

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMLERİNDE KUYULAR ARASI
UZAKLIĞIN PERFORMANSA ETKİSİNİN DENEYSEL VE SAYISAL
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet GÜLTEKİN

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMLERİNDE KUYULAR ARASI
UZAKLIĞIN PERFORMANSA ETKİSİNİN DENEYSEL VE SAYISAL
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ahmet GÜLTEKİN
(301111035)**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Altuğ ŞİŞMAN

MAYIS 2014

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301111035 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ahmet GÜLTEKİN** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMLERİNDE KUYULAR ARASI UZAKLIĞIN PERFORMANSA ETKİSİNİN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Altuğ ŞİŞMAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Abdurrahman SATMAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ömer İnanç TÜREYEN

İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **5 Mayıs 2014**

Savunma Tarihi : **29 Mayıs 2014**

Bilim İnsanlarına,

ÖNSÖZ

Yapılan bu çalışmanın ülkemizin en büyük problemlerinden birini oluşturan enerji bağımlılığını azaltma noktasında çok az da olsa bir katkı sağlamasını ve bu konu üzerinde çalışmak isteyenlere yardımcı bir kaynak olmasını umut ederim.

Çalışmam boyunca yaptığı yardımlar ve göstermiş olduğu özveriden dolayı tez danışmanım sayın Prof. Dr. Altuğ ŞİŞMAN'a teşekkür ederim. Ayrıca bilgi ve tecrübesiyle tezimin şekillenmesine yardımcı olan Murat AYDIN'a ve laboratuvarın kurulumundaki katkılarından dolayı Baymak Bdr Therma'ya ve değerli çalışanları Şükrü DİNÇER ve Can ERDOĞAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca tez yazım süresi boyunca desteklerini esirgemeyen Aileme ve başta Osman ÜRPER, Mojgan LAKİ ve Ümit ALTUNTAŞ olmak üzere ismini sayamadığım değerli arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Mayıs 2014

Ahmet GÜLTEKİN
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	viix
KISALTMALAR	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
1.3 Tezin İçeriği ve Elde Edilen Temel Sonuçlar	5
2. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİ İLE İLGİLİ TEMEL	
KAVRAMLAR.....	7
2.1 Isı Pompası	7
2.1.1 Isı pompasının termodinamiği	7
2.1.2 Isı pompası çevrimi ve ana elemanları.....	12
2.2 Toprak Kaynaklı Isı Pompası	18
2.2.1 Yatay toprak ısı değiştiricileri.....	20
2.2.2.1 Yatay uygulamalar için pratik hesaplama	21
2.2.2 Düşey toprak ısı değiştiricileri	22
2.2.2.1 Düşey uygulamalar için pratik hesaplama	23
2.3 Düşey Toprak Isı Değiştirici Tipleri	24
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	27
3.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Test ve Araştırma Laboratuvarı.....	27
3.2 Isıl Test Sistemi	31
3.3 Test Koşulları	33
3.3 Test Sonuçları ve Yorumları	35
4. MODEL GELİŞTİRME.....	37
4.1 Modellemenin Amacı	37
4.2 Model Varsayımları.....	37
4.2.1 Katı alan bölgeleri	38
4.2.2 Isı taşıyıcı akışkan bölgesi	38
4.4 Fiziksel Parametreler ve Geometrik Özellikler	39
4.5 Deneysel Çalışma ile Sayısal Modelin Kaşlaştırılması.....	40
5. SAYISAL MODELLEME	43
5.1 Farklı Kuyu Konfigürasyonları	43
5.2 Kuyu Etrafındaki Sıcaklık Dağılımını Etkileyen Parametreler.....	44
5.2.1 Kuyu kullanım süresi	44
5.2.2 Farklı kuyu konfigürasyonları.....	46
5.2.3 Farklı kuyular arası uzaklık.....	48

5.3 Farklı Kuyu Konfigürasyonları için Zamana Bağlı Performans Kaybı.....	50
5.4 Farklı Kuyu Konfigürasyonları için Dönemlik Ortalama Performans Kaybı ..	50
5.5 Uzun Dönemli Kullanımda Kritik Kuyu İncelemesi.....	53
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	57
KAYNAKLAR.....	61
EKLER.....	65
ÖZGEÇMİŞ.....	71

KISALTMALAR

COP	: Isı Performans Katsayısı
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
İTÜ	: İstanbul Teknik Üniversitesi
PE	: Polietilen
PID	: Proportional Integrated Derivative
PK	: Performans Kaybı
TASO	: Toprak Altı Sıcaklık Ölçümü
TID	: Toprak Isı Değiştiricisi
TKIP	: Toprak Kaynaklı Isı Pompası
TRT	: Thermal Response Test

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : 3x3 Kuyu dizilimi.....	2
Şekil 2.1 : Isı pompasının çalışma şeması..	7
Şekil 2.2 : Ters Carnot çevrimli ısı pompasının T-s diyagramı.....	8
Şekil 2.3 : İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin şematik resmi ve T-s diyagramı.....	9
Şekil 2.4 : İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı.....	10
Şekil 2.5 : Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı ve hal değişim noktaları	11
Şekil 2.6 : Log P – h diyagramı üzerinde ısı pompası çevrimi ve elemanları..	12
Şekil 2.7 : Scroll kompresör ve elemanları.....	13
Şekil 2.8 : Scroll kompresör çalışma döngüsü..	14
Şekil 2.9 : Lehim plakalı ısı ısı değiştiricileri.....	14
Şekil 2.10 : Lehim plakalı ısı ısı değiştiricisiü elemanları.....	15
Şekil 2.11 : Isıl genleşme valfi..	16
Şekil 2.12 : Elektronik genleşme valfi.....	17
Şekil 2.13 : Soğutucu akışkanlar..	18
Şekil 2.14 : Açık sistem uygulaması..	19
Şekil 2.15 : Yatay boru uygulamaları..	20
Şekil 2.16 : Düşey sondaj uygulamaları..	22
Şekil 2.17 : Düşey sondaj uygulamaları için TID türleri.....	25
Şekil 3.1 : İTÜ Enerji Enstitüsü kuyu uygulamaları.	27
Şekil 3.2 : Sabit uzaklıklı kelepçeler.	28
Şekil 3.3 : İTÜ Enerji Enstitüsü yatay TID uygulamaları.	28
Şekil 3.4 : İTÜ Enerji Enstitüsü düşey helis kuyusu.	29
Şekil 3.5 : Derinliğe ve aylara bağlı sıcaklık değişimi (2013)	30
Şekil 3.6 : Geliştirilen ısı pompası prototipi.	31
Şekil 3.7 : Isıl test sistemi elemanları.	32
Şekil 3.8 : Isıl test sistemi elemanları ve şeması.	32
Şekil 3.9 : Kuyu 1 gidiş ve dönüş sıcaklıkları.	33
Şekil 3.10 : Kuyu 2 gidiş ve dönüş sıcaklıkları.	34
Şekil 3.11 : Birim uzunluk başına atılan ısı miktarının zamanla değişimi.	35
Şekil 4.1 : 1-U borulu TID modeli.	37
Şekil 4.2 : Dene sonuçları ile sayısal sonuçların karşılaştırılması (Kuyu1).	40
Şekil 4.3 : Dene sonuçları ile sayısal sonuçların karşılaştırılması (Kuyu2).	40
Şekil 4.4 : Tek kuyu ve iki kuyu birlikte çalıştırılması durumu (Kuyu1).....	41
Şekil 4.5 : 2 Kuyu beraber çalıştırıldığında zamana bağlı performans kaybı.....	41
Şekil 5.1 : Farklı kuyu konfigürasyonlarında kritik kuyular.	43
Şekil 5.2 : 3 Kuyu konfigürasyonu 1 hafta sonunda sıcaklık dağılımı.....	44
Şekil 5.3 : 3 Kuyu konfigürasyonu 1 ay sonunda sıcaklık dağılımı.....	45
Şekil 5.4 : 3 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda sıcaklık dağılımı.....	45
Şekil 5.5 : Zamana bağlı olarak kuyular etrafındaki sıcaklık dağılımı.....	46

Şekil 5.6 : 2 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda sıcaklık dağılımı.	46
Şekil 5.7 : 3 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda sıcaklık dağılımı.	47
Şekil 5.8 : 5 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda sıcaklık dağılımı.	47
Şekil 5.9 : 9 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda sıcaklık dağılımı.	48
Şekil 5.10 : 3 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda x yönünde sıcaklık dağılımı.	48
Şekil 5.11 : Farklı kuyu konfigürasyonları için zamana bağlı performans kaybı (d=3 metre).	49
Şekil 5.12 : Farklı kuyu konfigürasyonları için zamana bağlı performans kaybı (d=6 metre).	50
Şekil 5.13 : Farklı kuyu konfigürasyonları için zamana bağlı performans kaybı (d=10 metre).	51
Şekil 5.14 : Farklı kuyu konfigürasyonları için kuyular arası uzaklığa bağlı performans kaybı (3 aylık ortalama).	52
Şekil 5.15 : Farklı kuyu konfigürasyonları için kuyular arası uzaklığa bağlı performans kaybı (6 aylık ortalama).	53
Şekil 5.16 : Birim uzunluk başına ısı yükünün 1 yıllık değişimi.	54
Şekil 5.17 : Tek bir kuyunun zamana bağlı akışkan sıcaklığının değişimi.	55
Şekil A.1 : R410A için P-h diyagramı (Coolpack Programı).	67
Şekil B.1 : İTÜ Enerji Enstitüsü TKIP test ve araştırma laboratuvarı ve TID yerleşim planı.	69

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Yatay uygulamada toprak özelliğine bağlı özgül ısı çekme kapasitesi.	21
Çizelge 2.2 : Yatay uygulamada gerekli toprak alanı.....	21
Çizelge 2.3 : Düşey uygulamada toprak özelliğine bağlı özgül ısı çekme kapasitesi.	23
Çizelge 2.4 : Düşey uygulamada gerekli sondaj derinliği	24
Çizelge 3.1 : İTÜ Enerji Enstitüsü bünyesindeki kuyular ve özellikleri	27
Çizelge 3.2 : İTÜ Enerji Enstitüsü bünyesindeki yatay uygulamalar ve özellikleri..	29
Çizelge 3.3 : Debimetre ve sıcaklık sensörlerinin özellikleri	33
Çizelge 4.1 : Katı alanların geometrik ve ısıl özellikleri	39
Çizelge 5.1 : Uzun dönemli kullanımda kritik kuyunun incelenmesi	56

SEMBOL LİSTESİ

c	Özgül ısı (J/kg.K)
d	Kuyular arası uzaklık (m)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
k	Isı iletim katsayısı (W/m.K)
$k_{d,eff}$	Dolgunun efektif ısı iletkenliği (W/m.K)
$k_{t,eff}$	Toprağın efektif ısı iletkenliği (W/m.K)
\dot{m}	Soğutucu akışkanın kütle debisi (kg/s)
\bar{m}	Isı taşıyıcı akışkan ortalama akış debisi (lt/dk)
\dot{Q}	Birim zamanda ısı geçisi, W
q	Birim kütle başına atılan ısı miktarı (kJ/kg)
\dot{q}'	Birim kuyu uzunluğu başına atılan ısı akışı (W/m)
\dot{q}''	Kuyu duvarında gerçekleşen ısı akısı (W/m ²)
Q_H	Yüksek sıcaklık bölgesine aktarılan ısı miktarı (kJ)
Q_L	Düşük sıcaklık bölgesinden çekilen ısı miktarı (kJ)
r_1	PE borunun iç yarıçapı (mm)
r_2	PE borunun dış yarıçapı (mm)
r_k	Kuyunun yarıçapı (mm)
r_t	Toprak bölgesi sınır yarıçapı (m)
R_k	Kuyunun ısı direnci, (m.K/W)
s	Özgül entropi (kJ/kg.K)
t	Zaman (s)
T_a	Isı taşıyıcı akışkan sıcaklığı (°C)
\bar{T}_b	Bozulmamış toprak sıcaklığı (°C)
\bar{T}_g	Ortalama akışkan gidiş sıcaklığı (°C)
\bar{T}_d	Ortalama akışkan dönüş sıcaklığı (°C)
T_H	Yüksek sıcaklıktaki ortam sıcaklığı (°C)
T_k	Kuyu çeper sıcaklığı (°C)
T_L	Düşük sıcaklıktaki ortam sıcaklığı (°C)
W	Sisteme harcanan iş girişi (kJ)
w	Birim kütle başına harcanan iş miktarı (kJ/kg)

Yunan harfleri

α	Isıl yayılım (m ² /s)
η_s	Kompresör izentropik verimi
η_m	Kompresör mekanik verimi
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMLERİNDE KUYULAR ARASI UZAKLIĞIN PERFORMANSA ETKİSİNİN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde ısınma ihtiyacı için odun-kömür kullanımından doğalgaz kullanımına büyük ölçüde geçilmiştir ve bu geçiş devam etmektedir. Ancak, başta ülkemiz olmak üzere çoğu ülke doğalgaz kullanımında büyük ölçüde dışa bağımlıdır. Bununla birlikte günümüzde petrolde olduğu gibi doğal gaz rezervlerine sahip ülkelerin bu varlıklarını zaman zaman siyasi baskı unsuru olarak kullanması, enerji ithalatı yapan ülkeler için alternatif enerji kaynaklarının önemini arttırmıştır. Enerji bağımlılığını azaltmak için büyük bir potansiyel taşıyan ısı pompası sistemleri son yıllarda araştırmacıların dikkatini çekmektedir.

Isı kaynağı olarak toprağı kullanan ısı pompası sistemleri ilk yatırım maliyeti açısından hava ve su kaynaklı sistemlere göre daha pahalı olmakla birlikte enerji verimliliği daha yüksek sistemler olduğu için işletim maliyetleri açısından avantajlar taşımaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompalarının en önemli bileşenleri toprak ısı değiştiricileri olup toprak altına gömülü borulardan oluşur. Bu borular yardımıyla, toprağın enerjisi ısı taşıyıcı akışkana ve oradan ısıtılacak ortama veya tersine soğutulacak ortamdan ısı taşıyıcı akışkana ve oradan toprağı aktarılır.

Düşey toprak ısı değiştiricilerinin uygulandığı toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde, kuyular arası uzaklık sistemin güvenilirliğini, ömrünü ve performansını etkileyen çok önemli bir parametredir. Büyük ölçekli toprak kaynaklı ısı pompası uygulamalarında birden fazla kuyu açılması gerekmekte ve kuyular arası optimum uzaklığın belirlenmesi önemli bir araştırma konusunu oluşturmaktadır. Bu alanda yapılan çok az sayıda sayısal ve yok denecek kadar az sayıda deneysel araştırma mevcuttur.

Bu tez kapsamında, aralarında 3 m uzaklık bulunan biri 50 m diğeri 100 m derinliğe sahip 2 adet kuyu beraber çalıştırılarak performanslarının zamanla değişimi deneysel olarak incelenmiştir. Kuyular arası uzaklığın performansa etkisini görmek için, sabit sıcaklıktaki 50 °C'lik ısı taşıyıcı akışkan vasıtasıyla 44 gün boyunca toprağı ısı atılmıştır. Kuyuların beraber çalışma zamanına bağlı olarak birim uzunluk başına atılan ısı miktarı yani performansı düşmeye başlamıştır. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda kuyular başlangıçta ısıl etkileşime girmediğinden dolayı tek başına çalışıyor gibi davranmıştır. Ancak, söz konusu uzaklık için 2. haftadan sonra kuyular ısıl etkileşime girdiğinden dolayı kuyu performansındaki düşüş sadece % 1 civarına ulaşmıştır. Öte yandan 44 günlük sürekli çalışma durumunda kuyularda performans kaybının % 5 civarına ulaştığı görülmüştür.

COMSOL Multi-physics programında deneyde kullanılan toprak, dolgu ve borunun ısıl ve geometrik özellikleri girilerek 2 boyutlu bir model oluşturulmuştur. Model, deneydeki çalışma koşulları ile deney süresi kadar çalıştırılmıştır. Modelin doğruluğu deney verileri ile kanıtlanmıştır.

Kuyular arası farklı uzaklıklar ve süreler için deneylerin tekrar yapılması maliyet ve çok uzun süreler gerektirdiğinden sayısal model kullanımına gidilmiştir. Bu doğrultuda, farklı konfigürasyonlardaki (2, 3, 5 ve 9 kuyu konfigürasyonları) kritik kuyuların kuyular arası etkileşimden dolayı performans kayıpları farklı kuyular arası uzaklıklarda 3 ve 6 aylık dönemsel kullanım durumu için sayısal olarak incelenmiştir.

Kuyulardaki ısı taşıyıcı akışkanın, minimum çalışma değerinin altına düşmesi durumunda kuyudan istenilen performans sağlanamamaktadır. Bu yüzden periyodik bir ısı yükü bu konfigürasyonlara farklı kuyular arası uzaklıklar için 30 yıllık uygulanmıştır. Kritik kuyulardaki ısı taşıyıcı akışkanın çalışma aralığı dışına çıkması durumunda istenilen minimum performansa göre kuyu ömürleri incelenmiştir.

EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF DISTANCE BETWEEN BOREHOLES ON PERFORMANCE IN GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEMS

SUMMARY

Nowadays, for heating requirements from the use of solid fuel such as wood and coal was replaced to a large extent on the use of natural gas and this replacing is continuing. However, many countries including our country, in the use of natural gas is largely dependent on outside. Nevertheless, the countries, which have natural gas and petroleum reserves, are using these assets as a political threat has increased the importance of alternative energy sources for the countries, which are importing energy. To reduce energy dependence, heat pump systems are carrying great potential so they have attracted the attention of researchers in recent years. Furthermore, these systems is also considered as a kind of renewable energy sources.

Heat pump system that is using the ground as a heat source, in terms of initial investment cost, is more expensive than air and water source systems. But, below a certain depth, the temperature of the ground remains almost unchanged throughout the year. This phenomenon can be exploited by placing a heat exchanger in the ground and coupling it to a heat pump to store heat in the ground during summer for use in winter. The ground provides a better source/sink of heat than the outside air in regards to heat pump efficiency, being cooler than the outside air in the summer and warmer in the winter. Borehole heat exchangers that consist of pipes buried under ground are the most important components of the ground source heat pumps. By means of these pipes, the heat is extracted from ground or injected to the ground.

In ground source heat pump systems, applied in the vertical ground heat exchangers, distance between boreholes is a very important parameter for reliability, long lifetime and performance of the whole system. In large-scale applications of ground source heat pump systems, more than one borehole is needed and determination of the optimal distance between boreholes becomes an important issue. In this area, limited numerical and experimental studies exist.

In this thesis, running two boreholes together has been experimentally investigated in Istanbul, Turkey. Boreholes have 3 m distance between them and they are 50 and 100 m deep. To investigate the effect of the distance between boreholes on heat transfer rate per unit borehole length, heat was injected to the ground for 44 days, by means of heat carrier fluid, at a constant temperature (50°C). Depending on the time of working boreholes together, heat transfer rate per unit borehole length, namely performance of boreholes started to decrease. Initially boreholes behave like a single borehole that is running alone. However, after 2 weeks, boreholes performance are declined around 1 % because of thermal interference between boreholes. In case of

44-day continuous operation at same conditions, the performance loss of boreholes reached around 5 %.

A single U-tube borehole 2-D model was formed using COMSOL Multi-physics program based on the geometrical parameter and the thermal properties of solid domains (ground, grout, and polyethylene inlet and outlet pipes). Model was run with operating conditions in the experiment. The validity of the model is proved by experimental data. Subsequently, the computational investigations have been made.

First, the temperature of the soil surrounding the critical borehole is important parameter for determining environmental impacts and their potential thermal interaction. The temperature of the soil surrounding the critical borehole when approaching the temperature of heat carrier fluid, performance of boreholes decrease. The effects of some parameters on the temperature of the soil surrounding the critical boreholes are examined. The studies showed that if borehole usage times increase, performance of borehole decreases. If more boreholes around the critical borehole are used, performance of the critical borehole decreases. And if the distance between boreholes keeping shorter, performance of the critical borehole decreases. Thus, the effect of possible thermal interaction between these systems on their coupling heat pump as well as their environmental impacts can be studied.

Second, for determining the performance loss, some multi borehole heat exchangers (BHEs) configurations are considered as 2, 3, 5 and 9 BHEs. Critical boreholes are determined as one of two in 2 BHEs configuration and in the midst of 3, 5 and 9 borehole heat exchangers configurations. Heat transfer rate per unit borehole length of the most critical borehole in each configuration is compared with that of single borehole to determine the performance loss. Variations of performance loss due to thermal interactions of boreholes with both time and distance are analyzed.

Variation of instant performance loss of the critical boreholes with time are examined for different distance between boreholes. When the distance is 3 m, the instant performance loss of the critical borehole reaches around 10 % in 2 BHEs configuration at 4300 hours whereas around 55% in 9 BHE configuration. Similarly, when the distance is 6 m, the instant performance loss of the critical borehole reaches around 5 % in 2 BHEs configuration at 4300 hours whereas around 25% in 9 BHE configuration. When the distance is 10 m, the instant performance loss of the critical borehole less than 2 % in all configurations first 2500 hours and the instant performance loss of critical borehole around 6 % at 4300 hours in 9 BHE configuration.

Also calculations are made for average performance loss of the critical boreholes in some periods with distance between boreholes from 0.5 m to 15 m. The calculations for both 3 and 6 months non-stop operation period, which are the possible worst cases, are made. When the distance is 3 m, the average performance loss of the critical borehole reaches around 4 % in 2 BHEs configuration in case of 3 month non-stop period whereas it is 8 %, 16 % and 22 % for 3, 5 and 9 BHE configuration. After 9 m distance, the performance loss in all configurations is nearly less than 1%. It means that thermal interactions are totally insignificant after 9 m. Similarly, in case of 6 month-period, after 12 m distance, the performance loss in all configurations is nearly less than 1%.

Heat carrier fluid in boreholes works in an operating temperature interval. -5°C is prescribed as the lowest allowed temperature for the heat carrier fluid. If the value falls below the minimum operating temperature, critical borehole can not be provided the desired minimum performance. A periodic heat load is performed for 30 years to all configurations with several distance between boreholes.

1. GİRİŞ

Kışın ısınma ve yazın serinleme ihtiyacı insanoğlunun tarih boyunca önemli ve bazen de hayati ihtiyaçlarından olmuştur. Geçmişten günümüze medeniyet geliştikçe insanlık bu ihtiyaçlarına yönelik kullandığı sistemleri geliştirmiş ve bazı dönemlerde köklü dönüşümler yapmıştır. Ancak, bu sistemlerde genelde karbon içerikli maddenin yakılması sonucu açığa çıkan ısı enerjisini kullanmıştır. Günümüzde ısınma ihtiyacı için odun-kömür kullanımından doğalgaz kullanımına büyük ölçüde geçilmiş ve bu geçiş devam etmektedir. Ancak, başta ülkemiz olmak üzere çoğu ülke doğalgaz kullanımında büyük ölçüde dışa bağımlıdır. Bununla birlikte günümüzde petrolde olduğu gibi doğal gaz rezervlerine sahip ülkelerin bu varlıklarını zaman zaman siyasi baskı unsuru olarak kullanması, enerji ithalatı yapan ülkeler için alternatif enerji kaynaklarının önemini arttırmıştır. Enerji bağımlılığını azaltmak için büyük bir potansiyel taşıyan ısı pompası sistemleri son yıllarda araştırmacıların dikkatini çekmektedir.

Isı kaynağı olarak toprağı kullanan ısı pompası sistemleri ilk yatırım maliyeti açısından hava ve su kaynaklı sistemlere göre daha pahalı olmakla birlikte enerji verimliliğı daha yüksek sistemler olduğu için işletim maliyetleri açısından avantajlar taşımaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompalarının en önemli bileşenleri toprak ısı değıştiricileri olup toprak altına gömülü borulardan oluşur. Bu borular yardımıyla, toprağın enerjisi ısı taşıyıcı akışkana ve oradan ısıtılacak ortama veya tersine soğutulacak ortamdan ısı taşıyıcı akışkana ve oradan toprağı aktarılır.

Bu bağlamda toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerindeki toprak ısı değıştiricileri ile ilgili konular araştırmacıların ilgisini çekmektedir. Daha yüksek ısı performans katsayısı (COP) değıerlerinde ısı pompası üretimi, ısı pompasının daha uygun fiyatlara satılması ve ısı pompası sisteminin kurulum maliyetini azaltıcı gelişmelerin ışığında gelecekte daha geniş alanda kullanım ihtimali sunmaktadır.

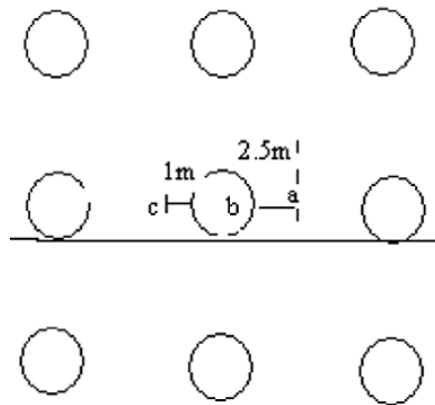
1.1 Tezin Amacı

Büyük ölçekte yapılan toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) uygulamalarında birden fazla kuyu açılması gerekmektedir. Bilgi eksikliklerinden dolayı TKIP sistemlerinin kurulumunda yapılan hatalar nedeniyle sistemin verimi ve kullanım süresi bazen istenilen değerleri sağlamamaktadır. Dolayısıyla, kötü örnek teşkil etmekte ve TKIP uygulamalarının yaygınlaşmasını engellemektedir. Yapılan en önemli hatalardan bir tanesi de arazi kullanımını minimize etmek için kuyular arası uzaklığın birbirine yakın seçilmesi sebebiyle ısıl etkileşimden dolayı performans kayıplarıdır. Bu tez kapsamında farklı kuyu konfigürasyonları için kuyular arası uzaklığın performansa etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Literatürde TKIP uygulamalarında kuyular arası uzaklığın performansa etkisiyle ilgili sınırlı sayıda ve genellikle sayısal çalışmalar mevcut olup bu çalışmalardan tez konusu ile yakın ilgili olanları aşağıda kronolojik sırada verilmiştir.

Li ve diğ. (2009), Çin'in Yangtze River bölgesinde yazın soğutma ve kışın ısıtma yapılması durumu için ve ayrıca ısıtma, soğutmaya ek olarak sıcak su ihtiyacının da buradan karşılanması durumunda, Şekil 1.1'de gösterildiği gibi aralarında 5 m bulunan 3x3 kuyu diziliminde ortadaki kritik kuyunun 1 m ve 2.5 m uzaklığındaki noktaların sıcaklık değişiminin 7 yıllık simülasyonu incelemiştir. Bu bölgede soğutma yükü fazla olduğu için toprak sıcaklığı 7. yılın sonunda artmaktadır. Ancak, sıcak su ihtiyacının da buradan karşılanması durumunda toprak sıcaklığı görece daha az artmaktadır bunun da kuyunun performansını arttırıcı etki yaptığı görülmüştür.



Şekil 1.1 : 3x3Kuyu dizilimi (Li ve diğ., 2009).

Priarone ve diğ. (2009), 2 U-borulu kuyuların tek ve çoklu kullanımının uzun dönemli performansa etkisini sayısal olarak incelemiştir. Bu çalışmada kuyulara 3 farklı periyodik ısı yükü uygulanmıştır. Bu ısı yükü durumları; kışın yapılan ısıtma yükünün yazın yapılan soğutma yüküne eşit olması durumu, yazın yapılan maksimum soğutma yükünün kışın yapılan maksimum ısıtma yükünün yarısı olması durumu ve son olarak sadece kışın ısıtma yapılması durumu. Tek kuyu kullanımında verilen farklı ısı yüklerinin uygulanması durumunda ısı taşıyıcı akışkanın sıcaklığında 15 yıl için belirgin bir düşme olmadığı görülmüştür. Çoklu kuyu uygulamalarında kışın yapılan ısıtma ve yazın yapılan soğutma yükünün eşit olması durumunda akışkanın sıcaklığında belirgin bir düşüş olmamaktadır. Ancak, diğer durumlarda akışkan sıcaklığındaki düşüş kuyular arası uzaklığa bağlı olarak ciddi oranda düşmektedir.

Lazzari ve diğ. (2010), toprak altı akışın ihmal edildiği sistemlerde kuyuların uzun dönemli performansını farklı çalışma koşulları için sonlu elemanlar programıyla incelemiştir. Bu çalışmada farklı kuyular arası uzaklıklar (6 - 14 m) için 6 farklı periyodik ısı yükü uygulanmıştır. Toprakta dolaştırılan akışkanın zamana bağlı uzun dönemli (50 yıl) sıcaklık değişimi akışkanın minimum çalışma sıcaklık değerine göre incelenmiştir.

Yu ve diğ. (2010), Shanghai'da bulunan bir bina için ısı pompası sistemini deneysel olarak inceleyip performans analizini yapmışlardır. Toprak altı ısı değiştirici sistemi 80 m derinliğindeki ve kuyular arası uzaklığı 4 m olan 280 adet kuyudan oluşmaktadır. Yaptıkları araştırmada kuyuların bir kısmının ısıtma yaparken diğer bir bölümü ile havalandırma amaçlı soğutma yapmak için kullanılması durumunu incelemişlerdir. Isı pompalarının 3 aylık durmaksızın çalışması durumunda bu yöntemin daha yüksek performans sağladığı görülmüştür. Bu çalışmada kuyular arası uzaklığın 5-6 m alınmasını tavsiye etmişlerdir.

Teza ve diğ. (2012), 2-U borulu kuyuların düzensiz şekilde yerleştirilmesi durumunda uzun dönemli performans kaybını incelemiştir. Bu çalışmada İtalya'da kapalı hacmi 14 900 m³ olan bir bina için düzensiz yerleştirilen 28 adet 100 m derinliğindeki kuyunun durumu ile farklı konfigürasyonlarda yerleştirilmesi durumu sayısal olarak incelenmiştir. Kuyulara 3 farklı periyodik ısı yükü uygulanması durumunda uzun dönemli (25 yıl) kullanımda ısı taşıyıcı akışkan sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. Isı taşıyıcı akışkanın minimum çalışma değerine bağlı olarak,

kuyulardan istenilen minimum performansın sağlanabileceği kuyu ömrü hesaplanmıştır.

Kurevija ve diğ. (2012), kuyuların yerleştirme geometrisinin ve kuyular arası uzaklıktan dolayı oluşan ısıl etkileşiminin TKIP'na uzun dönemli etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada, Zagreb'te toplam kapalı alanı 5000 m² olan bir bina için iki farklı yerleştirme geometrisi (7x6 ve 21x2) ve farklı kuyular arası uzaklıklarda (4 - 9 m) uzun dönem (30 yıl) çalışma durumunda gerekli olan toplam boru uzunlukları hesaplanmıştır. Farklı kuyular arası uzaklıklardaki 7x6 yerleştirme geometrisinin kullanılması durumunda 21x2 dizilimine göre % 3 – 15 daha fazla boru gerektiği sayısal olarak hesaplanmıştır.

Koohi-Fayegh ve Rosen (2012), ikili kuyu uygulamalarında kuyuların beraber çalıştırılması durumunda oluşacak ısıl etkileşimleri incelemiştir. Bu çalışmada iki boyutta geçici rejimde ısı iletim problemi kuyuların çevresi için analitik ve sayısal yöntemlerle çözülmüştür ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. İki komşu kuyu uygulamasında kuyular arası uzaklık, kuyulardan alınan ısı akısı ve operasyon süresinden kaynaklı ısıl etkileşim miktarı araştırılmıştır. Kuyular arası uzaklık azaltıldığında, ısı akısı ve operasyon süresi arttırıldığında ısıl etkileşimin arttığı görülmüştür.

Zhai ve diğ. (2013), soğutma yükü daha fazla olan Shanghai'da bulunan bir bina için ısı pompası sistemini deneysel olarak inceleyip performans analizini yapmışlardır. Toprak altı ısı değiştirici sistemi 80 m derinliğindeki ve kuyular arası uzaklığı 4 m olan 280 adet kuyudan oluşmaktadır. 1 yıllık çalışmanın sonunda kuyular arası uzaklığın orta noktasındaki toprağın sıcaklığı 0,5 °C arttığı deneysel olarak görülmüştür. Uzun dönemli (15 yıl) sadece soğutma amaçlı kullanım durumunda 8 °C, ısıtma ve soğutma amaçlı kullanım durumunda 3 °C bir artış olacağı öngörülmüştür. Kuyular arası uzaklığın 7 m alınması durumunda 15 yıllık bir kullanım sonunda toprağın sıcaklığının neredeyse aynı kalacağı öngörülmüştür. Yeterli toprak alanına sahip olunması durumunda kuyular arası uzaklığın 5-6 m alınmasını tavsiye etmişlerdir. Koohi-Fayegh ve Rosen (2014), kuyular arası etkileşimin TKIP verimi üzerine etkisini belirlemek için analitik yaklaşımla bir model geliştirmişler. Önerilen model kullanılarak kuyuların etrafındaki toprak sıcaklığı tam olarak hesaplanabilir. Ayrıca, tersinir bir ısı pompasının COP değişimini toprakta dolaşan akışkanın sıcaklığına bağlı olarak hesaplamışlardır.

1.3 Tezin İçeriği ve Elde Edilen Temel Sonuçlar

Bu tez çalışmasında Bölüm 2’de TKIP sistemleri ile ilgili temel kavramlar (ısı pompası tanımı, termodinamiği, çevrimi ve elemanları, uygulamaları) hakkında bilgiler verilmiştir. Bölüm 3’te İT TKIP test ve araştırma laboratuvarı hakkında bazı bilgiler ve deney şartları hakkında bilgiler verilmiştir. Bölüm 4’te ise modelleme çalışmasında kullanılan geometri, parametreler, varsayımlar ve oluşturulan modelin deney sonuçları ile doğrulaması yapılmıştır. Bölüm 5’te geliştirilen modelden yola çıkarak farklı kuyular arası uzaklıklarda 2,3,5 ve 9 kuyu konfigürasyonlarındaki kritik kuyular için çeşitli sayısal incelemeler yapılmıştır.

Aralarında 3 m uzaklık bulunan biri 50 m diğer 100 m derinliğe sahip 2 adet kuyu beraber çalıştırılarak deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda kuyular başlangıçta ısıl etkileşime girmediğinden dolayı tek başına çalışıyor gibi davranmıştır. Ancak, söz konusu uzaklık için 250 saat mertebesinden sonra kuyular ısıl etkileşime girdiğinden dolayı kuyu performansındaki düşüş sadece % 1 civarına ulaşmıştır. Öte yandan 44 günlük sürekli çalışma durumunda kuyularda performans kaybının % 5 civarına ulaştığı grlmştir. Bu performans kaybı deneysel sonuçlardan açıkça belli olmadığından dolayı geliştirilen sayısal model sonuçlarından elde edilmiştir.

Kuyular arası farklı uzaklıklar ve süreler için deneylerin tekrar yapılması maliyet ve çok uzun süreler gerektirdiğinden dolayı mantıklı görülmemiştir. Bu yüzden, farklı konfigürasyonlardaki (2, 3, 5 ve 9 kuyu konfigürasyonları) kritik kuyuların kuyular arası etkileşimden dolayı performans kayıpları yapılan deneylerde kullanılan sistem ile ilgili parametreler kullanılarak farklı uzaklıklar ve farklı süreler için sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan deney aynı şartlar altında 6 aylık bir dönem için daha devam ettirilseydi performans kaybı bu süre sonunda % 10 civarına ulaşacağı grlmştir. Aynı şekilde, 9 kuyu konfigürasyonu için performans kaybının ise bu süre sonunda % 55’ler civarına ulaşacağı grlmştir.

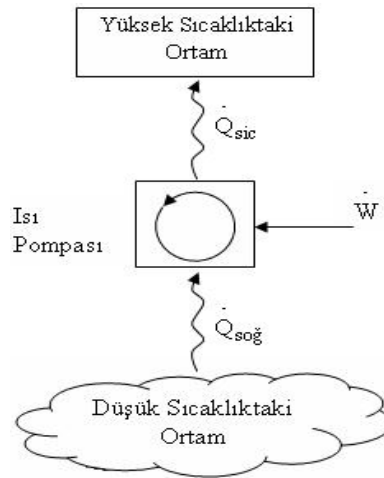
Son olarak periyodik bir ısı yükünün bu konfigürasyonlara 50 yıllık uygulanması durumunda kritik kuyulardaki ısı taşıyıcı akışkan sıcaklığının minimum çalışma değerine bağlı olarak kritik kuyularda istenen minimum performansın sağlanıp sağlanmayacağı incelenmiştir.

Sonuç bölümünde yapılan deneysel ve sayısal çalışmalara istinaden TKIP uygulamalarında optimum uzaklığın belirlenmesi için yapılması gerekenler hakkında öneriler aktarılmıştır.

2. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİ İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

2.1 Isı Pompası

Isı transferi dışarıdan hiçbir etki olmaksızın her zaman sıcak ortamdaki soğuk ortama akar. Bu doğal bir olgudur, kendiliğinden gerçekleşir. Bu olgunun tersi kendiliğinden gerçekleşemez. Isıyı ters yönde yani soğuk ortamdaki sıcak ortama iletmek ancak ısı pompalarının kullanımıyla gerçekleştirilir. Isı pompaları, dışarıdan enerji verilmesi ile düşük sıcaklıktaki bir ortamdaki aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama veren termodinamik sistemlerdir. Şekil 2.1’de ısı pompalarının genel çalışma prensibi gösterilmektedir (Isısan çalışmaları,2008). Isı pompası adını, ısı enerjisini bir ortamdaki diğer bir ortama "pompalama" veya "taşımaya" kabiliyetinden alır.



Şekil 2.1 : Isı pompasının çalışma şeması (Isısan çalışmaları, 2008).

2.1.1 Isı Pompasının Termodinamiği

İdeal ısı pompası, ideal bir motor çevriminde olduğu gibi, içten ve dıştan tersinirdir. Bu şekilde birçok teorik çevrim vardır, fakat temel olarak Ters Carnot Çevriminin iyi bilinmesi gereklidir. Ters Carnot Çevrimli ısı pompasının T-s diyagramı Şekil 2.2’de verilmiştir. Şekil 2.2 incelendiğinde, yüksek sıcaklık bölgesine aktarılan ısı transferi,

$$Q_H = T_H(s_2 - s_3) \quad (2.1)$$

şeklinde olup, düşük sıcaklık bölgesinden çekilen ısı transferi,

$$Q_L = T_L(s_1 - s_4) = T_L(s_2 - s_3) \quad (2.2)$$

(2.2) denklemleriyle ifade edilir. Termodinamiğin birinci kanunundan iş girişi ise,

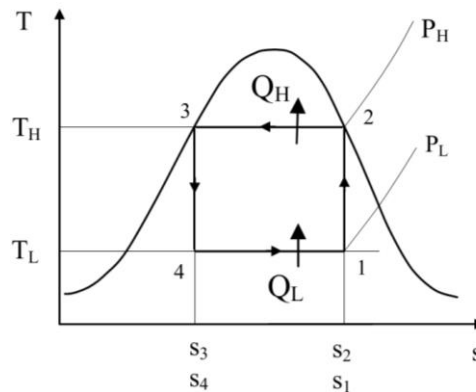
$$W = Q_H - Q_L = (T_H - T_L)(s_2 - s_3) \quad (2.3)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bir ısı pompasında, I. Kanun verimine göre “atılan ısı/giren iş (elde edilen/harcanan) ” oran performans katsayısı (COP) olarak adlandırılır. Entropi tanımı ve termodinamik kanunlar kullanılarak, Carnot performans katsayısı (COP_c),

$$COP_c = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.4)$$

(2.4) denklemleriyle hesaplanır. Tersinir işlemler yapılabilir de aşağıdaki sebeplerden dolayı Ters Carnot Çevrimi'nin uygulanabilirliği zordur.

- Islak bölgedeki sıkıştırma işleminde birçok uygulama problemi vardır.
- Yüksek basınçlı sıvının düşük basınçlı ıslak buhara genişlemesinde de uygulamada problemler vardır.
- Ayrıca genişlemeden dolayı ortaya çıkan küçük bir iş, çevrime giren net işte önemsiz derecede bir azalmaya sebebiyet verir.

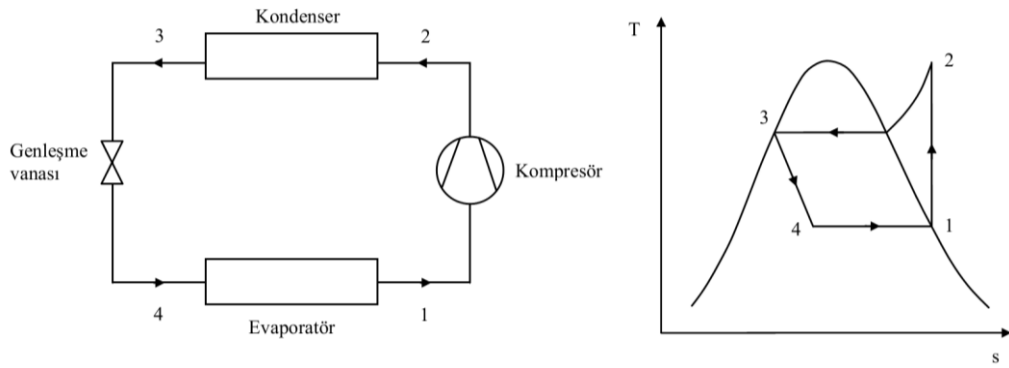


Şekil 2.2 : Ters Carnot çevrimli ısı pompasının T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2006).

Carnot Çevriminde, hemen hemen termal şartlar altında gerçekleşen ısı girişi ve çıkışını sağlamak gerekir. Bunu gerçekleştirmek için, seçilmiş olan akışkan istenen sıcaklık ve basınçlarda faz değiştirecektir. Buharlaşırken ısı çekecek ve yoğuşurken ısı atacaktır. Bu süreçler, çevrimin izotermal işlemlerinde gerçekleşir. Çoğunlukla kompresör tiplerinin mekaniksel sınırlamalarından dolayı, normalde çevrimin sıkıştırma işlemi kuru buharda gerçekleşir (Özyurt, 2002).

Ters Carnot çevriminin uygulanmasındaki güçlükler, buharı sıkıştırmadan önce tamamen buharlaştırarak ve sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesini kısılma işlemiyle gerçekleştirerek aşılabilir. Kısılma işlemi, sıvıyı bir genişleme vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu şekilde elde edilen çevrim, ideal buhar sıkıştırmalı çevrim diye bilinir (Çengel ve Boles, 2006).

İdeal buhar sıkıştırmalı çevrimin şematik resmi ve T-s diyagramı Şekil 2.3'de verilmiştir.



Şekil 2.3 : İdeal buhar sıkıştırmalı çevrimin şematik resmi ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2006).

Bu çevrimdeki hal değişimleri aşağıdaki gibi gerçekleşir:

1-2 Kompresörde sabit entropide sıkıştırma

2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı geçişi (yoğuşma işlemi)

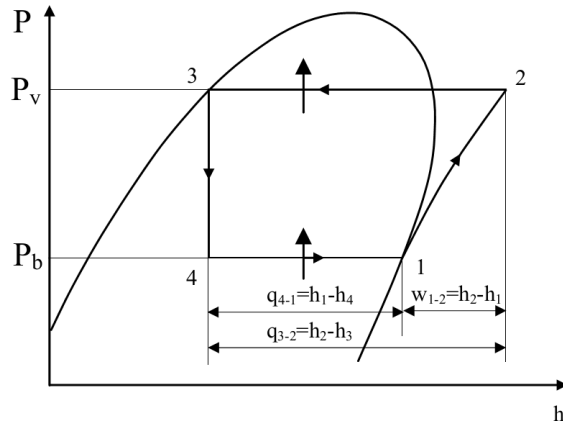
3-4 Genleşme vanasında sabit entalpide genişleme

4-1 Buharlaştırıcıda soğutucu akışkana sabit basınçta ısı geçişi (buharlaşma işlemi)'dir.

İdeal buhar sıkıştırmalı çevrimde, soğutucu akışkan kompresöre 1 noktasında doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Soğutucu akışkan 2 noktasında kızgın buhar halinde yoğuşturucuya girer ve sabit

basınçta yoğunlaşarak 3 noktasında yoğunlaştırıcıdan doymuş sıvı olarak çıkar. Yoğuşma sırasında soğutucu akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Doymuş sıvı haldeki soğutucu akışkan, genleşme vanasından geçirilir ve basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülür. Bu süreç, 3-4 noktaları arasında sabit entalpide gerçekleşir (Şekil 2.4). Bu hal değişimi esnasında soğutucu akışkan sıcaklığı, soğutulan ortam sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan 4 noktasında buharlaştırıcıya girer ve sabit basınçta soğutulan ortamdaki ısı alarak buharlaşır. Soğutucu akışkan, buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkar ve 1 noktasında tekrar kompresöre girerek çevrimi tamamlamış olur

Şekil 2.4'te gösterilen ideal buhar sıkıştırıcı çevrimin P-h diyagramından da görüldüğü gibi, enerji transferleri ve performans katsayısı (COP) aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir.



Şekil 2.4 : İdeal buhar sıkıştırıcı çevrimin P-h diyagramı (Çengel ve Boles, 2006).

$$w_{1-2} = h_2 - h_1 \quad (2.5)$$

$$q_{1-2} = h_2 - h_3 \quad (2.6)$$

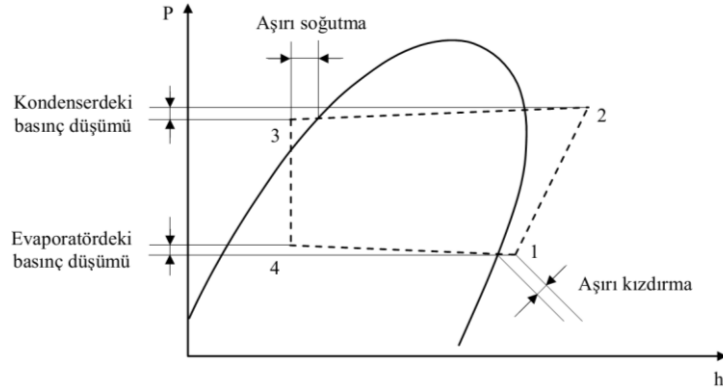
$$h_3 = h_4 \text{ (kısılma işlemi) (kJ/kg)} \quad (2.7)$$

$$q_{4-1} = h_1 - h_4 \quad (2.8)$$

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

Gerçek buhar sıkıştırımlı çevrimin P-h diyagramı ve hal değişim noktaları Şekil 2.5'te gösterilmiştir. Gerçek çevrimin ideal çevrimden farkları şunlardır:

- Sıkıştırma, ne tersinir ne de adyabatiktir (izentropik değildir). Bunun sebebi kompresörde hem ısı transferi, hem de sürtünme etkisinin olmasıdır.
- Yoğuşturucudan geçen akışkan için küçük bir basınç düşüşü vardır. Aynı zamanda sıvının bir miktar aşırı soğutulması gerekir.
- Kısılma işlemi adyabatik değildir.
- Uygulama nedenlerinden dolayı buharlaştırıcıda küçük bir basınç düşüşü vardır ve aynı zamanda kompresör emişinde bir miktar aşırı kızdırmanın sağlanması normaldir.



Şekil 2.5 : Gerçek buhar sıkıştırımlı çevrimin P-h diyagramı ve hal değişim noktaları (Çengel ve Boles, 2006).

Isı pompasında ısıtma işlemi, yoğuşturucunun bulunduğu yerde sağlanmakta olup, soğutma devresinden tek farkı amacın başka elemanlarla gerçekleştirilmesidir (Dağsöz, 1981).

Isı pompasının performans katsayısı (veya etkinliği) elde edilenin (ısıtma durumunda Q_H , soğutma durumunda Q_L) bunu elde etmek için harcanan W oranıdır.

$$COP_{ısıtma} = \frac{Q_H}{W} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} \quad (2.10)$$

$$COP_{soğutma} = \frac{Q_L}{W} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \quad (2.11)$$

$$COP_{ısıtma} = COP_{soğutma} + 1 \quad (2.12)$$

Kompresör veriminin (n_s = izentropik verim ve n_m = mekanik verim) dikkate alınması halinde verim:

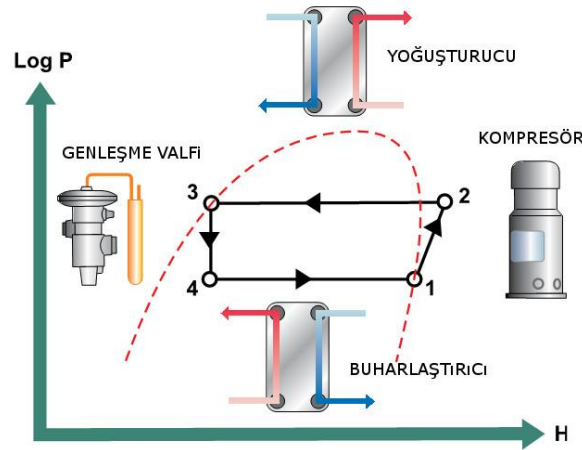
$$COP_{ısıtma} = \frac{Q_H}{W} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \eta_s \cdot \eta_m \quad (2.13)$$

Isı pompaları değişik kaynaklar kullanabilmektedirler ve kullandıkları kaynaklara göre hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompaları gibi adlandırılırlar. Kullanılan kaynaklar sistemin toplam verimini ve doğal olarak işletim maliyetlerini direkt olarak etkilemektedirler.

Isı pompası, daha önce söylediğimiz gibi yüksek sıcaklıktaki bir ortam (T_H) ile düşük sıcaklıktaki bir ortam (T_L) arasında çalışır. TKIP uygulamalarında, binayı soğutma sezonunda toprakta dolaştırılan akışkanı yüksek sıcaklıktaki ortam ve binadaki soğutma sistemini düşük sıcaklıktaki ortam olarak düşünebiliriz. Aynı şekilde, ısıtma sezonunda binadaki ısıtıcı sistem yüksek sıcaklıktaki ortam ve toprakta dolaştırılan akışkanı düşük sıcaklıktaki ortam olarak düşünebiliriz. Bütün süreçlerin tersinir olduğu ideal bir ısı pompasında ısı pompası performans katsayısı (COP) sadece yüksek ve düşük ortamın sıcaklığına bağlıdır.

2.1.2 Isı pompası çevrimi ve ana elemanları

Isı pompaları, soğutma çevrimini esas olarak çalışır. Soğutma çevrimindeki akışkana soğutucu akışkan denir. Bu akışkan farklı makinelerde, kullanım yerine göre değişiklik gösterebilir. Her bir farklı akışkanın birbirlerine göre kullanım avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır. Çevrim kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcı elemanlarıyla Şekil 2.6’da gösterildiği gibi gerçekleştirilir:

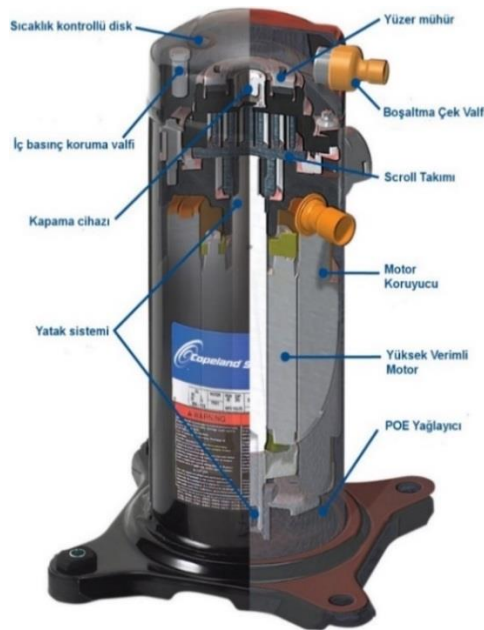


Şekil 2.6 : Log P – h diyagramı üzerinde ısı pompası çevrimi ve elemanları (Swep).

Bu ana elemanlar yardımı ile ısı pompasının çalışma prensibi aşağıdaki gibi özetlenebilir:

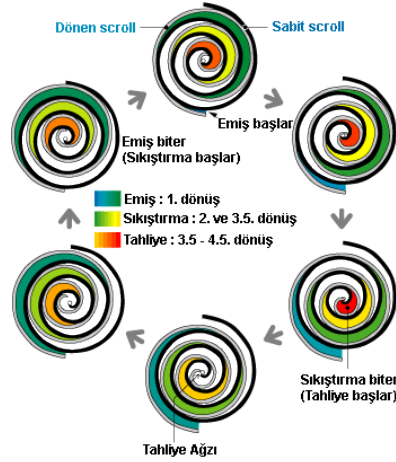
Buharlaştırıcıda bulunan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı düşüktür. Isı kaynağından alınan ısı enerjisi ile oluşan sıcaklık farkı, soğutucu akışkanın sıcaklığının arttırılmasını sağlayarak buharlaştırır. Kompresör buhar fazındaki akışkanı sıkıştırarak sıcaklığını ve basıncını arttırır. Buhar fazındaki soğutucu akışkan yoğuşturucuya ulaşır. Yoğuşturucudaki ısıtma suyunun (kalorifer tesisatı ve sıcak su boyleri) sıcaklığı buhar fazındaki akışkanın yoğuşma sıcaklığından daha düşük olduğu için, akışkan ısını ısıtma suyuna aktararak tekrar sıvı faza geçer. Soğutucu akışkanın kompresörde kazandığı yüksek basınç, genişleme valfinden geçerek düşer. Böylece buharlaştırıcıya tekrar düşük sıcaklık ve basınçta girmiş olur. Kapalı çevrim tamamlanır.

Kompresör: Kompresör, soğutucu akışkan çevriminde soğutucu akışkanı dolaştırmak için bir pompa gibi çalışır. Gazın hacminin indirgenmesi (sıkıştırılması) yolu ile gazın basıncını arttıran mekanik bir alettir. Gazın sıkıştırılması esnasında, doğal olarak sıcaklığı da artar ve bu basınç artışı gazın başka bir yere aktarılmasını mümkün kılar. Kompresör ısı pompasının en önemli elemanıdır. Kompresörler sıkıştırma metotlarına göre ve yapılarına göre sınıflandırılır (Hanlon, 2001). Burada sadece Şekil 2.7’de verilen scroll kompresör hakkında bazı temel bilgiler verilecektir.



Şekil 2.7 : Scroll kompresör ve elemanları (Url-1).

Scroll kompresörün çalışma döngüsü Şekil 2.8’de gösterildiği gibi hareketli scroll kendi eksenini etrafında döndükçe kanatların yan yüzleri üzerindeki teğet noktaları içeri doğru ilerler ve yarım ay şeklindeki cepleri spiralin merkezine doğru iter. Ceperler hareket ettikçe hacimleri azalır ve bu şekilde aradaki gazı sıkıştırır. Scroll kompresörün izentropik verimi hareket eden parça azlığı nedeniyle pistonlu kompresörlere göre biraz daha yüksektir ve daha sessiz çalışırlar. En büyük dezavantajı ise tamiri pek mümkün değildir.



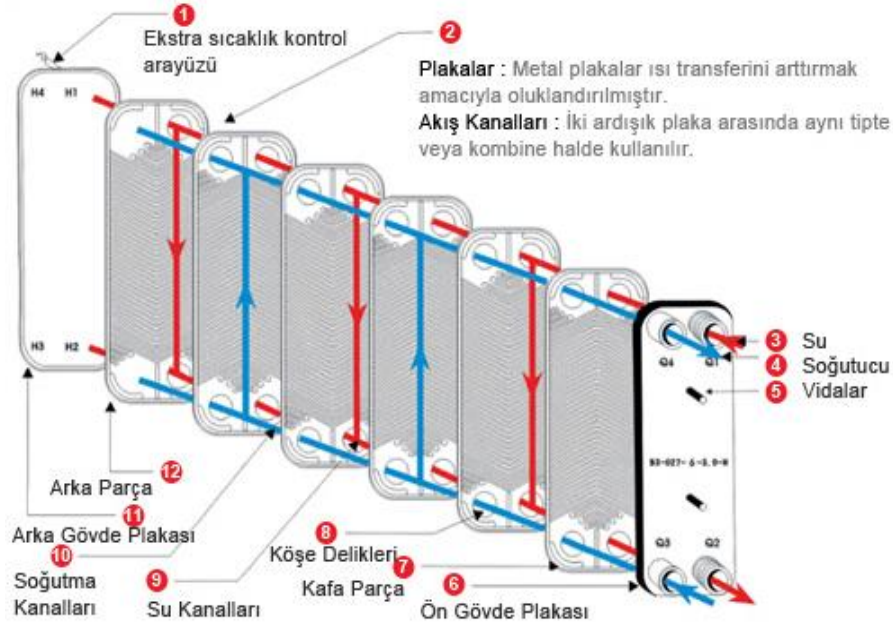
Şekil 2.8 : Scroll kompresör çalışma döngüsü (Url-2).

Isı değiştiricileri: Isı değiştiricisi, herhangi bir fiziksel temas olmaksızın aralarında sıcaklık farkı olan iki akışkanın (birbirine karışmaksızın) birinden diğerine ısı transferini sağlayan sistem elemanıdır (Kakaç ve Liu 2001). Isı pompasında, ısı transferlerinin gerçekleştirildiği önemli elemanlar; buharlaştırıcı ve yoğuşturucu da birer ısı değiştiricisidir. Isı değiştiricilerinin birçok çeşidi olmakla beraber ısı pompalarının son uygulamalarında Şekil 2.9’da gösterilen lehim plakalı ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Burada sadece lehim plakalı ısı değiştiricileri hakkında bilgi verilecektir.



Şekil 2.9 : Lehim plakalı ısı değiştiricileri (Url-3).

Lehim plakalı ısı değiştiricileri; sıvı-sıvı, sıvı-buhar ve sıvı-soğutucu gaz uygulamalarında ısı değiştiricileri teknolojisinin en etkin ve en verimli ısı transfer çözümlerinin başında yer almaktadır. Lehim plakalı ısı değiştiricileri Şekil 2.10'da gösterildiği gibi, ön ve arka gövde plakaları arasındaki bir plaka demetinden oluşur. Bu tip ısı değiştiricilerinde sızdırmazlık, contalar yerine plakaların vakumlu fırınlarda birbirine nikel ya da bakır yardımı ile kaynaklanması sayesinde elde edilir.



Şekil 2.10 : Lehim plakalı ısı değiştiricisi elemanları (Url-4).

Lehim plakalı ısı değiştiricileri; sökülebilir tip ısı değiştiricilerine göre %25, klasik borulu tip ısı değiştiricilerine göre 10 kat fazla verime sahiptirler. Boyut olarak borulu tip ısı değiştiricilerinin %5-10'u kadar bir hacmi kaplarlar. Daha da hafiftirler. Diğer özellikleri;

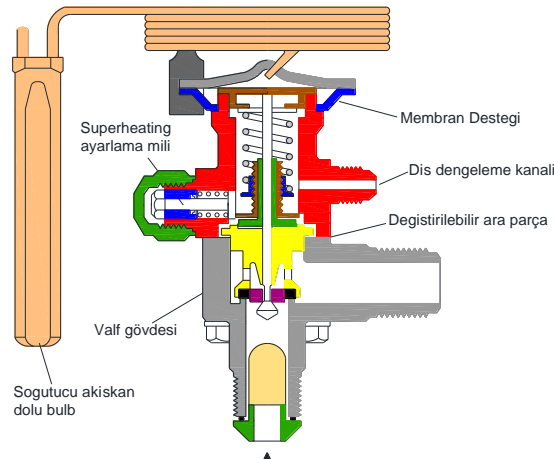
- Son derece kompakt
- Maksimum malzeme verimi
- Daha küçük hacim kullanımı
- Daha düşük sistem maliyetleri
- Düşük sıcaklık yaklaşımı
- Yüksek çalışma basıncı
- Düşük basınç kaybı

İyi bir ısı değiştiricisi, soğutucu akışkan ve diğer akışkan arasındaki kk bir sıcaklık farkı ile iyi bir buharlaşma işlemine sağlayan ısı değiştiricisidir. Dşk sıcaklık farkı daha yüksek bir buharlaşma sıcaklığına buda daha yüksek bir basınç anlamına gelir. Buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasındaki basınç farkının azalması kompresöre harcanan enerjiyi de azaltacaktır. Dşk elektrik tüketimi ve daha yüksek soğutma kapasitesi toplam sistem verimini (COP) artıracaktır.

Genleşme Valfi: Soğutucu akışkanın basıncını istenilen buharlaştırıcı basıncına düşüren sistem elemanıdır. Temel olarak genleşme valflerinin iki görevi vardır:

- Buharlaştırıcıya giren akışkan miktarını kontrol etmek: Soğutucu akışkanın kompresöre sıvı halde girmesini önlemek için buharlaştırıcı tüm akışkanın buharlaşacağı büyüklükte olmalıdır. Buharlaştırıcı kapasitesinin artması durumunda genleşme valfi daha fazla akışkan geçişine izin vermelidir. Buharlaştırıcı kapasitesinin düşmesi durumunda ise daha az akışkan geçişi sağlamalıdır. Dşk akışlarda buharlaşma için daha az alana ihtiyaç olduğundan yüksek seviye de aşırını kızırdırma yapılabilir.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arası basınç farkını ayarlamak: Genleşme valfi buharlaştırıcıya geçen akış değerini değiştirerek alçak basınç (buharlaşma) ve yüksek basınç arasındaki basıncın korunmasını sağlar.

Isı pompalarında en çok ısı genleşme valfleri ve elektronik genleşme valfleri kullanılmaktadır. Isıl genleşme valfini oluşturan elemanlar Şekil 2.11’de gösterilmiştir. Basitliği, kolay bulunabilirliği ve hassas olması nedeniyle oldukça yaygındır. Isıl genleşme valflerin dezavantajı yüksek aşırını kızırdırma gerektirmesidir.



Şekil 2.11 : Isıl genleşme valfi (SWEP).

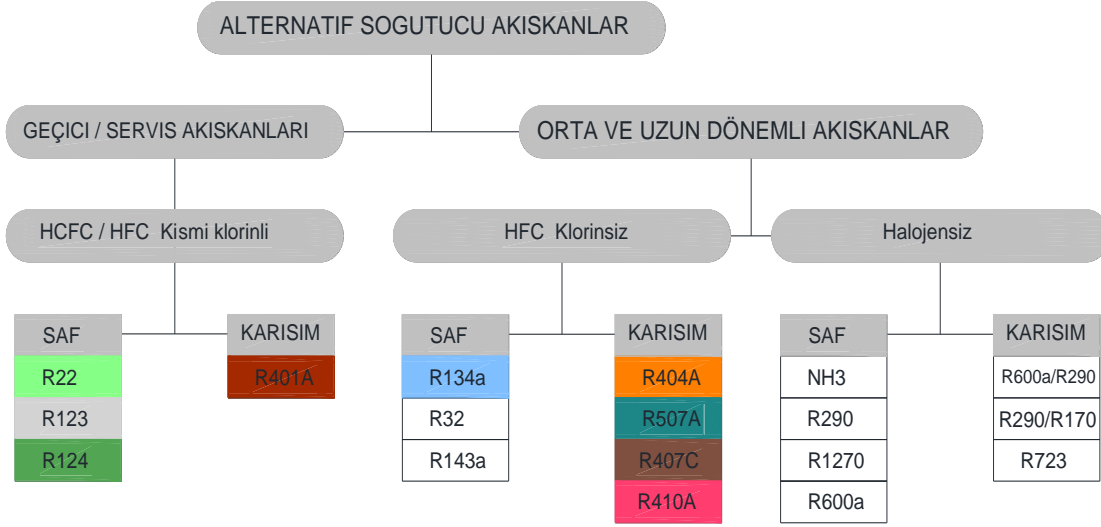
Şekil 2.12’de verilen elektronik genişleme valfleri, fiyatlarının yüksek olması nedeniyle çok büyük sistemlerde ve çok hassas ayarlama gerektiren yerlerde kullanılır. İki tipi vardır: Oransal EGV; Sistemin herhangi bir noktasında sıcaklık ve basınç farkına bağlı olarak elektronik olarak ayarlanabilir. Çok küçük aşırı kızdırma yapılabilir. Aç/Kapa EGV; Genleşme valfi ve selenoid valfin fonksiyonlarına sahiptir. Akışkan akış miktarı, açma ve kapama sürelerinin ayarlanması ile belirlenebilir



Şekil 2.12 : Elektronik genişleme valfi (Url-5).

Soğutucu Akışkan: Isı pompalarında iş yapan akışkanlar olup, “soğutkan” ya da “soğutucu” terimleriyle adlandırılırlar. Buhar sıkıştırma çevrimi esasına göre çalışan soğutma sistemlerinde, ısının taşınması görevini yapan aracı akışkanlardır. Günümüzde kullanılan ısı pompası ya da soğutma makinelerinin büyük bir kısmı, bir sıvının buharlaşması esnasında çevresinden aldığı gizli ısıdan hareketle çalışmaktadır.

Eskiden bu tür uygulamalarda Şekil 2.13’de de gösterilen hidrokloroflorokarbon (HCFC) kaynaklı R22 akışkanı kullanılmaktaydı. Ancak bu akışkanların ozon tabakasına verdikleri zarardan ötürü Montreal protokolü ile küresel olarak üretim ve kullanımına yönelik birtakım sınırlama getirilmiştir. HCFC’lere alternatif olarak hidroflorokarbon (HFC)’lar geliştirilmiştir. Eskiden üretilen cihazlarda kullanılan akışkanlar şuan sadece servis amaçlı kullanılmaktadır. Son dönemde üretilen sistemlerde R407C ve R410A karışımları kullanılmaktadır. R410A soğutucu akışkanı için P-h diyagramı Ek-A’da verilmiştir.



Şekil 2.13 : Soğutucu akışkanlar.

2.2 Toprak Kaynaklı Isı Pompası

Toprak kaynaklı ısı pompalarında, toprak ısı kaynağı olarak kullanılır. Toprak, kışın en soğuk günlerinde bile, optimal işletme için gerekli olan sıcaklık değerlerine sahiptir. Bu, toprak altına döşenen boruların içerisinde su ve donmaya karşı koruyucu maddeden (etilenglikol) oluşan akışkan dolaştırılarak sağlanır. Toprak altında ısınan taşıyıcı akışkan çevrimde anlatıldığı gibi sıcaklığını buharlaştırıcıda soğutucu akışkana aktarır. Daha sonra kompresör soğutucu akışkanı sıkıştırarak bu sıcaklığı çok daha yüksek sıcaklıklara çıkarır ve yük tarafında ısıtılacak ortama verir. Toprak, sıcaklığı yıl boyunca oldukça az değişen, sabit sıcaklıklı sayılabilecek bir kaynaktır. Her ülke, her şehir, her toprak tipine göre farklı sıcaklıklarda bulunabilirler. En önemli gereksinimi kurulumun yapılabileceği bir toprak alanına ihtiyaç duyulmasıdır.

Toprak, sıcaklık durumu, her yerde ve uzun dönemli varlığı ve de depolama imkânı açısından çok elverişli bir ısı kaynağıdır. Sakıncaları ise; sistemin yüksek maliyeti, boş toprak alanına olan ihtiyaç, topraktan alınan performansın bölgesel ve dönemsel değişimi, yerleştirilmesindeki güçlükler, tamir veya değişimlerdir. Bu olumsuzlukların yanında sistematik denenmesi ve pratik deneyimlerin değerlendirilmesine dayanarak, bugün hala var olan emniyetsizlikleri ortadan kaldırmak ve uygun yöntemlerle daha az toprak alanı ihtiyacıyla yetinerek kullanmak uygundur.

TKIP'lerinde toprağın veya yer altı suyunun enerjisinden yararlanmak için iki yöntem kullanılmaktadır.

- Açık Sistemler
- Kapalı Sistemler

Açık Sistemler: Bu kaynaklardaki suların sıcaklığının yıl boyunca neredeyse sabit kalması onu çok iyi bir ısı kaynağı yapar. Su kaynaklarına yakın ve suyun korozif özelliğinin fazla olmadığı durumlarda rahatlıkla kullanılmaktadırlar. Şekil 2.14'de gösterildiği gibi sudan doğrudan yararlanıldığı için verimleri kapalı sistemlere göre daha yüksektir. Ayrıca, kapalı devrelerde olduğu gibi ilave bir yeraltı ısı değişiricisi gerektirmediği için ilk yatırım maliyeti daha az olmaktadır.



Şekil 2.14 : Açık sistem uygulaması (McQuay Air conditioning, 2002).

Kapalı Sistemler: Kapalı sistem toprak ısı değişiricileri (TID), kapalı devre ve toprağın altına gömülü olan polietilen (PE) borulardan oluşur. Kapalı sistem TID borusu, mahal içinde bulunan ısı pompasına bağlıdır. Kapalı sistem, ısı taşıyan akışkanı, basınç altında bulunan boru içerisinde sürekli olacak şekilde dolaştırır, açık sistemdeki gibi kuyudaki suyu tüketmez.

Birçok kapalı sistem, binaya bitişik ve yatay olarak toprağın altına serilir. Bununla birlikte, eğer yeterli alan yok ise ısı değişiricileri düşey olarak toprağın altına

yerleştirilir. İş yerinizin veya evinizin yakınında, boruların yerleştirilmesi için belirli bir toprak alanına sahip olmak sistem için yeterlidir.

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağa gömülü olan bir ısı değiştirici ve buna bağlı olan bir buharlı sıkıştırma çevriminden oluşur. Toprak devresinde akışkan olarak genelde su veya su-antifriz karışımı kullanılır. Bu akışkan, toprağa gömülü termoplastik borular vasıtası ile sıvı-soğutucu akışkan ısı değiştiricisi içinde dolaşır ve çektiği ısı enerjisini buharlaştırıcıda ısı pompasındaki soğutucu akışkana devreder. Toprak kaynaklı ısı pompalarının projelendirilmesinde, toprağın fiziksel ve kimyasal özellikleri, toprak devresinin boyutlandırılmasında önemli parametrelerdir. Ancak toprak özelliklerinin zamanla değişmesi hesaplamalarda göz önüne alınmalıdır. Örneğin ısı pompası ile ısı çekilmesi halinde, toprağa gömülü boru civarındaki toprağın sıcaklığı düşer. Buna bağlı olarak nem ve diğer özellikleri de değişir. Ayrıca toprak sıcaklığı düştüğü için, topraktan gelen akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da düşer. Bu da ısı pompasının etkinliğini değiştirir. Ayrıca eğer topraktan çekilen ısı miktarını karşılayacak kadar toprağa tekrar ısı geçişi olmazsa toprakta donma tehlikesi baş gösterir. Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprak devresinin yerleşim sekline göre adlandırılır. Yatay ve düşey toprak kaynaklı olarak iki tipi vardır.

2.2.1 Yatay toprak ısı değiştiricileri

Kepçe ya da kazı ile yapılan hafriyat sonucunda açılacak toprakta bir metreden daha derin bir yerleşimle, Şekil 2.15'deki gibi borular yatay olarak döşenir. Isıtma öncelikli sistemlerde tercih edilir. Bu uygulama diğer borulama tiplerine oranla daha fazla alan kaplar, bu nedenle arazinin müsait olduğu yerlerde uygulanır. Toprak ısısının çekilmesi, toprak yüzeyine paralel ve genellikle çok devreli olarak yerleştirilen geniş yüzeyli plastik borularla gerçekleştirilmektedir. Bir devrenin uzunluğu 100 m'yi geçmemelidir, aksi takdirde ısı taşıyıcı akışkan sirkülasyonu için gerekli pompa gücü yüksek olmaktadır.



Şekil 2.15 : Yatay boru uygulamaları (McQuay Airconditioning, 2002).

Ayrıca yatay sermenin bir değişik şekli de helezon uygulamasıdır. Bu uygulamada polietilen borular sarmal şekline getirilerek daha kısa ama geniş bir hendek kazılmasıyla uygulanabilmektedir. Bu uygulama düz yatay serme yöntemine göre daha az kazı yapılmasından dolayı görece daha az toprak alanı gerektirir.

2.2.1.1 Yatay uygulamalar için pratik hesaplama

Yatay TID uygulamaları için çeşitli hesaplama teknikleri vardır. Çizelge 2.1’de toprak özelliğine bağlı özgül ısı çekme kapasiteleri verilmiştir (Isısan çalışmaları, 2008).

Çizelge 2.1 : Yatay uygulamada toprak özelliğine bağlı özgül ısı çekme kapasitesi (Isısan çalışmaları, 2008).

Toprak Özelliği	Özgül Isı Çekme Kapasitesi (W/m ²)
Kumlu kuru	10
Kumlu nemli	15-20
Killi kuru	20-25
Killi nemli	25-30
Killi, suya doymuş	30-40

Yıllık maksimum 2000 saat tam yükteki boyutlandırma ile ilgili temel değerler için Çizelge 2.2’den yararlanılabilir. Bu çizelgede verilen değerler özgül ısı çekme

kapasitesi $\dot{q}'' = 25W / m^2$ ve COP=4 içindir. Ayrıca, toprakaltı ısı değiştirici boru çapları 40 mm ve borular arası uzaklık 1 m'dir (Isısan alışmaları, 2008).

Çizelge 2.2 : Yatay uygulamada gerekli toprak alanı (Isısan alışmaları, 2008).

Bina Kullanım Alanı (m ²)	Binanın Özgöl Isıtma Yüğü (W/m ²)					
	30	40	50	60	70	80
	Sadece Mahal Isıtması İçin Gerekli Toprak Alanı (m ²)					
100	90	120	150	180	210	240
125	113	150	188	225	263	300
150	135	180	225	270	315	360
175	158	210	263	315	368	420
200	180	240	300	360	420	480
	Mahal Isıtması ve Kullanım Suyu İçin Gerekli Toprak Alanı (m ²)					
100	108	138	168	198	228	258
125	135	172	210	247	285	322
150	162	207	252	297	342	387
175	189	241	294	346	399	451
200	216	276	336	396	456	516

2.2.2 Düşey toprak ısı değiştiricileri

Sondaj makinaları ile açılan kuyulara borular Şekil 2.16'da gösterildiği gibi düşey olarak sarkıtılır. Arazinin yatay borulamaya müsait olmadığı yerlerde kullanılır. Soğutma öncelikli sistemlerde tercih edilir. Genel olarak ilk yatırım maliyeti yüksektir. Ortalama sondaj çapı 10-15 cm, derinliği ise 50-100 m arasındadır.

Düşey tip ısı değiştiricileri, iki adet küçük çaptaki yüksek yoğunluklu polietilen borunun, yere dik olarak açılan bir kuyuya yerleştirilmesinden oluşur. Bu borular, kuyunun dibinde bir U parçası ile birleşir. Kuyunun derinliği ise sondaj koşullarına ve yapılan hesaplardan sonra elde edilen basınç düşümü ve ısı iletim değerlerine göre 15 ile 200 m arasında değişir. Isı pompası sistemlerinde, ısı değiştirici boru uzunluğu aşağıdaki etkenlere bağlı olarak değişir:

- Sistemin ısıtma ve soğutma kapasitesi
- Toprak ısı direnci
- Sistemin COP değerleri
- Boru ısı direnci
- Yıllık ortalama toprak sıcaklığı
- Isı değiştirici tipi

- Isıtma ve soğutma için sisteme giren su sıcaklığı



Şekil 2.16 : Düşey sondaj uygulamaları (McQuay Airconditioning, 2002).

2.2.2.1 Düşey uygulamalar için pratik hesaplama

Düşey TID'lerinin yerleştirilmesi ve planlanması için toprak özellikleri ve yer altı şartları hakkında bilgi sahibi olunması şarttır. Düşey TID konusunda uzmanlaşmış, malzeme seçimi ve yerleştirilmelerin yanı sıra gerekli ruhsatların alınması ile ilgili hizmetleri de sunan uzman firmalara danışılmalıdır.

Bu konu hakkında fikir sahibi olmak için Çizelge 2.3'de aşağıdaki durumlarda geçerli olmak üzere;

- Sadece ısı çekişi (ısıtma işletimi)
- Her bir düşey TID devresi uzunluğu 40 ile 100 m arasında
- İki kuyu arasındaki minimum uzaklık 40-50 m uzunluktaki TID'leri için minimum 5 m, 50-100 m uzunluktaki TID'leri için minimum 6 m
- DN20, DN25, DN32 mm çift U-borular veya minimum çapı 60 mm olan koaksiyel boruların kullanımı durumunda

Bazı toprak özellikleri için özgül ısı çekme kapasiteleri verilmiştir (Isısan çalışmaları, 2008).

Çizelge 2.3 : Düşey uygulamada toprak özelliğine bağlı özgül ısı çekme kapasitesi (Isısan çalışmaları, 2008).

Toprak ve Kayaç Özellikleri	Özgül Isı Çekme Kapasitesi (W/m)	
	1800 saat	2400 saat
Zayıf iletim özellikli ($k < 1.5$ W/mK)	25	20
Normal kayaçlı ve ıslak toprak ($1.5 > k > 3.0$ W/mK)	60	50
Yüksek ısıl iletkenlikli kayaçlar ($k > 3.0$ W/mK)	85	70
Ayrıntılı Değerler		
Çakıl, kum, kuru	<25	<20
Çakıl, kum, doymuş	65-80	55-65
Yüksek yer altı su akışı olan çakıl kumlu zemin	80-100	80-100
Çamur, killi, nemli	35-50	30-40
Kireçtaşı	55-70	45-60
Kumtaşı	65-80	55-6
Silisyöz magmatit (Granit)	65-85	55-70
Bazik magmatit (Bazalt)	40-65	35-55
Gnays	70-85	60-70

Yıllık maksimum 2000 saat tam yükteki çalışma durumu, özgül ısı çekme kapasitesi $\dot{q}' = 50W / m$ ve COP=4 olması durumunda boyutlandırma ile ilgili temel değerler Çizelge 2.4'de verilmiştir.

Çizelge 2.4 : Düşey uygulamada gerekli sondaj derinliği (Isısan çalışmaları, 2008).

Bina Kullanım Alanı (m ²)	Binanın Özgül Isıtma Yüğü (W/m ²)					
	30	40	50	60	70	80
	Sadece Mahal Isıtması İçin Gerekli Sondaj Derinliği (m)					
100	45	60	75	90	105	120
125	56	75	94	112	131	150
150	67	90	112	134	157	180
175	79	105	131	158	183	210
200	90	120	150	180	210	240
	Mahal Isıtması ve Kullanım Suyu İçin Gerekli Sondaj Derinliği (m)					
100	53	68	83	98	113	128
125	67	85	104	123	142	160
150	80	103	125	148	170	193
175	93	120	146	172	198	225
200	107	137	167	197	227	257

2.3 Düşey Toprak Isı Değiştirici Tipleri

Toprak ile akışkan arasındaki ısı transferini gerçekleştirmek için yüksek yoğunluklu PE boruları kullanılmıştır. Düşey TID'leri tiplerini temelde U-borusu ve koaksiyel

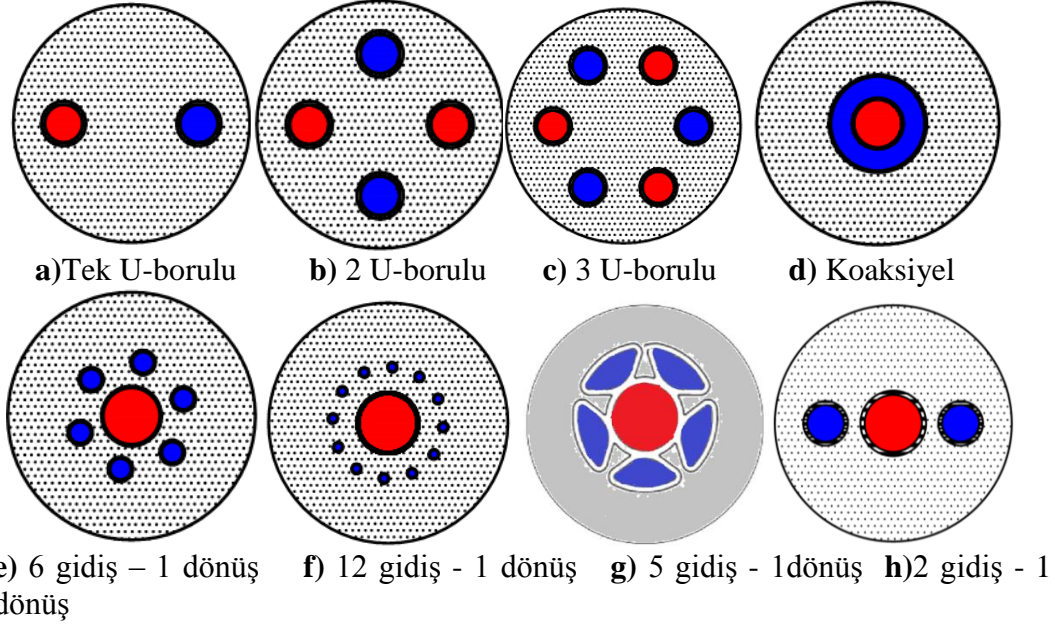
şeklinde iki ana grupta inceleyebiliriz. Bir kuyu içinde tek U-borusu uygulaması en çok kullanılmakla beraber iki veya daha fazla U-borusundan oluşan kuyularla ilgili kullanımlar ve çalışmalar mevcuttur.

Koaksiyel uygulamalar temelde eş merkezli iç içe boru iki boru uygulamasıdır. Ancak, ısı transferini arttırmak için farklı tasarımlarla ilgili çalışmalar yapılmaktadır. Bu değişik uygulamalar Şekil 2.17’de verilmiştir.

TID sistemlerinde kullanılan en yaygın metot şekli Şekil 2.17 (a)’da gösterilen bir gidiş bir geliş borusundan oluşan tek U-borulu sistemdir. Ayrıca, Şekil 2.17 (b)’de gösterilen 2 U-borulu TID’leri de kullanılmaktadır. Tek U-borulu ve 2 U-borulu TID’leri kullanılarak yapılan çok sayıda çalışma vardır. Bunlardan bazıları: Claesson ve Bennet (1987), Claesson ve Eskilson (1988), Hellström (1991), Zeng ve diğ., (2003), Diao ve diğ., (2004) Claesson ve Hellström (2011), Du ve Chen (2011), Beier (2011), Bauer ve diğ. (2011) ve Zarella ve diğ. (2011). Çoklu boru uygulamaları için literatürde sınırlı sayıda çalışma vardır. Aydın ve diğ. (2014) Şekil 2.17 (c)’de gösterilen 3-U borulu sistemi deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir.

Diğer bir yaygın kullanım şekli Şekil 2.17 (d)’de gösterilen koaksiyel yani eş merkezli 2 borunun iç içe kullanımı şeklindedir. Bu alanda literatürde ve uygulamada çok sayıda çalışma vardır bazıları; Oliver ve Braud (1981), Mei ve Fischer (1983), (Hellström, 1994), Yavuzturk ve Chiasson (2002), Zanchini ve diğ. (2010), Wood ve diğ. (2012).

Bunların dışında yaygın olarak kullanılmayan ancak üzerinde çalışmalar yapılan farklı tasarımlar mevcuttur. Bunlardan bazıları, çoklu gidiş ve tek dönüş boruları Oberdorfer ve diğ. (2011) tarafından geliştirilen Şekil 2.17 (e) ve (f) ve Acuña (2010) tarafından geliştirilen Şekil 2.17 (g) ve (h)’de gösterilen modellerdir.



Şekil 2.17 : Düşey sondaj uygulamaları için TID türleri.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Test ve Araştırma Laboratuvarı

TKIP test ve araştırma laboratuvarı İTÜ Enerji Enstitüsü ve Baymak A.Ş. işbirliğiyle 2012 yılında kurulmaya başlanmıştır. Daha sonra SAN-TEZ kapsamında destek almaya başlamıştır. Kapsadığı çok sayıda test ve araştırma olanaklarıyla ülkemizde ve uluslararası çevrede sayılı laboratuvarlardan biridir. Bünyesinde Şekil 3.1’de gösterildiği gibi farklı özelliklerde 6 kuyu bulunmaktadır ve bu kuyuların özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir. Ayrıca toprak altı sıcaklık değerlerini ölçmek (TASO) için 20 m derinliğinde bir adet sıcaklık ölçüm kuyusu vardır.



Şekil 3.1 : İTÜ Enerji Enstitüsü kuyu uygulamaları.

Çizelge 3.1 : İTÜ Enerji Enstitüsü bünyesindeki kuyular ve özellikleri.

Kuyu No	Derinliği [m]	Boru Sayısı	Boru Çapı x Et Kalınlığı [mm]	Kuyu Çapı [mm]	Borular Arası Uzaklık [mm]
Kuyu 1	50	1-U	32x2.9	176	97
Kuyu 2	50	1-U	32x2.9	176	97
Kuyu 3	50	2-U	32x2.9	176	97
Kuyu 4	100	1-U	32x2.9	176	97
Kuyu 5	50	1-U	40x3.7	200	97
Kuyu 6	50	3-U	32x2.9	200	120

Toprak ile akışkan arasındaki ısı transferini gerçekleştirmek için yüksek yoğunluklu PE borular kullanılmıştır. Kuyularda sadece U-borusu tipi TID türleri kullanılmıştır. 1- U, 2-U ve 3-U boruları arasındaki uzaklığı sabit tutmak için Şekil 3.2’de gösterilen kelepçeler kullanılmıştır.



Şekil 3.2 : Sabit uzaklıklı kelepçeler.

Ayrıca Şekil 3.3’de gösterilen salyangoz, yatay ve düşey slinky ile Şekil 3.4’de gösterilen düşey helis gibi toprak yüzeyine yakın farklı türlerde yatay uygulamalarda da mevcuttur ve bu TID’lerinin özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir. Düşey ve yatay TID uygulamalarının yerleşim şeması Ek-B’de verilmiştir.



Şekil 3.3 : İTÜ Enerji Enstitüsü yatay TID uygulamaları.



Şekil 3.4 : İTÜ Enerji Enstitüsü düşey helis kuyusu.

Çizelge 3.2 : İTÜ Enerji Enstitüsü bünyesindeki yatay uygulamaları ve özellikleri.

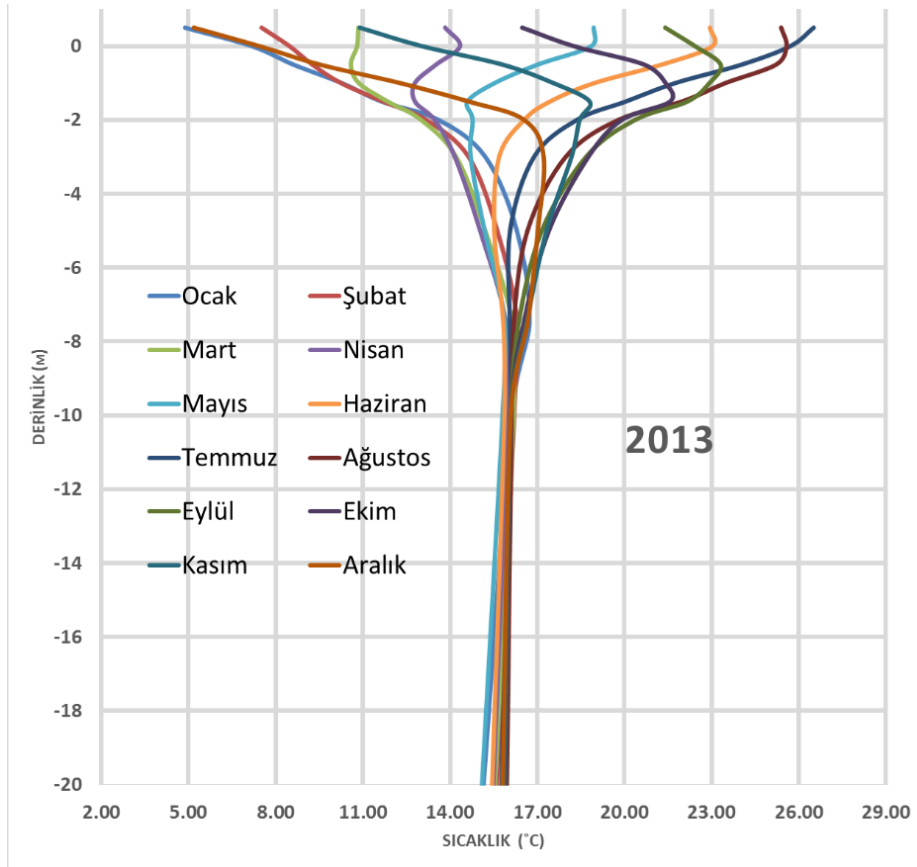
Türü	Boru Uzunluğu [m]	Derinlik [m]	Boru Çapı x Et Kalınlığı [mm]
Salyangoz	100	2	32x2.9
Yatay Silinky	100	2	32x2.9
Düşey Silinky	100	2	32x2.9
Yatay Helis	40	1.5	25x2.3
Düşey Helis	40	1.5-4.5	25x2.3

Yapılan ve devam eden başlıca çalışmalar;

- Toprak altı sıcaklık ölçümleri (TASO) Şekil 3.5’de görüldüğü gibi derinliğe bağlı (20 m’ye kadar) ölçülerek yıllık değişimler 2012 ve 2013 yılları için kayıt altına alınmıştır. 2014 yılı için de bu işlem devam etmektedir.
- Aydın ve diğ. (2013) sabit sıcaklık metotlu ısıl cevap testiyle toprağın ısıl iletim ve yayılım katsayısını bulup bir kuyunun uzun dönemli performansının analitik öngörüsünü yapmışlardır.
- Aydın ve diğ. (2014a) sabit sıcaklık metotlu ısıl cevap testiyle toprağın ısıl iletim ve yayılım katsayısını bulmak için gerekli olan uygun süreyi hesaplayıp kuyunun uzun dönemli öngörüsünü yapmışlardır.
- Gultekin ve diğ. (2014b) çeşitli dizayn parametrelerinin (kuyu derinliği, gidiş-geliş boruları arası uzaklık, gidiş-geliş boru çapları) ve akışkan hızının

birim uzunluk başına olan ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemiştir.

- Aydın ve diğ. (2014b) çoklu U-borusu uygulamalarının TKIP performansı üzerine etkisini deneysel inceleyip uzun dönemli öngörüsünü yapmıştır.
- Toprak altı ısı transferinin artırılması çalışmalarının yanında yerli bir ısı pompası üretimi amacıyla prototip geliştirme çalışmaları yapılmıştır. Bu amaçla 3 tane prototip geliştirilmiştir. Şekil 3.6'de görüldüğü gibi geliştirilen bu prototip saha testinde denenmektedir.
- Yatay TID uygulamalarıyla ilgili deneysel çalışmaların bir kısmı bitmiş olup bir kısmı devam etmektedir.
- Isı pompası cihazları için COP önemli bir parametredir ve bu ölçümü gerçekleştirecek bir merkez maalesef henüz ülkemizde bulunmamaktadır. Böyle bir test merkezi kazandırmak için çalışmalar yapılmıştır ve test sistemi kurulum aşamasındadır.



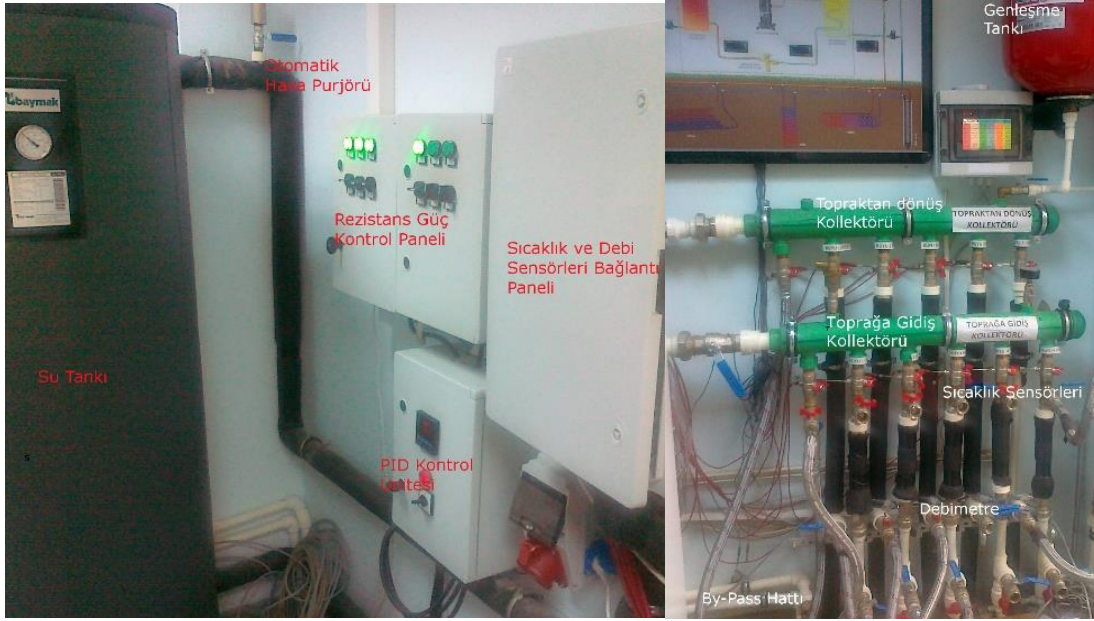
Şekil 3.5 : Derinliğe ve aylara bağlı sıcaklık değişimi (2013).



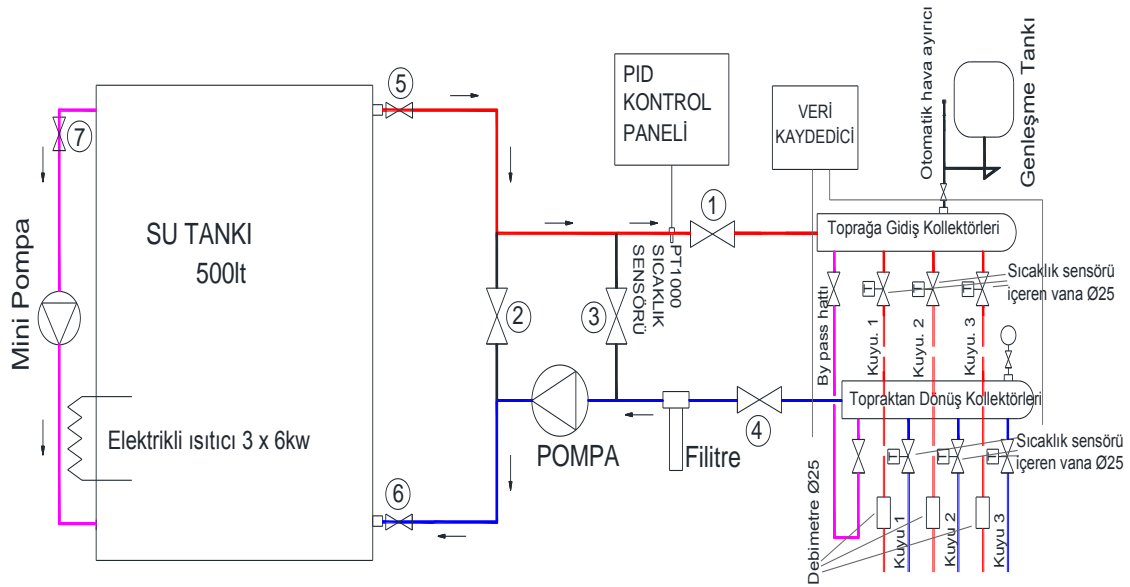
Şekil 3.6 : Geliştirilen ısı pompası prototipi.

3.2 Isıl Test Sistemi

TKIP test ve araştırma laboratuvarında deneyler Şekil 3.7 'de gösterildiği gibi ısı test sistemi düzeneğiyle yapılmaktadır. Sistemin elemanları ve şeması Şekil 3.8'de gösterilmiştir. Bu elemanlardan başlıcaları: 18 kW elektrikli ısıtıcı bağlı 500 lt'lik su tankı, mini pompa, ana sirkülasyon pompası, PID kontrol paneli, veri kaydedici, genişleme tankı, sıcaklık ve debi sensörleri vb. Gidiş ve dönüş sıcaklıkları ve akışkanın debisi özellikleri Çizelge 3.3'de verilen ölçüm cihazlarıyla gerçek zamanlı ölçülüp kayıt altına alınmaktadır. Toprak altı sıcaklığı değişiminin yıl boyu ölçümü ve açılan diğer kuyularda belirli derinliklerde sıcaklıkları görmek amacıyla sıcaklık sensörleri kullanılmıştır. Bu çalışmada güvenilirlik ve sağlamlığı nedeniyle Pt1000 sıcaklık sensörleri seçilmiştir.



Şekil 3.7 : Isıl test sistemi elemanları.



Şekil 3.8 : Isıl test sistemi elemanları ve şeması.

Mini pompa tankın üst tarafındaki akışkanın tankın aşağısına pompalayarak, tankın içindeki akışkanın sıcaklığının homojen ve sabit kalmasını sağlar. PID kontrol sistemi, elektrikli ısıtıcıları kontrol ederek arzu edilen akışkan sıcaklığını sağlar. Gidiş ve dönüş sıcaklıkları ve akışkanın debisi gerçek zamanlı ölçülüp kayıt altına alınmaktadır.

Laboratuvarda yapılan deneysel çalışmalar bu test sistemini kullanarak sabit sıcaklık metoduyla toprağa ısı atılması ile gerçekleştirilmiştir.

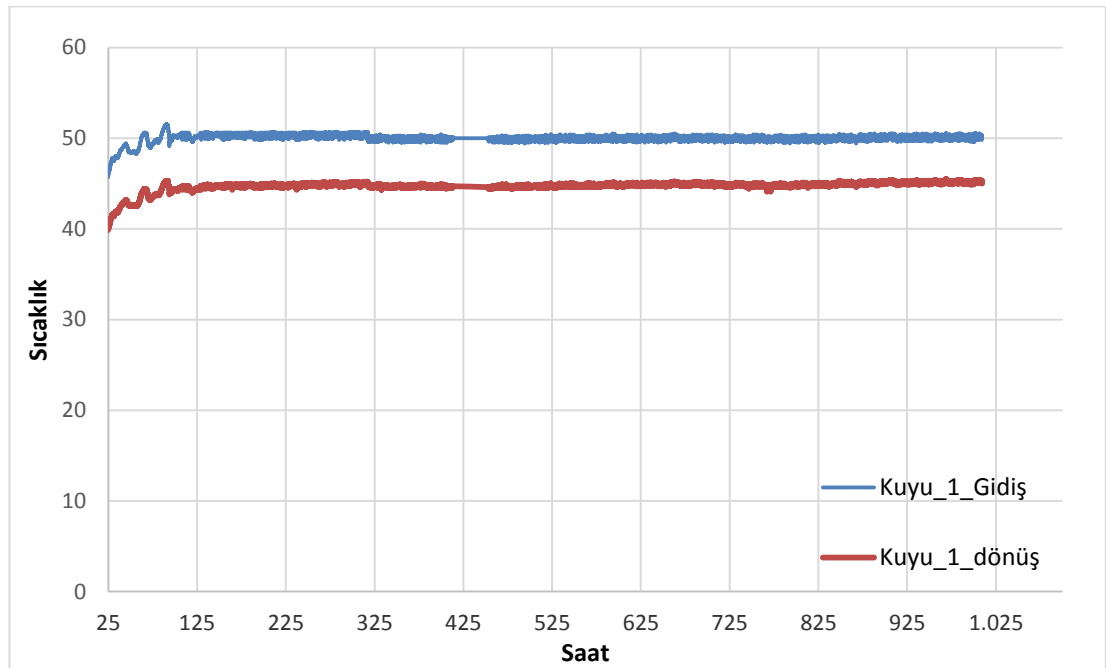
Çizelge 3.3 : Debimetre ve sıcaklık sensörlerinin özellikleri.

Debimetre	
Nominal Çap	15 Mm
Tekrarlanabilirliği	±0.2 %
Doğruluk -Standart	±1 %
Seçmeli	±0.5 %

Sıcaklık Sensörü	
Tür	Pt1000
Hassasiyet	±0.15 K

3.3 Test Koşulları

500 lt hacmindeki su tankına bağlı rezistanslar çalıştırılarak toprakta dolaştırılacak akışkanın sıcaklığı 50°C'ye çıkartılarak, rezistanların PID kontrol ünitesi tarafından kontrolü ile bu sıcaklıkta tutulması sağlanmıştır. Toprağa ısı basılmadan önceki bozulmamış toprak sıcaklığını bulmak için ısı test sistemindeki vanalardan bazılarını kapatarak kuyu içindeki durgun akışkan belli bir süre devir daim edilmiştir. Bu sayede belli bir dengeye gelen akışkanın sıcaklığı ölçülerek toprağın ilk sıcaklığı 15°C olarak bulunmuştur. Daha sonra tanktaki sıcaklığı 50°C'ye çıkartılan akışkan vasıtasıyla aralarında 3 m bulunan tek U-borulu 2 kuyuya 44 gün boyunca ısı atılmıştır. Kuyu 1 gidiş ve dönüş sıcaklıkları Şekil 3.9'da, kuyu 2 gidiş ve dönüş sıcaklıkları Şekil 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.9 : Kuyu 1 gidiş ve dönüş sıcaklıkları.

Kuyu 1 Deney Koşulları:

Deneyin yapıldığı dönem: 8 Şubat – 24 Mart 2014

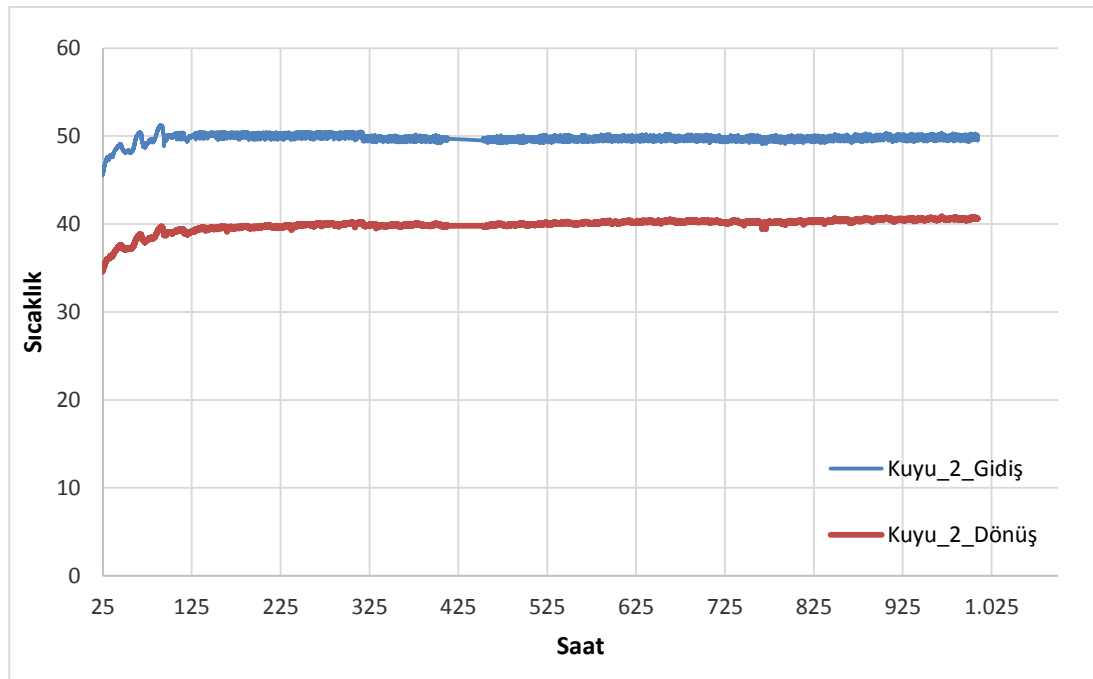
Kuyu Derinliği 50 m

$$\bar{T}_b = 15^\circ C \quad (\text{Bozulmamış toprak sıcaklığı})$$

$$\bar{T}_g = 49.8^\circ C \quad (\text{Ortalama akışkan gidiş sıcaklığı})$$

$$\bar{T}_d = 44.5^\circ C \quad (\text{Ortalama akışkan dönüş sıcaklığı})$$

$$\bar{m} = 15.3 \text{ lt / dk} \quad (\text{Ortalama akış debisi})$$



Şekil 3.10 : Kuyu 2 gidiş ve dönüş sıcaklıkları.

Kuyu 2 Deney Koşulları:

Deneyin yapıldığı dönem: 8 Şubat – 24 Mart 2014

Kuyu Derinliği 100 m

$$\bar{T}_b = 15^\circ C \quad (\text{Bozulmamış toprak sıcaklığı})$$

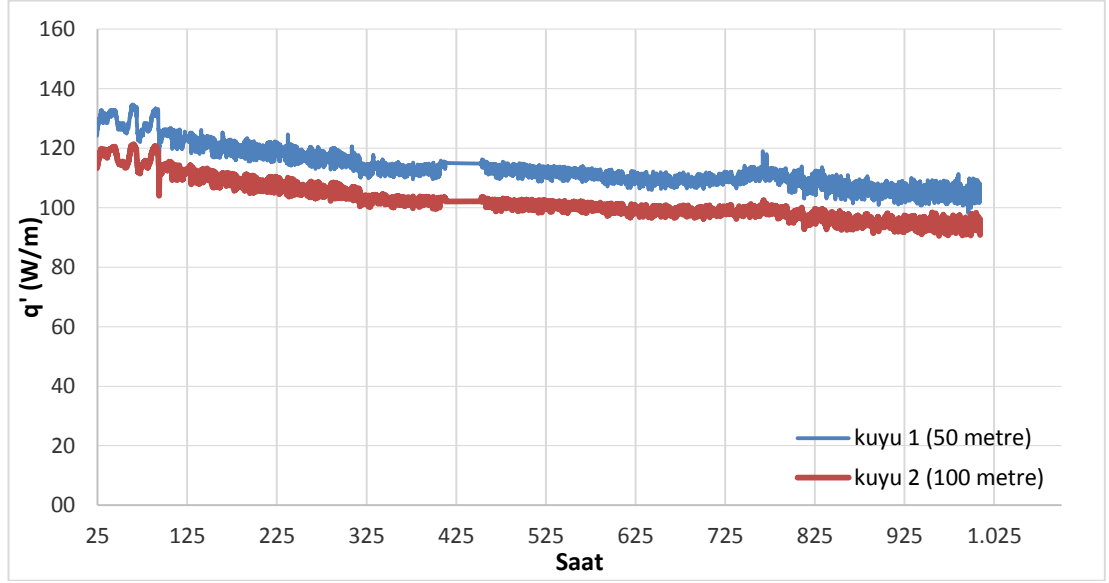
$$\bar{T}_g = 49.6^\circ C \quad (\text{Ortalama akışkan gidiş sıcaklığı})$$

$$\bar{T}_d = 39.7^\circ C \quad (\text{Ortalama akışkan dönüş sıcaklığı})$$

$$\bar{m} = 14.9 \text{ lt / dk} \quad (\text{Ortalama akış debisi})$$

3.4 Test Sonuçları ve Yorum

Şekil 3.11’de kuyu 1 ve kuyu 2 için birim uzunluk başına toprağa atılan ısı miktarının zamanla değişimi verilmiştir. Kuyularda, birim uzunluk başına atılan ısı miktarı deney süresinin başlarında tek başına çalışan bir kuyunun özelliklerini taşımaktadır. Zamanla kuyular birbiriyle ısıl etkileşime girmeye başlamıştır. Bu yüzden kuyu performanslarında zamana bağlı bir düşüş gerçekleşmiştir. Bu düşüş bir sonraki bölümde yapılan sayısal modelde daha net görülebilir.



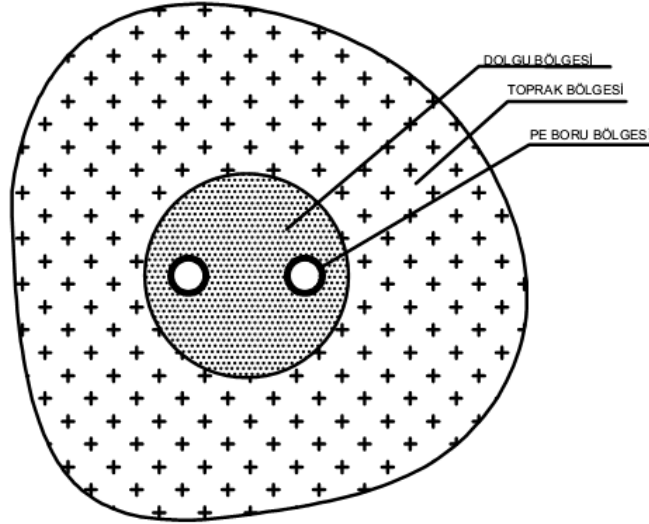
Şekil 3.11 : Birim uzunluk başına atılan ısı miktarının zamanla değişimi.

4. MODEL GELİŞTİRME

4.1 Modellemenin Amacı

Kuyular arası uzaklığın performansa olan etkisinin deneysel incelenmesi bir önceki bölümden de anlaşılacağı gibi gayet zor, maliyetli ve uzun zaman alan bir süreçtir. Bu bağlamda farklı kuyu konfigürasyonlarında deneysel araştırma mümkün görünmemektedir. Kuyular arası uzaklığın performansa olan etkisini görmek için yapılan deneysel çalışmalarda kullanılan kuyular yapılan bazı varsayımlarla Şekil 4.1'de görüldüğü gibi 2 boyutta modellenmiştir. Modelde; toprak bölgesi, dolgu bölgesi ve PE boru bölgesi olmak üzere 3 farklı bölge vardır.

Bu tezde geliştirilen modeli doğrulama amacıyla öncelikle deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.1 : 1-U borulu TID modeli.

4.2 Model Varsayımları

Toprakla ısı alış-verişindeki kuyu için bütün değişken parametreleri tamamen dikkate alarak modellemek zordur. Bu çalışmada bazı fiziksel parametrelerin deneysel ölçüm eksikliği ve bazı parametrelerin de ihmal edilebilir ölçüdeki etkilerinden dolayı aşağıdaki varsayımlar yapıldı.

- Toprağın, dolgu malzemesinin ve akışkanın ısıl özellikleri izotropik ve aynı yapıdadır.
- Yer altı suyunun akış etkisi ihmal edilecek düzeydedir.
- Düşey doğrultudaki sıcaklık dağılımının etkisi ihmal edilmiştir.
- Kuyu ile toprak arasında temas direnci yoktur
- Topraktaki nemlilik geçişi ihmal edilebilir.
- Hiçbir bölgede ısıl enerji üretimi yoktur.

4.2.1 Katı alan bölgeleri

Toprakta, dolguda ve PE bölgede ısı transferi ısı iletimi formunda gerçekleşir ve genel formu,

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T \quad (4.1)$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \text{ olduğundan dolayı } \frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \nabla^2 T \quad (4.2)$$

ρ, c_p, k, T sembolleri sırasıyla katı bölgeler için yoğunluk, özgül ısı kapasitesi, ısıl iletkenliği ve sıcaklığı ifade eder.

4.2.2 Isı taşıyıcı akışkan bölgesi

Bu bölgede ısı taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferi akışkanın sıcaklığına (T_a) bağlı olarak gerçekleşir. Akışkanın başlangıçtaki sıcaklığı bozulmamış toprak sıcaklığına eşit kabul edilmiştir.

$$T_a = T_b \quad t=0 \quad (4.3)$$

(R_k) kuyunun direnci, (T_k) kuyunun çeper sıcaklığı, (\dot{q}') kuyuyla çevre arasında gerçekleşen ısı akısı olmak üzere akışkanın sıcaklığı kuyudan atılan / çekilen ısı akısına bağlı olarak zamanla değişir.

$$T_a(t) - T_k = R_k \dot{q}'(t) \quad (4.4)$$

4.3 Fiziksel Parametreler ve Geometrik Özellikler

Modelde girilen parametreler ve geometrik özellikler Çizelge 4.1’de verilmiştir. Toprağın ısı özellikleri, Wang ve diğ. (2010) tarafından önerilen sabit sıcaklık metotlu ısı cevap testiyle bulunmuştur. Kuyularda Allan (2000) tarafından önerilen Mix111 dolgu malzemesi olarak kullanılmıştır. PE borunun ısı özellikleri ve geometrik ölçüleri deneysel çalışmada kullanılan verilerdir. Kuyuların etrafındaki toprağın alanının sınırı hesaplamalar için 50 m alınmıştır. Bu uzaklık kuyuların çalışmasından dolayı toprak sınır sıcaklığını bozmayacağı için yeterli bir uzaklıktır. Kuyudaki U-borusunun içindeki ısı taşıyıcı akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığı birbirine yakınsayınca kadar su tankındaki sıcak sudan bağımsız belli bir süre çalıştırılmıştır. Bulunan sıcaklık bozulmamış toprak sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. TID’nin gidiş ve geliş borularındaki akışkan sıcaklığı ortalama akışkan sıcaklığı olarak alınmıştır.

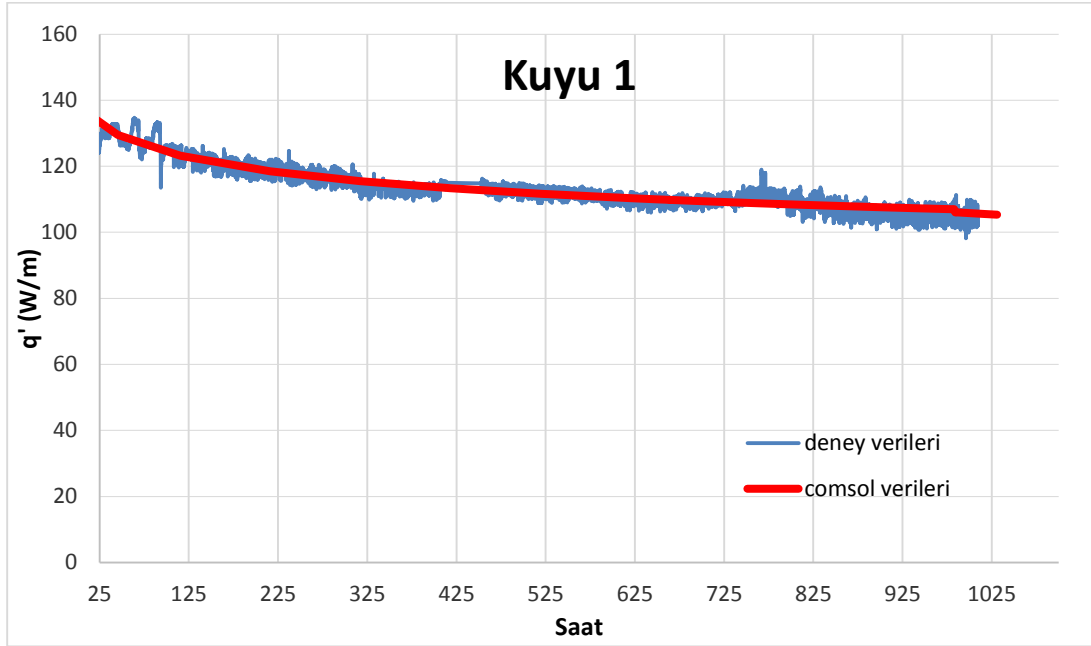
Çizelge 4.1 : Katı alanların geometrik ve ısı özellikleri.

SEMBOL	DEĞER	NİCELİK
<u>U-borusu geometrik ölçüleri</u>		
r_1	13.1	PE borunun iç yarıçapı [mm]
r_2	16	PE borunun dış yarıçapı [mm]
r_b	88	Dolgunun dış yarıçapı [mm]
R_d	50	Toprak sınırı yarıçapı [m]
<u>PE borunun ısı özellikleri</u>		
k_{pe}	0.38	Isıl iletkenlik [$W m^{-1}K^{-1}$]
c_{de}	1900	Özgül ısı kapasitesi [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
ρ_{pe}	958	Yoğunluk [$kg m^{-3}$]
<u>Dolgunun ısı özellikleri</u>		
$k_{d,eff}$	1	Isıl iletkenlik [$W m^{-1}K^{-1}$]
c_d	750	Özgül ısı kapasitesi [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
ρ_d	1500	Yoğunluk [$kg m^{-3}$]
<u>Toprağın ısı özellikleri</u>		
$k_{t,eff}$	4	Isıl iletkenlik [$W m^{-1}K^{-1}$]
c_t	1100	Özgül ısı kapasitesi [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
ρ_t	2500	Yoğunluk [$kg m^{-3}$]

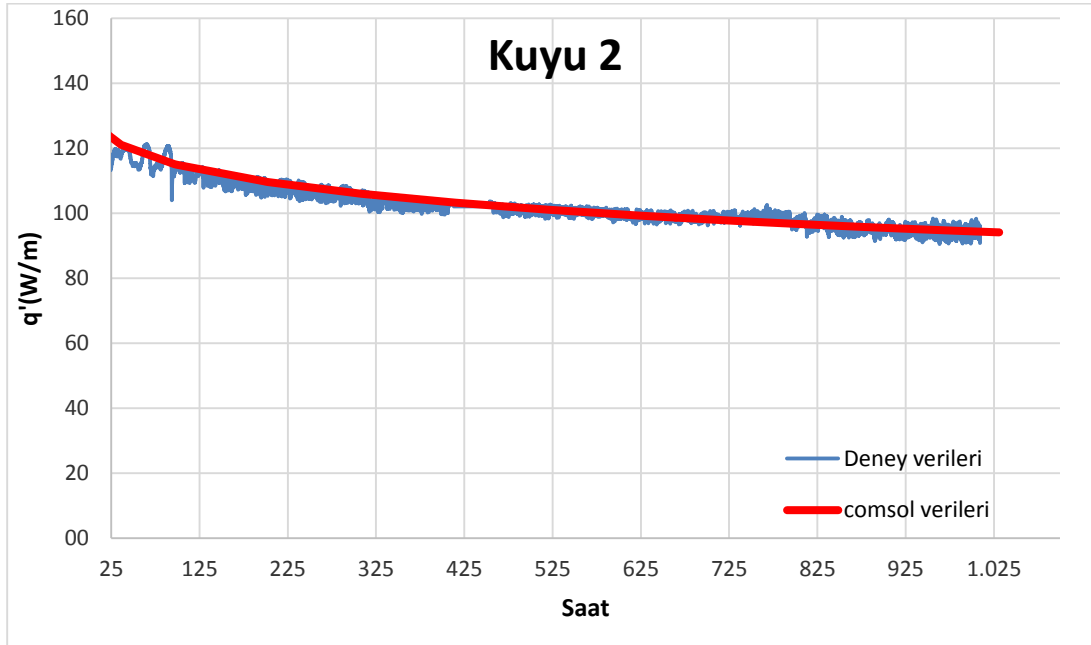
4.4 Deneysel Çalışma ile Sayısal Modelin Karşılaştırılması

Deneyde uygulanan çalışma koşullarıyla program çalıştırıldığında, kuyu1 ve kuyu 2 için deney verileri ile modelimizin verileri Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’de görüldüğü gibi

mümkün mertebe çakışmaktadır. Bu bağlamda seçmiş olduğumuz model sayısal hesaplamalar için uygundur.



Şekil 4.2 : Deney sonuçları ile sayısal sonuçların çakıştırılması (Kuyu1).

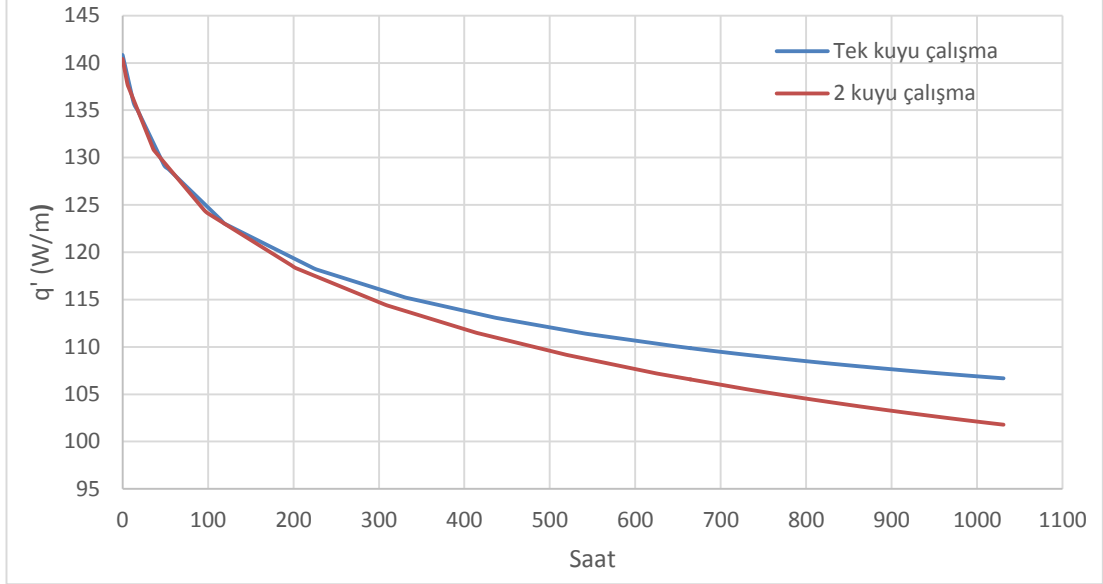


Şekil 4.3 : Deney sonuçları ile sayısal sonuçların çakıştırılması (Kuyu2).

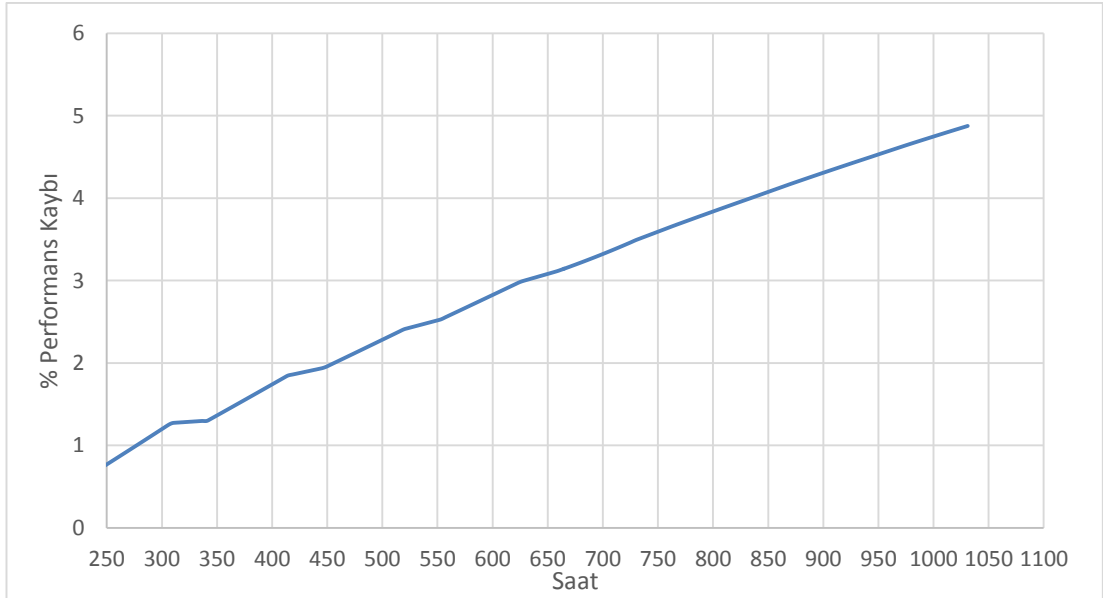
4.5 Performans Kaybı

Deneyde kullanılan iki kuyunun deney koşullarında beraber çalışma durumu ve yalnız çalışma durumundaki toprağa birim uzunluk başına atılan ısı miktarının zamanla değişimi Şekil 4.4'de verilmiştir. Beraber çalışma durumunda Şekil 4.5'de

gösterildiği gibi 250 saat sonra performans kaybı % 1 civarına ulaşmıştır. Beraber çalışma süresi arttıkça performans kaybı artar, beraber çalışma süresi 1000 saate ulaştığında kuyu performans kaybı % 5 civarına ulaşmıştır.



Şekil 4.4 : Tek kuyu ve iki kuyu birlikte çalıştırılması durumu (Kuyu1).

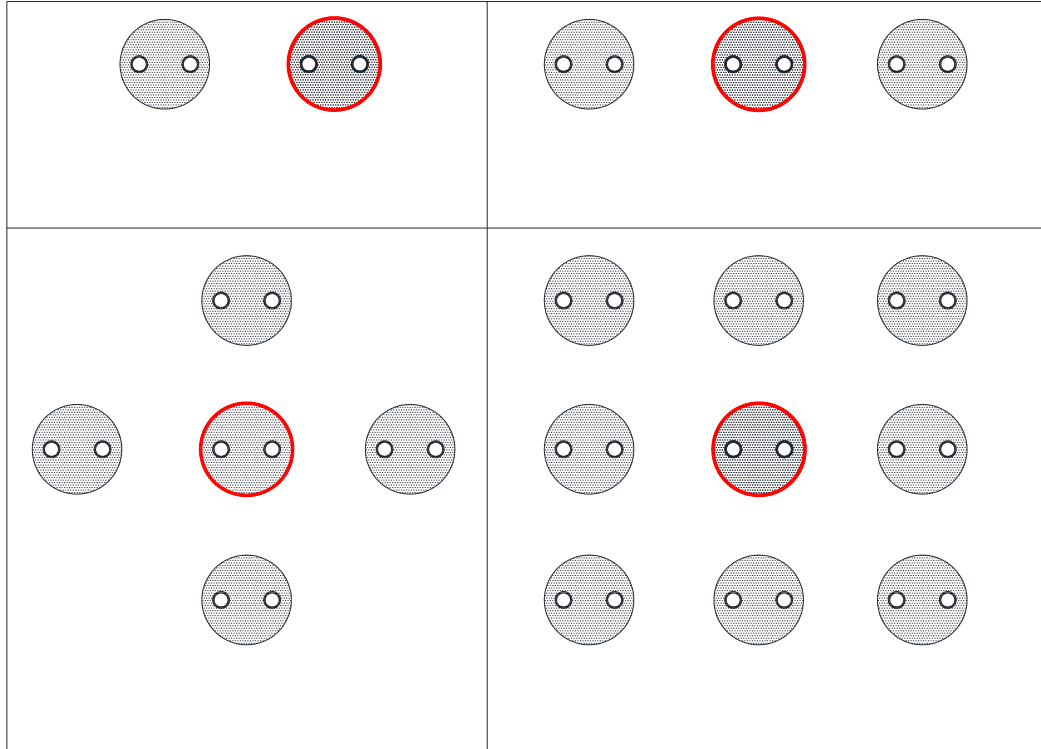


Şekil 4.5 : İki kuyu beraber çalıştırıldığında zamana bağlı performans kaybı.

5. SAYISAL MODELLEME

5.1 Farklı Kuyu Konfigürasyonları

Kuyular arası uzaklığın performansa olan etkisinin deneysel incelenmesi gayet zor ve uzun zaman alıcı bir süreçtir. Bu bağlamda farklı kuyu konfigürasyonları ve çeşitli kuyular arası uzaklık için deneysel araştırmalar mümkün görünmemektedir. Bu yüzden Şekil 5.1’de verildiği gibi farklı kuyu konfigürasyonlarındaki kuyuların etrafındaki sıcaklık dağılımları çeşitli kuyular arası uzaklıklar için 2 boyutta incelendi ve kritik kuyular için performans kaybı COMSOL Multi-physics programı yardımıyla hesaplandı. Bu bölümdeki hesaplamalar en kötü çalışma şartları göz önüne alınarak sürekli toprağa ısı atılması durumu için yapılmıştır.



Şekil 5.1 : Farklı kuyu konfigürasyonlarında kritik kuyular.

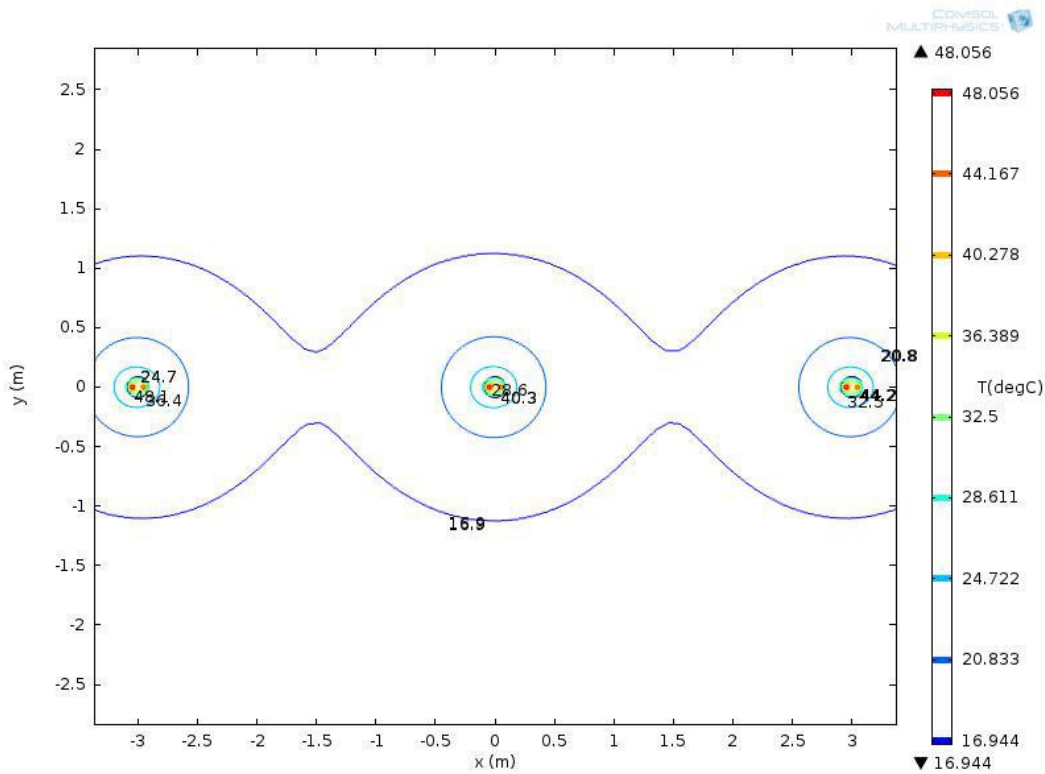
5.2 Kuyu Etrafındaki Sıcaklık Dağılımını Etkileyen Parametreler

Kuyuların etrafındaki bölgenin sıcaklık dağılımı kuyularda dolaştırılan ısı taşıyıcı akışkan sıcaklığına yaklaştığında kuyuların performansı düşer. Kritik bir kuyunun etrafındaki sıcaklık dağılımını etkileyen başlıca parametreler ise,

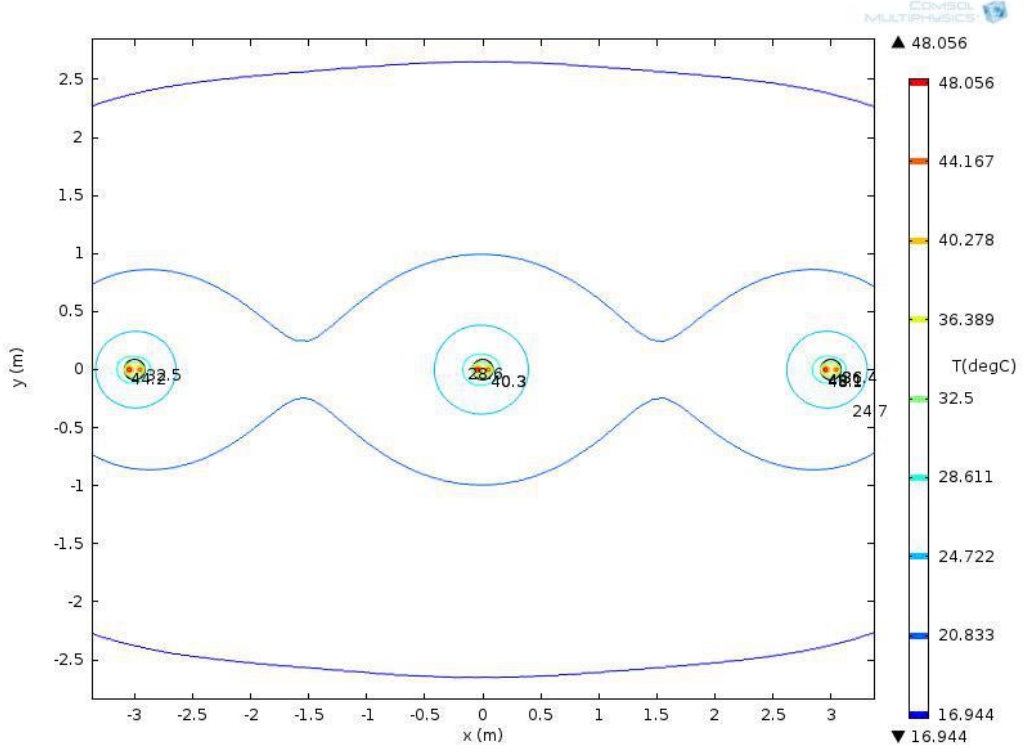
- Kuyunun kullanım süresi
- Farklı kuyu konfigürasyonları
- Kuyular arasındaki uzaklık

Kuyu kullanım süresi

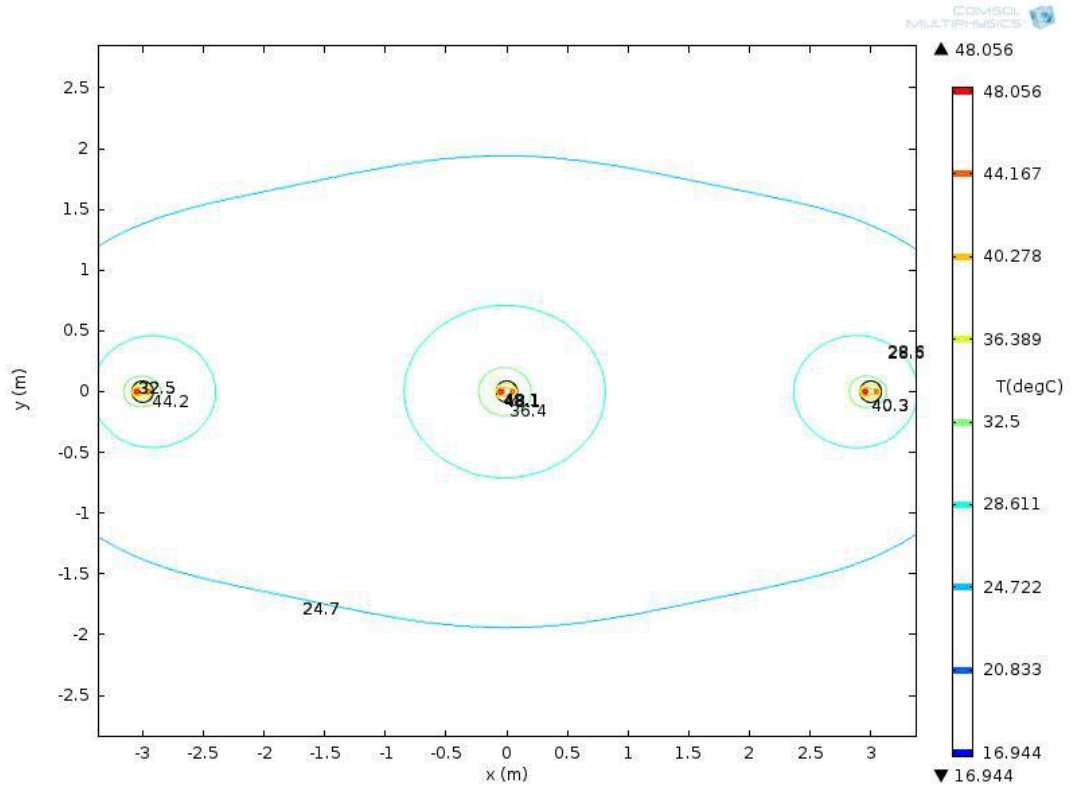
Kuyulardan toprağa ısı atılması durumunda Şekil 5.2’de gösterildiği gibi aralarında 3 metre olan kuyularda ilk hafta sonunda ısıl etkileşim hemen başlamaz. Kuyular zamana bağlı olarak Şekil 5.3’de gösterildiği gibi 1 ayın sonunda birbirleriyle ısıl etkileşime girmeye başlar ve bu etkileşim Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’de gösterildiği gibi zamana bağlı olarak artar. Bundan dolayı kuyuların etrafındaki bölge sıcaklığı ısı taşıyıcı akışkan sıcaklığına yaklaşır ve kuyuların performansı düşer.



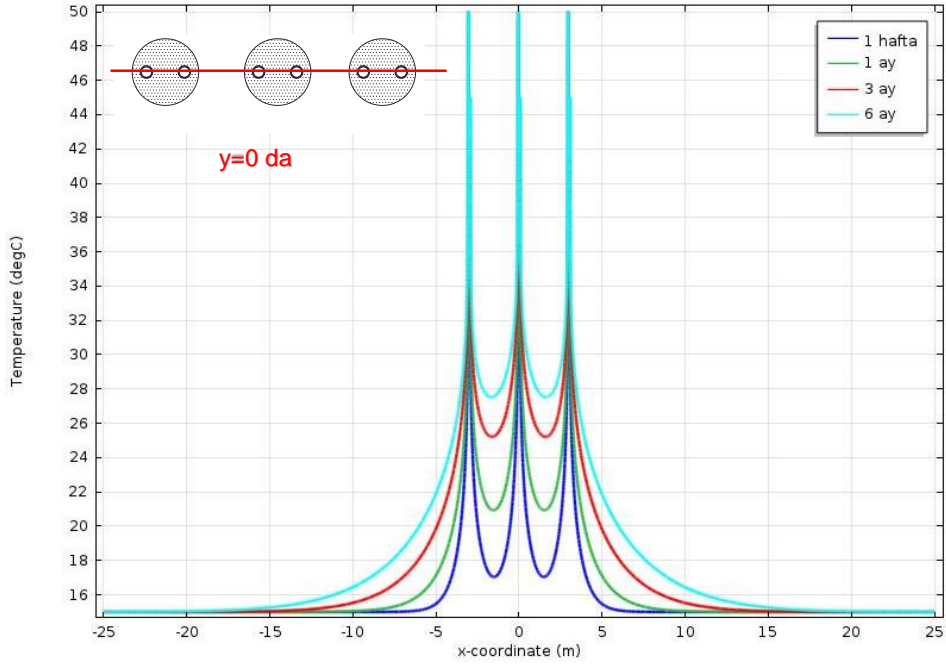
Şekil 5.2 : 3 Kuyu konfigürasyonu 1 hafta sonunda x ve y doğrultusunda sıcaklık dağılımı.



Şekil 5.3 : 3 Kuyu konfigürasyonu 1 ay sonunda x ve y doğrultusunda sıcaklık dağılımı.



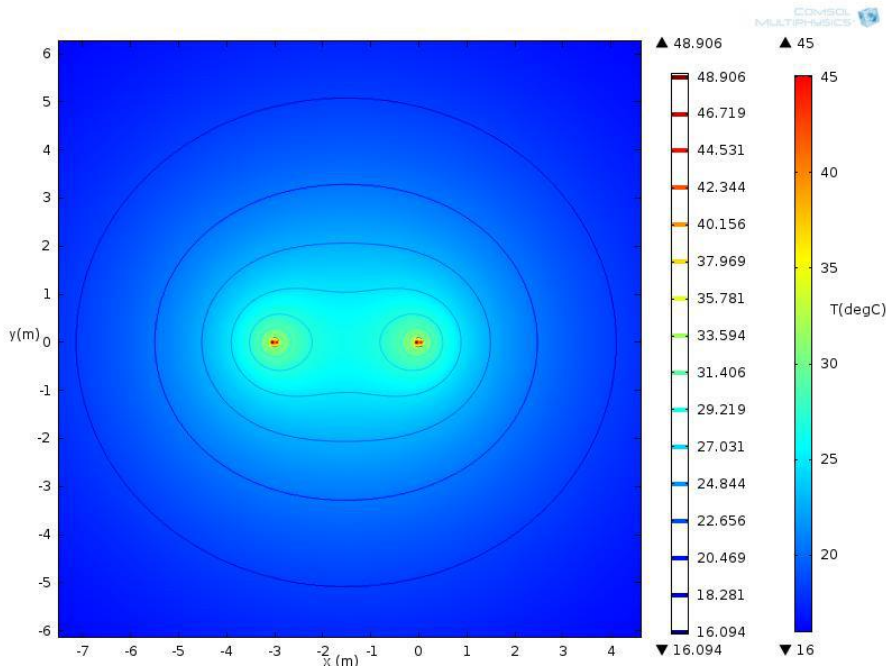
Şekil 5.4 : 3 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda x ve y doğrultusunda sıcaklık dağılımı.



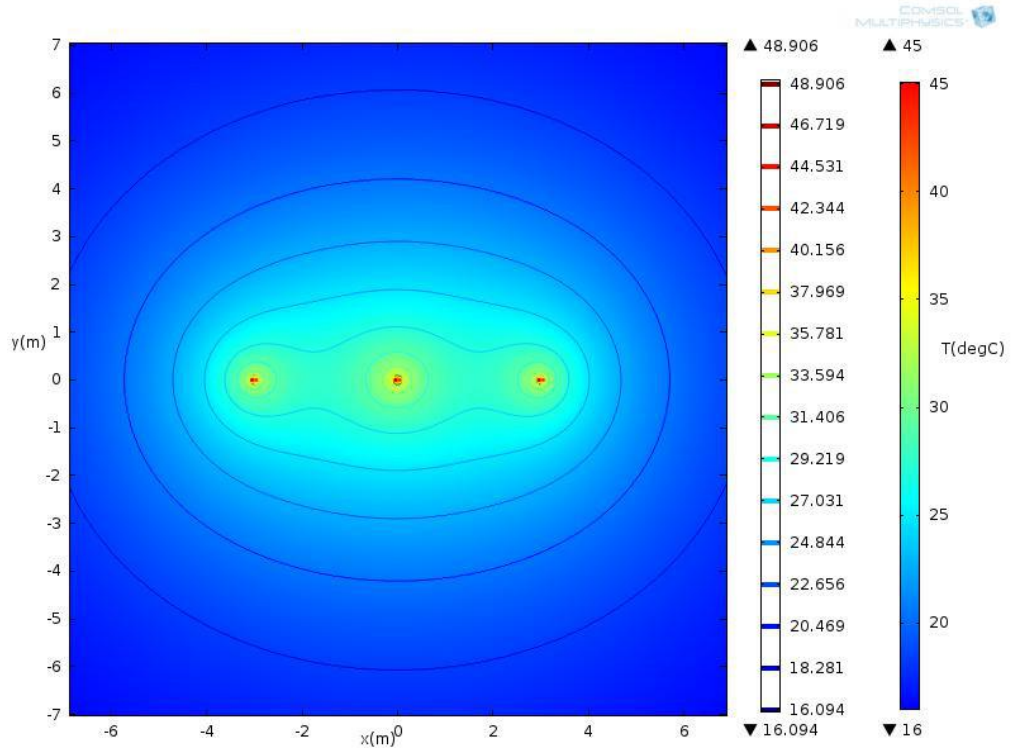
Şekil 5.5 : Farklı zamanlarda $y=0$ 'da kuyular etrafındaki sıcaklık dağılımı.

5.2.2 Farklı kuyu konfigürasyonları

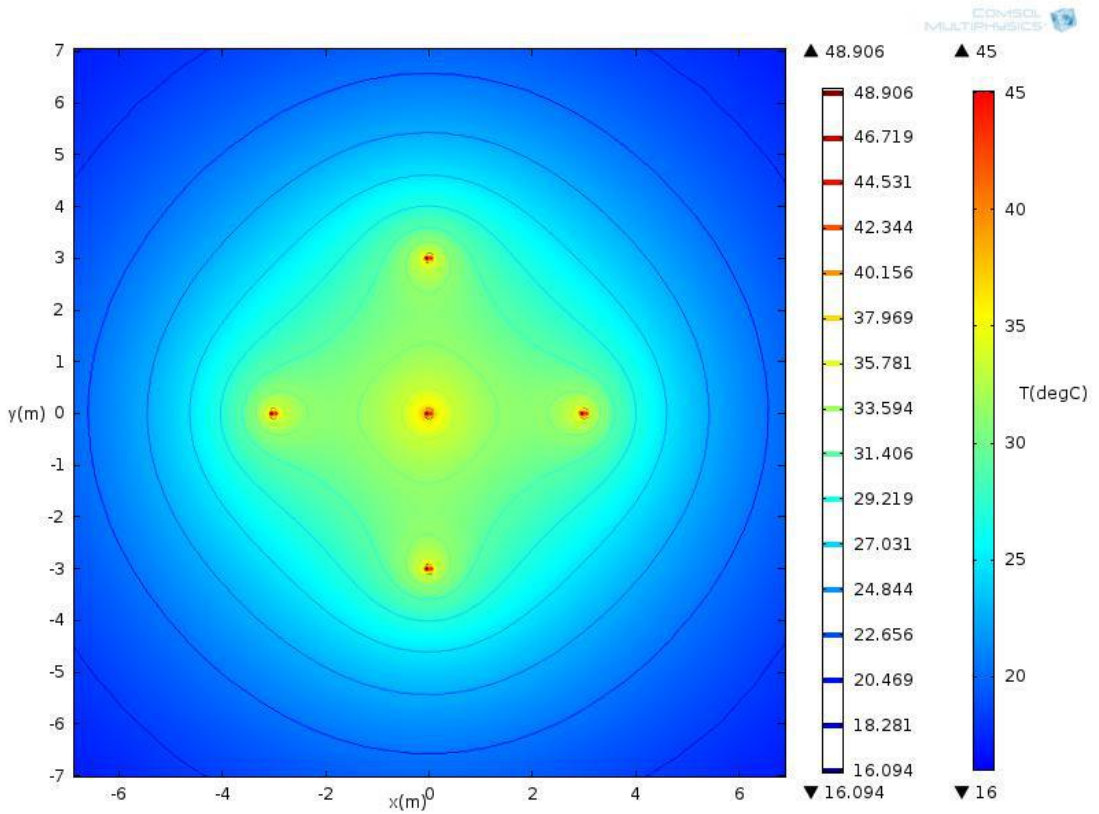
Farklı kuyu konfigürasyonlarının kuyular arası uzaklık 3 m iken 6. ayın sonundaki sıcaklık dağılımları Şekil 5.6, Şekil 5.7, Şekil 5.8 ve Şekil 5.9'da gösterilmiştir. Şekillerden de anlaşılacağı gibi kuyu sayısının artışına bağlı olarak kritik kuyunun etrafındaki bölge sıcaklığı ısı taşıyıcı akışkanın sıcaklığına yaklaşır ve kuyu performansları görece daha fazla azalır.



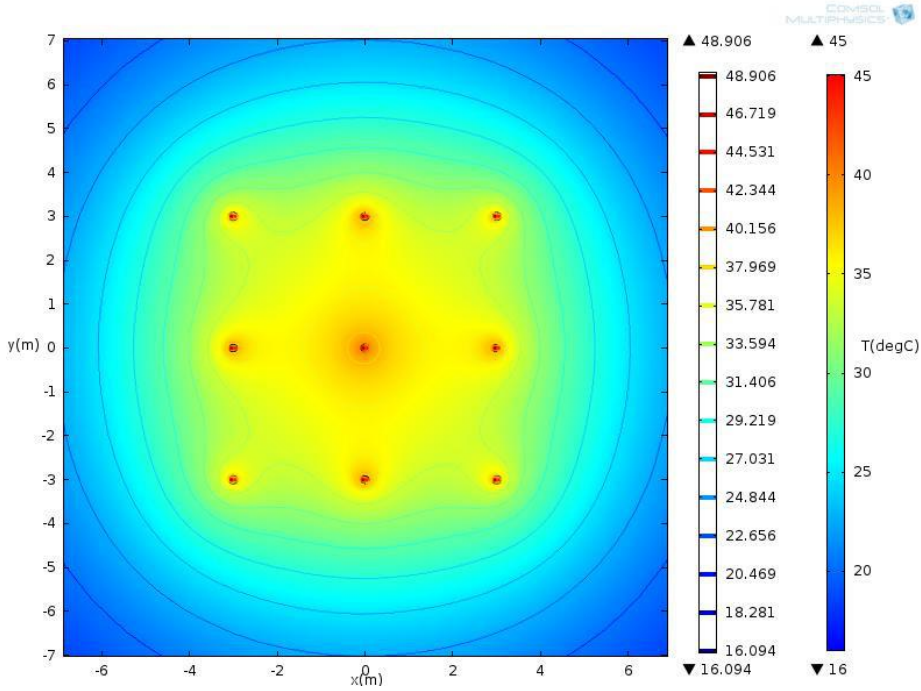
Şekil 5.6 : 2 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda sıcaklık dağılımı.



Şekil 5.7 : 3 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda sıcaklık dağılımı.



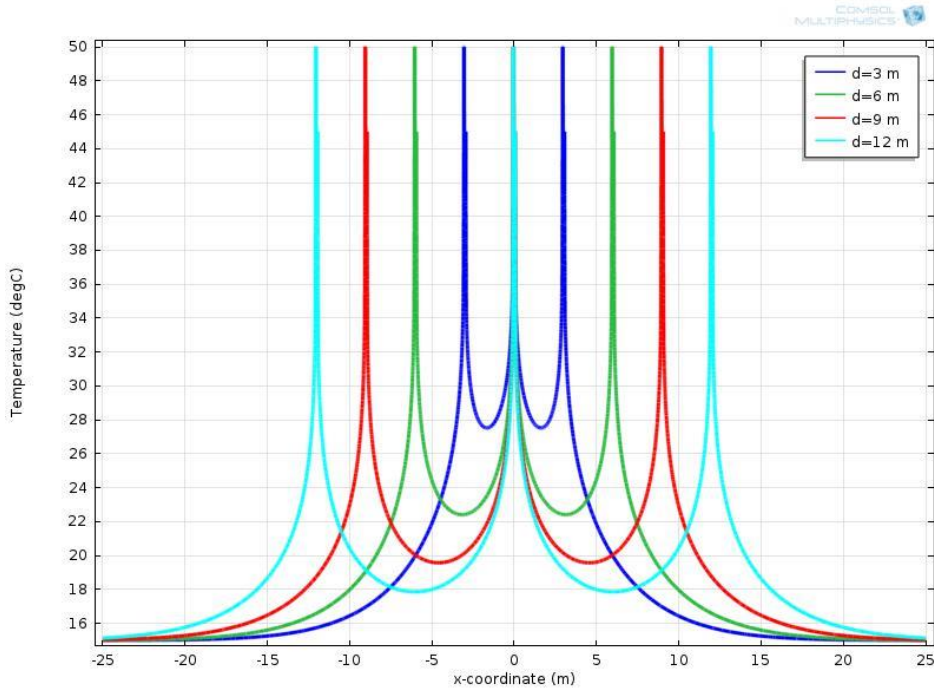
Şekil 5.8 : 5 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda sıcaklık dağılımı.



Şekil 5.9 : 9 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda sıcaklık dağılımı.

5.2.3 Farklı kuyular arası uzaklık

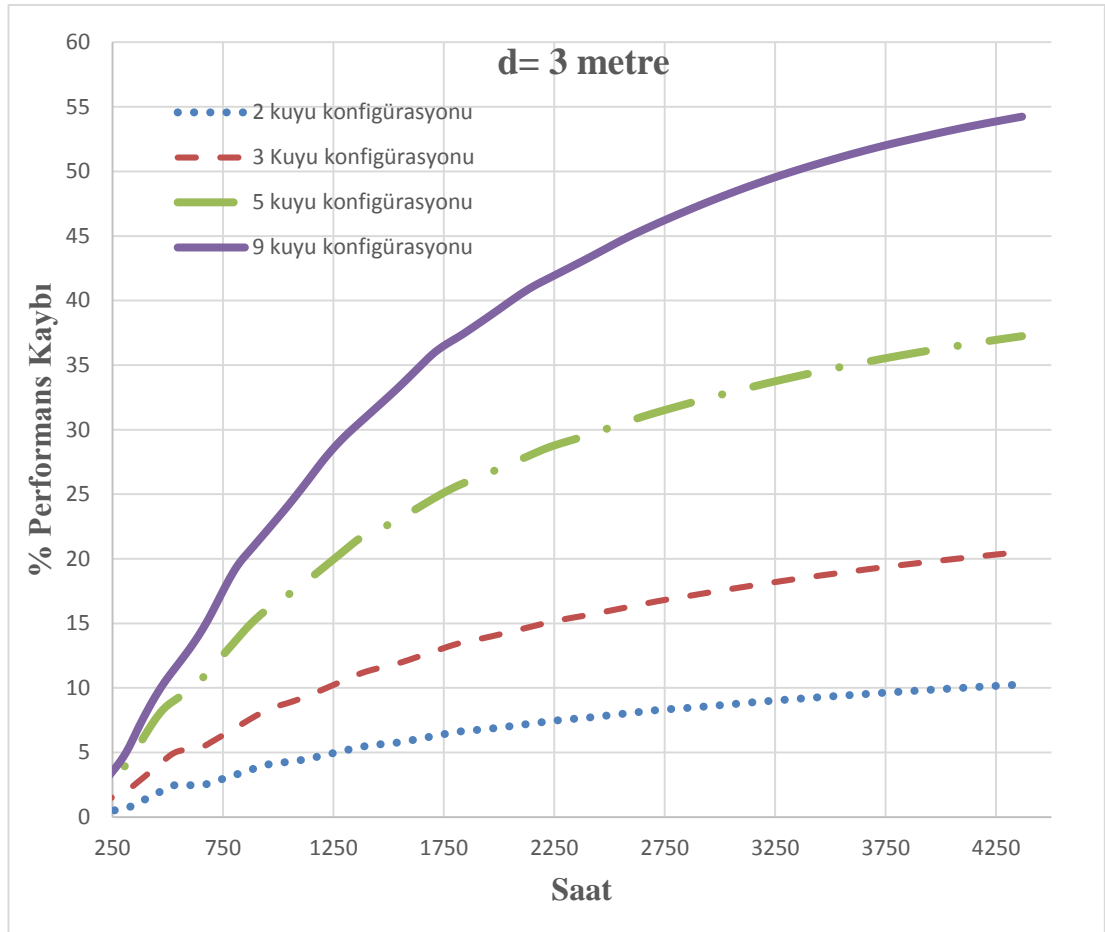
Kritik kuyu etrafındaki sıcaklık dağılımını etkileyen diğer bir önemli parametre de kuyular arasındaki uzaklıktır. Şekil 5.10'da gösterildiği gibi kuyular arası uzaklık azaldıkça kritik kuyunun etrafındaki sıcaklık ısı taşıyan akışkan sıcaklığına yaklaşır ve kuyular arası uzaklık görece daha fazla azalır.



Şekil 5.10 : 3 Kuyu konfigürasyonu 6 ay sonunda x yönünde sıcaklık dağılımı.

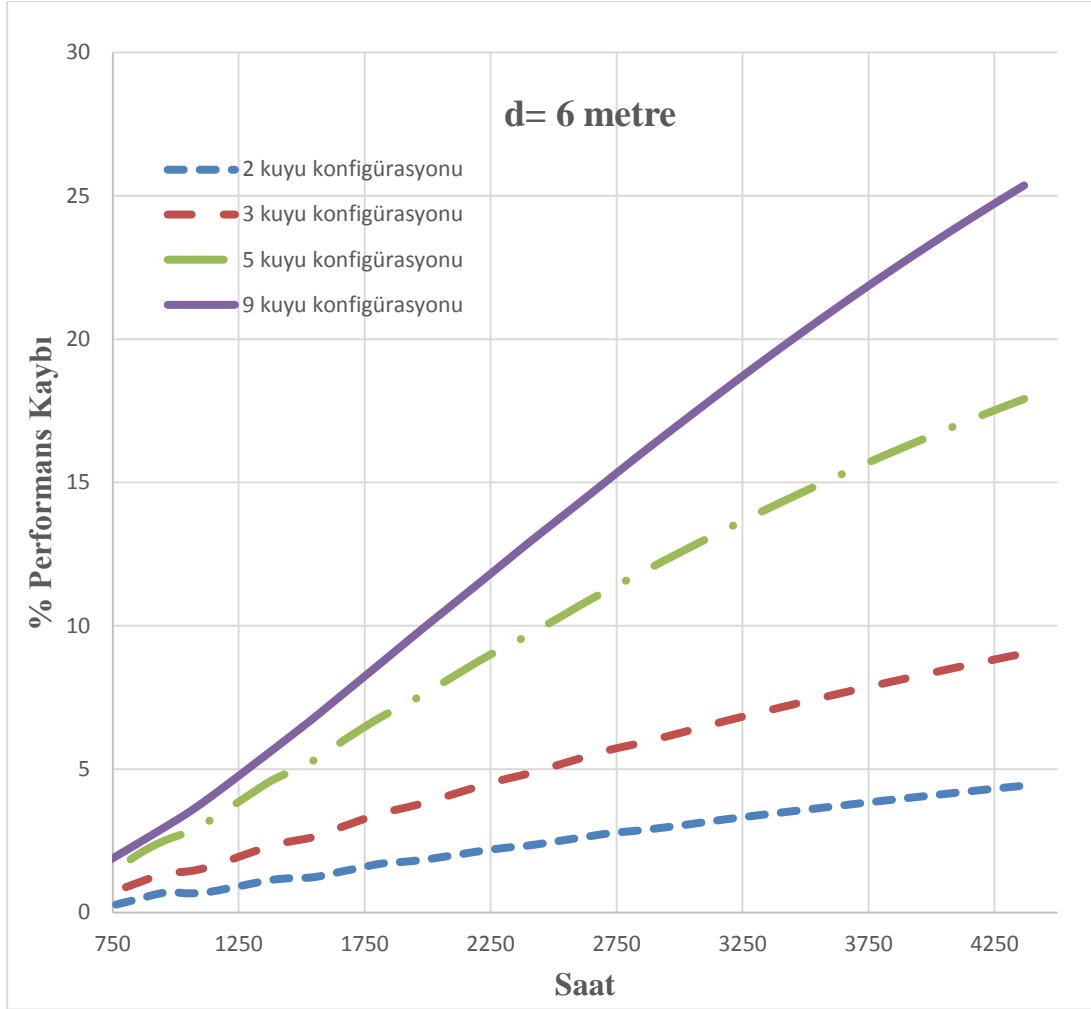
5.3 Farklı Kuyu Konfigürasyonları için Zamana Bağlı Performans Kaybı

Tez kapsamında yapılan deneysel çalışma, aralarında 3 metre bulunan 2 kuyu konfigürasyonu için 1000 saat olarak yapılmıştı. Sonuç olarak bu şartlarda çalıştırılan kuyuların performans kaybının deney süresinin sonlarına doğru % 5 civarına ulaştığı bulunmuştu. Bu deney aynı şartlar altında 6 aylık bir dönem için daha devam ettirilseydi. Şekil 5.11’ de gösterildiği gibi performans kaybı bu süre sonunda % 10 civarına ulaşacaktı. Performans kaybı 9 kuyu konfigürasyonu için ise % 55’ler civarına ulaşacaktı.



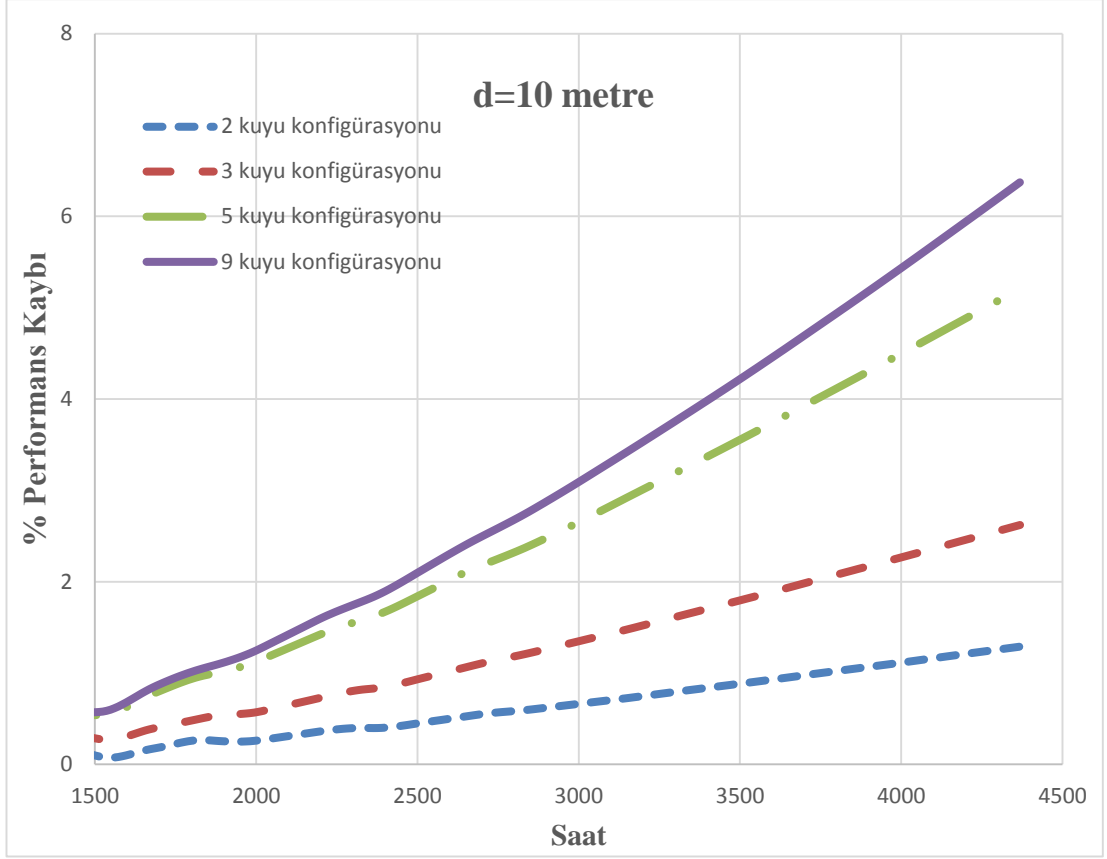
Şekil 5.11 : Farklı kuyu konfigürasyonları için zamana bağlı performans kaybı (d=3 metre).

Kuyular arası uzaklık 2 katına yani 6 metreye çıkarıldığında kritik kuyuların zamana bağlı performans kaybı Şekil 5.12’de verilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi ilk 750 saat boyunca bütün konfigürasyonlar için belirgin bir performans kaybı oluşmamıştır. 6 aylık sürekli bir çalıştırma durumunda ise performans kayıpları bütün konfigürasyonlar için hemen hemen yarı yarıya azalmıştır.



Şekil 5.12 : Farklı kuyu konfigürasyonları için zamana bağlı performans kaybı (d=5 metre).

Aynı şekilde d=10 metre iken kritik kuyuların zamana bağlı performans kaybı Şekil 5.13’de gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi 2500 saat yani yaklaşık 3 aylık sürekli kullanım durumunda bile bütün konfigürasyonlar için belirgin bir performans kaybı görülmemektedir. 6 aylık sürekli bir çalıştırma sonunda 2 kuyu konfigürasyonu için performans kaybı %1 civarına ulaşırken, bu oran 9 kuyu konfigürasyonu için % 6’lara ulaşmıştır. Bu uzaklıkta performans kayıpları bütün konfigürasyonlar için ihmal edilebilecek düzeydedir. Performans kayıplarının fark edilecek seviyelere ulaşması için minimum 6 aylık sürekli bir çalışma gerekliliğinden dolayı bu uzaklığın deneysel olarak incelenmesi mümkün görülmemektedir.



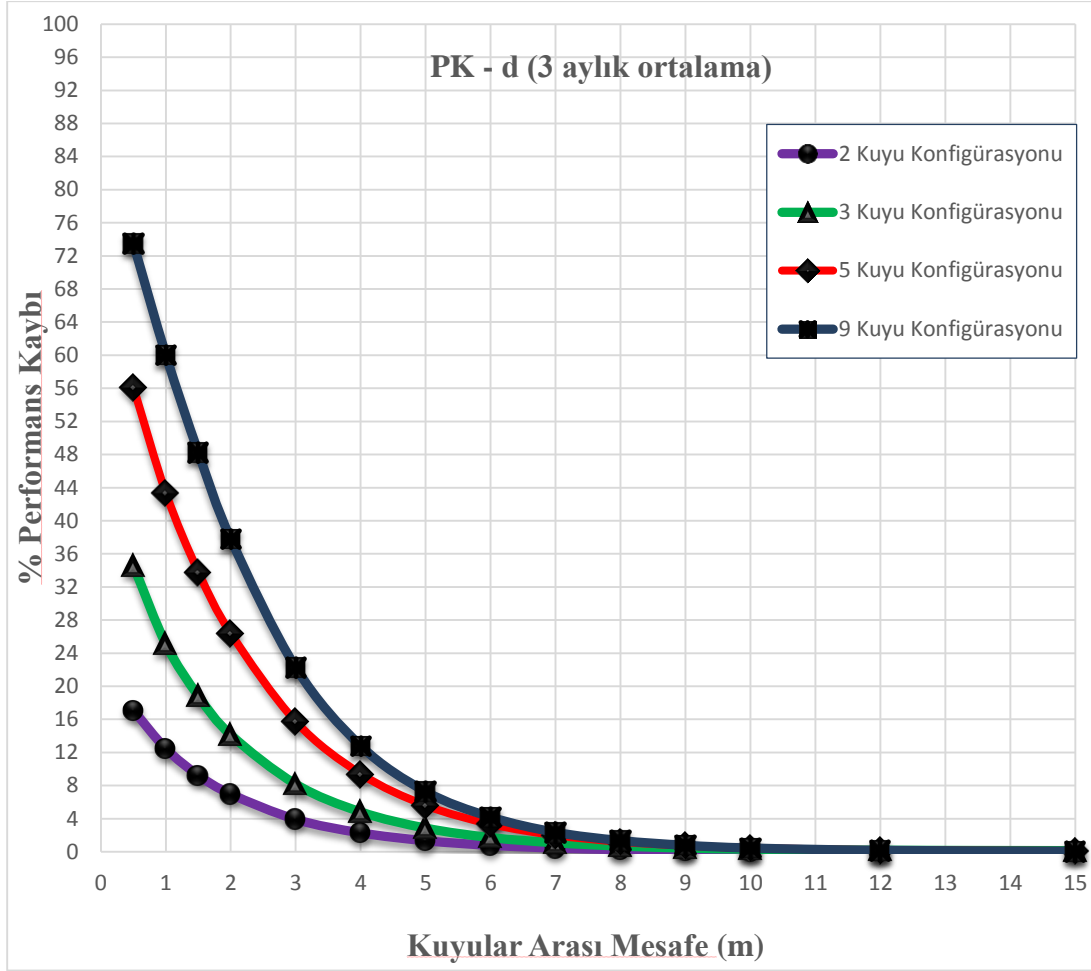
Şekil 5.13 : Farklı kuyu konfigürasyonları için zamana bağlı performans kaybı (d=10 metre).

5.4 Farklı Kuyu Konfigürasyonları için Dönemlik Ortalama Performans Kaybı

Kuyuların etrafındaki bölge sıcaklığı bir önceki bölümde bahsedildiği gibi bazı parametrelere bağlı olarak ısı taşıyan akışkan sıcaklığına yaklaşır. Bu durum kuyunun performansını da olumsuz yönde etkiler. Şekil 5.14 farklı konfigürasyonlardaki kritik kuyular için kuyular arası uzaklığa bağlı olarak performans değişimini göstermektedir. Toprağa gönderilen akışkanın ortalama sıcaklığı 47,5 °C olduğunda 3 aylık durmaksızın çalıştırılan bir dönemde etrafında başka kuyu bulunmayan bir kuyudan birim uzunluk başına atılan ortalama ısı akısı 110 W/m'dir. Çoklu kuyu uygulamalarında, bu miktar kuyular arası uzaklığa bağlı olarak kuyular arası ısıl etkileşimden dolayı azalmaktadır.

Performans kaybı, tek kuyunun ve kritik kuyuların birim uzunluk başına attığı ortalama ısı miktarına bağlı olarak (5.1) denklemiyle hesaplanabilir;

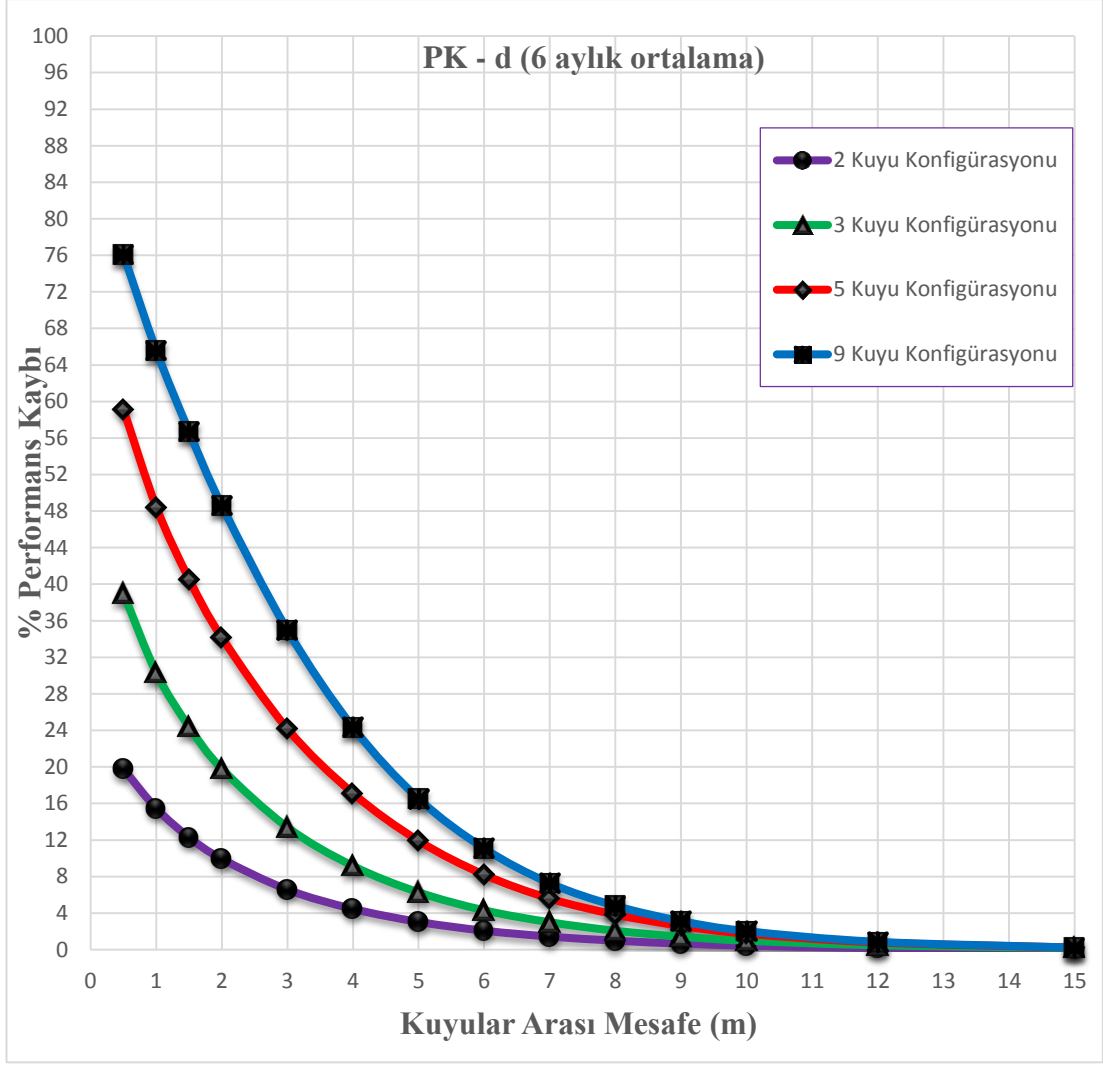
$$PK = 1 - \frac{\dot{q}'_{kritik_kuyu}}{\dot{q}'_{tek_kuyu}} \quad (5.1)$$



Şekil 5.14 : Farklı kuyu konfigürasyonları için kuyular arası uzaklığa bağlı performans kaybı (3 aylık ortalama).

Kuyular arası uzaklık 3 m iken performans kaybı 2 kuyu konfigürasyonundaki kritik kuyu için % 4 civarı iken 3, 5 ve 9 kuyu konfigürasyonları için sırasıyla %8, %16 ve %22 civarındadır. Bütün kuyu konfigürasyonlarında kuyular arası uzaklık 9 m den fazla olduğunda performans kaybı %1'in altındadır. Yani bu uzaklıklarda ısı etkileşim önemsizdir.

Benzer bir durum Şekil 5.15'de bu konfigürasyonların 6 aylık durmaksızın çalıştırılması durumu için kuyular arası uzaklığa bağlı olarak performans değişimini göstermektedir. Toprağa gönderilen akışkanın ortalama sıcaklığı 47.5 °C olduğunda 6 aylık durmaksızın çalıştırılan bir dönemde etrafında başka kuyu bulunmayan bir kuyudan birim uzunluk başına atılan ortalama ısı akısı 105 W/m'dir. Çoklu kuyu uygulamalarında, bu miktar kuyular arası uzaklığa bağlı olarak kuyular arası ısı etkileşiminden dolayı azalmaktadır.



Şekil 5.15 : Farklı kuyu konfigürasyonları için kuyular arası uzaklığa bağlı performans kaybı (6 aylık ortalama).

5.5 Uzun Dönemli Kullanımda Kritik Kuyu İncelenmesi

Kuyuların uzun dönemli performans kaybını incelemek için kuyulara zamana bağlı değişen 2 farklı ısı yükü (\dot{q}'_1, \dot{q}'_2) uygulanmıştır. Bu ısı yüklerinin periyodik olarak her yıl gerçekleştiği varsayımı yapılmıştır. Kışın alınan ısı yükünün yazın tamamen toprağa geri verilmesi durumu (\dot{q}'_1). Kışın alınan ısı yükünün yazın kısmen toprağa geri verilmesi durumu (\dot{q}'_2).

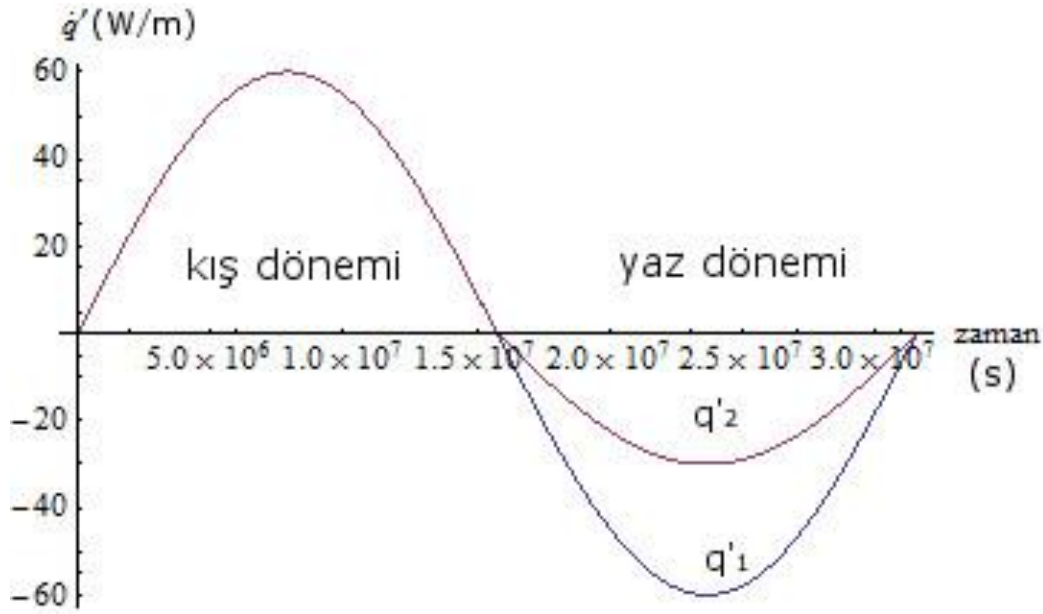
Isı yükü kış çalışma şartlarında kuyulardan ısı toplayıp ortama ısı iletme durumu için pozitif, yaz şartlarında ki tersi durum için negatif alınmıştır. Isı yüklerinin zamana bağlı değişimi Şekil 5.16 'te verilmiştir.

$$\dot{q}'_1 = A \cdot \sin(\omega t) \quad (5.2)$$

$$\dot{q}'_2 = \frac{3}{4} A \cdot \sin(\omega t) + \frac{1}{4} A \cdot |\sin(\omega t)| \quad (5.3)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{P} = 1,9924 \cdot 10^{-7} \text{ rad/s} \quad (5.4)$$

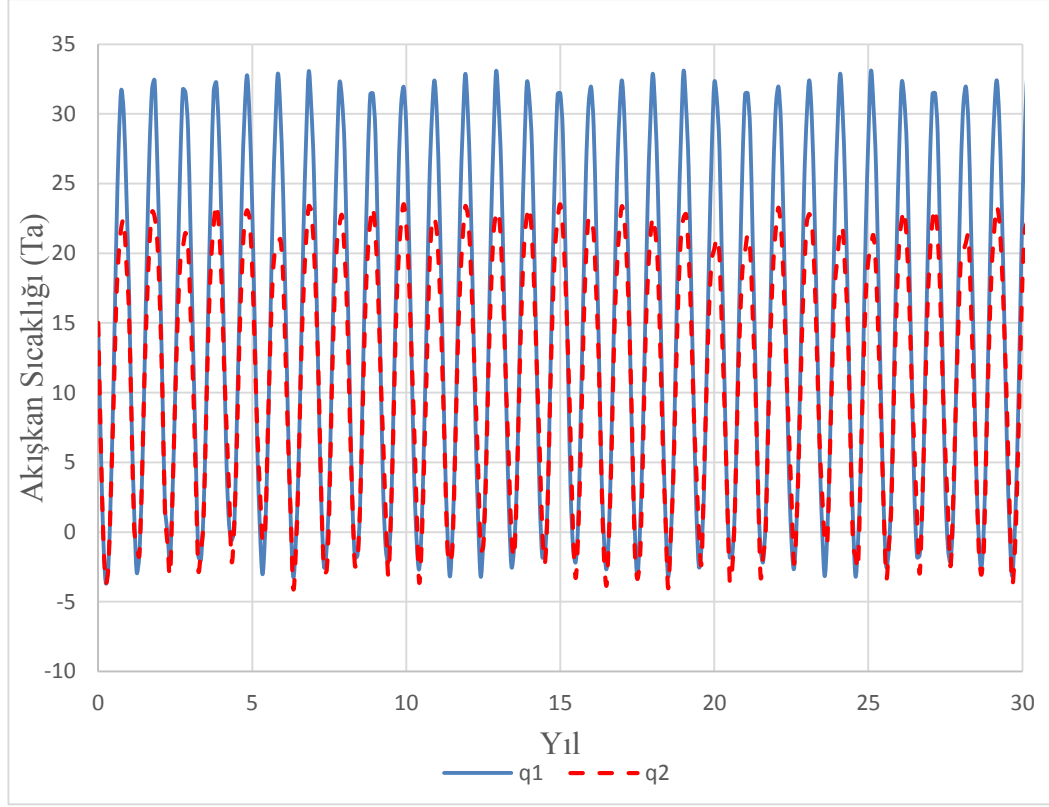
ω açısal frekans, P 1 yıllık zaman periyodu P = 31536000 s, t zaman, A genlik A=60W/m.



Şekil 5.16 : Birim uzunluk başına ısı yükünün 1 yıllık değişimi.

Yukarıdaki ısı yükleri daha önceki bölümde verilen farklı kuyu konfigürasyonları ve kuyular arası uzaklık için uygulanmıştır. Kuyularda dolaşan ısı taşıyıcı akışkanın minimum çalışma değerine bağlı olarak kritik kuyunun istenilen minimum performansı ne kadar süre sağlayabileceği öngörülmüştür. Isı taşıyıcı akışkanın çalışabileceği minimum sıcaklık değeri -5°C 'dir.

Şekil 5.17'de tek başına çalışan yani herhangi bir kuyuyla ısıl etkileşime girmeyen bir kuyudaki ısı taşıyıcı akışkanın 30 yıllık sıcaklık değişimi verilmiştir. q_1 yükü uygulandığında minimum ısı taşıyıcı akışkan sıcaklığı -3.23°C , q_2 yükü uygulandığında ise -4.06°C 'dir.



Şekil 5.17 : Tek bir kuyunun zamana bağlı akışkan sıcaklığının değişimi.

Kışın topraktan alınan ısı yükünün %100'ünün yazın toprağa geri verilmesi durumunda (\dot{q}'_1) Çizelge 5.1'de gösterildiği gibi $d=3$ metre olan 9 kuyu konfigürasyonu hariç bütün konfigürasyonlarda ısı taşıyıcı akışkanın sıcaklığı 30 yıllık bir çalışma dönemi için ısı taşıyıcı akışkanın minimum çalışma değerinin altına düşmemektedir. q_1 ısı yükü uygulandığında toprağın sıcaklığında zamana bağlı olarak çok hafif de olsa bir artış gerçekleşir. 5. yıldan itibaren $d=3$ metre olan 9 kuyu konfigürasyonu içinde ısı taşıyıcı akışkan sıcaklığı minimum çalışma değerinin altına düşmemektedir.

Kışın topraktan alınan ısı yükünün yarısının yazın toprağa geri verilmesi durumunda (\dot{q}'_2), $d=3$ metre iken bütün kuyu konfigürasyonları için ısı taşıyıcı akışkanın minimum çalışma değerinin altına düşmektedir. Başlangıçta 2 kuyu konfigürasyonu için ısı taşıyıcı akışkan minimum çalışma değerinin üstünde olmakla beraber 5. yıldan itibaren bu değer altına düşmeye başlamıştır. $d=6$ metre iken 2 kuyu konfigürasyonu için ısı taşıyıcı akışkan bu değer altına düşmemektedir, sırasıyla 12. ,5. ve 2. yılından itibaren 3, 5 ve 9 kuyu konfigürasyonu için ısı taşıyıcı akışkan minimum çalışma değerinin altına düşmektedir. Aynı şekilde $d=10$ metre iken de 2 kuyu konfigürasyonu için ısı taşıyıcı akışkan bu değer altına düşmemekte iken,

sırasıyla 25., 10. ve 6. yılından itibaren 3, 5 ve 9 kuyu konfigürasyonu için bu değerin altına düşmektedir ve kritik kuyular istenilen minimum performansı sağlayamamaktadır.

Çizelge 5.1 : Uzun dönemli çalışma durumunda kritik kuyunun incelenmesi.

Kritik Kuyu		Konfigürasyon			
		2 kuyu	3 kuyu	5 kuyu	9 kuyu
3 metre	\dot{q}'_1	+	+	+	-
	\dot{q}'_2	- (5 yıl)	- (0)	- (0)	- (0)
6 metre	\dot{q}'_1	+	+	+	+
	\dot{q}'_2	+	- (12 yıl)	- (5 yıl)	- (2 yıl)
10 metre	\dot{q}'_1	+	+	+	+
	\dot{q}'_2	+	- (25 yıl)	- (10 yıl)	- (6 yıl)

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, kuyular arası uzaklığın kuyu performansına olan etkisini görmek için deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Aralarında 3 metre bulunan iki kuyu 44 gün boyunca sürekli çalıştırılmıştır. Bu deneyde elde edilen sonuçlar referans değerler olarak alınmıştır. Sayısal çalışmalar için COMSOL Multi-physics programında 2 boyutlu bir model geliştirilmiştir. Geliştirilen modelde toprak, dolgu, PE boru bölgeleri için deneyde kullanılan bölümlerin geometrik ve ısıl özellikleri ile sınır şartları değerleri kullanılmıştır. Oluşturulan modelin deneysel çalışma ile tutarlı sonuçlar verdiği görüldükten sonra farklı kuyu konfigürasyonlarındaki kritik kuyular için kuyular arası uzaklıktan kaynaklı performans kayıpları sayısal olarak incelenmiştir. Son olarak da ısı taşıyıcı akışkanın minimum çalışma sıcaklığına bağlı olarak uzun dönemli kullanımda istenilen minimum performansı sağlayıp sağlayamadığı incelenmiştir.

Deneysel çalışmada kuyular başlangıçta tek başına çalışıyor gibi davranmıştır. Daha sonra zamana bağlı olarak ısıl etkileşime girmeye başlamıştır ve etkileşimden dolayı performans kaybı 250 saat sonunda % 1 civarına ulaşmıştır. Beraber çalışma süresi arttıkça performans kaybı artmaya devam ederek 1000 saate ulaştığında kuyu performans kaybı % 5 civarına ulaşmıştır. Deney ile aynı şartlar altında bir model 6 aylık bir dönem için sayısal olarak hesaplanmıştır ve performans kaybının bu süre sonunda % 10 civarına ulaştığı görülmüştür. Performans kaybı aynı koşullar altında 9 kuyu konfigürasyonundaki kritik kuyu için ise % 55'ler civarına ulaşacaktı. Sayısal hesaplamalar 6 ve 10 metrelik kuyular arası uzaklıklar için de 6 aylık incelenmiştir.

Farklı konfigürasyonlardaki kritik kuyular için geniş bir aralıktaki kuyular arası uzaklığa (0.5-15 metreye) bağlı olarak 3 ve 6 aylık dönemsel sürekli kullanım durumunda ortalama performans kayıpları hesaplanmıştır. 3 aylık sürekli kullanım durumunda $d=3$ m iken performans kaybı 2 kuyu konfigürasyonundaki kritik kuyu için % 4 civarı iken 3, 5 ve 9 kuyu konfigürasyonları için sırasıyla %8, %16 ve %22 civarındadır. Bütün kuyu konfigürasyonlarında kuyular arası uzaklık 9 m den fazla olduğunda performans kaybı %1'in altındadır. Yani bu uzaklıklarda ısıl etkileşim

önemsizdir. Benzer durum kuyuların 6 aylık sürekli çalıştırılması durumu için de hesaplanmıştır.

Kuyuların uzun dönemli performans kaybını incelemek için kuyulara zamana bağlı değişen 2 farklı ısı yükü uygulanmıştır. Bu ısı yüklerinin periyodik olarak her yıl gerçekleştiği varsayımı yapılmıştır. Kışın topraktan alınan ısı yükünün tamamının yazın toprağa geri verilmesi durumunda (\dot{q}'_1), d=3 metre iken 9 kuyu konfigürasyonu hariç bütün konfigürasyonlarda kritik kuyudaki ısı taşıyıcı akışkanın sıcaklığı 50 yıllık bir çalışma dönemi için istenilen minimum değer altına düşmediğinden dolayı beklenen minimum performansı sağlar. Kışın topraktan alınan ısı yükünün yarısının yazın toprağa geri verilmesi durumunda (\dot{q}'_2), d=3 metre iken bütün kuyu konfigürasyonları için ısı taşıyıcı akışkanın minimum çalışma değerinin altına düşmektedir. Başlangıçta 2 kuyu konfigürasyonu için ısı taşıyıcı akışkan minimum çalışma değerinin üstünde olmakla beraber 5. yıldan itibaren bu değer altına düşmeye başlamıştır. d=6 metre iken 2 kuyu konfigürasyonu için ısı taşıyıcı akışkan bu değer altına düşmemektedir, sırasıyla 12., 5. ve 2. yılından itibaren 3, 5 ve 9 kuyu konfigürasyonu için ısı taşıyıcı akışkan minimum çalışma değerinin altına düşmektedir. Aynı şekilde d=10 metre iken de 2 kuyu konfigürasyonu için ısı taşıyıcı akışkan bu değer altına düşmemekte iken, sırasıyla 25., 10. ve 6. yılından itibaren 3, 5 ve 9 kuyu konfigürasyonu için bu değer altına düşmektedir ve kritik kuyular istenilen minimum performansı sağlayamamaktadır.

TKIP uygulamalarında kuyular arası uzaklığın etkisi bu tez kapsamında da değinildiği gibi çok sayıda parametreye bağlı olarak değişmektedir. Her uygulama için bu parametreler çok değişiklik gösterdiğinden her uygulamanın kendine özel bir optimum değeri bulunmaktadır. Bu yüzden kuyular arası uzaklık için kesin bir değer vermek yanlış olmakla beraber birbirinden ne kadar uzak olursa o kadar iyi denilebilir. Bu tür uygulamalarda kuyular arası uzaklığın rastgele ya da ezbere seçilmesi yerine, sondaj işlemine başlamadan önce her uygulama için teknik bir ekip tarafından bu tez kapsamında yapılan sayısal analizlere benzer bir analizin yapılması doğru olacaktır.

Kuyular arası uygun uzaklığın belirlenmesi için sırasıyla yapılması gerekenler;

- Isıtılacak / soğutulacak ortamın 1 yıl boyunca zamana bağlı olarak ısı yükü değişim ihtiyacının hesaplanması

- Sondaj yapılacak bölgedeki toprağın ısıl özelliklerinin ısıl cevap testi (TRT) yöntemiyle belirlenmesi
- Kuyular için sondaj derinliğine karar verilmesi
- Kuyularda kullanılacak TID tipine ve malzemesine karar verilmesi
- Kuyuların minimum performansı sağlması için arzu edilen sürenin belirlenmesi
- Sondaj açılacak alana uygun çeşitli kuyu sayısı ve konfigürasyonlarının belirlenmesi
- Bu konfigürasyonlardaki kritik kuyular için farklı kuyular arası uzaklıklar ile uzun dönemli simülasyonlar ile performans analizi yapılması ve bu analizlere göre optimum uzaklığın belirlenmesi gerekir.

KAYNAKLAR

- Acuña, J.** (2010). *Improvements of U-pipe Borehole Heat Exchangers*, (Yüksek lisans tezi), KTH, Stockholm, Sweden.
- Allan, M. ve Philippacopoulos, A.** (2000). Performance Characteristics and Modelling of Cementitious Grouts for Geothermal Heat Pumps, *Proceedings World Geothermal Congress 2000*, Kyushu-Tohoku, Japan, May28-June10, 2000.
- Aydın, M., Sisman, A., Dincer, S., Erdogan, C., Gultekin, A.** (2013). Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Isıl Cevap Testi ve Kuyu Performansının Analitik Öngörüsü, *TESKON*, İzmir, Türkiye, 17-20 Nisan.
- Aydın, M., Sisman, A., Gultekin, A.** (2014a). Long Term Performance Prediction of a Borehole and Determination of Optimal Thermal Response Test Duration. *Thirty-Ninth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, Stanford University, California, USA, 24-26 Şubat.
- Aydın, M., Sisman, A., Gultekin, A., Dincer, S., Erdoğan, C.** (2014b). Experimental measurement and long term predictions of a multi-U tube borehole performance for ground source heat pumps, *11th IEA Heat Pump Conference*, Montréal (Québec) Canada 12-16 Mayıs
- Bauer, D., Heidemann, W., Drück, H.** (2011). Transient 3D analysis of borehole heat exchanger modeling. *Geothermics*, **40**, 250-260.
- Beier, R. A.** (2011). Vertical temperature profile in ground heat exchanger during in-situ test. *Renewable Energy*, **36**, 1578-1587.
- Claesson, J. ve Bennet, J.** (1987). Multipole method to compute the conductive heat flows to and between pipes in a cylinder. Notes on heat transfer. Lund Institute of Technology.
- Claesson, J. ve Eskilson, P.** (1988). Conductive Heat Extraction to a Deep Borehole: Thermal Analyses and Dimensioning Rules. *Energy*, **13-6**, 509-527.
- Claesson, J. ve Hellstöm, G.** (2011). Multipole method to calculate borehole thermal resistances in a borehole heat exchanger. *HVAC&R* **17**:6895-911.
- Çengel, Y. ve Boles, M.A.** (2006). *Thermodynamics: An engineering approach*. 5th Edition, New York: McGraw-Hill.
- Dağsöz, A. K.** (1981). Soğutma Tekniği, Arpaz Matbaacılık Tesisleri, 207, İstanbul.
- Diao, N., Zeng, H., Fang, Z.** (2004). Improvement in modeling of heat transfer in vertical ground heat exchangers. *HVAC&Research* 10459-470.

- Du, C. ve Chen, Y.** (2011). An average fluid temperature to estimate borehole thermal resistance of ground heat exchanger. *Renewable Energy*, **36**, 1880-1885.
- Gultekin, A., Aydın, M., Sisman, A.** (2014a). Determination of Optimal Distance Between Boreholes, *Thirty-Ninth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, Stanford University, California, USA, 24-26 Şubat.
- Gultekin, A., Aydın, M., Sisman, A., Dincer, S., Erdoğan, C.** (2014b). An experimental investigation of the effects of some design and operational parameters on heat transfer rate per unit borehole length, *11th IEA Heat Pump Conference*, Montréal (Québec) Canada, 12-16 Mayıs.
- Hanlon, P. C.** (2001). Compressor Handbook. New York: McGraw-Hill.
- Hellström G.** (1991). GROUND HEAT STORAGE, Thermal Analyses of Duct Storage Systems (Doktora Tezi). Lund: LTH.
- Hellström G.** (1994). Fluid to ground thermal resistance in duct ground heat storage. *CALORSTOCK: 6th international conference on thermal energy storage* (pp. 373-380). Espoo, Finland, Ağustos 22-25.
- Isısan Çalışmaları** (2008). Yenilenebilir enerjiler ve alternatif sistemler. No:375 Isısan yayınları.
- Kakaç, S. ve Liu, H.** (2002). Heat exchangers selection, rating and thermal design. CRC Press, Second edition
- Koohi-Fayegh, S. ve Rosen, M.** (2012). Examination of thermal interaction of multiple vertical ground heat exchangers, *Applied Energy*, **97** 962–969.
- Koohi-Fayegh, S. ve Rosen, M.** (2014). An analytical approach to evaluating the effect of thermal interaction of geothermal heat exchangers on ground heat pump efficiency, *Energy Conversion and Management*, **78** 184–192.
- Kurevija, T., Vulin, D., Krapec, V.** (2012). Effect of borehole array geometry and thermal interferences on geothermal heat pump system, *Energy Conversion and Management*, **60** 134-142
- Lazzari, S., Priarone, A., Zanchini, E.** (2010). Long-term performance of BHE (borehole heat exchanger) fields with negligible groundwater movement, *Energy*, **35** 4966-4974.
- Li, S., Yang, W., Zhang, X.** (2009). Soil temperature distribution around a U-tube heat exchanger in a multi-function ground source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, **29** 3679-3686
- McQuay Airconditioning** (2002). Geothermal heat pump design manual, Application guide 31-008.
- Mei, V. ve Fischer, S.** (1983). Vertical Concentric Tube Ground-Couple Heat Exchangers. *ASHRAE Transactions*, **89** (part 2B), 391-406.
- Oberdorfer, P., Maier, F., Holzbecher, E.** (2011). Comparison of borehole heat exchangers (BHEs): State of the art vs. novel design approaches. *COMSOL conferences*, 26-28 October 2011, Stuttgart

- Oliver, J. ve Braud, H.** (1981). Thermal Exchange to Earth with Concentric Well Pipes. *Transactions of the ASABE*, **24** (4), 0906-0910.
- Özyurt, Ö.** (2002). *Isı Pompasının Süt Pastörizasyonunda Kullanımının Deneysel ve Teorik İncelenmesi*. (Doktora Tezi), Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Priarone, A., Lazzari, S., Zanchini, E.** (2009). Numerical evaluation of long-term performance of borehole heat exchanger fields. *COMSOL Conference*, Milano, Italy.
- Swep Company.** Technical handbook for Refrigerant Applications, Sweden.
- Teza, G., Galgaro, A., De Carli, M.** (2012). Long-term performance of an irregular shaped borehole heat exchanger system: Analysis of real pattern and regular grid approximation, *Geothermics*, **43**, 45–56.
- Wang, H., Qi, C., Du, H., Gu, J.** (2010). Improved method and case study of thermal response test for borehole heat exchangers of ground source heat pump system, *Renewable Energy*, **35**, 727–733.
- Wood, J.C., Liu, H., Rifat, B.S.** (2012). Comparative performance of ‘U-tube’ and ‘coaxial’ loop design for use with a ground-source heat pump, *Applied Thermal Engineering*, **37**, 190-195.
- Yu, X., Zhai, X.Q., Wang, R.Z.** (2010). Design and performance of a constant temperature and humidity air-conditioning system driven by ground source heat pumps in winter, *Energy Conversion and Management*, **51**, 2162-2168.
- Yavuzturk, C. ve Chiasson, A.** (2002). Performance analysis of U-tube, concentric tube, and standing column well ground heat exchangers using a system simulation approach. *ASHRAE Transactions* **108**(1), 925-938.
- Zanchini, E., Lazzari, S., Priarone, A.** (2010). Improving the thermal performance of coaxial borehole heat exchangers, *Energy*, **35**, 657-666.
- Zarrella, A., Scarpa, M., De Carli, M.** (2011). Short time step analysis of vertical ground-coupled heat exchangers: The approach of CaRM. *Renewable Energy*, **36**(9), 2357–2367.
- Zeng, H., Diao, N., Fang, Z.** (2003). Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers. *Heat and Mass Transfer*, **46**, 4467-4481.
- Zhai, X. Q., Yu, X., Yang, Y., Wang, R. Z.** (2013). Experimental investigation and performance analysis of a ground-coupled heat pump system, *Geothermics*, **48**, 112-120.
- Url-1** <http://www.emersonclimate.com/en-us/Products/Compressors/Scroll_Compressors/Pages>, alındığı tarih: 27.03.2014
- Url-2** <http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Cycle_de_compression_d%27un_compresseur_scroll_.jpg>, alındığı tarih: 27.03.2014
- Url-3** <<http://ekinesanjor.com/tag/esanjor-nerede-kullanilir>>, alındığı tarih: 27.03.2014
- Url-4** <<http://www.esanjor-tr.com/lehimli-esanjor-yapisi.html>>, alındığı tarih: 27.03.2014

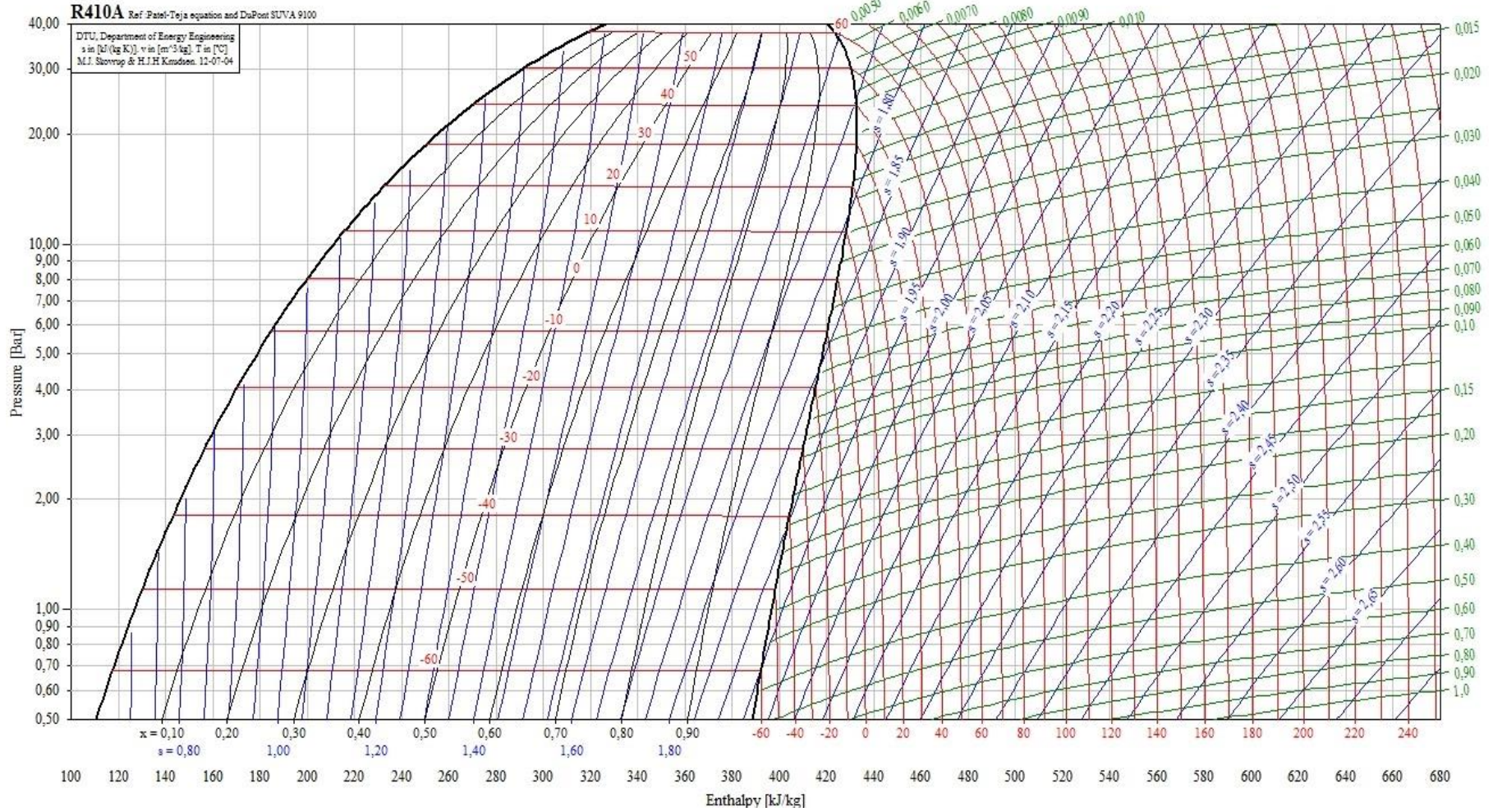
Url-5 <<http://www.achrnews.com/articles/electronic-expansion-valves-the-basics>>, alındığı tarih: 27.03.2014

EKLER

EK A: R410A için P-h diyagramı (Coolpack Programı)

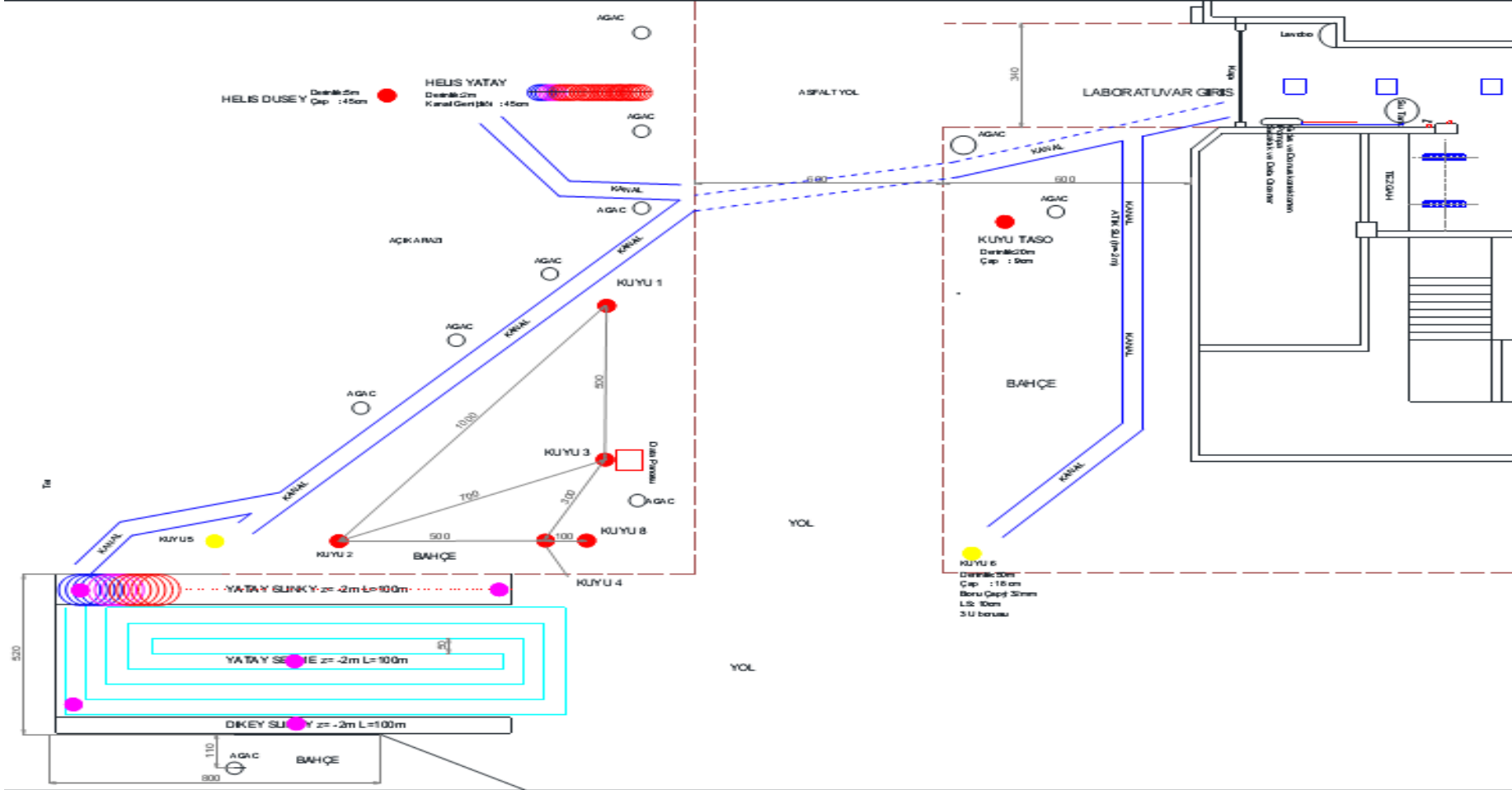
EK B: İTÜ Enerji Enstitüsü TKIP test ve araştırma laboratuvarı ve TID yerleşim planı

Ek A : R410 için P-h diyagramı.



Şekil A.1 : R410 için P-h diyagramı.

Ek B : İTÜ Enerji Enstitüsü TKIP test ve araştırma laboratuvarı ve TID yerleşim planı.



Şekil B.1 : İTÜ Enerji Enstitüsü TKIP test ve araştırma laboratuvarı ve TID yerleşim planı.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ahmet GÜLTEKİN
Doğum Yeri ve Tarihi: Siirt - 17.06.1988
E-Posta: ahmettgultekin@gmail.com
Lisans: Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği, 2010

Yayın ve Patent Listesi:

Uluslararası Bildiriler

- Aydın M., Sisman A., **Gultekin A.** (2014). Long Term Performance Prediction of a Borehole and Determination of Optimal Thermal Response Test Duration. *Thirty-Ninth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, Stanford University, California, USA, 24-26 Şubat.
- Gultekin A.**, Aydın M., Sisman A., Dincer S., Erdoğan C. (2014). An experimental investigation of the effects of some design and operational parameters on heat transfer rate per unit borehole length, *11th IEA Heat Pump Conference*, Montréal (Québec) Canada, 12-16 Mayıs.
- Aydın M., Sisman A., **Gultekin A.**, Dincer S., Erdoğan C. (2014). Experimental measurement and long term predictions of a multi-U tube borehole performance for ground source heat pumps, *11th IEA Heat Pump Conference*, Montréal (Québec) Canada 12-16 Mayıs

Ulusal Bildiriler

- Aydın M., Sisman A., Dincer S., Erdogan C., **Gultekin A.** (2013). Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Isıl Cevap Testi ve Kuyu Performansının Analitik Öngörüsü, *TESKON*, İzmir, Türkiye, 17-20 Nisan.

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- Gultekin A.**, Aydın M., Sisman A. (2014). Determination of Optimal Distance Between Boreholes, *Thirty-Ninth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, Stanford University, California, USA, 24-26 Şubat.