 noktası :

$$T_2 = 65^{\circ} \text{C}$$

$$P_2 = 17,290 \text{ bar}$$

$$h_2 = 437 \text{ kJ/kg} = 104,45 \text{ kcal/kg}$$

$$s_2 = s_1 = 1,62 \text{ kJ/kgK}$$

3 noktası :

$$T_3 = 45^{\circ} \text{C}$$

$$P_3 = 17,290 \text{ bar}$$

$$h_3 = 256,4 \text{ kJ/kg} = 61,28 \text{ kcal/kg}$$

$$s_3 = 1,1873 \text{ kJ/kgK}$$

4 noktası :

$$T_4 = 0^{\circ} \text{C}$$

$$P_4 = 4,796 \text{ bar}$$

$$h_4 = 256,4 \text{ kJ/kg} = 61,28 \text{ kcal/kg}$$

$$s_4 = 1,25 \text{ kJ/kgK}$$

$$\eta_i = \text{indike verim}$$

$$\eta_i = 0,85 \text{ alınır}$$

$$\eta_i = (h_2 - h_1) / (h_{2'} - h_1) \quad 4.8$$

$$0,85 = (437 - 405,37) / (h_{2'} - 405,37)$$

$$h_{2'} = 442,58 \text{ kJ/kg bulunur.}$$

2' noktası :

$$T_{2'} = 71,6^\circ \text{ C}$$

$$P_{2'} = 17,290 \text{ bar}$$

$$h_{2'} = 442,58 \text{ kJ/kg} = 105,78 \text{ kcal/kg}$$

$$s_{2'} = 1,769 \text{ kJ/kgK}$$

Yaz Şartı (Soğutma Mevsimi)

1. Devrede dolaşması gereken soğutucu akışkan miktarı:

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad 4.9$$

$$q_0 = \text{Buharlıştırıcıda soğutucu akışkanın birim kütle başına çektiği ısı miktarı (kcal/kg)}$$

$$q_0 = 96,88 - 61,28 = 31,6 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_b = \text{Buharlıştırıcıda çekilen ısı miktarı (kcal/h)}$$

$$Q_b = 15,4 \text{ kW} = 13268,75 \text{ kcal/h}$$

$$Q_b = m_{ak} \cdot q_0 \quad 4.10$$

$$m_{ak} = 373 \text{ kg/h}$$

2. Kompresör kapasitesi:

$$Q_K = m_{ak} \cdot (h_{2'} - h_1) \quad 4.11$$

$$Q_K = \text{Kompresör kapasitesi (kcal/h)}$$

$$Q_K = 373 \cdot (105,78 - 96,88) = 3319 \text{ kcal/h}$$

$$W_t = \text{Kompresör teorik gücü}$$

$$W_t = Q_K / 860 \quad 4.12$$

$$W_t = 3,86 \text{ kW}$$

$$W_m = \text{Kompresör tahrik motor gücü}$$

$$W_m = W_t \cdot \eta_e \cdot \eta_m \quad 4.13$$

Burada ;

η_m = Mekanik verim

$\eta_m = 0,85$ alınabilir.

η_e = Elektriksel verim

$\eta_e = 0,85$ alınabilir.

$W_m = 3,86 / 0,85 \cdot 0,85$

$W_m = 5,3422$ kW bulunur.

3. Buharlaştırıcı (Evaporatör) Kapasitesi:

$$Q_b = m_{ak} \cdot (h_1 - h_4) \quad 4.14$$

$$Q_b = 373 \cdot (96,88 - 61,28) = 13268,75 \text{ kcal/h}$$

4. Yoğuşturucu (Kondenser) Kapasitesi:

$$Q_y = m_{ak} \cdot (h_2' - h_3) \quad 4.15$$

Q_y = Yoğuşturucuda atılan ısı miktarı (kcal/h)

$$Q_y = 373 \cdot (105,78 - 61,28) = 16588,13 \text{ kcal/h}$$

5. Evaporatörden Geçen ve Devrede Dolaşan Su Miktarı:

$$Q_b = m_{su} \cdot C_p \cdot (T_g - T_{\phi}) \quad 4.16$$

m_{su} : Evaporatörden geçen su miktarı (kg/h)

C_p : Suyun özgül ısınma ısısı (kcal/kg⁰C)

$$C_p = 1,008 \text{ kcal/kg}^0\text{C}$$

T_g = Suyun evaporatöre giriş sıcaklığı (⁰C)

T_{ϕ} = Suyun evaporatörden çıkış sıcaklığı (⁰C)

$$13268,75 = m_{su} \cdot 1,008 \cdot (12-7)$$

$$m_{su} = 2632 \text{ kg/h}$$

6. Kondenserden Geçen ve Devrede Dolaşan Su Miktarı:

$$Q_y = m_{su} \cdot C_p \cdot (T_{\phi} - T_g) \quad 4.17$$

m_{su} : Kondenserden geçen su miktarı (kg/h)

T_g = Suyun kondensere giriş sıcaklığı (°C)

$T_ç$ = Suyun kondenserden çıkış sıcaklığı (°C)

$$16588,13 = m_{su} \cdot 1,008 \cdot (37-32)$$

$$m_{su} = 3293 \text{ kg/h}$$

Kış Şartı (Isıtma Mevsimi)

1. Devrede dolaşması gereken soğutucu akışkan miktarı :

$$q_0 = h_2' - h_3$$

q_0 = Yoğuşturucuda soğutucu akışkanın birim kütle başına verdiği ısı miktarı (kcal/kg)

$$q_0 = 105,78 - 61,28 = 44,51 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_y = 16,05 \text{ kW} = 13803 \text{ kcal/h (Gerekli ısıtma yükü)}$$

$$Q_y = m_{ak} \cdot q_0$$

$$m_{ak} = 310,14 \text{ kg/h}$$

2. Kompresör kapasitesi:

$$Q_K = m_{ak} \cdot (h_2' - h_1)$$

Q_K = Kompresör kapasitesi (kcal/h)

$$Q_K = 310,18 \cdot (105,78 - 96,88) = 2760,6 \text{ kcal/h}$$

W_t = Kompresör teorik gücü

$$W_t = Q_K / 860$$

$$W_t = 3,21 \text{ kW}$$

W_m = Kompresör tahrik motor gücü

$$W_m = W_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

$$W_m = 3,21 / 0,85 \cdot 0,85$$

$$W_m = 4,4453 \text{ kW bulunur.}$$

3. Buharlaştırıcı (Evaporatör) Kapasitesi:

$$Q_b = m_{ak} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$Q_b = 310,18 \cdot (96,88 - 61,28) = 11040,9 \text{ kcal/h}$$

4. Yoğuşturucu (Kondenser) Kapasitesi:

$$Q_y = m_{ak} \cdot (h_2' - h_3)$$

$$Q_y = 310,18 \cdot (105,78 - 61,28) = 13803 \text{ kcal/h}$$

5. Evaporatörden Geçen ve Devrede Dolaşan Su Miktarı:

$$Q_b = m_{su} \cdot C_p \cdot (T_g - T_{\phi})$$

$$11040,9 = m_{su} \cdot 1,008 \cdot (12-7)$$

$$m_{su} = 2191 \text{ kg/h}$$

6. Kondenserden Geçen ve Devrede Dolaşan Su Miktarı:

$$Q_y = m_{su} \cdot C_p \cdot (T_{\phi} - T_g)$$

$$13803 = m_{su} \cdot 1,008 \cdot (37-32)$$

$$m_{su} = 2739 \text{ kg/h}$$

Çevrime ait elde edilen tasarımdaki önemli büyüklükler Çizelge 4.7’de verilmektedir.

Çizelge 4.7 Tasarımda R22 kullanıldığında elde edilen önemli büyüklükler

Açıklama	Birim	Yaz Mevsimi	Kış Mevsimi
Devrede Dolaşan Akışkan Miktarı	kg/h	373	310,14
Kompresör Kapasitesi	kW	5,34	4,44
Eşanjör-1 Kapasitesi	kW	15,4	16,05
Eşanjör-2 Kapasitesi	kW	19,28	12,84
Pompa 1	m ³ /h	2,6	2,7
Pompa 2	m ³ /h	3,3	2,2

4.2.2 Soğutucu Akışkan R22 Kullanılması Durumunda Toprak Isı Değiştirici Boyutlandırması

1.Adım- Isı Değiştirici Tipinin Belirlenmesi

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

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

2.Adım- Isı değiştirici akışkanının belirlenmesi

Öngörülen sistemde sirküle edilecek akışkan : %20 glikollü Su

3.Adım-Isı değiştiricisi boru malzemesinin belirlenmesi

Toprak ısı değiştiricisinin borulanması için HDPE (High Denstiy Poli Etilen) Sch 40 tip boru malzemesi seçilmiştir. Çevrim çapları 1^{1/4"}, ana hatlar 2" olarak seçilmiştir.

4.Adım-Toprak altı sıcaklıkların belirlenmesi (T_D , T_Y)

İstanbul için yıllık ortalama toprak sıcaklığı $T_m = 14,7^{\circ}\text{C}$ (2.bölge) belirlenir. Isı değiştirici borularının gömüleceği derinliğe bağlı olarak etkilenmiş toprak sıcaklıkları belirlenir. Bu değişim miktarı $1,66^{\circ}\text{C}$ - 10°C arasında değişmektedir. Ortalama olarak bu değer $5,55^{\circ}\text{C}$ olarak kabul edilmiştir. En yüksek toprak sıcaklığı $T_Y = 14,7+5,55 = 20,25^{\circ}\text{C}$, en düşük toprak sıcaklığı $T_D = 14,7-5,55=9,15^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanır.

5.Adım-Üniteye giren suyun giriş koşullarının belirlenmesi ($T_{\max}$, $T_{\min}$)

Üniteye giren suyun giriş koşulları, ilgili yerdeki toprak sıcaklığı ile düşey toprak ısı değiştiricileri için tahmin edilebilir. Su giriş sıcaklığını bulmak için soğutma durumunda toprak sıcaklığına $11-14^{\circ}\text{C}$ eklenir. Debi minimum 2,7 l/dak-kW olmalıdır. Ancak 3,2 l/dak-kW olması önerilmektedir. Isıtmada ise toprak sıcaklığından $8-10^{\circ}\text{C}$ çıkarılır ve gerekli su debisi soğutmadaki debiye eşit veya daha az olur. Eğer ısı pompası cihazı ısıtma yükünü karşılamaz ise ilave ısı verilmelidir veya ısıtma/soğutma yükü kombinasyonu oldukça yakın başka cihaz seçilmelidir. Eğer fazla ısıtma kapasitesi varsa bu ısı sıcak kullanma suyu ihtiyaçlarının karşılamak için kullanılır (Hepbaşlı, 1999).

6.Adım- Boru ısı direncinin belirlenmesi (R_b)

Endüstriyel deneyimler sonucu, toprak altına gömülebilecek tipte boru malzemeleri piyasaya sürülmüştür. Plastik toprak altındaki korozyondan en az etkilenen en uzun ömürlü malzemedir. Boruların malzemesine ve çapına göre boru direnci Çizelge 4.8’de verilmiştir. Çizelge kullanarak borunun ısı direnci belirlenebilir. Buna göre 1^{1/4}” Sch 40 PE boru için, $R_b = 0,089$ bulunur.

Çizelge 4.8 Boru dirençleri (Miles.L,1994)

$\frac{R_{b(yatay)}}{R_{b(düşey)}}$				
Boru Çapı	PE SCH-40	PE SDR-11	PE SDR-17	PE SDR-13.5
3/4”	$\frac{0,17}{0,116}$			
1”	$\frac{0,159}{0,109}$			
1 1/4”	$\frac{0,130}{0,089}$	$\frac{0,144}{0,096}$	$\frac{0,16}{0,11}$	$\frac{0,20}{0,14}$
1 1/2”	$\frac{0,117}{0,080}$			
2”	$\frac{0,098}{0,068}$			

7.Adım- Toprak ısı direncinin belirlenmesi (R_t)

Toprak ısı direnci ısı akısının toprakta ilerleme hızını ifade eder. Isı geçişine karşı koyan güçtür. Hafif kuru bir toprağın taşıdığı ısı enerjisi, yoğun nemli bir toprağa nazaran daha az hızlıdır., yani nemli toprağın ısı direnci kuru toprağa göre daha düşüktür. Bunun dışında toprağın yüzeyden itibaren derinliği boruların birbirleri ile arasındaki mesafeleri, boru çapı ve adedi toprak direncini etkileyen faktörlerdir. Burada Çukurova Üniversitesi tarafından yapılan TDT sonuçlarına göre toprak cinsinin nemli toprak ve $R_t = 0,308 \text{ m.K/W}$ olduğu görülmüştür.

8.Adım- Çalışma faktörlerinin belirlenmesi

Çalışma faktörü, ünitenin yılın en sıcak ayında ve yılın en soğuk ayında beklenen çalışma saatinin yüzdesi şeklinde ifade edilir. Isıtma ve soğutma mevsimleri için boru uzunluğunu

tespit etmek amacıyla ayrı ayrı hesaplanır. Daha uzun boru boyu gerektiren sonuç sistemin boru boyunu belirler.

$$\text{Çalışma Faktörü} = \frac{\text{Ortalama ısı kazancı veya kaybı (kcal/h)}}{\text{Ünitenin kapasitesi } \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)}$$

Bu projede ortalama değerler kullanılarak $F_i=0,60$ (ısıtma çalışma faktörü) , $F_s = 0,65$ (soğutma çalışma faktörü) kabulü yapılmıştır.

9.Adım Ünitenin performans katsayıları

$$\text{COP}_I = Q_I / W_K$$

$$\text{COP}_S = Q_S / W_K$$

$$\text{COP}_I = 16,05 / 4,44$$

$$\text{COP}_S = 15,4 / 5,34$$

$$\text{COP}_I = 3,61$$

$$\text{COP}_S = 2,88$$

hesaplanır.

10.Adım Toprak Isı değiştiricisinin boyutunun hesaplanması

Toprak ısı değiştiricisinin boru boyu aşağıda verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanabilir.

(Hepbaşlı ve Hancıoğlu 2001)

Isıtma mevsimi için;

$$L_I = \frac{572 \cdot \frac{\text{COP}_I - 1}{\text{COP}_I} \cdot [R_b + (R_t \cdot F_I)]}{(T_D - T_{\min})} \quad (\text{m/kW}) \quad 4.18$$

$$L_{I\text{top}} = Q_I \cdot L_I \quad (\text{m}) \quad 4.19$$

Soğutma mevsimi için ;

$$L_S = \frac{572 \cdot \frac{\text{COP}_S + 1}{\text{COP}_S} \cdot [R_b + (R_t \cdot F_I)]}{(T_{\max} - T_Y)} \quad (\text{m/kW}) \quad 4.20$$

$$L_{S\text{top}} = Q_S \cdot L_S \quad (\text{m}) \quad 4.21$$

Toprak ısı değiştiricisi boru uzunluğu

$$L_I = \frac{572 \cdot \frac{3,61 - 1}{3,61} \cdot [0,089 + (0,308 \cdot 0,6)]}{(9,15 - 1,15)}$$

$$L_I = 14,15 \text{ m/kW} \quad L_{I\text{top}} = 14,15 \times 16,05 = 227,18 \text{ m}$$

$$L_S = \frac{572 \cdot \frac{2,88 + 1}{2,88} \cdot [0,089 + (0,308 \cdot 0,65)]}{(31,25 - 20,25)}$$

$$L_S = 20,25 \text{ m/kW} \quad L_{\text{Stop}} = 20,25 \times 15,4 = 312,36 \text{ m} \quad \text{bulunur.}$$

4.2.3 Sistemde Soğutucu Akışkan R134a Kullanılması

Soğutucu akışkan R134a kullanılarak EK.3B de belirtilen Ln P-h diyagramı ve EK.4B de belirtilen termodinamik özellik tablosuna göre ve 4.8,4.9,...4.16,4.17 eşitlikleri yardımıyla hesaplanan kapasiteler EK.5B de gösterilmektedir.

Çevrime ait elde edilen tasarımdaki önemli büyüklükler Çizelgede 4.9'da verilmektedir

Çizelge 4.9 Tasarımda R134a kullanıldığında elde edilen önemli büyüklükler

Açıklama	Birim	Yaz Mevsimi	Kış Mevsimi
Devrede Dolaşan Akışkan Miktarı	kg/h	415,82	345,96
Kompresör Kapasitesi	kW	5,3459	4,4477
Eşanjör-1 Kapasitesi	kW	15,4	16,05
Eşanjör-2 Kapasitesi	kW	19,29	12,83
Pompa 1	m ³ /h	2,6	2,7
Pompa 2	m ³ /h	3,3	2,2

4.2.4 Soğutucu Akışkan R134a Kullanılması Durumunda Toprak Isı Değiştirici Boyutlandırması

Toprak ısı değiştiricisi boru boyutunun hesaplanmasında Bölüm 4.2.2 de ki kabuller yapılarak ve 4.18,4.19,4.20,4.21 eşitlikleri kullanılarak işlemler yapıldığında boru boyutları aşağıdaki gibi bulunur.

$$COP_I = Q_I / W_K$$

$$COP_S = Q_S / W_K$$

$$COP_I = 16,05 / 4,44$$

$$COP_S = 15,4 / 5,34$$

$$COP_I = 3,6086$$

$$COP_S = 2,8861$$

hesaplanır.

Toprak ısı değiştiricisi boru uzunluğu

$$L_I = \frac{572 \cdot \frac{3,6086-1}{3,6086} \cdot [0,089 + (0,308 \cdot 0,6)]}{(9,15 - 1,15)}$$

$$L_I = 14,15 \text{ m/kW}$$

$$L_{\text{Itop}} = 14,15 \times 16,05 = 227,18 \text{ m}$$

$$L_S = \frac{572 \cdot \frac{2,8861+1}{2,8861} [0,089+(0,308.0,65)]}{(31,25-20,25)}$$

$$L_S = 20,25 \text{ m/kW} \quad L_{\text{Stop}} = 20,25 \times 15,4 = 312,36 \text{ m} \quad \text{bulunur.}$$

4.2.5 Sistemde Soğutucu Akışkan R404A Kullanılması

Soğutucu akışkan R404A kullanılarak EK.3C de belirtilen L_n P-h diyagramı ve EK.4C de belirtilen termofiziksel özellik tablosuna göre ve 4.8,4.9,...4.16,4.17 eşitlikleri yardımıyla hesaplanan kapasiteler EK.5C de gösterilmektedir.

Çevrime ait elde edilen tasarımdaki önemli büyüklükler Çizelge 4.10'da verilmektedir.

Çizelge 4.10 Tasarımda R404A kullanıldığında elde edilen önemli büyüklükler.

Açıklama	Birim	Yaz Mevsimi	Kış Mevsimi
Devrede Dolaşan Akışkan Miktarı	kg/h	585	443
Kompresör Kapasitesi	kW	7,97	6,04
Eşanjör-1 Kapasitesi	kW	15,4	16,05
Eşanjör-2 Kapasitesi	kW	21,19	11,68
Pompa 1	m ³ /h	2,6	2,7
Pompa 2	m ³ /h	3,6	1,9

4.2.6 Soğutucu Akışkan R404A Kullanılması Durumunda Toprak Isı Değiştirici Boyutlandırması

Toprak ısı değiştiricisi boru boyutunun hesaplanmasında Bölüm 4.2.2 de ki kabuller yapılarak ve 4.18,4.19,4.20,4.21 eşitlikleri kullanılarak işlemler yapıldığında boru boyutları aşağıdaki gibi bulunur.

$$COP_I = Q_I / W_K$$

$$COP_S = Q_S / W_K$$

$$COP_I = 16,05 / 6,04$$

$$COP_S = 15,4 / 7,97$$

$$COP_I = 2,656$$

$$COP_S = 1,934$$

hesaplanır.

Toprak ısı değiştiricisi boru uzunluğu

$$L_I = \frac{572 \cdot \frac{2,656-1}{2,656} [0,089+(0,308.0,6)]}{(9,15-1,15)}$$

$$L_I = 12,21 \text{ m/kW} \quad L_{I\text{top}} = 12,21 \times 16,05 = 195,91 \text{ m}$$

$$L_S = \frac{572 \cdot \frac{1,934+1}{1,934} \cdot [0,089 + (0,308 \cdot 0,65)]}{(31,25 - 20,25)}$$

$$L_S = 21,82 \text{ m/kW} \quad L_{S\text{top}} = 24,4 \times 15,4 = 352,03 \text{ m} \quad \text{bulunur.}$$

4.2.7 Sistemde Soğutucu Akışkan R410A Kullanılması

Soğutucu akışkan R404A kullanılarak EK.3D de belirtilen L_n P-h diyagramı ve EK.4D de belirtilen termofiziksel özellik tablosuna göre ve 4.8,4.9,...4.16,4.17 eşitlikleri yardımıyla hesaplanan kapasiteler EK.5D de gösterilmektedir.

Çevrime ait elde edilen tasarımdaki önemli büyüklükler Çizelge 4.11’de verilmektedir.

Çizelge 4.11 Tasarımda R410A kullanıldığında elde edilen önemli büyüklükler.

Açıklama	Birim	Yaz Mevsimi	Kış Mevsimi
Devrede Dolaşan Akışkan Miktarı	kg/h	386	313,47
Kompresör Kapasitesi	kW	5,9723	4,855
Eşanjör-1 Kapasitesi	kW	15,4	16,05
Eşanjör-2 Kapasitesi	kW	19,74	12,54
Pompa 1	m ³ /h	2,6	2,7
Pompa 2	m ³ /h	3,4	2,1

4.2.8 Soğutucu Akışkan R410A Kullanılması Durumunda Toprak Isı Değiştirici Boyutlandırması

Toprak ısı değiştiricisi boru boyutunun hesaplanmasında Bölüm 4.2.2 de ki kabuller yapılarak ve 4.18,4.19,4.20,4.21 eşitlikleri kullanılarak işlemler yapıldığında boru boyutları aşağıdaki gibi bulunur.

$$COP_I = Q_I / W_K$$

$$COP_S = Q_S / W_K$$

$$COP_I = 16,05 / 4,855$$

$$COP_S = 15,4 / 5,9723$$

$$COP_I = 3,3059$$

$$COP_S = 2,5834$$

hesaplanır.

Toprak ısı değiştiricisi boru uzunluğu

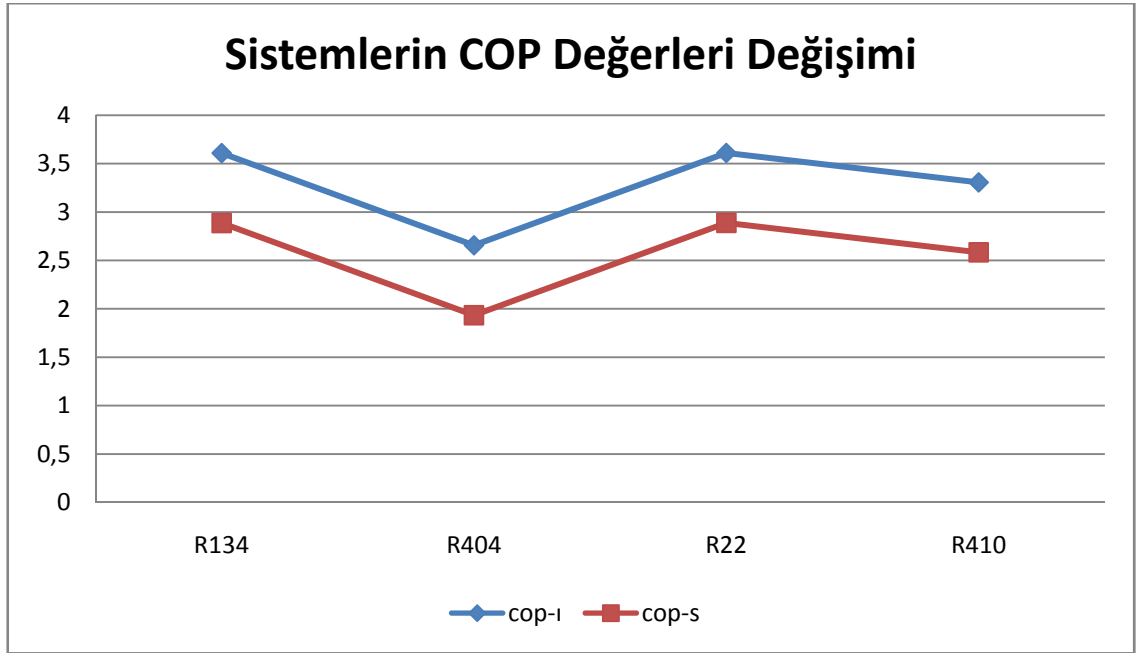
$$L_I = \frac{572 \cdot \frac{3,3059-1}{3,3059} \cdot [0,089 + (0,308 \cdot 0,6)]}{(9,15 - 1,15)}$$

$$L_I = 13,65 \text{ m/kW} \quad L_{I\text{top}} = 13,65 \times 16,05 = 219,16 \text{ m}$$

$$L_S = \frac{572 \cdot \frac{2,5834+1}{2,5834} [0,089 + (0,308 \cdot 0,65)]}{(31,25 - 20,25)}$$

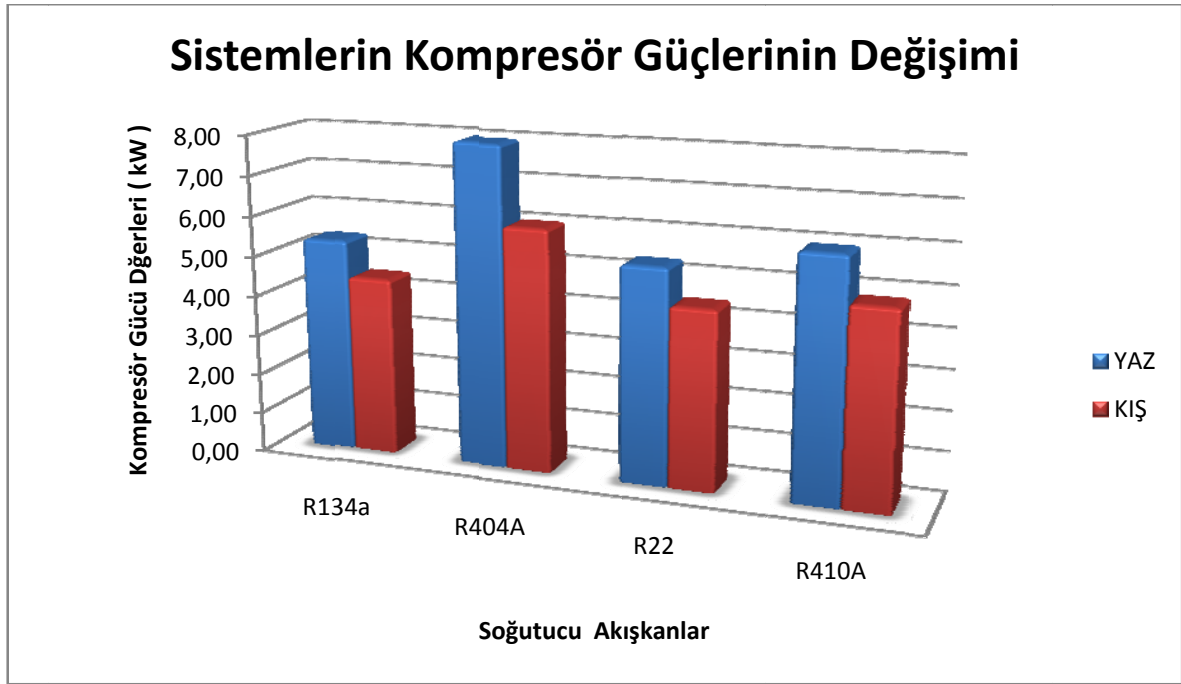
$$L_S = 20,86 \text{ m/kW} \quad L_{S\text{top}} = 22,02 \times 15,4 = 321,84 \text{ m}$$

Kullanılan soğutucu akışkan özelliklerine göre her bir sistem için hesaplanan COP katsayıları Şekil 4.4’de gösterilmektedir.



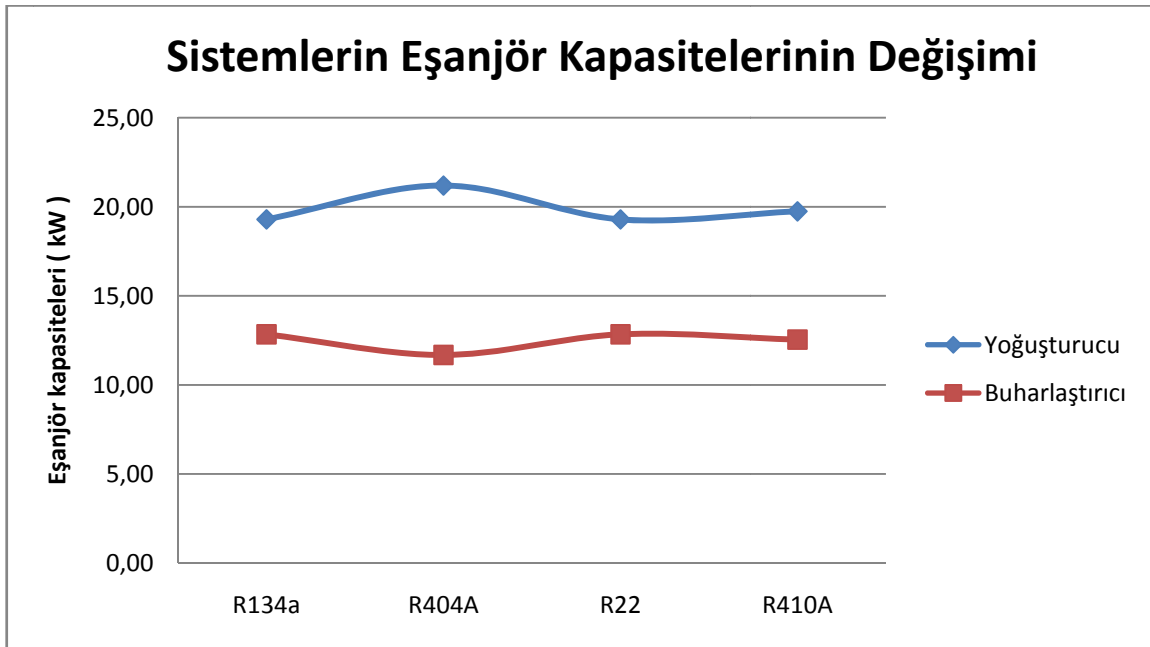
Şekil 4.4 Soğutucu akışkan türüne göre hesaplanan COP katsayıları

Kullanılan soğutucu akışkan özelliklerine göre her bir sistem için yaz ve kış dönemlerine göre hesaplanan kompresör güçleri Şekil 4.5’de gösterilmektedir.



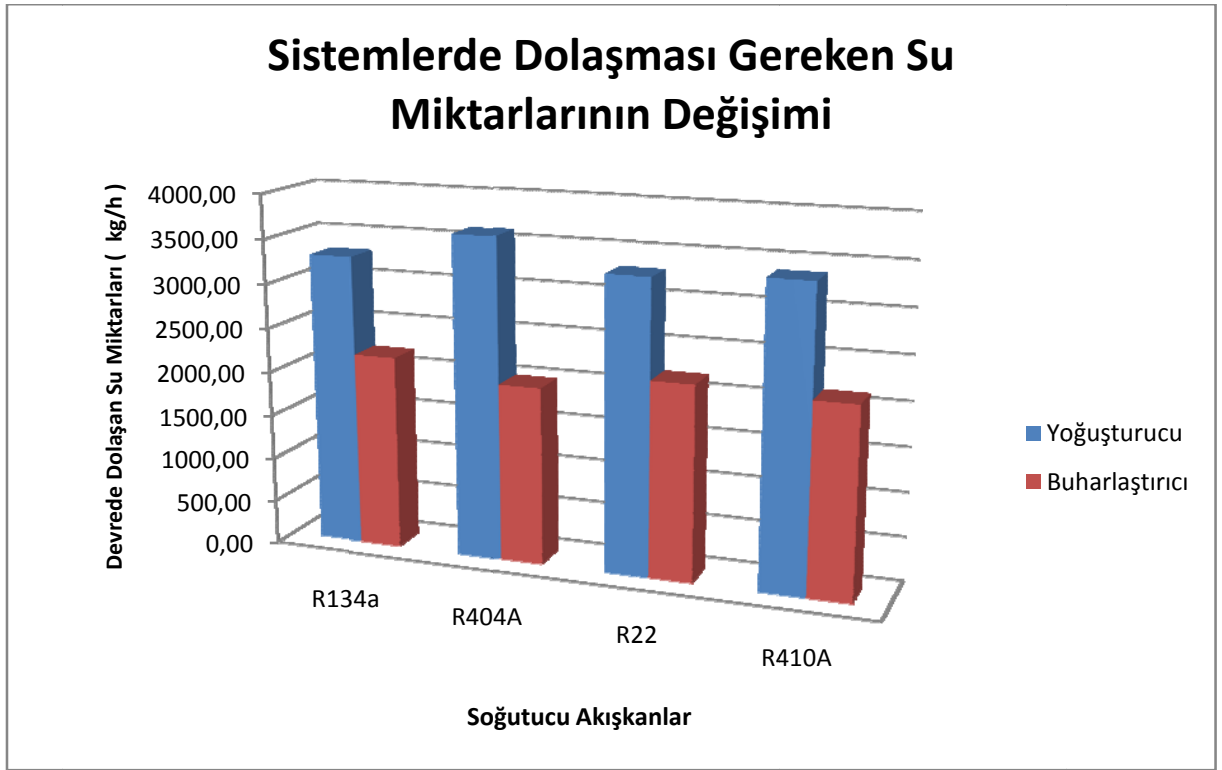
Şekil 4.5 Soğutucu akışkan türüne göre hesaplanan kompresör gücü değerleri

Kullanılan soğutucu akışkan özelliklerine göre her bir sistem için yaz ve kış dönemlerine göre hesaplanan eşanjör kapasiteleri Şekil 4.6’da gösterilmektedir.



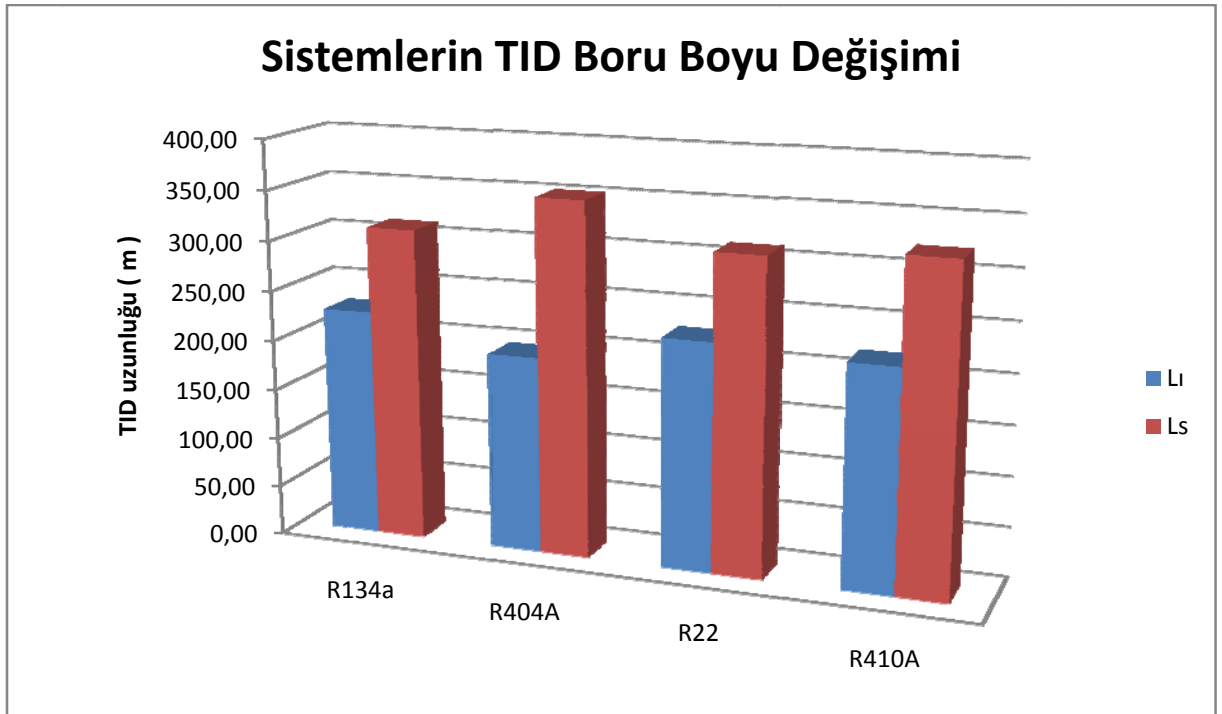
Şekil 4.6 Soğutucu akışkan türüne göre hesaplanan eşanjör kapasite değerleri

Kullanılan soğutucu akışkan özelliklerine göre her bir sistem için yaz ve kış dönemlerine göre sistemde dolaşması gereken su miktarları Şekil 4.7’de gösterilmektedir.



Şekil 4.7 Soğutucu akışkan türüne göre sistemde dolaşması gereken su miktarları

Kullanılan soğutucu akışkan özelliklerine göre her bir sistem için hesaplanan TID boru boylarının değişimi Şekil 4.8’de gösterilmektedir.



Şekil 4.8 Soğutucu akışkan türüne göre TID boru boylarının değişimi

4.3 Sistemlerin Termodinamik ve Ekserji Analizleri

4.3.1 Kütle, Enerji, Entropi ve Ekserji Dengesi Eşitlikleri

Sabit akışlı proselerin genelinde ısı girişi, ekserji yıkımı, tersinmezlik, enerji ve ekserji verimlerinin kullanılmasıyla; kütle, enerji, entropi ve ekserji denge eşitlikleri olarak dört eşitlik bulunmaktadır (Kotas, 1985; Çengel ve Bole, 2001).

Kütle denge eşitliği aşağıdaki formülde ifade edilmektedir;

$$\sum m_{\text{giriş}} = \sum m_{\text{çıkış}} \quad 4.22$$

burada “m” giriş ve çıkış durumları için kütle akışını göstermektedir.

Genel olarak enerji dengesi eşitliği;

$$\sum E_g = \sum E_{\dot{c}} \quad 4.23$$

şeklindedir.

Enerji denge eşitliği aşağıdaki şekilde daha açık bir şekilde ifade edilebilir;

$$Q + \sum m_g h_g = W + \sum m_c h_c \quad 4.24$$

Burada net ısı giriş oranı $Q = Q_{\text{net,giriş}} = Q_{\text{giriş}} - Q_{\text{çıkış}}$, net iş çıkış oranı $W = W_{\text{net,çıkış}} = W_{\text{çıkış}} - W_{\text{giriş}}$ ve her kütle ünitesi için “h” entalpiyi ifade etmektedir.

Entropi denge eşitliği de aşağıdaki formülde ki gibi ifade edilmektedir,

$$\underbrace{S_{\text{giriş}} - S_{\text{çıkış}}}_{\text{Kütle ve ısı transferine bağlı net entropi}} + \underbrace{S_{\text{üretilen}}}_{\text{Üretilen entropi}} = 0 \quad 4.25$$

Burada Q_k ısı tranfer değeri ve m kütle akış değerine bağlı olarak transfer edilen entropi

$$S_q = Q_k / T_k \quad \text{ve} \quad S_m = m s \quad \text{şeklinde ifade edilir.}$$

Pozitif yöndeki ısı tranferi olan sistemlerde eşitlik 4.25 ile ilişkili olarak genel entropi üretimi aşağıdaki formülde gösterildiği gibi ifade edilir.

$$S_{\text{üretilen}} = \sum m_c s_c - \sum m_g s_g - \sum \frac{Q_k}{T_k} \quad 4.26$$

Genel ekserji denge denklemi aşağıdaki gibidir,

$$\underbrace{E_g - E_\zeta}_{\text{Kütle ve ısı transferine bağlı net ekserji}} = \underbrace{Ex_{dest}}_{\text{Kaybolan ekserji}} \quad 4.27a$$

Yada

$$Ex_q - Ex_w + Ex_{m,g} - Ex_{m,\zeta} = Ex_d \quad 4.27b$$

Eşitlik 4.27b kullanılarak genel ekserji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - W + \sum m_g \psi_g - \sum m_\zeta \psi_\zeta = Ex_d \quad 4.28a$$

ile

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad 4.28b$$

Burada “k” indisiyle belirtilen sınır sıcaklığı T_k ya bağlı olarak Q_k ısı transfer değerini, W iş miktarını ψ spesifik akış ekserji değerini, h entalpi değerini, s entropi değerini ve P_0 ile T_0 sistemin ölü haldeki basınç ve sıcaklık değerlerini göstermektedir.

Üretilen entropi değeri olan $S_{üretim}$ bulunması için en genel ifade, tersinmezlik I yada ekserji yıkımı olarak aşağıdaki formülde ifade edilmektedir,

$$I = Ex_d = T_0 S_{üretim} \quad 4.29$$

4.3.2 Enerji ve ekserji verimi

Soğutma sistemlerinde enerji giriş ve çıkış değerleri kullanılarak basit olarak birinci kanun kapsamında enerji verimliliği performans katsayısı (COP) olarak ifade edilmektedir. Bu bağlamda GSHP ünitesinin ve tüm sistemin COP değerleri aşağıdaki gibidir,

$$COP_{IP,akt} = \frac{Q_{sh}}{W_{komp}} \quad 4.30$$

$$COP_{sistem,akt} = \frac{Q_{sh}}{\sum W_g} \quad 4.31$$

Burada Q_{sh} ısı yükünü, W_{komp} kompresörde giriş iş miktarını ve $\sum W_g$ ise sisteme giren toplam iş miktarını göstermektedir. Literatürde ekserji verimi için pek çok formülasyon bulunmaktadır.

GSHP ünitesinde ekserji verimi için uygulanabilecek birinci formülasyon aşağıdaki gibidir,

$$\varepsilon_{IP,1} = \frac{COP_{C,h}}{COP_{IP,akt}} \quad 4.32$$

ile

$$\text{COP}_{\text{C,h}} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad 4.33$$

Burada $\text{COP}_{\text{C,h}}$ ideal bir ısı pompası sistemi için Carnot çevrimine göre maksimum ısı performans katsayısı olarak ifade edilmektedir.

Üretim ve tüketim oranı (P/F) esas alınarak, ekserji verimi olarak ikinci formülasyon;

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{Ex}_c}{\text{Ex}_g} = 1 - \frac{\text{Ex}_d}{\text{Ex}_g} \quad 4.34$$

Ekserji veriminde üçüncü formülasyon,

$$\varepsilon_{3,\text{IP}} = \frac{\text{Ex}_{\text{amaç}}}{\text{Ex}_{\text{kull}}} \quad 4.35$$

Kondenser ve buharlaştırıcı olarak isimlendirilen ısı değiştiricilerinde ekserji verimi aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$\varepsilon_{\text{ID}} = \frac{m_{\text{soğ}}(\psi_{\text{soğ},c} - \psi_{\text{soğ},g})}{m_{\text{hot}}(\psi_{\text{sic},g} - \psi_{\text{sic},c})} \quad 4.36$$

4.3.3 Ekserjetik İyileşme Potansiyeli ve Bazı Termodinamik Parametreler

Bir sistemde veya proste ekserji verimindeki maksimum iyileşme, ekserji kayıplarının yada tersinmezliklerin ($\text{Ex}_g - \text{Ex}_c$) minimize edilmesiyle sağlanmıştır (Van Gool, 1997). Van Gool farklı proseslerde incelemeler yapmış ve bir ekserjetik iyileşme potansiyel'inin kullanımının faydalı bir fikir olduğuna karar vermiştir. Hammand ve Stapleton (2001) tarafından IP olarak ifade edilen bu iyileşme potansiyeli aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

Ekserjetik iyileşme potansiyeli “IP”;

$$\text{IP} = (1 - \varepsilon)(\text{Ex}_g - \text{Ex}_c) \quad 4.37$$

Bir sistemin termodinamik analizinde aşağıdaki parametreler kullanılarak tarif yapılabilmektedir, (Xiang ve ark, 2004)

Ürün tüketim oranı:

$$\delta_i = \frac{\text{Ex}_{d,i}}{F_{\text{toplam}}} \quad 4.38a$$

Bağıl tersinmezlik:

$$\chi_i = \frac{Ex_{d,i}}{Ex_{d,toplam}} \quad 4.38b$$

Verimlilik kaybı:

$$\xi_i = \frac{Ex_{d,i}}{P_{toplam}} \quad 4.38c$$

Ekserjetik faktör:

$$f_i = \frac{F_i}{F_{toplam}} \quad 4.38d$$

Bu termodinamik parametreler ile ilgili detaylar Özgener vd. (2004) tarafından açıklanmaktadır.

4.3.4 Kayıp Ekserji Eşitlikleri

Kompresör:

$$m_1 = m_2 = m_{ak}$$

$$W_{komp} = m_{ak} \cdot (h_{2'} - h_1) \quad 4.39$$

$$Ex_{d,komp} = T_0 \cdot m_{ak} \cdot (s_1 - s_{2'}) \quad 4.40$$

$$Ex_{d,komp} = m_{ak} \cdot (\psi_1 - \psi_{2'}) + W_{komp} \quad 4.41$$

Kondenser:

$$m_1 = m_2 = m_{ak} \quad m_5 = m_6 = m_{su}$$

$$Q_{kond} = m_{ak} \cdot (h_{2'} - h_3)$$

$$Q_{kond} = Q_{fc} = m_{su} \cdot C_p \cdot (T_5 - T_6) \quad 4.42$$

$$Ex_{d,kond} = T_0 \cdot [m_{ak} \cdot (s_3 - s_2) + m_{su} \cdot (s_5 - s_6)] \quad 4.43$$

$$Ex_{d,kond} = m_{ak} \cdot (\psi_{2'} - \psi_3) + m_{su} \cdot (\psi_6 - \psi_5) \quad 4.44$$

Kısılma Valfi:

$$Ex_{d,kıs} = T_0 \cdot m_{ak} \cdot (s_4 - s_3) \quad 4.45$$

$$Ex_{d,kıs} = m_{ak} \cdot (\psi_3 - \psi_4) \quad 4.46$$

Evaporatör:

$$Q_{\text{evap}} = m_{\text{ak}} \cdot (h_1 - h_4) ; Q_{\text{evap}} = Q_{\text{gh}}$$

$$EX_{\text{d, evap}} = T_0 \cdot [m_{\text{ak}} \cdot (s_1 - s_4) + m_{\text{su}} \cdot (s_7 - s_8)] \quad 4.47$$

$$EX_{\text{d, evap}} = m_{\text{ak}} \cdot (\psi_4 - \psi_1) + m_{\text{su}} \cdot (\psi_8 - \psi_7) \quad 4.48$$

Fan Coil Ünitesi:

$$m_{\text{hava, g}} = m_{\text{hava, ç}} = m_{\text{hava}}$$

$$Q_{\text{fc}} = m_{\text{hava}} \cdot C_{\text{p, hava}} \cdot (T_{\text{ç, hava}} - T_{\text{g, hava}}); Q_{\text{kond}} = Q_{\text{fc}} ; Q_{\text{sh}} = Q_{\text{kond}}$$

$$EX_{\text{d, fc}} = T_0 \cdot \left[m_{\text{su}} \cdot (s_6 - s_5) + \frac{Q_{\text{fc}}}{T_{\text{g, hava}}} \right] \quad 4.49$$

$$EX_{\text{d, fc}} = m_{\text{su}} \cdot (\psi_5 - \psi_6) - Q_{\text{fc}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{g, hava}}} \right) \quad 4.50$$

Yaz dönemi için

$$EX_{\text{d, fc}} = m_{\text{su}} \cdot (\psi_5 - \psi_6) + Q_{\text{fc}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{g, hava}}} \right) \quad 4.51$$

Toprak Isı Değiştiricisi (TID):

$$m_7 = m_8 = m_{\text{su}}$$

$$Q_{\text{gh}} = m_{\text{su}} \cdot C_{\text{p, s}} \cdot (T_8 - T_7); Q_{\text{sh}} = Q_{\text{fc}}$$

$$EX_{\text{dest, TId}} = T_0 \cdot \left[m_{\text{su}} \cdot (s_8 - s_7) - \frac{Q_{\text{fc}}}{T_{\text{toprak}}} \right] \quad 4.52$$

$$EX_{\text{dest, TId}} = m_{\text{su}} \cdot (\psi_7 - \psi_8) + Q_{\text{gh}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{toprak}}} \right) \quad 4.53$$

Yaz dönemi için

$$EX_{\text{dest, TId}} = m_{\text{su}} \cdot (\psi_7 - \psi_8) - Q_{\text{gh}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{toprak}}} \right) \quad 4.54$$

Kompresördeki mekanik ve elektriksel kayıplar için

$$W_{\text{akt, g}} = \frac{W_{\text{komp}}}{\eta_{\text{komp, m}} \eta_{\text{komp, e}}} \quad 4.55$$

$$I_{\text{m, el}} = W_{\text{akt, g}} (1 - \eta_{\text{komp, m}} \eta_{\text{komp, e}}) \quad 4.56$$

4.3.4.1 Sistemde Soğutucu Akışkan R22 Kullanıldığında Elde Edilen Ekserji Yıkımı Verileri

Isıtma dönemi için EK.5A hesaplanan analiz sonuçlarına hesaplamalar yapılırsa;

Kompresör:

$$W_{\text{komp}} = m_{\text{ak}} \cdot (h_{2'} - h_1) = 310,14 \cdot \frac{(442,58 - 405,37)}{3600} = 3,2117 \text{ kW}$$

$$Ex_{\text{d,komp}} = m_{\text{ak}} \cdot (\psi_1 - \psi_{2'}) + W_{\text{komp}} = 310,14 \cdot \frac{44,94 - 77,05}{3600} + 3,2117 = 0,439 \text{ kW}$$

Kondenser:

$$Q_{\text{kond}} = m_{\text{ak}} \cdot (h_{2'} - h_3) = 310,14 \cdot \frac{(448,58 - 256,40)}{3600} = 16,05 \text{ kW}$$

$$Ex_{\text{d,kond}} = m_{\text{ak}} \cdot (\psi_{2'} - \psi_3) + m_{\text{su}} \cdot (\psi_6 - \psi_5) = 310,14 \cdot \frac{(77,05 - 64,21)}{3600} + 2739 \cdot \frac{0,174 - 0,989}{3600}$$

$$Ex_{\text{d,kond}} = 0,48567 \text{ kW}$$

KısılmaValfi:

$$Ex_{\text{d,kıs}} = m_{\text{ak}} \cdot (\psi_3 - \psi_4)$$

$$Ex_{\text{d,kıs}} = 310,14 \cdot \frac{64,22 - 59,54}{3600} = 0,403 \text{ kW}$$

Evaporatör:

$$Q_{\text{evap}} = m_{\text{ak}} \cdot (h_1 - h_4) = 310,14 \cdot (405,37 - 256,4)/3600 = 12,83 \text{ kW}$$

$$Ex_{\text{d,evap}} = m_{\text{ak}} \cdot (\psi_4 - \psi_1) + m_{\text{su}} \cdot (\psi_8 - \psi_7)$$

$$Ex_{\text{d,evap}} = 310,14 \cdot (59,54 - 44,94)/3600 + 2191 \cdot (2,565 - 4,203)/3600$$

$$Ex_{\text{d,evap}} = 0,26107 \text{ kW}$$

Fan Coil Ünitesi:

$$Q_{\text{kond}} = Q_{\text{fc}}$$

$$Ex_{\text{d,fc}} = m_{\text{su}} \cdot (\psi_5 - \psi_6) - Q_{\text{fc}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{g,hava}}}\right)$$

Sistemin ölü hal için $T_0: 25^{\circ}\text{C}$, $P_0: 101,33 \text{ kPa}$ ve fan-coil giriş havası sıcaklığı da $T_{\text{g,hava}}: 30^{\circ}\text{C}$ kabulü yapılmıştır.

$$Ex_{d,fc} = 2739 \cdot \frac{0,989 - 0,174}{3600} - 16,05 \cdot \left(1 - \frac{273 + 25}{273 + 30}\right)$$

$$Ex_{d,fc} = 0,35525 \text{ kW}$$

Toprak Isı Değiştiricisi (TID):

$$Q_{evap} = Q_{gh}$$

$$Ex_{d,TID} = m_{su} \cdot (\psi_7 - \psi_8) + Q_{gh} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{toprak}}\right)$$

Kış döneminde toprak sıcaklığı T_{toprak} : 5 °C kabulü yapılmıştır.

$$Ex_{d,TID} = 2191 \cdot \frac{4,203 - 2,565}{3600} + 12,83 \cdot \left(1 - \frac{273 + 25}{273 + 5}\right)$$

$$Ex_{d,TID} = 0,07361 \text{ kW}$$

Kompresördeki mekanik ve elektriksel kayıplar için

Kompresördeki mekanik verim $\eta_{komp,m}$:0,85, $\eta_{komp,e}$:0,85 alınmıştır.

$$W_{akt,g} = \frac{W_{komp}}{\eta_{komp,m} \eta_{komp,e}} = \frac{3,21}{0,85 \cdot 0,85} = 4,4368 \text{ kW}$$

$$I_{m,el} = W_{akt,g} (1 - \eta_{komp,m} \eta_{komp,e}) = 4,4368 \cdot (1 - 0,85 \cdot 0,85) = 1,231234 \text{ kW}$$

Soğutma dönemi için EK.5A hesaplanan analiz sonuçlarına hesaplamalar yapılırsa

Kompresör:

$$W_{komp} = m_{ak} \cdot (h_{2'} - h_1) = 373 \cdot \frac{(442,58 - 405,37)}{3600} = 3,8554 \text{ kW}$$

$$Ex_{d,komp} = m_{ak} \cdot (\psi_1 - \psi_{2'}) + W_{komp} = 373 \cdot \frac{44,94 - 77,05}{3600} + 3,8554 = 0,52798 \text{ kW}$$

Kondenser:

$$Q_{kond} = m_{ak} \cdot (h_{2'} - h_3) = 373 \cdot \frac{(448,58 - 256,40)}{3600} = 19,29 \text{ kW}$$

$$Ex_{d,kond} = m_{ak} \cdot (\psi_{2'} - \psi_3) + m_{su} \cdot (\psi_6 - \psi_5) = 373 \cdot \frac{(77,05 - 64,21)}{3600} + 2739 \cdot \frac{1,25 - 2,3}{3600}$$

$$Ex_{d,kond} = 0,58459 \text{ kW}$$

KısılmaValfi:

$$Ex_{d,kıs} = m_{ak} \cdot (\psi_3 - \psi_4)$$

$$Ex_{d,kıs} = 373 \cdot \frac{64,22 - 59,54}{3600} = 0,48475 \text{ kW}$$

Evaporatör:

$$Q_{evap} = m_{ak} \cdot (h_1 - h_4) = 373 \cdot (405,37 - 256,4)/3600 = 15,43 \text{ kW}$$

$$Ex_{d,evap} = m_{ak} \cdot (\psi_4 - \psi_1) + m_{su} \cdot (\psi_8 - \psi_7)$$

$$Ex_{d,evap} = 373 \cdot (59,54 - 44,94)/3600 + 3292 \cdot (0,17 - 0,19)/3600$$

$$Ex_{d,evap} = 0,74382 \text{ kW}$$

Fan Coil Ünitesi:

$$Q_{kond} = Q_{fc}$$

$$Ex_{d,fc} = m_{su} \cdot (\psi_5 - \psi_6) + Q_{fc} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{g,hava}}\right)$$

Sistemin ölü hal için $T_0: 25^0\text{C}$, $P_0: 101,33 \text{ kPa}$ ve fan-coil giriş havası sıcaklığı da $T_{g,hava}: 5^0\text{C}$ kabulü yapılmıştır.

$$Ex_{d,fc} = 2633 \cdot \frac{2,30 - 1,25}{3600} + 19,29 \cdot \left(1 - \frac{273 + 25}{273 + 5}\right)$$

$$Ex_{d,fc} = 0,34130 \text{ kW}$$

Toprak Isı Değiştiricisi (TID):

$$Q_{evap} = Q_{gh}$$

$$Ex_{d,TID} = m_s \cdot (\psi_7 - \psi_8) - Q_{gh} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{toprak}}\right)$$

Yaz döneminde toprak sıcaklığı $T_{toprak}: 35^0\text{C}$ kabulü yapılmıştır.

$$Ex_{d,TID} = 3292 \cdot \frac{4,203 - 2,565}{3600} - 15,43 \cdot \left(1 - \frac{273 + 25}{273 + 35}\right)$$

$$Ex_{d,TID} = 0,11878 \text{ kW}$$

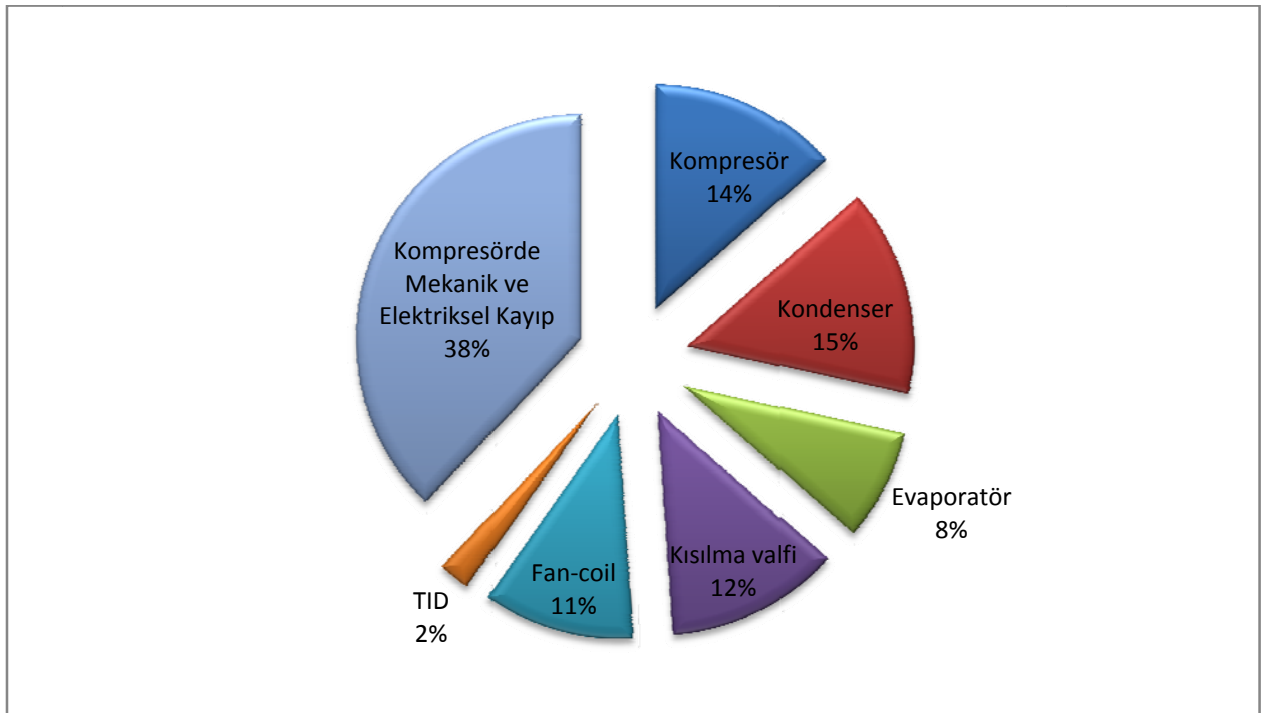
Kompresördeki mekanik ve elektriksel kayıplar için

Kompresördeki mekanik verim $\eta_{\text{komp,m}}:0,85$, $\eta_{\text{komp,e}}:0,85$ alınmıştır.

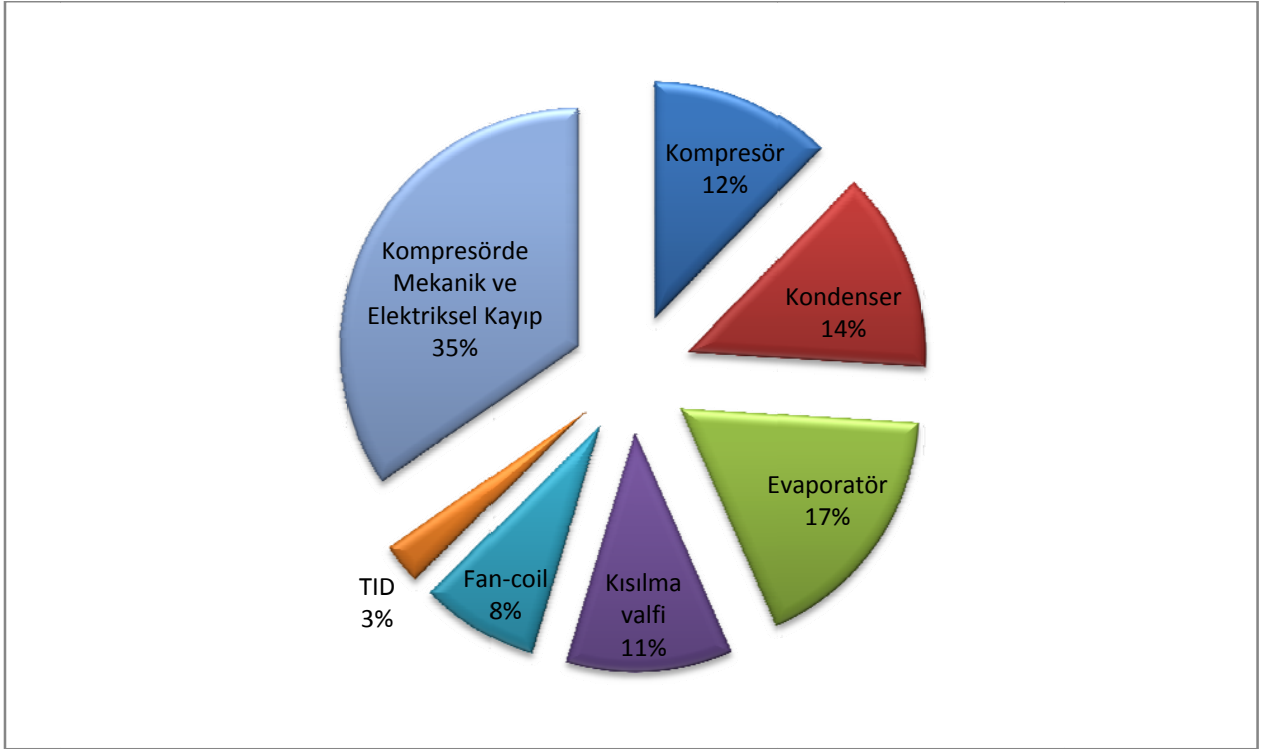
$$W_{\text{akt,g}} = W_{\text{komp}} / \eta_{\text{komp,m}} \eta_{\text{komp,e}} = 3,85554 / 0,85 \cdot 0,85 = 5,3362 \text{ kW}$$

$$I_{\text{m,el}} = W_{\text{akt,g}} (1 - \eta_{\text{komp,m}} \eta_{\text{komp,e}}) = 5,3362 \cdot (1 - 0,85 \cdot 0,85) = 1,48078 \text{ kW}$$

bulunur. Elde edilen ekserji yıkımı verileri ve enerji dengesi sonuçları EK.6A da gösterilmektedir. Yapılan hesaplamalarda soğutucu akışkan R22 kullanıldığında cihazlara göre hesaplanan kayıp ekserji yüzdeleri Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da gösterilmektedir.



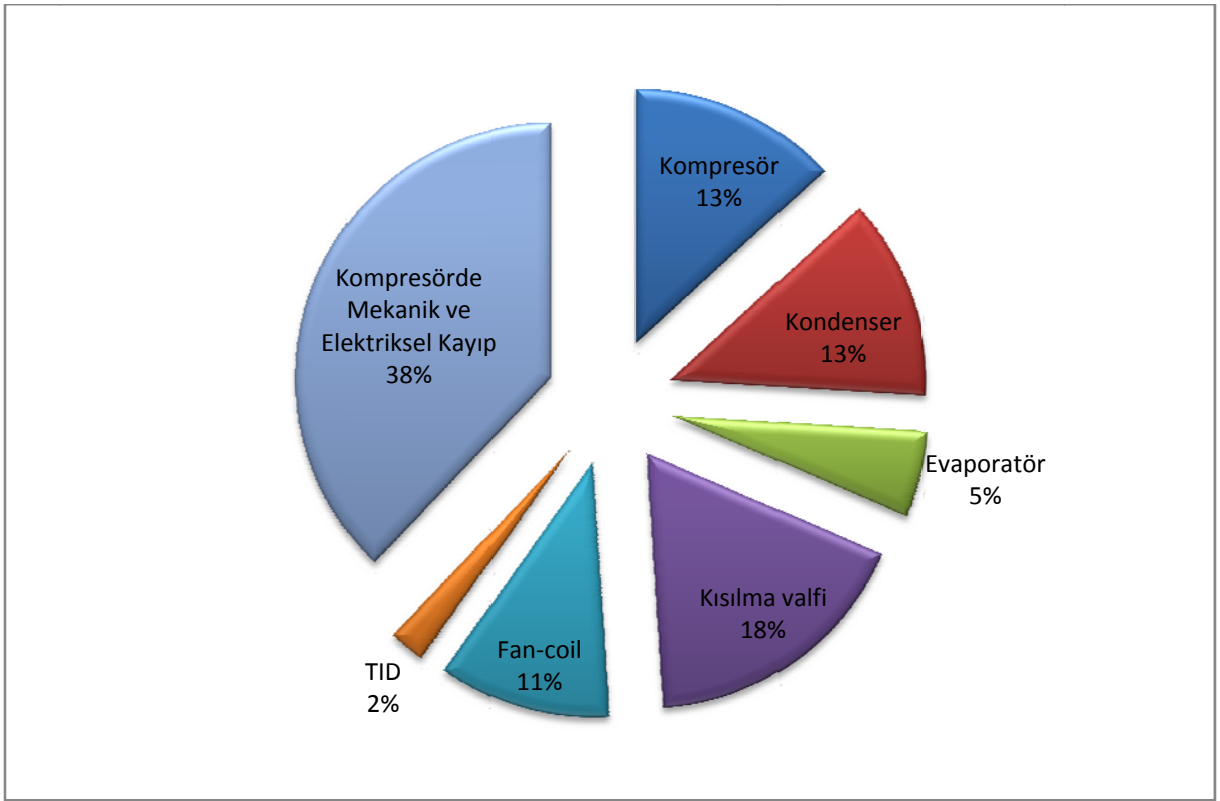
Şekil 4.9 R22 soğutucu akışkan kullanılan sistemin ısıtma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı



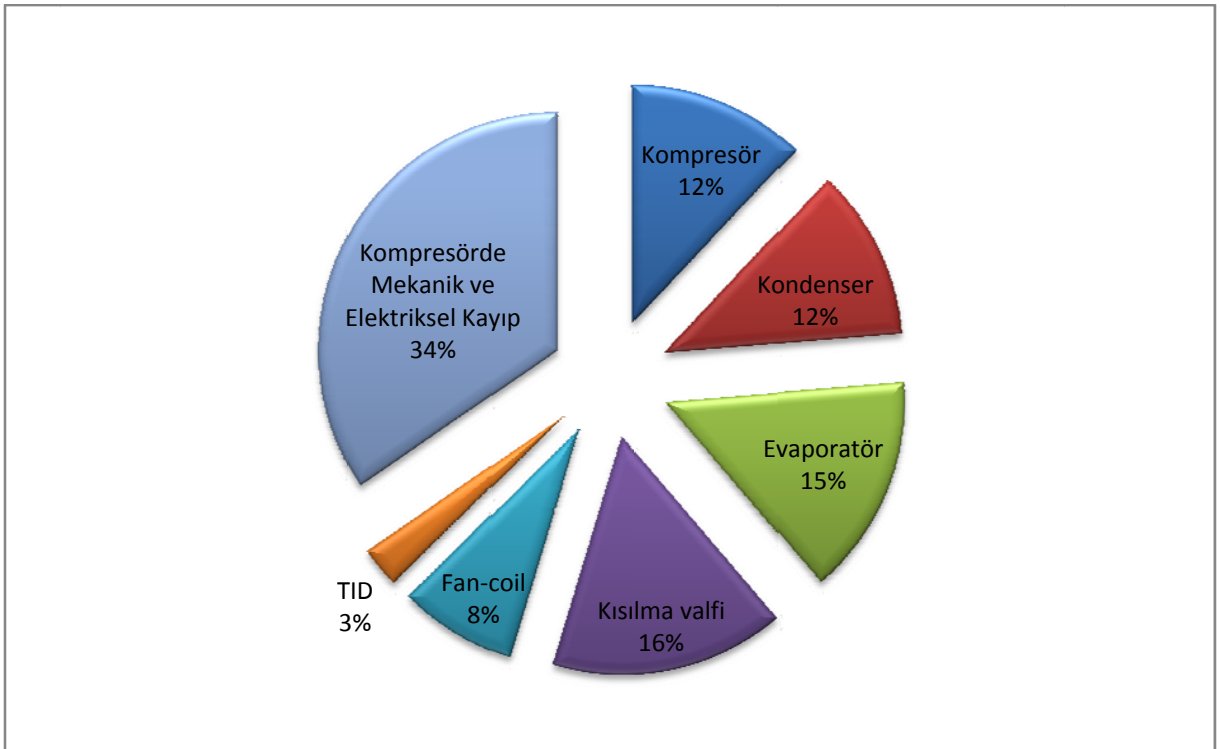
Şekil 4.10 R22 soğutucu akışkan kullanılan sistemin soğutma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı

4.3.4.2 Sistemde Soğutucu Akışkan R134a Kullanıldığında Elde Edilen Ekserji Yıkımı Verileri

Isıtma ve soğutma dönemi için EK.5B’de hesaplanan analiz sonuçları kullanılarak, 4.39,4.40.....4.55,4.56 denklemlerine göre ekserji yıkımı ve enerji dengesi hesaplamaları yapıp EK 6B de gösterilmiştir. Yapılan hesaplamalarda soğutucu akışkan R134a kullanıldığında cihazlara göre hesaplanan kayıp ekserji yüzdeleri Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de gösterilmektedir.



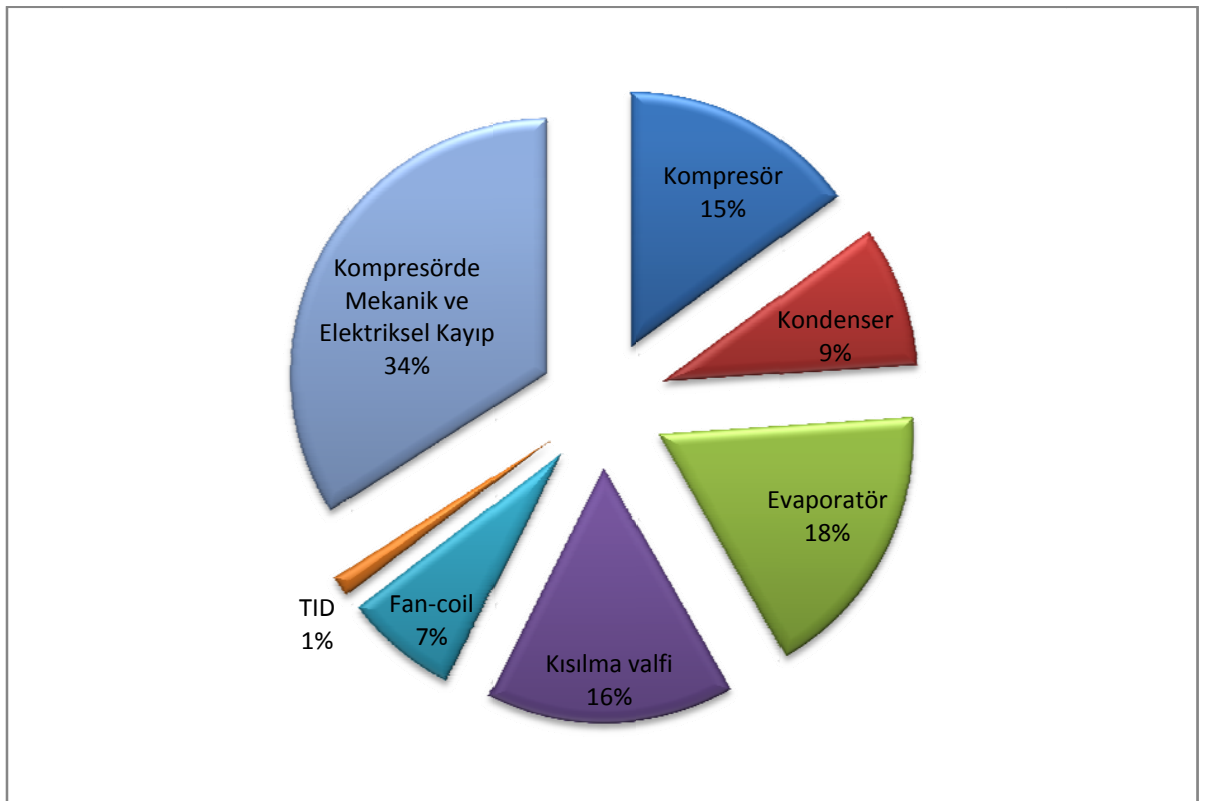
Şekil 4.11 R134a soğutucu akışkan kullanılan sistemin ısıtma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı



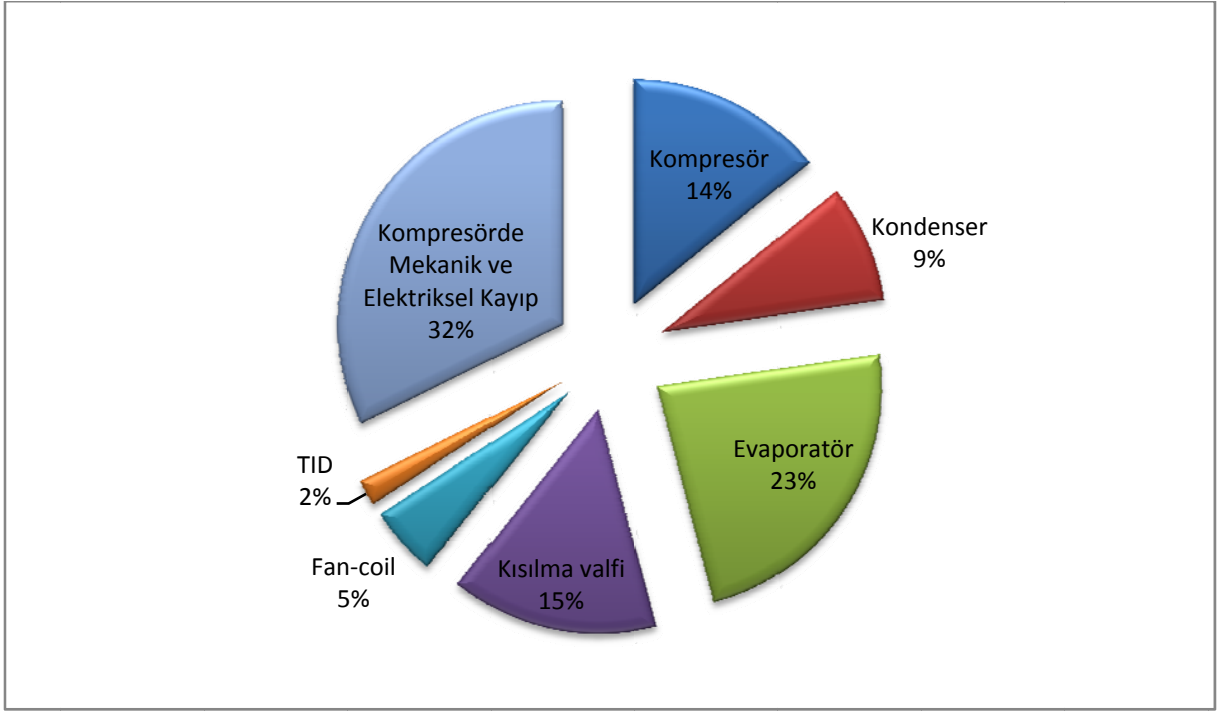
Şekil 4.12 R134a soğutucu akışkan kullanılan sistemin soğutma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı

4.3.4.3 Sistemde Soğutucu Akışkan R404A Kullanıldığında Elde Edilen Ekserji Yıkımı Verileri

Isıtma ve soğutma dönemi için EK.5C’de hesaplanan analiz sonuçları kullanılarak, 4.39,4.40.....4.55,4.56 denklemlerine göre ekserji yıkımı ve enerji dengesi hesaplamaları yapıp EK 6C de gösterilmiştir. Yapılan hesaplamalarda soğutucu akışkan R404A kullanıldığında cihazlara göre hesaplanan kayıp ekserji yüzdeleri Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’de gösterilmektedir.



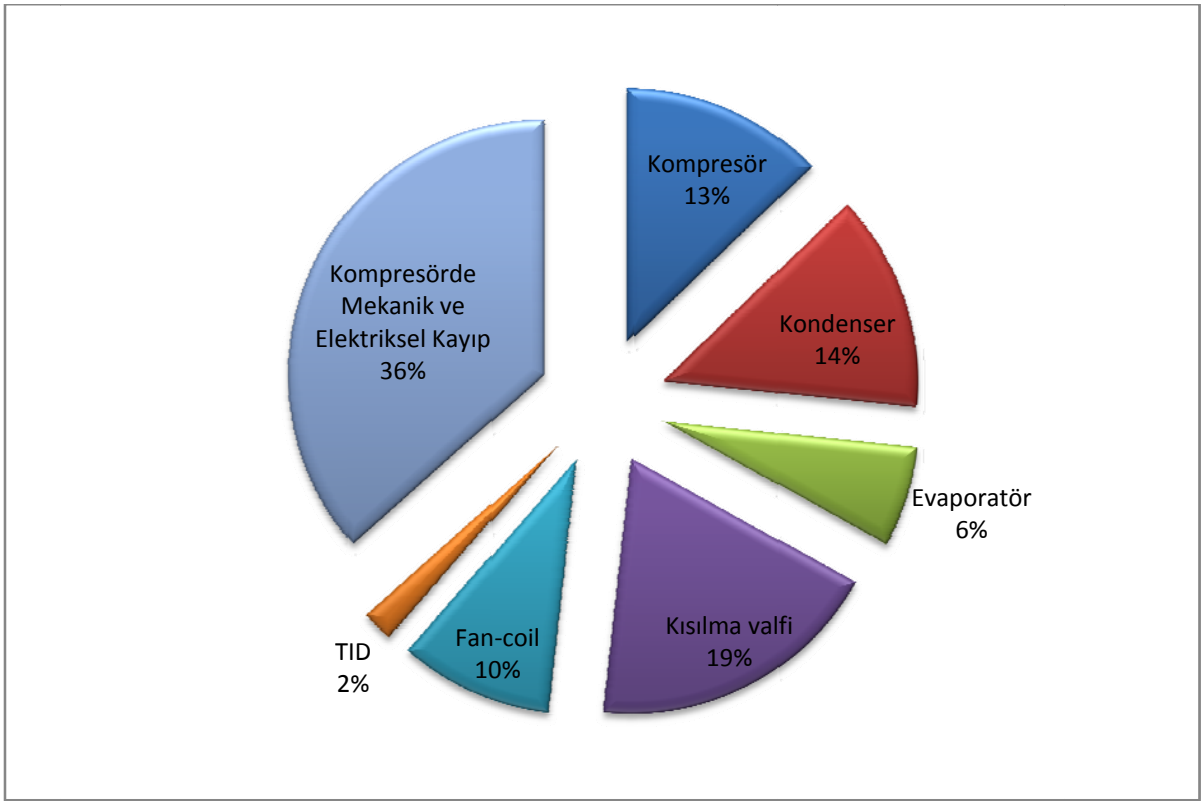
Şekil 4.13 R404A soğutucu akışkan kullanılan sistemin ısıtma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı



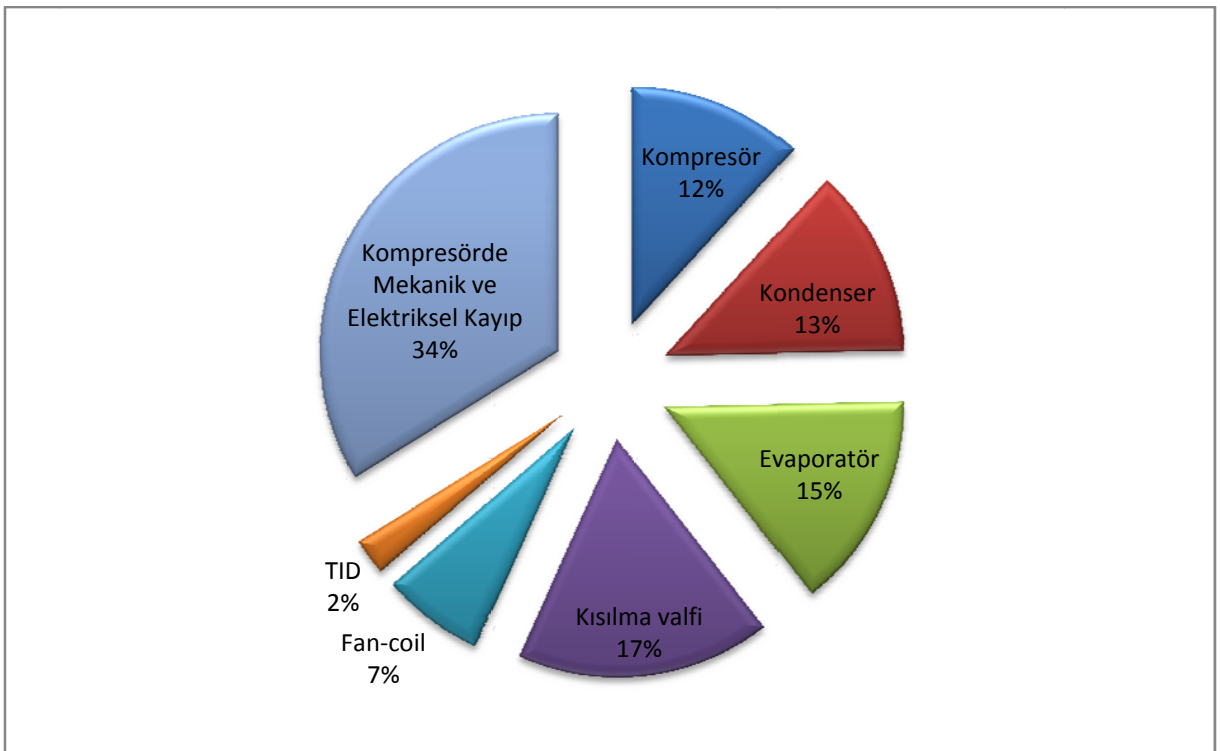
Şekil 4.14 R404A soğutucu akışkan kullanılan sistemin soğutma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı

4.3.4.4 Sistemde Soğutucu Akışkan R410A Kullanıldığında Elde Edilen Ekserji Yıkımı Verileri

Isıtma ve soğutma dönemi için EK.5D’de hesaplanan analiz sonuçları kullanılarak, 4.39,4.40.....4.55,4.56 denklemlerine göre ekserji yıkımı ve enerji dengesi hesaplamaları yapıp EK 6D de gösterilmiştir. Yapılan hesaplamalarda soğutucu akışkan R410A kullanıldığında cihazlara göre hesaplanan kayıp ekserji yüzdeleri Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’de gösterilmektedir.



Şekil 4.15 R410A soğutucu akışkan kullanılan sistemin ısıtma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı

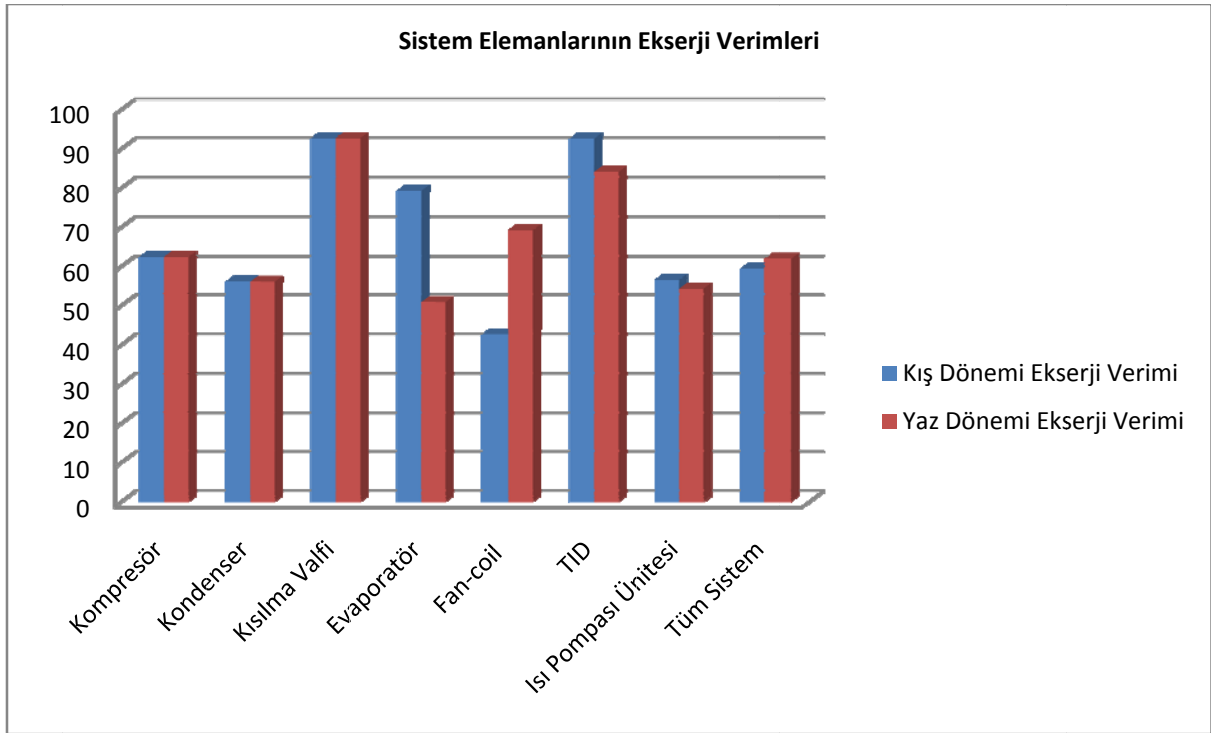


Şekil 4.16 R410A soğutucu akışkan kullanılan sistemin soğutma dönemi için toplam kayıp ekserji miktarının cihazlara göre dağılımı

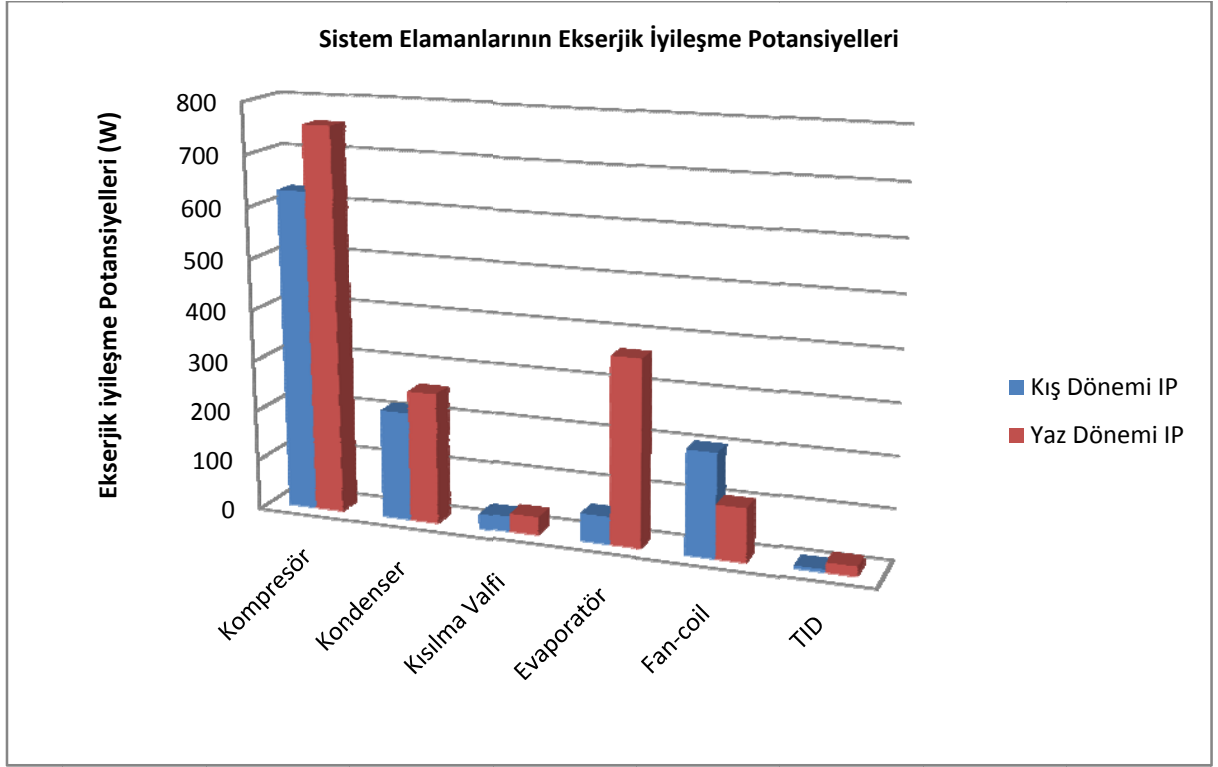
4.4 Sistemlerin Ekserjetik İlerleme Potansiyelleri ve Bazı Termodinamik Analizleri

4.4.1 Sistemde Soğutucu Akışkan R22 Kullanılması Durumundaki Analiz

EK.6A’ da her bir eleman için hesaplanan ekserji kaybı ve faydalı güç değerleri kullanılarak sistem elemanlarının iyileşme potansiyeli, ürün tüketim oranları, bağıl tersinmezlikleri, verimlilik kayıpları ve ekserjetik faktörler denklem 4.37,4.38a,4.38b,4.38c,4.38d kullanılarak ayrı ayrı hesaplanarak EK.7A’da belirtilmiştir. Yapılan hesaplamalara göre Şekil 4.17’de sistem ve elemanların ekserji verimleri, Şekil 4.18’de sistem elemanlarının ekserjik iyileşme potansiyelleri gösterilmektedir.



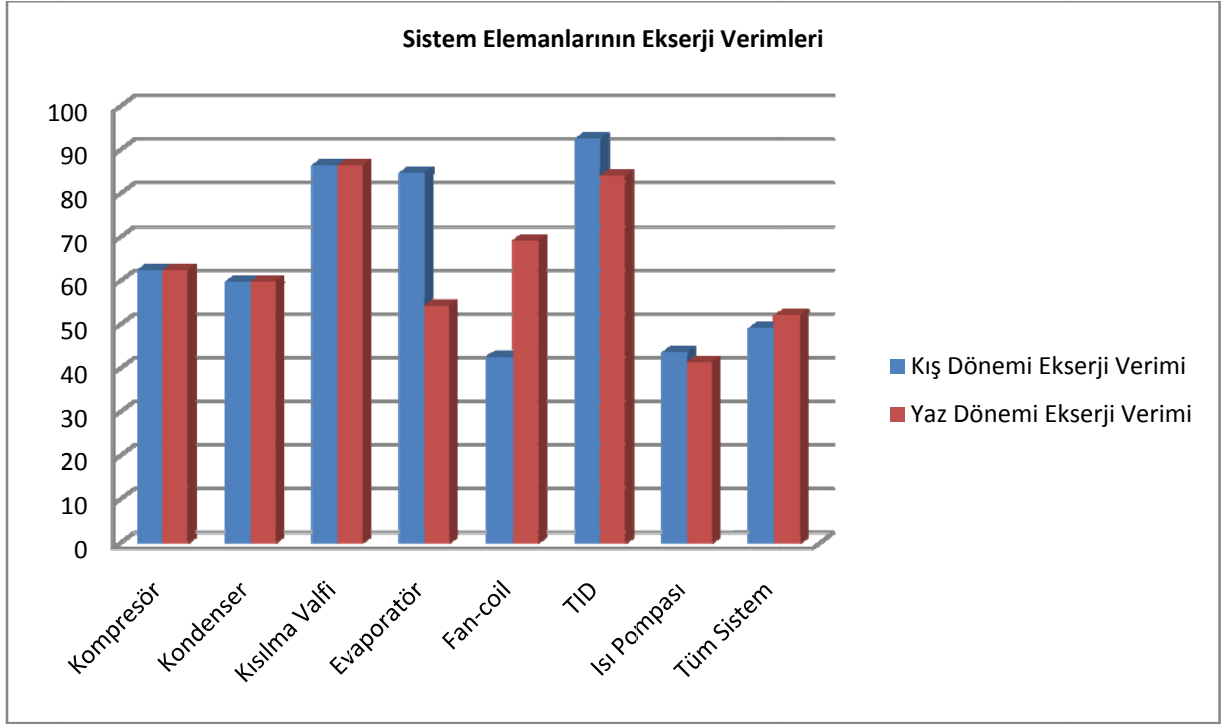
Şekil 4.17 R22 soğutucu akışkan kullanılan sistem ve elemanlarının ekserji verim değerleri



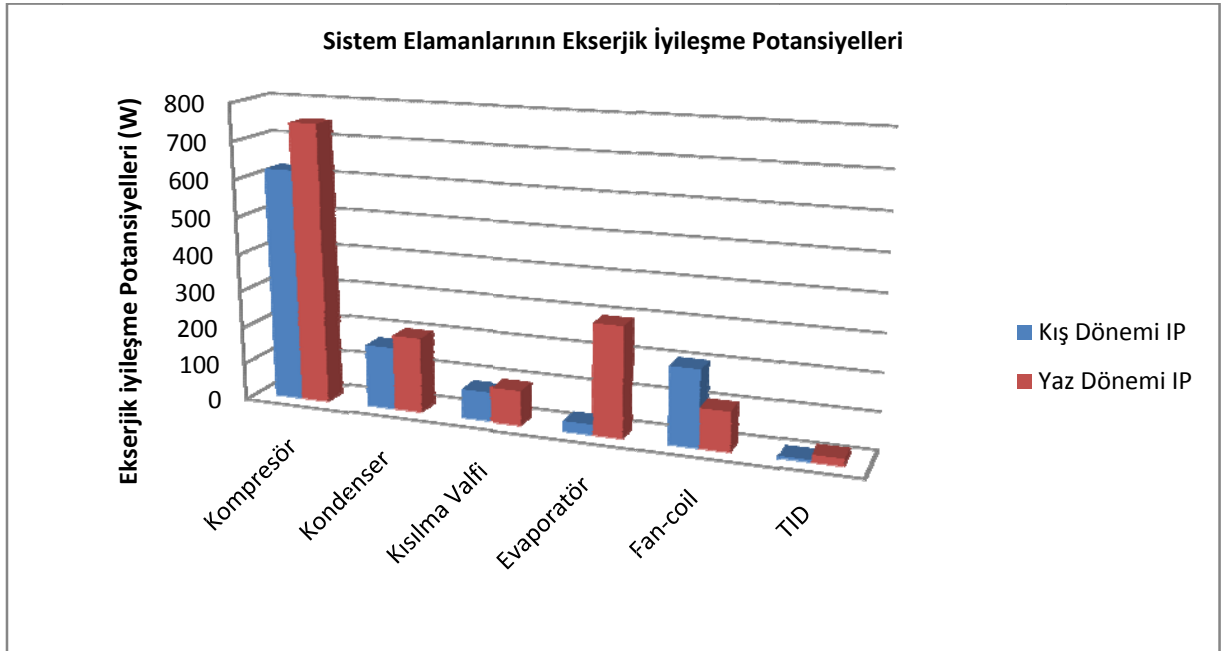
Şekil 4.18 R22 soğutucu akışkan kullanılan sistem elemanlarının ekserjik iyileşme potansiyelleri

4.4.2 Sistemde Soğutucu Akışkan R134a Kullanılması Durumundaki Analiz

EK.6B’ de her bir eleman için hesaplanan ekserji kaybı ve faydalı güç değerleri kullanılarak sistem elemanlarının iyileşme potansiyeli, ürün tüketim oranları, bağlı tersinmezlikleri, verimlilik kayıpları ve ekserjetik faktörler denklem 4.37,4.38a,4.38b,4.38c,4.38d kullanılarak ayrı ayrı hesaplanarak EK.7B’de belirtilmiştir. Yapılan hesaplamalara göre Şekil 4.19’de sistem ve elemanların ekserji verimleri, Şekil 4.20’de sistem elemanlarının ekserik iyileşme potansiyelleri gösterilmektedir.



Şekil 4.19 R134a soğutucu akışkan kullanılan sistem ve elemanlarının ekserji verim değerleri

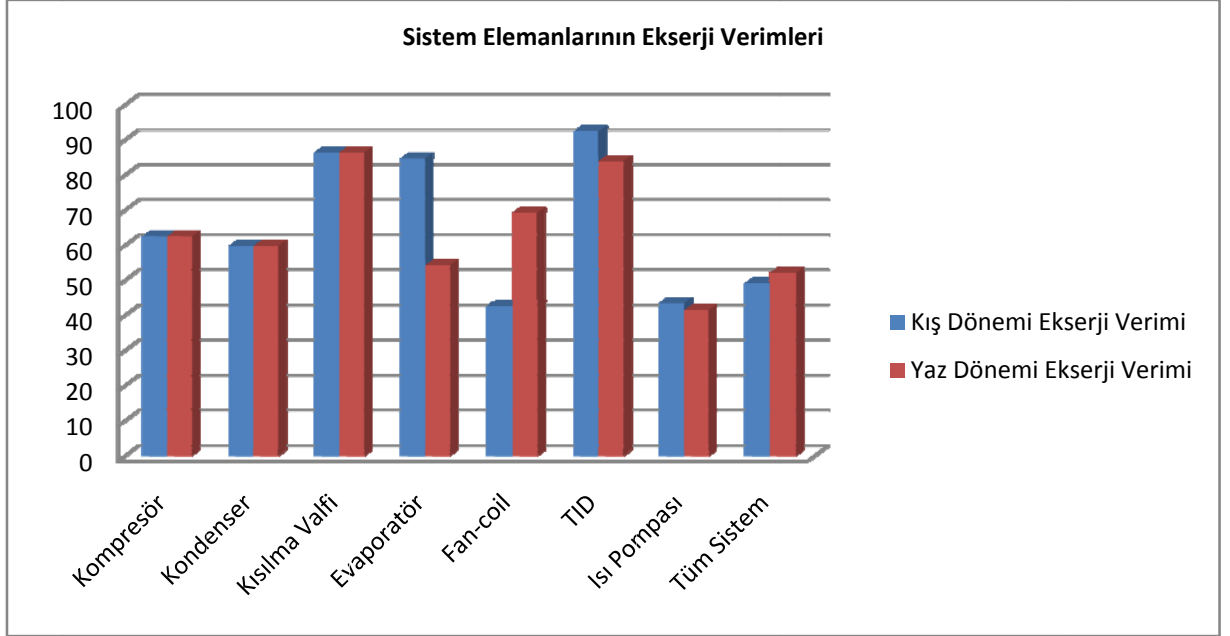


Şekil 4.20 R134a soğutucu akışkan kullanılan sistem elemanlarının ekserjik iyileşme potansiyelleri

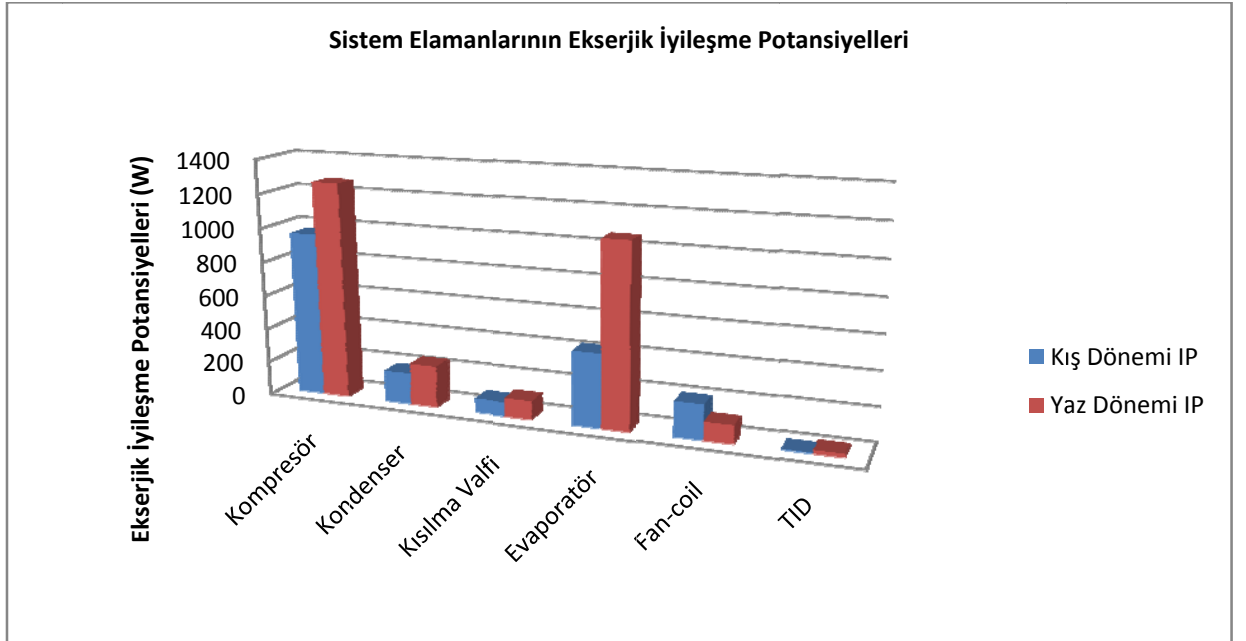
4.4.3 Sistemde Soğutucu Akışkan R404A Kullanılması Durumundaki Analiz

EK.6C' de her bir eleman için hesaplanan ekserji kaybı ve faydalı güç değerleri kullanılarak sistem elemanlarının iyileşme potansiyeli, ürün tüketim oranları, bağlı tersinmezlikleri,

verimlilik kayıpları ve ekserjetik faktörler denklem 4.37,4.38a,4.38b,4.38c,4.38d kullanılarak ayrı ayrı hesaplanarak EK.7C’de belirtilmiştir. Yapılan hesaplamalara göre Şekil 4.21’de sistem ve elemanların ekserji verimleri, Şekil 4.22’de sistem elemanlarının ekserik iyileşme potansiyelleri gösterilmektedir.



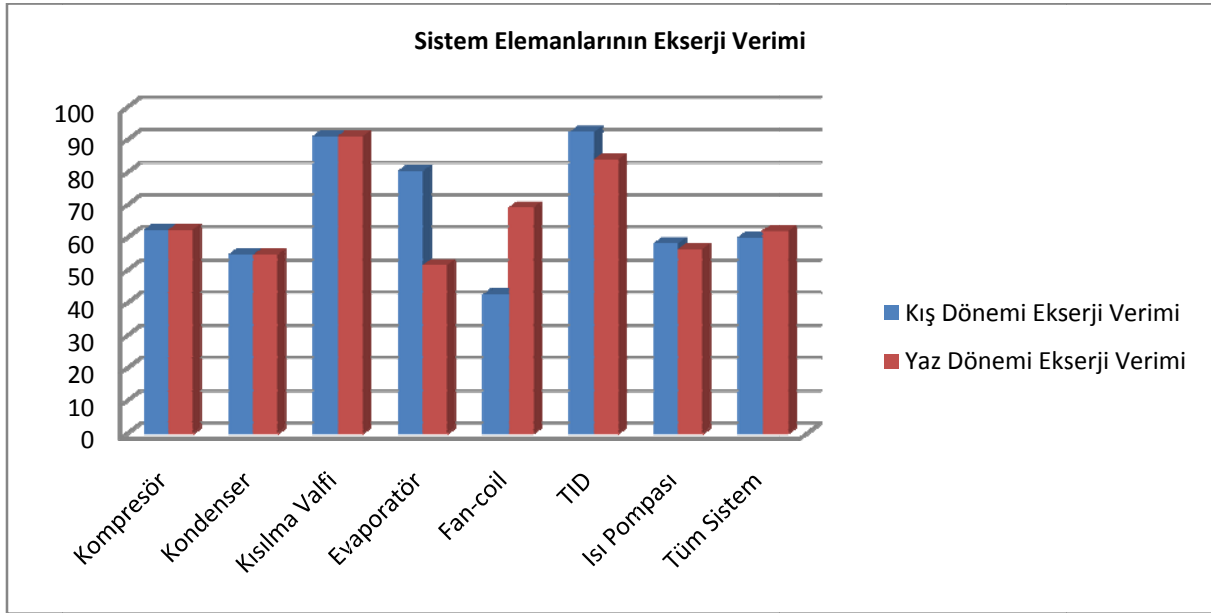
Şekil 4.21 R404A soğutucu akışkan kullanılan sistem ve elemanlarının ekserji verim değerleri



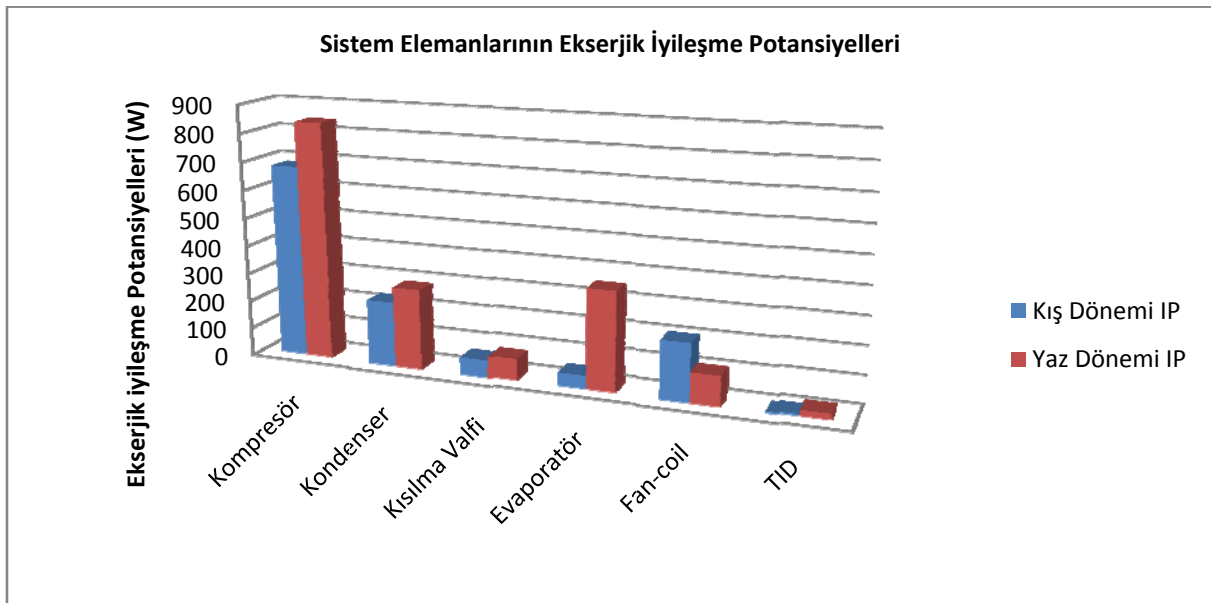
Şekil 4.22 R404A Soğutucu akışkan kullanılan sistem elemanlarının ekserjik iyileşme potansiyelleri

4.4.4 Sistemde Soğutucu Akışkan R410A Kullanılması Durumundaki Analiz

EK.6D' de her bir eleman için hesaplanan ekserji kaybı ve faydalı güç değerleri kullanılarak sistem elemanlarının iyileşme potansiyeli, ürün tüketim oranları, bağıl tersinmezlikleri, verimlilik kayıpları ve ekserjetik faktörler denklem 4.37,4.38a,4.38b,4.38c,4.38d kullanılarak ayrı ayrı hesaplanarak EK.7D'de belirtilmiştir. Yapılan hesaplamalara göre Şekil 4.23'de sistem ve elemanların ekserji verimleri, Şekil 4.24'de sistem elemanlarının ekserjik iyileşme potansiyelleri gösterilmektedir.



Şekil 4.23 R410A soğutucu akışkan kullanılan sistem ve elemanlarının ekserji verim değerleri



Şekil 4.24 R410A soğutucu akışkan kullanılan sistem elemanlarının ekserjik iyileşme potansiyelleri

5. KTED SİSTEMİNİN DİĞER SİSTEMLER İLE KARŞILAŞTIRILMASI

Toprak kaynaklı ısı pompalarında, boru malzemesi, boru çapı, kanallar arası mesafe, sondaj derinliği maliyetleri büyük ölçüde etkilemektedir.

Isıl iletkenliği yüksek borular, toprak ısı değiştiricisinin verimini artırır. Boru malzemesi korozif ve ısıl mukavemet kriterleri göz önüne alınarak seçilir. Boru çapının artmasıyla toprak direnci azalır, aynı zamanda sürtünme kayıpları da azalacağından pompa gücü düşer. Bu sayede işletme maliyeti düşer, ilk yatırım maliyeti yükselir. Kanallar arası mesafe en az 4m olmalıdır, sistemin uygulanacağı alana bağlı olarak değişebileceğinden maliyeti doğrudan etkiler. Sistem seçimlerinde bu etkiler göz önüne alınmalı ve sistemin ekonomikliği ortaya konmalıdır.

5.1 Sistemin Ekonomik Analizi

Uygulama projemizde ele aldığımız ısı pompası destekli KTED sistemi ile yine uygulama projemiz verilerine göre seçilen ısı pompası desteği ile çalışan su kaynaklı ısı pompasını maliyetleri karşılaştırılmıştır. Sistemlerin 8 ay ısıtma ve 4 ay soğutma olarak günde 10 saat çalışacağı düşünülmüştür. Dolar kuru 18.12.2007 tarihi itibarıyla 1,185 YTL den hesaplanmıştır.

5.1.1 Isı Pompası Destekli KTED sistemi

Uygulama projesinde hesaplanan ısı kazancı ve ısı kaybı verilerine göre paket tip bir ısı pompası seçilmiştir. Bu ısı pompasında yine bir karışım tipi bir soğutucu gaz olan R407c kullanılmaktadır. İstanbul da bu alanda faaliyet gösteren Formgroup.A.Ş firmasından proje verilerine göre GS-070 model seçilen cihaz için:

COP₁ : 3,8

COPs: 4,3 verilmektedir.

Seçilen cihaz için cihaz, sondaj, borulama ve işçilik maliyetleri olarak ilk yatırım maliyeti **13200\$** çıkmaktadır.

Isıtma ve soğutma mevsimine göre işletme maliyetleri de aşağıda verilmiştir.

Isıtma Dönemi:

Isıtma yükü : 16,05 kW

COP₁: 3,8

Yıllık ısıtma süresi : 2400 h

Yıllık ısıtma enerjisi: $16,05 \times 2400 = 38520$ kWh

Isıtma enerjisi : Elektrik

Isıl Değer : 1 kWh/kWh

Birim Fiyat : 12,405 YKr/kWh (2007 yılı tarifelerine göre www.tedas.com.tr den alınmıştır)

Gerçek fiyat: $12,405/3,8 = 3,26447$ YKr/kWh

Isıtma için yıllık enerji maliyeti: $2400 \cdot 3,26447 \cdot 16,05 = \mathbf{1259,83}$ YTL

Soğutma Dönemi:

Soğutma yükü :15,4 kW

COPs: 4,3

Yıllık soğutma süresi : 1200 h

Yıllık soğutma enerjisi: $15,4 \times 1200 = 18480$ kWh

Soğutma enerjisi : Elektrik

Isıl Değer : 1 kWh/kWh

Birim Fiyat : 12,405 YKr/kWh

Gerçek fiyat: $12,405/4,3 = 2,88488$ YKr/kWh

Soğutma için yıllık enerji maliyeti: $1200 \cdot 2,88488 \cdot 15,4 = \mathbf{553,16}$ YTL

5.1.2 Su kaynaklı ısı pompası

Uygulama projesinde hesaplanan ısı kazancı ve ısı kaybı verilerine göre seçilen ısı pompasında yine bir karışım tipi bir soğutucu gaz olan R407c kullanılmaktadır. İstanbul da bu alanda faaliyet gösteren Airfel firmasından proje verilerine göre McQuay-070 model seçilen cihaz için:

COP₁ : 4,1

COPs: 3,5 verilmektedir.

Seçilen cihaz için cihaz için ilk yatırım maliyeti **11250 \$** çıkmaktadır. Isıtma ve soğutma

mevsimine göre işletme maliyetleri de aşağıda verilmiştir.

Isıtma Dönemi:

Isıtma yükü : 16,05 kW

COP₁: 4,1

Yıllık ısıtma süresi : 2400 h

Yıllık ısıtma enerjisi: $16,05 \times 2400 = 38520$ kWh

Isıtma enerjisi : Elektrik

Isıl Değer : 1 kWh/kWh

Birim Fiyat : 12,405 YKr/kWh (2007 yılı tarifelerine göre www.tedas.com.tr den alınmıştır)

Gerçek fiyat: $12,405 / 4,1 = 3,02561$ YKr/kWh

Isıtma için yıllık enerji maliyeti: $2400 \cdot 3,02561 \cdot 16,05 = \mathbf{1165,46}$ YTL

Soğutma Dönemi:

Soğutma yükü : 15,4 kW

COPs: 3,5

Yıllık soğutma süresi : 1200 h

Yıllık soğutma enerjisi: $15,4 \times 1200 = 18480$ kWh

Soğutma enerjisi : Elektrik

Isıl Değer : 1 kWh/kWh

Birim Fiyat : 12,405 YKr/kWh

Gerçek fiyat: $12,405 / 3,5 = 3,54428$ YKr/kWh

Soğutma için yıllık enerji maliyeti: $1200 \cdot 3,54428 \cdot 15,4 = \mathbf{654,98}$ YTL

Seçilen sistemler için satın alma maliyetleri ve bir yıllık işletme maliyetleri Çizelge 4.12 hazırlanmıştır.

Çizelge 4.12 Seçilen sistemlerin ekonomik analizi

Kaynaklar	COP ₁	COP _s	Satın alma maliyeti (YTL)	Yıllık İşletme maliyeti (YTL)
I	3,8	4,3	15642,00	1812,9
II	4,1	3,5	13331,25	1820,4

Çizelge 4.12'ye bakıldığında su kaynaklı ısı pompasının KTED sistemine göre ilk yatırım maliyetinin düşük olduğu fakat yıllık işletme maliyetinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Her ne kadar su kaynaklı ısı pompasının verimlerinin yüksek olduğu görülsede aslından hava sıcaklığından etkilenmesinden dolayı hava sıcaklıklarının ani değişimlerinde verimleri düşmektedir. Isı pompası destekli KTED sisteminde ise toprak sıcaklığının ani değişimler göstermediği ve verimlerinin etkilenmeyeceği bilinmektedir.

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada ısı pompası destekli KTED sisteminin çalışma prensibi, kullanılan ısı pompasının elemanları, ekserji analizleri konuları incelenerek; teorik olarak İstanbul’da ki bir konut için sistem kurularak, konutun ısıtma ve soğutma projesi hazırlanmış ve ısı pompasında kullanılabilecek dört farklı soğutucu akışkan için elemanlara ayrı ayrı ekserji analizleri uygulanmıştır. Sistemin ısıtma ve soğutma dönemine göre kaybolan ekserji miktarları ve sistemde yer alan her bir eleman için ekserji verimleri hesaplanmıştır. Bulunan değerler önceki bölümde (Bölüm 4) yer alan çizelge ve grafiklerle ifade edilmiştir. Ayrıca farklı soğutucu akışkanlar için sistemde kullanılacak boru boyları da ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Sistemde en yüksek COP değerleri sırasıyla R22, R134a, R410A, R404A da gözlenmiştir. R404A soğutucu akışkan kullanıldığında sistemde çok yüksek kompresör güçleri ortaya çıkmasından dolayı sistemin performans katsayısı çok düşük çıkmaktadır. Sistemde yaz ve kış dönemi için hesaplanan eşanjör kapasitelerinde de R404A için tutarsızlık gözlenmektedir. Yine en yüksek boru boyu R404A soğutucu akışkan kullanıldığında hesaplanmıştır. Diğer gazlar için boru boylarında birbirine yakın değerler çıkmıştır. 1987 yılında 150’den fazla ülke temsilcisi tarafından ozon tabakasını incelten maddelere dair imzalanan Montreal Protokolü çerçevesinde kullanımı zaman içinde yasaklanması planlanan soğutucu akışkanlara özellikle R22 ye alternatif olabilecek soğutucu akışkanlar olarak bu çalışmada R134a ve R410A nın termodinamik özellikleri ve ozon tabakasını delme potansiyellerinin “0” olması sebebiyle tercih edilebileceği görülmektedir.

Ayrıca elde edilen grafiklerde açıkça görülmektedir ki; en yüksek ekserji kaybı kompresörde, en düşük ekserji kaybı da TID gözlenmektedir. Isı pompasının ısıtma ve soğutma dönemlerine göre elemanların ekserji kayıplarında farklılıklar görülmektedir. R134a ile R410 A soğutucu akışkanlar kullanıldığında ekserji kayıpları yaz ve kış için benzerlik göstermektedir. Sistem elemanlarının ekserji verimleri kıyaslandığında en yüksek verim sırasıyla TID ve kısılma valfine görülmektedir. Bu tez çalışmasında ekserji analizine yardımcı olabilecek farklı bir parametre olarak her bir elemanın “ekserjik iyileşme potansiyeli” hesaplanmıştır.

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 pahasında olsa daha verimli çalışan cihazlar tercih edilebilir.

Enerji sarfiyatının büyük bir kısmının ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanıldığı göz önüne alındığında verimli, çevreye dost, düşük enerji sarfiyatıyla konfor sağlayan cihazlar ön plana çıkmaktadır. Kullanılacak ısı pompaları toprağın derinlere inildikçe havaya göre nispeten sabit sıcaklıkta kalması avantajını kullanarak, yaz aylarında soğutma kış aylarında ısıtma yapan elektrikli cihazlardır. Avrupa’da oldukça yaygınlaşan bu sistemler ülkemiz için halen yeni bir teknolojidir.

Bu sistemlerde kullanılan toprak ısı değiştiricisi (TID) maliyet üzerinde önemli etkiye sahiptir. Yer kaynaklı ısı pompalarının güneş enerjisi destekli hale getirilmesi ile TID uzunluğu azaltılabilir ve dolayısıyla hafriyat ve sondaj maliyetleri de azaltılmış olur.

Hızlı bir şekilde gelişen ve sanayileşen Türkiye’de artan enerji talebi ve bu artan talebin karşılanması sonucu meydana gelen çevre sorunları geleceği tehdit eder duruma gelmiştir. Günümüzde kullanılan enerji kaynakları nedeni ile Türk ekonomisine önemli bir yük bindiği gibi, dışa bağımlılıkta göz ardı edilmemesi gereken bir sorundur. 1970’li yıllarda meydana gelen enerji krizi sonrası, fosil yakıtta dışa bağımlı ülkelerin düştüğü zor durum unutulmamalıdır. Bununla birlikte dünyada bulunan fosil yakıt rezervlerinin bu hızla tüketildiği taktirde yakın gelecekte biteceği bilinen bir gerçektir. Tüm bu olumsuz koşullara birde nükleer enerjinin bilinen işletme ve atık problemleri eklendiğinde, yenilenebilir enerji kaynaklarının yakın gelecekte bir adım öne çıkacağı unutulmamalıdır.

1970 enerji krizi sonrası üzerinde çalışmaya başlanan ve bu tarihten itibaren yenilenebilir enerji kaynakları içersindeki payının giderek arttıran UTES sistemlerinin Türkiye’de tanıtılması ve uygulamalarının yaygınlaştırılması doğrultusunda çalışılmalıdır. Böylece Türkiye kendi öz kaynaklarını daha etkin bir şekilde kullanacak ve dışa bağımlılığı azalacaktır. Bu tip sistemlerin yaygınlaştırılması sonucu göz ardı edilmemesi gereken başka sonuç ise ekonominin üstünden kalkacak büyük bir yük ve çevresel faydalardır.

UTES sistemlerinin başarı ile çalışması hedef bölgedeki jeolojinin tüm detayları ile ortaya konmasına bağlıdır. Ancak jeolojik parametreler tam anlamı ile bilindiği taktirde sağlıklı ve ekonomik bir sistem tasarlanıp uygulanabilir. Türkiye’de yakın gelecekte hızla uygulamalarının artacağına inanılan UTES sistemlerinin başarı ile uygulanabilmesi için çalışmalar hızlandırılmalıdır. Bu konuda ileri gitmiş ülkelerden teknoloji ve tecrübe transferi yapılmalı ve meydana gelen hatalar tekrarlanmadan başarılı uygulama sayısı arttırılmalıdır.

Ekonomik ve teknolojik uygulanabilirlik bakımından UTES tekniklerinden ATES ve BTES

uygulamaları Türkiye için uygun görülmektedir.

Türkiye'nin çeşitli yerlerinde bulunan farklı kökenli ve yaşlı jeolojik formasyonlarında TDT ölçümleri alınarak bir sınıflama yapılabilir. Böylece getirdiği çevresel ve ekonomik faydalar nedeni ile yakın gelecekte uygulamalarının hızla artacağı düşünülen BTES uygulamalarına bir veri tabanı oluşturulabilir.

BTES kanallarında sirkülasyon sıvısı ve jeolojik formasyon arasında ısı transferi yapan boru ve dolgu malzemesi seçimi başarılı ve verimli bir sistem için önem arz etmektedir. Farklı dolgu malzemeleri ve farklı boru materyallerinin kullanıldığı kanallarda yapılacak TDT ölçümleri ile günümüzde kullanılan dolgu malzemelerine ve boru materyallerine alternatifler getirilebilir.

KAYNAKLAR

- Andersson, O. 1997 “ATES Utilization in Sweden”. 7th International Conference on Thermal Energy Storage.
- Austin, W.A., Yavuztürk, C., ve Spitler, J.D., 2000 “ Development of an In-Situ System For Measuring Ground Thermal Properties” ASHRAE Transactions. Atlanta.
- Bakema, G., Snijders, A.L 1994 “Underground Thermal Energy Storage-State of the Art Report” Arnhen. The netherlands.
- Cengel, Y., Boles, MA. 2001 “Thermodynamics: An Engineering Approach (4th edn)” McGraw-Hill: New York.
- Cruickshanks, F. ve Bardsley, J. 2000 “In-Situ Measurement of Thermal Properties of Curand Formation in a Borehole”. International Conference on Thermal Energy Storage, Stutgard.
- Dalenback, J.O. 2000a “Borehole Heat Storage for the Anneberg Solar Heated Residential District in Danyerd, Sweden”. 8th International Conference on Thermal Energy Storage, Stuttgart.
- Dikici, D., 2004 “Doğal Soğuk Kaynaklardan Yararlanan Yer Altı Kanallarında Termal Enerji Depolaması (KTED)” Doktora Tezi. Çukurova Üniversitesi FBE, Adana, Türkiye.
- Diz, T. 2001 “ Minimum Enerjili Bina Tasarımı”. Y.Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi FBE, İstanbul, Türkiye.
- Eklöf, C. ve Gehlin, S. 1996 “TED A Mobile Equipment For Thermal Response Test” Master Thesis, Lulea Universty Of Technology.
- E.İ.E.İ Enerji Raporu, 2000
- Gehlin, S. 1998 “ TRT In-Situ Measurements of thermal Properties in Hard Rock”. Licentiate Thesis. Lulea University, Sweden.
- Gehlin, S. ve Hellström, G. 2000 “Recent Status of In-Situ Thermal Response Tests for BTES Applications in Sweden”. International Conference on Thermal Energy Storage, Stutgard.
- Gu, Y. ve O’Neal, D.L. 1998 “Modeling The Effect of Backfill on U-Tube Ground Coil Performance”. ASHRAE Transactions 4215.
- Hammond GP, Stapleton AJ. 2001 “Exergy analysis of the United Kingdom energy system” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 215(2):141–162.

Hellström, G., Tsang, C.F. ve Claesson, J. 1988 “Buoyancy Flow at a two fluid Interface in a Porous Medium: Analytical Studies”

Hellström, G. 1991 “Ground Heat Storage, Thermal Analysis of Duct Storage Systems” University of Lund. Lund.

Hellström, G. ve Gehlin, S. 1997 “Direct Cooling of Telephone Switching Stations Using a Borehole Heat Exchanger”. 7th International Conference on Thermal Energy Storage, Japan.

Hepbaşlı A., Ertöz O. 1999 “Technology of the future: Ground-source heat pumps” Proceedings of TESKON’99. Fourth HVAC and Plumbing Conference, Chamber of Mechanical Engineers, 1999. p. 445–92

Hepbaşlı A., Hancıoğlu E. 2001 “Toprak Kaynaklı (Jeotermal) Isı Pompalarının Tasarımı, Testi ve Fizibilitesi” V.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi 2001.

Hepbaşlı, A., Yılmaz, H. ve Eroğlu, S. 2001 “Three Case Studies of Ground Source Heat Pump Systems Design and Economic Feasibility” IEA ECES IA ANNEX 14 “Cooling in All Climates with Thermal Energy Storage” Fourth Workshop, Istanbul, Turkey.

<http://www.iea-eces.org>

Kakaç, S. Paykoç, E., Yener, Y., 1990 “Storage of Solar Thermal Energy Advanced Study Institute on Energy Storage System Fundamentals and Applications”. İzmir, Türkiye.

Kjellson, E. ve Hellström, G. 1997 “Laboratory Study Of Heat Transfer in A Water-Filled Borehole with A Single U-Pipe” International Conference on Thermal Energy Storage, Japan.

Kjellson, E. ve Hellström, G. 2000 “Laboratory Measurements of Heat Transfer Properties for Different Types of Borehole Heat Exchangers” International Conference on Thermal Energy Storage, Stuttgart.

Kotas, T.J. 1985 “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”. Anchor Brendon Ltd.: Tiptree, Essex.

Meinzer, O.E. 1923 “The Occurrence of Groundwater in The United States US”. Geological Survey, Water Supply.

Miles, L. 1994 “Heat Pump Theory and Services”. Delmar Publishers Inc.

Nordell, B., 1994 “Borehole Heat Storage Optimization Thermal Energy Storage” Doctoral Thesis, ISSN: 0,348-8373. Division of Water Resources Engineering, Lulea University of

Technology, Sweden.

Ozgener O, Hepbasli A. 2004 “Experimental investigation of the performance of a solar assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating” International Journal of Energy Research.

Pahud, D. 2001 “Two Response Test of Two Identical Boreholes Drilled to a Depth of 160m Near Luzern”. Lausanne.

Paksoy, H.O. 1998 “UTES- A choice for sustainable future”. 17th Congress of the World Energy Council, Houston Texas.

Paksoy, H.O, Hellstrom, G. Ve Enlund, S. 2000 “Direct Cooling of Telephone Switching Exchangers Using Borehole Heat Exchangers in Different Climates”. International Conference on Thermal Energy Storage, Stuttgart.

Paksoy, H.O., Andersson, O., Abacı, S., Evliya H. ve Turgut B., 2001 “Heating and Cooling of a Hospital Using Solar Energy Coupled with Seasonal Thermal Energy Storage in Aquifer”. Renewable Energy (19):117-122.

Paksoy, H.O., Gürbüz, Z., Dikici, D., Evliya H. ve Turgut B., 2002 “Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) for Air-Conditioning of a Supermarket in Turkey”. World Renewable Energy Congress, Köln, Germany.

Paksoy, H.O. ve Dikici, D., 2002 “Adana’da Soğutma Amaçlı kanalda Termal Enerji Depolama (TED)”. IV. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu, İstanbul, Türkiye.

Paksoy, H.O., Gürbüz, Z., Dikici, D., Evliya H. ve Turgut B., 2003 “First Aquifer Thermal Energy Storage in Turkey”. 9th Turkey Energy Conference, İstanbul, Türkiye.

Paksoy, H.O. 2003 “Implementing Agreement on UTES IEA ECES Annex 14 Report” Cooling in All Climates with Thermal Energy Storage.

Patlar, Ö. 2006 “Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Ekserji Analizi”. Y.Lisans Tezi. Marmara Üniversitesi FBE. İstanbul, Türkiye.

Remund, C.P. ve Lund, J.T. 1995 “Thermal Enhancement of Bentonite Grouts for Vertical GSHP Systems”

Sanner, B ve Stiles, L. 1997 “Status of Seasonal Cold Storage in Ground Source Heat Pump”. International Conference on Thermal Energy Storage, Japan.

- Sanner, B ve Stiles, L. 1997 “Status of Seasonal Cold Storage in Ground Source Heat Pump”. International Conference on Thermal Energy Stoage, Japan.
- Sanner. B. 1999 “High Temperature Underground Thermal Energy Storage, State of the Art and Prospects”. Germany.
- Sanner, B. Reuss, M. Mands, E. Ve Muller, J. 2000 “Thermal Response Test-Experiences in Germany” International Conference on Thermal Energy Stoage, Stutgard.
- Sanner, B. 2001 “Ground Heat Sources for Heat Pumps”. Proceesings of the International Geothermal Energy. Germany.
- Sanner, B. 2003 “Shallow Geothermal Energy with Emphasis on Underground Thermal Energy Storage” Dokuz Eylül Üniversitesi. İzmir.
- Sniders, A.L ve Bekama, G. 1997 “The Successful Introduction of Aquifer Cold Storage in the Netherlands”. International Conference on Thermal Energy Stoage, Japan.
- Spilker, E. 1998 “Ground-Coupled Heat Pump Loop Design Using Thermal Conductivity Testing and The Effect of Different Backfill Materials on Vertical Bore Length” ASHRAE Transactions. 104 (1B):775-779.
- Turgut, B. 2002 “Yeraltında Termal Enerji Depolama Tekniklerinde Belirleyici Koşulların İncelenmesi”. Y.Lisans Tezi. Çukurova Üniversitesi, Adana.
- Van Gelder, A.J. 2001 “Geothermal Response Tests: The Design and Engineering of Geothermal Energy Systems” Lausanne.
- Van Gool W. 1997 “Energy policy: fairly tales and factualities” In Innovation and Technology-Strategies and Policies, Soares ODD, Martins da Cruz A, Costa Pereira G, Soares IMRT, Reis AJPS (eds). Kluwer: Dordrecht, 93–105.
- Witte, H. 2001 “Geothermal Response Tests with Heat-Extraction and Heat-Injektion: Application in Research and Design of Geothermal Ground Heat Exchangers”. Lausanne.
- Witte, H., Van Gelder, G.J. ve Spitler, J.D., 2002 “In Situ Measurements of Ground Thermal Conductivity The Dutch Perspective”. ASHRAE Transactions (1):108.
- Xiang JY, Cali M, Santarelli M. 2004 “Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC plant”. International Journal of Energy Research 28:101–115

EKLER

Ek 1.A	Konutun özgül ısı kaybı
Ek 1.B	Yıllık ısıtma ihtiyacı
Ek 2	Konutun ısı kaybı hesap tablosu
Ek 3.A	R22 Soğutucu akışkan ln p-h diyagramı
Ek 3.B	R134a Soğutucu akışkan ln p-h diyagramı
Ek 3.C	R404A Soğutucu akışkan ln p-h diyagramı
Ek 3.D	R410A Soğutucu akışkan ln p-h diyagramı
Ek 4.A	Soğutucu akışkan R22'nin termofiziksel özellik tablosu
Ek 4.B	Soğutucu akışkan R134a'nın termofiziksel özellik tablosu
Ek 4.C	Soğutucu akışkan R404A'nın termofiziksel özellik tablosu
Ek 4.D	Soğutucu akışkan R410A'nın termofiziksel özellik tablosu
Ek 5.A	Soğutucu akışkan R22 için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları
Ek 5.A (Devam)	Soğutucu akışkan R22 için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları
Ek 5.B	Soğutucu akışkan R134a için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları
Ek 5.B (Devam)	Soğutucu akışkan R134a için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları
Ek 5.C	Soğutucu akışkan R404A için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları
Ek 5.C (Devam)	Soğutucu akışkan R404A için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları
Ek 5.D	Soğutucu akışkan R410A için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları
Ek 5.D (Devam)	Soğutucu akışkan R410A için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları
Ek 6.A	Soğutucu akışkan R22 kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri
Ek 6.B	Soğutucu akışkan R134a kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri
Ek 6.C	Soğutucu akışkan R404A kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri
Ek 6.D	Soğutucu akışkan R410A kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri
Ek 7.A	Kış dönemi için soğutucu akışkan R22 kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri
Ek 7.A(Devam)	Yaz dönemi için soğutucu akışkan R22 kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri

- Ek 7.B Kış dönemi için soğutucu akışkan R134a kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri
- Ek 7.B(Devam) Yaz dönemi için soğutucu akışkan R134a kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri
- Ek 7.C Kış dönemi için soğutucu akışkan R404A kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri
- Ek 7.C(Devam) Yaz dönemi için soğutucu akışkan R404A kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri
- Ek 7.D Kış dönemi için soğutucu akışkan R410A kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri
- Ek 7.D(Devam) Yaz dönemi için soğutucu akışkan R410A kullanımı ile elde edilen ekserji, enerji ve termodinamik analiz verileri

Ek 1.A Konutun özgül ısı kaybı

Binadaki Yapı Elemanları		Yapı Elamanı Kalınlığı	Isı İletim Katsayısı	1/x	Isı Geçiş Katsayısı 1	Isı Kaybedilen Yüzey Alanı	Yüzey Çarpım Katsayısı	Isı Kaybı
		d	λ	d/ λ	U	A		Q
		m	W/mK	mK/W	W/m ² K	m ²	-	W/K
Duvar Bileşenleri	İç Isı Taşınım Katsayısı	-	-	0,13				
	İç sıva	0,03	0,87	0,034				
	Yatay Delikli Tuğla	0,15	0,45	0,333				
	Poliüretan Sert Köpük	0,04	0,035	1,143				
	Dış Sıva	0,03	1,4	0,021				
	Yatay Delikli Tuğla	0,15	0,45	0,333				
	Dış Isı Taşınım Katsayısı	-	-	0,4				
	TOPLAM			2,035	0,4913	170,15	1	83,59
Taban-Döşeme Bileşenleri	İç Isı Taşınım Katsayısı	-	-	0,13				
	Karo mozaik	0,03	1,3	0,023				
	Tesviye betonu	0,05	1,4	0,036				
	Grobeton	0,15	1,74	0,086				
	Isı yalıtım malzemesi	0,25	0,23	1,087				
	Blokaj	0,1	0,7	0,143				
	Dış Isı Taşınım Katsayısı	-	-	0,13				
	TOPLAM			1,635	0,61	260,82	0,5	79,77
Tavan Bileşenleri	İç Isı Taşınım Katsayısı	-	-	0,13				
	İç sıva	0,02	0,87	0,023				
	Demirli beton	0,12	2,1	0,057				
	Cam yünü	0,1	0,052	1,923				
	Dış Isı Taşınım Katsayısı	-	-	0,04				
	TOPLAM			2,173	0,46	260,82	0,8	96,01
Pencere					2,2	30,37	1	66,81
YAPI ELEMANLARINDAN GERÇEKLEŞEN ISI KAYBI TOPLAMI =								326,19

BİNADAKİ ISI KAYBEDEN YÜZEYLER TOPLAMI: Atoplam = 722,16 m²

HAVALANDIRMA YOLUYLA GERÇEKLEŞEN ISI KAYBI H_n

H_n = [Yoğunluk x Özgül Isı x Hava değişim sayısı x Havalandırılan hacim] formülü ile hesaplanır

Binanın Havalandırma Hesabında Kullanılacak Hacmi V_n = 625,97 m³ (0,8 x Vbüt)

Hava Değişim Sayısı n_n = 1,00

HAVALANDIRMA YOLUYLA GERÇEKLEŞEN ISI KAYBI H_n = 206,57 W/K

Binanın Toplam Özgül Isı Kaybı = 532,76 W/K

Ek 1.B Yıllık ısıtma ihtiyacı

Aylar	Isı Kaybı			Isı Kazancı			KKO	Kazanç Kullanım Faktörü	Isıtma Enerjisi İhtiyacı
	Özgül Isı Kaybı	Sıcaklık Farkı	Isı Kayıpları	İç Isı Kazancı	Güneş enerjisi Kazancı	Toplam			
	H=Hi+Hh	Ti-Td	H(Ti-Td)	Qi	Qg	Qt=Qi+Qg			
	(W/K)	(K, °C)	(W)	(W)	(W)	(W)			
OCAK	532,76	15,7	8364,35	1251,94	551,4	1803,34	0,22	0,99	17051356,14
ŞUBAT		14,5	7725,03		688,32	1940,25	0,25	0,98	15087987,02
MART		11,8	6286,58		855,79	2107,72	0,34	0,95	11108351,53
NISAN		6,4	3409,67		893,35	2145,28	0,63	0,8	4411936,89
MAYIS		1,2	639,31		1063,68	2315,62	3,62	0,24	209076,45
HAZİRAN		-2,9	0		1119,62	2371,56	0	0	0
TEMMUZ		-5,4	0		1089,51	2341,45	0	0	0
AĞUSTOS		-4,8	0		1019,83	2271,77	0	0	0
EYLÜL		-0,6	0		859,21	2111,14	0	0	0
EKİM		4,9	2610,53		695,57	1947,51	0,75	0,74	3039739,51
KASIM		9,9	5274,33		524,26	1776,2	0,34	0,95	9303485,94
ARALIK		14,1	7511,93		482,29	1734,22	0,23	0,99	15034905,63
							Qyıl =		75246839,09

$$Q_{ay} = [H (T_i - T_d) - \eta (\Phi_{i,ay} + \Phi_{g,ay})]t \text{ (J) } (1 \text{ kJ}=0,278 \times 10^{-3} \text{ kWh})$$

$$\text{Toplam Isı Kaybı : } Q_{yıl} = 0,278 \times 10^{-3} \times 75246839,9 = 20918,62 \text{ kWh}$$

$$\text{Konutlar İçin İç Isı Kazancı } \Phi_{i,ay} \leq 5.A_n \text{ (W)}$$

$$\text{Güneş Enerjisi Kazancı } \Phi_{g,ay} = \sum r_{i,ay} \times g_{i,ay} \times I_{i,ay} \times A_i \quad r_{i,ay}:0,6, g_{i,ay}:0,6$$

$$\text{Kazanç Kayı oranı } KKO_{ay} = (\Phi_{i,ay} + \Phi_{g,ay}) / H(T_{i,ay} - T_{d,ay})$$

$$\text{Kazanç Kullanım Faktörü } \eta_{ay} = 1 - e^{\left(-\frac{1}{KKO_{ay}}\right)}$$

Konuttaki kullanım alanı A_n başına düşen yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı :

$$Q = Q_{yıl} / V_{brüt} = 26,23 \quad A_{top} / V_{brüt} = 0,92$$

$Q' = 68,59 \times A/V + 32,3 = 30,60$; $Q < Q'$ olduğundan bu bina için hesaplanan yıllık ısıtma ihtiyacının olması gereken en büyük değer altında olduğu görülmektedir. O halde bu proje, bu standarda verilen hesap metoduna göre uygundur.

ISI KAYBI HESABI

Mahal Z01 Mutfak
18

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar					HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI										
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı	
		cm	m	m	A ₀ m ²	Ad	m ²	A m ²	k kcal/m ² h°C	Dt °C	Q _o	Z _D %	Z _w %	Z _H %	Z 1+%	Q _i kcal/h	a	L	R	E	H	H	Dt	Ze	Q _s kcal/h	Q _h = Q _i + Q _s kcal/h	
ÇCP	K		0,8	0,8	0,64	1		0,64	2,2	21	29,6	7	0	5	1,12	33,1	2	3,2	0,7	1	0,84	0,84	21	1	79,03	112,14336	
ÇCP	K		1,5	1,7	2,55	1		2,55	2,2	21	118	7	0	5	1,12	132	2	6,4	0,7	1	0,84	0,84	21	1	158,1	290,0016	
DD	K		7,08	3	21,2	1	4,8	16,4	0,49	21	169	7	0	5	1,12	189										189,467712	
DÖ			3,65	6,6	24,1			24,1	0,61	9	132	7	0	0	1,07	142										141,511887	
Ta			3,65	6,6	24,1			24,1	0,46	14	155	7	0	0	1,07	166										165,999372	

TOPLAM 899,123931

ISI KAYBI HESABI

Z02
Mahal BANYO

26

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI										
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	kcal/m ² h°C	°C	Q _o	Z _D	Z _w	Z _H	Z	Q _i	a	L	R	E	H	H	°C	Ze	Q _s	Q _h = Q _i + Q _s
ÇCP	K		0,8	0,8	0,64			0,64	2,2	29	40,8	7	0	5	1,12	45,7	2	3,2	0,7	1	0,84	0,84	29		109,1	154,86464
DD	K		5,94	3	17,8	0,64		17,8	0,49	29	253	7	0	5	1,12	284										283,608864
ÇCP	B		1,5	1,7	2,55			2,55	2,2	29	163	7	0	5	1,12	182	2	6,4	0,7	1	0,84	0,84	29		218,3	400,4784
DD	B		4,18	3	12,5	2,55		12,5	0,49	29	178	7	0	5	1,12	200										199,576608
İK			1	2,2	2,2			2,2	2,8	8	49,3	7	0	0	1,07	52,7	15	6,4	0,7	1	0,58	0,58	8		311,8	364,5376
İD			5,28	3	15,9	2,2		15,9	1,73	8	219	7	0	0	1,07	235										234,731327
İD			3,63	3	10,9			10,9	1,28	8	112	7	0	0	1,07	119										119,319552
DÖ			3,63	5,28	19,2			19,2	0,61	17	199	7	0	0	1,07	213										212,668458
Ta			3,63	5,28	19,2			19,2	0,46	22	194	7	0	0	1,07	208										207,541446

TOPLAM

2177,32689

ISI KAYBI HESABI

Z03
Y.ODASI
20

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI										Toplam Isı İhtiyacı
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	kcal/m ² h ^o C	°C	Q _o	Z _D	Z _w	Z _H	Z	Q _i	a	L	R	E	H	H	°t	Ze	Q _s	Q _h = Q _i + Q _s
ÇCP	B		1,5	1,7	2,55			2,55	2,2	23	129	7	0	0	1,07	138	2	6,4	0,7	1	0,84	0,84	23	1,2	207,7	345,79074
DD	B		6,43	3	19,3		2,55	16,7	0,49	23	189	7	0	0	1,07	202										201,865986
ÇCP	G		1	1,7	1,7			1,7	2,2	23	86	7	0	-5	1,02	87,7	2	5,4	0,7	1	0,84	0,84	23	1,2	175,3	263,01144
DD	G		4,23	3	12,7		1,7	11	0,49	23	124	7	0	-5	1,02	126										126,334446
İK			1	2,2	2,2			2,2	2,8	2	12,3	7	0	0	1,07	13,2	15	6,4	0,7	1	0,58	0,58	2	1,2	93,54	106,7248
İD			3,83	3	11,5		2,2	9,29	1,73	2	32,1	7	0	0	1,07	34,4										34,393438
DÖ			3,83	5,88	22,5			22,5	0,61	11	151	7	0	0	1,07	162										161,689716
Ta			3,83	5,88	22,5			22,5	0,46	16	166	7	0	0	1,07	177										177,352654

TOPLAM 1417,16322

ISI KAYBI HESABI

Mahal

Z04 SALON

22

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI										
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	kcal/m ² h ^o C	°C	Q _o	Z _D	Z _w	Z _H	Z	Q _i	a	L	R	E	H	H	°t	Ze	Q _s	Q _h = Q _i + Q _s
ÇCP	G		1,5	1,7	2,55	1		2,55	2,2	25	140	7	0	-5	1,02	143	2	6,4	0,7	1	0,84	0,84	25	1	188,2	331,215
ÇCP	G		1,5	1,7	2,55	1		2,55	2,2	25	140	7	0	-5	1,02	143	2	6,4	0,7	1	0,84	0,84	25	1	188,2	331,215
DD	G		7,54	3	22,6	1	5,1	17,5	0,49	25	215	7	0	-5	1,02	219										218,9124
İK			1,5	2,2	3,3	1		3,3	2,8	4	37	7	0	0	1,07	39,5	15	7,4	0,7	1	0,58	0,58	4	1	180,3	219,8112
İD			7,29	3	21,9	1	3,3	18,6	1,73	4	129	7	0	0	1,07	137										137,499708
İD			5,88	3	17,6	1		17,6	1,28	2	45,2	7	0	0	1,07	48,3										48,319488
Dö			5,88	7,29	42,9	1		42,9	0,61	13	340	7	0	0	1,07	364										363,715509
Ta			5,88	7,29	42,9	1		42,9	0,46	18	355	7	0	0	1,07	380										379,768526

TOPLAM

2030,45683

ISI KAYBI HESABI

Mahal

Z050.ODASI

22

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI											
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı	
		cm	m	m	A ₀		m ²	A	k	Δt	Q _o	Z _D	Z _w	Z _H	Z	Q _i	a	L	R	E	H	H	Δt	Ze	Q _s	Q _h = Q _i + Q _s	
					m ²	Ad	m ²	m ²	kcal/m ² h ⁰ C	°C		%	%	%	1+%	kcal/h									kcal/h	kcal/h	
ÇCP	G		1,5	1,7	2,55	1		2,55	2,2	25	140	7	0	-5	1,02	143	2	6,4	0,7	1	0,84	0,84	25	1	188,2	331,215	
DD	G		4,88	3	14,6	1	2,55	12,1	0,49	25	148	7	0	-5	1,02	151										151,06455	
İD			3,95	3	11,9	1		11,9	1,28	2	30,3	7	0	0	1,07	32,5										32,45952	
İD			1,94	3	5,82	1		5,82	1,28	4	29,8	7	0	0	1,07	31,9										31,884288	
İK			1	2,2	2,2	1		2,2	2,8	4	24,6	7	0	0	1,07	26,4	15	6,4	0,7	1	0,58	0,58	4	1	155,9	182,2688	
İD			4,63	3	13,9	1	2,2	11,7	1,73	4	80,9	7	0	0	1,07	86,6										86,557436	
DÖ			5,88	4,63	27,2	1		27,2	0,61	13	216	7	0	0	1,07	231										231,001756	
Ta			5,88	4,63	27,2	1		27,2	0,46	18	225	7	0	0	1,07	241										241,197294	

TOPLAM

1287,64864

ISI KAYBI HESABI

Mahal

Z06Y.ODASI

20

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI										
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	kcal/m ² h°C	°C		%	%	%	1+%	kcal/h	a	L	R	E	H	H	°C	Ze	Qs	Q _h = Q _i + Q _s
ÇCP	G		1,5	1,7	2,55	1		2,55	2,2	23	129	7	0	-5	1,02	132	2	6,4	0,7	1	0,84		23		206,1	337,6906
DD	G		4,35	3	13,1	1	2,55	10,5	0,49	23	118	7	0	-5	1,02	121										120,7017
ÇCP	D		1	1,7	1,7	1		1,7	2,2	23	86	7	0	0	1,07	92	2	5,4	0,7	1	0,84		23		173,9	265,9214
DD	D		4,35	3	13,1	1	1,7	11,4	0,49	23	128	7	0	0	1,07	137	15	6	0,7	1	0,58		23		1449	1585,86852
İK			0,8	2,2	1,76	1		1,76	2,8	2	9,86	7	0	0	1,07	10,5										10,54592
İD			1,1	3	3,3	1	1,76	1,54	1,73	2	5,33	7	0	0	1,07	5,7										5,701388
Dö			3,7	3,95	14,6	1		14,6	0,61	11	98,1	7	0	0	1,07	105										104,931316
Ta			3,7	3,95	14,6	1		14,6	0,46	16	108	7		0	1,07	115										115,096048

TOPLAM

2546,45689

ISI KAYBI HESABI

Mahal

Z07BANYO

26

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI												
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı		
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	kcal/m ² h°C	°C	Q _o	Z _D	Z _w	Z _H	Z	Q _i	a	L	R	E	H	H	□t	Z _c	Q _s	Q _h = Q _i + Q _s		
ÇCP			1	1	1	1		1	2,2	29	63,8	7	0	0	1,07	68,3	2	4	0,7	1	0,84	0,84	29	1	136,4	204,682		
DD			2,8	3	8,4	1	1	7,4	0,49	29	105	7	0	0	1,07	113										112,51478		
İD			2,5	3	7,5	1		7,5	1,73	8	104	7	0	0	1,07	111										111,066		
İK			0,8	2,2	1,76	1		1,76	2,8	8	39,4	7	0	0	1,07	42,2	15	6	0,7	1	0,58	0,58	8	1	292,3	334,50368		
İD			2,5	3	7,5	1	1,76	5,74	1,73	8	79,4	7	0	0	1,07	85										85,002512		
İD			2,5	3	7,5	1		7,5	1,73	6	77,9	7	0	0	1,07	83,3										83,2995		
Dö			2,5	2,5	6,25	1		6,25	0,61	17	64,8	7	0	0	1,07	69,3										69,349375		
Ta			2,5	2,5	6,25	1		6,25	0,46	22	63,3	7	0	0	1,07	67,7										67,6775		

TOPLAM

1068,09535

ISI KAYBI HESABI

Mahal

Z09 WC

18

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI										Toplam Isı İhtiyacı
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	kcal/m ² h ⁰ C	°C	Q ₀	Z _D	Z _w	Z _H	Z	Q _i	a	L	R	E	H	H	°C	Ze	Q _s	Q _h = Q _i + Q _s
ÇCP	D		0,5	0,5	0,25	1		0,25	2,2	21	11,6	7	0	0	1,07	12,4	2	2	0,7	1	0,84	0,84	21	1	49,39	61,7505
DD	D		1	3	3	1	0,25	2,75	0,49	21	28,3	7	0	0	1,07	30,3										30,278325
Dö			2,5	1	2,5	1		2,5	0,61	9	13,7	7	0	0	1,07	14,7										14,68575
Ta			2,5	1	2,5	1		2,5	0,49	14	17,2	7	0	0	1,07	18,4										18,3505

TOPLAM

125,065075

ISI KAYBI HESABI

Mahal Z09
Y.ODASI
20

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI											
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı	
		cm	m	m	A ₀	Ad	m ²	A	k	Δt	Q _o	Z _D	Z _w	Z _H	Z	Q _i	a	L	R	E	H	H	Δt	Ze	Q _s	Q _h = Q _i + Q _s	
					m ²			m ²	kcal/m ² h ^o C	°C		%	%	%	1+%	kcal/ h									kcal/h	kcal/h	
ÇCP	D		1	1,7	1,7	1		1,7	2,2	23	86	7	0	0	1,07	92	2	5,4	0,7	1	0,84	0,84	23	1,2	175,3	267,31244	
DD	D		4,28	3	12,8	1	1,7	11,1	0,49	23	126	7	0	0	1,07	134										134,336146	
ÇCP	K		1,5	1,7	2,55	1		2,55	2,2	23	129	7	0	5	1,12	145	2	6,4	0,7	1	0,84	0,84	23	1,2	207,7	352,24224	
DD	K		4,35	3	13,1	1	2,55	10,5	0,49	23	118	7	0	5	1,12	133										132,5352	
İD			3,8	3	11,4	1		11,4	1,28	2	29,2	7	0		1,07	31,2										31,22688	
İK			0,8	2,2	1,76	1		1,76	2,8	2	9,86	7	0		1,07	10,5	15	6	0,7	1	0,58	0,58	2	1,2	87,7	98,24192	
İD			3,7	3	11,1	1	1,76	9,34	1,73	2	32,3	7	0		1,07	34,6										34,578548	
Dö			3,7	3,8	14,1	1		14,1	0,61	11	94,3	7	0		1,07	101										100,946582	
Ta			3,7	3,8	14,1	1		14,1	0,46	16	103	7	0		1,07	111										110,725312	

TOPLAM 1262,14527

ISI KAYBI HESABI

Mahal Z10
E.ODASI
18

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar					HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI											
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirme Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı		
		cm	m	m	A ₀	Ad	m ²	A	k	□t	Q _o	Z _D	Z _w	Z _H	Z	Q _i	a	L	R	E	H	H	□t	Ze	Q _s	Q _h = Q _i + Q _s		
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	kcal/m ² h°C	°C		%	%	%	1+%	kcal/h										kcal/h	kcal/h	
ÇCP	K		0,8	0,8	0,64	1		0,64	2,2	21	29,6	7	0	5	1,12	33,1	2	3,2	0,7	1	0,84	0,84	21	1	79,03	112,14336		
DD	K		1,65	3	4,95	1	0,64	4,31	0,49	21	44,3	7	0	5	1,12	49,7										49,671888		
Dö			1,5	2,5	3,75	1		3,75	0,61	9	20,6	7	0	0	1,07	22										22,028625		
Ta			1,5	2,5	3,75	1		3,75	0,46	14	24,2	7	0	0	1,07	25,8										25,8405		

TOPLAM 209,684373

ISI KAYBI HESABI

Mahal

Z11 ANTRE

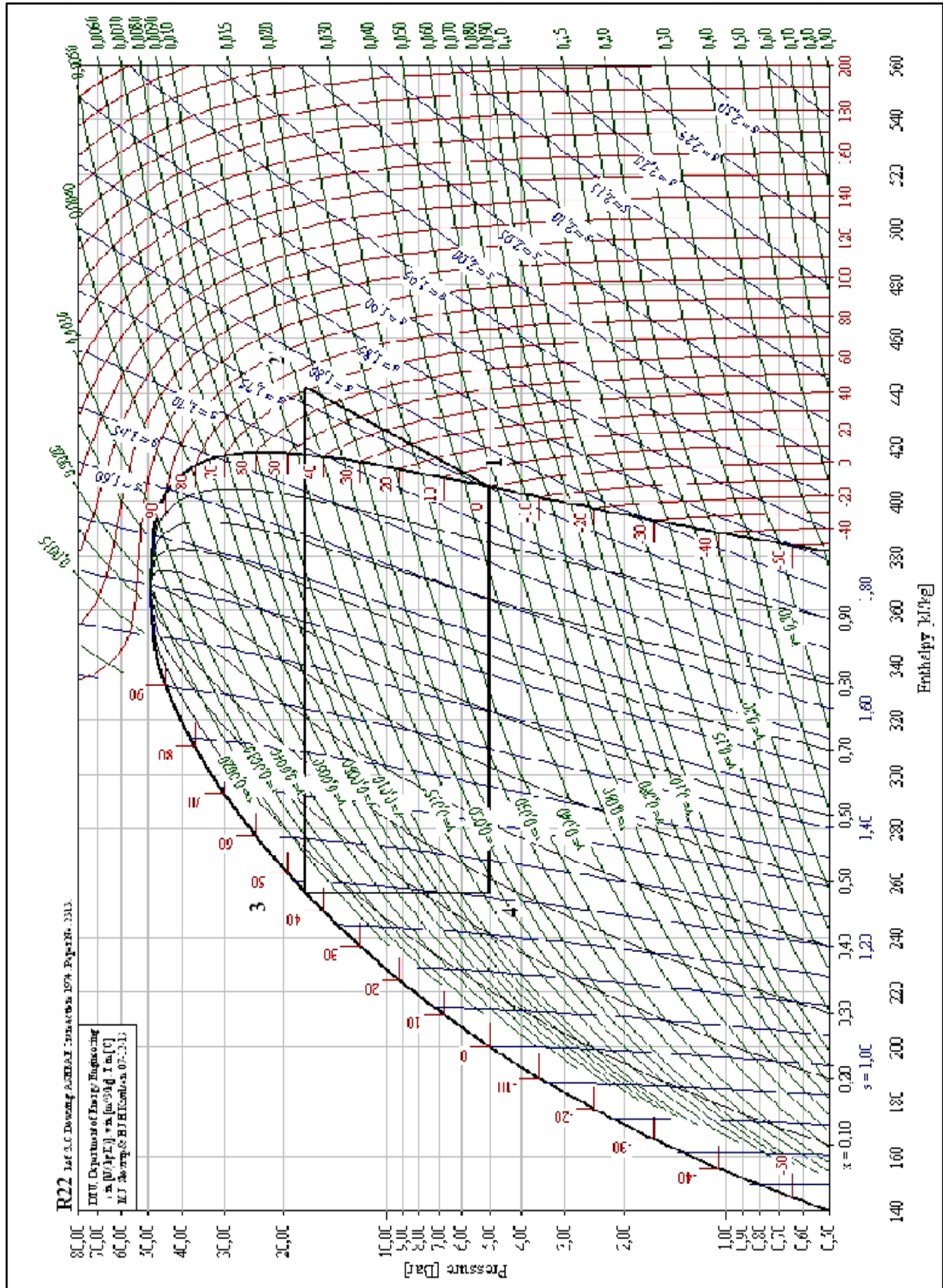
18

Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				HAVA SIZINTISI (ENFLİTRASYON) ISI KAYBI										
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirime Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pen. Veya Kap. Açılan Kıs. Çev. Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklıklar Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı
		cm	m	m	A ₀	Ad	m ²	A	k	□t	Q _o	Z _D	Z _w	Z _H	Z	Qi	a	L	R	E	H	H	□t	Ze	Qs	Q _h = Q _i + Q _s
DK	K		1,6	2,2	3,52	1		3,52	2,8	21	207	7	0	5	1,12	232	2	7,6	0,7	1	0,84	0,84	21	1	187,7	419,50272
DD	K		2	3	6	1	3,52	2,48	0,49	21	25,5	7	0	5	1,12	28,6										28,581504
Dö			1	43,6	43,6	1		43,6	0,61	9	239	7	0	0	1,07	256										256,001994
Ta			1	43,6	43,6	1		43,6	0,46	14	281	7	0	0	1,07	300										300,301064

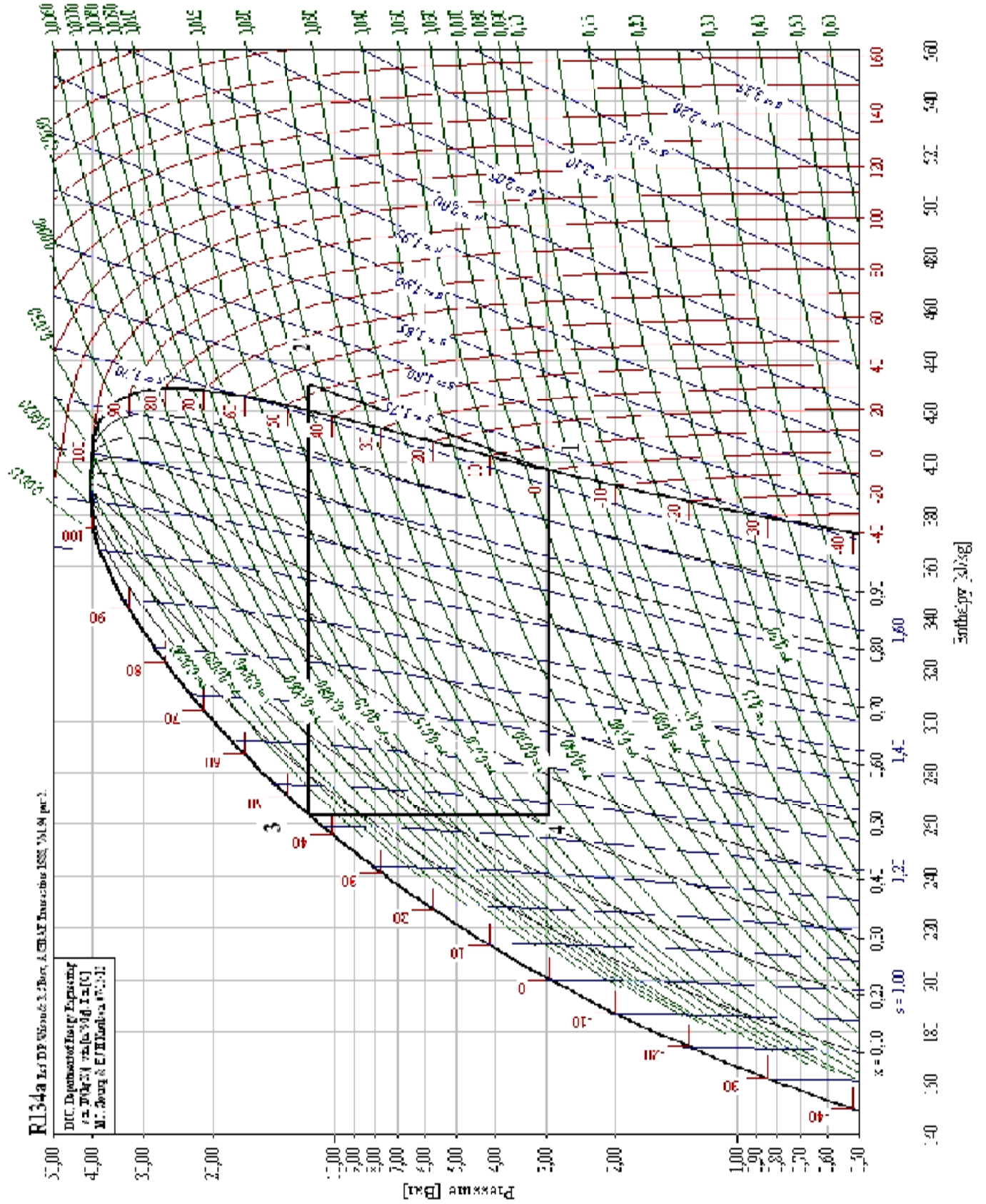
TOPLAM

1004,38728

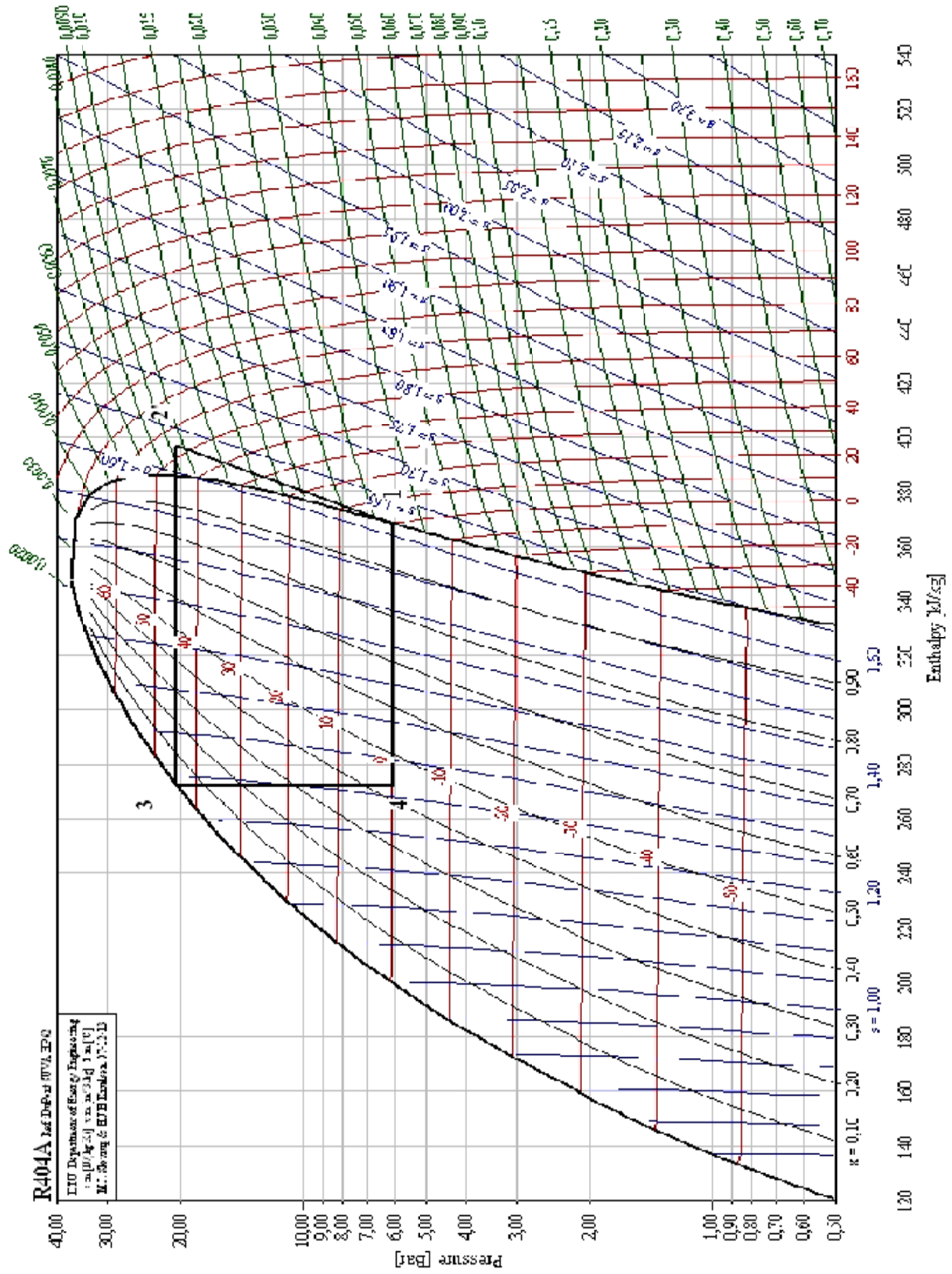
Ek 3.A R22 Soğutucu Akışkanın Ln P-h Diyagramı



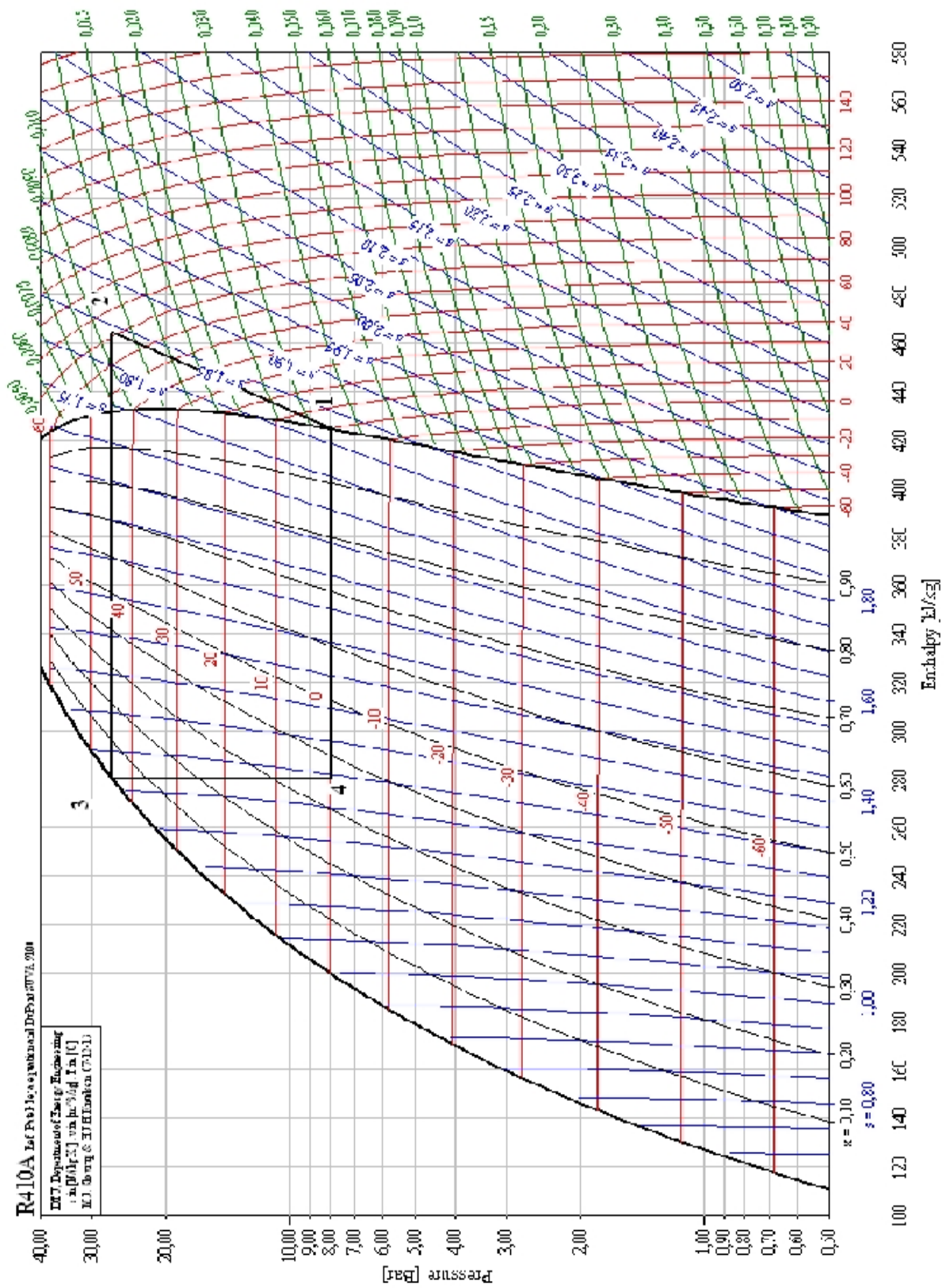
Ek 3.B R134-a Soğutucu Akışkanın Ln P-h Diyagramı



Ek 3.C R404 A Soğutucu Akışkanın Ln P-h Diyagramı



Ek 3.D R410A Soğutucu Akışkanının Ln P-h Diyagramı



Ek 4.A Soğutucu Akışkan R22'nin Termofiziksel Özellik Tablosu

Refrigerant 22 (Chlorodifluoromethane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m ³ Liquid	Volume, m ³ /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		c _p /c _v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-100.00	0.00201	1571.3	8.26600	90.71	358.97	0.5050	2.0543	1.061	0.497	1.243	1127	143.6	845.8	7.25	143.1	4.46	28.12	-100.00
-90.00	0.00481	1544.9	3.64480	101.32	363.85	0.5646	1.9980	1.061	0.512	1.237	1080	147.0	699.4	7.67	137.8	4.84	26.36	-90.00
-80.00	0.01037	1518.2	1.77820	111.94	368.77	0.6210	1.9508	1.062	0.528	1.233	1033	150.3	591.0	8.09	132.6	5.25	24.63	-80.00
-70.00	0.02047	1491.2	0.94342	122.58	373.70	0.6747	1.9108	1.065	0.545	1.231	986	153.3	507.6	8.52	127.6	5.68	22.92	-70.00
-60.00	0.03750	1463.7	0.53680	133.27	378.59	0.7260	1.8770	1.071	0.564	1.230	940	156.0	441.4	8.94	122.6	6.12	21.24	-60.00
-50.00	0.06453	1435.6	0.32385	144.03	383.42	0.7752	1.8480	1.079	0.585	1.232	893	158.3	387.5	9.36	117.8	6.59	19.58	-50.00
-48.00	0.07145	1429.9	0.29453	146.19	384.37	0.7849	1.8428	1.081	0.589	1.233	884	158.7	377.8	9.45	116.9	6.69	19.25	-48.00
-46.00	0.07894	1424.2	0.26837	148.36	385.32	0.7944	1.8376	1.083	0.594	1.234	875	159.1	368.6	9.53	115.9	6.79	18.92	-46.00
-44.00	0.08705	1418.4	0.24498	150.53	386.26	0.8039	1.8327	1.086	0.599	1.235	865	159.5	359.6	9.62	115.0	6.89	18.59	-44.00
-42.00	0.09580	1412.6	0.22402	152.70	387.20	0.8134	1.8278	1.088	0.603	1.236	856	159.9	351.0	9.70	114.0	6.99	18.27	-42.00
-40.81 ^b	0.10132	1409.2	0.21260	154.00	387.75	0.8189	1.8250	1.090	0.606	1.236	851	160.1	346.0	9.75	113.5	7.05	18.08	-40.81
-40.00	0.10533	1406.8	0.20521	154.89	388.13	0.8227	1.8231	1.091	0.608	1.237	847	160.3	342.6	9.79	113.1	7.09	17.94	-40.00
-38.00	0.11538	1401.0	0.18829	157.07	389.06	0.8320	1.8186	1.093	0.613	1.238	838	160.6	334.5	9.87	112.2	7.19	17.62	-38.00
-36.00	0.12628	1395.1	0.17304	159.27	389.97	0.8413	1.8141	1.096	0.619	1.239	828	160.9	326.7	9.96	111.2	7.29	17.30	-36.00
-34.00	0.13797	1389.1	0.15927	161.47	390.89	0.8505	1.8098	1.099	0.624	1.241	819	161.2	319.1	10.04	110.3	7.40	16.98	-34.00
-32.00	0.15050	1383.2	0.14682	163.67	391.79	0.8596	1.8056	1.102	0.629	1.242	810	161.5	311.7	10.12	109.4	7.51	16.66	-32.00
-30.00	0.16389	1377.2	0.13553	165.88	392.69	0.8687	1.8015	1.105	0.635	1.244	800	161.8	304.6	10.21	108.5	7.61	16.34	-30.00
-28.00	0.17819	1371.1	0.12528	168.10	393.58	0.8778	1.7975	1.108	0.641	1.246	791	162.0	297.7	10.29	107.5	7.72	16.02	-28.00
-26.00	0.19344	1365.0	0.11597	170.33	394.47	0.8868	1.7937	1.112	0.646	1.248	782	162.3	291.0	10.38	106.6	7.83	15.70	-26.00
-24.00	0.20968	1358.9	0.10749	172.56	395.34	0.8957	1.7899	1.115	0.653	1.250	772	162.5	284.4	10.46	105.7	7.94	15.39	-24.00
-22.00	0.22696	1352.7	0.09975	174.80	396.21	0.9046	1.7862	1.119	0.659	1.253	763	162.7	278.1	10.55	104.8	8.06	15.07	-22.00
-20.00	0.24531	1346.5	0.09268	177.04	397.06	0.9135	1.7826	1.123	0.665	1.255	754	162.8	271.9	10.63	103.9	8.17	14.76	-20.00
-18.00	0.26479	1340.3	0.08621	179.30	397.91	0.9223	1.7791	1.127	0.672	1.258	744	163.0	265.9	10.72	103.0	8.29	14.45	-18.00
-16.00	0.28543	1334.0	0.08029	181.56	398.75	0.9311	1.7757	1.131	0.678	1.261	735	163.1	260.1	10.80	102.1	8.40	14.14	-16.00
-14.00	0.30728	1327.6	0.07485	183.83	399.57	0.9398	1.7723	1.135	0.685	1.264	726	163.2	254.4	10.89	101.1	8.52	13.83	-14.00
-12.00	0.33038	1321.2	0.06986	186.11	400.39	0.9485	1.7690	1.139	0.692	1.267	716	163.3	248.8	10.98	100.2	8.65	13.52	-12.00
-10.00	0.35479	1314.7	0.06527	188.40	401.20	0.9572	1.7658	1.144	0.699	1.270	707	163.3	243.4	11.06	99.3	8.77	13.21	-10.00
-8.00	0.38054	1308.2	0.06103	190.70	401.99	0.9658	1.7627	1.149	0.707	1.274	697	163.4	238.1	11.15	98.4	8.89	12.91	-8.00
-6.00	0.40769	1301.6	0.05713	193.01	402.77	0.9744	1.7596	1.154	0.715	1.278	688	163.4	233.0	11.24	97.5	9.02	12.60	-6.00
-4.00	0.43628	1295.0	0.05352	195.33	403.55	0.9830	1.7566	1.159	0.722	1.282	679	163.4	227.9	11.32	96.6	9.15	12.30	-4.00
-2.00	0.46636	1288.3	0.05019	197.66	404.30	0.9915	1.7536	1.164	0.731	1.287	669	163.4	223.0	11.41	95.7	9.28	12.00	-2.00
0.00	0.49799	1281.5	0.04710	200.00	405.05	1.0000	1.7507	1.169	0.739	1.291	660	163.3	218.2	11.50	94.8	9.42	11.70	0.00
2.00	0.53120	1274.7	0.04424	202.35	405.78	1.0085	1.7478	1.175	0.748	1.296	650	163.2	213.5	11.59	93.9	9.56	11.40	2.00
4.00	0.56605	1267.8	0.04159	204.71	406.50	1.0169	1.7450	1.181	0.757	1.301	641	163.1	208.9	11.68	93.1	9.70	11.10	4.00
6.00	0.60259	1260.8	0.03913	207.09	407.20	1.0254	1.7422	1.187	0.766	1.307	632	163.0	204.4	11.77	92.2	9.84	10.81	6.00
8.00	0.64088	1253.8	0.03683	209.47	407.89	1.0338	1.7395	1.193	0.775	1.313	622	162.8	200.0	11.86	91.3	9.99	10.51	8.00
10.00	0.68095	1246.7	0.03470	211.87	408.56	1.0422	1.7368	1.199	0.785	1.319	613	162.6	195.7	11.96	90.4	10.14	10.22	10.00
12.00	0.72286	1239.5	0.03271	214.28	409.21	1.0505	1.7341	1.206	0.795	1.326	603	162.4	191.5	12.05	89.5	10.29	9.93	12.00
14.00	0.76668	1232.2	0.03086	216.70	409.85	1.0589	1.7315	1.213	0.806	1.333	594	162.2	187.3	12.14	88.6	10.45	9.64	14.00
16.00	0.81244	1224.9	0.02912	219.14	410.47	1.0672	1.7289	1.220	0.817	1.340	584	161.9	183.2	12.24	87.7	10.61	9.35	16.00
18.00	0.86020	1217.4	0.02750	221.59	411.07	1.0755	1.7263	1.228	0.828	1.348	575	161.6	179.2	12.33	86.8	10.77	9.06	18.00
20.00	0.91002	1209.9	0.02599	224.06	411.66	1.0838	1.7238	1.236	0.840	1.357	565	161.3	175.3	12.43	85.9	10.95	8.78	20.00
22.00	0.96195	1202.3	0.02457	226.54	412.22	1.0921	1.7212	1.244	0.853	1.366	555	161.0	171.5	12.53	85.0	11.12	8.50	22.00
24.00	1.01600	1194.6	0.02324	229.04	412.77	1.1004	1.7187	1.252	0.866	1.375	546	160.6	167.7	12.63	84.1	11.30	8.22	24.00
26.00	1.07240	1186.7	0.02199	231.55	413.29	1.1086	1.7162	1.261	0.879	1.385	536	160.2	163.9	12.74	83.2	11.49	7.94	26.00
28.00	1.13090	1178.8	0.02082	234.08	413.79	1.1169	1.7136	1.271	0.893	1.396	527	159.7	160.3	12.84	82.3	11.69	7.66	28.00
30.00	1.19190	1170.7	0.01972	236.62	414.26	1.1252	1.7111	1.281	0.908	1.408	517	159.2	156.7	12.95	81.4	11.89	7.38	30.00
32.00	1.25520	1162.6	0.01869	239.19	414.71	1.1334	1.7086	1.291	0.924	1.420	507	158.7	153.1	13.06	80.5	12.10	7.11	32.00
34.00	1.32100	1154.3	0.01771	241.77	415.14	1.1417	1.7061	1.302	0.940	1.434	497	158.2	149.6	13.17	79.6	12.31	6.84	34.00
36.00	1.38920	1145.8	0.01679	244.38	415.54	1.1499	1.7036	1.314	0.957	1.448	487	157.6	146.1	13.28	78.7	12.54	6.57	36.00
38.00	1.46010	1137.3	0.01593	247.00	415.91	1.1582	1.7010	1.326	0.976	1.463	478	157.0	14					

Ek 4.B Soğutucu akışkan R134a'nın termodinamik özellikler tablosu

Refrigerant 134a (1,1,1,2-Tetrafluoroethane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m ³ Liquid	Volume, m ³ /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		c _p /c _v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., °C*
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-103.30*	0.00039	1591.1	35.4960	71.46	334.94	0.4126	1.9639	1.184	0.585	1.164	1120	126.8	2175.0	6.46	145.2	3.08	28.07	-103.30
-100.00	0.00056	1582.4	25.1930	75.36	336.85	0.4354	1.9456	1.184	0.593	1.162	1103	127.9	1893.0	6.60	143.2	3.34	27.50	-100.00
-90.00	0.00152	1555.8	9.7698	87.23	342.76	0.5020	1.8972	1.189	0.617	1.156	1052	131.0	1339.0	7.03	137.3	4.15	25.79	-90.00
-80.00	0.00367	1529.0	4.2682	99.16	348.83	0.5654	1.8580	1.198	0.642	1.151	1002	134.0	1018.0	7.46	131.5	4.95	24.10	-80.00
-70.00	0.00798	1501.9	2.0590	111.20	355.02	0.6262	1.8264	1.210	0.667	1.148	952	136.8	809.2	7.89	126.0	5.75	22.44	-70.00
-60.00	0.01591	1474.3	1.0790	123.36	361.31	0.6846	1.8010	1.223	0.692	1.146	903	139.4	663.1	8.30	120.7	6.56	20.80	-60.00
-50.00	0.02945	1446.3	0.60620	135.67	367.65	0.7410	1.7806	1.238	0.720	1.146	855	141.7	555.1	8.72	115.6	7.36	19.18	-50.00
-40.00	0.05121	1417.7	0.36108	148.14	374.00	0.7956	1.7643	1.255	0.749	1.148	807	143.6	472.2	9.12	110.6	8.17	17.60	-40.00
-30.00	0.08438	1388.4	0.22594	160.79	380.32	0.8486	1.7515	1.273	0.781	1.152	760	145.2	406.4	9.52	105.8	8.99	16.04	-30.00
-28.00	0.09270	1382.4	0.20680	163.34	381.57	0.8591	1.7492	1.277	0.788	1.153	751	145.4	394.9	9.60	104.8	9.15	15.73	-28.00
-26.07b	0.10133	1376.7	0.19018	165.81	382.78	0.8690	1.7472	1.281	0.794	1.154	742	145.7	384.2	9.68	103.9	9.31	15.44	-26.07
-26.00	0.10167	1376.5	0.18958	165.90	382.82	0.8694	1.7471	1.281	0.794	1.154	742	145.7	383.8	9.68	103.9	9.32	15.43	-26.00
-24.00	0.11130	1370.4	0.17407	168.47	384.07	0.8798	1.7451	1.285	0.801	1.155	732	145.9	373.1	9.77	102.9	9.48	15.12	-24.00
-22.00	0.12165	1364.4	0.16006	171.05	385.32	0.8900	1.7432	1.289	0.809	1.156	723	146.1	362.9	9.85	102.0	9.65	14.82	-22.00
-20.00	0.13273	1358.3	0.14739	173.64	386.55	0.9002	1.7413	1.293	0.816	1.158	714	146.3	353.0	9.92	101.1	9.82	14.51	-20.00
-18.00	0.14460	1352.1	0.13592	176.23	387.79	0.9104	1.7396	1.297	0.823	1.159	705	146.4	343.5	10.01	100.1	9.98	14.21	-18.00
-16.00	0.15728	1345.9	0.12551	178.83	389.02	0.9205	1.7379	1.302	0.831	1.161	695	146.6	334.3	10.09	99.2	10.15	13.91	-16.00
-14.00	0.17082	1339.7	0.11605	181.44	390.24	0.9306	1.7363	1.306	0.838	1.163	686	146.7	325.4	10.17	98.3	10.32	13.61	-14.00
-12.00	0.18524	1333.4	0.10744	184.07	391.46	0.9407	1.7348	1.311	0.846	1.165	677	146.8	316.9	10.25	97.4	10.49	13.32	-12.00
-10.00	0.20060	1327.1	0.09959	186.70	392.66	0.9506	1.7334	1.316	0.854	1.167	668	146.9	308.6	10.33	96.5	10.66	13.02	-10.00
-8.00	0.21693	1320.8	0.09242	189.34	393.87	0.9606	1.7320	1.320	0.863	1.169	658	146.9	300.6	10.41	95.6	10.83	12.72	-8.00
-6.00	0.23428	1314.3	0.08587	191.99	395.06	0.9705	1.7307	1.325	0.871	1.171	649	147.0	292.9	10.49	94.7	11.00	12.43	-6.00
-4.00	0.25268	1307.9	0.07987	194.65	396.25	0.9804	1.7294	1.330	0.880	1.174	640	147.0	285.4	10.57	93.8	11.17	12.14	-4.00
-2.00	0.27217	1301.4	0.07436	197.32	397.43	0.9902	1.7282	1.336	0.888	1.176	631	147.0	278.1	10.65	92.9	11.34	11.85	-2.00
0.00	0.29280	1294.8	0.06931	200.00	398.60	1.0000	1.7271	1.341	0.897	1.179	622	146.9	271.1	10.73	92.0	11.51	11.56	0.00
2.00	0.31462	1288.1	0.06466	202.69	399.77	1.0098	1.7260	1.347	0.906	1.182	612	146.9	264.3	10.81	91.1	11.69	11.27	2.00
4.00	0.33766	1281.4	0.06039	205.40	400.92	1.0195	1.7250	1.352	0.916	1.185	603	146.8	257.6	10.90	90.2	11.86	10.99	4.00
6.00	0.36198	1274.7	0.05644	208.11	402.06	1.0292	1.7240	1.358	0.925	1.189	594	146.7	251.2	10.98	89.4	12.04	10.70	6.00
8.00	0.38761	1267.9	0.05280	210.84	403.20	1.0388	1.7230	1.364	0.935	1.192	585	146.5	244.9	11.06	88.5	12.22	10.42	8.00
10.00	0.41461	1261.0	0.04944	213.58	404.32	1.0485	1.7221	1.370	0.945	1.196	576	146.4	238.8	11.15	87.6	12.40	10.14	10.00
12.00	0.44301	1254.0	0.04633	216.33	405.43	1.0581	1.7212	1.377	0.956	1.200	566	146.2	232.9	11.23	86.7	12.58	9.86	12.00
14.00	0.47288	1246.9	0.04345	219.09	406.53	1.0677	1.7204	1.383	0.967	1.204	557	146.0	227.1	11.32	85.9	12.77	9.58	14.00
16.00	0.50425	1239.8	0.04078	221.87	407.61	1.0772	1.7196	1.390	0.978	1.209	548	145.7	221.5	11.40	85.0	12.95	9.30	16.00
18.00	0.53718	1232.6	0.03830	224.66	408.69	1.0867	1.7188	1.397	0.989	1.214	539	145.5	216.0	11.49	84.1	13.14	9.03	18.00
20.00	0.57171	1225.3	0.03600	227.47	409.75	1.0962	1.7180	1.405	1.001	1.219	530	145.1	210.7	11.58	83.3	13.33	8.76	20.00
22.00	0.60789	1218.0	0.03385	230.29	410.79	1.1057	1.7173	1.413	1.013	1.224	520	144.8	205.5	11.67	82.4	13.53	8.48	22.00
24.00	0.64578	1210.5	0.03186	233.12	411.82	1.1152	1.7166	1.421	1.025	1.230	511	144.5	200.4	11.76	81.6	13.72	8.21	24.00
26.00	0.68543	1202.9	0.03000	235.97	412.84	1.1246	1.7159	1.429	1.038	1.236	502	144.1	195.4	11.85	80.7	13.92	7.95	26.00
28.00	0.72688	1195.2	0.02826	238.84	413.84	1.1341	1.7152	1.437	1.052	1.243	493	143.6	190.5	11.95	79.8	14.13	7.68	28.00
30.00	0.77020	1187.5	0.02664	241.72	414.82	1.1435	1.7145	1.446	1.065	1.249	483	143.2	185.8	12.04	79.0	14.33	7.42	30.00
32.00	0.81543	1179.6	0.02513	244.62	415.78	1.1529	1.7138	1.456	1.080	1.257	474	142.7	181.1	12.14	78.1	14.54	7.15	32.00
34.00	0.86263	1171.6	0.02371	247.54	416.72	1.1623	1.7131	1.466	1.095	1.265	465	142.1	176.6	12.24	77.3	14.76	6.89	34.00
36.00	0.91185	1163.4	0.02238	250.48	417.65	1.1717	1.7124	1.476	1.111	1.273	455	141.6	172.1	12.34	76.4	14.98	6.64	36.00
38.00	0.96315	1155.1	0.02113	253.43	418.55	1.1811	1.7118	1.487	1.127	1.282	446	141.0	167.7	12.44	75.6	15.21	6.38	38.00
40.00	1.0166	1146.7	0.01997	256.41	419.43	1.1905	1.7111	1.498	1.145	1.292	436	140.3	163.4	12.55	74.7	15.44	6.13	40.00
42.00	1.0722	1138.2	0.01887	259.41	420.28	1.1999	1.7103	1.510	1.163	1.303	427	139.7	159.2	12.65	73.9	15.68	5.88	42.00
44.00	1.1301	1129.5	0.01784	262.43	421.11	1.2092	1.7096	1.523	1.182	1.314	418	138.9	155.1	12.76	73.0	15.93	5.63	44.00
46.00	1.1903	1120.6	0.01687	265.47	421.92	1.2186	1.7089	1.537	1.202	1.326	408	138.2	151.0	12.88	72.1	16.18	5.38	46.00
48.00	1.2529	1111.5	0.01595	268.53	422.69	1.2280	1.7081	1.551	1.223	1.339	399	137.4	147.0	13.00	71.3	16.45	5.13	48.00
50.00	1.3179	1102.3	0.01509	271.62	423.44	1.2375	1.7072	1.566	1.246	1.354	389	136.6	143.1	13.12	70.4	16.72	4.89	50.00
52.00	1.3854	1092.9	0.01428	274.74	424.15	1.2469	1.7											

Ek 4.C Soğutucu akışkan R404A'nın termodinamik özellikler tablosu

Refrigerant 404A [R-125/143a/134a (44/52/4)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line																			
Pressure, MPa	Temperature, °C		Density, kg/m ³	Volume, m ³ /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		c _p /c _v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Pressure, MPa
	Bubble	Dew			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.005	-93.70	-92.50	1447.1	3.05794	81.16	311.61	0.4716	1.7532	1.220	0.640	1.163	998	132.9	764.9	7.32	122.5	6.15	17.78	0.005
0.006	-91.48	-90.32	1440.6	2.57690	83.85	312.92	0.4865	1.7450	1.218	0.646	1.162	980	133.6	727.8	7.41	121.2	6.28	17.58	0.006
0.007	-89.56	-88.42	1434.9	2.22992	86.19	314.06	0.4993	1.7382	1.216	0.651	1.161	966	134.1	697.9	7.48	120.1	6.40	17.40	0.007
0.008	-87.86	-86.74	1429.9	1.96748	88.26	315.07	0.5106	1.7324	1.215	0.655	1.161	953	134.6	673.0	7.55	119.2	6.50	17.24	0.008
0.009	-86.32	-85.22	1425.4	1.76182	90.13	315.99	0.5206	1.7273	1.214	0.660	1.160	942	135.0	651.7	7.61	118.3	6.60	17.09	0.009
0.01	-84.93	-83.84	1421.3	1.59620	91.83	316.83	0.5296	1.7229	1.214	0.663	1.160	933	135.4	633.3	7.66	117.5	6.68	16.96	0.01
0.02	-75.05	-74.08	1392.4	0.83425	103.81	322.78	0.5917	1.6953	1.215	0.691	1.159	870	137.9	523.7	8.04	112.2	7.31	16.00	0.02
0.04	-63.85	-62.97	1359.4	0.43619	117.48	329.58	0.6587	1.6707	1.225	0.725	1.159	807	140.4	431.3	8.47	106.4	8.05	14.85	0.04
0.06	-56.57	-55.75	1337.7	0.29837	126.44	334.00	0.7007	1.6578	1.234	0.749	1.161	770	141.7	383.8	8.74	102.8	8.55	14.08	0.06
0.08	-51.03	-50.25	1321.0	0.22779	133.31	337.36	0.7320	1.6494	1.243	0.767	1.163	742	142.6	352.7	8.95	100.1	8.93	13.48	0.08
0.1	-46.50	-45.74	1307.1	0.18467	138.97	340.08	0.7571	1.6434	1.251	0.784	1.166	719	143.2	329.8	9.12	98.0	9.25	12.98	0.1
0.10132 ^b	-46.22	-45.47	1306.3	0.18240	139.31	340.25	0.7586	1.6430	1.252	0.785	1.166	718	143.2	328.5	9.13	97.8	9.27	12.95	0.10132
0.12	-42.63	-41.90	1295.1	0.15551	143.83	342.40	0.7783	1.6387	1.259	0.798	1.169	700	143.6	311.9	9.26	96.2	9.53	12.55	0.12
0.14	-39.24	-38.53	1284.5	0.13443	148.12	344.41	0.7967	1.6349	1.266	0.811	1.171	684	143.9	297.3	9.39	94.6	9.78	12.17	0.14
0.16	-36.20	-35.51	1275.0	0.11846	151.97	346.20	0.8130	1.6318	1.273	0.823	1.174	669	144.1	285.0	9.50	93.2	10.01	11.82	0.16
0.18	-33.45	-32.78	1266.2	0.10592	155.49	347.81	0.8277	1.6292	1.279	0.834	1.177	656	144.2	274.4	9.60	91.9	10.21	11.51	0.18
0.2	-30.93	-30.27	1258.0	0.09581	158.73	349.28	0.8411	1.6270	1.285	0.844	1.179	644	144.3	265.1	9.69	90.8	10.40	11.21	0.2
0.22	-28.59	-27.94	1250.4	0.08748	161.75	350.63	0.8534	1.6250	1.291	0.855	1.182	633	144.3	256.9	9.78	89.7	10.58	10.94	0.22
0.24	-26.42	-25.78	1243.3	0.08049	164.57	351.88	0.8649	1.6233	1.297	0.864	1.185	623	144.4	249.5	9.86	88.7	10.75	10.69	0.24
0.26	-24.37	-23.75	1236.5	0.07454	167.23	353.04	0.8755	1.6217	1.303	0.873	1.188	613	144.3	242.8	9.94	87.8	10.91	10.45	0.26
0.28	-22.45	-21.83	1230.1	0.06941	169.75	354.13	0.8855	1.6203	1.308	0.882	1.190	604	144.3	236.7	10.01	87.0	11.06	10.22	0.28
0.3	-20.62	-20.02	1223.9	0.06494	172.14	355.15	0.8950	1.6190	1.313	0.891	1.193	595	144.2	231.1	10.08	86.2	11.21	10.01	0.3
0.32	-18.89	-18.29	1218.0	0.06101	174.43	356.12	0.9039	1.6179	1.319	0.899	1.196	587	144.1	225.9	10.15	85.4	11.34	9.81	0.32
0.34	-17.24	-16.65	1212.4	0.05752	176.61	357.03	0.9125	1.6168	1.324	0.907	1.199	579	144.0	221.1	10.21	84.7	11.48	9.61	0.34
0.36	-15.66	-15.08	1206.9	0.05441	178.71	357.90	0.9206	1.6158	1.329	0.915	1.202	572	143.9	216.6	10.27	84.0	11.61	9.42	0.36
0.38	-14.15	-13.57	1201.6	0.05162	180.73	358.72	0.9283	1.6149	1.334	0.923	1.205	565	143.8	212.4	10.33	83.3	11.73	9.24	0.38
0.4	-12.69	-12.12	1196.5	0.04909	182.68	359.51	0.9358	1.6141	1.339	0.931	1.208	558	143.7	208.4	10.39	82.7	11.85	9.07	0.4
0.42	-11.29	-10.73	1191.6	0.04680	184.56	360.26	0.9429	1.6133	1.344	0.938	1.211	551	143.5	204.7	10.44	82.1	11.97	8.90	0.42
0.44	-9.94	-9.39	1186.7	0.04471	186.38	360.98	0.9498	1.6125	1.349	0.946	1.214	545	143.4	201.2	10.49	81.5	12.08	8.74	0.44
0.46	-8.64	-8.09	1182.0	0.04279	188.15	361.67	0.9564	1.6118	1.353	0.953	1.217	538	143.2	197.8	10.55	81.0	12.19	8.58	0.46
0.48	-7.37	-6.83	1177.5	0.04103	189.86	362.33	0.9628	1.6112	1.358	0.960	1.220	532	143.0	194.6	10.60	80.4	12.30	8.43	0.48
0.5	-6.15	-5.61	1173.0	0.03940	191.53	362.96	0.9690	1.6105	1.363	0.967	1.223	527	142.8	191.6	10.65	79.9	12.41	8.28	0.5
0.55	-3.24	-2.72	1162.3	0.03584	195.51	364.45	0.9837	1.6091	1.374	0.984	1.231	513	142.4	184.6	10.77	78.7	12.66	7.93	0.55
0.6	-0.53	-0.02	1152.0	0.03284	199.26	365.81	0.9973	1.6078	1.386	1.001	1.239	500	141.9	178.2	10.88	77.5	12.91	7.61	0.6
0.65	2.02	2.52	1142.3	0.03029	202.81	367.06	1.0101	1.6066	1.397	1.018	1.247	488	141.3	172.5	10.99	76.5	13.16	7.30	0.65
0.7	4.42	4.91	1132.9	0.02809	206.18	368.21	1.0222	1.6055	1.409	1.034	1.256	476	140.8	167.2	11.10	75.5	13.41	7.01	0.7
0.75	6.70	7.18	1123.8	0.02618	209.41	369.28	1.0336	1.6044	1.420	1.051	1.264	465	140.2	162.4	11.20	74.5	13.65	6.74	0.75
0.8	8.87	9.34	1115.1	0.02449	212.49	370.27	1.0444	1.6035	1.432	1.067	1.274	455	139.6	157.9	11.30	73.6	13.89	6.48	0.8
0.85	10.94	11.40	1106.5	0.02300	215.46	371.19	1.0547	1.6025	1.443	1.084	1.283	445	139.0	153.6	11.40	72.8	14.12	6.23	0.85
0.9	12.92	13.37	1098.2	0.02166	218.32	372.05	1.0646	1.6016	1.455	1.100	1.293	435	138.3	149.7	11.50	72.0	14.35	5.99	0.9
0.95	14.81	15.26	1090.2	0.02046	221.09	372.85	1.0741	1.6007	1.466	1.117	1.303	426	137.7	146.0	11.59	71.2	14.59	5.76	0.95
1.0	16.64	17.08	1082.2	0.01937	223.77	373.59	1.0832	1.5999	1.478	1.134	1.313	417	137.1	142.5	11.69	70.4	14.82	5.54	1.0
1.1	20.09	20.52	1066.9	0.01749	228.89	374.94	1.1005	1.5982	1.503	1.169	1.336	400	135.7	136.1	11.88	69.0	15.29	5.13	1.1
1.2	23.32	23.73	1052.0	0.01590	233.75	376.12	1.1166	1.5965	1.528	1.206	1.360	384	134.4	130.2	12.07	67.7	15.76	4.75	1.2
1.3	26.35	26.75	1037.5	0.01455	238.37	377.14	1.1318	1.5949	1.554	1.244	1.386	368	133.0	124.9	12.26	66.5	16.23	4.39	1.3
1.4	29.22	29.60	1023.4	0.01338	242.81	378.02	1.1462	1.5932	1.582	1.285	1.414	354	131.6	119.9	12.45	65.3	16.71	4.06	1.4
1.5	31.93	32.30	1009.5	0.01236	247.07	378.78	1.1599	1.5914	1.611	1.329	1.445	340	130.1	115.3	12.65	64.2	17.21	3.75	1.5
1.6	34.51	34.87	995.7	0.01146	251.19	379.42	1.1730	1.5896	1.643	1.376	1.478	327	128.7	111.0	12.84	63.1	17.72	3.45	1.6
1.7	36.97	37.32	982.1	0.01066	255.17	379.95	1.1856	1.5878	1.676	1.426	1.515	314	127.2	107.0	13.05	62.1	18.24	3.17	1.7
1.8	39.33	39.673																	

Ek 4.D Soğutucu akışkan R410A'nın termodinamik özellikler tablosu

Refrigerant 410A [R-32/125 (50/50)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line

Pressure, MPa	Temperature, °C		Density, kg/m ³	Volume, m ³ /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)		c _p /c _v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Pressure, MPa
	Bubble	Dew			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.01	-88.23	-88.14	1460.6	0.000688	76.56	378.76	0.4588	2.0927	1.344	0.668	1.227	1004	159.7	669.9	8.29	177.3	7.44	24.72	0.01
0.02	-78.79	-78.70	1432.9	0.000699	89.26	384.25	0.5258	2.0432	1.345	0.696	1.228	958	162.8	552.9	8.71	170.8	7.79	22.91	0.02
0.04	-68.12	-68.04	1401.1	0.0007309	103.64	390.29	0.5978	1.9956	1.351	0.734	1.231	906	165.8	454.8	9.17	163.3	8.21	20.90	0.04
0.06	-61.22	-61.14	1380.0	0.0007393	113.00	394.10	0.6426	1.9687	1.358	0.762	1.235	872	167.5	404.6	9.47	158.3	8.50	19.62	0.06
0.08	-55.98	-55.90	1363.9	0.0007418	120.14	396.92	0.6758	1.9500	1.364	0.785	1.239	847	168.7	371.8	9.70	154.6	8.73	18.66	0.08
0.1	-51.70	-51.62	1350.5	0.0007456	125.99	399.17	0.7024	1.9358	1.369	0.805	1.243	826	169.5	347.8	9.88	151.5	8.93	17.88	0.1
0.10132 ^b	-51.44	-51.36	1349.7	0.0007457	126.34	399.31	0.7040	1.9350	1.370	0.807	1.244	824	169.5	346.4	9.90	151.3	8.94	17.84	0.10132
0.12	-48.06	-47.98	1339.0	0.0007427	130.99	401.05	0.7247	1.9243	1.375	0.823	1.247	808	170.1	329.0	10.04	148.9	9.11	17.23	0.12
0.14	-44.87	-44.79	1328.8	0.0007461	135.39	402.67	0.7441	1.9147	1.380	0.839	1.251	792	170.6	313.8	10.18	146.6	9.26	16.65	0.14
0.16	-42.02	-41.94	1319.6	0.0007465	139.34	404.09	0.7612	1.9065	1.385	0.854	1.255	778	170.9	300.9	10.30	144.6	9.40	16.15	0.16
0.18	-39.44	-39.36	1311.2	0.0007491	142.93	405.36	0.7766	1.8993	1.390	0.868	1.259	765	171.2	289.9	10.41	142.8	9.53	15.69	0.18
0.2	-37.07	-36.99	1303.4	0.0007505	146.23	406.50	0.7905	1.8928	1.395	0.881	1.263	753	171.5	280.3	10.51	141.1	9.66	15.27	0.2
0.22	-34.89	-34.80	1296.2	0.0007503	149.29	407.53	0.8034	1.8871	1.399	0.893	1.266	743	171.6	271.8	10.61	139.5	9.77	14.89	0.22
0.24	-32.85	-32.76	1289.4	0.0007507	152.15	408.49	0.8153	1.8818	1.404	0.904	1.270	732	171.8	264.2	10.70	138.1	9.88	14.54	0.24
0.26	-30.94	-30.85	1283.0	0.0007507	154.84	409.36	0.8264	1.8770	1.408	0.916	1.274	723	171.9	257.2	10.78	136.7	9.98	14.21	0.26
0.28	-29.14	-29.05	1276.9	0.0007503	157.38	410.18	0.8368	1.8726	1.413	0.926	1.277	714	172.0	251.0	10.86	135.5	10.08	13.90	0.28
0.3	-27.44	-27.35	1271.1	0.0007500	159.80	410.94	0.8466	1.8685	1.417	0.936	1.281	705	172.0	245.2	10.93	134.3	10.18	13.60	0.3
0.32	-25.82	-25.73	1265.5	0.0007500	162.10	411.65	0.8558	1.8647	1.421	0.946	1.285	697	172.0	239.8	11.00	133.10	10.27	13.33	0.32
0.34	-24.28	-24.19	1260.2	0.0007500	164.29	412.32	0.8646	1.8611	1.426	0.956	1.288	689	172.1	234.9	11.07	132.10	10.36	13.06	0.34
0.36	-22.81	-22.72	1255.0	0.0007500	166.40	412.95	0.8703	1.8577	1.430	0.965	1.292	682	172.1	230.3	11.13	131.00	10.46	12.81	0.36
0.38	-21.40	-21.31	1250.1	0.0007500	168.43	413.54	0.8810	1.8545	1.434	0.975	1.295	675	172.0	226.0	11.19	130.10	10.55	12.57	0.38
0.4	-20.04	-19.95	1245.3	0.0007500	170.38	414.10	0.8887	1.8514	1.438	0.983	1.299	668	172.0	221.9	11.25	129.10	10.64	12.35	0.40
0.42	-18.74	-18.65	1240.6	0.0007500	172.26	414.64	0.8960	1.8486	1.443	0.992	1.303	661	172.0	218.1	11.31	128.20	10.73	12.13	0.42
0.44	-17.48	-17.39	1236.1	0.0007500	174.08	415.14	0.9031	1.8458	1.447	1.001	1.306	655	171.9	214.5	11.36	127.30	10.82	11.92	0.44
0.46	-16.27	-16.18	1231.8	0.0007500	175.84	415.63	0.9099	1.8432	1.451	1.009	1.310	649	171.8	211.1	11.42	126.50	10.91	11.71	0.46
0.48	-15.10	-15.00	1227.5	0.0007500	177.55	416.09	0.9165	1.8407	1.455	1.017	1.313	643	171.8	207.8	11.47	125.70	10.99	11.52	0.48
0.5	-13.96	-13.86	1223.3	0.0007500	179.21	416.53	0.9228	1.8383	1.459	1.025	1.317	637	171.7	204.7	11.52	124.90	11.08	11.33	0.50
0.55	-11.26	-11.16	1213.4	0.0007500	183.17	417.54	0.9379	1.8326	1.469	1.045	1.326	623	171.4	197.6	11.64	123.10	11.28	10.89	0.55
0.6	-8.74	-8.64	1203.9	0.0007500	186.89	418.46	0.9518	1.8275	1.479	1.064	1.335	610	171.2	191.2	11.75	121.40	11.48	10.47	0.60
0.65	-6.38	-6.28	1194.9	0.0007500	190.40	419.28	0.9649	1.8227	1.489	1.083	1.344	597	170.9	185.3	11.86	119.70	11.68	10.09	0.65
0.7	-4.15	-4.05	1186.3	0.0007500	193.74	420.03	0.9772	1.8183	1.499	1.101	1.354	586	170.5	180.0	11.96	118.20	11.88	9.73	0.70
0.75	-2.04	-1.93	1178.1	0.0007500	196.92	420.71	0.9888	1.8141	1.509	1.119	1.363	574	170.2	175.1	12.06	116.80	12.07	9.39	0.75
0.8	-0.03	0.08	1170.1	0.0007500	199.96	421.33	0.9998	1.8102	1.519	1.136	1.373	564	169.8	170.6	12.15	115.50	12.26	9.07	0.80
0.85	1.89	1.99	1162.4	0.0007500	202.88	421.89	1.0103	1.8065	1.529	1.154	1.382	554	169.4	166.4	12.24	114.20	12.45	8.77	0.85
0.9	3.72	3.83	1154.9	0.0007500	205.69	422.41	1.0204	1.8030	1.540	1.171	1.392	544	169.0	162.4	12.33	113.00	12.64	8.48	0.90
0.95	5.48	5.58	1147.6	0.0007500	208.40	422.88	1.0300	1.7996	1.550	1.188	1.402	535	168.6	158.7	12.41	111.80	12.82	8.21	0.95
1.0	7.17	7.27	1140.5	0.0007500	211.02	423.31	1.0392	1.7964	1.560	1.205	1.413	525	168.1	155.3	12.49	110.70	13.01	7.95	1.00
1.1	10.36	10.47	1126.8	0.0007500	216.03	424.07	1.0567	1.7903	1.581	1.239	1.434	508	167.2	148.8	12.65	108.60	13.39	7.46	1.10
1.2	13.34	13.46	1113.7	0.0007500	220.76	424.68	1.0730	1.7846	1.603	1.274	1.457	492	166.3	143.1	12.81	106.70	13.79	7.01	1.20
1.3	16.15	16.26	1101.0	0.0007500	225.26	425.19	1.0883	1.7792	1.624	1.31	1.481	477	165.4	137.8	12.95	104.80	14.19	6.59	1.30
1.4	18.79	18.91	1088.8	0.0007500	229.56	425.59	1.1027	1.7741	1.647	1.347	1.506	462	164.4	133.0	13.12	103.10	14.60	6.20	1.40
1.5	21.30	21.41	1076.9	0.0007500	233.68	425.89	1.1165	1.7691	1.670	1.385	1.532	448	163.4	128.5	13.23	101.50	15.03	5.83	1.50
1.6	23.68	23.80	1065.2	0.0007500	237.65	426.11	1.1296	1.7644	1.694	1.424	1.560	435	162.4	124.3	13.38	99.98	15.46	5.49	1.60
1.7	25.96	26.07	1053.8	0.0007500	241.48	426.25	1.1421	1.7597	1.719	1.465	1.590	422	161.4	120.4	13.52	98.53	15.91	5.16	1.70
1.8	28.13	28.25	1042.6	0.0007500	245.19	426.31	1.1542	1.7552	1.745	1.509	1.621	410	160.3	116.8	13.66	97.15	16.38	4.86	1.80
1.9	30.22	30.34	1031.6	0.0007500	248.79	426.31	1.1657	1.7508	1.772	1.555	1.655	398	159.3	113.3	13.81	95.82	16.86	4.57	1.90
2.0	32.22	32.34	1020.7	0.0007500	252.29	426.24	1.1769	1.7464	1.800	1.603	1.690	386	158.2	110.1	13.95	94.56	17.36	4.29	2.00
2.1	34.16	34.28	1009.9	0.0007500	255.71	426.10	1.1878	1.7421	1.830	1.655	1.728	375	157.1	107.0	14.10	93.34	17.88	4.03	2.10
2.2	36.02	36.14	999.2	0.0007500	259.05	425.90	1.1983	1.7379	1.861	1.709	1.769	364	156.0	104.0	14.25	92.17	18.42	3.78	2.20
2.3	37.82	37.94	988.6	0.0007500	262.32	425.64	1.2085	1.7336	1.894	1.768	1.813	353	154.9	101.2	14.40	91.05	18.99	3.54	2.30
2.4	39.56	39.68	978.0	0.0007500	265.52	425.33	1.2185	1.7294	1.929	1.831	1.860	343	153.8	98.5	14.55	89.96	19.58	3.31	2.40
2.5	41.25	41.37	967.5	0.0007500	268.67	424.95	1.2282	1.7251	1.967	1.898	1.911	332	152.6	95.9	14.71	88.91	20.21	3.10	2.50
2.6	42.89	43.00	957.0	0.0007500	271.77	424.51	1.2377	1.7209	2.008	1.971	1.966	322	151.5	93.4	14.87	87.89	20.87	2.89	2.60
2.7	44.48	44.59	946.4	0.0007500	274.82	424.02	1.2470	1.7166	2.052	2.050	2.026	313	150.3	91.0	15.03	86.91	21.56	2.69	2.70
2.8	46.02	46.14	935.8	0.0007500	277.84	423.47	1.2561	1.7123	2.100	2.136	2.091	303	149.1	88.6	15.21	85.96	22.29	2.50	2.80
2.9	47.53	47.64	925.2	0.0007500	280.82	422.85	1.2651	1.7079	2.153	2.230	2.163	293	147.9	86.3	15.38	85.04	23.07	2.31	2

Ek 5.A Soğutucu akışkan R22 için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları

SOĞUTUCU AKIŞKAN R-22 İÇİN KIŞ DÖNEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZ SONUÇLARI											
No	Tanım	Akışkan	Bölge	Sıcaklık T (°C)	Basınç P (kPa)	Özgül Entalpi h (kJ kg ⁻¹)	Özgül Entropi s (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	Kütle Akış Oranı m (kg h ⁻¹)	Özgül Ekserji ψ (kJ kg ⁻¹)	Ekserji Değeri Ex = m ψ (kW)	Enerji Değeri E (kW)
1	Kompresör Girişi	R-22	Doymuş buhar	0	497,60	405,37	1,7519	310,14	44,94	3,871	34,92
2	Kompresör Çıkışı	R-22	Kızgın Buhar	71,60	1729,00	442,58	1,7690	310,14	77,05	6,638	38,13
3	Kondenser Çıkışı	R-22	Doymuş Sıvı	45	1729,00	256,40	1,1873	310,14	64,22	5,532	22,09
4	Evaporatör Girişi	R-22	Sıvı- buhar karışımı	0	497,60	256,40	1,2030	310,14	59,54	5,129	22,09
5	Fan-coil girişi	Su	S.Sıvı	36,25		151,90	0,5218	2739,00	0,99	0,752	115,57
6	Fan-coil çıkışı	Su	S.Sıvı	31,25		131,00	0,4544	2739,00	0,17	0,132	99,67
7	TİD girişi	Su+Glikol	S.Sıvı	1,25		5,22	0,0188	2191,00	4,2	2,558	3,18
8	TİD çıkışı	Su+Glikol	S.Sıvı	6,25		26,23	0,0948	2191,00	2,56	1,561	15,16
-	-	R-22	Ölü Hal	25	101,325	429,30	1,9830	-	0	0	-
-	-	Su	Ölü Hal	25	101,325	104,90	0,3674	-	0	0	-

Ek 5.A (Devam) Soğutucu akışkan R22 için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları

SOĞUTUCU AKIŞKAN R-22 İÇİN YAZ DÖNEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZ SONUÇLARI											
No	Tanım	Akışkan	Bölge	Sıcaklık T (°C)	Basınç P (kPa)	Özgül Entalpi h (kJ kg ⁻¹)	Özgül Entropi s (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	Kütle Akış Oranı m (kg h ⁻¹)	Özgül Ekserji ψ (kJ kg ⁻¹)	Ekserji Değeri $Ex = m\psi$ (kW)	Enerji Değeri E (kW)
1	Kompresör Girişi	R-22	Doymuş buhar	0	497,60	405,37	1,7519	373,00	44,94	4,656	42,001
2	Kompresör Çıkışı	R-22	Kızgın Buhar	71,60	1729,00	442,58	1,7690	373,00	77,05	7,983	45,856
3	Kondenser Çıkışı	R-22	Doymuş Sıvı	45	1729,00	256,40	1,1873	373,00	64,22	6,654	26,566
4	Evaporatör Girişi	R-22	Sıvı- buhar karışımı	0	497,60	256,40	1,2030	373,00	59,54	6,169	16,566
5	Fan-coil girişi	Su	S.Sıvı	7		31,54	0,1135	2633,00	2,30	1,684	23,068
6	Fan-coil çıkışı	Su	S.Sıvı	12		52,60	0,1877	2633,00	1,25	0,915	38,471
7	TID girişi	Su+Glikol	S.Sıvı	36,25		151,90	0,5218	3292,00	0,99	0,904	138,90 4
8	TID çıkışı	Su+Glikol	S.Sıvı	31,25		131,00	0,4544	3292,00	0,17	0,159	119,79 2
-	-	R-22	Ölü Hal	25	101,325	429,30	1,9830	-	0	0	-
-	-	Su	Ölü Hal	25	101,325	104,90	0,3674	-	0	0	-

Ek 5.B Soğutucu akışkan R134a için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları

SOĞUTUCU AKIŞKAN R-134a İÇİN KIŞ DÖNEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZ SONUÇLARI											
No	Tanım	Akışkan	Bölge	Sıcaklık T (°C)	Basınç P (kPa)	Özgül Entalpi h (kJ kg ⁻¹)	Özgül Entropi s (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	Kütle Akış Oranı m (kg h ⁻¹)	Özgül Ekserji ψ (kJ kg ⁻¹)	Ekserji Değeri Ex = mψ (kW)	Enerji Değeri E (kW)
1	Kompresör Girişi	R-134	Doymuş buhar	0,00	292,80	397,20	1,7220	346,00	25,64	2,464	38,175
2	Kompresör Çıkışı	R-134	Kızgın Buhar	54,00	1160,00	430,61	1,7370	346,00	54,58	5,245	41,386
3	Kondenser Çıkışı	R-134	Doymuş Sıvı	45,00	1160,00	263,71	1,2131	346,00	43,80	4,209	25,345
4	Evaporatör Girişi	R-134	Sıvı- buhar karışımı	0,00	292,80	263,71	1,2330	346,00	37,87	3,640	25,345
5	Fan-coil girişi	Su	S.Sıvı	36,25		151,90	0,5218	2739,00	0,99	0,752	115,571
6	Fan-coil çıkışı	Su	S.Sıvı	31,25		131,00	0,4544	2739,00	0,17	0,132	99,669
7	TİD girişi	Su+Glikol	S.Sıvı	1,25		5,22	0,0188	2191,00	4,2	0,2558	3,177
8	TİD çıkışı	Su+Glikol	S.Sıvı	6,25		26,23	0,0948	2191,00	2,56	1,561	15,964
-	-	R-134	Ölü Hal	25,00	101,325	424,31	1,8990	-	0	0	-
-	-	Su	Ölü Hal	25,00	101,325	104,90	0,3674	-	0	0	-

Ek 5.B (Devam) Soğutucu akışkan R134a için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları

SOĞUTUCU AKIŞKAN R-134a İÇİN YAZ DÖNEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZ SONUÇLARI											
No	Tanım	Akışkan	Bölge	Sıcaklık T (°C)	Basınç P (kPa)	Özgül Entalpi h (kJ kg ⁻¹)	Özgül Entropi s (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	Kütle Akış Oranı m (kg h ⁻¹)	Özgül Ekserji ψ (kJ kg ⁻¹)	Ekserji Değeri Ex = mψ (kW)	Enerji Değeri E (kW)
1	Kompresör Girişi	R-134	Doymuş buhar	0,00	292,80	397,20	1,7220	416,00	25,64	2,96	45,899
2	Kompresör Çıkışı	R-134	Kızgın Buhar	54,00	1160,00	430,61	1,7370	416,00	54,58	6,31	49,759
3	Kondenser Çıkışı	R-134	Doymuş Sıvı	45,00	1160,00	263,71	1,2131	416,00	43,80	5,06	30,473
4	Evaporatör Girişi	R-134	Sıvı- buhar karışımı	0,00	292,80	263,71	1,2330	416,00	37,87	4,38	30,473
5	Fan-coil girişi	Su	S.Sıvı	7,00		31,54	0,1135	2633,00	2,30	1,684	23,068
6	Fan-coil çıkışı	Su	S.Sıvı	12,00		52,60	0,1877	2633,00	1,25	0,915	38,471
7	TID girişi	Su+Glikol	S.Sıvı	36,25		151,90	0,5218	3292,00	0,99	0,904	138,904
8	TID çıkışı	Su+Glikol	S.Sıvı	31,25		131,00	0,4544	3292,00	0,17	0,159	119,792
-	-	R-134	Ölü Hal	25,00	101,325	424,31	1,8990	-	0	0	-
-	-	Su	Ölü Hal	25,00	101,325	104,90	0,3674	-	0	0	-

Ek 5.C Soğutucu akışkan R404A için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları

SOĞUTUCU AKIŞKAN R-404A İÇİN KIŞ DÖNEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZ SONUÇLARI											
No	Tanım	Akışkan	Bölge	Sıcaklık T (°C)	Basınç P (kPa)	Özgül Entalpi h (kJ kg ⁻¹)	Özgül Entropi s (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	Kütle Akış Oranı m (kg h ⁻¹)	Özgül Ekserji ψ (kJ kg ⁻¹)	Ekserji Değeri Ex =mψ (kW)	Enerji Değeri E (kW)
1	Kompresör Girişi	R-404	Doymuş buhar	0,00	600,00	365,00	1,6240	443,00	38,42	4,728	44,915
2	Kompresör Çıkışı	R-404	Kızgın Buhar	58,00	2100,00	400,30	1,6440	443,00	67,76	8,339	49,259
3	Kondenser Çıkışı	R-404	Doymuş Sıvı	45,00	2100,00	269,80	1,2350	443,00	59,15	7,278	33,200
4	Evaporatör Girişi	R-404	Sıvı- buhar karışımı	0,00	600,00	269,80	1,2560	443,00	52,89	6,508	33,200
5	Fan-coil girişi	Su	S.Sıvı	36,25		151,9	0,5218	2739,00	0,99	0,752	115,571
6	Fan-coil çıkışı	Su	S.Sıvı	31,25		131,00	0,4544	2739,00	0,17	0,132	99,669
7	TID girişi	Su+Glikol	S.Sıvı	1,25		5,22	0,0188	1994,00	4,2	2,328	2,891
8	TID çıkışı	Su+Glikol	S.Sıvı	6,25		26,23	0,0948	1994,00	2,56	1,421	14,529
-	-	R-404	Ölü Hal	25	101,325	397,50	1,8620	-	0	0	-
-	-	Su	Ölü Hal	25	101,325	104,90	0,3674	-	0	0	-

Ek 5.C (Devam) Soğutucu akışkan R404A için yaz dönemi enerji ve ekserji
analiz sonuçları

SOĞUTUCU AKIŞKAN R-404A İÇİN YAZ DÖNEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZ SONUÇLARI											
No	Tanım	Akışkan	Bölge	Sıcaklık T (°C)	Basınç P (kPa)	Özgül Entalpi h (kJ kg ⁻¹)	Özgül Entropi s (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	Kütle Akış Oranı m (kg h ⁻¹)	Özgül Ekserji ψ (kJ kg ⁻¹)	Ekserji Değeri Ex = mψ (kW)	Enerji Değeri E (kW)
1	Kompresör Girişi	R-404	Doymuş buhar	0,00	600,00	365,00	1,6240	585,00	38,42	4,728	44,915
2	Kompresör Çıkışı	R-404	Kızgın Buhar	58,00	2100,00	400,30	1,6440	585,00	67,76	8,339	49,259
3	Kondenser Çıkışı	R-404	Doymuş Sıvı	45,00	2100,00	269,80	1,2350	585,00	59,15	7,278	33,200
4	Evaporatör Girişi	R-404	Sıvı- buhar karışımı	0,00	600,00	269,80	1,2560	585,00	52,89	6,508	33,200
5	Fan-coil girişi	Su	S.Sıvı	7,00		31,54	0,1135	2633,00	2,30	1,684	23,068
6	Fan-coil çıkışı	Su	S.Sıvı	12,00		52,60	0,1877	2633,00	1,25	0,915	38,471
7	TİD girişi	Su+Glikol	S.Sıvı	36,25		151,90	0,5218	3616,00	0,99	0,993	152,575
8	TİD çıkışı	Su+Glikol	S.Sıvı	31,25		131,00	0,4544	3616,00	0,17	0,175	131,582
-	-	R-404	Ölü Hal	25	101,325	397,50	1,8620	-	0	0	-
-	-	Su	Ölü Hal	25	101,325	104,90	0,3674	-	0	0	-

Ek 5.D Soğutucu akışkan R410A için kış dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları

SOĞUTUCU AKIŞKAN R-410A İÇİN KIŞ DÖNEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZ SONUÇLARI											
No	Tanım	Akışkan	Bölge	Sıcaklık $T (^{\circ}\text{C})$	Basınç $P (\text{kPa})$	Özgül Entalpi $h (\text{kJ kg}^{-1})$	Özgül Entropi $s (\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	Kütle Akış Oranı $m (\text{kg h}^{-1})$	Özgül Ekserji $\psi (\text{kJ kg}^{-1})$	Ekserji Değeri $Ex = m\psi (\text{kW})$	Enerji Değeri $E (\text{kW})$
1	Kompresör Girişi	R-410	Doymuş buhar	0,00	798,60	424,67	1,8228	313,00	68,30	5,939	36,923
2	Kompresör Çıkışı	R-410	Kızgın Buhar	72,00	2701,40	464,90	1,8410	313,00	103,11	8,965	40,420
3	Kondenser Çıkışı	R-410	Doymuş Sıvı	45,00	2701,40	280,70	1,2664	313,00	90,14	7,837	24,405
4	Evaporatör Girişi	R-22	Sıvı- buhar karışımı	0,00	798,60	280,70	1,2930	313,00	82,21	7,148	24,405
5	Fan-coil girişi	Su	S.Sıvı	36,25		151,90	0,5218	2739,00	0,99	0,752	115,571
6	Fan-coil çıkışı	Su	S.Sıvı	31,25		131,00	0,4544	2739,00	0,17	0,132	99,669
7	TID girişi	Su+Glikol	S.Sıvı	1,25		5,22	0,0188	2140,00	4,20	2,498	3,103
8	TID çıkışı	Su+Glikol	S.Sıvı	6,25		26,23	0,0948	2140,00	2,56	1,525	15,592
-	-	R-410	Ölü Hal	25	101,325	455,81	2,1565	-	0	0	-
-	-	Su	Ölü Hal	25	101,325	104,90	0,3674	-	0	0	-

Ek 5.D (Devam) Soğutucu akışkan R410A için yaz dönemi enerji ve ekserji analiz sonuçları

SOĞUTUCU AKIŞKAN R-410A İÇİN YAZ DÖNEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZ SONUÇLARI											
No	Tanım	Akışkan	Bölge	Sıcaklık T (°C)	Basınç P (kPa)	Özgül Entalpi h (kJ kg ⁻¹)	Özgül Entropi s (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	Kütle Akış Oranı m (kg h ⁻¹)	Özgül Ekserji ψ (kJ kg ⁻¹)	Ekserji Değeri Ex = mψ (kW)	Enerji Değeri E (kW)
1	Kompresör Girişi	R-410	Doymuş buhar	0,00	798,60	424,67	1,8228	386,00	68,30	7,324	45,534
2	Kompresör Çıkışı	R-410	Kızgın Buhar	72,00	2701,40	464,90	1,8410	386,00	103,11	11,056	49,848
3	Kondenser Çıkışı	R-410	Doymuş Sıvı	45,00	2701,40	280,70	1,2664	386,00	90,14	9,665	30,097
4	Evaporatör Girişi	R-22	Sıvı- buhar karışımı	0,00	798,60	280,70	1,2930	386,00	82,21	8,815	23,068
5	Fan-coil girişi	Su	S.Sıvı	7,00		31,54	0,1135	2633,00	2,30	1,684	23,068
6	Fan-coil çıkışı	Su	S.Sıvı	12,00		52,60	0,1877	2633,00	1,25	0,915	38,471
7	TID girişi	Su+Glikol	S.Sıvı	36,25		151,90	0,5218	3369,00	0,99	0,925	142,153
8	TID çıkışı	Su+Glikol	S.Sıvı	31,25		131,00	0,4544	3369,00	0,17	0,163	122,594
-	-	R-410	Ölü Hal	25	101,325	455,81	2,1565	-	0	0	-
-	-	Su	Ölü Hal	25	101,325	104,90	0,3674	-	0	0	-

Ek 6.A Soğutucu akışkan R22 kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri

Yaz dönemi için R-22 kullanılarak elde edilen enerji ve Ekserji Denge Sonuçları				Kış dönemi için R-22 kullanılarak elde edilen enerji ve Ekserji Denge Sonuçları			
Enerji Girişi		Enerji Çıkışı		Enerji Girişi		Enerji Çıkışı	
Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)
Enerji Dengesi				Enerji Dengesi			
Elektrik Gücü	5,3362	Fan-coil de Isı Geçişi	19,2903	Elektrik Gücü	4,4369	Fan-coil de Isı Geçişi	16,0394
Kompresör İşi	3,8554			Kompresör İşi	3,2056		
TID Isı Geçişi	15,4349			TID Isı Geçişi	12,8338		

Ekserji Dengesi	Q	w	I	Ekserji Dengesi	Q	w	I
	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)		Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)
Komponent				Komponent			
Kompresör	-	-3,8554	0,5280	Kompresör		-3,2056	0,4390
Kondenser	-19,2903	-	0,5846	Kondenser	16,0394	-	0,4857
Kısılma Valfi	-	-	0,4848	Kısılma Valfi	-	-	0,4031
Evaporatör	15,4349	-	0,7438	Evaporatör	-12,8338	-	0,2611
Fan-coil	-19,2903	-	0,3413	Fan-coil	16,0394	-	0,3553
TID	15,4349	-	0,1188	TID	-12,8338	-	0,0736
Kompresörde mekanik ve elektriksel kayıplar	-	-	1,4808	Kompresörde mekanik ve elektriksel kayıplar	-	-	1,2312

Ek 6.B Soğutucu akışkan R134a kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri

Yaz dönemi için R-134a kullanılarak elde edilen enerji ve ekserji Denge Sonuçları				Kış dönemi için R-134a kullanılarak elde edilen enerji ve ekserji Denge Sonuçları			
Enerji Girişi		Enerji Çıkışı		Enerji Girişi		Enerji Çıkışı	
Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)
Enerji Dengesi				Enerji Dengesi			
Elektrik Gücü	5,3435	Fan-coil de Isı Geçişi	19,2862	Elektrik Gücü	4,4444	Fan-coil de Isı Geçişi	16,0409
Kompresör İşi	3,8607			Kompresör İşi	3,2111		
TİD Isı Geçişi	15,4255			TİD Isı Geçişi	12,8299		

Ekserji Dengesi	Q	w	I	Ekserji Dengesi	Q	w	I
	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)		Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)
Komponent				Komponent			
Kompresör	-	-3,8607	0,5165	Kompresör		-3,2111	0,4296
Kondenser	-19,2862	-	0,5003	Kondenser	16,0409	-	0,4159
Kısılma Valfi	-	-	0,6853	Kısılma Valfi	-	-	0,5700
Evaporatör	15,4255	-	0,6443	Evaporatör	-12,8299	-	0,1787
Fan-coil	-19,2862	-	0,3406	Fan-coil	16,0409	-	0,3552
TİD	15,4255	-	0,1189	TİD	-12,8299	-	0,0739
Kompresörde mekanik ve elektriksel kayıplar	-	-	1,4828	Kompresörde mekanik ve elektriksel kayıplar	-	-	1,2333

Ek 6.C Soğutucu akışkan R404A kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri

Yaz dönemi için R-404A kullanılarak elde edilen enerji ve Ekserji Denge Sonuçları				Kış dönemi için R-404A kullanılarak elde edilen enerji ve Ekserji Denge Sonuçları			
Enerji Girişi		Enerji Çıkışı		Enerji Girişi		Enerji Çıkışı	
Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)
Enerji Dengesi				Enerji Dengesi			
Elektrik Gücü	7,9394	Fan-coil de Isı Geçişi	21,2063	Elektrik Gücü	6,0123	Fan-coil de Isı Geçişi	16,0588
Kompresör İşi	5,7363			Kompresör İşi	4,3439		
TİD Isı Geçişi	15,4700			TİD Isı Geçişi	11,7149		

Ekserji Dengesi	Q	w	I	Ekserji Dengesi	Q	w	I
	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)		Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)
Komponent				Komponent			
Kompresör	-	-5,7363	0,9685	Kompresör		-4,3439	0,7334
Kondenser	-21,2063	-	0,5820	Kondenser	16,0588	-	0,4406
Kısılma Valfi	-	-	1,0169	Kısılma Valfi	-	-	0,7701
Evaporatör	15,4700	-	1,5813	Evaporatör	-11,7149	-	0,8726
Fan-coil	-21,2063	-	0,3438	Fan-coil	16,0588	-	0,3549
TİD	15,4700	-	0,1299	TİD	-11,7149	-	0,0645
Kompresörde mekanik ve elektriksel kayıplar	-	-	2,2032	Kompresörde mekanik ve elektriksel kayıplar	-	-	1,6684

Ek 6.D Soğutucu akışkan R410A kullanılması ile elde edilen ekserji ve enerji dengesi verileri

Yaz dönemi için R-410A kullanılarak elde edilen enerji ve Ekserji Denge Sonuçları				Kış dönemi için R-410A kullanılarak elde edilen enerji ve Ekserji Denge Sonuçları			
Enerji Girişi		Enerji Çıkışı		Enerji Girişi		Enerji Çıkışı	
Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)	Tanımlama	Nominal Değer (kW)
Enerji Dengesi				Enerji Dengesi			
Elektrik Gücü	5,9703	Fan-coil de Isı Geçişi	19,7503	Elektrik Gücü	4,8412	Fan-coil de Isı Geçişi	16,0152
Kompresör İşi	4,3136			Kompresör İşi	3,4978		
TİD Isı Geçişi	15,4368			TİD Isı Geçişi	12,5174		

Ekserji Dengesi	Q	w	I	Ekserji Dengesi	Q	w	I
	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)		Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)	Nominal Değer (kW)
Komponent				Komponent			
Kompresör	-	-4,3136	0,5815	Kompresör		-3,4978	0,4716
Kondenser	-19,7503	-	0,6281	Kondenser	16,0152	-	0,5077
Kısılma Valfi	-	-	0,8499	Kısılma Valfi	-	-	0,6892
Evaporatör	15,4368	-	0,7224	Evaporatör	-12,5174	-	0,2357
Fan-coil	-19,7503	-	0,3414	Fan-coil	16,0152	-	0,3557
TİD	15,4368	-	0,1213	TİD	-12,5174	-	0,0732
Kompresörde mekanik ve elektriksel kayıplar	-	-	1,6568	Kompresörde mekanik ve elektriksel kayıplar	-	-	1,3434

KİŞ DÖNEMİ İÇİN SOĞUTUCU AKIŞKAN R-22 KULLANIMI İLE ELDE EDİLEN EKSERJİ, ENERJİ VE TERMODİNAMİK ANALİZ VERİLERİ																
							Bağıl Tersinmezlik χ (%)		Yakıt Tüketimi δ (%)		Verimlilik Kaybı ξ (%)		Ekserjetik Faktör f (%)		Enerji Verimi yada COP	İlerleme Potansiyeli
No	Komponent	Ekserji Yıkımı	Faydalı İş	P (kW)	F (kW)	Ekserji Verimi (%)	A	B	A	B	A	B	A	B		IP (W)
I	Kompresör	1,670	4,4369	2,767	4,4369	62,3556	51,41	59,23	16,75	20,00	28,24	35,34	44,51	53,12	0,85	628,7506
II	Kondenser	0,486	16,04	1,106	-0,620	56,0717	14,95	14,95	4,87	5,81	8,21	10,28	6,22	7,42		213,3469
III	Kısılma Valfi	0,403		5,129	5,532	92,7146	12,41	14,29	4,04	4,83	6,82	8,53	55,49	66,24		29,36475
IV	Evaporatör	0,261	12,83	1,258	0,997	79,2465	8,04	9,26	2,62	3,13	4,41	5,52	10,00	11,94		54,18205
V	Fan-coil Ünitesi	0,355	16,04	0,26	0,620	42,6948	10,93		3,56		6,01		6,22			203,5769
VI	TİD	0,074	12,83	0,92	0,997	92,6159	2,27		0,74		1,24		10,00			5,435626
I-IV	Isı Pompası Ünitesi	2,820		4,726	8,352	56,5857	86,80	100,00	28,29	33,76	47,68	59,67	83,78	100,00	3,615	
I-VI	Tüm Sistem	3,249		5,914	9,969	59,3249	100,00		32,59		54,93		100,00			

Ek.7A (Devam) Yaz Dönemi İçin Soğutucu Akışkan R-22 Kullanımı
İle Elde Edilen Ekserji, Enerji Ve Termodinamik Analiz Verileri

YAZ DÖNEMİ İÇİN SOĞUTUCU AKIŞKAN R-22 KULLANIMI İLE ELDE EDİLEN EKSERJİ, ENERJİ VE TERMODİNAMİK ANALİZ VERİLERİ																
							Bağıl Tersinmezlik χ (%)		Yakıt Tüketimi δ (%)		Verimlilik Kaybı ξ (%)		Ekserjetik Faktör f (%)		Enerji Verimi yada COP	İlerleme Potansiyeli
No	Komponent	Ekserji Yıkımı	Faydalı İş	P (kW)	F (kW)	Ekserji Verimi (%)	A	B	A	B	A	B	A	B		IP (W)
I	Kompresör	2,009	5,3362	3,327	5,3362	62,3556	46,91	52,56	16,75	19,18	27,07	35,34	44,51	50,94	0,85	756,1875
II	Kondenser	0,585	19,29	1,330	0,745	56,0351	13,65	13,65	4,88	5,58	7,88	10,28	6,21	7,11		257,0158
III	Kısılma Valfi	0,485		6,169	6,654	92,7146	11,32	12,68	4,04	4,63	6,53	8,53	55,49	63,52		35,31647
IV	Evaporatör	0,744	15,43	1,513	0,769	50,8363	17,37	19,46	6,20	7,10	10,02	13,09	6,41	7,34		365,6899
V	Fan-coil Ünitesi	0,341	19,29	1,11	0,769	69,2642	7,97		2,85		4,60		6,41			104,9012
VI	TİD	0,119	15,43	0,63	0,745	84,0582	2,77		0,99		1,60		6,21			18,93568
I-IV	Isı Pompası Ünitesi	3,822		5,684	10,476	54,2613	89,26	100,00	31,88	36,48	51,50	67,24	87,37	100,00	2,89	
I-VI	Tüm Sistem	4,282		7,421	11,990	61,8936	100,00		35,71		57,70		100,00			

KİŞ DÖNEMİ İÇİN SOĞUTUCU AKIŞKAN R-134 KULLANIMI İLE ELDE EDİLEN EKSERJİ, ENERJİ VE TERMODİNAMİK ANALİZ VERİLERİ																
							Bağıl Tersinmezlik χ (%)		Yakıt Tüketimi δ (%)		Verimlilik Kaybı ξ (%)		Ekserjetik Faktör f (%)		Enerji Verimi yada COP	İlerleme Potansiyeli
No	Komponent	Ekserji Yıkımı	Faydalı İş	P (kW)	F (kW)	Ekserji Verimi (%)	A	B	A	B	A	B	A	B		IP (W)
I	Kompresör	1,663	4,4444	2,781	4,44439	62,5835	51,06	58,81	19,22	23,63	39,06	54,17	51,36	63,16	0,85	622,212
II	Kondenser	0,416	16,04	1,036	0,620	59,8462	12,77	12,77	4,81	5,91	9,77	13,55	7,16	8,81		167,0153
III	Kısılma Valfi	0,570		3,640	4,209	86,4602	17,50	20,16	6,59	8,10	13,39	18,57	48,64	59,82		77,17134
IV	Evaporatör	0,179	12,83	1,176	0,997	84,7974	5,49	6,32	2,07	2,54	4,20	5,82	11,52	14,17		27,17096
V	Fan-coil Ünitesi	0,355	16,04	0,26	0,620	42,6989	10,91		4,10		8,34		7,16			203,5478
VI	TID	0,074	12,83	0,92	0,997	92,5878	2,27		0,85		1,74		11,52			5,477069
I-IV	Isı Pompası Ünitesi	2,828		3,070	7,037	43,6202	86,82	100,00	32,67	40,18	66,42	92,12	81,32	100,00	3,609	
I-VI	Tüm Sistem	3,257		4,257	8,654	49,1952	100,00		37,63		76,50		100,00			

YAZ DÖNEMİ İÇİN SOĞUTUCU AKIŞKAN R-134 KULLANIMI İLE ELDE EDİLEN EKSERJİ, ENERJİ VE TERMODİNAMİK ANALİZ VERİLERİ																
							Bağıl Tersinmezlik χ (%)		Yakıt Tüketimi δ (%)		Verimlilik Kaybı ξ (%)		Ekserjetik Faktör f (%)		Enerji Verimi yada COP	İlerleme Potansiyeli
No	Komponent	Ekserji Yıkımı	Faydalı İş	P (kW)	F (kW)	Ekserji Verimi (%)	A	B	A	B	A	B	A	B		IP (W)
I	Kompresör	1,999	5,3435	3,344	5,3435	62,5835	46,62	52,21	19,22	22,49	36,84	54,17	51,36	60,10	0,85	748,093
II	Kondenser	0,500	19,29	1,245	0,745	59,8256	11,67	11,67	4,81	5,63	9,22	13,56	7,16	8,38		201,0105
III	Kısılma Valfi	0,685		4,376	5,061	86,4602	15,98	17,90	6,59	7,71	12,63	18,57	48,64	56,93		92,78403
IV	Evaporatör	0,644	15,43	1,413	0,769	54,414	15,02	16,83	6,19	7,25	11,87	17,46	7,39	8,65		293,732
V	Fan-coil Ünitesi	0,341	19,29	1,11	0,769	69,3065	7,94		3,27		6,28		7,39			104,5482
VI	TİD	0,119	15,43	0,63	0,745	84,0404	2,77		1,14		2,19		7,16			18,97809
I-IV	Isı Pompası Ünitesi	3,829		3,691	8,890	41,5118	89,29	100,00	36,80	43,07	70,57	103,76	85,45	100,00	2,886	
I-VI	Tüm Sistem	4,289		5,427	10,405	52,1546	100,00		41,22		79,04		100,00			

KİŞ DÖNEMİ İÇİN SOĞUTUCU AKIŞKAN R-404A KULLANIMI İLE ELDE EDİLEN EKSERJİ, ENERJİ VE TERMODİNAMİK ANALİZ VERİLERİ																
							Bağıl Tersinmezlik χ (%)		Yakıt Tüketimi δ (%)		Verimlilik Kaybı ξ (%)		Ekserjetik Faktör f (%)		Enerji Verimi yada COP	İlerleme Potansiyeli
No	Komponent	Ekserji Yıkımı	Faydalı İş	P (kW)	F (kW)	Ekserji Verimi (%)	A	B	A	B	A	B	A	B		IP (W)
I	Kompresör	2,402	6,0123	-3,610	6,0123	60,0514	48,97	53,55	18,07	20,42	35,08	41,86	45,24	51,11	0,85	959,4909
II	Kondenser	0,441	16,06	1,060	-0,620	58,4565	8,98	8,98	3,31	3,75	6,44	7,68	4,66	5,27		183,0264
III	Kısılma Valfi	0,770		6,508	7,278	89,4194	15,70	17,17	5,79	6,55	11,25	13,42	54,76	61,87		81,47924
IV	Evaporatör	0,873	11,71	1,780	-0,907	50,9738	17,79	19,46	6,57	7,42	12,75	15,21	6,83	7,71		427,8054
V	Fan-coil Ünitesi	0,355	16,06	0,26	0,620	42,7463	7,24		2,67		5,18		4,66			203,2112
VI	TİD	0,064	11,71	-0,84	-0,907	92,8938	1,31		0,49		0,94		6,83			4,581513
I-IV	Isı Pompası Ünitesi	4,485		5,738	11,763	48,7795	91,45	100,00	33,75	38,13	65,51	78,16	88,51	100,00	2,670	
I-VI	Tüm Sistem	4,904		6,846	13,291	51,5095	100,00		36,90		71,64		100,00			

YAZ DÖNEMİ İÇİN SOĞUTUCU AKIŞKAN R-404 KULLANIMI İLE ELDE EDİLEN EKSERJİ, ENERJİ VE TERMODİNAMİK ANALİZ VERİLERİ																
							Bağıl Tersinmezlik χ (%)		Yakıt Tüketimi δ (%)		Verimlilik Kaybı ξ (%)		Ekserjetik Faktör f (%)		Enerji Verimi yada COP	İlerleme Potansiyeli
No	Komponent	Ekserji Yıkımı	Faydalı İş	P (kW)	F (kW)	Ekserji Verimi (%)	A	B	A	B	A	B	A	B		IP (W)
I	Kompresör	3,172	7,9394	4,768	7,9394	60,0514	46,47	49,93	18,07	19,87	33,82	41,86	45,24	49,74	0,85	1267,048
II	Kondenser	0,582	21,21	1,400	0,818	58,4409	8,53	8,53	3,32	3,65	6,21	7,68	4,66	5,13		241,8753
III	Kısılma Valfi	1,017		8,594	9,611	89,4194	14,90	16,01	5,79	6,37	10,84	13,42	54,76	60,21		107,5967
IV	Evaporatör	1,581	15,47	2,350	0,769	32,7233	23,17	24,89	9,01	9,91	16,86	20,87	4,38	4,82		1063,827
V	Fan-coil Ünitesi	0,344	21,21	1,11	0,769	69,1072	5,04		1,96		3,67		4,38			106,2159
VI	TID	0,130	15,47	0,69	0,818	84,1272	1,90		0,74		1,39		4,66			20,61989
I-IV	Isı Pompası Ünitesi	6,352		7,577	15,963	47,468	93,06	100,00	36,19	39,79	67,73	83,83	90,95	100,00	1,948	
I-VI	Tüm Sistem	6,826		9,379	17,551	53,4386	100,00		38,89		72,78		100,00			

Ek.7D Kış Dönemi İçin Soğutucu Akışkan R-410A Kullanımı İle Elde Edilen Ekserji, Enerji Ve Termodinamik Analiz Verileri

KİŞ DÖNEMİ İÇİN SOĞUTUCU AKIŞKAN R-410A KULLANIMI İLE ELDE EDİLEN EKSERJİ, ENERJİ VE TERMODİNAMİK ANALİZ VERİLERİ																
							Bağıl Tersinmezlik χ (%)		Yakıt Tüketimi δ (%)		Verimlilik Kaybı ξ (%)		Ekserjetik Faktör f (%)		Enerji Verimi yada COP	İlerleme Potansiyeli
No	Komponent	Ekserji Yıkımı	Faydalı İş	P (kW)	F (kW)	Ekserji Verimi (%)	A	B	A	B	A	B	A	B		IP (W)
I	Kompresör	1,815	4,8412	-3,026	4,8412	62,5096	49,37	55,89	14,32	16,37	23,81	28,10	38,18	43,67	0,85	680,4457
II	Kondenser	0,508	16,02	1,128	-0,620	54,9776	13,81	13,81	4,00	4,58	6,66	7,86	4,89	5,59		228,5667
III	Kısılma Valfi	0,689		7,148	7,837	91,2061	18,75	21,22	5,44	6,22	9,04	10,67	61,82	70,70		60,60676
IV	Evaporatör	0,236	12,52	1,209	-0,974	80,5089	6,41	7,26	1,86	2,13	3,09	3,65	7,68	8,78		45,94684
V	Fan-coil Ünitesi	0,356	16,02	0,26	0,620	42,6303	9,67		2,81		4,67		4,89			204,0356
VI	TİD	0,073	12,52	-0,90	-0,974	92,4855	1,99		0,58		0,96		7,68			5,498192
I-IV	Isı Pompası Ünitesi	3,248		6,459	11,085	58,2672	88,34	100,00	25,62	29,30	42,60	50,28	87,43	100,00	3,308	
I-VI	Tüm Sistem	3,676		7,624	12,678	60,1306	100,00		29,00		48,22		100,00			

YAZ DÖNEMİ İÇİN SOĞUTUCU AKIŞKAN R-410A KULLANIMI İLE ELDE EDİLEN EKSERJİ, ENERJİ VE TERMODİNAMİK ANALİZ VERİLERİ																
							Bağıl Tersinmezlik χ (%)		Yakıt Tüketimi δ (%)		Verimlilik Kaybı ξ (%)		Ekserjetik Faktör f (%)		Enerji Verimi yada COP	İlerleme Potansiyeli
No	Komponent	Ekserji Yıkımı	Faydalı İş	P (kW)	F (kW)	Ekserji Verimi (%)	A	B	A	B	A	B	A	B		IP (W)
I	Kompresör	2,238	5,9703	3,732	5,9703	62,5096	45,67	50,43	14,32	15,87	23,03	28,10	38,18	42,33	0,85	839,1439
II	Kondenser	0,628	19,75	1,391	0,763	54,8342	12,81	12,81	4,02	4,45	6,46	7,89	4,88	5,41		283,6726
III	Kısılma Valfi	0,850		8,815	9,665	91,2061	17,34	19,15	5,44	6,03	8,75	10,67	61,82	68,53		74,74188
IV	Evaporatör	0,722	15,44	1,492	0,769	51,5673	14,74	16,27	4,62	5,12	7,43	9,07	4,92	5,45		349,8658
V	Fan-coil Ünitesi	0,341	19,75	1,11	0,769	69,2559	6,97		2,18		3,51		4,92			104,9699
VI	TİD	0,121	15,44	0,64	0,763	84,0958	2,47		0,78		1,25		4,88			19,28744
I-IV	Isı Pompası Ünitesi	4,439		7,965	14,104	56,4757	90,56	100,00	28,39	31,47	45,68	55,73	90,20	100,00	2,585	
I-VI	Tüm Sistem	4,901		9,717	15,635	62,1474	100,00		31,35		50,44		100,00			

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 18.07.1980

Doğum yeri İstanbul

Lise 1995-1998 Yunus Emre Lisesi, İstanbul

Lisans 1998-2002 Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makina Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı kurumlar

2003-Devam ediyor İ.E.T.T Ayazağa Otobüs Garajı Bakım Şefi