

768270



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YATAY TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLİ  
TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ  
ANALİZİ

Bilsay PASTAKKAYA

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2005

**T.C  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YATAY TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLİ  
TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ  
ANALİZİ**

**Bilsay PASTAKKAYA**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bu tez 04.08.2005 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ  
Danışman



Prof. Dr. Muhiddin CAN



Doç. Dr. Recep EREN

## ÖZET

Bu çalışmanın amacı, yatay tip ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompasının analizidir. Çalışma kapsamında, ısı pompaları ile ilgili temel kavramları vermek amacıyla, ısı pompasının tarihçesi, ısı pompası teorisi ve ısı pompalarının sınıflandırılması ile ilgili genel bilgiler sunulmuş, yatay tip ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompaları ile ilgili yapılan çalışma sonucu elde edilen bilgiler analiz edilmiştir. Söz konusu sistemin projelendirilmesi ve uygulaması ile ilgili işlemler anlatılmış ve alternatif sistemlere göre avantaj ve dezavantajları belirtilmiştir.

Çalışmanın son bölümünde, konu ile ilgili varılan sonuçlar sunularak, tespit edilen olumsuzluklar ve çözümleri ile ilgili öneriler verilmiştir.

**Anahtar Sözcükler:** Isı Pompası, Toprak Kaynaklı, Yatay Tip Isı Değiştiricisi

**ABSTRACT**

The aim of this study is to analyse the ground source heat pump with horizontal type heat exchanger. In order to give the basic concepts about heat pumps, general knowledge about the history, the theory and the classification of heat pumps are presented and the information which is obtained from a study about the ground source heat pumps with horizontal type heat exchanger is analysed. The processes of the design and application of this system are described and in comparison with alternative systems its advantages and disadvantages are made clear.

At the last chapter of the study, conclusions are presented and the suggestions are made about the solutions of the problems that are already obtained.

**Key Words:** Heat Pump, Ground Source, Horizontal Type Heat Exchanger



## İÇİNDEKİLER

<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
<b>2. KAYNAK ARAŞTIRMASI</b> .....	3
2.1. Isı Pompasının Tarihsel Gelişimi.....	3
2.2. Konu ile İlgili Yapılan Çalışmalar.....	5
<b>3. ISI POMPASI TEORİSİ</b> .....	7
3.1. Isı Makineleri.....	7
3.2. Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları.....	10
<b>4. ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI</b> .....	18
4.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları.....	22
4.2. Hava Kaynaklı Isı Pompaları.....	26
4.3. Su Kaynaklı Isı Pompaları.....	28
4.4. Güneş Kaynaklı Isı Pompaları.....	30
4.5. Jeotermal Enerji Kaynaklı Isı Pompaları.....	31
4.6. Atık Isı Kaynaklı Isı Pompaları.....	33
<b>5. YATAY TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ ANALİZİ</b> .....	35
5.1. Toprak Isı Değiştiricisi Tipi Seçimi.....	35
5.1.1. Yöresel Etkenler.....	35
5.1.2. Ekonomik Etkenler.....	37
5.2. Tasarım Metodolojisi.....	39
5.3. Toprak Özellikleri.....	43
5.3.1. Toprak Yapısı.....	43
5.3.2. Toprak Isı İletim Katsayısının Hesaplanması.....	46
5.3.3. Toprak Özelliklerinin İyileştirilmesi.....	47
5.4. Toprak Isı Değiştiricilerinde Isı Geçişi.....	47
5.4.1. Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi.....	48
5.4.2. Ayna Görüntü Yöntemi.....	52
5.4.3. Toprak Direnci Hesabı.....	56
5.5. Toprak Isı Değiştiricisinin Boyutlandırılması.....	64
5.6. Örnek Bir Uygulama İçin Toprak Isı Değiştiricisi Hesabı.....	71
5.6.1. Isı Geçirgenlik Katsayılarının Hesabı.....	75
5.6.2. Isı Kaybı ve Soğutma Yüğü Hesabı.....	79
5.6.3. Toprak Isı Değiştiricisi Boyunun Hesaplanması.....	85
5.7. Toprak Isı Değiştiricisi Boru Malzemeleri.....	89
5.8. Salamuralar.....	91
5.9. Soğutucu Akışkanlar.....	93
5.10. Ekonomik Analiz.....	95
<b>6. SONUÇ VE ÖNERİLER</b> .....	98
<b>KAYNAKLAR</b> .....	100

## SİMGELER DİZİNİ

A - Yapı bileşeninin alanı	[m <sup>2</sup> ]
B - Borular arasındaki kot farkı	[m]
d - Yapı bileşeninin kalınlığı	[m]
D - Toprak ısı değiştiricisi borularını gömme derinliği	[m]
D <sub>d</sub> - Boru dış çapı	[m]
D <sub>i</sub> - Boru iç çapı	[m]
E - Elektriğin birim fiyatı	[YTL/kWh]
f - Çalışma faktörü	[-]
G - Aynı hendek içerisindeki borular arası mesafe	[m]
h - Özgöl entalpi	[kJ/kg]
h <sub>1</sub> - Kompresör giriş özgöl entalpisi	[kJ/kg]
h <sub>2</sub> - Kompresör çıkış özgöl entalpisi	[kJ/kg]
h <sub>2s</sub> - İzentropik sıkıştırmada kompresör çıkış özgöl entalpisi	[kJ/kg]
h <sub>3</sub> - Kısılma vanası giriş özgöl entalpisi	[kJ/kg]
h <sub>4</sub> - Buharlaştırıcı giriş özgöl entalpisi	[kJ/kg]
ITK- Isıtma tesir katsayısı	[-]
ITK <sub>i</sub> - İdeal ısıtma tesir katsayısı	[-]
İ - İşletim maliyeti	[YTL]
K - Kompresör gücü	[kW]
k <sub>b</sub> - Boru ısı iletim katsayısı	[W/m°C]
k <sub>t</sub> - Toprağın ısı iletim katsayısı	[W/m°C]
K <sub>t</sub> - Birim uzunluk için toprağın ısıl iletkenliği	[W/m°C]
L - Toprak ısı değiştiricisi boyu	[m]
m <sub>s</sub> - Soğutucu akışkan debisi	[kg/s]
P <sub>b</sub> - Buharlaştırıcı basıncı	[Pa]

$P_y$ - Yoğuşturucu basıncı	[Pa]
$\dot{q}$ - Topraktan çekilen ısı miktarı	[W]
$\dot{q}_a$ - Toprağa atılan ısı miktarı	[W]
$Q$ - Isı kaybı ya da soğutma yükü değeri	[W]
$Q'$ - Isı değiştiricisinin birim uzunluğundan geçen ısı miktarı	[W/m]
$Q_b$ - Buharlaştırıcıda ısı geçişi	[kj]
$Q_H$ - Yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposundan ısı geçişi	[kj]
$Q_I$ - Bina ısı kaybı	[W]
$Q_{IK}$ - Isı pompası ısıtma kapasitesi	[W]
$Q_L$ - Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposundan ısı geçişi	[kj]
$Q_S$ - Bina ısı kazancı	[W]
$Q_{SK}$ - Isı pompası soğutma kapasitesi	[W]
$Q_y$ - Yoğuşturucuda ısı geçişi	[kj]
$r$ - Hesaplanan bölgenin çizgisel kaynağa uzaklığı	[m]
$R_b$ - Boru ısıl direnci	[m°C/W]
$R_t$ - Toprak ısıl direnci	[m°C/W]
$R_{t_i}$ - i. boruya ait toprak ısı direnci	[m°C/W]
$R_{t_{i+z}}$ - i. borunun ayna görüntüsünün toprak ısı direnci	[m°C/W]
$S$ - Yıllık ortalama çalışma süresi	[h]
$S_{ij}$ - i ve j boruları arasındaki mesafe	[m]
STK - Soğutma tesir katsayısı	[-]
STK <sub>i</sub> - İdeal soğutma tesir katsayısı	[-]
$t$ - Etkilenmiş toprak sıcaklığı, salamura sıcaklığı	[°C]
$t_0$ - Etkilenmemiş toprak sıcaklığı	[°C]
$T_H$ - Yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposunun sıcaklığı	[K]
$T_L$ - Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposunun sıcaklığı	[K]

$T_m$ - Ortalama yıllık toprak sıcaklığı	[°C]
$U$ - Yapı bileşeninin ısı geçirgenlik katsayısı	[W/m <sup>2</sup> K]
$W$ - İş	[kJ]
$W_k$ -Kompresör işi	[kJ]
$X = r / 2\sqrt{\alpha_t \theta}$	[-]
$z$ - Toprak ısı değiştiricisindeki paralel boru sayısı	[-]
$\alpha_d$ - Dış yüzeylerin ısı taşınım katsayısı	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_i$ - İç yüzeylerin ısı taşınım katsayısı	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_t$ - Toprağın ısı yayılım katsayısı	[m <sup>2</sup> /h, m <sup>2</sup> /gün]
$\Delta T$ - İç ve dış ortam arasındaki sıcaklık farkı	[K, °C]
$\beta$ - İntegrasyon sabiti	[-]
$\theta$ - Zaman	[h, gün]
$\gamma$ - Toprağın kuru yoğunluğu	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\psi$ - Topraktaki nem oranı	[-]
$\lambda$ - Yapı bileşeninin ısı iletkenlik hesap değeri	[W/mK]
$\eta_{th}$ - Isı makineleri için ısı verim	[-]
$\eta_{EM}$ - Elektrik motor verimi	[-]
$\eta_{ik}$ - Kompresör iç verimi	[-]
$\eta_{KK}$ - Kayış kasnak verimi	[-]
$\eta_{MK}$ - Mekanik verim	[-]

### KISALTMALAR DİZİNİ

IP - Isı Pompası

IPT - Isı Pompası Tesisi

IGSHPA - International Ground Source Heat Pump Association

MBS - Mekanik Buhar Sıkıştırmalı

SASA – Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem

TKIP - Toprak Kaynaklı Isı Pompası

YKIP - Yer Kaynaklı Isı Pompası



## ŞEKİLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Isı çoğaltıcısı.....	4
Şekil 3.1. Isı makinelerinin çalışma prensibi.....	8
Şekil 3.2. Buharlı güç santralleri.....	9
Şekil 3.3. Bir soğutma makinesinin şematik görünümü.....	11
Şekil 3.4. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi.....	12
Şekil 3.5. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin T-s ve InP-h diyagramları üzerinde gösterimi.....	13
Şekil 3.6. Isı pompası ile yapılan ısıtma ve soğutma işlemi.....	15
Şekil 3.7. Isı pompasının çalışma prensibi.....	16
Şekil 3.8. Toprak ve su kaynaklı ısı pompası.....	17
Şekil 4.1. Bir konutun ısı pompası ile ısıtılmasında kullanılan ısı kaynakları.....	21
Şekil 4.2. Isı kaynaklarının sıcaklık değerlerinin dış ortam sıcaklığına göre değişimi.....	22
Şekil 4.3. Yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası.....	23
Şekil 4.4. Dikey tip ısı değiştiricili ısı pompası.....	23
Şekil 4.5. Salamuranın akış yollarına göre yatay tip ısı değiştiricileri.....	24
Şekil 4.6. Salamuranın akış yollarına göre dikey tip ısı değiştiricileri.....	24
Şekil 4.7. 1,5 m derinlikteki toprak sıcaklığıyla hava sıcaklığının yıl boyunca yaklaşık değişimi.....	26
Şekil 4.8. Hava/su ısı pompasının şeması ve iç görünüşü (Viessmann).....	27
Şekil 4.9. Toplam tesir katsayısının dış hava sıcaklığı ile değişimi.....	27
Şekil 4.10. Isı kaynağı olarak kuyu suyunu kullanan açık çevrimli su kaynaklı ısı pompası.....	29
Şekil 4.11. Isı kaynağı olarak kullanılan göl suyunun içerisine yerleştirilen ısı değiştiricileri.....	29
Şekil 4.12. Direkt sistemli güneş kaynaklı ısı pompası.....	31
Şekil 4.13. Dünyada jeotermal enerjinin kullanım alanları.....	32
Şekil 4.14. Ülkemizin neotektoniği-volkanik etkinliği ve jeotermal alanlar.....	33
Şekil 5.1. Yatay tip toprak ısı değiştiricisinin toprağa yerleştirilmesi.....	36
Şekil 5.2. Dikey tip toprak ısı değiştiricisinin toprağa yerleştirilmesi.....	37
Şekil 5.3. Yatay tip ısı değiştiricisinin yerleştirilmesi için yapılan hafriyat işlemi.....	38
Şekil 5.4. Dikey tip ısı değiştiricisinin yerleştirilmesi için yapılan delme işlemi.....	38
Şekil 5.5. Toprak kaynaklı ısı pompaları (TKIP) için tasarım metodolojisinin algoritması.....	42

Şekil 5.6. Toprak ısı direncinin yoğunluk ve nem içeriğine göre değişimi.....	44
Şekil 5.7. Elemanların yüzdesine göre toprak sınıflandırılması.....	45
Şekil 5.8. Eşit güçlü iki kaynak için ısı akış eğrileri.....	53
Şekil 5.9. Adyabatik yüzey şartı için elde edilen eş sıcaklık ve ısı akış eğrileri.....	54
Şekil 5.10. İzotermal yüzey şartı için elde edilen eş sıcaklık ve ısı akış eğrileri.....	55
Şekil 5.11. Tek borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası.....	57
Şekil 5.12. Tek borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası için toprak direnci hesabı.....	57
Şekil 5.13. Düzenleme şekli 2x1 olan çift borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası.....	59
Şekil 5.14. Düzenleme şekli 2x1 olan çift borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası için toprak ısı direnci hesabı.....	59
Şekil 5.15. Düzenleme şekli 1x2 olan çift borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası.....	60
Şekil 5.16. Düzenleme şekli 1x2 olan çift borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası için toprak ısı direnci hesabı.....	60
Şekil 5.17. Düzenleme şekli 2x2 olan dört borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası.....	61
Şekil 5.18. Düzenleme şekli 4x1 olan dört borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası.....	61
Şekil 5.19. Düzenleme şekli 2x2 olan dört borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası için toprak ısı direnci hesabı.....	62
Şekil 5.20. Düzenleme şekli 4x1 olan dört borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası için toprak ısı direnci hesabı.....	63
Şekil 5.21. Toprak sıcaklığının yıllık değişimi.....	66
Şekil 5.22. Çeşitli toprak cinsleri için derinliğe göre sıcaklık değişimi.....	66
Şekil 5.23. Test odasının şematik görünümü.....	72
Şekil 5.24. Yapı elemanları.....	74
Şekil 5.25. Plastik esaslı toprak ısı değiştiricisi.....	89

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

Çizelge 4.1. Isı pompalarının sınıflandırılması.....	18
Çizelge 4.2. Isı pompalarının ve ısı pompası tesislerinin isimlendirilmesi.....	20
Çizelge 5.1. I(X) integral değerleri.....	50
Çizelge 5.2. Toprak direnci değerleri.....	67
Çizelge 5.3. Farklı boru tipleri için boru direnç değerleri.....	68
Çizelge 5.4. Isı kaybı ve soğutma yükü hesaplamaları için ölçülen sıcaklık değerleri...73	
Çizelge 5.5. Isı pompası sistemine ait parametrelerin ölçüm değerleri.....	85
Çizelge 5.6. Polibütülen boru malzemesinin özellikleri .....	90
Çizelge 5.7. Polietilen boru malzemesinin özellikleri.....	90
Çizelge 5.8. Etilen glikol ve propilen glikolün fiziksel özellikleri.....	93

## 1. GİRİŞ

Enerji kavramının gittikçe önem kazandığı, ulusların gelişmişlik seviyelerinin kullandıkları enerji miktarıyla ölçüldüğü ve enerji kaynaklarına sahip olma arzusunun çeşitli bahaneler ardına gizlenerek, ülkelerin işgal edildiği günümüzde; şüphesiz en önemli kavram, enerjinin verimli kullanılmasıdır. Fosil yakıt kaynaklarının yakın gelecekte tükenecek olması ve söz konusu yakıtların kullanılmasına bağlı yaşanan çevre sorunları bu kavramın önemini arttırmakta ve insanları yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanmaya sevk etmektedir.

Bu noktada, birincil enerji kaynaklarını en yüksek verimle kullanması ve alternatiflerine göre en çevreci sistem olması sebebiyle, ısı pompası sistemleri mevcut sorunlara önemli bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Isı pompaları, ısı enerjisini, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından alıp, yardımcı bir enerji kaynağı vasıtasıyla, yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına sevk eden sistemlerdir. Bu şekildeki enerji akışıyla ısıtma işlemi yapılırken, akışın ters yönde çevrilmesiyle, soğutma işlemi gerçekleştirilebilir. Isı pompası sistemleri enerji kaynağı olarak, toprak, su, hava, güneş, jeotermal enerji ya da atık ısı enerjisini kullanırlar ve genellikle kullandıkları enerji kaynağına göre adlandırılırlar.

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağın doğal ısı depolama özelliğinden yararlanır. Toprağa uygun şekilde yerleştirilen bir toprak ısı değiştiricisi içerisinden geçirilen akışkan, toprakta bulunan düşük sıcaklıktaki ısı enerjisini çekerek ısı pompasına gönderir. Temelde, elektrik enerjisi ile tahrik edilen bir soğutma cihazı olan ısı pompası, akışkandan aldığı ısıyı, ısıtılmak istenen mahale göndererek ısıtma işlemini gerçekleştirir. Akışın ters yönde gerçekleştirilmesi durumunda da mahalın soğutulması sağlanır. Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprak ısı değiştiricisinin, toprağa yerleştirilme şekline göre ikiye ayrılır. Yatay tip ve dikey tip ısı değiştiricili ısı pompaları olarak adlandırılan bu sistemlerin, uygulama açısından birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları mevcuttur. Isı kaynağı olarak toprağın kullanımı, diğer kaynakların kullanımına göre daha pahalı olsa da toprak kaynaklı ısı pompalarının ısıtma tesir katsayılarının (ITK) yüksek oluşu, bu sistemleri daha cazip hale getirmektedir.

Isı pompalarının kullanımı, alternatiflerine nazaran sahip olduğu bir çok avantaj nedeniyle, dünya çapında gün geçtikçe artmaktadır. Ne yazık ki ülkemizde kullanımı

azdır ve konu ile ilgili yapılan araştırmalar yetersiz seviyededir. Bu olumsuz durumun en önemli sebebi ise ısı pompası sistemlerinin yeterince tanınmaması ve dolayısıyla konuya yeterince ilgi gösterilmemesidir.

Bu alışma, ısı pompası sistemleri ile ilgili ülkemizde yaşanan bu olumsuz durumun, bir nebze de olsa giderilmesini ve konu ile ilgili gelecekte yapılacak çalışmaların bir adım daha ileri gitmesi için bir basamak olmasını amaçlamaktadır. Çalışma dahilinde, ısı pompası sistemlerinin tarihsel gelişimi, teorisi ve sınıflandırılması hakkında temel bilgiler sunulacak, yatay tip ısı değiştircili toprak kaynaklı ısı pompaları ile ilgili, yapılan kapsamlı araştırma ve analizler sonucu elde edilen bilgiler ve sonuçlar verilecektir.



## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

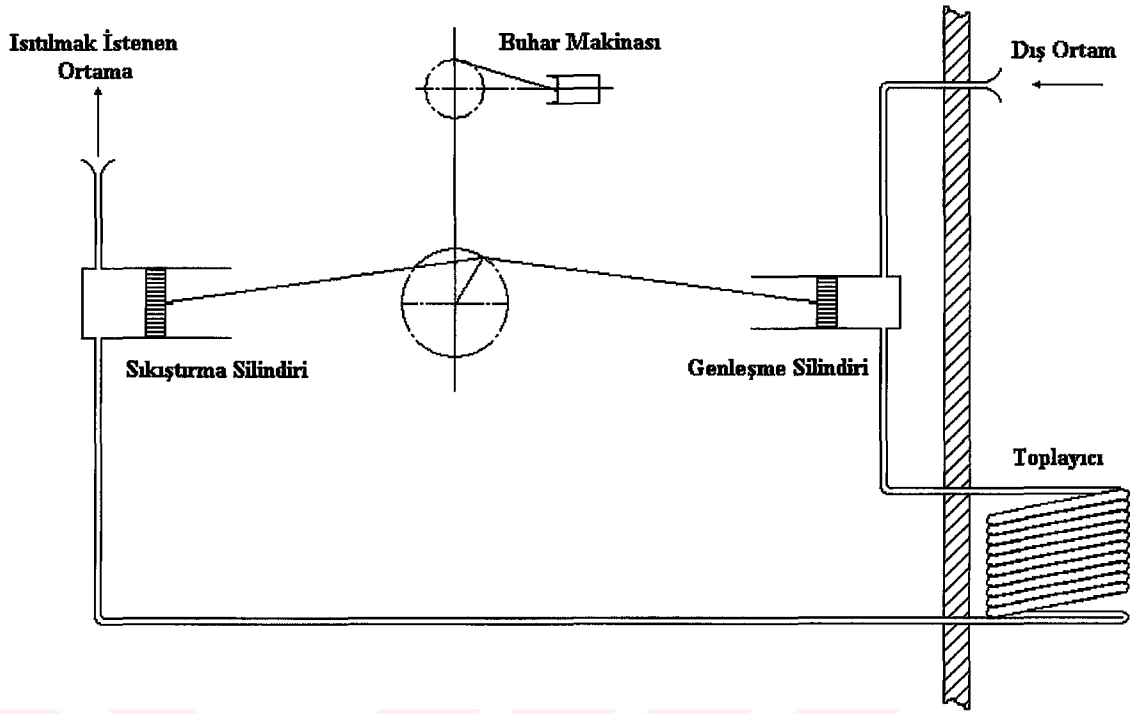
Isı pompası kavramının ilk kez ortaya atılışı 19. yüzyılın sonlarına doğru olmuş, bu tarihten günümüze kadar birçok teknolojik gelişim yaşanmış ve bu gelişim tarihte yaşanan birçok olaydan etkilenecek günümüze kadar ulaşmıştır. Isı pompasının öneminin anlaşılması açısından tarihi gelişiminin bilinmesi ayrı bir önem arz eder. Bu bölümde ısı pompasının tarihsel gelişimi açıklanacak ve ısı pompası ile ilgili dünyada ve ülkemizde yapılan başlıca çalışmalar belirtilecektir.

### 2.1. Isı Pompasının Tarihsel Gelişimi

Isı pompasının temel prensibi ilk kez Nicholas Carnot tarafından 1824 yılında ortaya atılmıştır. Ancak ilk uygulamalı ısı pompası sistemini öneren, 1852 yılında Lord Kelvin (William Thomson) olmuştur. "Isı Çoğaltıcısı" adını verdiği cihaz ile, bir soğutma makinesinin, aynı zamanda ısıtma için de kullanılabileceğini belirtmiştir (Reay ve Macmichael 1979). Havanın iş yapan akışkan olarak kullanıldığı bu sistemde, dış ortam havası genişleme silindire çekilerek, sıcaklığının ve basıncının düşürülmesi sağlanır. Ardından dış ortama yerleştirilen bir ısı değiştiricisinden geçirilen hava, dış ortamdan ısı çeker. Isınan havanın basıncı sıkıştırma silindir tarafından tekrar atmosfer basıncına çıkarılır. Isınan hava, ısıtılmak istenen ortama verilerek, ısıtma işlemi sağlanır. Şekil 2.1.'de Lord Kelvin'in öngördüğü sistemin şematik olarak görünümü yer almaktadır.

Lord Kelvin'in yayınlamış olduğu bu çalışmada, her ne kadar kapalı döngü buhar sıkıştırma bir makineyi öngörmüş olsa da, dönemin şartlarında soğutucu akışkanların ve tahrik motorlarının eksikliği, gerçek anlamda modern bir ısı pompası tasarlamasına olanak vermemiştir (Heap 1979).

Bu tarihten sonra birçok araştırmacı konu ile ilgilenmiş ancak ortamın ısıtılmasıyla ilgili pratik bir çözüme ulaşamamıştır. İlk ısı pompası uygulaması 1920'li yıllarda, Krauss ve Morley tarafından düşünülmüşse de, gerçek anlamda ilk ısı pompası uygulaması İskoçyalı Haldare tarafından yapılmıştır. Haldare, 1927 yılında İskoçya'da yaptığı çalışmada, bir evin ısıtılmasını ve kullanım için sıcak su eldesini, dış ortam havasını ısı kaynağı olarak kullanan bir ısı pompası vasıtasıyla sağlamıştır.



Şekil 2.1. Isı çoğaltıcısı (Reay ve Macmichael 1979)

Haldare'nin çalışmasından sonra ısı pompalarına olan ilgi artmış ve konu ile ilgili çalışmalar ivme kazanmıştır. 1938 yılında Zürih Belediye Sarayı'nı ısıtmak amacıyla yapılan 175 kW. gücündeki ısı pompası sistemi, Avrupa'da kurulan ilk büyük ısı pompasıdır. Daha sonra yapılan birçok uygulama ile hayata geçirilen ısı pompası sistemleri, Avrupa ve Amerika'da yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır.

1950'li yıllarda petrol fiyatlarının gerilemesinden ötürü ısı pompalarına olan ilgili azalsa da 1970'li yıllarda meydana gelen ekonomik kriz, petrol fiyatlarını arttırmış ve ısı pompaları yeniden ilgi odağı haline gelmiştir. Bu tarihten sonra ısı pompası sistemlerinin geliştirilmesinde önemli aşamalar kaydedilmiştir. Bu çalışmalar sonucunda sadece Amerika Birleşik Devletleri'nde 1972 yılında hava-hava prensibine göre çalışan ısı pompası adedi 94.000 iken, 1978 yılında, yaklaşık %495'lik bir artış göstererek 560.000 seviyesine ulaşmıştır. 1980'lerde doğal gazın ısıtmada kullanımı sonucunda piyasanın gelişmesi gerilemese bile azalmıştır (Ataman 1991). Günümüzde ise, gerek fosil yakıtların giderek tükeniyor olması, gerek fiyatları, gerekse kullanımına bağlı ortaya çıkan çevre sorunları nedeniyle, ısı pompası sistemlerine olan ilgi, tekrar artmaya başlamıştır.

Isı pompası uygulamalarında, toprağın ısı kaynağı olarak kullanılması fikri, ilk kez 1912 yılında, İsviçre’de Zoelly tarafından alınan patentle ortaya konulmuştur. 1940’lı yıllarda toprak içerisine gömülen metal serpantinler içerisinde salamura dolaştırılarak, sistemin yararı etkili bir şekilde gösterilse de toprak serpantinlerinde meydana gelen korozyon, sistemi kullanışsız kılmış ve hava kaynaklı ısı pompalarının gelişimini zorlamıştır. Ardından plastik boruların kullanılmasıyla korozyon sorunlarının üstesinden gelinmiş ve toprak kaynaklı ısı pompaları üzerine yapılan çalışmalar hızlanmıştır. 1973 yılında meydana gelen petrol krizi, şüphesiz toprak kaynaklı ısı pompaları için bir dönüm noktasıdır ve bu tarihten sonra bir çok ülkede başlatılan konu ile ilgili çalışmalar, günümüzde kullanılan gelişmiş teknoloji ürünü, yüksek verimli toprak kaynaklı ısı pompalarının temelini oluşturmuştur.

## 2.2. Konu ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Literatürde araştırma yapıldığında, toprak kaynaklı ısı pompaları ile ilgili sayısız çalışmaya rastlanır. Yapılan çalışmalar tasarım, performans, ekonomik analiz vb. şeklinde sınıflandırılabilir. Bu bölümde, toprak kaynaklı ısı pompaları ile yapılan başlıca çalışmalar ele alınacak ve ülkemizde konu ile ilgili yapılan çalışmalara değinilecektir.

Toprak kaynaklı ısı pompaları ile ilgili yapılan ilk çalışmaları, II. Dünya Savaşı ardından başlamıştır. Ingersol (Ingersol 1954) ısının topraktan borular aracılığıyla çekilmesinin matematik modellenmesi üzerine çalışmış ve Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisi’ni kullanarak, topraktaki sıcaklık dağılımlarını yaklaşık bir sonuçla elde etmiştir. Partin, kapalı çevrimli toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması üzerine yaptığı çalışmasında belirlenen bir toprak kaynağının toplam iletkenliğinin ölçülmesiyle ilgili bir yöntem vermiş (Partin 1985), Couvillion, laboratuvar ortamında toprak ısı değiştiricisinin simülasyonunu gerçekleştirmiştir (Couvillion 1985). Catan ve Baxter, kuzey iklimlerindeki uygulamalarda, toprak kaynaklı ısı pompalarının ekonomik açıdan optimum analizini incelemiştir (Catan ve Baxter 1985). Çalışmasında, güney iklimlerinde toprak veya su kaynaklı ısı pompalarının tasarımına yönelik esaslar veren Kavanaugh, sistemlerin çeşitli açılardan avantajlarını belirtmiştir (Kavanaugh 1989). Safemazandarani ve arkadaşları, çalışmalarında direkt genleşmeli toprak kaynaklı ısı



pompası sistemlerinin simülasyonu için matematiksel bir model geliştirmiştir (Safemazandarani ve ark. 1990). Martin, tek borulu yatay tip ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompasının tasarımında kullanılan parametrelerin değişiminin etkisini inceleyen bir çalışma yapmıştır (Martin 1990). Healey ve Uğursal, değişik parametrelerin yer kaynaklı ısı pompasının performansına etkisinin bir bilgisayar modeli kullanarak belirlenmesine çalışmıştır (Healy ve Uğursal 1997).

Ülkemizde konu ile ilgili yapılan çalışmalar, teorik ve deneysel çalışmalar şeklinde sınıflandırılabilir. Üniversitelerimizde yapılan teorik çalışmalara, bir çok makale ve bildiri (Kılıkış 1981, Taner 1986, Hepbaşlı ve Ertöz 1999, Hepbaşlı ve Hancıoğlu 2001), yüksek lisans ve doktora tezi çalışmaları (Hepbaşlı 1985, Babür 1986, Ataman 1991, Kara 1999, Yılmaz 2000) örnek olarak verilebilir.

Ülkemizde ısı pompası ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar ise, konunun önemine nazaran, ne yazık ki az miktardadır. Babür tarafından 1986 yılında, "Toprak Kaynaklı Isı Pompası Tasarımı ve Yapımı" isimli yüksek lisans çalışması, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yapılmıştır (Babür 1986). Kara tarafından yapılan "Düşük Sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Bina Isıtmada Kullanımı" isimli doktora çalışması 1999 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü'nde gerçekleştirilmiştir. 2000 yılında Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde bulunan taban alanı  $65 \text{ m}^2$ , ısıtma kapasitesi 3,8 kW ve soğutma kapasitesi 4,2 kW olan bir dersliğin, toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtılması/soğutulması amacıyla bir deney düzeneği tasarlanarak kurulmuştur (Hepbaşlı ve Hancıoğlu 2001). Elazığ Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi'nde bulunan, ısıtma yükü 2,55 kW olan test odası için, yatay tip ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin tasarımı ve imali yapılmıştır. Şubat 2003 tarihinde yapılan deneylerle, ısı pompası ünitesinin ve ısı pompası sisteminin performansı bulunmuş, ayrıca, pis su rogarının salamura sıcaklıkları üzerindeki etkisi de incelenmiştir (Esen ve ark. 2003).

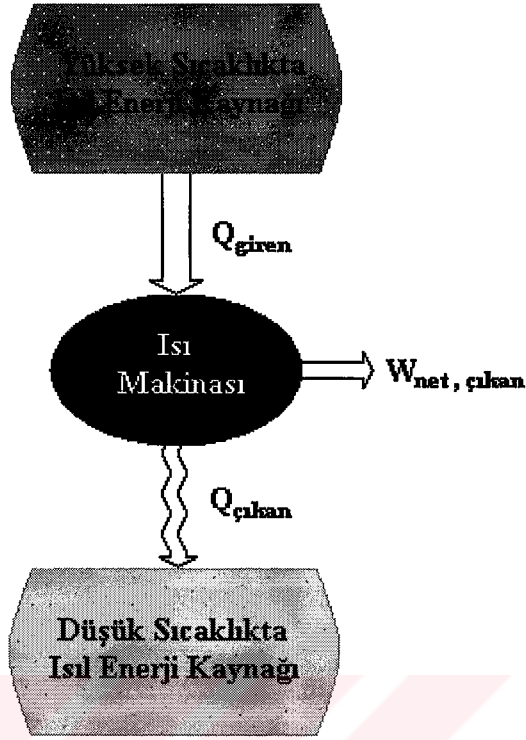
### 3. ISI POMPASI TEORİSİ

Isı pompaları, önceki bölümlerde de değinildiği üzere, ısı enerjisini, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından alıp, yardımcı bir enerji kaynağını kullanarak, yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına sevk eden sistemlerdir. Bilindiği gibi ısı, yüksek sıcaklıktaki ortamdan, düşük sıcaklıktaki ortama kendiliğinden geçer. Örneğin, içerisinde 70 °C'de çay bulunan bir bardağın, sıcaklığı 20 °C olan bir ortamda bulunan masa üzerine bıraktığımızda, aralarındaki sıcaklık farkı nedeniyle çayın sahip olduğu ısının bir kısmı, çayın ve ortamın ısıyı aynı oluncaya dek ortama geçecektir. Bu olayın tam tersini düşünelim. Ortamda bulunan ısı enerjisinin, kendiliğinden bardak içerisindeki çaya geçerek, çayın sıcaklığını arttırması mümkün değildir ve bu olay termodinamiğin ikinci kanunuyla açıklanır. Bu noktada termodinamiğin ikinci kanununun açıklanmasının Clausius ifadesine göre yapılması, konumuz açısından daha uygun olacaktır. Termodinamiğin ikinci kanunu, Clausius ifadesine göre, termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin, başka hiçbir enerji etkileşiminde bulunmadan, düşük sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme ısı vermesi olanaksızdır (Çengel ve Boles 1996).

Temelde bir soğutma makinesi olan ısı pompalarının, teorik olarak açıklanmasında, ısı makinesi ve soğutma makinesi kavramlarının irdelenmesi önemlidir. Bu nedenle çalışmanın bu bölümünde, ısı makineleri ve soğutma makineleri ile ilgili temel bilgiler sunulacak, ısı pompasının teorik olarak analizi yapılacaktır.

#### 3.1. Isı Makineleri

Isı makineleri, ısı enerjisinin işe dönüşmesini sağlayan sistemlerdir. Isı makinesi kavramı, çoğu zaman termodinamik bir kavram oluşturursun ya da oluşturmasın, tüm iş yapan makineleri kapsayan daha geniş bir anlamda kullanılır (Çengel ve Boles 1996). Çalışma prensibi açısından ısı makineleri, yüksek sıcaklıktaki bir ısı enerjisi kaynağından aldıkları ısı enerjisinin bir bölümünü işe dönüştürür, geri kalan kısmını düşük sıcaklıktaki bir enerji kaynağına verir. Isı makinelerinin çalışma prensibinin şematik görünümü Şekil 3.1'de verilmiştir.



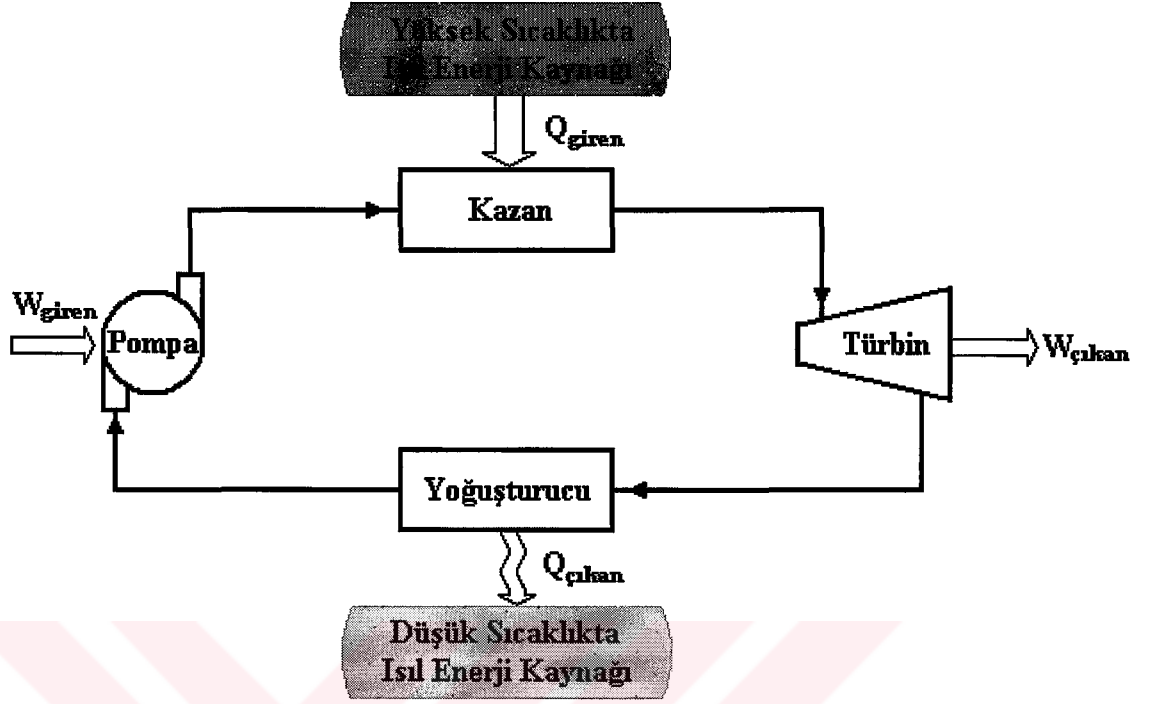
Şekil 3.1. Isı makinelerinin çalışma prensibi

Isı makinesi kavramının açıklanmasında, ısı makinesi tanımına en çok uyan makine olması nedeniyle, buharlı güç santralleri örnek olarak verilebilir. Buharlı güç santrallerinde, kullanılan yakıtın bir kazan içerisinde yakılmasıyla, kimyasal enerji ısı enerjisine dönüştürülür ve bu enerji, aracı akışkan olan suya aktarılır ( $Q_{giren}$ ). Aldığı ısı enerjisi ile buhar haline dönüşen su, bir türbinden geçirilerek genişler ve türbini döndürerek iş yapar ( $W_{çıkan}$ ). Türbinden çıktıktan sonra, yoğuşturucudan geçerek ısı atan ( $Q_{çıkan}$ ) su, bir pompa tarafından kazan basıncına sıkıştırılarak ( $W_{giren}$ ), kazana geri gönderilir. Buharlı güç santrallerinin çalışma şekli, Şekil 3.2' de gösterilmektedir.

Buharlı güç santrali için net iş, santralin yaptığı toplam işle santrale sağlanması gereken iş arasındaki farktır.

$$W_{net,çıkan} = W_{çıkan} - W_{giren} \quad [kj] \quad (3.1)$$

Sistemin kapalı sistem olduğu kabul edilirse, çevrim oluşturan bir dizi hal değişiminden geçen kapalı sistem için iç enerji değişimi sıfır olduğundan, sistemin net işi, net ısı alışverişine eşittir:



Şekil 3.2. Buharlı güç santralleri

$$W_{net,çıkan} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \quad [kj] \quad (3.2)$$

Bilindiği üzere verim, elde edilmek istenen değerin, bu değeri elde etmek için harcanan değere oranıdır. Isı makinelerinde, elde edilmek istenen değer yapılan net iş ( $W_{net,çıkan}$ ), net işin elde edilmesi için harcanan değer ise aracı akışkana verilen ısı enerjisidir ( $Q_{giren}$ ). Bu durumda ısı makineleri için ısı verim ( $\eta_{th}$ ), şu şekilde ifade edilebilir:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_{giren}} \quad (3.3)$$

$W_{net,çıkan} = Q_{giren} - Q_{çıkan}$  olduğundan, ısı verim şu şekilde de ifade edilebilir:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \quad (3.4)$$

Isı pompaları, düşük sıcaklıktaki ( $T_L$ ) ısı enerji kaynağı ile, yüksek sıcaklıktaki ( $T_H$ ) ısı enerji kaynağı arasında bir çevrim oluştururlar. Isı makineleri, soğutma

makinelere ve ısı pompalarının anlatımında aynı ifadelerin kullanılması açısından,  $Q_H$  ve  $Q_L$  büyüklüklerini tanımlamak yararlı olacaktır.

$Q_H$  = Çevrimle  $T_H$  sıcaklığındaki ortam arasındaki ısı geçişinin mutlak değeri

$Q_L$  = Çevrimle  $T_L$  sıcaklığındaki ortam arasındaki ısı geçişinin mutlak değeri

Bu ifadelerin kullanımıyla ısı makineleri için ısı verim;

$$W_{net,çıkan} = Q_H - Q_L \quad (3.5)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_H} \quad (3.6)$$

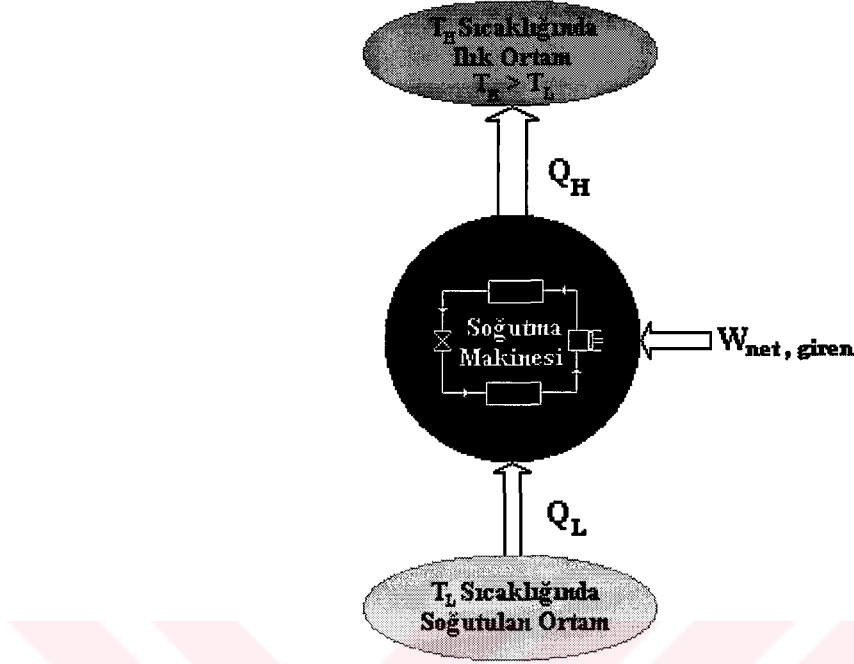
$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (3.7)$$

$Q_L$  ve  $Q_H$  değerleri her zaman pozitif değerlerde olduğundan, bir ısı makinesinin ısı verimi her zaman birden küçüktür.

$$\eta_{th} < 1$$

### 3.2. Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları

Yüksek sıcaklıktaki ( $T_H$ ) ısı kaynağından düşük sıcaklıktaki ( $T_L$ ) ısı kaynağına ısı geçmesi, doğal bir olaydır. Ancak bu olay tersinmezdir. Yani, termodinamiğin ikinci kanununda da belirtildiği gibi, düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından, yüksek sıcaklıktaki bir ısı kaynağına ısı geçişinin kendiliğinden gerçekleşmesi olanaksızdır. Bu olay, ancak soğutma makineleri yardımıyla gerçekleşebilir. Soğutma makineleri, yardımcı bir enerji kaynağı vasıtasıyla, ısının düşük sıcaklıktaki kaynaktan, yüksek sıcaklıktaki kaynağa geçmesini sağlayan sistemlerdir. Şekil 3.3.'de soğutma makinesinin şematik görünümü yer almaktadır. Soğutma makineleri de ısı makineleri gibi bir çevrimi esas alarak çalışır. Bu çevrimde kullanılan aracı akışkan, soğutucu akışkan olarak adlandırılır (Çengel ve Boles 1996).



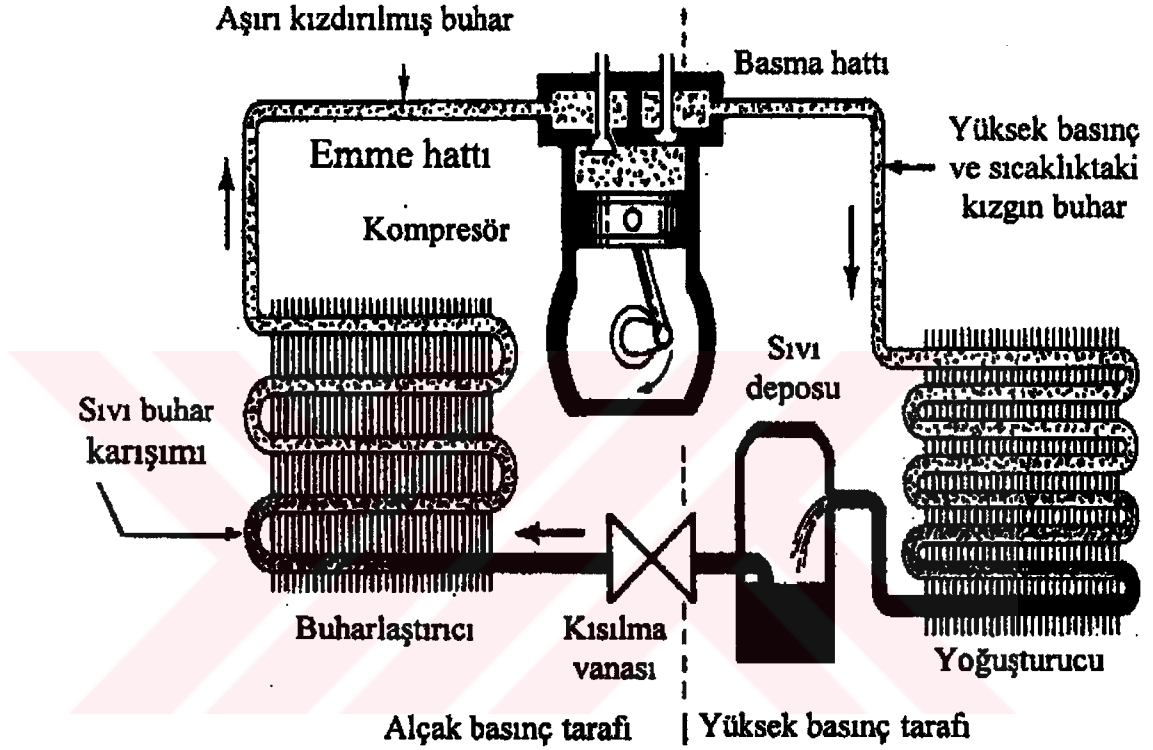
Şekil 3.3. Bir soğutma makinesinin şematik görünümü

Çalışma prensibi açısından bir çok farklı soğutma çevrimi bulunmaktadır. Bu sistemlerin bilinen başlıcaları şu şekilde sıralanabilir (Yamankaradeniz ve ark. 2002):

1. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi
2. Absorbsiyonlu soğutma sistemi
3. Adsorbsiyonlu soğutma sistemi
4. Buhar-jet (ejektör) soğutma sistemi
5. Hava soğutma sistemi
6. Termoelektrik soğutma sistemi
7. Vortex tüpü
8. Paramagnetik soğutma
9. Sterling soğutma sistemi

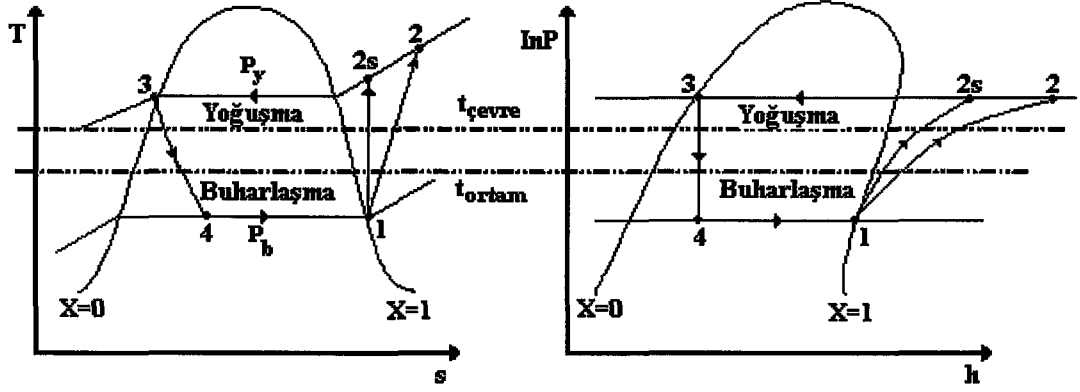
Soğutma makinelerinin açıklanmasında, en yaygın olarak bilinen, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi kullanılacaktır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevriminin temel elemanları, kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcıdır. Şekil 3.4., bu sistemin temel elemanlarını ve çalışma şeklini göstermektedir. Çevrimde soğutulmak istenen ortama bir buharlaştırıcı, ısının atılacağı ortama ise bir yoğuşturucu yerleştirilmiştir. Kompresör tarafından yüksek basınca

sıkıştırılan soğutucu akışkan, kızgın buhar halinde yoğuşturucuya gönderilir ve yoğuşturucuda ısı vererek, kısılma vanasına sevk edilir. Kısılma vanasında basıncı düşürülerek ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya gönderilir ve sıcaklığı, soğutulmak istenen ortamdaki daha düşük olduğundan, ortamdaki ısı çekerek ortamın soğumasını sağlar. Ortamdan çektiği ısı ile doymuş buhar haline gelen soğutucu akışkan, kompresör tarafından emilir ve çevrim bu şekilde devam eder.



Şekil 3.4. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi (Anonim 1992)

Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sisteminin termodinamik analizi için, Şekil 3.5’de soğutma çevrimi, T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterilmektedir. Buhar sıkıştırımlı tek kademeli soğutma sisteminde, sistemi oluşturan her bir eleman açık sistem (SASA) olarak incelenmektedir (Yamankaradeniz ve ark. 2002).



Şekil 3.5. Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterimi

Tersinir çevrim:

- 1-2s : Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma
- 2s-3 : Yoğuşturucuda tersinir sabit basınçta çevreye ısı atılması
- 3-4 : Kısılma vanasında sabit entalpide genişleme
- 4-1 : Buharlaştırıcıda tersinir sabit basınçta soğutucu akışkanın ortamın ısınısını çekerek buharlaşması

- Buharlaştırıcı (SASA) :

4-1 : Buharlaştırıcıya ısı geçişi

$$Q_b = \dot{m}_s \cdot (h_1 - h_4) \rightarrow \dot{m}_s = \frac{Q_b}{h_1 - h_4} \quad (3.8)$$

- Kompresör (SASA)

1-2s : Tersinir adyabatik sıkıştırma

$$W_{k12s} = \dot{m}_s \cdot (h_{2s} - h_1) \quad (3.9)$$

1-2 : Adyabatik sıkıştırma

$$W_{k12} = \dot{m}_s \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.10)$$

$\eta_{iK}$ , kompresör iç verimi olmak üzere,



$$\eta_{IK} = 1 - 0,05 \frac{P_y}{P_b} \cong 0,76 \dots 0,80 \quad (3.11)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iK}} \quad (3.12)$$

$\eta_{MK}$  : Mekanik verim ( $\eta_{MK} : 0,75 \dots 0,90$ )

$\eta_{KK}$  : Kayış kasnak verimi ( $\eta_{KK} \cong 0,95$ )

$\eta_{EM}$  : Elektrik motor verimi ( $\eta_{EM} = 0,95 \dots 0,98$ )

olmak üzere adyabatik kompresör işi  $W_{K12}$  ;

$$W_{k12} = W_K = \frac{\dot{m}_s \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_{iK} \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{KK}} \quad (3.13)$$

• Yoğuşturucu (SASA):

2-3 : Sabit basınçta yoğuşturucudan ısı atma

$$Q_y = \dot{m}_s \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.14)$$

• Kısılma vanası (SASA)

3-4 : Sabit entalpide soğutucu akışkanın basıncının düşmesi

$$h_3 = h_4 \quad (3.15)$$

Bir soğutma makinesinin verimi, soğutma tesir katsayısı (STK) ile ifade edilir. Birim iş başına yapılan soğutma miktarı olarak tanımlanan soğutma tesir katsayısı,

$$STK = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} \quad (3.16)$$

$W_{net,giren} = Q_H - Q_L$  olduğundan

$$STK = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{(Q_H / Q_L) - 1} \quad (3.17)$$

şeklinde yazılabilir.

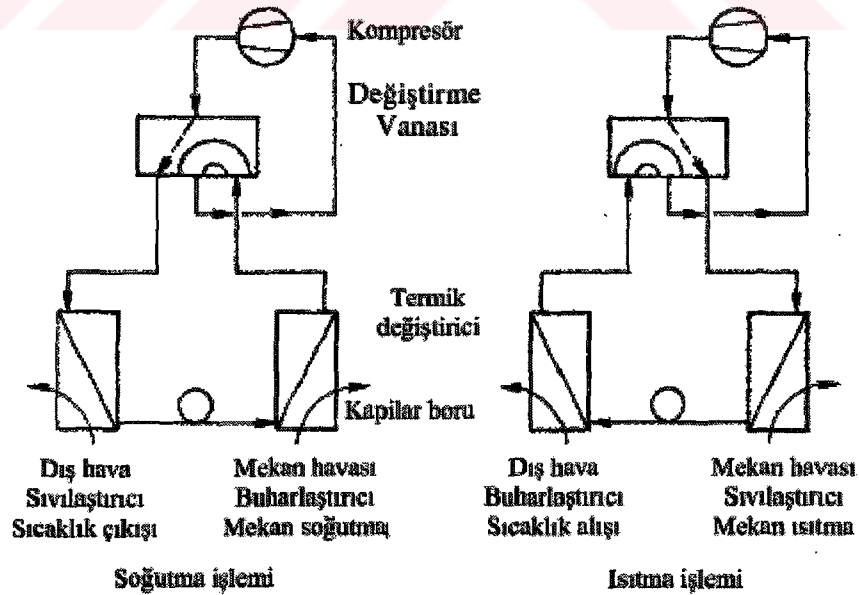
Yapmış olduğumuz termodinamik analize göre, buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimi için STK, şu şekilde ifade edilebilir:

$$STK = \frac{Q_b}{W_{K12}} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} \quad (3.18)$$

Gerçek soğutma makinesi çevriminin soğutma tesir katsayısı ile (STK) ideal soğutma makinesi çevriminin soğutma tesir katsayısı (STK<sub>i</sub>) arasında, kayıplardan ötürü bir fark oluşmaktadır. STK ve STK<sub>i</sub> arasındaki bağıntı şu şekilde ifade edilebilir:

$$STK = STK_i \cdot \eta_{iK} \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{KK} \quad (3.19)$$

Isı pompaları, aslında bir soğutma makinesidir ve soğutma makineleri ile aynı çevrimi gerçekleştirir. Isı pompası ile soğutma makinesi arasındaki tek fark, kullanım amaçlarıdır. Bir mahalın ısıtılması için gerçekleştirilen ısı pompası çevriminde, akış yönünün ters çevrilmesi ile mahalın soğutulması sağlanabilir. Şekil 3.6'da ısı pompası ile yapılan soğutma ve ısıtma işlemi şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.6. Isı pompası ile yapılan ısıtma ve soğutma işlemi (Anonim 1997)

Isı pompasının çalışma prensibi Şekil 3.7’de gösterilmektedir. Isı pompalarının verimi ısıtma tesir katsayısı (ITK) ile ifade edilir. Buna göre ısı pompaları için ısıtma tesir katsayısı şu şekilde ifade edilebilir:

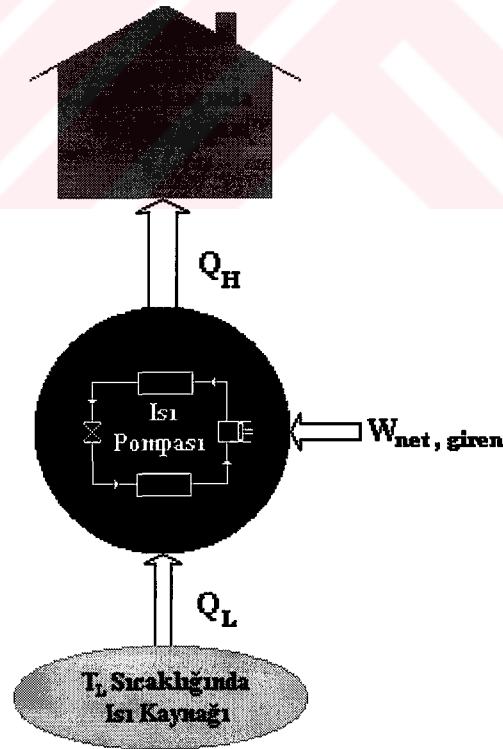
$$ITK = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} \quad (3.20)$$

$W_{net,giren} = Q_H - Q_L$  olduğundan

$$ITK = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - (Q_L / Q_H)} \quad (3.21)$$

$$ITK = STK + 1 \quad (3.22)$$

Görüldüğü üzere, ısı pompasının tesir katsayısı, her zaman birden büyük olmaktadır.



Şekil 3.7. Isı pompasının çalışma prensibi

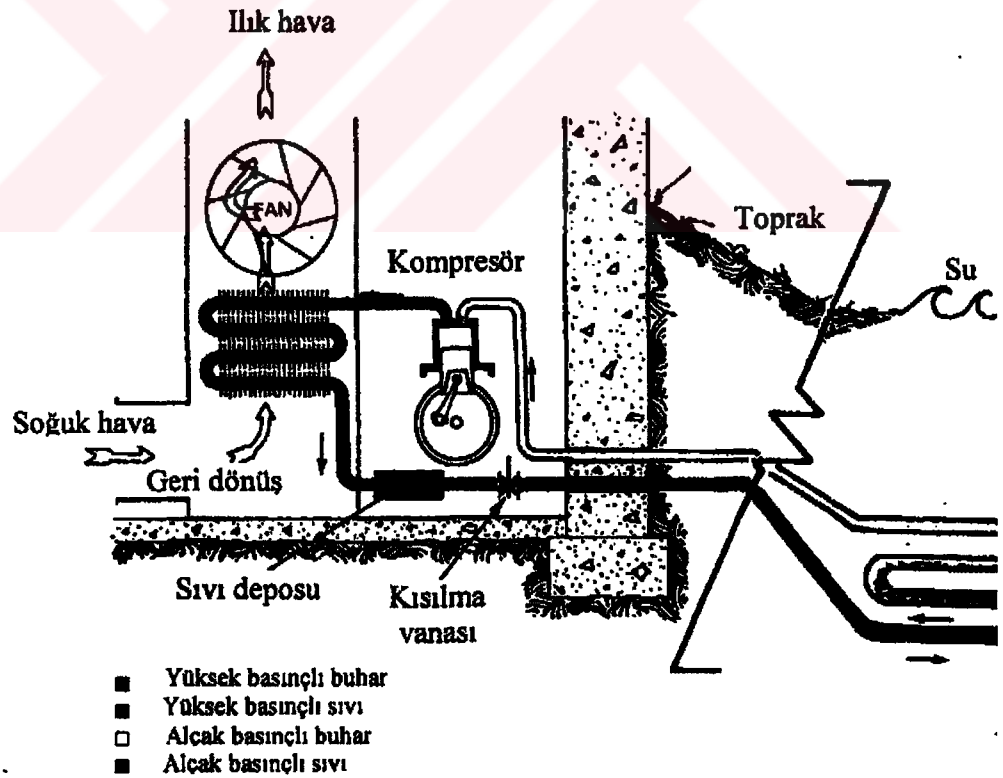
İdeal buhar sıkıştırımlı ısı pompası çevriminin hesaplamaları, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin hesaplamaları gibi yapılmaktadır. İdeal buhar sıkıştırımlı ısı pompasının ideal ısıtma tesir katsayısı ( $ITK_i$ ) ;

$$ITK_i = \frac{Q_y}{W_{K12s}} = \frac{h_3 - h_{2s}}{h_{2s} - h_1} \quad (3.23)$$

Gerçek ısı pompası çevriminin ısıtma tesir katsayısı ile ( $ITK$ ) ideal ısı pompası çevriminin ideal ısıtma tesir katsayısı ( $ITK_i$ ) arasındaki bağıntı şu şekilde verilebilir:

$$ITK = ITK_i \cdot \eta_{iK} \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{KK} \quad (3.24)$$

Isıtma tesir katsayısı dış hava sıcaklığı ile değişir, sıcaklık düştükçe  $ITK$  da düşer. Çünkü ısı pompası daha düşük sıcaklıklarda daha az verimli olmaktadır. Şekil 3.8'de toprak ve su kaynaklı ısı pompası sistemi görülmektedir.



Şekil 3.8. Toprak ve su kaynaklı ısı pompası (Althouse ve ark. 1998)

#### 4. ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI

Isı pompalarının sınıflandırılmasında, ısı pompasının çalışma prensibi ile ilgili çeşitli özellikleri göz önüne alınabilir ve sınıflandırma bu özelliklere göre yapılabilir. Sınıflandırma genellikle ısı pompası sisteminin, kullandığı ısı kaynağına göre, faz kombinasyonlarına göre ya da termodinamiksel çevrimlerine göre yapılır. Çizelge 4.1, ısı pompalarının farklı özelliklerine göre sınıflandırılmasını göstermektedir.

Çizelge 4.1. Isı pompalarının sınıflandırılması

ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI		
Faz Kombinasyonlarına Göre	Termodinamiksel Çevrimlerine Göre	Isı Kaynağına Göre
<ul style="list-style-type: none"> <li>Hava-Hava Isı Pompaları</li> <li>Hava-Su veya Su-Hava Isı Pompaları</li> <li>Su-Su Isı Pompaları</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları</li> <li>Absorbsiyonlu Isı Pompaları</li> <li>Adsorbsiyonlu Isı Pompaları</li> <li>Buhar-Jet Isı Pompaları</li> <li>Termoelektrik Isı Pompaları</li> <li>Kimyasal Isı Pompaları</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Toprak Kaynaklı Isı Pompaları</li> <li>Hava Kaynaklı Isı Pompaları</li> <li>Su Kaynaklı Isı Pompaları</li> <li>Güneş Kaynaklı Isı Pompaları</li> <li>Jeotermal Enerji Kaynaklı Isı Pompaları</li> <li>Atık Isı Kaynaklı Isı Pompaları</li> </ul>

Isı pompası sistemlerinin çoğunlukla kullandıkları ısı kaynağına göre isimlendirildiği göz önüne alınırsa, sınıflandırma için bu özelliği baz almak daha yararlı olacaktır. Bu nedenle bu bölümde, faz kombinasyonları ve termodinamiksel çevrim özelliğine göre yapılan sınıflandırma ile ilgili temel bilgiler sunulacak, kullanılan ısı kaynağına göre yapılan sınıflandırma detaylı şekilde anlatılacaktır.

Faz kombinasyonlarına göre sınıflandırma üç başlık altında toplanabilir:

1. Hava-Hava Isı Pompaları
2. Hava-Su veya Su-Hava Isı Pompaları
3. Su-Su Isı pompaları

Bu sınıflandırmada, ısının kaynağından alınmasında ve mahale gönderilmesinde ya da ısının mahalden çekilip dış ortama atılmasında, ısı taşıyıcı akışkanın hangi fazda olduğu göz önüne alınmaktadır. İlk dile getirilen, ısının kaynağının ya da ısının kaynağından alınmasında kullanılan akışkanın hangi fazda olduğu, ikincisi ise ısının mahale gönderilmesinde taşıyıcı akışkanın hangi fazda olduğudur. Hava-Hava ısı pompalarında, ısının yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıda taşınması hava ile gerçekleşir. Isıtma işleminde havadan çekilen ısı, ısı pompası tarafından ısıtılacak ortama hava şeklinde gönderilir ya da soğutma işleminde soğutulacak ortamdan çekilen hava aracılığıyla, ortamdaki ısı alınır ve dışarıya hava şeklinde verilir. Hava-Hava ısı pompaları paket tip ısı pompası uygulamaları için oldukça elverişlidir.

Hava-Su ısı pompalarında, ısının taşınmasında kullanılan taşıyıcı akışkan hem hava hem de sudur. Örneğin, sıcak su eldesinde kullanılan bir hava kaynaklı ısı pompası, Hava-Su ısı pompalarına örnek olarak verilebilir. Su kaynaklı bir ısı pompasında, sudan alınan ısının, ısı pompası yardımıyla ısıtılacak mahal içerisine sıcak hava şeklinde gönderilmesi de Su-Hava ısı pompalarına örnek olarak verilebilir. Isı kaynağı olarak toprağın kullanılmasında, ısı, toprak içerisine gömülen borular içerisinde dolaştırılan akışkan sayesinde topraktan çekilir. Bu akışkan salamura olarak adlandırılır ve genellikle su veya antifrizli sudur. Bu nedenle toprak kaynaklı bir ısı pompası kullanılarak, ısıtılacak mahale ısının sıcak hava şeklinde gönderilmesi de Su-Hava ısı pompalarına örnektir. Bazı kaynaklarda, bu örnek için su yerine salamura kelimesi kullanılır ve sistem, Salamura-Hava ısı pompaları şeklinde adlandırılır.

Su-Su ısı pompalarında, ısı kaynağı ya da ısının kaynağından alınmasında kullanılan akışkan ve ısı taşıyıcı akışkan sudur. Bu sistemler, suyun ısı taşıyıcı özelliğinin yüksek olması nedeniyle oldukça kullanışlıdır. Su-Su ısı pompalarına örnek olarak, su kaynaklı ısı pompası ile elde edilen sıcak suyun, ısıtılacak mahal içerisine bir ısıtma tesisatı aracılığıyla dolaştırılarak ısıtmanın sağlandığı sistemler verilebilir. Sözü edilen sistem için sıcak suyun eldesi, toprak kaynaklı ısı pompası vasıtası ile yapılıyorsa, bu sistem de Su-Su ısı pompası sistemi olarak adlandırılır. Daha önce

belirtildiği gibi, bazı kaynaklarda bu sistem Salamura-Su ısı pompaları şeklinde isimlendirilir. Faz kombinasyonlarına göre yapılan farklı isimlendirmeye örnek olarak, ısı pompaları ve ısı pompası tesislerinin isimlendirilmesi ile ilgili hazırlanan Çizelge 4.2 verilebilir.

Çizelge 4.2. Isı pompalarının ve ısı pompası tesislerinin isimlendirilmesi (Eickenhorst ve Kirn 1982)

ISI TAŞIYICISI			İSİMLENDİRME	
Isı Kaynağı	Soğuk Taraf	Sıcak Taraf	Isı Pompası (IP)	Isı Pompası Tesisi (IPT)
Toprak	Salamura	Hava	Salamura/Hava-IP	Toprak/Hava-IPT
Toprak	Salamura	Su	Salamura/Su-IP	Toprak/Hava-IPT
Güneş	Salamura	Hava	Salamura/Hava-IP	Güneş/Hava-IPT
Güneş	Salamura	Su	Salamura/Su-IP	Güneş/Su-IPT
Su	Su	Su	Su/Su-IP	Su/Su-IPT
Su	Su	Hava	Su/Hava-IP	Su/Hava-IPT
Hava	Hava	Su	Hava/Su-IP	Hava/Su-IPT
Hava	Hava	Hava	Hava/Hava-IP	Hava/Hava-IPT

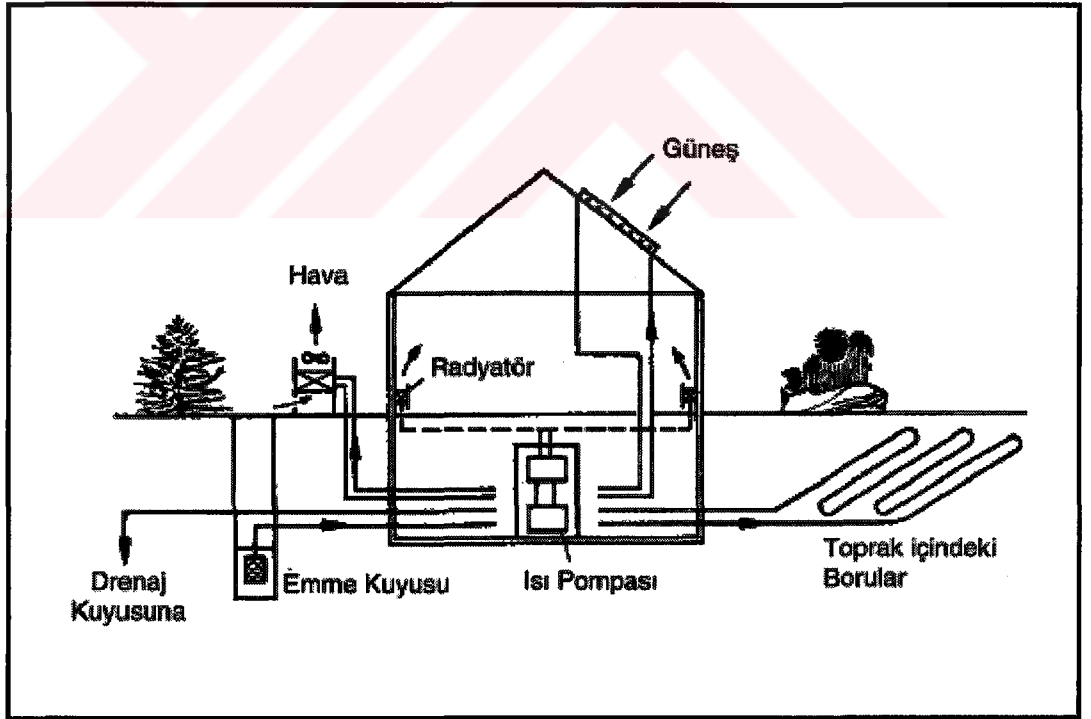
Termodinamiksel çevrim özelliğine göre ısı pompaları, başlıca şu şekilde sınıflandırılabilir:

1. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları
2. Absorbsiyonlu Isı Pompaları
3. Adsorbsiyonlu Isı Pompaları
4. Buhar-Jet Isı Pompaları
5. Termoelektrik Isı Pompaları
6. Kimyasal Isı Pompaları

Isı pompaları genellikle kullandıkları ısı kaynağına göre isimlendirilirler. Buna göre ısı pompaları, şu şekilde sınıflandırılabilir:

1. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları
2. Hava Kaynaklı Isı Pompaları
3. Su Kaynaklı Isı Pompaları
4. Güneş Kaynaklı Isı Pompaları
5. Jeotermal Enerji Kaynaklı Isı Pompaları
6. Atık Isı Kaynaklı Isı Pompaları

Bazı kaynaklarda, ısı pompalarının kullandıkları ısı kaynağına göre isimlendirilmeleri farklıdır. Literatürde, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının, jeotermal ısı pompaları ya da yer kaynaklı ısı pompaları olarak adlandırıldığı yayınlar mevcuttur. Bu çalışmada, su, toprak ve jeotermal enerji kaynaklı ısı pompaları ayrı ayrı incelenecektir. Şekil 4.1’de bir konutun ısı pompası ile ısıtılmasında kullanılan ısı kaynakları gösterilmektedir.

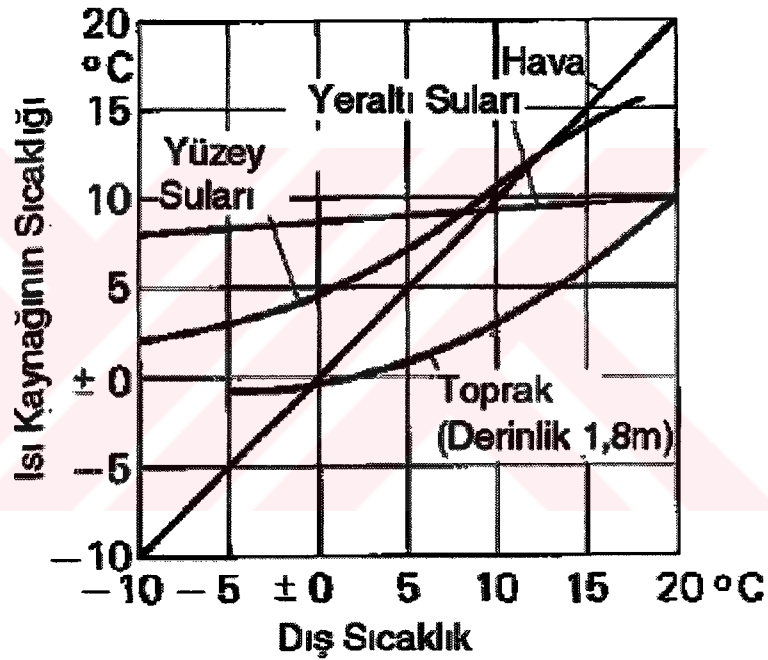


Şekil 4.1. Bir konutun ısı pompası ile ısıtılmasında kullanılan ısı kaynakları (Anonim 1997)



#### 4.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Toprak kaynaklı ısı pompalarında, toprağın doğal ısı depolama özelliğinden yararlanır. Toprağın, yüzeyinde absorbe ettiği güneş enerjisi, konveksiyon ve yağmur suları aracılığıyla kazandığı ısı enerjisi, dış hava koşullarından çok az miktarda etkilenir ve yıl boyunca göreceli olarak sabit kalır. Bu özellik, toprağın ısı kaynağı olarak kullanılmasını, diğer kaynakların kullanımına göre daha cazip kılar. Ancak toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri, alternatiflerine göre daha pahalıdır. Karşılaştırma yapılabilmesi açısından, ısı kaynaklarının sıcaklık değerlerinin, dış ortam sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.2’de verilmiştir.

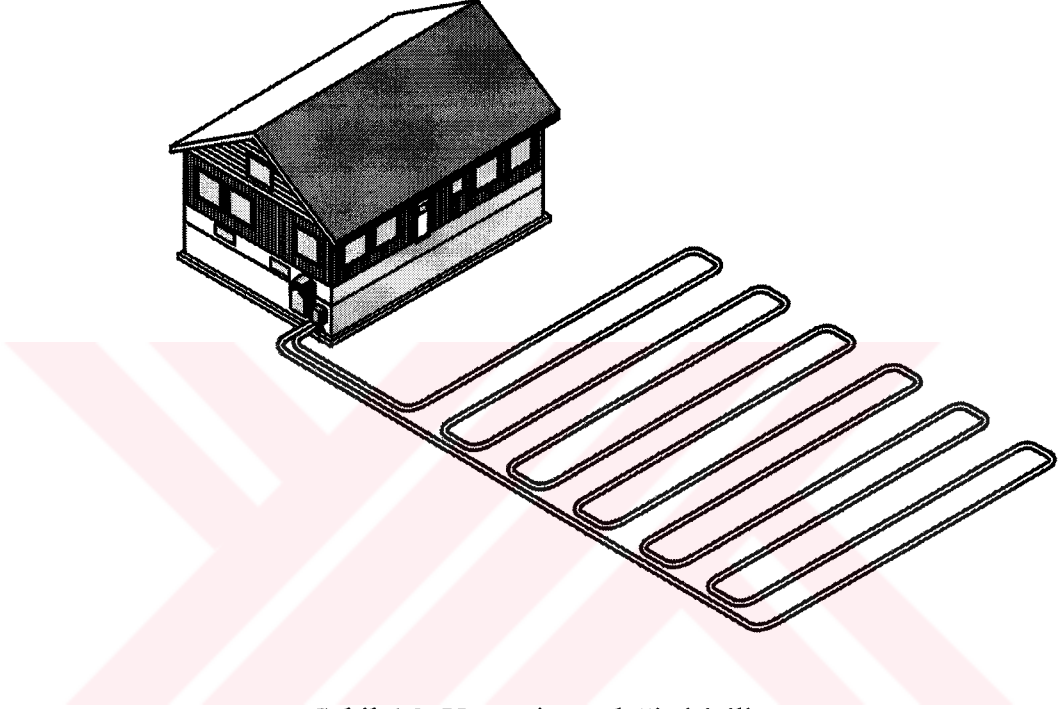


Şekil 4.2. Isı kaynaklarının sıcaklık değerlerinin dış ortam sıcaklığına göre değişimi (Anonim 1997)

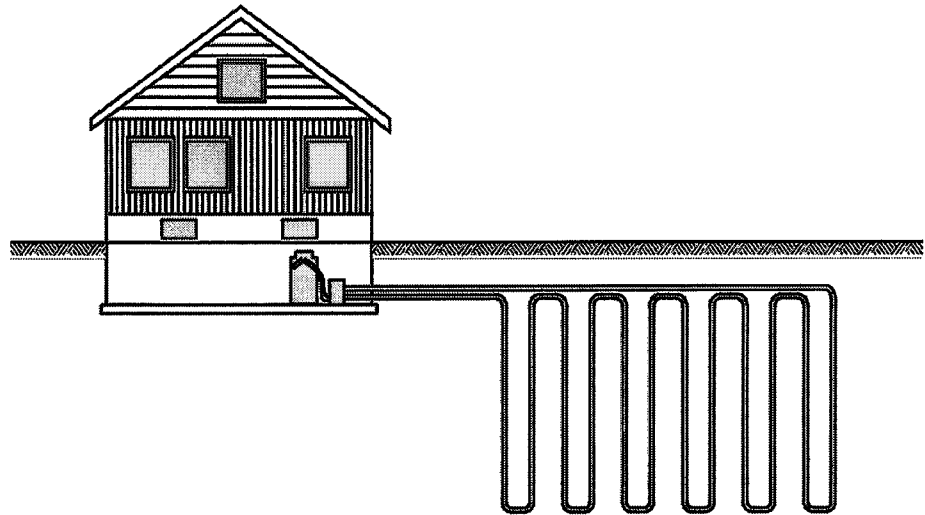
Topraktaki ısı, toprağa yerleştirilen ısı değiştiricileri vasıtasıyla çekilir. Toprak ısı değiştiricileri, yöresel şartlar ve ekonomik etkenler göz önüne alınarak, yatay tip ya da dikey tip olarak yerleştirilirler. Şekil 4.3’de yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası, Şekil 4.4’de de dikey tip ısı değiştiricili ısı pompası sistemleri görülmektedir.

Yatay tip ısı değiştiricileri, genişliği yaklaşık 0,6-0,9 m, derinliği ise 0,5-2,5 m olan hendekler içerisine yerleştirilen borulardan oluşur. Ebatların artışı sistemin

verimini yükseltirken, maliyet artışını da beraberinde getirmektedir. Dikey tip ısı değiştiricileri, delme makineleri ile toprağa açılan, derinliği yerel delme koşulları ve mevcut ekipmana göre 15-180 m arasında değişen çukurlara yerleştirilir. Bu yöntemle yerleştirilen boruların büyük bir kısmı, toprağın düşük ısı direnç gösteren katmanlarına yerleştirildiğinden, ısı geçişi yatay tip ısı değiştiricisine nazaran daha iyidir.

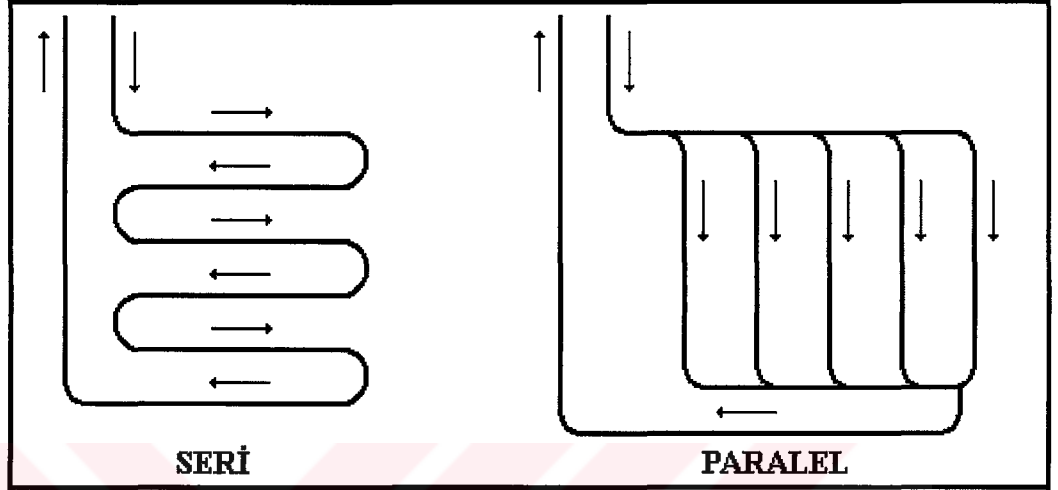


şekil 4.3. Yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası

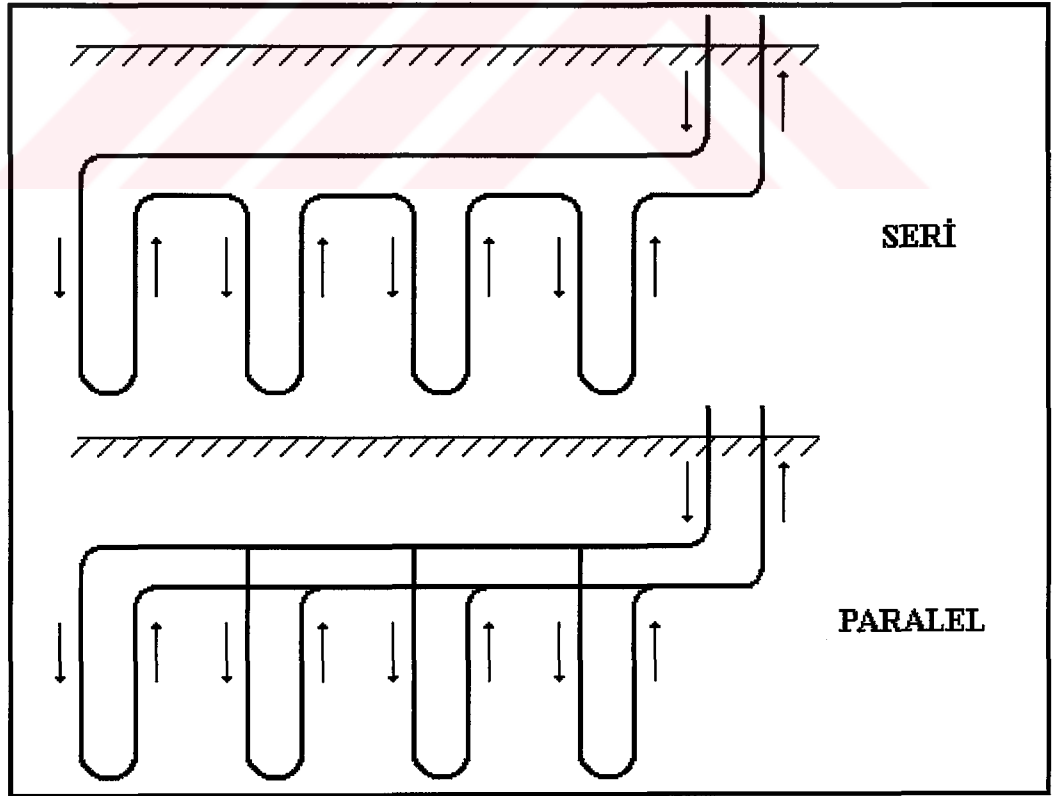


şekil 4.4. Dikey tip ısı değiştiricili ısı pompası

Yatay ve dikey tip ısı değiştiricileri, salamuranın akış yönüne göre seri veya paralel olarak sınıflandırılabilir. Şekil 4.5’de yatay tip ısı değiştiricileri için, Şekil 4.6’da ise dikey tip ısı değiştiricileri için salamuranın akış yönüne göre paralel ve seri yerleşim Şekilleri görülmektedir.



Şekil 4.5. Salamuranın akış yollarına göre yatay tip ısı değiştiricileri



Şekil 4.6. Salamuranın akış yollarına göre dikey tip ısı değiştiricileri

Toprak ısı değiştiricisi içerisinde dolaştırılan akışkana salamura adı verilir. Salamura, topraktan ısı değiştiricisine geçen ısı enerjisini ısı pompasına iletir. Salamuralar, donma tehlikesinin bulunmadığı yörelerde sudan oluşur. Donma tehlikesine karşı, su içerisine, istenen özellikleri sağlayan katkılar eklenir.

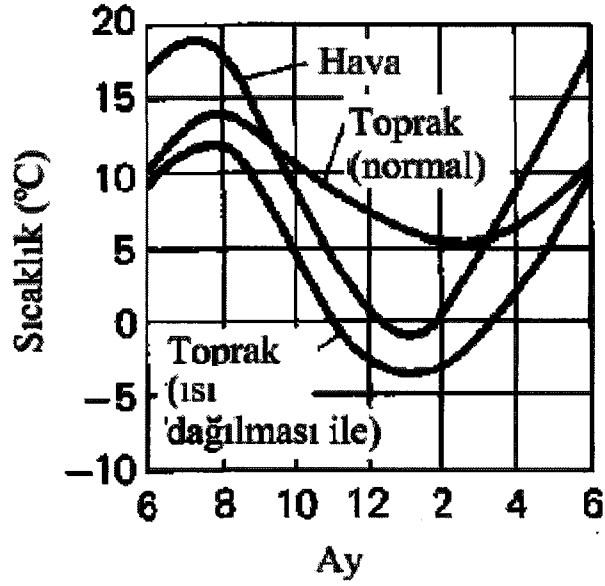
Toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirileceği toprağın yapısı, toprak kaynaklı ısı pompasının verimi açısından büyük bir önem arz eder. Toprak ısı davranışını etkileyen yoğunluk, nem ve toprağı oluşturan materyal özellikleri gibi parametreler, toprağın sahip olduğu ısı enerjisinin, toprak ısı değiştiricisi aracılığıyla salamuraya geçişinde önemli bir rol oynar. Sistemin ısıtma amaçlı kullanıldığı soğuk bölgelerde, ısıtma yapılan dönem boyunca toprağa yeterince ısı girişi olmadığı taktirde, toprağın donma tehlikesi vardır. Ancak kuzey iklimlerinde  $-1,1$  °C'de donan toprak içerisindeki nemden çekilen gizli ısının, sistemin kapasitesini önemli ölçüde arttırdığı da bilinmektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri, diğer sistemlere göre daha fazladır. Bunun nedeni ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesi için yapılan hafriyat işlemleri nedeniyle oluşan ek harcamadır. Ancak sistem, kurulmasıyla birlikte net tasarruflar sağlayarak, yıllık giderler, sistemin ömrü boyunca daha az olur.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının hava kaynaklı ısı pompalarıyla karşılaştırılmasında, bir çok üstünlüğü görülmektedir. Bunların başında toprağın havadan daha kararlı bir enerji kaynağı oluşu gelmektedir. Şekil 4.7, 1,5 m derinlikteki toprak sıcaklığıyla hava sıcaklığının yıl boyunca yaklaşık değişimini göstermektedir.

Aşırı yüksek ya da düşük sıcaklıklarda ek ısıtma ihtiyacının olmayışı, daha az soğutucu akışkan kullanmaları, tasarımlarının dolayısıyla bakımlarının basit oluşu, toprak kaynaklı ısı pompalarının diğer üstünlükleri olarak sayılabilir. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompalarının ısıtma tesir katsayıları, diğer ısı pompası sistemlerine göre daha yüksek seviyelerdedir.

Toprak kaynaklı ısı pompaları ilk yatırım masrafları açısından hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinden %33 daha pahalı olsalar da, yıllık yaklaşık %33 oranında daha az enerji tkötirler (Hepbaşlı ve Ertöz 1999).

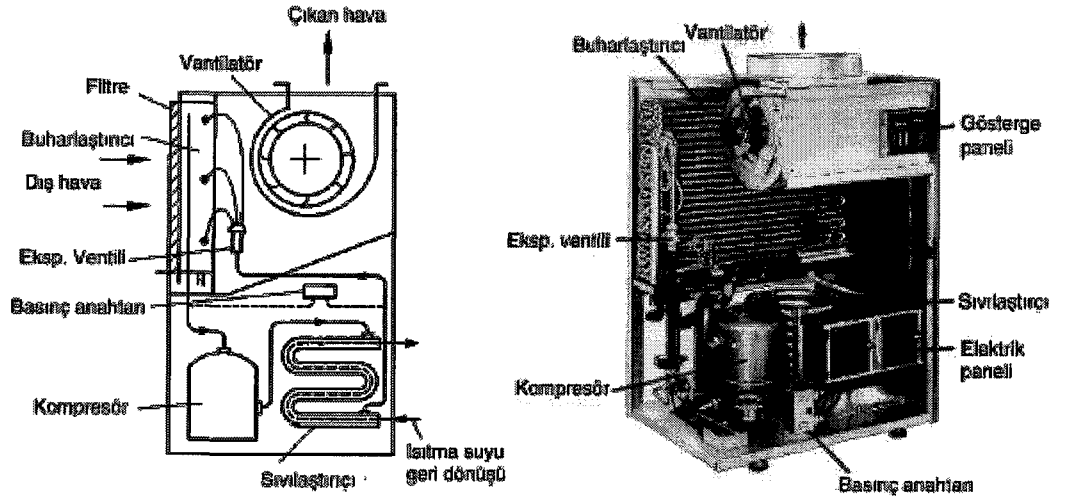


Şekil 4.7. 1,5 m derinlikteki toprak sıcaklığıyla hava sıcaklığının yıl boyunca yaklaşık değişimi (Anonim 1997)

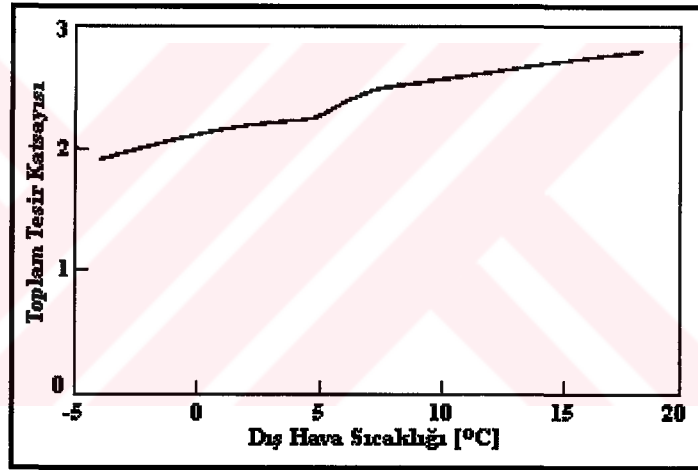
#### 4.2. Hava Kaynaklı Isı Pompaları

Isı pompası uygulamaları için hava, her yerde ve sürekli olarak bulunabilen ucuz bir ısı kaynağıdır. Evsel ısı pompası sistemlerinin çoğu, ısı kaynağı olarak havayı kullanmaktadır. Hava kaynaklı ısı pompalarının tasarımı ile ilgili çok geniş bir bilgi birikimi bulunması yanında kullanılan ekipman boyutlarının uygun seviyelerde olması alternatiflerine göre önemli bir avantajdır. Bu nedenle diğer sistemlere göre daha ucuza üretilirler. Şekil 4.8'de bir hava/su ısı pompasının şeması ve iç görünüşü (Viessmann) verilmektedir.

Hava ne kadar soğuk olursa, ısıtma ihtiyacı da o kadar artmaktadır. Isıtma ihtiyacının artması, kaynak sıcaklığının azalması anlamına gelir ki bu da sistemin tesir katsayısını oldukça etkiler. Genellikle bu gibi durumlarda ek ısıtma sistemine ihtiyaç duyulur. Şekil 4.9 toplam tesir katsayısının dış hava sıcaklığı değeriyle değişimini göstermektedir. Aynı zamanda ısı kaynağının sıcaklık değeri oldukça değişkendir. Bu durum projelendirmede, ekipman tasarımı ve seçiminde zorluklara neden olmaktadır.



Şekil 4.8. Hava/su ısı pompasının şeması ve iç görünüşü (Viessmann) (Anonim 1997)



Şekil 4.9. Toplam tesir katsayısının dış hava sıcaklığı ile değişimi (Reay ve Macmichael 1979)

Isı kaynağı olarak havanın kullanılmasında karşılaşılan diğer bir sorun buzlanma problemidir. Dış havanın soğumasında havadaki nemin buharlaştırıcı üzerinde yoğunlaşması sonucu gizli ısı kazanımı elde edilir ve buharlaştırıcıda su damlası akışı gözlenir. Ancak buharlaştırıcı yüzeyinin  $0^{\circ}\text{C}$  altındaki sıcaklara düşmesiyle beraber, su kırağı ve buz haline dönüşür. Oluşan buzlanma, hava ile buharlaştırıcı arasındaki ısı geçişini engeller. Buz kalınlığının artmasıyla, ısıtma gücü ve ısıtma tesir katsayısı giderek azalır. Bu olumsuzluğun giderilmesi için periyodik çözme gereklidir. Çözme için mümkün yöntemler şu şekilde sıralanabilir (Anonim 1997):

1. Buharlaştırıcıdaki elektrikli ısıtma serpantini

2. Soğukluk dolaşımının geri döndürülmesi
3. +1 °C'nin üzerindeki dış hava sıcaklıklarında kapatılmış kompresör ile dış hava sirkülasyonu

Hava kaynaklı ısı pompalarında görülen bir diğer problem, havanın termofiziksel özelliklerinden ötürü buharlaştırıcıda ısı geçişinin düşük olmasıdır. Isı geçişini arttırmak amacıyla, arttırılmış yüzeylerden ve fanlardan yararlanır. Bu da daha fazla malzeme kullanımı, ek enerji ihtiyacı ve artan bakım ve işletim masrafları anlamına gelmektedir.

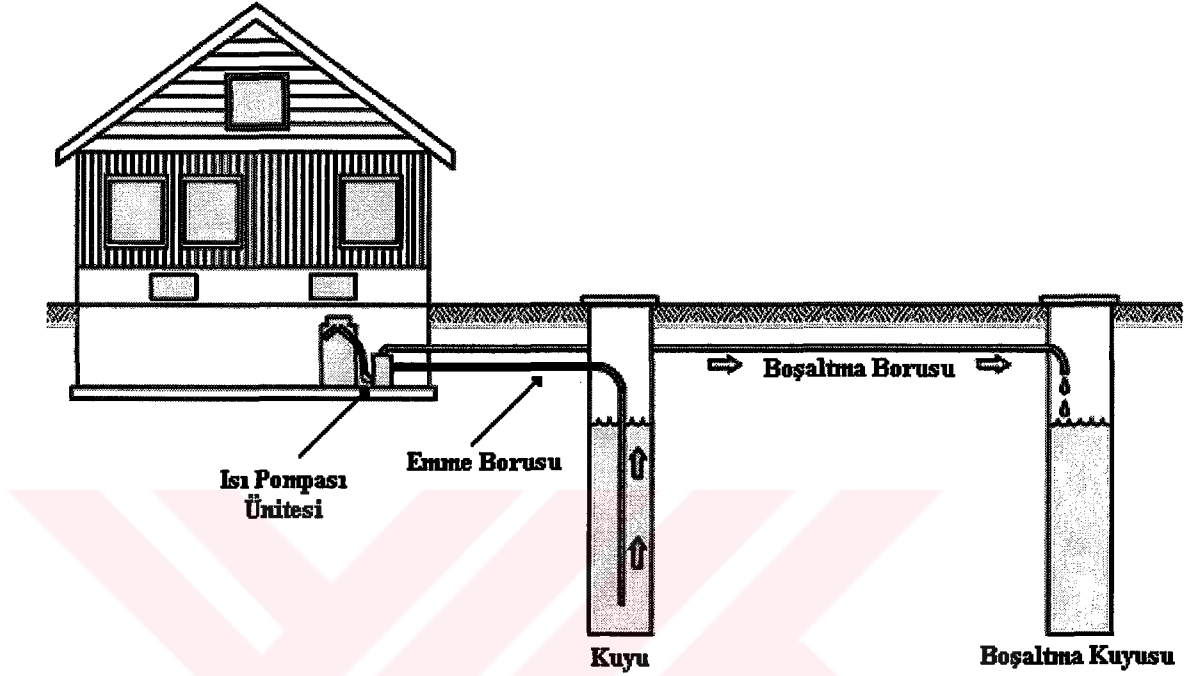
### 4.3. Su Kaynaklı Isı Pompaları

Termofiziksel özellikleri nedeniyle, ısının depolanması ve transferinde üstün bir akışkan olan su, ısı pompaları için önemli bir ısı kaynağıdır. Su; denizler, göller, akarsular, kuyular, içme suyu şebekeleri gibi bir çok kaynaktan elde edilebildiğinden, ısı kaynağı olarak kullanımı, her alanda olduğu gibi, oldukça yaygındır.

Kuyu suları, 45-150 m derinlikte, kuzey ülkelerinde yaklaşık 10 °C, güney ülkelerinde ise 16 °C sıcaklığında elde edilebilir (Ataman 1991). Kuyu suları, dış ortam şartlarından uzak olduğundan, yıl boyunca sıcaklıklarında önemli bir değişim gözlenmez. Bu özelliğinden ötürü, ısı pompaları için uygun bir ısı kaynağı niteliğindedir, ancak sistemde kullanılabilmesi için kuyulardan elde edilen su debisinin yeterli miktarda olması gerekmektedir. Kuyu suyunun sıcaklığının kullanıma bağlı olarak değişmemesi için, ısısı alınan kuyu suyunun, çekildiği kaynaktan, başka bir yere atılması gerekmektedir. Bu sistem, açık çevrimli sistem olarak isimlendirilir. Şekil 4.10'da ısı kaynağı olarak kuyu suyunu kullanan açık çevrimli su kaynaklı bir ısı pompası görülmektedir.

Su kaynaklı ısı pompalarında, ısı kaynağı olarak, deniz, göl ve akarsular gibi yer üstü suları kullanılabilir. Ancak bu kaynaklar dış hava şartlarından etkileneceğinden, sıcaklıklarında yıl boyu değişimler gözlenir. Yer üstü sularının kullanımında açık çevrimli sistemler gibi, kapalı çevrimli sistemler de kullanılabilir. Kapalı çevrimli sistemlerde ısının temini, kaynağın içerisine yerleştirilmiş ve içerisinde ısı taşıyıcı akışkan bulunan bir ısı değiştiricisi ile sağlanır. Bu sistemlerin açık sisteme göre avantajı, ısı pompası içerisindeki kirlenmelerin ve pompanın güç ihtiyacının

azaltılabilmektedir. Su içerisinde yerleştirilen serpantinlerin kirlenmesi, serpantinlerde korozyon oluşumu ve ısı pompası performansının düşmesi, kapalı çevrimli sistemlerin dezavantajları olarak sayılabilir. Şekil 4.11'de ısı kaynağı olarak göl suyunun kullanıldığı kapalı çevrimli bir ısı pompası sisteminin ısı değiştiricileri görülmektedir.



Şekil 4.10. Isı kaynağı olarak kuyu suyunu kullanan açık çevrimli su kaynaklı ısı pompası



Şekil 4.11. Isı kaynağı olarak kullanılan göl suyunun içerisinde yerleştirilen ısı değiştiricileri



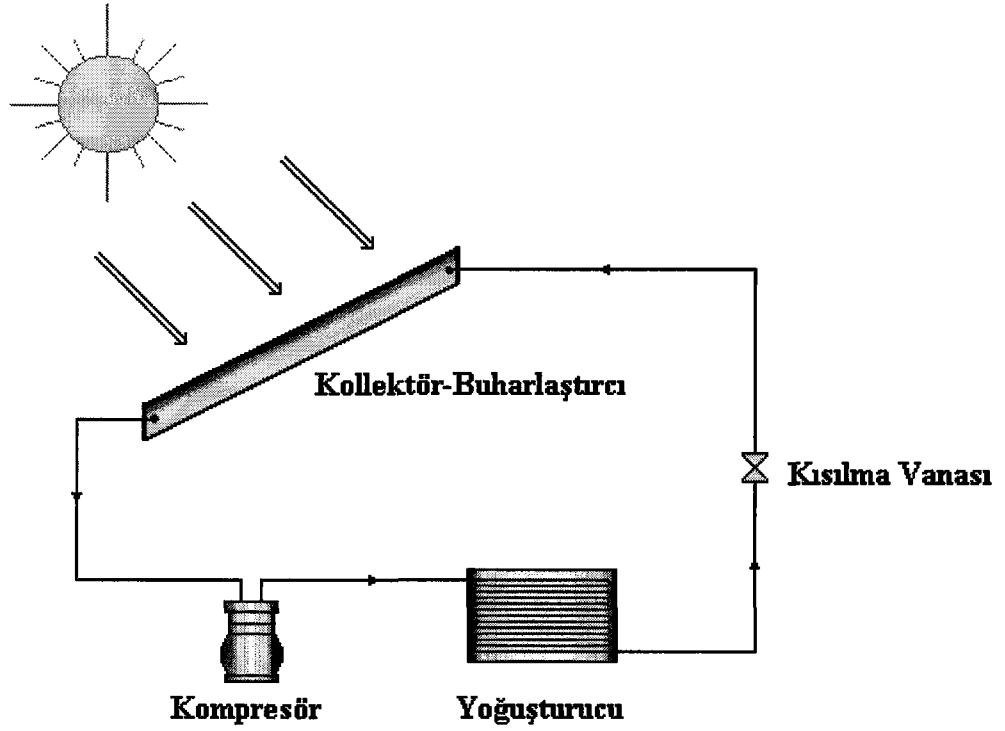
Suyun ısı kaynağı olarak kullanımında, bir diğer önemli faktör de suyun kalitesidir. Suyun içeriğinde, korozyon oluşumuna sebep olacak minerallerin bulunması, sistem elemanlarının ömrünü önemli derecede etkiler. Ayrıca suyun, tortu oluşumuna neden olan maddeler içermesi, ısı değiştiricisinin yüzeyini kaplayarak ısı transferi alanının azalmasına ve dolayısıyla sistemin veriminin düşmesine neden olacaktır. Bu gibi durumlarda, tortunun giderilmesi için çeşitli yöntemler kullanılabilir, ancak bunların ek maliyet getireceği unutulmamalıdır. Bu nedenle ısı kaynağı olarak suyun kullanımından önce mutlaka suyun özelliklerinin ve kullanılabilirliğinin belirlenmesi için kapsamlı bir analiz yapılmalıdır.

#### 4.4. Güneş Kaynaklı Isı Pompaları

Sahip olduğumuz enerji kaynaklarının büyük bir kısmı, aslında güneş enerjisinin bir türevidir. Isı kaynağı olarak havadan, topraktan, yerüstü sularından yararlanma, rüzgar enerjisi, bioenerji gibi bir çok kavram, güneş enerjisi sonucu elde edilmektedir. Isı pompalarında ısı kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanılması, direkt ve indirekt sistemler olarak iki grupta incelenebilir. Direkt sistemler, güneş kollektörlerinin buharlaştırıcı görevi görmesi esasına dayanır. Endirekt sistemlerde ise güneş kollektörleri içerisinden geçirilen su veya su buharı ısı kaynağı olarak kullanılır. Şekil 4.12’de direkt sistemli güneş kaynaklı ısı pompası görülmektedir.

Güneş enerjisinin ısı kaynağı olarak kullanımında, ısı pompası buharlaştırıcı sıcaklığı yüksek seçilebilir ve böylece sistem için daha yüksek ısıtma tesir katsayıları elde edilebilir. Diğer güneş enerjisi sistemleriyle karşılaştırıldığında, güneş kaynaklı ısı pompası sistemlerinde kollektör verimi, daha düşük kollektör sıcaklıklarında çalıştığından, daha yüksektir.

Güneş enerjisinin ısı kaynağı olarak kullanımının dezavantajı, ısıtma ihtiyacının yüksek olduğu zamanlarda, güneş enerjisinin az olmasıdır. Aynı zamanda, güneş enerjisi meteorolojik olaylardan etkilenmektedir. Örneğin bulutlu havalarda güneş enerjisi temini azalmaktadır. Bu olumsuzluklar nedeniyle, ek bir ısıtma sistemi ya da ısının depolanmasına ihtiyaç duyulur ki bu da zaten pahalı olan güneş enerjisi sisteminin maliyetini arttırır.



Şekil 4.12. Direkt sistemli güneş kaynaklı ısı pompası

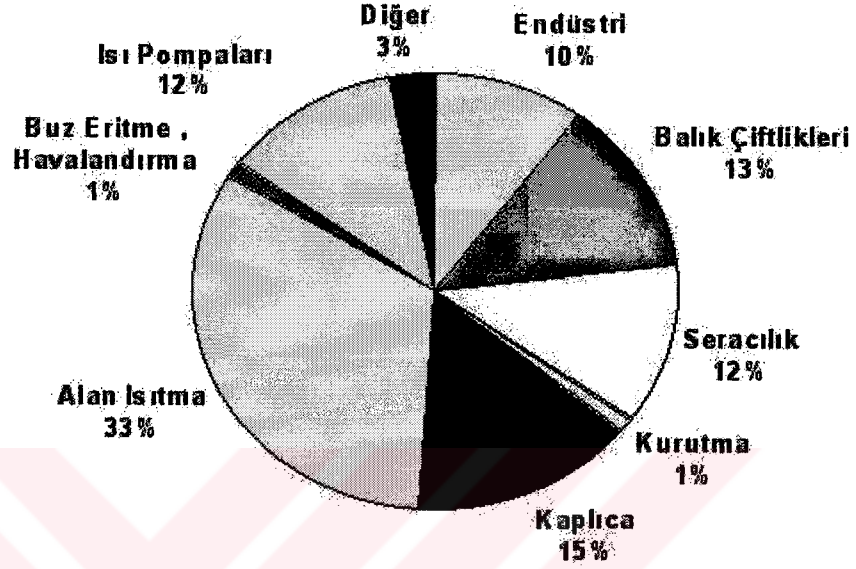
#### 4.5. Jeotermal Enerji Kaynaklı Isı Pompaları

Jeotermal enerji, yer kabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş ısının oluşturduğu, sıcaklıkları atmosferik sıcaklığın üzerinde olan ve çevresindeki normal yeraltı ve yerüstü sularına göre daha fazla erimiş mineraller ve çeşitli tuzlar içerebilen sıcak su, buhar ve gazlar olarak tanımlanabilir (Anonim 1998). Jeotermal ısıtma sistemlerinde, 40-45 °C sıcaklığında sular kullanılmaktadır. Bu sıcaklığın altındaki jeotermal kaynaklar, direkt ısıtma için uygun olmasa da ısı pompası sistemleri için önemli bir ısı kaynağıdır. Kaynak sıcaklığının dış ortam şartlarından etkilenmemesi, jeotermal enerjinin kararlı bir ısı kaynağı olmasını sağlar.

Jeotermal enerji kaynaklı ısı pompası sistemleri, açık ya da kapalı çevrimli olarak uygulanabilir. Ancak, jeotermal enerji kaynakları, normal yeraltı ve yerüstü sularına göre daha fazla erimiş mineraller ve çeşitli tuzlar içerebildiğinden, ısı kaynağı olarak kullanımında, korozyon olasılığı her iki uygulamada da göz önüne alınmalıdır.

Düşük sıcaklıklı jeotermal akışkanlar ile yer ısısından faydalanan ısı pompaları ısıtmada ve soğutmada dünyada yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Dünyada toplam

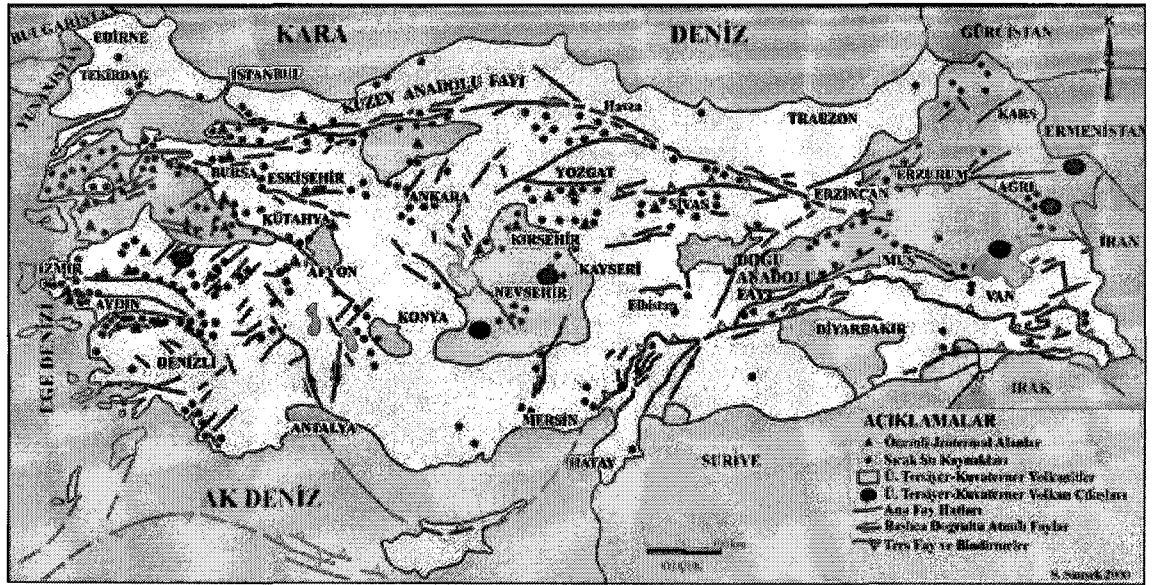
500.000 adet). Dünya çapında Jeotermal enerjinin, ısı pompası sistemleri için kullanımının, toplam kullanım içerisindeki payı %12'dir. Şekil 4.13'de, dünyada jeotermal enerjinin kullanım alanları görülmektedir.



Şekil 4.13. Dünyada jeotermal enerjinin kullanım alanları

Türkiye, jeotermal zenginlik açısından dünyanın yedinci ülkesidir. Ülkemizde yüzey sıcaklığı 40 °C'nin üzerinde olan 140 adet jeotermal saha vardır ve bu sahaların 136 tanesi merkezi ısıtmaya, sera ısıtmasına, endüstriyel proses ısı kullanımına ve kaplıca kullanımına uygundur. Diğer dört jeotermal sahanın ise teknik ve ekonomik olarak elektrik üretimine uygun olduğu tespit edilmiştir. Muhtemel teorik jeotermal potansiyelin bütünüyle değerlendirilmesinin petrol eşdeğeri 9 milyar\$/yıl'dır (Anonim 1998). Şekil 4.14'de ülkemizin neotektoniği-volkanik etkinliği ve jeotermal alanlar görülmektedir.

Dünya çapında enerji talebinin her geçen gün arttığı günümüzde, mevcut jeotermal enerji kaynaklarının değerlendirilmesi ülkemiz ekonomisi açısından büyük bir önem arz etmektedir. Çeşitli uygulamalar için yetersiz sıcaklık değerlerindeki jeotermal enerji kaynakları, ısı pompası sistemleri yardımıyla oldukça verimli bir şekilde kullanılabilir. Bu konuda mevcut potansiyelin değerlendirilmesi için gerekli çalışmalar en kısa zamanda yapılmalıdır.



Şekil 4.14. Ülkemizin neotektoniği-volkanik etkinliği ve jeotermal alanlar

#### 4.6. Atık Isı Kaynaklı Isı Pompaları

Atık ısı enerjisinin geri kazanımı, enerjinin verimli kullanılması konusunda yapılan en yaygın işlemlerdendir. Endüstride yapılan bir çok üretim işlemi sonucu açığa ısı enerjisi çıkmaktadır ve bu enerjinin bir kısmı atık ısı olarak kaybedilmektedir. Atık ısının, uygun ve kullanılabilir sıcaklık değerlerinde olması durumunda, ısı değiştiricileri vasıtasıyla geri kazanımı mümkündür. Ancak sıcaklık değerlerinin uygun olmadığı durumlarda, geri kazanım sisteminin kurulumu ya da işletimi, mümkün veya ekonomik olmamaktadır. Bu noktada ısı pompası sistemleri, enerjinin geri kazanımı için uygun bir çözüm yolu olabilir.

Evsel sıcak su kullanımında, banyo ya da mutfakta kullanılan sıcak su, pis su tesisatında sıcaklığı çok fazla değişmeden kanalizasyon şebekesine ulaşmaktadır. Sıcak atık suyun ayrı bir tesisat aracılığıyla depolanıp, ısı pompası sistemleri için ısı kaynağı olarak kullanımı mümkün olabilir. Bu şekilde, çok kısa bir süre kullanımı için, suyun ısıtılmasına harcanan enerjinin bir kısmı geri kazanılabilir. Ayrı bir tesisat kurulumunun, uygulama zorluğu ve maliyeti düşünülecek olursa, bu sistemin uygulanması kolay olmayabilir. Ancak kullanılan soğuk ve sıcak suyun bir arada olması durumunda bile, elde edilecek sıcaklık değerleri ısı pompası sistemine ısı kaynağı olması için yeterlidir. Aynı zamanda, kanalizasyondaki katı ve sıvı atık maddelerin önemli bir ısı kaynağı olduğu bilinmektedir. Esen ve arkadaşları tarafından yapılan

yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel uygulaması çalışmasında, pis su rogarının salamura sıcaklıkları üzerindeki etkisi incelenmiştir (Esen ve ark. 2003). Yalnız evsel kullanımlarda değil, endüstriyel işlemler sonucu oluşan atık ısının önemli bir kısmı, kanalizasyon şebekesi vasıtasıyla kaybedilmektedir. Bilindiği gibi endüstriyel işlemlerde atık ısı sıcaklık değerleri oldukça yüksek olabilmektedir. Bu nedenle, atık ısının pis su tesisatından ısı pompası vasıtasıyla geri kazanımı, üzerinde çalışması gereken bir konudur.

Yaşamın her alanında enerjinin tasarruflu kullanılması, günümüz şartlarının vazgeçilmez unsurlarındandır. Isı pompası teknolojisindeki büyük ilerlemelerle, özellikle düşük sıcaklıktaki atık ısılardan geri kazanımı, oldukça verimli bir şekilde sağlanabilir. Bunun için öncelikle atık ısı kaynakları belirlenmeli ve kurulacak sistemin ekonomikliliği detaylı bir şekilde analiz edilmelidir.



## **5. YATAY TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ ANALİZİ**

Bu bölümde, çalışmanın asıl konusu olan yatay tip ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompasının analizi yapılacaktır. Daha önce de belirtildiği üzere, toprak kaynaklı ısı pompalarını, ısı değiştiricilerinin toprağa yerleştirilme şekillerine göre, yatay tip ve dikey tip olmak üzere iki grupta incelemek mümkündür. 5. bölümde, toprak ısı değiştiricisi seçimi konusunda, her iki sistemin birbirlerine göre yarar ve sakıncaları, farklı etkenlere göre incelenecektir. Daha sonra, yatay tip ısı değiştiricili ısı pompalarının tasarım metodolojisi verilecek ve uygulama esasları anlatılacaktır. Örnek bir uygulama için toprak ısı değiştiricisi boyu hesabı yapılacak ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performansına etki eden parametreler incelenecektir.

### **5.1. Toprak Isı Değiştiricisi Tipi Seçimi**

Bir ısı pompası sistemi için, ısı kaynağı olarak toprağın kullanılmasına karar verildikten sonra, mevcut şartlar göz önünde bulundurularak, ısı pompası için toprak ısı değiştiricisi tipi seçimi yapılmalıdır. Bu aşamada, sistemin kurulum ve işletim maliyetini azaltmak, kurulum ve bakım işlemlerini basitleştirmek ve sistemin uzun vadede güvenilirliğini sağlamak amacıyla, ısı değiştiricisi tipi seçimi büyük önem arz etmektedir. Toprak ısı değiştiricisi tipi seçimini etkileyen etkenler, yöresel etkenler ve ekonomik etkenler olmak üzere iki grupta incelenebilir.

#### **5.1.1. Yöresel Etkenler**

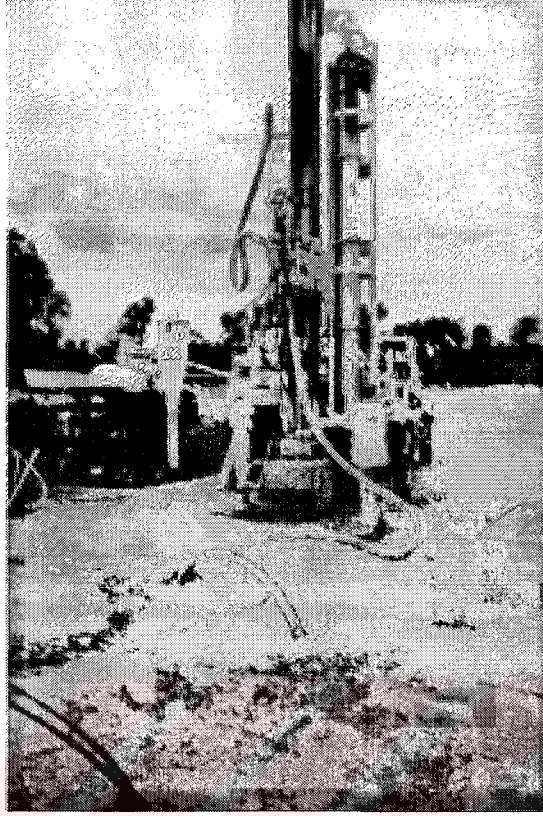
Sistemin kurulacağı yörenin mevcut şartları, ısı değiştiricisi seçimi için önemli bir etkidir. Isı değiştiricisinin yerleştirileceği arazinin toprak yapısının, yatay tip için hafriyat, ya da dikey tip için delme işlemine uygun olması gerekmektedir. Arazinin kayalık olması, kurulum işlemlerini olumsuz yönde etkileyecek kadar sarp olması ya da toprak özelliklerinin olumsuz etkileri, sistemin kurulumu ve işletimini zorlaştıran ve bazen de imkansız kılan etmenlerdir. Özellikle yerleşim yerlerinde, sistemin kurulması için yeterli alan bulunamaması durumunda, yatay tip yerine dikey tip ısı değiştiricisi

tercih edilir. Aynı şekilde, toprak yapısının delme işlemi açısından uygun olmaması durumunda tercih yatay tip olmalıdır.

Yörenin ulaşım şartları, sistemin kurulumu için önem taşımaktadır. Yörede uygun hafriyat ya da delme makinelerinin bulunmaması durumunda, söz konusu makinelerin kurulum alanına ulaştırılması için ulaşım şartları uygun olmalıdır. Dikey tip ısı değiştiricisinin yerleştirilmesi için daha kapsamlı araçlar gerektiğinden, bu gibi durumlarda, diğer faktörlerin de kurulum için uygun olması şartıyla, yatay tip ısı değiştiricisini tercih etmek daha doğru olacaktır. Yatay tip ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesi için gereken hendekler, makineler için ulaşım ya da kullanım imkanının bulunmadığı yerlerde, insan gücü kullanılarak da hazırlanabilir. Şekil 5.1’de yatay tip toprak ısı değiştiricisinin, Şekil 5.2’de ise dikey tip toprak ısı değiştiricisinin toprağa yerleştirilmesi işlemi görülmektedir.



Şekil 5.1. Yatay tip toprak ısı değiştiricisinin toprağa yerleştirilmesi



Şekil 5.2. Dikey tip toprak ısı değiştiricisinin toprağa yerleştirilmesi

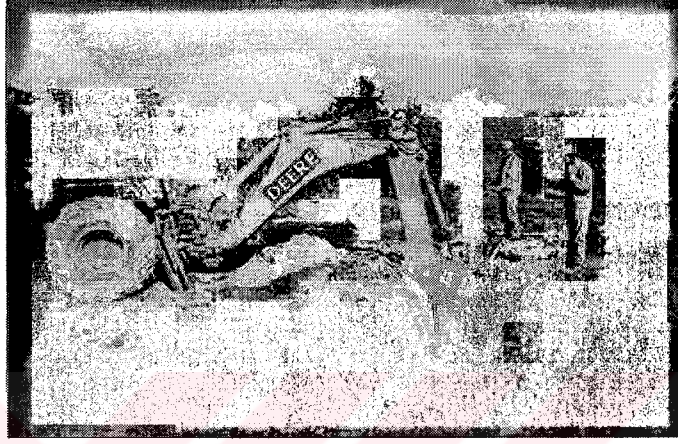
Soğuk yreler için, kışın ısıtma yapılan dönemde toprağın donma tehlikesi söz konusudur. Bu yörelerde ısı kaynağı olarak toprağın kullanılmasına karar verilmesi durumunda, toprak sıcaklığının, toprak derinliğiyle arttığı göz önüne alınırsa, dikey tip ısı değiştiricisini tercih etmek daha doğru olacaktır. Bazı yeraltı suları nedeniyle oluşan toprak altındaki sulu bölge, ısı değiştiricisinden ısı geçişini arttırarak, ısı verimin yükselmesini sağlar. Bu nedenle, ısı değiştiricisinin yerleştirileceği alanda, bu özellikteki toprak yapısının bulunması durumunda, dikey tip ısı değiştiricisini tercih etmek, kurulması düşünülen sistemin verimini arttırabilir.

### 5.1.2. Ekonomik Etkenler

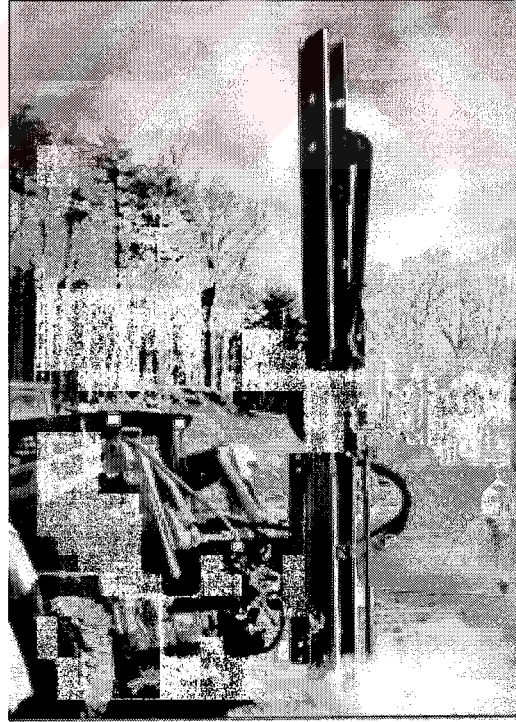
Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ilk yatırım maliyeti, diğer ısı pompası sistemlerinden daha fazladır. Toprak ısı değiştiricisinin seçimi, toplam maliyeti önemli ölçüde etkilemektedir. Dikey tip toprak ısı değiştiricili sistemlerde, ısı değiştiricisinin yerleştirilmesi için yapılan delme işlemi, yatay tip ısı değiştiricili sistemler için yapılan



hafriyat işlemine göre daha maliyetlidir. Bu nedenle kurulum aşamasında, yatay tip ısı değiştiricilerini kullanmak dikey tip ısı değiştiricilerine göre daha ekonomik olmakta, bu da ilk yatırım masrafları zaten yüksek olan toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için yatay tip ısı değiştiricilerini daha cazip kılmaktadır. Şekil 5.3'de yatay tip ısı değiştiricisinin yerleştirilmesi için yapılan hafriyat işlemi ve Şekil 5.4'de dikey tip ısı değiştiricisinin yerleştirilmesi için yapılan delme işlemi görülmektedir.



Şekil 5.3. Yatay tip ısı değiştiricisinin yerleştirilmesi için yapılan hafriyat işlemi



Şekil 5.4. Dikey tip ısı değiştiricisinin yerleştirilmesi için yapılan delme işlemi

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde ilk yatırım maliyetleri her ne kadar önemli olsa da toplam maliyetin düşürülmesi açısından ilk yatırım ve işletme maliyetleri arasında bir denge kurulmalıdır. Toprak ısı değiştiricilerinin boyu, kullanılacak boru malzemesi ve boru çapları, seri ya da paralel düzenleme, kullanılan salamura maddesi gibi birçok faktör, işletim maliyetini de etkilemektedir. Bu nedenle toprak ısı değiştiricisi seçimi, sadece kurulum maliyeti değil, işletim maliyetleri de göz önünde bulundurularak yapılmalıdır.

## 5.2. Tasarım Metodolojisi

Toprak kaynaklı ısı pompalarının tasarım işlemi, sistemin performansını, ilk yatırım ve işletim maliyetini ve kullanım ömrünü önemli derecede etkiler. Tasarım işlemleri, konu ile ilgili yeterince bilgi ve deneyime sahip, konunun uzmanı olan tasarım müteahhitleri tarafından yapılmalıdır. Tasarım aşamalarında, bilgisayar destekli çalışmalar yapılması, kurulacak sistemin güvenilirliğini arttıracaktır. Bazı toprak kaynaklı ısı pompası ekipmanı üreten firmaların geliştirdikleri paket programlar da mevcuttur. Aynı zamanda birkaç paket program (toprak çiftleri analizi ve toprak çevrim ısı değiştirici tasarım programı dahil), Amerika'daki International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA)'dan temin edilebilir (Hepbaşlı ve Hancıoğlu 2001).

Tasarım işlemlerinde, izlenmesi gereken en önemli strateji, verimli bir ısı pompası kullanarak işe başlamaktır. Verimsiz bir ısı pompasının performansını iyileştirmek için toprak ısı değiştiricisinin büyütülmesi hem zor hem de pahalıdır. Ekipmanın gerçek performansı; toprak sıcaklığının, pompalama enerjisinin ve toprak ısı değiştiricisinin tasarımının bir fonksiyonu olan toprak ısı değiştiricisiyle üretilen su sıcaklığının fonksiyonudur. Ekipmanın performansı, satın alınan ısı pompasının kalitesine göre hemen hemen %100 oranında değişebilmektedir (Hepbaşlı ve Ertöz 1999).

Kavanaugh ve Rafferty (1997), yaptıkları çalışmada, yer kaynaklı (toprak ve su kaynaklı) ısı pompalarının (YKIP) tasarım metodolojisini sunmuşlardır (Hepbaşlı ve Ertöz 1999). Bu çalışmaya göre, toprak kaynaklı ısı pompaları için tasarım metodolojisi şu şekilde verilebilir:

1. Yapının yerleşimini belirleyin.

- Mimari projeye göre, yapının yerleşimini zonlara ayırın.
- Her bir zonanın ısı kaybı/kazancını hesaplayın.
- Yapının zonlarını, merkezi veya çoklu toprak ısı değiştircilerine göre gruplandırın.
- Tasarım koşullarında kapasite ve verime dayalı olarak her bölge için ısı pompalarını seçin.

2. Ekipmanı seçin.

- Basma yüksekliğini, sıcaklık aralığını, ünite tipini, sesi, servis durumunu göz önüne alın.
- Uygulanabildiği taktirde, su kaynaklı sulu ısıtma ve soğutma düzenini belirleyin.
- Kanal, ısı geri kazanımı, ön iklimlendirme serpantinleri gibi, havalandırma sisteminin elemanlarını seçin.

3. Toprak kaynaklı ısı pompaları;

- Toprak özelliklerini belirleyin (test delikleri yapın).
- Boru tipini, boyutunu, delik ayrılmasını, dolgu malzemesini belirleyin.
- Gerekli delik çapını hesaplayın.
- Dış kollektörleri hesaplayın.
- Hava atma sistemini tasarlayın.

4. Yapının boru tesisatını tasarlayın.

- Merkezi toprak ısı değiştircisinin, çoklu ısı değiştircisine göre yararlarını gözden geçirin.
- Basınç kayıpları az olacak şekilde hattı belirleyin ve boru sistemini boyutlandırın.
- Isı pompaları ve ayırma vanalarıyla aç/kapa (on/off) akış kontrolü sağlayın.
- İç boru tesisatı, yalıtım, antifriz, inhibitör gibi malzemeleri belirleyin.

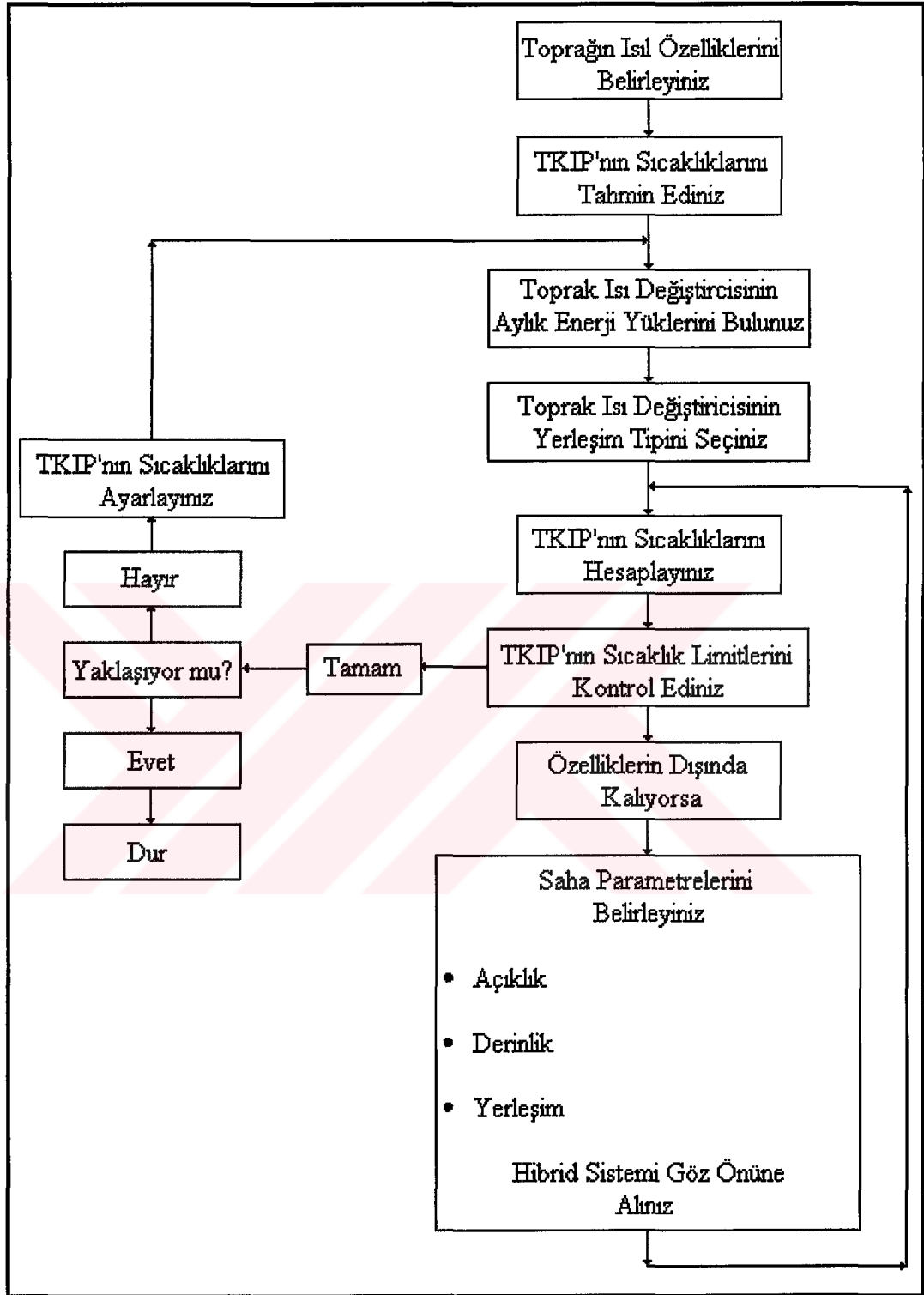
5. Pompa ve kontrol yöntemini belirleyin.

- Merkezi pompanın (pomparın) çoklu ayrı pompalara göre yararlarını gözden geçirin.
- Pompa karakteristik eğrisine göre, hemen hemen maksimum verimde pompaları işletmek üzere pompayı (pomparı) seçin.
- Kontrolsüz, aç-kapa kontrolle, çoklu hızlı (veya çoklu pompa), değişken hızlı gibi pompa kontrol seçeneklerini gözden geçirin.
- Toplam talebin %10'undan daha büyük olduğu takdirde, çevrimin pompa gücünü hesaplayarak, sistemi yeniden tasarlayın.

6. Diğer seçenekleri değerlendirin.

- Gerekli olan toprak ısı değiştiricisi boyutunu azaltmak için daha yüksek verimli ısı pompalarını kullanın.
- Çevrimin boyutunu düşürmek için soğutma kulesi veya daha soğuk akışkan kullanın.
- Düşey sondaj delik ayrılmasını veya serpantin boru boyunu arttırın veya azaltın.
- Kontrol giderleri dahil olmak üzere, çoklu çevrimlerin ve pomparın, merkezi çevrimlere ve pompaya göre giderlerini inceleyin.

Tasarım metodolojisinin algoritma şeklinde verilmesi kullanım açısından kolaylık sağlayabileceğinden, bu bölümde Toprak Kaynaklı Isı Pompaları (TKIP) için tasarım metodolojisinin algoritması verilmektedir. Bose (1993) tarafından bildirilen, tasarım metodolojisinin algoritması, Şekil 5.5'de görülmektedir.



Şekil 5.5. Toprak kaynaklı ısı pompaları (TKIP) için tasarım metodolojisinin algoritması (Bose 1993)

### 5.3. Toprak Özellikleri

Toprağın ısı kaynağı olarak kullanılmasında, toprak özellikleri, toprağın ısı davranışlarını etkileyeceğinden, toprak özelliklerinin sistemin verimliliği üzerinde önemli etkisi vardır. Bu nedenle bu bölümde toprak yapısının analizi, toprak ısı iletim katsayısının belirlenmesi ve toprak özelliklerinin iyileştirilmesi konuları ile ilgili bilgiler sunulacaktır.

#### 5.3.1. Toprak Yapısı

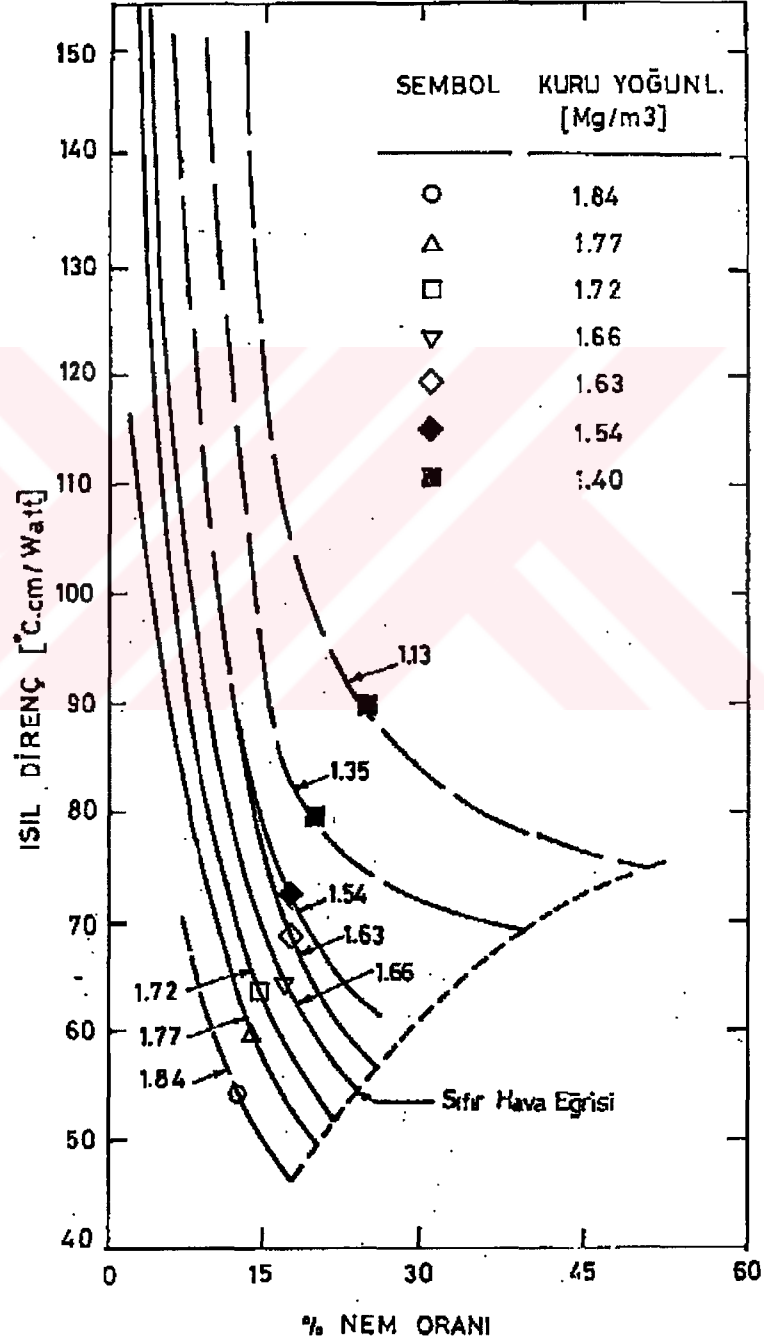
Toprak ısı davranışını etkileyen en önemli özellikler; yoğunluk, nem oranı ve toprak taneciklerini oluşturan materyallerdir (Ataman 1991).

Bilindiği gibi yoğunluk, bir maddenin kütesinin, hacmine oranıdır. Toprak, yapısı itibarıyla küçük taneciklerin bir araya gelmesi ile oluşur. Bu tanecikler arasında hava boşlukları mevcuttur. Birim hacimde daha az hava boşluğu ya da daha fazla toprak materyali içeren bir toprağın yoğunluğu, daha çok hava boşluğu içeren toprağa göre daha büyük olacaktır. Hava, ısı iletiminde yalıtkan özellik gösteren, yani ısı iletim değeri düşük olan bir maddedir. Bu nedenle içerisinde fazla hava boşluğu bulunan toprağın yoğunluğu ve dolayısıyla ısı iletim özelliği daha düşük olacaktır. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde, toprak ısı değiştiricisini oluşturan boruların toprağa yerleştirildikten sonra kapatılması, çıkan toprağın sıkıştırılarak konulması ya da daha yüksek yoğunluklu bir malzeme ile gerçekleştirilir. Böylece toprak ısı değiştiricisine ısı geçişinde iyileştirme sağlanır.

Toprağın sahip olduğu nem oranına ( $\psi$ ) bağlı olan bir kuru yoğunluk değeri ( $\gamma$ ) vardır ve toprağın ısı iletim katsayısının hesaplanmasında, toprağın kuru yoğunluğunun ve nem oranının belirlenmesi gerekir. Toprak kuru yoğunluk değeri yükseldikçe, nem oranı azalır.

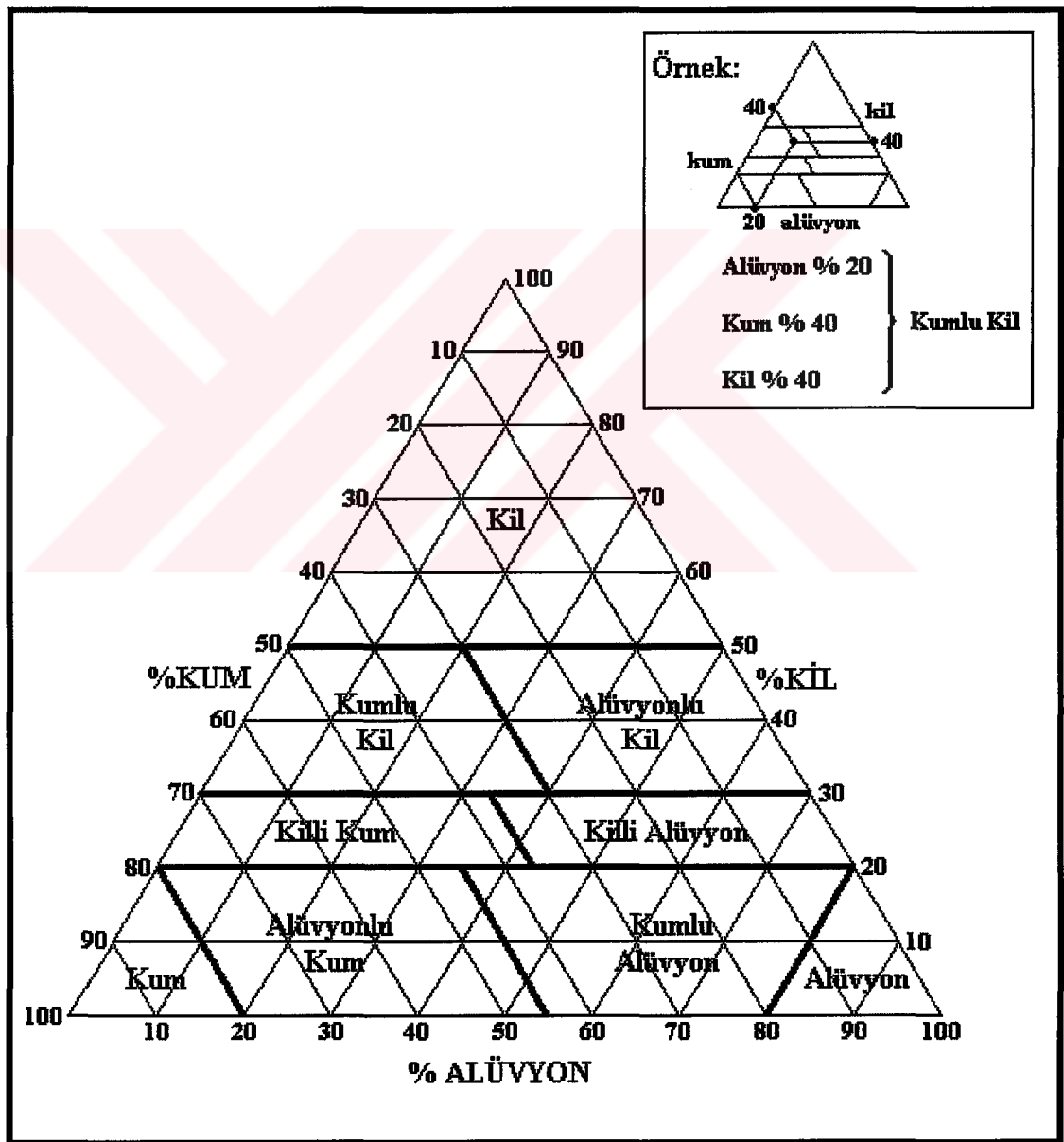
Nem oranı, toprağın ısı davranışını etkileyen diğer önemli etkendir. Sabit kuru yoğunluk değerinde, nem oranı arttıkça toprağın ısı direnci düşer. Bunun nedeni toprak içerisindeki havanın yerini, ısı iletim değeri daha yüksek olan suyun almasıdır. Şekil 5.6.'da toprak ısı direncinin yoğunluk ve nem içeriğine göre değişimi görülmektedir.

Toprak yapısını oluşturan taneciklerin ısı iletim özellikleri, toprağın ısı davranışını önemli ölçüde etkiler. Bose ve ark.'nın (1985) bildirdiğine göre, kuartz, yüksek yoğunluğu ve nem tutma özelliği nedeniyle tercih edilen bir materyaldir. Bu materyalin kil ile bağlantılı olarak bulunmasından ötürü killi topraklar, tercih edilen topraklar arasında ilk sırayı alır (Ataman 1991).



Şekil 5.6. Toprak ısı direncinin yoğunluk ve nem içeriğine göre değişimi (Ataman 1991)

Toprağın içerdiği elemanlar, toprak içerisinde bulunma oranlarına göre toprak yapısını oluştururlar. Toprak içeriğini oluşturan elemanlar, genellikle kum, kil ve alüvyon olarak üç sınıfa ayrılabilir. Ataman'a (1991) göre, Amerikan Tarım Birliği tarafından hazırlanan ve elemanların yüzdesine göre toprağın sınıflandırılmasını gösteren şekil yardımıyla, toprağın cinsi rahatça belirlenebilir. Şekil 5.7'de, elemanların yüzdesine göre toprak sınıflandırılması gösterilmektedir.



Şekil 5.7. Elemanların yüzdesine göre toprak sınıflandırılması (Ataman 1991)



### 5.3.2. Toprak Isı İletim Katsayısının Hesaplanması

Isı kaynağı olarak kullanılacak toprağın, ısıl özelliklerini belirlemek üzere ısı iletim katsayısı değeri hesaplanmalıdır. Hesaplama, sistemin kurulacağı alanda ya da laboratuvar şartlarında uygun ölçüm aletleri kullanılarak yapılabilir. Aynı zamanda hesaplama için önerilmiş ampirik ifadeler de kullanılabilir. Ampirik ifadelerin kullanımı daha pratik olsa da elde edilen sonuçlar, deneysel yöntemlerden elde edilen sonuçlar kadar doğru olmaz. Bu nedenle analitik yöntemler yerine deneysel yöntemlerin kullanımı, daha güvenilir sonuçlar elde edileceğinden, tercih edilmelidir.

Toprak ısı iletim katsayısını belirlemek üzere, toprak kuru yoğunluğu ( $\gamma$ ) ve nem miktarı ( $\psi$ ) değerlerine bağlı denklemler, ilk kez Kersten (1949) tarafından ortaya atılmıştır. Örnek teşkil etmesi açısından, Kersten'in önerdiği denklemler aşağıda verilmiştir (Ataman 1991).

1. Alüvyonlu ve killi toprak (donmamış) :

$$k_t = 1,73 \cdot [0,9 \cdot \ln(\Psi) - 0,2] \cdot 10^{0,16\gamma} \quad (5.1)$$

2. Kumlu toprak (donmamış) :

$$k_t = 1,73 \cdot [0,7 \cdot \ln(\Psi) + 0,4] \cdot 10^{0,16\gamma} \quad (5.2)$$

3. Alüvyonlu ve killi toprak (donmuş) :

$$k_t = 0,017 \cdot (10)^{2,08\gamma} + 0,147 \cdot (10)^{0,0088\Psi} \quad (5.3)$$

4. Kumlu toprak (donmuş) :

$$k_t = 0,131 \cdot (10)^{2,08\gamma} + 0,055 \cdot (10)^{0,00146\Psi} \quad (5.4)$$

Sonuçlar,  $\pm$  %25'lik bir sapma ile geçerlidir.

### 5.3.3. Toprak Özelliklerinin İyileştirilmesi

Toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirileceği toprak özelliklerinin istenilen Şartları sağlamaması durumunda, olumsuz durumu gidermek ve sistemin ısı performansını arttırmak amacıyla, toprak özelliklerinin iyileştirilmesi işlemi geręekleřtirilmelidir.

Yapılabilecek en basit işlem, hafriyat işlemi sonucu çıkarılan toprağın, geri konulmasında yapılacak sıkıştırma işlemidir. Toprağın sıkıştırılarak konulması, oluşan hava boşluklarını azaltacağından, ısı direnci de dūřürür. Bose ve ark.'na (1985) göre, toprak ısı direncinin %20'si, boru çeperlerinden itibaren ilk 15 cm.'lik mesafe içerisinde meydana gelmektedir (Ataman 1991). Bu nedenden ötürü boru ile toprak teması olabildiğince iyi sağlanmalıdır. Ayrıca toprağın korozif etkisi mevcutsa, boru etrafına istenilen özellikleri sağlayacak koruyucu dolgu konulabilir. Ancak bu koruyucu iyi seçilmelidir. Kuru haldeki ısı direnci yüksek ve pahalı, inşaat kumu gibi malzemeler kullanılmamalıdır. Özellikle denizden elde edilen inşaat kumunun kullanılması durumunda, bu tip kumun yapısında bulunan tuz nedeniyle, korozif açıdan boru tesisatı için önemli zararlar oluşabilir.

Hafriyat sonucu çıkarılan toprağın istenilen özelliklerde olmaması durumunda, yerine toprak dolgu elemanları kullanılmalıdır. Portland imentosu, Őiřmez killer, balmumu gibi dolgu malzemeleri kullanılarak, toprak özellikleri iyileştirilebilir. Ancak bu işlemler ek maliyet gerektirdiğinden, dolgu malzemesi kullanılmasına karar verilmeden ekonomik analizinin yapılması doğru olacaktır.

### 5.4. Toprak Isı Değiştiricilerinde Isı Geçişi

Toprak içerisine yerleştirilen ısı değiştiricisi ile toprak arasındaki ısı geçişi, toprak özelliklerine ve zamana göre değişim gösterir. Isı geçişinin belirlenmesinde, farklı kabuller sonucu elde edilen çeşitli yöntemler kullanılabilir. Örnek teşkil etmesi açısından bu bölümde, Kelvin izgisel Kaynak Yöntemi ve Ayna Görüntü Yöntemi anlatılacaktır.

### 5.4.1. Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi

Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi, Ingersol ve Plass tarafından, toprak altından ısı çekmek veya atmak üzere yerleştirilmiş borulardaki ısı geçişini incelemek üzere elde edilmiştir. Bu yöntemle göre, çizgisel kaynaktan  $[r]$  kadar uzaklıkta bulunan bir bölgedeki sıcaklık değişimi; ısı geçişi, zaman ve toprak özellikleri dikkate alınarak aşağıdaki formülle hesaplanabilir :

- $t$  : Etkilenmiş toprak sıcaklığı, salamura sıcaklığı [ $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $t_0$  : Etkilenmemiş toprak sıcaklığı [ $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $Q'$  : Isı değiştiricisinin birim uzunluğundan geçen ısı miktarı [ $\text{W/m}$ ]  
 $k_t$  : Toprağın ısı iletim katsayısı [ $\text{W/m}^{\circ}\text{C}$ ]  
 $\beta$  : İntegrasyon sabiti  
 $\alpha_t$  : Toprağın ısı yayılım katsayısı [ $\text{m}^2/\text{h}$ ,  $\text{m}^2/\text{gün}$ ]  
 $\theta$  : Zaman [ $\text{h}$ , gün]  
 $r$  : Bölgenin çizgisel kaynağa uzaklığı [ $\text{m}$ ]  
 olmak üzere,

$$t - t_0 = \frac{Q'}{2 \cdot \pi \cdot k_t} \int_{\frac{r}{2\sqrt{\alpha_t \theta}}}^{\infty} \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta \quad (5.5)$$

Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi'nin kullanımında, Denklem 5.5 için aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

1. Toprak özellikleri üniform ve sabittir.
2. Hesaplamanın yapıldığı zaman aralığında birim boru uzunluğundaki ısı geçişi sabittir.
3. Isı kaynağı, çok küçük çaplı ve çok uzun, çizgisel bir kaynaktır.

$$X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha_t \theta}} \quad (5.6)$$

olmak üzere, (5.5) denklemi şu şekilde yazılabilir.

$$t - t_0 = \frac{Q'}{2 \cdot \pi \cdot k_t} I(X) \quad (5.7)$$

Ataman'a (1991) göre, Ingersoll (1954), Penrod ve Prasanna (1964), Claesson ve Dunand (1983), sabit ısı geçişinde toprak sıcaklığındaki değişimin, bu teori ile uygun şekilde hesaplandığını göstermişlerdir. Ingersoll (1954), çizgisel kaynak modelinin,  $(\alpha_t \theta)/r^2 > 20$  değerleri için geçerli olduğunu göstermiştir. Ingersoll normal topraklar için, 10 cm.'den küçük boru çaplarıyla ve bir günden uzun zamanlarda, pratik amaçlar için uygun sonuçlar (Hata  $\leq$  %2) alınacağını belirtmiştir.

Topraktaki sıcaklık değişimini anlamak açısından  $I(X)$  integral değerini belirleyen  $X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha_t \theta}}$  terimi bir temeldir.  $I(X)$  integral değerleri, Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Denklem (5.5)'den, ısı değiştiricisinin birim uzunluğundan geçen ısı miktarı ( $Q'$ ) değeri çekilirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$Q' = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_t}{I(X)} (t - t_0) \quad (5.8)$$

$\dot{q}$  : Topraktan çekilen ısı miktarı [W]

$K_t$  : Birim uzunluk için toprağın ısı iletkenliği [W/m°C]

$L$  : Toprak ısı değiştiricisi boyu [m]

olmak üzere;

$$\dot{q} = Q' \cdot L \quad (5.9)$$

Çizelge 5.1. I(X) integral değerleri (Ataman 1991)

$I(X) = \ln\left(\frac{1}{X}\right) + \frac{X^2}{2} - \frac{X^4}{4} - 0,2885$					
X	I(X)	X	I(X)	X	I(X)
0,0001	8,9217	0,01	4,3166	0,21	1,2938
0,0002	8,2286	0,02	3,6236	0,22	1,2494
0,0003	7,8231	0,03	3,2184	0,23	1,2072
0,0004	7,5354	0,04	2,9311	0,24	1,1669
0,0005	7,3123	0,05	2,7084	0,25	1,1285
0,0006	7,1300	0,06	2,5266	0,26	1,0917
0,0007	6,9758	0,07	2,3731	0,27	1,0565
0,0008	6,8423	0,08	2,2403	0,28	1,0228
0,0009	6,7245	0,09	2,1234	0,29	0,9904
0,0010	6,6191	0,10	2,0190	0,30	0,9594
0,001	6,6191	0,11	1,9247	0,31	0,9295
0,002	5,9260	0,12	1,8388	0,32	0,9007
0,003	5,5205	0,13	1,7600	0,33	0,8731
0,004	5,2329	0,14	1,6873	0,34	0,8464
0,005	5,0097	0,15	1,6197	0,35	0,8206
0,006	4,8287	0,16	1,5567	0,36	0,7958
0,007	4,6733	0,17	1,4977	0,37	0,7718
0,008	4,5397	0,18	1,4423	0,38	0,7487
0,009	4,4220	0,19	1,3900	0,39	0,7263
0,010	4,3166	0,20	1,3406	0,40	0,7046

Çizelge 5.1. (Devam) I(X) integral değerleri (Ataman 1991)

$I(X) = \ln\left(\frac{1}{X}\right) + \frac{X^2}{2} - \frac{X^4}{4} - 0,2885$					
X	I(X)	X	I(X)	X	I(X)
0,42	0,6634	0,72	0,2690	1,02	0,1026
0,44	0,6247	0,74	0,2529	1,04	0,0958
0,46	0,5884	0,76	0,2377	1,06	0,0895
0,48	0,5543	0,78	0,2234	1,08	0,0836
0,50	0,5221	0,80	0,2098	1,10	0,0780
0,52	0,4919	0,82	0,1970	1,20	0,0547
0,54	0,4634	0,84	0,1849	1,30	0,0379
0,56	0,4365	0,86	0,1735	1,40	0,0259
0,58	0,4112	0,88	0,1627	1,50	0,0174
0,60	0,3872	0,90	0,1525	1,60	0,0155
0,62	0,3646	0,92	0,1429	1,70	0,0075
0,64	0,3433	0,94	0,1339	1,80	0,0048
0,66	0,3231	0,96	0,1253	1,90	0,0030
0,68	0,3041	0,98	0,1173	2,00	0,0019
0,70	0,2860	1,00	0,1097	2,20	0,0007

$$K_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_t}{I(X)} \quad (5.10)$$

İfadeler, Denklem (5.8)'de yerlerine konulursa, aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\dot{q} = K_t \cdot L \cdot (t - t_0) \quad (5.11)$$

Isı pompası, ısıtılacak mahalın ısı ihtiyacına göre kesintili olarak çalışır. Genellikle ısı pompası tesislerinde toprak ısı değiştiricisi yükleri, aylık ortalama bir değere indirgenir. Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi'nde, ısı geçişi belirli bir zaman aralığında sabit kabul edilir. Toprak sıcaklığı, ısı pompasının çalışması ve toprak ısı değiştiricisinin topraktan ısı çekmeye başlaması ile birlikte değişir ve etkilenmiş toprak sıcaklığı adını alır.

Salamura sıcaklığı, etkilenmiş toprak sıcaklığına eşit kabul edilebilir. Salamura sıcaklığının hesaplanması açısından, toprak ısı direnci kavramı kullanmak daha uygun olacaktır. Toprak ısı direnci ( $R_t$ ), toprak cinsine, nem oranına, çalışma zamanına ve ısı değiştiricisi tipine bağlıdır. Toprak ısı direnci Denklem (5.12)'de ifade edilmiştir.

$$R_t = \frac{1}{K_t} = \frac{I(X)}{2 \cdot \pi \cdot k_t} \quad (5.12)$$

Boru ısı direnci  $R_b$  olmak üzere; toprak ısı direnci ( $R_t$ ), boru ısı direnci, ısı geçişi ( $\dot{q} / L$ ), etkilenmemiş toprak sıcaklığı ( $t_o$ ) ve salamura sıcaklığı ( $t$ ) arasındaki ilişki, Denklem (5.13)'de gösterilmiştir.

$$\frac{t - t_o}{\dot{q} / L} = R_b + R_t \quad (5.13)$$

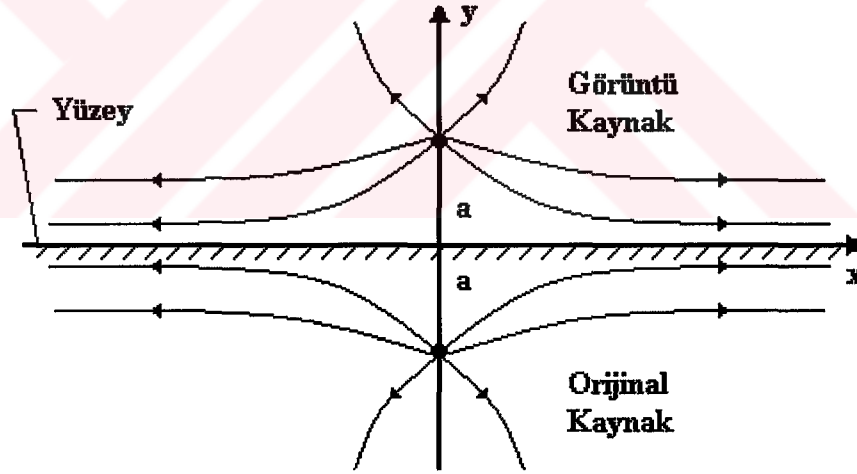
Bu denklemler, tekli veya çoklu yerleştirilmiş yatay veya dikey ısı değiştiricilerinin dirençlerinin ve yakın borular arası ısı etkileşiminin hesaplanmasında iyi bir yaklaşıklık sağlar.

#### 5.4.2. Ayna Görüntü Yöntemi

Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi'nde, ısı kaynağının sonsuz bir ortamda olduğu kabul edilir ve yöntem, boru etrafındaki sıcaklık dağılımının zamana göre değişimini, borunun toprak yüzeyinden veya diğer borulardan yeterince uzak olduğu durumlarda kabul edilebilir bir doğrulukla verir. Ayna-Görüntü yönteminde ise toprak yüzeyinin ve borular arasındaki mesafenin, topraktan ısı değiştiricisine ısı geçişine etkileri dikkate

alınır. Yapılan hesaplamalarda, toprak yüzeyinin adyabatik veya izotermal olması kabulünü öngören iki farklı yaklaşım yapılabilir.

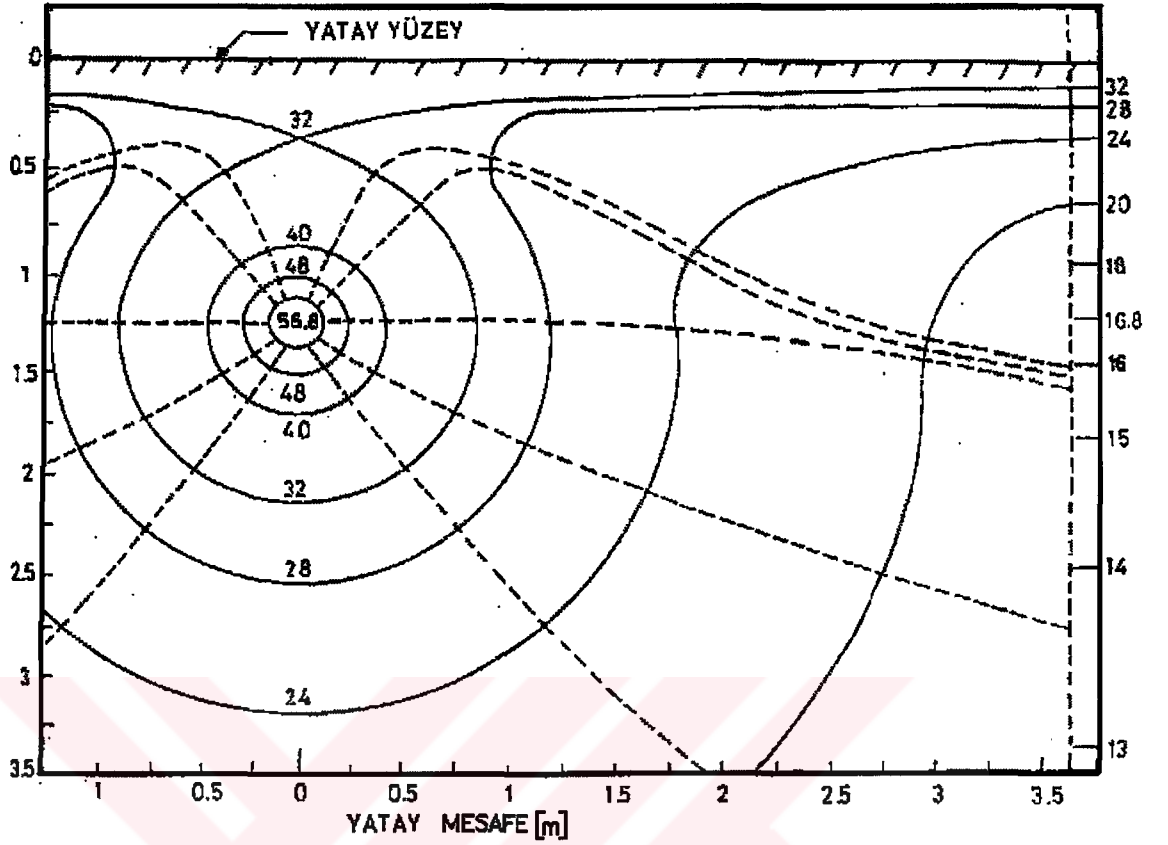
Adyabatik yüzey şartında, adyabatik bir yüzeyden belli bir uzaklıkta bulunan çizgisel bir kaynağın olduğu düşünülür. Böylece Çizgisel Kaynak yönteminde varsayılan sonsuz ortam yerine, yarı sonsuz bir ortam elde edilir. Çözüm için yarı sonsuz ortamdaki orijinal kaynak ile aynı güçte, adyabatik yüzeyin diğer tarafında ve yüzeye eşit uzaklıkta başka bir kaynağın varlığı kabul edilir. Bu kaynak, orijinal kaynağın görüntüsüdür. Her iki çizgisel kaynağın da eşit güçte olmalarından ötürü, bu kaynaklara eşit mesafedeki toprak yüzeyinin adyabatik bir yüzey olması gerektiği görülür. Şekil 5.8'de eşit güçlü iki kaynak için ısı akış eğrileri görülmektedir. Bose ve ark.'nın (1985) bildirdiğine göre, ısı akış eğrileri her yerde eşsıcaklık eğrilerine diktir ve adyabatik olduğu kabul edilen toprak yüzeyini hiçbir noktada geçmemektedir (Ataman 1991). Şekil 5.9'da adyabatik yüzey kabulüne göre elde edilen eş sıcaklık ve ısı akış eğrileri görülmektedir.



Şekil 5.8. Eşit güçlü iki kaynak için ısı akış eğrileri

Ayna-Görüntü yöntemi, toprak yüzeyinin adyabatik olduğu kabulü ile, gömülmüş borular etrafındaki sıcaklık dağılımını ve toprak direncini ölçmekte kullanılabilir. Bu kabul her zaman için doğru değildir, ancak ısıtma ve soğutma mevsimlerinin kritik günleri için geçerli olabilir.



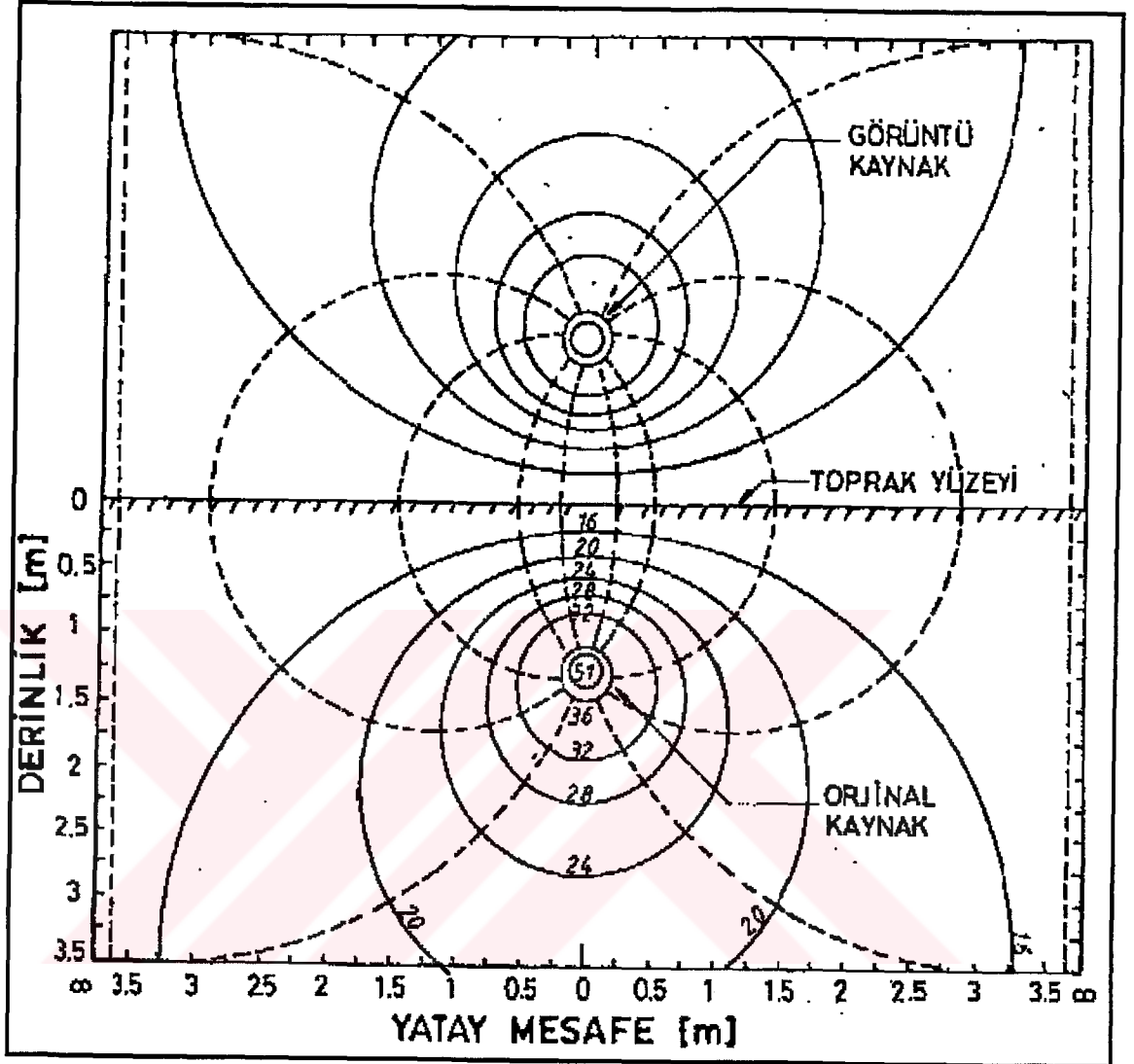


Şekil 5.9. Adyabatik yüzey şartı için elde edilen eş sıcaklık ve ısı akışı eğrileri (Ataman 1991)

Ayna-Görüntü yönteminde kullanılan bir diğer kabul izotermal yüzey şartıdır. Bose ve ark. (1985), izotermal yüzey şartının, boru sıcaklığı ile toprak yüzey sıcaklığı arasında çok büyük bir fark olduğunda gerçekleşeceğini belirtmiştir. İzotermal yüzey sıcaklığı şartı için de Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi ve Ayna-Görüntü Yöntemi birlikte uygulandığında görüntü, orijinal kaynak ile aynı güçte ancak ters işaretli olarak kabul edilir (Ataman 1991). İzotermal yüzey şartı için eş sıcaklık ve ısı akışı eğrileri Şekil 5.10'da gösterilmiştir.

İzotermal yüzey kabulü ile adyabatik yüzey kabulü arasındaki en büyük fark, izotermal yüzey kabulünde, borular daha derine gömüldükçe toprak ısı direnci sabit bir değere aşağıdan artarak yakınsarken, adyabatik yüzey kabulünde aynı sabit değere yukarıdan azalarak yakınsamasıdır.

Toprak ısı değiştiricisinin, birim uzunluğundan çekilen veya atılan ısı miktarı, ısı pompası ile ısıtılan ya da soğutulan binanın ısı kaybı ya da kazancına, ısıtma veya soğutma tesir katsayısına ve toprak ısı değiştiricisinin boyuna bağlıdır.



Şekil 5.10. İzotermal yüzey şartı için elde edilen eş sıcaklık ve ısı akış eğrileri (Ataman 1991)

$\dot{q}$  : Topraktan çekilen ısı miktarı [W]

$\dot{q}_a$  : Toprağa atılan ısı miktarı [W]

$Q_1$  : Bina ısı kaybı [W]

$Q_s$  : Bina ısı kazancı [W]

ITK : Isıtma tesir katsayısı

STK : Soğutma tesit katsayısı

olmak üzere, topraktan çekilen ısı miktarı, ısıtma mevsimi için Denklem 5.14'de, soğutma mevsimi içinse Denklem 5.15'de verilmiştir.

$$\dot{q} = Q_I \frac{ITK - 1}{ITK} \quad (5.14)$$

$$\dot{q}_a = Q_S \frac{STK - 1}{STK} \quad (5.15)$$

$R_b$  : Borunun ısı direnci [ $m^{\circ}C/W$ ]

$k_b$  : Borunun ısı iletim katsayısı [ $W/m^{\circ}C$ ]

$D_d$  : Boru dış çapı [m]

$D_i$  : Boru iç çapı [m]

olmak üzere, borunun ısı direnci, şu şekilde hesaplanabilir:

$$R_b = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_b} \ln \left[ \frac{D_d}{D_i} \right] \quad (5.16)$$

#### 5.4.3. Toprak Direnci Hesabı

Toprak ısı direnci, toprak ısı değiştiricisinden ısı geçişinde, toplam direncin en önemli kısmını oluşturur. Bu bölümde, Ayna-Görüntü Yöntemi kullanılarak, tek borulu ve çok borulu yatay tip ısı değiştiricileri için, toprak direnci hesabı anlatılacaktır.

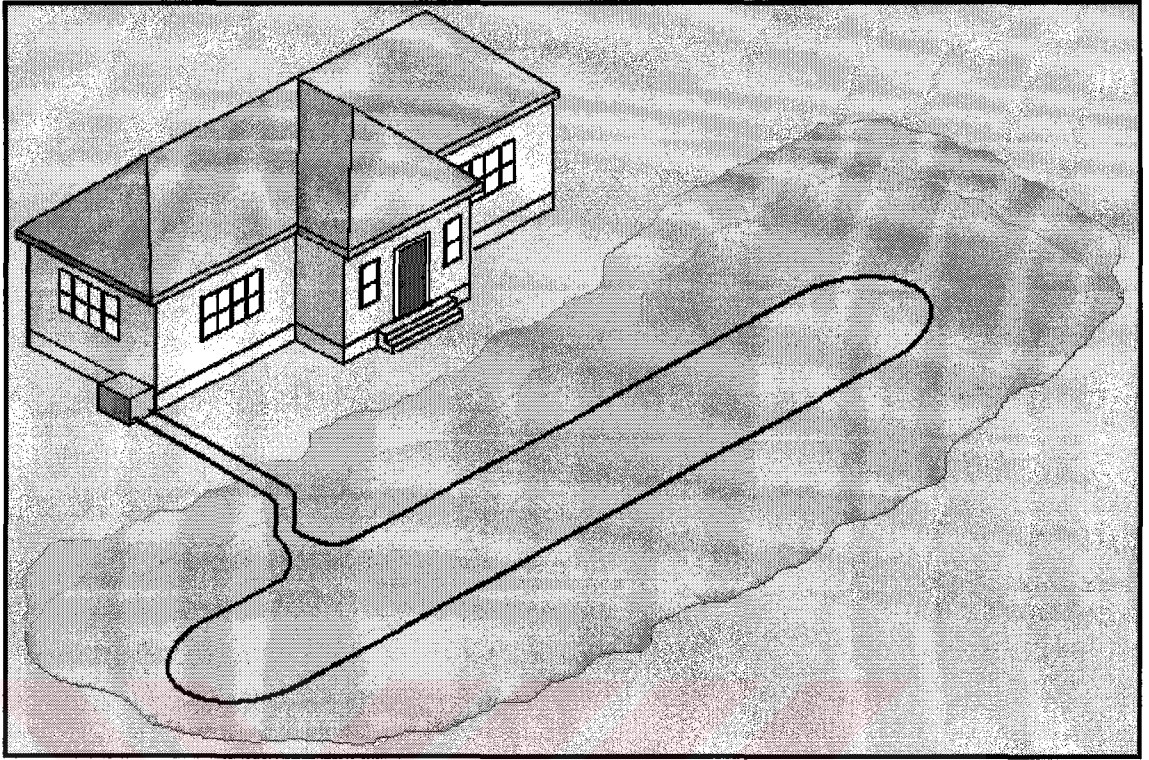
Tek borulu yatay tip ısı değiştiricilerinin incelenmesinde, Ayna-Görüntü Yöntemi, Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi ile birlikte uygulanır. Bu durumda Denklem 5.7, izotermal yüzey şartı kabulüne göre şu şekli alır:

$$t - t_0 = \frac{Q'}{2 \cdot \pi \cdot k_t} [I(X_r) - I(X_{2D})] \quad (5.17)$$

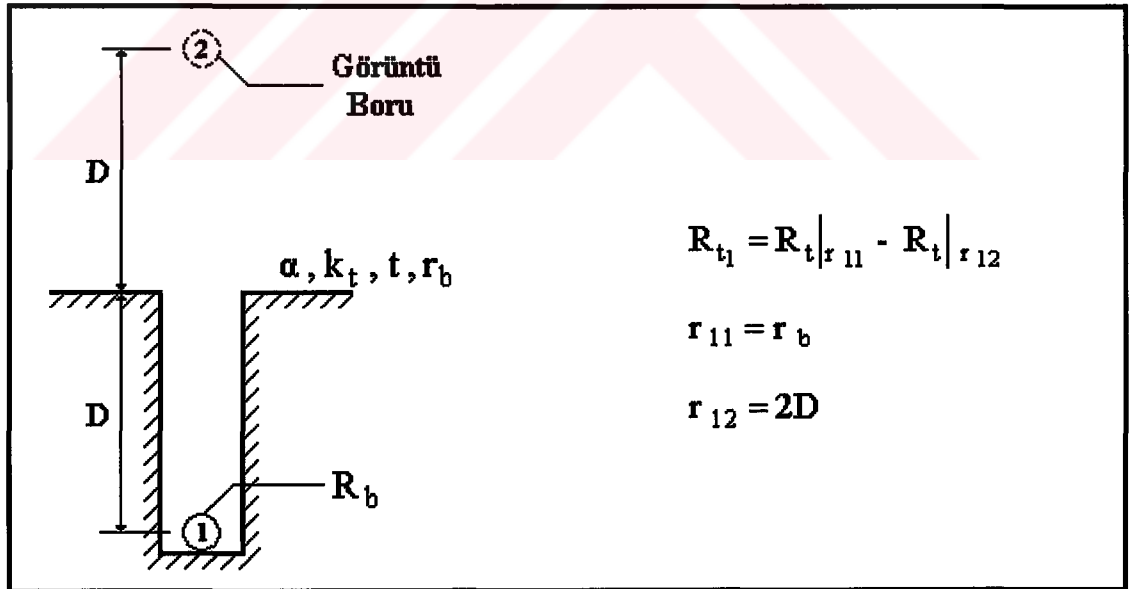
Adyabatik yüzey şartının kabulünde ise denklem aşağıdaki şekle dönüşür.

$$t - t_0 = \frac{Q'}{2 \cdot \pi \cdot k_t} [I(X_r) + I(X_{2D})] \quad (5.18)$$

Tek borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompasının şematik görünümü Şekil 5.11'de, toprak direnci hesabı ise Şekil 5.12'de görülmektedir.



Şekil 5.11. Tek borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası



Şekil 5.12. Tek borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası için toprak direnci hesabı

Çok borulu yatay tip ısı değiştiricilerinde, tek bir hendek içerisinde yerleştirilen borular arasında ısıl etkileşim oluşur. Bu nedenle gerekli boru boyu, tek borulu yatay tip ısı değiştiricilerine göre daha fazladır. Etkilenmiş toprak sıcaklığı hesabı yapılırken,

etkilenmemiş toprak sıcaklığı, aynı hendekteki ve komşu hendeklerdeki borularla olan ısı etkileşimleri dikkate alınır. Toprak ısı direncinin genel ifadesi, aşağıdaki şekildedir:

$$R_t = \frac{\sum_{i=1}^z R_{t_i}}{z} \quad (5.19)$$

Bu denklemde;

$z$  : Paralel boru sayısı

$R_{t_i}$  : i. boruya ait toprak ısı direnci

$R_{t_{i+z}}$  : i. borunun ayna görüntüsünün toprak ısı direnci

$X_{ii}$  :  $X_r$

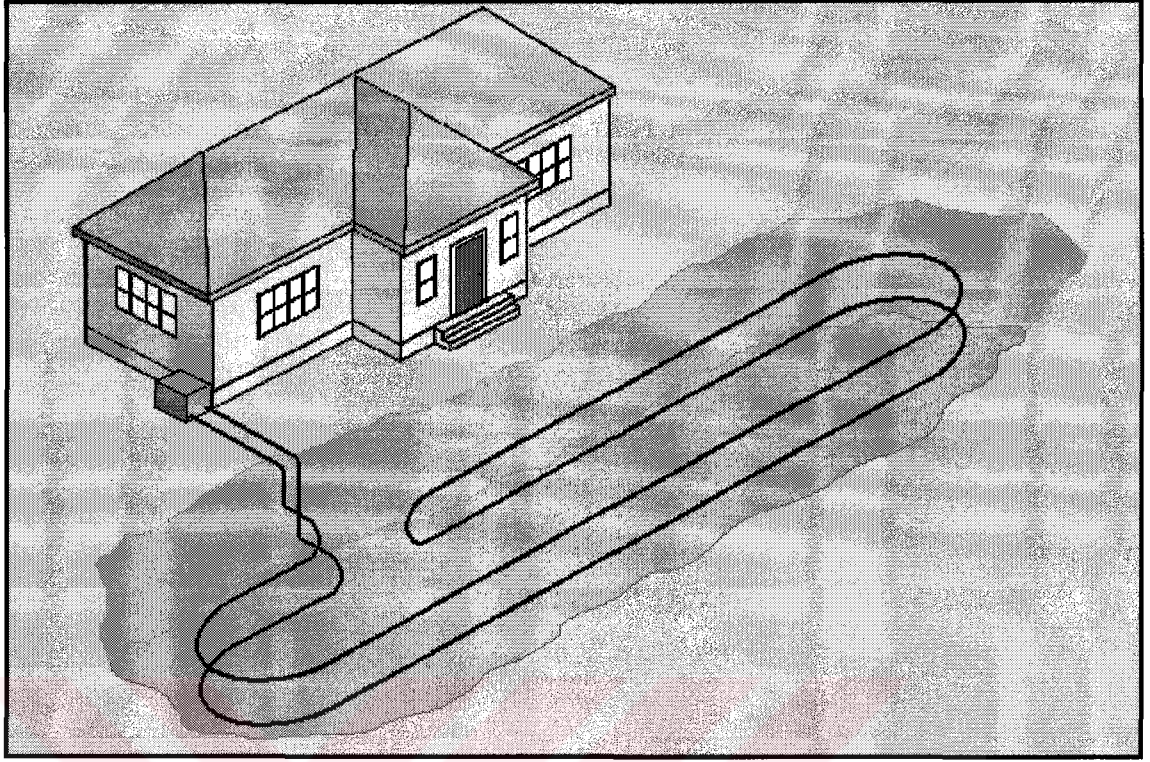
$$X_{ij} : \frac{S_{ij}}{2 \cdot \sqrt{\alpha_t \theta}}$$

$S_{ij}$  : i ve j boruları arasındaki mesafe

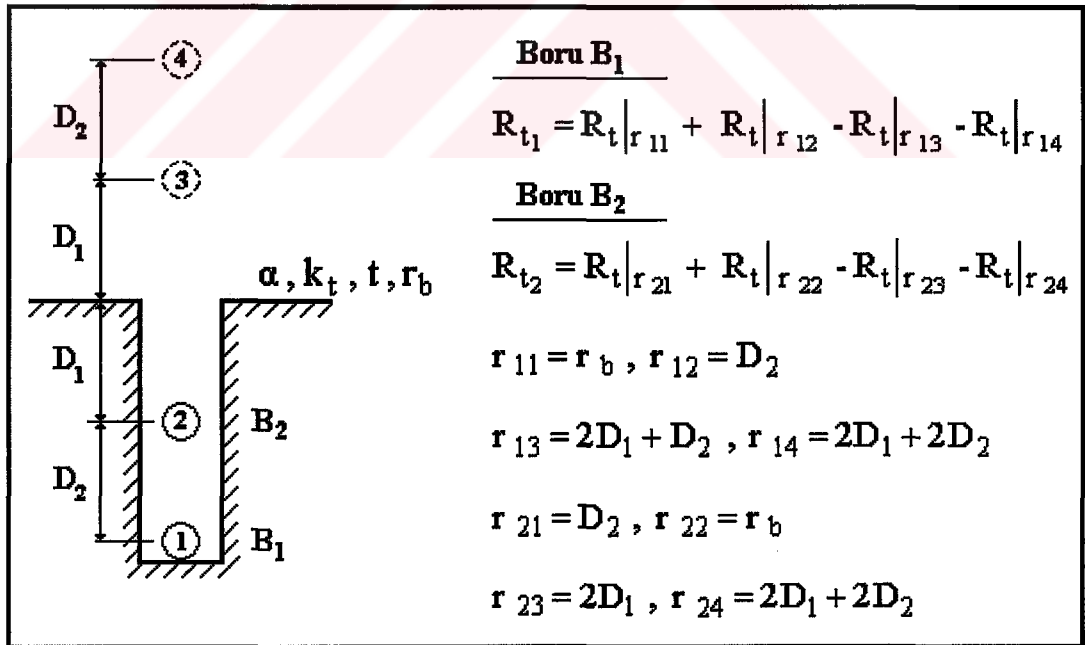
olmak üzere  $R_{t_i}$  ifadesi Denklem 5.20 yardımıyla hesaplanabilir.

$$R_{t_i} = \frac{\sum_{j=1}^z I(X_{ij}) \pm \sum_{j=z+1}^{2z} I(X_{ij})}{2 \cdot \pi \cdot k_t} \quad (5.20)$$

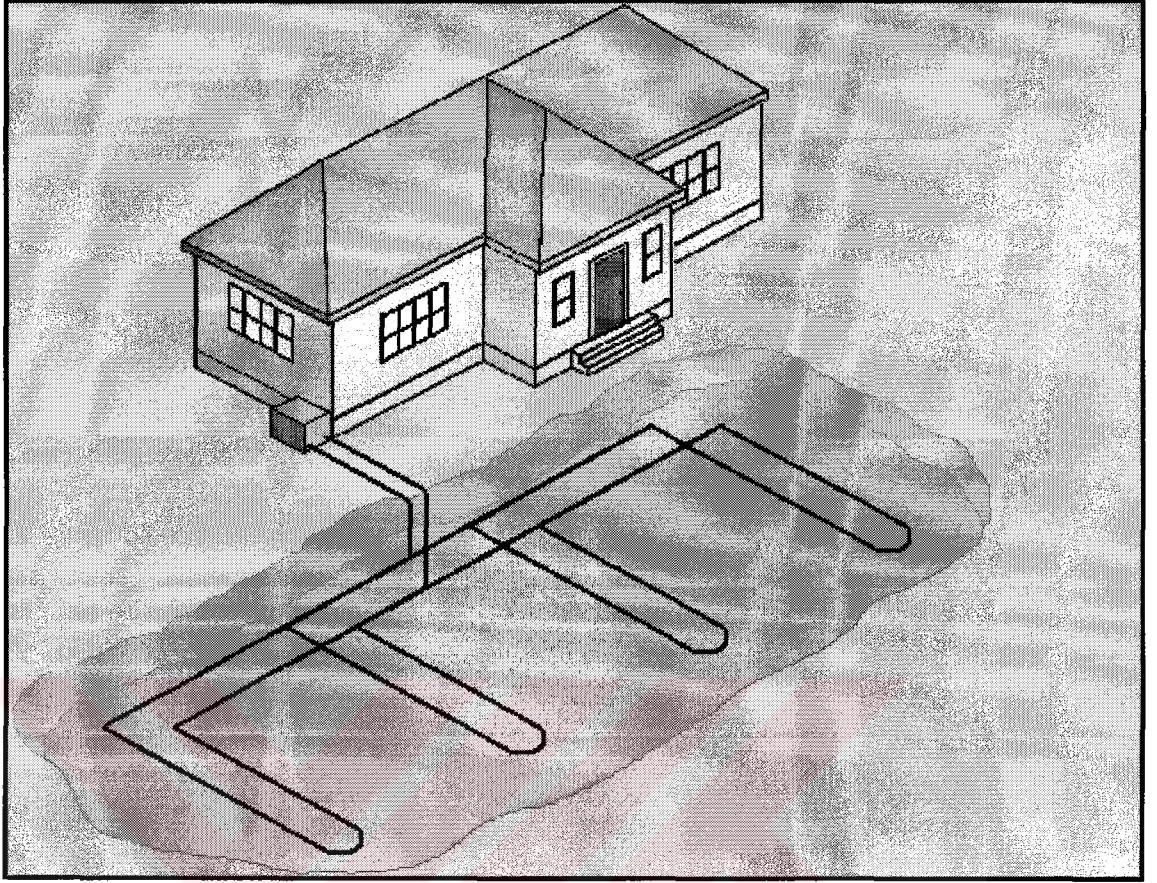
Düzenleme şekli 2x1 olan çift borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompasının şematik görünümü Şekil 5.13'de, toprak ısı direnci hesabı Şekil 5.14'de, düzenleme şekli 1x2 olan çift borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompasının şematik görünümü Şekil 5.15'de, toprak ısı direnci hesabı Şekil 5.16'da, düzenleme şekli 2x2 olan dört borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompasının şematik görünümü Şekil 5.17'de, toprak ısı direnci hesabı Şekil 5.19'da, düzenleme şekli 4x1 olan dört borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompasının şematik görünümü Şekil 5.18'de, toprak ısı direnci hesabı Şekil 5.20'de görülmektedir.



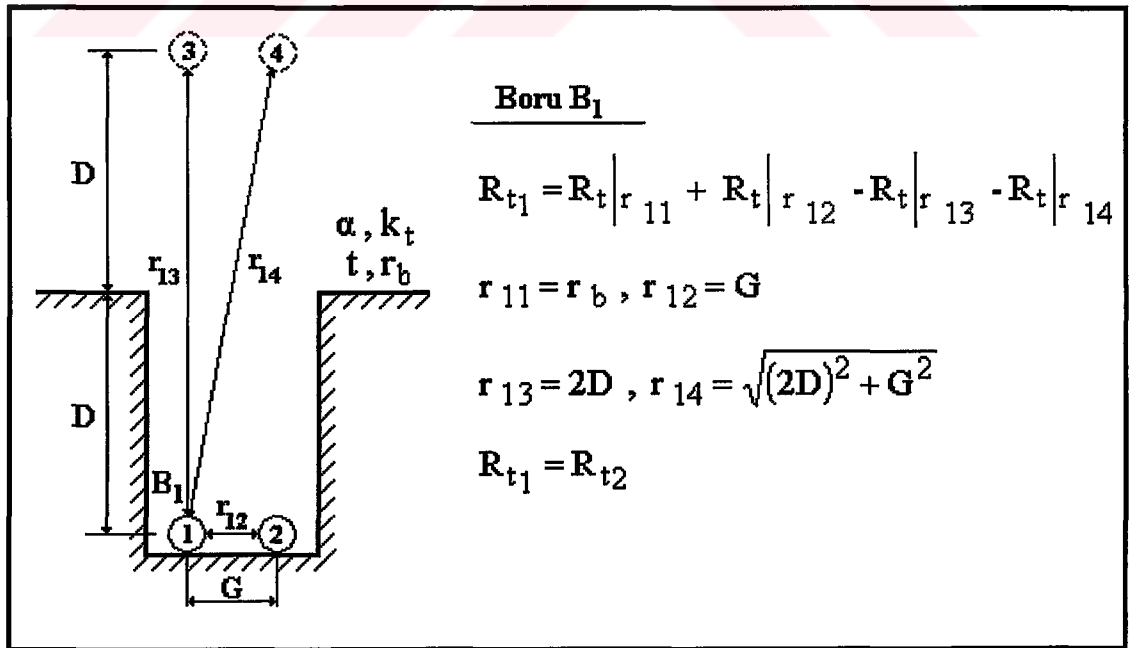
Şekil 5.13. Düzenleme şekli 2x1 olan çift borulu yatay tip ısı değıştiricili ısı pompası



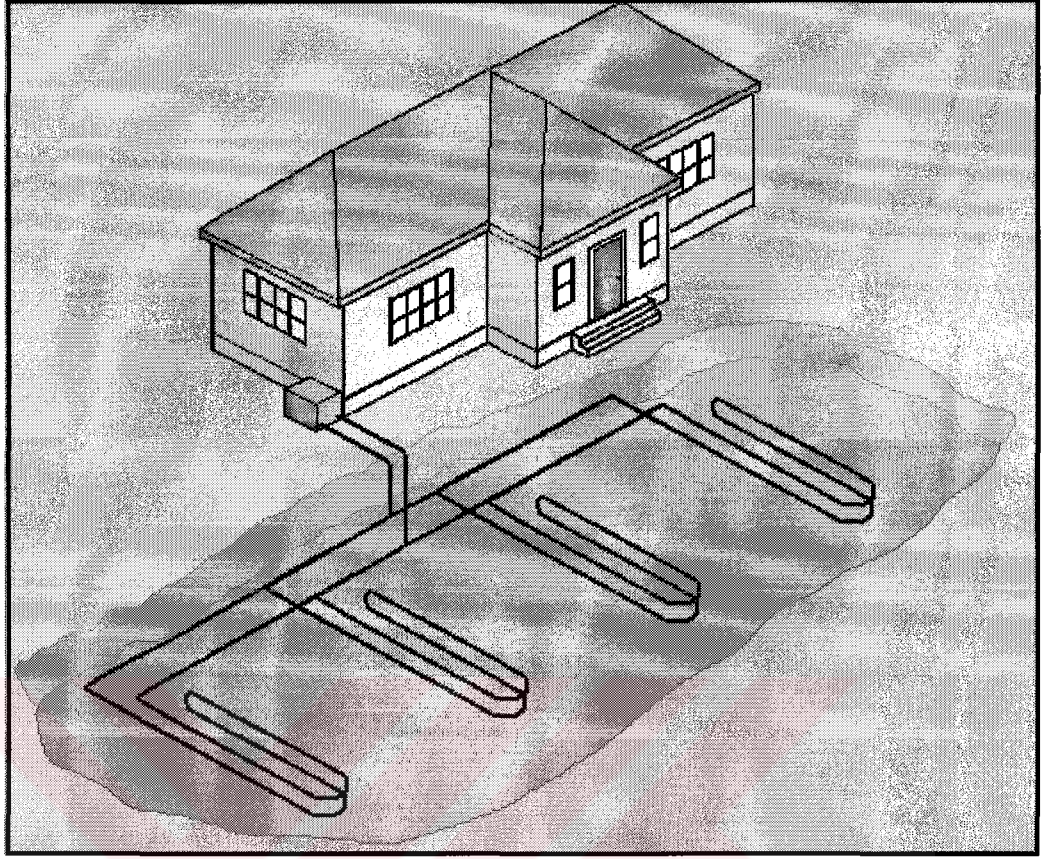
Şekil 5.14. Düzenleme şekli 2x1 olan çift borulu yatay tip ısı değıştiricili ısı pompası için toprak ısı direnci hesabı



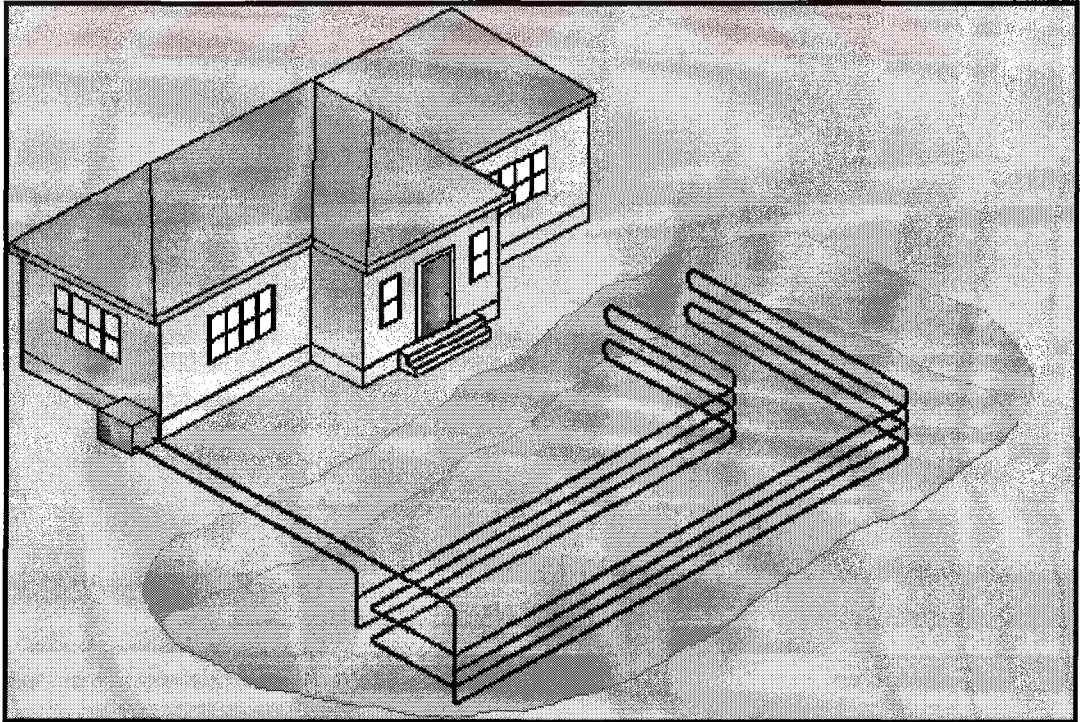
Şekil 5.15. Düzenleme şekli 1x2 olan çift borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası



Şekil 5.16. Düzenleme şekli 1x2 olan çift borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası için toprak ısı direnci hesabı

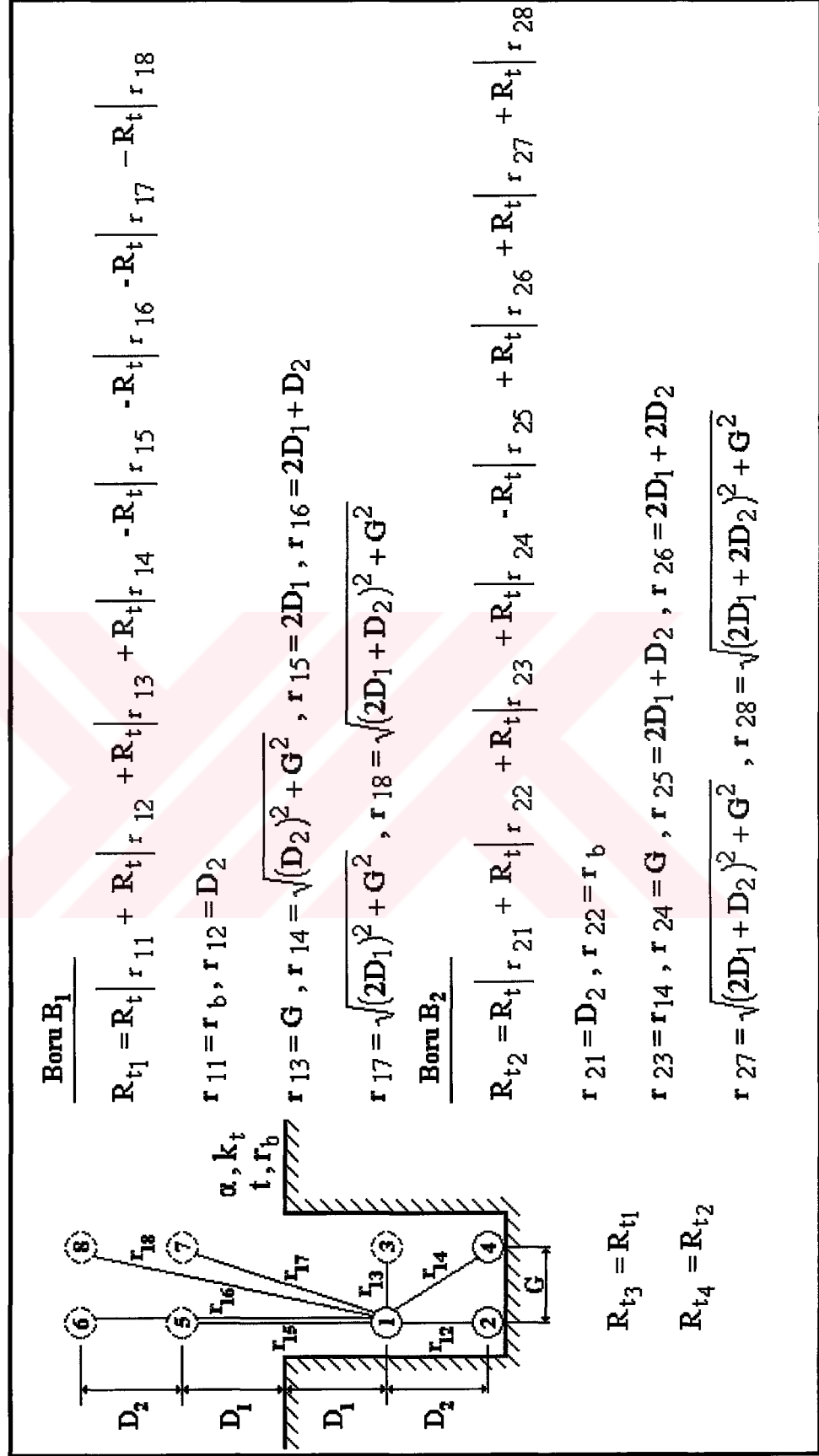


Şekil 5.17. Düzenleme şekli 2x2 olan dört borulu yatay tip ısı değıştiricili ısı pompası

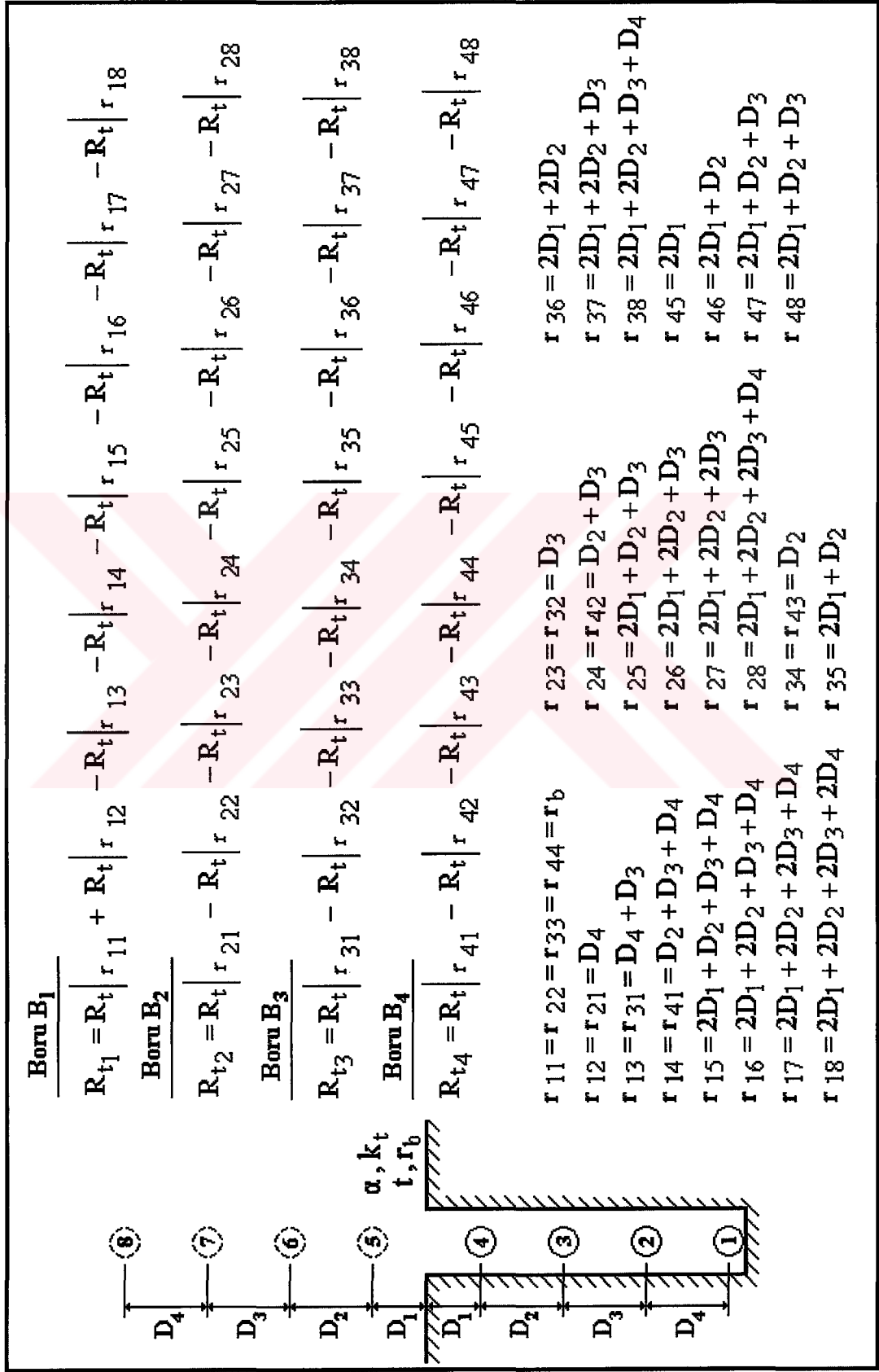


Şekil 5.18. Düzenleme şekli 4x1 olan dört borulu yatay tip ısı değıştiricili ısı pompası





Şekil 5. 19. Düzenleme şekli 2x2 olan dört borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası için toprak ısı direnci hesabı



$$\begin{aligned}
 & \text{Boru B}_1 \\
 & R_{t1} = R_t \left| r_{11} + R_t \right| r_{12} \quad -R_t \left| r_{13} - R_t \right| r_{14} \quad -R_t \left| r_{15} - R_t \right| r_{16} \quad -R_t \left| r_{17} - R_t \right| r_{18} \\
 & \text{Boru B}_2 \\
 & R_{t2} = R_t \left| r_{21} - R_t \right| r_{22} \quad -R_t \left| r_{23} - R_t \right| r_{24} \quad -R_t \left| r_{25} - R_t \right| r_{26} \quad -R_t \left| r_{27} - R_t \right| r_{28} \\
 & \text{Boru B}_3 \\
 & R_{t3} = R_t \left| r_{31} - R_t \right| r_{32} \quad -R_t \left| r_{33} - R_t \right| r_{34} \quad -R_t \left| r_{35} - R_t \right| r_{36} \quad -R_t \left| r_{37} - R_t \right| r_{38} \\
 & \text{Boru B}_4 \\
 & R_{t4} = R_t \left| r_{41} - R_t \right| r_{42} \quad -R_t \left| r_{43} - R_t \right| r_{44} \quad -R_t \left| r_{45} - R_t \right| r_{46} \quad -R_t \left| r_{47} - R_t \right| r_{48} \\
 \\
 & r_{11} = r_{22} = r_{33} = r_{44} = r_b \\
 & r_{12} = r_{21} = D_4 \\
 & r_{13} = r_{31} = D_4 + D_3 \\
 & r_{14} = r_{41} = D_2 + D_3 + D_4 \\
 & r_{15} = 2D_1 + D_2 + D_3 + D_4 \\
 & r_{16} = 2D_1 + 2D_2 + D_3 + D_4 \\
 & r_{17} = 2D_1 + 2D_2 + 2D_3 + D_4 \\
 & r_{18} = 2D_1 + 2D_2 + 2D_3 + 2D_4 \\
 \\
 & r_{23} = r_{32} = D_3 \\
 & r_{24} = r_{42} = D_2 + D_3 \\
 & r_{25} = 2D_1 + D_2 + D_3 \\
 & r_{26} = 2D_1 + 2D_2 + D_3 \\
 & r_{27} = 2D_1 + 2D_2 + 2D_3 \\
 & r_{28} = 2D_1 + 2D_2 + 2D_3 + D_4 \\
 & r_{34} = r_{43} = D_2 \\
 & r_{35} = 2D_1 + D_2 \\
 & r_{36} = 2D_1 + 2D_2 \\
 & r_{37} = 2D_1 + 2D_2 + D_3 \\
 & r_{38} = 2D_1 + 2D_2 + D_3 + D_4 \\
 & r_{45} = 2D_1 \\
 & r_{46} = 2D_1 + D_2 \\
 & r_{47} = 2D_1 + D_2 + D_3 \\
 & r_{48} = 2D_1 + D_2 + D_3
 \end{aligned}$$

Şekil 5.20. Düzenleme şekli 4x1 olan dört borulu yatay tip ısı değiştiricili ısı pompası için toprak direnci hesabı

### 5.5. Toprak Isı Değiştiricisinin Boyutlandırılması

Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasında, boru uzunluğu aşağıdaki etkenlere bağlı olarak değişmektedir :

1. Sistemin soğutma kapasitesi
2. Sistemin ısıtma kapasitesi
3. Soğutma için STK değerı
4. Isıtma için ITK değerı
5. Yıllık ortalama toprak sıcaklığı
6. Soğutma için sisteme giren su sıcaklığı
7. Isıtma için sisteme giren su sıcaklığı
8. Toprak direnci
9. Boru direnci
10. Isı değiştiricisi tipi
11. Soğutma için çalışma faktörü
12. Isıtma için çalışma faktörü

Sistemin ısıtma ya da soğutma amacına göre ısıtma veya soğutma yüklerinin doğru bir şekilde belirlenmesi gereklidir. Bu hesaplamalar yapılmadan önce belirtmek gerekir ki duruma göre ısı kaybı ya da kazancını azaltmak için yapılan bina izolasyonu, bu noktada büyük önem arz etmektedir.

Ülkemizde TS 825 “Binalarda Isı Yalıtım Kuralları” standardı, 14 Haziran 2000 tarihinden itibaren mecburi standart olarak yrrlge girmiştir. Bu standart, yeni inşa edilecek binaların ve mevcut binaların oturma alanlarının %15’i oranında ve üzerinde yapılacak tadilatlarda, tadil edilen bölümün ısıtma enerjisi ihtiyacının hesaplama kurallarını ve izin verilebilecek en yüksek ısı kaybı değerlerini ve hesaplama ile ilgili bilgilerin sunuş şeklini kapsar. Bu standardın amacı, ülkemizdeki binaların ısıtılmasında kullanılan enerji miktarını sınırlamayı, dolayısıyla enerji tasarrufunu arttırmayı ve enerji ihtiyacının hesaplanması sırasında kullanılacak standart hesap metodunu ve değerlerini belirlemektir (Karakoç 2001).

Enerjinin verimli kullanılması ve tasarrufu, işletme giderlerinin azaltılması ve bina ömrünün arttırılması açısından büyük yararlar sağlayan standardın uygulaması, ısıtma ve soğutma yüklerini azaltarak, ısı pompası sisteminin ilk yatırım ve işletim maliyetlerini önemli ölçüde düşürecektir. Bu nedenle, ısı pompası sistemiyle ısıtılacak ya da soğutulacak binanın, ısıtma veya soğutma yüklerini belirlemeden önce, binanın izolasyonunun standarda uygun şekilde yapılmış olması hesaplamalar açısından büyük avantajlar sağlayacaktır.

Cihazın ısıtma tesir katsayısı (ITK), cihazın kapasitesinin, cihaza verilen elektrik enerjisine bölünmesi ile bulunabilir.

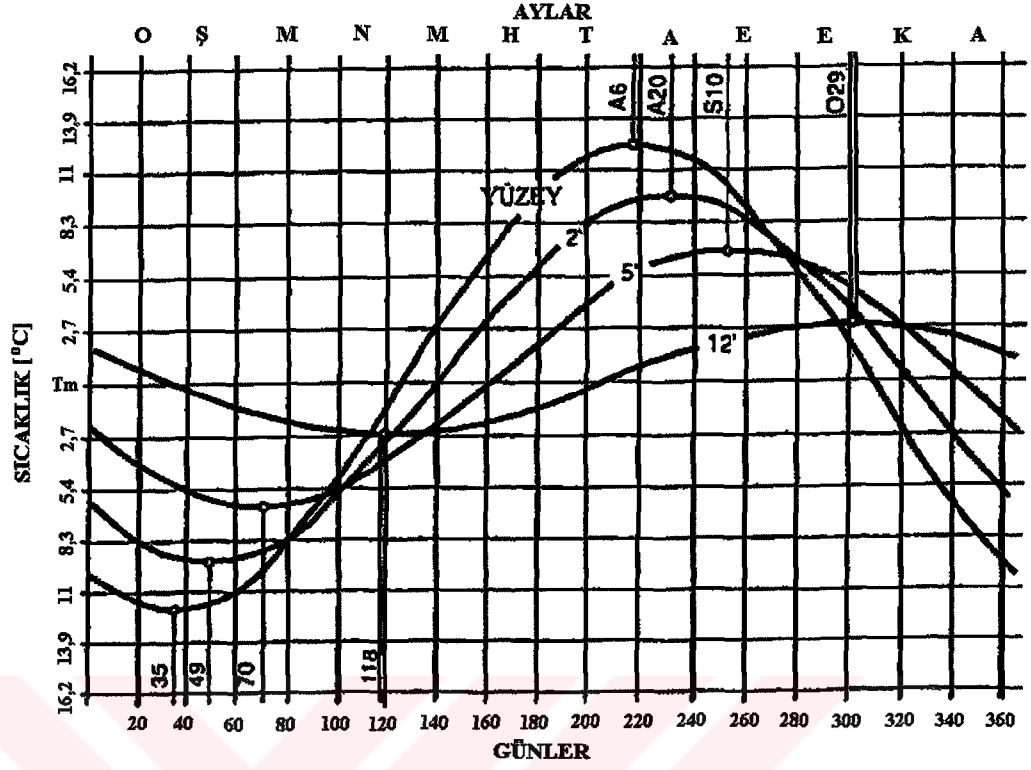
$$ITK = \frac{\text{Cihazın Kapasitesi (Btu/h)}}{\text{Cihaza Verilen Elektrik Enerjisi (W)} \times 3,413(\text{Btu/h})/\text{W}} \quad (5.21)$$

Aynı şekilde, soğutma amacıyla kullanılan bir ısı pompası sistemi için soğutma tesir katsayısı (STK), cihazın kapasitesinin, cihaza verilen elektrik enerjisine oranıdır.

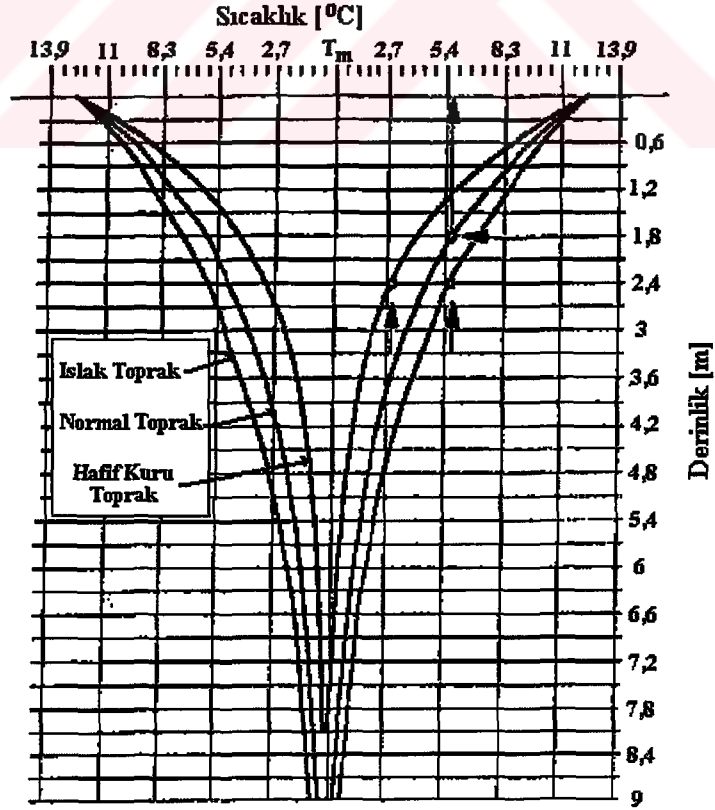
$$STK = \frac{\text{Cihazın Kapasitesi (Btu/h)}}{\text{Cihaza Verilen Elektrik Enerjisi (W)} \times 3,413(\text{Btu/h})/\text{W}} \quad (5.22)$$

Ortalama yıllık toprak sıcaklığı ( $T_m$ ), toprağın tüm yıl boyunca değişen ortalama sıcaklığıdır. Yüzey sıcaklığı toprak sıcaklığı üzerinde etki yapar, fakat daha büyük etki güneş ışınlarından olur. Ortalama yıllık toprak sıcaklığı değerinin, 50 ft'den (15,24 m) 150 ft'e (45,72 m) kadar kuyu derinliğindeki kuyu suyu sıcaklığına eşit olduğu farz edilir. Bu, yaklaşık olarak ortalama yıllık hava sıcaklığına 1,1 °C ekleyerek bulunabilir (Hepbaşlı ve Hancıoğlu 2001).

Şekil 5.21'de, toprak sıcaklığının yıllık değişimi görülmektedir. Bu şekilde görülen eğriler ortalama toprak yoğunluğuna ve nem içeriğine sahip bir toprak için geçerlidir. Farklı özellikteki topraklar için derinliğe göre sıcaklık değişimi değerleri ise, Şekil 5.22'de gösterilmiştir.



Şekil 5.21. Toprak sıcaklığının yıllık değişimi (Miles 1994)














Şekil 5.22. Çeşitli toprak cinsleri için derinliğe göre sıcaklık değişimi (Miles 1994)

Soğutma için sisteme giren su sıcaklığı, borular içinde dolaşan sudan toprağa ısı atılması nedeniyle, toprak sıcaklığından daha yüksek olacaktır. Oluşan sıcaklık farkı, atılan ısı miktarı ve boru yüzey alanına bağlı olarak değişir. Boru miktarını en az değerde tutmak amacıyla, cihazın su sıcaklığını aşmadan, istenilen ısı transferini sağlamak için bu iki değer arasında optimizasyon yapılmalıdır. Aynı etki, ısıtma durumunda da görülür. Ancak değişiklik soğutma işlemindeki kadar çok değildir (Hepbaşlı ve Hancıoğlu 2001).

Isı değiştiricilerinin hesaplanmasında diğer bir önemli faktör toprak direncidir. Farklı uygulama şekilleri için toprak direnci hesabı önceki bölümde kapsamlı bir şekilde anlatılmıştır. Toprak direncinin hesaplanmasında, kullanım şartlarına uyması koşuluyla, çeşitli çalışmalar sonucu hazırlanmış çizelgeler de kullanılabilir. Miles (1994) tarafından önerilen Çizelge 5.2'de, yatay tip toprak ısı değiştiricilerinin, düzenlenme şekillerine göre, nemli ve kuru veya hafif nemli toprak yapısına göre değişen toprak direnci değerleri görülmektedir. Verilen değerler hfeetF/BTU cinsindedir ve değerler 1.73'e bölünerek mK/W cinsine çevrilebilir. Boruların üzerinde görülen rakamlar feet cinsinden boruların gömülme derinliğini ifade etmektedir. Bu değerler de 0,3048 ile çarpılarak metre cinsine çevrilebilir.

Çizelge 5.2. Toprak direnci değerleri (Miles 1994)

		$R_t$ (Ağır Toprak - Nemli)										$R_t$ (Kaya)
		$R_t$ (Kuru veya Hafif Nemli Toprak)										$R_t$ (Nemli)
												
Boru Çapı	3/4"	1.02	1.06	1.09	1.11	1.31	1.37	2.05	2.15	2.11	1.88	0.60
		1.38	1.44	1.47	1.49	1.77	1.84	2.75	2.86	2.85	2.53	1.06
	1"	0.97	1.02	1.04	1.06	1.26	1.32	2.00	2.10	2.07	1.84	0.57
		1.32	1.37	1.40	1.42	1.70	1.77	2.66	2.79	2.78	2.47	1.01
	1-1/4"	0.92	0.97	0.99	1.01	1.22	1.27	1.96	2.06	2.02	1.79	0.54
		1.25	1.31	1.34	1.36	1.63	1.70	2.61	2.72	2.71	2.40	0.96
	1-1/2"	0.89	0.94	0.97	0.98	1.19	1.25	1.92	2.02	1.99	1.76	0.53
		1.21	1.27	1.30	1.32	1.59	1.66	2.57	2.68	2.67	2.36	0.94
	2"	0.85	0.89	0.92	0.94	1.14	1.20	1.89	1.98	1.94	1.71	0.50
		1.15	1.20	1.24	1.26	1.53	1.60	2.51	2.62	2.61	2.29	0.89

Çizelgede boru çapları ¾" -2" arasında değişmektedir. Çizelgenin kullanımıyla elde edilen toprak direnci hesaplamalarında, hata genellikle %3'den azdır.

Önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi boru direnci, boru çapı ve boru malzemesinin özelliklerine göre değişim göstermektedir. Boru direncinin hesaplanması Denklem 5.16'da verilmiştir. Örnek teşkil etmesi açısından, aşağıda verilen dört farklı boru malzemesi için boru direnç değerlerinin, boru çapı ve yerleştirilme şekline göre değişimi Çizelge 5.3'de verilmiştir. Kesir çizgisinin üstündeki değerler yatay döşenmiş, altındakiler ise dikey döşenmiş borular için kullanılmaktadır. Tablodaki değerler 1,73'e bölünerek mK/W'a çevrilebilir.

**Boru malzemeleri:**

1. Polietilene-Schedule 40
2. Polietilene-Schedule 11
3. Polietilene-Schedule 17
4. Polietilene-Schedule 13,5

Çizelge 5.3. Farklı boru tipleri için boru direnç değerleri (Miles 1994)

		PE SCH - 40	PE SDR - 11	PB SDR - 17	PB SDR - 13,5
Boru Çapı (inch)	¾"	$\frac{0.17}{.166}$	↑	↑	↑
	1"	$\frac{.159}{.109}$			
	1"-1/4"	$\frac{.130}{.089}$	$\frac{.144}{.096}$	$\frac{.016}{.011}$	$\frac{.020}{.014}$
	1"-1/2"	$\frac{.117}{.080}$			
	2"	$\frac{.098}{.068}$	↓	↓	↓

Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasında etkili diğer parametre toprak ısı değiştiricisi tipidir. Bu çalışmada yatay tip ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompasının analizi incelendiğinden, yalnızca yatay tip ısı değiştiricilerinin, ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasına etkisi incelenecektir.

Bir hendekte sadece bir boru kullanılması durumunda boru birim uzunluğu başına en yüksek ısı akımı oluşur. Tek bir çevrimli sistemde önerilen maksimum ısı pompası kapasitesi 762 m'lik (2500 ft) maksimum boru uzunluğuna karşılık gelen 1,758 kW'tır (6000 BTUH). Hendekte tek kanal bulunması durumunda oluşturulan derinlik, kuzey iklimlerinde 1,06 m (3,5 ft), güney iklimlerinde ise 1,83 m'dir (6 ft). Hendekte iki boru ile çift bir geri sarım kullanılarak tipik bir yatay serili sistemde, iki borunun aynı hendekte bulunması toprak direncini arttırır ve istenilen ısı akımını elde etmek için, daha uzun boru gerekecektir. Bu şartlar altında pratik olarak boru uzunluğu, 3,515 kW (12000 BTUH) başına 106,5 m ila 152,4 m'den (350-500 ft.), 3,515 kW (12000 BTUH) başına 128 m. ila 182,8 m'ye (420-600 ft.) kadar artar. Hendek uzunluğu, tek borulu hendekte 3,515 kW (12000 BTUH) başına 106,5 m ila 152,4 m'den (350-500 ft.), 3,515 kW (12000 BTUH) başına 64 m ila 91,4 m'ye (210-300 ft) kadar azaltılmaktadır. Boru derinlikleri kuzey bölgelerde 0,91 m-1,5 m (3-5 ft), güney bölgelerde 1,2 m-1,82 m (4-6 ft) olarak önerilmektedir.

Yatay sistemin üçüncü şekli, çoklu seviyeli (bir hendekte birden fazla üst üstü boru çevrimi oluşturulması) veya paralel sistemdir. Çizelge 5.2'de de görülebileceği üzere, burada dar hendekte dört boru yığınını örnek olarak verilmiştir (düzenleme şekli 4x1). Aynı zamanda çizelgede geniş hendeğin her bir yanındaki çift yığınli (düzenleme şekli 2x2) dört boru sistemi de görülmektedir. Yığın halindeki dar hendekte, boru derinliği kuzey bölgelerde, 1,82 m, 1,5 m, 1,2 m ve 0,91 m (6,5,4 ,3 ft), güney bölgelerde ise 2,1 m, 1,82 m, 1,5 m ve 1,2 m'dir (7,6,5,4 ft). Çift-yığın daha geniş hendekte boru derinliği, tek çevrimli geri dönüşümlü sistemlerle aynı olacaktır; kuzey bölgelerde 0,91 m-1,5 m (3-5 ft) ve güney bölgelerde 1,2 m-1,82 m'dir (4-6 ft) (Hepbaşlı ve Hancıoğlu 2001).

Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasında bir diğer etken çalışma faktörüdür. Çalışma faktörü (f), dikkate alınan dönem için, ısı pompasının çalışma süresinin toplam dönem süresine oranıdır. Denklem 5.12 ile hesaplanan toprak ısı direnci, ısı geçişinin sürekli olduğu hal için geçerlidir. Gerçekte ısı pompası periyodik



olarak çalıştığından, ısı değiştiricisinin boyunun hesaplanmasında kullanılan formülde, toprak ısı direnci, çalışma faktörü ile çarpılmalıdır. Buna göre ısıtma ve soğutma durumları için ısı değiştiricisi boyunun hesabı, sırasıyla Denklem 5.23 ve 5.24'de verilmiştir.

$$L_1 = \frac{Q_I \cdot \left[ \frac{ITK - 1}{ITK} \right] (R_b + f \cdot R_t)}{t_o - t} \quad (5.23)$$

$$L_s = \frac{Q_S \cdot \left[ \frac{STK - 1}{STK} \right] (R_b + f \cdot R_t)}{t - t_o} \quad (5.24)$$

Formüllerin paydalarında yer alan sıcaklık farkı, ısıtma veya soğutma yapılan dönemdeki etkilenmiş ve etkilenmemiş toprak sıcaklıkları arasındaki farktır. Bu sıcaklık farkı, tasarım ayı için ısı pompasının çalışma şartlarına göre belirlenir. Formülde yer alan bina ısı kaybı  $Q_I$  ve bina ısı kazancı  $Q_S$  değerleri, pratikte seçilen ısı pompası kapasitesine eşit olmaz. Bu nedenle, bu terimler yerine ısı pompasının ısıtma kapasitesi ( $Q_{IK}$ ) ve soğutma kapasitesi ( $Q_{SK}$ ) değerleri kullanılmalıdır. Bu durumda ısı değiştiricisi boyunun belirlenmesi için kullanılacak formüller, ısıtma ve soğutma durumları için şu şekildedir:

$$L_1 = \frac{Q_{IK} \cdot \left[ \frac{ITK - 1}{ITK} \right] (R_b + f \cdot R_t)}{t_o - t} \quad (5.25)$$

$$L_s = \frac{Q_{SK} \cdot \left[ \frac{STK - 1}{STK} \right] (R_b + f \cdot R_t)}{t - t_o} \quad (5.26)$$

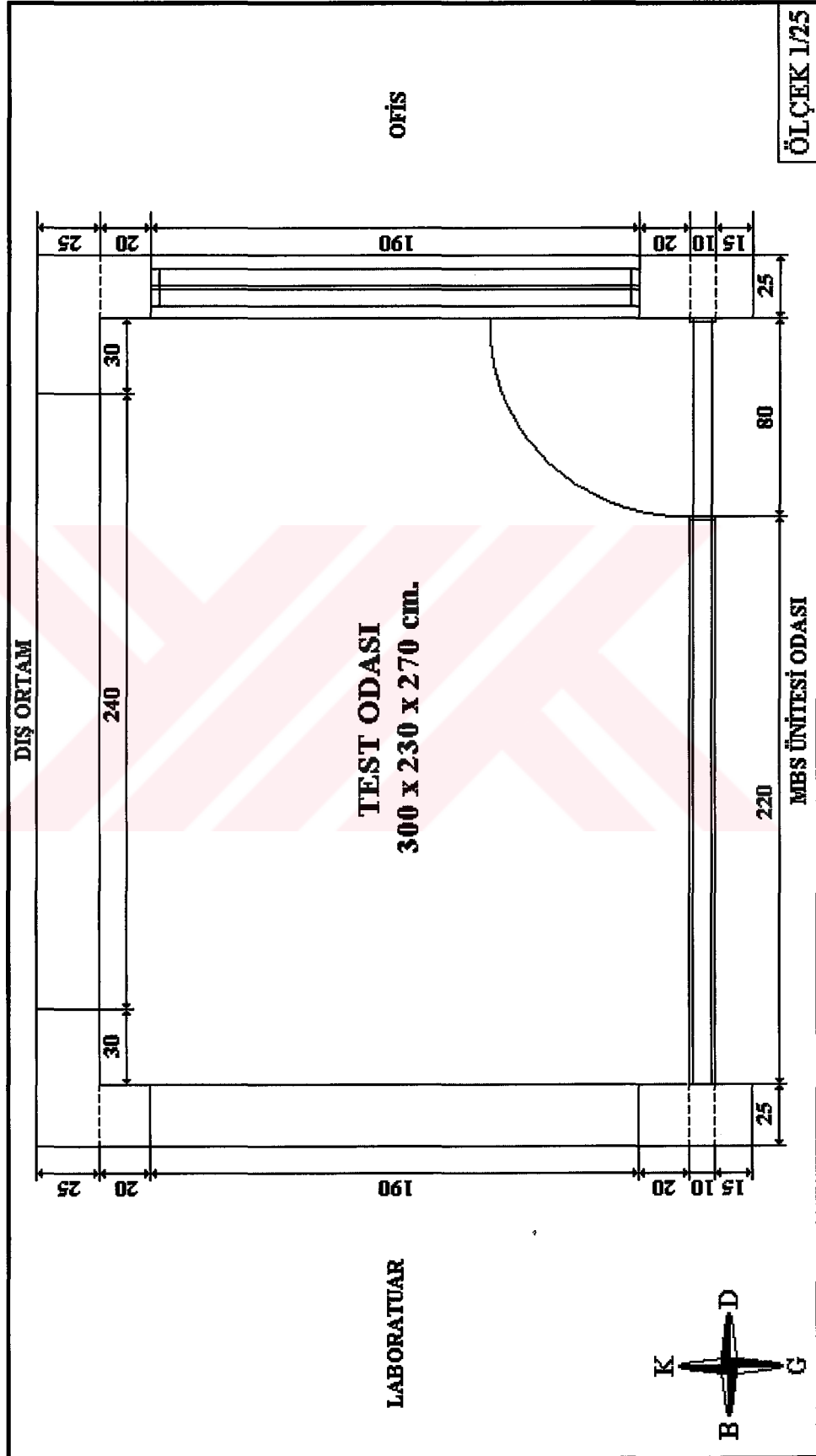
## 5.6. Örnek Bir Uygulama İçin Toprak Isı Değiştiricisi Hesabı

Çalışmanın bu bölümünde, örnek bir yatay tip ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompası uygulaması için toprak ısı değiştiricisi hesabı anlatılacaktır. Öncelikle yapılan uygulama hakkında genel bilgiler verilecek, ardından ısıtma ve soğutma işleminin yapıldığı mahal için ısı kaybı ve soğutma yükü hesabı yapılacaktır. Son olarak elde edilen ısı kaybı ve soğutma yükü değerleri ile, ısıtma ve soğutma işlemi için gereken toprak ısı değiştiricisi boyu hesaplanacak ve mevcut toprak ısı değiştiricisi boyu ile karşılaştırılarak, varılan sonuçlar yorumlanacaktır.

Söz konusu ısı pompası uygulaması, Bursa ili için örnek bir çalışma olması amacıyla, Uludağ Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu, İklimlendirme Soğutma Laboratuvarı'nda kurulan bir deney düzeneğidir. Deney düzeneğinde aynı tesisat üzerinden hem toprak kaynaklı, hem de hava kaynaklı ısı pompası ile çalışma imkanı mevcuttur. Kurulan sistemde, toprak içerisinde 2 m derinliğe yerleştirilen, 20 m uzunluğundaki tek borulu yatay tip ısı değiştiricisi vasıtasıyla, topraktan ısı çekmek ya da atmak suretiyle, test odasının ısıtılması ve soğutulması sağlanmıştır.

Test odası 300×230×270 cm. boyutlarındadır. Dış ortama cephesi yalnızca kuzey duvarıdır ve bu duvar üzerinde herhangi bir pencere bulunmamaktadır. Hem dış ortama bakan duvarında pencere olmaması, hem de içerisinde ısı kazancı sağlayacak herhangi bir cihaz bulunmaması nedeniyle, test odasının ısı kaybı ve soğutma yükü hesaplamalarında, güneşlenmeden ve diğer cihazlardan kaynaklanan ısı kazancı yer almamaktadır. Test odasının güney duvarı, mekanik buhar sıkıştırırmalı ünitenin (MBS) bulunduğu odaya, doğu duvarı ofise, batı duvarı ve tavanı laboratuvara cephelidir. Tabanı toprak zemin üzerindedir. Şekil 5.23'de test odasının şematik olarak görünümü yer almaktadır.

Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasında, alınan ölçüm değerlerine göre Ağustos ve Şubat ayları tasarım ayı olarak belirlenmiştir. Buna göre test odasının soğutma yükü değeri hesaplanırken, 21 Ağustos 2004 günü saat 14:00'de, ısı kaybı değeri hesaplanırken de 11 Şubat 2005 günü saat 14:00'de yapılan ölçümler sonucu elde edilen değerler kullanılmıştır. Test odasının, komşu hacimlerin ve dış ortamın, belirtilen günlerde ölçülen sıcaklık değerleri Çizelge 5.4'de verilmektedir.



Şekil 5.23. Test odasının şematik görünümü

Çizelge 5.4. Isı kaybı ve soğutma yükü hesaplamaları için ölçülen sıcaklık değerleri

Ortam	Isıtma Sezonu Sıcaklık Değerleri [°C]	Soğutma Sezonu Sıcaklık Değerleri [°C]
Test Odası	21,3	18,2
Dış Ortam	4,5	31,8
MSB Ünitesi Odası	27	28
Laboratuvar	25	26
Ofis	25	26
Döşeme Altındaki Toprak Sıcaklığı	12	15

Isı kaybı ve soğutma yükü hesabı için, test odasını oluşturan yapı elemanlarının kesit görüntüleri, ebatları ve ısı iletkenlik hesap değerleri Şekil 5.24'de görülmektedir. Yapı elemanlarının ısı iletkenlik hesap değerleri, İZODER Isı-Ses-Su İzolasyoncuları Derneği tarafından hazırlanan, hesaplama programından alınmıştır.

Test odasının ısı kaybı ve soğutma yükü değerlerinin hesaplanması için, her yapı bileşenin ısı geçirgenlik katsayısı değeri belirlenmelidir.

$\alpha_i$  : İç yüzeylerin ısı taşınım katsayısı [W/m<sup>2</sup>K]

$\alpha_d$  : Dış yüzeylerin ısı taşınım katsayısı [W/m<sup>2</sup>K]

d : Yapı bileşenin kalınlığı [m]

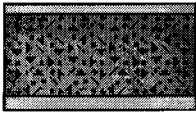



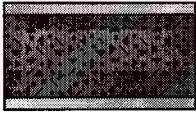



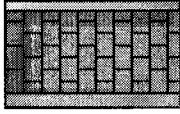



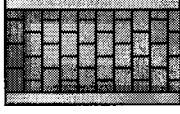





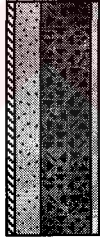




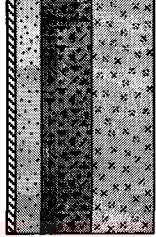













$\lambda$  : Yapı bileşenin ısı iletkenlik hesap değeri [W/mK]

U: Yapı bileşenin ısı geçirgenlik katsayısı [W/m<sup>2</sup>K]

olmak üzere, yapı bileşenin ısı geçirgenlik direnci (1/U) şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_d} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_i} \quad [m^2K/W] \quad (5.27)$$

Buna göre bir binanın ısı kaybı ya da soğutma yükü, Denklem 5.28 ile hesaplanabilir.

Dış Ortama Cepheli Betonarme Yapı	İç Ortama Cepheli Betonarme Yapı	Dış Ortama Cepheli Tuğla Duvar	İç Ortama Cepheli Tuğla Duvar
 <p>  Dış Sıva 3 cm.   Donatılı Beton 20 cm.   İç Sıva 2 cm.         </p>	 <p>  Dış Sıva 3 cm.   Yatay Delikli Tuğla 20 cm.   İç Sıva 2 cm.         </p>	 <p>  Dış Sıva 3 cm.   Yatay Delikli Tuğla 20 cm.   İç Sıva 2 cm.         </p>	 <p>  Yatay Delikli Tuğla 20 cm.   İç Sıva 2,5 cm.         </p>
<p><b>Alçı Panel ile Yapılmış Sandviç Duvar</b></p>  <p>  Taş Yünü 8 cm.   Alçı Panel 1 cm.         </p>	<p><b>Tavan</b></p>  <p>  Karo Taban Döşemesi 3 cm.   Çimento Harçlı Şap 6 cm.   Donatılı Beton 12 cm.   İç Sıva 3 cm.         </p>	<p><b>Döşeme</b></p>  <p>  Karo Taban Döşemesi 3 cm.   Çimento Harçlı Şap 6 cm.   Donatılı Beton 12 cm.   Blokaj 15 cm.         </p>	<p><b>Yapı Elemanı</b></p> <p><b>Isı İletkenlik Hesap Değeri <math>\lambda</math> [W/mK]</b></p> <p>  Dış Sıva 1,4   İç Sıva 0,87   Donatılı Beton 2,1   Yatay Delikli Tuğla 0,45   Taş Yünü 0,04   Alçı Panel 0,41   Karo Taban Döşemesi 1,30   Çimento Harçlı Şap 1,4   Blokaj 1,4         </p>

Şekil 5.24. Yapı elemanları

$$Q = U \times A \times \Delta T \quad [\text{W}] \quad (5.28)$$

Q : Isı kaybı ya da soğutma yükü değeri [W]

U: Yapı bileşeninin ısı geçirgenlik katsayısı [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

A : Yapı bileşeninin alanı [ $\text{m}^2$ ]

$\Delta T$  : İç ve dış ortam arasındaki sıcaklık farkı [ $\text{K}, ^\circ\text{C}$ ]

### 5.6.1. Isı Geçirgenlik Katsayılarının Hesabı

Test odası, yedi farklı yapı bileşeninden oluşmaktadır. Buna göre ısı geçirgenlik katsayısı değerleri aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

- Dış Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

Dış Sıva :  $d_1 = 0,03 \text{ m}$   $\lambda_1 = 1,4 \text{ W/mK}$

Donatılı Beton :  $d_2 = 0,2 \text{ m}$   $\lambda_2 = 2,1 \text{ W/mK}$

İç Sıva :  $d_3 = 0,02 \text{ m}$   $\lambda_3 = 0,87 \text{ W/mK}$

$$\frac{1}{\alpha_d} = 0,04 \text{ m}^2\text{K/W} \quad \frac{1}{\alpha_i} = 0,13 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_d} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_i}$$

$$\frac{1}{U} = 0,04 + \frac{0,03}{1,4} + \frac{0,2}{2,1} + \frac{0,02}{0,87} + 0,13$$

$$\frac{1}{U} = 0,31 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 3,23 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- İç Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

İç Sıva :  $d_1 = 0,025 \text{ m}$   $\lambda_1 = 0,87 \text{ W/mK}$

Donatılı Beton :  $d_2 = 0,2 \text{ m}$   $\lambda_2 = 2,1 \text{ W/mK}$

İç Sıva :  $d_3 = 0,025 \text{ m}$   $\lambda_3 = 0,87 \text{ W/mK}$

$$\frac{1}{\alpha_i} = 0,13 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\frac{1}{U} = 0,13 + \frac{0,025}{0,87} + \frac{0,2}{2,1} + \frac{0,025}{0,87} + 0,13$$

$$\frac{1}{U} = 0,412 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 2,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- Dış Ortama Cepheli Tuğla Duvar :

Dış Sıva :  $d_1 = 0,03 \text{ m}$   $\lambda_1 = 1,4 \text{ W/mK}$

Yatay Delikli Tuğla :  $d_2 = 0,2 \text{ m}$   $\lambda_2 = 0,45 \text{ W/mK}$

İç Sıva :  $d_3 = 0,02 \text{ m}$   $\lambda_3 = 0,87 \text{ W/mK}$

$$\frac{1}{\alpha_d} = 0,04 \text{ m}^2\text{K/W} \quad \frac{1}{\alpha_i} = 0,13 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\frac{1}{U} = 0,04 + \frac{0,03}{1,4} + \frac{0,2}{0,45} + \frac{0,02}{0,87} + 0,13$$

$$\frac{1}{U} = 0,659 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 1,52 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- İç Ortama Cepmeli Tuğla Duvar :

İç Sıva :  $d_1 = 0,025 \text{ m}$   $\lambda_1 = 0,87 \text{ W/mK}$

Yatay Delikli Tuğla :  $d_2 = 0,2 \text{ m}$   $\lambda_2 = 0,45 \text{ W/mK}$

İç Sıva :  $d_3 = 0,025 \text{ m}$   $\lambda_3 = 0,87 \text{ W/mK}$

$$\frac{1}{\alpha_i} = 0,13 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\frac{1}{U} = 0,13 + \frac{0,025}{0,87} + \frac{0,2}{0,45} + \frac{0,025}{0,87} + 0,13$$

$$\frac{1}{U} = 0,762 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 1,31 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- Alçı Panel ile Yapılmış Sandviç Duvar

Alçı Panel :  $d_1 = 0,01 \text{ m}$   $\lambda_1 = 0,41 \text{ W/mK}$

Taş Yünü :  $d_2 = 0,08 \text{ m}$   $\lambda_2 = 0,04 \text{ W/mK}$

Alçı Panel :  $d_3 = 0,01 \text{ m}$   $\lambda_3 = 0,41 \text{ W/mK}$

$$\frac{1}{\alpha_i} = 0,13 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\frac{1}{U} = 0,13 + \frac{0,01}{0,41} + \frac{0,08}{0,04} + \frac{0,01}{0,41} + 0,13$$

$$\frac{1}{U} = 2,308 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 0,43 \text{ W/m}^2\text{K}$$



- Tavan :

İç Sıva :  $d_1 = 0,03 \text{ m}$   $\lambda_1 = 0,87 \text{ W/mK}$

Donatılı Beton :  $d_2 = 0,12 \text{ m}$   $\lambda_2 = 2,1 \text{ W/mK}$

Çimento Harçlı Şap :  $d_3 = 0,06 \text{ m}$   $\lambda_3 = 1,4 \text{ W/mK}$

Karo Taban Döşemesi :  $d_4 = 0,03 \text{ m}$   $\lambda_4 = 1,3 \text{ W/mK}$

$$\frac{1}{\alpha_i} = 0,17 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\frac{1}{U} = 0,17 + \frac{0,03}{0,87} + \frac{0,12}{2,1} + \frac{0,06}{1,4} + \frac{0,03}{1,3} + 0,17$$

$$\frac{1}{U} = 0,498 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 2,01 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- Döşeme :

Blokaj :  $d_1 = 0,15 \text{ m}$   $\lambda_1 = 1,4 \text{ W/mK}$

Donatılı Beton :  $d_2 = 0,12 \text{ m}$   $\lambda_2 = 2,1 \text{ W/mK}$

Çimento Harçlı Şap :  $d_3 = 0,06 \text{ m}$   $\lambda_3 = 1,4 \text{ W/mK}$

Karo Taban Döşemesi :  $d_4 = 0,03 \text{ m}$   $\lambda_4 = 1,3 \text{ W/mK}$

$$\frac{1}{\alpha_d} = 0 \quad \frac{1}{\alpha_i} = 0,17 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{0,15}{1,4} + \frac{0,12}{2,1} + \frac{0,06}{1,4} + \frac{0,03}{1,3} + 0,17$$

$$\frac{1}{U} = 0,4 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 2,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### 5.6.2. Isı Kaybı ve Soğutma Yüğü Hesabı

Bu bölümde, test odasının ısı kaybı ve soğutma yüğü hesabı yapılacaktır. Test odasının ısı kaybı ve soğutma yüğü, duvarlardan, tavan ve döşemeden geçen ısı miktarlarının toplamına eşittir. Negatif değerli ısı miktarı, ısı kazancı anlamına gelmektedir. Buna göre test odasının ısı kaybı hesabı aşağıdaki şekildedir.

- Tavan

$$U = 2,01 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,30 \times 3 = 6,9 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 25 = - 3,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = U \times A \times \Delta T = 2,01 \times 6,9 \times (-3,7) = - 51,3 \text{ W}$$

- Döşeme

$$U = 2,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,30 \times 3 = 6,9 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 12 = 9,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = U \times A \times \Delta T = 2,5 \times 6,9 \times 9,3 = 160,4 \text{ W}$$

- Kuzey Duvarı

1.) Dış Ortama Cepheli Tuğla Duvar :

$$U = 1,52 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,6 \times 2,05 = 5,33 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 4,5 = 16,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = U \times A \times \Delta T = 1,52 \times 5,33 \times 16,8 = 136,1 \text{ W}$$

2.) Dış Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

$$U = 3,23 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2 \times (0,2 \times 0,7) + (0,65 \times 2,6) = 2,77 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 4,5 = 16,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T = 3,23 \times 2,77 \times 16,8 = 150,3 \text{ W}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = 136,1 + 150,3 = 286,4 \text{ W}$$

- Güney Duvarı

- 1.) Alçı Panel ile Yapılmış Sandviç Duvar:

$$U = 0,43 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,2 \times 2,05 = 4,51 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 27 = -5,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = U \times A \times \Delta T = 0,43 \times 4,51 \times (-5,7) = -11,1 \text{ W}$$

- 2.) İç Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

$$U = 2,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 3 \times 0,65 = 1,95 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 27 = -5,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T = 2,42 \times 1,95 \times (-5,7) = -26,9 \text{ W}$$

- 3.) PVC Kapı :

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

$$A = 0,8 \times 2,05 = 1,64 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 27 = -5,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_3 = U \times A \times \Delta T = 2 \times 1,64 \times (-5,7) = -18,7 \text{ W}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = (-11,1) + (-26,9) + (-18,7) = -56,7 \text{ W}$$

- Doğu Duvarı

- 1.) İç Ortama Cepheli Tuğla Duvar :

$$U = 1,31 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 1,9 \times 1,6 = 3,04 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 25 = -3,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_1 = U \times A \times \Delta T = 1,31 \times 3,04 \times (-3,7) = -14,7 \text{ W}$$

2.) İç Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

$$U = 2,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2 \times (0,2 \times 2,7) + (0,65 \times 1,9) = 2,315 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 25 = -3,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T = 2,42 \times 2,315 \times (-3,7) = -20,7 \text{ W}$$

3.) Alüminyum Doğrama Tek Camlı Pencere:

$$U = 5,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 1,9 \times 0,45 = 0,855 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 25 = -3,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_3 = U \times A \times \Delta T = 5,9 \times 0,855 \times (-3,7) = -18,7 \text{ W}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = (-14,7) + (-20,7) + (-18,7) = -54,1 \text{ W}$$

- Batı Duvarı

1.) İç Ortama Cepheli Tuğla Duvar :

$$U = 1,31 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,05 \times 1,9 = 3,895 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 25 = -3,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_1 = U \times A \times \Delta T = 1,31 \times 3,895 \times (-3,7) = -18,9 \text{ W}$$

2.) İç Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

$$U = 2,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2 \times (0,2 \times 2,7) + (0,65 \times 1,9) = 2,315 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 21,3 - 25 = -3,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T = 2,42 \times 2,315 \times (-3,7) = -20,7 \text{ W}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = (-18,9) + (-20,7) = -39,6 \text{ W}$$

Test odasının ısı kaybı değeri, tavandan, döşemeden ve duvarlardan olan ısı kaybı değerlerinin toplamına eşittir.

$$Q_{\text{toplam}} = (-51,3) + 160,4 + 286,4 + (-56,7) + (-54,1) + (-39,6) = 245,1 \text{ W}$$

$$Q_1 = 245,1 \text{ W}$$

Test odasının soğutma yükü hesabı ise aşağıdaki şekildedir.

- Tavan

$$U = 2,01 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,30 \times 3 = 6,9 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 26 = -7,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = U \times A \times \Delta T = 2,01 \times 6,9 \times (-7,8) = -108,2 \text{ W}$$

- Döşeme

$$U = 2,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,30 \times 3 = 6,9 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 15 = 3,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = U \times A \times \Delta T = 2,5 \times 6,9 \times 3,2 = 55,2 \text{ W}$$

- Kuzey Duvarı

- 1.) Dış Ortama Cepheli Tuğla Duvar :

$$U = 1,52 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,6 \times 2,05 = 5,33 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 31,8 = -13,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = U \times A \times \Delta T = 1,52 \times 5,33 \times (-13,6) = -110,2 \text{ W}$$

- 2.) Dış Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

$$U = 3,23 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2 \times (0,2 \times 0,7) + (0,65 \times 2,6) = 2,77 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 31,8 = -13,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T = 3,23 \times 2,77 \times (-13,6) = -121,7 \text{ W}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = (-110,2) + (-121,7) = -231,9 \text{ W}$$

- Güney Duvarı

- 1.) Alçı Panel ile Yapılmış Sandviç Duvar:

$$U = 0,43 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,2 \times 2,05 = 4,51 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 28 = -9,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = U \times A \times \Delta T = 0,43 \times 4,51 \times (-9,8) = -19 \text{ W}$$

- 2.) İç Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

$$U = 2,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 3 \times 0,65 = 1,95 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 28 = -9,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T = 2,42 \times 1,95 \times (-9,8) = -46,2 \text{ W}$$

- 3.) PVC Kapı :

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

$$A = 0,8 \times 2,05 = 1,64 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 28 = -9,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_3 = U \times A \times \Delta T = 2 \times 1,64 \times (-9,8) = -32,1 \text{ W}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = (-19) + (-46,2) + (-32,1) = -97,3 \text{ W}$$

- Doğu Duvarı

- 1.) İç Ortama Cepheli Tuğla Duvar :

$$U = 1,31 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 1,9 \times 1,6 = 3,04 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 26 = -7,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = U \times A \times \Delta T = 1,31 \times 3,04 \times (-7,8) = -31,1 \text{ W}$$

2.) İç Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

$$U = 2,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2 \times (0,2 \times 2,7) + (0,65 \times 1,9) = 2,315 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 26 = -7,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T = 2,42 \times 2,315 \times (-7,8) = -43,7 \text{ W}$$

3.) Alüminyum Doğrama Tek Camlı Pencere:

$$U = 5,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 1,9 \times 0,45 = 0,855 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 26 = -7,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_3 = U \times A \times \Delta T = 5,9 \times 0,855 \times (-7,8) = -39,3 \text{ W}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = (-31,1) + (-43,7) + (-39,3) = -114,1 \text{ W}$$

- Batı Duvarı

1.) İç Ortama Cepheli Tuğla Duvar :

$$U = 1,31 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2,05 \times 1,9 = 3,895 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 26 = -7,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = U \times A \times \Delta T = 1,31 \times 3,895 \times (-7,8) = -39,8 \text{ W}$$

2.) İç Ortama Cepheli Betonarme Yapı :

$$U = 2,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = 2 \times (0,2 \times 2,7) + (0,65 \times 1,9) = 2,315 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18,2 - 26 = -7,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T = 2,42 \times 2,315 \times (-7,8) = -43,7 \text{ W}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = (-39,8) + (-43,7) = -83,5 \text{ W}$$

Test odasının soğutma yükü değeri, tavandan, döşemeden ve duvarlardan olan ısı kazancı değerlerinin toplamına eşittir.

$$Q_{\text{toplam}} = (-108,2) + 55,2 + (-231,9) + (-97,3) + (-114,1) + (-83,5) = -579,8 \text{ W}$$

$$Q_S = -579,8 \text{ W}$$

Yapılan işlemler sonucu, test odasının ısı kaybı değeri 245,1 W, soğutma yükü değeri ise 579,8 W olarak bulunmuştur.

### 5.6.3. Toprak Isı Değiştiricisi Boyunun Hesaplanması

Toprak ısı değiştiricisinin boyunun hesaplanmasında, Denklem 5.23 ve Denklem 5.24 kullanılabilir. Hesaplama için gereken değerler, yapılan ölçümler sonucu elde edilmiştir. Bu ölçüm sonuçları Çizelge 5.5'te görülmektedir.

Çizelge 5.5. Isı pompası sistemine ait parametrelerin ölçüm değerleri

Ölçülen Parametreler	Isıtma Sezonu	Soğutma Sezonu
2m. Derinlikteki Toprak Sıcaklığı [°C]	9,6	21
Salamura Sıcaklığı [°C]	5	38,2
ITK	2,52	-
STK	-	2,23
Isıtma Kapasitesi [W]	815,34	-
Soğutma Kapasitesi [W]	-	875,88
Çalışma Faktörü	1	1

Kurulan ısı pompası sisteminde, toprak ısı değiştiricisi için, piyasadan temin edilen polietilen borular kullanılmıştır. Kullanılan boruya ait özellikler şu şekildedir:

Boronun ısı iletim katsayısı,  $k_b = 0,391 \text{ W/m}^\circ\text{C}$



Boru dış çapı,  $D_d = 16 \times 10^{-3}$  m

Boru iç çapı,  $D_i = 12 \times 10^{-3}$  m

Buna göre kullanılan borunun ısı direnci ( $R_b$ ), Denklem 5.16 yardımıyla hesaplanabilir.

$$R_b = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_b} \ln \left[ \frac{D_d}{D_i} \right]$$

$$R_b = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,391} \ln \left[ \frac{16 \cdot 10^{-3}}{12 \cdot 10^{-3}} \right] \rightarrow R_b = 0,117 \text{ m}^{\circ}\text{C/W}$$

Toprak ısı değiştiricisi, killi ve nemli özellikteki toprak içerisine yerleştirilmiştir ve toprağın ısı direnci  $0,96 \text{ m}^{\circ}\text{C/W}$  olarak belirlenmiştir.

$$R_t = 0,96 \text{ m}^{\circ}\text{C/W}$$

Buna göre Denklem 5.23 ve Denklem 5.24 yardımıyla, ısıtma ve soğutma durumları için ısı değiştiricisi boyu hesaplanabilir.

Isıtma durumu için gerekli boru boyu  $L_1$ ,

$$L_1 = \frac{Q_1 \cdot \left[ \frac{ITK - 1}{ITK} \right] (R_b + f \cdot R_t)}{t_o - t}$$

$$L_1 = \frac{245,1 \cdot \left[ \frac{2,52 - 1}{2,52} \right] (0,117 + 1 \cdot 0,96)}{9,6 - 5}$$

$$L_1 = 34,6 \text{ m}$$

Soğutma durumu için gerekli boru boyu  $L_s$  :

$$L_s = \frac{Q_S \cdot \left[ \frac{STK - 1}{STK} \right] (R_b + f \cdot R_t)}{t - t_o}$$

$$L_s = \frac{579,8 \cdot \left[ \frac{2,23 - 1}{2,23} \right] (0,117 + 1 \cdot 0,96)}{38,2 - 21}$$

$$L_s = 20 \text{ m}$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda, ısıtma için gereken boru boyu 34,6 m, soğutma için gereken boru boyu ise 20 m olarak bulunmuştur. Sistemin tasarımı aşamasında yapılan hesaplamalar sonucu, ısı pompası sistemi için gereken toprak ısı değiştiricisi boyu 20 m olarak belirlenmiştir. Buna göre, yapılan hesaplamaların doğru olduğu görülmektedir. Mevcut toprak ısı değiştiricisi boyu, soğutma durumu için uygundur.

Isıtma durumu için hesaplanan gerekli boru boyu değeri ile mevcut boru boyu arasındaki fark 14,6 m'dir. Tasarım koşullarına göre kurulu sistem 141,6 W'lık bir ısıtma sağlamakta ve toplam ısı ihtiyacının yaklaşık %58'lik kısmını karşılayabilmektedir. Sistemin, ısı kaybı değerinin tamamının karşılanması için boru boyunun arttırılması yerine, ihtiyaç duyulan 103,5 W'lık ısı miktarı, ek bir ısıtma sistemi ile sağlanabilir. Böylece tasarım koşullarına göre belirlenen ısı kaybı ve soğutma yükü, mevcut kurulu sistem tarafından uygun bir şekilde karşılanabilir.

Bölüm 5.5'de de belirtildiği gibi, Denklem 5.23 ve denklem 5.24'te yer alan bina ısı kaybı ve bina soğutma yükü değerleri pratikte seçilen ısı pompası kapasitesine eşit olmadığından, bu değerler yerine ısı pompasının ısıtma ve soğutma kapasitesinin kullanılması gerekir. Denklem 5.25 ve Denklem 5.26'ya göre, ısıtma ve soğutma durumu için gereken toprak ısı değiştiricisi boyu şu şekilde hesaplanabilir:

$$L_1 = \frac{Q_{IK} \cdot \left[ \frac{ITK - 1}{ITK} \right] (R_b + f \cdot R_t)}{t_o - t}$$

$$L_1 = \frac{815,34 \cdot \left[ \frac{2,52 - 1}{2,52} \right] (0,117 + 1 \cdot 0,96)}{9,6 - 5}$$

$$L_1 = 115,1 \text{ m}$$

$$L_s = \frac{Q_{SK} \cdot \left[ \frac{STK - 1}{STK} \right] (R_b + f \cdot R_t)}{t - t_o}$$

$$L_s = \frac{875,88 \cdot \left[ \frac{2,23 - 1}{2,23} \right] (0,117 + 1 \cdot 0,96)}{38,2 - 21}$$

$$L_s = 30,3 \text{ m.}$$

Görüldüğü gibi hesaplanan ısı değiştiricisi boyu, her iki durumda da gerekli ısı değiştiricisi boyundan daha fazladır. Bunun nedeni kullanılan ısı pompası kapasitesinin, ihtiyaç duyulan kapasiteden daha fazla olmasıdır. Gerekenden daha yüksek kapasiteli ısı pompasının kullanılması, sistemin maliyetini önemli ölçüde arttıracaktır. Bu nedenle sistem kurulmadan önce, belirlenen tasarım koşullarına göre binanın ısı kaybı ve soğutma yükü hesaplanarak, gerekli ısı pompası kapasitesi ve toprak ısı değiştiricisi boyu belirlenmelidir.

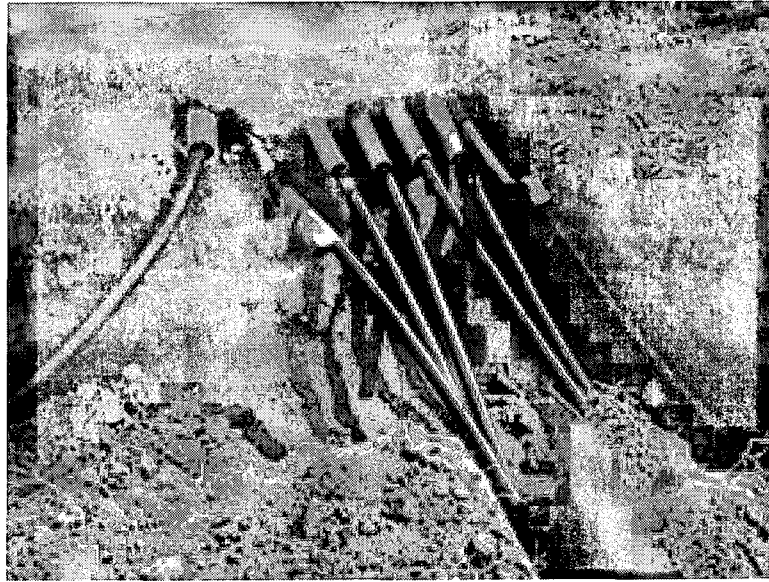
Tasarımı, kurulumu ve işletimi doğru şekilde yapılan bir toprak kaynaklı ısı pompası sistemi, kullanımına başlanmasıyla birlikte, ilk yatırım masraflarını kısa bir süre içerisinde amorti ederek kullanıcıya büyük avantajlar sağlayacaktır.

### 5.7. Toprak ısı Değiştiricisi Boru Malzemeleri

Toprak ısı değiştiricilerinde kullanılacak boru malzemelerinden beklenen özellikler, ısı iletkenlik değerlerinin iyi olması, korozyona dayanıklı olmaları, mukavim olmaları, uygulama kolaylığı ve maliyetlerinin uygun değerlerde olmaları şeklinde sıralanabilir.

Bazı toprak ısı değiştiricilerinde, boru malzemesi olarak bakır ya da elik kullanılır. Isıl iletkenlikleri plastik esaslı malzemeye göre daha iyi olan bu malzemeler, toprağın koroziif etkilerinden dolayı, uzun vadede sorun teşkil etmektedir. Ayrıca fiyat açısından kıyaslandıklarında, plastik esaslı malzemelere göre daha maliyetlidirler. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri zaten yüksek olduğundan, bakır ya da elik borular, toprak ısı değiştiricisi malzemesi olarak, plastik esaslı malzemeler kadar tercih edilmezler.

Toprak ısı değiştiricisi boru malzemesi olarak plastik esaslı malzemelerin kullanımı çok yaygındır. Özellikle son yıllarda plastik malzeme endüstrisinde yaşanan teknolojik ilerlemeler nedeniyle, ısı özellikleri iyileştirilmiş ve daha mukavim malzemeler geliştirilmesi ve uygulama kolaylığı sebebiyle, bu malzemelerin toprak ısı değiştiricilerinde kullanımını yaygınlaştırmıştır. şekil 5.25'de plastik esaslı toprak ısı değiştiricisi görülmektedir.



şekil 5.25. Plastik esaslı toprak ısı değiştiricisi

Toprak ısı değiştiricilerinde plastik esaslı malzeme olarak genellikle polibütülen ve polietilen malzemeler kullanılmaktadır. Çizelge 5.6'de polibütülen ve Çizelge 5.7'de polietilen boru malzemelerinin özellikleri görölmektedir.

Çizelge 5.6. Polibütülen boru malzemesinin özellikleri (Ataman 1991)

	Nominal Çap (inch)	Dış Çap (D <sub>d</sub> ) (inch)	İç Çap (D <sub>i</sub> ) (inch)	Isı İlet.Kats. (k <sub>b</sub> ) [W/m <sup>2</sup> C]	Isıl Direnç (R <sub>b</sub> ) [m <sup>2</sup> C/W]
SDR-17	1"-1/2"	1,900	1,676	0,216	0,0925
SDR-17	2"	2,375	2,095	0,216	0,0925
SDR-13,5	1"	1,125	0,957	0,216	0,1156
SDR-13,5	1"-1/4"	1,375	1,171	0,216	0,1156
SDR-13,5	1"-1/2"	1,625	1,385	0,216	0,1156
SDR-13,5	2"	2,125	1,811	0,216	0,1156

Çizelge 5.7. Polietilen boru malzemesinin özellikleri (Ataman 1991)

	Nominal Çap (inch)	Dış Çap (D <sub>d</sub> ) (inch)	İç Çap (D <sub>i</sub> ) (inch)	Isı İlet.Kats. (k <sub>b</sub> ) [W/m <sup>2</sup> C]	Isıl Direnç (R <sub>b</sub> ) [m <sup>2</sup> C/W]
SDR-11	3/4"	1,050	0,860	0,391	0,0815
SDR-11	1"	1,315	1,077	0,391	0,0815
SDR-11	1"-1/4"	1,660	1,358	0,391	0,0815
SDR-11	1"-1/2"	1,900	1,554	0,391	0,0815
SDR-11	2"	2,375	1,943	0,391	0,0815
SCH-40	3/4"	1,050	0,824	0,391	0,0983
SCH-40	1"	1,315	1,049	0,391	0,0919
SCH-40	1"-1/4"	1,660	1,380	0,391	0,0752
SCH-40	1"-1/2"	1,900	1,610	0,391	0,0676
SCH-40	2"	2,375	2,067	0,391	0,0567

## 5.8. Salamuralar

Toprak kaynaklı ısı pompalarında toprak ısı değiştiricisi içerisinden geçirilen taşıyıcı akışkan vasıtasıyla, topraktan ısı çekilmesi veya toprağa ısı atılması sağlanır. Bu akışkan salamura, ısı transfer akışkanı veya ikincil soğutucu akışkan olarak adlandırılır. Salamura seçiminde salamuranın şu özellikleri göz önünde bulundurulur:

1. Termofiziksel zellikler
2. Korozyon Etkisi
3. Donma Noktası
4. Buharlaşma Basıncı
5. Zehirlilik zelliği
6. Tutuşma zelliği
7. Maliyet

Salamuranın ısı depolama ve ısı iletim özellikleri topraktan çekilen ısı miktarını önemli lde etkiler. Aynı zamanda çevrim için kullanılan devridaim pompası için harcanan enerji miktarı, akışkanın viskozitesine göre değişir. Bu nedenle salamuraların ısı iletim ve ısı depolama özelliği yüksek, viskozitesi düşük özellikte akışkan olmaları istenir. Ayrıca sistemin uygulanacağı alandaki toprak sıcaklığına göre, kullanılacak akışkanın buharlaşma basıncının uygun değerlerde olması gerekir. Toprak ısı değiştiricisi içerisinde dolaştırılacak akışkanın, zaman içerisinde boruda korozyon oluşturması sistemin verimini ve ömrünü azaltacaktır. Bu nedenle kullanılan boru malzemesi üzerinde koroziyon etkisi bulunmayan akışkanın seçilmesi gerekir. Kullanılacak salamuranın donma sıcaklığının düşük olması, herhangi bir kaçak durumunda zehirlenme ve tutuşma özelliğinin bulunmaması ve ucuza ml edilebilmesi, aranılan diğer özellikler olarak belirtilebilir.

Bu zellikleri en iyi şekilde sağlayan akışkan sudur. Su, her yerde kolaylıkla bulunabilmesi ve ucuz olması, termofiziksel özelliklerinin istenilen şartları sağlaması, zehirsiz olması ve tutuşma özelliğinin bulunmaması nedeniyle sıkça tercih edilir. Ancak suyun donma noktasının yüksek olması ve donma esnasında hacminin fazla artması bir dezavantajdır. Genellikle suyun özelliklerini iyileştirmek amacıyla su içerisine çeşitli katkı maddeleri konularak salamura hazırlanır. Bu katkıların başlıcaları kalsiyum klorid, sodyum klorid, etilen glikol ve propilen glikoldur.

Kalsiyum klorid ve sodyum kloridin su içindeki çözeltileri, pratikte en çok kullanılan soğutucu salamuralardır. Ticari kalsiyum klorid, küçük pullar, katı veya eriyik halinde, Tip 1 (min. %77), Tip 2 (min. %94) olarak satışa sunulur. Ticari sodyum klorid ise hem ham kaya tuzu hem de rafine edilmiş sofr tuzu olarak bulunabilir. Magnezyum tuzlarının çamur haline gelme eğilimleri olduğundan, bu tuzların sodyum ve kalsiyum klorid içinde bulunması istenmez. Salamura sistemleri korozyon ve tortu kontrolü için standart kromat işlem programı en etkili yöntemdir. Kalsiyum klorid salamularının pH değerlerinin 6,5 ila 6,85 arasında olabilmesi için en az 1800 mg/kg sodyum kromat gerekir. Sodyum klorid salamuraları ise, pH değerlerinin 6,5 ila 6,85 arasında olabilmesi için en az 3600 mg/kg sodyum kromat gerektirir. Kalsiyum salamularına 3000 mg/kg, sodyum salamularına ise 4000 mg/kg sodyum nitrat ilavesi ile pH değeri 7 ila 8,5 arasında kontrol altına alınabilir ve bu şekilde uygun bir koruma sağlanabilir. Kromat ve nitratların kullanılmadığı durumlarda organik inhibitörler kullanılabilir.

Diğer bir salamura çeşidi glikol katkılı salamuralardır. Korozyon kontrolü için kullanılan etilen glikol ve propilen glikol, su ile yapılan çözeltilerin donma noktasını düşürücü ve ısıtma, soğutma sistemlerinde ısı geçişi ortamı oluşturmak amacıyla kullanılır. Bu bileşenler uygun miktarda kullanıldıklarında, suyun donma noktasının düşürülmesini, buharlaşma miktarının azaltılmasını ve izafi olarak daha az korozif bir akışkan oluşturulmasını sağlarlar. Özellikle düşük sıcaklıklarda etilen glikol katkılı çözeltilerin fiziksel özellikleri, propilen glikol katkılı çözeltilerden daha iyidir. Buna karşılık insan sağlığı faktörünün bulunduğu veya kanun ve kuralların gerektirdiği uygulamalarda, zehirli etkisinin daha az olması nedeniyle propilen glikol tercih edilir. (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

Toprak ısı değiştiricisinde kullanılacak salamuranın seçiminde kullanım şartları, toprak sıcaklıkları ve ekonomik faktörler göz önünde bulundurulmalıdır. Karşılaştırma açısından, Çizelge 5.6'da etilen glikol ve propilen glikole ait fiziksel özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.8. Etilen glikol ve propilen glikolün fiziksel özellikleri (Ataman 1991)

Özellik	Etilen Glikol	Propilen Glikol
Özgül Ağırlık (20°C) [kg/m <sup>3</sup> ]	111,3	1036
Kaynama noktası [°C]		
101,30 kPa'da	198	187
6,67 kPa'da	123	116
1,13 kPa'da	89	85
Buhar Basıncı (20°C) [kPa]	6,7	9,3
Donma Noktası [°C]	9,1	-76
Viskozite [mPa.s]		
0°C'de	57,4	243
20°C'de	20,9	60,5
40°C'de	9,5	18
Özgül Isı (20°C) [kJ/kg]	2,374	2,481
Füzyon Isısı (20°C) [kJ/kg]	187	-
Buharlaşma Isısı (-12,7°C) [kJ/kg]	846	688
Yanma Isısı (20°C) [kJ/kg]	19246	23969

### 5.9. Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar, yoğuşma ve buharlaşma faz değişimi işlemleri sayesinde, bir ortamdan çektikleri ısıyı başka bir ortama atan; ısı pompası, iklimlendirme ve soğutma sistemlerinin en önemli taşıyıcı akışkanlarıdır. Bir ısı pompası ya da iklimlendirme sisteminin tasarımı seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır. Bu



nedenle tasarım aşamasında sistem için en uygun soğutucu akışkanın belirlenmesi önemlidir.

Sistemde kullanılacak soğutucu akışkanın belirlenmesinde ısı transferi özelliği yanında, kullanımıyla ilgili, maliyetinden insan sağlığı üzerindeki etkilerine kadar bir çok etken göz önünde bulundurulmalıdır. Soğutucu akışkanların sağlanması istenen özellikler aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

1. Buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
2. Yoğuşma basıncı düşük olmalı ve buharlaştırıcıda basınç atmosfer basıncı altına inmemelidir.
3. Daha az enerji sarfiyatıyla daha çok soğutma sağlayabilmelidir.
4. Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
5. Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır.
6. Kritik sıcaklığı ve basıncı yüksek olmalıdır.
7. Kullanımı emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
8. Soğutma devresinde rutubet bulunması halinde, su ile çok zararlı tepkimeler oluşturmamalıdır.
9. Sistemdeki yağlama yağları ve diğer elemanlarla zararlı sonuçlar doğuracak tepkimeler oluşturmamalıdır.
10. Sistemde kaçak olması durumunda, kolay tespit edilebilmeli, insan sağlığı ve diğer canlılar üzerinde olumsuz sonuçlar yaratacak etkileri olmamalıdır.
11. Zehirleyici ve kanserojen etkileri bulunmamalıdır.
12. Havaya karışması halinde, yanıcı ve patlayıcı etkileri bulunmamalıdır.
13. Ozon tabakasına zarar vermemelidir.
14. Elektriksek özellikleri uygun olmalıdır.
15. Kararlı bir yapıya sahip olmalı ve çalışma şartlarının en uç noktalarında bile bütün özelliklerini korumalıdır.
16. Maliyeti düşük ve kolay temin edilebilir olmalıdır.

Yukarıda sayılan özelliklerin tümüne sahip olan bir soğutucu akışkan günümüzde mevcut değildir. Bu nedenle kullanım şartlarına göre belli özelliklerin aranması uygun olacaktır. Ancak insan hayatına saygının her koşulda ve her zaman için öncelikli olarak düşünülmesi gerektiğinden, insan sağlığını ve çevresel etkileri içeren maddeler hiçbir zaman göz ardı edilmemelidir.

Isı pompası sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların başlıcaları, R-12 (Freon-12), R-22 (Freon-22), R-134a ve R-502 olarak sayılabilir. Ayrıca çeşitli soğutucu akışkanların farklı oranlarda karıştırılması sonucu elde edilen farklı özellikteki karışımlar ve bu uygulamalar üzerine yapılan bir çok deneysel çalışma da mevcuttur.

R-12, soğutma amacıyla en çok kullanılan soğutucu akışkandır. Patlayıcı, yanıcı ve zehirli olmaması nedeniyle emniyetli ve en uç çalışma noktalarında dahi özelliklerini kaybetmeyen dengeli ve kararlıdır bir akışkandır. Yoğuşturucuda, ısı geçişi ve yoğuşma sıcaklıkları açısından oldukça iyi bir performans sergiler. Buharlaştırma ısısının düşük olması nedeniyle dolaşması gereken akışkan debisi fazladır. Ancak küçük sistemlerde akış kontrolünün daha iyi yapılabilmesi nedeniyle, bu durum önemli bir sorun oluşturmaz.

R-22, derin soğutma uygulamalarına yanıt vermek amacıyla geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır. Paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda özellikle daha kompakt kompresör gerektirmesi ve buna bağlı olarak daha fazla yer kazancı sağlaması açısından tercih edilir. Çalışma sıcaklıkları ve basınçları R-12'den daha yüksek seviyede ancak birim soğutma kapasitesi için gereken tahrik gücü yaklaşık aynıdır. Diğer fluokarbon soğutucu akışkanları gibi zehirleyici, yanıcı ve patlayıcı özelliği olmayan emniyetli bir akışkandır.

R-134a saf bir akışkandır ve fiziksel özellikleri R-12'ye yakındır. Ozon tabakası üzerinde zararlı etkisi yoktur. Ev tipi ve araç soğutucuları için uygundur ancak ısı iletim performansının ve özgül hacminin düşük değerlerde olması önemli bir dezavantajdır.

R-502 düşük sıcaklık ve yüksek sıkıştırma oranı uygulamalarında R-22'nin yerini almak amacıyla geliştirilmiştir. Kütleli olarak %48,8 oranında R-22, %51,2 oranında R-115 içerir. Yanıcı ve patlayıcı özelliği yoktur.

### **5.10. Ekonomik Analiz**

Toprak kaynaklı ısı pompaları, geleneksel ısıtma sistemlerine göre ilk yatırım maliyeti fazla, işletim maliyeti düşük sistemlerdir. Bir ısı pompası sisteminin mevcut alternatiflerine göre ekonomikliğinin belirlenmesinde, kurulumundan önce, ilk yatırım ve işletim masraflarını içeren toplam maliyetinin doğru şekilde hesaplanması gerekmektedir. Böylece sistemin sağlayacağı faydalar ve yapılan yatırımın geri ödeme süresi sağlıklı bir şekilde hesaplanabilir.

Bir ısı pompası sistemi için toplam maliyet, satın alma ve kurulum maliyetlerinin toplamı olan ana maliyet ile işletim maliyetinin toplamı olarak düşünülebilir. İşletim maliyeti;

- İ : İşletim maliyeti [YTL]  
 S : Yıllık ortalama çalışma süresi [h]  
 K : Kompresör gücü [kW]  
 E : Elektrik birim fiyatı, [YTL/kWh] ;  
 olmak üzere şu şekilde ifade edilebilir:

$$\dot{I} = S \times K \times E \quad (5.29)$$

Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi, toprak kaynaklı ısı pompalarının maliyetine etki eden bir çok faktör mevcuttur. Bu faktörler, sistemde kullanılacak ısı değiştiricisinin tipi, yerleştirme şekli, hendekler arası mesafe, gömme derinliği, boru malzemesi, boru çapı, salamura cinsi, toprak dolgu malzemesinin kullanılıp kullanılmayacağı, ısı pompası cihazı ve elektrik enerjisi maliyeti şeklinde sıralanabilir.

Ekonomik analiz yapılırken, maliyet üzerine en çok etki eden boru fiyatları, hafriyat ve işçilik ücretleri iyi bir şekilde araştırılmalıdır. Ayrıca farklı firmaların farklı kapasitelerdeki ısı pompası cihazları arasında fiyat açısından kıyaslama yapılarak, kurulacak sistemin özelliğine göre, toplam maliyette önemli kârlar sağlanabilir. İşletim maliyetlerinin belirlenmesinde ise elektrik fiyatlarının yıllık artış oranı iyi bir şekilde tahmin edilmeli ve enflasyon oranları göz önünde tutulmalıdır.

Hepbaşlı ve Hancıoğlu'nun (2001) bildirdiğine göre, Healey ve Uğursal (1997) bir projenin yatırım kârlılığının belirlenmesinde, aşağıdaki ana proje değerlendirme yöntemlerini önermiştir:

1. Net Bugünkü Değer
2. İç Kararlılık Oranı
3. Basit Geri Ödeme Süresi
4. Ortalama Karlılık Oranı
5. Başa Baş Noktası
6. Maliyet/Yarar Oranı

Yapılan tüm ekonomik analizler neticesinde, kullanılması düşünülen ısı pompası sistemi için çeşitli kullanım seçenekleri karşılaştırılmalıdır. Bu seçenekler, ısı ihtiyacının tek başına ısı pompası tarafından sağlanması, ısı ihtiyacının ısı pompası ve ek bir yardımcı ısı kaynağı tarafından sağlanması ya da ısı ihtiyacının ısı pompası kullanılmadan başka bir sistemle karşılanması şeklinde özetlenebilir.

Uzun vadede kullanıcı memnuniyeti göz önüne alındığında, ısı pompası sistemlerinin ekonomik analizi büyük önem taşımaktadır. Bu noktada, tasarım ve kurulumunda olduğu gibi, sistemin ekonomik analizinin de konu ile ilgili yeterince bilgi ve deneyime sahip, konunun uzmanı olan kişi ve kurumlarca yapılması gerekmektedir. Özellikle ülkemizin sürekli değişen ekonomik şartlarında bu durum kaçınılmaz bir gereksinimdir.



## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yaşamın her alanında enerji ihtiyacı ve fosil yakıtların kullanımına bağlı çevre sorunları her geçen gün artmakta, bu nedenle yenilenebilir enerji kaynakları ve enerjinin verimli kullanılması konusu büyük önem kazanmaktadır. Isı pompalarının birincil enerji kaynaklarını en yüksek verimle kullanması ve alternatiflerine göre en çevreci sistem olması, bu noktada bir çok sorunumuza çözüm sağlamaktadır.

Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından aldığı enerjiyi, yardımcı bir enerji kaynağı kullanarak istenilen ortama taşıyan ısı pompaları, ısı kaynağı olarak toprak, hava, su, güneş, jeotermal enerji ve atık ısı kaynaklarını kullanırlar. Göreceli olarak yıl boyu değişmeyen kaynak sıcaklığı ve yüksek ısıl performansı ile toprak kaynaklı ısı pompaları, diğer ısı pompası sistemlerinden daha cazip hale gelmektedir. İlk yatırım maliyetleri diğer ısı pompalarından daha fazla olsa da, kullanıma başlanması ile birlikte bu farkı çok kısa bir süre içerisinde amorti etmektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarında, ısının topraktan çekilmesi, toprak içerisine yerleştirilen borulardan oluşan toprak ısı değiştiricisi vasıtasıyla sağlanır. Toprak ısı değiştiricisinin toprak içerisine yerleştirilme şekline göre, toprak kaynaklı ısı pompaları yatay ve dikey tip olarak iki grupta incelenebilir. Yatay tip ısı değiştiricili ısı pompalarında, toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesi için basit hafriyat çalışması yeterli olurken, dikey tipin yerleştirilmesi için kapsamlı delme işlemleri gerekmekte, bu da kurulum maliyetini önemli ölçüde artırmaktadır. Ulaşım imkanlarının ve sistemin kurulumu için ayrılan bütçenin kısıtlı olması durumunda, yatay tip ısı değiştiricili ısı pompaları en uygun çözümdür. Bunun yanında yatay tipin kurulumu için gereken açık alan, dikey tipe göre daha fazladır.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının tasarımının ve ekonomik analizinin, konu ile ilgili yeterince bilgi ve deneyime sahip, konunun uzmanı olan kişi ve kurumlarca yapılması, sistemin verimliliği, maliyeti ve kullanım ömrü açısından oldukça önemlidir. Teknolojinin sağladığı imkanların da etkili bir şekilde kullanılmasıyla, sistemin kurulumu ve işletiminde rastlanan olumsuzluklar en aza indirilebilir.

Ülkemizde ısı pompası konusu, ne yazık ki, halen hak ettiği değeri görememiştir. Ülke genelinde yapılan ve işletilen ısı pompası uygulamaları oldukça

azdır. Isı pompaları ile ilgili üniversitelerimizde bir çok çalışma yapılmakta, çeşitli yayınlarda bir çok makale yayımlanmaktadır. Ancak bu çalışmalar mevcut durumu çok da fazla değiştirememektedir. Bu noktada üniversite-sanayi işbirliği, konu ile ilgili önemli ilerlemeler sağlayacaktır. Devletin de teşviki ile pilot projelerin yapılması ve hayata geçirilmesi, ısı pompalarının tanıtımı ve üstünlüklerinin anlaşılması açısından yararlı olacaktır. Aynı zamanda ısı pompası uygulamalarının daha cazip hale getirilmesi amacıyla özel enerji tarifeleri oluşturularak, kullanım sayısında önemli artışlar sağlanabilir.

Ülkemiz, sahip olduğu yenilenebilir enerji kaynakları ile, dünyanın bir çok ülkesine göre çok daha avantajlı bir konumdadır. Sahip olduğumuz enerji kaynaklarını en iyi şekilde değerlendirerek ve enerjiyi en verimli şekilde kullanarak, dışa bağımlılığımız azaltılabilir, üretkenliğimiz artırılabilir. Bu sayede enerji maliyetleri düşürülerek yeni yatırımlar ve mevcut üretim kapasitelerinin yükseltilmesi daha cazip hale getirilebilir. Böylece belki de ülkemizin en önemli sorunu olan işsizlik, önemli ölçüde azaltılabilir.

Bu nedenle ülke çapında ısı pompalarının kullanımının yaygınlaştırılması, tüketicinin konu ile ilgili bilgilendirilmesi ve enerjinin verimli kullanımı konusunda bilinçlendirilmesi, bir çok soruna çözüm getirerek, yaşam şartlarının daha da zorlaşacağı gelecekte önemli yararlar sağlayacaktır.

## KAYNAKLAR

ALTHOUSE A.D., C.H. TOURNQUIST, A.F. BRACCIANO. 1988. Modern Refrigeration and Air Conditioning. The Good Heart – Willox Company, Inc.

ANONİM. 1992. TPC Training Systems, USA.

ANONİM. 1997. Isıtma ve Klima Tekniği Kitabı. Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, 68. Baskı, 2018 s.

ANONİM 1998. Jeotermal Enerji, Çevre Dostu ve Yenilenebilir enerji Kaynakları ile İlgili Teknolojiler-Alt Grup Raporu Bölüm 3., TÜBİTAK Bilim - Teknoloji - Sanayi Tartışmaları Platformu, s. 20-26.

ATAMAN, H. 1991. Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompası Tesisinin Tasarımı ve Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul. 151 s.

BABÜR N. 1986. Design and Construction of an Earth Source Heat Pump. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara. 119 s.

BOSE, J. E., J.D. PARKER, F.C. MCQUISTON 1985. Design Data Manuel for Cloosed-Loop Ground-Coupled Heat Pump Systems. ASHRAE Inc., Atalanta.

BOSE, J. E. 1993. Today's Ground Source Heat Pumps. Energy Engineering, Vol.90, No.5.

CATAN, M.A ve V. D. BAXTER. 1985, An Optimized Ground Coupled Heat Pump System Design for Northern Climate Applications. ASHRAE Transactions, Part 2b, Vol. 91, p.1185-1203.

CLAESSON, J. ve A. DUNAND. 1983. Heat Extraction from the Ground by Horizontal Pipes – A Mathematical Analysis. Swedish Council for Building Reaserch.,

COUVILLION, R.J. 1985. Field and Laboratory Simulation of Earth-Coupled Heat Pump Coils. ASHRAE Transactions, Part 2b, Vol. 91, p.1326-1334.

ÇENGEL Y. A. ve M. A. BOLES. 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Literatür Yayıncılık, İstanbul. 867 s.

EICKENHORST, H. ve H. KIRN. 1982. Waermepumpen Band 4: Installation, Betrieb und Wartung der Elektrowaermepumpen. Verlag C.F. Muller Karlsruhe. p. 130.

ESEN H., M. İNALLI, M. ESEN. 2003. Yatay Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Deneysel Uygulaması, Mühendis ve Makina Dergisi, Cilt 44, Sayı 523, s. 29-35.

HEALEY, P.F. ve V.I. UGURSAL. 1997. Performance and Economic Feasibility of Ground Source Heat Pumps in Cold Climate. International Journal of Energy Research, Vol. 21, p. 857-880.

HEAP, R.D. 1979. Heat Pumps. Halsted Press, New York. 155 s.

HEPBAŞLI A. 1985. Isı Pompası Sistemleri ve Konut Isıtılması. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul. 134 s.

HEPBAŞLI, A. ve Ö. ERTÖZ. 1999. Geleceğin Teknolojisi: Yer Kaynaklı Isı Pompaları. TMMOB Makina Mühendisleri Odası IV. Tesisat Kongresi Bildirileri Kitabı, Cilt I., İzmir. s. 445-492

HEPBAŞLI A. ve E. HANCIOĞLU. 2001. Toprak Kaynaklı (Jeotermal) Isı Pompalarının Tasarımı, Testi ve Fizibilitesi. TMMOB Makina Mühendisleri Odası, V. Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi ve Sergisi, TESKON 2001 Bildirisi, İzmir s. 521-564.

INGERSOLL, L.R. 1954. Theory of Earth Heat Exchangers, Winconsin University Press.

KARA Y.A. 1999. Düşük Sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Bina Isıtmada Kullanımı. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Erzurum. 130 s.

KARAKOÇ, H. 2001. Uygulamalı TS 825 ve Kalorifer Tesisatı Hesabı. İzocam A.Ş yayını, 262 s.

KAVANAUGH, S. 1989. Design Considerations for Ground and Water Source Heat Pumps in Southern Climates. ASHRAE Transactions, Part 1, Vol. 95, p.1139-1149.

KAVANAUGH, S. ve K. RAFFERTY. 1997. Ground Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings. ASHRAE, 167 p.

KERSTEN, M.S. 1949. Laboratory Research for the Determination of the Properties of Soils. Engineering Experiment Station, Minesota University, Minneapolis.

KILKIŞ, B. 1981. Kent Dışı Konutlarda Isı Pompası Kullanımında Toprak Isısından Yararlanma Yöntemleri. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt 4, Sayı 1, s. 21-25.

MARTIN, S.D. 1990. A Design and Economic Sensivity Study of Single-Pipe Horizontal Ground-Coupled Heat Pump Systems. ASHRAE Transactions, Part 1, Vol. 96, p. 634-642.

MILES, L. 1994. Heat Pumps: Theory and Service. Delmar Publisers Inc., NY. 397 p.



PARTIN, J.R. 1985. Sizind The Cloosed-Loop Earth Coupling for Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Part 2a, Vol. 91, p.61-69.

PENROD, E.B. ve K.U. PRASANNA. 1964. Analysis of a Proposed Solar Earth Heat Pump. Kentucky Üniversitesi Mühendislik Araştırma Bülteni, No:4.

REAY,D.A. ve D.B.A. MACMICHAEL. 1979. Heat Pumps Design and Application. Pergamon Press, London. 303 s.

SAFEMAZANDARANI, P., J.A. EDWARDS, R.R. JOHNSON, Y. MOHAMMAD-ZADEH. 1990. Mathematical Modelling of a Direct Expansion Ground-Coupled Heat Pump System. ASHRAE Transactions, Part 1, Vol. 96, p.583-589.

TANER, K. 1986. Heat Recovery from the Soil By Using Heat Pumps. 1. Türk-Alman Ortak Sempozyumu.

YAMANKARADENİZ R., İ. HORUZ, C. SALİH. 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, Vipaş A.Ş. Yayın No: 79, Bursa. 607 s.

YILMAZ V. 2000. Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Klasik Sistemlerle Tekno-Ekonomik Karşılaştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul. 90 s.

<http://www.ecrtech.com>

<http://www.goldenhillsrccd.org>

<http://www.jeotermaldernegi.org.tr>

<http://www.nachi.org>

<http://www.renville-sibley.coop/Miscellaneous/>

<http://www.schematics.50megs.com>

TS 825 Binalarda Isı Kaybı Hesaplama Programı CD'si. İZODER Isı-Ses-Su İzolasyoncuları Derneği, Büyükdere Cad. No:28 K:4 D:7 80300 Mecidiyeköy/İSTANBUL

## TEŞEKKÜR

Öncelikle, yüksek lisans öğrenimimi tamamlayarak, tez çalışmamı yapabilmem için gereken sağlığı, sabrı ve inancı veren Ulu Tanrıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bana kalem tutmasını öğreten ve onun, cehalete karşı vereceğim savaşta en büyük silahım olacağını öğütleyen, ilk öğretmenlerim, sevgili anne ve babama; yardım ve hoşgörülerini benden hiçbir zaman esirgemeyen diğer aile bireylerime ne kadar teşekkür etsem, azdır...

Bana, kendisinin yüksek lisans öğrencisi olma onurunu veren, çalışmalarımın her safhasında ve yaşadığım en zor zamanlarda benden yardımını esirgemeyen danışman hocam, sayın Prof. Dr. Recep Yamankaradeniz'e, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Lisans öğrenimimden başlayarak, varmış olduğum bu noktaya kadar, hiçbir zaman bilgisini, desteğini ve hoşgörüsünü benden esirgemeyen, değerli hocam, sayın Makina Yüksek Mühendisi Dr. Kürşat Ünlü'ye sonsuz saygı ve sevgilerimi sunarım...

Bilgi ve deneyimlerini paylaşarak, bu çalışmanın oluşmasına büyük katkılar sağlayan, sayın Yrd. Doç. Dr. Salih Coşkun'a teşekkür ederim.

Bu çalışmanın oluşmasında emeği geçen herkese en içten teşekkürlerimi sunar, bilim uğruna uğraş veren ve bilimin yüceliğini kavrayabilen herkese çalışmalarında başarılar ve esenlikler dilerim.

## **ÖZGEÇMİŞ**

3 Şubat 1982 tarihinde Bursa'da dünyaya geldi. Yalova Lisesi'nde tamamladığı lise öğreniminden sonra 1999 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü' nü kazandı ve lisans öğrenimini 2003 yılında tamamladı. Aynı yıl içerisinde, Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans öğrenimine başladı. Yenilenebilir Enerji Kaynakları, Isı Pompası Sistemleri, Enerji Ekonomisi ve Hidrojen Enerjisi başta olmak üzere, mesleği ile ilgili çeşitli alanlarda çalışmalarını sürdürmektedir.

