

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

139632

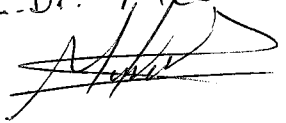
**BİR LPG/DOĞALGAZ ISI KAYNAKLI  
ISITMA SİSTEMİNİN  
ISI POMPASI SİSTEMİNE DÖNÜŞÜMÜNÜN  
TEKNİK VE EKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ**

Kimya Mühendisi M. Tekin ŞENSOY

138632


**FBE Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Y. Doç. Dr. Mesut Hıngün  


Tez Danışmanı : Prof. Dr. Esen BOLAT (YTÜ)

Doç. Dr. İsmail Boz  
137

Prof. Dr. Esen Bolat  


İSTANBUL, 2003

**YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANİSYON MERKEZİ**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ....	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
ÖZET .....	viii
ABSTRACT .....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. ISI POMPALARIYLA İLGİLİ TEMEL PRENSİPLER.....	3
2.1 Isı Pompası Çevrimine İlişkin Teorik Nitelikli Sıcaklık-Entropi Diyagramı .....	4
2.2 Isı Pompası Çevrimine İlişkin Gerçek Nitelikli Sıcaklık-Entropi Diyagramı .....	6
3. ISI KAYNAĞININ TİPİNE GÖRE ISI POMPALARI .....	9
3.1 Hava Kaynaklı Isı Pompaları .....	9
3.2 Su Kaynaklı Isı Pompaları .....	11
3.2.1 Yeraltı Suyunu Kullanan Isı Pompaları .....	12
3.2.2 Havuz-Gölet Suyunu Kullanan Isı Pompaları.....	12
3.3 Toprak Kaynaklı Isı Pompaları .....	12
3.3.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi.....	13
3.3.2 Toprak Kaynaklı Yatay Isı Değiştiriciler .....	15
3.3.3 Toprak Kaynaklı Dikey Isı Değiştiriciler.....	18
4. YAPIDA KULLANILAN ISI POMPASI .....	21
4.1 Yapıya Entegre Edilen Sistem Hakkında Genel Bilgi .....	21
4.1.1 Isıtma Sistemi .....	21
4.1.2 Soğutma Sistemi .....	22
4.2. Teknik Özellikleri.....	22
5. HESAPLAMALAR.....	24
5.1 Isı Yalıtımı Proje Hazırlama Esasları.....	24
5.1.1 Isı Yalıtımı Uygulanan Yapılar .....	25
5.1.2 Binanın Isıtma Enerjisini Etkileyen Faktörler.....	25
5.2 Binanın Isı Kaybı.....	26
5.2.1 Duvardan Gerçekleşen Isı Kaybı.....	27
5.2.2 Tabandan Gerçekleşen Isı Kaybı.....	28
5.2.3 Tavandan Gerçekleşen Isı Kaybı .....	29
5.2.4 Pencereleden Gerçekleşen Isı Kaybı .....	30
5.2.5 Havalandırma Yoluyla Gerçekleşen Isı Kaybı.....	32
5.3 Binanın Isı Kazancı.....	32
5.4 Doğal Gaz/LPG Isı Kaynaklı Isıtma Sistemine İlişkin Maliyet Hesaplamaları.....	36
5.4.1 Doğal Gazlı Sistem için Yıllık İşletme Maliyeti Hesabı .....	36

5.4.2	LPG'li Sistem İçin Yıllık İşletme Maliyeti Hesabı .....	36
5.4.3	Doğal Gaz/LPG'li Sistem İçin Seçilen Kazan Yatırım Maliyeti.....	36
5.5	Isı Pompası Sistemine İlişkin Maliyet Hesaplamaları.....	37
5.5.1	Isı Pompası Yıllık İşletme Maliyeti Hesabı.....	37
5.5.2	Isı Pompası Yatırım Maliyeti Hesabı .....	38
5.6	Isı Pompası Sisteminin Doğalgaz/LPG'li Sistemi ile Maliyet Karşılaştırılması....	38
5.7	Hesaplama Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	39
6.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	44
	KAYNAKLAR .....	45
	EKLER.....	46
Ek 1	Bina Projesi (Ön Görünüş, Sol Yan Görünüş) .....	47
Ek 2	Bina Projesi (Arka Görünüş, Sağ Yan Görünüş).....	48
Ek 3	Bina Projesi (Bina Yan Kesiti) .....	49
Ek 4	Bina Projesi (1. Kat Planı) .....	50
Ek 5	Bina Projesi (Zemin Kat Planı) .....	51
Ek 6	Bina Projesi (Bodrum Kat Planı) .....	52
Ek 7	Thermia Villa Classic Isı Pompası- Teknik Data.....	53
	ÖZGEÇMİŞ .....	54

## SİMGE LİSTESİ

A	Isı kaybeden yüzey alanı
$A_i$	i yönündeki toplam pencere alanı
$A_n$	Yapı kullanım alanı
$d_i$	Yapı elemanı kalınlığı
$g_{i,ay}$	i yönündeki saydam elemanların güneş enerjisi geçirme faktörü
$H_h$	Havalandırma yoluyla ısı kaybı
$H_i$	İletim yoluyla ısı kaybı
I	Yüzey çarpım katsayısı
$I_{i,ay}$	i yönünde dik yüzeylere gelen aylık ortalama güneş ışınım şiddeti
$n_h$	Hava değişim katsayısı
$r_{i,ay}$	i yönünde saydam yüzeylerin aylık ortalama gölgelenme faktörü
t	zaman ( saniye olarak bir ay 86400×30)
$T_{d,ay}$	Aylık ortalama dış ortam sıcaklığı
$T_{i,ay}$	Aylık ortalama iç ortam sıcaklığı
U	Isıl geçirgenlik değeri
$V_h$	Havalandırılan hacim
$\alpha_d$	Dış yüzey taşınım katsayısı
$\alpha_i$	İç yüzey taşınım katsayısı
$\lambda_i$	Isıl iletkenlik hesap değeri
$\Phi_{g,ay}$	Aylık ortalama güneş enerjisi ısı kazancı
$\Phi_{i,ay}$	Aylık ortalama iç kazançlar
$\eta_{ay}$	Kazançlar için aylık kullanım faktörü

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Isı pompasına ilişkin teorik Carnot çevrimi şeması .....	4
Şekil 2.2	Isı pompasına ilişkin gerçek Carnot çevrimi şeması .....	7
Şekil 3.1	Standart havalandırma çevrimi .....	10
Şekil 3.2	Hava kaynaklı ısı pompası sistemi .....	11
Şekil 3.3	Su kaynaklı ısı pompası sistemi .....	12
Şekil 3.4	Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi.....	14
Şekil 3.5	Tekli yatay serme zemin döngü sistemi .....	16
Şekil 3.6	İkili yatay serme zemin döngü sistemi .....	17
Şekil 3.7	Dörtlü yatay serme zemin döngü sistemi .....	18
Şekil 3.8	Toprak kaynaklı dikey ısı pompası.....	19
Şekil 3.9	U dirsekli seri akışlı dikey sistem.....	19
Şekil 3.10	Ü dirsekli paralel akışlı dikey sistem .....	20
Şekil 4.1	Toprak - su kaynaklı ısı pompası ( ısıtma durumu) .....	21
Şekil 4.2	Toprak - su kaynaklı ısı pompası ( soğutma durumu).....	22
Şekil 4.3	Villa Classic 105 modeli Thermia ısı pompasının dış görünüşü.....	23
Şekil 5.1	Yıllık işletme maliyetlerinin karşılaştırılması (Isı pompasının ortalama verimle çalışması durumu).....	41
Şekil 5.2	Yıllık işletme maliyetlerinin karşılaştırılması (Isı pompasının maksimum verimle çalışması durumu).....	42
Şekil 5.3	Yıllık işletme maliyetlerinin karşılaştırılması (Isı pompasının minimum verimle çalışması durumu).....	43

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 5.1	Bina ölçüleri .....	26
Çizelge 5.2	Duvardan gerçekleşen ısı kaybı hesap verileri .....	27
Çizelge 5.3	Tabandan gerçekleşen ısı kaybı hesap verileri .....	28
Çizelge 5.4	Tavandan gerçekleşen ısı kaybı hesap verileri.....	29
Çizelge 5.5	Yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı.....	35



## TEŞEKKÜR

Tez alıőmam sırasında bilgi ve desteğini esirgemeyen sayın hocam Prof.Dr. Esen Bolat'a, tezimin ekonomik analiz hesaplamalarında bana yardımcı olan Yeşil izgi firması makina mühendislerinden Raziye Yağlıca'ya, ısı yalıtımı hesaplamalarında beni yönlendiren ve tecrübelerinden faydalandığım kendisi de makina mühendisi olan babam Abdullah Şensoy'a, en içten teőekkürlerimi sunarım.



## ÖZET

Dünya’da ihtiyaç duyulan ısı enerjisi miktarı her geçen gün artmaktadır. Isı enerjisi farklı proseslerle üretilmektedir; ancak ısı üretiminin maliyeti yüksektir ve proses esnasında açığa çıkanlar çevreye zarar vermektedir. Ucuz ve doğaya zarar vermeyecek şekilde ısı eldesi arayışının sonuçlarından biri, ısı pompasıdır.

Isı pompası, ısı kaynağı olarak toprak, su ya da hava gibi doğal kaynaklarda bulunan düşük sıcaklıkta ısıyı alır ve az miktarda elektrik enerjisi kullanarak, daha yüksek sıcaklıkta ısı elde etmek üzere değerlendirir.

Bu çalışmada, İstanbul’da bulunan bir binanın toprak kaynaklı ısı pompası kullanılarak ısıtılması durumuyla doğal gaz ya da LPG ile ısıtılması durumları, yatırım ve işletme maliyetleri açısından karşılaştırılmıştır. Bunun için, binanın yıllık enerji ihtiyacını belirlemek amacıyla ısı yalıtım projesi hazırlama esasları dikkate alınmış, yapılan ısı hesaplamalarında elde edilen değerler her üç sistem için yapılan ekonomik analizde kullanılmış ve çıkan sonuçlar grafiksel olarak gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Isı pompası, toprak kaynaklı ısı pompası, ısı yalıtım

## **ABSTRACT**

The amount of heat required on the world is increasing day by day. Heat energy can be produced by different processes. However, the production of heat is expensive and the process outputs are harmful to environment. One of the results of seeking for cheap and harmless production of heat is the heat pump system.

Heat pump uses the heat of soil, water or air as a heat source and by consuming a little amount of electrical energy it takes the low - level heat at low temperature to pump it as high-level heat at a higher temperature.

In this study, heating of a specific house in İstanbul by burning natural gas or LPG or by a heat pump system has been compared in terms of capital investment and operation costs. In order to determine the energy need per year for the house, the heat demand values have been calculated; the values obtained have been used in the economical analysis done for all three systems, and the results have been shown graphically.

**Keywords:** Heat pump



## 1. GİRİŞ

Sıcaklık düzeyinin düşük olması nedeniyle doğal haliyle işe yaramayan ısının iş tüketilerek termodinamik bir çevrimden geçirilip sıcaklık düzeyinin yükseltilmesine ve işe yarar hale getirilmesine olanak veren sisteme ısı pompası sistemi adı verilir (Köktürk, 1999).

Atmosfer havası gibi, yeryüzü ve yeraltı su kaynakları, bedava olan ancak doğal halleriyle işe yaramayan ısı enerjisi depolarıdır. Isı pompası aracılığı ile, bu tip ısı kaynaklarına kalite kazandırılması amaçlanır (Köktürk, 1999).

Soğutma tekniği uygulamaları, ısı kaynaklarının sıcaklık değerlerinin daha alt düzeylere indirilmesi amacıyla yöneliktir. Isıtma tekniği alanında ilginç olan özellik, bir ısı pompası aracılığı ile kazanılabilen ısı miktarının, bu amaçla sarfedilmesi gereken mekanik enerjinin ısı eşdeğerinin birkaç katına eşit olmasıdır. Bu, ekonomik açıdan son derecede önemli olan bir ayrıcalıktır. Isı pompası uygulamalarını asıl çekici hale getiren özellik budur. Aksi halde, bir yönüyle sadece pahalı bir ısıtma makinası niteliğine sahip olan ısı pompasının başka hiçbir avantajı kalmazdı. Ancak örnekler son derece çarpıcıdır: yapı içi hacimlerinin ısıtılması amacıyla kullanılan mekanik kompresörlü buhar sıkıştırımlı bir ısı pompasında, elektrik motoru tarafından tüketilen her kW'lık elektrik gücüne karşılık olarak yoğunlaştırıcı ile en olumsuz koşullarda en azından 2 ile 3 kW düzeyinde bir ısıtma gücü sağlanabilir; yani 1 kW tüketim başına en azından 1 ile 2 kW değerinde net bir güç kazancı elde edilebilir. Isı pompası yerine rezistanslı bir elektrik ısıtıcısından yararlanılacak olsa, tüketilen her kW'lık elektrik gücüne karşılık, hiç kayıp olmadığı varsayımıyla, en fazla 1 kW düzeyinde bir ısıtma gücü üretilebilir (Köktürk, 1999).

Halbuki ısı pompası kullanımı halinde, ısıtma amacıyla yararlanılabilen toplam güç en olumsuz koşullarda bile en azından 2 ile 3 kW düzeyindedir. Isı pompasının işletilmesi için sarfedilmesi gereken referans niteliğindeki bu 1 kW'lık tüketim gücü de ısı enerjisi biçimine dönüştürülerek ısıtılan hacime aktarılır. Dolayısıyla, toplam ısıtma gücü iki ögeden oluşmaktadır: 1 ile 2 kW'lık bölümü yararsız ısı kaynağından düşük sıcaklık seviyesinde alınıp ısı pompası sayesinde daha yüksek bir sıcaklık seviyesine çıkarılarak işe yarar hale getirilen kazanım enerjisi, 1 kW'lık bölümü ise kompresörün çalıştırılması amacıyla sarfedilmesi gereken elektrik enerjisine karşılık gelir (Köktürk, 1999).

Isı pompalarının konut ısıtması alanında kullanılması umulan yaygınlığa henüz erişmediyse, bunun en önemli nedenlerinden biri, elektrik enerjisinin klasik yakıtlar aracılığı ile elde edilen ısı enerjisine oranla pahalı olması, ve buna bağlı olarak ısı pompası yatırım harcamalarının kısa sürede amorti edilememesidir. Buna rağmen, bazı uygulama alanlarında ısı pompası

kullanımı çok verimli olabilmektedir. Kompresörün işletilmesi amacıyla ucuz bir enerji kaynağından yararlanılabilme olanağı varsa, örneğin bir yüzme havuzunun ısıtılması amacıyla hemen yakınında bulunan bir buz pisti soğuk kaynak olarak kullanılabilir, ısı pompaları gerçekten düşük maliyetli ısıtma sistemleri gibi işlev yapabilir. Bu tip uygulamalarda bu tesisler için yapılan yatırım harcamaları kısa bir zaman içinde ölü yatırım olmaktan çıkarak üretken bir yatırım biçimine dönüşebilir (Köktürk, 1999).



## 2. ISI POMPASIYLA İLGİLİ TEMEL PRENSİPLER

Isı pompası, bir havalandırma sistemi gibi, bir akışkanın hal değişim temelinde, bir yerden ısı absorplar ve absorplanan bu ısıyı bir başka yere taşır. Temel olarak, ısıtma çevrimindeki bir ısı pompası, soğutma sisteminin tersi gibi çalışır. Isı pompası bir dış kaynaktan ısı alır ve bunu kapalı bir alana taşır. Bu tür bir operasyonla, ünite tarafından alınan elektrik enerjinin çoğu, mekanik enerjiye bir kısım ise ısı enerjisine dönüştürülür. Isı enerjisi dışarıdan alınan ısıya ilave edilir ve toplam ısı miktarı kapalı alana aktarılır. Isıtma konumunda, ısının tümü kapalı alanı ısıtmak için kullanılır. Isı pompası soğutma konumundayken, kapalı alandan alınan ısı ve elektrik enerjisi türevi ısı, dışarıdaki ısı kuyusuna atılır (Köktürk, 1999).

Isı pompasının çalışması, ısıtma durumundayken üretilen toplam ısının işletilmesi için gereken elektrik enerjisinin ısı enerjisi eşdeğerine orantılanması ile değerlendirilir. Bu ısı çıkışının elektrik girişine oranına *Performans katsayısı* ( COP) denir. Isı konumunda bir ısı pompasının ısı kaynakları çeşitli olabilir: dış hava, su kaynağı, toprak, veya atık çöplükleri. İhtiyaç duyulan tek şey, sistemin gereklerini tatmin edebilecek sabit çıkışlı bir ısı enerjisi kaynağıdır. Çeşitli ısı kaynaklarının kullanımı hava kaynaklı ve su kaynaklı şeklinde iki başlıca tipte ısı pompası sistemi üretmiştir:.

Günümüzde kullanılan ısı pompası ekipmanları genel olarak şu kategorilere ayrılır;

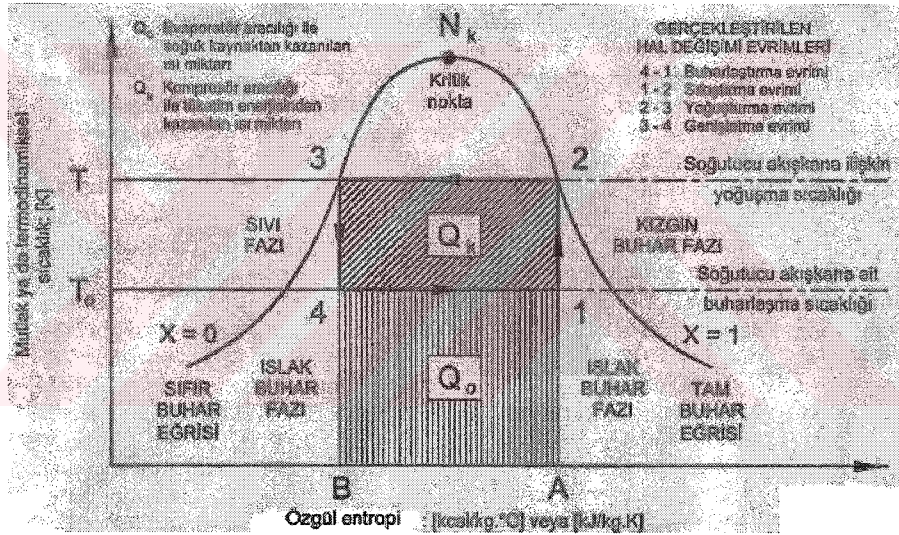
- Hava-hava
- Sıvı-hava
- Hava-sıvı
- Sıvı-sıvı

Isı pompası çevriminin entropi diyagramı üzerinde gösterilmesi hem yapılan açıklamaların daha kolaylıkla anlaşılmasını hem de bu sistemler hakkında yeni kavramların geliştirilebilmesini sağlar (Köktürk, 1999).

Isı pompası çevriminde kullanılan soğutucu akışkanlarla ilgili mutlak sıcaklık-özgül entropi diyagramının bilinmesi bu çevrimle ilgili entropi diyagramının da belirlenebilme olanağını sağlar. Mutlak sıcaklık-özgül entropi diyagramları yerine termodinamiksel özellik tablolarından da yararlanılabilir. Hattâ bu tip tablolar aracılığı ile daha duyarlı değerler de okunabilir. Şekil 2.1'de tanıtılan mutlak ya da termodinamiksel sıcaklık-özgül entropi diyagramı ısı pompası çevrimini tam anlamıyla yansıtan özelliklere sahip olmamakla birlikte, bazı pratik sonuçlara ulaşılabilmesine olanak vermesi ve verim katsayısının belirlenebilme imkanını sağlaması bakımından son derece yararlıdır ( Köktürk, 1999).

## 2.1. Isı Pompası Çevrimine İlişkin Teorik Nitelikli Sıcaklık-Entropi Diyagramı

Şekil 2.1'de tanımlanan entropi diyagramı ideal nitelikli teorik Carnot çevrimiyle ilgilidir. Bu diyagramda yatay eksen kcal/kg.°C veya kJ/kg.K birimleri cinsinden değerlendirilen özgül entropi; dikey eksen ise K birimi cinsinden değerlendirilen mutlak ya da termodinamik sıcaklık değerlerinin gösterimie içindir. Çan eğrisini andıran diyagram ısı pompası çevriminde kullanılması düşünülen soğutucu akışkanın çeşitli sıcaklıklardaki halleriyle ilgilidir. Bu eğrinin tepe noktası kritik nokta olarak adlandırılır. Bu kritik nokta aşıldığı, yani sıcaklık derecesi bu sınırdan öte artırıldığı zaman, soğutucu akışkanın buharlaşabilmesi ve yoğunlaşabilmesi asla mümkün olamaz. Çan eğrisinin solunda kalan alanda soğutucu akışkan soğuk sıvı haldedir. Çan eğrisinin sağında kalan alanda soğutucu akışkan kızgın buhar haldedir. Çan eğrisinin içinde kalan alanda ise soğutucu akışkan doymun sıvı - doymun buhar karışımı halinde bulunması söz konusudur (Köktürk, 1999).



Şekil 2.1 Isı pompasına ilişkin teorik Carnot çevrimi şeması (Köktürk,1999)

Çan eğrisinin  $N_k$  kritik noktasının solunda bulunan  $X = 0$  kolu üzerinde soğutucu akışkan bütünüyle doymun sıvı halde bulunur. Bu eğri üzerinde bulunan noktalarla temsil edilen soğutucu akışkanın kapsamında hiç buhar bulunmadığı ya da % 0 oranında buhar bulunduğu için, bu kola  $X = 0$  sıfır buhar eğrisi, tam sıvı eğrisi veya doymun sıvı eğrisi adları verilmektedir. Çan eğrisinin  $N_k$  kritik noktasının sağında bulunan  $X = 1$  kolu üzerinde soğutucu akışkan bütünüyle doymun buhar halde bulunur. Bu eğri üzerinde bulunan noktalarla temsil edilen soğutucu akışkanın kapsamında hiç sıvı olmadığı ya da % 100 oranında buhar bulunduğu için bu kola  $X = 1$  tam buhar eğrisi veya doymun buhar eğrisi adı verilir. Bu iki kol arasında kalan bölgenin her noktasında soğutucu akışkan kısmen doymun sıvı kısmen de

doygun ıslak buhar haldedir. Tıpkı ıslak hava örneğinde olduğu gibi soğutucu akışkanın bu bölgede ıslak buhar halde bulunduğu da söylenir. Aynı yatay üzerinde kalınmak koşuluyla  $X = 0$  kolundan  $X = 1$  koluna erişildiği zaman soğutucu akışkan doygun sıvı halden doygun kuru buhar hale dönüşmüş olur. Bundan dolayı kapsamında belli oranlarda doygun ıslak buhar bulunan noktaların  $X = 0,1$  ;  $X = 0,2$  ; ... ;  $X = 0,8$  ;  $X = 0,9$  adlarıyla anılan yeni kollarla temsil edilebilmesi olanağı vardır (Köktürk, 1999).

Şekil 2.1'de 1-2 doğru parçası sızdırmaz nitelikli hermetik tip bir kompresör tarafından gerçekleştirilen adyabatik, izentropik nitelikli eşentropik evrimi ile göstermektedir. Dış ortamla ısı alışverişi yapılmaksızın eşentropi koşullarında olduğu varsayımı ile yürütülen bu olay sonucunda, soğutucu akışkan hem sıcaklık hem de basınç kazancı sağlamakta ve 1 halinden 2 haline dönüşmektedir. Soğutucu akışkanın sıcaklığı  $T_0$  düzeyinden  $T$  düzeyine kadar yükselmiş, kompresör aracılığı ile sağlanan iş enerjisi sayesinde sıkıştırılan akışkan bu evrim sırasında bu enerjinin ısı eşdeğerine karşılık gelen miktarda ısı enerjisi kazanarak sıcaklık düzeyini artırma olanağı bulmuştur. Aynı zamanda buharlaştırıcı çıkışını nitelendiren 1 konumunda hemen hemen tamamiyle doygun buhar halde olması gereken soğutucu akışkanın diyagramda ıslak buhar halde bulunduğu gözlenmektedir. İdeal nitelikli teorik Carnot diyagramına göre 1 noktasında soğutucu akışkanın doygun sıvı ile doygun ıslak buhardan oluştuğu varsayımı söz konusudur. Gerçekte, soğutucu akışkan 1 konumunda doygun buhar halini bile aşmış, bir miktar kızgınlık kazanmış ve böylece kızgın buhar hale dönüşmüş durumdadır. Yani aslında kompresör girişini nitelendiren 1 noktasında soğutucu akışkanın gerçekte kızgın buhar halde bulunması söz konusudur (Köktürk, 1999) .

Diyagramda 2-3 doğru parçasıyla gösterilen hâl değişimi izotermik yoğuşma ilgilidir.  $T$  mutlak sıcaklığında, buharlaşmaya oranla daha yüksek basınç altında, kızgın buhar halde yoğuşucuya giren soğutucu akışkan, eşsıcaklık koşullarında yoğuşarak hâl değişimi evrimi sırasında en çok yoğuşma gizli ısısı şeklinde ısı yitirmekte ve kızgın buhar halde girdiği bu aygıttan doygun buhar ve ıslak buhar aşamalarından geçip doygun sıvı hale dönüşerek çıkmaktadır. Gerçek nitelikli entropi diyagramında yoğuşturucudan ıslak buhar halde çıkan soğutucu akışkanın soğuk kaynak ortamında ve kompresör emme borularında bir miktar ısıdıktan sonra önce doygun buhar daha sonra da kızgın buhar hale dönüştüğü, kompresör çıkışında ise basma borularında ve hattâ yoğuşturucu içinde bir miktar ısı yitirmek yoluyla yeniden doygun buhar hale indirildiği görülecektir (Köktürk, 1999) .

Carnot çevrimine göre, yoğuşturucu çıkışında halâ yüksek basınç altında ve  $T$  mutlak sıcaklığında fakat artık doygun sıvı halde bulunan soğutucu akışkan 3-4 evrimi boyunca bir

detantör aracılığı ile adyabatik, izentropik genişleme olayına uğratılmaktadır. Dış ortamla ısı alışverişinde bulunulmaksızın gerçekleştiği varsayımı yürütülen eşentropisel nitelikli bu olay sırasında, soğutucu akışkan hem sıcaklık ve hem de basınç kaybederek 3 halinden 4 haline dönüşmektedir. 4 noktasında soğutucu akışkanın kısmen doygun sıvı kısmen de doygun buhar halde bulunması söz konusudur. Oysa gerçekte genişleme evrimi adyabatik, izentropik değil izentalpik koşullarda gerçekleşir ve soğutucu akışkan kendi iç enerjisinin bir bölümünü yitirerek sıcaklığı azalır. Ayrıca detantöre girmeden önce soğutucu akışkanın bütünüyle sıvı halde kalmakla birlikte bir miktar ısı yitirerek önceden sıcaklık ve basınç kaybına uğraması da söz konusudur. İşte Carnot çevrimi bu aşamada da gerçekte bağdaşmamaktadır. Nihayet  $T_0$  mutlak sıcaklığında ve yoğuşmaya oranla daha düşük olan bir basınç altında sıfır buhar eğrisine hayli yakın konumda olmakla birlikte gerçekte ıslak buhar halde buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan buharlaşır; izotermik koşullarda gerçekleşen. bu hâl değişimi sırasında buharlaşma gizli ısısı biçiminde ısı kazanır ve 4 halinden 1 haline dönüşür (Köktürk, 1999).

Carnot çevrimine göre, buharlaştırıcı çıkışını nitelendiren 1 noktasında soğutucu akışkan halâ ıslak buhar haldedir. Oysa gerçekte buharlaştırıcı çıkışında tam doygun buhar hale çok yakın olan soğutucu akışkanın bu aygıttan çıktıktan sonra soğuk kaynak ortamında ve kompresör emme borusu donanımında bir miktar ısınması ve bu ısınma olayının etkisiyle kızgın buhar hale dönüşmesi söz konusudur. Görüldüğü gibi ideal nitelikli teorik Carnot çevrimi bazı bakımlardan gerçek çevrimle bağdaşmamakta, daha önce de belirtildiği gibi bu olgunun kökeninde entropi diyagramının olabildiğince sadeleştirilmesi düşüncesi yatmaktadır. Bu sadeleştirme çevrimin ideal nitelikli teorik Carnot çevrimi deyimiyile anılmasının nedenidir (Köktürk, 1999).

İdeal nitelikli teorik Carnot çevrimi uyarınca çalıştığı varsayılan bir ısı pompası tarafından üretilen  $Q$  ısı miktarı,

$$Q = Q_0 + W \rightarrow Q = Q_0 + Q_k$$

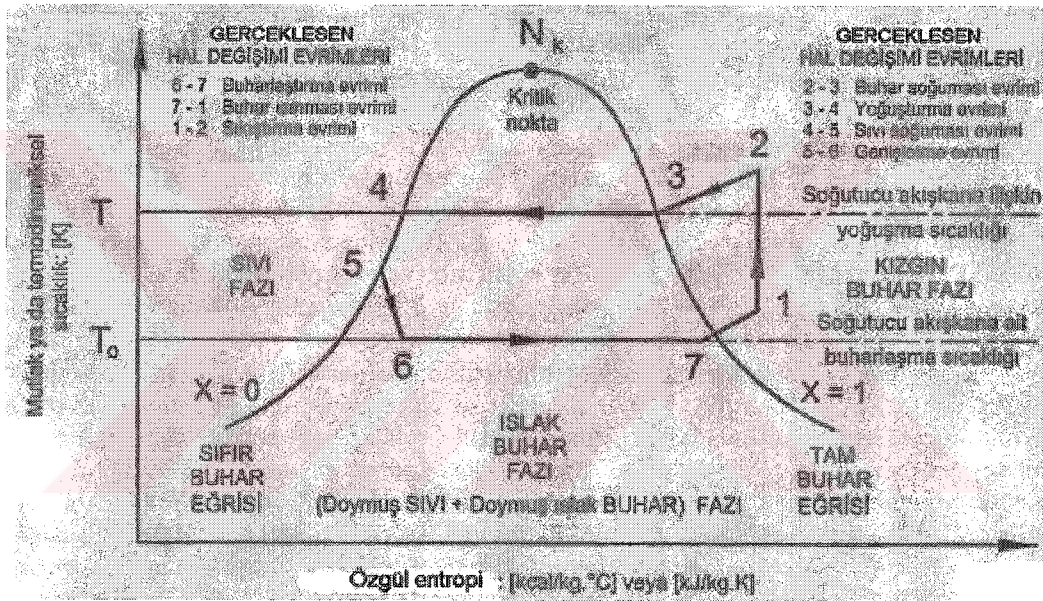
toplamı ile belirlidir. Carnot çevriminin en büyük yararı bu ısı miktarının kolaylıkla hesaplanabilmesine olanak sağlamasıdır (Şekil 2.1).

## 2.2. Isı Pompası Çevrimine İlişkin Gerçek Nitelikli Sıcaklık- Entropi Diyagramı

Bir ısı pompası çevrimine ilişkin gerçek nitelikli mutlak sıcaklık-özgül entropi diyagramı ideal nitelikli teorik Carnot çevriminden hayli farklıdır. Şekil 2.2'de tanıtılan gerçek nitelikli mutlak sıcaklık-özgül entropi miktarı diyagramında 1-2 hâl değişimi evrimi kompresörde gerçekleşen sıkıştırma işlemini göstermekte. Ancak, ideal nitelikli teorik Carnot çevriminden

farklı olarak, kompresör girişiyile çıkışını nitelendiren 1 ve 2 noktalarının çan eğrisinin sağında kalan kızgın buhar fazı bölgesinde bulunduğu gözlenmektedir (Köktürk, 1999) .

Buharlaştırma ve yoğuşma olaylarının çan eğrisinin içinde kalan alanda oluşması zorunluğu bulunduğu halde 1 ve 2 noktalarının kızgın buhar fazı bölgesinde yer alması, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkışından itibaren 7-1 evrimi boyunca gerek soğuk kaynak ortamında ve gerekse kompresör emme borusu donanımında ısınarak kızgınlık kazancı sağlamasından; ayrıca, kompresör çıkışından sonra 2-3 evrimi boyunca kompresör basma borusu donanımında ve gerekse yoğuşurucu içinde sıcak kaynak ortamına ısı yitirerek kızgınlık kaybına uğramasından kaynaklanmaktadır. Bu olayların tamamen önlenmesi mümkün olamamaktadır (Köktürk, 1999).



Şekil 2.2 Isı pompasına ilişkin gerçek Carnot çevrimi şeması (Köktürk,1999)

Kompresörde gerçekleşen ve aslında politropik olduğu bilinen 1-2 sıkıştırma evriminin adyabatik, izentropik koşullarda oluştuğu varsayımı yürütülmektedir. Bu varsayım uyarınca sıkıştırılan gaz halde soğutucu akışkanın dış ortamla ısı alışverişi yapması söz konusu değildir. Entropi kazancı sağlanmadığı düşünüldüğü için sıkıştırma işlemi eşentropi koşullarında gerçekleşmektedir. Bu düşünce kompresör tarafından sağlanan iş enerjisinin tamamının iç enerji artışı amacıyla kullanıldığı anlamını içerir. Basınç kazancının yanısıra iç enerji artışının doğal sonucu olarak, soğutucu akışkan ısı enerjisi kazanır ve bu yolla sıcaklık kazancı gerçekleşir. Kompresörde iyiden iyiye kızdırıldığı halde çıkıştan itibaren soğumaya başlayan ve 2-3 evrimi boyunca sıcaklık düzeyi giderek azalan soğutucu akışkan, yoğuşurucu içinde 3 konumunda doymuş buhar halde dönüştükten sonra yoğuşurucu içinde kaldığı 3-4 evrimi

süresince yoğuşur; izotermik koşullarda ve izobar ortamda gerçekleşen bu evrim sonunda yoğuşturucu içindeki 4 noktasında tamamen doymuş sıvı hale indirgenir. Ekzotermik olan 3-4 evrimi boyunca akışkan ısı kaybına uğradığı halde sıcaklığının sabit düzeyde kalmasının nedeni sıcak kaynak ortamına aktarılan yoğuşma gizli ısısının tümüyle doymuş buhar-doymuş sıvı faz değişiminin gerçekleşmesi için harcanmasıdır. 3 noktasında tamamen doymuş buhar halinde bulunan soğutucu akışkan 3-4 evrimi boyunca yoğuşa yoğuşa sonunda 4 noktasında bütünüyle doymuş sıvı hale dönüşmekte; 4 noktasından 5 noktasına kadar hem yoğuşturucu hem de yoğuşturucuyla detantörü birbirlerine bağlayan boru donanımı içinde soğutucu akışkanın bir miktar ısı yitirerek doymuşluk konumundan uzaklaştığı gözlenmektedir. 5-6 evrimi detantördeki genişleme olayıyla ilgilidir. İzentalpik koşullarda oluşan bu evrim sırasında basınç kaybına uğrayan soğutucu akışkan aynı zamanda kısmen buharlaşmaktadır. Gerekli buharlaşma ısısı dış ortamdan alınmadığı için sıcaklık düzeyinde düşme görülmektedir. Detantör çıkışındaki 6 noktasında akışkanın yaklaşık 4/5 oranındaki kısmı doymuş sıvı, 1/5 oranındaki kısmı ise doymuş buhar halde bulunur. 5-6 genişleme evrimi boyunca akışkan sıcaklığında gözlenen düşüş iç enerjinin bir miktar azalması nedeniyle gerçekleşir (Köktürk, 1999).

6-7 evrimi buharlaştırıcıda gerçekleşen izotermik ve izobar nitelikli buharlaşma olayını göstermektedir. 6 noktasında ıslak buhar halde yani büyük kısmı doymuş sıvı küçük bir kısmı doymuş buhar halde olan soğutucu akışkan, sabit sıcaklık ve sabit basınç koşullarında oluşan bu evrim sırasında giderek buharlaşarak 7 noktasında doymuş buhar haline çok yaklaşmakta; endotermik olan bu olay için gerekli olan buharlaşma gizli ısısını soğuk kaynak ortamından almaktadır. 6 ile 7 noktaları arasında gerçekleşen bu evrim boyunca ısı kazancı sağlandığı halde, akışkan sıcaklığının sabit düzeyde kalmasının nedeni soğuk kaynaktan alınan buharlaşma gizli ısısının tümüyle doymuş sıvı-doymuş buhar faz değişimi için harcanmasıdır. Nihayet 7-1 evrimi boyunca soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra soğuk kaynak ortamında ve kompresör emme borusu donanımında bir miktar ısınmak suretiyle kızgınlık kazancı sağlanması ve kompresöre kızgın buhar halde girmesi söz konusudur (Köktürk, 1999).

### 3. ISI KAYNAĞININ TİPİNE GÖRE ISI POMPALARI

#### 3.1. Hava Kaynaklı Isı Pompaları

Hava sıcaklığının diğer ısı kaynaklarına göre değişken olması ısı pompası sisteminin performansını kararsız hale getirir (Kıncay ve Temir, 2002).

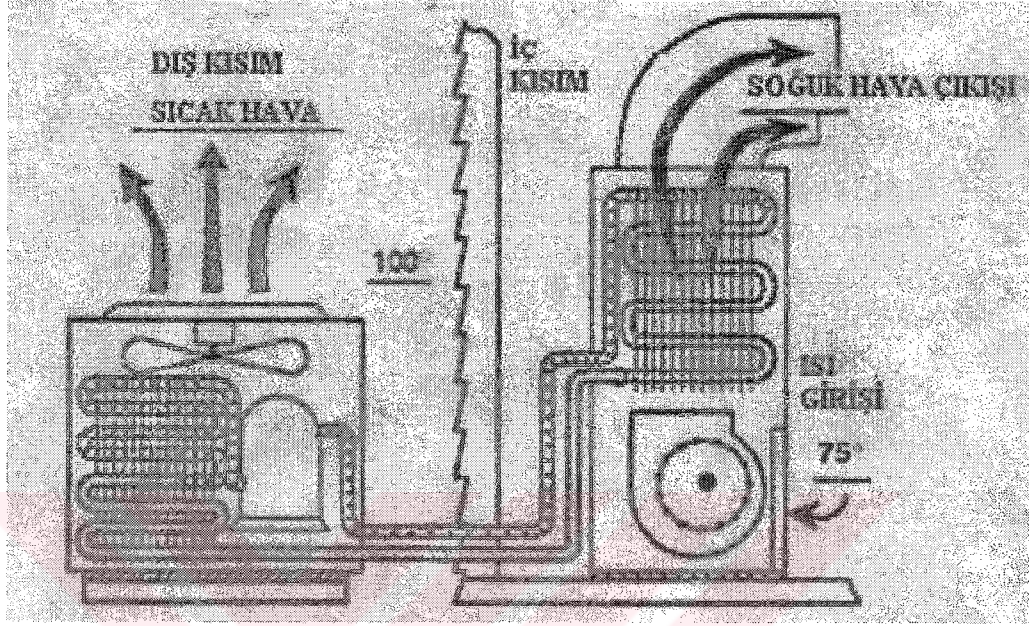
Bir soğutma ya da klima sistemi, yoğuşurma ve buharlaştırma ortamının hava olduğu sistemdir. Sistemde dolaştırılan soğutucu sıvının hal değiştirmesi yardımıyla, ısıyı bir yerden başka bir yere taşır. Kaynama noktasını çevre sıcaklığından yüksek bir sıcaklıkta tutabilecek kadar yüksek basınçta bulunan sıvı soğutucu, basınç düşürücü cihazdan geçirilir ve daha sonra ısı değiştirici sarmalına aktarılır. Ünite de iki tane sarmal kullanılır (iç ve dış). Her sarmal sistemin işleyiş durumuna göre, buharlaştırıcı ya da yoğuşurucu gibi çalışır Soğutucu basınç düşürücü cihazdan geçerken sıvının basıncı ve dolayısıyla kaynama noktası düşer. Kaynayan soğutucudan sıvıya istenen ısı aktarım hızının elde edilebilmesi için, soğutucunun basınç ve kaynama noktası ısı değiştiricide soğutulacak ortamın sıcaklığından yeterince düşük olmalıdır. Kaynayan soğutucu yeterince ısıyı absorpladığı zaman buharlaşır ve prosesi başlatmak üzere ısı değiştiriciden dışarı çıkar.

Bu prostedeki ilk adım, buhar üzerindeki basıncı ve karşılık gelen yoğuşma sıcaklığını arttırmaktır. Bu işlem kompresörde veya soğutucu pompasında yapılır. Yüksek basınçlı buhar kompresörden bir başka ısı değiştiriciye beslenir. Burada yüksek basınçlı kızgın buhar yoğuşma sıcaklığının altında bir sıcaklığa soğutulur ve tekrar orjinal yüksek basınçlı sıvı haline yoğuşur. Proses, sistemin yüksek ve düşük kısımları arasındaki basınç farkını devam ettirdiği sürece süreklidir (Kıncay ve Temir, 2002).

Şekil 3.1'de soğutucunun basınç düşürücü cihazdan ısının absorplandığı ısı değiştiriciye (buharlaştırıcı) akışını gösterir. Buhar, buharlaştırıcının emme katından geçer. Burada basınç yükselir ya da sıkıştırma prosesi meydana gelir. Yüksek basınç buharı, boşlatma hattından diğer ısı değiştiriciye geçer (yoğuşurucu) (Miles, 1994).

Yoğuşurucuda, yüksek basınç buharı yoğuşma sıcaklığının altında bir sıcaklığa soğutularak sıvıya dönüşür. Sıvı soğutucu, yoğuşma sıcaklığının altına soğutulur ya da aşırı soğutulur. Bu, basınç düşürücü cihazdan geçerken soğutucunun sıvı halde kalmasını sağlamak için yapılır. Şekil 3.1'deki sistem ısıyı sadece bir yönde (buharlaştırıcıdan - yoğuşurucuya) hareket ettirebilir. Bu çevrim, havadan - havaya ısı pompası sisteminde sadece ısıtma tipinde kullanılır. Bir sistemden ısıtma ve soğutma istenirse, soğutucu akışını tersine çevirmek için düzenek gerekir. Kompresörün hareketini tersine çevirmek mümkün değildir. Bu yüzden

kompresörün emme basma bölümlerinin bağlantılarının değiştirilmesi gerekir. sisteme dört yollu dönüşüm vanası eklenerek soğutucu akışkanın istenen ısı değiştiriciye akış yönü ayarlanır (Miles, 1994).

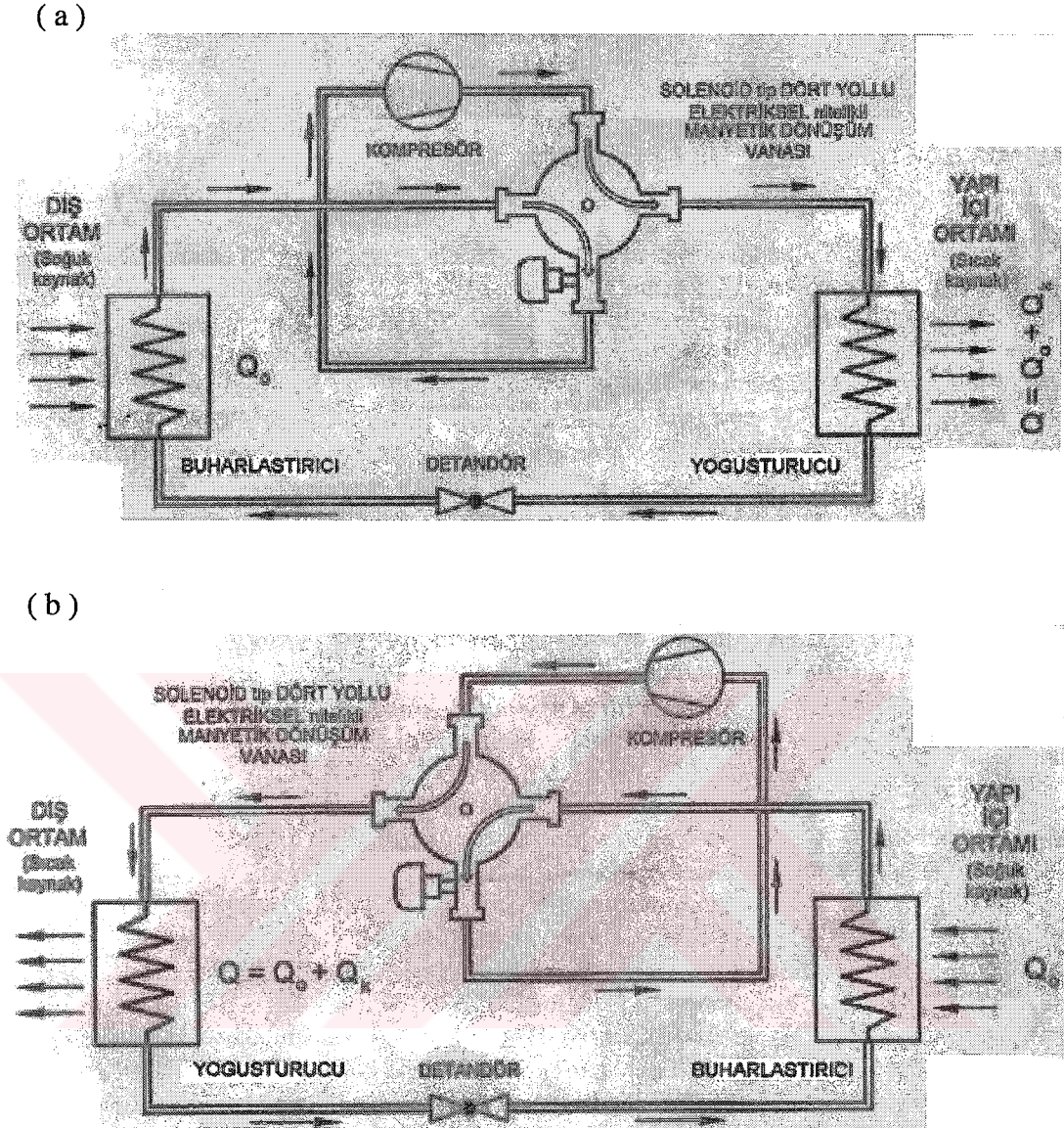


Şekil 3.1 Standart havalandırma çevrimi (Miles, 1994)

Şekil 3.2a'da vanası ısıtma durumunda olan bir sistem gösterilmiştir. Buhar dış sarmaldan (buharlaştırıcıdan) kompresörün emme kısmına ve kompresörün basma kısmından iç sarmala (yoğuşturucu) akar. Isıtılacak bölüme verilen ısı, dışarıdaki havadan alınan ısı ve kompresörün çalışmasında kullanılan elektrik enerjisine eşdeğer ısıya eşittir. Bu sistemin en büyük avantajı, ısı pompasının kullanılan her kilowatt başına 2,5 - 3,5 kat ısı üretmesidir (Miles, 1994).

Şekil 3.2b'de soğutma durumunda çalışan temel soğutucu çevrimi gösterilmektedir. İç sarmalda (buharlaştırıcı) alınan ısı ile kompresörü çalıştırmak için gerekli olan elektrik enerjisine eşdeğer ısıdan oluşan toplam ısı dış havaya verildiği dış sarmala (yoğuşturucuya) akar. İç sarmaldaki buhar kompresörün emme kısmına akar, kompresörün basma kısmındaki buhar dış sarmala akar (Miles, 1994).

Isıtma ve soğutma durumlarında, sistemin farklı sıcaklıklarda işlemesinden dolayı farklı basınçlar söz konusudur. Şekil 3.2'de iki basınç düşürücü cihaz mevcuttur. Her sarmal buharlaştırıcı olarak çalıştığında, kendisine uygun basınç düşürücü cihazla işlem görür (Miles, 1994).



Şekil 3.2 Hava kaynaklı( hava-hava) ısı pompası sistemi (Köktürk 1999)

(a) Isıtma durumu

(b) Soğutma durumu

### 3.2 Su Kaynaklı Isı Pompaları

Isı kaynağı olarak çeşitli akışkanlar kullanılabilir. Bunlar bir antifriz karışımı olabileceği gibi bir su kaynağı da olabilir (Şekil 3.3). En sık kullanılan akışkan ise su dur. Su genellikle bir yer kaynağından pompalanır ve tekrar geri gönderilir (Miles,1994). Bu tip sistemler genellikle harcadıklarından üç veya dört kat fazla enerji verirler. Yaz ayları boyunca ünite, ısıyı alır ve yer altı kaynağına verir. Kış aylarında ise akışkan dış ısı kaynağından ısıyı alır, sıcaklığını yükseltir ve eve dağıtır. Yaklaşık 9m derinlikte yer altı sularının sıcaklığı yıl boyunca sabit kalır.

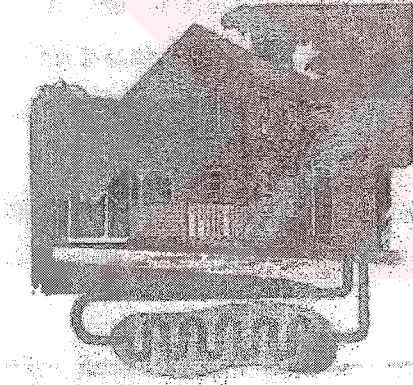
### 3.2.1 Yeraltı Suyunu Kullanan Isı Pompaları

Yeraltı suyu enerji sistemleri yerin doğal ısı kaynağını kullanır. Bu tür sistemler, yer altından suyu çeker, ısının absorplandığı veya verildiği ısı pompasının ısı değiştiricisinden geçirir ve tekrar yere verir. Yeraltı suyunun sıcaklığı, dış hava sıcaklığındaki büyük değişimlere rağmen yıl boyunca sabit kalır. Bu tür sistemler genellikle hali hazırda su kuyuları bulunan evler için oldukça uygundur.

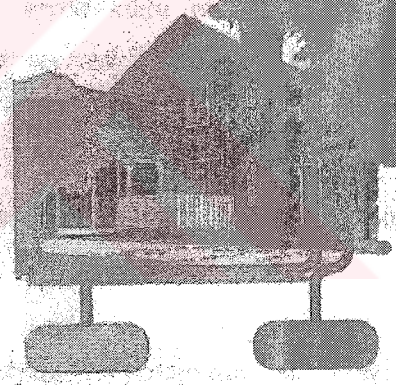
### 3.2.2 Havuz-Gölet Suyunu Kullanan Isı Pompaları

Bu tür sistemler kaynak olarak havuz veya göletlerden faydalanırlar. Dikey bir kuyuya boru yerleştirmek veya yatay bir hendeğe boru sermek yerine, bir su kütesinin ( havuz veya gölet) içine suyun kararlı sıcaklığı ve ısı aktarım özelliklerinden faydalanmak üzere, boru yerleştirilir. Yatırım maliyetini arttıran, kuyu veya hendek açma gibi işlemlere gerek yoktur .

(a) Gölet



(b) Yeraltı



Şekil 3.3 Su kaynaklı ısı pompası sistemi

### 3.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağa gömülü olan bir ısı değiştirici ve buna bağlı olan bir buharlı sıkıştırma çevriminden oluşur. Toprak devresinde akışkan olarak genelde su veya su-antifriz karışımı kullanılır. Bu akışkan, toprağa gömülü termoplastik borular vasıtasıyla sıvı soğutucu akışkan ısı değiştiricisi içinde dolaşır ve çektiği ısı enerjisini buharlaştırıcıda ısı pompasındaki soğutucu akışkana devreder. Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprak devresinin yerleşim şekline göre adlandırılır: yatay ve dikey toprak kaynaklı olarak, iki tip vardır (Kıncay ve Temir, 2002).

Toprak kaynaklı ısı pompaları topraktan ısı kaynağı olarak faydalanmak üzere tasarlanmış, kapalı devre kullanılan sistemlerdir. Toprakla olan ısı alışverişi, toprağa yatay veya dikey olarak gömülmüş ısı değiştiriciler ile gerçekleştirilir. Su veya salamura, ısı değiştiricileri oluşturan borulardan geçirilerek elde edilen ısı enerjisi, ısı pompasındaki buharlaştırıcıda soğutucu akışkana aktarılır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında her ne kadar ısı kaynağı toprak ise de, ısı topraktan sıvı akışkan vasıtası ile çekildiğinden, kullanılan ısı pompalan su - hava, su -su ısı pompalarıdır (Yeşil Çizgi, 2002)

Toprak bağlantılı ısı pompalarında, su ve hava kaynaklı sistemler ile karşılaştırıldığında, daha yüksek ısıtma tesir katsayılarına ulaşır. Toprak kaynaklı sistemler, birim kapasiteye göre, hava kaynaklı sistemlerden genellikle daha pahalıdır (Yeşil Çizgi, 2002).

### **3.3.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi**

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde, toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesi en genel anlamda yatay ve dikey şekilde olur. Dikey ısı değiştiricinin montajı için delme makineleri ile sondaj yapıp kılavuz bir ağırlık ile toprak altına yerleştirilir. Yatay ısı değiştiricinin kurulması için bir veya birkaç hendek açılarak borular hendek içine yerleştirilir (Yeşil Çizgi, 2002).

Yer altı suyunun beslemesinin ya da dönüş suyunun boşalma yeteneği sıvı - hava ısı pompası uygulamalarında yeterli değildir. Ayrıca, kanunlar su yatağının su kaynağı olarak kullanılmasını yasaklamıştır. Bu sebeple, yer içine gömülmüş kapalı boru sistemleri içinde dolaşan suyun, ısı kaynağı veya ısı kuyusu olarak kullanılmasının daha uygun olacağı düşünülmüştür. Boruların içindeki sıvı ile onu çevreleyen toprağın sıcaklık farkından dolayı topraktan alınır ve toprağa verilir. Boru sistemi en iyi ısı transferi için yeterli derinliğe yatay veya dikey olarak gömülebilir (Miles, 1994).

Bu zemin döngüleri genellikle altı tipte olabilir:

1. Tekli yatay serme
2. İkili yatay serme
3. Dörtlü yatay serme
4. U dirsekli tek-dikey
5. U dirsekli çift-dikey

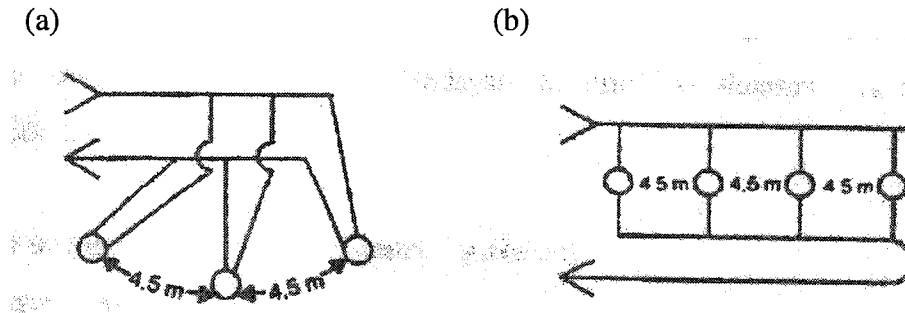
Ayrıca, sistem tipleri, kullanılan borulama düzenlerine göre paralel akışlı ve seri akışlı olmak üzere ikiye ayrılır. Her tür akışın kendine göre avantajları ve dezavantajları vardır (Miles, 1994).

**Seri Akışlı sistem** : Seri akış gidişte ve dönüşte sürekli olarak devam eden bir boru sistemidir. Dezavantajı bütün suyun pompadan boru sisteminin giriş kısmına akmasından dolayı daha büyük bir akış direnci (basınç düşüşü) oluşmasıdır (Miles, 1994).

**Paralel akışlı sistem** : Paralel akışta pompadan gelen su, baş taraftan akarak paralel döngüler arasında ayrılır ve ünitenin dönüş kısmına geri gelir. Her döngü, sadece toplam su akış miktarının döngü sayısına göre değişen oranını taşır. Döngüler arasındaki akışı dengelemek için her döngüdeki basınç düşüşü diğerlerinin % 5'i kadar olmalıdır. Bu dengeyi kurabilmek için başlangıç düzenlemeleri iki farklı tipte olabilir:

**Kapalı başlıklı sistem** : Şekil 3.4a'da kapalı başlıklı dikey döngü sisteminin borulama düzenini dönderilir. Dikey döngüler, her birinin arasında en az 4,5 metre boşlukla, başlığın çevresinde daire içinde gösterilir. Resimde bağlantılar ayrılmış gibi görünmektedir. Bütün döngü bağlantıları besleme ve dönüş başlıklarına bağlantılıdır. Toplam boru uzunluğu diğer her bir döngüyle eşit olmalıdır (Miles, 1994).

**Döndürme başlıklı sistem** : Şekil 3.4b'de bu sistem her dikey döngünün besleme ve dönüşleriyle birbirine bağlı iki başlığı kullanır. Aralarında minimum 4,5 metre mesafe bulunan her dikey döngü eşit boru uzunluğu ve eşit tertibat ile başlıklara bağlıdır. Su sisteme başlık sisteminin toplam direncini eşitlemek için en yakın olan besleme başlığından sağlanır. Dönüş suyu ise dönüş başlığının en uzak noktasından alınır ve üniteye geri döner. Böylece dikey döngülerde akışlar eşitlenmiş olur (Miles, 1994).



Şekil 3.4 Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi (Miles, 1994)

(a) Kapalı başlıklı dikey kuyu

(b) Geri dönüş başlıklı dikey kuyu

### 3.3.2 Toprak Kaynaklı Yatay Isı Değiştirciler

Yatay toprak ısı değiştircili sistemlerde en önemli husus onların toprağa gömülmesidir. Bu sistemler, genellikle yerin prim yapmadığı küçük montajlarda uygulanır. Borular, yaklaşık 1 - 1,5 metre derinliğindeki bir hendek boyunca yerleştirilir. Borular arası yaklaşık olarak 30 cm ve her bir hendek birbirinden 3,6 – 4,5 metre uzaklıkta olacak şekilde, tek bir hendekte altı boruya kadar uygulama yapılabilir. Boruların üst üste bindirilmesinden oluşan ve literatürde "Slinky" tipi denilen yerleştirmeyle, birim hendek başına daha fazla boru dōşenebilir. Ancak bu tipte gerekli olan ton başına ısıl enerji için geleneksel yatay sistemlerden daha fazla boru kullanımı söz konusudur. Delme teknolojisindeki son gelişmeler boruların çekilmesiyle yatay kanalların delinmesine olanak sağlamıştır. Bu yöntem çok ilgi çekici olmuştur. Çünkü mevcut yapıların altında boru dōşeme alanlarının oluşmasına ve yer yüzünün fazla hasara uğramamasına yol açmıştır (Miles, 1994).

Tüm boruların ve dolgu malzemelerinin yakın temasının sağlanmasına özen gösterilmelidir. Bunun sağlanmasında şu teknikler kullanılabilir:

- (a) Borular etrafında ile sulu çamurların oluşturulması için yüksek basınçlı su ile yerin yıkanması.
- (b) Isı iletim katsayıları yüksek olan ve borular etrafına kolayca akabilen su, çimento, uçan kül kum gibi karışımlardan oluşan "akabilir dolgu malzemeleri"nin kullanılması.

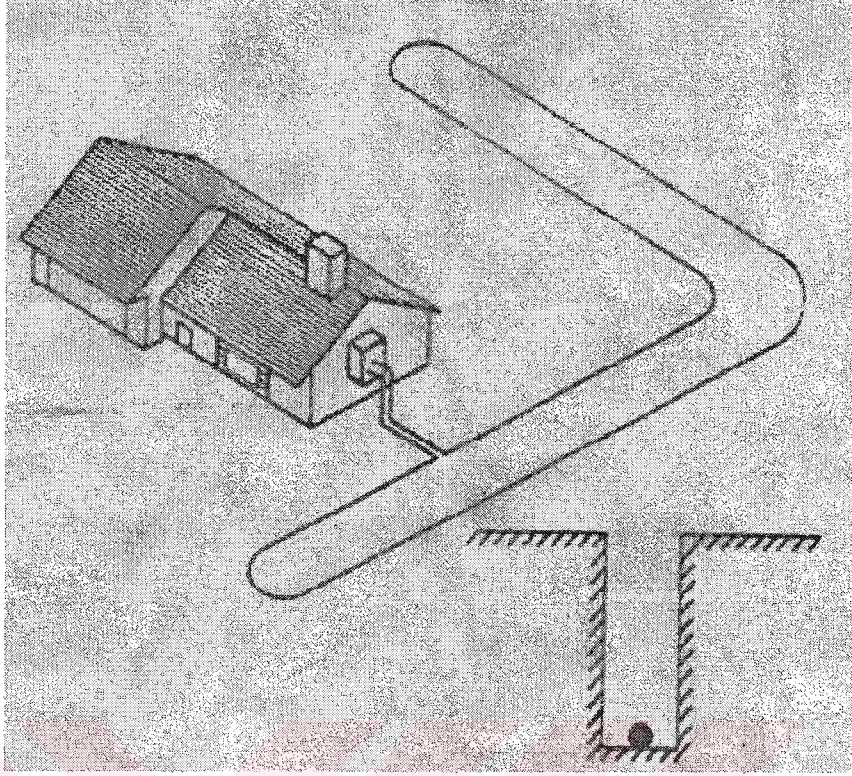
Ayrıca, kuru toprak durumlarında toprağın nemini ve ısı alış-veriş miktarını arttırmak için, suyun arasında aktığı "damlayan hatların" yapılması önerilir (Hepbaşlı ve Ertöz, 1999).

Yatay sermede uygulanabilecek döngü sistemleri şunlardır (Miles, 1994):

- Tekli yatay serme
- İkili yatay serme
- Dörtlü yatay serme

#### • Tekli Yatay Serme

Şekil 3.5'de tekli yatay serme zemin döngüsü gösterilmektedir. Döngü tek bir çukurun içine serilmiş tek bir plastik borudan ibarettir. Isı kaynağı veya kuyusu olan su tekli serilmiş boru içerisinde tek döngüde akar (Miles, 1994).



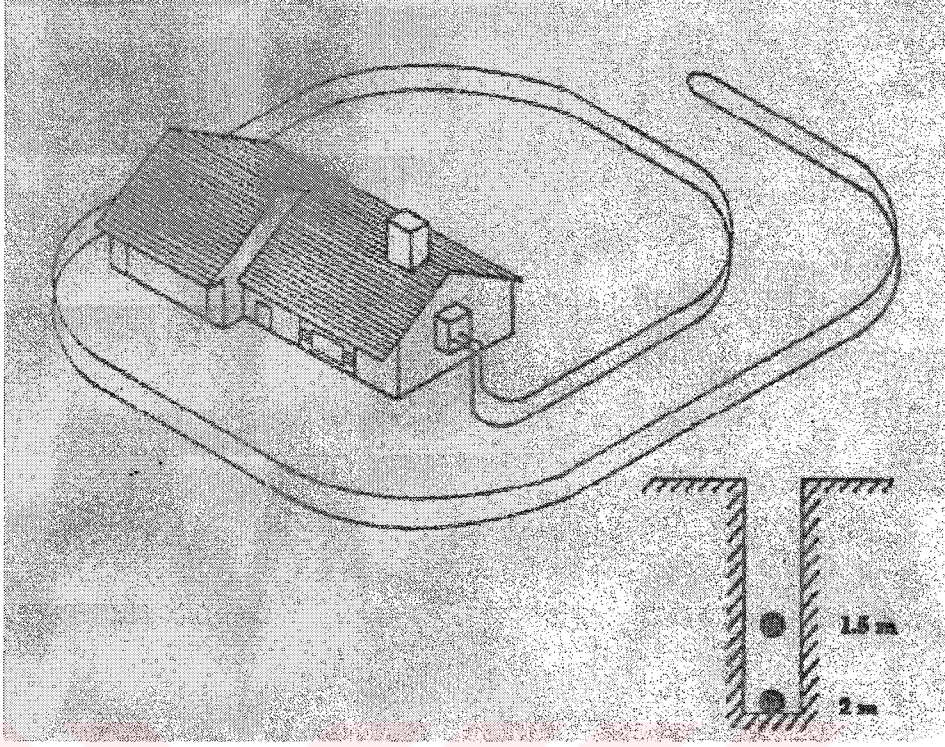
Şekil 3.5 Tekli yatay serme zemin döngü sistemi (Miles, 1994)

Her 12.000 Btuh soğutma kapasitesi için, 1,5-2 metreye gömülmüş 4 cm - 8 cm'lik 100 - 150 metre uzunluğunda boruya ihtiyaç duyulur. Tekli serme sisteminde çukurun uzunluğu borunun uzunluğuna eşittir. Bu tip düzenlemeler maksimum 10 - 12 metre derinliğe kadar yapılabilmektedir (Miles, 1994).

#### • İkili Yatay Serme

Şekil 3.6'da ikili yatay serme sisteminde, tekli döngü sistemi aynı çukurun içine iki boru ile döşenir. Bu sistemde çift doldurmaya ihtiyaç duyulur. Boru uzunluğunun yarısı çukurun dibine yerleştirilir. Daha sonra kalan boru ilk doldurmanın üzerine döşenir ve doldurma işlemi tamamlanır (Miles, 1994).

Isı kaynağı veya kuyusu olarak kullanılan su, bir boru içersinde akmakta olduğundan sistem hala tekli boru sistemidir. Çünkü iki boru sıcaklığı ve boru döngüsünün yakınlarındaki ısı içeriğini etkilemekte, ısı aktarımının sağlanması için daha fazla boruya ihtiyaç duyulmaktadır. Her 12.000 Btuh'luk soğutma kapasitesi için 130 - 185 metre boru uzunluğu, bu da 65 - 90 metrelik çukur anlamına gelmektedir. İki borulu sistem ile borular arası minimum 0,5 metre olacak şekilde ve alttaki boru en az 2 metre yerin içinde olmalıdır (Miles, 1994).



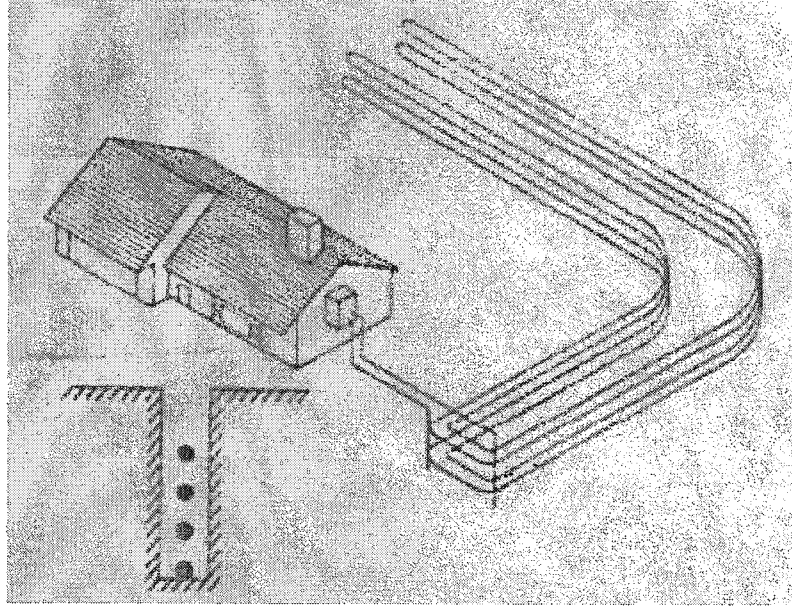
Şekil 3.6 İkili yatay serme zemin döngü sistemi (Miles,1994)

#### • Dörtlü Yatay Serme

Boruların ağır ıslak toprağa ve yüksek oranda ısı alışverişi olan yerlere konulması gerekiyorsa dörtlü yatay serme sistemi kurulabilir. Bu düzen boru döngülerinin serilmesinde minimum boşluk olanağı sağlar (Miles, 1994).

Şekil 3.7’de dörtlü yatay serme döngü sistemlerinin, dikey besleme ve dönüş başlıkları ile iki döngü halinde serilmiş şekli gösterilir. Her döngü için 2 metre derinliğindeki çukur kullanılarak serme 2 , 1,7 , 1,4 ve 1 metre aşağıda yapılmıştır ( 0,3m dikey boşlukla ) (Miles, 1994).

Başlıklara olan bağlantılar besleme suyu her döngünün yarısından gidip diğer yansından dönecek şekilde düzenlenmiştir. Bu, sistemden havanın temizlenmesini sağlar ve hava birikmelerini önler. Tipik boru uzunluğu 3,5 cm - 5 cm'dir. Döngüler genellikle 2 cm- 2,5 cm boru ölçüsündedir. Basınç düşüşünü minimumda tutmak için, 2 cm'lik boru kullanılıyorsa maksimum boru uzunluğu her döngü için 15 metre, 2,5 cm boru ölçüsünde kullanılıyor ise maksimum boru uzunluğu 19 metre olmalıdır (Miles, 1994).



Şekil 3.7 Dörtlü yatay serme döngü sistemi (Miles, 1994)

### 3.3.3 Toprak Kaynaklı Dikey Isı Değiştiriciler

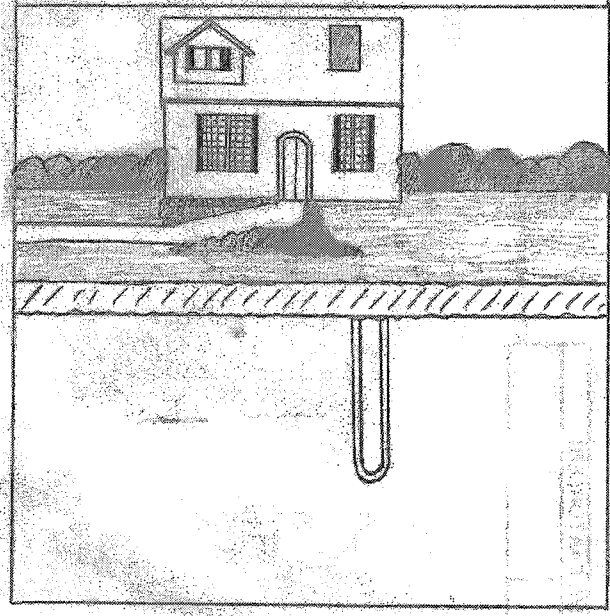
Dikey tipi toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağa gömülü bir ısı değiştirici ve buna bağlı olan bir buharlı sıkıştırma çevriminden oluşur.

Dikey tipi ısı pompaları, iki adet küçük çapta yüksek yoğunluklu polietilen borunun, yere dik olarak açılan bir kuyuya yerleştirilmesinden oluşur. Bu borular, kuyunun dibinde bir U parçası ile birleşir. Dikey tüplerin çapı 2 ile 4cm arasında değişir. Kuyunun derinliği ise sondaj koşullarına ve yapılan hesaplardan sonra elde edilen basınç düşümü ve ısı iletim değerlerine göre 15 - 200 m arasında değişir (Kıncay ve Temir, 2002).

Bu sistemler, toprak tabakasının ince olduğu yerlerde, çoğu ticari ve okul uygulamaları için tercih edilir (Şekil 3.8) . Birçok düşey uygulamada, birçok delik delinir ve delikler içindeki serpantinler, paralel veya seri-paralel olarak birleştirilir. Delik çapları 10-16 cm arasındadır. Delme maliyetleri, bir çok sondajcının aradığı kolay delme gerektiren işlerde ve yurt dışında 6,7 \$/m, kaya yatağının bulunduğu ve delme işi için rekabetin az olduğu yerlerde ise 23 \$/m dolayındadır. Yatay sistemler için de geçerli olduğu gibi, düşey toprak ısı değiştiricisi borularının etrafı özenle ve uygun dolgu malzemesiyle doldurulmalıdır (Kıncay ve Temir, 2002).

Dikey sermede uygulanabilecek yaklaşımlar ve sistem tipleri;

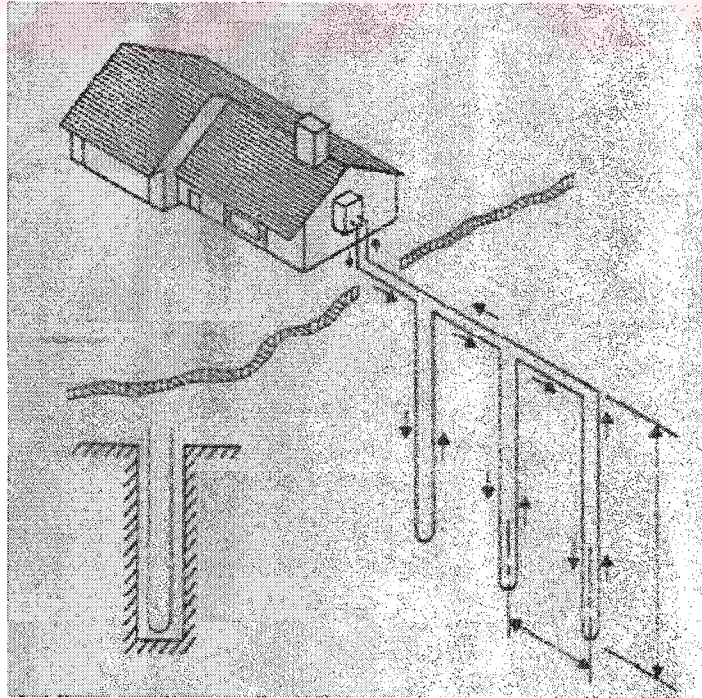
- U Dirsekli tek dikey serme (Seri akışlı sistem)
- U Dirsekli çift dikey serme (Paralel akışlı sistem)



Şekil 3.8 Toprak kaynaklı dikey ısı pompası

• **U Dirsekli Tek Dikey Serme**

Çukur alanının minimum olduğu yerlerde dikey döngüler ek boru yüzeyi kazanmak için kullanılır. Şekil 3.9, üç dikey döngüden oluşan, seri akışlı, tek U dirsekli dikey sistemi gösterir (Miles, 1994).

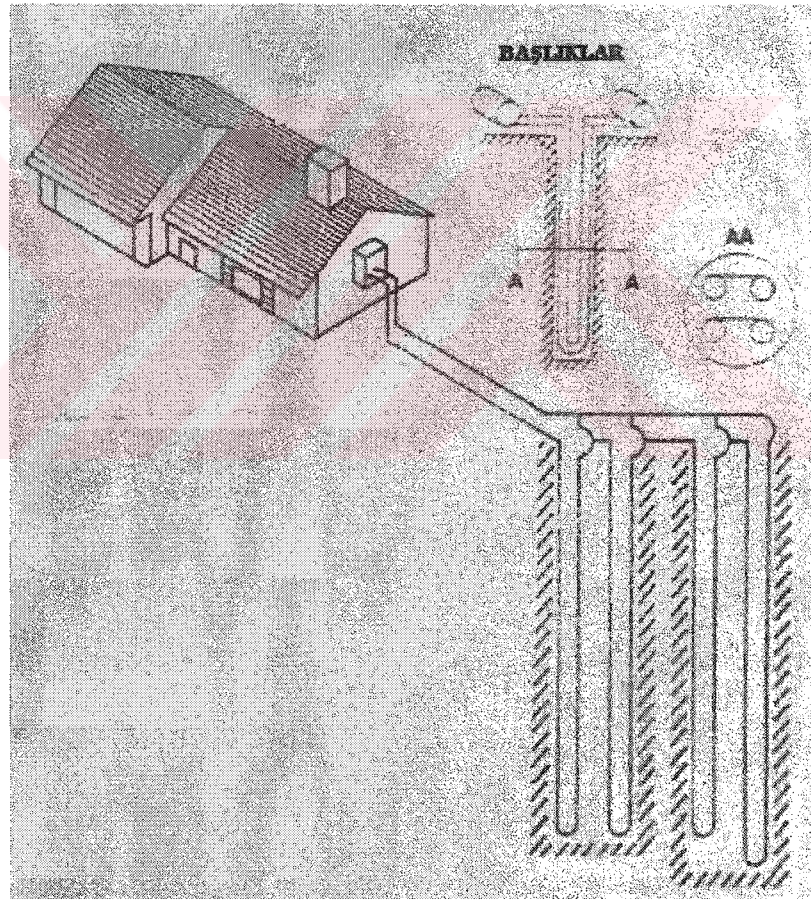


Şekil 3.9 U dirsekli seri akışlı dikey sistem (Miles, 1994)

Çukurlar, her kaynak kapasitesi için ihtiyaç duyulan derinlikte kazılır. Her 12.000 Btuh'lık soğutma kapasitesi için toplam kaynak derinliği 35-55 metredir (60 - 110 metre boru uzunluğu için). Kaynakların derinliği ve sayısı yer yüzeyinin tipleri ve kazı maliyeti dikkate alınarak belirlenir. Boru düzeni seri akış ile düzenlendiği gibi, paralel akış için de düzenlenebilir (Miles, 1994).

#### • U Dirsekli Çift Dikey Serme

Şekil 3.10'da gösterildiği gibi, bu sistem, her kaynakta iki döngü kullanır. Kaynak sayısının azalmasına rağmen her kaynak daha geniş çapa ( boru çapının 10 katı) sahiptir. Bu sistem, en iyi, kaynak derinliği 1,5 metrenin altında, ısıyı alıp verme yeteneği yüksek olan ağır sulu topraklarda kullanılır. Kurulması ve dengelenmesi en zor sistemdir (Miles, 1994).



Şekil 3.10 U dirsekli paralel akışlı dikey sistem (Miles, 1994)

## 4. YAPIDA KULLANILAN ISI POMPASI

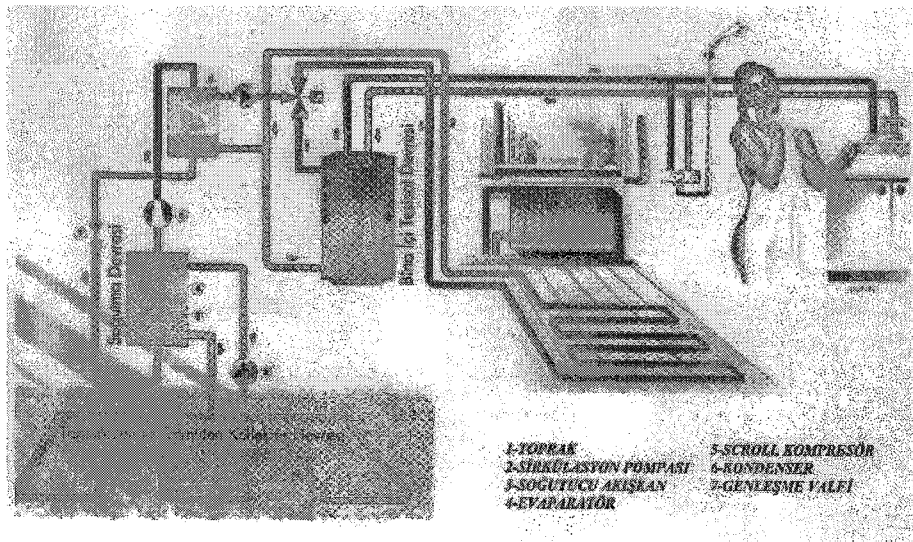
### 4.1 Yapıya Entegre Edilen Sistem Hakkında Genel Bilgi

Yapıya entegre edilen ısı pompası Thermia markasının Villa Classic 105 modelidir. Ülkemizde yaygın kullanılan ısı pompaları (split klima, buzdolabı, çiller vs.) ısı kaynağı olarak havayı kullanmaktadır. Oysa *Thermia* toprak kaynaklı ısı pompasıdır. Hava kaynaklı ısı pompalarında dış sıcaklık düştükçe verim değeri de düşer ve işletme maliyetinde beklenmeyen artışlara neden olur. Öte yandan toprakta yıl boyunca sabit bir enerji vardır. Yeryüzünün derinliklerine inildikçe sıcaklığın, kışın dış havadan daha sıcak, yazın ise dış havadan daha soğuk olduğu kanıtlanmıştır. *Thermia* ısı pompaları kışın toprak altında depolanmış ısıyı binaya, yazın ise bina içindeki ısıyı yeraltına taşıyarak doğanın verdiği bu avantajı kullanır (Yeşil Çizgi, 2002).

#### 4.1.1 Isıtma Sistemi

Toprakaltı, kollektör devresinde toprak altında depolanmış enerjinin bir kısmı su-glikol karışımı gibi bir akışkanla ısı pompasına taşınır (Şekil 4.1). Borular toprağa dikey sondaj veya toprağın 1-1,5m derinliğine yatay serme olarak yerleştirilir (Yeşil Çizgi, 2002).

Sistem, buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşurucu ve genleşme valfinden oluşur. Devrede dolaşan soğutucu akışkan R404a'dır. Isı pompasından alınan enerji, radyatör, fan-coil, yerden ısıtma vb. sistemler kullanılarak bina içi tesisatına aktarılır ( Yeşil Çizgi, 2002).



Şekil 4.1 Toprak-su kaynaklı ısı pompası (Isıtma durumu)

#### 4.1.2 Soğutma Sistemi

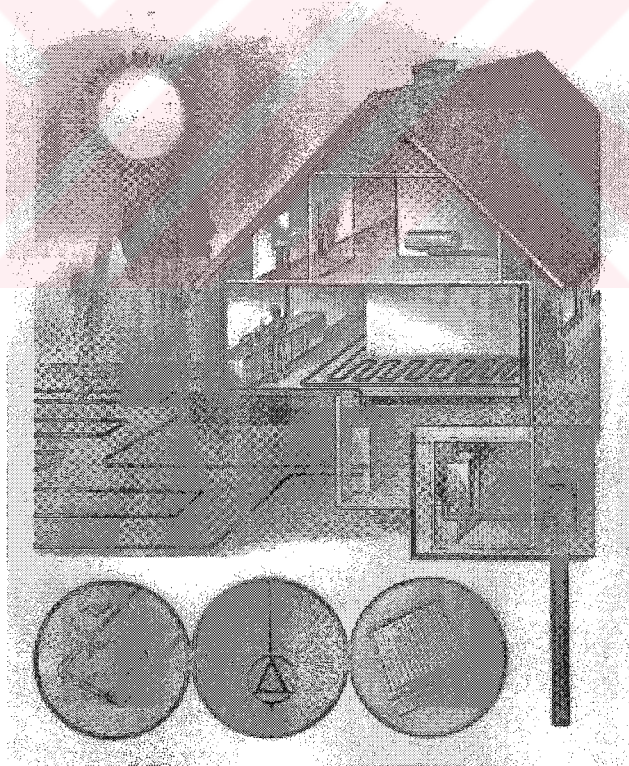
Soğutmada Şekil 4.2, ülkemizde ilk defa uygulaması yapılan farklı konfor şartlarıyla iki alternatif sunulmaktadır (Yeşil Çizgi, 2002):

##### • Pasif Soğutma:

Sadece ısıtma yapmak için tasarlanmış bir ısı pompasına bir *pasif modül* ilâve edilerek soğutma işlemi gerçekleştirilebilir. Toprağın geç ısınıp, geç soğuması prensibi ile çalışan pasif soğutmada, ısı pompası devreye sokulmadan (*kompresör çalıştırılmadan*) kollektör borularındaki akışkan yardımıyla toprağın soğuğu binaya aktarılır (Yeşil Çizgi, 2002).

##### • Aktif Soğutma:

Yüksek konfor şartları istendiğinde *aktif-pasif modül* ilâve edilir. Isı pompası devreye sokularak (*kompresör çalıştırılır*) alternatif sistemlere oranla çok daha düşük işletme maliyetleri ve yüksek soğutma verimi sunulur (Yeşil Çizgi, 2002).



Şekil 4.2 Toprak-su kaynaklı ısı pompası (soğutma durumu)

#### 4.2 Teknik Özellikleri

Thermia Villa Classic ( Şekil 4.3) ile sıradan bir ısı pompasına göre %15-20 daha fazla ısı %10 daha az elektrik harcıyarak elde edilir. Bu farklılık yoğuşturucu çıkışına monte edilen ön

soğutma ısı değiştirici ile sağlanır. Ön soğutmada soğutma ortamında toplanan ek ısı ile radyatör suyunun yoğuşturucuya girmeden önce ön ısıtması yapılır. Böylece, aynı sürede ve daha az enerji harcanarak daha fazla enerji elde edilir (Yeşil Çizgi, 2002).



şekil 4.3 Villa Classic 105 modeli Thermia ısı pompasının dış görünüşü

Villa Classic, 5,5-21,5 kW aralığındaki ısı pompası, 6 kW'lık elektrikli ısıtıcısı, otomatik kontrolü ve 150 litrelik boyleri ile tam bir ısı makinasıdır. Villa Classic, sessiz ve verimli çalışan scroll kompresör ile donatılmıştır. Ayrıca, Villa Classic'e alarm fonksiyonlu oda termostatu bağlanabilir ve bununla sıcaklık ayarlaması yapılabilir. Opsiyonel olarak Super Vision yazılım programı ile PCye bağlamak mümkündür. Bu sayede, sistemin çalışır haldeki değerlerini elde etme ve uzaktan kontrol etme imkanı sağlanır (Yeşil Çizgi, 2002).

## 5. HESAPLAMALAR

### 5.1 Isı Yalıtımı Proje Hazırlama Esasları

Yapıların ısı kayıpları bakımından çevre koşulları ve gereklerine göre yalıtılmasıyla, ısıtma tesisatının hem ilk yatırım maliyeti hem de işletme gideri önemli ölçüde düşürülerek enerji tasarrufu sağlanabilir. Ülke ekonomisi açısından büyük önem taşıyan yapılarda ısı yalıtımı Bayındırlık ve İskan Bakanlığı tarafından yaptırma bağlanmıştır. Isı yalıtımı yoluyla enerji tasarrufu sağlamak ve enerji verimliliği yüksek yapıların üretilmesini sağlamak amacıyla, TSE tarafından ilgili tüm kesimlerin görüşü alınarak hazırlanan ve 29 Nisan 1998 tarihinde yayınlanan TS 825 "Binalarda Isı Yalıtım Kuralları" adlı standardı dikkate alan bakanlıkça hazırlanan "Binalarda Isı Yalıtım Yönetmeliği" 8 Mayıs 2000 tarihinde resmi gazetede yayınlanmış, 14 Haziran 2000 tarihinden itibaren yürürlüğe girmiştir (T.M.M.O.B, 2000).

Yeni yönetmelik hükümlerince uyulması zorunlu olan TS 825 standardı,

- Yeni inşa edilecek bütün yapılarda,
- Mevcut yapıların oturma alanının %15'i oranında ve üzerinde yapılacak tadilatlarda Isı yalıtım projesinin hazırlanmasını zorunlu kılmaktadır.

Yeni oluşturulan "Isı Yalıtım Yönetmeliği"nin eski yönetmeliğe göre en önemli farklılıkları aşağıdaki gibi sıralanabilir (T.M.M.O.B, 2000).

- Eski yönetmeliğe göre ısı yalıtım projelerin hazırlanmasında sadece dış duvarlardaki pencere alanları dikkate alınırken yeni yönetmeliğe göre hazırlanan projelerde yapının bütün malzemeleri ve bileşenleri dikkate alınmaktadır (T.M.M.O.B, 2000).
- Eski yönetmelikte Türkiye üç iklim bölgesine ayrılmışken, yeni yönetmelikte Türkiye dört iklim bölgesine ayrılmıştır.
- Yeni yönetmelikte ısı yalıtım hesaplarında ısı kazançları da dikkate alınmaktadır.
- Yeni yönetmelik hükümleri, imara ilişkin mevzuat gereğince yapı ruhsatı verilmesi aşamasında, TS 825 standardında belirtilen hesap yöntemine göre yetkili makina mühendisleri tarafından hazırlanan ısı yalıtım projesinin tesisat projesi ile birlikte ilgili idarece istenmesini zorunlu kılmaktadır.

### 5.1.1 Isı Yalıtımı Uygulanan Yapılar

Isı yalıtım kurallarının geçerli olduğu yapılar aşağıda sıralanmıştır (T.M.M.O.B, 2000).

- Konut olarak kullanılacak yapılar,
- Büro ve idari binalar, tiyatro, kongre ve konser salonları, kültür merkezleri,
- Eğitim yapıları, kütüphaneler, spor tesisleri, öğrenci yurtları,
- Hastahaneler, huzur evleri, bakım evleri, doğum evleri ve kreşler, ceza evleri ve kışlalar,
- Konaklama tesisleri,
- Alış veriş merkezleri, iş hanları, banka ve borsa binaları,
- Genel kullanım amaçları nedeniyle sıcaklıkları 15 °C olacak şekilde ısıtılan iş yerleri,
- Yukarıda belirtilen amaçların birkaçına yönelik olarak veya bunlara benzer amaçlar için kullanılan yapılar

### 5.1.2 Binanın Isıtma Enerjisini Etkileyen Faktörler

Isı yalıtımı ile ilgili kuralların yer aldığı TS 825 standardında deyinilen ısıtma enerjisini etkileyen faktörler aşağıda belirtilmiştir:

- Bina özellikleri: iletim ve havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kayıpları (varsa ısı kazanımı)
- Dış iklim koşulları: dış hava sıcaklığı, hakim rüzgarın yönü ve şiddeti,
- İç ısı kazanç, kaynakları: ısıtma sistemine ek olarak, ısıtmaya katkısı olan iç ısı kaynakları, yemek pişirme, sıcak su elde etme, aydınlatma gibi amaçlarla kullanılan ve ortama ısı yayan çeşitli cihazlar ve insanlar,
- Güneş enerjisi: pencere gibi saydam bina elemanlarından ısıtılan mekana doğrudan ulaşan güneş enerjisi miktarı.

Isı yalıtım projesinin hazırlanmasında iletim ve havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kayıpları ile iç ısı kazançları ve güneş enerjisi kazançları dikkate alınmaktadır (T.M.M.O.B, 2000).

Binanın bir yıllık ısıtma maliyetini hesaplayabilmek için, binanın bir yılda ihtiyaç duyduğu ısıtma enerjisi ihtiyacını bilmek gerekir. Bunun için, öncelikle binanın ısı kaybı hesabının yapılması gerekir. Daha sonra ısı kazançları hesaplanır ve ısı kayıplarından çıkarılır. Bulunan değer binanın ısı ihtiyacını verir.

## 5.2 Binanın Isı Kaybı

Binanın ısı kaybı denklem (5.1) ile hesaplanır:

$$H = H_i + H_h \quad (5.1)$$

Burada,

$H_i$  = İletim yoluyla ısı kaybı (yapı elemanlarından gerçekleşen toplam ısı kaybı)

$H_h$  = Havalandırma yoluyla ısı kaybı

Binanın ısı hesabında kullanılacak olan bina ölçüleri Çizelge 5.1.'de gösterilmiştir (Ek1, Ek2).

Çizelge 5.1 Bina ölçüleri

<b>BİNA ÖLÇÜLERİ</b>	
<b>Hacim ( m<sup>3</sup> )</b>	1374,82
<b>Alanlar ( m<sup>2</sup> )</b>	
Taban	125,44
Tavan	125,44
Toplam dış duvar	455,20

İletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı hesabında, her yapı bileşeninin ısı geçirgenlik değeri  $U$  (W/m<sup>2</sup>K) hesaplanır; daha sonra, bu değer ısı kaybeden yüzeyin alanıyla çarpılarak ısı kaybı  $H_i$  (W/K) bulunur. (5.2) ve (5.3) denklemleri sırasıyla  $U$  ve  $H$  hesaplamada kullanılan denklemlerdir.

$$1/U = \Sigma ( 1/\alpha_i + d_i/\lambda_i + 1/\alpha_d ) \quad (5.2)$$

$$H = U \times A \times I \quad (5.3)$$

Burada,

$U$  : Isıl geçirgenlik değeri ( W/m<sup>2</sup>K )

$\alpha_i$  : İç yüzey taşınım katsayısı ( m<sup>2</sup>K/W )

$\alpha_d$  : Dış yüzey taşınım katsayısı ( m<sup>2</sup>K/W )

A : Isı kaybeden yüzey alanı ( m<sup>2</sup> )

I : Yüzey çarpım katsayısı

d<sub>j</sub> : Yapı elemanı kalınlığı ( m )

λ<sub>j</sub> : Isıl iletkenlik hesap değeri ( W/mK )

### 5.2.1 Duvardan Gerçekleşen Isı kaybı

Çizelge 5.2'de duvar bileşenlerinin yapı elemanı kalınlıkları ve ısıl iletkenlik hesap değerleri verilmiştir. Bu değerler (5.2) ve (5.3) denklemlerinde yerine konularak sırasıyla U ve H değerleri bulunmuştur.

$$1 / U_{\text{duvar}} = 0,130 + 0,023 + 0,422 + 1,429 + 0,021 + 0,040$$

$$= 2,065 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U_{\text{duvar}} = 0,484 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Isı kaybeden yüzeyin alanı (A<sub>duvar</sub>) : 455,2 m<sup>2</sup>

Yüzey çarpım katsayısı ( I<sub>duvar</sub> ) : 1

Duvardan gerçekleşen ısı kaybı = 0,484 × 455,20 × 1 = 220,3 W / K

Çizelge 5.2 Duvardan gerçekleşen ısı kaybı hesap verileri

BİNADAKİ YAPI ELEMANLARI		Yapı Elemanı Kalınlığı (d)	Isı İletkenlik Hesap Değeri (λ)	d / λ	
		m	W / m.K	m <sup>2</sup> K / W	
DUVAR BİLEŞENLERİ	İç sıva	0,020	0,870	0,023	
	Yatay Delikli Tuğla	0,190	0,450	0,422	
	Poliüretan Sert Köpük	0,050	0,035	1,429	
	Dış Sıva	0,030	1,400	0,021	
	İç Isı Taşınım Direnci (1/α <sub>i</sub> )				0,130
	Dış Isı Taşınım Direnci (1/α <sub>d</sub> )				0,040

### 5.2.2 Tabandan Gerçekleşen Isı Kaybı

Taban bileşenleri Çizelge 5.3'de verilmektedir. Taban ve tavandan gerçekleşen ısı kaybı hesabı (5.2) ve (5.3) denklemleri kullanılarak yapılır.

$$\begin{aligned} 1 / U_{\text{taban}} &= 0,130 + 0,153 + 0,036 + 0,086 + 1,087 + 0,143 + 0,130 \\ &= 1,765 \text{ m}^2\text{K/W} \\ U_{\text{taban}} &= 0,567 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

Isı kaybeden yüzeyin alanı (  $A_{\text{taban}}$  ) : 125,44 m<sup>2</sup>

Yüzey çarpım katsayısı (  $I_{\text{taban}}$  ) : 0,5

Tabandan gerçekleşen ısı kaybı = 0,567 × 125,44 × 0,5 = 35,6 W / K

Çizelge 5.3 Tabandan gerçekleşen ısı kaybı hesap verileri

BİNADAKİ YAPI ELEMANLARI	Yapı Elemanı Kalınlığı (d)	Isı İletkenlik Hesap Değeri (λ)	d / λ
	m	W / m.K	m <sup>2</sup> K / W
TABAN BİLEŞENLERİ	Parke	0,023	0,153
	Tesviye betonu (çimento harçlı)	0,050	0,036
	Grobeton	0,150	0,086
	Isı yalıtım malzemesi	0,250	1,087
	Blokaj	0,100	0,143
	İç Isı Taşınım Direnci (1/α <sub>i</sub> )		0,13
	Dış Isı Taşınım Direnci (1/α <sub>d</sub> )		0,13

### 5.2.3 Tavandan Gerçekleşen Isı Kaybı

Tavanın yapı bileşenleri Çizelge 5.4'de verilmektedir. Isıl geçirgenlik değeri ve ısı kaybı hesapları sırasıyla (5.2) ve (5.3) denklemleri kullanılarak yapılır.

$$1 / U_{\text{tavan}} = 0,130 + 0,167 + 1,923 + 0,167 + 0,017 + 0,040$$

$$= 2,444 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U_{\text{tavan}} = 0,409 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Isı kaybeden yüzey alanı (  $A_{\text{tavan}}$  ) : 125,44 m<sup>2</sup>

Yüzey çarpım katsayısı (  $I_{\text{tavan}}$  ) : 0,8

Tavandan gerçekleşen ısı kaybı = 0,409 × 125,44 × 0,8 = 41,0 W / K

Çizelge 5.4 Tavandan gerçekleşen ısı kaybı hesap verileri

BİNADAKİ YAPI ELEMANLARI	Yapı Elemanı Kalınlığı (d)	Isı İletkenlik Hesap Değeri ( $\lambda$ )	d / $\lambda$	
	m	W / m.K	m <sup>2</sup> K / W	
TAVAN BİLEŞENLERİ	Ahşap kaplama	0,025	0,150	0,167
	Cam yünü	0,100	0,052	1,923
	Ahşap kaplama	0,025	0,150	0,167
	Eternit	0,005	0,300	0,017
	İç Isı Taşınım Direnci (1/ $\alpha_i$ )			0,130
	Dış Isı Taşınım Direnci (1/ $\alpha_d$ )			0,040

## 5.2.4 Pencerelerden Gerçekleşen Isı Kaybı

### • Güney Yönü Pencere Alanı Hesabı

1. katta iki adet eş büyüklükte pencere bulunmaktadır (Ek1,Ek4).

Pencere yüksekliği : 1,45 m

Pencere eni : 1,20 m

Tek pencere alanı : 1,74 m<sup>2</sup>

İki pencere alanı : 1,74×2 = 3,48 m<sup>2</sup>

Zemin katta iki adet eş büyüklükte pencere bulunmaktadır (Ek1,Ek5)

Pencere yüksekliği: 1,45 m

Pencere eni : 2,40 m

Tek pencere alanı : 3,48 m<sup>2</sup>

İki pencere alanı : 3,48 × 2 = 6,96 m<sup>2</sup>

Bodrum katta iki adet eş büyüklükte pencere bulunmaktadır (Ek1,Ek6)

Tek pencere alanı : 0,72 m<sup>2</sup>

İki pencere toplam alanı: 1,44 m<sup>2</sup>

Güney yönü toplam pencere alanı: **11,88 m<sup>2</sup>**

### • Kuzey Yönü Pencere Alanı Hesabı

1. katta iki küçük ve iki büyük eş büyüklükte pencere bulunmaktadır (Ek2,Ek4)

Küçük pencere yüksekliği : 0,60 m

Küçük pencere eni : 0,60 m

Tek küçük pencere alanı : 0,60 × 0,60 = 0,36 m<sup>2</sup>

İki küçük pencere alanı : 0,36 × 2 = 0,72 m<sup>2</sup>

Büyük pencere yüksekliği : 1,44 m

Büyük pencere eni : 0,60 m

Bir tek büyük pencere alanı : 1,44 × 0,60 = 0,864 m<sup>2</sup>

İki büyük pencere alanı : 0,864 × 2 = 1,73 m<sup>2</sup>

Zemin katta 1. kattakilere eş büyüklükte iki küçük pencere bulunmaktadır (Ek2, Ek5).

Tek küçük pencere alanı : 0,36 m<sup>2</sup>

İki küçük pencere alanı : 0,72 m<sup>2</sup>

Bodrum katta iki adet eş büyüklükte pencere bulunmaktadır (Ek3,Ek6).

Tek küçük pencere alanı : 0,36 m<sup>2</sup>

İki küçük pencere alanı : 0,72 m<sup>2</sup>

Kuzey yönü toplam pencere alanı: **3,89 m<sup>2</sup>**

#### • Doğu Yönü Pencere Alan Hesabı

1. katta birbirine eş büyüklükte üç pencere bulunmaktadır (Ek1,Ek4).

Pencere yüksekliği : 1,45 m

Pencere eni : 1,20 m

Tek pencere alanı : 1,45 × 1,20 = 1,74 m<sup>2</sup>

Üç pencere alanı : 1,74 × 3 = 5,22 m<sup>2</sup>

Zemin katta bulunan bir pencere farklı ölçülerde daha küçük, diğer iki pencere ise 1. kattaki pencerelere eş büyüklüktedir (Ek1,Ek5).

İki pencere alanı : 1,74 × 2 = 3,48 m<sup>2</sup>

Pencere yüksekliği : 1,10 m

Pencere eni : 1,20 m

Pencere alanı : 1,20 × 1,10 = 1,32 m<sup>2</sup>

Doğu yönü toplam pencere alanı: **10,02 m<sup>2</sup>**

#### • Batı Yönü Toplam Pencere Alan Hesabı

Batı yönünde, doğu yönündeki pencerelere eş sayıda ve aynı büyüklükte pencereler vardır (Ek1,Ek2).

Batı yönü toplam pencere alanı: **10,02 m<sup>2</sup>dir.**

$U_{\text{pencere}} = 2,8 \text{ W/m}^2\text{K}$

$A \text{ (m}^2\text{)} : 11,88 + 3,89 + 10,02 + 10,02 = 35,81 \text{ m}^2$

$$I_{\text{pencere}} = 1$$

$$\text{Pencerelerden gerekleŒen ısı kaybı} = 2,8 \times 35,81 \times 1 = \mathbf{100,2 \text{ W / K}}$$

$$H_i = 220,3 + 35,6 + 41,0 + 100,2 = 397,1 \text{ W / K}$$

$$\text{Yapı elemanlarından gerekleŒen toplam ısı kaybı ( } H_i) = \mathbf{397,52 \text{ W / K}}$$

### 5.2.5 Havalandırma Yoluyla GerekleŒen Isı Kaybı

$$H_h = 0,33 \times n_h \times V_h \quad (5.4)$$

Burada,

$n_h$  = Hava deęiŒim katsayısı

$V_h$  = Havalandırılan hacim

$$V_h = 0,8 \times V \text{ brüt} = 0,8 \times 1374,82 = 1099,86 \text{ m}^3$$

$$V_h = 1099,86 \text{ m}^3$$

$$n_h = 1$$

$$H_h = 0,33 \times 1 \times 1099,86 = 362,9 \text{ W/K}$$

$$\text{Havalandırma yoluyla gerekleŒen ısı kaybı ( } H_h) = \mathbf{362,95 \text{ W/K}}$$

$$\text{Binanın toplam ısı kaybı : } H = 397,1 + 362,9 = \mathbf{760 \text{ W/K}}$$

### 5.3 Binanın Isı Kazancı

Binanın ısı kayıpları tek başına ısı enerjisi ihtiyacı olarak alınmaz. Binanın hangi iklim bölgesinde inşa edildiğine bağlı olarak, binanın ortalama güneŒ enerjisi kazançlarının hesaplanıp ısı kaybından ıkarılması gerekmektedir.

Aylık ortalama i ısı kazancı (5.5) denklemiyle hesaplanır.

$$\Phi_i = A_n \times 5 \quad (5.5)$$

Burada,

$$A_n \text{ (Yapı kullanım alanı)} = V_{\text{brüt}} \times 0,32$$

$$\begin{aligned} \Phi_i &= V_{\text{brüt}} \times 0,32 \times 5 \\ &= 1374,82 \times 0,32 \times 5 = 2199,7 \text{ W} \end{aligned}$$

Güneş enerjisi kazancı (5.6) denklemiyle hesaplanır.

$$\Phi_{g,ay} = \sum r_{i,ay} \times g_{i,ay} \times I_{i,ay} \times A_i \quad (5.6)$$

Burada,

$\Phi_{g,ay}$  : Aylık ortalama güneş enerjisi ısı kazancı, ( W )

$r_{i,ay}$  : i yönünde saydam yüzeylerin aylık ortalama gölgeleme faktörü

$g_{i,ay}$  : i yönündeki saydam elemanların güneş enerjisi geçirme faktörü

$I_{i,ay}$  : i yönünde dik yüzeylere gelen aylık ortalama güneş ışınım şiddeti, ( W/m<sup>2</sup> )

$A_i$  : i yönündeki toplam pencere alanı, ( m<sup>2</sup> )

Aylık ortalama kazanç kullanım faktörü (  $\eta_{ay}$  ) (5.7) denklemiyle hesaplanır.

$$\eta_{ay} = 1 - e^{-1/KKO} \quad (5.7)$$

Burada,

$$KKO_{ay} = (\Phi_i + \Phi_{g,ay}) / H \times (T_{i,ay} - T_{d,ay}) \quad (5.8)$$

Burada,

$T_{i,ay}$  : Aylık ortalama iç ortam sıcaklığı, ( °C )

$T_{d,ay}$  : Aylık ortalama dış ortam sıcaklığı, ( °C )

Son olarak toplam aylık ısıtma enerjisi gereksinimi (5.9) denklemiyle hesaplanır.

$$Q_{ay} = ((H \times (T_{i,ay} - T_{d,ay}) - \eta_{ay} \times (\Phi_i + \Phi_{g,ay})) \times t \times 10^{-3}) \quad (5.9)$$

Burada,

t : zaman ( saniye olarak bir ay ) = 2.592.000 sn

Çizelge 5.5 Yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı

Ay	Güneş Işınım Şiddeti, (I <sub>i</sub> )				Dış Isı Sıcaklık, (T <sub>d</sub> )	İç Isı kazancı, (Φ <sub>i</sub> )	KKO	Kazanç Kullanım Faktörü, (η <sub>av</sub> )	Aylık Isıtma Enerjisi İhtiyacı, (Q <sub>ay</sub> )
	Güney	Kuzey	Batı	Doğu					
OCAK	72,00	26,00	43,00	43,00	3,3		0,24	0,99	23.677.365,0
ŞUBAT	84,00	37,00	57,00	57,00	4,5		0,27	0,97	20.944.010,9
MART	95,00	52,00	77,00	77,00	7,2		0,36	0,94	15.392.510,2
NİSAN	83,00	66,00	90,00	90,00	12,6		0,68	0,77	6.019.996,1
MAYIS	92,00	79,00	114,00	114,00	17,8	2199,71	3,91	0,23	281.128,4
HAZİRAN	95,00	83,00	122,00	122,00	21,9		0,00	0,00	0,0
TEMMUZ	93,00	81,00	118,00	118,00	24,4		0,00	0,00	0,0
AĞUSTOS	93,00	73,00	106,00	106,00	23,8		0,00	0,00	0,0
EYLÜL	89,00	57,00	81,00	81,00	19,6		0,00	0,00	0,0
EKİM	82,00	40,00	59,00	59,00	14,1		0,82	0,71	4.096.956,4
KASIM	67,00	27,00	41,00	41,00	9,1		0,37	0,93	12.706.016,1
ARALIK	64,00	22,00	37,00	37,00	4,9		0,26	0,98	20.751.989,2
<b>TOPLAM YILLIK ISITMA ENERJİSİ İHTİYACI =</b>									<b>103.844.969,7 kJ</b> <b>28.868,9 kWh</b>

Yurdumuz, binalarda ısı yalıtımı bakımından dört ısı bölgesine ayrılmış ve bu bölgelere giren iller Bayındırlık ve İskan bakanlığı'nın "Binalarda ısı yalıtımı yönetmeliği"nin EK-1A ekindeki listede belirtilmiştir (MMO, 2000). Bu çalışmada incelenen bina 2. ısı bölgesinde bulunduğundan, hesaplamalarda bu bölgede geçerli olan "birim güneş enerji kazanç ve sıcaklık" değerleri kullanılmıştır.

Toplam aylık ısıtma enerjisi gereksinimi Ocak ayı için örnek olarak aşağıda hesaplanmıştır. Diğer aylar için aylık ısıtma gereksinimleri Çizelge 5.5'de gösterilmiştir.

$$g = 0,75$$

$$g_{i,ocak} = 0,8 \times g = 0,6$$

$$\begin{aligned} \Phi_{g,ocak} &= \sum r_{i,ocak} \times g_{i,ocak} \times I_{i,ocak} \times A_i \\ &= 0,6 \times 0,6 ( 72 \times 11,88 + 26 \times 3,89 + 43 \times 10,02 + 43 \times 10,02 ) = 654,6 \text{ W} \end{aligned}$$

$$T_{i,ocak} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{d,ocak} = 3,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$KKO_{ocak} = (2199,7 + 654,6) / (760 \times (19 - 3,3)) = 0,24$$

$$\eta_{ocak} = 1 - e^{-1/0,24} = 0,98$$

$$\begin{aligned} Q_{ocak} &= ((760 \times (19 - 3,3)) - 0,98 \times (2199,7 + 654,6)) \times 2,592,000 \times 10^{-3} \\ &= 23.677.365 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Aylık ısıtma enerjisi gereksinimi diğer tüm aylar için yukarıdaki gibi hesaplandıktan sonra, toplam yıllık toplam ısıtma enerjisi gereksinimi 28.868,9 kWh bulunur.



Çizelge 5.5 Yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı

Ay	Güneş Işınım Şiddeti, ( $I_j$ )			Güneş Enerjisi Kazancı, ( $\Phi_{g,av}$ )	Dış Isı Sıcaklık, ( $T_d$ )	İç Isı kazancı, ( $\Phi_i$ )	KKO	Kazanç Kullanım Faktörü, ( $\eta_{av}$ )	Aylık Isıtma Enerjisi İhtiyacı, ( $Q_{av}$ )
	Güney	Kuzey	Batı						
OCAK	72,00	26,00	43,00	654,60	3,3		0,24	0,99	23.677.365,0
ŞUBAT	84,00	37,00	57,00	822,29	4,5		0,27	0,97	20.944.010,9
MART	95,00	52,00	77,00	1034,63	7,2		0,36	0,94	15.392.510,2
NİSAN	83,00	66,00	90,00	1096,70	12,6		0,68	0,77	6.019.996,1
MAYIS	92,00	79,00	114,00	1326,54	17,8	2199,71	3,91	0,23	281.128,4
HAZİRAN	95,00	83,00	122,00	1402,69	21,9		0,00	0,00	0,0
TEMMUZ	93,00	81,00	118,00	1362,47	24,4		0,00	0,00	0,0
AĞUSTOS	93,00	73,00	106,00	1264,70	23,8		0,00	0,00	0,0
EYLÜL	89,00	57,00	81,00	1044,82	19,6		0,00	0,00	0,0
EKİM	82,00	40,00	59,00	832,36	14,1		0,82	0,71	4.096.956,4
KASIM	67,00	27,00	41,00	620,15	9,1		0,37	0,93	12.706.016,1
ARALIK	64,00	22,00	37,00	571,46	4,9		0,26	0,98	20.751.989,2
TOPLAM YILLIK ISITMA ENERJİSİ İHTİYACI =									<b>103.844.969,7</b>
									<b>28.868,9</b> kWh

## 5.4 Doğal Gaz / LPG Isı Kaynaklı Isıtma Sistemine İlişkin Maliyet Hesaplamaları

### 5.4.1 Doğal Gazlı Sistem İçin Yıllık İşletme Maliyeti Hesabı

Binanın yıllık enerji ihtiyacı 28.868,9 KWh= (24.824.367,11 kcal) olarak hesaplanmıştır.

Doğal gaz alt ısı değeri 8250 kcal/m<sup>3</sup> olarak kabul edilmiştir (T.M.M.O.B, 2000).

Dolayısıyla,

Binanın yıllık doğal gaz ihtiyacı : 24.824.367,11kcal / 8250 kcal /m<sup>3</sup>

$$= 3009,01 \text{ m}^3/\text{yıl} \text{ ( \%100 verimle)}$$

Verim % 90 olduğundan ( MMO, 2000), yıllık doğal gaz ihtiyacı 3009,01/ 0,9 = 3343,35 m<sup>3</sup>/yıl olacaktır.

Doğal gaz birim fiyatı 0,28 \$/m<sup>3</sup> olarak alındığında, ( IGDAŞ, 2002)

doğal gaz maliyeti = 3343,35 x 0,28 = 963,14 \$/ yıl olarak hesaplanır.

### 5.4.2 LPG'li Sistem için Yıllık İşletme Maliyeti Hesabı

Binanın yıllık enerji ihtiyacı = 24.824.367,11 kcal

LPG alt ısı değeri 11.200 kcal / kg olarak kabul edilmiştir (T.M.M.O.B, 2000).

Dolayısıyla,

Binanın yıllık LPG ihtiyacı = 24.824.367,11 / 11.200

$$= 2216,46 \text{ kg/yıl}$$

%90 verimle yakıldığında ihtiyaç duyulan LPG miktarı 2216,46 / 0,9 = 2462,73 kg/yıl

LPG birim fiyatı = 0,92 \$ / kg

LPG maliyeti = 2462,73 x 0,92 = 2265,72 \$ /yıl

### 5.4.3 Doğal Gaz / LPG'li Sistem İçin Seçilen Kazan Yatırım Maliyeti

Kazan maliyeti : 1527 \$

## 5.5 Isı Pompası Sistemine İlişkin Maliyet Hesaplamaları

### 5.5.1 Isı Pompası Yıllık İşletme Maliyeti Hesabı

Isı pompası aracılığıyla kazanılması mümkün olan ısı miktarı bu amaçla sarfedilmesi gereken mekanik enerjinin ısıl değerinin birkaç katına eşittir. Yapı içi hacimlerin ısıtılması amacıyla kullanılan mekanik kompresörlü buhar sıkıştırmalı bir ısı pompasında elektrik motoru tarafından tüketilen her kW'lık elektrik gücüne karşılık en azından 2-3 kW düzeyinde bir ısıtma gücü sağlanabilir yani her kW tüketim başına en azından 1-2 kW net güç kazancı elde edilebilir.

Bir miktar ısı ve elektrik enerjisi tüketilerek yoluyla termodinamiğin ikinci yasası uyarınca hem bundan daha büyük miktarda ve hem de soğuk kaynağa göre daha yüksek sıcaklık seviyesinde yararlı bir ısı üretimi gerçekleşmiş olur.

Isı pompasında verim aşağıdaki orandan hesaplanır.

Verim = Üretilen yararlı ısıtma enerjisi / Tüketilen elektrik enerjisi

Bina için gerekli ısı pompası yıllık işletme maliyeti şöyle hesaplanır.

Önerilen Thermia Villa Classic ısı pompası Yeşil Çizgi firması katalog verim değeri 4,6-3 arasında verilmiştir. Ortalama verim  $(4,6 + 3) / 2 = 3,8$  dir. Yani harcanan her 1 kWh'lik elektrik enerjisine karşılık 3,8 kWh'lik ısı enerji üretilmektedir.

Dolayısıyla, binanın yıllık enerji ihtiyacı olan 28.868,9 Kwh'lik ısı enerjiyi üretmek için,

$W = 28.868,9 / 3,8 = 7597,08$  kWh'lik elektrik enerjisi harcanacaktır.

Elektrik birim fiyatı 182.000 TL / kWh, (0,11 \$/ kWh) olduğundan,

Isı pompasının işletme maliyeti  $7597,08 \times 0,11 = 835,68$  \$/yıl olarak hesaplanır.

Daha önce hesaplanan doğal gaz ve LPG'li sistemler için yıllık işletme maliyetleri, sırasıyla 963,14 \$/yıl ve 2265,72 \$/yıl'dır. Buna göre, ısı pompası yıllık işletme maliyeti açısından daha uygundur.

Isı pompasının maksimum verimle çalışması durumunda,

$28.868,9 / 4,6 = 6275,84$  kWh'lik elektrik enerjisi harcanır.

Bu durumda,

Yıllık işletme maliyeti :  $6275,84 \times 0,11 = 690,34$  \$/yıl.

Isı pompasının minimum verimle çalışması durumunda,

$28.868,9 / 3 = 9622,97$  kWh elektrik enerjisi harcanır.

Yıllık işletme maliyeti :  $9622,97 \times 0,11 = 1058,52$  \$/yıl

### 5.5.2 Isı Pompası Yatırım Maliyeti Hesabı

Binanın ısı pompası sistemi 125 m'lik dikey sondaj şeklinde yapılacaktır.

Isı pompası (Thermia Villa Classic 105)	: 6573 \$
Mono etilen glikol ( 85 L)	: 85 \$
Sondaj ( 125 m)	: 2500 \$
Bağlantı malzemesi	: 750 \$
İşçilik	: 650 \$
Enerji kollektör borusu	: 568 \$
( 125 m'lik bir adet sondaj için 2x130 m)	
Toplam =	11.126 \$

### 5.6 Isı Pompası Sisteminin Doğal Gaz / LPG'li Sistem ile Maliyet Karşılaştırması

Isı pompası ısıtma sisteminin işletme maliyetindeki avantajının, doğal gaz ve LPG'li ısıtma sistemleri ile arasındaki yatırım maliyeti farkını kaç yılda amorti edebileceğini görmek için, her üç sistemin yıllık işletme maliyeti fonksiyonlarından yararlanılarak, Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'deki işletme maliyeti karşılaştırması yapılmıştır. Bunu için, öncelikle her üç sistemin yıllık işletme maliyeti fonksiyonları şöyle belirlenmiştir.

$$y = m.x$$

Burada,

y : para, (\$)

x: zaman, (yıl)

Doğal gaz /LPG'li sistem için yatırım maliyeti: 1527 \$

Isı pompası için yatırım maliyeti : 11126 \$

Amorti edilmesi gereken fark :  $11126 - 1527 = 9599$  \$

Doğal gazlı sistem için işletme maliyeti : 963,14 \$/yıl

LPG'li sistem için işletme maliyeti : 2265,72 \$/yıl

Isı pompasının işletme maliyeti : 835,68 \$/yıl

Doğal gazlı sistem için yıllık işletme maliyeti fonksiyonu :  $y_{DG} = 963,14 x$

LPG'li sistem için yıllık işletme maliyeti fonksiyonu :  $y_{LPG} = 2265,72 x$

Isı pompasının ortalama verimle çalışması durumunda işletme maliyeti fonksiyonu ( şekil 5.1):

$$y_{IP} = 835,68 x$$

$$y_{DG} - y_{IP} = 963,14x - 835,68 x = 9599$$

$$127,46x = 9599$$

$$x = 75,31 \text{ yıl}$$

Isı pompası sistemi, doğal gazlı sistem ile arasındaki yatırım farkını 75,31 yılda amorti edebilir.

$$y_{LPG} - y_{IP} = 2265,72 x - 835,68 x = 9599$$

$$1430,04 x = 9599$$

$$x = 6,72 \text{ yıl}$$

Isı pompası sistemi, LPG'li sisteme göre yatırım farkını 6,72 yılda amorti edebilir.

### 5.7 Hesaplama Sonuçlarının Karşılaştırılması

Bu çalışmada, söz konusu olan binanın yıllık ısı ihtiyacı belirlenmiş ve elde edilen bu değer her üç sistemin yatırım ve işletme maliyetlerini tesbit etmek amacıyla kullanılmıştır. Bina içinde kullanılan kalorifer petekleri her üç sistem için de aynıdır. Doğal gaz ve LPG için seçilen sistem her iki yakıtı da kullanabilir olduğundan, bu iki sistem yatırım maliyetleri açısından aynıdır ve bu sistemin maliyeti 1527 \$'dır. Binanın hesaplanan ısı ihtiyacına göre Yeşil Çizgi firmasının önerdiği 125 m'lik bir adet sondajla toprağa dikey serme yapılarak kullanılacak ısı pompası maliyeti 11,126 \$'dır. Bu değerlerden de görülebileceği üzere yatırım maliyetleri arasında oldukça büyük bir fark bulunmaktadır.

İşletme maliyetleri açısından karşılaştırıldığında, doğal gaz için 963,14 \$/yıl, LPG için 2265,72 \$/yıl, ısı pompası için ise 835,68 \$/yıl olarak bulunmuştur. Buna göre yıllık işletme maliyeti açısından en ucuz sistemin ısı pompası sistemi olduğu görülmüştür.

Daha sonra ısı pompası sistemiyle diğer iki sistemin yatırım maliyetleri arasındaki farkın kaç yılda amorti edileceği hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda LPG için 6,72 yıl, doğal gaz içinse 75,31 yıl çıkmıştır.

Isı pompasının maksimum verimle çalışması durumundaki işletme maliyeti fonksiyonu  
(Şekil 5.2):  $y_{IP} = 690,34 x$

Doğal gazlı sistem için yıllık işletme maliyeti fonksiyonu :  $y_{DG} = 963,14 x$

LPG'li sistem için yıllık işletme maliyeti fonksiyonu :  $y_{LPG} = 2265,72 x$

LPG'li sistem ile karşılaştırıldığında:

$$y_{LPG} - y_{IP} = 2265,72 x - 690,34 x$$

$$9599 = 1575,38x$$

$$x = 6,09 \text{ yıl}$$

Doğal gazlı sistem ile karşılaştırıldığında:

$$y_{DG} - y_{IP} = 963,14 x - 690,34 x$$

$$9599 = 272,8x$$

$$x = 35,19 \text{ yıl}$$

Isı pompasının minimum verimle çalışması durumundaki işletme maliyeti fonksiyonu  
(Şekil 5.3):  $y_{IP} = 1058,52 x$

Doğal gazlı sistem için yıllık işletme maliyeti fonksiyonu :  $y_{DG} = 963,14 x$

LPG'li sistem için yıllık işletme maliyeti fonksiyonu :  $y_{LPG} = 2265,72 x$

LPG'li sistem ile karşılaştırıldığında

$$y_{LPG} - y_{IP} = 2265,72 x - 1058,52 x$$

$$9599 = 1207,2$$

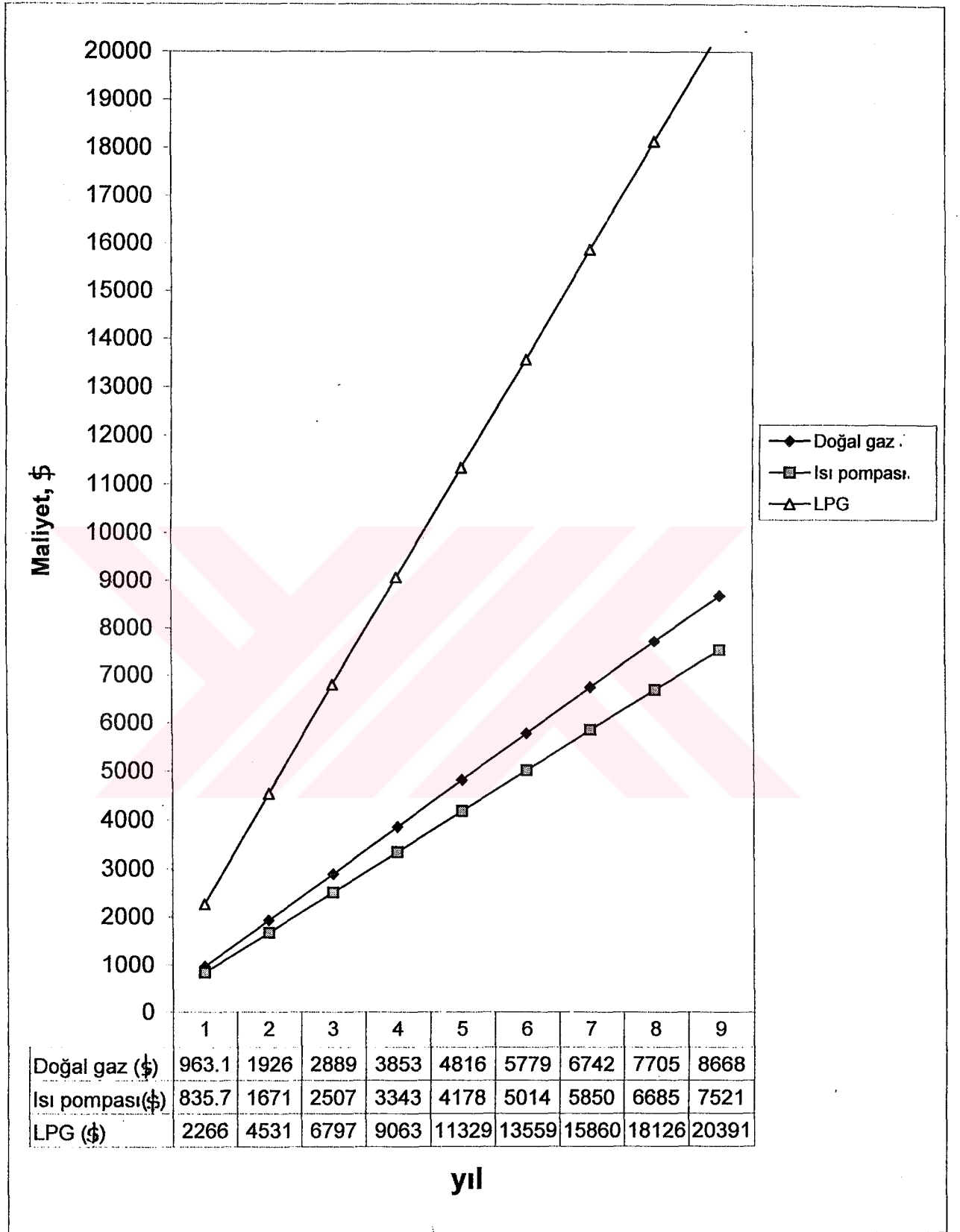
$$x = 7,95 \text{ yıl}$$

Doğal gazlı sistem ile karşılaştırıldığında

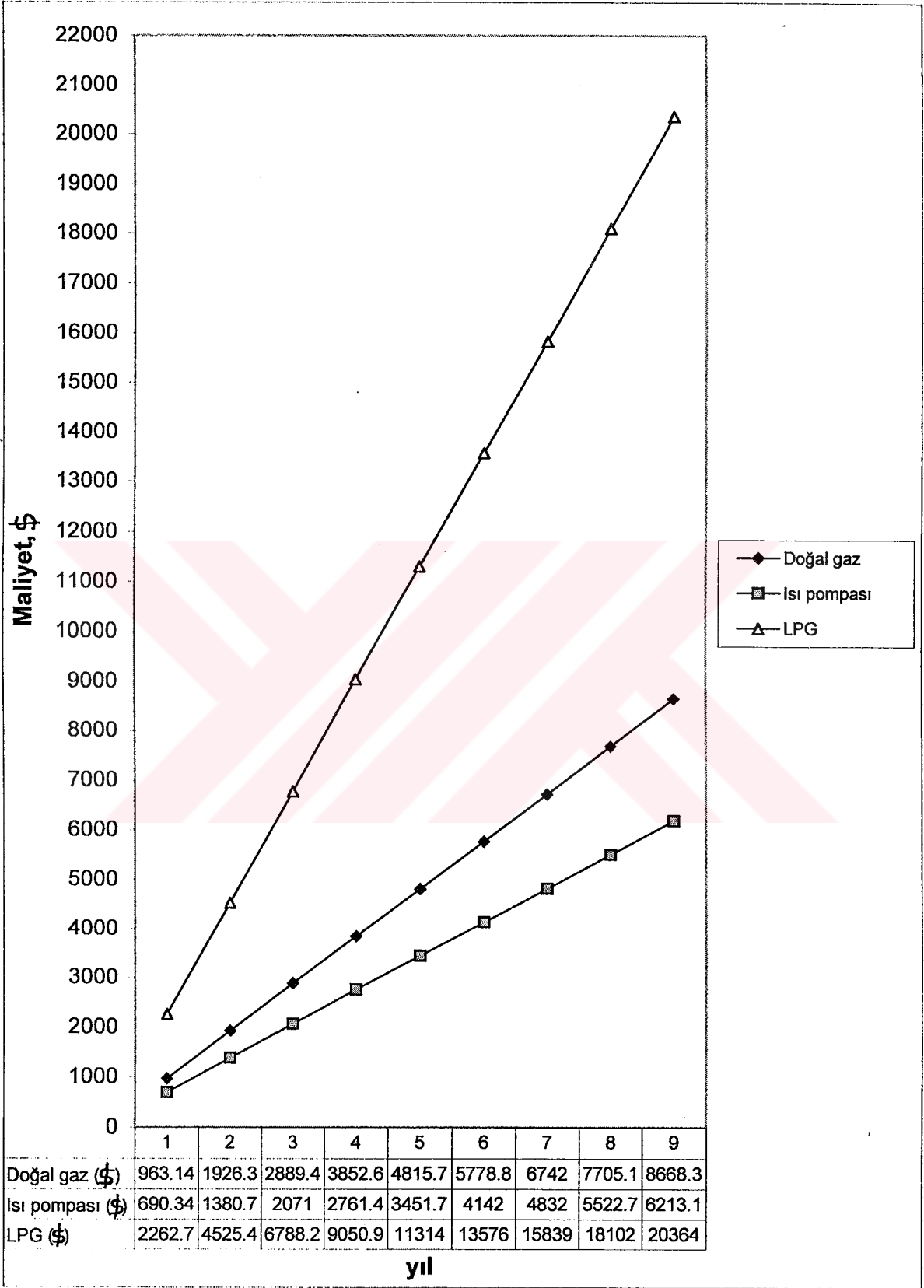
$$y_{IP} - y_{DG} = 1058,52 x - 963,14 x$$

$$9599 = 95,38x$$

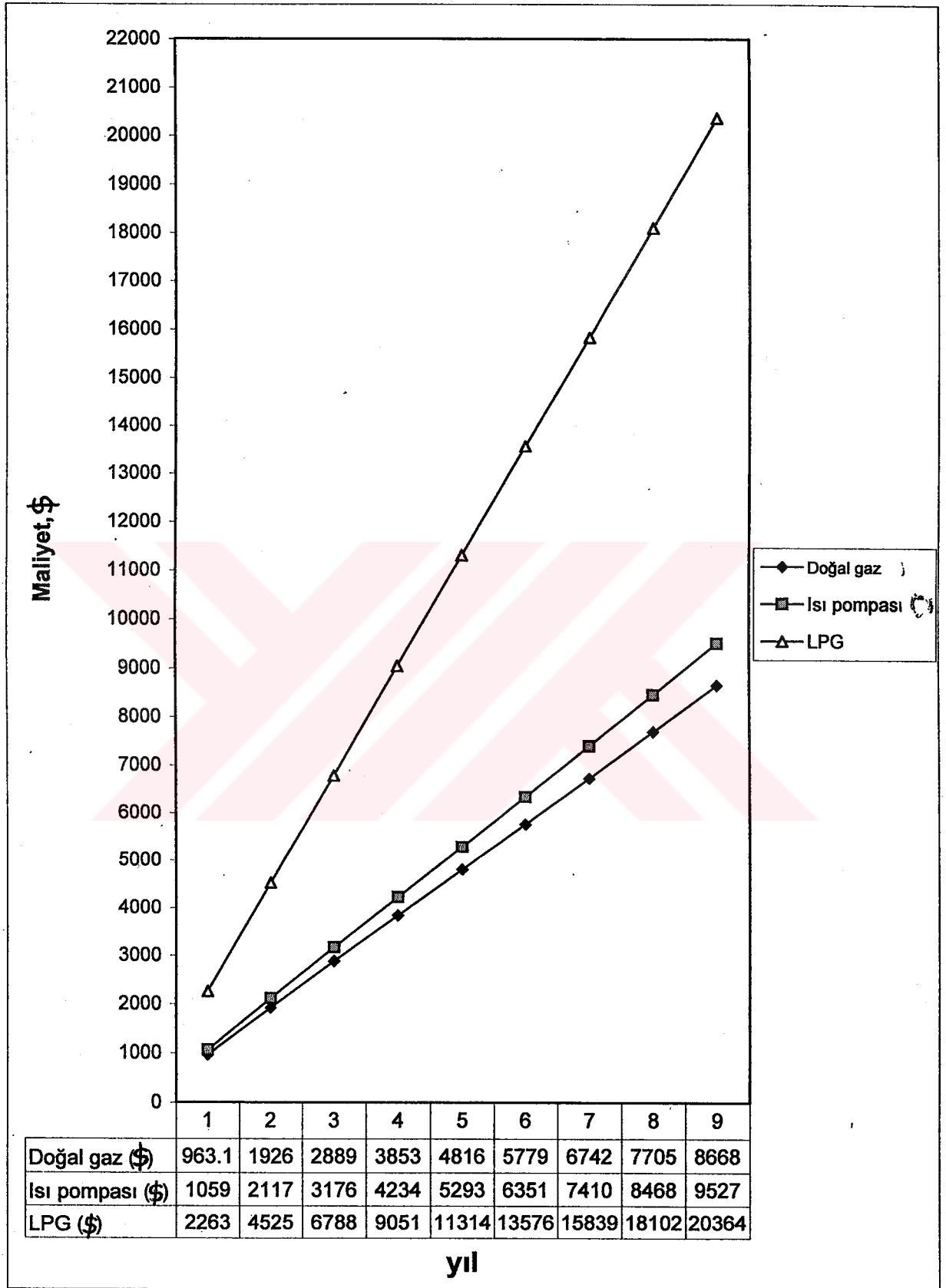
$$x = 100,64 \text{ yıl}$$



Şekil 5.1 Yıllık işletme maliyetlerinin karşılaştırılması  
( Isı pompasının ortalama verimle çalışması durumu)



Şekil 5.2 Yıllık işletme maliyetlerinin karşılaştırılması  
(Isı pompasının maksimum verimle çalışması durumu)



Şekil 5.3 Yıllık işletme maliyetlerinin karşılaştırılması  
(Isı pompasının minimum verimle çalışması durumu)

**SONUÇLAR ve ÖNERİLER**

Isı pompası ortalama verimle çalıştığında yatırım maliyeti farkını doğal gazlı sistem için 75,31 yılda, LPG'li sistem için ise 6,72 yılda amorti edebilmektedir. Isı pompası maksimum verimle çalıştığında yatırım maliyeti farkını doğal gazlı sistem için 35,19 yılda, LPG'li sistem için ise 6,09 yılda amorti edebilmektedir. Isı pompası minimum verimle çalıştığında aradaki yatırım maliyeti farkını doğal gazlı sistem için 100,64 yılda, LPG'li sistem ile karşılaştırıldığında ise 7,95 yılda amorti edebilmektedir.

Elde edilen bu sonuçlara göre, İstanbul bölgesinde toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemiyle ısıtma sağlanmak istendiğinde, ısı pompasının düşük yıllık işletme maliyeti nedeniyle, yüksek yatırım maliyetini LPG'li sistemle karşılaştırıldığında kısa sürede amorti ettiği, LPG'li sistemler yerine kullanılabilmesi, fakat doğal gaz yerine kullanılabilmesi için yatırım maliyetinin düşmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır.



**KAYNAKLAR**

Köktürk, U. “Isıtma Sistemlerinin Tasarımı ve Isıtma Sistemlerine İlişkin Hesaplar”, Birsen Basın-Yayın Dağıtım, İstanbul, 1999.

Miles, L. “Heat Pumps - Theory and Service”, Deelmer Pub. Inc, New York, 1994.

Kıncay, O ve Temir, G., “Toprak ve Hava Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Ekonomik İncelenmesi”, İstanbul, 2002.

Şensoy, A. “ Isıtma Projesi”, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü, İstanbul, 1974.

Isı Yalıtım Proje Hazırlama Esasları, T.M.M.O.B, 2000.

Şemalarla Bina İçi Doğal Gaz Tesisatı, T.M.M.O.B, 2000

Isı Yalıtım Uygulama Projesi, Uysal Mühendislik, İstanbul, 2002.

Binalarda Isı Yalıtımı Yönetmeliği, Bayındırlık ve İskan Bakanlığı, Mayıs 2002.

Yeşil Çizgi Isı Teknikleri Makine İnşaat Turizm San. Tic. Ltd. Şti, Isı Pompası Dökümanları, İstanbul, 2002.

Hepbaşı, A. ve Ertöz, Ö.,”Geleceğin Teknolojisi Yer Kaynaklı Isı Pompaları”, T.M.M.O.B, 1999

Doğal Gaz Faturaları, İGDAŞ, 2002

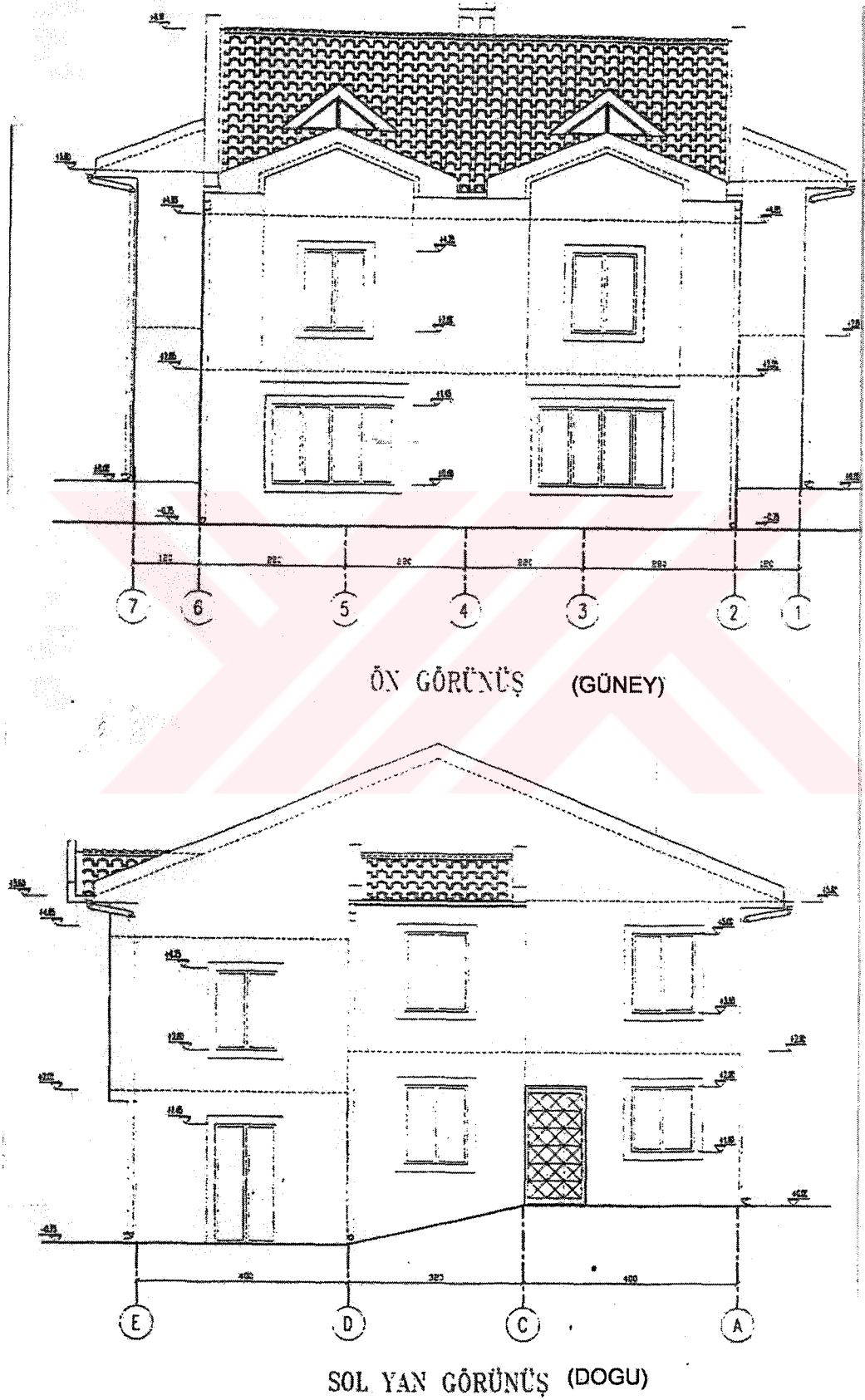
**İNTERNET KAYNAKLARI:**

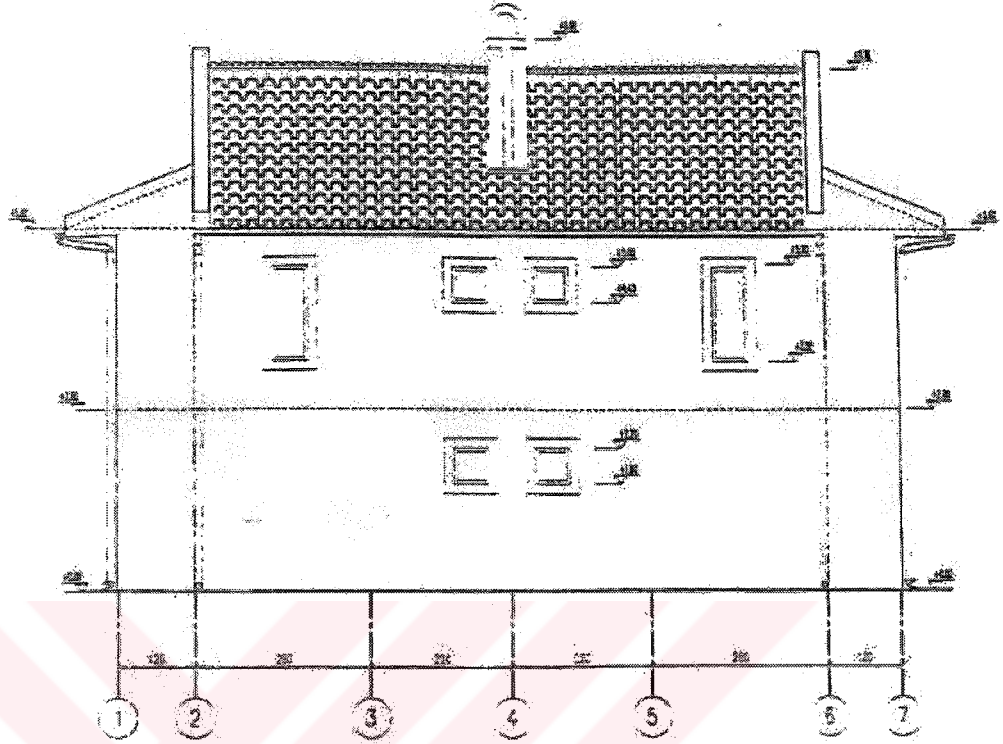
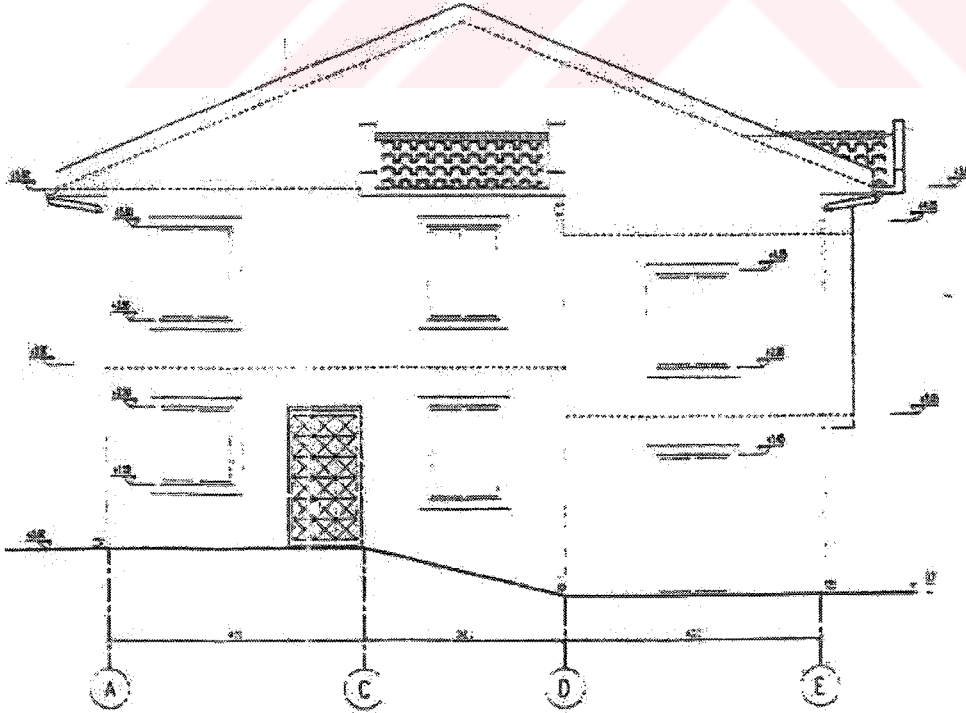
[1] [www.mid-americanenergy.com](http://www.mid-americanenergy.com).

**EKLER**

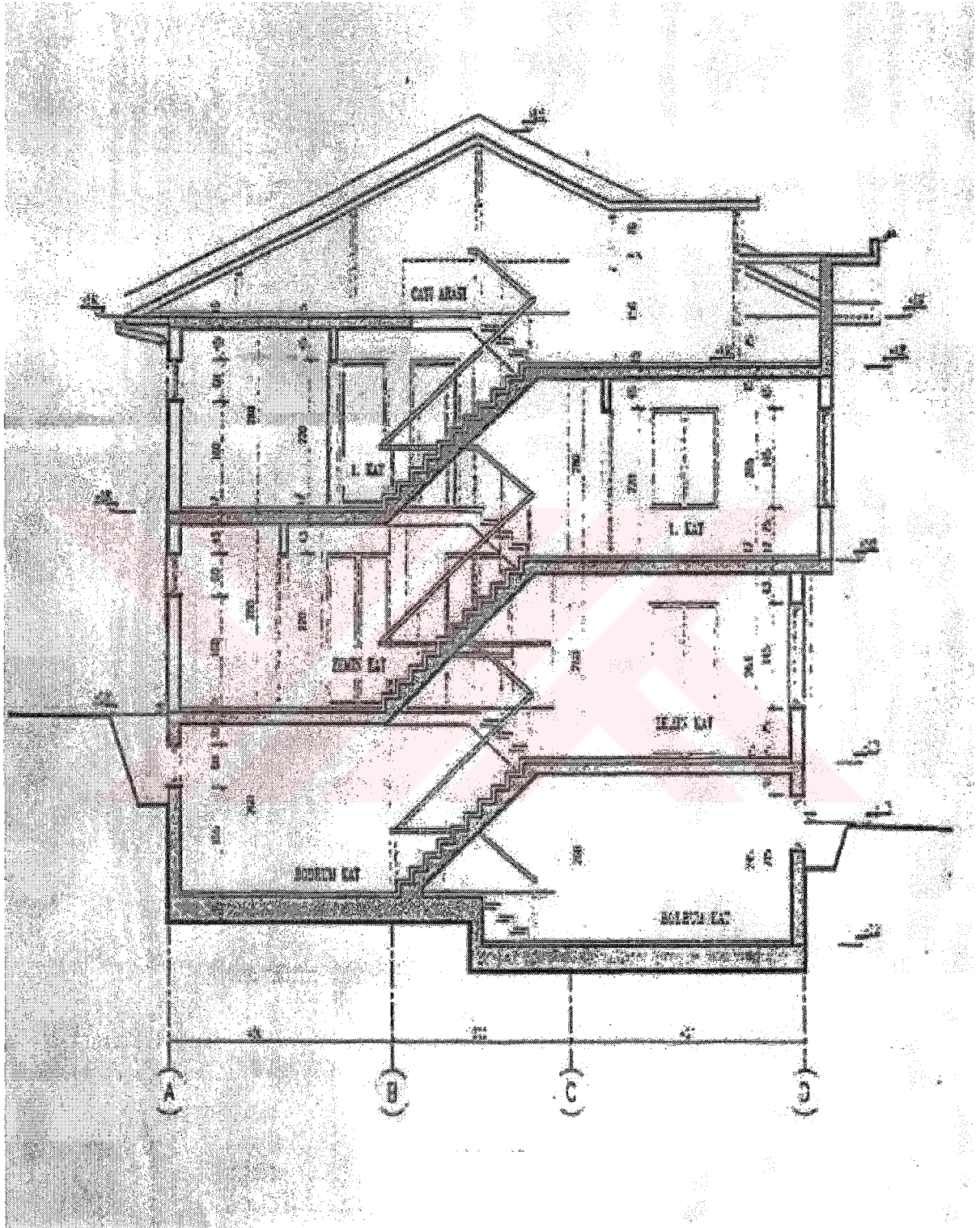
- Ek 1 Bina Projesi (Ön Görünüş, Sol Yan Görünüş)
- Ek 2 Bina Projesi (Arka Görünüş, Sağ Yan Görünüş)
- Ek 3 Bina Projesi (Bina Yan Kesiti)
- Ek 4 Bina Projesi (1. Kat Planı)
- Ek 5 Bina Projesi (Zemin Kat Planı)
- Ek 6 Bina Projesi (Bodrum Kat Planı)
- Ek 7 Thermia Villa Classic Isı Pompası- Teknik Data



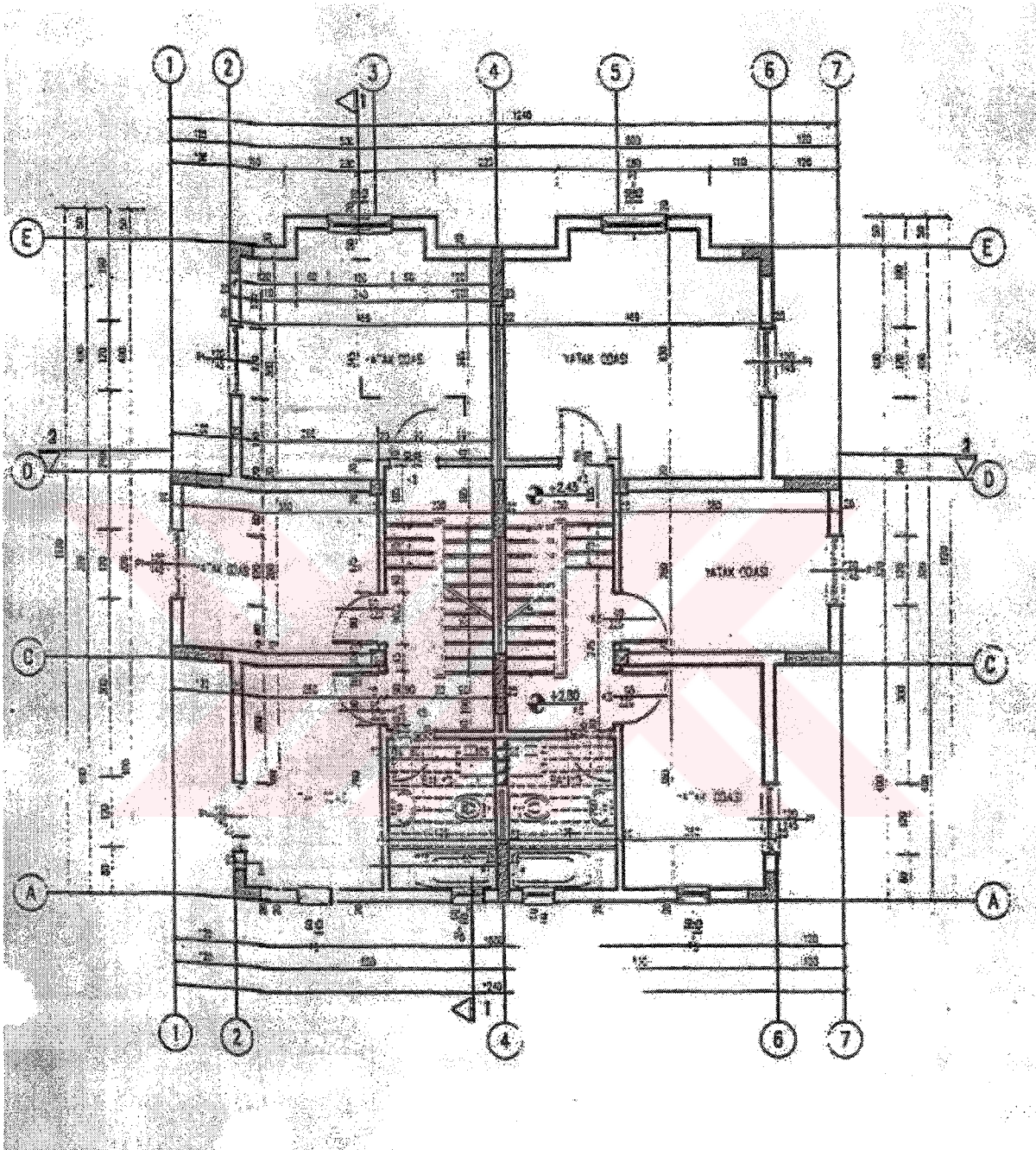
**Ek 1 Bina Projesi (Ön Görünüş, Sol Yan Görünüş)**

**Ek 2 Bina Projesi (Arka Görünüş, Sağ Yan Görünüş)****ARKA GÖRÜNÜS ( KUZEY)****SAG YAN GORUNUS ( BATI)**

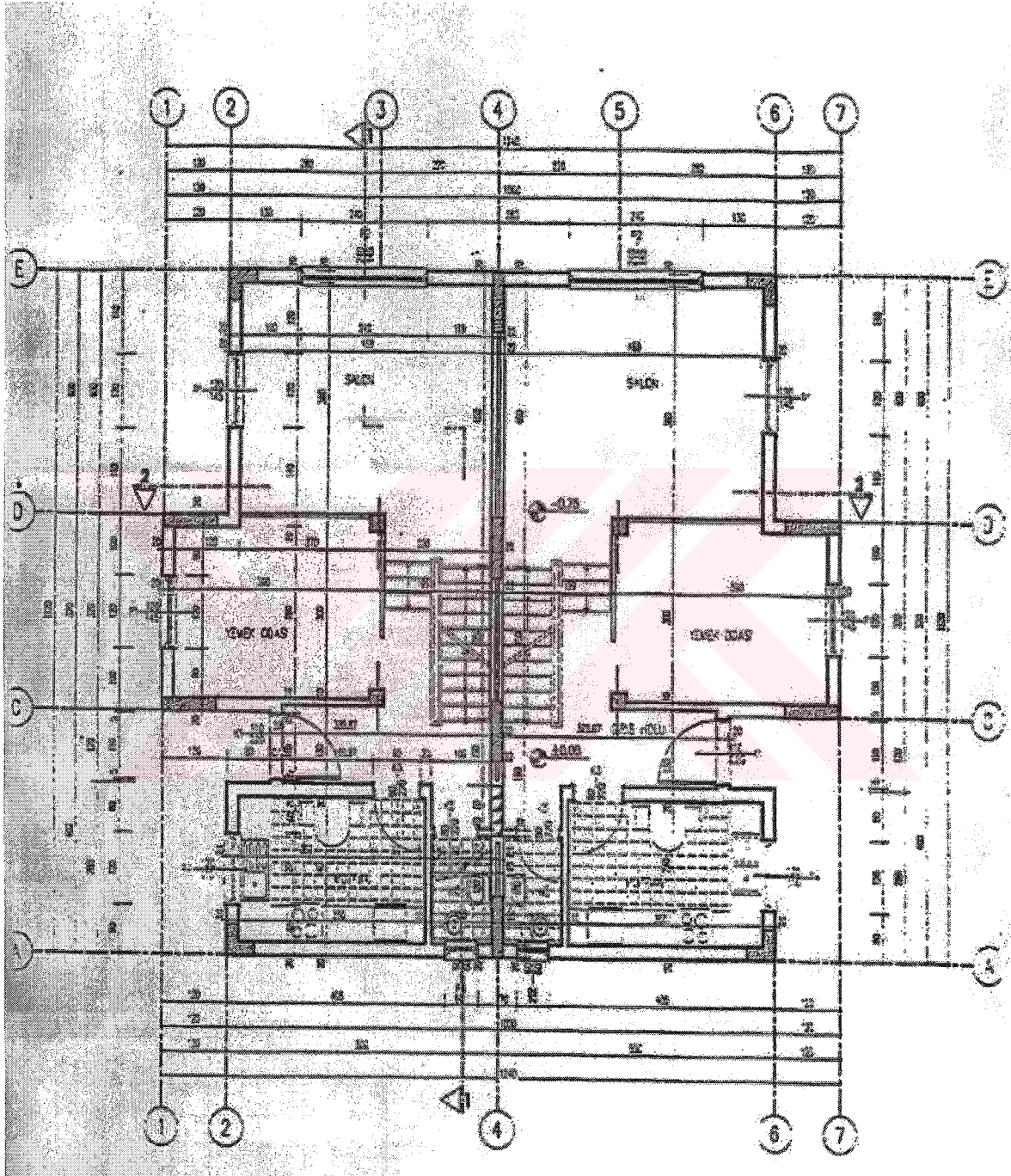
Ek 3 Bina Projesi (Bina Yan Kesiti)



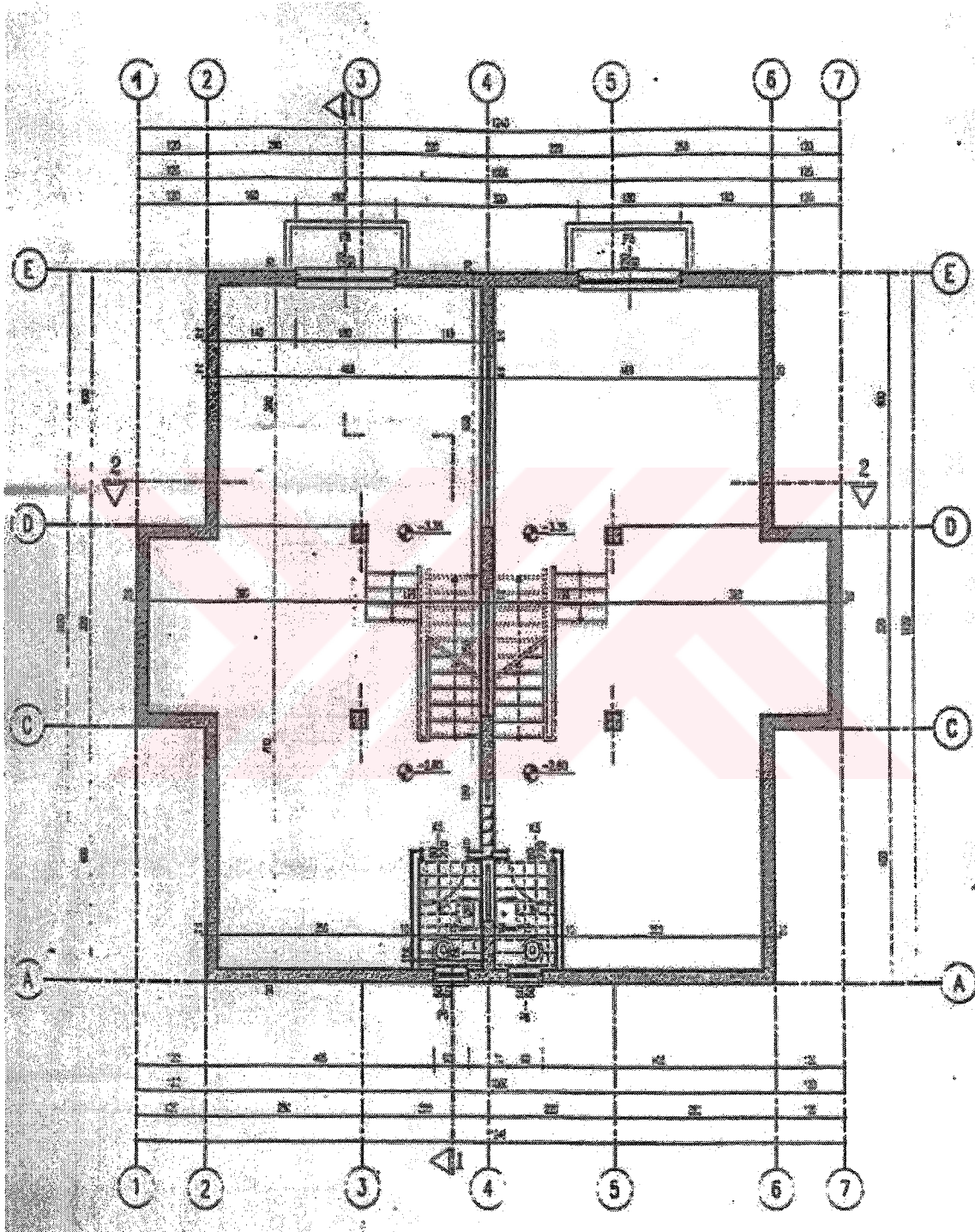
Ek 4 Bina Projesi (1. Kat Planı)



Ek 5 Bina Projesi (Zemin kat Planı)



Ek 6 Bina Projesi (Bodrum Kat Planı)

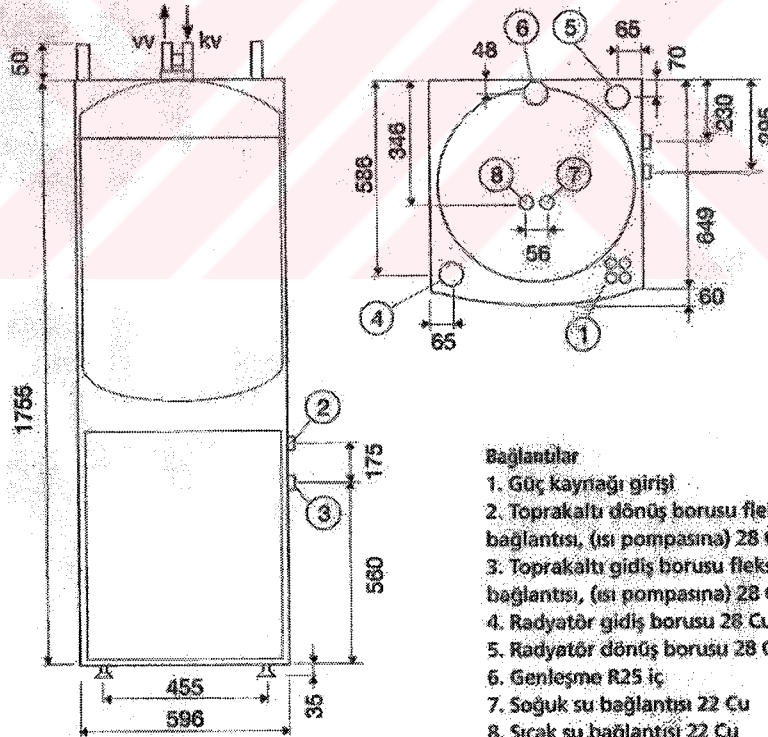


Handwritten signature and text at the bottom right corner of the page.

## Ek 7 Bina Projesi (Thermia Villa Classic Isı Pompası- Teknik Data)

Villa Classic		55	75	105	155
Soğutucu gaz. R404A	kg	1.4	1.7	1.8	2.25
Elektrik bağlantısı	volt			400V 3-N	
Güç	kW	8	8.6	9.6	11
Takviye elektrik rezistansı	kW	6	6	6	6
Ağırlık	kg	285	285	290	300
Üretilen enerji*	kW	5.4-5.0	7.2-7.1	10.2-9.4	15.6-14.7
Isıl verim	COP	4.2-2.8	4.4-3.0	4.6-3.0	4.3-3.0
Başlangıç gücü	A	22	29	29	29
Sigorta	A	16	16	16	20
Nominal debi					
>soğutma	lt/sn	0.3	0.5	0.6	0.9
>ısıtma	lt/sn	0.1	0.2	0.3	0.4
Dış basınç					
>soğutma	kPa	37	19	42	125
>ısıtma	kPa	50	41	30	50
Boylar kapasitesi	lt	150	150	150	150

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



### Bağlantılar

1. Güç kaynağı girişi
  2. Toprakaltı dönüş borusu fleksible bağlantısı, (ısı pompasına) 28 Cu\*
  3. Toprakaltı gidiş borusu fleksible bağlantısı, (ısı pompasına) 28 Cu\*
  4. Radyatör gidiş borusu 28 Cu
  5. Radyatör dönüş borusu 28 Cu
  6. Genleşme R25 iç
  7. Soğuk su bağlantısı 22 Cu
  8. Sıcak su bağlantısı 22 Cu
- \* Sağ veya sol bağlantı yapılabilir.

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 11.02.1976

Doğum yeri İstanbul

Lise 1989-1993 Özel Gürsoy Koleji

Lisans 1994-1999 İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fak.  
Kimya Mühendisliği bölümü

**Çalıştığı Kurumlar**

2000- Devam ediyor Dolunay Teknik Cihazlar ve İnşaat Sanayi Limited  
Şirketi

