

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

728745

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARI DİZAYNI ve
LPG'Lİ ISITMA SİSTEMLERİYLE TEKNO-EKONOMİK
KARŞILAŞTIRILMASI

Makine Mühendisi Ufuk SELVİ

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEZ YÖNETİM MERKEZİ
DOKÜMANLAMA MERKEZİ

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Olcay KINCAI

Doç. Dr. Olcay Kincay

Prof. Dr. Bahri ŞAHİD

Doç. Dr. Durraye Bilge

O. Kincay

İSTANBUL, 2002

728745

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	v
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET.....	xi
ABSTRACT.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. ÇEVRE KİRLİLİĞİ VE ENERJİ KAYNAKLARI İLİŞKİSİ.....	3
2.1 Çevresel Sorunlar.....	3
2.2 Kyoto Protokolü.....	5
2.3 Türkiye'deki CO ₂ Emisyonu.....	6
3. ISI POMPASI TEORİSİ.....	8
3.1 Soğutma Makineleri Ve Isı Pompaları.....	8
3.2 Ters Carnot Çevrimi.....	9
3.3 İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi.....	11
3.4 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi.....	14
3.5 Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	15
3.6 Buhar Sıkıştırırmalı çevrim İle Absorpsiyonlu Çevrimin Karşılaştırılması.....	18
3.7 Ters Brayton Çevrimi.....	19
3.8 Isı Pompası Performansı.....	21
3.8.1 Isı Pompası Performansını etkileyen faktörler.....	23
4. ISI POMPASINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	24
4.1 Soğutucu Akışkan Özellikleri.....	24
4.2 Doğal Akışkanlar.....	25
4.3 CFC.....	26
4.4 HCFC.....	26
4.5 HFC.....	27
4.6 Soğutucu Akışkan Seçimi.....	27
5. ISI POMPASI ÇALIŞMA DÜZENİ.....	30
6. ISI POMPALARI İÇİN KULLANILAN ISI KAYNAKLARI.....	31
6.1 Hava.....	31
6.2 Atık Hava.....	31
6.3 Yer altı Suları.....	31
6.4 Nehir ve Göller.....	31
6.5 Denizler.....	32
6.6 Atık Su.....	32

6.7	Güneş.....	32
6.8	Toprak.....	33
6.9	Yerküre ve Atmosfer Arasındaki Isı Dengesi.....	34
6.10	Jeotermal Enerji.....	34
6.10.1	Dünyada Jeotermal Enerji.....	35
6.10.2	Türkiye’de Jeotermal Enerji.....	36
6.10.3	Jeotermal Enerjinin Kullanım Problemleri ve Çözüm.....	36
6.10.4	Düşük Sıcaklıklardaki Suların Kullanılması.....	38
7.	ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI.....	40
7.1	Hava Kaynaklı Isı Pompaları.....	40
7.2	Su Kaynaklı Isı Pompaları.....	42
7.3	Toprak Kaynaklı Isı Pompaları.....	43
8.	TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI TESİSAT TIPLERİ.....	47
8.1	Kapalı Devre Tesisatlar.....	47
8.1.1	Yatay Tip Kapalı Devre.....	48
8.1.2	Dikey Tip Kapalı Devre.....	50
8.2	Açık Devre Tesisatlar.....	51
9.	TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI DİZAYNI.....	54
9.1	Isı Pompası Seçimi.....	55
9.2	Isı Kaybı Hesabı.....	55
9.3	Isı Kazancı Hesabı.....	57
9.4	Yapı Malzemelerinde Yoğuşma Prosesinin İncelenmesi.....	59
9.5	Dizayn İçin Gereken Değerler ve Tanımlar.....	62
9.6	Toprak Isı Değiştiricisini Boyutlandırma Basamakları.....	66
9.7	Tesisat Ekipman Hesapları.....	70
10.	ISITMA SİSTEMLERİNİN MALİYET ANALİZLERİ.....	73
10.1	İlk Yatırım Maliyetlerinin Karşılaştırılması.....	73
10.1.1	Toprak Kaynaklı Isı Pompası İlk Yatırım Maliyeti.....	73
10.1.2	LPG’li Isıtma Sistemi İlk Yatırım Maliyeti.....	74
10.2	Kullanılan Isı Kaynaklarına Göre Yıllık İşletme Maliyetleri.....	75
10.3	Isıtma Sistemlerinin Genel Maliyet Analizi.....	76
11.	ISI POMPALI SİSTEMLERİN ORTAYA ÇIKIŞI VE GELİŞİMİ.....	79
12.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	82
	KAYNAKLAR.....	83
	EKLER.....	84
Ek 1	Isı Kaybı Hesabı.....	84
Ek 2	LPG Tanklarının Toprak Altı ve Toprak Üstü Uygulama Ölçüleri.....	87
Ek 3	Kanal ve Duvar Geçiş Detayları.....	88
Ek 4	Dökme LPG Tankları Yerleştirme Kuralları.....	89
Ek 5	Toprak Altı Tank Katodik Koruma Uygulaması.....	91
Ek 6	Kış ve Yaz İçin Dizayn Şartları.....	92
Ek 7	Camdan Geçen Toplam Güneş Radyasyonu.....	93
Ek 8	Bütün Derece Gün Bölgeleri İçin Hesaplamalarda Kullanılacak Olan Ortalama Aylık Güneş Işınımı Şiddeti Değerleri.....	94

Ek 9	Bütün Derece Gün Bölgeleri İçin Hesaplamalarda Kullanılacak Olan Ortalama Aylık Güneş Işınımı Şiddeti Değerleri.....	94
Ek 10	Dış Sıcaklık Dereceleri.....	95
Ek 11	İç Hava Sıcaklık Değerleri.....	97
Ek 12	Bölgelere göre $A_{top}/V_{brüt}$ oranlarına bağlı olarak gereken Q' değerleri.....	98
Ek 13	Thermia Villa Eko Classic ısı pompası teknik bilgileri.....	99
Ek 14	Isısan Reflex Genleşme Deposu teknik bilgileri.....	100
Ek 15	Doymuş havanın termodinamik özellikleri.....	101
Ek 16	Mimari Proje.....	102
	ÖZGEÇMİŞ.....	109



SİMGE LİSTESİ

A : ısı kaybeden dış yüzey alanı	(m ²)
A _D : dış duvar alanı	(m ²)
A _{dsic} : düşük sıcaklıklarda iç ortamlar ile temas eden yapı elemanlarının alanı	(m ²)
AF : amortisman faktörü	(%)
A _i : “i” yönündeki toplam pencere alanı	(m ²)
A _N : binanın net kullanım alanı	(m ²)
A _p : pencere alanı	(m ²)
A _t : döşeme alanı	(m ²)
A _T : tavan alanı	(m ²)
c : suyun özgül ısısı	(kJ/kgK)
C _A : ilk yatırım maliyeti	(\$/yıl)
C _{OM} : yıllık işletme maliyeti	(\$/yıl)
C _T : yıllık toplam maliyet	(\$/yıl)
d : kalınlık	(m)
e _f : eskalasyon faktörü	(%)
FI : ısıtma için çalışma faktörü	
FS : soğutma için çalışma faktörü	
g _{i,ay} : “i” yönündeki saydam elemanların güneş enerjisi geçirme faktörü	
H : binanın özgül ısı kaybı	(W/K)
I _A : toplam ilk yatırım maliyeti	(\$)
I _{i,ay} : “i” yönündeki yüzeylerin maruz kaldığı aylık ortalama güneş ışınım şiddeti	(W/m ²)
i : yıllık nominal faiz oranı	(%)
K _D : dış duvarın ısı geçirgenlik katsayısı	(W/m ² K)
K _{dsic} : düşük sıcaklıklarda iç ortamlar ile temas eden yapı elemanlarının ısı geçirgenlik katsayısı	(W/m ² K)
KKO _{ay} : kazanç kayıp oranı	
K _p : pencerenin ısı geçirgenlik katsayısı	(W/m ² K)
K _t : döşemenin ısı geçirgenlik katsayısı	(W/m ² K)
KT : kuru termometre sıcaklığı	(°C)
K _T : tavanın ısı geçirgenlik katsayısı	(W/m ² K)
m : kütleli debi	(kg/h)
n : gidiş su sıcaklığına bağlı genleşme katsayısı	
n : sistem ömrü	(yıl)
n _h : hava değişim sayısı	(h ⁻¹)
p : su buharı kısmi basıncı	(mmss)
P _{açma} : emniyet ventili açma basıncı	(Pa)
P _e : kapalı genleşme tankı üst basıncı	
P _{eft} : kazan termostatında ayarlanan sıcaklığın karşılığı olan su buharlaşma efektif basıncı	(Pa)
P _{hst} : hidrostetik basınç	(Pa)
P _{kapama} : emniyet ventili kapama basıncı	(Pa)
P _o : kapalı genleşme tankı ön basıncı	(Pa)
p _s : su buharı doyma basıncı	(mmss)
q : ısı akısı	(kcal/m ² h)
Q' : yıllık ısıtma enerjisi sınır değeri	(kWh/m ²)
Q _{ay} : aylık ısıtma enerjisi ihtiyacı	(joule)
Q _{duy} : duyulur ısı	(W)

Q_e : elektrikli cihazlardan olan ısı kazancı	(W)
Q_{gizli} : gizli ısı	(W)
Q_H : ısıtılan ortama verilen ısı	(joule)
$Q_{i\text{ çatı}}$: çatıdan olan ısı kazancı	(W)
$Q_{i+rad\ d}$: duvarlardan iletim ve radyasyonla olan ısı kazancı	(W)
Q_{insan} : insanlardan olan ısı kazancı	(W)
Q_k : kazan ısııl gücü	(kW)
Q_L : soğutulan ortamdan çekilen ısı	(joule)
Q_{rad} : radyasyonla olan ısı kazancı	(W)
$Q_{yıl}$: yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı	(joule)
R_b : boru direnci	(mK/W)
$r_{i, ay}$: "i" yönündeki saydam yüzeylerin aylık ortalama gölgeleme faktörü	
R_s : toprak direnci	(mK/W)
t : zaman [1 ay = 86400*30s]	(s)
T_0 : çevre sıcaklığı	($^{\circ}$ C)
T_d : aylık ortalama dış sıcaklık	($^{\circ}$ C)
T_{DT} : düşük toprak sıcaklığı	($^{\circ}$ C)
T_{GS1} : ısıtma için giriş suyu sıcaklığı	($^{\circ}$ C)
T_{GSS} : soğutma için giriş suyu sıcaklığı	($^{\circ}$ C)
T_H : ısıtılan ortam sıcaklığı	($^{\circ}$ C)
T_i : aylık ortalama iç sıcaklık [20 $^{\circ}$ C]	($^{\circ}$ C)
T_L : soğutulan ortam sıcaklığı	($^{\circ}$ C)
T_m : ortalama yıllık toprak sıcaklığı	($^{\circ}$ C)
T_{YT} : yüksek toprak sıcaklığı	($^{\circ}$ C)
U : toplam ısı transfer katsayısı	(kcal/m ² h ⁰ C)
$V_{brüt}$: bina brüt hacmi	(m ³)
V_e : sistemde genleşen su miktarı	(lt)
V_h : havalandırılan hacim	(m ³)
V_n : kapalı genleşme tankı hacmi	(lt)
V_s : sistemdeki toplam su hacmi	(lt)
V_v : ön su hacmi	(lt)
W : özgül su miktarı	(lt/kW)
w : su buharı akısı	(kg/h m ²)
$W_{net, g}$: ısı pompası için harcanan güç	(kWh)
YT : yaş termometre sıcaklığı	($^{\circ}$ C)
μ : Difüzyon direnç faktörü	
λ : Isı iletim katsayısı	(kcal/h m ⁰ C)
α : ısı taşınım katsayısı	(kcal/hm ² 0C)
δ : suyun yoğunluğu	(kg/m ³)
η_{ay} : kazanç kullanım faktörü	
$(C_{OM})_{PW}$: bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti	(\$/yıl)
ϕ_d : dış hava bağıl nemi	-
$\phi_{g, ay}$: aylık ortalama güneş enerjisi kazancı	(W)
$(I_{OM})_{PW}$: bugünkü koşullarda toplam işletme maliyeti	(\$)
ϕ_i : oda tarafındaki bağıl nem	
$\phi_{i, ay}$: aylık ortalama iç kazançlar [sabit alınabilir]	(W)
$\Delta T_{eş}$: eşdeğer sıcaklık farkı	($^{\circ}$ C)

KISALTMA LİSTESİ

CFC	Kloroflorokarbon
COP	Coefficient Of Performance (Etkinlik Katsayısı)
GSYİH	Gayri Safi Yurt İçi Hasıla
HC	Hidrokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
IP	Isı Pompası
PEGÜ	Pazar Ekonomisine Geçen Ülkeler
PER	Primary Energy Ratio (Birincil Enerji Oranı)
SGP	Satınalma Gücü Paritesi
SM	Soğutma Makinesi



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1	Soğutma makinesi ve ısı pompası.....	8
Şekil 3.2	Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı.....	10
Şekil 3.3	İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi.....	12
Şekil 3.4	İdeal buhar sıkıştırmalı çevrim lnP-h diyagramı.....	14
Şekil 3.5	Gerçek buhar sıkıştırmalı çevrimin düzeni ve T-s diyagramı.....	15
Şekil 3.6	Basit absorpsiyon çevrimi ve buhar sıkıştırmalı çevrim.....	16
Şekil 3.7	Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi.....	16
Şekil 3.8	Absorpsiyon çevrimi ile motor tahrikli buhar sıkıştırmalı çevrimin karşılaştırılması.....	19
Şekil 3.9	Basit gaz akışkanlı soğutma çevrimleri.....	20
Şekil 3.10	Gaz akışkanlı soğutma çevrimi ile carnot çevriminin karşılaştırılması.....	21
Şekil 3.11	İdeal bir ısı pompasının COP değerinin, kondensasyon-eyaporasyon Sıcaklık aralığına göre fonksiyonu.....	23
Şekil 5.1	Isı pompası çalışma düzeni.....	30
Şekil 6.1	Isı kaynağı olarak güneşin kullanılması.....	33
Şekil 7.1	Hava kaynaklı ısı pompasının COP değerinin dış havaya bağlı olarak değişimi.....	41
Şekil 7.2	Hava-hava ısı pompası sistemi.....	42
Şekil 7.1	Mahal ısıtması için ısı pompası ve basınç türbininin birlikte kullanılması.....	43
Şekil 7.4	Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası.....	44
Şekil 7.5	Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası.....	45
Şekil 7.6	Toprak kaynaklı ısı pompasının şematik görünümü.....	45
Şekil 8.1	Yatay tip kapalı devre.....	47
Şekil 8.2	Dikey tip kapalı devre.....	47
Şekil 8.3	Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulama örneği.....	48
Şekil 8.4	Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası (çift borulu) uygulama örneği.....	49
Şekil 8.5	Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası (4 borulu) uygulama örneği.....	49
Şekil 8.6	Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulama örneği.....	50
Şekil 8.7	Yer altı ünitesindeki akış tipleri.....	51
Şekil 8.8	Açık devre.....	52
Şekil 8.9	Açık devre.....	52
Şekil 8.10	Toprakaltı ısı değiştiricisinin yerleştiriliş şekli.....	53
Şekil 8.11	Toprakaltı ısı değiştiricisi ve ısı pompası bağlantı şeması.....	53
Şekil 9.1	Toprak sıcaklığı değişimi.....	63
Şekil 9.2	Çeşitli derinlikler ve değişik toprak cinsleri için sıcaklık değişimi.....	64
Şekil 11.1	Avrupa'da ilk ısı pompası pazarı gelişimi.....	79
Şekil 11.2	Avrupa ülkelerindeki ısı pompası satışları.....	80

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1	Temel CO ₂ göstergelerde Türkiye'nin sıralaması.....	6
Çizelge 2.2	1990 yılına göre Toplam CO ₂ emisyon değişimi.....	6
Çizelge 2.3	Ek 1 ülkeleri.....	7
Çizelge 2.4	Ek 2 ülkeleri.....	7
Çizelge 3.1	Evaporasyon sıcaklığı 0°C ve kondensasyon sıcaklığı 50°C olan farklı ısı pompası tipleri için COP ve PER değerleri.....	22
Çizelge 4.1	Soğutucu akışkan tablosu.....	29
Çizelge 6.1	Yaygın olarak kullanılan ısı kaynakları.....	33
Çizelge 6.2	Jeotermal akışkanların sıcaklıklarına göre değerlendirilmesi.....	35
Çizelge 6.3	Türkiye'deki bazı önemli jeotermal alanların rezervuar sıcaklıkları.....	37
Çizelge 6.4	Isı pompası kaynaklarının karşılaştırılması.....	39
Çizelge 7.1	Üç tip ısı pompasının karşılaştırılması.....	46
Çizelge 9.1	Toprak direnci değerleri.....	65
Çizelge 9.2	Boruların direnç değerleri.....	66
Çizelge 9.3	Açılacak delik için minimum çaplar.....	70
Çizelge 9.4	Genleşme katsayısı değerleri.....	71
Çizelge 9.5	Hidrostatik basınç değerleri.....	71
Çizelge 9.6	Kazan çıkış sıcaklığına uyan buhar basıncı değerleri.....	71
Çizelge 10.1	Toprak kaynaklı ısı pompası ilk yatırım maliyet tablosu.....	73
Çizelge 10.2	LPG yakıtlı kombi teknik bilgileri.....	74
Çizelge 10.3	LPG'li ısıtma sistemi ilk yatırım maliyet tablosu.....	74
Çizelge 10.4	Maliyet analizi tablosu.....	78

ÖNSÖZ

Toprak kaynaklı ısı pompası ve LPG'li konvansiyonel ısıtma sistemlerinin karşılaştırılması yapılan bu çalışmada, İstanbul'da bir villa için toprak kaynaklı ısı pompası dizayn edilmiştir. Tekno-ekonomik karşılaştırma sonucu elde edilen bulgular ve çevreye olan etkiler, sonuçlar kısmında belirtilmiştir.

Çevreye duyarlı, ekonomik ve dış bağımlılığı azaltacak yeni teknolojiler geliştirilmeli ve desteklenmelidir. Bu özellikleri sağlayan bir teknoloji olan ısı pompaları, bu çalışmanın odak noktasını oluşturmaktadır.

Bu çalışma süresince benden yardımlarını esirgemeyen, başta danışmanım Doç.Dr. Olcay Kıncay olmak üzere, Yeşil Çizgi Isı Teknikleri Firması teknik personeline şükranlarımı sunarım.



ÖZET

Isı pompaları, ısı kaynaklarına ve termodinamik çevrimlere göre sınıflandırılmış ve İstanbul'da bir ev için toprak kaynaklı ısı pompası dizayn edilerek bütün basamaklar kısaca tanımlanmıştır. Bu ısı pompası uygulamasının, LPG'li konvansiyonel ısıtma sistemleriyle karşılaştırılmasından sonra sonuçlar ekonomik ve çevresel olarak incelenmiştir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının kurulum maliyetleri yüksek olmasına rağmen, uzun vadede, enerji kaynakları ve düşük bakım maliyetleri nedeniyle %14 daha ucuzdur.

Konvansiyonel ısıtma sistemleri, atmosferde CO₂, CH₄ gibi sera gazlarına neden olmaktadır ve yüksek CO₂ seviyeleri, iklim değişikliğiyle sonuçlanan ortalama sıcaklıkta önemli artışlara yol açmaktadır. Kyoto Protokolü, iklim değişikliğinin etkilerini azaltmak için daha az sera gazı talebinde bulunmaktadır. Bu, fosil kaynaklı yakıtlarımızı daha dikkatli ve daha verimli kullanmak zorunda olduğumuz anlamına gelmektedir.

Evsel ve endüstriyel ısı pompalarının kullanımı sonucu global CO₂ emisyonunun %6'sı azaltılabilmektedir.

Anahtar Kelimeler: termodinamik çevrimler, konvansiyonel ısıtma, ısı pompası, toprak kaynaklı, sera gazları, fosil yakıtlar.

ABSTRACT

Heat pumps were classified according to their heat sources and thermodynamic cycles. Ground source heat pump was designed for a house that is in İstanbul and every step was briefly described. After the comparison of this heat pump application and conventional heating systems (with LPG), the consequences were examined as economical and environmental.

Although the installation costs of ground source heat pumps are high, in the long term, they are %14 cheaper because of low maintenance costs and their energy sources.

Conventional heating systems induce greenhouse gases such as CO₂ and CH₄ in the atmosphere and high CO₂ levels cause a significant increase in average temperature, resulting in climate change. The Kyoto Protocol demands less greenhouse gas emissions in order to reduce the consequences of the climate change. This means that we have to use fossil fuels carefully and more efficiently.

The use of residential and industrial heat pumps can be reduced %6 of the global CO₂ emissions.

Key Words: thermodynamic cycles, conventional heating, heat pump, ground source, greenhouse gases, fossil fuels.

1. GİRİŞ

Çevre sorunlarının ve kirliliğinin büyük bir bölümünde, enerji kaynaklarının kullanımı, diğer bir ifade ile enerji üretimi, çevrimi, iletimi ve tüketimi, endüstrinin bıraktığı atıklar, taşıtların egzoz gazlarındaki kirleticiler ve özellikle kentsel alanlarda, konutlardaki ısıtma ihtiyacını karşılamak üzere tüketilen enerjinin atık ürünleri etkili olmaktadır.

Hava, su ve toprak kirliliğine neden olan bu zararlı maddeler ekolojik dengede olumsuz değişiklikler meydana getirmekte, canlı ve cansız varlıklar üzerinde zararlı etkiler yapmaktadır.

Bütün bunların yanında, çevre kirliliğinin küresel boyutu da göz önünde tutulmalıdır. Başta fosil yakıtların kullanımı olmak üzere çeşitli insan etkinlikleriyle atmosfere verilen karbondioksit ve diğer sera gazı emisyonlarındaki hızlı artış sonucu kuvvetlenen “sera etkisi”; kloroflorokarbonların ve halonların kullanılmasıyla ilişkili “ozon tabakasının incelmeye”, sırasıyla küresel ısınmaya ve yeryüzüne ulaşan ultraviyole ışınların artmasına neden olmaktadır. Bunun sonucunda da doğal bitki örtüsü ve diğer canlı türleri yok olarak ekolojik denge bozulmakta; kara ve deniz buzulları eriyerek deniz seviyesi yükselmesi gibi tehlikeler gündeme gelmektedir.

Bu nedenle, tüm ülkelerde kükürt oksitleri, azot oksitleri, partikül madde vb kirletici parametrelerin ve emisyonların yayılmasını azaltmak amacıyla yasa ve yönetmelikler çıkartılmakta, uluslararası anlaşmalar yapılmakta, önlem teknolojileri geliştirilmekte ve yeni enerji üretim teknolojileri konusunda araştırma-geliştirme çalışmaları sürdürülmektedir.

Ekonomik ve sosyal kalkınmanın gerektirdiği enerjiyi herhangi bir darboğaza düşmeden, en ekonomik maliyetlerle ve çevreyi koruyarak karşılamak gerekmektedir. Nitekim, yedinci beş yıllık kalkınma planında bu husus, “Enerji sektöründe temel amaç, artan nüfusun ve gelişen ekonominin enerji ihtiyaçlarının sürekli ve kesintisiz bir şekilde ve mümkün olan en düşük maliyetlerle karşılanabilmesidir. “Sektörde azalan doğal kaynaklar, artış göstermesi beklenen maliyetler ve büyüyen talep göz önüne alınarak, uzun dönemde güvenilir ve düşük maliyetli bir enerji arz sisteminin kurulması esastır. Bu doğrultuda yurt içi enerji kaynaklarının geliştirilmesi ve tüketimindeki payı zamanla artacak, ithal kaynakların temini için gerekli projeler başlatılacak, ürün bazında ve kaynak ülke bazında çeşitlendirmeye gidilecektir” ve “Yurtiçi enerji kaynaklarının miktar ve kalite olarak yetersiz ve yüksek maliyetli olması, ithal enerji kaynakları için gerekli döviz ihtiyacı, aşırı enerji kullanımının çevre sorunu yaratması gibi nedenlerden dolayı, sanayide ve toplumsal yaşamın her kesiminde enerji yoğunluk

değerlerinin aşağıya çekilmesi, verimliliğin artırılması ve tasarruf programlarının hayata geçirilmesi sağlanacaktır” şeklinde ifade edilmiştir. (Tezcan, 1997)

Öte yandan, enerjinin üretimi, çevrimi, iletimi ve tüketiminden kaynaklanan çevresel sorunlar ve çevrenin korunması konusu dünya ülkelerinin enerji politikaları ve programları içinde giderek daha ağırlıklı biçimde dikkate alınmaya başlanmıştır. Buna paralel olarak, Türkiye'nin hızla büyüyen enerji ihtiyacının ucuz olarak karşılanmasının yanı sıra çevre kirliliğinin de kontrol altına alınması gittikçe daha fazla önem kazanmaktadır.

Enerji kaynaklarının pahalılaşması, kıtlaşması; enerji, sanayi ve ulaştırma sektörlerinden doğan kirlenmeler dünyada olduğu gibi ülkemizde de çevreyi korumaya yönelik önlemlerin alınmasını gerekli kılmıştır. Enerji politikalarının esas amacı, sosyo-ekonomik gelişmeyi kuvvetlendirirken aynı zamanda çevreyi korumak ve iyileştirmek olduğundan, dünya ülkeleri enerji politikaları ve programları içinde giderek daha ağırlıklı bir şekilde göz önüne alınmaya başlanan çevre konusunda ülkemiz diğer ülkelere paralel bir görüşle yaklaşmakta, çevrenin korunarak iyileştirilmesi gerekliliğine inanmakta, çevre kirliliğini ve sera gazı emisyonlarını azaltıcı çeşitli faaliyetlerde bulunmakta ve önlemler almaktadır.

Enerji politikasında, enerji ve sosyo-ekonomik gelişme ile birlikte çevrenin de dikkate alınması öngörüldüğünden, enerji güvenliği, ekonomik büyüme ve çevrenin korunması hedefleri arasında denge sağlanması gerekmektedir. Bundan dolayı, ülkemizin çevresel kirlenmenin azaltılmasına olan katkısını, enerji, endüstri ve ekonomiye ilişkin gelişme ihtiyacımızla sınırlı olması zorunludur. Bu husus, ülkemizin enerjiye ilişkin faaliyetlerinde göz önünde tutulmalı ve çevreyi koruyucu önlemlerin alınmasına önem verilmekle birlikte, anılan önlemlerin, enerji ve endüstri alanlarında gelişmekte olan ihtiyaçlarımızın karşılanmasını ve sosyo-ekonomik kalkınmamızı engellememesine dikkat edilmelidir. (Tezcan, 1997)

Çevreye olan zararlı etkileri konvansiyonel sistemlere göre daha az olan ısı pompalı sistemlerin özellikleri, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin dizayn aşamaları, maliyet analizi ve LPG'li ısıtma sistemleriyle karşılaştırılması, bu çalışmanın konusunu oluşturmaktadır.

2. ÇEVRE KİRLİLİĞİ VE ENERJİ KAYNAKLARI İLİŞKİSİ

2.1 Çevresel Sorunlar

Son yıllardaki teknolojik gelişmeye ek olarak hızla gelişen sanayileşme ve nüfus artışı, dünyadaki doğal kaynakların azalmasına, çevrenin kirlenmesine ve dünyayı saran alt atmosferin kimyasal bileşiminin değişmesine kadar önemli çevre sorunlarının ortaya çıkmasına yol açmıştır. İnsan kaynaklı kirliliğin yol açtığı zararların önemi biraz geç olmakla beraber fark edilince, çevre sorunları dünyanın en önde gelen sorunlarından biri haline gelmiştir. Çevresel sorunlar arasında en çok bilinenler, asit çökmesi, stratosferik ozon seyrelmesi ve sera etkisidir.

Fosil yakıtların yakılmasıyla ortaya çıkan asitler, atmosferde büyük mesafeler boyunca taşınırlar ve en küçük asidik değişimlerden bile etkilenen ekosistemlerde çökme yoluyla birikirler. Asit çökelmelerinin nedeni, atmosferde su ve oksijen ile reaksiyona girerek sülfürik ve nitrik asit oluşturan SO₂ ve NO_x gazlarına bağlanmaktadır. Enerji ile ilgili bazı aktiviteler asit çökmesinin en önemli nedenlerinden biridir. Örneğin, elektrik üretiminde, evsel ısınma ve endüstriyel enerji kullanımı yoluyla SO₂ emisyonlarının %80'i oluşmaktadır. (Kıncay ve Temir, 2002)

Bir diğer çevresel sorun olan ozon tabakasındaki seyrelmenin sebebi olarak CFC, halojenik bileşikler (klorlanmış ya da bromlanmış bileşikler) ve NO_x emisyonları gözükmektedir. Stratosferdeki ozon seyrelmesi sonucu yeryüzüne gelen morötesi ışınlar tehlikeli seviyelere ulaşmakta ve sonuçta deri kanserine, göz hasarlarına ve birçok biyolojik türün zarar görmesine yol açmaktadır. (Kıncay ve Temir, 2002)

Son olarak, iklim değişikliğinden kaynaklanan sorunlar gün geçtikçe belirginleşmekte ve küresel düzeyde sera gazlarının sınırlandırılması ile ilgili hususları gündeme getirmektedir.

Dünya; doğal olarak atmosferde bulunan su buharı, CO₂ ve diğer az miktarda bulunan sera gazları nedeniyle sıcaklık kontrol sistemine sahiptir. Atmosferdeki sera gazları, iklim sistemleri için kritik önemi olan gazlardır. Güneş ışınlarının ortalama olarak 1/3'ü dünyaya çarparak uzaya geri dönerler. Geri kalan ışınların az bir kısmı atmosfer, büyük bir kısmı da kara ve okyanuslar tarafından absorbe edilir. Dünya yüzeyi ısınarak kızıl ötesi radyasyon yayar. Sera gazları kızıl ötesi radyasyonu tutar ve atmosferin ısınmasına neden olur. Doğal olarak oluşan sera gazları; su buharı, CO₂, ozon, metan ve nitroz oksittir ve bunlar doğal olarak sera etkisi yaratır. Ancak insan aktiviteleri atmosferdeki sera gazı düzeyinin artmasına sebep olmaktadır. 19.yüzyıldan itibaren ortalama küresel yüzey sıcaklığının 0.3°C ile 0.6°C

arasında arttığı, son 40 yılda ise 0.2⁰C ile 0.3⁰C arasında bir artış olduğu, 1960'tan itibaren günümüze kadar olan periyot son yılların en sıcak dönemi olarak tespit edilmiştir. (Bahadır ve Kökçam, 2002)

İnsanoğlunun sebep olduğu sera gazı emisyonlarının 21.yüzyılın ve daha sonraki dönemin iklim değişimine yön vereceği beklenmektedir. Bilim adamları iklim değişikliğinin çeşitli sosyo-ekonomik sektörler üzerindeki direkt etkisini araştırmışlardır. İklim ve iklim değişikliğinin anlaşılması yönünde önemli bir gelişme kaydedildiği halde, iklim değişikliğinin lokal ve bölgesel düzeyde meydana getireceği etkiler belirsizlik içermektedir.

Atmosferde doğal dengede bulunan CO₂ stokuna her yıl tonlarca eklenen CO₂ emisyonu bu dengeyi bozmaktadır. Bilimsel çevrelerce atmosferde denge halinde bulunan CO₂ ve diğer sera gazlarının kısmi olarak değişmesi durumunda bile direkt olarak aşağıda belirtilen etkilerin olacağı tahmin edilmektedir.

- CO₂ ve diğer sera gazlarının şimdiki artış trendinin devam etmesi durumunda, CO₂ emisyonunun 2100 yılında sanayi öncesi seviyesinin iki katına ulaşması beklenilmektedir.
- CO₂ ve diğer sera gazı emisyonlarının iki katına ulaşması durumunda, ortalama küresel sıcaklığın yaklaşık olarak 1⁰C ila 4.5⁰C arasında artacağı tahmin edilmektedir.

Dünyadaki kıtaların % 20'sini kaplayan dağlar, akarsuların önemli ölçüde su kaynağı konumunda bulunmaktadır. Paleolojik kayıtlar, geçmişteki küresel ısınmanın etkisiyle dağ ve vejetasyonunun yükseklerle doğru kaydığını, bunun sonucu olarak da bazı türlerin ve eko sistemlerin yok olduğunu ortaya koymaktadır. Küresel ısınmanın ortalama olarak artması dağ eko sistemlerinde benzer sonuçlar doğuracaktır. Aynı şekilde yağıştaki olası değişiklikler toprak yapısı ile tarım, turizm, hidrolik santraller gibi bazı sosyo-ekonomik aktiviteleri etkileyebilecektir.

- Küresel ısınma sonucunda buzulların erimesi ve okyanusların termal genişlemesi gibi nedenlerle deniz seviyesinde 20-140 cm'lik artışlar söz konusu olabilecektir.

Dünyanın en fakir ülkelerinden olan Bangladeş, aynı zamanda deniz seviyesi yükselmesine en hassas ülkelerden birisidir. Nüfusun büyük bir bölümü fırtınayla yükselen deniz dalgalarından etkilenmektedir. İklim değişikliğinden dolayı deniz seviyesinin 1.5 m yükselmesi durumunda ise yüzölçümünün % 16'sına tekabül eden 22.000 km² alanın, nüfusun % 15'ine tekabül eden 17 milyon insanın etkileneceği tahmin edilmektedir. (Bahadır ve Kökçam, 2002)

2.2 Kyoto Protokolü

Kyoto Protokolü, gelişmiş ülkelerin 2000 yılındaki sera gazı emisyonlarını 1990 yılı seviyesinde tutmak için İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi'nin yetersiz olduğunun kabul edilerek, yükümlülüklerin daha sıkı hale getirilmesi ve yasal bağlayıcı bir belge olması amacıyla hazırlanmıştır.

Birinci taahhüt dönemi olan 2008-2012 döneminde Protokole göre, Ek-I listesinde yer alan ülkeler, birinci taahhüt dönemi sonunda toplam sera gazı emisyon miktarını 1990 yılı seviyesinin en az % 5 altına indirmekle yükümlüdürler. Protokol 16 Mart 1998 ile 15 Mart 1999 tarihleri arasında imzaya açık kalmıştır. Bugüne kadar çoğunluğunu ada devletlerin oluşturduğu 84 ülke tarafından imzalanmış ve bu devletlerden 32 tanesi tarafından onaylanmıştır. (Bahadır ve Kökçam, 2002)

Kyoto Protokolü henüz yürürlüğe girmemiştir. Yürürlüğe girebilmesi için 1990 yılında hesaplanan toplam CO₂ emisyon miktarının en az % 55'inden sorumlu Ek-I ülkelerinin içinde yer alacağı 55 ülke tarafından onaylanması gerekmektedir. Bu koşul çerçevesinde, Ek-I ülkelerinin 1990 yılı toplam CO₂ emisyonunun % 36.1'inden sorumlu olan Amerika Birleşik Devletleri Protokolün yürürlüğe girmesi için kilit ülke konumunda yer almaktadır.

Montreal Protokolü ile denetlenmeye tüm sera gazları İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi'nin kapsamına alınmıştır. Kyoto Protokolü ile ilk etapta 6 sera gazının toplam emisyonuna sınırlama getirilmiştir. Bu gazlar:

- Karbon dioksit (CO₂)
- Metan (CH₄)
- Nitröz oksit (N₂O)
- Kükürt hekzaflorid (SF₆)
- Perflorokarbonlar (PFC_s)
- Hidroflorokarbonlar (HFC_s)

Ek-2 ülkeleri Protokol kapsamında sınırlama getirilen altı sera gazı toplam emisyonlarını 2008-2012 döneminde 1990 yılı seviyesinin en az % 5 altına indireceklerdir. Kyoto'nun yapılan Konferansta taraf ülkelerin yoğun müzakereleri sonucunda:

- Avrupa Birliği, İsviçre, Orta ve Doğu Avrupa ülkeleri % 8 azaltım,
- ABD % 7 azaltım,
- Japonya, Ukrayna ve Yeni Zelanda sabit kalan emisyon,
- Norveç % 1 artış,

- Avustralya % 8 artış,
- İzlanda % 10 artış

hedefleri belirlenmiş olup, gelişme yolundaki ülkeler de gönüllü olarak sayısal sera gazı emisyon azaltım hedefi verebileceklerdir. (Bahadır ve Kökçam, 2002)

2.3 Türkiye'deki CO₂ Emisyonu

1998 yılı temel CO₂ göstergeleri açısından Türkiye Dünya ülkeleri arasında, toplam CO₂ emisyonunda 24., kişi başına düşen CO₂ emisyonu açısından 76., CO₂ emisyonun gayri safi yurt içi hasılaya oranında 71. ve satın alma gücü paritesi dahil gayri safi yurt içi hasılanın CO₂'ye oranında ise 81. Sırada olduğu Çizelge 2.1'de görülmektedir. Türkiye'nin toplam CO₂ emisyon miktarı hariç diğer göstergelerde alt sıralarda yer aldığı bu nedenle gelişmiş ülkelerle birlikte değerlendirilmesi doğru değildir.

Çizelge 2.1 Temel CO₂ Göstergelerde Türkiye'nin Sıralaması (Bahadır ve Kökçam, 2002)

	1995	1996	1997	1998
Top. CO ₂ Emisyonu	25	25	23	24
CO ₂ / Nüfus	80	79	75	76
CO ₂ / GSYİH	63	71	70	71
CO ₂ /GSYİH (SGP)	81	84	81	81

Küresel düzeyde CO₂ emisyonununun 1990 yılından 1998 yılına kadar alınan tüm önlemlere rağmen tüm dünyada % 6 oranında bir artış olduğu, Ek-II ülkelerinde ise bu artışın yaklaşık olarak % 7 olduğu ve Pazar Ekonomisine Geçen Ülkeler de ise yaklaşık % 34'lük bir azaltım olduğu, bu indirime bağlı olarak Ek-I ülkelerinde % 4.4'lük bir azaltım meydana geldiği çizelge 2.2'de görülmektedir.

Çizelge 2.2 1990 Yılına Göre Toplam CO₂ Emisyon Değişimi (Bahadır ve Kökçam, 2002)

	1990	1998	90/98 (%)
Dünya	21246	22525	6.0
Ek-I Ülkeleri	14003	13384	-4.4
Ek-II Ülkeleri	10081	10792	7.1
PEGÜ (Pazar Ekonomisine Geçen Ülkeler)	3922	2592	-33.9

Çizelge 2.3 Ek 1 ülkeleri

Avustralya	Estonya*	Latvia*	İspanya
Avusturya	Finlandiya	Litvanya*	İsveç
Beyaz Rusya*	Fransa	Lüksemburg	İsviçre
Belçika	Almanya	Hollanda	Türkiye
Bulgaristan*	Yunanistan	Yeni Zelanda	Ukrayna*
Kanada	Macaristan*	Norveç	İngiltere
Çek Cumhuriyeti*	İzlanda	Polonya*	ABD
Slovakya*	İrlanda	Portekiz	
Danimarka	İtalya	Romanya*	
Avrupa Topluluğu	Japonya	Rusya Federasyonu*	

* Pazar Ekonomisine Geçen Ülkeler

Çizelge 2.4 Ek 2 ülkeleri

Taraf Ülke	Sayısal emisyon sınırlandırma taahhütleri (%)	Taraf Ülke	Sayısal emisyon sınırlandırma taahhütleri (%)
Avustralya	108	Litvanya*	92
Avusturya	92	Lüksemburg	92
Belçika	92	Monako	92
Bulgaristan*	93	Hollanda	92
Kanada	94	Yeni Zelanda	100
Hırvatistan	95	Norveç	101
Çek Cumhuriyeti*	92	Polonya*	94
Danimarka	92	Portekiz	92
Estonya*	92	Romanya*	92
Avrupa Topluluğu	92	Rusya Federasyonu*	100
Finlandiya	92	Slovakya*	92
Fransa	92	Slovenya	92
Almanya	92	İspanya	92
Yunanistan	92	İsveç	92
Macaristan*	94	İsviçre	92
İzlanda	110	Ukrayna*	100
İrlanda	92	İngiltere	92
İtalya	92	ABD	93
Japonya	94	Latvia*	92
Lihtenştayn	92		

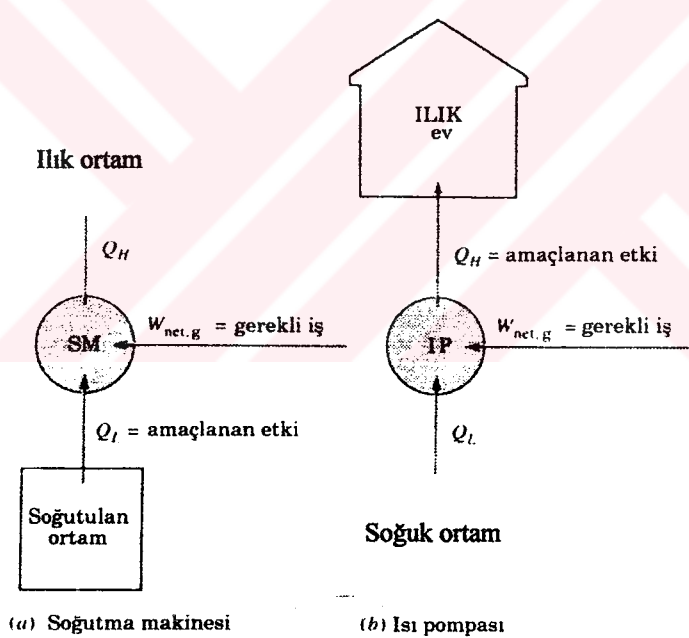
* Pazar Ekonomisine Geçen Ülkeler

3. ISI POMPASI TEORİSİ

3.1. Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları

Isı geçişinin azalan sıcaklık yönünde, başka bir deyişle sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama olduğu, bilinen bir gerçektir. Bu yönde ısı geçişi doğada kendiliğinden olur. Fakat bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi kendiliğinden olamaz, bunun bir soğutma makinesi aracılığıyla yapılması gerekir.

Soğutma makineleri bir çevrime göre çalışır, soğutma çevrimlerinde dolaşan akışkanlara da soğutucu akışkan adı verilir. Bir soğutma makinesinin genel çizimi Şekil 3-1a'da gösterilmiştir. Burada Q_L , soğutulan ortamdan çekilen ısı, Q_H ise daha sıcak ortama verilen ısıdır. T_L soğutulan ortamın sıcaklığı, T_H ısı verilen ortamın sıcaklığı ve $W_{net,g}$ çevrimde dolaşan akışkan üzerinde yapılması gereken sıkıştırma işini göstermektedir.



Şekil 3.1 Soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdan ısı çekmektir (Q_L); ısı pompasının amacı ılık ortama ısı vermektir (Q_H). (Çengel ve Boles, 2000)

Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, ısı pompası aracılığıyla da gerçekleştirilebilir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrime göre çalışırlar, fakat kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makinesinin amacı çevre sıcaklığından daha düşük sıcaklıkta olan bir ortamdan ısı çekerek, ortamı düşük sıcaklıkta tutmaktır. Daha yüksek sıcaklıktaki ortama ısı verilmesi sadece çevrimin tamamlanabilmesi için gerekli olan

bir işlemdir. Isı pompasının amacı ise, ısıtılan bir ortamı istenen sıcaklıkta tutmaktır. Bunun için düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan çekilen ısı, daha yüksek sıcaklıktaki ortama verilir. Örneğin, ısı çekilen kaynak, kuyu suyu veya soğuk dış hava, sıcak ortam ise bir evin içi olabilir (Şekil 3-1b).

Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının ısıl değerlendirilmesi, etkinlik katsayısı (COP) ile yapılır. Etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{soğutma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,g}}} \quad (3.1)$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{ısıtma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net,g}}} \quad (3.2)$$

Hem COP_{SM} , hem de COP_{IP} 'nin değeri 1'den büyüktür. 3.1 ve 3.2 numaralı denklemler karşılaştırıldığı zaman, belirli Q_L ve Q_H değerleri için,

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \text{COP}_{\text{SM}} + 1 \quad (3.3)$$

olduğu görülür. Bu bağıntı ısı pompasının etkinlik katsayısının 1'den büyük olduğunu göstermektedir, çünkü COP_{SM} her zaman sıfırdan büyüktür. Başka bir deyişle, bir ısı pompası en kötü durumda bir elektrikli ısıtıcının etkinliğinde olacak, tükettiği elektrik kadar ısıl enerji sağlayacaktır. Bununla birlikte gerçek uygulamada Q_H 'nin bir bölümü borulardan ve kanallardan çevreye geçebilir ve dış hava sıcaklığı çok düşük olduğu zamanlarda ısı pompasının etkinlik katsayısı 1'in altına düşebilir. Bu durum gerçekleştiğinde ısı pompası, elektrikli ısıtıcı gibi çalıştırılır.

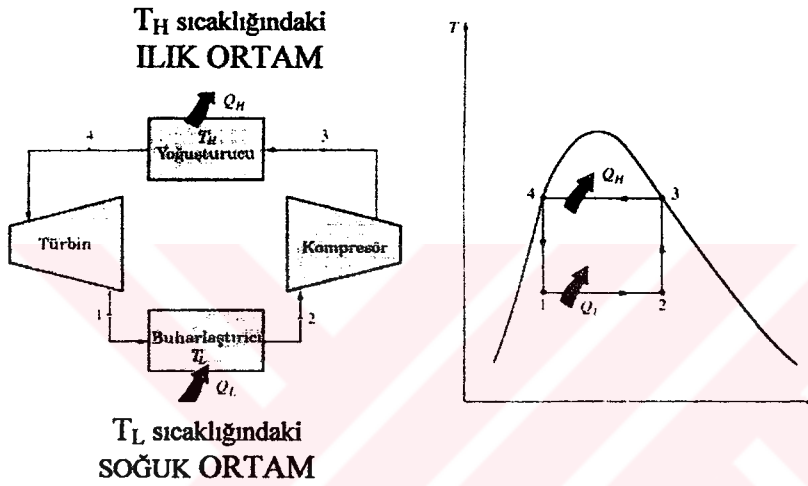
Bir soğutma sisteminin soğutma kapasitesi, soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı diye tanımlanır ve çoğu kez ton soğutma birimiyle ifade edilir. Bir ton soğutma, 0°C sıcaklıkta 1 ton (2000 libre, lbm) suyu 24 saatte 0°C sıcaklıkta bir ton buza dönüştürmek için çekilmesi gereken ısıl enerjiye eşittir. Bir ton soğutma 211 kJ/dakika veya 200 Btu/dakika'ya eşdeğerdir. 200 m² kullanma alanı olan bir evin soğutma yükü yaklaşık olarak 3 ton (10 kW) dolaylarındadır. (Çengel ve Boles, 2000)

3.2. Ters Carnot Çevrimi

Tersinir bir çevrim olduğu için, Carnot çevrimini oluşturan hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilir. Hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesi, ısı ve iş etkileşimlerinin yönlerinin değişmesi anlamına gelir. Sonuç, ters Carnot çevrimi adı verilen çevrimdir. Ters

Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompası, Carnot soğutma makinesi veya Carnot ısı pompası diye bilinir.

Bir soğutucu akışkanın doyma bölgesi içinde gerçekleşen ters Carnot çevrimi ele alınsın (Şekil 3.2). 1-2 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkana, T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdaki, sabit sıcaklıkta Q_L miktarında ısı geçişi olur.



Şekil 3.2 Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı.(Çengel ve Boles, 2000)

Akışkan daha sonra izantropik bir hal değişimiyle 3 haline sıkıştırılır ve hal değişimi sonunda sıcaklığı T_H olur. 3-4 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkandan T_H sıcaklığındaki ortama, sabit sıcaklıkta ısı geçişi olur ve daha sonra akışkan, 1 haline izantropik olarak genişleyerek çevrimi tamamlar. 4-1 hal değişimi sonunda akışkanın sıcaklığı T_L olur. 3-4 hal değişimi sırasında soğutucu akışkan, yoğusturucuda doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşür.

Carnot soğutma makinesinin ve Carnot ısı pompasının etkinlik katsayıları:

$$COP_{SM,Carnot} = \frac{1}{T_H / T_L - 1} \quad (3.4)$$

$$COP_{IP,Carnot} = \frac{1}{1 - T_L / T_H} \quad (3.5)$$

Her iki etkinlik katsayısının da, sıcaklık aralığı azaldıkça, başka bir deyişle T_L yükseldikçe veya T_H düştükçe yükseldiği not edilmelidir.

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısıl enerji deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Bu nedenle soğutma makineleri ve ısı pompaları için ideal çevrim olarak önce Carnot çevriminin incelenmesi doğaldır. Uygulanabilir olması durumunda Carnot çevriminin ideal çevrim olarak seçilmesi gerekir, fakat bazı nedenlerle Carnot çevriminin uygulamaya aktarılması olanaksızdır.

Isı geçişinin olduğu iki izotermal hal değişimi uygulamada gerçekleştirilebilir, çünkü doyma bölgesinde basıncın sabit kalması, sıcaklığın da doyma sıcaklığında sabit kalmasını sağlar. Bu bakımdan 1-2 ve 3-4 hal değişimleri buharlaştırıcı ve yoğuşturuculardaki gerçek duruma yakındır. Fakat 2-3 ve 4-1 hal değişimlerinin uygulamada gerçekleştirilmesi zordur. Çünkü 2-3 hal değişimi bir sıvı buhar karışımının sıkıştırılmasını, başka bir deyişle iki fazlı akışkanla çalışan bir kompresörü gerektirir. 4-1 hal değişimi ise sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesidir. (Çengel ve Boles, 2000)

Bu sorunların, Carnot çevrimini doyma bölgesinin dışında gerçekleştirerek çözüleceği düşünülebilir, fakat bu kez ısı geçişi işlemlerinde sabit sıcaklık koşulunun yerine getirilmesi zorluk çıkaracaktır. Bu nedenlerle ters Carnot çevriminin uygulamada gerçekleştirilemeyeceği ve soğutma çevrimleri için ideal bir model oluşturamayacağı sonucuna varılır. Bununla birlikte ters Carnot çevrimi, gerçek soğutma çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir standart oluşturur.

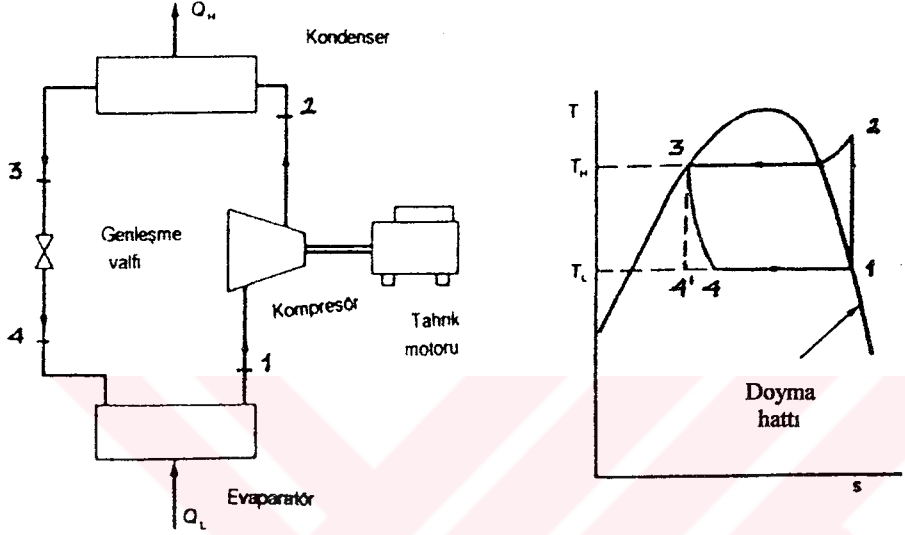
3.3. İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

Uygulanabilir bir ısı pompası elde edebilmek için, Ters Carnot çevriminin uygulanmasındaki zorlukları ortadan kaldırmak gerekir. Bunu yapabilmek için;

- (2-3) hal değişimi sırasında tamamen buharlaşma olmadığından iki fazlı akışkan söz konusudur; ve bu durumu önlemek için buharı sıkıştırmadan önce tam olarak buharlaştırmak gereklidir.
- (4-1) hal değişimindeki genişlemeyi, türbin yerine kısılma vanası kullanarak gerçekleştirmek, yoğuşturucudan çıkan sıvı oranı yüksek bir akışkan için daha uygundur. (Reay ve Macmichael, 1988)

Bu değişiklikler yapılarak elde edilen çevrim, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. Bu çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı şekil 3.3'te verilmiştir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir:

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı geçişi
- 3-4 Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı geçişi



Şekil 3.3 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (Reay ve Macmichael, 1988)

Dikkat edilirse, daha önce incelenen ideal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi içten tersinir bir çevrim değildir, çünkü kısılma işlemi tersinmez bir hal değişimidir. Bu hal değişiminin çevrimde bulunması, ideal çevrimin gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine benzer olması içindir. Eğer kısılma vanasının yerini bir izantropik türbin almış olsaydı, soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 hali yerine 4' halinde girerdi. Böylece soğutma kapasitesi, 4'-4 altında kalan alan kadar artar, net iş ise türbinden elde edilen iş kadar azalmış olurdu. Fakat kısılma vanası yerine bir türbin kullanmak hem daha masraflı olacağı hem de sistemi daha karmaşık yapacağı için uygulanmaz. (Çengel ve Boles,2000)

Buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminde içinde sürekli akışın olduğu elemanlar yer alır, bu nedenle çevrimi oluşturan dört hal değişimi de sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınabilir. Soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri, iş ve ısı geçişi terimlerine oranla küçük olduğu için, ihmal edilebilir. Bu durumda, sürekli akışlı açık sistemin enerji korunumu denklemi birim akışkan kütlesi için ifade edilirse,

$$q - w = h_c - h_g \quad (3.6)$$

biçimini alır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda iş etkileşimi yoktur. Kompresör adyabatik kabul edilebilir. Bu durumda, buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi ve ısı pompasının etkinlik katsayıları aşağıdaki gibi yazılır:

$$COP_{SM} = \frac{q_L}{w_{net,g}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.7)$$

ve

$$COP_{IP} = \frac{q_H}{w_{net,g}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.8)$$

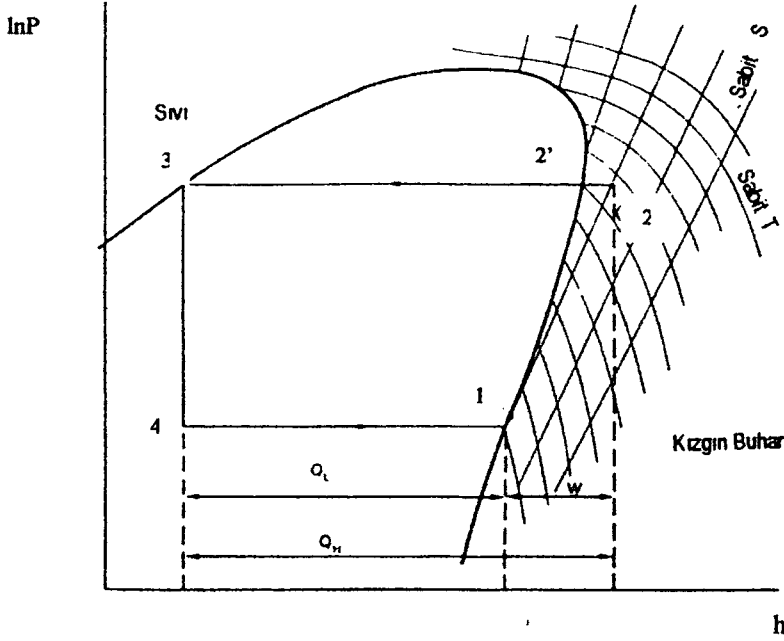
İdeal çevrimde, h_1 buharlaştırıcı basıncında doymuş buharın entalpisi, h_3 ise yoğuşturucu basıncında doymuş sıvının entalpisi olur.

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin çözümlenmesinde kullanılan bir başka diyagram da Şekil 3.4'de gösterilen lnP-h diyagramıdır.

Diyagramda, yüksek basınçlı buharın, kompresörü 2 noktasında terk ettiğini görürüz. İzentropik eğriler boyunca kondenser basıncına ulaşan buhar aşırı ısınmış olduğundan 2' noktasında yoğuşmaya başlamadan önce sabit basınçta soğutulması gerekir. 2' ve 3 noktaları arasında sabit sıcaklıkta hiç buhar kalmayacak şekilde yoğuşma meydana gelir. Adyabatik genişleme diyagramında 3-4 hattı ile gösterilir. Genişleme, sabit entalpi doğrusu boyunca olmaktadır. Buharlaşma, 4-1 hattı boyunca, sabit basınç ve sıcaklıkta meydana gelmektedir. Şekil 3.4'den de görüleceği gibi akışkan, genişlemenin sonunda iki fazlı akım olarak çıkmaktadır. Burada buhar olarak çıkan akışkan için kayıp olmaktadır. (bazı durumlarda akışkanın %50'si buhar olarak çıkar.) 1 ile 2 noktaları arasında ise izentropik kompresyon meydana gelmektedir; fakat, gerçekte bu elde edilemediğinden ve ideal çevrim oluşturmaya çalışılmasına rağmen, genişleme tersinmez olduğundan Carnot çevriminin verimine ulaşamayız. (Reay ve Macmichael, 1988)

Şekil 3.4'den de görüleceği gibi;

$$Q_H = Q_L + W \quad (3.9)$$

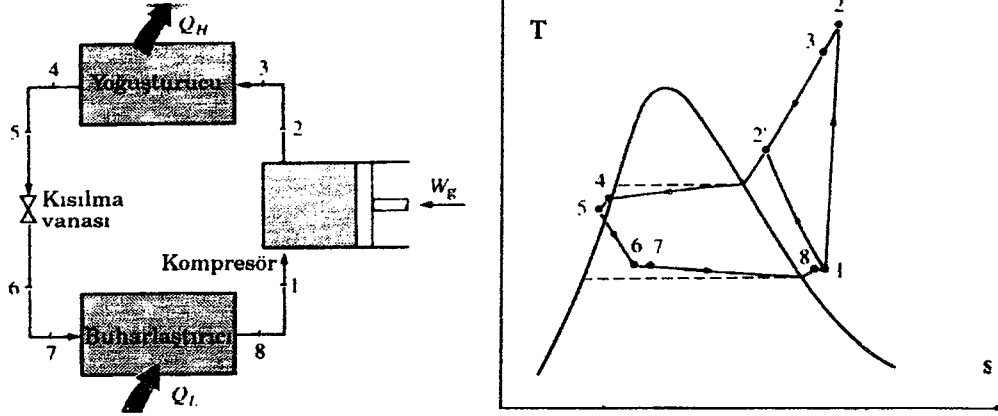


Şekil 3.4 İdeal buhar sıkıştırımlı çevrim lnP-h diyagramı (Reay ve Macmichael, 1988)

3.4. Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez, çünkü soğutucu akışkanın halini hassas bir biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Burada amaç, akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olmasını güvenceye almaktır. Ayrıca, buharlaştırıcıyla 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 izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise 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 izantropik 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. (Çengel ve Boles, 2000)



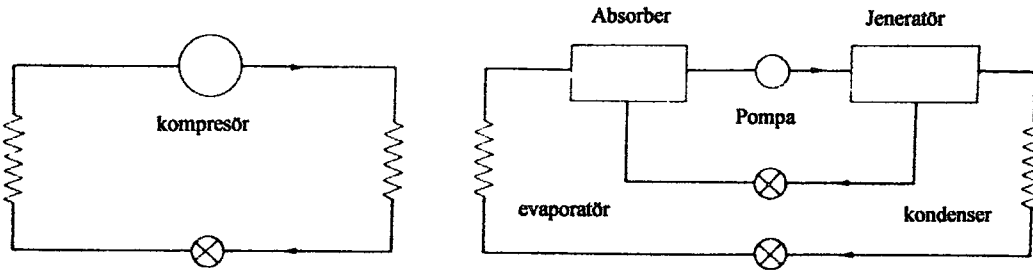
Şekil 3.5. Gerçek buharlı sıkıştırımlı çevrimin düzeni ve T-s diyagramı.

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

3.5. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

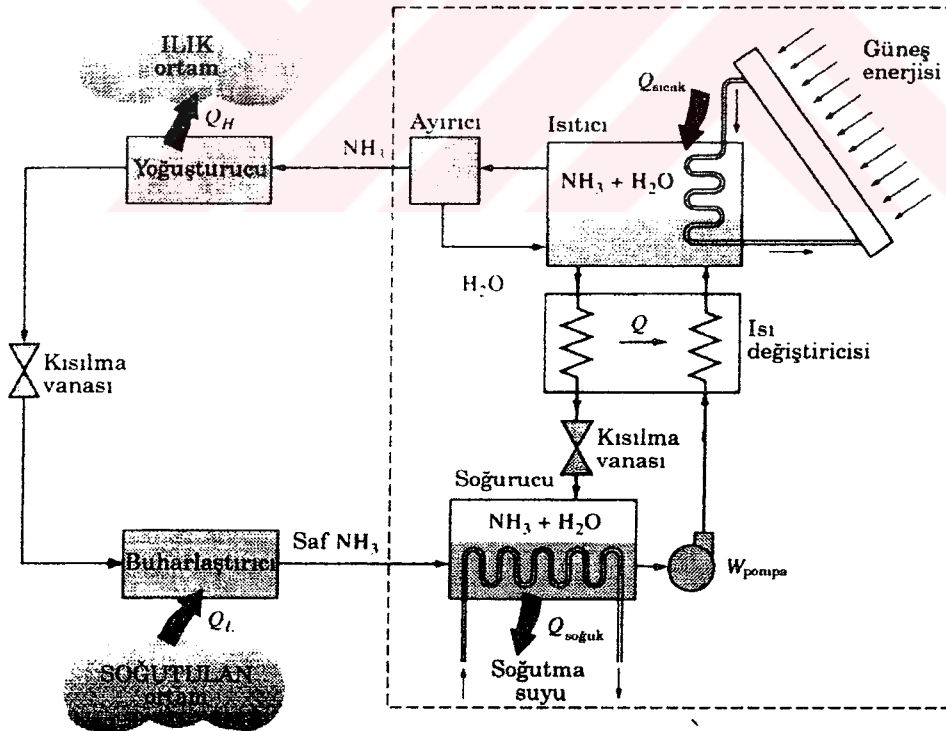
Absorpsiyonlu çevrimde de görevi buhar sıkıştırımlı çevrimle aynı olan evaporatör ve kondenser bulunmaktadır. Kompresörün yerini bir jeneratör ile absorber almaktadır. Evaporatörden gelen soğutucu akışkan buharları, içinde absorban madde bulunan bir hücreye girerek absorban madde tarafından emilir. Soğutucu madde ile zenginleşen karışım jeneratör bölümüne sevk edilerek burada ısıtılır ve soğutucu madde daha yüksek basınca buharlaştırılır. Absorban madde zayıf solüsyon durumunda tekrar absorbe edilme hücrelerine dönerek soğutucu maddeyi emme görevini tekrarlar. (Reay ve Macmichael, 1988)

Absorpsiyonlu soğutmanın ilkeleri, Şekil 3.7'de gösterilen $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ sistemi üzerinde açıklanabilir. Şekil 3.7 incelendiği zaman, bu sistemin buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine çok benzediği, sadece kompresörün yerini karmaşık bir soğurma mekanizmasının aldığı görülür.



Şekil 3.6 Basit absorpsiyon çevrimi ve buhar sıkıştırımlı çevrim (Reay ve Macmichael, 1988)

Soğurma mekanizması içinde soğurucu, pompa, ısıtıcı, ısı değiştirici, kısılma vanası ve ayırıcı vardır. Tüm bu mekanizmanın NH_3 'ün basıncını yükseltmek için bir araya getirildiği gözlenmektedir. Gerçekten de amaç sadece budur. NH_3 , basıncı bu kutu içinde yükseltildikten sonra yoğuşturucuda soğutularak yoğuşturulmakta, buharlaştırıcı basıncına kısılmakta ve buharlaştırıcıdan geçerken soğutulan ortamdaki ısı çekmektedir. Çevrimin bu bölümü daha önce görülenlerden farklı değildir. Kutu içinde olanlar ise şöyledir:



Şekil 3.7 Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi. (Çengel ve Boles, 2000)

Amonyak buharı, buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra soğurucuya girer, burada su içinde soğurularak ve suyla kimyasal reaksiyona girerek $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$ çözeltisini oluşturur. Bu

reaksiyon ekzotermik, başka bir deyişle ısı veren bir reaksiyondur. H₂O içinde soğrulabilen NH₃ miktarı, sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle, soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğrulabilen NH₃ miktarını artırmak için soğurucudan ısı çekilir. Amonyak bakımından zengin olan NH₃.H₂O çözeltisi daha sonra ısıtıcıya pompalanır. Çözelti, ısıtıcıda dış kaynaktan sağlanan ısıyla buharlaştırılır ve ayırıcıya girer. Burada su, amonyak bakımından zengin olan buhardan ayrılarak ısıtıcıya geri döner, saf amonyak buharı ise yoğunlaştırıcıya geçerek çevrimi sürdürür. Isıtıcıda kalan, amonyak bakımından zayıf NH₃.H₂O çözeltisi, bir ısı değiştiricisinden geçer, pompadan çıkan çözeltiye bir miktar ısı verir ve daha sonra soğurucu basıncına kısılır.

Buhar sıkıştırma soğutma sistemiyle karşılaştırıldığı zaman soğurmalı sistemin önemli bir üstünlüğü göze çarpmaktadır: Bu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Sürekli akış işi özgül hacimle orantılı olduğu için, soğurmalı sistemin gerektirdiği iş çok küçüktür. Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. İş, ısıtıcıda çevrime sağlanan ısının yüzde biri mertebesinde olup, çevrimin termodinamik çözümlemesinde genellikle ihmal edilir. Soğurmalı sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji ısıdır. Oysa buhar sıkıştırma sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji elektriktir (iştir). Bu üstünlüğü karşılık soğurmalı soğutma sistemleri büyük hacimli, karmaşık ve pahalıdır. Ancak ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman ekonomik açıdan kazançlı olabilirler. Bu sistemler genellikle endüstri uygulamalarında kullanılır. (Çengel ve Boles, 2000)

Soğurmalı soğutma sisteminin etkinlik katsayısı aşağıda tanımlanmıştır:

$$COP_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{Q_L}{Q_{ısıtıcı} + W_{pompa,g}} \cong \frac{Q_L}{Q_{ısıtıcı}} \quad (3.10)$$

Soğurmalı bir sistemin sahip olabileceği en büyük etkinlik katsayısı, çevrimin tümünden tersinir olması durumunda sağlanır. Bu durumda çevrimde tersinmezlikler yoktur ve çevrimin ısı alışverişleri diferansiyel sıcaklık farklarında gerçekleşir. Çevrime dış kaynaktan sağlanan ısının ($Q_{ısıtıcı}$) bir Carnot ısı makinesine verildiği düşünülün. Bu makinenin ürettiği iş ($W = \eta_{th,C} Q_{ısıtıcı}$) ile bir Carnot soğutma makinesi çalıştırılarak soğutulan ortamdan,

$$Q_L = W \times COP_{SM,C} = \eta_{th,C} Q_{ısıtıcı} COP_{SM,C}$$

miktarda ısı çekilebilir. Bu durumda tümünden tersinir soğurmalı soğutma sisteminin etkinlik katsayısı,

$$COP_{SM,ir} = \frac{Q_L}{Q_{ısıtıcı}} = \eta_{th,C} COP_{SM,C} = \left(1 - \frac{T_o}{T_{ısıtıcı}}\right) \left(\frac{T_L}{T_o - T_L}\right) \quad (3.11)$$

olur. Burada T_L , T_0 ve $T_{\text{ısıtıcı}}$ sırasıyla soğutulan ortamın, çevrenin ve ısıtıcının sıcaklıkları olmaktadır. $T_{\text{ısıtıcı}}$ sıcaklığındaki bir kaynaktan ısı sağlayıp, T_L sıcaklığındaki bir ortamdan ısı çeken ve T_0 sıcaklığındaki bir çevrede çalışan soğurmalı soğutma makinesinin etkinlik katsayısı 3.10 numaralı denklemle verilen değerden daha küçük olacaktır. Örnek olarak ısı kaynağının sıcaklığı 120°C , soğutulan ortamın sıcaklığı -10°C , çevre sıcaklığı 25°C alınırsa, soğurmalı soğutma sisteminin etkinlik katsayısı en fazla 1.8 olabilir. Gerçek soğurmalı soğutma sistemlerinin etkinlik katsayıları genellikle 1'in altındadır. (Çengel ve Boles, 2000)

3.6 Buhar Sıkıştırılmalı Çevrim İle Absorpsiyonlu Çevrimin Karşılaştırılması

İki ısı pompası sistemi arasında bir karşılaştırma yapmadan önce değerlendirmede kullanılacak faktörleri belirlemek gerekmektedir. Değerlendirmede kullanılacak en önemli faktör, istenilen sıcaklığa ulaşmak için ısı pompasından elde edilecek ısıdır. Diğer faktörleri, ilk yatırım, yakıt ve bakım maliyetleri olarak sıralayabiliriz.

Yaygın olarak kullanılan üç ısı pompasını düşünersek;

- a. Elektrik motoru tahrikli buhar sıkıştırılmalı çevrim
- b. Gaz motoru tahrikli buhar sıkıştırılmalı çevrim
- c. Absorpsiyon çevrimi

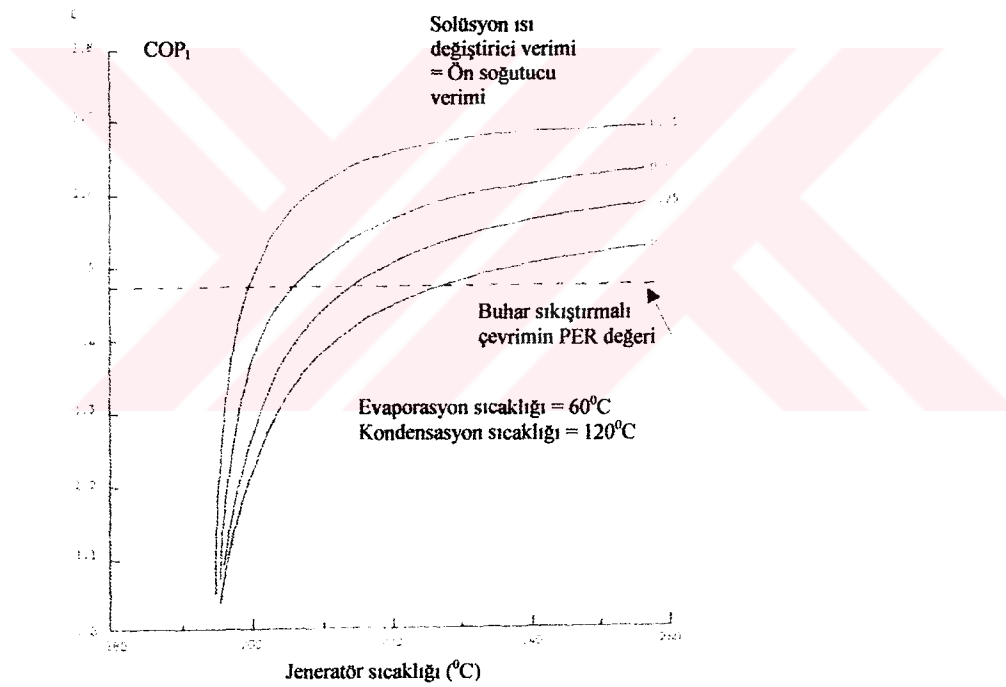
Elektrik motoru tahrikli buhar sıkıştırılmalı çevrim için en uygun değerlendirme, kullanılan elektrik enerjisine karşın elde edilen ısı, başka bir deyişle COP değeridir. COP değeri, kullanıcıya, ısı pompasının ekonomik performansı hakkında değerlendirme yapma fırsatı verir. Bununla birlikte, ulusal ya da global açıdan değerlendirme yapılacak olursa, elektrik üretim ve dağıtım sistemlerindeki kayıplar da dikkate alınmalıdır. Aksi halde yapılan değerlendirme eksik ve yetersiz olacaktır.

Gaz motoru tahrikli buhar sıkıştırılmalı çevrimin performans değerlendirilmesi, elektrik tahrikli çevrimde kullanılan COP değeri yerine, PER değeri kullanılarak yapılır. PER değeri ilerideki bölümlerde açıklanacaktır.

Elektrik motoru tahrikli sistemin COP değeri yaklaşık 3 olarak kabul edilebilir. Absorpsiyon çevrimi COP değeri, 1.25-1.50 aralığındadır. Elektrik üretimi ve dağıtımının verimi de dikkate alınır, elektrik motoru tahrikli ısı pompasının COP değeri büyük oranda düşer. Benzer etki gaz motorlu sistemde de görülmesine karşın ısı geri kazanımı, PER değerini 1.25-1.50 aralığına kadar artırır. (Reay ve Macmichael, 1988)

Absorpsiyonlu ve gaz motoru tahrikli buhar sıkıştırma çevrim arasındaki benzerlikler, Şekil 3.8'de gösterilmektedir. Bu şekilde, gaz motorlu sistemin gerçek performansı ile absorpsiyon çevriminin teorik performansı karşılaştırılmakta ve belirli bir jeneratör sıcaklığından sonra absorpsiyon çevriminin daha etkili olduğu anlaşılmaktadır. Fakat, göz önünde bulundurulması gereken nokta, şekildeki eğrilerin, jeneratör sisteminde herhangi bir kayıp olmadığı durumlarda geçerli olmasıdır. Gerçek sistemde ise, jeneratörde %10-%20 arasında değişen kayıplar söz konusudur. Bu durumda absorpsiyon çevriminin etkinliği ortadan kalkmış olur. (Reay ve Macmichael, 1988)

İki sistem arasında yapılan karşılaştırmada diğer faktörler göz önüne alındığında, absorpsiyon çevrimi mekanik olarak basittir ve minimum bakımla uzun süreli çalışma özelliğine sahiptir. Buna karşın gaz motorlu sistemler, karmaşık ve içten yanmalı motorları dolayısıyla bakım ihtiyaçları daha fazladır.

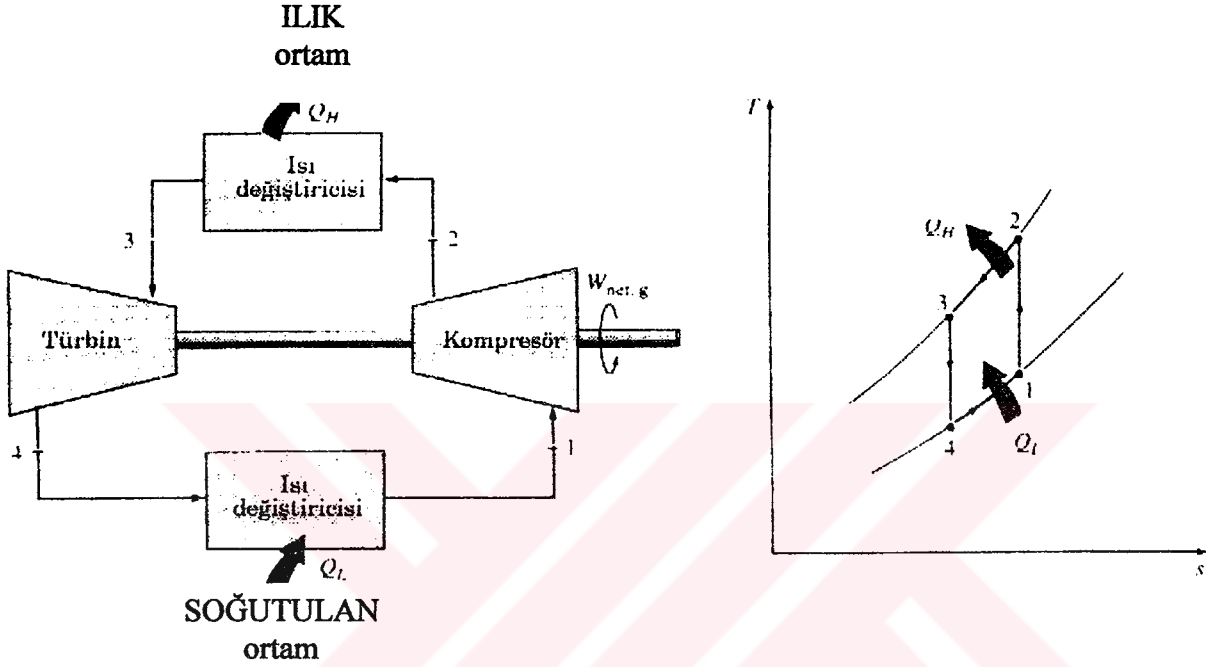


Şekil 3.8 Absorpsiyon çevrimi ile motor tahrikli buhar sıkıştırma çevriminin karşılaştırılması (Reay ve Macmichael, 1988)

3.7 Ters Brayton Çevrimi

Ters Brayton çevrimi, Gaz Akışkanlı Soğutma Çevrimi olarak da bilinir. Gaz akışkanlı soğutma çevrimi Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Çevre sıcaklığı T_0 olup, soğutulan ortam T_L sıcaklığındadır. Gaz 1-2 hal değişimi sırasında sıkıştırılır. Kompresörden çıktığında (2 hali),

basıncı ve sıcaklığı yüksek olan gaz, daha sonra sabit basınçta çevreye ısı vererek T_0 sıcaklığına soğur. Bu işlemi, türbinde genişleme izler ve genişleme sonunda gazın sıcaklığı T_4 'e düşer. Son olarak gaz, soğutulan ortamdan ısı çekerek T_1 sıcaklığına yükselir.



Şekil 3.9 Basit gaz akışkanlı soğutma çevrimleri.

Yukarıda belirtilen hal değişimlerinin tümü içten tersinirdir, bu nedenle çevrim ideal gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinde, sıkıştırma ve genişleme izantropik değildir, ayrıca sonlu büyüklükte bir ısı değiştiricisi için, T_3 sıcaklığı, T_0 sıcaklığından daha yüksek olur.

T-s diyagramında 4-1 eğrisi altında kalan alan, soğutulan ortamdan çekilen ısıyı göstermektedir. 1-2-3-4-1 hallerinin çevrelediği alan ise çevrime giren net işi simgeler. Bu alanların birbirine oranı, çevrimin etkinlik katsayısıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$COP_{SM} = \frac{q_L}{w_{net,g}} = \frac{q_L}{w_{k,g} - w_t} \quad (3.12)$$

Burada;

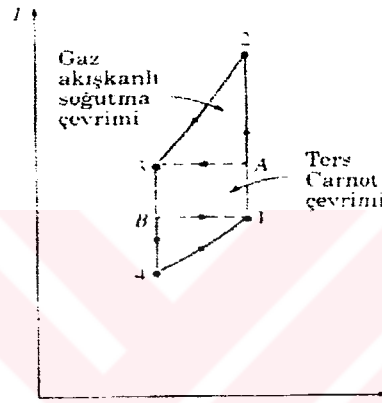
$$q_L = h_1 - h_4$$

$$w_t = h_3 - h_4$$

$$w_{k,g} = h_2 - h_1$$

olmaktadır.

Gaz akışkanlı soğutma çevrimi, ters Carnot çevriminden farklıdır, çünkü ısı geçişinin olduğu hal değişimleri sabit sıcaklıkta değildir. Hatta, gaz sıcaklığı ısı geçişi sırasında önemli ölçüde değişir. Bunun bir sonucu olarak, gaz akışkanlı soğutma çevriminin etkinlik katsayısı, gerek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminden, gerekse ters Carnot çevriminden daha düşüktür. Bu durum Şekil 3.10'da verilen T-s diyagramından da açıkça görülmektedir. Ters Carnot çevrimi daha az net iş gerektirirken (1A3B1 alanı), daha çok soğutma yapmaktadır (B1 altındaki alan).



Şekil 3.10 Ters Carnot çevrimi daha az işle (1A3B alanı) daha çok soğutma (B1 altında kalan alan) sağlar.

Gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinin etkinlik katsayıları düşüktür, fakat bu çevrimlerin iki önemli özelliği vardır. İlk olarak, bu çevrime göre çalışan makineler daha basit ve hafif elemanlar gerektirirler, bu bakımdan uçaklarda soğutma için elverişlidirler.

İkinci olarak, rejeneratör eklenerek, gazların sıvılaştırılması veya kriyojenik uygulamalar için kullanılabilirler.

3.8. Isı Pompası Performansı

Isı pompası tarafından sisteme ulaştırılan ısı, teorik olarak, ısı kaynağından elde edilen enerji ve sistemi tahrik için gerekli olan enerjinin toplamıdır.

Elektrik enerjisiyle kompresörün tahrik edildiği ısı pompalarında, performans değeri, COP (Coefficient of Performance) yani ısı pompasının "Etkinlik Katsayısı" ile belirlenir. COP, ısı pompası tarafından mahal'e ulaştırılan ısı enerjisinin, kompresörü tahrik etmek için kullanılan elektrik enerjisine oranıdır. COP'nin hesaplanması, ısı pompasının teorisi bölümünde ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Diğer taraftan, kompresör tahrik elemanlarında farklı yakıt ve enerji kaynakları kullanan değişik ısı pompalarının karşılaştırılabilmesi için PER (Primary Energy Ratio) değeri kullanılmaktadır.

PER değeri sadece COP değerini değil, kullanılan yakıtın işe dönüşme verimini de göz önünde bulundurur.

$$\text{PER} = \frac{\text{Isı pompası tarafından verilen kullanılabilir ısı}}{\text{Tüketilen birincil enerji}} \quad (3.13)$$

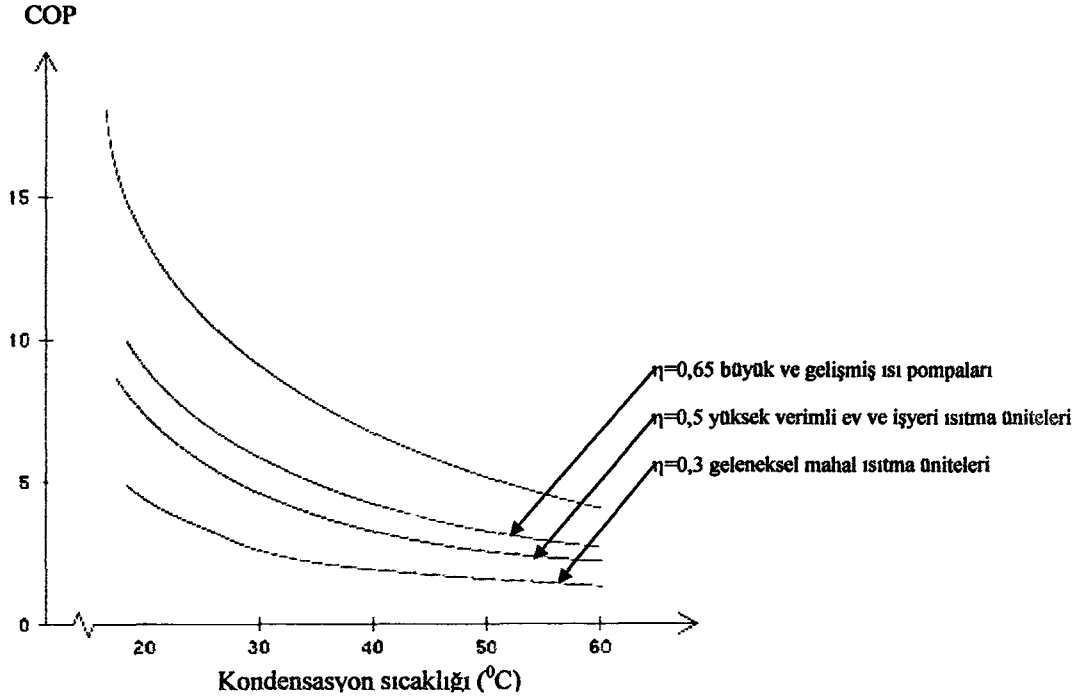
Şekil 3.11'de ideal bir ısı pompasının COP değerinin, kondensasyon-evaporasyon sıcaklık aralığına göre fonksiyonu görülmektedir (Isı kaynağı sıcaklığı 0°C 'tir). Aynı şekilde, değişik tip ve boyutlardaki ve farklı kondensasyon-evaporasyon sıcaklık aralığındaki ısı pompalarının gerçek COP değerleri görülmektedir.

Isı pompasının gerçek COP değerinin, ideal COP değerine (Carnot çevrimindeki) oranı, Carnot verimliliği olarak tanımlanabilir.

Verimlilik, küçük boyutlu ve elektrik tahrikli ısı pompaları için 0,3 ve 0,5 arasında; büyük ısı pompalı sistemler için 0,5 ve 0,7 arasında değişir. (www.heatpumpcentre.org)

Çizelge 3.1 Evaporasyon sıcaklığı 0°C ve kondensasyon sıcaklığı 50°C olan farklı ısı pompası tipleri için COP ve PER değerleri görülmektedir (www.heatpumpcentre.org)

Farklı enerji kaynaklarına göre ısı pompalarının COP/PER aralıkları		
Isı Pompası Tipi	COP	PER
Elektrik (kompresör)	2.5 - 5.0	
Motor (kompresör)		0.8 - 2.0
Termal (absorpsiyon)		1.0 - 1.8



Şekil 3.11 İdeal bir ısı pompasının COP değerinin, kondensasyon-evaporasyon sıcaklık aralığına göre fonksiyonu görülmektedir (Isı kaynağı sıcaklığı 0°C 'tir). (www.heatpumpcentre.org)

3.8.1. Isı Pompası Performansını Etkileyen Faktörler

Isı pompasının performansını bir çok faktör etkileyebilir. Bunlardan bazıları:

- İklim, yıllık ısıtma ve soğutma yükü ve pik noktalar.
- Isı kaynağı sıcaklığı ve ısı dağıtım sisteminin sıcaklığı.
- Enerji harcayan sistem ekipmanları (pompalar, fanlar...vb).
- Isı pompasının teknik standardı.
- Isı pompası kontrol sistemi.

Endüstriyel ısı pompaları genellikle daha yüksek COP ve PER değerlerine sahiptirler. Bunun nedeni, evaporasyon-kondensasyon sıcaklığı aralığının küçük olması ve değişken olmayan uygulama şartlarıdır. (www.heatpumpcentre.org)

4. ISI POMPASINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

4.1. Soğutucu Akışkan Özellikleri

Bir soğutma çevriminde ısı'nın bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar, ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline (evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı haline (kondenser devresi) dönüştürerek sağlarlar.

Soğutucu akışkanların görevlerini ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmeleri için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişeceği gibi bu özelliklerin tümünü yerine getirmek mümkün olamayabilir. (Özkol, 1997)

Genel olarak bir soğutucu akışkandan beklenen özellikler aşağıda belirtildiği gibidir:

- Akışkanlarda yüksek gizli ısı istenir. Buna bağlı olarak kompresör ve evaporatör küçülecek, dolayısıyla otomatik kontrol teçhizatları ucuzlayacaktır.
- Uygun buharlaşma basıncı ve hacmi istenir. Yüksek basınçta buhar hacmi düşük, düşük basınçta ise büyüktür. Her ikisinin de uygun değerlerde olması beklenir. 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 oluşursa sisteme hava girer ve içindeki su buharı donarak borularda tıkanma olmasına sebep olur.
- Düşük yoğuşma basıncı istenir. Kompresörde sıkışıp 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. Sistemin kilitlenmemesi için Akışkan evaporatör proje sıcaklığının altında donmalıdır.
- Yağlama yağı üzerinde fazla etkili olmamalı, kimyasal etki yapmamalıdır. Yağın incilmesi 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 kullanabileceğimiz uygun akışkan yoksa, yağla eriyen akışkanı kullanmak zorunda isek yüksek akışkan hızı seçmek gerekir.

- Yüksek ısı geçirgenliğine sahip olması istenir.
- Küçük viskozite istenir. Akışkanın hem sıvı hem de su buharı halindeki viskozitesi düşük olmalıdır.
- Elektrik iletkenliğinin olmaması istenir.
- Yanıcı olmamalıdır.
- 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.

Bu özelliklerin tümüne sahip akışkan mevcut değildir.

4.2. Doğal Akışkanlar

Doğal akışkanlar, biyosfer de doğal olarak mevcut olan maddelerdir. Global çevreye zararları sıfır veya sıfıra yakındır. Doğal akışkanların örnekleri amonyak (NH_3), hidrokarbonlar, karbondioksit (CO_2), hava ve sudur. Bazı doğal akışkanlar zehirli ve yanıcı olduğundan sistemler tasarlanırken güvenlik önlemleri alınmalıdır.

Amonyak (NH_3):

Amonyak çoğu ülkede orta ve büyük soğutma ünitelerinde başlıca kullanılan soğutucu akışkandır. Toksik ve yanıcı karakteri nedeniyle kullanımı için ayarlar ve kurallar geliştirilmiştir. Termodinamik ve ekonomik olarak yeni ısı pompaları ekipmanlarında CFC'lara ve HCFC-22'ye en iyi alternatiftir. Bugün için sadece büyük ısı pompası sistemlerinde kullanılmıştır ve yüksek basınç kompresörleri kondensasyon sıcaklığını 58°C 'dan 78°C 'a çıkarmıştır. Bakırın amonyakla kullanımı uygun olmadığı için bütün bileşenler çelikten yapılmak zorundadır. Günümüzde elverişli yüksek basınç kompresörleri olmadığı için (mak.40 bar) yüksek sıcaklık endüstriyel ısı pompalarında amonyak henüz kullanılamamaktadır. Eğer verimli yüksek basınç kompresörleri geliştirilirse, amonyak mükemmel bir yüksek sıcaklık soğutucu akışkanı olacaktır. (www.heatpumpcentre.org)

Hidrokarbonlar (HC):

Günümüzde, propan, propilen ve propan karışımları, bütan ve etan ısı pompası sistemlerinde kullanılabilecek en umut verici soğutucu akışkan olarak değerlendirilmektedirler.

Su:

Ne toksik ne de yanıcı olması ayrıca uygun termodinamik özellikleri suyu yüksek sıcaklık endüstri ısı pompalarında kullanılabilecek mükemmel bir akışkan yapar. Tipik olarak çalışma sıcaklıkları 80°C ile 150°C arasında değişir. Yüksek sıcaklık uygulamalarında suyun kullanılması fikrine her geçen gün artan bir ilgi vardır. Japonya'da yapılan bir test uygulamasında 300°C elde edilmiştir. Su ile çalışmanın en büyük dezavantajı ise sahip olduğu düşük volumetrik ısı kapasitesidir (kJ/m³). 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. Volumetrik soğutma kapasitesi yüksektir. Fakat, CO₂ kullanan ısı pompası çevrimlerinin teorik COP değeri oldukça düşüktür ve bu akışkanın verimli şekilde kullanılması kritik nokta yakınlarında veya üstündeki çalışma noktalarında düşük güç tüketimi ile çalışma metodlarının geliştirilmesi ile mümkündür.

4.3 CFC (Kloroflorokarbon)

CFC'lerde, karbon ve flor elementinden başka yalnızca klor elementi bulunur. Molekül yapısında klor elementi bulunması dolayısıyla çevre sağlığı açısından en sakıncalı akışkanlardır. Bu gruba giren akışkanlar, R-11, R-12, R-13, R-113, R-114, R-115, R-500, R-502, R-13B1'dir. (www.heatpumpcentre.org)

4.4 HCFC (Hidrokloroflorokarbon)

CFC'lere göre ozona daha az zararlıdır. Montreal protokolünde varılan antlaşmaya göre, HCFC'ler, 2020 yılına kadar sanayileşmiş ülkelerde; 2040 yılına kadar ise tamamen kullanımdan kaldırılacaklardır. Bu gruba giren akışkanlar, R-22, R-401, R-402, R-403, R-408, R-409'dur. (www.heatpumpcentre.org)

4.5 HFC (Hidroflorokarbon)

HFC'ler, uzun dönemde alternatif akışkan olarak değerlendirilebilirler. Ozon tabakasına zararları olmamasına rağmen küresel ısınmaya etkileri vardır. Bu gruba giren akışkanlar: R-134a, R-152a, R-32, R-125, R-507'dir. (www.heatpumpcentre.org)

4.6. Soğutucu Akışkan Seçimi

Bir soğutma sistemini tasarlarken kullanılacak bir çok aracı akışkan vardır. Bunlar arasında Freonlar veya kloroflorokarbonlar (CFC), amonyak, propan, etan, etilen gibi hidrokarbonlar, karbon dioksit, uçakların iklimlendirmesinde kullanılan hava ve donma noktasının üzerindeki bazı uygulamalarda kullanılan su sayılabilir. Soğutucu akışkanın seçimi uygulamaya göre değişir. Yukarıda belirtilen soğutucu akışkanlardan freonlar (R-11, R-12, R-22 ve R-502) piyasada kullanılan soğutucu akışkanların en büyük bölümünü oluşturmaktadır.

Endüstriyel ve ticari kesimlerde, zehirleyici olmasına karşın, amonyak yaygın halde kullanılmıştır. Amonyakın iyi tarafları arasında, ucuzluğu, daha yüksek etkinlik katsayılarına olanak sağlaması ve bu nedenle işletim giderlerinin az olması, termodinamik ve ısı geçişi özelliklerinin üstünlüğü, buna bağlı olarak daha küçük ve ucuz ısı değiştiricileri gerektirmesi, sızma durumunda kolayca belirlenmesi ve ozon tabakasına zarar vermemesi sayılabilir. Fakat, amonyakın zehirleyici olması kullanımını kısıtlayıcı bir unsurdur. Amonyak evlerde kullanılmaz ve daha çok meyve, sebze, et, balık gibi ürünlerin saklandığı soğutma depolarında, süt, peynir, bira ve şarap depolarında, düşük sıcaklıklarda soğutmanın gerektiği ilaç ve diğer endüstriyel soğutma uygulamalarında kullanılır. Yıllar önce küçük çaplı endüstri uygulamalarında ve evlerde kullanılan kükürt dioksit, etil klorid ve metil klorid gibi soğutucu akışkanların zehirleyici olmaları şaşırtıcıdır. 1920'lerde hastalık ve ölümle sonuçlanan olaylardan sonra, bu soğutucu akışkanların yasaklanması ve zehirleyici olmayan yenilerinin bulunması için bir kamuoyu oluşmuştu. 1928 yılında Frigidaire Şirketinin isteği üzerine, R-12 adlı soğutucu akışkan General Motors araştırma laboratuvarlarında, üç gün gibi kısa bir süre içinde geliştirildi. CFC ailesinin ilk üyesi olan R-21'den sonra, çeşitli soğutucu akışkanlar üzerinde çalışan araştırma ekibi, ticari kullanım açısından en uygun akışkan olarak R-12'de karar kıldı ve CFC ailesine "Freon" ticari adını verdi. R-11 ve R-12'nin seri üretimine 1931 yılında, General Motors ve E.I du Pont de Nemours şirketlerinin kurduğu bir ortaklık tarafından başlandı. CFC'lerin uygulama esnekliği ve ucuzluğu kısa sürede yaygın olarak kullanılmalarını sağladı. CFC'ler ayrıca spreylerde, küçük yalıtım malzemesinin üretiminde ve elektronik endüstrisinde temizleyici diye kullanılmaktadır.

R-11 daha çok, bina soğutma sistemlerinde yer alan büyük kapasiteli su soğutucularında kullanılmaktadır. R-12 buzdolaplarında, dondurucularda ve otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır. R-22 pencere tipi iklimlendirme sistemlerinde, ısı pompalarında, büyük binaların ve endüstriyel kuruluşların soğutma sistemlerinde kullanılmakta ve amonyakla yarışmaktadır. R-115 ve R-22'nin bir karışımı olan R-502, süpermarketler gibi büyük ticari kuruluşlarda en çok kullanılan soğutucu akışkandır, çünkü tek kademe sıkıştırma ile oldukça düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarına olanak vermektedir.

Ozon krizi, soğutma ve iklimlendirme endüstrisinde bir dalgalanmaya yol açmış ve soğutucu akışkanların dikkatle gözden geçirilmesine neden olmuştur. 1970'lerin ortalarında CFC'lerin atmosferin ozon tabakasına zarar vererek morötesi ışınların geçmesini kolaylaştırdıkları ve kızılaltı ışınların geçmesini engelledikleri belirlenmiştir. Böylece CFC'lerin atmosferin sera etkisine ve yeryüzünün ısınmasına katkıda buldukları anlaşılmıştır. Bunun sonucu olarak, bir çok ülkede bazı CFC'lerin kullanımı giderek azaltılmaktadır veya yasaklanmıştır. Ozon tabakasına en büyük zararı R-11, R-12 ve R-115 verirken, R-22'nin verdiği zarar R-12'nin yüzde %5'i kadardır. Yeryüzünü zararlı morötesi ışınlardan koruyan ozon tabakasına zarar vermeyen CFC'ler geliştirilme aşamasındadırlar. Yeni geliştirilen ve klor içermeyen R-134a'nın R-12'nin yerini alması beklenmektedir. (Çengel ve Boles, 2000)

Soğutucu akışkan seçiminde etkili olan iki parametre, soğutucu akışkanın ısı alışverişinde bulunduğu iki ortamın, başka bir deyişle soğutulan ortamın ve çevrenin, sıcaklıklarıdır.

Birim zamanda yeterli ısı geçişi sağlayabilmek için, soğutucu akışkanla, ısı alışverişinde bulunduğu ortam arasında 5 ile 10⁰C kadar bir sıcaklık farkının bulunması gerekir. Örneğin, soğutulan ortam -10⁰C sıcaklıkta ise, buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkanın sıcaklığı -20⁰C dolaylarında olmalıdır. Bir soğutma çevriminde en düşük basınç buharlaştırıcıda gerçekleşir ve çevrime hava sızmasını önlemek için bu basıncın atmosfer basıncının üzerinde olması gerekir. Bu nedenle, verilen örnekte soğutucu akışkanın -20⁰C sıcaklıktaki doyma basıncı 1 atmosfer veya daha büyük olmalıdır. Amonyak ve R-12 (genellikle ticari adı olan Freon 12 adıyla bilinir) bu koşulu sağlamaktadırlar.

Yoğuşturucuda, soğutucu akışkanın sıcaklığı (ve böylece basıncı) ısı verilen ortamın sıcaklığıyla belirlenir. Yoğuşturucuda soğutma, hava yerine suyla yapılırsa daha düşük yoğuşma sıcaklıkları ve buna bağlı olarak daha yüksek etkinlik katsayıları elde edilebilir. Fakat büyük endüstriyel soğutma sistemleri dışında suyla soğutma ekonomik değildir. Soğutucu akışkanın yoğuşturucudaki sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının altına düşemez, bu değer bir ev buzdolabı için 20⁰C dolaylarındadır. Soğutucu akışkanın bu sıcaklığa karşı gelen

doyma basıncı, kritik basıncın çok altında olmalıdır. Böylece ısı verme işleminin yaklaşık izotermal olması sağlanabilir. Eğer bir akışkan tek başına belirtilen sıcaklık kıstaslarını sağlayamıyorsa, farklı akışkanlarla çalışan iki soğutma çevriminden oluşan bir sistem bu görevi yapabilir. Bu tür bir soğutma sistemi ikili soğutma sistemi diye adlandırılır.

Soğutucu akışkanın zehirleyici olmaması, pas yapmaması, yanıcı olmaması, kimyasal bileşiminin sabit olması, buharlaşma entalpisinin yüksek olması ve doğal olarak ucuz ve kolaylıkla bulunabilir olması, göz önüne alınması gereken diğer etkenlerdir.

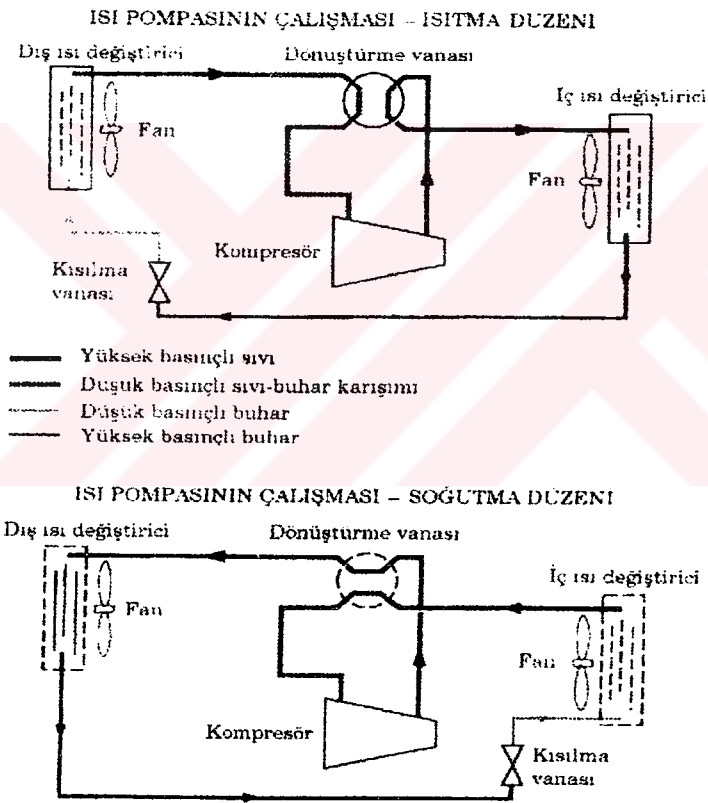
Isı pompalarında, soğutucu akışkanın en düşük sıcaklığı (ve basıncı) çok daha yüksek olabilir, çünkü ısı çekilen ortamın sıcaklığı genellikle soğutma sistemlerinde karşılaşılan sıcaklıklardan daha yüksektir.

Çizelge 4.1 Soğutucu akışkan tablosu (Özko, 1997)

Piyasa Tanımı	Kimyasal Adı	Kimyasal Formülü	Atmos. Kaynama Sic. C	Buhr. ısı (°C'da) Kcal/Kg	Sıvı'nın Özgül ağırlığı Kg/dm ³
R-10	Carbontetrachloride	CCl ₄	---	---	---
R-11	Trichlorofluoromethane	CCl ₃ F	+23.8	43.4 (20°)	1.49 (20°)
R-12	Dichlorodifluoromethane	CCl ₂ F ₂	-29.8	36.2 (0°)	1.33 (20°)
R-13	Chlorotrifluoromethane	CClF ₃	-81.5	30.0 (-40°)	0.90 (20°)
R-13B1	Bromotrifluoromethane	CBrF ₃	-57.8	26.9 (-40°)	1.57 (20°)
R-14	Carbontetrafluoride	CF ₄	-128.0	23.5 (-80°)	1.32 (-80°)
R-21	Dichlorofluoromethane	CHCl ₂ F	+8.8	55.4 (20°)	1.38 (20°)
R-22	Chlorodifluoromethane	CHClF ₂	-40.8	49.1 (0°)	1.21 (20°)
R-23	Trifluoromethane	CHF ₃	-82.0	47.7 (-40°)	0.79 (20°)
R-32	Methylene Chloride	CH ₂ F ₂	---	---	---
R-40	Methyl Chloride	CH ₃ Cl	-24.2	96.7 (0°)	0.92 (20°)
R-50	Methane	CH ₄	-161.5	96.6 (-120°)	0.36 (-120°)
R-113	Trichlorotrifluoroethane	CCl ₂ FCFCF ₂	+47.6	37.1 (20°)	1.58 (20°)
R-114	Dichlorotetrafluoroethane	CClF ₂ CClF ₂	+3.8	31.1 (20°)	1.47 (20°)
R-115	Chloropentafluoroethane	CClF ₂ CF ₃	-39.1	25.4 (0°)	1.31 (20°)
R-142b	Chlorodifluoroethane	CH ₃ CClF ₂	-9.8	50.6 (0°)	1.12 (20°)
R-152a	Difluoroethane	CH ₃ CHF ₂	-25.0	72.8 (0°)	0.91 (20°)
R-170	Ethane	CH ₃ CH ₃	-88.8	97.5 (-40°)	0.35 (20°)
R-290	Propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	-42.1	88.6 (0°)	0.50 (20°)
R-500	R-12 ile R-152a karışımı	%73.8+26.2	-33.5	43.5 (0°)	1.17 (20°)
R-502	R-22 ile R-115 karışımı	%48.5+51.2	-45.4	36.0 (0°)	1.26 (20°)
R-503	R-13 ile R-23 karışımı	%59.9+40.1	-88.7	33.7 (-40°)	1.29 (-40°)
R-504	R-32 ile R-115 karışımı	%48.2+51.8	-57.2	53.6 (-40°)	1.09 (20°)
R-600	n-Butane	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	-0.5	87.8 (20°)	0.58 (20°)
R-600a	Isobutane	CH(CH ₃) ₃	-11.7	79.2 (20°)	0.56 (20°)
R-717	Amonyak	NH ₃	-33.3	301.7 (0°)	0.61 (20°)
R-744	Karbondioksit	CO ₂	-78.5	76.6 (-40°)	0.77 (20°)
R-764	Sulfurdioksit	SO ₂	-10.0	---	---
R-1150	Etilen	CH ₂ =CH ₂	-104.0	84.8 (-40°)	0.46 (-40°)
R-1270	Propylen	CH ₃ CH=CH ₂	-47.7	82.1 (+20°)	0.52 (20°)
R-702	Hidrojen	H ₂	-253.0	215.0 (-253°)	0.035 (-253°)
R-704	Helium	He	-269.0	4.9 (-269°)	0.126 (-269°)
R-720	Neon	Ne	-246.0	20.6 (-246°)	1.20 (-246°)
R-728	Nitrojen (Azot)	N ₂	-196.0	41.1 (-220°)	0.72 (-220°)
R-729	Hava	[0.21 O ₂ +0.78N ₂ +0.01A]	-194.5	---	---
R-732	Oksijen	O ₂	-183.0	---	---
R740	Argon	A	-196.0	37.1 (-220°)	1.35 (-220°)

5. ISI POMPASI ÇALIŞMA DÜZENİ (ISITMA-SOĞUTMA)

Isı pompaları ve klima sistemlerinin mekanik parçaları aynıdır. Bu nedenle bir evin ısıtma ve soğutmasını ayrı sistemlerle yapmak ekonomik değildir. Aynı sistem kışın ısıtma amacıyla, yazın da soğutma amacıyla kullanılabilir. Bunun için sisteme Şekil 5.1’de gösterildiği gibi bir dönüştürme vanası konur. Bu düzenlemeyle, ısı pompasının içeride bulunan yoğuşturucusu, yazın soğutma sisteminin buharlaştırıcısı olarak görev yapar. Benzer biçimde, ısı pompasının dışarıda bulunan buharlaştırıcısı da yazın soğutma sisteminin yoğuşturucusu olarak görev yapar. Bu özelliği ısı pompasının diğer sistemlere göre bir üstünlüğüdür. Pencerelelere yerleştirilen bu tür çift amaçlı sistemler apart otellerde kullanılmaktadır.



Şekil 5.1 Isı pompası yazın bir evi soğutmak, kışın bir evi ısıtmak için kullanılabilir. (Çengel ve Boles, 2000)

Isı pompalarının ekonomik açıdan en kazançlı olduğu yöreler, yazın soğutma yükünün büyük, kışın ısıtma yükünün küçük olduğu yörelerdir. Bu yörelerde ısı pompası konutların ve iş yerlerinin ısıtma ve soğutma yüklerinin tümünü karşılayabilir. Öte yandan, yazın soğutmanın az, kışın ısıtmanın fazla olduğu yörelerde ısı pompasının ekonomik olması zordur.

6. ISI POMPALARI İÇİN KULLANILAN ISI KAYNAKLARI

Isı pompasının teknik ve ekonomik performansı, kullanılan ısı kaynağının karakteristiği ile yakından ilgilidir. Isı pompası için ideal bir ısı kaynağı, ısıtma sezonu boyunca yüksek ve sabit sıcaklığa sahip olmalı, kirli olmamalı ve korozyona yol açmamalıdır. Aynı zamanda, kullanılacak ısı kaynağı, düşük yatırım ve işletme maliyetlerine sahip olmalıdır.

Hava, atık hava (egzoz havası), toprak ve yeraltı suları, küçük ısı pompası sistemleri için kullanılır. Diğer taraftan, deniz, göl, nehir suları, jeotermal ve atık su, büyük ısı pompası sistemleri için daha uygundur.

6.1 Hava

Hava, serbestçe erişilmesi ve bol miktarda bulunması nedeniyle ısı pompaları için en yaygın ısı kaynağı olmuştur.

Dış hava sıcaklığı, dış hava nemine de bağlı olarak 2°C ile 6°C 'nin altına düştüğünde karlanma olayı meydana gelmektedir. Bu durumda ısı pompalı sistem soğutma çevrimi gibi çalıştırılarak batarya üzerindeki kar çözülür. Bunun sonucu olarak sistemin verimliliği de düşmektedir.

6.2 Atık Hava

Mahalde bulunan ve sıcaklığı, oda sıcaklığına eşit olan hava, ısı pompası için ideal bir ısı kaynağı oluşturur. Isı pompası, atık havadan ısıyı geri kazanarak, mahalın ısıtılmasını ve sıcak su üretimini sağlar. Bazı üniteler, hem atık havayı hem de dış havayı kullanabilecek şekilde dizayn edilebilirler. Büyük binalar için atık havayı kullanan ısı pompaları genellikle ısı geri kazanım üniteleriyle birlikte kullanılırlar.

6.3 Yeraltı Suları

Su kaynakları, bir çok bölgede sabit sıcaklıkta (4°C - 10°C) bulunur. Su kaynaklı ısı pompalı sistemler genellikle kuyu suyu kullanırlar. Bu suların sahip oldukları sıcaklık sınırları nedeniyle karlanma tehlikesi yaşanmaz. En büyük dezavantajı, ısı pompasının kurulum maliyetidir.

6.4 Nehir ve Göller

Nehir ve göller, prensipte önemli ısı kaynakları olmalarına karşın, kış aylarında sıcaklıkları 0°C civarında olduğundan, donma tehlikesi söz konusu olmaktadır.

6.5 Denizler

Belirli şartlar altında mükemmel ısı kaynaklarıdır ve genellikle orta dereceli ya da büyük ısı pompası sistemleri için kullanılırlar.

25-50 metre derinlikte deniz suyu sıcaklığı 5°C ve 8°C arasında bulunur ve buz oluşumu yaşanmaz (donma noktası -1°C ve -2°C arasındadır).

Deniz suyunun ısı kaynağı olarak kullanıldığı sistemlerde, korozyona karşı dirençli donanım kullanmak çok önemlidir.

6.6 Atık Su

Yıl boyunca sahip oldukları yüksek sıcaklık nedeniyle önemli ısı kaynaklarıdır. Bunlara örnek olarak, kanalizasyon suları ve sanayi atıkları verilebilir. En büyük dezavantajları, genel olarak kullanım alanlarına olan uzaklıkları ve atık ısının değişkenliğidir.

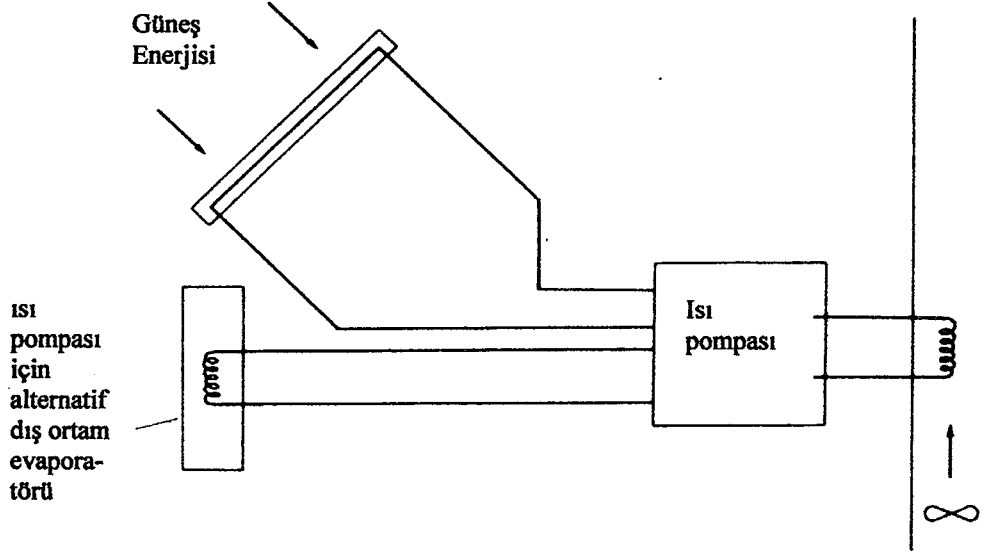
Atık sular; tüm bunlara karşın, enerji tasarrufu açısından endüstriyel ısı pompaları için ideal birer ısı kaynaklarıdır.

6.7 Güneş

Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden faydalanmanın en büyük avantajı, ısı pompası buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek seçilebilmesine imkan vermesidir. Dolayısıyla ısıtma tesir katsayısı artmış olur. Güneş enerjisinden yararlanan ısı pompası sistemleri, daha düşük toplayıcı sıcaklığında çalıştılarından, toplayıcı verimi diğer güneş enerjisi sistemlerinde olduğundan yüksektir.

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

Ancak, hava kaynağında olduğu gibi, ısı ihtiyacının yüksek olduğu günlerde güneş enerjisi de az olduğundan, ek bir ısıtma tesisatına veya ısının depolanmasına gerek vardır. Buda, zaten pahalı olan sistem maliyetinin artmasına neden olur.



Şekil 6.1 Isı kaynağı olarak güneşin kullanılması (Reay ve Macmichael, 1988)

6.8 Toprak

Yeryüzü, güneşten ışınlama oluşan ısı enerjisini absorbe eden dev bir enerji kolektörüdür. 20 ft (6 metre) den daha derinlerde toprak sıcaklığı, yıl boyunca büyük oranda sabit kalır. Toprak sıcaklığı; kışın, dış havadan daha sıcak; yazın da dış havadan daha soğuktur. Bu özelliği, toprağın sahip olduğu önemli bir avantajdır. Bununla birlikte, ısı kaynağı olarak toprağın kullanılması, toprakaltı ünitesi nedeniyle diğer sistemlere göre daha pahalı olabilmektedir.

Çizelge 6.1: Yaygın olarak kullanılan ısı kaynakları (www.heatpumpcentre.org)	
Isı kaynağı	Sıcaklık aralığı (°C)
Dış hava	-10 – 15
Atık hava	15 – 25
Yer altı suyu	4 – 10
Göl	0 – 10
Nehir	0 – 10
Deniz	3 – 8
Kaya	0 – 5
Toprak	0 – 10
Atık su	>10

6.9 Yerküre ve Atmosfer Arasındaki Isı Dengesi

Dünya ve atmosfer arasındaki ısı balansı, meteoroloji için çok önemlidir. Dünyayı bir termodinamik sistem olarak ele alabiliriz. Bu sistemin dış çevresi uzay boşluğu ile kaplıdır. Uzayda taşıyıcı akışkan hava olmadığından konveksiyon ve kondüksiyon ile ısı transferi de yoktur. Bu nedenle uzay ve dünya arasındaki ısı transferi radyasyon ile gerçekleşmektedir.

Güneşten atmosferin en üst kısmına gelen 100 birim enerjinin % 33'ü bulutların yüzeyinden dış uzay ortamına yansıtılır. % 9'u atmosferden saçılarak uzay ortamına yansıtılır. % 15'i atmosfer içindeki su buharı tarafından absorbe edilir. Güneş enerjisinin % 27'si direkt radyasyon olarak, % 16'sı diffüz radyasyon olarak toprak yüzeyine ulaşır. Böylece atmosfer dış yüzeyine gelen 100 birim güneş radyasyonunun % 43'ü toprak yüzeyine ulaşır. Bu enerji de toprak yüzeyinin dolayısıyla alt katmanlarının ısınmasına neden olur.

6.10 Jeotermal Enerji

Jeotermal enerji yer kabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş basınç altındaki sıcak su, buhar, gaz veya sıcak kuru kayaların içerisindeki ısı enerjisidir. Bir başka deyişle, jeotermal enerji yerkürenin ısısidir. Yerkürenin merkezi sıcak olduğundan, yüzeyden derine doğru indikçe sıcaklık artmaktadır. Ayrıca bazı alanlarda bulunan sıcak kuru kayalar da herhangi bir akışkan içermemesine rağmen jeotermal kaynak olarak nitelendirilmektedir.

Jeotermal akışkanı meydana getiren sular, genellikle meteorik kökenli olduklarından yer altındaki rezervuar sürekli beslenmekte ve kaynak yenilenebilmektedir. Bu nedenle pratikte beslenmenin üstünde kullanım olmadıkça jeotermal kaynakların azalması söz konusu değildir.

İlk zamanlar sıcak su kaynakları tıbbi, dinlenme ve banyo amaçlı kullanılırken, günümüzde farklı dallarda ekonomik amaçlı kullanımıyla dikkati çekmektedir. Akışkan sıcaklıklarına göre bazı kullanım alanları aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir.

Yüksek entalpili kaynaklardan; Elektrik üretimi, endüstride, soğutmada, sanayide, ısıtma ve bazı gıda maddelerinin kurutulmasında,

Düşük ve orta entalpili kaynaklardan; binalarda ısıtma, sera ısıtması, kimyasal madde eldesi, kaplıcalarda kullanım, yüzme havuzu ve termal tedavi gibi alanlarda kullanılmaktadır.

Çizelge 6.2 Jeotermal Akışkanların Sıcaklıklarına Göre Değerlendirilmesi (Lindal Diyagramı)
(Arı, 1997)

180°C	Yüksek konsantrasyon solüsyonun buharlaşması, amonyum absorpsiyonu ile soğutma.
170°C	Hidrojen sülfür yoluyla ağır su eldesi. Diatomitlerin kurutulması.
160°C	Kereste kurutulması, balık vb yiyeceklerin kurutulması.
150°C	Bayer's yoluyla alüminyum eldesi.
140°C	Tarımsal ürünlerin kurutulması (Konservecilik)
130°C	Şeker endüstrisi, tuz eldesi.
120°C	Temiz su eldesi, tuzluluk oranının artırılması.
110°C	Çimento kurutulması.
100°C	Organik maddelerin kurutulması (yosun, et, sebze vb)
90°C	Balık kurutma.
80°C	Ev ve sera ısıtması.
70°C	Soğutma (alt sıcaklık sınırı).
60°C	Sera, kümes ve ahır ısıtması.
50°C	Mantar yetiştirme, balneolojik banyolar.
40°C	Toprak ısıtma, kent ısıtma (alt sınır)
30°C	Yüzme havuzları, fermantasyon, damıtma, sağlık tesisleri.
20°C	Balık çiftlikleri

Yüksek entalpili kaynaktan elektrik üretimi tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de bilinmekte ve uygulanmaktadır. Fakat düşük entalpili jeotermal kaynaklardan elektrik üretimi maalesef ülkemizde üzerinde çaba gösterilmesi gerekli konular arasında kalmıştır. Bu sistemde, türbinler, su yerine kaynama noktaları çok daha düşük olan florakarbon veya hidrokarbon ailesinden organik maddeler aracılığıyla tahrik edilmektedir.

6.10.1 Dünyada Jeotermal Enerji

Dünyada jeotermal enerji ısıtma ve endüstriyel amaçlı olarak 1890'lı yıllardan beri kullanılmaktadır. Türkiye'de ise 1940'lı yıllarda jeotermal enerjiye yönelik çalışmalar yoğunlaşmış olup 1980'li yıllarda ekonomik amaçlı kullanımlar başlamıştır. 53 lt/sn debide, 77°C sıcaklıktaki jeotermal kuyudan beslenen dünyanın ilk jeotermal ısıtma tesislerinden Boise, 1890 Idaho'da (ABD) inşa edilmiştir. İzlanda'nın başkenti Reykjavik'de, ortalama 40

km mesafedeki jeotermal su ile şehrin tamamına yakını ısıtılmaktadır. Dünyada en uzun jeotermal su taşıma boru hattı 61 km ile İzlanda'da bulunmaktadır. Fransa'da ise 1600 m ile 1900 m derinlikteki kuyulardan çıkarılan 55°C ile 77°C'deki jeotermal sular ile ısıtma yapılmaktadır. Oysa Türkiye'de Kızıldere jeotermal elektrik santralinde halen Büyük Menderes'e atılmakta olan 147°C sıcaklıkta ve 750 ton/h'lik debide jeotermal akışkanın, Denizli il merkezinin ısıtmasında kullanılması halinde 25.000-28.000 konut eşdeğeri bir ısıtma yapmak mümkündür. Bu örnekleri dünyanın çeşitli ülkeleri ve çeşitli bölgeleri için çoğaltmak mümkündür. (Arı, 1997)

6.10.2 Türkiye'de Jeotermal Enerji

Türkiye'de MTA verilerine göre 40°C'nin üzerinde yaklaşık 140 civarında jeotermal saha olup, jeotermal ısı potansiyelimiz 31.500 MWt'dır. Bu değerlerle dünya sıralamasında potansiyel jeotermal kaynağı olarak ilk 8'lere girmesine rağmen Jeotermal kaynaklarının yeterince kullanıldığını söylemek mümkün değildir. Çizelge 6.3'de verilen jeotermal kaynaklar ve sıcaklıklarına bakıldığında kaynakların şu anki uygulama durumları düşündürücüdür. Ancak Türkiye'de özellikle 1990 yılından sonraki konu ile ilgili çalışmaların hızlanması umut vericidir.

Türkiye'de uygulanan jeotermal enerji projelerinden; Gönen'de yaklaşık 1500 konut eşdeğeri ısıtma ve sıcak su, 2.000 m² sera ve 60 adet tabakhane (16.3 MWt) 1987'den, Balçova Termal Tesisleri ve Dokuz Eylül Üniversitesi Tıp Fakültesi Kampüsü ısıtması ve sıcak su (17,8 MWt) tesisleri 1992 yılından beri çalışmaktadır. Kızılcahamam'da 1000 konut eşdeğeri ısıtma sayılabilir. Ayrıca Kırşehir'de 1800 konut eşdeğeri (18,25 MWt) ısıtma ve sıcak su temini 57°C sıcaklıktaki termal su ile sağlanmaktadır. (Arı, 1997)

6.10.3 Jeotermal Enerjinin Kullanım Problemleri ve Çözüm

Jeotermal sahanın içerdiği kimyasal maddelere göre, ısıtma sistemi farklılık gösterdiğinden her bölgeye, her kuyuya özgü çözümler üretilmelidir. Isıtma sistemleri Kuyu Dışı Eşanjörlü Jeotermal Merkezi Isıtma, Kuyu İçi Eşanjörlü Merkezi Isıtma ve Direk Isıtma ile Merkezi Isıtma ana başlıklarında incelenebilir. Kullanılan jeotermal sistemler bulunduğu bölge ve uygulanacak proje özelliklerine göre Tek Borulu veya İki Borulu olarak dizayn edilebileceği gibi, Kuyu Başı Eşanjör Sistemi veya Isıtmanın Yapılacağı Merkezde Eşanjör Sistemi şeklinde dizayn edilebilmektedir. Bu sistemler her kuyu için yapılacak fizibilite çalışmaları ve lokal şartlar göz önüne alınarak karara bağlanmalıdır.

Çizelge 6.3 Türkiye'deki Bazı Önemli Jeotermal Alanların Rezervuar Sıcaklıkları

Simav	162 ⁰ C
Salihli	98 ⁰ C
Tuzla	175 ⁰ C
Seferihisar	145 ⁰ C
Denizli (Kızıldere)	204 ⁰ C
Denizli (Gölemezli)	190 ⁰ C
Denizli (Pamukkale)	98 ⁰ C
Denizli (Karahayıt)	97 ⁰ C
Germencik	232 ⁰ C
Salavatlı	171 ⁰ C
Kozaklı	93 ⁰ C
Kızılcahamam	86 ⁰ C
Gönen	82 ⁰ C
Gediz	87 ⁰ C
Sandıklı	68 ⁰ C
Sındırgı (Hisaralan)	106 ⁰ C
Ömer-Gecek	98 ⁰ C
Kestanbalo	75 ⁰ C
Van (Erciş)	90 ⁰ C
Gazlıgöl	68 ⁰ C
Yalova	66 ⁰ C
Bigadiç	80 ⁰ C
Yenice	90 ⁰ C
Armutlu	77 ⁰ C
Çitgöl	105 ⁰ C

Genelde jeotermal kaynaklarda karşılaşılan en önemli problemler; kalsiyum karbonat oluşumu (kabuklaşma), jeotermal suyun içerdiği yüksek bor oranı ve jeotermal suyun korozif etkisi olarak bilinmektedir.

Jeotermal sahalarda üretilen suyun içerdiği minerallerin kimyasal tepkimeleri sonucunda, doğal olarak çözilemeyen bazı bileşikler boruların iç yüzeylerinde ve diğer donanımlarda kabuklaşma veya korozif etkisinden dolayı delinmelere, çürümelere sebep olabilmektedir. Suyun bileşimine bağlı olarak mineral kabuklaşmayı oluşturan bileşikler arasında kalsiyum karbonat, magnezyum karbonat, kalsiyum sülfat, stronsiyum sülfat, baryum sülfat, silikat ve demir bileşikleri sayılabilir. Diğer problemlerden biri de en az kabuklaşma problemi kadar önemli korozyon problemidir. Jeotermal akışkanlarda, metal yüzeylerde korozyona neden olan başlıca kimyasal maddeler, oksijen, hidrojen iyonu, hidrojen sülfid, karbondioksit, amonyak ve sülfat iyonudur. Dolayısıyla jeotermal sahalarda suyun üretimi ve kullanımı için mineral kabuklaşması ve suyun korozif etkisinin kontrol altına alınması gerekmektedir. Kabuklaşma ve korozyon problemleri tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de işin uzmanları tarafından rahatlıkla çözülebilmekte mevcut projelerde başarı ile uygulanabilmektedir.

Kabuklaşma ve korozyonu önlemek için jeotermal suyun analizi yapılarak, suyun özelliklerine göre seçilen veya hazırlanan kimyasal inhibitör bir dozaj pompası vasıtasıyla kuyuya pompalanarak problemlerin çözümü mümkün olmaktadır. Burada, inhibitör seçimi, kullanılacak inhibitör miktarı ve inhibitörün kuyunun ne kadar derinliğe dozajlanması önemlidir. Yeraltında basınçla gelen jeotermal su 60 m'den sonra yüzeye çıkana kadar oksijenle temas halindedir. Dolayısıyla hızla kireç oluşumu başlayacağından kısa süre sonra sondaj boru çapının daralması sonunda, kuyu veriminin düşmesine, hatta kuyunun kullanılmaz hale gelmesine neden olabilir. Deneme ve tecrübeler uygulanacak inhibitörün dozaj pompası ile kuyunun 60 m derinliğine verildiğinde problem büyük oranda giderileceği yönündedir. (Arı, 1997)

6.10.4 Düşük Sıcaklıklardaki Suların Kullanılması

Düşük sıcaklıktaki jeotermal sular, ısıtmada ısı pompaları ile kullanılmaktadır. Bu yöntem İsveç'te oldukça yaygındır. Böylece düşük sıcaklıklardaki jeotermal kaynaklar faydalı hale getirilirken ısınma maliyeti azalmakta, en önemlisi çevre kirliliğine yol açacak ısınma sistemleri daha az kullanılacağından çevreye olumlu katkı sağlamaktadır.

Yine düşük sıcaklıklardaki jeotermal suların kapalı devre soğurmalı sıcaklık yükselticilerinde kullanılıp, kimyasal tepkimelerden faydalanılarak düşük sıcaklıklardaki jeotermal suların daha yüksek sıcaklıklara çıkarılması ile kullanımı yakın gelecekte uygulama alanı bulacaktır.

Çizelge 6.4 Isı Pompası Kaynaklarının Karşılaştırılması (Reay ve Macmichael, 1988)

Isı kaynağı Kaynak sınıflandırması	Hava Temel	Kuyu suyu Temel	Yüzey suyu Temel	Atık su Temel veya yardımcı	Toprak Temel veya yardımcı	Güneş Yardımcı
Isı düşümü için uygunluğu	İyi	İyi	İyi	Sınırlı	Genellikle zayıf	
Elde edilebilirliği (mekan)	Evrinsel	Belirli değil	Nadiren	Sınırlı	Geniş ölçüde	Evrinsel
Elde edilebilirliği (zaman)	Devamlı	Devamlı	Devamlı	Değişken	Devamlı	Aralıklı
İlk yatırım masrafı	Su ve toprağa göre daha düşük	Kuyu açma maliyetine bağlı olarak değişken	Düşük	Değişken	Yüksek	Yüksek
Çalışma masrafı	Nispeten düşük	Düşük	Nispeten düşük	Düşük	Orta	Çalışma masraflarını azaltmak için yardımcı sistem olarak kullanılır
Sıcaklık değişimi	Fazla	Az	Orta	Genellikle orta	Düşük	Aşırı
Dizayn bilgisi	Genellikle yeterli	Genellikle yeterli	Genellikle yeterli	Kaynak sıcaklığı sabit ise yeterli	Yetersiz	Pratik olarak elde edilebilir.
Ekipman boyutları	Orta	Kuyu hariç ufak	Küçük	Değişken (genellikle orta)	Toprak altına döşenen borular hariç ufak	
Standart üretime uygulanabilirliği	Mükemmel	Kuyu hariç mükemmel	Mükemmel	Zayıf	Zayıf	Zayıf
Karşılaşılabilecek özel sorunlar	Binanın ısı talebi artınca elde edilebilen ısı miktarı azalır, buzlanma ekstra kapasite gerektirir.	Korozyon, ısı transfer yüzeyinde kireçlenme meydana getirebilir, suyun kompozisyonu kuyudan su çıkana kadar bilinemez. Kuyudan su da çıkamayabilir.	Su kireçlenmeye, korozyona ve mantar oluşumuna sebep olabilir.	Genellikle kireç oluşumuna sebep olur ve korozyon. Genellikle yeterince kaynak bulunamaz.	Montaj masraflarını tahmin edebilmek zordur. Borularda meydana gelebilecek arızaları düzeltmek çok zordur.	Genellikle ısı muhafaza elemanna ihtiyaç duyulur.

7. ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI

Isı pompalı sistemler, klasik ısıtma sistemleri ile yatırım maliyeti yönünden karşılaştırıldığında daha pahalı olmalarına karşın, bu sistemlerin yazın soğutma, kışın da ısıtma amaçlı kullanılması mümkündür. Isı pompalı sistemler, ısıtma ve soğutma prosesini farklı cihazlar ile gerçekleştiren sistemler ile mukayese edildiğinde, yatırım maliyetinin uygun olacağı görülebilir. Isı pompasını en yaygın olarak kullanan ABD’de 1984 yılında konutlarda yapılan bir çalışmada konutların üçte birinde ısı pompalı sistemlerin kullanıldığı saptanmıştır.

Isı pompalı sistemlerin sınıflandırması iki farklı şekilde yapılabilir. Bunlardan biri, uygulanan çevrime bağlı olarak yapılan sınıflandırma; diğeri, kullanılan alt ısı kaynağına göre yapılan sınıflandırmadır.

Uygulanan çevrim dikkate alındığında, ısı pompaları genel olarak;

- Buhar sıkıştırmalı çevrimler,
- Absorbsiyon çevrimi.

olmak üzere iki farklı şekilde sınıflandırılır. Bu çevrimlerden Isı Pompası Teorisi bölümünde detaylı olarak bahsedilmişti.

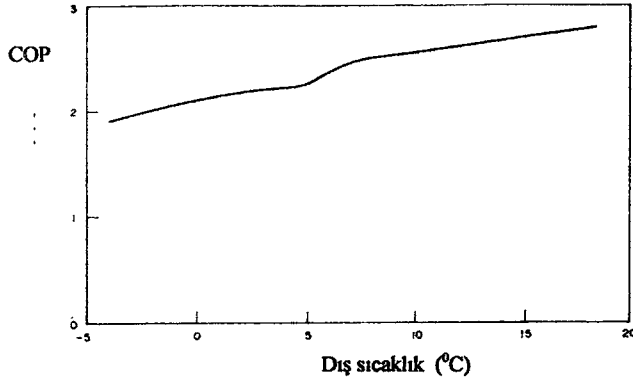
Kullanılan alt ısı kaynakları dikkate alındığında yapılan sınıflandırma üçe ayrılır. Bunlar:

- Hava kaynaklı
- Su kaynaklı
- Toprak kaynaklı ısı pompalarıdır.

7.1 Hava Kaynaklı Isı Pompaları

Yoğuşturucunun ve buharlaştırıcının ısı transfer ortamının hava olduğu sistemlerdir. Konutlarda kullanılan ısı pompalarının büyük bir bölümü, ısı kaynağı olarak havayı kullanmaktadır. Hava, kolay elde edilebilmesi nedeniyle en uygun ısı kaynağı olmakla birlikte, sistem dizaynının, mahale bağlı olarak çok dikkatli bir optimizasyonunun yapılmasını gerektirecek en büyük dezavantajı ise havanın oldukça değişken bir sıcaklığa sahip olmasıdır.

Isı pompası performansı, evaporatör ve kondenser arasındaki sıcaklık farkının artması nedeniyle azalacaktır. Bu da hava kaynaklı ısı pompaları için çok büyük bir dezavantajdır; çünkü, dış sıcaklık düştükçe, ısıtılacak mahalin ısı ihtiyacı artarken, ısı pompasının ısıtma kapasitesi de düşecektir.



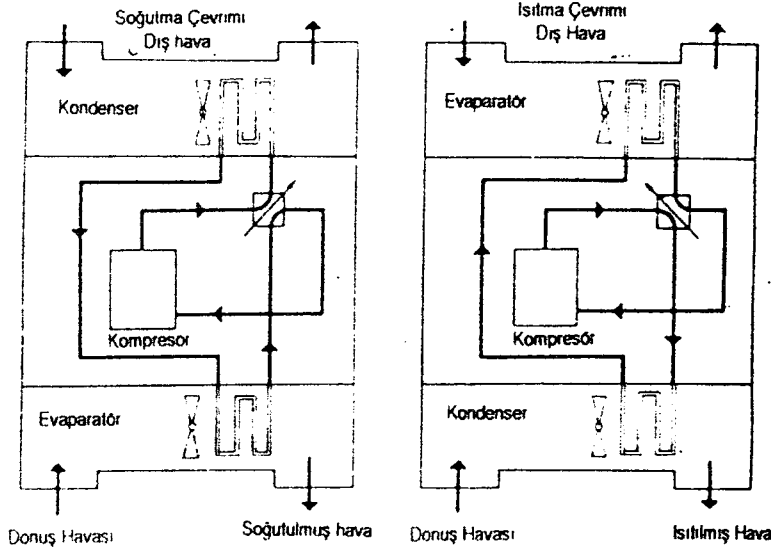
Şekil 7.1 Hava kaynaklı ısı pompasının COP değerinin Dış Havaya bağlı olarak değişimi. (Reay ve Macmichael, 1988)

Dış hava sıcaklığındaki değişimlerin neden olacağı dezavantajları ortadan kaldırmak için alınacak önlemlerden birisi ek ısıtmadır.

Isı kaynağı ne olursa olsun ısı pompası sistemlerinin yatırım maliyeti, konvansiyonel ısıtma sistemlerine göre daha fazladır. Sadece ısıtma amaçlı bir sistem düşünülürse, dış hava sıcaklığının düşük olduğu bir bölgede sistem kurulduğunda, ısı kaybının tamamının bu sistem tarafından karşılanması öngörüldüğünde, ilk yatırım maliyetleri daha da artacaktır. Bu yüzden sistem dizaynı yapılırken minimum sıcaklığın yılın çok az zamanında hissedileceği düşünülerek ve ekonomik kıstaslar da göz önünde bulundurularak sistem dizaynı yapılır. Pik durumlarda ortaya çıkacak ısı ihtiyacı, ek ısılarla sağlanır. Ek ısılar, elektrikli ısıtıcılardan ya da bir kazan sisteminden elde edilebilir. (Reay ve Macmichael, 1988)

Elektrikli ısıtıcı kullanılacağı düşünülürse, ısıtıcıları kontrol etmenin en etkili yolu iç ve dış termostat kullanmaktır. Dış hava sıcaklığı balans noktasının altına düştüğünde dış termostatın yönetmesiyle birlikte ek ısıtıcılar çalışmaktadır.

Isı pompasının soğutma da yapması isteniyorsa dizayn yaparken soğutma yükünün de hesaba katılması gerekmektedir. Eğer sistemin soğutma kapasitesi yeterli değilse, daha büyük bir ısı pompası kullanmak şarttır.



Şekil 7.2 Hava-hava ısı pompası sistemi

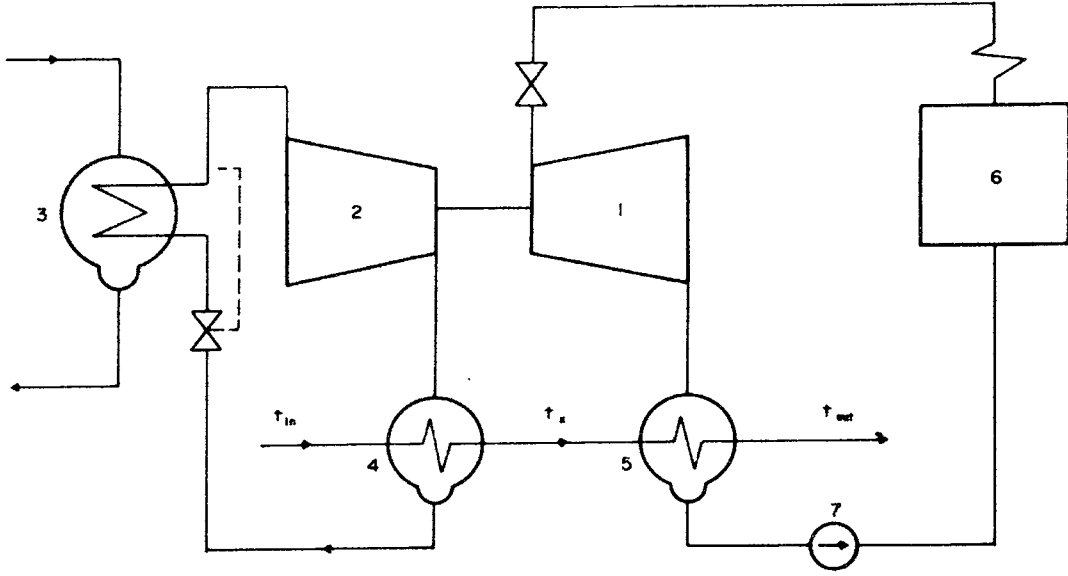
7.2 Su Kaynaklı Isı Pompaları

Birçok kaynaktan devamlı olarak elde edilebileceği, tipik olarak 4-12⁰C sıcaklıkta olacağı için ve yüksek ısı kapasitesi ve ısı transferi nedeniyle su, ısı pompaları için iyi bir ısı kaynağıdır. Örneğin sıcaklığı donma noktasının altına asla düşmez. Fakat, ne yazık ki suyun fiyatı endüstriyelmiş ülkelerde devamlı artmakta ve bu da ısı pompaları için su sağlamaya oldukça pahalı ve pratik olmayan hale getirmektedir.

Kuyu suları da sabite yakın su sıcaklığıyla iyi bir kaynaktır (kuzey iklimlerde 10⁰C'e yakın, güney iklimlerde ise sıcaklığı yükselerek ekvatora yakın yerlerde yaklaşık 15⁰C'ye ulaşmaktadır), fakat, ne yazık ki kuyu sularının birçok değişik amaç ile kullanılmaları nedeniyle kaliteli suya sahip kuyu bulmak zorlaşmıştır. Zayıf kaliteli kuyu suları da ısı değiştiricilerde korozyona sebep olabilir. Montaj uygulamalarının pahalı olması bu sistemin düzenli kullanılması için bir dezavantajdır. Uygun bir kaynak bulabilmek için toprağı kazmak gerekecektir ve önemli miktarda borulamaya ihtiyaç duyulacaktır. Pompa kapasiteleri yüksek olabilir ve suyun yeterince kaliteli olmadığı anlaşılırsa arıtma yapmak gerekebilir.

Bazen de 50 metreden daha az derinlikten elde edilebilecek yeraltı suları da ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Yapılan araştırmalara göre böyle bir kaynağın verimli kullanılması durumunda alan ısıtması için kullanılan ısı pompalarının geri ödeme periyodu % 10 azaltılmaktadır.

Isıtılmış su dış havaya göre çok daha iyi bir ısı kaynağıdır. Örneğin bulaşık makinalarının ve banyoların atık suları çok iyi bir ısı kaynağı olabilir. Ayrıca güç istasyonlarından elde edilen ılık atık su ısı pompaları için iyi bir ısı kaynağıdır. Bu ısı kaynağı ile ilgili en ilginç çalışmalardan biri Kolsbuz tarafından yapılmıştır (Reay ve Macmihael, 1988).



Şekil 7.3 Mahal Isıtması İçin Isı Pompası ve Basınç Türbininin Birlikte Kullanılması (Reay ve Macmichael, 1988).

Kolsbuz ısı pompası kompresörünü (2) tahrik için basınç türbini (1) kullanarak güç istasyonlarında oluşan atık ısıyı verimli bir şekilde geri kazanılabileceğini söylemiştir. Güç istasyonunda oluşan atık enerjinin ısısının kondenserde (3) (aynı zamanda ısı pompasının evaporatörü olarak da görev yapar) verilmesinden sonra bu ısı, suyu ısıtmak için ısı pompası tarafından ilk aşamada (4) kullanılır. Isıtmanın ikinci aşaması ise basınç türbininin kondenseri tarafından gerçekleştirilir. Kolsbuz bu sistemle COP değerini 6.6 olarak elde etmiştir. (6) ve (7) numaralarıyla gösterilenler sırasıyla kazan ve besleme pompasıdır. Bu sistemle 28°C ısı kaynağıyla 70°C 'de su elde etmek mümkündür.

7.3 Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağa gömülü olan bir ısı değiştirici ve buna bağlı olan bir buhar sıkıştırımlı çevrimden oluşur.

Toprak devresinde genelde su veya su-antifriz karışımı kullanılır. Bu akışkan, toprağa gömülü termoplastik borular vasıtası ile ısı değiştirici içinde dolaşır ve çektiği ısı enerjisini buharlaştırıcıda ısı pompasındaki soğutucu akışkana devreder.

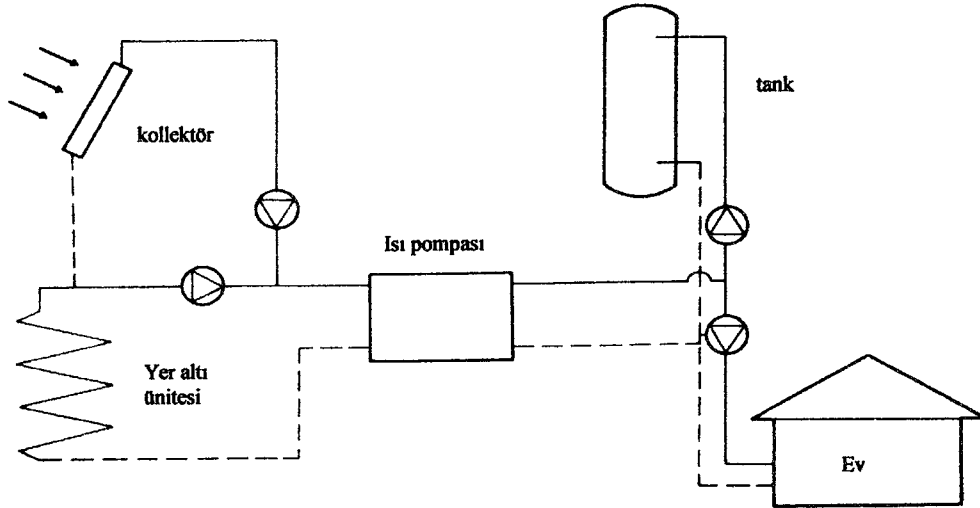
Toprak kaynaklı ısı pompalarının projelendirilmesinde, toprağın fiziksel ve kimyasal özellikleri, toprak devresinin boyutlandırılmasında önemli kriterlerdir. Ancak toprak özelliklerinin zamanla değişmesi hesaplamalarda göz önüne alınmalıdır. Örneğin ısı pompası

ile ısı çekilmesi halinde, toprağa gömülmüş boru civarındaki toprağın sıcaklığı düşer. Buna bağlı olarak nem ve diğer özellikleri de değişir. Ayrıca toprak sıcaklığı düştüğü için, topraktan gelen akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da düşer. Bu da ısı pompasının etkinliğini değiştirir. Bununla birlikte eğer topraktan çekilen ısı miktarını karşılayacak kadar toprağa tekrar ısı geçişi olmazsa toprakta donma tehlikesi baş gösterir.

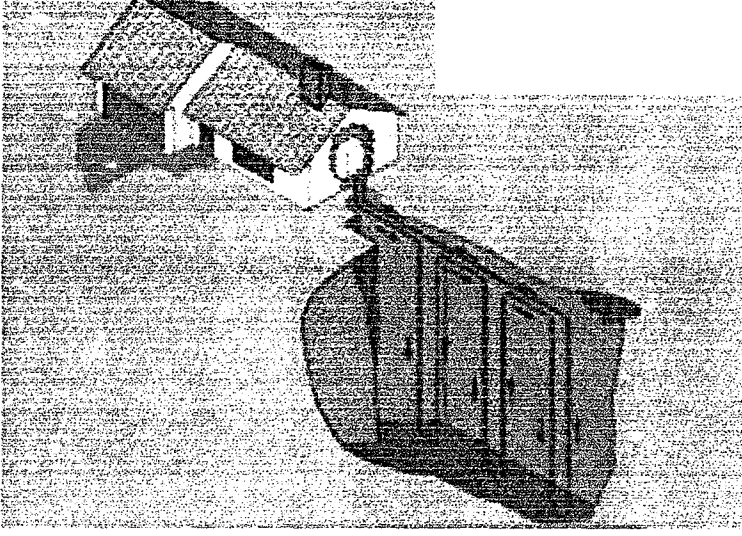
Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprak devresinin yerleşim şekline göre yatay ve dikey tip olmak üzere ikiye ayrılır. Dikey tip ısı pompaları, iki adet küçük çaptaki yüksek yoğunluklu polietilen tüpün, yere dik olarak açılan bir kuyuya yerleştirilmesinden oluşur. Bu tüpler kuyunun dibinde bir U parçası ile birleşir. Kuyunun derinliği, sondaj koşullarına, yapılan hesaplardan sonra elde edilen basınç düşümü ve ısı iletim değerlerine göre 15-200 m arasında değişir. (Kıncay ve Temir, 2002)

Isı pompası sistemlerinde, ısı değiştirici boru uzunluğu aşağıdaki etkenlere bağlı olarak değişir:

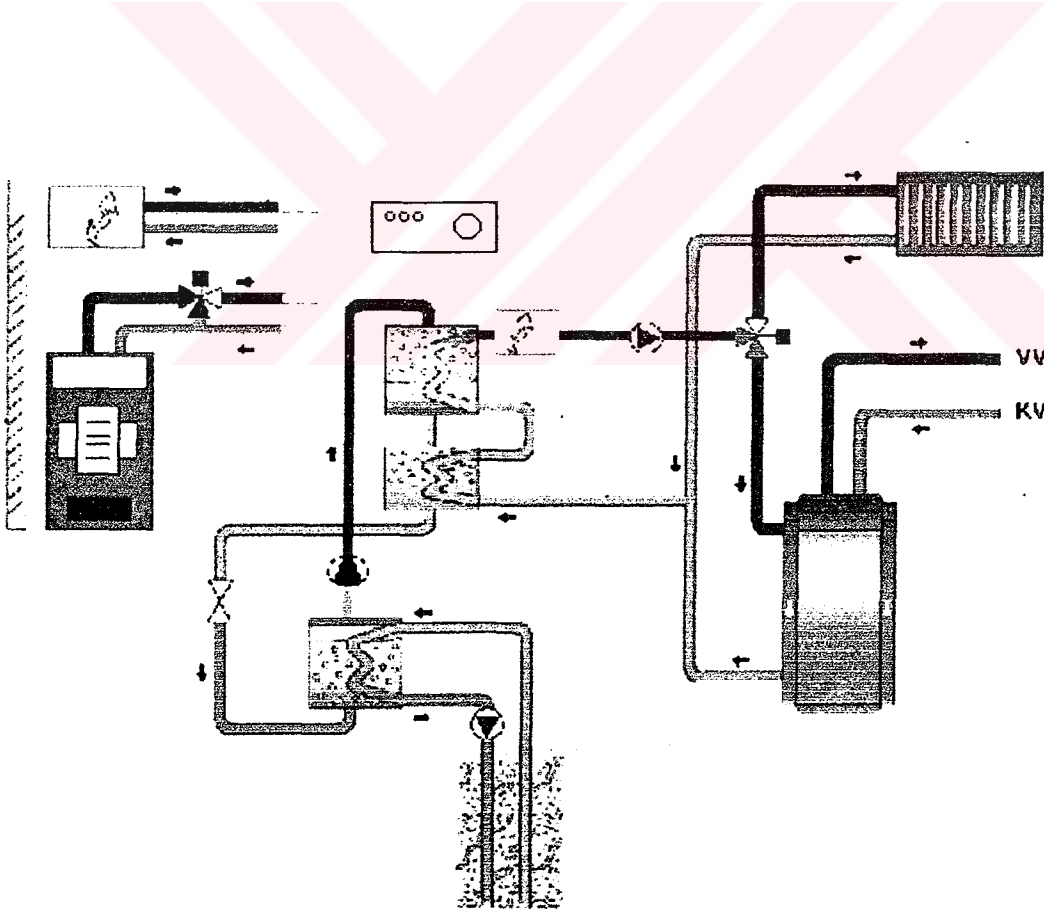
- Sistemin ısıtma ve soğutma kapasitesi
- Toprak asıl direnci
- Sistemin COP değeri
- Boru ısı direnci
- Yıllık ortalama toprak sıcaklığı
- Isı değiştirici tipi
- Isıtma ve soğutma için sisteme giren su sıcaklığı.



Şekil 7.4 Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası (Reay ve Macmichael, 1988)



Şekil 7.5 Dikey tip Toprak kaynaklı ısı pompası (www.geothermalheatpump.com)



Şekil 7.6 Toprak kaynaklı ısı pompasının şematik görünümü (Kıncay ve Temir, 2002)

Çizelge 7.1 Üç tip ısı pompasının karşılaştırılması (Küçükçalı, 2002)

Karşılaştırma konusu	Havadan-Suya	Kuyu suyundan-Suya	Topraktan-Suya (yatay)	Topraktan-Suya (düşey)
Isı kaynağı cinsi	Dış hava	Kuyu suyu	Toprak	Toprak
Isı kaynağı uygunluğu	Verim ve kapasite azalan dış sıcaklıkla birlikte azalıyor.	İyi	Eğer toprak nemliyse iyi, yoksa performans kötü, toprakta nem veya su bulunmalı.	Eğer toprak nemliyse iyi, yoksa performans kötü, toprakta nem veya su bulunmalı.
Sıcaklık aralığı	-18 ile +24 °C ; çok değişken	7 ile 12 °C; kararlı	-7 ile 17 °C değişken	8 ile 12 °C kararlı
Kapasite aralığı	7 ile 15 kW	12 ile 92 kW	4 ile 68 kW	4 ile 68 kW
Kademe sayısı	Tek kademe	Büyük kapasiteler iki kademe	Büyük kapasiteler iki kademe	Büyük kapasiteler iki kademe
Yardımcı ısıtma ihtiyacı	Var	Yok	Yok	Yok
COP aralığı	2,9 ile 4,1	2,5 ile 5,7	2 ile 4,8	2 ile 4,8
Yerleşim	a) Kazan dairesine dış hava kanal bağlantısıyla b) Dış ortama veya kanalsız	Kazan dairesine iki kuyu, pompa ve borular, su kötü ise plakalı eşanjör	Kazan dairesine yatay arklar içinde borular, pompa, plakalı eşanjör	Kazan dairesine Düşey delik içinde borular, pompa, plakalı eşanjör
Yatırım maliyeti	Düşük	Kuyuların varlığına bağlı	yüksek	yüksek
İlave tesis maliyeti	Kanal ve fan	Kuyu, boru ve pompa	Ark açılması, dolgu, boru eşanjör, pompa	Delik delinmesi, dolgu, boru eşanjör, pompa
Enerji maliyeti	Orta	Düşük	Düşük	En düşük
Ek enerji maliyeti	Fan işletim maliyeti; defrost işlemi enerjisi; defrost sırasında elektrikli ısıtma	Açık devre Basma Pompası İşletim maliyeti	Sirkülasyon Pompası işletim maliyeti	Sirkülasyon pompası işletim maliyeti
Bakım maliyeti	Düşük	Periyodik bakım gerekli	Düşük	Düşük
Sınırlamalar	7-5 °C altındaki dış sıcaklıklarda defrost gerekiyor	Kullanılan suyun kalitesi yeterli olmalı, belirli koşulları sağlamalı, buna göre eşanjör tipi ve malzemesi gerekir. Kuyu açmak ve suyu geri vermekle ilgili izin alınmalı. Kuyu suyu pompaj derinlikleri belirli değerleri (15 m) aşmamalı.	Toprak eşanjörü için yüksek ilk maliyet; Büyük miktarda (ort. Bir ev için min. 450 m ²) arazi gerekli; Toprak 1-2 m kaldırılarak veya ayırıcı derinlikte arklar açılarak borular toprağa gömülür	Toprak eşanjörü için çok yüksek ilk maliyet; Derin kuyu (sonday) delmek gerekli (15-100 m); delikler arası min. 6 m; Tesis edebilecek usta sayısı sınırlı; Delme kolay olmalı kaya bulunmamalıdır.
Gerekli data		Su analizi	Toprak analizi	Toprak analizi, toprak yapısı
Çevre etkisi	Çevre dostu, hiçbir zararlı emisyon yok.	Su kirliliği riski	Toprakta uzun dönemde ısı kirlenme; bitki örtüsünün etkilenmesi	Toprakta uzun dönemde ısı kirlenme
Cihaz ses seviyesi, dB(A)	55-57	İki kompresörlü büyük tipler 59-70	İki kompresörlü büyük tipler 59-69	İki kompresörlü büyük tipler 59-69

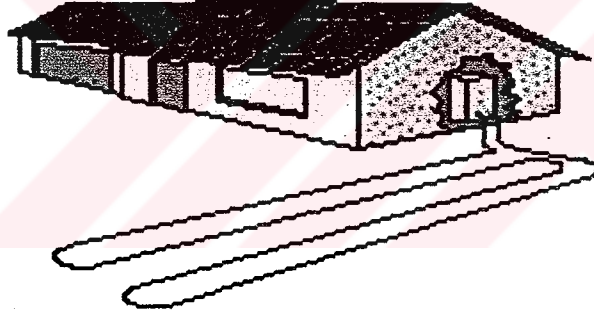
8. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI TESİSAT TIPLERİ

Toprak kaynaklı ısı pompaları, Kapalı ve Açık Devre olmak üzere başlıca iki ana grupta incelenir.

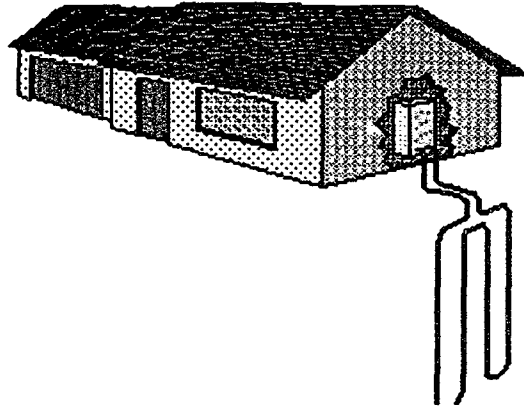
8.1 Kapalı Devre Tesisatlar

Kapalı devre tesisatlar, uygulama alanlarının çokluğu, emniyetli ve ekonomik olması dolayısıyla en çok tercih edilen toprak altı devre tipidir. Bu sistemlerde, ısı kaynağı ve ısının atıldığı yer olarak toprak kullanılır. Toprak altı devresinde dolaşan, su-antifriz karışımı için kullanılacak antifrizler, profilen, kalsiyumklorid, metanol'dür. Toprak altı boru malzemesi olarak en çok tercih edilen, polietilendir.

Kapalı devre tesisatlar, toprak ısı değiştirici tiplerine göre Dikey Tip ve Yatay Tip olmak üzere başlıca iki grupta toplanırlar.



Şekil 8.1 Yatay Tip Kapalı Devre (www.ghpc.org)



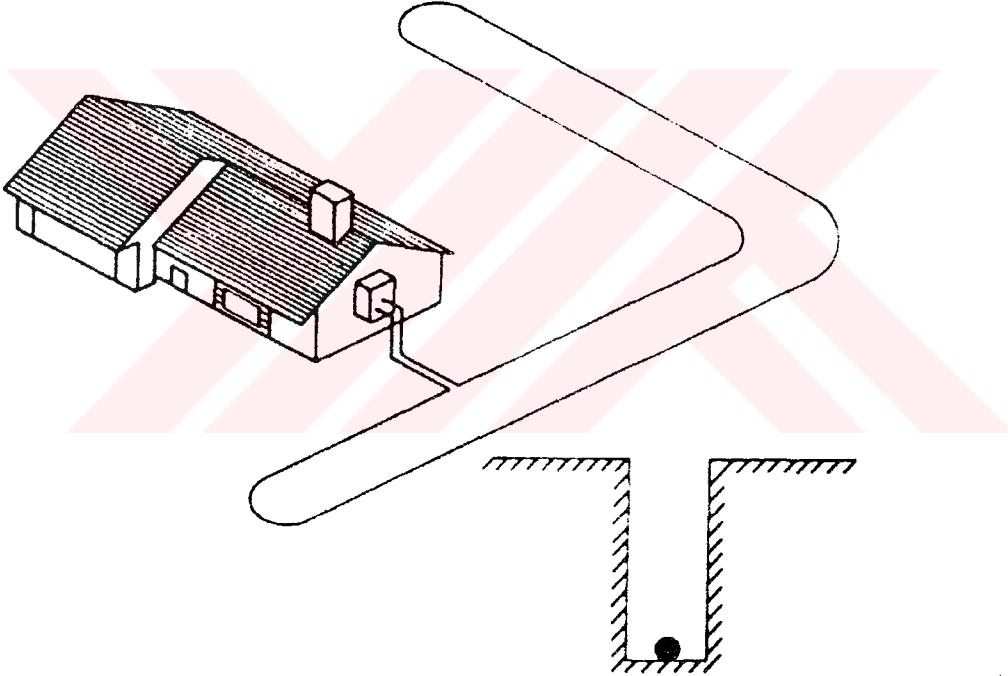
Şekil 8.2 Dikey Tip Kapalı Devre (www.ghpc.org)

8.1.1 Yatay Tip Kapalı Devre

Yatay tip kapalı devre uygulamaları, geniş bir alan gerektirdiğinden ısı ihtiyacı az olan mahaller için uygundur. Diğer taraftan, boruların geçeceği hendeklerin kazılması, dikey tipten daha kolay ve daha az masraflı olduğundan, yeteri kadar alan olması halinde tercih edilebilir duruma gelmektedir. Su-antifriz karışımı borular içinde seri ya da paralel akışta dolaşabilmektedir.

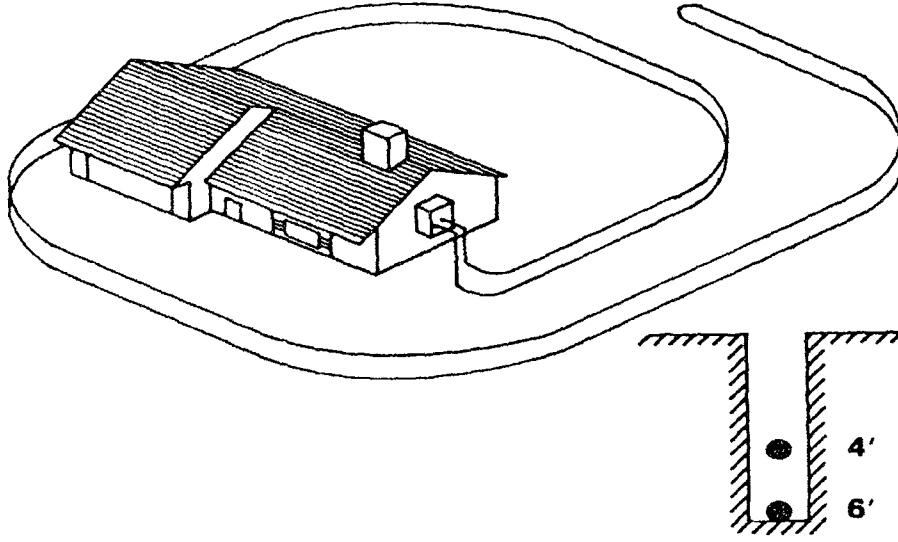
Yatay tip kapalı devrelerde, yüzeyin değişken koşullarından etkilenmeyi en aza indirmek amacıyla kanal derinliği genel olarak 0.9m – 1.8m arasında seçilir. (Miles,1994)

Yer altı boru hatları arasındaki mesafe, 0,3m-0,6m arasında alınabilir. (Miles,1994)



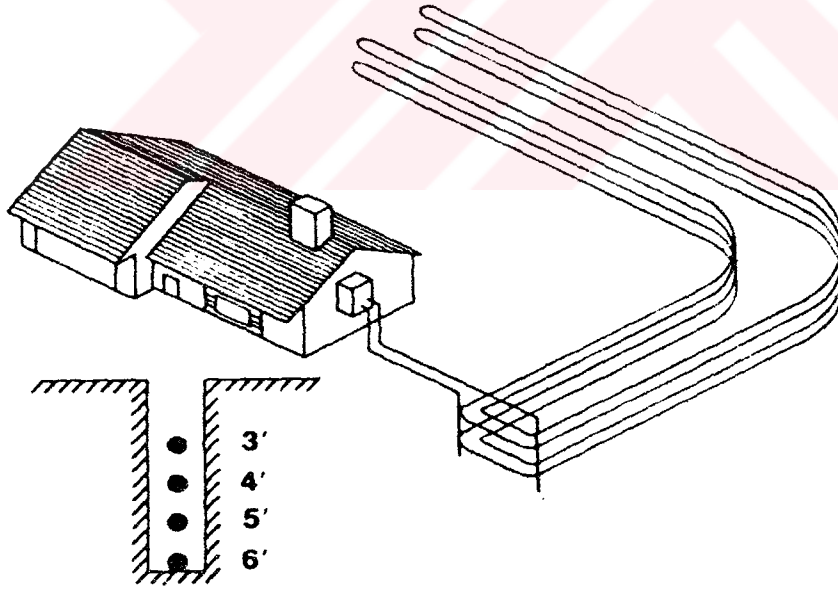
Toprak ısı değiştirici tipi : Yatay, tek borulu
 Akış tipi : Seri
 Boru çapı : 1 ½" - 2"
 Boru uzunluğu : 30-43 m/kW
 Sondaj derinliği : 1,2-1,8 m

Şekil 8.3 Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulama örneği (Miles, 1994)



Toprak ısı değiştirici tipi : Yatay, çift borulu
 Akış tipi : seri
 Boru apı : 1 1/2" -2"
 Boru uzunluğu : 36-52 m/kW
 Sondaj derinliği : 1,2 m ve 1,8 m

şekil 8.4 Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası (çift borulu) uygulama örneği (Miles, 1994)



Toprak ısı değiştirici tipi : Yatay, 4 borulu
 Akış tipi : paralel
 Boru apı : paralel borular, 3/4"-1" ; besleme boruları, 1 1/2" -2"
 Boru uzunluğu : en fazla 150m (3/4") ; en fazla 225m (1")
 Sondaj derinliği : 0,9m; 1,2m; 1,5m; 1,8m

şekil 8.5 Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası (4 borulu) uygulama örneği (Miles, 1994)

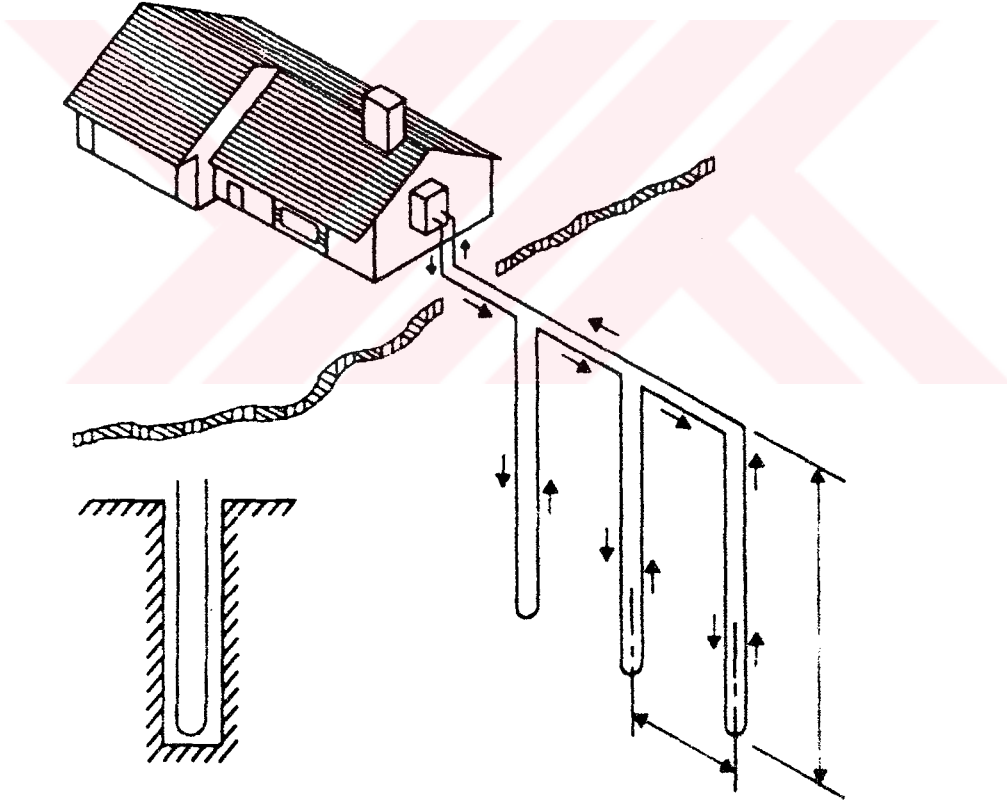
8.1.2 Dikey Tip Kapalı Devre

Yeteri kadar alana sahip olmayan mahaller için ve hendek açmanın zor olduğu sığ bölgeler için uygundur. Dikey tip kapalı devre, iki adet polietilen tüpün yere dik olarak açılan bir kuyuya yerleştirildikten sonra kuyu dibindeki bir U parçasıyla birleştirilmesiyle olur.

Dikey tip, daha az boru masrafı gerektirir. Bunun nedeni, toprak yapısının derinlere gidildikçe yazın daha soğuk; kışın daha sıcak olmasıdır.

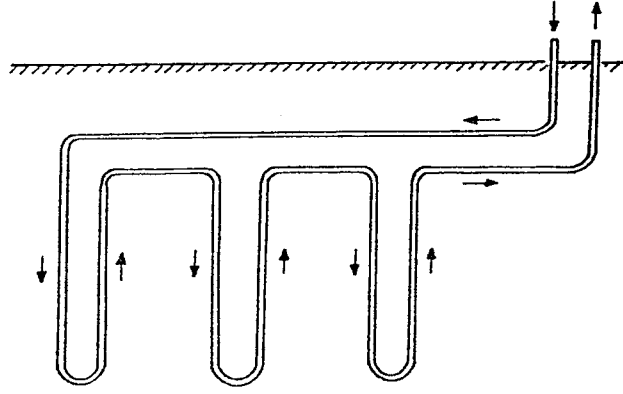
Dikey tüplerin çapı, $\frac{3}{4}$ " ile $1\frac{1}{2}$ " arasında değişir. Kuyunun derinliği, sondaj koşullarına, basınç düşümü ve ısı iletim değerlerine göre 15-200m arasında değişir. (Kıncay ve Temir, 2002)

Su-antifriz karışımı boruların içinde seri ya da paralel akıma göre dolaşır.

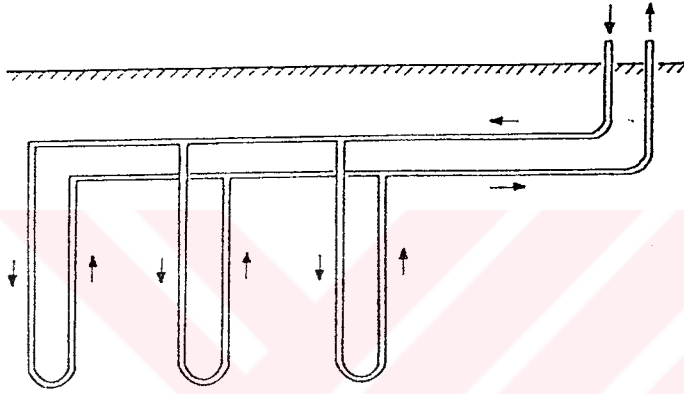


Toprak ısı değiştirici tipi : Dikey, U boru
 Akış tipi : seri
 Boru çapı : 1", 1 ½" ve 2"
 Boru uzunluğu : 17-31 m/kW
 Sondaj derinliği : 9,4-15,4 m/kW

Şekil 8.6 Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulama örneği (Miles, 1994)



Seri akım



Paralel akım

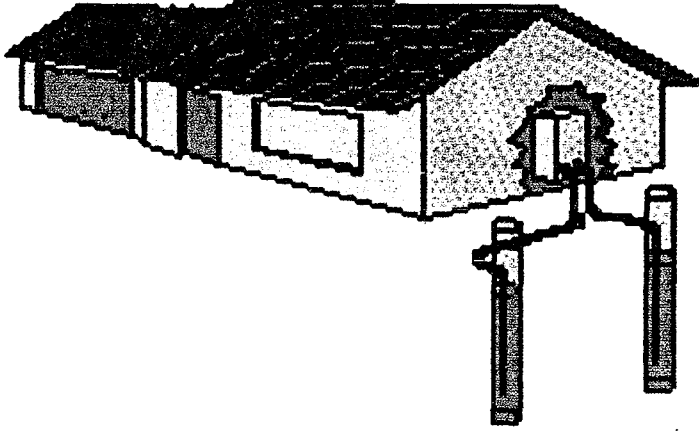
Şekil 8.7 Yer altı ünitesindeki akış tipleri (seri akım ve paralel akım)

8.2 Açık Devre Tesisatlar

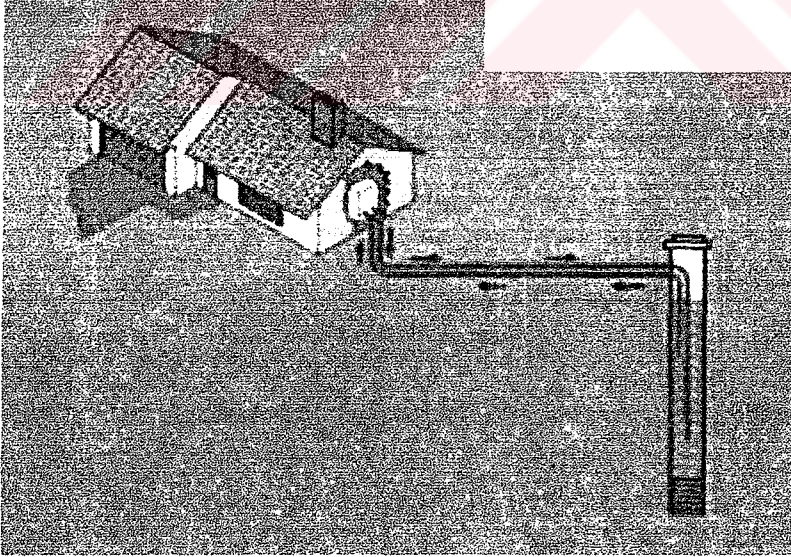
Açık devreler daha az tercih edilmelerine karşın yer altı sularının bol bulunduğu bölgelerde maliyetleri de azaldığından tercih edilmektedirler. Bu sistemlerde yer altı suyu, bir kuyudan çekildikten sonra ısı değiştiricide ısı transferi yapılarak geri gönderilir. Bazı durumlarda, ısıyı alınan su başka bir kuyuya deşarj edilebilmektedir.

Yer altı suları bir kez kullanıldıktan sonra deşarj edildiğinden Açık sistemin performansı yüksektir. Diğer taraftan yıl boyunca yer altı suyu sıcaklığının büyük oranda sabit kalması bu sistemin bir avantajıdır.

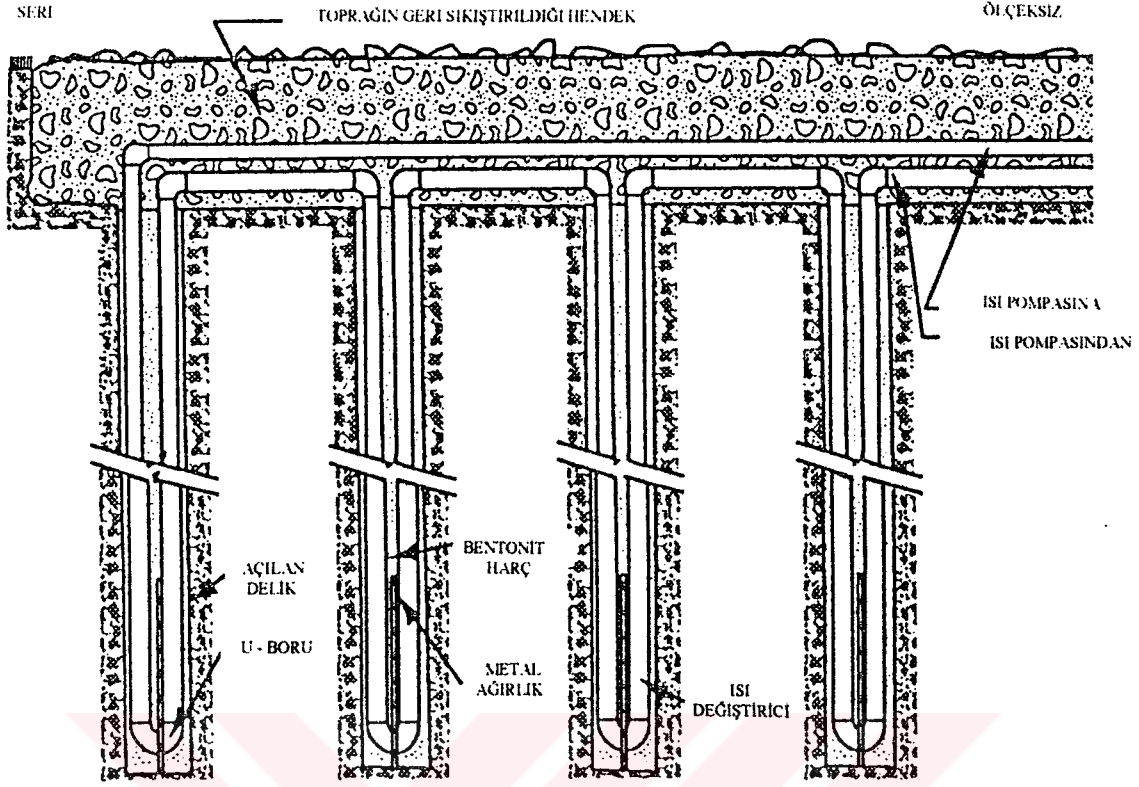
Açık sistemin dezavantajları ise, suyun kalitesinin düşük olduğu durumlarda ortaya çıkar. Suda korozyona neden olacak maddeler bulunuyorsa ya da suyun pH değeri düşükse Açık sistem tercih edilmemelidir. (www.geothermalheatpump.com)



Şekil 8.8 Açık Devre (www.ghpc.org)

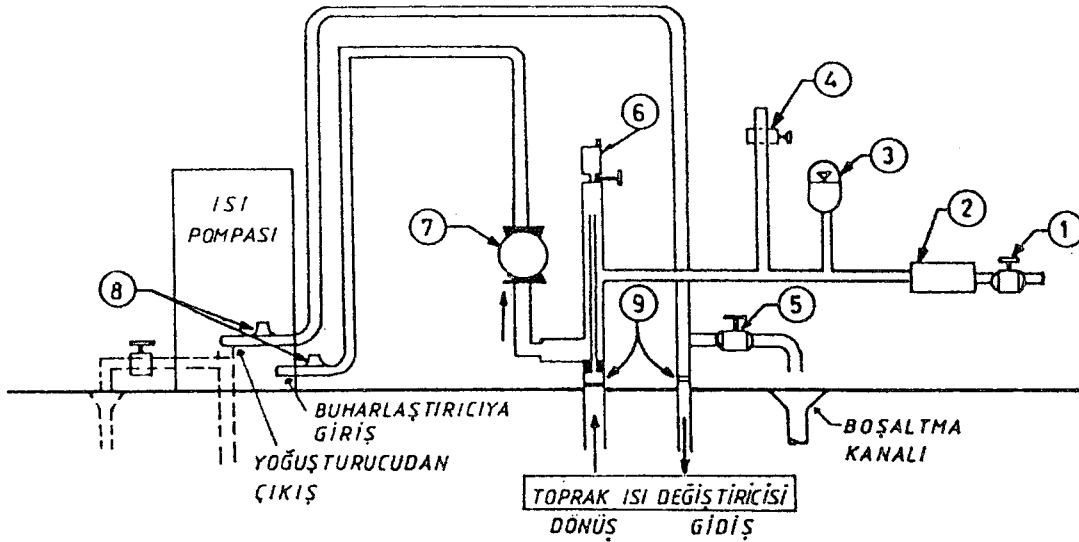


Şekil 8.9 Açık Devre (www.geothermalheatpump.com)



Şekil 8.10 Toprakaltı ısı değiştiricisinin yerleştiriliş şekli (Miles, 1994)

- | | | |
|---|----------------------------|-------------------------------------|
| 1-PLASTİK VE BAKIR BORULARIN BAĞLANTISI | 4-SALAMURA DOLDURMA VANASI | 7-DEVRİDİM POMPASI |
| 2-BASINÇ DÜZENLEYİCİ KAPAMA VANASI | 5-BOŞALTMA VANASI | 8-SICAKLIK VE BASINÇ ÖLÇÜ CİHAZLARI |
| 3-GENİŞLEME DEPOSU | 6-HAVA BOŞALTMA VANASI | 9-BORU BAĞLANTI ELEMANLARI |



Şekil 8.11 Toprakaltı ısı değiştiricisi ve ısı pompası bağlantı şeması

9. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI DİZAYNI

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde toprağın kendisi bir ısı kaynağıdır. Bu yüzden, arzu edilen ısı transfer oranını elde edebilmek için, sirküle edilen sıvı ve toprak arasında oluşturulması gereken sıcaklık farkı sonucunda, ısı pompası ünitesi min. -4°C ve max. 38°C arasında çalıştırılmalıdır. (Miles, 1994).

Toprak kaynaklı bir sistem için ısı pompası seçerken, ünitenin bu sıcaklık değerleri arasında değişecek sıcaklıklarda çalışacağı göz önünde tutulmalıdır ve daha düşük çalışma aralıklarına sahip ısı pompalarıyla iyi sonuçlar alınamaz.

Isı, toprak altına döşenmiş borular içindeki sıvı ve toprak arasında transfer edilmektedir. Bu akışkanı sirküle etmek için bir pompa kullanılmaktadır. Açılan hendeklere yatay sisteme göre ya da açılan çukurlara dikey sisteme göre plastik borular döşenerek yer altı ünitesi tamamlanır. Yatay borular, kuzey yarımkürede genellikle 0,9 m ile 1,8 m arasında gömülürler (Miles, 1994).

Boruları derine gömmek, güneşin, topraktan kışın çekilen enerjiyi şarj etme kabiliyetini azaltır. Sığ derinlikler kullanıldığı için, sirküle edilen sıvının donmasını engellemek ve sistemin kapasitesi ile verimini elde edebilmek için, toprağın içindeki suyun donduğu zamanki gizli ısını alabilmek için antifriz kullanılmalıdır.

Kullanılan antifrizler, % 20 propylene glycol, % 20 calcium chloride olabilir (Miles, 1994).

Güney yarımkürede borular 1,2 m ile 3,65 m arasında bir derinliğe gömülürler. Bu yaz güneşinden kaynaklanan yüksek toprak yüzey sıcaklığının sistem performansına olan etkisini azaltmak içindir (Miles, 1994).

Dikey kazılan çukurların derinliği yaklaşık 90m olabilir. Bu, kazma işleminde kullanılan malzemelere de bağlıdır. Birden fazla çukur, tek çukura göre daha çok istenilen bir durumdur.

Seçilen herhangi bir sistemdeki boru uzunluğu aşağıdaki etkenlere bağlı olarak değişmektedir:

- Sistemin soğutma kapasitesi
- Sistemin ısıtma kapasitesi
- Soğutma için COP değeri
- Isıtma için COP değeri
- Yıllık ortalama toprak sıcaklığı

- Soğutma için sisteme giren su sıcaklığı
- Isıtma için sisteme giren su sıcaklığı
- Toprak direnci
- Boru direnci
- Isı değiştiricisi tipi
- Soğutma için çalışma faktörü
- Isıtma için çalışma faktörü

9.1 Isı Pompası Seçimi

Isı pompasının kapasitesine karar vermeden ve seçimi yapmadan önce çok önemli iki faktöre dikkat edilmelidir.

- 1) Doğru bir şekilde ısı kaybı ve kazancı hesabı yapılmalıdır.
- 2) Boruların koyulacağı derinlikteki min. ve max. toprak sıcaklıkları bulunmalı ve cihazın çalışacağı su sıcaklığı aralıkları belirlenmelidir.

Hava-hava ısı pompası ünitelerinde olduğu gibi seçilen ünite gereken tüm soğutma kapasitesini karşılamalıdır. Eğer soğutma yükü, ısıtma yükünden az ise aradaki farkı kapatmak için yardımcı ısı kullanılır. Eğer soğutma kapasitesi, ısıtma kapasitesinden fazla ise yardımcı ısıya ihtiyaç yoktur.

9.2 Isı Kaybı Hesabı

İstanbul Sarıyer’de bulunan ve 170m² alana sahip olan bir villa için toprak kaynaklı ısı pompası dizayn edilecektir. Ayrıca, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ve bu sisteme alternatif olarak LPG’li ısıtma sistemi için bina yalıtım, ısı kazancı ve ısı kaybı hesabı yapılacaktır.

Yıllık ısıtma enerjisi hesaplamaları TS 825’e göre yapılmıştır.

$$Q_{yıl} = \sum Q_{ay} \quad (9.1)$$

$$Q_{ay} = [H(T_i - T_d) - \eta_{ay}(\phi_{i,ay} + \phi_{g,ay})]t \quad (9.2)$$

Buna göre, bina özgül ısı kaybı hesabı yapılacak olursa;

Binanın özgül ısı kaybı(H), iletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı (Hi) ve havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybının (Hh) toplamıdır.

$$H = H_i + H_h \quad (9.3)$$

$$H_i = K_D * A_D + K_p * A_p + 0,8 * K_{T+} * A_{T+} + 0,5 * K_i * A_i + 0,5 * K_{dsic} * A_{dsic} \quad (9.4)$$

$$H_i = (0,7 * 186,96) + (2,6 * 18,075) + (0,8 * 0,4 * 79,6) + (0,5 * 0,6 * 60) + (3,488 * 2,2 * 1,1)$$

$$H_i = 229,77 \text{ W/K}$$

$$H_h = 0,33 * n_h * V_h \quad (9.5)$$

$$V_{brüt} = 550 \text{ m}^3$$

$$V_h = 0,8 * V_{brüt} = 0,8 * 550 = 440 \text{ m}^3$$

$$H_h = 0,33 * 1 * 440 = 145,2 \text{ W/K}$$

$$H = 229,77 + 145,2 = 374,97 \text{ W/K}$$

Aylık ortalama iç kazançlar hesaplanacak olursa;

$$\phi_{i, ay} = 5 A_n \quad (9.6)$$

Konutlarda iç kazanç hesaplarında birim döşeme alanı başına en fazla 5 W/m^2 alınır.

$$\phi_{i, ay} = 5 A_n = 5 * 175 = 875 \text{ W}$$

Aylık ortalama güneş enerjisi kazançları hesaplanacak olursa;

$$\phi_{g, ay} = \sum r_{i, ay} * g_{i, ay} * I_{i, ay} * A_i \quad (9.7)$$

$$r_{i, ay} = 0,8 \text{ (az katlı binaların bulunduğu bölgeler için)} \quad [\text{TS 825}]$$

$$g_{i, ay} = 0,8 * 0,75 = 0,6 \text{ (çok katlı cam için)} \quad [\text{TS 825}]$$

Kazanç kullanım faktörü;

$$\eta_{ay} = 1 - e^{(-1/KKO_{ay})} \quad (9.8)$$

$$KKO_{ay} = (\phi_{i, ay} + \phi_{g, ay}) / H(T_{i, ay} - T_{d, ay}) \quad (9.9)$$

KKO_{ay} oranı, 2,5 ve üzerinde olursa o ay için ısı kaybı olmadığı kabul edilir. [TS 825]

Ocak ayı için kazanç kullanım faktörü hesaplanacak olursa;

$$KKO_{ocak} = (875 + 531) / 375 * (15,7) = 0,23$$

$$\eta_{ocak} = 1 - e^{(-1/0,23)} = 0,986$$

$$Q_{ocak} = [375 (15,7) - 0,986 (875 + 531)] 86400 * 30 * 10^{-3}$$

$$Q_{ocak} = 11.667.069 \text{ [kJ]}$$

Bu hesaplamalar tüm aylar için yapılırsa;

$$Q_{\text{şubat}} = 10.218.078 \text{ [kJ]}$$

$$Q_{\text{mart}} = 7.372.472 \text{ [kJ]}$$

$$Q_{\text{nisan}} = 2.838.877 \text{ [kJ]}$$

$$Q_{\text{mayıs}} = 133.552 \text{ [kJ]}$$

$$Q_{\text{ekim}} = 1.982.195 \text{ [kJ]}$$

$$Q_{\text{kasım}} = 6.307.129 \text{ [kJ]}$$

$$Q_{\text{aralık}} = 10.300.455 \text{ kJ}$$

KKO oranı 2,5'in üzerinde olduğundan, haziran, temmuz, ağustos, eylül aylarına ait değerler hesaba katılmamıştır. [TS 825]

Bu değerlere göre yıllık ısı ihtiyacı,

$$Q_{\text{yıl}} = 50.819.827 \text{ [kJ]} = 14.118 \text{ [kWh]} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

$$Q = Q_{\text{yıl}}/A_N = 83,04 \text{ kWh/m}^2$$

$$A_N = 170 \text{ m}^2 \quad A = 496 \text{ m}^2$$

Bu değerler aşağıdaki eşitlikte yerine yazılırsa;

$$Q' = 68,59 \cdot A/V + 32,3 = 94,15 \text{ kWh/m}^2$$

$Q < Q'$ olduğundan proje yönetmeliklere uygundur.

TS 2164'e göre yapılan ısı kaybı hesaplamalarına göre, bina toplam ısı kaybı;

$$Q_{\text{toplam}} = 10.982,69 \text{ kcal/h} = 12,7 \text{ kW}$$

Yapılan ısı kaybı hesapları, Ek kısmında bulunmaktadır.

9.3 Isı Kazancı Hesabı

Dış dizayn şartları: KT: 33 °C YT: 24 °C ΔT: 10,5 °C

	Cam yüzey alanı (m ²)	Duvar yüzey alanı (m ²)
Kuzey	3,42	27,28
Batı	10,44	65,8
Güney	7,92	23,2
Doğu		

Isı kazancı hesabı yapılan villa bitişik nizam olduğundan ve diğer mahal de benzer yöntemle ısıtılıp-soğutulacağından doğu yönündeki duvar dikkate alınmamıştır.

Ekler kısmındaki camdan radyasyon ısı kazancı değerlerine göre ısı kazancının en fazla olduğu zaman, 23 Temmuz, saat 16:00'dır. Hesaplamalarda bu durum göz önünde bulundurulacaktır.

Radyasyonla olan ısı kazancı:

$$Q_{\text{rad B}} = 444 * 10,44 = 4635 \text{ kcal/h} = 5,39 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{rad G}} = 35 * 7,92 = 277 \text{ kcal/h} = 0,322 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{rad K}} = 32 * 3,42 = 109 \text{ kcal/h} = 0,126 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{rad cam}} = 5,83 \text{ kW}$$

Duvarlardan iletim+radyasyon ısı kazancı:

Duvarlar açık renktedir.

$$\Delta T = K T_d - K t_i - 8 = 2 \text{ } ^\circ\text{C} < 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{i+\text{rad d YÖN}} = K * \Delta T_{\text{eş}} * A \quad (9.10)$$

$$Q_{i+\text{rad d B}} = (4,4-2)*0,6*65,8 = 86,85 \text{ kcal/h} = 0,101 \text{ kW}$$

$$Q_{i+\text{rad d G}} = (7,8-2)*0,6*23,2 = 80,77 \text{ kcal/h} = 0,093 \text{ kW}$$

$$Q_{i+\text{rad d K}} = (3,3-2)*0,6*27,28 = 21,27 \text{ kcal/h} = 0,024 \text{ kW}$$

$$Q_{i+\text{rad}} = 0,218 \text{ kW}$$

Çatıdan olan ısı kazancı:

$$\Delta T_{\text{eş}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad A_{\text{çatı}} = 79,6 \text{ m}^2$$

$$Q_{i \text{ çatı}} = 79,6*0,6*30 = 1432,8 \text{ kcal/h} = 1,666 \text{ kW}$$

Pencerelerden iletimle olan ısı kazancı:

$$(10,44+7,92+3,42)*2,2*10 = 479,16 \text{ kcal/h} = 0,557 \text{ kW}$$

insanlardan gelen ısılar:

Isı kazancı hesabı yapılan villada 4 kişinin yaşadığı düşünülürse;

$$Q_{\text{insan}} = Q_{\text{duy}} + Q_{\text{gizli}} \quad (9.11)$$

Konutlar için, $Q_{\text{duy}} = 70 \text{ W/kişi}$; $Q_{\text{gizli}} = 60 \text{ W/kişi}$ olarak alınır. (Isısan çalışmaları, 1997)

$$Q_{duy} = 70 \text{ W/kişi} * 4 = 0,28 \text{ kW}$$

$$Q_{gizli} = 60 \text{ W/kişi} * 4 = 0,24 \text{ kW}$$

$$Q_{insan} = 0,52 \text{ kW}$$

Elektrikli cihazlardan gelen ısılar:

Elektrikli cihazlardan dolayı m^2 'ye gelen yükler konutlar için, 10 W/m^2 'dir. (Isısan Çalışmaları, 1997)

$$Q_e = 10 * 170 = 1,7 \text{ kW}$$

$$Q_{top} = 5,83 + 0,218 + 1,666 + 0,557 + 0,52 + 1,7 = 10,49 \text{ kW}$$

9.4 Yapı Malzemelerinde Yoğuşma Prosesinin İncelenmesi

Bir yapı malzemesinde eğer iç ortam ile dış ortam arasında su buharı kısmi basınç farkı oluşturduğu takdirde su buharı kısmi basıncının yüksek olduğu taraftan alçak olduğu tarafa doğru yapı elemanı içinden difüzyon yolu ile geçer. Basınç farkı nedeniyle sınır tabakayı aşan buhar, çığ nokta sıcaklığının altında bir yüzey ile temas ederse, yapı malzemesi yüzeyinde bir miktar yoğuşarak terleme meydana getirir, kalan su buharı yapı malzemesi için difüz eder. Eğer su buharı, yapı malzemesi yüzeyinde yoğuşmazsa, terleme olmadan yapı malzemesi içine girer. Yapı malzemesi içine difüz eden su buharının kısmi basıncı iç katmanlarda herhangi bir noktada o sıcaklıktaki su buharı doyma basıncına eşit olduğu anda yoğuşma başlar. Yoğuşma olan bölgede sıcaklık $0 \text{ }^\circ\text{C}$ 'in altında ise yoğuşan su buharı buz fazına geçer. Yoğuşmayan su buharı ise yapı malzemesinin dış yüzeyinden çıkar ve dış havaya karışır.

Malzeme içinde yoğuşan su, malzemenin nemliliğini artırır. Yoğuşan suyun miktarı, malzemenin absorbe edebileceği doyma neminden fazla ise serbest kalır ve muhtelif şekillerde malzeme içinde hareket eder. Özellikle çok soğuk havalarda serbest kalan suyun donarak genişlemesi sonucu yapı malzemesinde çatlamalara ve hasarlara neden olabilir.

Hesaplarda kullanılacak değerler:

	Kalınlık (d) [m]	Difüzyon direnç Faktörü (μ)	Isı iletim katsayısı (λ) [kcal/h m ⁰ C]	Isı taşınım katsayısı (α) [kcal/hm ² °C]
İç ortam				7
İç sıva	0,02	6	0,7	
Delikli tuğla	0,19	10	0,5	
Dış sıva	0,03	10	0,87	
Dış ortam				20

$$1/U = 1/\alpha_i + d_1/\lambda_1 + d_2/\lambda_2 + d_3/\lambda_3 + 1/\alpha_d \quad (9.12)$$

$$q = \frac{T_i - T_d}{\frac{1}{U}} \quad (9.13)$$

Sürekli rejimde duvarın her noktasında ısı akısı aynı olduğundan yukarıdaki formüller yardımıyla hesaplamalar yapılır. Buna göre:

$$q = \frac{22 - (-3)}{\frac{1}{7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,19}{0,5} + \frac{0,03}{0,87} + \frac{1}{20}} = 39,3 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

ısı akısı hesaplandıktan sonra her bir yapı malzemesi yüzeyine ait sıcaklık değerleri hesaplanır.

$$q = \alpha_i (T_i - T_1) \quad (9.14)$$

$$39,3 = 7 (22 - T_1) \quad \rightarrow \quad T_1 = 16,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = \lambda_1/d_1 (T_1 - T_2) \quad (9.15)$$

$$39,3 = \frac{0,7}{0,02} (16,3 - T_2) \quad \rightarrow \quad T_2 = 15,18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = \lambda_2/d_2 (T_2 - T_3)$$

$$39,3 = \frac{0,5}{0,19} (15,18 - T_3) \quad \rightarrow \quad T_3 = 0,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = \lambda_3/d_3 (T_3 - T_4)$$

$$39,3 = \frac{0,87}{0,03} (0,25 - T_4) \quad \rightarrow \quad T_4 = -1,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Duvar yüzey sıcaklıkları ve ortam sıcaklıklarına karşı gelen doyma basıncı, Ek kısmındaki doymuş havanın termodinamik özellikleri tablosu'ndan okunur. Buna göre:

[$^\circ\text{C}$]	[mmSS]
$T_i = 22$	$p_{s,i} = 264$
$T_1 = 16,3$	$p_{s,1} = 185$
$T_2 = 15,18$	$p_{s,2} = 173$
$T_3 = 0,25$	$p_{s,3} = 62$
$T_4 = -1,1$	$p_{s,4} = 57$
$T_d = -3$	$p_{s,d} = 48$

Duvar yüzey sıcaklıklarındaki ve ortam sıcaklığındaki su buharı kısmi basıncını hesaplamak için, oda tarafı su buharı kısmi basıncı, p_i ; oda tarafındaki bağıl nem, $\varphi_i = \%50$ olduğuna göre;

$$\varphi_i = p_i / p_{s,i} \quad (9.16)$$

$$p_i = 0,5 * 264 = 132 \text{ mmss}$$

Dış mahal su buharı kısmi basıncı, p_d ; dış hava bağıl nemi $\varphi_d = \%80$ olduğuna göre;

$$\varphi_d = p_d / p_{s,d} \quad (9.17)$$

$$p_d = 0,8 * 48 = 38,4 \text{ mmss} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Buhar geçirgenlik katsayılarının çok küçük olması nedeniyle $p_i = p_1$ ve $p_d = p_4$ kabul edilebilir. Duvar iç katmanlarındaki su buharı kısmi basınçlarının (p_2 ve p_3) hesaplanabilmesi için öncelikle su buharı akısı hesaplanır.

$$w = (p_1 - p_4) / 1,5 * 10^5 (d_1 \mu_1 + d_2 \mu_2 + d_3 \mu_3) \quad (9.18)$$

$$w = \frac{132 - 38,4}{150000(0,02 * 6 + 0,19 * 10 + 0,03 * 10)} = 26,8 * 10^{-5} \text{ kg/h m}^2$$

$$w = (p_1 - p_2) / 1,5 * 10^5 d_1 \mu_1$$

$$26,8 * 10^{-5} = (132 - p_2) / 1,5 * 10^5 * 0,02 * 6 \quad \rightarrow \quad p_2 = 127,18 \text{ mmss}$$

$$w = (p_2 - p_3) / 1,5 * 10^5 d_2 \mu_2$$

$$26,8 * 10^{-5} = (127,18 - p_3) / 1,5 * 10^5 * 0,19 * 10 \quad \rightarrow \quad p_3 = 50,8 \text{ mmss}$$

Tüm bu veriler bulunduktan sonra kısmi buhar basınçları aşağıdaki gibi karşılaştırılır;

[°C]	[mmSS]	[mmSS]	
$T_i = 22$	$p_{s,i} = 264$	$p_i = 132$	
$T_1 = 16,3$	$p_{s,1} = 185$	$p_1 = 132$	$p_{s,1} > p_1$
$T_2 = 15,18$	$p_{s,2} = 173$	$p_2 = 127,18$	$p_{s,2} > p_2$
$T_3 = 0,25$	$p_{s,3} = 62$	$p_3 = 50,8$	$p_{s,3} > p_3$
$T_4 = -1,1$	$p_{s,4} = 57$	$p_4 = 38,4$	$p_{s,4} > p_4$
$T_d = -3$	$p_{s,d} = 48$	$p_d = 38,4$	

Kısmi buhar basınçları, doyma basınçlarının altında kaldığından yapı malzemesinde yoğuşma olmaz.

9.5 Dizayn İçin Gereken Değerler ve Tanımlar

COP_s : Daha önceki konularda da açıklandığı gibi cihazın soğutma durumu için performans katsayısı cihazın soğutma kapasitesinin kompresör gücüne bölümüyle elde edilir.

COP_I : Cihazın ısıtma durumu için ısıtma gücünün, kompresör gücüne oranıdır.

Çalışma Faktörü : Çalışma faktörü ısı kaybının ve kazancının en yüksek olduğu aylarda, cihazın bu yükleri karşılaması gereken çalışma zamanıdır (FI, ısıtma için çalışma faktörü; FS, soğutma için çalışma faktörü).

$$\text{Çalışma Zamanı} = \frac{\text{(Ortalama Isı Kaybı veya Kazancı / Saat)}}{\text{Cihaz Kapasitesi}} \quad (9.19)$$

Ortalama Yıllık Toprak Sıcaklığı (T_m) : Yıl boyunca değişen toprak sıcaklığının ortalamasıdır. Yüzeysel sıcaklığının toprak sıcaklığına etkisi vardır, fakat esas etki güneş ışınlarından kaynaklanmaktadır. Yıllık ortalama toprak sıcaklığı 15 metre ile 45 m derinlikteki kuyu suyu sıcaklığına eşit alınabilir ya da ortalama yıllık hava sıcaklığına yaklaşık 1,1⁰ C eklenerek bulunabilir (Miles, L. 1994).

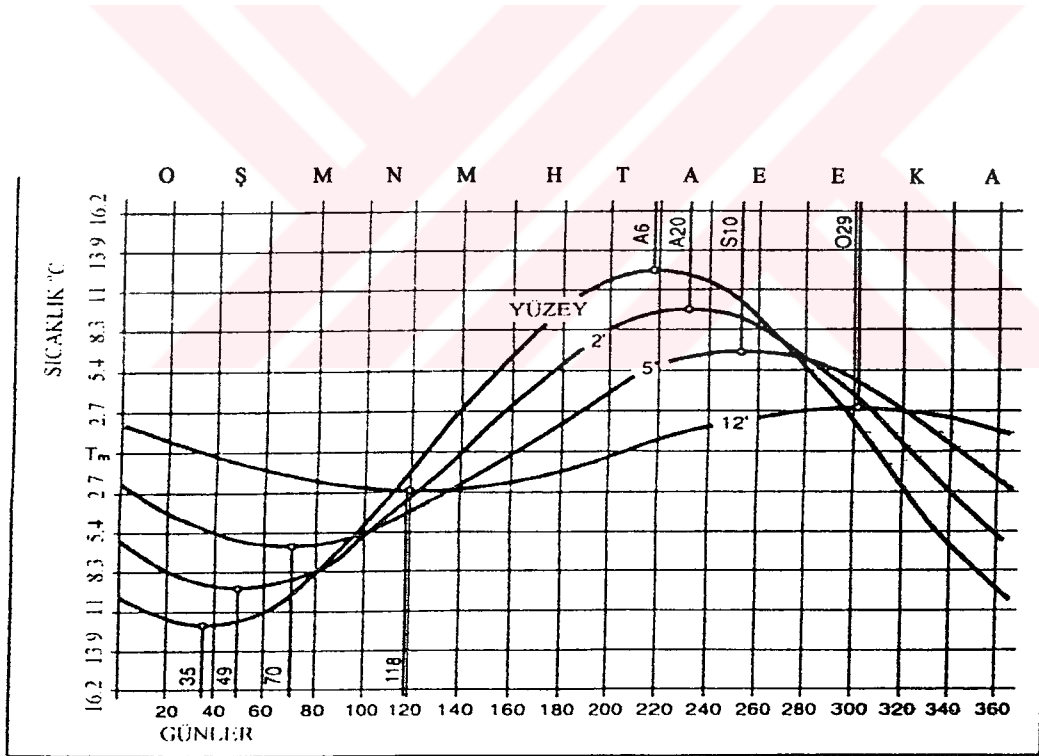
Toprağın difüzyon hızı olarak adlandırılan yoğunluğuna ve nem miktarına bağlı olan ısı alma ve verme kabiliyetleri, toprağın sıcaklık değişimleri üzerinde önemli bir etkisi vardır.

Şekil 9.1'de görülen toprak salınım eğrileri, havanın ve güneş enerjisindeki değişimin, yüzeyden 3.65 m derinliğine kadar toprak üzerindeki etkisini göstermektedir. Eğriler sırasıyla, yüzeyi 0.6 m, 1.524 m ve 3.65 m derinliği göstermektedir. Bu eğriler ayrıca yılın hangi zamanında minimum ve maksimum sıcaklıkların görüleceğini de vermektedir. Örneğin,

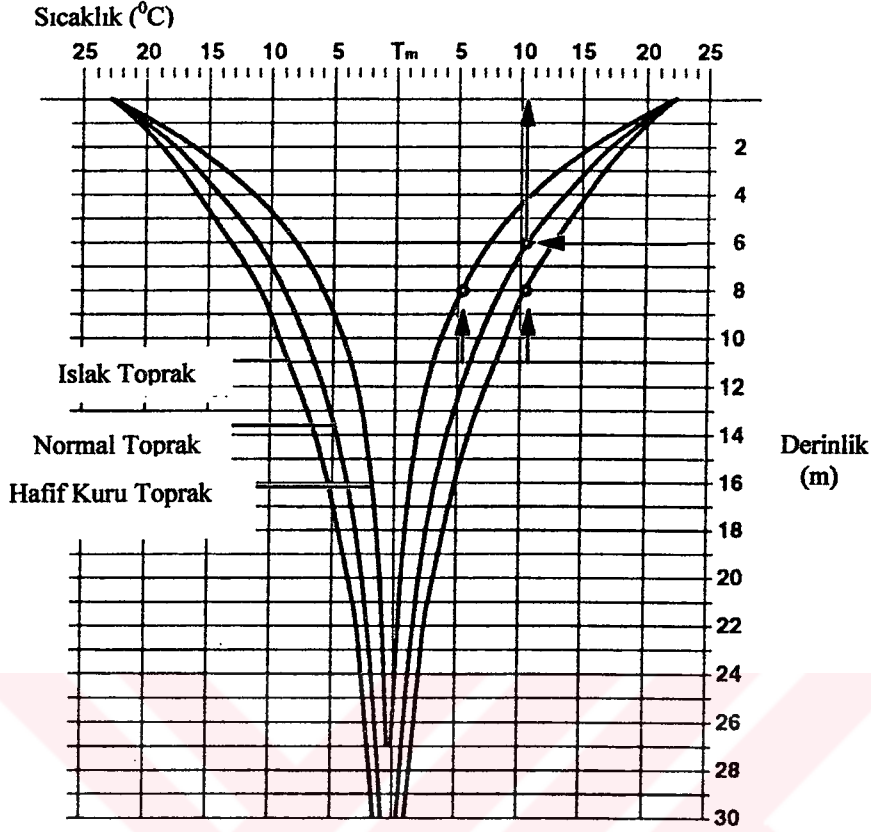
minimum yüzey sıcaklığına yaklaşık olarak yılın 35. gününde ulaşılacağı beklenebilir. Bazı hava koşulları bu değerde ± 3 günlük bir sapmaya neden olabilir.

Toprağın muhafaza etkisi 0.6 m seviyesinde minimum sıcaklığa ulaşılmasını 14 gün geciktirir, bu 1.5 m'de 35 gün, 3.65 m'de 83 günlük bir gecikmeye sebep olacaktır. Toprak sıcaklığı yüzeyde, ortalama yıllık sıcaklıktan $12,7^{\circ}\text{C}$ aşağısına düşerken, 3.65 m derinlikte ise sadece $2,7^{\circ}\text{C}$ aşağısına düşmektedir. Soğutma durumunda tam tersi olacaktır. Şekilden görüleceği gibi yüzeyde maksimum sıcaklık Ağustos'un altısında görülecektir (± 3 günlük bir sapma ile) ve derinlik arttıkça ortaya çıkacak olan maksimum sıcaklık değeri düşecektir ve sıcaklığın belirdiği zaman da ertelenmiş olacaktır.

Şekil 9.1'deki eğriler ortalama toprak yoğunluğuna ve nem ihtivasına sahip bir toprak için geçerlidir. Değişik topraklar olan değerler şekil 9.2'den öğrenilebilir.



Şekil 9.1: Toprak Sıcaklığı Değişimi (Miles, 1994).



Şekil 9.2: Çeşitli Derinlikler ve Değişik Toprak Cinsleri İçin Sıcaklık Değişimi (Miles, 1994).

T_{GSs} (Soğutma İçin Giriş Suyu Sıcaklığı) : Sirküle olan sudan, toprağa olan ısı transferi nedeniyle, toprak altındaki boruları terk eden, cihaza giren su sıcaklığı normal toprak sıcaklığından daha yüksek olacaktır. Aralarındaki sıcaklık farkı transfer edilen ısı miktarına yani boru yüzey alanı miktarına bağlıdır.

Cihazın müsaade edeceği su sıcaklığını aşmadan ve gereken boru miktarını en azda tutmaya çalışarak istenilen ısı transfer oranını elde edebilmek için bu iki faktör arasında bir denge kurulmalıdır.

$T_{GSİ}$ (Isıtma İçin Giriş Suyu Sıcaklığı) : Aynı etki ısıtma durumunda da gerçekleşir. Toprak ısının çekilmesiyle soğur. Fakat değişim soğutma durumuna göre daha azdır.

R_s (Toprak Direnci) : Toprak boyunca akan ısı için olan dirençtir. Toprak altına gömülen boruların derinliğinin, boruların boyutlarının, açılan her bir hendeğe kaç boru konulduğunun, boruların yatay veya dikey olmasının, bir hendeğe birden fazla boru konulması durumunda

boruların birbirleri arasındaki yatay ve dikey mesafelerin ve tabii ki toprak cinsinin toprak direnci üzerinde etkisi vardır.

Çizelge 9.1 Toprak Direnci Değerleri (Kıncay ve Temir, 2002)

		Toprak Direnci (mK/W)										
		** Ağır Toprak-Nemli Kuru veya Hafif Nemli Toprak									Kaya Nemli *	
		3	4	5	6	3 5	4 6	3 4 5 6	4 5 6 7	3 1 4 2	3 1 4 2	
Boru Çapı	3/4"	0,59	0,613	0,63	0,642	0,757	0,792	1,185	1,243	1,22	1,087	0,347
		0,798	0,832	0,85	0,861	1,023	1,064	1,59	1,653	1,647	1,462	0,613
	1"	0,561	0,59	0,601	0,613	0,728	0,763	1,156	1,214	1,197	1,064	0,329
		0,763	0,792	0,809	0,821	0,983	1,023	1,665	1,613	1,607	1,428	0,584
	1 1/4"	0,532	0,561	0,572	0,584	0,705	0,734	1,133	1,185	1,168	1,035	0,312
		0,723	0,757	0,775	0,786	0,942	0,983	1,509	1,572	1,659	1,387	0,555
1 1/2"	0,514	0,543	0,561	0,566	0,688	0,723	1,11	1,168	1,15	1,017	0,306	
	0,699	0,734	0,751	0,763	0,919	0,96	1,486	1,549	1,543	1,364	0,543	
2"	0,491	0,514	0,532	0,543	0,659	0,694	1,087	1,145	1,121	0,988	0,289	
	0,665	0,694	0,717	0,728	0,884	0,925	1,451	1,514	1,509	1,324	0,514	

* Dikey tip sondaj ve ** Yatay tip kanal derinliğinin fonksiyonu olarak toprak ısı direnci değerleri

Boru Direnci (R_b) : Endüstriyel deneyimler, toprağın korozif etkisinden en az etkilenecek ve en uzun boru ömrünü verecek materyalin plastik olduğunu göstermiştir. Tablo 9.2'de toprak altı boru sistemleri için üretilen 4 çeşit boru cinsi ve boyutlarına göre dirençleri gösterilmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompasında toprak altına döşenen borular;

- Polietilen-schedule 40
- Polietilen-schedule 11
- Polietilen-schedule 17
- Polietilen-schedule 13.5

Çizelge 9.2 Boruların Direnç Değerleri (Kıncay ve Temir, 2002)

		Boru Direnç Değerleri (mK/W)			
		Yatay Boru Direnci		Dikey Boru Direnci	
		PE SCH 40	PE SDR-11	PB SDR-17	PB SDR-13.5
Boru Çapı	3/4"	0,098	0,083	0,092	0,116
		0,067	0,055	0,064	0,081
	1"	0,09	0,083	0,092	0,116
		0,063	0,055	0,064	0,081
	1 1/4"	0,075	0,083	0,092	0,116
		0,051	0,055	0,064	0,081
	1 1/2"	0,068	0,083	0,092	0,116
		0,046	0,055	0,064	0,081
	2"	0,057	0,083	0,092	0,116
		0,039	0,055	0,064	0,081

Etkilenmiş Toprak Sıcaklığı : Isı değiştiricisinin temas halinde bulunduğu toprak sıcaklığının artması veya azalması, borunun gömüldüğü derinliğe bağlı olarak değişir. Bu değer, 1,66 – 10 °C arasında değişir ve genelde 5,55 °C olarak kabul edilebilir. Bunun anlamı, ısıtma durumunda toprak sıcaklığının 5,55° C azalması; soğutma durumunda ise 5,55° C artmasıdır (Kıncay ve Temir, 2002).

$$\text{Yüksek Toprak Sıcaklığı (T}_{YT}) = \text{Ortalama Toprak Sıcaklığı (T}_m) + 5,55^\circ \text{C} \quad (9.20)$$

$$\text{Düşük Toprak Sıcaklığı (T}_{DT}) = \text{Ortalama Toprak Sıcaklığı (T}_m) - 5,55^\circ \text{C} \quad (9.21)$$

9.6 Toprak Isı Değiştiricisini Boyutlandırma Basamakları

Toprak kaynaklı ısı pompası dizaynı yapılacak olan bina, İstanbul'da bulunmaktadır ve dizayn ısıtma için yapılacaktır. Binanın mimari projesi, Ek kısmında verilmiştir.

Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasında izlenecek yol aşağıdaki gibidir:

1. Binada ısı pompası dizaynı için en belirleyici faktör olduğundan maksimum ısı kazancı ve kaybı doğru bir şekilde hesaplanmalıdır.
2. Hangi ısı değiştirici sistemin kullanılacağına karar verilmelidir. Bu uygulamada dikey tip toprak kaynaklı sistem kullanılacaktır. Bu kararın verilmesindeki sebep

diğer sistemler sonucu ortaya çıkan boru ve hendek boyutunun fazla olması ve bu ebattaki bir konutun o kadar büyük bir bahçeye sahip olamayacağını düşünülmesi ve boru boyutunun artmasının ek yatırım maliyeti getireceğindendir. Ayrıca çift U borulu paralel sistemin kullanılmamasının sebebi de, ortalama toprak sıcaklığının 15.5 °C ve daha düşük olduğu yerlerde kullanılmayacak olmasıdır. (Miles, 1994).

3. Kullanılacak boru materyali ve boyutu seçilmelidir.
4. Daha sonraki aşamada toprak cinsi belirlenecektir. Yüzeiden 18 m ile 91 m derinlik arasında katmanlar arasındaki su ile karşılaşılacağından bütün toprak nemli (Damp) toprak olarak sınıflandırılırlar.
5. Bu toprak cinsine göre, kullanılan sisteme ve boru boyutuna göre toprak direnci R_s belirlenir.
6. Yıllık ortalama toprak sıcaklığı T_m belirlenir. Bu değer Ek'teki İstanbul için ortalama hava sıcaklığı hesaplanarak 1,1° C eklenerek bulunmuştur (Miles, 1994).
7. Etkilenmiş toprak sıcaklığı hesaplanır. Isı değiştiricisinin yanındaki toprağın sıcaklığının artması veya yükselmesi borunun gömüldüğü derinliğe bağlı olarak değişir. Bu değer 5,55° C olarak kabul edilir (Miles, 1994).
8. Yüksek toprak sıcaklığı T_{YT} bulunur.
9. Düşük toprak sıcaklığı ise T_L bulunur.
10. Daha sonra üretici firmaların hazırlamış olduğu kataloglardan ısı pompası ve ona ait bazı değerler seçilir. Bu uygulamada Yeşil Çizgi firmasının Thermia Villa Classic 155 tipi ısı pompası seçilmiş ve uygulanmıştır.
11. Cihazın sırasıyla ısıtma ve soğutma için çalışma faktörleri belirlenir. (FI ve FS).
12. Cihaza giren en yüksek su sıcaklığı (T_{GSS}) katalogdan 35 °C olarak belirlenmiştir.
13. Cihaza giren en düşük su sıcaklığı (T_{GS1}) yine katalogdan 0°C olarak belirlenmiştir.
14. Sistemde antifriz olarak % 20 calcium chloride kullanılmıştır.
15. Katalogdan soğutma kapasitesi ve ısı değiştiricinin içindeki salamura debisi belirlenebilir.
16. Cihazın ısıtma ve soğutma durumu için verilmiş COP değerleri belirlenir.
17. Bütün bu hesaplamalar yapıldıktan sonra boru boyu hesabına geçilebilir.

A. Bina Bilgileri

İstanbul Sarıyer’de bulunan ve 170m² alana sahip olan bir villa için toprak kaynaklı ısı pompası dizayn edilecektir. Dizayn için gereken ısı kaybı ve ısı kazancı değerleri;

Bina ısı kaybı: 12,7 kW

Bina ısı kazancı: 10,49 kW

B. Toprak Altı Boru Bilgileri

Toprak altı sistemi, sondaj boruları, ısı taşıyıcı akışkan, sirkülasyon pompası giriş ve çıkışında yer alan sıcaklık ölçüm cihazlarından oluşmaktadır. Sirkülasyon pompası, Grundfos UPS 25/80-180’dir.

Boru materyali: Polietilen-schedule 40 (Çizelge 9.2)

Boru Ebadı: 1 ½”

Boru Direnci (R_b): 0.046 mK/W (Çizelge 9.2)

C. Toprak Bilgileri

Yüzeyden 18 m ile 91 m derinlik arasında katmanlar arasındaki su ile karşılaşılacağından bütün toprak nemli (Damp) toprak olarak sınıflandırılırlar.

Toprak Cinsi: Ağır Toprak - Nemli (Heavy Soil - Damp)

Toprak Direnci (R_s) : 0.54 mK/W (Çizelge 9.1)

D. Yer Bilgileri

İstanbul için yıllık ortalama hava sıcaklığı = 13,6⁰ C (Ek kısmında farklı derece gün bölgeleri için aylık ortalama dış sıcaklık değerleri)

Yıllık ortalama hava sıcaklığına 1,1⁰ C eklenerek yıllık ortalama toprak sıcaklığı, (T_m) bulunur. (Miles, 1994)

Yıllık ortalama toprak sıcaklığı (T_m) : 13,6⁰ C + 1,1⁰ C = 14,7⁰ C

Etkilenmiş Toprak Sıcaklık Değişimi: 5,55⁰ C (Miles, 1994)

Yüksek Toprak Sıcaklığı (T_{YT}): 14,7 + 5,55 = 20,25⁰ C

Düşük Toprak Sıcaklığı (T_{DT}): 14,7 – 5,55 = 9,15⁰ C

E. Isı Pompası Bilgileri

Yeşil Çizgi firmasından sağlanan Thermia Villa Classic 155 ısı pompası, üç ısı değiştirici, bir genleşme vanası ve bir kompresörden oluşmaktadır. Isı taşıyıcı akışkan olarak R 404A kullanılmaktadır.

En Yüksek Giriş Suyu Sıcaklığı (T_{GSI}) : 0 °C

En Düşük Giriş Suyu Sıcaklığı (T_{GSS}) : 35° C

Cihaz ısıtma kapasitesi: 15,6 kW

Cihaz soğutma kapasitesi: 11,9 kW (Yeşil Çizgi firması)

Debi (soğutma): 0,9 lt/sn

Debi (ısıtma): 0,4 lt/sn (Yeşil Çizgi firması)

Cihazın tükettiği enerji: 3,62 kW

COP_I : 4,3 (Yeşil Çizgi firması)

COP_S : 11,9 / 3,62= 3,2

FI : 0,7 ve FS : 0,6 olarak hesaplanmıştır.

Gerekli Toprak Isı Değiştiricisi Boyunun Hesaplanması:

Gerekli boru boyunun hesaplanması, ısıtma ve soğutma durumları için farklı formüller kullanılarak yapılır. Bunlar ısıtma ve soğutma için sırasıyla;

$$L_I = \frac{q_I \left(\frac{COP_I - 1}{COP_I} \right) [R_b + (R_t * FI)]}{T_{dt} - T_{gsI}} = \frac{15,6 * 1000 \left(\frac{4,3 - 1}{4,3} \right) [0,046 + (0,54 * 0,7)]}{9,15 - 0} = 558 \text{ m}$$

$$L_S = \frac{q_S \left(\frac{COP_S + 1}{COP_S} \right) [R_b + (R_t * FS)]}{T_{gss} - T_{yt}} = \frac{11,9 * 1000 \left(\frac{3,2 + 1}{3,2} \right) [0,046 + (0,54 * 0,6)]}{35 - 20,25} = 391 \text{ m}$$

Isıtma ve soğutma için yapılan hesaplamalara göre, ısıtma için daha fazla boru uzunluğu gerektiğinden dizayn, ısıtma durumu için yapılır.

Kullanılan ısı değiştiricisi U - tipi olduğundan açılacak deliğin uzunluğunu hesaplarken çıkan boru boyunu ikiye bölmemiz gereklidir.

$$\frac{558}{2} = 279 \text{ m, tek sondaj için gereken sondaj uzunluğudur.}$$

İki sondaj deliği açılacak olursa: $\frac{279}{2} = 139,5$ m olarak hesaplanır. Bu değere 1,5 m de

genleşmeler için eklenecek olursa sondaj deliği uzunluğu tam olarak hesaplanmış olur.

Sondaj deliği uzunluğu: $139,5 + 1,5 = 141$ m.

Açılacak delik uzunluğu, işlemler sırasında karşılaşılabilecek arazi şartlarına göre ve alan sınırlamalarına göre belirlenir. Eğer yeterli alan mevcutsa sondaj deliği sayısı üçe çıkarılabilir.

Bu durumda sondaj uzunluğu: $\frac{279}{3} = 93$ m ve genleşmeler için eklenecek 1,5 m ile birlikte,

94,5m olarak hesaplanır.

Açılacak delik çapı ise aşağıdaki çizelgeden bulunur.

Çizelge 9.3: Açılacak Delik İçin Minimum Çaplar (Miles, 1994)

Nominal Boru Uzunluğu	Tek U Boru	Çift U Boru
¾"	3 ¼"	4 ½"
1"	3 ½"	5 ½"
1 ¼"	4"	5 ¾"
1 ½"	43/3"	6"
2	6"	7"

9.7 Tesisat Ekipman Hesapları

Kapalı Genleşme Deposu Hesabı:

Kapalı genleşme tanklarının en büyük özelliği, kalorifer tesisat sistem suyunun havayla temasını önlemesidir. Böylece, ısıtma sistemi su tarafının hava ile teması kesilerek korozyonun önüne geçilecektir.

Diğer taraftan, açık genleşme tanklarının aksine, kapalı genleşme tankında, suyun buharlaşması sonucu hem su kaybı hem de ısı kaybının önüne geçilmiş olur.

Genleşme deposu hacminin hesaplanmasında önce sistemdeki toplam su hacmi (V_s) belirlenir.

Su Hacmi Hesabı:

$$V_s = W * Q_k \quad (9.22)$$

Q_k : Kazan ısıtma gücü (kW)

W : Özgül su miktarı (lt/kW) [Panel radyatör için 8,33 lt/kW]

$$V_s = 15,6 * 8,33 = 130 \text{ lt.}$$

Sistemde Genleşen Su Miktarı:

$$V_e = n * V_s \quad (9.23)$$

$n=0,0167$ olarak tablodan okunmuştur.

Çizelge 9.4 Genleşme katsayısı (n) değerleri

Kazan çıkış su sıcaklıkları	(n) genleşme katsayısı
40 °C	0,0075
50 °C	0,0117
60 °C	0,0167
70 °C	0,0224
80 °C	0,0286
90 °C	0,0355
100 °C	0,0431
110 °C	0,0511
120 °C	0,0599

$$V_e = 0,0167 * 130 = 2,17 \text{ lt}$$

Ön Su Hacmi (V_v) Hesabı:

Kapalı genleşme depolarında su ön hacmi olarak, kalorifer tesisat sistemindeki su hacminin (V_s) %0,5'i alınır.

$$V_v = 0,005 * V_s \quad (9.24)$$

$$V_v = 0,005 * 130 = 0,65 \text{ lt}$$

Kapalı Genleşme Tankı Ön Basıncı (P_o):

$$P_o = P_{hst} + P_{eft} \quad (9.25)$$

$$P_o = 1 * 10^5 + 0 = 1 * 10^5 \text{ [pa]}$$

Çizelge 9.5 hidrostatik basınç değerleri (P_{hst})

5 metre su yüksekliğine kadar	$P_{hst} = 0,5 * 10^5 \text{ Pa}$
5 metreden büyük 10 metre su yüksekliğine kadar	$P_{hst} = 1,0 * 10^5 \text{ Pa}$
10 metreden büyük 15 metre su yüksekliğine kadar	$P_{hst} = 1,5 * 10^5 \text{ Pa}$
15 metreden büyük 20 metre su yüksekliğine kadar	$P_{hst} = 2,0 * 10^5 \text{ Pa}$

Çizelge 9.6 Kazan çıkış sıcaklığına uyan (P_{eft}) buhar basıncı değerleri

100 °C'ye kadar	$P_{eft} = 0,0 \text{ Pa}$
100 °C'ye kadar	$P_{eft} = 0,5 * 10^5 \text{ Pa}$
100 °C'ye kadar	$P_{eft} = 1,0 * 10^5 \text{ Pa}$

Kapalı Genleşme Tankı Üst Basıncı (P_e):

$$P_e = P_{açma} + P_{kapama} \quad (9.26)$$

$$P_e = 2,5 \cdot 10^5 - 0,5 \cdot 10^5 = 2 \cdot 10^5 \text{ [pa]}$$

Kapalı Genleşme Tankı (V_n):

$$V_n = (V_v + V_e) \frac{P_e + 1}{P_e - P_o} \quad (9.27)$$

$$V_n = (0,65 + 2,17) (2 \cdot 10^5 + 1) / (2 \cdot 10^5 - 1 \cdot 10^5)$$

$$V_n = 5,64 \text{ lt}$$

Hidrostatik basıncın düşük olması ve sistem sıcaklığının düşük olması nedeniyle genleşen su hacmi de düşük bulunmuştur. Sistemde kapalı genleşme kabı olarak 18 N Reflex kullanılacaktır. (Teknik bilgileri ek kısmında verilmiştir.)

Dolaşım Pompası Hesabı

Dolaşım Pompasının Debisinin (Q_p) Belirlenmesi:

$$Q_p = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (9.28)$$

$$Q_p = v \cdot \delta \cdot c \cdot \Delta T \quad (9.29)$$

δ : 1000 kg/m³, suyun yoğunluğu

c : suyun özgül ısısı, 4,198 [kJ/kgK]

$$\text{kütleli debi (m), } m = Q_k / c \cdot \Delta T \quad (9.30)$$

$$Q_k = 15,6 \text{ kW}$$

$$Q_k = 15,6 \cdot 1000 \cdot 3600 = 56160000 \text{ [J/h]} = 56160 \text{ [kJ/h]}$$

$$m = \frac{56160000}{4198 \cdot 20} = 668,8 \text{ [kg/h]}$$

$$\text{hacimsel debi} = m / \delta = \frac{668,8}{1000} = 0,6688 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$\text{hacimsel debi} = \frac{0,6688 \cdot 1000}{3600} = 0,185 \text{ [lt/sn]}$$

Toplam basınç kaybı;

$$H_p > \sum R L + \sum Z \quad (9.31)$$

Kalorifer tesisatı kritik hattı toplam basınç kaybı, $\sum \Delta P = 0,02 \text{ bar/m} \cdot 20 \text{ m} = 0,4 \text{ bar} = 4 \text{ mss}$

Cihaz basınç kaybı : 2,5 mss

Kolon hattı basınç kaybı : 0,187 mss

Toplam basınç kaybı : 6,687 mss

Bu özellikleri sağlayacak bir sirkülasyon pompası cihaz içinde bulunduğundan yatırım maliyeti hesabında dikkate alınmayacaktır.

10. ISITMA SİSTEMLERİNİN MALİYET ANALİZLERİ

10.1 İlk Yatırım Maliyetlerinin Karşılaştırılması

10.1.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası İlk Yatırım Maliyeti

Çizelge 10.1 Toprak kaynaklı ısı pompası ilk yatırım maliyet tablosu

	Ebat / Kapasite	Miktar	Birim	Birim Fiyat (\$)	Toplam Fiyat (\$)
Polietilen yer altı borusu		558	m	2,5	1395
Sondaj kuyusu delme maliyeti	141*2	282	m	10	2820
Isı pompası villa classic 155		1	adet	6080	6080
Mono etilen glikol		96	lt	1	96
İşçilik					650
Bağlantı Malzemeleri					
İç tesisat bakır borusu		15	m	2	30
Fittings					12
Küresel vanalar		7	adet	4,07	28,5
Çek valf		1	adet	40	40
Genleşme deposu		1	adet	18,4	18,4
Tesisat suyu otomatik dolun cihazı		1	adet	25,2	25,2
Filtre		2	adet	4.55	9.1
Spirovent		1	adet	63	63
Basınç düzenleyici		1	adet	40	40
Hidrometre		1	adet	8	8
Termometre		1	adet	5,6	5,6
Elektrik işçiliği					152
Nakliye giderleri					160
				Toplam	11.632,8 \$
					19.101.057.600 TL

1 \$ = 1.642.000 TL

1 EUR = 1.592.000 TL (12 ağustos 2002 tarihli döviz kurları esas alınmıştır.)

Isı pompası ilk yatırım maliyeti : 11.632,8 \$

10.1.2 LPG'li Isıtma Sistemi İlk Yatırım Maliyeti

Villada kullanılmakta olan kombi cihazı Vaillant hermatik turbomax'tır.

Cihaz kapasitesi: 15.500 kcal/h

Çizelge 10.2 LPG yakıtlı kombi teknik bilgileri

		turboMAX VCK 182	turboMAX VCK 242	turboMAX VCK 282
Anma gücü	kW	18	24	28
Anma gücü	kcal/h	15.500	20.600	24.000
Güç ayar alanı	kW	7,2-18	9,6-24	11,2-28
Norm kullanım verimi	%	92	92	92
Pompa basma yüksekliği	bar	0,25	0,25	0,25
Max. Kalorifer suyu sıcaklığı	°C	90	90	90
Kalorifer devresi max. basıncı	bar	3	3	3
Minimum giriş suyu basıncı	bar	0,3	0,3	0,3
Maksimum su basıncı	bar	10	10	10
Sıcak su debisi (min/max)	l/dk	2,7-10,3	2,7-13,8	2,7-16,1
Doğalgaz basıncı	mbar	20	20	20
Sıvıgaz basıncı bütan	mbar	28	28	28
Sıvıgaz basıncı propan	mbar	37	37	37
Elektrik bağlantısı	V/Hz	220/50	220/50	220/50
Elektrik gücü	W	110	130	130
Kalorifer gidiş-dönüş bağlantıları	mm	22	22	22
Soğuk su girişi	mm	15	15	15
Sıcak su çıkışı	mm	15	15	15
Baca bağlantısı	mm	110	-	-
Yüksekliği	mm	880	880	880
Eni	mm	480	480	480
Derinliği	mm	380	380	380
Ağırlığı	kg	39	48	49

Çizelge 10.3 LPG'li ısıtma sistemi ilk yatırım maliyet tablosu

Hermetik kombi fiyatı	920 \$
LPG tank	426 \$
Tank aksesuarları	183 \$
Bağlantı ve güvenlik ekipmanları	305 \$

(Veriler İpragaz AŞ tarafından belirlenmiştir.)

1 \$ = 1.642.000 TL

1 EUR = 1.592.000 TL (12 ağustos 2002 tarihli döviz kurları esas alınmıştır.)

Kombi ilk yatırım maliyeti: 1834 \$ = 3.011.428.000 TL

10.2 Kullanılan Isı Kaynaklarına Göre Yıllık İşletme Maliyetleri

Binanın toplam ısı ihtiyacı	42.443 kJ/h
Seçilen kazan kapasitesi	56.070 kJ/h
Günlük ortalama kazan kapasitesi	14 saat
Senelik yanma süresi	180 gün

Yakıt Olarak Motorin Kullanıldığında

Yıllık fiyat artışı (%)	125
Motorin için alt ısıl değer	42.636 kJ/kg
Motorin için verim (%)	84
Motorinin birim fiyatı	1.193.000 TL/kg

Motorinin yıllık fiyatı:

$$\frac{56.070 \times 14 \times 180 \times 1.193.000}{42.636 \times 0.84} = 4.706.692.232 \text{ TL}$$

Motorinin aylık fiyatı

$$\frac{4.706.692.232 \text{ TL}}{12} = 392.224.352 \text{ TL}$$

Yakıt Olarak Doğalgaz Kullanıldığında

Yıllık fiyat artışı (%)	98
Doğalgaz için alt ısıl değer	34.485 kJ/m ³
Doğalgaz için verim (%)	90
Doğalgazın birim fiyatı	327.757 TL/m ³

Doğalgazın yıllık fiyatı:

$$\frac{56.070 \times 14 \times 180 \times 327.757}{34.485 \times 0.9} = 1.492.142.612 \text{ TL}$$

Doğalgazın aylık fiyatı:

$$\frac{1.492.142.612 \text{ TL}}{12} = 124.345.217 \text{ TL}$$

Yakıt Olarak LPG Kullanıldığında

Yıllık fiyat artışı (%)	115
LPG için alt ısıl değer	46.398 kJ/kg
LPG için verim (%)	90
Doğalgazın birim fiyatı	1.106.840

LPG'nin yıllık fiyatı:

$$\frac{56.070 \times 14 \times 180 \times 1.106.840}{46.398 \times 0.9} = 3.745.192.738 \text{ TL}$$

LPG'nin aylık fiyatı:

$$\frac{3.745.192.738 \text{ TL}}{12} = 312.099.394 \text{ TL}$$

Thermia Isı Pompası Kullanıldığında

Elektrik Birim Fiyatı	143848 TL/kWh
Elektriğin Yıllık Fiyat Artışı (%)	70
Günlük çalışma süresi	14 h
Yılda çalıştığı gün sayısı	180
Harcanan güç	4,9 kW

Thermia ısı pompasının yıllık fiyatı:

$$14 \times 180 \times 4,9 \times 143848 = 1.776.235.104 \text{ TL}$$

Thermia ısı pompasının aylık fiyatı:

$$\frac{1.776.235.104 \text{ TL}}{12} = 148.019.592 \text{ TL}$$

Hesaplamalarda, cihazların ısıtma sezonu boyunca günde 14 saat, yılda 180 gün çalıştığı düşünülmüştür.

1 \$ = 1.642.000 TL (12 ağustos 2002 tarihli döviz kurları esas alınmıştır.)

1 EUR = 1.592.000 TL olduğuna göre;

LPG'li ısıtma sisteminin yıllık işletme maliyeti : 3.745.192.738 TL = 2280 \$

Isı pompası yıllık işletme maliyeti : 1.776.235.104 TL = 1081 \$

10.3 Isıtma Sistemlerinin Genel Maliyet Analizi

LPG'li ısıtma sistemi ilk yatırım maliyeti : 1834 \$

LPG'li ısıtma sistemi yıllık işletme maliyeti : 2280 \$

Isı pompası sistemi ilk yatırım maliyeti : 11.632,8 \$

Isı pompası yıllık işletme maliyeti : 1081 \$

Bu karşılaştırmadaki maliyet hesaplarında, "bir değere getirilmiş maliyet" yöntemi kullanılmıştır. (Aybers ve Şahin, 1995)

Isı pompası için analiz

İlk yatırımın yıllık maliyeti, toplam ilk yatırım maliyeti ile amortisman faktörünün çarpımına eşittir.

$$AF = (1+i)^n i / (1+i)^{15} - 1 \quad (10.1)$$

$$AF = (1+0,08)^{15} 0,08 / (1+0,08)^{15} - 1 = 0,117$$

Amortisman faktörü hesabında, yıllık faiz oranı %8 ve sistem ömrü 15 yıl olarak alınmıştır.

$$I_A = 11.632,8 \$$$

$$C_A = I_A * AF \quad (10.2)$$

$$C_A = 11.632,8 * 0,117 = 1361 (\$/yıl)$$

Bugünkü koşullarda toplam işletme maliyeti:

$$(I_{OM})_{PW} = (C_{OM})_{PW} [1 - (1+e_f)^n (1+i)^{-n}] / i - e_f \quad (10.3)$$

$$e_f = \%4 \text{ (elektrik için)}$$

$$(I_{OM})_{PW} = 1081 [1 - (1,04^{15})(1,08^{-15})] / (0,08 - 0,04) = 11.891 \$$$

Yıllık işletme maliyeti hesaplanacak olursa;

$$C_{OM} = (I_{OM})_{PW} * AF \quad (10.4)$$

$$C_{OM} = 11.891 * 0,117 = 1391 \$$$

Yıllık toplam maliyet, ilk yatırım yıllık maliyeti ile yıllık işletme maliyeti toplamına eşittir.

$$C_T = C_A + C_{OM} \quad (10.5)$$

$$C_T = 1361 + 1391 = 2752 \$/yıl$$

LPG'li ısıtma sistemi için analiz

$$AF = (1+i)^n i / (1+i)^{15} - 1$$

$$AF = (1+0,08)^{15} 0,08 / (1+0,08)^{15} - 1 = 0,117$$

$$I_A = 1834 \$$$

$$C_A = I_A * AF$$

$$C_A = 1834 * 0,117 = 214 (\$/yıl)$$

$$(I_{OM})_{PW} = (C_{OM})_{PW} [1 - (1+e_f)^n (1+i)^{-n}] / i - e_f$$

$$(I_{OM})_{PW} = 2280 [1 - (1,04^{15})(1,08^{-15})] / (0,08 - 0,04) = 25.080 \$$$

$$C_{OM} = (I_{OM})_{PW} * AF$$

$$C_{OM} = 25.080 * 0,117 = 2934 \$$$

$$C_T = C_A + C_{OM}$$

$$C_T = 214 + 2934 = 3148 \$/yıl$$

Çizelge 10.4 Maliyet analizi tablosu

Maliyet	Toprak kaynaklı ısı pompası	LPG'li ısıtma sistemi	Fark	
			Sayısal	Oran
I_A (\$)	11.632,8	1834	9798,8	0,8423
C_A (\$/yıl)	1361	214	1147	0,8427
$(C_{OM})_{PW}$ (\$/yıl)	1081	2280	-1199	-1,1091
$(I_{OM})_{PW}$ (\$)	11891	25080	-13189	-1,1091
C_{OM} (\$/yıl)	1391	2934	-1543	-1,1092
C_T (\$/yıl)	2752	3148	-396	-0,143

Çizelge 10.1'de de görüldüğü gibi, ısı pompası sisteminin yıllık maliyeti, 2752 \$ olmasına karşın LPG'li ısıtma sisteminin yıllık maliyeti, 3148 \$'dır.

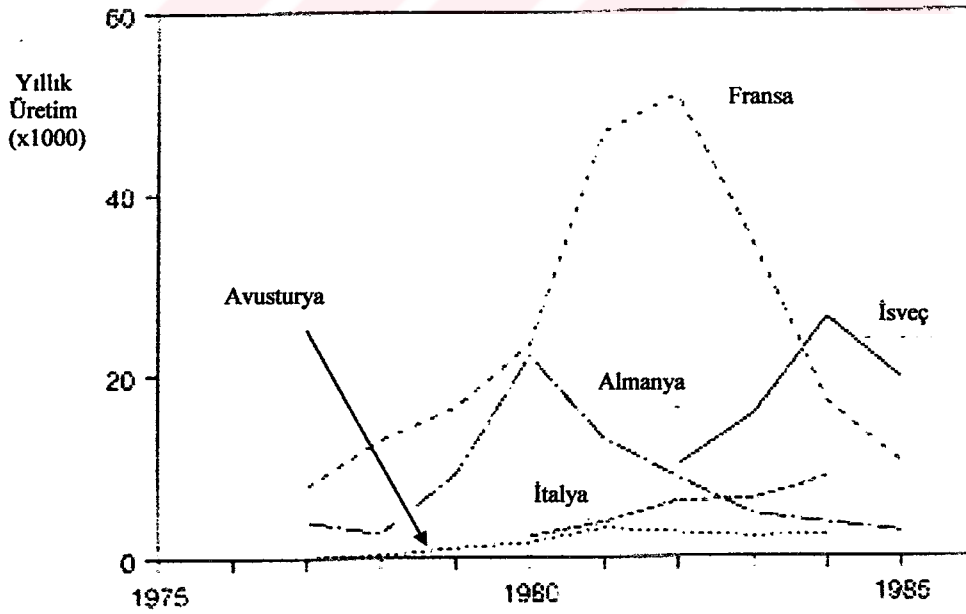
Isı pompası sistemi, yıllık maliyet açısından 396 \$ (%14) daha ucuzdur.

Bu karşılaştırma sonucunda, ısı pompası sisteminin uzun vadede daha ucuz olduğu görülmüştür.

11. ISI POMPALI SİSTEMLERİN ORTAYA ÇIKIŞI VE GELİŞİMİ

1973 yılındaki ilk petrol krizi, birçok sanayileşmiş ülkeye, endüstrilerinin ithal enerjiye bağımlılıkları nedeniyle ne kadar korumasız olduğunu göstermiştir. 5 yıl sonra 1978'de yaşanan ikinci petrol krizi, ithal petrole olan bağımlılığın azaltılması için ülkeleri ciddi önlemler almaya itti ve 1980 yılında enerji tasarrufu sağlayan ısıtma sistemleriyle ilgili bir çalışma yapıldı. Sonuç olarak enerji tasarrufu açısından belirlenen yöntemler, güneş enerjisi, bölgesel ısıtma ve ısı pompalı sistemler olmuştur. 2020 yılına kadar yıllık 600 milyon ton petrol tasarrufu sağlayacak bu yöntemler arasında ısı pompaları, elde edilecek tasarrufun yaklaşık %80'ini karşılayacaklardır. (www.ehpa.org)

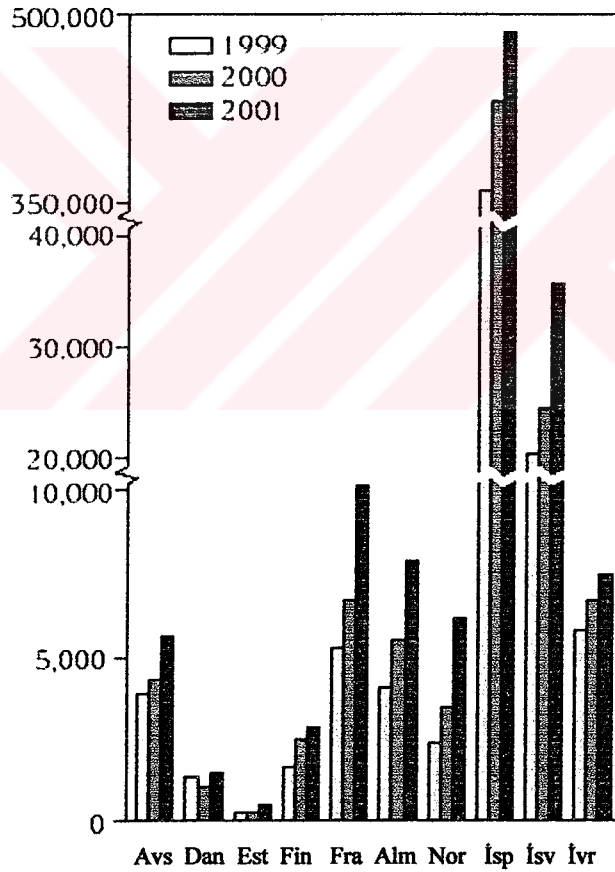
Birinci petrol krizi, Japonya ve Amerika'da ısı pompası Pazar paylarını geliştirdi. Avrupa, bunun yerine mahal ısıtma ve sıcak su temini için güneş enerjili sistemler üzerine odaklanmasına rağmen ikinci petrol krizi, ısı pompası pazarının Avrupa'da gelişmesine yol açtı. Başlangıçta büyük bir hızla artan ısı pompası satışları, Şekil 11.1'de de görüldüğü gibi bir kırılma noktası yaşadı ve tersine bir seyir izledi. Bunun sebepleri; bu sektörün nisbeten yeni olması sonucunda, ısı pompalı sistemlerin yeterince iyi dizayn edilmemeleri, firmaların gerçeklikten uzak enerji tasarrufu değerleri önermeleri ve güvenilir olmayan ürünlerdir.



Şekil 11.1 Avrupa'da ilk ısı pompası pazarı gelişimi (www.ehpa.org)

Günümüzde enerji tasarrufu sadece maliyet açısından değil; aynı zamanda çevresel sorunlar açısından da gerekli görülmektedir. Bu sebeple bazı Avrupa ülkeleri ısı pompası programları başlatmışlardır. Bunun için ilk adım, ısı pompalarına olan güveni tekrar kazanmaktır ve bu anlamda Almanya, Avusturya ve İsviçre ısı pompası dernekleri birlikte çalışarak kaliteli, güvenilir, bakım-onarım garantisi en az 10 yıl olan ısı pompası üniteleri tasarlamaktadırlar. Ayrıca, Avusturya ısı pompası derneği (LGW), 1980'lerin başlarında yaşanan satışlardaki ani azalmanın tekrarlanmaması için eğitim programları düzenlemektedir.

Avrupa ısı pompası endüstrisi 2001'de oldukça tatmin edici sonuçlar elde etmiştir. Şekil 11.2'de de görüldüğü gibi ısı pompası satışları dikkate değer bir biçimde gelişerek yaklaşık 1,8-1,5 kat artmıştır. Hollanda'dan elde edilen veriler tam olmamakla birlikte %30'luk bir artış beklenmektedir. (www.ehpa.org)



(Avs: Avusturya, Dan: Danimarka, Est: Estonya, Fin: Finlandiya, Fra: Fransa, Alm: Almanya, Nor: Norveç, İsp: İspanya, İsv: İsveç, İvr: İsviçre)

Şekil 11.2 Avrupa ülkelerindeki ısı pompası satışları* (www.ehpa.org)

*Kaynak : European Heat Pump News, Issue 3/2, June 2002

Avrupa ülkeleri, ısı pompalarında kullanmak için ucuz ve çevreye zarar vermeyen hidroelektrik santrallerinde elektrik üretebilmeleri nedeniyle büyük bir ısı pompası payına sahiptir. %3,1'i binalarda ve %2,9'u sanayide olmak üzere toplam %6'lık ısı ihtiyacı ısı pompaları tarafından karşılanan Norveç, tüm Avrupa ülkeleri arasında en büyük ısı pompası payına sahiptir. İsviçre'de yeni evlerin 1/3'i ısı pompalı sistemle dizayn edilmekte ve benzer uygulama Avusturya'da da gözlenmektedir. İskandinavya'da, özellikle Danimarka ve İsveç'te ısı ihtiyacının büyük bir bölümü bölgesel ısıtma ile sağlanmakta ve bunun yanında İsveç'te birçok ısı pompası, bölgesel ısıtma sistemleriyle entegre olarak dizayn edilmektedir. (www.ehpa.org)

CO₂ emisyonu açısından ısı pompaları ele alınacak olursa:

Dünyadaki toplam CO₂ emisyonu 1997 yılında 22 milyar ton olarak hesaplanmıştır. Binaların ısıtılması toplam CO₂ emisyonunun %30'una; endüstriyel faaliyetler de %35'ine neden olmaktadır. Isı pompalarının kullanılması, binaların ısıtılması sonucu açığa çıkan ve toplam emisyonun %30'unu oluşturan 6,6 milyar ton CO₂'nin 1 milyar tonunu ortadan kaldırabilir; ayrıca, en az 0,2 milyar ton CO₂ emisyonunun oluşması, endüstriyel ısı pompalarının kullanılması sonucu önlenbilir. Sonuç olarak ısı pompalarının kullanımı, toplam 1,2 milyar ton CO₂'nin oluşumunu; başka bir deyişle dünya çapındaki CO₂ emisyonunun %6'sını önlemiş olur. (www.heatpumpcentre.org)

12. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Toprak kaynaklı ısı pompaları ile LPG'li ısıtma sistemlerinin karşılaştırılması için öncelikle ısı pompası dizayn kriterleri belirlenmiş, daha sonra sistemin kurulacağı villanın ve kullanım alanının fiziksel özellikleri dikkate alınarak ısı kaybı - ısı kazancı hesabı yapılarak uygulanacak toprak kaynaklı sistem seçilmiştir. Yapılan hesaplardan sonra ısı pompasının seçiminin ardından aynı şekilde LPG'li sistem için LPG tankı seçimi yapılmıştır.

Her iki sistemin karşılaştırılmasının sonuçları iki farklı açıdan değerlendirilecektir. Bunlar:

- 1- Ekonomik açıdan elde edilen sonuçlar.
- 2- Çevreye olan etkiler açısından elde edilen sonuçlar.

Yapılan ekonomik analiz sonucuna göre, ısı pompalı sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olduğu görülmektedir. Buna karşın, 15 yıllık bir dönem için yapılan "bir değere getirilmiş maliyet" hesaplamalarında, ısı pompalı sistemlerin, yıllık maliyet açısından 396 \$ (650.232.000 TL) ; diğer bir deyişle %14 daha ucuz olduğu görülmektedir.

Çevreye olan etkiler dikkate alındığında, sera gazlarının oluşumuna neden olan; böylece küresel ısınmaya ve iklim değişikliklerine yol açan gazların, fosil kaynaklı yakıtlardan meydana geldiği bilinmektedir. Bu bakımdan çevreye zararlı etkileri olan CO₂, CH₄, SO₂, NO_x gibi gazların emisyonları mümkün olduğunca dengelenmelidir. Buna karşın ısı pompalı sistemler, zararlı gaz emisyonlarının önemli ölçüde azaltılmasını sağlayabilmektedir. Bu sistemlerin kullanılmasıyla birlikte dünyadaki CO₂ emisyonlarının %6'sı önlenebilecektir. Burada önemli olan bir diğer nokta da ısı pompalarında kullanılan elektriğin elde ediliş yöntemidir. Hidroelektrik santralleriyle çevreye zarar vermeden elde edilen elektrik, bu sistemler için öncelikle düşünülmelidir.

Tüm dünyada, ucuz, güvenilir ve çevre kirliliğine yol açmayan enerji ihtiyacı, geleneksel yöntemler yerine farklı ve duyarlı yöntemlerin geliştirilmesini sağlamıştır. Çeşitli uluslar arası anlaşmalarla kontrol altına alınmak istenen zararlı etkenler, kullanılan bu yeni teknolojilerle azaltılma yolundadır. Dış bağımlılığı azaltacak yeni teknolojilerin yaygınlaşması için, halkın bilinçlendirilmesi ve bu yeni teknolojilerin desteklenmesi şarttır.

KAYNAKLAR

- Arı, G. (1997), "Jeotermal Enerjinin Kullanım Sahaları, Uygulamaya Yönelik Genel Bilgiler ve Türkiye'deki Bölgesel Dağılımı", Çevre ve Enerji Kongresi, 5-7 Haziran 1997, Ankara.
- Aybers, N. ve Şahin, B. (1995), Enerji Maliyeti, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını, 299, İstanbul.
- Bahadır, A.E. ve Kökçam, Z. (2002), "İklim Değişikliği, Kyoto Protokolü ve Türkiye", Tesisat Mühendisliği, 67: 24-33.
- Çengel, Y.A. ve Boles, M.A. (2000), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik (Çev., T.Derbentli), McGraw-Hill, Literatür, İstanbul
- İnternet, <http://www.ehpa.org> (European Heat Pump Association), "Buoyant European Heat Pump Market"
- İnternet, <http://www.ehpa.org> (European Heat Pump Association), "Developing a European Market"
- İnternet, <http://conference.igshpa.okstate.edu/events.html>, (International Ground Source Heat Pump Association)
- İnternet, <http://www.geothermalheatpump.com/how.htm>, "Geothermal Heat Pump Energy How It Works"
- İnternet, <http://www.ghpc.org/residential/residential.htm>, (Geothermal Heat Pump Consortium)
- İnternet, <http://www.heatpumpcentre.org/tutorial/home.htm>
- Kıncay, O. ve Temir, G. (2002), "Toprak ve Hava Kaynaklı Isı Pompalı Sistemlerin Ekonomik İncelenmesi", Tesisat Mühendisliği, 68: 31-37.
- Kıncay, O. ve Temir, G. (2002), "Emisyonların Çevre Üzerine Etkisi ve Öneriler", Termoklima, (baskıda)
- Küçükçalı, R. (2002), "Isı Pompalarının Isıtmada Kullanımının Olabilirliği", Termodinamik, 119: 52-61.
- Miles, L. (1994), Heat Pumps Theory and Service, Delmar Publishers Inc, New York.
- Özkol, N. (1997), Uygulamalı soğutma Tekniği, Makine Mühendisleri Odası, Ankara.
- Reay, D.A. ve Macmichael, D.B.A. (1988), Heat Pumps, Pergamon Press, New York.
- Tezcan, G. (1997), "Çevre ve Enerji", Çevre ve Enerji Kongresi, 5-7 Haziran 1997, Ankara.
- TS-825 (1985), Resmi Gazete, (14 Haziran 1999), Sayı: 23275, Ankara.

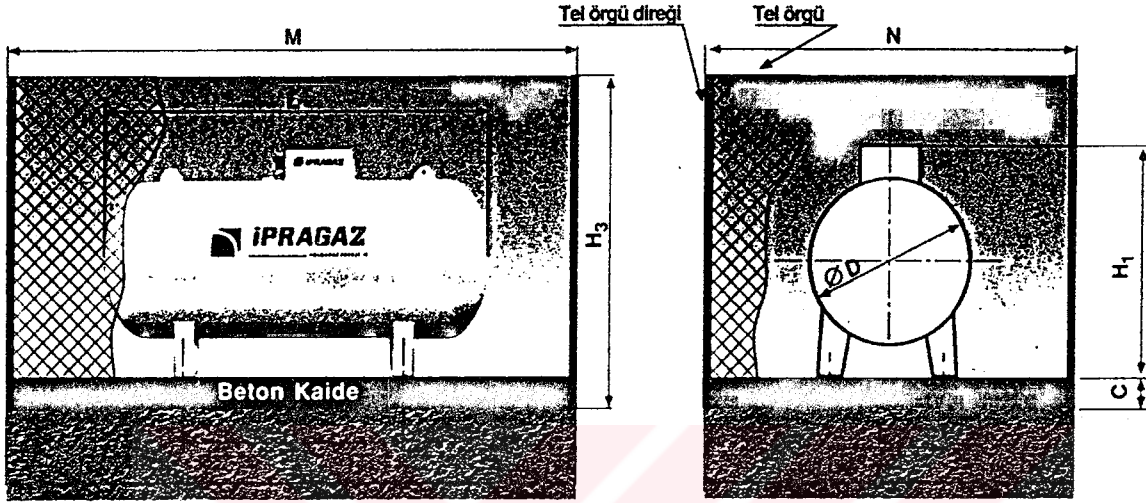
Ç01 ODA 20°C										
ÇCP	1,00	0,80	0,80	1	0,80	2,2	23	40,48		
DD	14,45	2,32	33,52	1	0,80	32,72	0,6	23	451,59	
TA	4,45	5,00	22,25	1	22,25	0,7	23	358,23		
								850,30	7	5
									1,12	952,33
Qenf = (a.l).R.H.t.Ze =	2,0	5,6	0,9	0,84	23	1,0				194,75
										1147,08



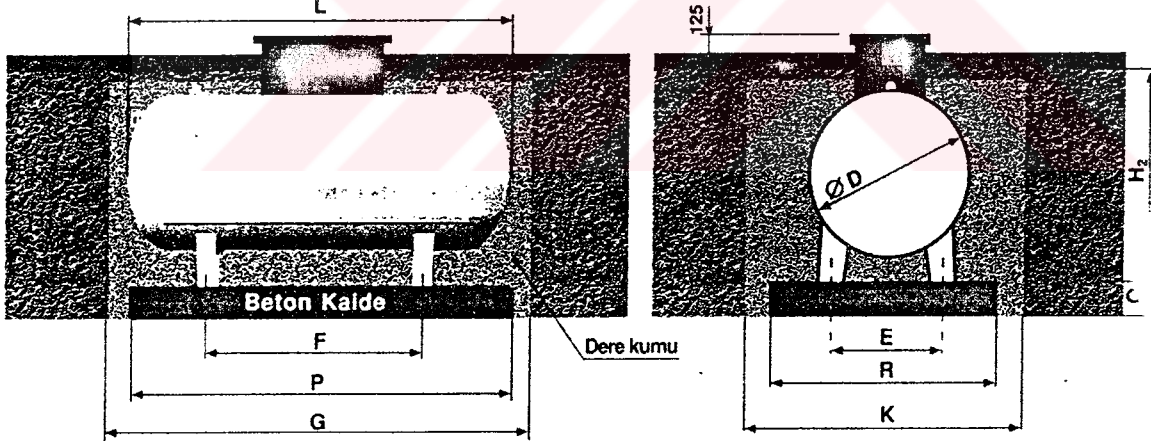
Ek 2

LPG Tanklarının Toprak Altı ve Toprak Üstü Uygulama Ölçüleri

LPG Tanklarının Toprak Üstü Uygulaması



LPG Tanklarının Toprak Altı Uygulaması



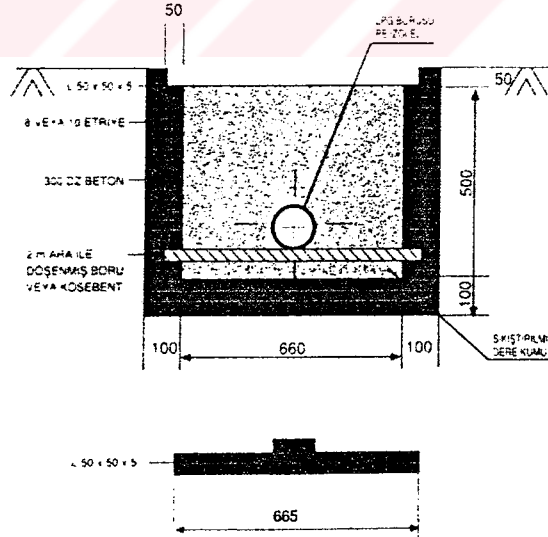
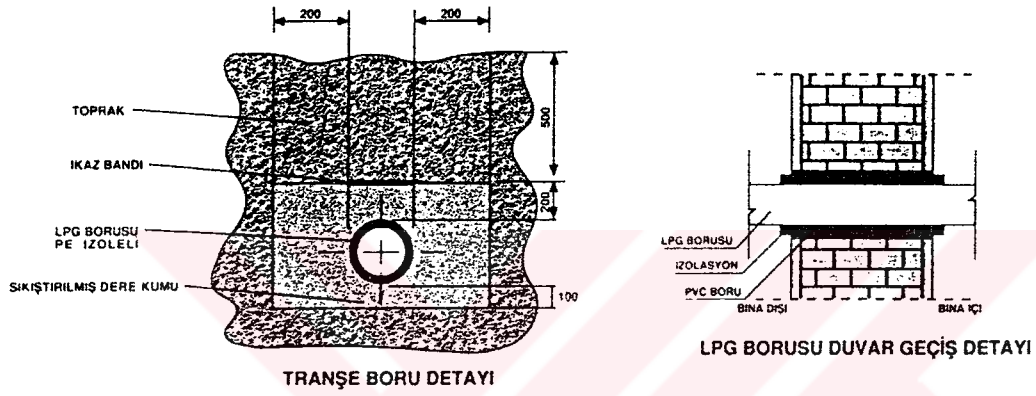
LPG Tankı, Temel Betonu ve Tank Havuzu Ölçüleri

TANK HACMI (Litre)	TANK ÖLÇÜLERİ				AĞIRLIK (kg)	KAPASİTE (kg LPG)	TOPRAK ÜSTÜ TANKLAR					TOPRAK ALTI TANKLAR					ÇİT ÖLÇÜLERİ			ANKRAJ CİVATALARI
	D (mm)	L (mm)	E (mm)	F (mm)			A (mm)	B (mm)	C (mm)	H (mm)	G (mm)	K (mm)	O (mm)	P (mm)	R (mm)	H (mm)	M (mm)	N (mm)	H (mm)	
1750	1000	2470	630	1360	392	830	4500	3000	250	1390	3500	2000	250	3000	1750	1305	4500	3000	1800	M16
3000	1200	2900	675	1400	706	1430	5000	3200	250	1620	4000	2200	250	3500	2000	1535	5000	3200	1800	M16
5000	1200	4740	675	3200	1112	2380	7000	3200	250	1620	6000	2200	250	5500	2000	1535	7000	3200	1800	M16
10.000	1650	5090	900	2800	2140	4760	7000	3650	250	2050	6500	2650	250	6000	2500	1975	7000	3650	1800	M16

Ek 3

Kanal ve Duvar Geçiş Detayları

LPG, tank basıncında veya regülatör kontrollü olarak daha düşük basınçlarda sıvı veya gaz halde taşınabilir. Sistem içindeki boru donanımı, bir noktadan bir noktaya mümkün olduğu kadar doğrudan doğruya tesis edilmeli, direkt kavis gibi akışı sınırlayıcılar mümkün olduğu kadar az sayıda olmalıdır. Binaların dışındaki boru donanımı, yeraltında veya yerüstünde tesis edilebilir. Karayolu, demiryolu, cadde ve sokak altlarına tesis edilen boru donanımının, araç hasarlarına karşı korunması için gerekli tedbirler alınmalıdır. Yeraltına tesis edilen boru donanımı, toprak özellikleri dikkate alınarak korozyona karşı korunmuş olmalıdır. Aşağıda kanal ve duvar geçiş detayları bilginize sunulmuştur.



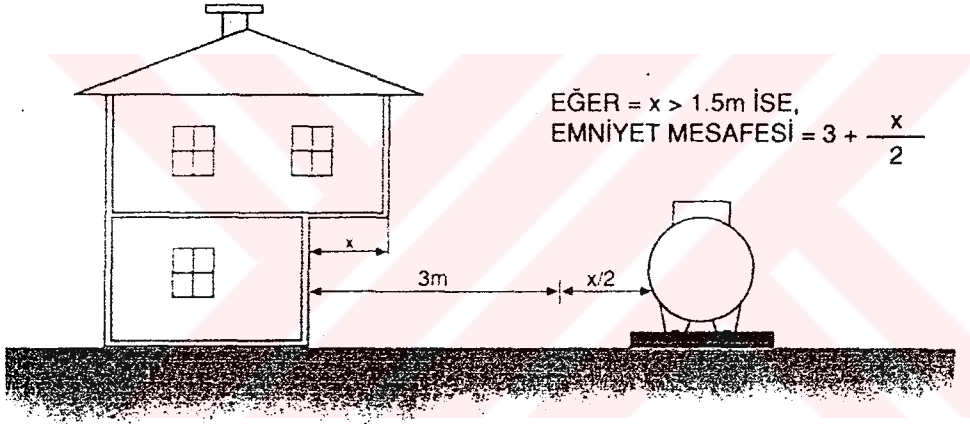
YOLU GEÇEN KANAL VE KAPAK DETAYI (*)

(*) Kanalda su birikimini önlemek için %1 eğim verilecektir.

Ek 4

Dökme LPG Tankları Yerleştirme Kuralları

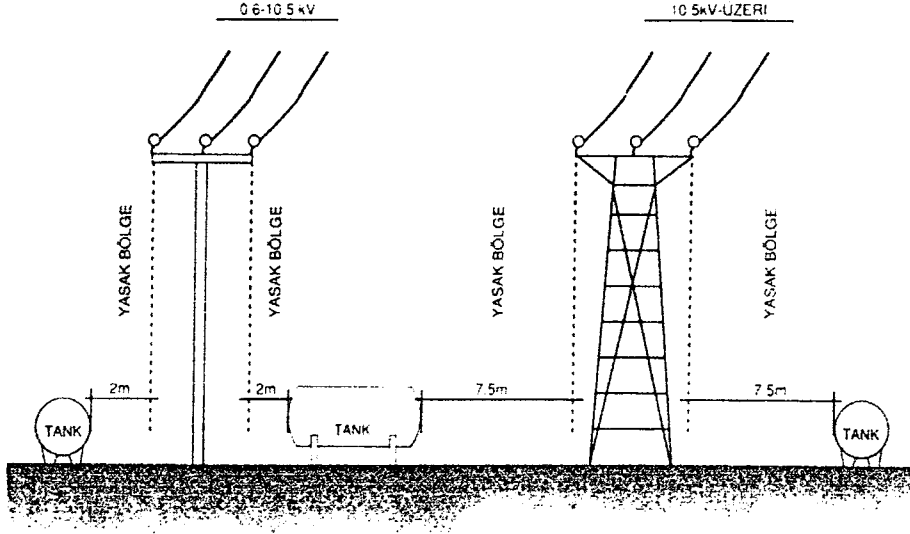
- Yeraltı tankları ile ilgili emniyet mesafeleri, emniyet valfi, doldurma ağızı veya sıvı seviye göstergesi blöfünden ölçülmelidir. Bu durumda yeraltı tankının herhangi bir kısmının, binaya veya üzerine bina yapılabilecek arsa sınırına uzaklığı 3 m'den az olmamalıdır.
- Su kapasitesi 0.5 m³ veya daha büyük olan tankların binalara olan mesafeleri dikkate alınırken, binadan 1,5 m'den fazla çıkıntı yapan ve emniyet valfi çıkış ağzından yüksek bina kısımları mevcut ise, emniyet mesafesi çıkıntı mesafesinin en az % 50'si kadar fazla olmalıdır. Bu mesafe, çıkma dış yüzey ile tankın yerleştirildiği noktanın dikeyine, yatay olarak ölçülmelidir. Hiçbir halde bina duvarına olan mesafe çizelgede verilen değerden küçük olmamalıdır. Bu husus emniyet valfi çıkış ağzından 15 m veya daha yüksek olan çıkmalı binalara uygulanmamalıdır. (Detay 1)



DETAY 1

- Su kapasiteleri 0.5 m³ veya daha büyük tanklardan meydana gelen çoklu yeraltı tankları uçları ve kenarları vinç ve benzeri makinelerle kolaylıkla ulaşabilecek şekilde yerleştirilmelidir.
- Su kapasitesi 0,5 m³'den küçük tanklardan meydana gelen ve toplam su kapasitesi 2 m³'den fazla olan tank gruplarına, her bir tankın su kapasitesi yerine toplam su kapasitesi dikkate alınarak çizelge 1'de verilen emniyet mesafesi uygulanmalıdır. Depolama alanında birden fazla tank grubu bulunduğu durumlarda, tank grupları arasında mesafe en az 7,5 m olmalıdır. Tankların bu şekilde yerleştirilmesi durumunda gruptaki tanklara, tanklararası emniyet mesafesi uygulanmalıdır.
- Su kapasitesi 5 m³ veya daha az olan bir yerüstü tankı için emniyet mesafesi 3 m'ye düşürülebilir. Bu tankın tek tank sayılması için su kapasitesi 0,5 m³'den büyük olan herhangi bir tanktan en az 7,5 m uzakta olması gerekmektedir.
- Tankların 3 m yakınına kadar yanıcı madde bulundurulmamalı ve bu mesafedeki kuru ot ve bunun gibi kolay tutuşabilen maddelerle gerekli mücadele yapılmalıdır.

Ek 4 (devam)



DETAY 2

- Yerüstü LPG tankları ile parlama noktası 90°C'nin altındaki bir sıvı ihtiva eden tanklar arasındaki yatay mesafe en az 6 m olmalıdır.
- Yerüstü LPG tanklarının hiçbir parçası anma gerilimi 0,6 - 10,5 kV arasında olan enerji (elektrik) nakil hatlarının dikey doğrultusunda her yönden 2 m, 10,5 kV'nin üzerindeki elektrik nakil hatlarının her yönden 7,5 m yatay doğrultudaki mesafede bulunan sahaya yerleştirilmemelidir. (Detay 2)
- LPG tanklarının etrafı, havalandırmayı sağlayacak şekilde asgari % 50 atmosfere açık olmalıdır.
- LPG tankı ile oksijen veya gaz halindeki hidrojen tankları arasındaki asgari mesafe çizelge 1'e uygun olmalıdır.

LPG TANKLARI İLE OKSİJEN VEYA GAZ HALİNDEKİ HİDROJEN TANKLARI ARASINDAKİ ASGARİ MESAFELER

LPG Tankı toplam su kapasitesi (m ³)	Oksijen tankı toplam kapasitesi			Gaz hidrojen tankı toplam kapasitesi		
	11 m ³ veya daha az	11 m ³ ile 566 m ³ arası	566 m ³ ten çok	11 m ³ ten az	11-85 m ³	85 m ³ ten çok
4,5 m ³ veya daha az		6	7,5			
4,5 m ³ ten çok		6	15			
2 m ³ veya daha az					3	7,5
2 m ³ ten çok					7,5	15

- Tanklar birbirlerinin üzerine yerleştirilmemelidir.
- LPG tankları projelendirilirken yakınında elektrik cihazları (aydınlatma, klimalar, vantilatör, brülör vs.), rogar, kuyu ve çukur yerler olup olmadığı dikkate alınmalıdır.

Toprak Altı Tank Katodik Koruma Uygulaması

Yapılmış olan en mükemmel kaplamalarda bile, daima elektrik akımını geçirebilen mikro gözenekler bulunmaktadır. Eğer tanka katodik koruma uygulanmazsa; bu mikro gözenekler ve kaplama bozuklukları, korozyon açısından büyük tehlike yaratmaktadır. Tankların katodik korumasında, galvanik anotlu katodik koruma metodu uygulanmaktadır. Bu sistemde; anot, demirden daha baz bir metalden olduğundan elektrolit içindeki elektrik akımını sağlayan metal iyonunun transferini üzerine alır ve tankın korozyona uğramasını engeller.

Katodik Koruma Uygulama Talimatı

Toprak altındaki katodik koruma yapılan yer ile toprak üstü kısımlar birbirinden elektriksel olarak izole edilir.

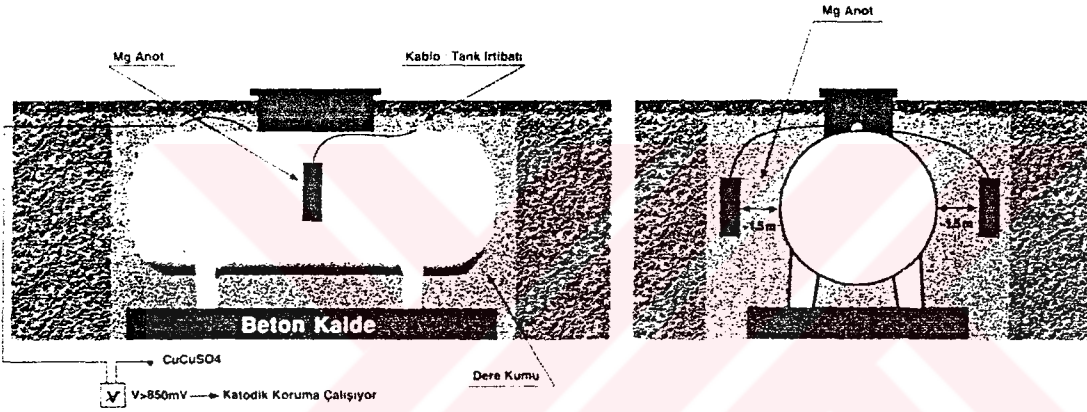
Tank büyüklüğüne göre seçilen uygun sayıda anot torbası dikey olarak tank cidarına 1,5 m mesafede çukura yerleştirilir. (Bağlantı kablolarını, anot torbasını çukura sarkıtmak için kullanmayın.)

Her bir anot torbası 2 - 3 kova su ile ıslatılır.

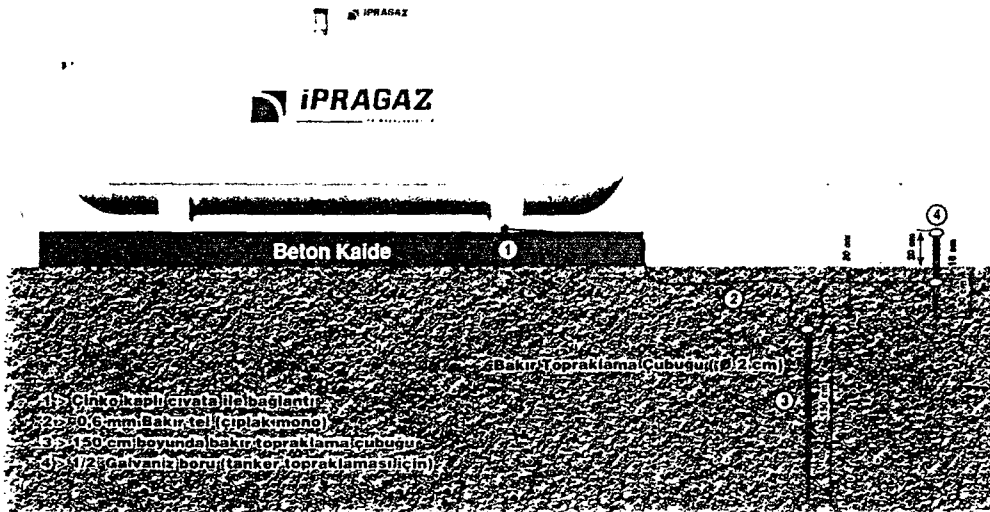
Anot kablolarının fazla olan kısımları kesilmeyerek, kapak etrafında kuma gömülür.

Tank mapaları kazınarak anot kablo uçları bu mapalara bağlanır. Bu bağlantılar ya zift dökülerek ya da polietilen bant ile izole edilir. Üreticinin montaj talimatı göz önünde bulundurulur.

Tank çukuru, tamamıyla korozif özelliği olmayan dere kumuyla örtülür.



Toprak Üstü Tank Topraklama Tesisi Uygulaması



Ek 6

Yurdumuzdaki çeşitli şehirlere ait, (KIŞ) ve (YAZ) için (DIŞ DİZAYN) şartları

Şehirler	Enlem ve Boylam	(1) Deniz seviyesinden yüksekliği m	KIŞ		YAZ		
			Dış dizayn sıcaklığı °C	Rüzgar Durumu	Dış dizayn sıcaklığı		Dış günlük sıcaklık farkı (2) °C
					Kuru t. (KT) °C	Yaş t. (YT) °C	
Adana	36°59'K-35°18'D	21	0	R	38	26	12,4
Adapazarı			-3	R	35	25	-
Afyon	38°45'K-30°32'D	1019	-12	R	34	21	17,1
Ankara	39°57'K-32°53'D	895	-12	K	34	20	15,0
Antakya	36°15'K-36°10'D	93	0	R	17	28	7,3
Antalya	36°53'K-30°42'D	43	+3	R	39	28	11,4
Aydın	37°40'K-27°40'D	70	-3	R	40	26	-
Balıkestr	39°39'K-27°52'D	103	-3	R	37	25	12,8
Bandırma	40°21'K-27°58'D	49	-6	R	34	25	-
Bilecik	40°09'K-44°58'D	526	-9	R	34	23	11,8
Bolu	40°44'K-31°36'D	728	-15	-	33	23	16,0
Burdur	37°40'K-30°20'D	1025	-9	-	36	21	-
Bursa	40°11'K-29°04'D	99	-6	R	37	25	13,7
Çanakkale	40°08'K-26°24'D	3	-3	R	34	25	11,9
Çankırı	40°36'K-33°37'D	730	-15	-	37	23	-
Çorum	40°33'K-34°58'D	803	-15	-	35	22	16,8
Denizli			-6	-	38	24	-
Diyarbakır	37°55'K-40°12'D	652	-9	R	43	23	17,7
Edirne	41°40'K-26°34'D	47	-9	-	37	25	14,4
Elazığ	38°40'K-39°13'D	1090	-12	-	38	21	13,9
Erzincan	39°44'K-39°30'D	1157	-18	-	36	22	17,4
Erzurum	39°55'K-41°16'D	1893	-21	-	30	19	14,7
Eskişehir	39°46'K-30°31'D	790	-12	R	34	22	15,9
Gaziantep	37°05'K-37°22'D	849	-9	-	39	23	13,5
Giresun	40°55'K-38°24'D	40	-3	-	29	25	6,3
Iğdır	39°56'K-44°02'D	855	-18	-	36	25	16,7
Isparta	37°45'K-30°33'D	1050	-9	-	34	21	15,5
İskenderun	36°37'K-36°07'D	3	+3	-	37	29	8,3
İstanbul	40°58'K-29°05'D	40	-3	R	33	24	10,5
İzmir	38°24'K-27°10'D	3	0	R	37	24	12,8
Kars	40°36'K-43°05'D	1750	-27	-	30	20	16,6
Kastamonu	41°22'K-33°46'D	800	-12	-	34	22	16,2
Kayseri	38°43'K-35°29'D	1058	-15	-	36	22	20,1
Karşehir	39°08'K-34°10'D	980	-12	-	35	21	-
Kocaeli (İzmit)	40°46'K-29°54'D	77	-3	R	36	25	10,8
Konya	37°52'K-32°30'D	1024	-12	-	34	21	15,4
Kütahya	39°24'K-29°58'D	935	-12	-	33	21	16,0
Malatya	38°21'K-38°18'D	915	-12	-	38	21	14,4
Manisa	38°42'K-27°26'D	42	-3	R	40	25	16,0
Mardin	37°18'K-40°44'D	1150	-6	-	38	23	10,4
Mersin	36°49'K-34°36'D	6	+3	-	35	29	7,4
Muğla	37°12'K-28°21'D	648	-3	R	37	22	13,2
Niğde	37°59'K-34°40'D	1239	-15	R	34	20	15,5
Rize	41°02'K-40°30'D	60	-3	-	30	26	6,1
Samsun	41°17'K-36°20'D	40	-3	R	32	25	7,8
Sürt	37°56'K-41°56'D	875	-9	-	40	23	13,0
Sinop	42°02'K-35°10'D	25	-3	R	30	25	6,5
Sivas	39°45'K-37°01'D	1285	-18	-	33	20	17,8
Tekirdağ	40°59'K-27°29'D	55	-6	R	33	25	9,0
Trabzon	41°00'K-39°43'D	109	-3	-	31	25	5,8
Urfa	37°08'K-38°46'D	515	-6	K	43	24	15,2
Uşak	38°40'K-29°25'D	911	-9	K	35	22	16,6
Van	38°28'K-43°21'D	1732	-15	-	33	20	15,5
Yozgat	39°50'K-34°20'D	1320	-15	-	32	20	-
Zonguldak	41°27'K-31°48'D	42	-3	R	32	25	8,1

Notlar:

- Deniz seviyesinden yükseklikler rasat istasyonunun bulunduğu seviye olup binanın şehirdeki konumuna göre icabederse bir düzeltme yapılmalıdır.
- En sıcak aya ait ortalama maksimum ve ortalama minimum sıcaklıklar arasındaki farkı göstermektedir. Bu fark, dış duvar ve çatılardan olacak ısı kazancında bir düzeltme yapılmasını gerektirir.

Camdan geçen toplam güneş radyasyonu

40° Kuzey Enlemi		W/m ² (pencere alanı)												40° Güney Enlemi		
Güneş zamanı →		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	← Güneş zamanı	
		Öğ.						Öğ.						Öğ.		
Yılın Günleri	Pencere Yönleri														Pencere Yönleri	Yılın Günleri
HAZ. 21	K	101	63	38	41	44	44	44	44	44	41	38	63	101	G	ARA. 22
	KD	371	419	353	230	94	44	44	44	44	41	38	31	19	GD	
	D	397	507	509	447	299	138	44	44	44	41	38	31	19	D	
	GD	160	277	343	349	311	224	107	44	44	41	38	31	19	KD	
	G	19	31	38	60	110	138	169	138	110	60	38	31	19	K	
	GB	19	31	38	41	44	44	107	224	311	349	343	277	160	KB	
	B	19	31	38	41	44	44	107	224	311	349	343	277	160	B	
	KB	19	31	38	41	44	44	107	224	311	349	343	277	160	GB	
	Yatay	97	258	421	563	661	730	746	730	661	563	421	258	97	Yatay	
TEM. 23	K	75	44	38	38	44	44	44	44	44	38	38	44	75	G	OC. 21
	KD	333	399	331	208	82	44	44	44	44	38	38	31	16	GD	
	D	371	507	516	454	309	136	44	44	44	38	38	31	16	D	
	GD	160	302	375	393	346	258	132	48	44	38	38	31	16	KD	
	G	16	31	38	82	138	198	217	198	138	82	38	31	16	K	
	GB	16	31	38	38	44	48	132	258	346	393	375	302	169	KB	
	B	16	31	38	38	44	44	136	309	454	516	507	371	333	B	
	KB	16	31	38	38	44	44	136	309	454	516	507	371	333	GB	
	Yatay	75	230	397	538	639	708	733	708	639	538	397	230	75	Yatay	
AG. 24	K	22	26	35	41	44	44	44	44	44	41	35	26	22	G	ŞUB. 20
	KD	213	321	258	145	50	44	44	44	44	41	35	26	9	GD	
	D	264	463	509	456	318	141	44	44	44	41	35	26	9	D	
	GD	151	331	434	459	437	336	208	79	44	41	35	26	9	KD	
	G	9	26	75	160	280	305	321	305	280	160	75	26	9	K	
	GB	9	26	35	41	44	79	208	336	437	459	434	331	151	KB	
	B	9	26	35	41	44	44	208	336	437	459	434	331	151	B	
	KB	9	26	35	41	44	44	208	336	437	459	434	331	151	GB	
	Yatay	28	147	314	472	582	645	673	645	582	472	314	147	28	Yatay	
EYL. 22	K	0	16	28	38	41	41	44	41	41	38	28	16	0	G	MART 22
	KD	0	160	182	82	41	41	44	41	41	38	28	16	0	GD	
	D	0	365	469	437	311	142	44	41	41	38	28	16	0	D	
	GD	0	299	454	509	494	419	283	129	44	38	28	16	0	KD	
	G	0	38	138	255	346	384	441	384	346	255	138	38	0	K	
	GB	0	16	28	38	44	129	283	419	494	509	454	299	0	KB	
	B	0	16	28	38	41	41	44	142	311	437	469	365	0	B	
	KB	0	16	28	38	41	41	44	142	311	437	469	365	0	GB	
	Yatay	0	70	211	390	481	553	575	553	481	390	211	70	0	Yatay	
EK. 23	K	0	6	19	31	35	38	38	38	35	31	19	6	0	G	NİS. 20
	KD	0	110	103	38	35	38	38	38	35	31	19	6	0	GD	
	D	0	268	368	384	277	123	38	38	35	31	19	6	0	D	
	GD	0	255	415	507	513	454	336	198	63	31	19	6	0	KD	
	G	0	66	186	327	432	485	509	485	432	327	186	66	0	K	
	GB	0	6	19	31	35	38	38	38	35	31	19	6	0	KB	
	B	0	6	19	31	35	38	38	123	277	384	368	268	0	B	
	KB	0	6	19	31	35	38	38	123	277	384	368	268	0	GB	
	Yatay	0	26	92	202	318	386	406	386	318	202	92	26	0	Yatay	
KAS. 21	K	0	0	9	22	28	31	35	31	28	22	9	0	0	G	MAY. 21
	KD	0	0	38	22	28	31	35	31	28	22	9	0	0	GD	
	D	0	0	287	314	233	103	35	31	28	22	9	0	0	D	
	GD	0	0	343	454	491	454	365	220	85	22	9	0	0	KD	
	G	0	0	186	327	437	496	522	496	437	327	186	0	0	K	
	GB	0	0	9	22	28	31	35	31	28	22	9	0	0	KB	
	B	0	0	9	22	28	31	35	103	233	314	287	0	0	B	
	KB	0	0	9	22	28	31	35	103	233	314	287	0	0	GB	
	Yatay	0	0	50	136	230	290	324	290	230	136	50	0	0	Yatay	
ARA. 22	K	0	0	6	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0	G	HAZ. 21
	KD	0	0	22	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0	GD	
	D	0	0	226	270	213	97	31	31	28	19	6	0	0	D	
	GD	0	0	277	421	465	447	362	230	94	22	6	0	0	KD	
	G	0	0	160	311	421	496	519	496	421	311	160	0	0	K	
	GB	0	0	6	22	28	31	31	31	28	19	6	0	0	KB	
	B	0	0	6	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0	B	
	KB	0	0	6	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0	GB	
	Yatay	0	0	26	101	173	239	268	239	173	101	26	0	0	Yatay	

Ek 8

Bütün derece gün bölgeleri için hesaplamalarda kullanılacak olan ortalama aylık güneş ışınımı şiddeti değerleri (W/m^2)

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
Güney=	72	84	95	83	92	95	93	93	89	82	67	64
Kuzey=	26	37	52	66	79	83	81	73	57	40	27	22
Batı /doğu=	43	57	77	90	114	122	118	106	81	59	41	37

Ek 9

Bütün derece gün bölgeleri için hesaplamalarda kullanılacak olan ortalama aylık güneş ışınımı şiddeti değerleri (W/m^2)

	1. BÖLGE	2. BÖLGE	3. BÖLGE	4. BÖLGE
OCAK	8	3.3	1.3	-5.2
ŞUBAT	9.3	4.5	2.0	-4.1
MART	11.5	7.2	5.0	-1.3
NİSAN	15.7	12.6	9.8	5.1
MAYIS	20.6	17.8	14.1	10.1
HAZİRAN	25.4	21.9	18.1	13.5
TEMMUZ	28	24.4	21.1	17.2
AĞĞUSTOS	27.2	23.8	20.6	17.2
EYLÜL	23.3	19.6	16.5	13.2
EKİM	18.1	14.1	11.3	6.9
KASIM	13.3	9.1	6.5	1.3
ARALIK	9.4	4.9	2.6	-3

Ek 10

Dış sıcaklık dereceleri

İsim	Sıcaklık °C	İsim	Sıcaklık °C	İsim	Sıcaklık °C	İsim	Sıcaklık °C	İsim	Sıcaklık °C
ADAPAZARI	-3R	Araç	-15	Besni	-9	Çal	-9	Çüngüş	-9
Adıyaman	-6	Araklı	-3	Beşni	-9	Çamardı	-15 R	Daday	12
ADANA	0 R	Araklı	-15	Beykoz	-3 R	Çameli	-6	Dağca	+3 R
Adıcevaz	-15	Ardahan	-21	Beypazar	-12 R	Çamlidere	-15	Daranda	-15
ADYAMAN	-9	Ardanuç	-9	Beyşehir	-12	Çan	-3 R	Demirci	-6 R
Afşin	-15	Ardeşene	-3	Beypazar	-18	ÇANAKKALE	-3 R	Demirköy	-9 R
AFYON	-12 R	Arhavi	-3	Biga	-3 R	Çankaya	-12 R	DENİZLİ	-6
Ağın	-15	Arpaçay	-27	Bigadiç	-6 R	ÇANKIRI	-15	Dereli	-6
Ağlasun	-9	Argüven	-12	BİLECİK	-9 R	Çardak	-9	Derik	-6 R
AĞRI	-24	Artova	-12	BİNGÖL	-18 R	Çarşamba	-3 R	Develi	-15
Ahlat	-15	ARTVİN	-9	Birecik	-6 R	Çat	-21	Devrek	-9
Akçabaat	-3	Aşkale	-21	Bismil	-9	Çatak	-21	Devrekani	-12
Akçadağ	-12	Avanos	-15	BİTLİS	-15	Çatalca	-6 R	Dicle	-9
Akçakale	-6 R	Ayancık	-3 R	Bodrum	+3 R	Çatalzeytin	-3 R	Digor	-27
Akçakoca	-3 R	Ayaş	-12 R	Bogazhyan	-15	Çay	-12	Dikili	+3 R
Akdagmadeni	-15	AYDIN	-3 R	BOLU	-15	Çaycuma	-6 R	Dinar	-9
Akhisar	-3 R	Ayvacık	-3 R	Bolvadin	-12	Çayeli	-3	Divriği	-18
Akkış	-6	Ayvahk	-3 R	Bor	-15 R	Çayralan	-15	Diyadin	-24
AKSARAY	-15	Azdavay	-9	Borçka	-3 R	Çayrılı	-18	DIYARBAKIR	-9 R
Akseki	-9 R	Babaeski	-9 R	Bornova	0 R	Çaykara	-9	Doğanhisar	-12
Alşehir	-12	Bafra	-3 R	Bozüyük	-3 R	Çekerek	-15	Doğanşehir	-12
Akyazı	6 R	Bahçe	-3	Bozdağ	-3 R	Çelikhan	-9	Doğubeyazıt	-27
Alaca	-15	Bala	-12 R	Bozkır	-9	Çemişgezek	-15	Dörtöyl	+3 R
Alaçam	-3 R	BALIKESİR	-3 R	Bozkurt	-3 R	Çerçenköy	-9 R	Durağan	-9
Alanya	+3 R	Balya	-3 R	Bozova	-6 R	Çerkeş	-15	Dursunbey	-9 R
Alaşehir	-6	Banaz	-3 R	Bozüyük	-9 R	Çermik	-9 R	Düzce	-9 R
Almus	-12	Bandırma	-6 R	Bucak	-9	Çeşme	0 R	Eceabat	+3 R
Altınözü	0 R	BARTIN	-3 R	Bulanık	-21	Çiğdem	-15	EDİRNE	-9
Altınbaş	-12	Başkök	-12	Bukdan	-6	Çifeli	-12 R	Edremit	+3 R
Aluçra	-12	Başkale	-27	BURDUR	-9	Çınar	-6 R	Eflani	-12
AMASYA	-12	BATMAN	-9	Burhaniye	-3 R	Çine	-3 R	Eğirdir	-9
Anamur	+3	Bayat	-15	BURSA	-6 R	Çivril	-9	ELAZIĞ	-12
Andırın	-9	Bayburt	-15	Büyükdüz	-15	Çıldır	-21	Eleşkirt	-24
ANKARA	-12 R	Bayındır	-3	Ceyhan	0 R	Çorlu	-9R	Elmalı	-9
ANTAKYA	0 R	Bayhan	-12	Cide	-3 R	Çoruh	-9	Elbistan	-17
ANTALYA	+3 R	Bayramiç	-3 R	Cihanbeyli	-12	ÇORUM	-15	Emet	-9 R
Arabacı	-9	Bergama	-3 R	Cizre	-6	Çubuk	-12R	Emirdağ	-12
Erdek	-6 R	Horasan	-27	Koyunhisar	-12	Çukurca	-18	Enez	-9 R
Erdemli	+3	Hozat	-18	Kozaklı	-15	Çumra	-12	Erbaa	-12
Ercis	-15	Iğdır	-18	Kozan	-3 R	Pafta	-15	Şefaattli	-15
Ereğli (Konya)	-15	Ilgaz	-15	Kozluk	-12	Pasınlar	-24	Şemdinli	-27
Ereğli (Zonguldak)	-3 R	Ilgın	-12	Köyceğiz	-3 R	Patnos	-21	Senkaya	-21
Ergani	-9	İdil	-6	Kula	-6	Pazar	-3	Sereflikoçhisar	-12
Ermenek	-9	İliç	-18	Kulp	-15	Pazarcık	-9	Sile	+3 R
Eruh	-6	İkizdere	-9	Kumluca	0	Pazaryeri	-9	Sirak	-15
ERZİNCAN	-18	İmranlı	-18	Kurşunlu	-15	Pehlivanlı	-9 R	Sirnak	-6
ERZURUM	-21	İmroz	-3 R	Kurtalan	-9	Perşembe	-3R	Sirvan	-12
Eskişehir	-12	İncesu	-15	Kurucusa	-3R	Pertek	12	Suhut	-12 R
Esme	-6 R	İnebolu	-3R	Kuşadası	0 R	Pervani	-15	Tarsus	0
Ezine	-3 R	İnegöl	-9 R	Kütahya	-12	Pınarbaşı	-15	Taşköprü	-12
Fatsa	-3 R	İpsala	-9 R	Ladik	-9	Pınarhisar	-9 R	Taşlıçay	-24
Ferizli	-9	İskenderun	+3	Laleli	-9	Pullümlü	-18	Taşova	-12
Felahiye	-15	İskilip	-15	Lalapaşa	-9 R	Polatlı	-12 R	Tatvan	-15
Fethiye	+3	İSTANBUL	-3 R	Lapseki	-3 R	Posof	-15	Tavas	-3
Fındıklı	-3	İspir	-18	Lice	-15	Pozantı	-9	Tavşanlı	-9 R
Finike	+3 R	İvrindi	-3 R	Lüleburgaz	-9 R	Pütürge	-9	Tefenni	-9
Foça	0 R	İZMİR	0 R	Maden	-9	Refahiye	-18	TEKİRDAĞ	-6 R
GAZİANTEP	-9	İZMİT	-3 R	Maçka	-3	Reşadiye	-12	Tekmen	-21
Gazipaşa	+3 R	İzmit	-3 R	Mağara	-15	Reyhanlı	-3 R	Tercan	-21
Gebze	-3 R	İzmit	-3 R	MALATYA	-12	RİZE	-3	Terme	-3 R
Gediz	-9 R	Kadiri	-3 R	Mahmutiyecik	-12 R	Safranbolu	-12	Tire	+3 R
Gelibolu	-3 R	Kadıköy	-3 R	Malazgirt	-21	Saimbeyli	-12	Tirebolu	-3
Gölcük	-12	Kadınhan	-12	Malazgirt	-21	Salihli	-3	TOKAT	-15
Göndöğüş	-12	Kağızçimen	-24	Malazgirt	-21	Samsun	+3 R	Tomarza	-15
Gönenek	-15	Kahve	-9 R	Manisa	-3 R	Samsun	-3 R	Tonya	-3
GEMLİK	-3 R	Kalecik	-12	Manisa	-3 R	Sarıgözü	-12 R	Torbali	0 R
Genç	-15	Kaman	-12	Manisa	-3 R	Sarıyayla	-3 R	Tortum	-21
Göçü	-6	Kandıra	-3 R	MARDİN	-6	Sarıyayla	-9 R	Tonli	-9
Görece	-15	Kangal	-18	Marmaris	+3 R	Sarıyayla	-6	Tosya	-15
Gerger	-9	Karaburun	-3	Mazıdağı	-6	Sarıyayla	-9 R	Tozantı	-12
Germencik	-3 R	KARABÜK	-12	Mazgirt	-18	Sarıyayla	-6	TRABZON	-3
Gebze	+3 R	Karacabey	-6 R	Mocidözü	-15	Sarıyayla	-27	TUNCELİ	-18
Gevaş	-15	Karacasu	-3	Menemen	0 R	Sarıyayla	-3 R	Turgutlu	-3
Geyve	-6 R	Karahallı	-9	Mengen	-15	Sarıyayla	-6	Turhal	-12
GİRESUN	-3	Karaisalı	-3 R	Meriç	-9 R	Sarıyayla	-15	Tutak	-22
						Sarıyayla	-3 R	Tuzluca	-18
						Sarıyayla	-6	Türkeli	+3 R
						Sarıyayla	-12	Uludağ	+3 R

Ek 10 (devam)

Dış sıcaklık dereceleri

İsim	Sıcaklık °C	İsim	Sıcaklık °C	İsim	Sıcaklık °C	İsim	Sıcaklık °C	İsim	Sıcaklık °C
Göksun	-12	Karakoçan	-18	MERSİN	+3	Seferihisar	0 R	Ulubey	-9
Gölbasi	-9	Karaman	-12	Merzifon	-12	Selçuk	0 R	Uluborlu	-9
Gölcük	-3 R	Karamürsel	-3	Mesudiye	-12	Selendi	-6 R	Uludere	-12
Göle	-9	Karapınar	-12	Midyat	-6	Selim	-27 R	Ulukışla	-15
Göllühisar	-9	Karasu	-3 R	Mihalıççık	-12 R	Senirkent	-9	Ulus	-6 R
Gölköy	-6	Karataş	+3 R	Milas	0 R	Serik	+3 R	URFA	-6 R
Gölpazarı	-6	Karayazı	-23	Mucur	-12	Seydişehir	-12	Urfa	0
Gönen	-6 R	Kargı	-12	Mudanya	-3 R	Seyitgazi	-12	USA K	-9 R
Götrele	-3	Karlıova	-21	Mudurnu	-9	SİİRT	-9	Uzunköprü	-9 R
Gözdes	-6 R	KARS	-27	MUGLA	+3 R	Siihke	+3	Ünye	-3 R
Göynük	-9 R	Kartal	-3 R	Muradiye	-18	Silivri	-6 R	Ürgüp	-15
Göknucek	-15	KASTAMONU	-12	Muratlı	-6 R	Silvan	-9	Üsküdar	-3 R
Güdtül	-12 R	KAYSERİ	-15	M. Kemalpaşa	-6 R	Simav	-9 R	Vakıfkebir	-3
Gülınar	-3	Kağ	+3 R	MUŞ	-18	Sincanlı	-12 R	VAN	-15
Gülşehir	-15	Kavak	-6	Mut	-9	SİNOP	-3 R	Varto	-21
Gümüşhacıköy	-12	Keban	-12	Mutki	-15	SIVAS	-18	Vazirköprü	-9
GÜMÜŞHANE	-12	Keçiözü	-9	Nallihan	-12 R	Sivaslı	-9 R	Viranşehir	-6 R
Gündoğmuş	-3 R	Keles	-9 R	Narman	-24	Sivrice	-12	Vize	-9 R
Güney	-6	Kelkit	-15	Nazilli	-3	Siverek	-6 R	Yahyalı	-15
Gürpınar	-18	Kemah	-18	Nazimiye	-18	Sivrihisar	-12 R	Yalvaç	-12
Gürün	-15	Kemaliye	-18	NEVŞEHİR	-15	Sındırgı	-6 R	Yapraklı	-15
Hacıbektaş	-12	Kemalpaşa	-3	NIĞDE	-15 R	Solhan	-18	Yayladağı	0 R
Hadım	-9	Kepsut	-6 R	Niksar	-12	Soma	-3 R	Yalova	-3 R
Hafik	-18	Keskin	-12	Nizip	-6 R	Sorgun	-15	Yatağan	-3 R
HAKKARİ	-24	Keşan	-3	Nusaybin	-6 R	Söğüt	-9 R	Yavuzeli	-9
Halfeü	-9 R	Kıbrısçık	-12	Of	-3	Söke	0 R	Yenice	-3 R
Hamur	-24	Kiğı	-18	Oğuzeli	-9	Sultanadağı	-12	Yenişehir	-6 R
Hanak	-21	Kilis	-6	Okuz	-24	Sultanhisar	3	Yerköy	-15
Hani	-12	Kınık	-3 R	Olur	-18	Suluova	-12	Yeşilova	-9
Hasan	-3 R	Kiraz	-3	ORDU	-3	Suruç	-6 R	Yeşilhisar	-15
Havsa	-9 R	Kırkhan	0 R	Orhaneli	-6 R	Sungurlu	-15	Yeşilyurt	-12
Havza	-9	Kırkkale	-12	Orhangazi	-3 R	Susurluk	-6 R	Yığılca	-12
Haymana	-12 R	Kırkağaç	-3	Ortaköy	-15	Suşehri	-15	Yıldızeli	-18
Hayrabolu	-9 R	KIRLA RELİ	-9 R	Osmançık	-12	Sürmene	-3	YOZGAT	-15
Hazro	-12	KIRŞEHİR	-12	Osmaneli	-6 R	Sütçüler	-9	Yunak	-12
Hekimhan	-15	Kızılcahamam	-12	Osmaniye	-3 R	Şabanözü	-15	Yusufoğlu	-12
Hendek	-6 R	Kızıltepe	-6	Ovacık	-18	Şarkikaraağaç	-12	Yüksekova	-27
Hilvan	-6 R	Koçarlı	-3 R	Ödemiş	-3	Şarkışla	-18	Zara	-18
Hizan	-18	KONYA	-12	Ömerli	-6	Şarköy	-3 R	Zile	-15
Hınıs	-21	Korkuteli	-9	Özalp	-15	Şavşat	-12	ZONGULDAK	-3 R
Hopa	-3					Şebinkarahisar	-12		

Ek 11

İç hava sıcaklık değerleri

ISITILACAK HACMİN ADI	SICAKLIK (°C)	ISITILACAK HACMİN ADI	SICAKLIK (°C)
KONUT		HASTANE YAPILARI	
Oturma odası (Salon)	+22	Hastane yatak ve poliklinik odası	+20
Yatak odası	+20	Banyo, duş ve ameliyathaneler	+22
Antre, hela, mutfak	+18	Röntgen ve röntgen soyunma odaları	+22
Banyo	+26	Eczane ve laboratuvar hacimleri	+20
Merdiven	+10	Merdiven ve asansör boşluğu	+18
İŞ VE İDARE BİNALARI		Koridor, bekleme salonu, hol ve helalar	+18
Berber, terzi dükkanı	+20	CEZA VE TUTUKEVİ	
Lokanta, otel ve pansiyon odası	+20	Tek odalı, yatak odaları	+20
Bekleme odası	+20	Hafif iş atölyesi ve koğuş	+18
İş atölyesi oturarak çalışma	+20	Banyo, duş, soyunma hacimleri	+26
Tesviye, torna, marangoz vb atölye	+18	Hela	+15
Demir, döküm ve pres vb. Atölyeler	+18	ÇEŞİTLİ YERLER	
Elektrik, bobinaj vb. Atölyeler	+20	Sergi evleri, müzeler genel gardoplar	+15
Motor ve yenileştirme atölyesi	+20	Sinema ve tiyatro salonları	+18
Kaporta, boya vb. iş atölyesi	+18	Garajlar	+10
Merdiven ve asansör boşluğu	+15	Ahur ve ağıl	+12
Koridor, hela	+15	Yüzme havuzu	
Toplantı salonu	+20	Bekleme salonu	+18
Sinema, tiyatro, diskotek, gazino vb eğlence sal.	+18	Banyo ve duş odalarına geçiş yolu	+20
Büro hacimleri (Md. Memur odası)	+20	Soyunma ve giyinme odaları	+22
Arşiv hacimleri	+15	Kurna ve duş odaları	+20 \cong 22
OKULLAR		Yüzme havuzu hacmi	+20 \cong 22
Derslik, doğal bilim öğretimi için özel hacimler	+22	Roma hamamı ve sauna	
Pedagoji merkezleri, kreş odaları	+22	Soyunma ve son terleme odası	+22
Çeşitli amaçlar için kullanılan eğitim salonları	+22	Birinci terleme hacmi	+40 \cong 50
Öğretmen ve yönetici odaları	+22	İkinci terleme hacmi	+50 \cong 60
Dersli öğretim mutfağı ve iş atölyesi	+15 \cong 18	Yıkama ve duş hacmi	+26
Öğretim aracı deposu, laboratuvar, vestiyer	+15	Sihhi banyo hacmi	+26
Duş, soyunma ve giyinme odaları	+26	Ser binaları	
Revir, doktor ve muayene odaları	+24	Normal çiçek ve bitkiler	+15
Koridor, merdiven ve asansör boşluğu	+10 \cong 15	Sıcak iklim bitkileri	+25
Kapalı tenefüs salonları ve helalar	+10 \cong 15		
Kreşlerde koridor ve merdivenler	+15	Büro hacmi	+20
Kreşlerde asansör boşluğu ve hela	+15	Merdiven ve asansör boşluğu	+18
Okullarda konferans salonları	+18	Jimnastik salonu	+18
Jimnastik (spor) salonları	+15	Kütüphane ve okuma salonu	+20
Ortopedik jimnastik salonu	+20	Ambar ve depolar	+10
FABRİKA YAPILARI		Çoğunluklu dükkanlar	+18
Ağır iş yapan atölye ve montaj yeri	+15		
Hafif iş yapan atölyeler	+18		
Kadın işçilerin çalıştığı örgü ve biçki atölyeleri	+20		
Kadın işçilerin çalıştığı dikiş atölyeleri	+20		

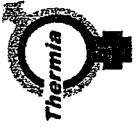
Ek 12

Bölgelere göre $A_{top}/V_{brüt}$ oranlarına bağlı olarak gereken Q' değerleri

1. Bölge	A_N ile ilişkili	$Q' = 46,62 A/V + 17,38$	[kWh/m ²]
	$V_{brüt}$ ile ilişkili	$Q' = 14,92 A/V + 5,56$	[kWh/m ²]
2. Bölge	A_N ile ilişkili	$Q' = 68,59 A/V + 32,30$	[kWh/m ²]
	$V_{brüt}$ ile ilişkili	$Q' = 21,95 A/V + 10,34$	[kWh/m ²]
3. Bölge	A_N ile ilişkili	$Q' = 67,29 A/V + 50,16$	[kWh/m ²]
	$V_{brüt}$ ile ilişkili	$Q' = 21,74 A/V + 16,05$	[kWh/m ²]
4. Bölge	A_N ile ilişkili	$Q' = 82,81 A/V + 87,70$	[kWh/m ²]
	$V_{brüt}$ ile ilişkili	$Q' = 26,5 A/V + 28,06$	[kWh/m ²]

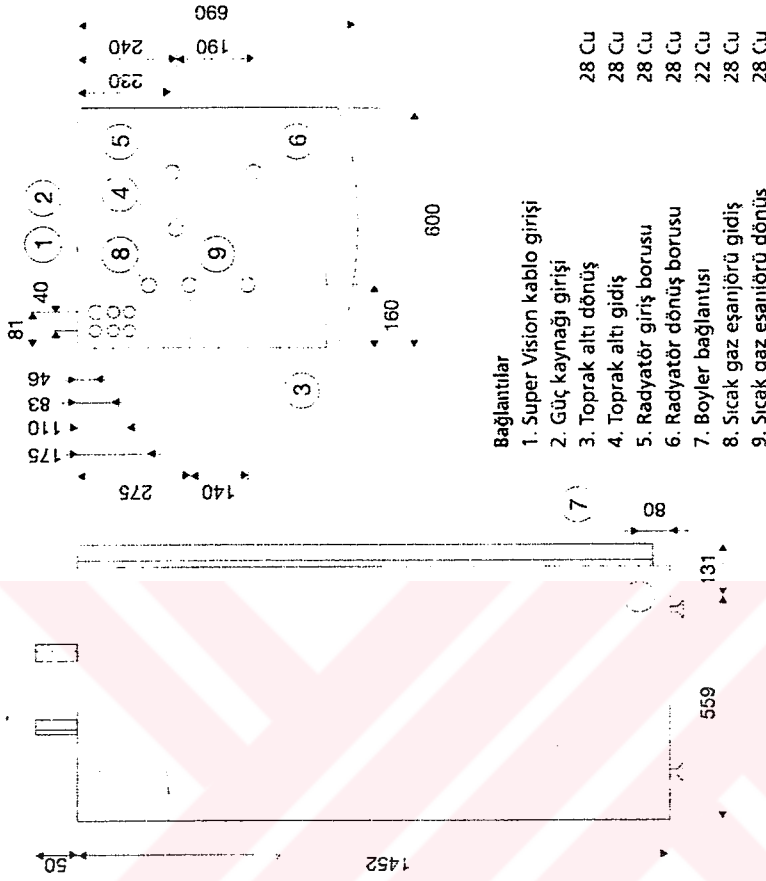
Ek 13

Thermia Villa Eko Classic ısı pompası teknik bilgileri



Villa Eko Classic	55	75	105	155	180	
Soğutucu gaz, R404A	1.4	1.7	1.8	2.2	2.5	
Elektrik bağlantısı	kg	400V 3-N				
Güç	volt	2.5	3	4	6	7
Ağırlık	kW	140	145	150	160	180
Üretilen enerji*	kg	5.4-5.0	7.2-7.1	10.2-9.4	15.6-14.7	17.7-16.5
Isıl verim	kW	4.2-2.8	4.4-3.0	4.6-3.0	4.3-3.0	4.5-3.3
Başlangıç gücü	COP	22	29	38	59	70
Sigorta	A	10	10	10	16	16
Nominal debi						
>soğutma	l/sn	0.3	0.5	0.6	0.9	0.95
>ısıtma	l/sn	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
Dış basınç						
>soğutma	kPa	37	19	42	125	102
>ısıtma	kPa	50	41	30	50	60

* En 255'e göre 0/35°C ve 0/50°C'de soğuk içeri/sıcak dışarı taşıdığıında,
Soğutma yükü antifriz içeren -15/-20°C'deki su ile taşır.
Soğutma yükü taşıyan akışkanın max/min sıcaklığı 20/-10°C'dir.



Bağlantılar

1. Super Vision kablo girişi
2. Güç kaynağı girişi
3. Toprak altı dönüş
4. Toprak altı gidiş
5. Radyatör giriş borusu
6. Radyatör dönüş borusu
7. Boyler bağlantısı
8. Sıcak gaz eşanjörü gidiş
9. Sıcak gaz eşanjörü dönüş

28 Cu
28 Cu
28 Cu
28 Cu
22 Cu
28 Cu
28 Cu

- 8 ve 9 nolu bağlantılar sadece M serilerinde vardır.

Serî.no	1411-27095A00
Eko Classic 55	1411-27095B00
Eko Classic 75	1411-27095C00
Eko Classic 105	1411-27095D00
Eko Classic 155	1411-27095E00
Eko Classic 180	

Eko Classic 155 M	1411-27096D00
Eko Classic 180 M	1411-27096E00

YEŞİL ÇİZGİ, ISI TEKNİKLERİ MAKİNE İNŞAAT TURİZM SAN. ve TİC.LTD.ŞTİ.
Dellalade sok.15/A-Ortaköy/İstanbul Tel : (212) 274 93 92 - Fax : (212) 272 76 05

Ek 14

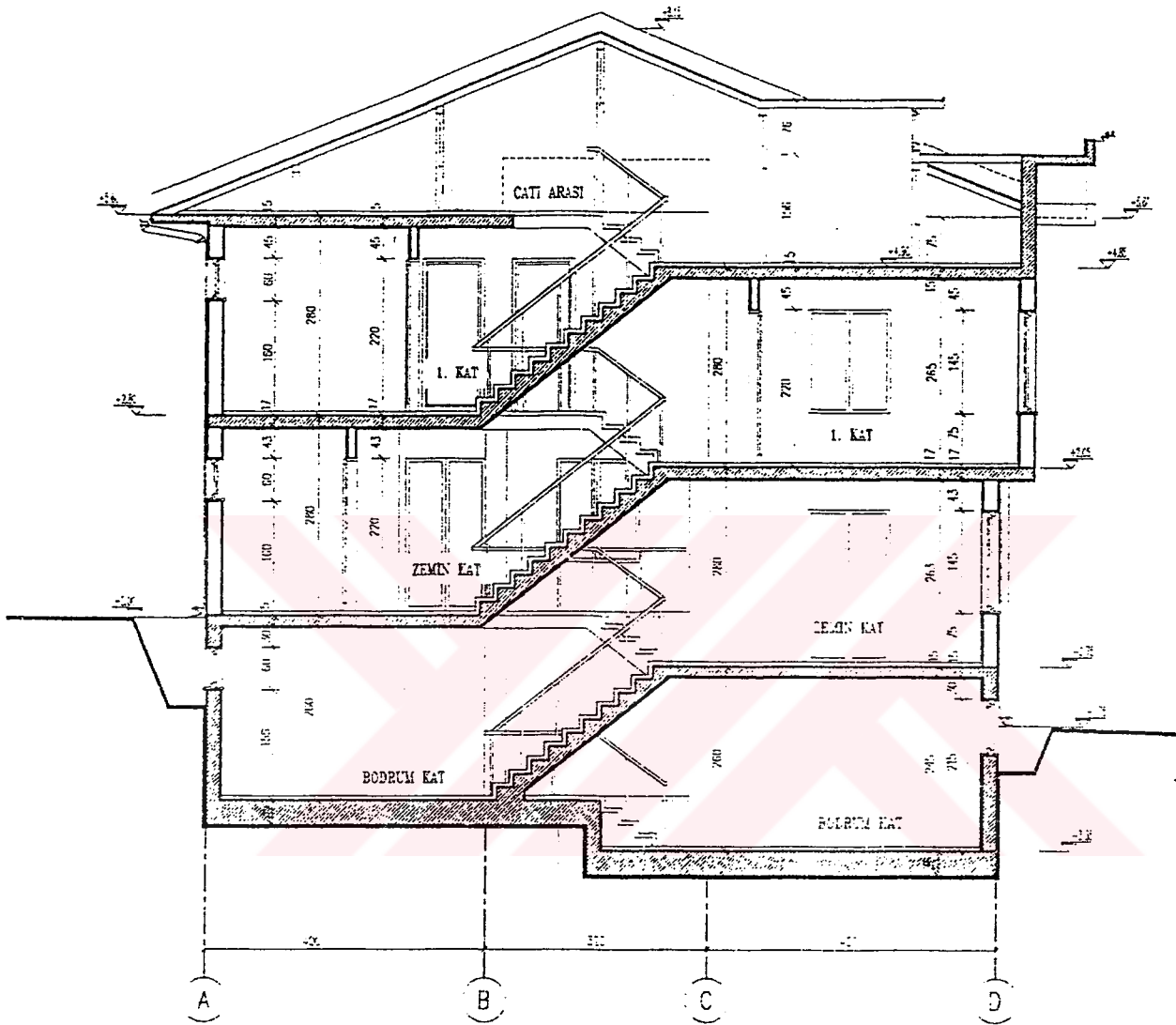
Isısan Reflex Genleşme Deposu teknik bilgileri

TİP	Lt.	GENLEŞME KABI SEÇİMİ						Ölçüler				Ağırlık kg
		TESİSİN MAX. SU HACMİ (LT) Sıcaklık 90/70°C			ISI GÜCÜ (kW) Sıcaklık 90/70°C			A mm	B mm	C mm	D mm	
		5 mSS	10 mSS	15 mSS	5 mSS	10 mSS	15 mSS					
8 N	Max. İşletme Basıncı 3 bar	175	140	—	11,7	9,4	—	R 3/4"	265	210	—	2,4
12 N		262	210	—	17,6	14,1	—	R 3/4"	279	304	—	3,0
18 N		393	315	—	26,4	21,1	—	R 3/4"	348	292	—	3,8
25 N		546	437	328	36,7	29,3	22,0	R 3/4"	380	337	—	4,5
35 N		765	612	459	51,3	41,1	30,8	R 3/4"	380	435	320	10,5
50 N		1093	874	656	73,4	58,7	44,0	R 3/4"	436	450	340	13,2
80 N		1748	1399	1049	117,4	93,9	70,4	R 1"	505	535	400	17,9
110 N		2404	1923	1442	161,4	129,1	96,8	R 1"	505	685	400	22,5
140 N		3059	2448	1836	205,4	164,3	123,2	R 1"	660	570	490	27,1
200 N	Max. İşletme Basıncı 4 bar	4371	3497	2622	293,4	234,7	176,1	R 1"	660	770	490	36,7
250 N		5463	4371	3278	366,8	293,4	220,1	R 1"	660	915	490	47,1
320 N		6993	5594	4196	469,5	375,6	281,7	R 1"	660	1110	490	56,3
400 N		8741	6993	5245	586,8	469,5	352,1	R 1"	660	1365	490	75,0
420 E	Max. İşletme Basıncı 6 bar	9178	7343	5507	616,2	493,0	369,7	R 1"	750	1150	500	87,0
525 E		11473	9178	6884	770,2	616,2	462,1	R 1"	750	1395	500	112,0
640 E		13986	11189	8392	939,0	751,2	563,4	R 1"	750	1660	500	126,0
850 E		18575	14860	7133	1247,1	997,6	748,2	R 1"	750	2065	500	150,0
1000 E		21853	17482	13112	1467,1	1173,7	880,3	R 1"	750	2240	500	158,0

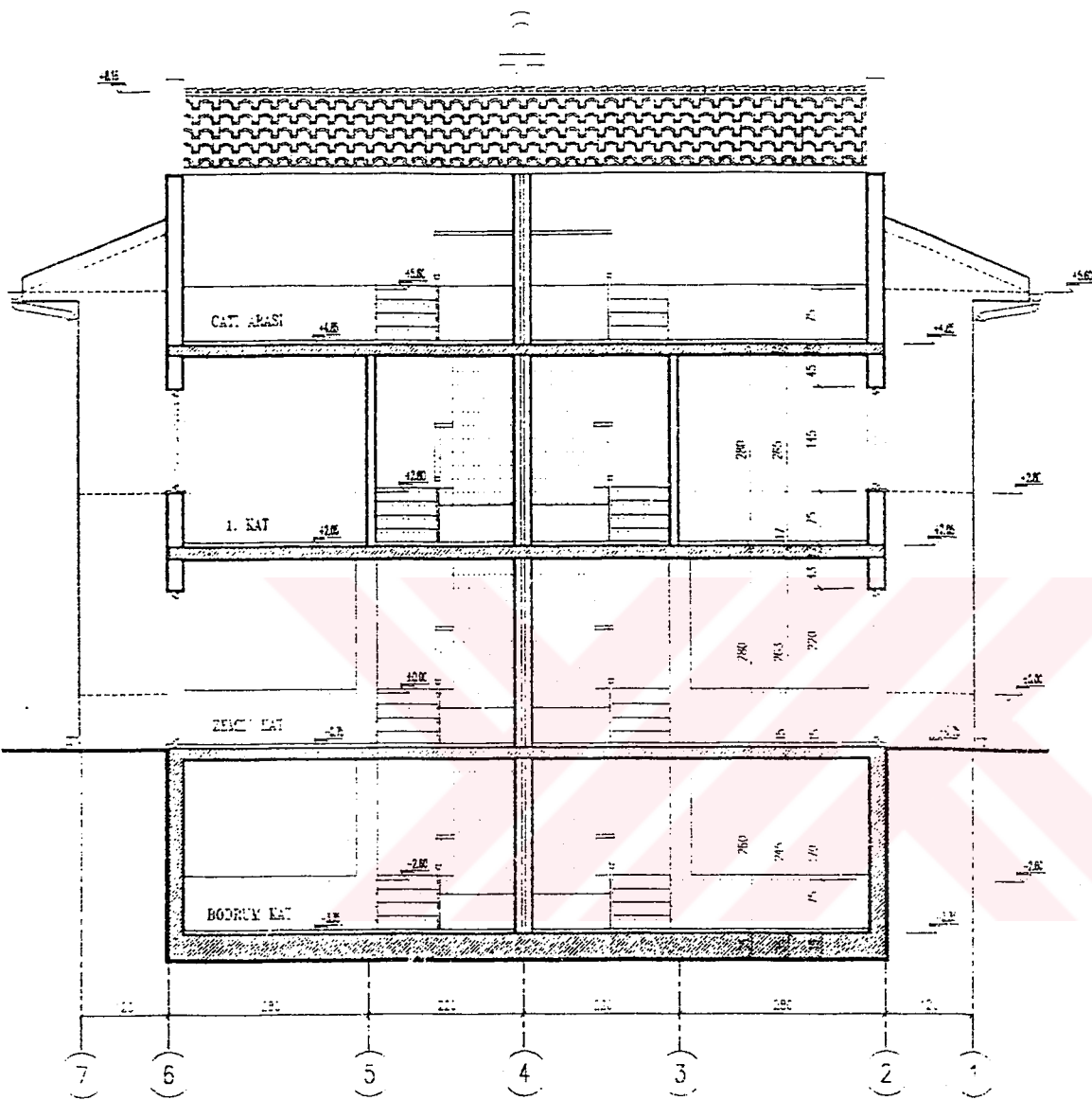
Ek 15

Doymuş havanın termodinamik özellikleri

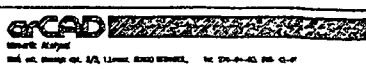
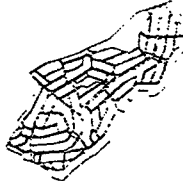
Sıcaklık (°C) t	Özgül Nem (gr _w /kg _a) W _s	Buhar Basıncı (mmSS) P _s
-27	0,3193	5,175
-26	0,3533	5,725
-25	0,3905	6,329
-24	0,4314	6,991
-23	0,4762	7,716
-22	0,5251	8,510
-21	0,5787	9,378
-20	0,6373	10,326
-19	0,7013	11,362
-18	0,7711	12,492
-17	0,8473	13,725
-16	0,9303	15,068
-15	1,0207	16,530
-14	1,1191	18,122
-13	1,2262	19,852
-12	1,3425	21,732
-11	1,4690	23,775
-10	1,6062	25,991
-9	1,7551	28,395
-8	1,9166	30,999
-7	2,0916	33,821
-6	2,2811	36,874
-5	2,4862	40,178
-4	2,7081	43,748
-3	2,9480	47,606
-2	3,2074	51,773
-1	3,4874	56,268
0	3,7895	61,117
0	3,7890	61,120
1	4,0760	65,710
2	4,3810	70,600
3	4,7070	75,810
4	5,0540	81,350
5	5,4240	87,250
6	5,8180	93,530
7	6,2370	100,20
8	6,6830	107,29
9	7,1570	114,81
10	7,6610	122,80
11	8,1970	131,28
12	8,7660	140,26
13	9,3700	149,79
14	10,0120	159,87
15	10,6920	170,55
16	11,4130	181,85
17	12,1780	193,80
18	12,9890	206,43
19	13,8480	219,79
20	14,7580	233,89
21	15,7210	248,78
22	16,7410	264,48
23	17,8210	281,05
24	18,9630	298,52
25	20,1700	316,93
26	21,4480	336,33
27	22,7980	356,74
28	24,2260	378,23
29	25,7350	400,84
30	27,3290	424,62

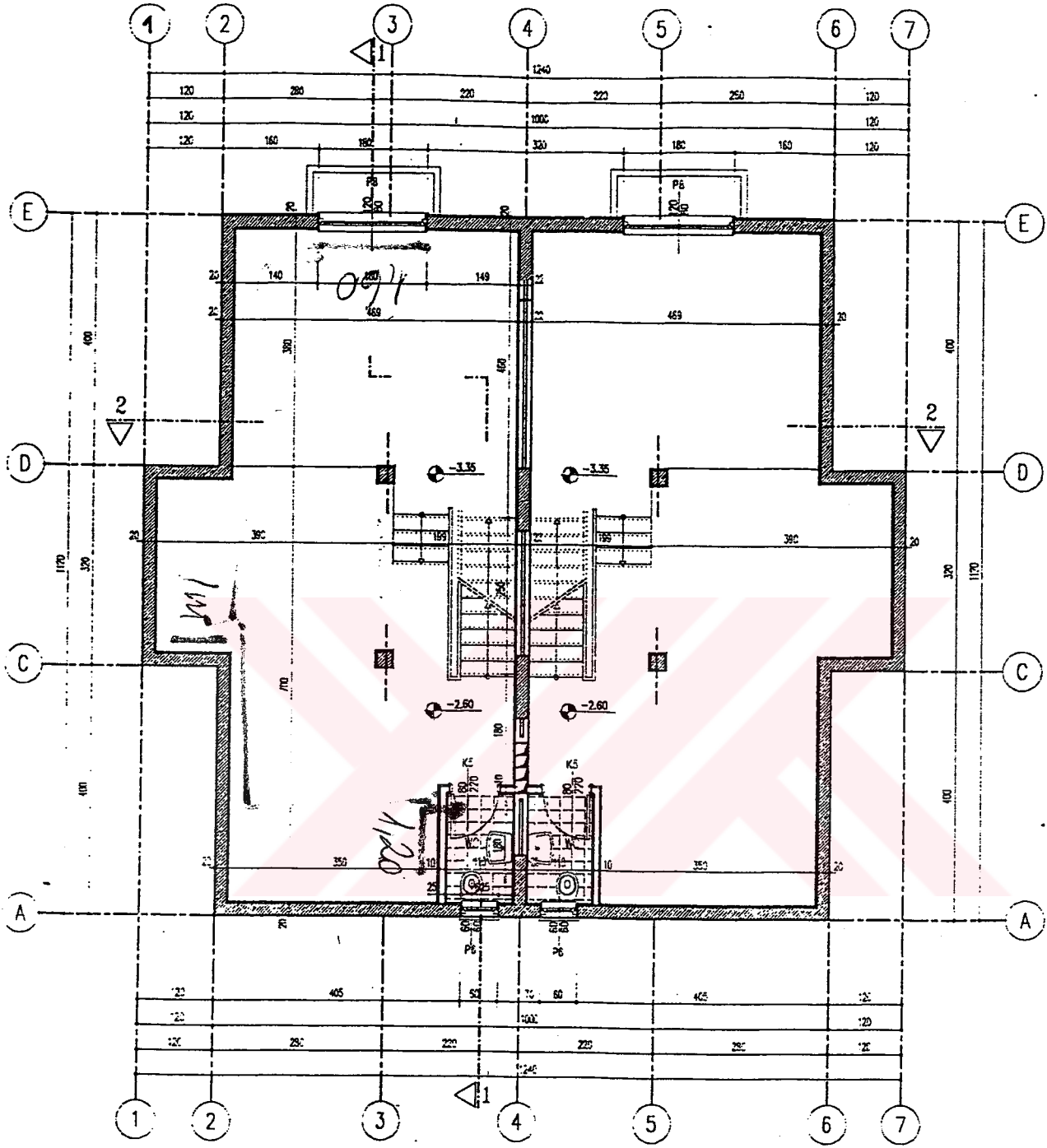


1-1 KESITI

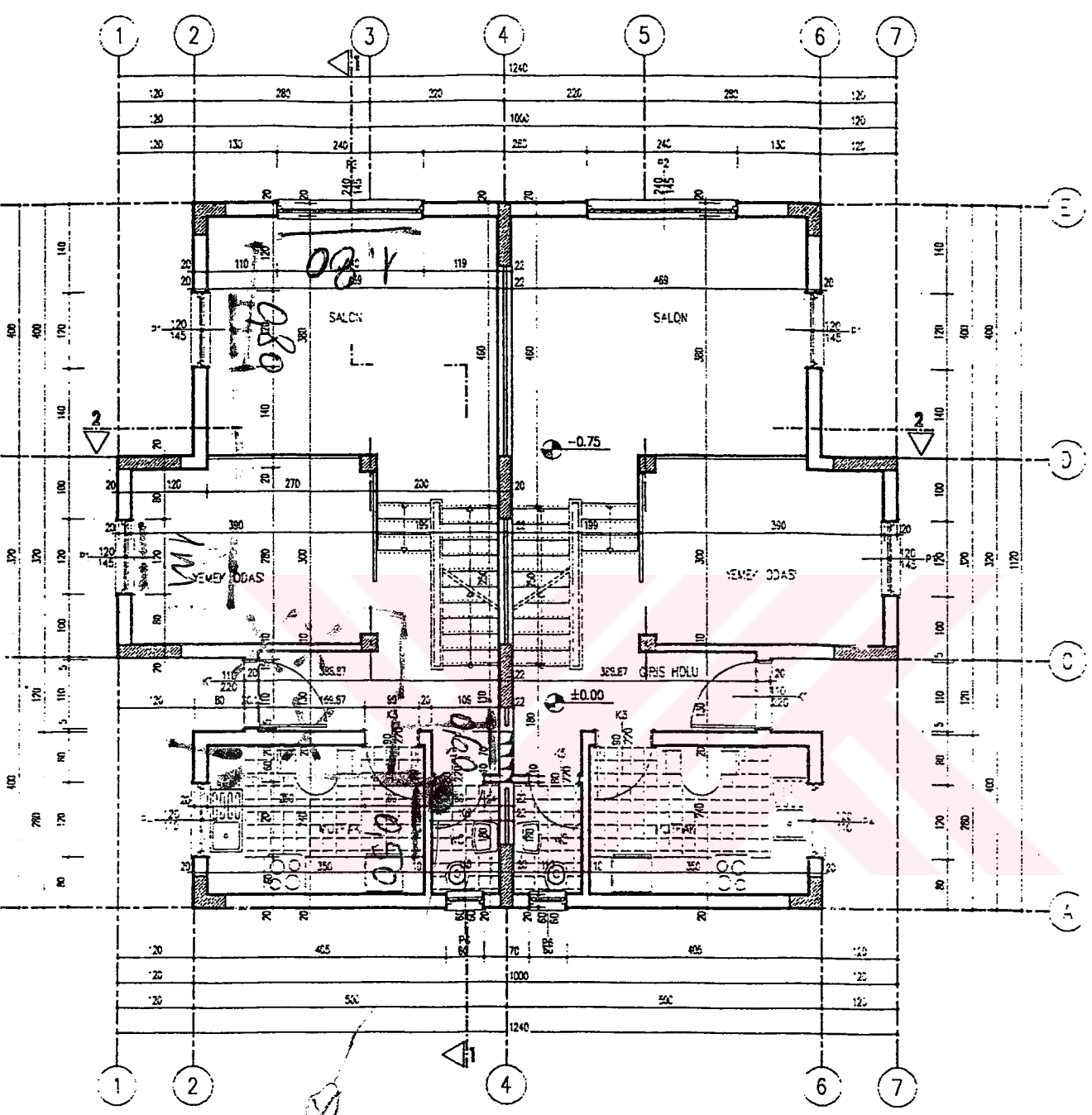


2-2 KESİTİ

REV	TARİH	YAPAN	KONTROL	AÇIKLAMA																				
S.S. SARIYER ARIKOY KONUT YAPI KOOPERATİFİ  <small>Merkezi: Akarlar İmza ve Mühür No: 24, Uzun. 2000 200000, No: 27-2-43 24-0-0</small>																								
PAFTA ADI B BLOK KESİTLER				<table border="1"> <thead> <tr> <th>KONTROL</th> <th>İSM</th> <th>İMZA</th> <th>TARİH</th> <th>PROJE NO URD</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>TASLAK</td> <td>İSM</td> <td> </td> <td> </td> <td>FILE ADI B-P4.DWG</td> </tr> </tbody> </table>	KONTROL	İSM	İMZA	TARİH	PROJE NO URD	TASLAK	İSM			FILE ADI B-P4.DWG										
KONTROL	İSM	İMZA	TARİH	PROJE NO URD																				
TASLAK	İSM			FILE ADI B-P4.DWG																				
	İSM	İMZA	TARİH																					
TASLAK	ZONDER		06.11.1992																					
	ÖZGEN	Y. ERDOĞAN	05.11.1992																					
REVİZYON																								
KONTROL	ZONDER		05.11.1992																					
<table border="1"> <thead> <tr> <th>REVİZYON</th> <th>İSM</th> <th>İMZA</th> <th>TARİH</th> <th>PROJE NO</th> <th>REV</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> </tbody> </table>				REVİZYON	İSM	İMZA	TARİH	PROJE NO	REV							<table border="1"> <thead> <tr> <th>ORJENEL</th> <th>1/50</th> <th>N-134</th> <th>C</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> </tbody> </table>	ORJENEL	1/50	N-134	C				
REVİZYON	İSM	İMZA	TARİH	PROJE NO	REV																			
ORJENEL	1/50	N-134	C																					


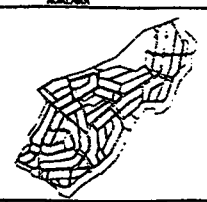


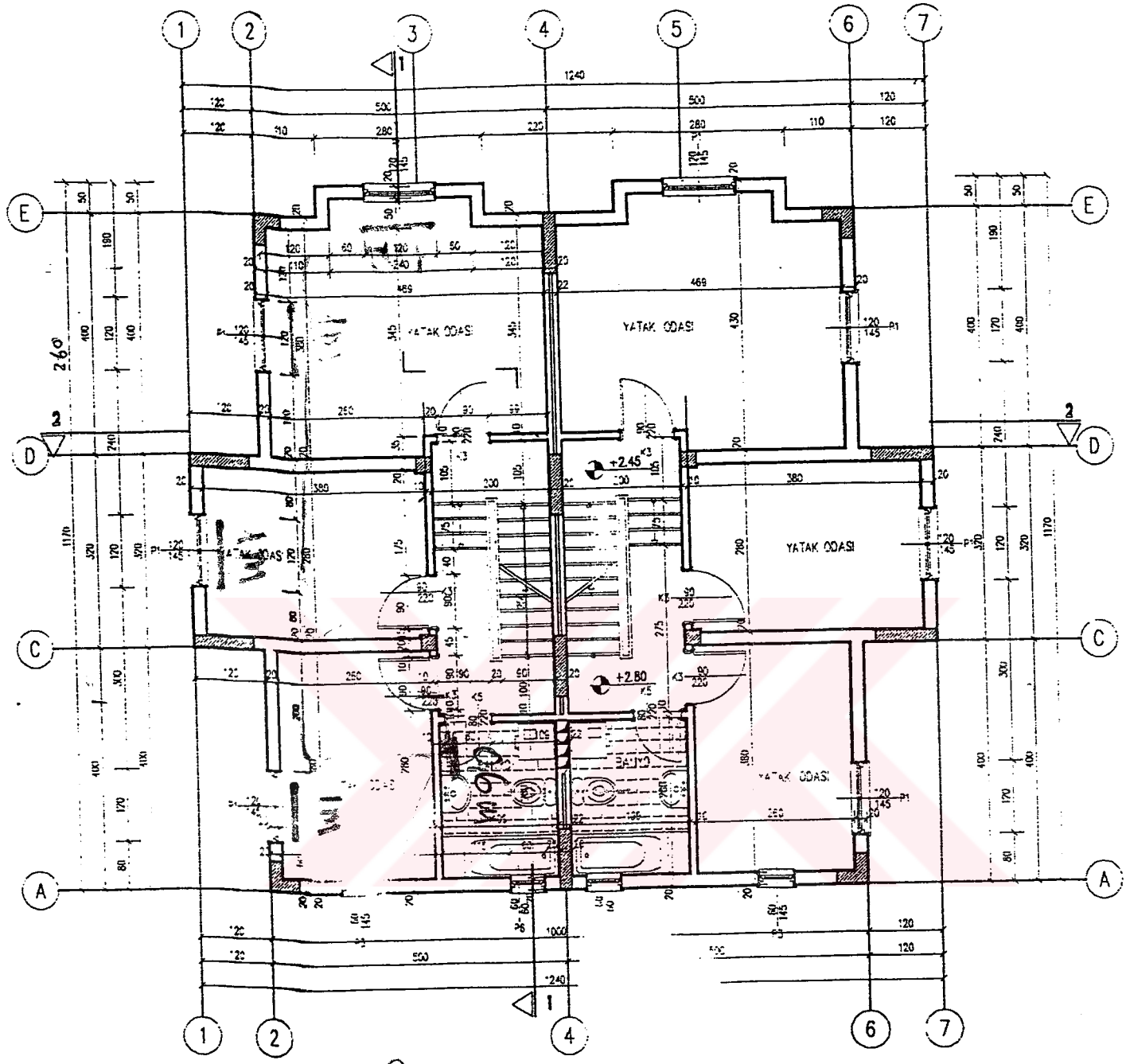
BÖDRUM KAT PLANI



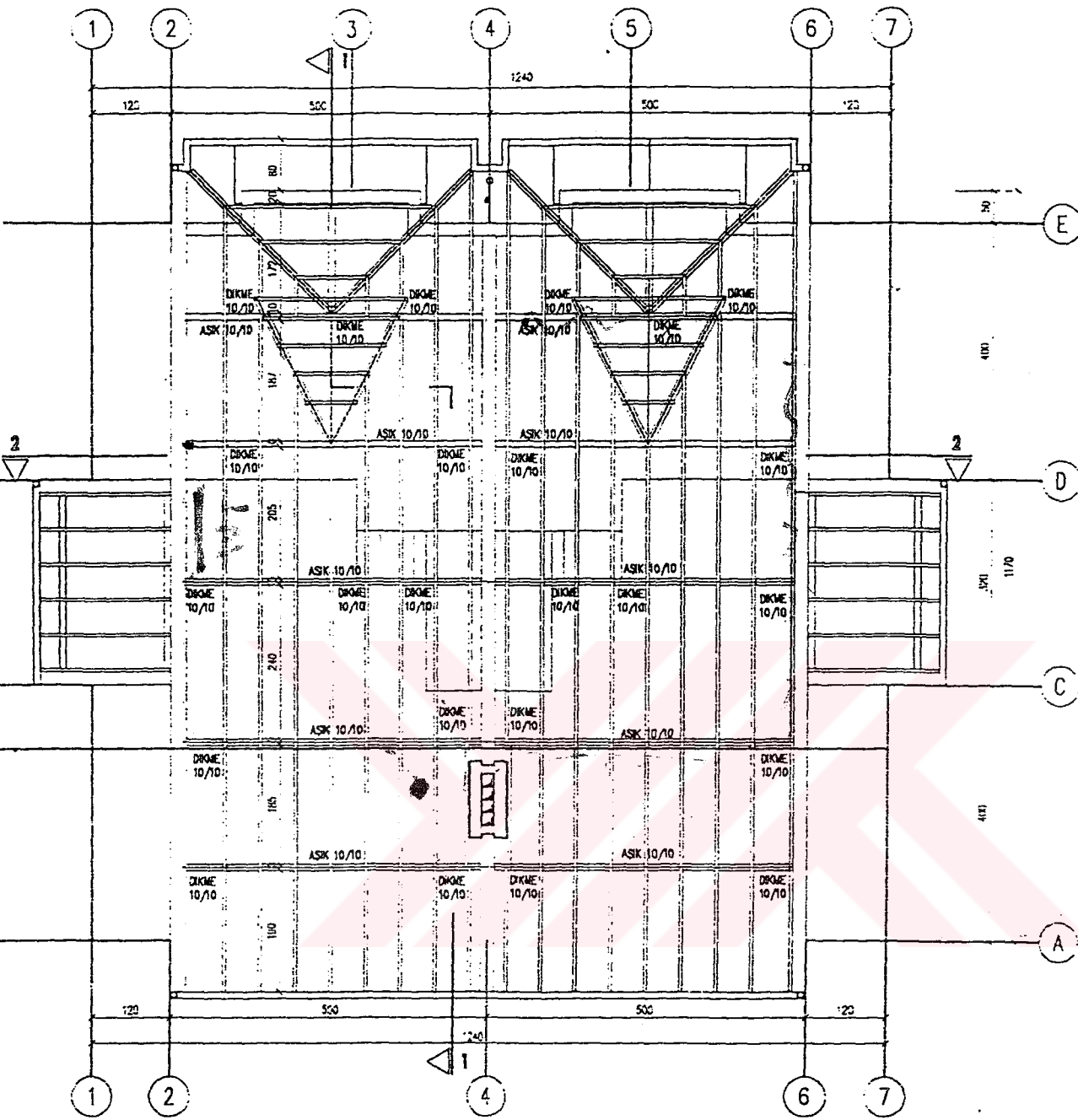
ZEMIN KAT PLANI

2

REV	TARİHİ	YAPMI	KONTROL	AÇIKLAMA	
S.S. 'SARIYER ARIKOY KONUT YAPI KOOPERATIFI  <small>www.ecad.com.tr</small>					
PAPTA ADI B BLOK ZEMİN, BODRUM KAT PLANLARI				KONTROL ESKİ YALDIZ	ESKİ MZA MZA
TARİHİ 				TARİHİ 	PROJE NO LTD
ESKİ 				ESKİ 	FILE ADI B-F1.DWG
MZA 				TARİHİ 	DSPLAN



1. KAT PLANI



CATI PLANI

REV	TARİH	TIPARI	KONTROL	MÜHÜR	
S.S. SARIYER ARIKOY KONUT YAPI KOOPERATIFI					
PAFTA ADI B BLOK 1.KAT,CATI PLANI			İSİM	MZA	TARİH
			KONTROL	İSİM	
			TASLAK	İSİM	
İSİM	MZA	TARİH	ÇİZİM	PAFTA NO	REV
ERKAN	Z.ERKAN	06.11.1987	ERKAN	11.173	0
ERKAN	Y. ERDOĞAN	06.11.1987			

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi: 20.07.1977
Doğum Yeri: İstanbul
Lise: 1991-1994 Bostancı H. Kefoğlu Lisesi
Lisans: 1994-1999 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans: 1999- Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı proses programı

