



EGE ÜNİVERSİTESİ



E. Ü. FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**200 kW GÜCÜNDE YOĞUNLAŞTIRICILI
GÜNEŞ ISIL SANTRALİNİN TASARIMI**

Emrah GÜNGÖR

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa GÜNEŞ

Güneş Enerjisi Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu: 625.05.04

Sunuş Tarihi: 19.06.2015

Bornova-İZMİR

2015

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

**200 kW GÜCÜNDE YOĞUNLAŞTIRICILI
GÜNEŞ ISIL SANTRALİNİN TASARIMI**

Emrah GÜNGÖR

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa GÜNEŞ

Güneş Enerjisi Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu: 625.05.04

Sunuş Tarihi: 19.06.2015

Bornova-İZMİR

2015

Emrah GÜNGÖR tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan “**200 kW Gücünde Yoğunlaştırıcı Güneş Isıl Santralinin Tasarımı**” başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 19.06.2015 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı : Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Raportör Üye : Prof. Dr. Mustafa GÜNEŞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Alpaslan TURGUT

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “**200 kW Gücünde Yoğunlaştırıcı Güneş Isıl Santralinin Tasarımı**” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

19 / 06 / 2015

İmzası

Adı-Soyadı
Emrah GÜNGÖR

ÖZET**200 kW GÜCÜNDE YOĞUNLAŞTIRICILI
GÜNEŞ ISIL SANTRALİNİN TASARIMI**

GÜNGÖR, Emrah

Yüksek Lisans Tezi, Güneş Enerjisi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa GÜNEŞ

Haziran 2015, 128 sayfa

Güneş enerjisi; temiz ve çevre dostu bir yenilenebilir enerji kaynağıdır. Türkiye'nin güneş kuşağı içerisinde yer alması dolayısıyla güneş enerjisi potansiyelinin ve güneşlenme süresinin yüksek olmasına rağmen bu kaynak çoğunlukla sıcak su üretimi gibi düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Ancak güneş enerjisi; elektrik üretimi, soğutma, endüstriyel proses ısısı üretme gibi bir çok uygulama alanına sahiptir. Sanayide kullanılan enerji, sektörel enerji tüketimimizin ilk sırasında yer almaktadır. Buna rağmen sanayinin toplam enerji ihtiyacının çok küçük bir kısmında güneş enerjisinden faydalanılmaktadır. Özellikle kağıt, tekstil ve gıda sanayinde çeşitli üretim aşamalarında endüstriyel proses ısısına ihtiyaç duyulmaktadır. Proses ısısının güneş enerjisi kullanılarak üretilmesiyle sanayinin enerji için harcadığı maliyetin düşeceği açıktır.

Bu çalışmada, İzmir şartlarında 200 kW kapasitesi olan parabolik oluk tipli yoğunlaştırıcı bir güneş ısı santralinin tasarımı yapılmıştır. Santral, endüstride üretimin ihtiyaç duyulan aşamalarında kullanılmak üzere proses ısısı üretecektir. Tasarım hesaplamalarında kullanmak için, genel amaçlı bir matematik yazılımında küçük programlar yazıldı. Programlardan elde edilen değerler yardımıyla santral elemanları boyutlandırıldı ve seçim işlemi yapıldı. Santral tesisat şeması için 3-boyutlu bir katı modelleme yazılımı kullanıldı. Sistemin basit bir ekonomik analiz modeli oluşturuldu ve başabaş noktası hesaplandı. Tasarımı yapılan sistemin temel bileşenleri, parabolik-oluk toplayıcılar, ısı değiştiricisi, boru devresi, pompalar, bağlantı elemanları ve otomatik kontrol sistemidir. Hesaplamalara göre, parabolik oluk kollektörlere 170°C'de girip yaklaşık 240°C'ye ısınan ısı transfer akışkanının ısı enerjisinin, ısı değiştiricisi aracılığıyla 25°C sıcaklığındaki suya aktarılmasıyla, 4 bar basınç, 143,61°C sıcaklık ve 280 kg/saat kapasitede doymuş su buharı üretililebilecektir. 2015 Mart ayı rakamlarına göre, sistemin ilk yatırım maliyeti 639140 TL olarak hesaplanmıştır. Ekonomik değerlendirmede ömür boyu maliyet analizi kullanılmış ve santralin geri ödeme süresi 10,54 yıl olarak bulunmuştur. Ayrıca santralin ekonomik olarak uygulanabilir olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar sözcükler: Güneş santrali, parabolik oluk kollektör, güneş enerjisi.

ABSTRACT**DESIGN OF THE 200 kW CONCENTRATED
SOLAR POWER SYSTEM**

GUNGOR, Emrah

MSc in Department of Solar Energy

Supervisor: Prof. Dr. Mustafa GUNES

June 2015, 128 pages

Solar energy is a clean and environmentally friendly renewable energy source. Turkey is located in the sunbelt, therefore; its solar energy potential is high but this potential is used in the low temperature applications such as water heating. Beyond the low temperature applications there are several potential fields of application for solar energy such as electricity generation, solar cooling and heat production for industrial processes. The energy used in the industry is at the first place of sectoral energy consumption. Nevertheless solar energy supplies a small portion of the total energy demand of industry. The most promising industrial sectors for the application of solar process heat are paper, textile and food. Total cost of energy consumption of the industry will be reduced if the industrial process heat is provided with solar energy.

In this study, 200 kW concentrated solar power system was designed under Izmir meteorological conditions. The system was studied to provide industrial process heat using in any process of industrial applications. Programs were developed by using mathematical programming language for design calculations. System components were sized/selected via the values obtained from the programs. In the system design, a 3D drawing program was used. A simple cost analysis of the system and break-even point was calculated. The main components of the system are parabolic trough collectors, heat exchanger, piping, pump, expansion tank, and control system. Heat transfer fluid was operated between 170-240°C and the gained heat from solar energy was transferred to water at 25°C. As a result, it was determined that the water steam at 280 kg/h capacity, 143.61°C temperature and 4 bar pressure could be produced. According to the March 2015 figures, total cost of the system was found 639140 TL (Turkish Lira). Life cycle cost analysis was used in economical assessment and the payback period was found as 10.54 years. Additionally, it was determined that system was economically feasible.

Keywords: Solar thermal system, parabolic trough collector, solar energy.

TEŞEKKÜR

Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde yüksek lisansa ve iş hayatına başladığım günden bu yana bana her konuda destek olan, değerli fikirlerini ve yardımlarını esirgemeyen çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Mustafa GÜNEŞ'e teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Çalışmama değerli katkılarından dolayı Sayın Prof. Dr. Ali GÜNGÖR'e, lisans öğrenimimden bu yana beni destekleyen ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Alpaslan TURGUT'a, yaptığımız tüm çalışmalarda beni yüreklendiren ve yol gösteren kıymetli hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Neslihan Çolak GÜNEŞ'e, bana her zaman yardımcı olan Güneş Enerjisi Enstitüsü'nün değerli çalışanlarına, beni motive eden arkadaşlarıma ve her zaman yanımda olan aileme teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
TEŞEKKÜR	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xvi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xxii
1 GİRİŞ	1
1.1 Dünya Enerji Durumuna Genel Bakış.....	1
1.2 Önceki Çalışmalar	4
2 GÜNEŞ ENERJİSİ VE YOĞUNLAŞTIRICILI GÜNEŞ ENERJİSİ SİSTEMLERİ	8
2.1 Güneş Enerjisi	8
2.2 Güneş Açıları	9
2.3 Yoğunlaştırıcı Güneş Enerjisi Sistemleri.....	12
2.3.1 Parabolik çanak kollektörler	16
2.3.2 Güneş kuleleri	16
2.3.3 Fresnel kollektörler	18
3 PARABOLİK OLUK KOLLEKTÖRLER	20

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

3.1	Parabolik Oluk Kollektörlere Genel Bir Bakış.....	20
3.2	Parabolik Oluk Kollektörler İle Endüstriyel Proses Isısı Üretimi	25
3.3	Parabolik Oluk Kollektör Modelleri.....	28
3.4	Parabolik Oluk Kollektörlerde Boyutlandırma	32
3.5	Parabolik Oluk Kollektörlerde Optik Analiz.....	34
3.6	Parabolik Oluk Kollektörlerde Isıl Analiz.....	35
3.6.1	Isı transfer akışkanı ile absorber boru arasındaki taşınım ısı transferi	38
3.6.2	Absorber boruda iletim ile ısı transferi.....	40
3.6.3	Absorber boru ile cam kılıf arasındaki ısı transferi	40
3.6.4	Cam kılıf iletim ısı transferi	42
3.6.5	Cam kılıftan atmosfere olan ısı transferi	42
3.6.6	Cam kılıfta ve absorber boruda yutulan enerji	43
3.7	Kollektör Sıraları Arasındaki Mesafenin Belirlenmesi	45
4	SANTRAL TASARIMI İÇİN HAZIRLANAN PROGRAMLARIN TANITILMASI.....	46
5	YOĞUNLAŞTIRICILI GÜNEŞ ISIL SANTRALİNİN TASARIMI.....	63
5.1	Santralin Konumu.....	63
5.2	Kollektör Sistemi Seçimi.....	64
5.3	Isı Transfer Akışkanı Seçimi	67

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

5.4	Kollektörlerin Optik ve Isıl Analizi	67
5.5	Saha Düzenlemesi ve Tesisatı	71
5.5.1	Kollektör sıraları arasındaki mesafenin belirlenmesi.....	73
5.5.2	Kollektör civatalarının mukavemet hesabı.....	74
5.5.3	Santral tesisatındaki ısı kayıpları	76
5.5.4	Borulardaki uzamalar ve dengeleyici elemanların seçimi	83
5.6	Isı Değiştirici Tasarımı.....	85
5.7	Santraldeki Basınç Kayıpları ve Pompa Seçimi.....	95
5.8	Genleşme Deposu ve Drenaj Tankı Seçimi	100
5.9	Su – Buhar Hattı Ekipmanlarının Seçimi.....	101
5.10	Santralin Otomatik Kontrolü.....	103
6	MALİYET ANALİZİ.....	107
7	SONUÇ VE ÖNERİLER	111
7.1	Sonuç.....	111
7.2	Çalışmanın Devamı İçin Öneriler	112
	KAYNAKLAR DİZİNİ.....	114
	ÖZGEÇMİŞ	128
	EKLER	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Dünyada sektörlere göre enerji tüketim dağılımı.....	1
1.2 Türkiye’de sektörlere göre enerji tüketimi.....	2
1.3 Güneş enerjisi uygulamaları.....	3
2.1 Direkt ve yayılı güneş ışıınımı.	9
2.2 Enlem, deklinasyon ve saat açıları.....	9
2.3 Eğik yüzey için zenit, eğim, geliş, yüzey ve güneş azimut açıları.....	11
2.4 YGE sistemleri: a) Parabolik çanak b) Güneş kulesi c) Fresnel d) Parabolik oluk.....	14
3.1 Flabeg firmasının ürettiği aynaların katmanları.....	28
3.2 Parabolik oluk kollektörün ve alıcının kesit görünüşü ve ana boyutları.....	32
3.3 Güneş geliş açısı.....	35
3.4 Alıcının yapı elemanları ve genel boyutları.....	36
3.5 Alıcıda meydana gelen ısı transfer mekanizmaları	37
3.6 Alıcının ısı direnç devresi	37
4.1 Güneş ısı santral tasarımının ana akış diyagramı.....	48
4.2 Optik analiz programının görüntüsü.	49
4.3 Kollektörün optik analizi için akış diyagramı.....	50
4.4 Kollektörün ısı analizi için akış diyagramı.	51
4.5 Isı analiz programının görüntüsü.	52

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.6 Kollektör sıraları arasındaki mesafenin belirlenmesi için hazırlanan programın görüntüsü.	53
4.7 Kollektör sıraları arasındaki optimum mesafenin belirlenmesi için akış diyagramı.	54
4.8 Tesisat borularında ısı kayıplarının bulunması için hazırlanan programın görüntüsü.	55
4.9 Santral tesisatındaki ısı kayıplarının bulunması için akış diyagramı.	56
4.10 Tesisattaki basınç kayıplarının bulunması için hazırlanan programın görüntüsü.	57
4.11 Isı transfer akışkanı pompası seçimi için akış diyagramı	58
4.12 Isı değiştirici tasarımı için hazırlanan programın görüntüsü.	59
4.13 Isı değiştirici tasarımı için akış diyagramı.	60
4.14 Su-buhar hattındaki basınç ve ısı kayıpları hesabı için hazırlanan programın görüntüsü.	61
4.15 Genleşme deposu ve drenaj tankı seçimi için akış diyagramı.	62
5.1 Seçilen kollektör modelinin yapı elemanları.	66
5.2 Kollektörün önden görünüşü ve boyutları.	66
5.3 Kollektörün yandan görünüşü ve boyutları.	66
5.4 Alıcıdaki kontrol hacimlerinin şematik gösterimi.	69
5.5 Isıl kayıpların ve akışkana ulaşan faydalı enerjinin kollektör uzunluğu boyunca değişimi.	70
5.6 Akışkan sıcaklığının ve kollektör veriminin kollektör uzunluğu boyunca değişimi.	70

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.7 Tasarımı yapılan parabolik oluk santralin tesisatının şematik gösterimi	72
5.8 Bir döngünün görünüşü ve bağlantı boruları uzunlukları.	74
5.9 Rüzgârın kollektör üzerinde oluşturduğu kuvvet.	75
5.10 Saha borularının kesit görünüşü.	77
5.11 Tasarımı yapılan santralin bazı noktalarındaki sıcaklık değerleri ve boru hattı kodları.	81
5.12 Boru hatlarında meydana gelen yalıtım kalınlığına bağlı ısı kayıpları.	82
5.13 Omega dengeleyicisi boyutları.....	84
5.14 Ayvaz firmasının ürettiği eksenel kompensatörün boyutları	85
5.15 Boru demeti dizilişleri: (a) Düzgün sıralı (b) Kaydırılmış sıralı.....	87
5.16 Isı değiştiricinin şematik gösterimi.	90
5.17 Isı değiştiricide farklı fazların şematik gösterimi.	91
5.18 Seçilen pompa modeline ait çalışma, güç ve verim eğrileri	99
5.19 Buhar boru hattı çapı – basınç kaybı diyagramı	102
5.20 Lokal kontrol sistemi ve takip mekanizmasının şematik gösterimi	104
5.21 Santralin otomatik kontrol şeması.....	105
6.1 Santral bileşenleri maliyetlerinin toplam maliyet içindeki oranlarının şematik görünümü.	108

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 YGE teknolojilerinin karşılaştırılması	15
2.2 Dünyadaki güneş kuleleri	18
2.3 Dünyadaki Fresnel santraller	19
3.1 SEGS santrallerinin ana karakteristikleri	21
3.2 ABD’de bulunan parabolik oluk santraller	22
3.3 İspanya’da bulunan parabolik oluk santraller	23
3.4 Çeşitli endüstriyel prosesler için sıcaklık aralıkları	26
3.5 Dünyadaki endüstriyel proses ısısı üretim tesisleri	27
3.6 Bazı seçici yüzey kaplamalarının özellikleri	28
3.7 Bazı ticari alıcıların özellikleri	29
3.8 ET-100 model kolektörün teknik özellikleri	30
3.9 Bazı ticari kolektörlerin özellikleri	31
3.10 Küçük ve orta ölçekli bazı ticari parabolik oluk kolektörlerin özellikleri	31
3.11 Alıcıda meydana gelen ısı transfer mekanizmaları	38
3.12 Farklı gazlar için katsayılar	41
4.1 Santral tasarımı için kullanılan programların isimleri ve yaptıkları işlemler. .	46
5.1 Santralin kurulacağı yere ait tasarım parametreleri.	64
5.2 PT-1 kolektörün teknik değerleri	65

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
5.3 Isı transfer akışkanı özellikleri.....	67
5.4 Boru malzemesi teknik özellikleri	77
5.5 Bazı malzemelerin pürüzlülük değerleri	78
5.6 C ve m sabitleri	79
5.7 Taşıyının farklı sıcaklıklar için ısı iletim katsayıları.....	79
5.8 Boru hatlarında yalıtımsız durumunda meydana gelen ısı kayıpları.....	80
5.9 Çeşitli boru çap ve uzunlukları için omega boyutları	84
5.10 İki destek arasındaki maksimum mesafe	85
5.11 Denklem 5.28'deki sabitler	88
5.12 Isı değiştiricinin temel tasarım parametreleri.....	90
5.13 Bağlantı elemanları için tipik kayıp katsayıları	96
5.14 Boru hatlarında basınç kaybına neden olan tesisat elemanları ve adetleri.....	97
5.15 Tesisat elemanlarının özellikleri	97
5.16 Boru hatlarındaki toplam basınç kayıpları.	98
5.17 Alıcıdaki toplam basınç kayıpları.	98
5.18 Seçilen pompanın özellikleri.....	99
5.19 Tesisattaki toplam akışkan hacmi.	100
5.20 Su-buhar hattındaki tesisat elemanları ve adetleri.	101
5.21 Kullanılan tesisat elemanlarının özellikleri.....	102

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
6.1 Parabolik oluk santrali oluşturan bileşenlerin maliyetleri.	107
6.2 Yıllara göre kazançların net bugünkü değerleri.....	110

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
a	Parabol açıklığı [m]
A_a	Açıklık alanı [m ²]
A_r	Alıcı alanı [m ²]
C	Yoğunlaştırma oranı [–]
C_{max}	Maksimum yoğunlaştırma oranı [–]
c_p	Özgül ısı [kJ/kgK]
D	Çap [m]
E	Zaman düzeltmesi [–]
f	Odak uzaklığı [m]
GZ	Güneş zamanı [sa]
h	Taşınım ısı transfer katsayısı [W/m ² K]
I	Anlık toplam güneş ışıınımı [W/m ²]
I_b	Anlık direkt güneş ışıınımı [W/m ²]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
$K(\theta)$	Geliş açısı düzeltme faktörü [–]
L_{loc}	Bulunulan konumun boylamı [°]
L_{st}	Bulunulan konumun standart boylamı [°]
Nu	Nusselt sayısı [–]

P_a	Vakumlu boşluk basıncı [mmHg]
Pr	Prandtl sayısı [—]
r	Yansıtıcı yarıçapı [m]
Re	Reynolds sayısı [—]
r_r	Parabolik yansıtıcının maksimum yarıçapı [m]
T	Sıcaklık [K]
t_o	Gün uzunluğu [sa]
t_{sr}	Güneş doğuş saati [sa]
YSZ	Yerel standart zaman [sa]
$(\eta_o)_n$	Maksimum optik verim [%]
Q_o	Optik kayıplara uğradıktan sonra absorbe edilen enerji [W]
Q_u	Isı transfer akışkanına ulaşan faydalı enerji [W]
$\dot{m}$	Kütleli debi [kg/s]
q'	Birim uzunluktan ısı transferi [W/m]
α_s	Güneş yükseklik açısı [°]
γ_s	Güneş azimut açısı [°]
η_o	Optik verim [%]
θ_z	Zenit açısı [°]
ω_s	Güneş batış saat açısı [°]
ϕ_r	Kenar açısı [°]
α	Yutma katsayısı [—]

β	Yüzey eğim açısı [$^{\circ}$]
γ	Yüzey azimut açısı [$^{\circ}$]
δ	Deklinasyon açısı [$^{\circ}$]
ε	Yayma katsayısı [–]
θ	Güneş geliş açısı [$^{\circ}$]
μ	Dinamik viskozite [Ns/m ²]
ρ	Yoğunluk [kg/m ³]
σ	Stefan-Boltzman sabiti [W/m ² K ⁴]
τ	Geçirme katsayısı [–]
ω	Saat açısı [$^{\circ}$]
ϕ	Enlem açısı [$^{\circ}$]

Kısaltmalar

3B	Üç Boyutlu
DISS	Direct Solar Steam
GKS	Genel Kontrol Sistemi
INDITEP	Integration of DSG Technology for Electricity Production
LKS	Lokal Kontrol Sistemi
NREL	National Renewable Energy Laboratory
PSA	Plataforma Solar de Almeria
SEGS	Solar Electric Generating Systems
TRNSYS	Transient Systems Simulation Program

YGE Yoğunlaştırıcı Güneş Enerjisi

Alt İndisler

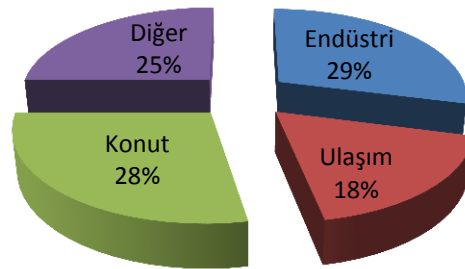
bi	Absorber boru içi
bd	Absorber boru dışı
ci	Cam kılıf içi
cd	Cam kılıf dışı
ç	Çevre
F	Akışkan
g	Gökyüzü
max	Maksimum

1 GİRİŞ

1.1 Dünya Enerji Durumuna Genel Bakış

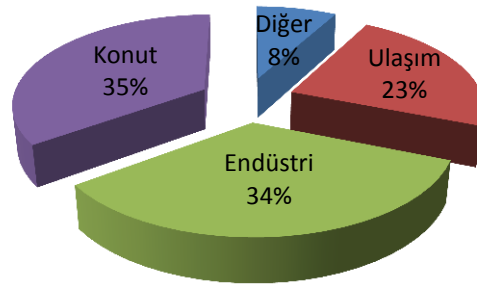
Dünyada nüfusun ve kentleşmenin artması, sanayinin gelişmesi, teknolojinin çok hızlı bir şekilde ilerlemesi gibi nedenlere bağlı olarak her geçen gün enerjiye olan ihtiyaç artmaktadır. İhtiyaç duyulan enerjinin büyük bir kısmı günümüzde halen fosil enerji kaynaklarından karşılanmaktadır (Gürbüz, 2009). Fosil enerji kaynaklarının birçok avantajı olmakla beraber üretilmesi, taşınması ve kullanımı yerel ve küresel bazda gün geçtikçe artan bazı önemli sorunlara neden olmaktadır. Bu sorunlar genel olarak; fosil kaynakların rezervlerinin azalması, fiyatlarının gün geçtikçe artması, küresel ısınmaya ve çevre kirliliğine neden olması olarak sayılabilir (Yılancı, 2008). Fosil enerji kaynakları son iki yüzyıl içerisinde, üretim teknolojilerinin gelişmesi ve ucuz olması nedeniyle yaygın olarak kullanılmıştır. Petrol ve kömür egemenliğine dayanan enerji çağı 1973 petrol krizine kadar sorunsuz devam etmiştir. 1973 petrol krizi, ilk kez enerji kaynakları konusunda bir güvensizlik ortamı oluşturmuş ve bu güvensizlik ortamı dünyada fosil enerji kaynaklarının dışında farklı enerji kaynaklarına yönelimi sağlayarak yeni ve temiz enerji kaynaklarının önemini artırmaya başlamıştır. 1980’li yıllarda petrol fiyatlarının düşmüş olmasına rağmen petrol kriziyle beraber oluşan enerji güvenliği sorunu ve buna bağlı olarak enerji kaynaklarının çeşitlendirilmesi konuları, ülkelerin enerji politikalarında önemli bir yer tutar hale gelmiştir (Gürbüz, 2009).

Günümüzde dünyada binalar, endüstri ve ulaşım en fazla enerji harcanan sektörler arasında bulunmaktadır (Şekil 1.1). Özellikle endüstriyel uygulamalarda üretilen toplam enerjinin %29’u gibi önemli bir kısmı tüketilmektedir. Enerji tüketimine küresel bazda bakıldığında sanayide ve binalarda enerji verimliliği bilinci oluşmuş durumda olduğundan durum böyle olsa bile; Türkiye bazındaki senaryo bundan farklı olacaktır. Ancak, dünya açısından enerji verimliliği uygulaması fosil enerji kaynaklarının azalmasından dolayı önemli bir yer teşkil ettiği için yapılan ve yapılacak düzenlemeler bölgesel, ulusal ve uluslararası bazda önemli bir yer oluşturmaktadır (BP, 2015).



Şekil 1.1 Dünyada sektörlere göre enerji tüketim dağılımı (BP, 2015).

Durumun benzerliği açısından bakıldığında, Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı verilerine göre Türkiye genelinde üretilen enerjinin %34' endüstri tarafından tüketilmektedir (Şekil 1.2). Sanayide tüketilen bu enerjinin çok büyük bir kısmı fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Bu durum fosil kaynakları ithal eden ülkemizin dıŐa bağımlılığını artırmaktadır. Bu kapsamda, yapılan ve yapılacak düzenlemeler ile sanayide enerji verimliliğinin artırılarak yenilenebilir enerjiler konusunda kurulu kapasitenin yükseltilmesi ve tüketimde dıŐa bağımlılığın azaltılması amaçlanmaktadır (ETKB, 2014).



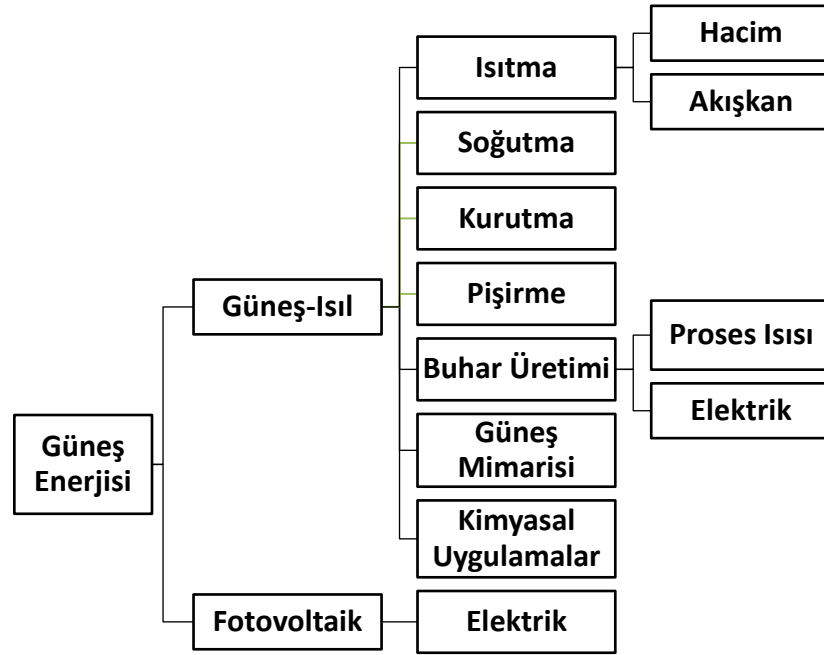
Şekil 1.2 Türkiye’de sektörlere göre enerji tüketimi (ETKB, 2014).

Endüstri, konutlar veya diğer sektörlerde harcanan büyük miktarda enerjinin önemli bir kısmı günümüzde halen fosil kaynaklar ile karşılanmaktadır. Yukarıda dezavantajları sayılan fosil kaynaklar yerine temiz ve evre dostu olan yenilenebilir enerji kaynaklarına doğru yönelim artmaktadır. Genel sınıflandırma kapsamında yenilenebilir enerjiler; güneş, rüzgâr, biyoktle, jeotermal, hidroelektrik, dalga ve hidrojen enerjisi olarak gösterilebilir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının en önemli özelliklerinden birkaçı; CO₂ salınımını azaltarak çevrenin korunumuna yardımcı olmaları, enerjide dıŐa bağımlılığı azaltmaları ve istihdam olanakları sağlamaları olarak gösterilebilir. Yenilenebilir enerjilerin avantajlarının yanı sıra ilk yatırım maliyetlerinin yüksekliliği ve enerji kaynağının kesikli olması (zellikle güneş ve rüzgâr) bu kaynakların en önemli iki sorunu olarak gösterilmektedir. Yenilenebilir enerji teknolojilerinin geliştirilmesi konusunda araştırma ve geliŐtirme çalıŐmalarının artması, özel ve kamu sektörü tarafından araştırma ve geliŐtirme çalıŐmalarına ayrılacak bteler ile beraber bu teknolojilerin yatırım maliyetlerinin düşmesi kaçınılmazdır (Yılancı, 2008).

Bu tezin çalışma konusunu oluşturan güneş enerjisi; potansiyeli, kullanım kolaylığı, işletim maliyetinin az olması, temiz ve evre dostu olması nedeniyle diğer yenilenebilir enerji kaynaklarına göre daha kolay bir şekilde yaygınlaŐacak durumdadır. Ancak diğer enerji kaynaklarına göre ilk kurulum maliyetlerinin yüksekliliği, düşük verim ve bazı teknolojik zorlukların aÇılması güneş enerjisini gelecekte daha cazip hale getirecektir (DEK-TMK, 2009).

Türkiye’nin güneş kuşağı içerisinde yer alması ve dolayısıyla güneş enerjisi potansiyelinin ve güneşlenme süresinin ykseک olmasına rağmen bu kaynak yalnız düzlemsel güneş enerjisi kollektörleri ile sıcak su üretimi gibi düşük sıcaklık

uygulamalarında kullanılmaktadır. Ancak güneş enerjisi elektrik üretimi, soğutma, hacim ısıtma, endüstriyel proses ısısı üretme gibi bir çok uygulama alanına sahiptir (Şekil 1.3). Sanayinin toplam enerji ihtiyacının karşılanmasında %0,1 oranında güneş enerjisinden faydalanılmaktadır (DEK-TMK, 2009). Bu oranın artırılmasıyla sanayinin enerji için harcadığı maliyetin düşeceği ve ülke ekonomisine önemli katkı sağlayacağı açıktır.



Şekil 1.3 Güneş enerjisi uygulamaları.

Günümüzde güneş enerjisinden ısıl çevrim yöntemi ile yararlanma, en fazla uygulama alanı bulmuş ve en fazla gelişme göstermiş yenilenebilir enerji teknolojisidir. Isıl çevrimler ile ulaşılabilen sıcaklık limitlerini üç grup altında toplamak mümkündür (DEK-TMK, 2009; Koçar vd., 2012):

- Düşük sıcaklık uygulamaları ($T \leq 100^{\circ}\text{C}$),
- Orta sıcaklık uygulamaları ($100^{\circ}\text{C} < T \leq 400^{\circ}\text{C}$),
- Yüksek sıcaklık uygulamaları ($T > 400^{\circ}\text{C}$).

Düşük sıcaklık uygulamalarında güneş enerjisi, düzlemsel güneş kollektörleri yardımıyla su veya hava gibi bir akışkana iletilir. Sistemlerin yapılarının basitliği, kurulum ve işletim kolaylığı, kısa geri ödeme süreleri gibi nedenlerle düşük sıcaklık uygulamalarının dünya genelinde en çok tercih edilen güneş ısı uygulamaları olduğu söylenebilir (DEK-TMK, 2009; Koçar vd., 2012).

Orta ve yüksek sıcaklık uygulamalarında vakum borulu kollektörler ve yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri kullanılır. Vakum borulu kollektörler genel olarak sıcak su veya düşük sıcaklıkta buhar üretiminde kullanılır. Yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri ise parabolik oluk kollektörler, parabolik

çanak kollektörler, güneş kuleleri ve Fresnel kollektörler gibi farklı teknolojilere sahip olmakla beraber genellikle buhar üretimi amacıyla kullanılır. Üretilen buhar kullanım amacına göre endüstriyel proseslerde veya elektrik üretiminde kullanılabilir (Koçar vd., 2012). Buhar üretiminde dünyada en çok kullanılan ve teknolojisi en gelişmiş yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemi ise parabolik oluk kollektörlerdir. Bu sistemler başta İspanya ve ABD başta olmak üzere dünyanın birçok ülkesinde başarıyla işletilmektedir.

1.2 Önceki Çalışmalar

Literatürde yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleriyle ilgili birçok çalışma mevcuttur. Bu bölümde, tez konusu kapsamında dünyada ve Türkiye’de yapılan çalışmalar özetlenmiştir.

Dünya literatürüne bakıldığında yoğunlaştırıcı güneş ısı sistemler konusunda birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalardan Winston and Hinterberger (1975) parabolik aynaların dizayn prensiplerini araştırmışlardır. Duff (1975) güneş ısı sistemlerin bileşenlerinin minimum maliyetli seçimi için bir metodoloji önermiştir. Clark (1982) parabolik oluk kollektörleri teknik ve ekonomik olarak analiz etmiştir. Rabl et al. (1982), Jeter (1987), Prapas et al. (1987, 1988) parabolik oluk kollektörlerin optik analizi üzerine çalışmışlardır. Sweet et al. (1984) seçici yüzeylerin optik modellemesini yapmışlar ve yaşlanma karakteristiğini çıkarmışlardır. Tasdemiroglu and Arinc (1986) farklı kollektör tiplerine göre toplanan güneş ışıyım miktarını araştırmışlardır. Thomas (1996) yaptığı çalışmada doğrudan buhar üretiminde en sık yaşanan işletme sorunlarını araştırmıştır. Kalogirou (1996, 2002) düşük sıcaklıklarda buhar üretimi için parabolik oluk kollektör tasarımı yapmış ve performansını analiz etmiştir. Kalogirou et al. (1997) kollektörün teorik enerji analizini yapmışlardır. Almanza et al. (1997), Flores and Almanza (2004), Roldan et al. (2013) yaptıkları çalışmada farklı alıcı malzemelerindeki ısı davranışı incelemişlerdir. Odeh et al. (1998) çalışmalarında ısı transfer akışkanı olarak yağ ve su kullanılan iki sistemin ısı kayıplarının modellemesini yapmışlardır. Modelde alıcının ısı ve optik verimini bularak kullandıkları kollektörün verim ifadesini çıkarmışlardır. Ayrıca ısı transfer akışkanı olarak su kullanıldığında oluşan iki fazlı akış için ısı taşınım katsayılarının hesabında kullanılmak üzere bir model oluşturmuşlardır. Almanza and Rentz (1998) düşük güçlerde elektrik üretimini araştırmışlardır. Eck and Steinmann (2001) DISS santralini farklı konseptlerde dizayn edip birbirleriyle karşılaştırmışlar ve optimal dizayn şeklini oluşturmaya çalışmışlardır. Eck et al. (2003), Feldhoff et al. (2012), Rovira et al. (2013) çalışmalarında ısı transfer akışkanı olarak termal yağ ve su kullanan iki farklı santrali maliyet, verim ve performans açısından kıyaslamışlardır. Kalogirou (2003) endüstriyel proses ısısı üretiminde kullanılmak üzere farklı tiplerde güneş kollektörlerini verimlilik ve maliyet açısından araştırmış ve birbirleriyle karşılaştırmıştır. Eck et al. (2004) DISS santralinde kullanılan alıcının açılı bir şekilde yerleştirilmesi ile yatay yerleştirilmesi arasındaki farkı araştırmışlardır. Valenzuela et al. (2005, 2006) yaptıkları çalışmada doğrudan buhar üretiminin kontrol mekanizmasını incelemişlerdir. Sistemdeki ana değişkenler olan su giriş koşullarının ve güneş ışıyımının, çıkıştaki buharın sıcaklık ve basıncını etkilememesi için sistemi çeşitli

işletme biçimlerinde çalıştırmışlar ve farklı otomatik kontrol şekilleri (PI, PID) ile kontrol konseptini uygulamaya çalışmışlardır. El-Sayed (2005) Mısır'da parabolik oluk kollektörler ile elektrik üretiminde kullanılmak üzere buhar üretimini araştırmıştır. 2 adet 130 MW gücünde santralin fizibilite çalışmasını yapmıştır. Zarza et al. (2006) yaptıkları çalışmada INDITEP santralının işletme koşullarından bahsetmişlerdir. Çalışmada sistem bileşenlerinin seçim parametreleri ve kullanılan aynaların özellikleri gibi bazı bilgilere değinmişlerdir. Bu çalışmanın devamında Eck and Zarza (2006) INDITEP santralının avantaj, dezavantaj, dizayn şartlarını belirlemişlerdir. Doğrudan buhar üreten santralin kurulumunun termal yağ ile çalışan santrale göre basit olduğundan ve ısı veriminin yüksek olduğundan bahsetmiş, bu nedenle küçük kapasitelerde enerji üretiminde iyi bir alternatif olabileceğini açıklamışlardır. Eck and Hirsch (2007) kollektörlerde üretilen buharın sıcaklığını sabit tutmak ve değişen çevre koşullarının buna etkisini incelemek için bir simülasyon programı geliştirmişlerdir. Martinez and Almada (2007), You et al. (2013), Fraidenraich et al. (2013), Lobon et al. (2014) alıcı içindeki iki fazlı akışı modellemişlerdir. Montes et al. (2009a, 2009b) çalışmalarında 50 MW gücünde doğrudan buhar üreten santralin performans ve ekonomik olarak analizini yapmışlardır. Gupta and Kaushik (2010) 5 MW_e gücünde doğrudan buhar üreten santralin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Birnbaum et al. (2011) 50 MW_e kurulu gücündeki santralde buhar sıcaklığının kararlılığını incelemişlerdir. Buharı belirlenen sıcaklık ve basınç değerlerinde tutmak için gerekli direkt güneş ışınlamı, akış debisi değerlerini zamana bağlı olarak tespit etmişlerdir. Manzolini et al. (2011a, 2011b) parabolik oluk kollektörlerin ayna, alıcı gibi bileşenlerinin belirlenmesi ile santralin performans, boyutlandırma, yatırım maliyetlerini bulan bir bilgisayar programı oluşturmuşlardır. Padilla et al. (2011), Kalogirou (2012) alıcı için bir boyutlu, sayısal ısı transfer analizi yapmışlardır. Reddy and Kumar (2012) Hindistan koşullarında parabolik oluk santral tasarımını yapmışlar ve elektrik üretim maliyetlerini hesaplamışlardır. Zaaraoui et al. (2012) 30 MW gücünde santrali TRNSYS simülasyon programında modelleyerek Cezayir şartlarındaki performansını incelemişler ve ekonomik analizini yapmışlardır. Giostri et al. (2012) farklı teknolojilere sahip parabolik oluk tipi kollektörleri performans, yıllık enerji üretimi, verim gibi değerlere göre karşılaştırmışlardır. Al-Sulaiman (2013) parabolik oluk tipi sistem ile Binary ve Rankine çevrimlerine sahip güç sistemlerini entegre ederek santralin enerji analizini ve boyutlandırmasını yapmıştır. Ouagued et al. (2013) Cezayir'de direkt güneş ışınlamı potansiyelini belirlemişler ve parabolik oluk kollektörün performansını araştırmışlardır. Alıcı için bir ısı transfer modeli oluşturarak farklı ısı transfer akışkanları için bu modeli uygulamışlardır. Hachicha et al. (2013) parabolik oluk kollektörlerde nümerik ısı transfer analizi yapmışlar ve kollektör için optik model geliştirmişlerdir. Jaramillo et al. (2013) çalışmalarında düşük entalpili sıcak su ve buhar üretmek için küçük boyutlarda parabolik oluk kollektörler kullanmışlardır. Kollektörlerin bütün bileşenleri alüminyumdan yapılmış, 110°C'de düşük kalitede buhar üretilmiştir. Lobon and Valenzuela (2013) parabolik oluk tipi kollektördeki basınç kayıplarını optimize etmişlerdir. Wang et al. (2013) alıcı içerisine metal köpük ekleyerek ısı transferinin iyileştirilmesini sayısal olarak incelemişlerdir. Analizlerde alıcının geometrik parametrelerini, metal köpüğün gözenekliliğini değiştirerek bu girdilerin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Silva et al. (2013) endüstriyel proses ısısı üretiminde kullanılan parabolik oluk santrali modellemişlerdir.

Valenzuela et al. (2012) endüstriyel proses ısısı uygulamaları için kullanılan iki farklı parabolik oluk kollektörde farklı dizayn ve çalışma koşullarına göre optimum şartları tespit etmeye çalışmışlardır. Quirante and Valenzuela (2012) İspanya’da bir otelin ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanması için parabolik oluk kollektörleri kullanmışlardır. Kurdukları sistem ile otelin soğutma ihtiyacının %25’i, ısıtma ihtiyacının ise %76’sı karşılanmıştır. Bonilla et al. (2012) bir santralin dinamik simülasyonunu yapmışlardır. Silva et al. (2014a) endüstriyel proses ısısı üretiminin termo-ekonomik analizini yapmışlardır. Çeşitli parametreleri değiştirerek santralde optimum dizayn noktasını bulmaya çalışmışlardır. Tijani and Roslan (2014), Xiao et al. (2014), Filho et al. (2014), Chen et al. (2015), Zadeh et al. (2015), Cheng et al. (2015) parabolik oluk kollektörlerin ısı performans analizi konusunda çalışma yapmışlardır. Montes et al. (2014), Silva et al. (2014b), Fernandez-Garcia et al. (2015), Coccia et al. (2015) parabolik oluk kollektörler ile endüstriyel proses ısısı üretimini araştırmışlardır. Wang et al. (2014) ısı transfer akışkanı olarak eriyik tuz kullanılan yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemlerinin simülasyonunu yapmışlardır. Padilla et al. (2014) parabolik oluk kollektörlerde ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Sallaberry et al. (2015) takip sisteminden kaynaklı optik kayıpları modellemişlerdir. Desai and Bandyopadhyay (2015) parabolik oluk kollektörlü güneş enerjisi santralinin enerji ve ekonomik analizini yapmıştır. Qiu et al. (2015) Fresnel kollektörlerin optik ve termal performansı konusunda çalışmışlardır.

Türkiye’de de yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Eltez (1986) çizgisel odaklayıcı bir kule projesinde yansıtıcı yüzeyi şekillendirmiş, sistemin optik ve ısı analizini yapmıştır. Karaduman (1989), Yeşilata (1990) parabolik oluk tipi bir güneş kollektörünün tasarımını ve imalini gerçekleştirmiş ve performansını test etmiştir. Usta (1995a) parabolik oluk tipi güneş yoğunlaştırıcısı ile çalışan, absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı ve imalini yapmış ve performansını test etmiştir. Atan (1995) güneş enerjili pişiricilerin ülkemizdeki uygulanabilirlikleri araştırarak iki eksenli güneş izleyen, ısı depolu, taşınabilir bir fırın tipi güneş enerjili pişirici tasarlamıştır. Genç (1998) güneş tek eksenli takip eden parabolik oluk tipi güneş yoğunlaştırıcısının tasarımı ve imalini yapmıştır. Çolak (2003) parabolik oluk tipi güneş kollektörünün tasarımını, prototip imalatını yapmış ve matematiksel modeller geliştirmiştir. Yılmazoğlu (2006) bir tekstil fabrikasının güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi ile soğutma uygulamasını teknik ve ekonomik yönden analiz etmiştir. Kartal (2007), Şanlı (2010) parabolik oluk tipi bir güneş enerjisi sisteminin tasarımını yapmıştır. Çelik (2007), Özay (2008), Oğuz (2009), Çevrimli (2014) güneş enerjisi destekli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin verimlilik, performans ve enerji analizini yapmıştır. Yenigün (2010), Ulaş (2010), Bozkaya (2010) güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin boyutlandırılmasını ve tasarımını yapmıştır. Mahmood (2010), Mhmoud (2012) parabolik oluk kollektörlerin bilgisayar ortamında sayısal modellemesi ile ilgili çalışma yapmıştır. Tunç (2011), Akkoç (2012) birleşik parabolik kollektörlerin matematiksel modellemesi üzerine çalışmıştır. Laka (2011) parabolik çanak kollektör ile çalışan bir stirling güç üretme sisteminin termodinamik analizini yapmıştır. Güçlüer (2010) çalışmasında yoğunlaştırıcı

güneş enerjisi santrallerinin kurulumu için Konya ilindeki uygun alanları belirlemiştir. Yalçın (2012) yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemlerinde kullanılan pigmentli boyaların optimizasyonunu yapmıştır. Cicibıyık (2012) parabolik oluk kolektörlerde enerji üretim performansını deneysel olarak incelemiştir. Özdemir (2012), Yılmaz (2013), Acar (2014) yoğunlaştırıcı bir güneş enerjisi sistemi için organik rankine çevrimi tasarımını yapmış ve performansını araştırmıştır. Şimşek (2012) parabolik oluk tipi bir güneş kolektörünün tasarımı ve imalatını yapmış ısıtma için kullanım fizibilitesini araştırmıştır. Kültürel (2014) birleşik parabolik oluk kolektörlü yağ damıtma sistemi geliştirmiş ve performansını analiz etmiştir. Ergün (2011) Fresnel kolektörlerin tekstil sektörüne uygulanabilirliğini araştırmıştır. Uçkun (2013) parabolik oluk kolektörlerde doğrudan buhar üretimi modellemesi ve simülasyonunu yapmıştır. Usta (2010b) parabolik oluk kolektörlü bir güç santralinin simülasyonunu yapmıştır. Çolak ve Durmaz (2003) bir otel için parabolik oluk tipi güneş kolektörleri kullanarak absorpsiyonlu soğutma sistemi geliştirmiştir. Sistemde, ihtiyaç duyulan enerjinin büyük kısmı geliştirilen kolektörler tarafından geri kalan kısmının ise mevcut buhar kazanları tarafından karşılanması öngörülmüştür. Sistemde güneşten elde edilen ısı, soğutma grubunun ve çamaşırhanenin buhar ihtiyacı ile mutfaktaki sıcak su ihtiyacının temini gibi birçok uygulamada kullanılabilmektedir. Öztürk vd. (2010) parabolik oluk tipi güneş kolektörünün performansını teorik olarak incelemiştir. Tuzcu ve Günerhan (2013) parabolik oluk kolektörde bir ve iki boyutlu enerji analizini incelemiştir. Ercoşkun vd. (2013) çift oluklu bir parabolik kolektörün tasarımı ve imalatını yapmış, performansını incelemiştir. Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde de 50 kW_{th} gücünde bir parabolik oluk sistem kurulmuş ve testleri yapılmıştır.

Bu çalışmada, İzmir şartlarında 200 kW kapasitesi olan parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcı bir güneş ısı santralinin tasarımı yapılmıştır. Santral, ısı transfer akışkanı olarak termal yağ kullanılıp bir ısı değiştirici vasıtasıyla termal yağın ısı enerjisinin suya aktarılarak proses buharı üretimi yapabilecek şekilde tasarlanmıştır. Santral; parabolik kolektörler, ısı transferi akışkanı, santral tesisatı, pompa, genleşme tankı, ısı değiştirici ve diğer çeşitli tesisat elemanlarının seçimi/boyutlandırılması ile oluşturulmuştur. Çalışmada bu işlemlerin yanısıra katı modelleme tabanlı bir çizim programı kullanılarak boyutlandırılan elemanların detaylı imalat-montaj teknik resimleri de verilmiştir. Boyutlandırma işleminin hızlı ve hatasız yapılabilmesi için MATLAB programlama dili kullanılarak program parçaları oluşturulmuştur. Bu tezde son olarak tasarımı yapılan santralin kurulum maliyeti ve geri ödeme süresi hesaplanarak ekonomik olarak uygulanabilirliği değerlendirilmiştir. Santral, endüstride üretimin ihtiyaç duyulan aşamalarında kullanılmak üzere endüstriyel proses ısısının üretiminin yapılması için tasarlanmıştır.

Sonraki bölümde, güneş enerjisinin temelleri ve güneş ısı uygulamaları hesaplarında kullanılan güneş açıları hakkında detaylı bilgi verilecektir. Ayrıca yoğunlaştırıcı güneş ısı santrallerinin çalışma prensipleri, dünyadaki mevcut santraller detaylı olarak açıklanmıştır.

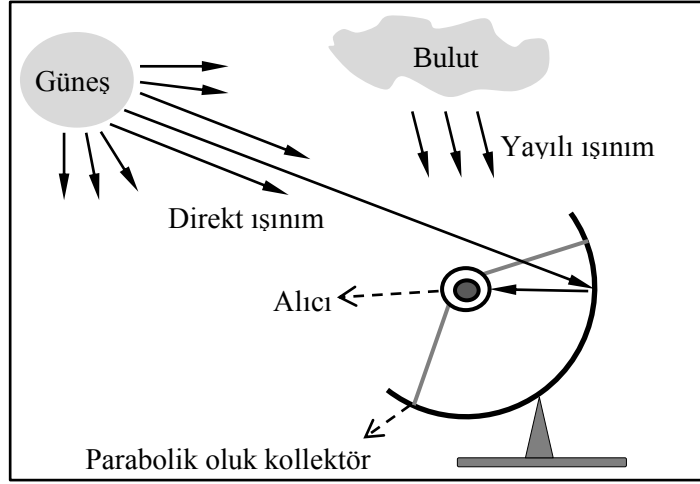
2 GÜNEŞ ENERJİSİ VE YOĞUNLAŞTIRICILI GÜNEŞ ENERJİSİ SİSTEMLERİ

Bu bölümde, yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemlerinin herhangi bir konum için tasarımında kullanılan güneş açıları tanıtılarak formülleri verilmiş ve yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemlerinin çalışma prensipleri ile dünya genelindeki mevcut durumları aktarılmıştır. Farklı teknolojilere sahip sistemler birbirleriyle çeşitli yönlerden karşılaştırılarak avantaj ve dezavantajları değerlendirilmiştir. Çalışma kapsamında parabolik oluk kolektörler detaylı olarak incelendiğinden bu konu üçüncü bölümde verilmiştir.

2.1 Güneş Enerjisi

Güneş enerjisi, güneşin yapısında bulunan hidrojen gazının helyuma dönüşmesi şeklindeki füzyon sürecinden açığa çıkan ısıma enerjisidir. Güneş ışınımının enerji olarak %46'sı spektrumun kızılötesi bölgesinde, %45'i görünür ışık bölgesinde geri kalanı da morötesi bölgesinde bulunur. Güneşten yayılan çeşitli dalga boylarındaki enerjinin sadece iki milyarda biri dünyaya gelmektedir. Dünyaya ulaşan güneş enerjisinin de %30'u atmosfer tarafından geri yansıtılır, %20'si atmosfer ve bulutlar tarafından soğurur, %50'si ise atmosferi geçerek yeryüzüne ulaşır. Bu enerji ile dünyanın sıcaklığı yükselir, rüzgârlar ve okyanus dalgaları oluşur ve yaşam mümkün hale gelir (DEK-TMK, 2009; Duffie and Beckman, 2006). Güneşten dünyaya 150 milyon km kat ederek gelen enerji, dünyada bir yılda kullanılan enerjinin yaklaşık 15 bin katıdır (DEK-TMK, 2009).

Güneş enerjisinin yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemlerindeki kullanım şeklinin ve bu sistemlerin çalışma prensibinin anlaşılabilmesi için güneş ışınımı çeşitlerinin bilinmesi gerekmektedir. Şekil 2.1'de direkt ve yayılı güneş ışınımı şematik olarak gösterilmiştir. Direkt güneş ışınımı; atmosferik yayılma olmaksızın güneşten direkt olarak alınan ışınım; yayılı güneş ışınımı ise atmosferik yayılma sonrasında yani güneş ışınımının bulutlara, kar ve toz tanelerine çarpıp yönünün değişmesiyle oluşan ışıındır. Direkt ve yayılı güneş ışınımının toplamı ise toplam (global) güneş ışınımı olarak adlandırılır. Yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri, yalnızca direkt güneş ışınımı kullanan sistemlerdir. Bu nedenle bu tip sistemlerde enerji analizi yapılırken direkt güneş ışınımının ölçülmesi gerekmektedir.

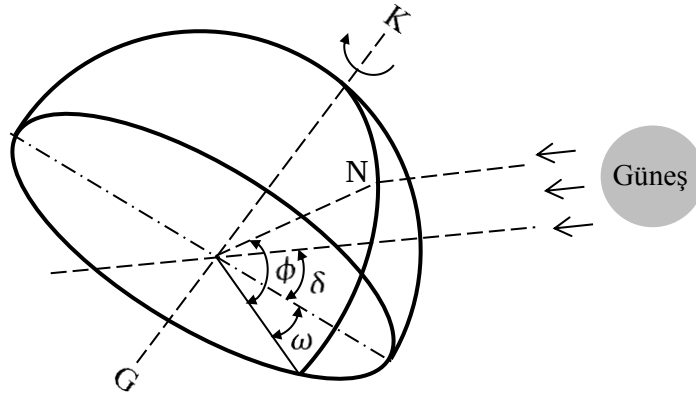


Şekil 2.1 Direkt ve yayılı güneş ışıınıını.

2.2 Güneş Açıları

Bir yüzey ile herhangi bir anda bu yüzeye gelen güneş ışıınıını arasındaki geometrik ilişkiyi tanımlayabilmek için güneş açılarının bilinmesi gerekmektedir. Bu bölümde güneş açılarının tanımları verilecektir.

Enlem, ϕ : Bulunulan yerin, ekvatorun kuzey veya güneyinde açısal olarak tanımlanmasıdır. Bulunulan yeri (N), dünya merkezine birleştiren doğrunun ekvator düzlemi ile yaptığı açıdır (Şekil 2.2). Kuzey yarıım küre pozitif (+) işaretli olmak üzere $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$ arasında değerler alır.



Şekil 2.2 Enlem, deklinasyon ve saat açıları (Güneş, 2013).

Deklinasyon, δ : Dünyanın merkezinden geçen güneş ışıınlarının ekvator düzlemi üzerindeki izdüşümü ile yaptığı açıdır. Deklinasyon açısı, $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$ arasında değişir (Şekil 2.2). Deklinasyon açısının hesaplanabilmesi için eğri uydurma yaklaşımıyla geliştirilen birçok eşitlik vardır. Bu eşitlikler

yaklaşık olarak sonuç vermekle beraber Denklem (2.1) ile gösterilen Cooper eşitliği literatürde en çok kullanılan eşitliktir (Duffie and Beckman, 2006):

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (2.1)$$

Burada n , 1 Ocak'tan itibaren gün sayısını ifade etmektedir.

Saat açısı, ω : Dünyanın kendi eksenini etrafında saatte 15° dönmesi nedeniyle yerel meridyenin (boylamın) doğusunda veya batısında güneşin açısal yer değiştirmesidir (Şekil 2.2). Saat açısı Denklem (2.2a) ile bulunur.

$$\omega = (12 - GZ)15 \quad (2.2a)$$

Güneş enerjisi hesaplamalarında iki çeşit zaman kavramı mevcuttur. Birincisi Denklem (2.2a)'da GZ ile gösterilen güneş zamanı terimidir. Güneş zamanı gökyüzünde güneşin açısal hareketinin zaman esaslı gösterimidir. Güneş öğlesinde $GZ = 12$ 'dir ve saat açısı $\omega = 0^\circ$ olur. İkinci zaman kavramı ise yerel standart zamandır (YSZ). YSZ, bulunulan konuma bağlı zaman kavramıdır. Güneş zamanı ile standart yerel zaman arasında dakika cinsinden Denklem (2.2b)'de verilen ilişki vardır (Duffie and Beckman, 2006).

$$GZ - YSZ = 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (2.2b)$$

Bu denklemde L_{st} , L_{loc} , E ifadeleri sırasıyla bulunulan konumun standart boylamı, bulunulan konumun boylamı ve zaman düzeltmesi olarak ifade edilmektedir. L_{st} , Türkiye için 30° doğu boylamıdır. Denklemdeki zaman düzeltmesi (E);

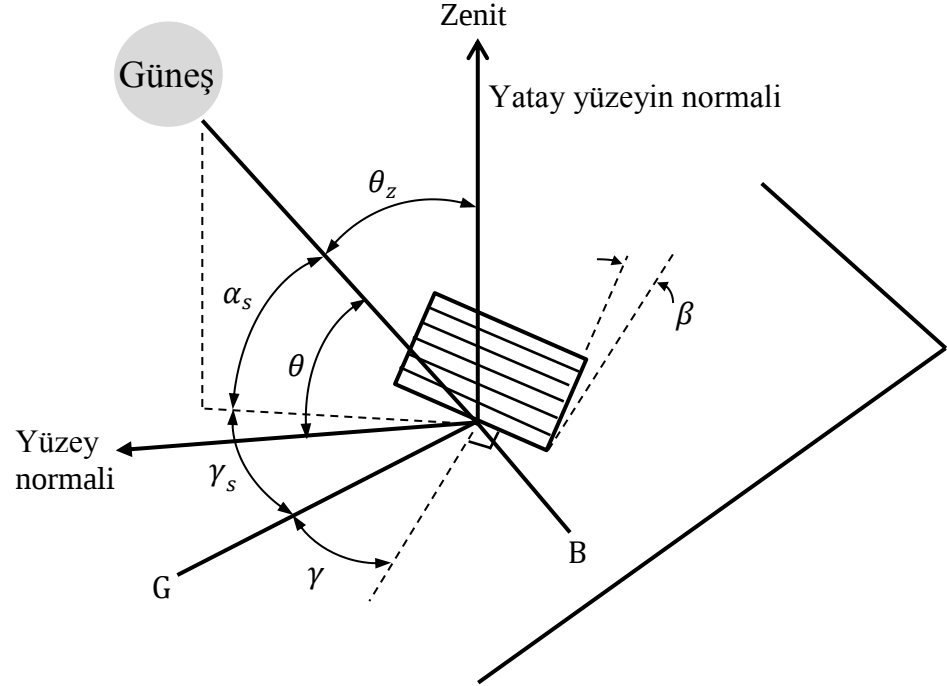
$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B) \quad (2.2c)$$

ile bulunabilir. Bu denklemdeki B açısı ise;

$$B = \frac{360}{365}(n - 1) \quad (2.2d)$$

ile hesaplanır. Burada n , 1 Ocak'tan itibaren gün sayısını temsil etmektedir.

Yüzey eğimi, β : Yüzeyin yatay ile yaptığı açıdır (Şekil 2.3). Yüzey eğimi 0° ile 180° arasında değerler alır. $\beta > 90^\circ$ yüzeyin aşağıya doğru baktığını gösterir.



Şekil 2.3 Eğik yüzey için zenit, eğim, geliş, yüzey ve güneş azimut açıları (Duffie and Beckman, 2006).

Yüzey azimut açısı, γ : Eğik düzlem ile yatay düzlem arakesit doğrusu üzerinde seçilen eğik düzlem normalinin yatay düzlem üzerindeki izdüşümünün güney yönünü gösteren doğrultu ile arasındaki açıdır (Şekil 2.3). Eğik düzlemin yatay düzlem içindeki konumunu verir. $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$ arasında değişir ve güneyden batıya pozitif (+), güneyden doğuya negatif (-) alınır.

Zenit açısı, θ_z : Yatay yüzeyin normali ile güneş ışınları arasındaki açıdır (Şekil 2.3). Deklinasyon, enlem ve saat açısına bağlı olarak Denklem (2.3) ile hesaplanır (Duffie and Beckman, 2006).

$$\cos \theta_z = \cos \delta \cos \phi \cos \omega + \sin \delta \sin \phi \quad (2.3)$$

Güneş yükseklik açısı, α_s : Güneş ışınımı ile güneş ışınımının yatay düzlem üzerindeki izdüşümü arasındaki açıdır (Şekil 2.3). Denklem (2.4) ile hesaplanır.

$$\alpha_s = 90 - \theta_z \quad (2.4)$$

Güneş azimut açısı, γ_s : Güneş ışınlarının doğrultusunun yatay düzlem üzerindeki izdüşümünün güneyden sapmasını gösteren açıdır (Şekil 2.3). Denklem (2.5) ile hesaplanır (Kalogirou, 2009).

$$\sin \gamma_s = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos \alpha_s} \quad (2.5)$$

Güneş batış saat açısı, ω_s : Denklem (2.3)'te $\theta_z = 90^\circ$ yazılırsa bu denklem, aşağıda verilen Denklem (2.6) halini alır ve güneş batış saat açısı hesabında kullanılır. Güneş doğuş saat açısı, güneş batış saat açısının negatiftir.

$$\cos \omega_s = -\frac{\sin \phi \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta} = -\tan \phi \tan \delta \quad (2.6)$$

Güneş geliş açısı, θ : Güneş ışınlarının eğik düzlemin normali ile yaptığı açıdır (Şekil 2.3). Eğimli bir yüzeye gelen güneş ışınlarının geliş açısının genel ifadesi Denklem (2.7) ile verilmiştir (Duffie and Beckman, 2006).

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (2.7)$$

Yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemlerinde güneşin takip edilebilmesi için güneş takip mekanizmaları kullanılır. Temelde tek eksenli ve iki eksenli olmak üzere iki çeşit takip sistemi kullanılır. İki eksenli takip sisteminde kollektör yüzeyi sürekli güneşe dönüktür ve $\theta = 0^\circ$ dir. Bu sistem daha çok noktasal olarak yoğunlaştıran kollektörlerde kullanılır. Parabolik oluk kollektörler gibi tek eksenli takip yapan sistemler ise kuzey-güney ekseninde yerleştirilerek doğu-batı yönünde veya doğu-batı ekseninde yerleştirilerek kuzey-güney yönünde takip yapabilir (Kalogirou, 2009; Kalogirou, 2012). Bu tez kapsamında da tasarımı yapılan santraldeki parabolik oluk kollektörlerin kuzey-güney yönünde yerleştirilerek doğu-batı yönünde takip yaptığı düşünülmüştür.

Güneşi kuzey-güney yönünde takip eden kollektör için güneş geliş açısı Denklem (2.8) ile bulunur (Duffie and Beckman, 2006).

$$\cos \theta = (1 - \cos^2(\delta) \sin^2(\omega))^{1/2} \quad (2.8)$$

Güneşi doğu-batı yönünde takip eden kollektör için güneş geliş açısı Denklem (2.9) ile bulunur (Duffie and Beckman, 2006).

$$\cos \theta = (\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \sin^2(\omega))^{1/2} \quad (2.9)$$

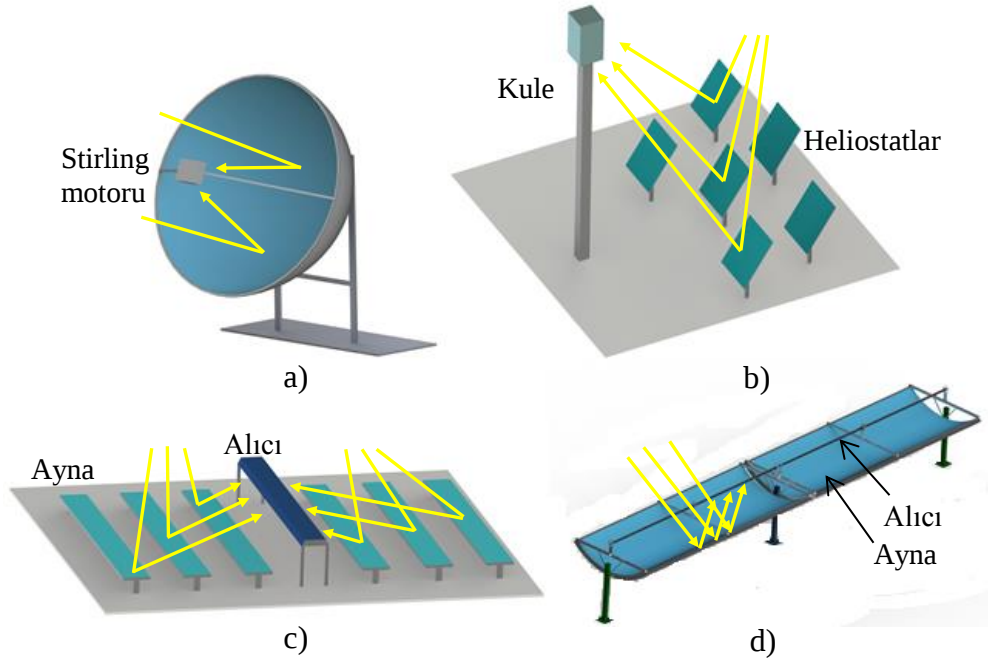
2.3 Yoğunlaştırıcı Güneş Enerjisi Sistemleri

Yoğunlaştırıcı güneş enerjisi (YGE) sistemleri, güneş enerjisinin çeşitli uygulamalarda kullanılmaya başlandığı tarihten itibaren ilgi çekici bir konu olmuştur. Eski çağlarda yemek pişirmek gibi basit uygulamalar için kullanılan ilk YGE sistemleri, on sekizinci yüzyıldan itibaren demir, bakır gibi metallerin eritilip şekil verilmesi için yapılan güneş fırınlarının kullanılmaya başlanmasıyla gelişmeye başlamıştır (Kalogirou, 2009).

Buhar makinalarının icat edilmesiyle beraber YGE sistemleri, su pompalama gibi 100 kW gücü geçmeyen küçük ölçekli uygulamalarda kullanılmıştır. Geçtiğimiz yarım asırlık zaman diliminde büyük ölçekli (30-80 MW) birçok sistem kurulmuş, bazılarında ticari olarak elektrik üretilmiştir (Kalogirou, 2009). Günümüzde ise ABD ve İspanya başta olmak üzere dünyanın birçok ülkesinde çeşitli teknolojilerde YGE santralleri bulunmakta ve işletilmektedir.

YGE sistemlerinde parabolik veya düzlemsel aynalar kullanılır. Bu sayede güneş ışınımı küçük bir alanda yoğunlaştırılarak yüksek sıcaklıkta buhar üretilir. Üretilen buhar kullanım amacına göre (elektrik üretimi, endüstriyel proses ısısı, ısıtma-soğutma uygulamaları vb.) değerlendirilir. YGE sistemlerinin birçok uygulamada kullanılmasına rağmen güneş enerjisinin gün içinde ve yıl boyunca değişken olması şu an için bu sistemlerde en önemli sorun olarak gösterilmektedir (Zhang et al., 2013). Gece vakti ve bulutlu günlerde oluşacak bu sorunun çözülebilmesi ve verimin artırılabilmesi için özellikle elektrik üretimi yapılan santraller ısıl enerji depoları ile birlikte kurulmaktadır. Isıl enerji depoları sayesinde güneş enerjisi santrallerinde daha kararlı bir şekilde enerji talebi karşılanabilmektedir. Bir diğer önemli nokta ise daha önce de bahsedildiği gibi yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri sadece direkt güneş ışınımı kullanan sistemlerdir (Fernandez-Garcia et al., 2010; IEA, 2010; Kalogirou, 2009; Zhang et al., 2013). Dünyada direkt güneş ışınımının en yüksek olduğu bölgeler kurak ve yarı kurak bölgelerdir. Ekvatora yaklaştıkça bulutluluk ve nem oranı arttığı için direkt güneş ışınımı değeri düşmektedir. Bu yüzden en yüksek direkt güneş ışınımı kuzey ve güney yarım kürelerde 15° ile 40° enlemleri arasındadır ve YGE sistemlerinin bu enlemler arasında kurulması önerilmektedir (IEA, 2010). Ayrıca direkt güneş ışınımının aynalar tarafından alıcıya odaklanabilmesi için aynaların bir takip mekanizması ile sürekli güneşi takip etmesi gerekmektedir.

Yoğunlaştırıcı güneş enerjisi teknolojileri çok düşük oranda sera gazı salınımı yaptığı için iklim değişikliğini önleme açısından önemli bir potansiyele sahiptir. Sadece 50 MW_e gücünde parabolik oluk santralin yıllık 90000 ton CO₂ emisyonunu önleyebileceği bulunmuştur (IEA, 2010; Ouagued et al., 2013). Günümüzde en çok kullanılan dört çeşit YGE sistemi vardır. Şekil 2.4'te şematik olarak gösterilen bu sistemler; parabolik çanak kollektörler, güneş kuleleri, Fresnel kollektörler ve parabolik oluk kollektörlerdir (Barlev et al., 2011; Kalogirou, 2012; Zhang et al., 2013).



Şekil 2.4 YGE sistemleri: a) Parabolik çanak b) Güneş kulesi c) Fresnel d) Parabolik oluk.

Çizelge 2.1’de YGE sistemleri çeşitli parametrelere göre kıyaslanmıştır. Bu çizelgede, genellikle 10-300 MW kapasite aralığında kurulan parabolik oluk kollektörlerin teknolojik ve ticari olarak kendini kanıtlamış olmasına rağmen performans ve maliyetler açısından gelişmeye açık olduğu görülmektedir. Fresnel kollektörlerin ise ticari olarak az sayıda uygulaması bulunmakta ve genellikle pilot projeler ile Ar-Ge çalışmaları sürdürülmektedir. Ayrıca parabolik çanak kollektörlerin şu an dünyada ticari olarak uygulaması bulunmamakla beraber küçük ölçekli uygulamalarda sıklıkla kullanılmakta olduğu görülmektedir. Güneş kulelerinin de ABD ve İspanya’da ticari olarak önemli uygulamaları bulunmakta ve aynı zamanda birçok ülkede çeşitli pilot projeler ile performansının iyileştirilmesi yönündeki çalışmalara devam edilmektedir.

Çizelge 2.1’de YGE sistemlerinin çalışma sıcaklıklarına bakıldığında ise genellikle elektrik üretmek amacıyla kullanılan parabolik çanak kollektörlerde ve güneş kulelerinde çok yüksek sıcaklıklara çıkılabildiği görülmektedir. Endüstriyel proses ısısı veya elektrik üretmek amaçlı kullanılan parabolik oluk kollektörlerde veya Fresnel kollektörlerde çalışma sıcaklığı aralığının parabolik çanak kollektörlere veya güneş kulelerine göre biraz daha düşük olduğu görülmektedir. Çizelgeye kollektörlerin verimleri ve güneş enerjisinin elektrik enerjisine dönüştürülmesine kadar geçen süreç açısından bakıldığında, en yüksek verimin parabolik çanak kollektörlere ve güneş kulelerine ait olduğu görülmektedir.

YGE sistemlerinin Çizelge 2.1’de gösterilen kapasite faktörü açısından karşılaştırılmasının yapılmasından önce kapasite faktörünün tanımının yapılması yararlı olacaktır. Enerji santrallerinde kullanılan bir terim olan kapasite faktörü; *santralin belirli bir zaman aralığında ürettiği toplam enerjinin tam kapasitede üretebileceği enerjiye oranı* olarak tanımlanır. YGE sistemlerinde gece güneş

olmaması, bulutluluk ve nem gibi faktörlerden dolayı kapasite oranının artırılması için ısıl enerji depolama sistemleri (IEDS) kullanılmaktadır. Isıl enerjinin depolanması sayesinde santral, güneşin olmadığı zamanlarda da çalışabilmekte ve santralde üretilen enerji artırılabilir. YGE sistemlerde IEDS olmadığında kapasite faktörlerinin %20-30 aralığında değiştiği; IEDS sayesinde ise kapasite faktöründe önemli bir artışın gerçekleştiği görülmektedir.

Çizelge 2.1 YGE teknolojilerinin karşılaştırılması (IRENA, 2012; Zhang et al., 2013).

Teknoloji Tipi	Parabolik Çanak	Güneş Kulesi	Fresnel	Parabolik Oluk
Kapasite (MW)	0,01-0,025	10-200	10-200	10-300
Teknolojinin Durumu	Demonstrasyon projeleri	Ticari ve pilot projeler	Pilot projeler	Ticari olarak kanıtlanmış
Çalışma Sıcaklığı (°C)	120-1500	300-565	50-300	20-400
Verim (%)	30	25-35	18	14-20
Güneş-Elektrik Dönüşüm Verimi (%)	12-25	7-20	13	11-16
Yıllık Kapasite Faktörü (%)	25-28	55 (10 saat IED)	22-24	25-28 (IEDS yok) 29-43 (7 saat IEDS)
Yoğunlaştırma Oranı	>1300	>1000	>60	70-80
Su İhtiyacı (m ³ /MWh)	0,05-0,1 (ayna temizliği için)	2-3 (ıslak soğutma) 0,25 (kuru soğutma)	3 (ıslak soğutma) 0,2 (kuru soğutma)	3 (ıslak soğutma) 0,3 (kuru soğutma)
Uygulama Tipi	Şebekeye bağlı/Şebekeden bağımsız	Şebekeye bağlı	Şebekeye bağlı	Şebekeye bağlı

Çizelge 2.1’de noktasal olarak odaklamanın yapıldığı parabolik çanak kollektörler ve güneş kulelerinde yoğunlaştırma oranlarının, çizgisel olarak odaklamanın yapıldığı parabolik oluk ve Fresnel kollektörlere göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Yoğunlaştırma oranının artmasıyla daha yüksek çalışma sıcaklıklarına çıkılabilir ve böylece termodinamik olarak daha iyi verim elde edilir.

Tüm konvansiyonel güç santrallerinde olduğu gibi güneş enerjisi santrallerinde de soğutma ve yoğunlaştırma işlemlerinde su kullanılmaktadır. Su ihtiyacı, YGE sisteminin kurulduğu çöl gibi suyun az olduğu bölgelerde önemli bir parametredir. Çizelge 2.1’de görüldüğü gibi parabolik oluk ve Fresnel kollektörlerde 3 m³/MWh olan su ihtiyacı (nükleer santrale benzer), kömürle çalışan güç santrallerine (2 m³/MWh) ve doğalgazla çalışan güç santrallerine (0,8 m³/MWh) göre yüksektir. Güneş kulelerinde biraz daha az su ihtiyacı (2-3 m³/MWh) vardır. Parabolik çanak kollektörler çevre havasıyla soğuyabildiği için su ihtiyaçları çok azdır. Sadece aynaların temizlenmesi için suya ihtiyaç vardır. Kuru soğutmalı (hava ile) santrallerde kullanılan alternatif bir soğutma çeşidi

olmasına rağmen pahalıdır ve santral verimini düşürür. Kuru soğutma, üretilen elektriğin maliyetini %10 artırır ve yıllık elektrik üretimini %7 düşürür (Zhang et al., 2013). Bu sistemlere uygulama tipi olarak bakıldığında; parabolik oluk, Fresnel ve güneş kuleleri şebekeye bağlı olarak, parabolik çanak kolektörler ise modüler olarak kurulabildiğinden şebekeye bağlı veya şebekeden bağımsız elektrik üretebilirler.

2.3.1 Parabolik çanak kolektörler

Parabolik çanak kolektörler, güneşi iki eksenli olarak takip ederek güneş ışınımını aynalar vasıtasıyla kolektörün odak noktasında bulunan alıcıya odaklar. Alıcı tarafından absorbe edilen güneş ışınımı, motor tarafından (genellikle Stirling motoru) mekanik enerjiye ve sonrasında elektrik jeneratörü ile elektrik enerjisine çevrilir (Solarpaces, 2014; Kalogirou, 2009).

Parabolik çanak kolektörler güneşi iki eksenli olarak takip ettiği için güneş enerjisi kolektörleri arasında güneşten elektrik üretiminde en yüksek verime sahiptir. Yoğunlaştırma oranları 600-2000, boyları 5-25 m arasında değişir ve 1500°C sıcaklıklara kadar ulaşılabilir (Kalogirou, 2009; Uçkun, 2013).

Parabolik çanak kolektörler genellikle 5-25 kW güç aralığında kurulan sistemlerdir. Bu sayede ayrı ayrı veya grup şeklinde özellikle küçük uygulamalar (su pompalama vb.) için kurulabilirler. Büyük ölçekli santral kurulmak istendiğinde ise yüzlerce veya binlerce parabolik çanak kolektörü bir arada kullanmak gereklidir (Solarpaces, 2014; Zhang et al., 2013; Kalogirou, 2009). Kurulacak sisteme ve yere göre değişmekle beraber parabolik çanak kolektörler için MW_e başına 1,2-1,6 hektar alan gerekmektedir (Solarpaces, 2014). Özellikle ABD ve İspanya'da 10 kW_e güçlerinde sistemlerin kurulması üzerine yoğunlaşmıştır (Kalogirou, 2009). 2010-2011 yılları arasında ABD'de işletmede olan Maricopa Solar Project santrali 60 adet parabolik çanak kolektörden oluşturulmuştur. Demonstrasyon projesi olarak kurulan santral 1,5 MW gücündeydi. Son gelişme olarak ABD'de 2013 yılında yapımına başlanan ve yapımı devam eden Tooele Army Depot santralidir. Ticari olarak işletilmesi düşünülen santralin 430 adet parabolik çanak kolektörden oluşması ve 1,5 MW gücünde olması planlanmaktadır (NREL, 2014a). İspanya PSA'da demonstrasyon amaçlı çeşitli parabolik çanak sistemler mevcuttur ayrıca İspanya-Almanya ortaklığıyla yapılan 10 kW gücünde EURODISH projesi devam etmektedir (PSA, 2012; Kalogirou, 2009). Türkiye'de bazı üniversiteler ve araştırma kurumlarında kurulan laboratuvar ölçekli sistemler bulunmaktadır (Demir, 2003; Külahlı, 2013; Laka, 2011). Bunların dışında parabolik çanak kolektörlerin ticari bir uygulaması bulunmamaktadır.

2.3.2 Güneş kuleleri

Güneş kuleleri, güneşi takip ederek güneş ışınlarını alıcıya yansıtan heliostat adı verilen aynalar ve alıcının bulunduğu yüksek bir kuleden oluşur. Güneş enerjisi, ısı transfer akışkanı (genellikle eriyik tuz) tarafından absorbe edilerek bir

ısı değiştiricisi yardımıyla Rankine çevriminde kullanılmak üzere buhar oluşturulmasında kullanılır (Zhang et al., 2013; Kalogirou, 2009). Güneş kulelerinde yoğunlaştırma oranı 300-1500 arasında değişir. Yüksek sıcaklıklara (1000°C) dolayısıyla yüksek verimlere ulaşmak mümkündür (Kalogirou, 2009).

Büyük ölçekli ilk güneş kulesi santrali ABD’de kurulan 10 MW gücünde Solar One santralidir. Güneş kulelerinin çalışma verimini test etmek için kurulan Solar One, 1982-1988 yılları arasında işletilmiştir. Santralde karşılaşılan depolama sorunları ve türbinde yaşanan sorunlar nedeniyle bu santral geliştirilerek Solar Two santrali oluşturulmuştur. 1996-1999 yılları arasında çalıştırılan Solar Two santralinde ise Solar One santralinin temel sorunu olan ısının depolanması üzerinde çalışılmıştır (Kalogirou, 2009).

Dünyada ticari olarak kurulan ilk güneş kulesi santrali Planta Solar 10 (PS10) santralidir. İspanya’da 2007 yılında kurulan santral halen işletmede olup 11 MW net güce ve yılda 24000 MWh elektrik üretim kapasitesine sahiptir. PS10 santrali ile yan yana kurulmuş olan 20 MW gücünde Planta Solar 20 (PS20) santrali ise 2009 yılında işletmeye açılmıştır. Ticari olarak işletilen santral 48000 MWh/yıl elektrik üretim kapasitesine sahiptir (Kalogirou, 2009; NREL, 2014b).

ABD’de ise 2009 yılında kurulan Sierra SunTower santrali 5 MW, 2013 yılında kurulan Ivanpah Solar Electric Generating System (ISEGS) santrali 377 MW güce sahiptir. 2011 yılında kurulan 19,9 MW gücündeki Gemasolar Thermosolar santrali yılda 110000 MWh elektrik üretebilmektedir. Yapımı devam eden Crescent Dunes Solar Energy Projesi (CDSEP) 110 MW, Rice Solar Energy Project (RSEP) santrali 150 MW, Palen Solar Electric Generating System (PSEGS) santrali ise 500 MW güce sahip olacaktır (NREL, 2014b).

İspanya ve ABD dışında dünyadaki diğer ölkelere bakıldığında ise; Hindistan’da 2011 yılında kurulan 2,5 MW gücündeki ACME Solar Tower santrali, Çin’de 2012 yılında demonstrasyon amaçlı kurulan Dahan santrali, Almanya’da 2008 yılında demonstrasyon amaçlı kurulan 1,5 MW gücündeki Jülich Solar Tower santrali, 2011 yılında Avusturalya’da demonstrasyon amaçlı kurulan 3 MW gücündeki Lake Cargelligo santrali görölmektedir. Ayrıca Güney Afrika’da yapımı devam eden 50 MW gücündeki Khi Solar One santralinin yakın bir tarihte açılması planlanmaktadır. Çin’de ise 50 MW gücündeki Supcon Solar Project santralinin yapımına devam edilmektedir. Yukarıda bahsedilen santrallerin özellikleri Çizelge 2.2’de genel olarak verilmiştir. (NREL, 2014b). Mersin’de 2013 yılında açılan 5 MW_{th} gücündeki güneş kulesi santrali Türkiye’de bu alandaki ilk santraldir.

Çizelge 2.2 Dünyadaki güneş kuleleri (NREL, 2014b).

Santral	Konum	Durum		Kuruluş Yılı	Proje Tipi		Güç (MW _e)
		İşletmede	Yapım Aşamasında		Ticari	Demonstrasyon	
PS10	İspanya	✓		2007	✓		11
Jülich	Almanya	✓		2008		✓	1,5
PS20	İspanya	✓		2009	✓		20
Sierra	ABD	✓		2009	✓		5
Gemasolar	İspanya	✓		2011	✓		19,9
Lake Cargelligo	Avustralya	✓		2011		✓	3
ACME	Hindistan	✓		2011		✓	2,5
Dahan	Çin	✓		2012		✓	1
ISEGS	ABD	✓		2013	✓		377
CDSEP	ABD		✓	2013	✓		110
Khi Solar One	Güney Afrika		✓	2014	✓		50
PSEGS	ABD		✓	2016*	✓		500
RSEP	ABD		✓	2016*	✓		150
Ashalim 1	İsrail		✓	2017*	✓		121
Supcon	Çin		✓	X	✓		50

*Yapımına başlanacak, X: Bilinmeyen veri.

2.3.3 Fresnel kolektörler

Fresnel kolektörlerde düz aynalar tek eksenli olarak güneşi takip ederek güneş ışınlarını çizgisel olarak alıcıya odaklar. Bu sistemlerin en büyük avantajı düzlemsel ayna kullanıldığından parabolik aynalara göre çok daha ucuz olmasıdır (Kalogirou, 2009).

Çizelge 2.3'te dünyadaki Fresnel santrallerin genel olarak özellikleri verilmiştir. Dünyada ilk Fresnel santral, ABD'de 2008 yılında demonstrasyon amaçlı 5 MW gücünde kurulan Kimberlina santralidir. Daha sonra İspanya'da, 2009 yılında prototip olarak yapılan 1,4 MW gücündeki Puerto Errado 1 (PE1) santrali kurulmuş ve bu santralin başarılı bir şekilde çalışması sonucu, 2012 yılında 30 MW gücünde ticari olarak işletilen Puerto Errado 2 (PE2) santrali işletmeye açılmıştır. Bunun dışında Avusturalya'da 2012 yılında kurulan ve ticari olarak işletilen Liddell Power Station santrali 9 MW gücünde ve yıllık 13550 MWh elektrik üretebilmektedir. Fransa'da ise 250 kW gücünde prototip Augustin Fresnel 1 santrali bulunmaktadır. Ayrıca 2014 yılında açılması planlanan demonstrasyon amaçlı 12 MW gücünde Alba Nova 1 santrali de yapım aşamasındadır. Avusturalya'da 44 MW gücünde Kogan Creek Solar Boost santrali Hindistan'da 100 MW gücünde Dhursar santrali yapım aşamasındadır (Zhang et al., 2013; NREL, 2014c). Fresnel kolektörlerin Türkiye'de henüz ticari bir uygulaması bulunmamakla beraber bazı üniversitelerde araştırma amaçlı kurulmuştur (Gölalmiş, 2003; Ergün, 2011; Dostuçok, 2012).

Çizelge 2.3 Dünyadaki Fresnel santraller (NREL, 2014c).

Santral	Konum	Durum		Kuruluş Yılı	Proje Tipi		Güç (MW)
		İşletmede	Yapım Aşamasında		Ticari	Demonstrasyon	
Kimberlina	ABD	✓		2008		✓	5
PE1	İspanya	✓		2009		✓	1,4
PE2	İspanya	✓		2012	✓		30
Augustin Fresnel 1	Fransa	✓		2012		✓	0,25
Liddell	Avustralya	✓		2012	✓		9
Dhursar	Hindistan		✓	2013	✓		100
Alba Nova 1	Fransa		✓	2014		✓	12
Kogan Creek	Avustralya		✓	2014	✓		44
eCare	Fas		✓	2014*		✓	1
Llo	Fransa		✓	2015*	✓		9

*Yapımına başlanacak.

Yukarıda bahsedilen YGE sistemlerinin dışında dünyada güneş fırınları uygulamaları da mevcuttur. Güneş fırınları, endüstriyel uygulamalar için çok yüksek sıcaklıklar üretebilen yapılardır. Odak noktasındaki sıcaklık 3500°C'ye kadar ulaşabilir ve elektrik üretimi, nanomateryal yapımı, metal saflaştırma gibi işlemlerde kullanılabilir. Bu sistemlere örnek olarak; Mont-Louis, Odeillo ve Sun güneş fırınları verilebilir.

Bu bölümde güneş enerjisi ve yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemlerinin çeşitleri, çalışma prensipleri, dünyadaki kurulu santraller hakkında bilgi verilmiştir. Sonraki bölümde parabolik oluk tipi sistemlerin özellikleri ve teknolojisi ayrıntılı olarak irdelenerek bu sistemlerin boyutlandırılması, optik ve ısı analiz yöntemleri formülleri ile verilecektir.

3 PARABOLİK OLUK KOLLEKTÖRLER

Bu bölümde parabolik oluk tipi YGE santrallerinin dünyadaki uygulamaları, bu sistemlerle proses buharı üretimi, günümüz santrallerinde kullanılan kollektör modelleri ile parabolik kollektörlerde boyutlandırma, optik ve ısı analiz yöntemleri anlatılacaktır.

3.1 Parabolik Oluk Kollektörlere Genel Bir Bakış

Günümüzde dünyada en çok kurulu kapasiteye sahip YGE sistemi olan parabolik oluk kollektörler pratik olarak ilk defa 1870 yılında mühendis John Ericsson tarafından yapılmıştır (Fernandez-Garcia et al., 2010). Ericsson 3,25 m² açıklık alanına sahip 373 W gücünde bir buhar motorunu çalıştıran ve ısı transfer akışkanı olarak su kullanan parabolik oluk kollektör tasarlamış ve kurmuştur. Ericsson, 1872-1875 yılları arasında ısı transfer akışkanı olarak havayı kullandığı 7 tane daha benzer sistem kurmuştur. 1883'te ise 3,35 m uzunlukta, 4,88 m genişlikte ve alıcı çapı 15,88 cm olan kollektör tasarlamış ve bu kollektörden elde ettiği sıcak akışkan ile 'güneş motoru' adını verdiği motor ile mekanik enerji elde etmiştir. Ancak bu ürününü ticarileştiremeden 1889 yılında ölmüştür. 1907 yılında ise Alman Wilhelm Meier ve Adolf Remshardt doğrudan buhar üreten parabolik oluk kollektörlerin ilk patentini almıştır (Kumar, 2013).

Parabolik oluk santraller için o zamana kadar ki en büyük adım Amerikalı mühendis Frank Shuman tarafından atılmıştır. Frank Shuman, 1912 yılında Mısır'da Nil nehri yakındalarında Meadi adında küçük bir tarım bölgesinde sulama yapılması amacıyla o güne kadar ki en büyük güneş enerjisi destekli pompa santralini kurdu. Bu santral dünyada parabolik oluk kollektörlerin kullanıldığı ilk santraldir. Santralde her biri 62,17 m uzunluğunda 4,1 m genişliğinde, toplamda ise 1250 m² toplayıcı alanına sahip kollektörler kullanılmıştır. 8,9 cm alıcı çapına sahip olan parabolik kollektörler ile 0,1 MPa basınçta doğrudan buhar üretilmiştir. Meadi santrali 75 kW gücünde mekanik enerji üretmesi için kurulmasına rağmen çalıştığı süre içerisinde 14 kW ile 54 kW arasında enerji üretebilmiştir (Fernandez-Garcia et al., 2010). Santralin başarılı bir şekilde çalışmasıyla Schuman dünyanın birçok yerinde bu tür santralleri kurmak istemiş ancak 1. Dünya Savaşı'nın çıkması ve yakıt fiyatlarının ucuz olması nedeniyle bu düşüncesinden vazgeçmiştir. 1915 yılında ise Meadi santrali de kapanmıştır (Uçkun, 2013).

1936 yılında ABD'li astronom ve astrofizikçi Charles Greeley Abbot parabolik oluk kollektörler ve 0,37 kW gücünde buhar motoru ile güneş enerjisinden mekanik enerji üretmiştir. C.G. Abbot gibi birkaç girişimcinin dışında Meadi santralinden sonra 1970'lerdeki petrol krizine kadar geçen yaklaşık 60 yıllık sürede YGE sistemlerine yatırım yapılmamıştır (Fernandez-Garcia et al., 2010). 1973'deki petrol krizinden sonra ise fosil yakıtlara olan bağımlılığı azaltmak amacıyla alternatif enerji kaynaklarına olan ilgi artmaya başlamış ve bu tarihlerden itibaren büyük bir kısmı parabolik oluk tip olmak üzere YGE

sistemleri konusundaki çalışmalar hız kazanmıştır (Hernandez-Moro and Martinez-Duart, 2012). Birçok ülkede Ar-Ge çalışmaları yapılarak pilot santraller kurulmuş ve işletilmiştir.

Pilot santrallerin kurulması ve işletilmesi ile elde edilen deneyimle beraber bu santrallerin ticarileşmesi yolunda en büyük adım, Luz International Ltd. tarafından ABD'nin Kaliforniya Eyaleti'nin Mojave Çölü'nde elektrik üretilmesi amacıyla parabolik oluk santrallerin kurulması ile atılmıştır (Ouagued et al., 2013). SEGS adı ile ilki 1984 yılında kurulan bu santrallerden 1990 yılına kadar sekiz santral daha kurularak toplamda dokuz adet 354 MW_e gücünde SEGS santralleri oluşturulmuştur (Price et al, 2002). Bu santrallerin yatırım maliyeti 1,2 milyar ABD dolarından fazla tutmuştur (Ouagued et al., 2013). SEGS santralleri, parabolik oluk kollektörler ile oluşturulmuş santrallerin en büyüğü ve elektrik üretiminde en başarılısıdır (Kalogirou, 2012; Eck et al., 2003). Isı transfer akışkanı olarak yağ kullanılan santralde, kollektörlerin bulunduğu bölüm ve elektriğin üretildiği bölüm olmak üzere iki bölüm vardır. Kollektörlerde ısıtılan yağ bir ısı değiştirgeci yardımıyla ısısını buhar üretiminde kullanılmak amacıyla suya verir. Elde edilen buhar, Rankine çevrimine verilerek elektrik üretilir (Valenzuela et al., 2006). Çizelge 3.1, dokuz adet SEGS santralinin ana karakteristiklerini göstermektedir.

Çizelge 3.1 SEGS santrallerinin ana karakteristikleri (NREL, 2014d; Fernandez-Garcia et al., 2010).

SEGS	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Kuruluş yılı	1985	1986	1987	1987	1988	1989	1989	1990	1991
Net güç (MW _e)	13,8	30	30	30	30	30	30	80	80
Isı transfer akışkanı	ESSO 500	VP1	VP1	VP1	VP1	VP1	VP1	VP1	VP1
Isı transfer akışkanı sıcaklığı (°C)	307	316	349	349	349	390	390	390	390
Kollektör	LS1/LS2	LS1/LS2	LS2	LS2	LS2	LS2	LS2/LS3	LS3	LS3
Kollektörlerin bulunduğu alan (ha)	8,3	19	23	23	25,1	18,8	19,4	46,4	48,4
Toplam santral alanı (ha)	29	67	80	80	87	66	68	162	169
Kollektörlerin verimi (%)	35	43	43	43	43	43	43	53	50
Santralin verimi (%)	9,7	12,4	10,7	10,7	10,2	12,3	13,4	13,9	13,9

SEGS santrallerinin kurulduğu tarihten bu yana özellikle ABD'de ve İspanya'da parabolik oluk santrallerin sayısı gün geçtikçe artmıştır. Çizelge 3.2, ABD'de bulunan, günümüzde işletmede olan ve yakın zamanda açılması planlanan parabolik oluk santralleri ve bu santrallerin genel özelliklerini göstermektedir. Çizelgede gösterilen, 2006 yılında işletmeye açılmış olan Saguaro

santrali yaklaşık 10 hektarlık bir alanda Arizona’da 2636 kWh/m²yıl güneş ışınımı alan bölgede kurulmuştur. Santralin net gücü 1 MW_e, verimi ise %7,5’tir. Nevada Solar One (NSO) santrali 2007 yılında ABD’de yaklaşık 160 hektarlık alanda kurulmuştur. NSO santrali 30 dakikalık ısı enerji depolama sistemine sahiptir. Böylece hava koşullarından kaynaklanan ani değişikliklerin etkisi en aza indirilmiştir. Keahole santrali Havai’de 2009 yılında 1,2 hektar alanda kurulmuştur ve 4030 MWh/yıl net elektrik üretim kapasitesine sahiptir. Martin Next Generation Solar Energy Center (MNGSEC) santrali 2010 yılında Florida’da kurulmuş ve yıllık 155000 MWh elektrik üretim kapasitesine sahiptir. Solana santrali, 250 MW_e net güce sahip yaklaşık 780 hektar alanda kurulmuş yıllık 944000 MWh elektrik üretimi yapabilen büyük bir santraldir. Genesis santrali de 2014 yılında işletmeye açılan 250 MW_e net güce sahip bir santraldir. Mojave santrali şu an yapım aşamasında olan santraldir. 2014 yılında açılması planlanan bu santralin net gücünün 250 MW_e olması planlanmaktadır (NREL, 2014e).

Çizelge 3.2 ABD’de bulunan parabolik oluk santraller (NREL, 2014e).

Santral	Saguaro Santrali	NSO	Keahole Santrali	MNGSEC Santrali	Solana Santrali	Genesis Santrali	Mojave Santrali
Konum	Arizona	Nevada	Havai	Florida	Arizona	Kaliforniya	Kaliforniya
Kuruluş yılı	2006	2007	2009	2010	2013	2014	Yapım aşamasında
Net güç (MW _e)	1	72	2	75	250	250	250
Elektrik üretimi (MWh/yıl)	2000	134000	4030	155000	944000	580000 (Planlanan)	600000 (Planlanan)
Maliyet (milyon \$)	*	266	*	500	2000	*	1600

*Bilinmeyen veri.

Çizelge 3.3, İspanya’da bulunan parabolik oluk santrallerin genel özelliklerini göstermektedir. Andasol (AS-1-2-3) santralleri sırasıyla 2008, 2009 ve 2011 yıllarında yaklaşık 600 hektar alan üzerine kurulmuştur. Net gücü 150 MW_e, elektrik üretim kapasitesi 491000 MWh, santral verimi %12’dir. Ayrıca Andasol santrali, Avrupa’nın ilk ticari parabolik oluk santrali olma özelliğine sahiptir. Solnova-1-3-4 santralleri 2009 yılında işletmeye açılmıştır. 150 MW_e net gücüne sahip santraller 345 hektar alan üzerinde yılda yaklaşık 340000 MWh elektrik üretebilmektedir. Extrosol (EX-1-2-3) santrallerin net gücü 150 MW_e ve yıllık 474000 MWh elektrik enerjisi üretim kapasitesine sahiptir. Manchasol (MS-1-2), Helioenergy-1-2 ve Helios-1-2 santralleri 100 MW_e net güce sahiptir. 2012 ve 2013 yıllarında kurulan Solaben-1-2-3-6 santralleri toplam 200 MW_e net güce sahip olup yıllık 400000 MWh elektrik üretebilmektedir (NREL, 2014f).

Çizelge 3.3 İspanya’da bulunan parabolik oluk santraller (NREL, 2014f).

Santral	Andasol (AS-1- 2-3)	Solnova- 1-3-4	Extresol (EX-1- 2-3)	Manchasol (MS-1-2)	Helioenergy- 1-2	Helios- 1-2	Solaben- 1-2-3-6
Konum	Granada	Sanlúcar la Mayor	Badajoz	Ciudad Real	Sevilla	Ciudad Real	Caceres
Kuruluş yılı	AS-1: 2008 AS-2: 2009 AS-3: 2011	2009	EX-1: 2010 EX-2: 2010 EX-3: 2012	2011	Helioenergy- 1: 2011 Helioenergy- 2: 2012	2012	1: 2013 2: 2012 3: 2012 6: 2013
Net güç (MW _e)	150	150	150	100	100	100	200
Elektrik üretimi (MWh/yıl)	491000	340000	474000	316000	190000	194000	400000

İspanya’da, Çizelge 3.3’te verilen santrallerin dışında, 2009 yılında kurulan Puertollano santralinin net gücü 50 MW_e, elektrik üretim kapasitesi 103000 MWh/yıl’dır. Santral, yaklaşık 150 hektar alana 200 milyon € yatırım maliyeti ile kurulmuştur. Yine 2009 yılında kurulan La Risca santrali 50 MW_e net güce sahip olup yılda yaklaşık 105000 MWh elektrik üretebilmektedir. 2010 yılında kurulan La Florida santrali ve Majadas I santrali 50 MW_e güce sahiptir. 2011 yılında kurulan La Dehesa santrali 49,9 MW_e net güce ve yıllık 175000 MWh elektrik üretim kapasitesine, Lebrija 1, Arcosol 50, Termosol 50 santralleri 50 MW_e, Palma Del Rio I ve II santralleri toplam 100 MW_e net güce sahiptir. 2012 yılında işletmeye açılan Aste 1A ve Aste 1B toplam 100 MW_e kurulu güce, 340000 MWh/yıl elektrik üretim kapasitesine sahip olup 360 hektar alan üzerine kuruludur. 2012 yılında açılan Astexol II, Guzman, La Africana, Moron, Olivenza 1, Orellana santralleri 50 MW_e, Borges Termosolar 25 MW_e, Solacor 1-2 santralleri toplam 100 MW_e güce sahiptir. Sevilla’da 2013 yılında kurulan Arenales santrali 50 MW_e net güce ve yıllık 166000 MWh elektrik üretim kapasitesine, Enerstar santrali 50 MW_e net güce ve yıllık 100000 MWh elektrik üretim kapasitesine sahiptir. Yine 2013 yılında işletmeye açılan Termosol 1 ve 2 santrallerinin toplam gücü 100 MW_e’tir. Ayrıca yakın zamanda işletmeye alınması planlan birçok santral vardır (NREL, 2014f).

ABD ve İspanya dışında özellikle iyi güneş ışınımı alan dünyanın birçok ülkesinde de parabolik oluk santraller vardır. 2010 yılında İtalya’da kurulan Archimede santrali 4,72 MW_e güce ve yıllık 9200 MWh elektrik üretim kapasitesine, Fas’ta kurulan Ain Beni Mathar santrali 20 MW_e güce ve 55000 MWh/yıl elektrik üretim kapasitesine sahiptir. 2011 yılında Cezayir’de kurulan Hassi R’mel santrali 25 MW_e, Mısır’da kurulan Kuraymat santrali 20 MW_e gücündedir. Birleşik Arap Emirlikleri’nde 2013 yılında işletmeye alınan Shams 1 santrali 100 MW_e gücündedir. 2012 yılında Hindistan’da kurulan National Solar Thermal Power Facility 1 MW_e gücüne sahiptir. 2013 yılında kurulan Godawari santrali ise 50 MW_e gücüne ve 118000 MWh/yıl elektrik üretim kapasitesine sahiptir (NREL, 2014g).

Günümüzde kurulu olan santraller dışında şu an yapım aşamasında olan ve yakın zamanda açılması planlanan birçok santral de bulunmaktadır. Hindistan'da 25 MW_e gücünde Gujarat Solar One santrali, 50 MW_e gücünde Abhijeet ve Megha Solar santrallerinin, 100 MW_e gücünde Diawakar ve KVK Energy Solar Project santrallerinin, Meksika'da 12 MW_e gücünde Agua Prieta II santrali, Fas'ta 3 MW_e gücünde Airlight Energy Ait Baha deneme santrali, Kanada'da 1,1 MW_e gücünde City of Medicine Hat santrali yapım aşamasındadır. Güney Afrika'da 50 MW_e gücünde Bokpoort ve 100 MW_e gücünde KaXu Solar One santrallerinin, Fas'ta 160 MW_e gücünde NOOR I santralinin, Şili'de 360 MW_e gücünde Pedro de Valdivia santralının, Güney Afrika'da 100 MW_e gücünde Xina Solar One ve İsrail'de 110 MW_e gücünde Ashalim 2 santralının önümüzdeki yıllar içinde işletmeye alınması planlanmaktadır (NREL, 2014h). Türkiye'de de küçük ölçekli birçok parabolik oluk sistem kurulmuş ve performans testleri yapılmıştır. Bunlardan üniversitelerde ve özel sektörde yapılan çalışmalar literatür özeti bölümünde detaylı olarak verilmiştir.

Yukarıda bahsedilen ticari parabolik oluk santraller ısı transfer akışkanı olarak yağ kullanan sistemlerdir. Doğrudan buhar üretim teknolojisi yani ısı transfer akışkanı olarak suyun kullanılması da parabolik oluk santraller için yatırım maliyetleri açısından iyi bir seçenektir. Her ne kadar Mısır'daki ilk parabolik oluk santralde ısı transfer akışkanı olarak su kullanılmış ve bu alandaki araştırmalar 1980'lerde başlamış olsa da alıcıdaki iki fazlı su/buhar akışından kaynaklanan problemlerden dolayı bu teknoloji birkaç santral dışında ticarileşmemiştir. Doğrudan buhar üretiminin, yağ kullanan sistemlere göre şöyle avantajları vardır (Fernandez-Garcia et al., 2010):

- Yağın sızması ve alev alması gibi problemler ortadan kaldırılarak çevresel problemler en aza indirilir.
- Yağ kullanılan sistemlerde, yağın bozulması veya alev alabilmesi gibi nedenlerle maksimum 400°C sıcaklıklara çıkılabilmektedir. Ancak doğrudan buhar üretiminde daha yüksek sıcaklıklara çıkılabilmektedir.
- Doğrudan buhar üretiminde bir ısı değiştiricisine ihtiyaç olmadığından sistem verimi daha yüksek ve yatırım maliyeti daha düşüktür.

Doğrudan buhar üretiminin yukarıda sayılan birçok avantajının yanında aşağıdaki gibi dezavantajları da vardır (Fernandez-Garcia et al., 2010):

- Doğrudan buhar üretiminde sistemin çalışma basıncı çok daha yüksek olur. Bu yüzden bu basınca dayanabilen sistem bileşenleri kullanmak gerekir ki; bu da maliyeti yükselten bir etkidir.
- Suyun ve buharın farklı termodinamik özelliklerinden dolayı doğrudan buhar üretiminde akışı kontrol etmek zordur.
- Suyun donma ihtimali vardır.

Doğrudan buhar üretim teknolojisinin gerçek güneş ışınımı koşullarında büyük ölçekli yapılması İspanya'da DISS (1996-2001) ve INDITEP (2002-2005) projeleri ile başlamıştır (Zarza, 2007; Fernandez-Garcia et al., 2010). DISS tesisi,

parabolik oluk kollektörlerde yüksek sıcaklık ve yüksek basınçta ($400^{\circ}\text{C}/100\text{ bar}$) buhar üretiminin araştırılması için 1998'de kurulmuştur. Gerçek güneş ışıını koşullarında alıcıda iki fazlı su/buhar akış prosesinin araştırıldığı dünyadaki ilk tesistir. Projede akış karakteristiklerinin yanı sıra, bu tesislerin ticarileştirilebilmesi için sistemin bileşenleri ve işletme/bakım yöntemleri de araştırılmıştır (PSA, 2012; Zarza et al., 2004). DISS projesi ile kazanılan tecrübe ile 2002 yılında INDITEP projesine başlanmıştır. Bu projede elektrik üretmek amacıyla doğrudan buhar üretimi yapılan 5 MW_e gücünde güneş enerjisi santrali kurulmuştur. Proje kapsamında santralin performansının dışında sistemin bazı ana bileşenleri, kontrol planı gibi konular da araştırılmıştır (Zarza, 2007; Fernandez-Garcia et al., 2010). Yapılan araştırma projelerinin ve kurulan tesislerin ardından şu an Tayland'da 2012 yılında kurulan Thai Solar Energy 1 (TSE1) santrali 5 MW_e kurulu güç, 8000 MWh/yıl elektrik üretim kapasitesi ile doğrudan buhar üretimi teknolojisi ile ticari anlamda elektrik üretimi yapılan dünyadaki tek santraldir. Kurulu gücünün 9 MW_e olması planlanan TSE2 santrali ise yapım aşamasındadır (Solarlite, 2014).

3.2 Parabolik Oluk Kollektörler İle Endüstriyel Proses Isısı Üretimi

Güneş enerjisinin düşük ve yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanımı dışında orta sıcaklık uygulamalarında kullanımı ile ilgili de önemli bir potansiyeli vardır. Bu konudaki en önemli alan endüstriyel uygulamalar için proses ısısı üretimidir (Kalogirou, 2009). Endüstri, dünya genelinde üretilen enerjinin yaklaşık %30'luk bölümünü tüketmektedir. Endüstride kullanılan toplam enerjinin de %45-65 kadarlık bölümünü ise ürünlerin hazırlanması ve işlenmesi aşamalarında kullanılan endüstriyel proses ısısı oluşturmaktadır. Endüstriyel işlemlerde kullanılan ısı enerjisi 300°C 'nin altında ve yaklaşık %37'si $92-204^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığındadır (Fernandez-Garcia et al., 2010). Proses ısısına ihtiyaç duyan en önemli alanlar gıda, tekstil, metal, plastik ve kimya sektörüdür (Fernandez-Garcia et al., 2010; Vannoni et al., 2008). Bu sektörler için güneş enerjisinin kullanılabileceği en uygun prosesler ise sterilizasyon, pastörizasyon, kurutma, damıtma, yıkama, temizleme vb. olarak gösterilmektedir. Bazı önemli prosesler ve bu proseslerin ihtiyaç duyduğu sıcaklıklar Çizelge 3.4'te verilmiştir (Kalogirou, 2003; Kalogirou, 2009).

Proses ısısı üretiminde 100°C 'nin üzerindeki sıcaklıklara çıkılabilmesi ve buhar üretilmesi için YGE sistemlerine özellikle de parabolik oluk kollektörlere ihtiyaç duyulmaktadır. Parabolik oluk kollektörler ile buhar üretilmesinde üç dizayn konsepti mevcuttur (Fernandez-Garcia et al., 2010; Kalogirou, 2009):

- 1) Isı değıştiricili tasarım: Bu tasarım sisteminde kollektörlerde üretilen yüksek sıcaklıktaki ısı transfer akışkanı bir ısı değıştiricisi yardımıyla enerjisini suya aktarır. Böylece ısınan su istenilen basınç ve sıcaklıkta doymuş buhara ya da kızgın buhara dönüşür.

- 2) Flaş kazanlı tasarım: Bu tasarımda basınçlı su kollektörlerde 180-200 °C sıcaklığa kadar ısıtılır. Basınçlı ve sıcak su ayrı bir depoya alınarak basıncı düşürülür ve buharlaşması sağlanır.
- 3) Doğrudan buhar üretimi: Bu tasarımda kollektör çıkışında doğrudan buhar elde edilir.

Parabolik oluk kollektörler ile proses ısısı üretilmek istendiğinde, uygulamanın koşullarına göre bu üç konseptten herhangi biri kullanılabilir.

Çizelge 3.4 Çeşitli endüstriyel prosesler için sıcaklık aralıkları (Kalogirou, 2003; Kalogirou, 2009).

Endüstri	Proses	Sıcaklık (°C)
Süt	Basınçlandırma	60-80
	Sterilizasyon	100-120
	Kurutma	120-180
	Konsantre	60-80
	Kazan besleme suyu	60-90
Tekstil	Boyama	60-90
	Kurutma, yağ alma	100-130
	Presleme	80-100
Kâğıt	Piştirme, kurutma	60-80
	Kazan besleme suyu	60-90
	Boyama	130-150
Kimya	Sabun	200-260
	Kauçuk	150-200
	Proses ısısı	120-180
Et	Yıkama, sterilizasyon	60-90
	Piştirme	90-100
İçecek	Yıkama, sterilizasyon	60-80
	Pastörizasyon	60-70
Plastik	Hazır hale getirme	120-140
	Damıtma	140-150
	Ayırma	200-220
	Genişletme	140-160
	Kurutma	180-200
	Karıştırma	120-140

ABD Enerji Bakanlığı, ‘Güneş Enerjisiyle Endüstriyel Proses Isısı Programı’ kapsamında 1976 yılında güneş enerjisiyle endüstriyel proses ısısı üretiminin desteklenmesi için bir kaynak oluşturmuştur. Bu kaynak ile kurulan tesislerde kullanılan teknolojinin büyük bir kısmı parabolik oluk kollektörlerden oluşmaktaydı. 2007 yılı itibarı ile dünya genelinde toplamda 25 MW_{th} gücünde 90 adet endüstriyel proses ısısı üretimi yapan güneş enerjisi santralinin olduğu bilinmektedir. Çizelge 3.5’te dünyada parabolik oluk kollektör kullanılarak endüstriyel proses ısısı üretilen bazı önemli tesisler ve özellikleri verilmiştir. Bu tesislerin büyük bir kısmı ABD’de bulunmaktadır. Buhar kapasitesi ihtiyacına göre 100 m²’den 5000 m²’ye kadar değişik kollektör alanı kullanılmıştır. Proses sıcaklığı ortalama olarak 200°C’dir. Bu tesislerden bir kısmı işletmeye devam etmekte bir kısmı ise kapanmıştır (Fernandez-Garcia et al., 2010; Vannoni et al., 2008).

Çizelge 3.5 Dünyadaki endüstriyel proses ısısı üretim tesisleri (Fernandez-Garcia et al., 2010; Thomas, 1996).

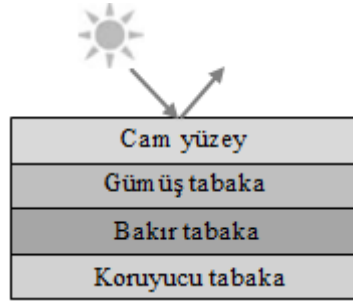
Konum	Yıl	Kollektör Alanı (m ²)	Tasarım Konsepti	Uygulama	Buhar kapasitesi (kg/sa)	Proses Sıcaklığı (°C)
ABD	1977	681	Isı değiştirici	Yıkama	-	88
ABD	1978	604	Flaş	Çamaşırhane	-	182
ABD	1978	773	Flaş	Kumaş kurutma	-	160
ABD	1979	876	Isı değiştirici	Buhar üretimi	763	178
ABD	1979	4682	Isı değiştirici	Kimyasal uyg.	-	189
ABD	1980	4672	-	Şeker kamışı prosesi	-	204
ABD	1980	1068	Flaş	Buhar üretimi	540	174
ABD	1981	949	-	Kurutma	251	189
ABD	1981	937	Isı değiştirici	Ham yağ prosesi	875	191
ABD	1982	4578	-	Buhar üretimi	-	399
ABD	1982	883	Flaş	Buhar üretimi	-	214
ABD	1982	923	Isı değiştirici	Kauçuk üretimi	-	186
ABD	1982	5620	Isı değiştirici	Bakır folyo üretimi	-	95
ABD	1982	4682	Isı değiştirici	Traktör parçalarının yıkanması	-	113
ABD	2008	5065	Isı değiştirici	Cips üretimi	-	249
ABD	2009	160	Isı değiştirici	Su damıtma	-	-
İspanya	1981-87	600	Isı değiştirici	Sterilizasyon	-	-
İspanya	1982-88	1024	Isı değiştirici	Sterilizasyon	-	207
Portekiz	1985	1280	Isı değiştirici	Süt	-	188
İtalya	-	1728	Doğrudan buhar	Kimyasal	-	-
Fransa	-	770	Isı değiştirici	Buhar üretimi	-	-
Hindistan	1989	192	Flaş	Tekstil	-	150
Mısır	2004	1900	Flaş	Kimyasal	-	173

Tüm avantajlarına rağmen güneş enerjisi sistemlerinin proses ısısı üretiminde kullanılmasında bazı olumsuz durumlar da mevcuttur. Bu durumlar aşağıda sıralanmıştır (Fernandez-Garcia et al., 2010):

- Büyük alanlara ihtiyaç duyulması,
- Güneş enerjisi sistemlerinin yüksek maliyeti,
- Endüstriyel atıkların ve endüstrideki çevre ortamının kollektörlerin konstrüksiyonlarında paslanma riski oluşturması,
- Güneş enerjisi sistemlerinin temel sorunlarından biri olan kararlı bir şekilde enerji üretilmemesidir.

3.3 Parabolik Oluk Kollektör Modelleri

Parabolik oluk kolektörler, parabol şeklindeki aynalar, aynaları taşıyan galvanizli çelik veya alüminyumdan yapılmış konstrüksiyon, alıcı ve takip sisteminden oluşur. Bu sistemlerde ayna yüzey malzemesinin, güneş ışınlarını yansıtma katsayısının yüksek, yutma katsayısının düşük olması gerekmektedir. Ticari kolektörlerin aynaları genellikle düşük oranda demir içeren cam yüzey ve gümüş kaplı yansıtıcı bir yüzeyden oluşur (Manzolini et al., 2011). Ancak bazen yansıtıcı, gümüş yerine alüminyum veya polimer bir malzeme de olabilir. Gümüş pahalı olmasına rağmen yansıtma katsayısı yüksek bir malzemedir. Alüminyum yüzey gümüşe göre ucuz olsa da yansıtma katsayısı gümüş yüzeyden daha düşüktür. Şekil 3.1’de dünyada birçok parabolik oluk santralde kullanılan aynaları üreten Alman Flabeg firmasına ait bir aynanın katmanları gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Flabeg firmasının ürettiği aynaların katmanları (Flagsol, 2014).

Alıcı, seçici yüzeyle kaplı metal (genellikle çelik, bakır veya alüminyum) boru ve bu boruyu çevreleyerek borudan olan ısı kayıplarının azaltılmasını sağlayan cam kılıftan oluşur. Bakır, ısı iletim katsayısı yüksek olmasına karşın pahalı bir malzemedir. Alüminyumun ise başka bir metal ile kaynak ve lehimli zordur. Bu nedenlerle çoğunlukla boru malzemesi olarak piyasada da çok bulunan çelik kullanılır. Metal boru üzerine kaplanan seçici yüzey malzemesinin yutma katsayısı yüksek, yayma katsayısı düşük olması gerekmektedir. Bazı seçici yüzey malzemeleri ve özellikleri Çizelge 3.6’da verilmiştir. Cam kılıf ise ısı kayıplarını azaltılmasının yanı sıra seçici yüzey ile kaplı metal boruyu oksitlenmeye karşı da korur (Manzolini et al., 2011).

Çizelge 3.6 Bazı seçici yüzey kaplamalarının özellikleri (Kennedy, 2002).

Seçici Yüzey	Alt Katman	Yutma Katsayısı, α	Yayma Katsayısı, ϵ	Çalışma Sıcaklığı (°C)
Kurşun sülfür	Alüminyum	0,93-0,99	0,21-0,10	200
Siyah nikel	Çelik Nikel kaplı çelik	0,88-0,96	0,03-0,10	< 200
Siyah bakır	Bakır	0,97-0,98	0,02	250
Siyah krom	Nikel Bakır Çelik	0,97	0,09	350
Bakır oksit	Bakır Çelik	0,91	0,18	< 400

Çizelge 3.7’de parabolik oluk santrallerde kullanılan bazı ticari alıcılar ve bunların teknik özellikleri verilmiştir. Luz International Ltd. tarafından üretilen Luz Black Chrome ve Luz Cermet, Solel Solar Systems Ltd. tarafından üretilen Solel UVAC ve Solel UVAC 2008, Schott tarafından üretilen Schott PTR 70 ve Archimede Solar Energy tarafından üretilen Archimede alıcıları dünyadaki birçok parabolik oluk santralde kullanılmaktadır.

Çizelge 3.7 Bazı ticari alıcıların özellikleri (Manzolini et al., 2011).

Özellik	Luz Black Chrome	Luz Cermet	Solel UVAC	Solel UVAC 2008	Schott PTR 70	Archimede
Yutma katsayısı (absorber boru)	0,94	0,92	0,955	0,97	0,95	0,945
Geçirme katsayısı (cam kılıf)	0,935	0,935	0,965	0,97	0,963	0,97
Alıcı uzunluğu (m)	4,06	4,06	4,06	4,06	4,06	4,06
Absorber boru iç çapı (mm)	64	64	64	64	64	64
Absorber boru dış çapı (mm)	70	70	70	70	70	70
Cam kılıf iç çapı (mm)	109	109	109	109	119	109
Cam kılıf dış çapı (mm)	115	115	115	115	125	115

Parabolik oluk santrallerde kullanılan kollektörlerin ayna, alıcı, taşıyıcı ve takip sistemleri bileşenleri yukarıda da belirtildiği gibi genellikle farklı firmalar tarafından üretilmektedir. Bu bileşenlerin bir araya getirilmesiyle oluşturulan Luz, EuroTrough, SenerTrough gibi çeşitli firmaların ürettiği parabolik kollektör modelleri dünyanın birçok santralinde kullanılan kollektör modelleridir. Bu kollektörler aşağıda genel olarak tanıtılmıştır.

Luz International Ltd., ABD’de SEGS santrallerinde kullanılan LS-1, LS-2 ve LS-3 olmak üzere üç çeşit parabolik oluk kollektör üretmiş ve piyasaya sürmüştür. Bu kollektörlerin alıcıları yine Luz International Ltd. tarafından, aynaları ise Flabeg firması tarafından üretilmiştir (Fernandez-Garcia et al., 2010).

1998 yılında Avrupa’da güneş enerjisi konusunda çalışan firmalar (Abengoa/Inabensa, Fichtner Solar, Flabeg Solar, Schlaich Bergermann und Partner, Iberdrola, Solel Solar Systems) ve araştırma laboratuvarları (CIEMAT, CRES, DLR) bir konsorsiyum oluşturarak EuroTrough isimli bir kollektör modeli dizayn etmişlerdir. EuroTrough kollektörün ET-100, ET-150 ve SKAL-ET gibi çeşitli alt modelleri de mevcuttur. Birinci versiyon olan ET-100, 12 m uzunluğunda 8 adet modülden oluşmaktadır (uzunluğu yaklaşık 100 m) ve 545 m² açıklık alanına sahiptir. ET-100 kollektörün teknik özellikleri Çizelge 3.8’de verilmiştir.

İkinci versiyon olan ET-150, 12 modülden oluşur (uzunluğu yaklaşık 150 m) ve 820 m² açıklık alanına sahiptir. SCAL-ET ise 12 modülden oluşur ve yaklaşık 625 m² açıklık alanına sahiptir. EuroTrough kolektörlerde, LS-3 kolektör ile Flabeg firması tarafından üretilen aynı ayna modelleri kullanılmaktadır. EuroTrough kolektörler İspanya’da bulunan Andasol-1 ve Andasol-2 santrallerinde kullanılmaktadır (Fernandez-Garcia et al., 2010; Geyer et al., 2002).

Çizelge 3.8 ET-100 model kolektörün teknik özellikleri (Price et al., 2002; Lüpfer et al., 2001).

Özellik	Değer
Odak uzaklığı (m)	1,71
Alıcı çapı (cm)	7
Açıklık uzunluğu (m)	5,77
Açıklık alanı (m ²)	545
Kolektör uzunluğu (m)	99,5
Bir modül uzunluğu (m)	12
Bir sıradaki modül sayısı	8
Ayna yansıtma oranı	%94
1 m ² açıklık alanı için çelik konstrüksiyon ağırlığı (kg)	19
1 m ² açıklık alanı için toplam ağırlık (kg)	29
Maksimum optik verim	%80
Konstrüksiyon	Galvanizli çelik iskelet
Tahrik sistemi	Hidrolik
Çalışabileceği maksimum rüzgâr hızı (m/s)	14
Ayna	Cam yüzey
Alıcı	Uygulamaya göre seçilebilir
Akışkan	Uygulamaya göre seçilebilir
Fiyat (Euro/m ²)	< 200

İspanyol güneş enerjisi firması SENER tarafından üretilen SenerTrough kolektörlerinin alıcıları Schott, aynaları Flabeg firmaları tarafından üretilmektedir. SenerTrough kolektörleri İspanya’daki Andasol-1 santralının bir kısmında ve Extresol-1, Extresol-2 ve Extresol-3 santrallerinde kullanılmaktadır (Fernandez-Garcia et al, 2010).

Luz, EuroTrough, SenerTrough kolektörlerinin dışında ABD’li firma Solargenix Enerji tarafından üretilen SGX-1 ve SGX-2, İspanyol Albiasa Solar tarafından üretilen Albiasa Trough, ABD’li SkyFuel firması tarafından üretilen SkyTrough kolektörleri ve daha birçok firma tarafından üretilen kolektörler dünyadaki çeşitli parabolik oluk santrallerde kullanılmaktadır. Bazı ticari parabolik kolektörlerin genel özellikleri Çizelge 3.9’da verilmiştir.

Çizelge 3.9 Bazı ticari kollektörlerin özellikleri (Manzolini et al., 2011).

Kollektör Modeli	Uzunluk (m)	Açıklık (m)	Açıklık Alanı (m ²)	Odak Uzaklığı (m)
LS-2	50	5	235	1,8
LS-3	100	5,75	545	2,1
ET-100	100	5,75	548	2,1
ET-150	150	5,75	817,5	2,1
SGX-1	100	5	470,3	1,8

Yukarıda bahsedilen kollektörler daha çok 400°C sıcaklıklara ulaşmak ve elektrik üretmek amacıyla kullanılmaktadır. Bunların dışında 250°C'ye kadar olan sıcaklıklara ulaşmak için kullanılan birçok ticari parabolik oluk tipi kollektör vardır. 250°C'ye kadar sıcaklıklara düzlemsel kollektörler ile ulaşılması zordur. Bunun yanında çok yüksek yoğunlaştırma oranlarına sahip yoğunlaştırıcı sistemlerin ve yüksek sıcaklıklarda çalışan alıcıların kullanılması da maliyetlidir. Küçük ve orta ölçekli parabolik oluk kollektörler hafif ve daha ucuz olduğu için fabrikaların çatılarına veya yan taraflarındaki boş alanlara kurulabilirler. Çizelge 3.10'da küçük ve orta ölçekli bazı ticari kollektörlerin özellikleri verilmiştir. Bu Çizelgedeki PT-1 ve RMT modelleri 1985 yılında ABD'de kurulan daha sonra İspanyol Abengoa Solar firması tarafından satın alınan IST Corp. tarafından üretilmiştir. PT-1 ve RMT modellerinde ayna alüminyumdan, alıcı ise dışında cam kılıf bulunan siyah krom kaplı çelikten yapılmıştır. Sistem konstrüksiyonu alüminyumdan yapılmıştır. Polytrough 1200 ise Avusturalyalı firma New Energy Partners Pty Ltd. (NEP) tarafından üretilmiştir. Polytrough 1200 kollektör, polimer bir malzeme ile kaplı alüminyum ayna ve üzerinde seçici yüzey bulunan alıcıdan oluşmaktadır (Fernandez-Garcia et al, 2010; Dudley et al., 1995).

Çizelge 3.10 Küçük ve orta ölçekli bazı ticari parabolik oluk kollektörlerin özellikleri (Fernandez-Garcia et al, 2010; Dudley et al., 1995).

Model	PT-1	RMT	Polytrough 1200
Maksimum çalışma sıcaklığı (°C)	288	205	220
Açıklık alanı (m ²)	14,03	4,22	28,8
Açıklık uzunluğu (m)	2,3	1,148	1,2
Kollektör uzunluğu (m)	6,1	3,667	24
Odak uzaklığı (m)	0,76	-	0,65
Absorber boru çapı (mm)	51	25,4	25,4
Cam kılıf çapı (mm)	75	51	-
Kenar açısı (°)	72	-	50
Yoğunlaştırma oranı	14,36	14,39	15,04
Maksimum optik verim	0,7625	0,7625	-
Yansıtma oranı	0,93	0,89	-
Geçirme katsayısı (cam kılıf)	0,96	0,95-0,96	-
Yutma katsayısı (absorber boru)	0,94	0,96-0,98	-
Yayma katsayısı (absorber boru)	0,15 - 0,25 (80°C'de)	0,15 - 0,25 (80°C'de)	-

ile hesaplanır. Bu denklemde a ve r_r sırasıyla parabol açıklığı ve parabolik yansıtıcının maksimum yarıçapını göstermektedir.

ϕ açısı 0'dan ϕ_r açısına arttığında, r yarıçapı f 'ten parabolik yansıtıcının maksimum yarıçapı olan r_r 'ye artar. Bu durumda Denklem (3.2), Denklem (3.4)'e dönüşür:

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos \phi_r} \quad (3.4)$$

Kenar açısı ile ilişkili bir diğer önemli boyut ise parabol açıklığı olan a uzunluğudur. Şekil 3.2'de basit trigonometrik bağıntılardan yola çıkılarak, a ;

$$a = 2r_r \sin(\phi_r) \quad (3.5)$$

ile bulunabilir. Parabolik yansıtıcıdan gelen güneş ışınımının tümünün alıcı tarafından alınabilmesi için alıcı çapı (D);

$$D = 2r_r \sin(\theta_s) \quad (3.6)$$

olmalıdır. Burada θ_s , yarım kabul açısı olarak tanımlanmaktadır. Yarım kabul açısı, kollektörün güneş takip mekanizmasının hassasiyetine ve yansıtıcı yüzeydeki hatalara bağlıdır. Bu iki hata ne kadar az olursa güneş ışınları alıcıya o kadar düzgün bir şekilde gönderilir ve daha yüksek yoğunlaştırma oranı elde edilir. Şekil 3.2'de parabolik kollektörün hiçbir hataya sahip olmadığı yani kusursuz olduğu düşünülerek güneş ışınlarının yansıtıcıya $2\theta_s$ açısıyla geldiği ve yansıtıcıdan aynı açıyla ayrıldığı görülmektedir. Ancak pratikte kollektörler kusursuz olmadığından yukarıda bahsedilen hatalar düşünülerek tasarlanmalıdır. Odaklama problemleri ayrıca alıcının düzgün bir şekilde konumlandırılmamasından da kaynaklanabilir. Bu durumda da yine güneş ışınları istenilen şekilde odaklanamaz. Bu problemlerin hepsi optik analiz kısmında verilecek olan kesişim faktörü (γ) ile hesaplanır (Kalogirou, 2009).

Yoğunlaştırıcı sistemlerde önemli bir parametre olan yoğunlaştırma oranı, C , parabolik oluk kollektörler için;

$$C = \frac{A_a}{A_r} = \frac{a}{\pi D} \quad (3.7)$$

denklemleri ile hesaplanabilir. Burada A_a ve A_r sırasıyla açıklık alanı ve alıcı alanını göstermektedir. Açıklık alanı; kollektörlerde güneş enerjisinin düştüğü net alandır. Alıcı alanı ise güneş enerjisinin yutularak ısı enerjisine dönüştürüldüğü yüzeydir (Duffie and Beckman, 2006; Kalogirou, 2009).

3.5 Parabolik Oluk Kollektörlerde Optik Analiz

Parabolik oluk kollektörlerde yansıtıcı (ayna), güneş ışınlarını enerjiyi absorbe eden kısma (alıcı) odaklama görevini yapar. Bu esnada güneş ışınlarının tümü alıcıya odaklanamaz, ayrıca odaklanan ışınların da bir bölümü alıcıdan geri yansır. Bunlar parabolik oluk kollektörlerde optik kayıp olarak adlandırılır. Bu yüzden parabolik oluk kollektörlerde optik kayıpların bulunabilmesi için optik analizin yapılması gerekmektedir.

Parabolik kollektörün optik performansı, alıcı tarafından emilen enerjinin kollektöre gelen güneş enerjisine oranı olarak ifade edilen optik verim ile ölçülür (Guven and Bannerot, 1984). Optik verim; alıcı ve aynanın malzemesine, kollektörün geometrisine ve kollektörün konstrüksiyonundan kaynaklanan çeşitli hatalara bağlıdır. Denklem (3.8)'de verilen $(\eta_o)_n$ kollektöre normal doğrultuda gelen güneş ışınımı için verim ifadesidir. Bu verim, *maksimum optik verim* olarak adlandırılır.

$$(\eta_o)_n = \rho\tau\alpha\gamma \quad (3.8)$$

Bu denklemde ρ , yansıtıcı yüzeyin yansıtma katsayısını; τ , alıcı cam kılıfının geçirme katsayısını; α , absorber borunun yutma katsayısını; γ , kesişim faktörünü ifade etmektedir.

Parabolik oluk kollektörlerde alıcı çapının artmasıyla ısı kayıplar artar, azalmasıyla da optik kayıplar artar. Bu yüzden alıcı çapının optimize edilmesi gerekmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda optimum boyutta bir alıcının parabolik aynadan yansıyan ışınların %90-95 aralığındaki kısmını yakalamasının uygun olacağı bulunmuştur. Optik hatalar, kesişim faktörü (γ) ile tanımlanır. γ ; kollektörün üretim, işletme ve malzemedeki kusurları içeren bir faktördür. Güneş ışınlarının takibi ve odaklanması ile alıcının odak noktasından kayması gibi hatalardan oluşmaktadır (Cau and Cocco, 2014; Duffie and Beckman, 2006).

Kesişim faktörü dışında, güneş ışınlarının alıcıya odaklanması Şekil 3.3'te gösterilen güneş ışınlarının geliş açısı (θ) ile de etkilenir. Maksimum optik verim, geliş açısının normal doğrultuda olduğu kabul edilerek hesaplanır. Ancak güneş geliş açısının değeri değiştiğinde efektif optik verimi bulmak için maksimum optik verimi, geliş açısı düzeltme faktörü ($K(\theta)$) olarak tanımlanan bir katsayı ile çarpmak gerekir. Denklem (3.9)'da genel olarak ifadesi verilen $K(\theta)$, herhangi bir geliş açısının normal doğrultuda gelen geliş açısına göre optik verimi hangi oranda düşürdüğünü tanımlar. $K(\theta)$, her kollektör için farklı olmakla beraber genellikle üretici tarafından deneysel verilerle saptanır (Guven and Bannerot, 1984). Örneğin; Dudley et al. (1994), SEGS santralinde kullanılan LS-2 kollektörleri için geliş açısı düzeltme faktörünü Denklem (3.10)'da gösterildiği şekilde bulmuşlardır.

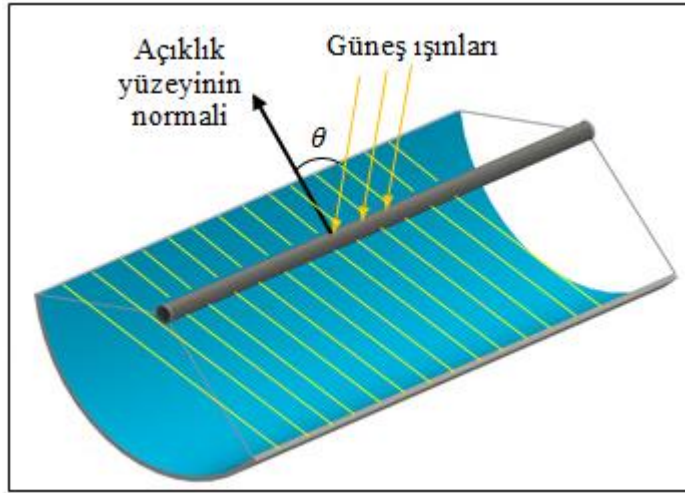
$$K(\theta) = \frac{(\eta_o)_n}{\eta_o} \quad (3.9)$$

$$K(\theta) = \cos(\theta) + 0,000884(\theta) - 0,00005369(\theta)^2 \quad (3.10)$$

Sonuç olarak Denklem (3.11) ile verilen η_o , kollektöre herhangi bir açıda gelen güneş ışınımı için optik verim ifadesini ve Denklem (3.12) ise optik kayıplara uğradıktan sonra absorbe edilen enerji miktarını (Q_o) verir. Denklem (3.12)'de I_b , direkt güneş ışınımını ifade etmektedir.

$$\eta_o = (\rho\tau\alpha\gamma)K(\theta) \quad (3.11)$$

$$Q_o = A_a\eta_o I_b \quad (3.12)$$



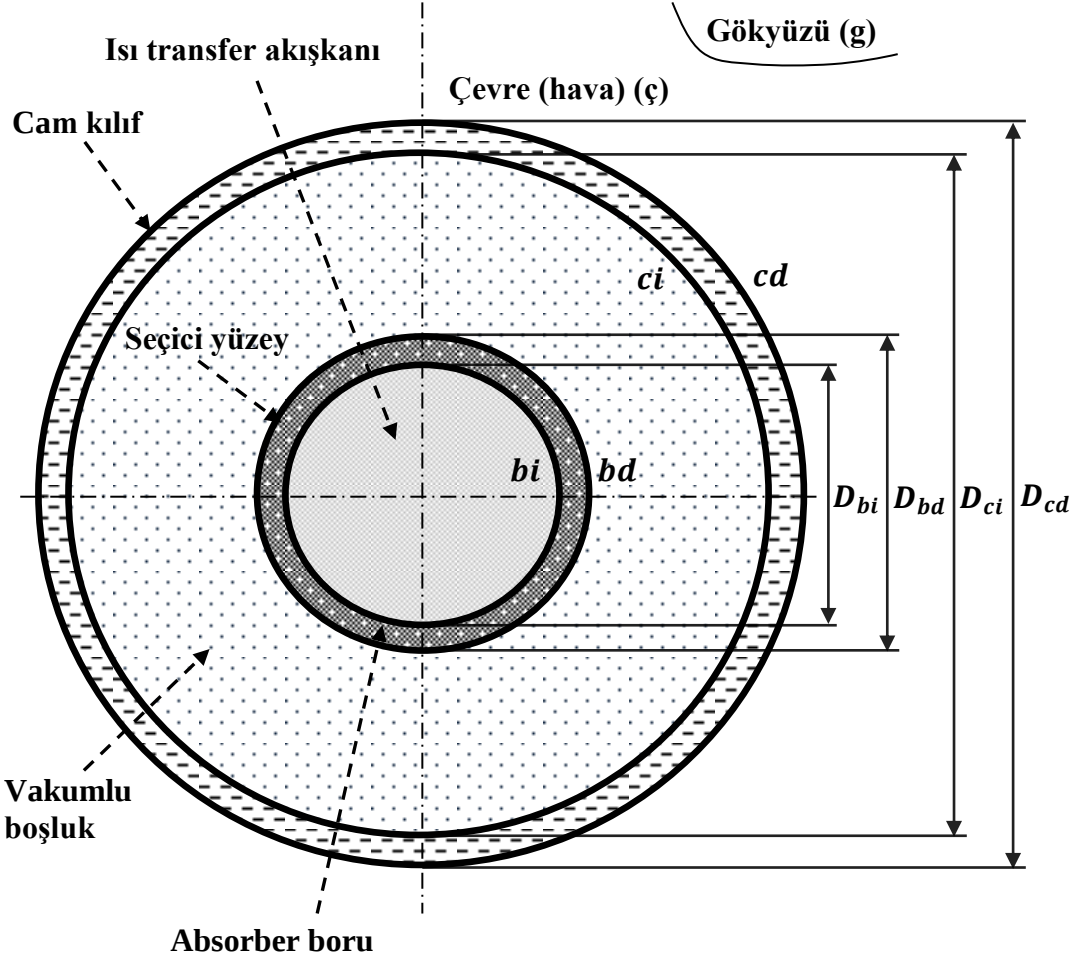
Şekil 3.3 Güneş geliş açısı (Wagner and Gilman, 2011'den uyarlanmıştır).

3.6 Parabolik Oluk Kollektörlerde Isıl Analiz

Parabolik oluk kollektörlerin ısı analizinin yapılabilmesi için optik kayıplara maruz kaldıktan sonra alıcıya gelen ve ısı transfer akışkanına enerji veren güneş ışınlarının, ayna ile ısı transfer akışkanı arasında ne tür ısı transfer mekanizmalarına maruz kaldığını bilmek gerekmektedir. Ayrıca bu ısı transfer mekanizmaları arasındaki enerji dengesinin kurulabilmesi şarttır.

Forristall (2003), parabolik oluk kollektörlerde enerji dengesinin kurulabilmesi için 'bir boyutlu' ve 'iki boyutlu' olmak üzere iki model önermiştir. Isı transfer akışkanının alıcıya girerken ve çıkarken sahip olduğu sıcaklıklar arasında büyük fark olduğundan ve buna bağlı olarak alıcıda önemli sıcaklık farkları olduğundan boyu kısa (< 100 m) sistemler için bir boyutlu modeli, daha uzun sistemler için ise iki boyutlu modeli önermiştir. Bu çalışmadaki toplam alıcı boyu 100 m'den kısa olduğu için bir boyutlu model kullanılmış ve buna göre ısı

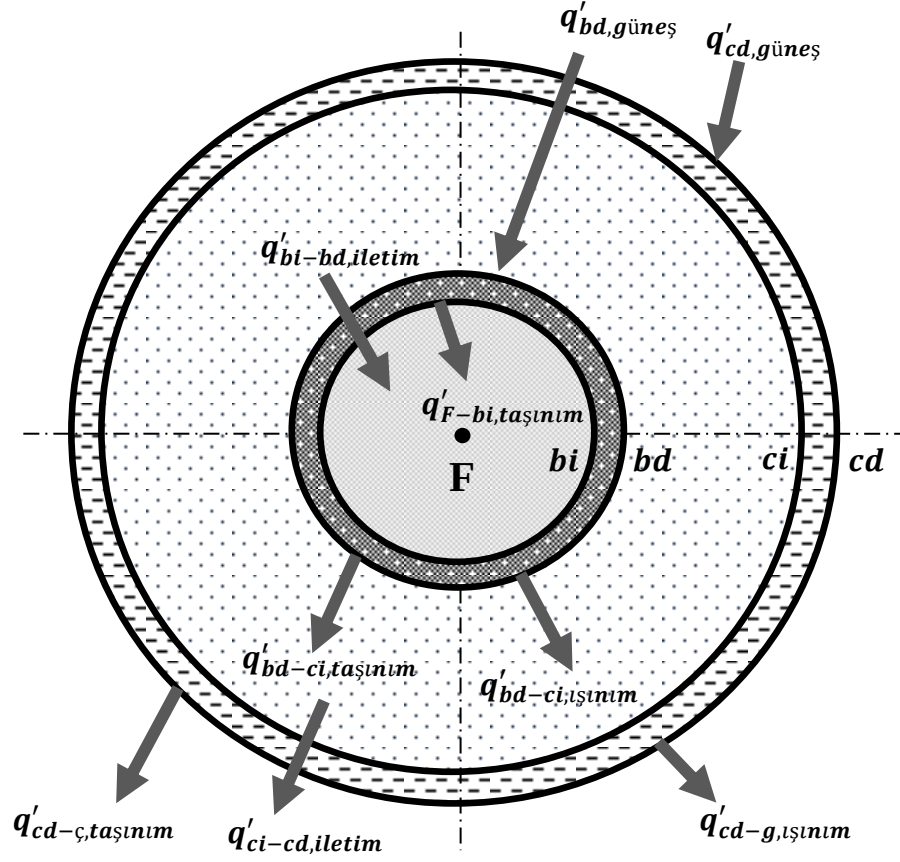
kayıplar bulunmuştur. Şekil 3.4, parabolik oluk tipi kollektörlere ait alıcının kesit görünüşünü, alıcıyı oluşturan elemanları ve temel boyutlarını göstermektedir.



Şekil 3.4 Alıcının yapı elemanları ve genel boyutları (Forristall, 2003'ten uyarlanmıştır).

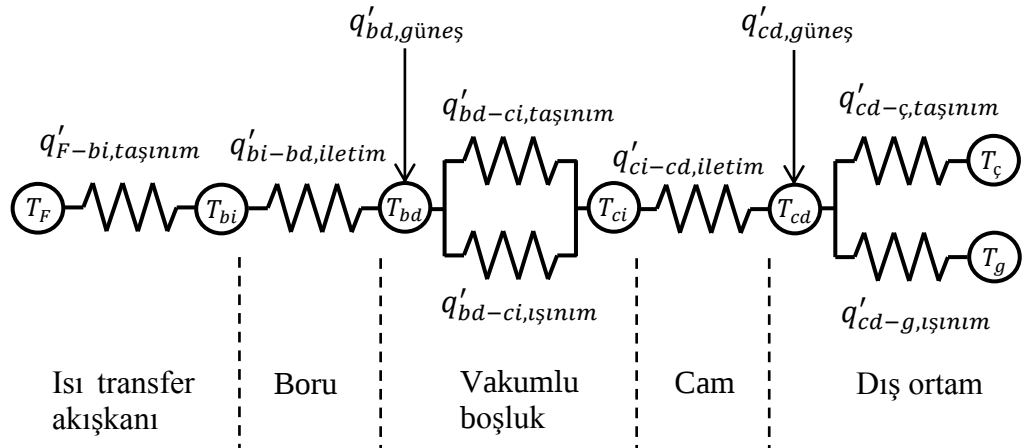
Şekil 3.5, bir boyutlu olarak, güneş enerjisinden alıcıdaki ısı transfer akışkanına kadar gerçekleşen ısı transferini göstermektedir. Optik kayıplara uğradıktan sonra alıcıya gelen güneş enerjisinin küçük bir kısmı cam kılıf tarafından yutulur ($q'_{cd,güneş}$) ve kalan enerji absorber boruya ulaşır ($q'_{bd,güneş}$). Bu enerji absorber borudan iletim yoluyla ($q'_{bi-bd,iletim}$) geçer ve sonuçta ısı transfer akışkanına taşınım ($q'_{F-bi,taşınım}$) ile transfer edilir. Absorber boruya ulaşan enerjinin bir kısmı ise borudan cam kılıfa (absorber boru ile cam kılıf arasındaki sıcaklık farkından dolayı) taşınım ($q'_{bd-ci,taşınım}$) ve ışınlım ($q'_{bd-ci,ışınım}$) ile geri gider. Cam kılıfa taşınım ve ışınlım yolu ile ulaşan enerji, cam kılıftan iletim ($q'_{ci-cd,iletim}$) yoluyla geçer. Sonuçta parabolik aynaların alıcıya odakladığı güneş enerjisinin bir kısmı çevre havasına taşınım ($q'_{cd-ç,taşınım}$) ve gökyüzüne ışınlım ($q'_{cd-g,ışınım}$) yolu ile kaybedilir. Buna ısı kayıp denir (Kalogirou, 2012). Aşağıdaki alt bölümlerde bu ısı transferi mekanizmaları detaylı olarak incelenmiştir. Yapılan bu modellemede, alıcıda

çevresel olarak sıcaklıkların, ısı akılarının ve termodinamik özelliklerin düzgün (üniform) olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 3.5 Alıcıda meydana gelen ısı transfer mekanizmaları (Forristall, 2003'ten uyarlanmıştır).

Şekil 3.6'da alıcının ısı direnç devresi gösterilmektedir. Isıl direnç devresi kullanılarak alıcı kesitinde herhangi bir noktadaki sıcaklık ve ısı akısı değeri bulunabilir.



Şekil 3.6 Alıcının ısı direnç devresi (Kalogirou, 2012'den uyarlanmıştır).

Çizelge 3.11, Şekil 3.5'te belirtilen ısı akılarının, ısı transfer mekanizmalarını ve gerçekleşen ısı transferinin başlangıç ve bitiş noktalarını özetlemektedir.

Çizelge 3.11 Alıcıda meydana gelen ısı transfer mekanizmaları (Forristall, 2003).

Isı Akısı (W/m)	Isı Transfer Mekanizması	Isı Transfer Yolu	
		Başlangıç	Bitiş
$q'_{F-bi,taşınım}$	Taşınım	Absorber boru iç yüzeyi	Isı transfer akışkanı
$q'_{bi-bd,iletim}$	İletim	Absorber boru dış yüzeyi	Absorber boru iç yüzeyi
$q'_{bd-ci,taşınım}$	Taşınım	Absorber boru dış yüzeyi	Cam kılıf iç yüzeyi
$q'_{bd-ci,işınım}$	Işınım	Absorber boru dış yüzeyi	Cam kılıf iç yüzeyi
$q'_{ci-cd,iletim}$	İletim	Cam kılıf iç yüzeyi	Cam kılıf dış yüzeyi
$q'_{cd-ç,taşınım}$	Taşınım	Cam kılıf dış yüzeyi	Çevre
$q'_{cd-g,işınım}$	Işınım	Cam kılıf dış yüzeyi	Gökyüzü
$q'_{cd,güneş}$	Güneş ışıınımı	Güneş	Cam kılıf dış yüzeyi
$q'_{bd,güneş}$	Güneş ışıınımı	Güneş	Absorber boru dış yüzeyi

Şekil 3.5'te gösterilen alıcı kesit görünüşünün her bir yüzeyinde enerjinin korunduğu düşünülerek enerji dengesi denklemleri şu şekilde yazılabilir (Kalogirou, 2012; Forristall, 2003):

$$q'_{F-bi,taşınım} = q'_{bi-bd,iletim} \quad (3.13)$$

$$q'_{bd,güneş} = q'_{bi-bd,iletim} + q'_{bd-ci,taşınım} + q'_{bd-ci,işınım} \quad (3.14)$$

$$q'_{bd-ci,taşınım} + q'_{bd-ci,işınım} = q'_{ci-cd,iletim} \quad (3.15)$$

$$q'_{ci-cd,iletim} + q'_{cd,güneş} = q'_{cd-ç,taşınım} + q'_{cd-g,işınım} \quad (3.16)$$

$$q'_{ısı kaybı} = q'_{cd-ç,taşınım} + q'_{cd-g,işınım} \quad (3.17)$$

Aşağıdaki alt bölümlerde, yukarıda bahsedilen ısı transfer mekanizmaları incelenmiştir (Kalogirou, 2012; Forristall, 2003).

3.6.1 Isı transfer akışkanı ile absorber boru arasındaki taşınım ısı transferi

Newton'un soğutma yasasına göre katı bir yüzey ile akışkan arasındaki taşınım ısı transferi, $hA(T_s - T_\infty)$ formülü ile hesaplanır. Burada T_s yüzey sıcaklığını, T_∞ ise akışkan sıcaklığını temsil etmektedir. Şekil 3.4'te verilen alıcı kesitindeki terminoloji kullanılırsa absorber boru ile ısı transfer akışkanı arasındaki taşınım ile olan ısı transferi ($q'_{F-bi,taşınım}$);

$$q'_{F-bi,taşınım} = h_F \pi D_{bi} (T_{bi} - T_F) \quad (3.18)$$

ile hesaplanabilir. Burada h_F , taşınım ısı transfer katsayısını; D_{bi} , absorber boru iç çapını; T_{bi} , absorber boru iç yüzey sıcaklığını; T_F ise ısı transfer akışkanının sıcaklığını göstermektedir. Bu denklemdeki taşınım ısı transferi katsayısı;

$$h_F = Nu_{D_{bi}} \frac{k_F}{D_{bi}} \quad (3.19)$$

denklemlerle bulunabilir. Burada $Nu_{D_{bi}}$, absorber boru iç yüzey çapına göre Nusselt sayısı, k_F ise ısı transfer akışkanının ısı iletim katsayısıdır.

$Nu_{D_{bi}}$, akışın cinsine bağlıdır. İşletme koşullarında alıcı içindeki akış genelde türbülanslı bölgededir. Kollektörler bazı koşullar dışında nadiren laminar akışta çalıştırılırlar. Boru içinde laminar akış olduğunda ve boruya sabit ısı akışı uygulandığında Nusselt sayısının değeri 4,36'dır (Incropera and Dewitt, 2010).

Türbülanslı akışta Nusselt sayısının hesaplanması laminar akışa göre biraz zordur. $0,5 < Pr_F < 2000$ ve $3000 < Re_{D_{bi}} < 5 \times 10^6$ şartlarını sağlayan Gnielinski tarafından geliştirilen Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu_{D_{bi}} = \frac{(f_{bi}/8)(Re_{D_{bi}} - 1000)Pr_F}{1 + 12,7(f_{bi}/8)^{1/2}(Pr_F^{2/3} - 1)} \quad (3.20)$$

şeklinde (Incropera and Dewitt, 2010). Burada f_{bi} , $Re_{D_{bi}}$, Pr_F sırasıyla absorber boru içi sürtünme faktörü, absorber borunun iç çapına göre Reynolds sayısı ve ısı transfer akışkanının T_F sıcaklığındaki Prandtl sayısıdır. Absorber boru içi sürtünme faktörü;

$$f_{bi} = [0,79 \ln Re_{D_{bi}} - 1,64]^{-2} \quad (3.21)$$

ile hesaplanır. Reynolds sayısı ise;

$$Re_{D_{bi}} = \frac{\rho V D_{bi}}{\mu} \quad (3.22)$$

yardımıyla saptanabilir. Burada ρ , V , μ sırasıyla akışkanın yoğunluğunu, hızını ve dinamik viskozitesini ifade etmektedir.

Bu bağıntılarda üniform ısı akışı ve sıcaklığı olduğu ve absorber boru iç yüzeyinin pürüzsüz olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca bağıntılardaki tüm değerler ve akışkan özellikleri ısı transfer akışkanının sıcaklığına, T_F , göre bulunmalıdır.

3.6.2 Absorber boruda iletim ile ısı transferi

Absorber boru çeperinden iletimle olan ısı transferi;

$$q'_{bi-bd,iletim} = \frac{2\pi k_{boru}(T_{bi} - T_{bd})}{\ln\left(\frac{D_{bd}}{D_{bi}}\right)} \quad (3.23)$$

ile verilen Fourier'in ısı iletim yasası ile bulunabilir (Incropera and Dewitt, 2010; Kalogirou, 2012). Burada k_{boru} , absorber borunun ortalama boru sıcaklığında ısı iletim katsayısı; T_{bd} , absorber boru dış yüzey sıcaklığı; D_{bd} , absorber boru dış çapıdır.

Absorber boru ısı iletim katsayısı, boru malzemesine bağlıdır. Forristall (2003) oluşturduğu modelde, absorber boru malzemesi için üç adet paslanmaz çelik malzeme (304L, 316L, 321H) ve bir bakır malzeme (B42) önermiştir. Bakırın ısı iletim katsayısı sabit 400 W/mK'dir. 304L ve 316L paslanmaz çelikler için;

$$k_{boru} = (0,013)T_b + 15,2 \quad (3.24)$$

denklemini ve 321H için ise;

$$k_{boru} = (0,0153)T_b + 14,775 \quad (3.25)$$

denklemini önermiştir. Burada T_b , absorber boru ortalama sıcaklığını ifade etmektedir ($T_b = (T_{bi} + T_{bd})/2$).

3.6.3 Absorber boru ile cam kılıf arasındaki ısı transferi

Absorber boru ile cam kılıf arasında taşınım ($q'_{bd-ci,taşınım}$) ve ışıınım ($q'_{bd-ci,ışıınım}$) ile ısı transferleri gerçekleşir. Taşınım ısı transferi, absorber boru ile cam kılıf arasındaki boşluğun basıncına bağlıdır. Düşük basınçlarda ($< 0,013$ Pa) serbest moleküler taşınım, yüksek basınçlarda ise doğal taşınım ile gerçekleşir. Ayrıca absorber borunun dış yüzeyi ile cam kılıfın iç yüzeyi arasında sıcaklık farkı bulunduğundan ışıınım ile ısı transferi de gerçekleşir. Aşağıda bu ısı transfer mekanizmaları incelenmiştir.

Absorber boru ile cam kılıf arasındaki taşınım ısı transferi, vakumlu boşluğun basıncına göre serbest moleküler veya doğal taşınım ile gerçekleşir. Bu çalışmada, absorber boru ile cam kılıf arasındaki boşluğun vakumlu olduğu ($< 0,013$ Pa) düşünülerek ısı transfer analizi yapılmıştır. Buna göre taşınım ısı transferi;

$$q'_{bd-ci,taşınım} = h_{bd-ci}\pi D_{bd}(T_{bd} - T_{ci}) \quad (3.26)$$

ile hesaplanır (Kalogirou, 2012; Forristall, 2003). Burada h_{bd-ci} , vakumlu boşlukta taşınım ısı transfer katsayısını; T_{ci} , cam kılıf iç yüzey sıcaklığını göstermektedir. Taşınım ısı transfer katsayısı, $Ra_{D_{ci}} < (D_{ci}/(D_{ci} - D_{bd}))^4$ şartını sağlamak koşuluyla;

$$h_{bd-ci} = \frac{k_{std}}{\frac{D_{ci}}{2 \ln\left(\frac{D_{ci}}{D_{bd}}\right)} + b\lambda\left(\frac{D_{bd}}{D_{ci}} + 1\right)} \quad (3.27)$$

formülü yardımıyla belirlenir (Forristall, 2003). Bu denklemde k_{std} , boşluktaki gazın standart basınç ve sıcaklıkta ısı iletim katsayısı; D_{ci} , cam kılıf iç çapı; b , etkileşim katsayısı; λ , molekülün çarpışmalar arasında aldığı ortalama yoldur. b katsayısı;

$$b = \frac{(2 - a)(9\gamma - 5)}{2a(\gamma + 1)} \quad (3.28)$$

ile bulunur (Forristall, 2003). Burada a , moleküler katsayı (–) ve γ , oran katsayısı (–) olarak tanımlanmaktadır. Denklem (3.27)'deki λ ise;

$$\lambda = \frac{2,331 \times 10^{-20}(T_{bd-ci} + 273)}{P_a \delta^2} \quad (3.29)$$

şeklinde hesaplanır (Forristall, 2003; Kalogirou, 2012). Bu denklemde T_{bd-ci} (°C), absorber boru dış yüzeyi ile cam kılıf iç yüzeyi arasındaki ortalama sıcaklıktır ($T_{bd-ci} = (T_{bd} + T_{ci})/2$). P_a , vakumlu boşluğun basıncı; δ , molekül çapıdır.

Ortalama akışkan sıcaklığı 300°C için (3.27)-(3.29) arasındaki denklemlerde verilen katsayılar ve ısı transfer katsayısı farklı gazlar için Çizelge 3.12'de verilmiştir (Forristall, 2003; Kalogirou, 2012).

Çizelge 3.12 Farklı gazlar için katsayılar (Forristall, 2003).

Gaz	k_{std} [W/mK]	b	λ [cm]	γ	δ [cm]	h_{bd-ci} [W/m ² K]
Hava	0,02551	1,571	88,67	1,39	3,53E-8	0,0001115
Hidrojen	0,1769	1,581	191,8	1,398	2,4E-8	0,0003551
Argon	0,01777	1,886	76,51	1,677	3,8E-8	0,00007499

Absorber boru ile cam kılıf arasında vakumlu boşluk olduğunda taşınım ile olan ısı transferi çok küçük olur. Bu yüzden çoğu zaman ihmal edilir (Duffie and Beckman, 2006).

Işınım ısı transferi için bağıntı türetilirken yüzeylerin gri olduğu, cam kılıfın kızılötesi ışınları geçirmediği, alıcıda sıcaklık değişiminin olmadığı (izotermal) kabulleri yapılmıştır. Bu kabuller tamamen doğru olmasa da buna bağlı hatalar ihmal edilebilecek kadar küçüktür (Kalogirou, 2012). Absorber boru ile cam kılıf arasında ışıınım ile ısı transferi;

$$q'_{bd-ci,ışınım} = \frac{\sigma \pi D_{bd} (T_{bd}^4 - T_{ci}^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_b} + \left(\frac{(1 - \varepsilon_c) D_{bd}}{\varepsilon_c D_{ci}} \right) \right)} \quad (3.30)$$

ile bulunur (Incropera and Dewitt, 2010). Burada σ , Stefan-Boltzman sabiti ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$); ε_b , absorber boru yayma katsayısı; ε_c , cam kılıf yayma katsayısıdır.

3.6.4 Cam kılıf iletim ısı transferi

Cam kılıfın iç ve dış yüzeyleri arasında iletim ile olan ısı transferi;

$$q'_{ci-cd,iletim} = \frac{2\pi k_c (T_{ci} - T_{cd})}{\ln \left(\frac{D_{cd}}{D_{ci}} \right)} \quad (3.31)$$

yardımıyla hesaplanabilir (Incropera and Dewitt, 2010). Burada k_c ve T_{cd} sırasıyla cam kılıf ısı iletim katsayısını ve cam kılıf dış yüzey sıcaklığını göstermektedir. Forristall (2003), camın ısı iletim katsayısı için sabit 1,04 değerinin (Pyrex® cam) kullanılabileceğini belirtmiştir.

3.6.5 Cam kılıftan atmosfere olan ısı transferi

Cam kılıftan atmosfere olan ısı transferi taşınım ($q'_{cd-\zeta,taşınım}$) ve ışıınım ($q'_{cd-g,ışınım}$) ısı transfer mekanizmalarından meydana gelir. Taşınım ile olan ısı transferi rüzgâr varken zorlanmış taşınım, rüzgâr yokken doğal taşınım olarak gerçekleşir. Cam kılıf ile gökyüzü arasındaki sıcaklık farkından dolayı ışıınım ile ısı transferi gerçekleşir.

Cam kılıftan atmosfere taşınım ile olan ısı transferini bulmak için öncelikle mekanizmanın zorlanmış ya da doğal olduğuna karar vermek gereklidir. Bu çalışmada rüzgâr olduğu düşünülerek zorlanmış taşınım ısı transfer analizi yapılmıştır. Taşınım ile olan ısı transferi;

$$q'_{cd-\zeta,taşınım} = h_{cd-\zeta}\pi D_{cd}(T_{cd} - T_{\zeta}) \quad (3.32)$$

ile bulunabilir (Incropera and Dewitt, 2010; Forristall, 2003). Burada $h_{cd-\zeta}$, $(T_{cd} + T_{\zeta})/2$ sıcaklığında ısı taşınım katsayısını, T_{ζ} ise çevre sıcaklığını ifade etmektedir. Isı taşınım katsayısı;

$$h_{cd-\zeta} = \frac{k_{hava}}{D_{cd}} Nu_{D_{cd}} \quad (3.33)$$

yardımla hesaplanır. Burada k_{hava} , $(T_{cd} + T_{\zeta})/2$ sıcaklığında havanın ısı iletim katsayısını, $Nu_{D_{cd}}$ ise cam kılıf dış çapına göre ortalama Nusselt sayısını ifade etmektedir. $Nu_{D_{cd}}$;

$$0,1 < Re < 1000 \text{ için } Nu_{D_{cd}} = 0,4 + 0,54Re^{0,52} \quad (3.34)$$

$$1000 < Re < 50000 \text{ için } Nu_{D_{cd}} = 0,3Re^{0,6} \quad (3.35)$$

ile verilen bağıntılar yardımıyla belirlenir (Duffie and Beckman, 2006). Bu denklemlerdeki Reynolds sayısı ise;

$$Re = \frac{\rho_{hava} V_{hava} D_{cd}}{\mu_{hava}} \quad (3.36)$$

ile bulunur. Burada ρ_{hava} , V_{hava} , μ_{hava} sırasıyla havanın yoğunluğu, hızı ve dinamik viskozitesini göstermektedir. Reynolds sayısı bulunurken $(T_{cd} + T_{\zeta})/2$ sıcaklığındaki havanın özellikleri kullanılır.

Cam kılıf ile gökyüzü arasındaki sıcaklık farkından dolayı oluşan ışıınım ısı transferi cam kılıfın gri yüzey ve gökyüzünün siyah bir cisim olduğu varsayımıyla;

$$q'_{cd-g,ışınım} = \sigma \varepsilon_c \pi D_{cd} (T_{cd}^4 - T_g^4) \quad (3.37)$$

ile bulunabilir (Incropera and Dewitt, 2010). Burada T_g , gökyüzü sıcaklığıdır. T_g , modeli basitleştirebilmek için $(T_{\zeta} - 8)$ alınabilir (Forristall, 2003).

3.6.6 Cam kılıfta ve absorber boruda yutulan enerji

Cam kılıf tarafından yutulan güneş ışıınımı ($q'_{cd,güneş}$);

$$q'_{cd,güneş} = I_b \frac{A_a}{L} \gamma \rho \alpha_c K(\theta) \quad (3.38)$$

ile hesaplanabilir. Burada α_c , cam kılıf yutma katsayısıdır ve 0,02 olarak alınabilir (Kalogirou, 2012). L , birim uzunluktur. Absorber boru tarafından yutulan güneş ışımasını ($q'_{bd,güneş}$) ise;

$$q'_{bd,güneş} = I_b \frac{A_a}{L} \gamma \rho \tau \alpha K(\theta) \quad (3.39)$$

yardımıyla bulunabilir. Parabolik oluk kolektörlerde optik ve ısı analiz yapıldıktan sonra ısı transfer akışkanına ulaşan birim uzunluk başına faydalı enerji (q'_u);

$$q'_u = \frac{A_a \eta_o I_b}{L} - q'_{ısı kaybı} \quad (3.40)$$

denklemleriyle belirlenir. Toplam faydalı enerji (Q_u) ise;

$$Q_u = A_a \eta_o I_b - Q_{ısı kaybı} \quad (3.41)$$

ile hesaplanabilir (Kalogirou, 2009). Isı transfer akışkanının alıcıya giriş sıcaklığı olan T_F ise, Q_u 'ya bağlı olarak ΔT kadar artar. ΔT ;

$$\Delta T = \frac{Q_u}{\dot{m} c_p} \quad (3.42)$$

ile bulunur. Burada $\dot{m}$; akışkanın kütleli debisi, c_p ise ısı transfer akışkanının özgül ısıdır.

Yukarıda ayrıntılı olarak açıklanan alıcıda meydana gelen ısı kaybı değerinin bulunabileceği denklemlerin çözümünde değişik yöntemler kullanılabilir. İlk yöntem olarak akışkanın sahip olduğu sıcaklıktaki termodinamik özellikleri kullanılarak yukarıdaki denklemler iteratif olarak çözülebilir ve alıcının kesitindeki sıcaklıklar ($T_F, T_{bi}, T_{bd}, T_{ci}, T_{cd}$) bulunur. Bu sıcaklıkların bulunması ile alıcıda ısı kaybı hesabı yapılabilir. Bu sayede akışkana ulaşan faydalı enerji bulunur ve böylece akışkanın kolektörden çıkış sıcaklığı bulunabilir. İkinci yöntemde ise üretici firmalar tarafından alıcı için oluşturulmuş ısı kaybı formülasyonları kullanılabilir. Bu formülasyonlar genelde deneysel olarak bulunan ısı transfer akışkanları sıcaklığına bağlı ampirik denklemlerdir. Isı transfer akışkanının ve çevre havasının sıcaklığı bilindiğinde alıcıdaki ısı kayıpları basit bir şekilde bulunabilir.

3.7 Kollektör Sıraları Arasındaki Mesafenin Belirlenmesi

Arka arkaya yerleştirilen kollektörlerin güneşin doğuş ve batış saatlerine yakın zamanlarda birbirini gölgelememesi için aralarında belirli bir gölgeleme mesafesi (L_{sh}) bırakılması gerekmektedir. Bu mesafe, kollektör sıraları arasındaki boru bağlantılarını uzatacak kadar da fazla olmamalıdır. Bu işlem bir optimizasyon problemidir. Kollektör sıraları arasında gölgeleme mesafesi;

$$L_{sh} = \left(\frac{H_c}{\tan \alpha_s} \right) \cos(90 - \gamma_s) \quad (3.43)$$

denklemleri ile belirlenebilir (Reddy and Kumar, 2012). Burada H_c ifadesi kollektör yüksekliğini göstermektedir ve;

$$H_c = a \sin \beta \quad (3.44)$$

yardımlarıyla hesaplanabilir. Burada β kollektör eğim açısını göstermektedir. β ;

$$\beta = \tan^{-1}(\tan \theta_z \cos(\gamma_s - \gamma)) \quad (3.45)$$

ile bulunabilir. Burada γ , yüzey azimut açısını göstermektedir ve güneşi tek eksenli takip eden, kuzey-güney yönünde yerleştirilmiş kollektörler için;

$$\gamma = \begin{cases} \gamma_s > 0 \text{ ise } 90^\circ \\ \gamma_s \leq 0 \text{ ise } -90^\circ \end{cases} \quad (3.46)$$

şeklinde verilmektedir (Duffie and Beckman, 2006). Burada ayrıca L_{sh} 'nin bulunabilmesi için santralin çalışmaya başlayacağı saatin de belirlenmesi gerekmektedir. Bu işlem, güneş doğuş saatinin belirlenerek santralin güneşin doğuşundan kaç saat sonra çalışmaya başlayacağına karar verilerek yapılır (Reddy and Kumar, 2012). Güneş doğuş saati Denklem (3.47) yardımıyla bulunabilir.

$$t_{sr} = 12 - \frac{\omega_s}{15} \quad (3.47)$$

Bu bölümde parabolik oluk kollektörlerin dünya ve Türkiye'deki durumundan bahsedilerek kollektörlerin boyutlandırılması, optik ve ısı analiz yöntemleri anlatıldı. Sonraki bölümde santral tasarımının yapılabilmesi için oluşturulan program parçalarının tanıtımı ve akış diyagramları verilecektir.

4 SANTRAL TASARIMI İÇİN HAZIRLANAN PROGRAMLARIN TANITILMASI

Bu bölümde, santral tasarımında izlenen yol anlatılarak tasarımın hatasız ve kolay bir şekilde yapılabilmesi için MATLAB programlama dili ile hazırlanan program parçalarının yaptıkları işlemler ekran görüntüleri verilerek tanıtılmıştır.

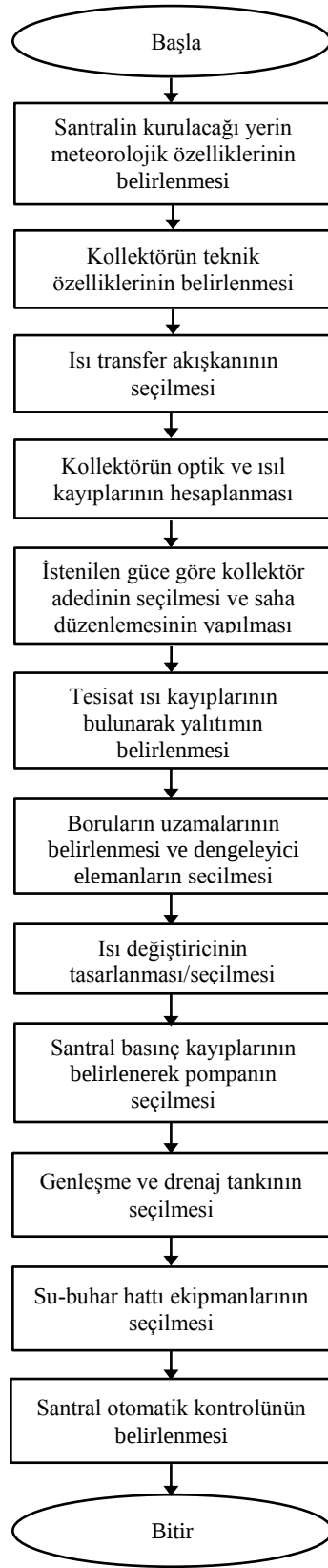
Güneş ısı santral tasarımının teknik hesaplamalarında hata oranını düşürmek ve işlemleri pratik bir şekilde yaparak zaman kaybını azaltmak amacıyla programlar oluşturulmuştur. MATLAB programlama dili ile hazırlanan programların isimleri ve yaptıkları işlemlerin açıklamaları Çizelge 4.1’de verilmiştir. Bu programlar manuel bir şekilde birbirlerinden bağımsız olarak çalışmaktadır. Tasarım sırasında gerekli olan optik ve ısı analiz işlemlerinin, saha düzenleme işlemlerinin, tesisat ısı ve basınç kaybı işlemlerinin ve ısı değiştirici tasarımının hesaplamalarını yapmakta ve bu hesapların çıktısını .txt uzantılı dosyaya kaydederek vermektedir. Çizelgedeki programlardan önemli görülenleri bu bölüm içinde detaylı olarak anlatılmıştır.

Çizelge 4.1 Santral tasarımı için kullanılan programların isimleri ve yaptıkları işlemler.

Program adı	Açıklama
interpolasyon	Isıl analiz ve ısı kaybı hesaplamalarında kullanılmak üzere tasarım için seçilen ısı transfer akışkanının istenilen sıcaklıktaki termofiziksel değerlerinin bulunması işlemini yapmaktadır.
optikveisilanaliz	Santralin kurulumu için düşünülen yerin meteorolojik verilerine, seçilen kollektör ve ısı transfer akışkanının teknik özelliklerine göre sistemin optik ve ısı analizini yaparak kollektörün optik ve ısı kayıplarının bulunması işlemini yapmaktadır.
civatahesabi	Kollektörlerin şiddetli rüzgârlara karşı dayanabilmesini sağlamak için yere sabitlenmesinde kullanılan civataların boyutlandırılması işlemini yapmaktadır.
sıralararasimesafe	Kollektör sıralarının birbirlerini gölgelemesini önlemek için sıralar arasındaki optimum mesafenin hesaplanması işlemini yapmaktadır.
isikaybi	Santral boru tesisatındaki ısı kayıplarını hesaplayarak optimum yalıtım kalınlığının bulunması işlemini yapmaktadır.
basinckaybi	Santral boru tesisatındaki basınç kayıplarının hesaplanması işlemini yaparak ısı transfer akışkanı için pompa seçiminin yapılmasını sağlamaktadır.
isidegistirici	Santralde kullanılan ısı değiştiricisinin boyutlandırılması işlemini yapmaktadır.
subuharhatti	Su-buhar hattı tesisatındaki ısı ve basınç kayıplarını hesaplayarak yalıtım kalınlığının ve pompa seçiminin yapılması işlemini yapmaktadır.

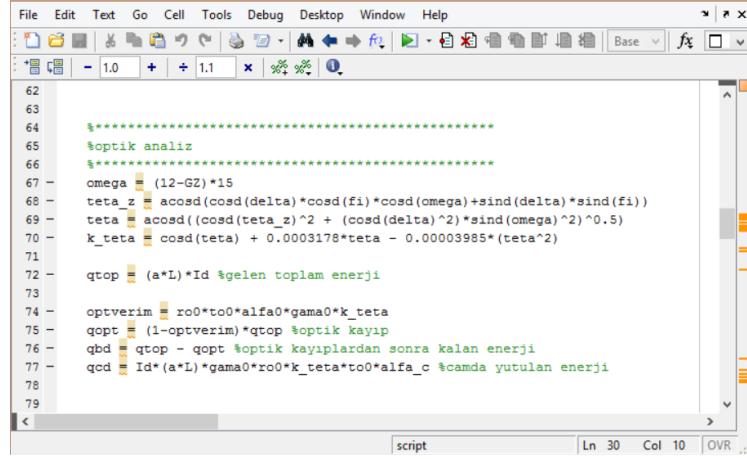
Bu bölümde son olarak tasarım sırasında izlenen yol; ana akış diyagramı, optik ve ısı analizler için akış diyagramları, saha düzenlemesi ve tesisat akış diyagramları ve ısı değiştirici tasarımı akış diyagramı şeklinde her bir bölüm için verilmiştir.

Şekil 4.1’de santral tasarımının ana akış diyagramı verilmiştir. Bu diyagramda parabolik oluk kollektörlerden oluşan bir güneş ısı santrali tasarımının yapılabilmesi için sırasıyla takip edilmesi gereken işlem basamakları anlatılmıştır. Tasarımda öncelikle santralin kurulacağı konuma ait direkt güneş ışınımı, hava sıcaklığı ve rüzgâr hızı gibi ana parametrelerin özellikleri belirlenmelidir. Bu sayede temel optik ve ısı analiz işlemleri ve tesisat boyutlandırma işlemleri yapılabilir. İlk aşamadan sonra ise kullanılması düşünülen parabolik oluk kollektör sisteminin boyutları belirlenmelidir. Burada piyasada bulunan ve çeşitli santrallerde kullanılan kollektörlerin boyutları kullanılabileceği gibi tasarımcı parabolik oluk kollektör tasarım prensiplerine bağlı kalmak koşuluyla kendi kollektör sisteminin tasarımını da yapabilir. Ancak bu işlem detaylı bir çalışma gerektirdiğinden bu tez kapsamında düşünülmemiş ve piyasadaki hazır bir kollektör sistemi kullanılmıştır. Kollektör sisteminin seçilmesinden sonra ise ısı transfer akışkanına karar verilmelidir. Bu çalışmada olduğu gibi ısı transfer akışkanı olarak termal yağ kullanılması durumunda yağın termofiziksel özellikleri (ısı iletim katsayısı, viskozite, özgül ısı vb.) üretici firmaların kataloglarından elde edilmeli ve santralin termal yağ ile temas halinde olan her bir elemanının boyutlandırılması bu özelliklere göre yapılmalıdır. Tasarımda, temel elemanların seçilmesinden sonra kollektörlerin optik ve ısı analiz aşamasına geçilmektedir (Şekil 4.1). Burada kollektör özelliklerine göre sistemin optik analiz ve ısı analiz işlemleri yapılmalı ve birim uzunlukta akışkana ulaşan faydalı enerji hesap edilmelidir. Böylece temel tasarım gücü için kaç adet kollektör kullanılacağı ve bunların sahadaki konumları (arka arkaya yerleştirilen kollektör sıralarının birbirini gölgelememesi için gerekli mesafe, tesisat borularının uzunlukları vb.) saptanabilmektedir. Sonraki aşamada santral tesisatında kullanılan boru boyutları ve özellikleri (malzeme, çap, uzunluk, ısı iletim katsayısı, sürtünme faktörü, genleşme katsayısı vb.) belirlenerek ve borulardaki ısı kayıpları bulunarak boru yalıtım malzemesine karar verilmeli ve kalınlığı hesaplanmalıdır. Tesisat ile ilgili bir diğer işlemde de boruların uzama miktarları hesap edilerek bunu kompanze edebilecek dengeleyici elemanların seçimi yapılmalıdır. Santral boru tesisatının tamamlanmasıyla beraber istenen debi ve sıcaklık aralığına uygun olarak ısı değiştirici tasarımı yapılabilir ya da piyasada hazır olarak bulunan ısı değiştiricilerden bir seçim yapılabilir. Bu çalışmada gövde boru tipi bir ısı değiştirici tasarımı yapılmıştır. Tasarımda sonraki aşamada tesisat borularında ve ısı değiştiricide basınç kayıpları bulunarak belirlenen debinin de göz önünde bulundurulmasıyla sistemde termal yağ pompası seçimi yapılmalıdır. Santral güneş alanı ile ilgili son olarak genleşen termal yağ dengeleyebilecek genleşme deposu seçimi yapılmalıdır. Genleşme deposunun açık veya kapalı tipte seçimine bağlı olarak hesaplama işlemleri yapılmalı ve boyutları belirlenmelidir. Yine bu aşamada sistemdeki tüm termal yağın toplam hacmi bulunarak gerektiğinde muhafaza edilebileceği bir drenaj tankının boyutları üretici firmaların kataloglarından seçilmelidir. Isı transfer akışkanının dolaştığı güneş alanı tesisatının tamamlanmasıyla beraber su-buhar hattında tesisat elemanlarının seçimi, boruların boyutlandırılması, pompa seçimi adımları takip edilmelidir. Son olarak ise santralin otomatik kontrol sistemine karar verilmelidir. Burada öncelikle kollektörlerin güneşi takibi için kullanılacak yöntem (matematiksel hesaplama ile veya fotosel kullanılarak) sonra ise kollektörleri tahrik edecek sistemin tipine (hidrolik sistem veya elektrik motoru) karar verilmelidir.



Şekil 4.1 Güneş ısı santral tasarımının ana akış diyagramı

Santral tasarımının ana akış diyagramında verilen kollektörde optik analiz işlem basamağını gerçekleştiren program parçasının bir bölümünün örnek bir ekran görüntüsü Şekil 4.2’de, kollektörün optik analizi için oluşturulan akış diyagramı ise Şekil 4.3’te verilmiştir. Program içinde akış diyagramında verilen adımlar takip edilerek işlemler yaptırılmaktadır. Akış diyagramından ve programın ekran görüntüsünden de görülebileceği gibi optik analiz işleminde öncelikle kurulum yapılacak yere ait bilgiler (δ, ϕ, GZ, I_b) ve kollektörün ayna ve alıcısına ait teknik özellikler ($\rho, \tau, \alpha, \gamma$) klavyeden elle programa girilmelidir. Programda amaç kollektörün optik verim katsayısını ve devamında optik kayıpları bulmaktır. Bu nedenle temel verilerin klavyeden girilmesiyle beraber izlenecek yol $\omega \rightarrow \theta_z \rightarrow \theta \rightarrow K(\theta) \rightarrow \eta_o$ şeklinde olmaktadır. Optik verim katsayısının bulunması ile beraber kollektörde birim alan başına kayıplar bulunmaktadır. Klavyeden girilmesi gereken veriler, tasarım yapılan konum ve kullanılan kollektör değiştiğinde program üzerinde değiştirilebilmektedir.

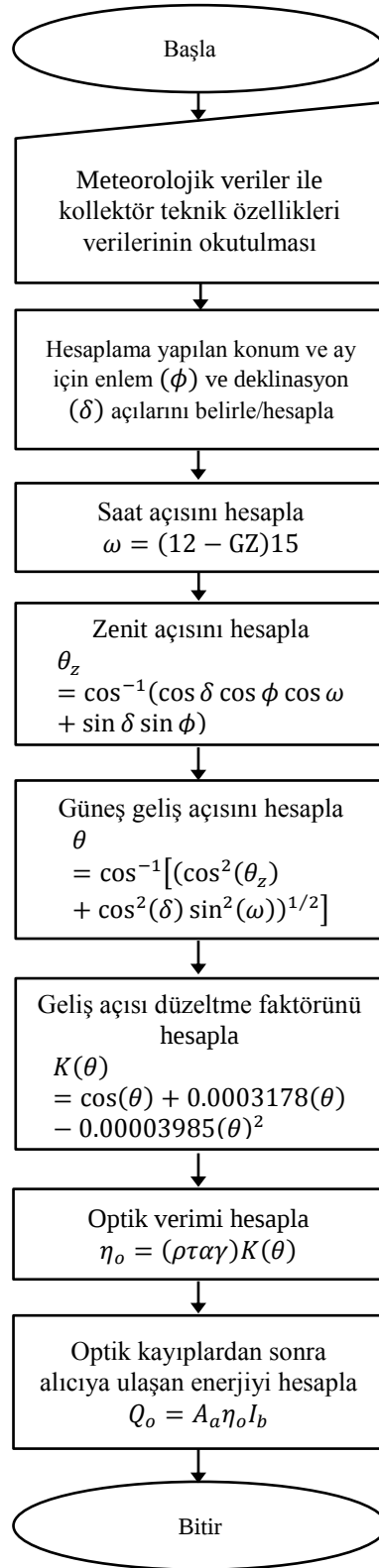


```

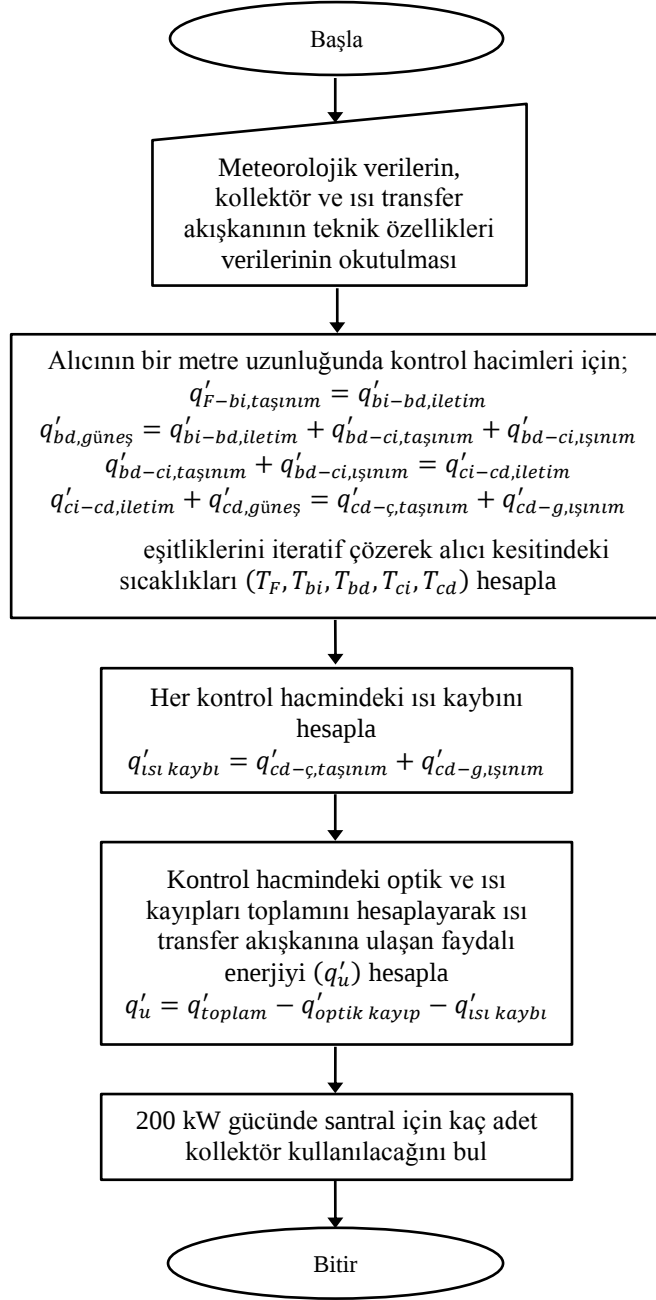
62
63
64 %*****
65 %optik analiz
66 %*****
67 omega = (12-GZ)*15
68 teta_z = acosd(cosd(delta)*cosd(fi)*cosd(omega)+sind(delta)*sind(fi))
69 teta = acosd((cosd(teta_z)^2 + cosd(delta)^2)*sind(omega)^2)^0.5)
70 k_teta = cosd(teta) + 0.0003178*teta - 0.00003985*(teta^2)
71
72 qtop = (a*L)*Id %gelen toplam enerji
73
74 optverim = ro0*to0*alfa0*gama0*k_teta
75 qopt = (1-optverim)*qtop %optik kayıp
76 qbd = qtop - qopt %optik kayıplardan sonra kalan enerji
77 qcd = Id*(a*L)*gama0*ro0*k_teta*to0*alfa_c %camda yutulan enerji
78
79

```

Şekil 4.2 Optik analiz programının görüntüsü.



Şekil 4.3 Kolektörün optik analizi için akış diyagramı.



Şekil 4.4 Kollektörün ısı analiz için akış diyagramı.

Şekil 4.4'te kolektör ısı analizinin yapılabilmesi için uygulanması gereken işlemlerin akış diyagramı ve Şekil 4.5'te ise ısı analiz programının bir bölümünün ekran görüntüsü verilmiştir. Akış diyagramında verildiği gibi optik analiz işlemine benzer şekilde öncelikle kolektör teknik özelliklerinin, tasarım yapılan yere ait temel meteorolojik verilerin ve ayrıca ısı transfer akışkanının termofiziksel özelliklerinin ısı analiz programına klavyeden elle girilmesi gerekmektedir. Programın temel amacı alıcının birim uzunluğu boyunca ısı kayıpları bulmak olduğu için alıcının cam sıcaklığını (ve dolayısıyla ısı kaybı) elimizdeki tek sıcaklık verisi olan ısı transfer akışkanı sıcaklığından yola çıkarak bulmak gerekmektedir. Bu işlem için ısı analiz programında akış diyagramında

verilen alıcıdaki temel ısı transfer eşitlikleri iteratif bir şekilde çözülerek alıcı kesitinin istenilen noktalarındaki sıcaklıklar bulunabilmektedir. Programa ısı transfer akışkanının kollektöre giriş noktasındaki sıcaklığı tanımlanarak birim uzunlukta akışkanın sıcaklık artışı, ısı kaybı, ısı verim gibi değerler de hesaplanabilmektedir. Birim uzunlukta veriler .txt uzantılı bir dosyaya aktarılarak kollektörün çıkış noktasındaki sıcaklık verisi ve toplam ısı kayıp ifadesi bulunabilmektedir. Son olarak programda bir adet kollektörün optik ve ısı kayıpları elde edilebilecek maksimum enerjiden ($Q_o = A_a I_b$) çıkarılarak o kollektörün tasarım yapılan konumdaki ısı gücü hesap edilmekte ve istenilen toplam santral gücü için kaç adet kollektör kullanılması gerektiği elde edilebilmektedir.

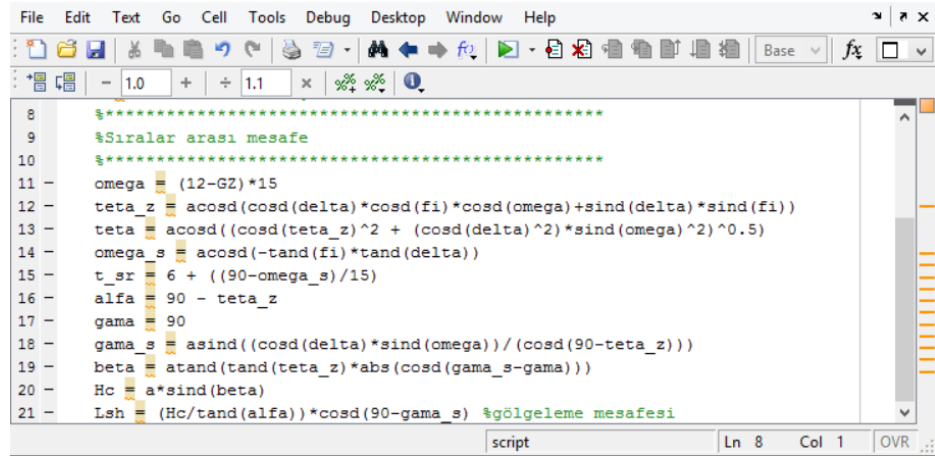
```

93 - V1 = m_ussu/(ro1*pi*Dbi^2/4);
94 - Re1 = ro1*V1*Dbi/mu1;
95 - fbi = (0.79*log(Re1)-1.64)^(-2);
96 - if Re1 <= 3000
97 -     Nu1 = 4.36
98 - else
99 -     pay1 = fbi/8*(Re1-1000)*Pr1;
100 -     paydal = 1+12.7*(fbi/8)^0.5*(Pr1^(2/3)-1);
101 -     Nu1 = pay1/paydal;
102 - end
103 - h1 = Nu1*k1/Dbi;
104 - q7 = sigma*epsc*pi*Dcd*(Tcd^4-Tg^4);
105 - Re6 = ro6*V6*Dcd/mu6;
106 - if 0.1 < Re6 < 1000
107 -     Nu6 = 0.4 + 0.54*(Re6^0.52);
108 - else
109 -     Nu6 = 0.3*(Re6^0.6);
110 - end

```

Şekil 4.5 Isıl analiz programının görüntüsü.

Santral saha düzenlemesi açısından kollektörlerin arka arkaya yerleştirilmesi sırasında birbirini gölgelememesi için aralarında bulunması gereken gölgeleme mesafesinin hesaplanması gerekmektedir. Şekil 4.6'da bu mesafeyi hesap edilebilen programın bir bölümünün ekran görüntüsü ve Şekil 4.7'de ise hesaplamaların yapılabilmesi için takip edilmesi gereken işlem basamaklarını açıklayan akış diyagramı verilmiştir. Öncelikle deklinasyon, enlem ve kollektör boyu (açıklık) değerleri klavyeden elle programa tanıtılmalıdır. Bu noktadan sonra sırasıyla güneş batış saat açısı, güneş doğuş saati, gölgelenmenin olabileceği kritik andaki güneş zamanı değeri, saat açısı, zenit açısı, güneş yükseklik açısı, güneş azimut açısı, kollektör eğim açısı değerleri program içinde hesaplanabilmektedir. Böylece kritik güneş zamanında kollektörün yaptığı eğime ve kollektör açıklığına bağlı olarak kollektör yüksekliği bulunmaktadır. Gölgelemenin olmaması için gereken mesafe de son aşamada formülize edildiği gibi program içinde hesap edilebilmektedir. Bu sayede farklı kollektör tipleri veya farklı kritik gölgeleme saatleri programa tanıtıldığında sıralar arasındaki optimum mesafe belirlenebilmekte ve saha düzenleme işlemleri buna uygun olarak yapılabilir.

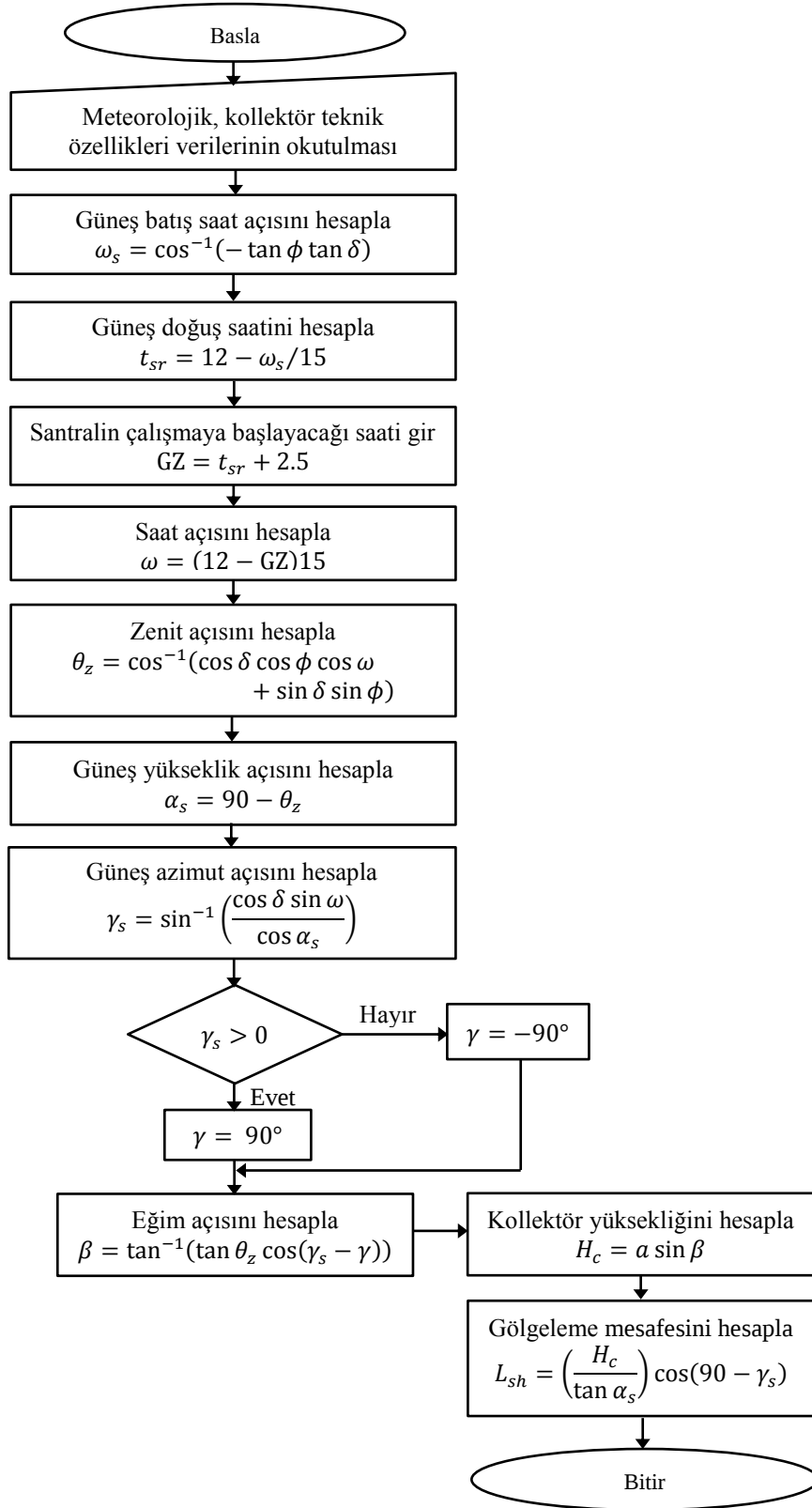


```

8      %*****
9      %Sıralar arası mesafe
10     %*****
11     omega = (12-GZ)*15
12     teta_z = acosd(cosd(delta)*cosd(fi)*cosd(omega)+sind(delta)*sind(fi))
13     teta = acosd((cosd(teta_z)^2 + cosd(delta)^2)*sind(omega)^2)^0.5)
14     omega_s = acosd(-tand(fi)*tand(delta))
15     t_sr = 6 + ((90-omega_s)/15)
16     alfa = 90 - teta_z
17     gama = 90
18     gama_s = asind((cosd(delta)*sind(omega))/(cosd(90-teta_z)))
19     beta = atand(tand(teta_z)*abs(cosd(gama_s-gama)))
20     Hc = a*sind(beta)
21     Lsh = (Hc/tand(alfa))*cosd(90-gama_s) %gölgeleme mesafesi

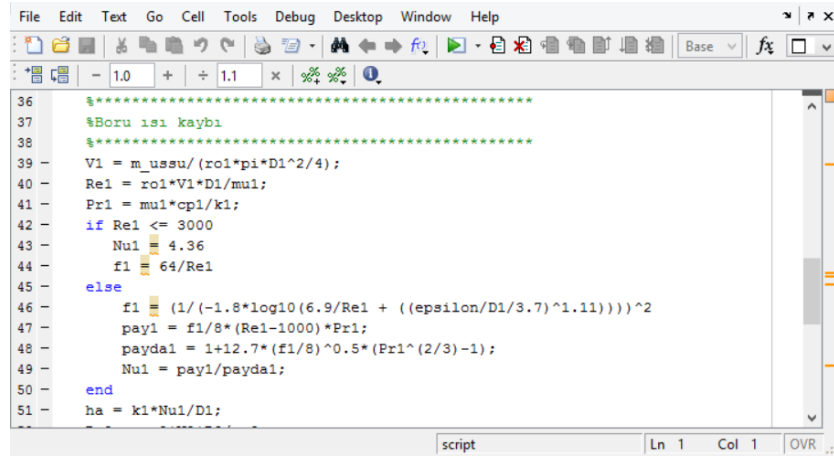
```

Şekil 4.6 Kollektör sıraları arasındaki mesafenin belirlenmesi için hazırlanan programın görüntüsü.



Şekil 4.7 Kollektör sıraları arasındaki optimum mesafenin belirlenmesi için akış diyagramı.

Santral tesisatının boyutlandırılması (boru çaplarının ve yalıtım kalınlığının belirlenmesi) tasarımın önemli bir parçasını oluşturmaktadır. Şekil 4.8’de santralin termal yağ tesisatındaki borularda ısı kayıplarının bulunabilmesi için hazırlanan programın bir bölümünün ekran görüntüsü verilmiştir. Şekil 4.9’da ise bu hesaplamaların yapılabilmesi için gerekli işlemler akış diyagramı şeklinde verilmiştir. Programa tesisat borularının çap, uzunluk, ısı iletim katsayısı değerleri ve termal yağın debisi, sıcaklığı, termofiziksel değerleri ile havanın sıcaklık, hız değerleri klavyeden elle girilmektedir. Boru içindeki akışın cinsine (laminer, türbülanslı) göre akışkanın Nusselt değeri buna bağlı olarak da ısı taşınım katsayısı hesaplanmaktadır. Bir diğer gerekli değer olan havanın ısı taşınım katsayısı da program içinde hesaplanmaktadır. Literatürde çeşitli boru çapları için verilen minimum yalıtım kalınlık değerleri içinden kullanılan çapa göre seçilen yalıtım kalınlığının programa tanıtılmasıyla borunun toplam ısı transfer katsayısı hesaplanabilmektedir. Böylece borulardan olan ısı kayıpları hem yalıtımsız durumda hem de farklı yalıtım kalınlıkları için bulunabilmektedir.

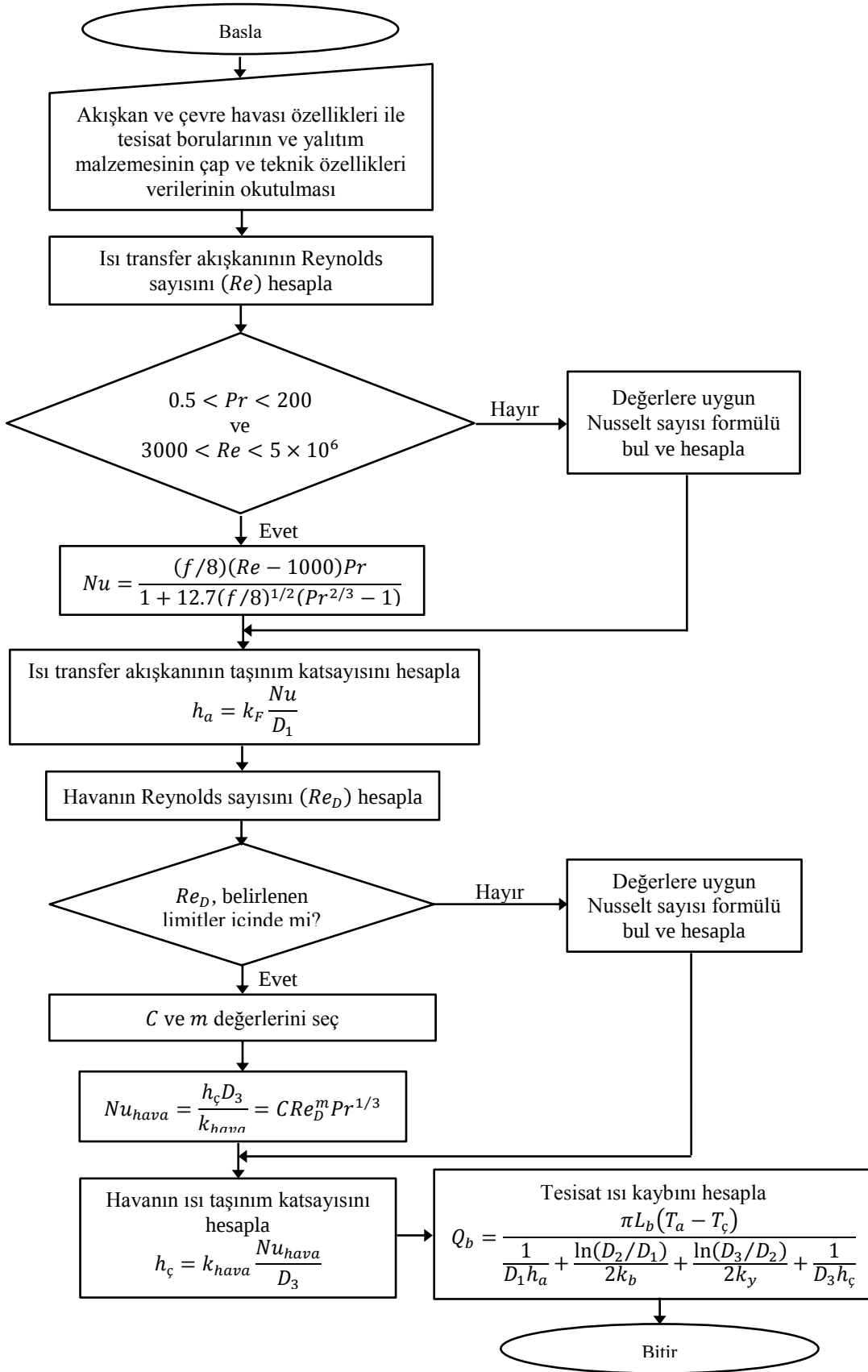


```

36 %*****
37 %Boru ısı kaybı
38 %*****
39 V1 = m_ussu/(ro1*pi*D1^2/4);
40 Re1 = ro1*V1*D1/mu1;
41 Pr1 = mu1*cp1/k1;
42 if Re1 <= 3000
43     Nu1 = 4.36;
44     f1 = 64/Re1;
45 else
46     f1 = (1/(-1.8*log10(6.9/Re1 + ((epsilon/D1/3.7)^1.11))))^2;
47     pay1 = f1/8*(Re1-1000)*Pr1;
48     payda1 = 1+12.7*(f1/8)^0.5*(Pr1^(2/3)-1);
49     Nu1 = pay1/payda1;
50 end
51 ha = k1*Nu1/D1;

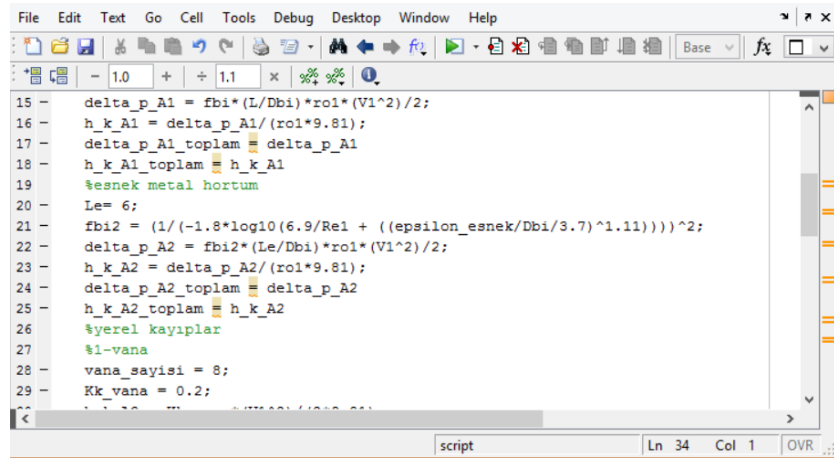
```

Şekil 4.8 Tesisat borularında ısı kayıplarının bulunması için hazırlanan programın görüntüsü.



Şekil 4.9 Santral tesisatındaki ısı kayıplarının bulunması için akış diyagramı.

Santral tesisatında ısı kayıplarının bulunmasının yanı sıra pompa seçiminin yapılabilmesi için basınç kayıplarının bulunması da tasarımda önemli bir yer oluşturmaktadır. Şekil 4.10'da santralde güneş alanı bölümündeki tesisatta basınç kayıplarının hesaplanabilmesi ve ısı transfer akışkanı pompasının seçiminde kullanılmak üzere hazırlanan programın bir bölümünün ekran görüntüsü verilmiştir. Şekil 4.11'de ise bu hesaplamaların yapılabilmesi için gerekli işlem basamaklarını gösteren akış diyagramı verilmiştir. Programa akışkanın termofiziksel özellikleri, kollektör giriş ve çıkışlarında bulunan esnek çelik hortumun çap, uzunluk, sürtünme faktörü değerleri, tesisat elemanlarının yerel kayıp katsayıları ile borunun çap, uzunluk ve sürtünme faktörü değerleri klavyeden elle girilmektedir. Böylece boru tesisatında oluşan toplam basınç kaybı program tarafından hesap edilebilmektedir. Sistemdeki debi ve toplam basınç kaybına göre pompa seçimi firmaların kataloglarından tasarımcı tarafından seçilmelidir.

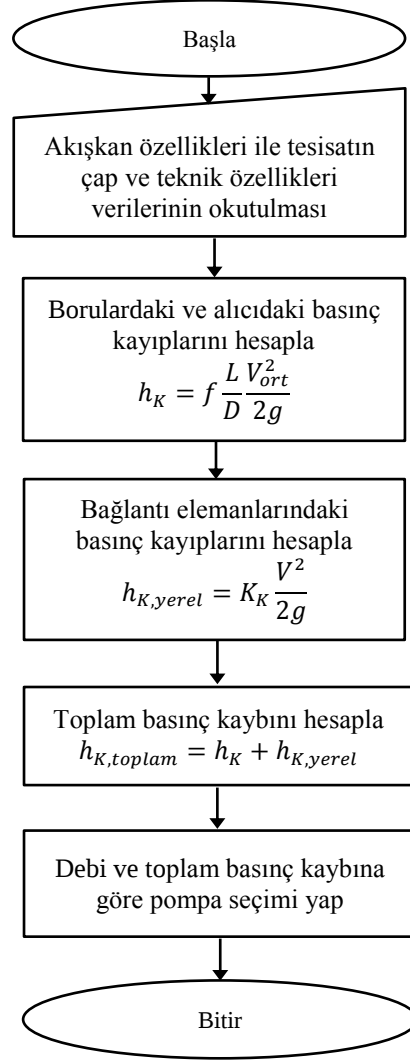


```

File Edit Text Go Cell Tools Debug Desktop Window Help
15 - delta_p_A1 = fbi*(L/Dbi)*ro1*(V1^2)/2;
16 - h_k_A1 = delta_p_A1/(ro1*9.81);
17 - delta_p_A1_toplam = delta_p_A1
18 - h_k_A1_toplam = h_k_A1
19 - %esnek metal hortum
20 - Le= 6;
21 - fbi2 = (1/(-1.8*log10(6.9/Re1 + ((epsilon_esnek/Dbi/3.7)^1.11))))^2;
22 - delta_p_A2 = fbi2*(Le/Dbi)*ro1*(V1^2)/2;
23 - h_k_A2 = delta_p_A2/(ro1*9.81);
24 - delta_p_A2_toplam = delta_p_A2
25 - h_k_A2_toplam = h_k_A2
26 - %yerel kayiplar
27 - %1-vana
28 - vana_sayisi = 8;
29 - Kk_vana = 0.2;
30 - %...
script Ln 34 Col 1 OVR

```

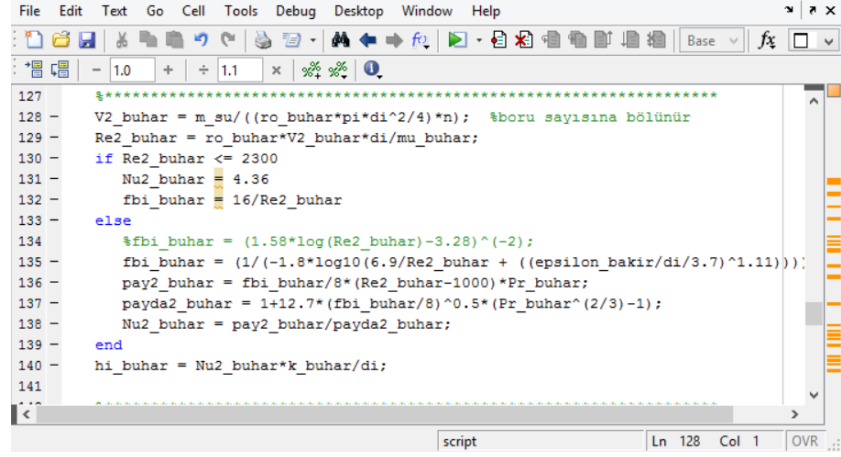
Şekil 4.10 Tesisattaki basınç kayıplarının bulunması için hazırlanan programın görüntüsü.



Şekil 4.11 Isı transfer akışkanı pompası seçimi için akış diyagramı.

Santralde kullanılan ısı değiştiricinin boyutlarının tasarımcı tarafından belirleneceği durumlarda kullanılmak üzere ısı değiştirici tasarım programı oluşturulmuştur. Şekil 4.12’de ısı değiştirici tasarım programının bir bölümünün ekran görüntüsü, Şekil 4.13’te ise tasarım için işlem basamaklarını gösteren akış diyagramı verilmiştir. Programda ters akışlı gövde-boru tipi bir ısı değiştiricinin tasarımı yapılabilmektedir. Programa temel tasarım parametreleri olan akışkan özellikleri, ısı değiştiricinin malzeme özellikleri ve boyutları klavyeden elle girilmektedir. Program öncelikle boru içi akışkan olan termal yağ tarafına ait eşdeğer çap ve kütle hız değerlerini bularak Reynolds sayısını hesaplamakta ve akışın cinsine göre Nusselt sayısı formülü seçmektedir. Böylece termal yağ tarafı için ısı taşınım katsayısı hesaplanmaktadır. Benzer işlem gövde tarafı akışkanı için de yapılmaktadır. Gövde tarafında iki farklı fazda akışkan (su ve su buharı) bulunduğu için öncelikle su için ısı taşınım katsayısı hesaplanmakta ve su-termal yağ bölümüne ait toplam ısı transfer katsayısı hesaplanarak enerji dengesinden suyun istenilen sıcaklığa ulaşması için gerekli ısı değiştirici uzunluğu saptanmaktadır. Buhar-termal yağ tarafı için de aynı işlemler yapılarak hal

değişimi için gerekli ısı değiştirici uzunluğu hesaplanmakta ve nihai ısı değiştirici uzunluğu bu iki bölüm uzunluğunun toplamından bulunmaktadır.

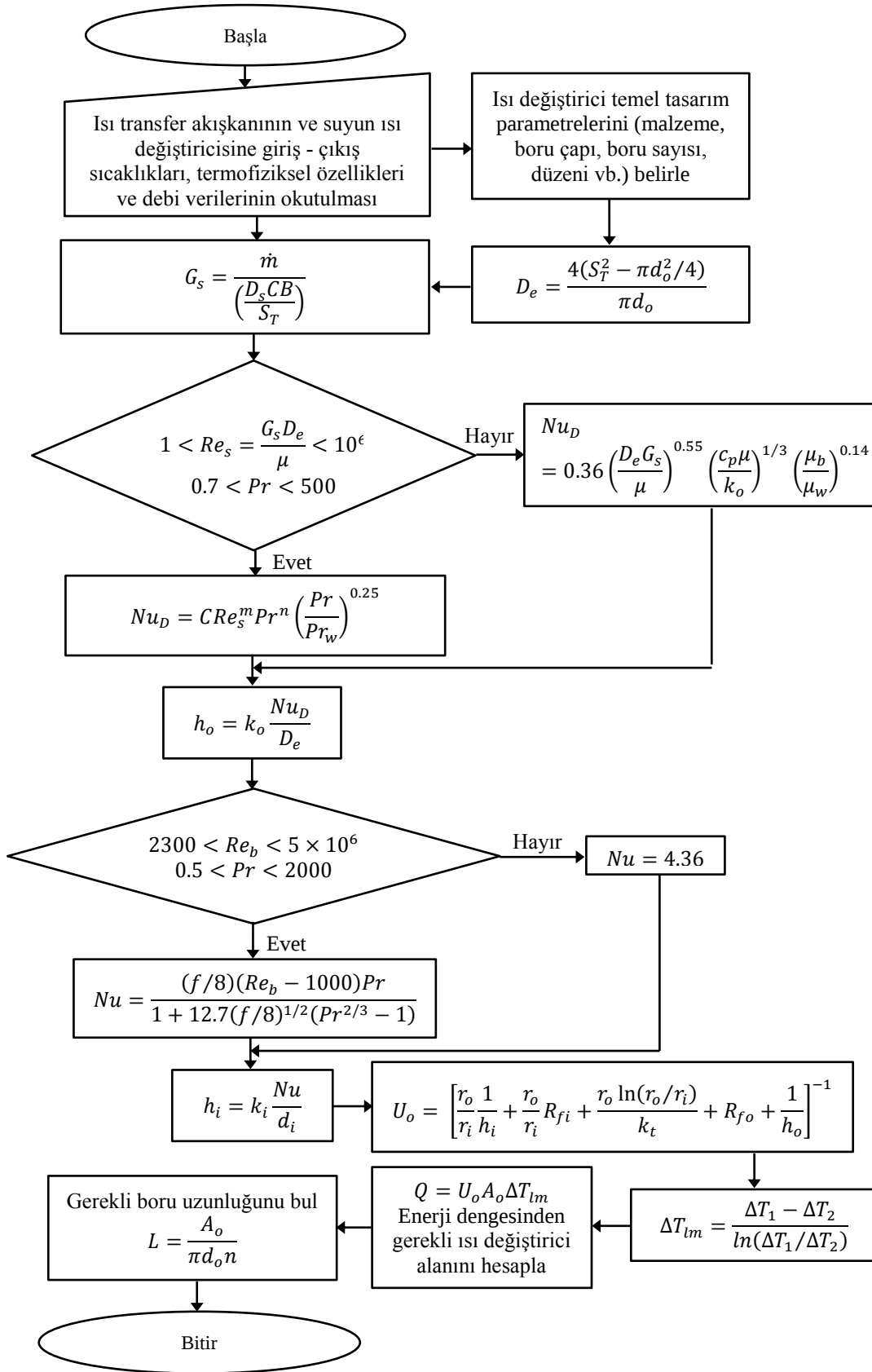


```

127 %*****
128 V2_buhar = m_su/((ro_buhar*pi*di^2/4)*n); %boru sayısına bölünür
129 Re2_buhar = ro_buhar*V2_buhar*di/mu_buhar;
130 if Re2_buhar <= 2300
131     Nu2_buhar = 4.36
132     fbi_buhar = 16/Re2_buhar
133 else
134     %fbi_buhar = (1.58*log(Re2_buhar)-3.28)^(-2);
135     fbi_buhar = (1/(-1.8*log10(6.9/Re2_buhar + ((epsilon_bakir/di/3.7)^1.11)))));
136     pay2_buhar = fbi_buhar/8*(Re2_buhar-1000)*Pr_buhar;
137     payda2_buhar = 1+12.7*(fbi_buhar/8)^0.5*(Pr_buhar^(2/3)-1);
138     Nu2_buhar = pay2_buhar/payda2_buhar;
139 end
140 hi_buhar = Nu2_buhar*k_buhar/di;
141 %*****

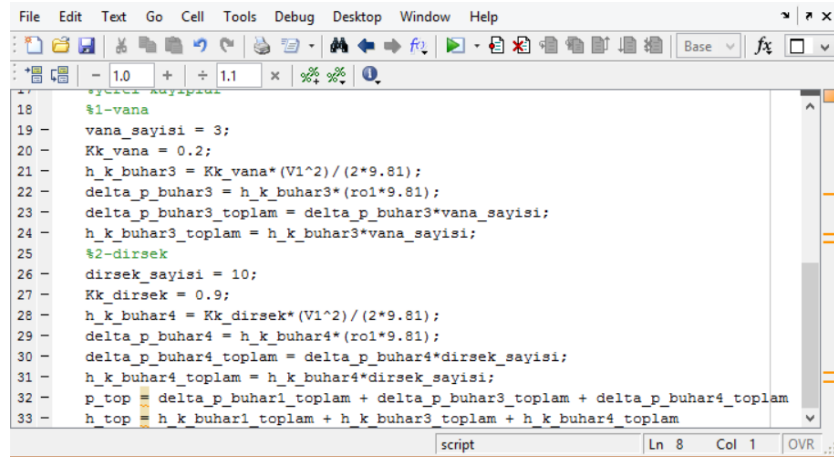
```

Şekil 4.12 Isı değiştirici tasarımı için hazırlanan programın görüntüsü.



Şekil 4.13 Isı değiştirici tasarımı için akış diyagramı.

Santralin termal yağ tesisatındaki ısı ve basınç kayıplarının bulunmasına benzer şekilde su-buhar hattındaki ısı ve basınç kayıplarını bulmak için de program hazırlanmıştır. Şekil 4.14'te hazırlanan bu programın bir bölümünün ekran görüntüsü verilmiştir. Programda su-buhar hattındaki basınç ve ısı kayıpları bulunmaktadır. Basınç kayıpları bölümünde borulara ve tesisat elemanlarına ait boyutlar, kayıp katsayıları ve sürtünme faktörlerinin elle klavyeden girilmesiyle beraber sistemin toplam basınç kaybı hesaplanmaktadır. Böylece firmaların kataloglarından sirkülasyon pompası seçimi yapılabilmektedir. Isı kayıpları bölümünde ise çapa uygun olarak belirlenen yalıtım kalınlığı ile beraber tesisattaki ısı kayıpları bulunmaktadır.



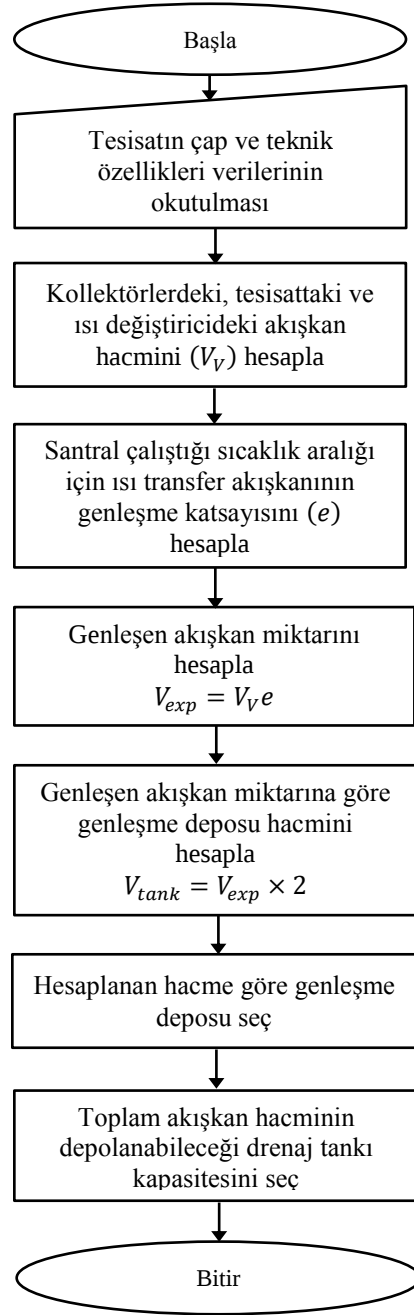
```

18 - %1-vana
19 - vana_sayisi = 3;
20 - Kk_vana = 0.2;
21 - h_k_buhar3 = Kk_vana*(V1^2)/(2*9.81);
22 - delta_p_buhar3 = h_k_buhar3*(rol*9.81);
23 - delta_p_buhar3_toplam = delta_p_buhar3*vana_sayisi;
24 - h_k_buhar3_toplam = h_k_buhar3*vana_sayisi;
25 - %2-dirsek
26 - dirsek_sayisi = 10;
27 - Kk_dirsek = 0.9;
28 - h_k_buhar4 = Kk_dirsek*(V1^2)/(2*9.81);
29 - delta_p_buhar4 = h_k_buhar4*(rol*9.81);
30 - delta_p_buhar4_toplam = delta_p_buhar4*dirsek_sayisi;
31 - h_k_buhar4_toplam = h_k_buhar4*dirsek_sayisi;
32 - p_toplam = delta_p_buhar1_toplam + delta_p_buhar3_toplam + delta_p_buhar4_toplam;
33 - h_toplam = h_k_buhar1_toplam + h_k_buhar3_toplam + h_k_buhar4_toplam

```

Şekil 4.14 Su-buhar hattındaki basınç ve ısı kayıpları hesabı için hazırlanan programın görüntüsü.

Şekil 4.15'te santraldeki genişleme ve drenaj tanklarının seçimi için oluşturulmuş işlem akış diyagramı verilmiştir. Genleşme tankı seçiminde öncelikle santral termal yağının çalışma sıcaklık aralığında genleşme miktarı belirlenerek toplam genleşen termal yağ hacmi bulunmakta ve bunu dengeleyecek genleşme tankı hacmi üretici firmaların kataloglarından seçilmektedir. Santraldeki termal yağın istenildiği zaman boşaltılıp depolanabileceği drenaj tankının boyutları da santraldeki toplam termal yağ hacmine göre üretici firma kataloglarından seçilmektedir.



Şekil 4.15 Genleşme deposu ve drenaj tankı seçimi için akış diyagramı.

5 YOĞUNLAŞTIRICILI GÜNEŞ ISIL SANTRALİNİN TASARIMI

Bu bölümde ısı transfer akışkanı olarak termal yağın kullanıldığı parabolik oluk tipi bir güneş ısı santralini oluşturan elemanların seçimi ve boyutlandırılması yapılmıştır. Santral, endüstride üretimin ihtiyaç duyulan aşamalarında kullanılmak üzere proses buharı üretebilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu tip güneş enerjisi sistemleri ile üretilen orta sıcaklıktaki buharın kullanılabileceği en uygun endüstriyel prosesler; sterilizasyon, pastörizasyon, kurutma, damıtma, yıkama, temizleme vb. olarak gösterilmektedir. Özellikle buhar ihtiyacı olan ve fosil yakıtlara ulaşma konusunda sorunları olan endüstriyel tesislerde güneş enerjisi ile buhar üretimi büyük bir avantaj sağlamaktadır. İzmir şartlarında tasarımı yapılan santralde öncelikle İzmir'in meteorolojik özellikleri belirlenmiş, kollektör sistemi ve ısı transfer akışkanı seçilmiştir. Kollektör sistemi ve ısı transfer akışkanının belirlenmesi ile kollektör sisteminin optik ve ısı analizi yapılmıştır. Böylece akışkanın kollektöre giriş ve çıkış sıcaklıkları hesaplanmıştır. Daha sonra santral tesisatının boyutlandırılması yapılmıştır. Santralin tesisatına ait borular seçilerek borulardaki ısı kayıplar bulunmuş ve yalıtım yapılmıştır. Boru ve bağlantı elemanlarındaki basınç kayıpları bulunarak santralde kullanılması gereken pompa seçilmiştir. Isınan ısı transfer akışkanının genleşmesini dengeleyecek genleşme tankı, ısı transfer akışkanının depolanmasını sağlayacak drenaj tankı boyutları belirlenmiştir. Sıcak ısı transfer akışkanının ısı enerjisinin suya aktarılabilmesi için kullanılması gereken ısı değiştiricinin boyutlandırılması yapılmıştır. Su ve buhar hatlarındaki tesisat elemanları seçilerek boyutlandırılması yapılmıştır. Son olarak santralin güneşi hassas bir şekilde izlemesini sağlayacak kontrol stratejisi ve santraldeki sıcaklık, basınç gibi değerlerin ölçülebilmesini sağlayacak sensörler seçilmiştir.

5.1 Santralin Konumu

Santralin performansı, kurulum yapılacak yerin meteorolojik özelliklerine doğrudan bağlıdır. YGE santrallerinde kurulum yapılacak yerin az nemli ve az bulutlu dolayısıyla iyi direkt güneş ışınımı alması istenir.

Bu çalışma kapsamında, güneş ısı santral tasarımı Bornova, İzmir şartları için yapılmıştır. İzmir, Türkiye ortalamasının üzerinde iyi güneş ışınımı alan bir şehirdir. İzmir'de, aylar arasında çok büyük farklar olmamakla beraber, yıllık ortalama rüzgâr hızı 3 m/s'dir. Tasarım yapılan Haziran ayı için ise Meteoroloji Genel Müdürlüğü tarafından 1960-2012 yılları arasında ölçülen aylık ortalama sıcaklık 25,7°C'dir (MGM, 2014). İzmir'e ait ve santral tasarımı için önemli olan parametreler Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1 Santralin kurulacağı yere ait tasarım parametreleri.

Parametre	Değer
Boylam	27°09' Doğu
Enlem	38°25' Kuzey
Direkt güneş ışınlımı	656 W/m ²
Hava sıcaklığı	25,7°C
Rüzgâr hızı	3 m/s

YGE sistemlerinin performans değerlendirmesi için saatlik direkt güneş ışınlım değerleri kullanılır. Bu değerler pirheliometre veya piranometre gibi ölçüm aletleri ile belirlenmelidir. Ölçüm aletleri kullanılmıyor ise bir model yardımı ile günlük toplam güneş ışınlımı değerlerinden de elde edilebilir. Birçok bilimsel çalışmada (Eck and Zarza, 2006; Lobon and Valenzuela, 2013; Zarza et al., 2006), santral tasarımı yapılırken Haziran ayında güneş saati 12:00 olduğu andaki direkt güneş ışınlım değerleri kullanılmıştır. Bu çalışmada Çizelge 5.1'de verilen İzmir için güneş saati 12:00'daki direkt güneş ışınlım değeri Taşdemiroğlu ve Ecevit (1984) tarafından hazırlanan kaynaktan alınmıştır. Değerin doğruluğu açısından bakıldığında Avrupa Komisyonu Ortak Araştırma Merkezi (JRC) tarafından hazırlanan PVGIS güneş enerjisi haritalarında belirlenen konum için direkt güneş ışınlımı değerinin 700 W/m² olduğu saptanmıştır (JRC, 2015). Bu değerlerin birbirine yakın olduğu görüldüğünden çizelgedeki değer esas alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

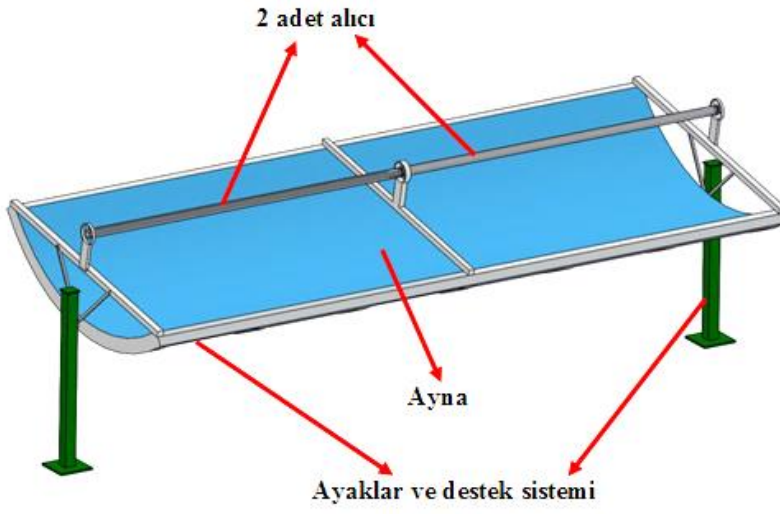
5.2 Kollektör Sistemi Seçimi

Tasarımda proses buharı üretmek amaçlandığından boyutları elektrik üretimi amaçlı işletilen parabolik oluk santrallerde kullanılan kollektörlerden daha küçük olan ve genellikle orta sıcaklık uygulamalarında kullanılan kollektör modeli seçilmiştir. Böylece sistem özellikle fabrika, otel gibi işletmelerin yanlarındaki boş arazilere kurulabilir. Bu nedenlerle üçüncü bölümde değinilen PT-1 model kollektör sisteminin santralde kullanılmasına karar verilmiştir. Çizelge 5.2'de teknik özellikleri verilen PT-1 kollektörün açıklık uzunluğu 2,3 m, kollektör uzunluğu 6 m ve açıklık alanı 13,8 m²'dir. 6 m uzunluğundaki kollektörde iki adet 3 m uzunluğunda alıcı bulunmaktadır. Alıcı, siyah krom seçici yüzey ile kaplı çelik boru ve Pyrex® borosilikat camdan oluşmaktadır. PT-1 kollektör sistemi, belirlenen alana kurulacağı zaman bir sırada genellikle 4-6 arasında modül kullanılmaktadır. Ayrıca sistemin güneşi tek eksenli olarak takip etmesini sağlayacak motor ve takip sistemi kollektör sırasının ortasına yerleştirilmektedir (Dudley et al., 1995).

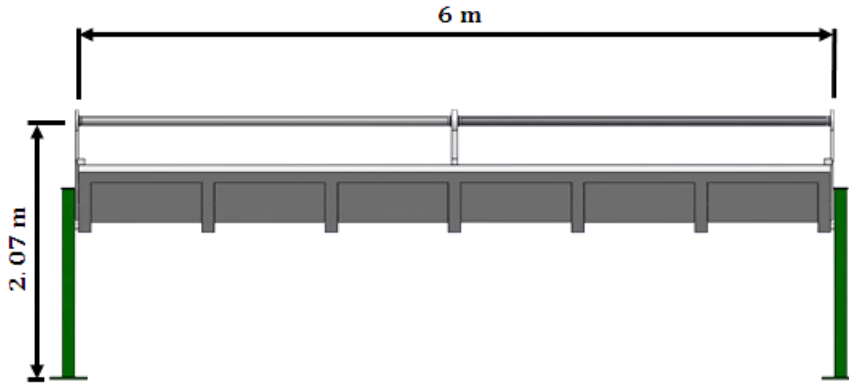
Çizelge 5.2 PT-1 kollektörün teknik değerleri (Dudley et al., 1995; Forristall, 2003).

Parametre	Değer
Odak uzaklığı, f	0,76 m
Açıklık uzunluğu, a	2,3 m
Kollektör uzunluğu, L	6 m
Açıklık alanı, A_a	13,8 m ²
Ayna yansıtma katsayısı, ρ	0,93
Cam kılıf geçirme katsayısı, τ	0,96
Cam kılıf ısı iletim katsayısı, k_c	1,04 W/mK
Cam kılıf yayma katsayısı, ε_c	0,89
Absorber boru yutma katsayısı, α	0,94
Absorber boru ısı iletim katsayısı, k_{boru}	15,6
Absorber boru yayma katsayısı, ε_b	0,10 (100°C) 0,25 (300°C)
Kesişim faktörü, γ	0,87
Geliş açısı düzeltme faktörü, $K(\theta)$	$K(\theta) = \cos(\theta) + 0,0003178(\theta) - 0,00003985(\theta)^2$
Absorber boru iç çapı, D_{bi}	48 mm
Absorber boru dış çapı, D_{bd}	51 mm
Cam kılıf iç çapı, D_{ci}	71 mm
Cam kılıf dış çapı, D_{cd}	75 mm
Akış sınırlayıcı eleman çapı, D_p	31,8 mm
Kollektör eksen yönü	Kuzey-Güney
Güneş takibi	Doğu-Batı

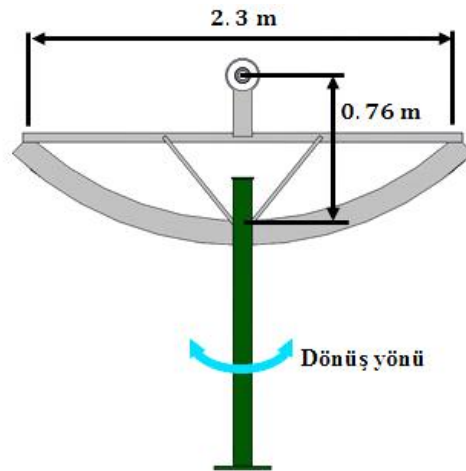
PT-1 model kollektörün Çizelge 5.2’de verilen teknik özelliklerine göre boyutlandırılması yapılmıştır. Şekil 5.1, kollektörün alıcı, ayna, ayaklar ve destek sistemini; Şekil 5.2 ve Şekil 5.3 ise kollektörün önden – yandan görünüşünü ve genel olarak boyutlarını göstermektedir. Bu kollektörün detaylı imalat – montaj resmi Ek-1’de verilmiştir.



Şekil 5.1 Seçilen kollektör modelinin yapı elemanları.



Şekil 5.2 Kollektörün önden görünüşü ve boyutları.



Şekil 5.3 Kollektörün yandan görünüşü ve boyutları.

5.3 Isı Transfer Akışkanı Seçimi

Güneş ısı santralinin verimli çalışması için sisteme uygun ısı transfer akışkanı seçimi yapılmalıdır. Bu nedenle santralde kullanılan ısı transfer akışkanında yüksek kaynama noktası, düşük sıcaklıklarda yüksek akışkanlık, yüksek yoğunluk, yüksek sıcaklıklarda sürekli çalışabilme gibi özellikler aranır.

Santralde kullanılan ısı transfer akışkanının yukarıda belirtilen özelliklere sahip, birçok parabolik oluk santralde kullanılan ve 12 – 400°C sıcaklık aralığında çalışabilen Solutia firması tarafından üretilen Therminol VP-1® olmasına karar verilmiştir. Çizelge 5.3'te Therminol VP-1® termal yağının termofiziksel özellikleri verilmiştir (Therminol, 2014).

Çizelge 5.3 Isı transfer akışkanı özellikleri (Therminol, 2014).

Özellik	Değer
Isı transfer akışkanı	Therminol VP-1®
Yoğunluk, $\rho_{yağ}$	1059 kg/m ³ (27°C)
Özgül ısı, $c_{p,yag}$	1,57 kJ/kgK (27°C)
Isı iletim katsayısı, k_{yag}	0,1357 W/mK (27°C)
Dinamik viskozite, μ_{yag}	$3,57 \times 10^{-3}$ Ns/m ² (27°C)
Kaynama sıcaklığı	257°C (1,013 bar)
Optimum kullanım sıcaklığı	12 – 400°C

Isı transfer akışkanının debisi, ısı transferini doğrudan etkileyen bir parametredir. Akış debisi arttıkça akışkanın kollektörden çıkış sıcaklığı düşer. Bu nedenle akışkanın debisi optimum değerde olmalı ve bu değer kollektöre girişten çıkışa kadar korunmalıdır. Endüstriyel proses ısısı üretimi için kullanılan parabolik oluk santrallerde akışkan debisi için Lobon et al. (2014), 0,45-0,73 kg/s aralığındaki değerleri, Abdel-Dayem (2011) ise 0,36 kg/s değerini kullanmıştır. İran'da bulunan 250 kW gücünde Shiraz santralinde de 1 kg/s kütleli debi değeri kullanılmıştır (Azizian et al., 2002). Bu çalışmada da yukarıda belirtilen çalışmalara ait kollektör boyutlarına ve santral kapasitesine benzer bir sistem kullanıldığı için akışkan debisi bu değerler referans alınarak 0,5 kg/s olarak kabul edilmiştir. Ayrıca ısı transfer akışkanının sıcaklığı kollektör boyunca değişeceği için fiziksel ve kimyasal özelliklerinin de değişeceği açıktır. Tasarım sırasında bu noktaya da dikkat edilmiştir.

5.4 Kollektörlerin Optik ve Isıl Analizi

Optik analizin yapılabilmesi için güneş geliş açısı ve geliş açısı düzeltme faktörlerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu değerlerin hesaplanabilmesi için

enlem, deklinasyon, saat ve zenit açıları bulunmalıdır. Hesaplama yapılan Haziran ayı için bu işlemler aşağıda gösterilmiştir.

İzmir için enlem açısı $38,2^\circ$ dir. Haziran ayında ayı temsil eden gün için deklinasyon açısı, saat açısı ($GZ = 12$ alınarak) ve zenit açısı sırasıyla (2.1), (2.2a) ve (2.3) denklemleri yardımıyla;

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284 + 162}{365} \right) = 23,1^\circ$$

$$\omega = (12 - 12)15 = 0^\circ$$

$$\theta_z = \cos^{-1} [\cos(23,1) \cos(38,2) \cos(0) + \sin(23,1) \sin(38,2)] = 15,1^\circ$$

olarak bulunur. Bu durumda kuzey – güney doğrultusunda yerleştirilmiş ve güneşi doğudan batıya takip eden sistem için Haziran ayında güneş geliş açısı Denklem (2.9)'dan;

$$\theta = \cos^{-1} [(\cos^2(15,1) + \cos^2(23,1) \sin^2(0))^{1/2}] = 15,1^\circ$$

olarak hesaplanır. Son olarak; tasarımda kullanılan PT-1 model kollektör için geliş açısı düzeltme faktörü, Çizelge 5.2'deki $K(\theta)$ formülünden aşağıdaki gibi belirlenir.

$$K(\theta) = \cos(15,1) + 0,0003178(15,1) - 0,00003985(15,1)^2 = 0,9612$$

Bu hesaplamalardan sonra optik kayıplar sonucu alıcıya gelen güneş ışınım miktarı hesaplanabilir. Haziran ayı için optik verim ifadesi ve optik kayıplara uğradıktan sonra absorbe edilen güneş enerjisi miktarı (Q_o) alıcının 1 m uzunluğu için sırasıyla Denklem (3.11) ve (3.12) yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\eta_o = (0,93)(0,96)(0,94)(0,87)(0,9612) = 0,7018$$

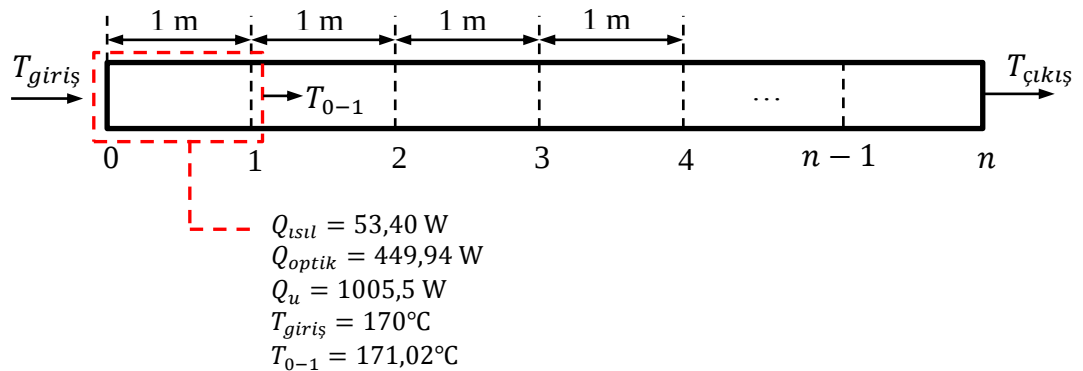
$$Q_o = (2,3 \times 1)(0,7018)(656) = 1059 \text{ W}$$

Isı transfer akışkanının sıcaklığı kollektöre girişten çıkışa kadar büyük miktarda değişir. Akışkan sıcaklığındaki bu değişiklik akışkanın termodinamik özelliklerinin de büyük miktarda değişmesine neden olur. Bu yüzden Forristall (2003), oluşturduğu modelde alıcıdaki ısı kayıpları bulunurken alıcının 1 m uzunluğundaki kontrol hacimlerine bölünmesini önermiştir. Bu sayede alıcının tamamındaki ısı kayıpları her bir kontrol hacmindeki ısı kayıplarının toplanmasıyla bulunabilecektir. Böylece bir kollektörde veya bir döngüdeki ısı kayıpları her bir kontrol hacminde bulunan ısı kayıplarının toplanmasıyla belirlenebilecektir. Sonuçta alıcıya odaklanan toplam güneş enerjisinden optik

kayıplar ve ısı kayıplar çıkarılarak akışkana ulaşan faydalı enerji hesaplanabilecektir.

Kollektörün her bir kontrol hacmindeki ısı kayıpları bulunurken akışkanın kontrol hacmi sıcaklığındaki termofiziksel özellikleri kullanılarak üçüncü bölümde ısı analiz yönteminde anlatılan alıcı kesitindeki ısı transfer mekanizmalarını içeren denklemler iteratif olarak çözülmüş ve alıcının kesitindeki sıcaklıklar ($T_F, T_{bi}, T_{bd}, T_{ci}, T_{cd}$) bulunmuştur. Bu sıcaklıkların bulunması ile kontrol hacmindeki ısı kaybı hesaplanmıştır. Bu sayede akışkana ulaşan faydalı enerji bulunmuş ve akışkanın kontrol hacminden çıkış sıcaklığı bulunmuştur. Akışkanın çıkış sıcaklığı, bir sonraki kontrol hacminin giriş sıcaklığı olarak alınmıştır. Bu sayede her bir kontrol hacmindeki ısı kayıpları belirlenmiştir.

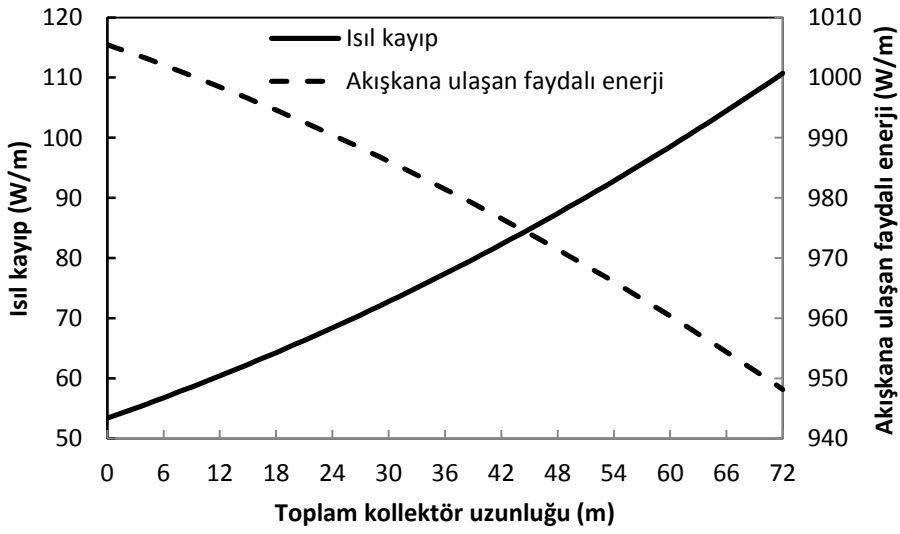
İteratif yöntem ile çözümde, Şekil 5.4'te görüldüğü gibi akışkanın alıcıya giriş noktası '0', ilk kontrol hacminden çıkış noktası '1' olarak gösterilmiştir. Böylece ilk kontrol hacmi '0-1' olarak oluşturulmuştur. Bu gösterim şekli alıcının ilk 1 m uzunluğundaki kısmını temsil etmektedir. Diğer kontrol hacimleri de benzer şekilde her biri alıcının 1 m'lik kısmını temsil edecek şekilde adlandırılmıştır. Isı transfer akışkanının alıcıya 170°C sıcaklıkta girdiği kabul edilmiştir. Alıcıya odaklanan toplam enerji 1508,8 W ve optik kayıplar 449,94 W'dır. Bu değerler her bir kontrol hacmi için sabittir. Isıl kayıplar, ilk kontrol hacminde 53,40 W olmakla beraber her bir kontrol hacminde akışkanın termofiziksel özelliklerinin değişmesi nedeniyle farklılık göstermektedir. Alıcıya ulaşan toplam enerjiden optik ve ısı kayıpların çıkarılmasıyla akışkana ulaşan faydalı enerji değeri bulunur. Bu değer ilk kontrol hacminde 1005,5 W'dır. Faydalı enerji değeri ile akışkanın kontrol hacminden çıkış sıcaklığı Denklem (3.42) yardımıyla bulunabilir. İlk kontrol hacminden akışkan çıkış sıcaklığı 171,02°C'dir. Akışkanın kontrol hacminden çıkış sıcaklığı bir sonraki kontrol hacminin giriş sıcaklığıdır. Bu şekilde her bir kontrol hacmindeki giriş – çıkış sıcaklıkları, kayıplar ve akışkana ulaşan faydalı enerji bulunmuştur.



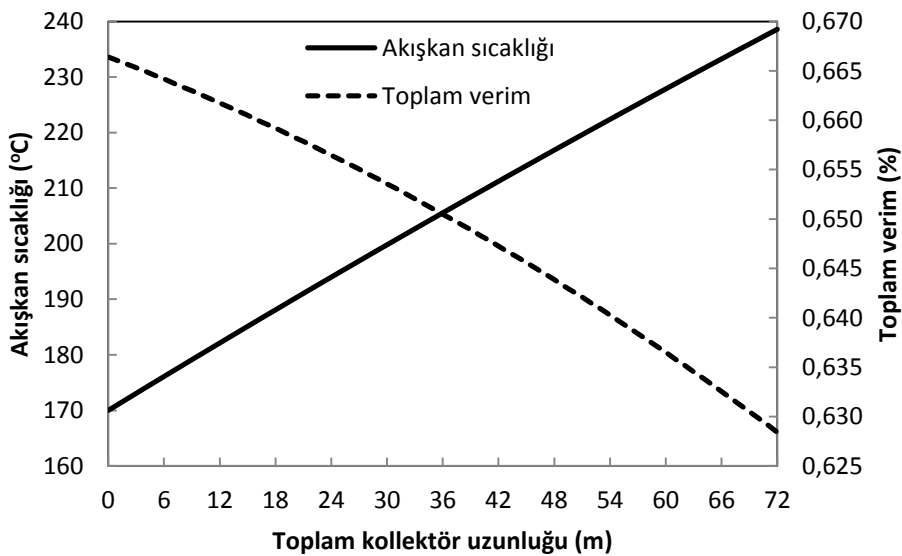
Şekil 5.4 Alıcıdaki kontrol hacimlerinin şematik gösterimi.

Parabolik oluk santraller, seri ve paralel bağlı kollektör gruplarından oluşturulan döngülerden oluşur. Tasarımı yapılan santralde bir döngüde toplam 12 adet (6 adet seri, 2 adet paralel) 6 m uzunluğunda PT-1 model kollektör

kullanılmıştır. Böylece bir döngünün uzunluğu 72 m olmaktadır. İteratif yöntem ile hesaplamalara göre kollektöre 170°C 'de giren akışkan 72 m (bir döngü) sonunda kollektörü $238,6^{\circ}\text{C}$ 'de terk etmektedir. Bir döngü boyunca ısı transfer akışkanına ulaşan toplam faydalı enerji 70853 W ($\sim 70,85$ kW)'dır. Santral 200 kW gücünde olması düşünüldüğünden santralde 3 döngü yani toplamda 36 adet kollektör kullanılacaktır. Böylece santral gücü yaklaşık 212,5 kW olacaktır. Her bir döngü için bulunan sıcaklık, enerji kayıpları ve verim ifadeleri yardımıyla; Şekil 5.5'te ısı kayıpları ve akışkana ulaşan faydalı enerji değişimleri, Şekil 5.6'da ise akışkanın sıcaklık ve kollektörün toplam verim değişimleri grafiksel olarak oluşturulmuştur. Bu grafiklerden akışkan sıcaklığının artmasıyla ısı kayıplarının arttığı ve toplam verimin düştüğü görülmektedir.



Şekil 5.5 Isıl kayıpların ve akışkana ulaşan faydalı enerjinin kollektör uzunluğu boyunca değişimi.



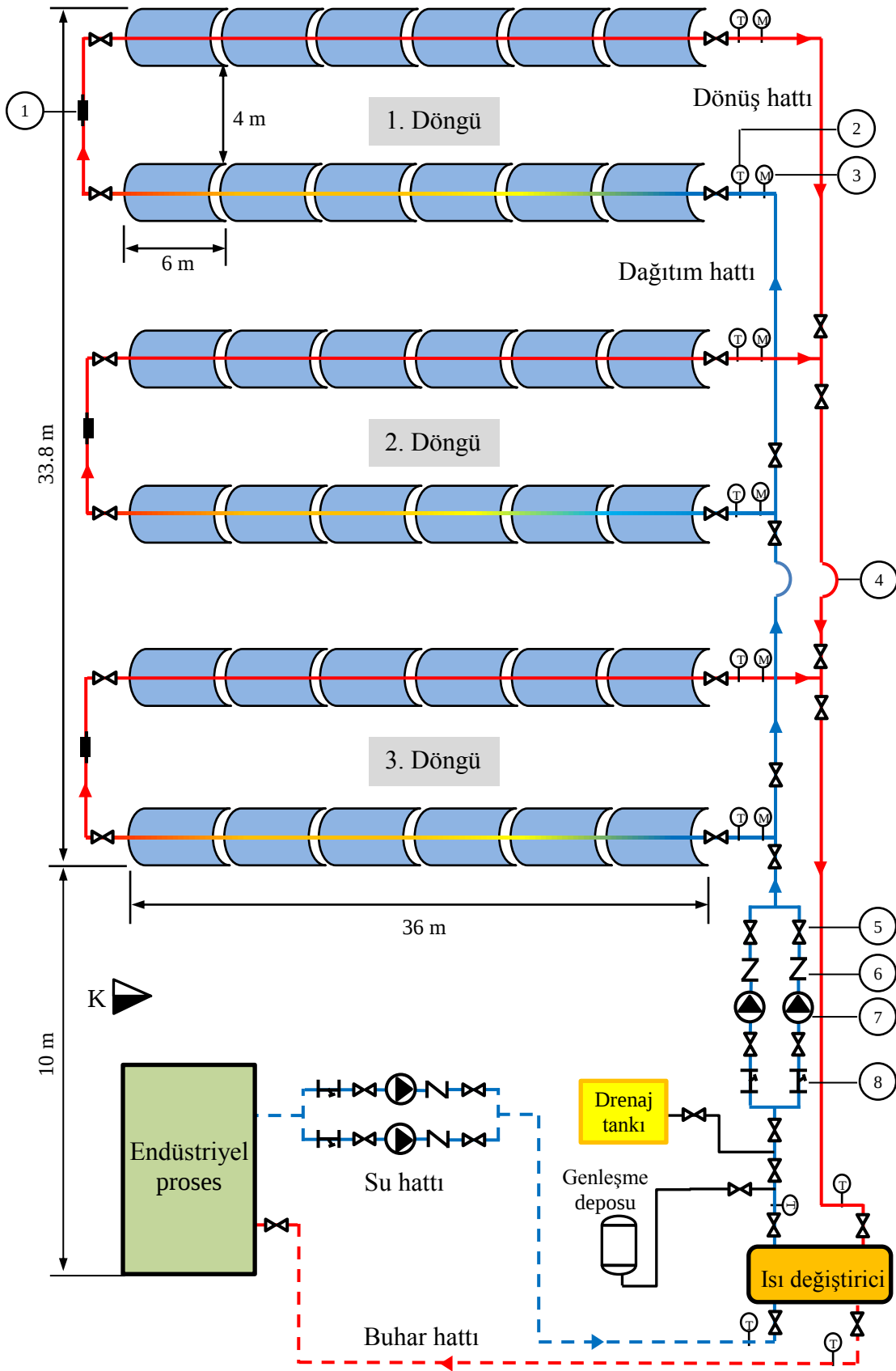
Şekil 5.6 Akışkan sıcaklığının ve kollektör veriminin kollektör uzunluğu boyunca değişimi.

5.5 Saha Düzenlemesi ve Tesisatı

Saha tesisatı, ısı transfer akışkanının kollektörler ile ısı değiştirici arasında dolaştırılmasını sağlar. Tesisat; borular ve çeşitli tesisat elemanlarından (vanalar, çekvalfler, pislik tutucular vb.) oluşmaktadır. Şekil 5.7’de tasarımı yapılan santralin şematik gösterimi verilmiştir. Santral, kollektörlerden oluşan güneş alanı bölümü ve buhar üretim bölümünden (ısı değiştirici, genleşme deposu, pompalar ve tesisat) oluşmaktadır. Güneş alanı bölümünde 36 adet kollektör (3 adet döngü) bulunmaktadır. Döngüler birbirinden bağımsız üniteler olarak çalışmaktadır. Kollektörlere ısı transfer akışkanını taşıyan hat (mavi renk ile gösterilen hat) ile her bir döngüye 170°C ’de giren akışkan, döngünün sonunda $238,6^{\circ}\text{C}$ ’ye ulaşmaktadır. Böylece kollektörlerden toplanan ısı transfer akışkanını taşıyan hat (kırmızı renk ile gösterilen hat) ile tekrar ısı değiştiriciye dönmektedir.

Santral tesisatında meydana gelen basınç kayıplarının aşılabilmesi ve akışkanın basınçlandırılması için pompalar kullanılmıştır. Pompalar yedekli olarak (bir asıl + bir yedek) seçilmiştir. Böylece asıl pompanın bozulması durumunda yedek pompa devreye girerek santralin durması önlenecektir. Akışkan debisinin ayarlanabilmesi veya herhangi bir elemanda arıza meydana gelmesi durumunda santralin o bölümünün kapatılabilmesi için gerekli noktalara (pompaların önüne ve arkasına, kollektörlerin giriş ve çıkışlarına, ısı değiştiricinin giriş ve çıkışlarına, boru tesisatındaki branşmanlara vs.) vanalar konulmuştur. Vanalar, basınç ve ısı kaybına neden olduğundan sayısı ve türü dikkatli bir şekilde seçilmiştir. Boru tesisatındaki akışkan, tesisatta istenmeyen yabancı maddeleri de beraberinde taşır. Bunlardan pas parçaları, kaynak damlaları gibi maddeler; kontrol vanaları ve pompaların ayarını bozarak zarar verir. Bu durumu engellemek için vana ve pompa gibi elemanların önüne pislik tutucular yerleştirilmiştir. Ayrıca akışkanının istenen yöne akması için akışı tek yönde geçiren çekvalfler kullanılmıştır. Bunun dışında kollektör giriş ve çıkışlarında esnek metal hortumlar kullanılmıştır. Bu sayede borular arasında rijit bağlantı yapmanın getirmiş olduğu titreşim ve genleşme sorunları ortadan kaldırılmıştır. Isınan termal yağın hacminde meydana gelen değişimin karşılanabilmesi için genleşme tankı kullanılmıştır. Isı transfer akışkanının gerektiği zaman boşaltılabilmesi için drenaj tankı da kullanılmıştır. Yukarıda anlatılan bu elemanlar genel tesisat elemanlarıdır. Bu elemanların seçimi aşağıdaki bölümlerde detaylı olarak anlatılacaktır.

Bu alt bölümde öncelikle kollektörlerin birbirini gölgelememesi için kollektör sıraları arasında bırakılması gereken mesafe hesap edilmiştir. Daha sonra kollektörlerin maruz kalabileceği kuvvetli rüzgâr yüklerine dayanabilecek cıvata seçimi yapılmıştır. Son olarak boru çapları belirlenerek borulardaki ısı kayıpları, ısı transfer akışkanının yüksek sıcaklığından dolayı tesisat borularında meydana gelen uzamalar hesaplanarak yalıtım malzemesi, omega dengeleyici ve kompansatör gibi elemanların seçimi yapılmıştır.



Şekil 5.7 Tasarımı yapılan parabolik oluk santralin tesisatının şematik gösterimi (1: Kompansatör, 2: Sıcaklık sensörü, 3: Basınç sensörü, 4: Omega dengeleyici, 5: Vana, 6: Çekvalf, 7: Pompa, 8: Pislik tutucu).

5.5.1 Kollektör sıraları arasındaki mesafenin belirlenmesi

Bu alt bölümde kollektörlerin güneşin doğuş ve batış saatlerine yakın kritik zamanlarda birbirini gölgelememesi için gölgeleme mesafesi hesaplaması yapılmıştır. Aşağıdaki hesaplama adımları dördüncü bölümde verilen programda hesaplanan değerlerdir ve yine aynı bölümdeki akış diyagramından takip edilebilir. Haziran ayında İzmir’de güneş doğuş saatinden 2,5 saat sonra kritik bir zaman olduğu göz önüne alınarak kollektörler arasındaki mesafe belirlenmiştir. Kollektörler arasındaki mesafenin bulunabilmesi için öncelikle güneş batış saat açısı ve güneş doğuş saatinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu değerler sırasıyla Denklem (2.6) ve (3.47) ile;

$$\omega_s = -\tan(38,2) \tan(23,1) = 109,6^\circ$$

$$t_{sr} = 12 - \frac{109,6}{15} = 4,69 \text{ sa}$$

olarak hesaplanmıştır. Böylece gölgeleme için kritik zaman;

$$GZ = t_{sr} + 2,5 = 7,19 \text{ sa}$$

şeklinde belirlenmiştir. Saat açısı, zenit açısı ve güneş azimut açıları sırasıyla (2.2a), (2.3) ve (2.5) denklemleri ile aşağıdaki gibi bulunur:

$$\omega = (12 - 7,19)15 = 72,15^\circ$$

$$\theta_z = \cos^{-1}(\cos(23,1) \cos(38,2) \cos(72,15) + \sin(23,1) \sin(38,2)) = 62,34^\circ$$

$$\gamma_s = \sin^{-1}\left(\frac{\cos(23,1) \sin(72,15)}{\cos(90 - 62,34)}\right) = 81,31^\circ$$

Yüzey azimut açısı ve kollektör eğim açısı sırasıyla Denklem (3.46) ve (3.45) yardımıyla;

$$\gamma = 90^\circ$$

$$\beta = \tan^{-1}(\tan(62,34) \cos(81,31 - 90)) = 62,07^\circ$$

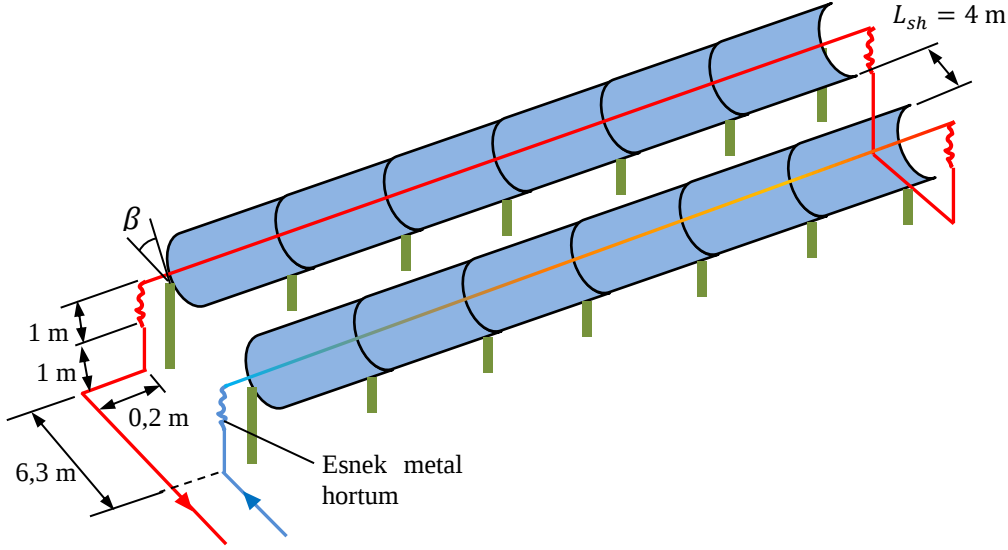
olarak belirlenir. Kollektör açıklık uzunluğu $a = 2,3 \text{ m}$ ’dir. Hesaplama yapılan saat için kollektör yüksekliği (3.44) denkleminde;

$$H_c = 2,3 \sin(62,07) = 2,03 \text{ m}$$

değerinde ve sonuç olarak kollektör sıraları arasındaki gölgeleme mesafesi Denklem (3.43) ile;

$$L_{sh} = \left(\frac{2,03}{\tan(90 - 63,34)} \right) \cos(90 - 81,31) = 4 \text{ m}$$

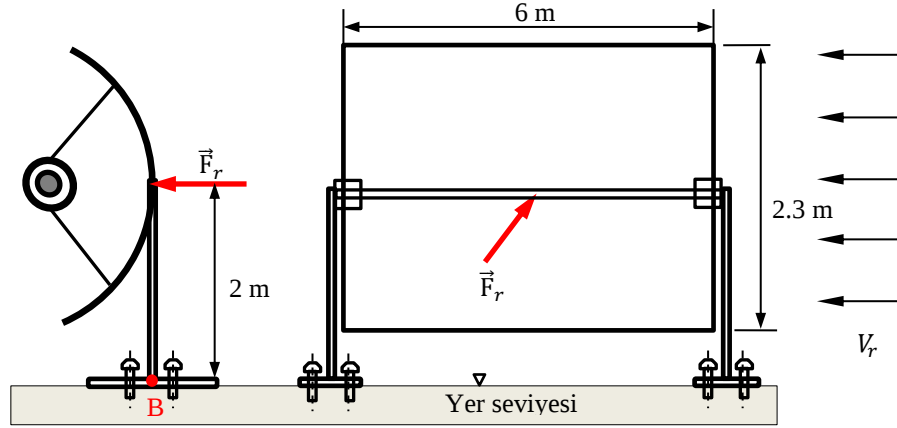
şeklinde bulunur. Şekil 5.8’de kollektör sıraları arasındaki mesafe ve bağlantı borularının uzunlukları gösterilmiştir.



Şekil 5.8 Bir döngünün görünüşü ve bağlantı boruları uzunlukları.

5.5.2 Kollektör civatalarının mukavemet hesabı

Parabolik oluk kollektörler, işletme sırasında çok şiddetli rüzgârlara maruz kalabilirler. Bu nedenle kollektörlerin yere sabitlenmesi sırasında kullanılan civataların şiddetli rüzgârın oluşturduğu kuvveti ve eğme momentini karşılayabilmesi gerekmektedir. Şekil 5.9’da parabolik aynanın şiddetli bir rüzgâr olması durumunda bulunabileceği en tehlikeli konum gösterilmiştir. Aynanın tam olarak yan tarafa baktığı durumda; V_r hızı ile esen şiddetli rüzgârın oluşturduğu kuvvet, aynanın orta noktasında bir rüzgâr kuvvetine ($\vec{F}_r$) indirgenebilir. Böylece bu kuvvetin civataların üzerinde oluşturduğu kesme kuvveti ve eğme momenti hesaplanabilir ve sonuçta bu yükü karşılayabilecek civata cinsi seçilebilir.



Şekil 5.9 Rüzgârın kollektör üzerinde oluşturduğu kuvvet.

Parabolik aynaların üzerine esen rüzgârın oluşturduğu kuvvet;

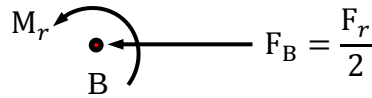
$$F_r = \frac{1}{2} C_D \rho V_r^2 A \quad (5.1)$$

ile hesaplanabilir. Burada C_D ; sürüklenme katsayısı, ρ ; havanın yoğunluğu ve A ; rüzgârın etki ettiği parabolik kollektörün cephe alanıdır (Cengel and Cimbala 2013).

Parabolik aynanın rüzgâr alan arka yüzeyi dikdörtgen yüzey olarak kabul edilirse, sürüklenme katsayısı 1,28 alınabilir (NASA, 2014). Ayrıca Meteoroloji Genel Müdürlüğü tarafından İzmir'deki en yüksek rüzgâr hızı değeri 1962 yılında 42,2 m/s olarak ölçülmüştür (MGM, 2014). Havanın tasarım sıcaklığındaki yoğunluğu ve rüzgârın etki ettiği parabolik kollektör alanı da hesaba katılırsa;

$$F_r = \frac{1}{2} \times 1,28 \times 1,1675 \times 42,2^2 \times (2,3 \times 6) = 18363 \text{ N}$$

olarak bulunur. Kollektörün Şekil 5.9'da görüldüğü gibi iki adet ayağı vardır. Bu durumda F_r kuvveti B noktasına;



şeklinde kuvvet-moment çifti olarak taşınabilir. B noktasına etki eden eğme momenti (M_r);

$$M_r = 9181,5 \times 2 = 18363 \text{ Nm}$$

şeklinde hesaplanır. Burada kollektörün ağırlık merkezinin B noktası doğrultusunda olduğu düşünülerek kollektör ağırlığının etkisi ihmal edilmiştir.

Cıvatalarda kopma, gerilme halinde birim hacme düşen maksimum şekil değiştirme enerjisinin belirli bir değeri aşması durumunda meydana gelir. Von Mises kriterine göre cıvata milinde meydana gelen eşdeğer gerilme (σ_B);

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad (5.2)$$

ile bulunabilir. Burada σ , eğilme gerilmesi (MPa); τ , kayma gerilmesi (MPa); σ_{AK} , cıvata akma gerilmesi; s ise emniyet katsayısıdır. Eğilme gerilmesi;

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{M_r}{\frac{\pi d^3}{32}} \quad (5.3)$$

ile hesaplanabilir. Burada F , bir adet cıvataya uygulanan kuvvet; d ise cıvatanın dış dibi çapıdır. Cıvataları burmaya çalışan bir moment olmadığı için kayma gerilmesi yoktur.

Kollektörlerin bir ayağında 12,9 kalitesinde ($\sigma_{AK} = 1080$ MPa) 4 adet cıvata kullanılarak yere sabitlendiği düşünülmüştür. Emniyet katsayısı olarak 1,5 alınmıştır. Bu durumda bir adet cıvatada meydana gelen gerilme;

$$\sqrt{\left(\frac{(9181,5/4)}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{(18363/4) \times 10^3}{\frac{\pi d^3}{32}} \right)^2} \leq \frac{1080}{1,5}$$

eşitliğindeki gibi olur. Buradan cıvata çapı, $d = 40,22$ mm bulunur. Standart metrik cıvata boyutlarından $d = 41,319$ mm çapa sahip $M45 \times 3$ cıvata kullanılmasının şiddetli rüzgârlara karşı sistemin korunması açısından uygun olduğu bulunmuştur. Burada cıvata çaplarının büyük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni rüzgâr hızının çok şiddetli olmasıdır. Parabolik oluk kollektörler genellikle en fazla 14 m/s rüzgâr hızlarına kadar çalıştırılırlar. Bu hızlardan sonra ‘uyku pozisyonu’ olarak adlandırılan konuma alınırlar (TSK Flagsol, 2014).

5.5.3 Santral tesisatındaki ısı kayıpları

Santraldeki boru tesisatı; ısı transfer akışkanını her bir döngüdeki kollektörlere dağıtan ve kollektörlerden toplayan akışkan hatlarından ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır.

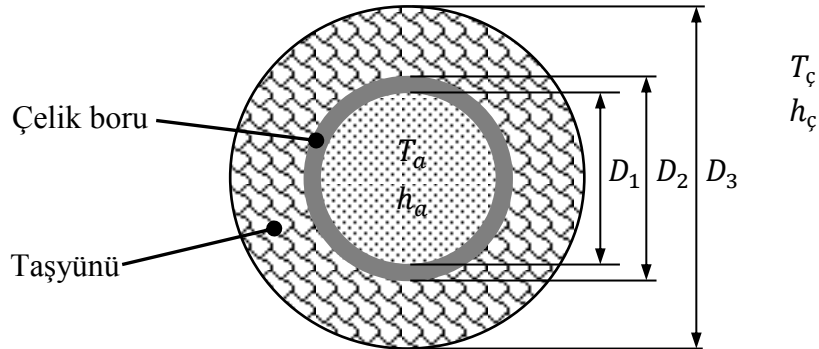
Santraldeki ısı transfer akışkanının sirkülasyonu için kullanılan boruların çapının büyük olması akışkanın hızını ve basıncını düşürür. Küçük olması ise pompa gücünü artırır. Bunun için boru çapı belirlenirken sistemdeki basınç düşüşünün minimum olmasına ve çalışma basıncının pompa gücü ile orantılı

olarak işletme maliyetini uygun bir seviyede tutmasına dikkat edilmelidir. Santral tesisatında 1" nominal çapa (DN25) (dış çap: 33,7 mm, et kalınlığı: 3,4 mm) sahip çelik borular kullanılmıştır. Boru malzemesinin teknik özellikleri Çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.4 Boru malzemesi teknik özellikleri (Incropera and Dewitt, 2010).

Özellik	Değer
Isı iletim katsayısı, k_b	42,3 W/mK (300 K)
	42 W/mK (400 K)
	39,1 W/mK (600 K)
Genleşme katsayısı, α	$12,2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Boru hattındaki ısı kayıplarının önlenmesi ve akışkan sıcaklığının istenen limitlerde tutulması amacıyla çelik borulara yalıtım yapılmıştır (Şekil 5.10). Yalıtımın tipi ve kalınlığı borunun içinden geçen akışkanın sıcaklığına bağlıdır. Yalıtım kalınlığının gereğinden fazla olması sisteme fazladan bir maliyet getirir. Bu nedenle yalıtım kalınlığının optimize edilmesi gerekmektedir. Isı kaybının en aza indirilebilmesi için farklı taşıyıcı kalınlıkları denenmiş ve en uygun yalıtım kalınlığı seçilmiştir.



Şekil 5.10 Saha borularının kesit görünüşü.

Yalıtımlı bir borudaki ısı kaybı (Q_b);

$$Q_b = \frac{\pi L_b (T_a - T_ç)}{\frac{1}{D_1 h_a} + \frac{\ln(D_2/D_1)}{2k_b} + \frac{\ln(D_3/D_2)}{2k_y} + \frac{1}{D_3 h_ç}} \quad (5.4)$$

ile bulunabilir (Cengel, 2006). Burada L_b , boru uzunluğunu T_a ve $T_ç$ ise sırasıyla akışkanın ortalama sıcaklığını ve çevre havasının sıcaklığını göstermektedir. D_1 ve D_2 borunun iç ve dış çapı, D_3 ise ısı yalıtımının çapıdır. k_b ve k_y ise sırasıyla borunun ve ısı yalıtımının ısı iletim katsayılarını göstermektedir. h_a ve $h_ç$

ısı transfer akışkanının ve havanın ısı taşınım katsayılarıdır. Isı transfer akışkanının ısı taşınım katsayısı (h_a);

$$h_a = k_F \frac{Nu}{D_1} \quad (5.5)$$

ile bulunur (Cengel, 2006). $0,5 < Pr < 2000$ ve $3000 < Re < 5 \times 10^6$ için Gnielinski tarafından geliştirilen Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.6)$$

ile verilmiştir. Bu denklemde f , Re , Pr sırasıyla boru içi sürtünme faktörü, borunun iç çapına göre Reynolds sayısı ve ısı transfer akışkanının ortalama sıcaklığında Prandtl sayısıdır. Yukarıdaki denklemlerdeki akışkan özellikleri ortalama akışkan sıcaklığında alınmalıdır.

Boru içi sürtünme faktörü, geçiş ve türbülanslı akış bölgesinde yüzey pürüzlülüğü (ε) ve Reynolds sayısına bağlı olarak Colebrook denklemi (veya Moody diyagramından) bulunur (Cengel and Cimbala 2013). Yüzey pürüzlülüğü ifadesi çeşitli ticari boru malzemeleri için Çizelge 5.5'te verilmiştir. Hesaplamalarda tesisat boruları için ticari çelik pürüzlülük değeri kullanılmıştır.

Çizelge 5.5 Bazı malzemelerin pürüzlülük değerleri (Cengel and Cimbala 2013; ASHRAE, 2001).

Malzeme	Pürüzlülük, ε (mm)
Cam, plastik	0 (pürüzsüz)
Beton	0,9-9
Bakır veya pirinç boru	0,0015
Dökme demir	0,26
İşlenmiş demir	0,046
Paslanmaz çelik	0,002
Ticari çelik	0,045
Esnek metal hortum	3,0

Havanın ısı taşınım katsayısı (h_χ) hesabında Hilpert tarafından geliştirilen ampirik bağıntı kullanılabilir (Incropera and Dewitt, 2010):

$$Nu = \frac{h_\chi D_3}{k_{hava}} = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (5.7)$$

$$Re_D = \frac{\rho_{hava} V_{hava} D_3}{\mu_{hava}} \quad (5.8)$$

Denklem (5.7) ve (5.8)'deki hava özellikleri film sıcaklığında alınmalıdır. C ve m sabitleri Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Çizelge 5.6 C ve m sabitleri (Incropera and Dewitt, 2010).

Re_D	C	m
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4000	0,683	0,466
4000 – 40000	0,193	0,618
40000 – 400000	0,027	0,805

Isı yalıtımının sağlanması amacıyla İzocam tarafından borular için üretilen taşıyıcı kullanılmıştır. İzocam, 1" nominal çapa sahip borular için 25, 30, 40, 50, 60, 80 ve 100 mm et kalınlıklarına sahip taşıyıcı üretmektedir (İzocam, 2014). Kullanılan taşıyıcının farklı sıcaklıklardaki ısı iletim katsayıları Çizelge 5.7'de verilmiştir.

Çizelge 5.7 Taşıyıcının farklı sıcaklıklar için ısı iletim katsayıları (İzocam, 2014).

Sıcaklık (°C)	Isı iletim katsayısı (W/mK)
50	0,037
100	0,045
150	0,054
200	0,063
250	0,075

Daha öncede belirtildiği gibi kollektör döngülerinde sabit 0,5 kg/s kütleli debi istenmektedir. Şekil 5.11'de gösterilen E ve A boru hatları, akışkan kollektörlere dağıtma ve kollektörlerden toplama işini yaptığı için kollara ayrılmaktadır. Bu nedenle E hattında pompa çıkışındaki akışkanın debisinin, döngülere dağıtılan akışkanın debilerinin toplamı olacağına dikkat edilmelidir. Benzer şekilde A boru hattında da ısı değiştirici girişindeki debi, döngülerden toplanan akışkanın debilerinin toplamı olacaktır. Bu durumda E hattındaki toplam debi ve A hattındaki toplam debi her bir döngüye giren debilerin toplamı olarak bulunur. Sonuçta A ve E hatlarındaki toplam kütleli debi;

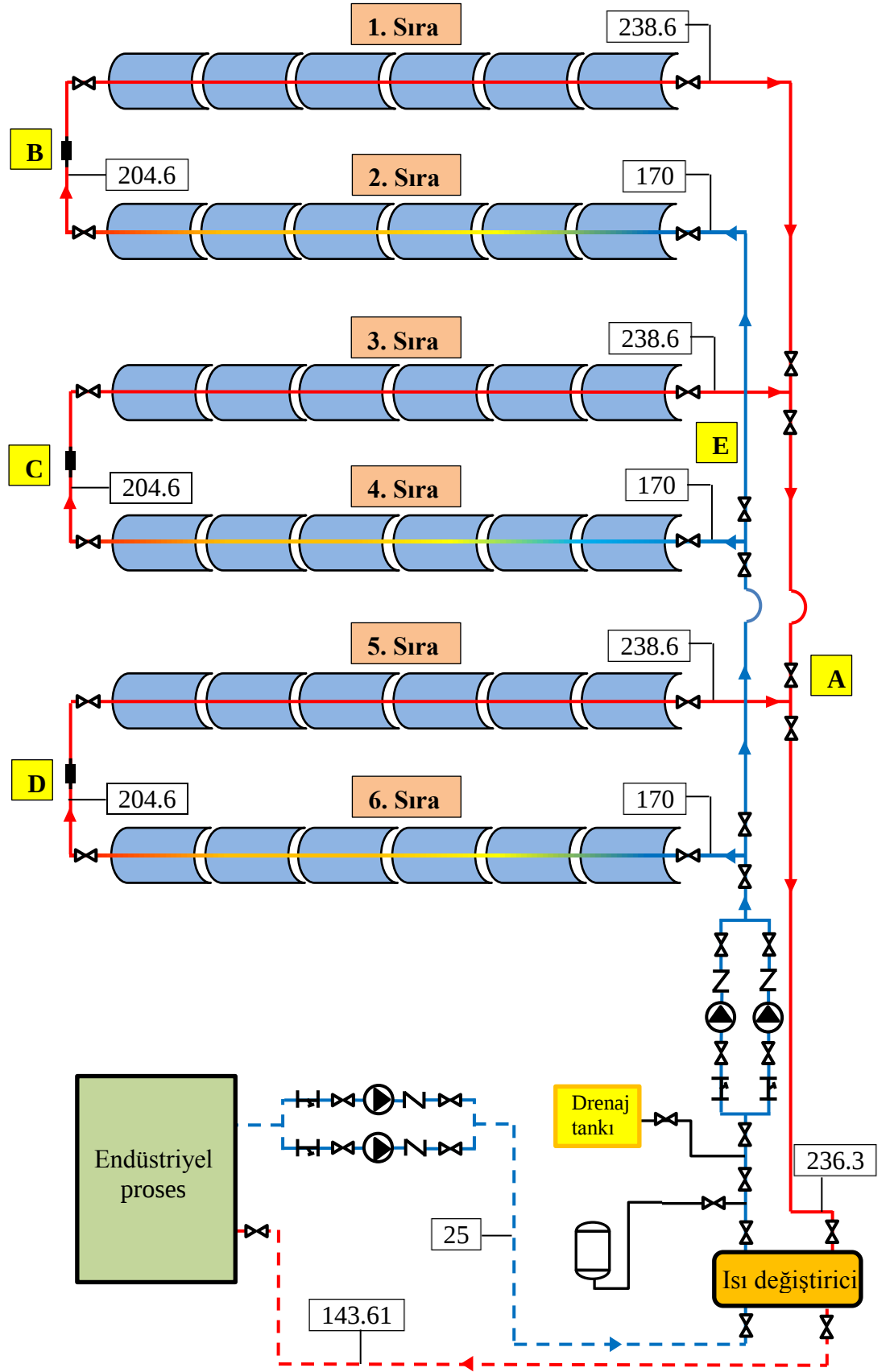
$$\dot{m}_A = \dot{m}_E = 0,5 \times 3 = 1,5 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur. Şekil 5.11'de gösterilen A, B, C, D, E boru hatlarının uzunlukları, boruların içinden geçen akışkanın sıcaklıkları ve boruların yalıtımsız olması durumunda oluşan ısı kayıpları Çizelge 5.8'de verilmiştir. Kollektörlerde ısınan sıcak ısı transfer akışkanının toplandığı A boru hattında yalıtım yapılmaması durumunda 12428 W ısı kaybı oluşmaktadır. Döngülerde, kollektör sıraları arasındaki bağlantı borularının oluşturduğu B, C, D hatları ve kollektörlere soğuk ısı transfer akışkanını taşıyan E boru hattının da yalıtımsız olması durumunda

sırasıyla 2062 W ve 7002 W ısı kaybı oluşmaktadır. Özellikle A ve E hatlarının, uzunluğu ve taşıdığı akışkanın yüksek sıcaklığı nedeniyle, yalıtımına önem verilmesi gerekmektedir.

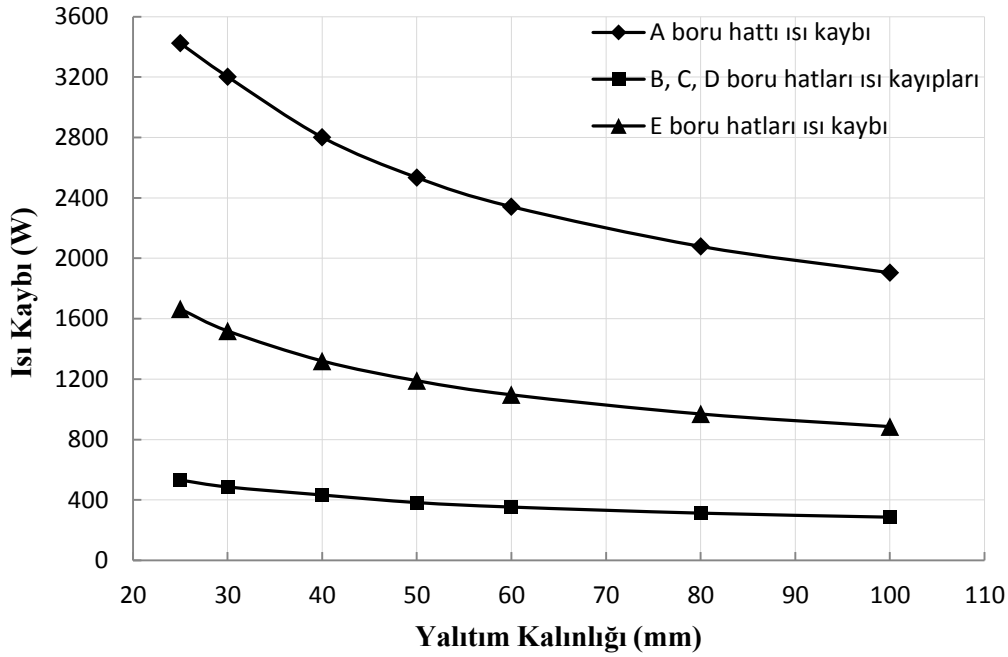
Çizelge 5.8 Boru hatlarında yalıtımsız durumunda meydana gelen ısı kayıpları.

Hat Kodu	Hat Uzunluğu (m)	Akışkan Sıcaklığı (°C)	Yalıtımsız Isı Kaybı (W)
A	41,5	238,6	12428
B, C ve D	8,3	204,6	2062
E	35,2	170	7002



Şekil 5.11 Tasarımı yapılan santralin bazı noktalarındaki sıcaklık değerleri ve boru hattı kodları.

Şekil 5.12’de İzocam’ın borular için ürettiği çeşitli kalınlıklarda yalıtım malzemesinin kalınlıklarının değişimiyle boru hatlarında meydana gelen ısı kayıplarındaki değişim gösterilmiştir. Bu şekilden yalıtım kalınlığının artmasıyla beraber ısı kaybının düştüğü açıkça görülmektedir. Ancak yalıtım kalınlığının gereğinden fazla olmasının da maliyeti artıran bir etken olduğu düşünüldüğünde optimum yalıtım kalınlığının bulunması ve buna göre hesaplama yapılması uygun olacaktır. Isısan (1997)’da boru çapına ve borunun içinden geçen akışkan sıcaklığına bağlı olarak borulara uygulanması gereken yalıtım kalınlıkları verilmiştir. Buna göre 1'' nominal çapa sahip borularda 40 mm yalıtım kalınlığının uygun olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.12 Boru hatlarında meydana gelen yalıtım kalınlığına bağlı ısı kayıpları.

40 mm yalıtım uygulandığı durumda A ve E hatlarında meydana gelen sıcaklık düşüşü;

$$\Delta T = \frac{Q_b}{\dot{m}c_{p,yag}} \quad (5.9)$$

denklemden sırasıyla 2,3°C ve 0,94°C olarak bulunur. Yalıtım yapılmasıyla beraber ısı transfer akışkanını döngülerden toplayan ve döngülere dağıtan A ve E boru hatlarında dahi sıcaklık kaybının çok az olduğu görülmektedir. Ayrıca B, C, D hatlarında yalıtım yapılmasıyla beraber meydana gelen sıcaklık düşüşünün ihmal edilebilecek kadar az olduğu da Şekil 5.12’den tespit edilebilir. Santralin farklı noktadaki sıcaklık değerleri Şekil 5.11’de verilmiştir.

Borulardaki ısı kayıpları dışında, tesisatta bulunan vana ve pislik tutucu gibi elemanların izole edilmemesi durumunda önemli miktarda ısı kaybına neden olurlar. Bu nedenle tasarımda bu tür elemanların yalıtımı için Ayvaz firmasının ürettiği sökülüp çıkarılabilen ceket şeklindeki yalıtım malzemeleri kullanılmıştır (Ayvaz, 2014b).

5.5.4 Borulardaki uzamalar ve dengeleyici elemanların seçimi

Sıcak akışkanların kullanıldığı sistemlerde, borularda meydana gelen uzamalar sistemin sağlıklı çalışmasını engeller. Borunun içinden geçen ısı transfer akışkanının sahip olduğu yüksek sıcaklığın etkisiyle boruda ısıl genleşme meydana gelir. Genleşmenin neden olduğu sorunları önlemek için boru hattındaki uzamaları önleyecek kompansatör, omega gibi elemanlar kullanılmalıdır. Bu elemanları kullanmadan önce boruların genleşme hesabı yapılmalıdır. Borularda meydana gelen uzama (ΔL);

$$\Delta L = \alpha L \Delta T \quad (5.10)$$

ile hesaplanır. Burada α , boru malzemesinin genleşme katsayısı, L , genleşmeye maruz kalan boru hattı uzunluğu ve ΔT ise akışkan sıcaklığı ile borunun montajının yapıldığı andaki sıcaklık farkıdır.

Santralde kullanılan çelik boruların genleşme katsayısı $12,2 \times 10^{-6} (1/^\circ\text{C})$, A kodlu boru hattı uzunluğu 41,5 m, bu boru hattının içinden geçen akışkanın sıcaklığı $(238,6 + 236,3)/2^\circ\text{C}$ ve montaj sıcaklığı $25,7^\circ\text{C}$ olarak belirlenmiştir. Bu durumda A kodlu boru hattında meydana gelen uzama;

$$\Delta L = 12,2 \times 10^{-6} \times 41,5 \times (237,45 - 25,7) = 0,1072 \text{ m} \approx 107 \text{ mm}$$

olarak bulunur. Santralde sıcak akışkanın geçtiği A hattında meydana gelen uzamanın alınması için omega dengeleyicileri kullanılmıştır (Şekil 5.13). Çeşitli boru çapları için oluşturulmuş genişliği derinliğine eşit omega dengeleyicisi boyutları Çizelge 5.9’da verilmiştir. Bu çizelgeden 1'' nominal çapa sahip, 41,5 m uzunluğundaki boru hattı için interpolasyon yapılarak $W = 1368,8 \text{ mm}$ ve $a = 1293,3 \text{ mm}$ olarak hesaplanır. Bu durumda gerekli a değeri;

$$a = 1293,3 - 107 = 1186,3 \text{ mm}$$

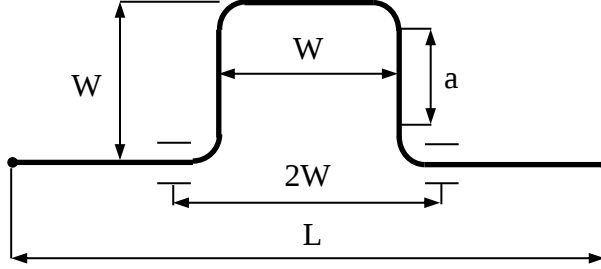
şeklinde hesaplanır. Benzer şekilde E kodlu 35,2 m uzunluğundaki boru hattında meydana gelen uzama;

$$\Delta L = 12,2 \times 10^{-6} \times 35,2 \times (170 - 25,7) = 0,062 \text{ m} = 62 \text{ mm}$$

olarak belirlenir. Çizelge 5.9’dan $W = 1259,4 \text{ mm}$ ve $a = 1183 \text{ mm}$ olarak hesaplanır. Bu durumda gerekli a değeri;

$$a = 1183 - 62 = 1121 \text{ mm}$$

olarak bulunur. E kodlu hatta da yukarıda hesaplanan boyutlara sahip omega dengeleyiciler kullanılmıştır. Omegalar boru hatlarının ortasına konulmuştur.



Şekil 5.13 Omega dengeleyicisi boyutları (Çanakçı ve Hepbaşlı, 1999).

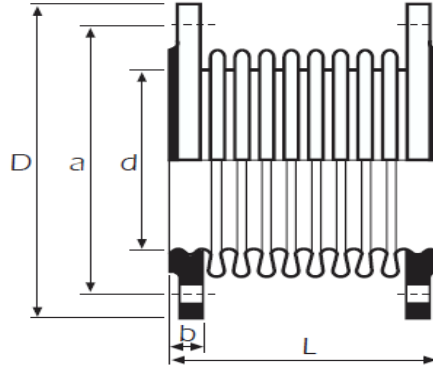
Çizelge 5.9 Çeşitli boru çap ve uzunlukları için omega boyutları (Çanakçı ve Hepbaşlı, 1999).

Nominal Çap (inç)	L (m)							
	30		46		61		76	
	W (mm)	a (mm)	W (mm)	a (mm)	W (mm)	a (mm)	W (mm)	a (mm)
3/4	1016	966	1296	1244	1474	1423	1626	1575
1	1169	1092	1447	1372	1626	1550	1096	1830
1 ½	1525	1397	1881	1548	2185	2058	2544	2413
2	1728	1575	2135	1981	2490	2210	2846	2693
2 ½	1906	1702	2210	2135	2745	2541	3126	2922
3	2185	1956	2745	2516	3202	2973	3664	3430
4	2516	2210	3125	2845	3736	3430	4524	4219

Kollektör sıraları arasındaki bağlantılar olan B, C ve D hatlarından sıcak ısı transfer akışkanı geçtiği için uzamalar meydana gelecektir. Bu hatların her birindeki uzama miktarı;

$$\Delta L = 12,2 \times 10^{-6} \times 8,3 \times (188,1 - 25,7) = 0,0164 \text{ m} = 16,4 \text{ mm}$$

olarak hesaplanır. B, C, D hatlarındaki uzamalar üretici bir firmanın ürün kataloğundan seçilen eksenel kompensatörler kullanılarak dengelenmiştir. Üretici firmanın, 1" nominal çapa sahip borular için ürettiği Şekil 5.14'te şematik olarak gösterilen flanşlı eksenel kompensatörlerin boyutları; $d = 38 \text{ mm}$, $D = 115 \text{ mm}$, $a = 85 \text{ mm}$, $b = 16 \text{ mm}$, $L = 110 \text{ mm}$ 'dir (Ayvaz, 2014a).



Şekil 5.14 Ayvaz firmasının ürettiği eksenel kompensatörün boyutları (Ayvaz, 2014a).

Borulardaki uzamaları dengeleyecek omegaların ve kompensatörlerin yerleştirilmesi dışında, boruların ağırlığını taşıyacak ve yer ile temas etmesini engelleyecek yataklama elemanları kullanılmıştır. Çizelge 5.10’da boruların altına koyulacak desteklerin aralarındaki maksimum mesafe verilmiştir. Santral tesisatındaki boru çapına uygun olarak boruların altına 2,1 m aralıklarla destekler yerleştirilmiştir.

Çizelge 5.10 İki destek arasındaki maksimum mesafe (Çanakçı ve Hepbaşlı, 1999).

Nominal Boru Çapı (inç)	1	1 ½	2	2 ½	3	3 ½	4
Açıklık (m)	2,1	2,75	3,1	3,4	3,7	4	4,3

5.6 Isı Değiştirici Tasarımı

Kollektörlerden yüksek sıcaklıkta çıkan ısı transfer akışkanının ısı enerjisi, bir ısı değiştirici aracılığıyla suya aktarılır. Evlerde ve endüstride ısıtma, iklimlendirme vs. uygulamalarında kullanılan farklı tipte, yapıda, büyüklükte bir çok ısı değiştiricisi vardır. Güneş enerjisi uygulamalarında en çok kullanılan ısı değiştiricileri plakalı ve gövde – boru tipi ısı değiştiricileridir. Plakalı ısı değiştiricileri daha çok düşük sıcaklıktaki güneş enerjisi uygulamalarında kullanılmaktadır. Gövde – boru tipi ısı değiştiricileri ise; endüstriyel uygulamalarda en çok kullanılan ısı değiştiricileridir. Yüksek basınç ve yüksek sıcaklık içeren uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır (Cengel, 2006). Bu nedenlerden dolayı bir çok parabolik oluk santralde gövde – boru tipi ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında da gövde – boru tipi ısı değiştirici kullanılmasına karar verilerek tasarımı yapılmıştır.

Isı değiştiricilerinin ısı transferi analizinde öncelikle ısı değiştirici boyunca gerçekleşen toplam ısı transferi miktarı, Q , hesaplanmalıdır. Q , gövde – boru tipi ısı değiştiricilerinde;

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lm} \quad (5.11)$$

ile hesaplanabilir (Kakaç and Liu, 2002). Burada $U_o, A_o, \Delta T_{lm}$ sırasıyla toplam ısı transfer katsayısı, toplam ısı transfer yüzeyi ve logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) olarak adlandırılmaktadır. Ayrıca enerji dengesi gereği Q ;

$$Q = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) = (\dot{m}c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (5.12)$$

eşitliği ile de bulunabilir. Burada $\dot{m}$ ve c_p sırasıyla akışkanların kütleli debisi ve ortalama sıcaklıkta özgül ısıdır. T_{h1} ve T_{h2} sıcak akışkanın, T_{c1} ve T_{c2} ise soğuk akışkanın ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıklarını göstermektedir. Borulu ısı değiştiricilerinde toplam ısı transfer katsayısı;

$$U_o = \left[\frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_i} + \frac{r_o}{r_i} R_{fi} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k_t} + R_{fo} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (5.13)$$

yardımıyla hesaplanır (Kakaç and Liu, 2002). Burada r_o ve r_i borunun iç ve dış yarıçaplarıdır. h_i , boru tarafındaki h_o ise gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısıdır. R_{fi} ve R_{fo} ise sırasıyla boru ve gövde tarafındaki akışkanların içindeki yabancı maddelerin neden olduğu kirlenme dirençleridir. Son olarak k_t , boru malzemesinin ısı iletim katsayısıdır.

Denklem (5.11)'de toplam ısı transfer yüzeyi ve logaritmik sıcaklık farkı ise sırasıyla Denklem (5.14) ve (5.15) ile hesaplanabilir.

$$A_o = \pi d_o L n \quad (5.14)$$

Bu denklemde d_o, L ve n sırasıyla boru çapı, ısı değiştiricisi uzunluğu ve toplam boru sayısını göstermektedir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (5.15)$$

Burada ΔT_1 ve ΔT_2 sıcaklık farkları;

$$\text{Paralel akış için: } \Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} \text{ ve } \Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} \quad (5.16)$$

$$\text{Karşıt akış için: } \Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} \text{ ve } \Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} \quad (5.17)$$

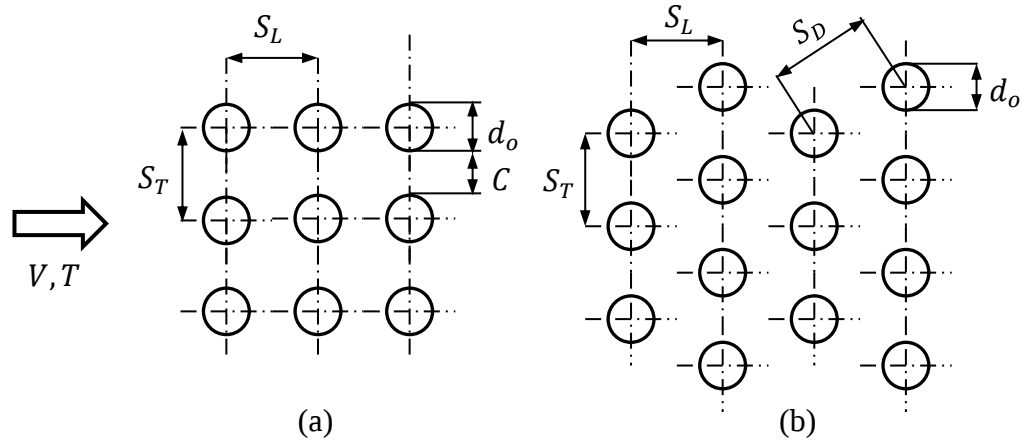
olarak alınır. Bir ısı değiştiricide faz değişimi söz konusu ise;

$$Q = \dot{m}_h (h_{h1} - h_{h2}) = \dot{m}_h h_{fg} \quad (5.18)$$

$$Q = \dot{m}_c (h_{c2} - h_{c1}) = \dot{m}_c h_{fg} \quad (5.19)$$

denklemleri kullanılabilir. Burada h_{h1} ve h_{h2} sıcak akışkanın, h_{c1} ve h_{c2} ise soğuk akışkanın giriş ve çıkış koşullarındaki entalpileridir (Incropera and Dewitt, 2010).

Isı değiştiricide boru demetini oluşturan borular, düzgün sıralı (kare diziliş) ya da kaydırılmış (üçgen diziliş) olarak düzenlenir (Şekil 5.15). Düzenleme biçimi, boru çapı, boru eksenleri arasında akışa dik yönde uzaklık (S_T) ve akışa paralel yönde uzaklık (S_L) ile belirlenir. Boruların düzeni ve konumları standartlaştırılmıştır. S_T/d_o genellikle 1,25 ile 1,5 arasında seçilir. Ayrıca bir ısı değiştiricide, boruların ve gövdenin çapı belirlendikten sonra gövde içine yerleştirilebilecek toplam maksimum boru sayısı da TEMA standartlarından bulunabilir (Kakaç and Liu, 2002).



Şekil 5.15 Boru demeti dizilişleri: (a) Düzgün sıralı (b) Kaydırılmış sıralı (Incropera and Dewitt, 2010).

Tasarımı yapılan ısı değiştiricide boru demetleri düzgün sıralı olarak dizilmiştir. Isı değiştiricide ısı transfer analizinin yapılabilmesi için boru tarafı ve gövde tarafı ısı taşınım katsayılarının bulunması gerekmektedir. Boru tarafı ısı taşınım katsayısı, Laminer akışta $Nu = 4,36$ olarak alınabilir. Türbülanslı akışta istenen değerler $2300 < Re_b < 5 \times 10^6$ ve $0,5 < Pr < 2000$ koşullarında geçerli olmak üzere;

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_i} = \frac{(f/8)(Re_b - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.20)$$

$$f = [1,58 \ln(Re_b) - 3,28]^{-2} \quad (5.21)$$

$$Re_b = \frac{\rho V d_i}{\mu} \quad (5.22)$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \frac{\pi d_i^2}{4} n} \quad (5.23)$$

denklemleri ile bulunur. Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ise laminar akışta;

$$Nu_D = \frac{h_o D_e}{k_o} = C Re_s^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (5.24)$$

$$\left[\begin{array}{c} 1 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} < 10^6 \\ 0,7 < Pr < 500 \end{array} \right]$$

ile bulunabilir (Incropera and Dewitt, 2010). Burada D_e , eşdeğer çap; G_s , kütleli hızdır. $Pr \leq 10$ ise $n = 0,37$, $Pr > 10$ ise $n = 0,36$ 'dır. C ve m katsayıları Çizelge 5.11'de verilmiştir. Bu denklemlerde Pr_w dışındaki tüm özellikler ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanmalıdır. Pr_w , yüzey sıcaklığında $((T_{c1} + T_{c2}) / 2 + (T_{h1} + T_{h2}) / 2) / 2$ hesaplanmalıdır.

Çizelge 5.11 Denklemler 5.24'deki sabitler (Incropera and Dewitt, 2010).

Re_s	C	m
1 – 40	0,75	0,4
40 – 1000	0,51	0,5
1000 – 200000	0,26	0,6
200000 – 1000000	0,076	0,7

Gövde tarafında türbülanslı akış olduğunda ise;

$$Nu_D = \frac{h_o D_e}{k_o} = 0,36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{c_p \mu}{k_o} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (5.25)$$

$$\left[2000 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} < 10^6 \right]$$

denklemleri kullanılabilir (Kakaç and Liu, 2002). Burada μ_b , ortalama akışkan sıcaklığında dinamik viskozite ve μ_w ise yüzey sıcaklığında dinamik viskozite ifadesidir. μ_w dışında yukarıdaki denklemlerdeki özellikler, ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanmalıdır. Eşdeğer çap;

$$D_e = \frac{4(S_T^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} \quad (5.26)$$

denklemleri ile bulunabilir. Kütleli hız ise;

$$G_s = \frac{\dot{m}}{\left(\frac{D_s C B}{S_T}\right)} \quad (5.27)$$

$$C = S_T - d_o \quad (5.28)$$

denklemleri ile belirlenir. Burada D_s , ısı değiştiricinin gövde çapı; C , yan yana iki boru arasındaki açıklıktır. B ise şaşırtma levhaları arasındaki mesafedir. Şaşırtma levhaları arasındaki mesafenin gövde çapının 0,4 ile 0,6 katı arasında olması ve şaşırtma levhalarının %25 ile %35 arasındaki kısmının kesik olması önerilir (Kakaç and Liu, 2002). Tasarım sırasında şaşırtma levhaları arasındaki mesafe gövde çapının 0,4 katı olarak alınmıştır.

Isı değiştiricide meydana gelen basınç kayıpları gövde tarafı için;

$$\Delta p_s = \frac{f_s G_s^2 (L/B) D_s}{2 \rho D_e \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,14}} \quad (5.29)$$

$$\left[\begin{array}{l} f_s = \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_s) \\ [400 < Re_s < 10^6] \end{array} \right]$$

denklemleri ile bulunabilir (Kakaç and Liu, 2002). Burada f_s , sürtünme faktörü; L , ısı değiştirici uzunluğudur. Boru tarafı basınç kayıpları ise;

$$\Delta p_t = \left(4f \frac{L N_p}{d_i} + 4N_p\right) \frac{\rho V^2}{2} \quad (5.30)$$

denklemleri ile bulunabilir. N_p , ısı değiştiricinin geçiş sayısıdır.

Santralde ısı transfer akışkanı, ısı değiştiriciye $T_{h1} = 236,3^\circ\text{C}$ sıcaklık, $\dot{m}_h = 1,5$ kg/s debi ile girmekte ve $T_{h2} = 170^\circ\text{C}$ sıcaklıkta ısı değiştiriciyi terk etmektedir. Su ise ısı değiştiriciye $T_{c1} = 25^\circ\text{C}$ sıcaklık ile girmekte ve ısı değiştiriciden $T_{c2} = 143,61^\circ\text{C}$ 'de doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Şekil 5.16'da bu durum şematik olarak gösterilmiştir. Karşıt akışlı, tek geçişli boru ve gövde düzenlemesine sahip ısı değiştirici tasarımı yapılmıştır. Ayrıca ısı değiştiricilerde boru tarafında;

- Kirlenme direnci yüksek,
- Yüksek basınca sahip,
- Korozyon

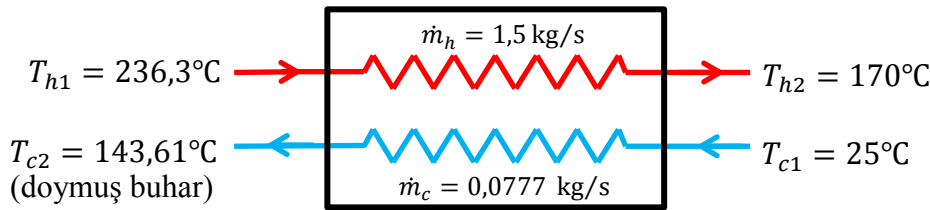
akışkanın boru tarafında olması önerilmiştir (Kakaç and Liu, 2002). Bu nedenle gövde tarafı akışkanı termal yağ, boru tarafı akışkanı ise termal yağa göre daha korozyon bir akışkan olan su seçilmiştir.

Aşağıda dördüncü bölümde tanıtılan ısı değiştirici tasarım programında hesaplanarak bulunan değerler verilmiş ve tasarımın nasıl yapıldığı açıklanmıştır. Isı değiştiricideki enerji dengesinden su-buhar tarafının kütleli debisi bulunabilir. Denklem (5.11) ve (5.19) yardımıyla enerji dengesi yazılırsa;

$$(\dot{m}c_p)_h(T_{h1} - T_{h2}) = (\dot{m}c_p)_c(T_{c2,su} - T_{c1,su}) + \dot{m}_c h_{fg}$$

$$1,5 \times 2057,3 \times (236,3 - 170) = \dot{m}_c \times (4200,8 \times (143,61 - 25) + 2133,4 \times 10^3)$$

buradan $\dot{m}_c = 0,0777 \text{ kg/s}$ olarak bulunur.



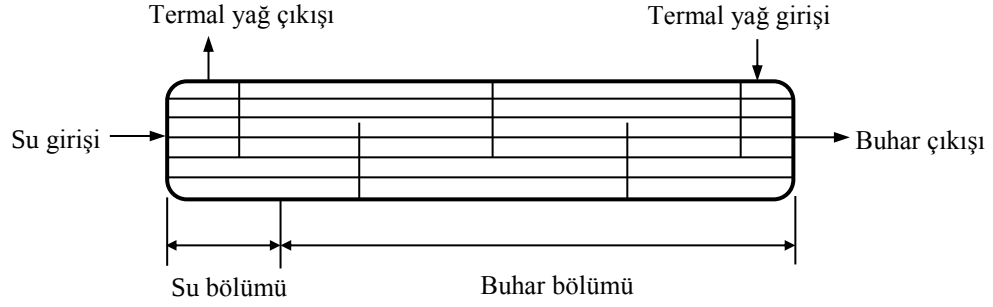
Şekil 5.16 Isı değiştiricinin şematik gösterimi.

Isı değiştiricilerde boru malzemesi olarak genellikle düşük karbonlu çelik, paslanmaz çelik ve bakır kullanılmaktadır. Yapılan ısı değiştirici tasarımında bakır borular kullanılmıştır. Isı değiştirici boru çapları ve uzunlukları ise TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) standartlarından seçilmiştir (Kakaç and Liu, 2002). Isı değiştiricinin temel tasarım parametreleri Çizelge 5.12’de verilmiştir.

Çizelge 5.12 Isı değiştiricinin temel tasarım parametreleri.

Özellik	Değer
Boru dış çapı, d_o	0,0127 m
Boru iç çapı, d_i	0,0113 m
Boru malzemesi	Bakır
Gövde çapı, D_s	0,6858 m
Toplam boru sayısı, n	1350
S_T/d_o	1,25
S_L/d_o	1,25
Boru düzenlemesi	Düzgün sıralı
Gövde tarafı kirlenme direnci, R_{fo}	0,000352 m ² K/W
Boru tarafı kirlenme direnci, R_{fi}	0,000352 m ² K/W (su tarafı) 0,0001 m ² K/W (buhar tarafı)

Tasarımı yapılan ısı değıştiricide boruların içindeki su, buhara dönüşecek yani iki fazlı akış gerçekleşecektir. Bu gibi durumlarda boyutlandırma yapılırken ısı değıştiricinin iki farklı bölümden (su – termal yağ bölümü ve buhar – termal yağ bölümü) oluştuğu düşünülür ve bu bölümler iki farklı ısı değıştirici gibi boyutlandırılır (Şekil 5.17). İki bölüm için de gerekli boru uzunlukları bulunduğundan sonra bu uzunluklar toplanarak nihai ısı değıştirici uzunluğu bulunur (Kakaç and Liu, 2002).



Şekil 5.17 Isı değıştiricide farklı fazların şematik gösterimi.

Su, ısı değıştiriciye $T_{c1,su} = 25^\circ\text{C}$ girerek $T_{c2,su} = 143,61^\circ\text{C}$ 'ye kadar ısınır ve sabit sıcaklıkta hal değıştirmeye başlayarak buhara dönüşür. Bu durumda ısı değıştiricide buhar bölümünün sıcaklıkları; $T_{c1,buhar} = T_{c2,buhar} = 143,61^\circ\text{C}$ olur.

Termal yağ tarafının (gövde tarafının) buhar bölümüne giriş sıcaklığı $T_{h1,buhar} = 236,3^\circ\text{C}$ 'dir. Termal yağın buhar bölümünden çıkış sıcaklığı ise enerji dengesinden;

$$T_{h2,buhar} = T_{h1,buhar} - \frac{\dot{m}_c h_{fg}}{(\dot{m}c_p)_h} = 236,3 - \frac{0,0777 \times 2133,4 \times 10^3}{1,5 \times 2073,2} = 178,55^\circ\text{C}$$

olarak bulunur. Bu durumda termal yağ, buhar bölümünden çıkıp su bölümüne;

$$T_{h1,su} = T_{h2,buhar} = 178,55^\circ\text{C}$$

sıcaklıkta girmektedir. Termal yağın su bölümünden çıkış sıcaklığı ise $T_{h2,su} = 170^\circ\text{C}$ 'dir. Isı değıştiricideki sıcaklıklar yukarıdaki gibi belirlendikten sonra temel tasarım parametreleri de kullanılarak ısı değıştirici uzunluğu hesaplanabilir. Bunun için öncelikle ısı taşınım katsayılarının hesaplanması gerekmektedir. Daha sonra logaritmik sıcaklık farkı yöntemi (LMTD) kullanılarak gerekli boru uzunluğu bulunacaktır.

Buhar – termal yağ bölümü:

Isı değiştiricide buhar – termal yağ bölümü için gövde tarafı eşdeğer ap Denklem (5.26)’dan;

$$D_e = \frac{4(0,015875^2 - \pi \times 0,0127^2/4)}{\pi \times 0,0127} = 0,01257 \text{ m}$$

olarak bulunur. Kütlesel hız Denklem (5.27)’den;

$$G_s = \frac{1,5}{\left(\frac{0,6858 \times (0,015875 - 0,0127) \times (0,6858 \times 0,4)}{0,015875} \right)} = 39,867 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$$

olarak bulunur. Gövde tarafı Reynolds sayısı ise termal yağın ortalama akışkan sıcaklığındaki özellikleri kullanılarak;

$$Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} = \frac{39,867 \times 0,01257}{3,7063 \times 10^{-4}} = 1352,1$$

şeklinde bulunur. Gövde tarafı Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı ise Denklem (5.24)’ten;

$$Nu_D = 0,26 \times (1352,1)^{0,6} \times (6,8423)^{0,37} \times \left(\frac{6,8423}{8,6744} \right)^{0,25} = 37,743$$

$$h_o = \frac{Nu_D \times k_o}{D_e} = \frac{37,743 \times 0,1123}{0,01257} = 337,2 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

olarak bulunur. Buhar tarafı için Reynolds sayısı Denklem (5.22) ve (5.23) yardımıyla;

$$Re_b = \frac{0,5227 \times \frac{4 \times 0,0777}{0,5227 \times \pi \times 0,0113^2 \times 1350} \times 0,0113}{1,4331 \times 10^{-5}} = 452,52$$

olarak hesaplanır. Bu durumda buhar tarafı ısı taşınım katsayısı;

$$h_i = \frac{Nu \times k_i}{d_i} = \frac{4,36 \times 0,028}{0,0113} = 10,804 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

şeklinde bulunur. Böylece ısı değiştiricinin buhar bölümü için toplam ısı transfer katsayısı Denklem (5.13)’ten;

$$U_o = \left[\frac{0,0127}{0,0113} \times \frac{1}{10,804} + \frac{0,0127}{0,0113} \times 0,0001 + \frac{\left(\frac{0,0127}{2}\right) \ln\left(\frac{0,0127}{0,0113}\right)}{391,84} + 0,000352 + \frac{1}{337,2} \right]^{-1} = 9,306 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

olarak hesaplanır. Karşıt akış için logaritmik sıcaklık farkı Denklem (5.17)'den;

$$\Delta T_1 = T_{h1,buhar} - T_{c2,buhar} = 236,3 - 143,61 = 92,69^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h2,buhar} - T_{c1,buhar} = 178,55 - 143,61 = 34,94^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{92,69 - 34,94}{\ln(92,69/34,94)} = 62,657^\circ\text{C}$$

olarak bulunur. Buhar bölümü için ısı değiştirici alanı Denklem (5.11)'den ve boru uzunluğu Denklem (5.14)'ten;

$$A_o = \frac{0,0777 \times 2133,4 \times 10^3}{9,306 \times 62,657} = 284,3 \text{ m}^2$$

$$L_{buhar} = \frac{284,3}{\pi \times 0,0127 \times 1350} = 5,28 \text{ m}$$

olarak hesaplanır.

Su – termal yağ bölümü:

Buhar – termal yağ bölümüne benzer şekilde ısı değiştiricinin su bölümü için gerekli uzunluk bulunabilir. Termal yağ – su bölümünde, buhar bölümünde hesaplanan eşdeğer çap ve kütle hız kullanılarak gövde tarafının Reynolds sayısı;

$$Re_s = \frac{39,867 \times 0,01257}{4,6987 \times 10^{-4}} = 1066,5$$

olarak bulunur. Gövde tarafı Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı;

$$Nu_D = 0,26 \times (1066,5)^{0,6} \times (7,9501)^{0,37} \times \left(\frac{7,9501}{10,6523}\right)^{0,25} = 34,13$$

$$h_o = \frac{34,13 \times 0,1173}{0,01257} = 318,5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

olarak bulunur. Su tarafı için Reynolds sayısı suyun ortalama sıcaklıktaki özellikleri kullanılarak Denklem (5.22) ve (5.23) yardımıyla;

$$Re_b = \frac{969,14 \times \frac{4 \times 0,0777}{969,14 \times \pi \times 0,0113^2 \times 1350} \times 0,0113}{3,3424 \times 10^{-4}} = 19,4$$

olarak hesaplanır. Bu durumda su tarafı ısı taşınım katsayısı;

$$h_i = \frac{Nu \times k_i}{d_i} = \frac{4,36 \times 0,6724}{0,0113} = 259,93 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

şeklinde bulunur. Böylece ısı değiştiricinin su bölümü için toplam ısı transfer katsayısı Denklem (5.13)'ten;

$$U_o = \left[\frac{0,0127}{0,0113} \times \frac{1}{259,93} + \frac{0,0127}{0,0113} \times 0,000357 + \frac{\left(\frac{0,0127}{2}\right) \ln\left(\frac{0,0127}{0,0113}\right)}{391,84} + 0,000352 + \frac{1}{318,5} \right]^{-1} = 121,7 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

olarak hesaplanır. Karşıt akış için logaritmik sıcaklık farkı;

$$\Delta T_1 = T_{h1,su} - T_{c2,su} = 178,55 - 143,61 = 34,94^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h2,buhar} - T_{c1,buhar} = 170 - 25 = 145^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{145 - 34,94}{\ln(145/34,94)} = 77,34^\circ\text{C}$$

olarak bulunur. Su bölümü için ısı değiştirici alanı Denklem (5.11)'den ve boru uzunluğu Denklem (5.14)'ten;

$$A_o = \frac{0,0777 \times 4200,8 \times (143,61 - 25)}{121,7 \times 77,34} = 4,113 \text{ m}^2$$

$$L_{su} = \frac{4,113}{\pi \times 0,0127 \times 1350} = 0,076 \text{ m}$$

olarak hesaplanır. Sonuç olarak toplam ısı değıştirici uzunluğu;

$$L = L_{buhar} + L_{su} = 5,28 + 0,076 \approx 5,37 \text{ m}$$

şeklinde bulunur. Çizelge 5.12’de tasarım parametreleri verilen ısı değıştiricinin üretimi yapılabilir ya da isteğe bağlı olarak üretici firmalardan verilen özellikleri karşılayabilecek hazır ısı değıştirici satın alınabilir. Burada tasarımı yapılan ısı değıştirici, 143°C’de 0,0777 kg/s (≈ 280 kg/saat) debide doymuş su buharı üretebilecek kapasitededir. Isı değıştiricinin detaylı imalat-montaj teknik resmi Ek- 2’de verilmiştir.

Isı değıştiricinin gövde tarafında meydana gelen basınç kayıpları Denklem (5.29) yardımıyla;

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \ln 1352,1) = 0,452$$

$$\Delta p_s = \frac{0,452 \times 39,867^2 \times (5,05/0,2743) \times 0,6858}{2 \times 904,58 \times 0,01257 \times \left(\frac{3,7063 \times 10^{-4}}{4,6987 \times 10^{-4}} \right)^{0,14}} = 412,33 \text{ Pa}$$

olarak bulunur. Santralde ısı transfer akışkan pompası seçimi yapılırken bulunan bu basınç kaybı santral tesisatındaki basınç kaybına ek olarak dikkate alınmıştır. Su-buhar bölümündeki basınç kaybının ihmal edilebilecek kadar az olduğu bulunmuştur.

5.7 Santraldeki Basınç Kayıpları ve Pompa Seçimi

Pompa, santraldeki akışkanın kollektörlere dağıtılabilmesi için gerekli basıncı sağlar. Santral tesisatında pompa gücünün belirlenebilmesi ve pompa seçiminin yapılabilmesi için kollektörlerin alıcılarında, saha borularında, vana, pislik tutucu, çekvalf vb. tesisat elemanlarındaki basınç kayıplarının hesaplanması gerekmektedir. Uygulamada, tam gelişmiş iç akışların tüm türleri (laminer veya türbölanslı akış, dairesel veya dairesel olmayan borular, pürüzlü veya pürüzsüz yüzeyler) için basınç kaybı (ΔP_K);

$$\Delta P_K = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{ort}^2}{2} \quad (5.31)$$

ile hesaplanır (Cengel and Cimbala 2013). Denklemdeki $\rho V_{ort}^2/2$ ifadesi dinamik basınçtır.

Borulama sistemlerinin analizinde basınç kayıpları genelde yük kaybı (h_K) denilen eşdeğer akışkan sütun yüksekliği cinsinden ifade edilir. h_K ;

$$h_K = \frac{\Delta p_K}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_{ort}^2}{2g} \quad (5.32)$$

ile hesaplanabilir. Borulardaki basınç kayıplarının dışında sistemdeki bağlantı elemanlarında da basınç kayıpları meydana gelir. Bu kayıplara yerel kayıplar denir ve;

$$h_{K,yerel} = K_K \frac{V^2}{2g} \quad (5.33)$$

ile bulunabilir. Burada K_K , kayıp katsayısı olarak bilinir ve çeşitli bağlantı elemanları için Çizelge 5.13'te verilmiştir.

Borulardaki yük kaybı ve yerel yük kaybının toplamı sistemdeki toplam yük kaybını ($h_{K,toplam}$) verir.

$$h_{K,toplam} = h_K + h_{K,yerel} \quad (5.34)$$

Boruların ve sistemdeki diğer elemanların toplam basınç kaybı (veya yük kaybı) belirlendikten sonra bu kaybı yenmek için gerekli pompa gücü ($\dot{W}_{pompa}$);

$$\dot{W}_{pompa} = \frac{\rho \dot{V} g h_{K,toplam}}{\eta_{pompa}} \quad (5.35)$$

ile bulunabilir. Burada η_{pompa} , pompanın verimidir.

Çizelge 5.13 Bağlantı elemanları için tipik kayıp katsayıları (Cengel and Cimbala 2013).

Bağlantı Elemanı	Kayıp Katsayısı
90° düzgün dönüş;	
Flanşlı	0,3
Diş Açılmış	0,9
T (dallanan akış);	
Flanşlı	1,0
Diş açılmış	2,0
Vanalar;	
Küresel vana (tam açık)	10
Açılı vana (tam açık)	5
Bilyeli vana (tam açık)	0,05
Salıncak çekvalf	2
Sürgülü vana (tam açık)	0,2
Sürgülü vana(1/4 kapalı)	0,3
Sürgülü vana(1/2 kapalı)	2,1
Sürgülü vana(3/4 kapalı)	17

Çizelge 5.14'te A, B, C, D ve E boru hatlarının uzunlukları ve bu boru hatlarında basınç kayıplarına neden olan tesisat elemanları gösterilmiştir. Boru hatlarında bulunan vana, çekvalf, pislik tutucu ve esnek metal hortumlar Ayvaz firmasının ürettiği ürünlerden seçilmiştir. Esnek metal hortum uzunluğu 2 m'dir. Bu ürünlerin genel özellikleri Çizelge 5.15'te verilmiştir. Daha detaylı bilgiye ilgili referanstan ulaşılabilir (Ayvaz, 2014b). Çizelge 5.14'te ayrıca boru hatlarında akışkanın yön değiştirdiği 90° düzgün dönüşlü dış açılmış dirsekler ve akışkanın ikiye ayrıldığı yerler olan T branşmanların sayıları da verilmiştir.

Çizelge 5.14 Boru hatlarında basınç kaybına neden olan tesisat elemanları ve adetleri.

Hat Kodu	Hat Uzunluğu (m)	Vana (Adet)	Çekvalf (Adet)	Pislik Tutucu (Adet)	Esnek Metal Hortum (Adet)	Dirsek (Adet)	T Branşman (Adet)
A	41,5	8	0	0	3	13	2
B	8,3	2	0	0	2	6	0
C	8,3	2	0	0	2	6	0
D	8,3	2	0	0	2	6	0
E	35,2	13	1	1	3	23	3

Çizelge 5.15 Tesisat elemanlarının özellikleri (Ayvaz, 2014b).

Eleman	Model	Maksimum Çalışma Basıncı (bar)	Maksimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	Nominal Çap
Vana (sürgülü)	PV-16	16	300	DN25
Çekvalf	CLV-50	9,6	300	DN25
Pislik Tutucu	PTY-20	10	300	DN25
E. Metal Hortum	Örgülü	50	800	DN25

Çizelge 5.16'da boru hatlarında meydana gelen basınç kayıpları verilmiştir. Boru kayıpları sütununda, hatlardaki boru içi sürtünmeden kaynaklanan basınç kayıpları gösterilmiştir. Vana kayıpları sütununda, her bir boru hattına ait tüm vanaların meydana getirdiği kayıplar gösterilmiştir. Kollektörlerde istenen debi değerinin sağlanabilmesi için E hattında kollektörlerin girişlerindeki vanaların 1/3 oranında kapalı olduğu düşünülmüştür. Tesisattaki diğer tüm vanalar tam açıktır. Çekvalf ve pislik tutucu sadece E boru hattında bulunmaktadır. Bu yüzden bu elemanların meydana getirdiği kayıplar sadece E boru hattı bölümünde verilmiştir. Esnek metal hortumun meydana getirdiği kayıplar, toplam dirsek kayıpları, T branşman kayıpları (A ve E hatları için) da çizelgede gösterilmiştir. Boru hatlarındaki tesisatta toplam kayıp 70,925 m olarak bulunmuştur. Çizelge 5.17'de ise kollektörlerin alıcılarında meydana gelen basınç kayıpları verilmiştir. Bu

kayıplar her bir kollektör sırası için (36 m) hesaplanmıştır. Buradaki toplam kayıp ise 0,4845 m olarak bulunmuştur.

Çizelge 5.16 Boru hatlarındaki toplam basınç kayıpları.

Boru Hattı Basınç Kayıpları (m)							
Hat Kodu	Boru Kayıpları	Toplam Vana Kayıpları	Çekvalf Kayıpları	Pislik Tutucu Kayıpları	Esnek M. Hortum Kayıpları	Toplam Dirsek Kayıpları	T Branşman Kayıpları
A	14,3974	0,6432	-	-	9,7189	4,7034	1,6080
B	0,3683	0,0191	-	-	0,7719	0,2581	-
C	0,3683	0,0191	-	-	0,7719	0,2581	-
D	0,3683	0,0191	-	-	0,7719	0,2581	-
E	12,4130	2,5727	0,0804	0,0804	9,7224	8,3210	2,4119
Toplam Basınç Kaybı: 70,925 m							

Çizelge 5.17 Alıcıdaki toplam basınç kayıpları.

Kollektörlerdeki basınç kayıpları	
Sıra No	Basınç Kaybı (m)
1	0,0803
2	0,0812
3	0,0803
4	0,0812
5	0,0803
6	0,0812
Toplam Basınç Kaybı: 0,4845 m	

Sonuç olarak santralin boru hatları ve kollektör bölümlerindeki toplam yük kaybı;

$$h_{K1} = 70,925 + 0,4845 = 71,4095 \text{ m}$$

olarak bulunmuştur. Yukarıda verilen basınç kayıplarının yanı sıra ısı değiştiricide meydana gelen basınç kayıplarının da hesaba katılarak pompa seçimi yapılması gerekmektedir. Isı değiştiricinin termal yağ tarafında (gövde tarafı) meydana gelen basınç kayıpları daha önce ısı değiştirici tasarımı bölümünde,

$$h_{K2} = \frac{\Delta p_s}{\rho g} = \frac{412,33}{904,58 \times 9,81} = 0,046 \text{ m}$$

olarak bulunmuştur. Bu durumda santralde meydana gelen toplam yük kaybı;

$$h_{K,toplaml} = h_{K1} + h_{K2} = 71,4095 + 0,046 = 71,45 \text{ m}$$

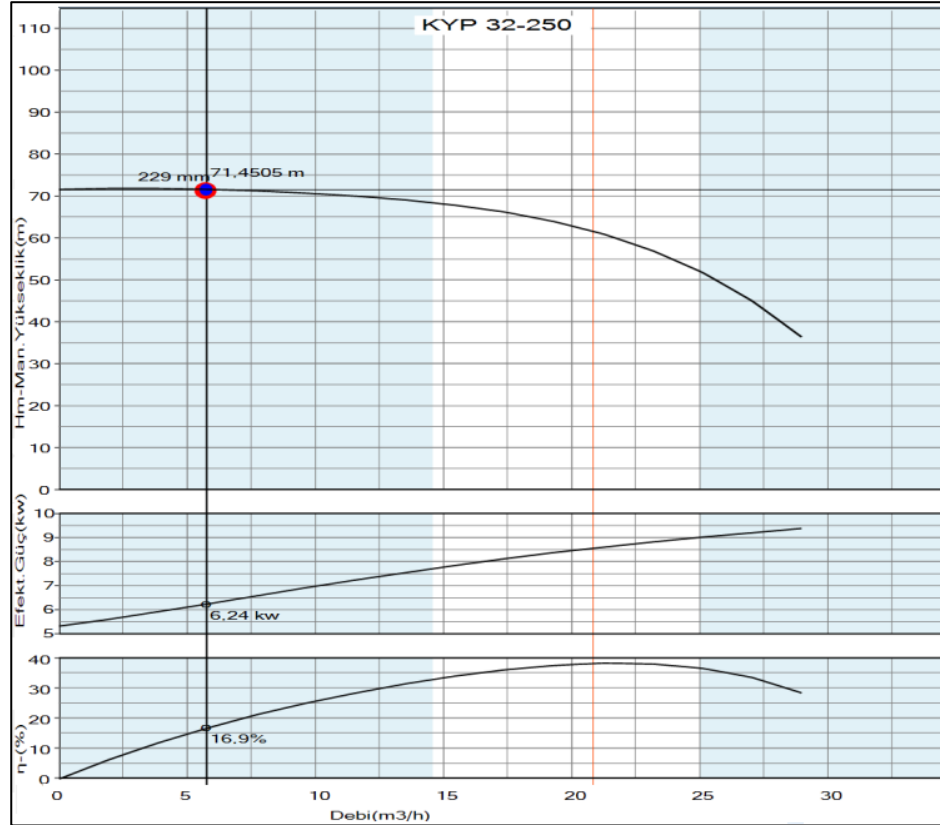
olarak bulunur. Pompanın basması gereken debi;

$$\dot{V}_{toplam} = 1,596 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 5,7456 \text{ m}^3/\text{h}$$

olarak daha önce tesisattaki ısı kayıplar bölümünde bulunmuştur. Hesaplanan debi ve manometrik basma yüksekliğini karşılayacak pompa olarak Mas Grup firması tarafından üretilen ısı transfer yağı pompası seçilmiştir. Pompa özellikleri Çizelge 5.18’de ve pompanın çalışma, güç, verim eğrileri Şekil 5.18’de verilmiştir. Şekil 5.18’deki eğriler *Mas Grup Pompa Seçim Programı* çıktısıdır (Mas Grup, 2014a). Isı transfer akışkanı pompa grubunun imalat-montaj teknik resmi Ek-3’te verilmiştir (Mas Grup, 2014b).

Çizelge 5.18 Seçilen pompanın özellikleri (Mas Grup, 2014b).

Özellik	Değer
Model	KYP 32 – 250
Motor gücü	11 kW
Debi	5,7456 m ³ /h
Manometrik basma yüksekliği	71,45 m
Pompa verimi	% 16,9
Efektif güç	6,24 kW
Devir sayısı	2900 d/d



Şekil 5.18 Seçilen pompa modeline ait çalışma, güç ve verim eğrileri (Mas Grup, 2014a).

5.8 Genleşme Deposu ve Drenaj Tankı Seçimi

Genleşme deposu; kollektörlerde ısınan ısı transfer akışkanının hacimsel değişimini karşılamak, pompa tarafından oluşturulan statik basıncı istenilen seviyede tutmak ve akışkan debisinde meydana gelen değişimleri karşılamak amacıyla kullanılır. Santralde açık tip genleşme deposu kullanılmıştır. Genleşme deposu hacmi genleşen akışkan miktarının yaklaşık iki katı büyüklükte olmaktadır (Isısan, 1997). Santralde genleşen akışkan hacmi (V_{exp});

$$V_{exp} = V_V e \quad (5.36)$$

ile hesaplanır. Burada V_V ; tesisatta dolaşan akışkanın toplam hacmini (lt), e ; ısınan akışkanın genleşme katsayısını göstermektedir.

Genleşme deposunun hacminin belirlenirken öncelikle sistemdeki toplam akışkan miktarının hesaplanması gerekmektedir. Tesisattaki toplam akışkan hacmi Çizelge 5.19’da verilmiştir. Ayrıca çizelgede ısı değiştirici boyutlarına göre ısı değiştiricinin içindeki termal yağ hacmi de verilmiştir. Tesisatta dolaşan toplam akışkan hacmi 1450,6 lt olarak bulunmuştur.

Çizelge 5.19 Tesisattaki toplam akışkan hacmi.

Akışkanın Bulunduğu Konum	Akışkan Hacmi (lt)
Kollektör Sıra No	
1, 2, 3, 4, 5 ve 6	65,144 (× 6)
Boru Hattı Kodu	
A	23,585
B, C ve D	4,7171(× 3)
E	20,005
Isı değiştirici	1002
Toplam	1450,6

Isı transfer akışkanı Therminol VP-1’in 170°C’de yoğunluğu 939,8182 kg/m³, 238,6°C’de yoğunluğu 878,4 kg/m³’tür. Bu durumda Therminol VP-1 için genleşme katsayısı;

$$e = \frac{939,8182 - 878,4}{939,8182} = 0,0654$$

olarak bulunur. Yani sıcaklığı 170°C’den 238,6°C’ye artan ısı transfer akışkanının hacmi %6,54 artar. Genleşen sıvının hacmi Denklem (5.36)’dan;

$$V_{exp} = 1450,6 \times 0,0654 = 94,87 \text{ lt}$$

olarak bulunur. Genleşme deposunun hacmi ise genleşen akışkan miktarının iki katı alınırsa;

$$V_{tank} = 94,87 \times 2 = 189,74 \text{ lt}$$

olarak bulunur. Bu durumda genleşme tankı olarak Mimsan Isı Teknolojisi A.Ş. firmasının ürettiği 200 lt kapasitedeki TS 713'e uygun standart açık genleşme tankı seçilmiştir (Mimsan, 2014a). Açık genleşme tankının boyutlarına ilgili referanstan ulaşılabilir.

Santralde teknik arızalar meydana geldiğinde ısı transfer akışkanının boşaltılması istenebilir. Santraldeki akışkanın boşaltılıp depolanması ve güvenilir bir şekilde saklanması için drenaj tankına ihtiyaç vardır. Santraldeki tüm ısı transfer akışkanını depolayabilecek drenaj tankı olarak Mimsan Isı Teknolojisi A.Ş.'nin ürettiği 3000 lt kapasitedeki tank seçilmiştir (Mimsan, 2014b). Drenaj tankının boyutlarına ilgili referanstan ulaşılabilir.

5.9 Su – Buhar Hattı Ekipmanlarının Seçimi

Isı değiştirici içinde üretilen 143,61°C'deki doymuş su buharının ısı değiştiriciden çıktıktan sonra kontrollü bir şekilde kullanılacağı yere ulaştırılması gerekmektedir. Bunun için öncelikle su-buhar hattındaki tesisat elemanlarının seçiminin yapılması gerekmektedir. Daha sonra hattaki basınç kayıplarına göre suyun basınçlandırılmasını sağlayacak bir sirkülasyon pompasının seçiminin yapılması gerekmektedir. Çizelge 5.20 ve Çizelge 5.21'de, su ve buhar hatlarına yerleştirilen tesisat elemanlarının türü, sayısı ve modelleri gösterilmiştir. Su hattında 1½" (DN40), doymuş buhar hattında ise buhar hızının uygun limitlerde (20-30 m/s) (Hepbaşlı, 1997) kalmasını sağlamak için 3" (DN80) çelik borular kullanılmıştır.

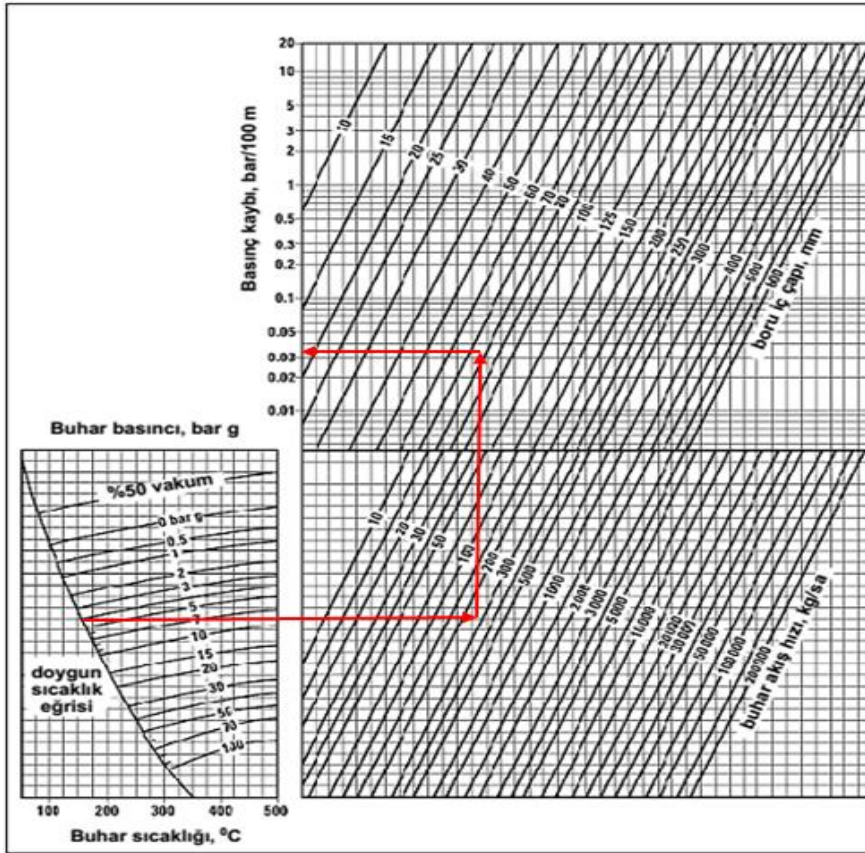
Çizelge 5.20 Su-buhar hattındaki tesisat elemanları ve adetleri.

Hat	Hat Uzunluğu (m)	Vana (Adet)	Çekvalf (Adet)	Pislik Tutucu (Adet)	Dirsek (Adet)
Su	10	3	1	1	10
Buhar	10	2	0	0	8

Çizelge 5.21 Kullanılan tesisat elemanlarının özellikleri (Ayvaz, 2014b).

Hat	Eleman	Model	Maksimum Çalışma Basıncı (bar)	Maksimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	Nominal Çap
Su	Vana (sürgülü)	GV-16	16	120	DN40
	Çekvalf	CLV-50	16	100	DN40
	Pislik Tutucu	PTY-20	16	120	DN40
Buhar	Vana (sürgülü)	GV-25	25	350	DN80

Su - buhar hattında, yukarıda verilen tesisat elemanlarına göre meydana gelen basınç kayıpları hesaplanarak pompa seçimi yapılabilir. Ancak tesisatın debisi düşük ($0,0777 \text{ kg/s} = 0,28 \text{ m}^3/\text{h}$) olduğu için su hattında meydana gelen basınç kayıpları azdır. 10 metre uzunluğundaki buhar hattında meydana gelen basınç kaybı da Şekil 5.19’da verilen diyagram yardımıyla 0,0033 bar olarak bulunmuştur. Bu nedenle su hattına küçük kapasiteli bir santrifüj pompanın konulması yeterli olacaktır. Su - buhar hattı pompası olarak Mas Grup firması tarafından üretilen NM 32 – 160 model pompa seçilmiştir (Mas Grup, 2014c). Pompa grubunun imalat-montaj teknik resmi Ek-3’te verilmiştir.



Şekil 5.19 Buhar boru hattı çapı – basınç kaybı diyagramı (ASHRAE, 2001).

Üretilen 143,61°C sıcaklığındaki doymuş buharı taşıyan 3" çapında çelik borulara buharın sıcaklığını kaybetmemesi için yalıtım yapılması gerekmektedir. Isısan'da (1997) 3" çapa sahip ve 143,61°C sıcaklığında akışkan taşıyan boru için 60 mm yalıtım yapılmasının uygun olduğu belirtilmiştir. Buna göre doymuş buharı taşıyan borulara İzocam'ın ürettiği 60 mm kalınlığında taşıyıcı yalıtım malzemesinin yapılması uygun bulunmuştur (İzocam, 2014).

5.10 Santralin Otomatik Kontrolü

Güneşten ısı enerjisi üretiminin sürekli ve verimli bir şekilde yapılabilmesi için kollektörlerin güneşi hassas bir şekilde takip etmesi gerekmektedir. Parabolik oluk kollektörler gibi çizgisel odaklama yapan kollektörlerin güneşi tek eksenli olarak takip etmesi yeterlidir. Tasarımı yapılan santralde kollektörler kuzey-güney doğrultusunda yerleştirilmiştir ve güneşi doğudan batıya tek eksenli olarak takip etmektedir. Parabolik oluk tipi santrallerde güneş takip sisteminin kontrolü için güneşin pozisyon bilgisi gerekmektedir. Bu bilgi iki farklı şekilde sağlanabilir:

- 1) Güneşin pozisyonu matematiksel bir algoritma ile hesaplanabilir. Kollektörün eksenel pozisyonu hesaplanan güneş pozisyonu ile karşılaştırılır ve aradaki fark sürücü ünite (elektrik motoru veya hidrolik sistem) ile kapatılır. Tasarımı yapılan santralde bu tür bir kontrol sistemi kullanılmıştır.
- 2) Güneşin pozisyonu fotoselli sensörler yardımıyla ölçülür. Sensörlerin oluşturduğu fark sinyali lokal kontrol ünitelerine gönderilerek sürücü ünitenin harekete geçmesi sağlanır. Bu sistemler bulutlu günlerde ve santralin açılış ve kapanış saatlerinde basit bir güneş takip algoritmasına ihtiyaç duyarlar. SEGS santrallerinde bu tür kontrol sistemi uygulanmıştır.

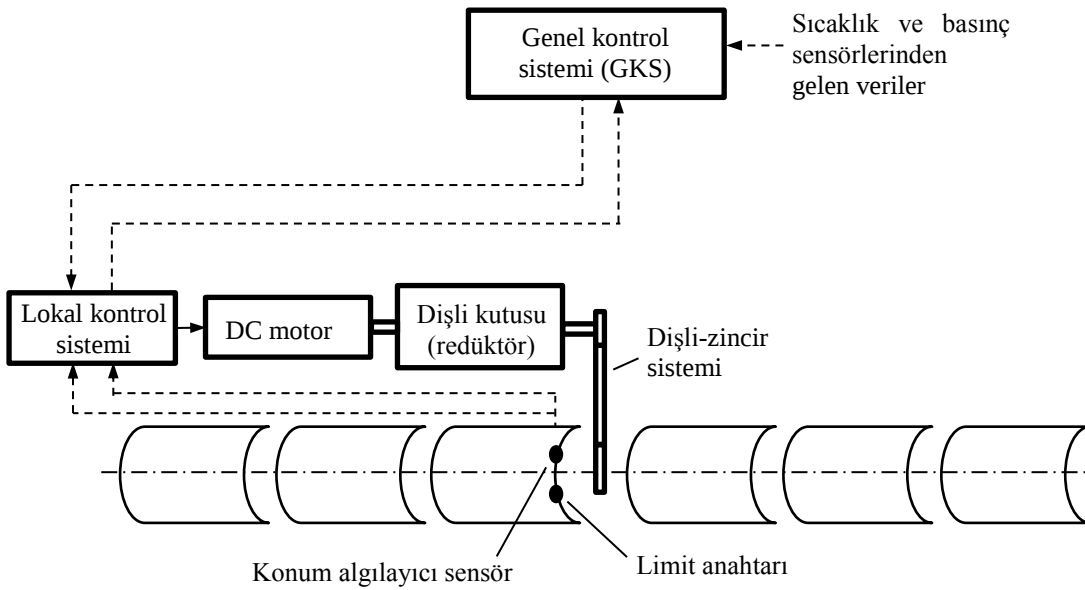
Santralin kontrol sistemi; genel kontrol sistemi (GKS) ve her kollektör grubunda bulunan lokal kontrol sisteminden (LKS) oluşmaktadır. GKS, güneşlenme durumunu izleyerek sistemi açmakta ya da kapatmaktadır. Bu işlem LKS'ler ile iletişim içinde yapılmaktadır. LKS'ler, her kollektör grubunu ayrı ayrı kontrol ederek güneşin takip edilmesini sağlamaktadır. GKS ile LKS arasındaki haberleşme, aralarındaki kablolu bağlantı yardımıyla yapılmaktadır. Şekil 5.20 santralin LKS'ni ve takip mekanizmasını, Şekil 5.21 ise santralin GKS'ni şematik olarak göstermektedir.

Santralde kullanılan GKS, santrale ait enlem-boylam bilgisi ve tarih-saat bilgisine göre güneş açılarını (zenit açısı ve güneş azimut açısı) hesaplayarak güneşin gün içindeki pozisyon bilgisini belirlemektedir. Sistemde bulunan kontrol ünitesine gömülü kontrol algoritması, güneşin pozisyon bilgilerine göre kollektörler için yüksek hassasiyette güneş takip açısı üretmektedir. Böylece kollektörün açısal olarak hareket miktarını ölçen konum algılayıcı sensörlerden (enkoder) gelen veriler de giriş verisi olarak kullanılarak parabolik kollektörlerin mevcut pozisyonu ölçülmekte ve güneşin hareketine göre kollektörler

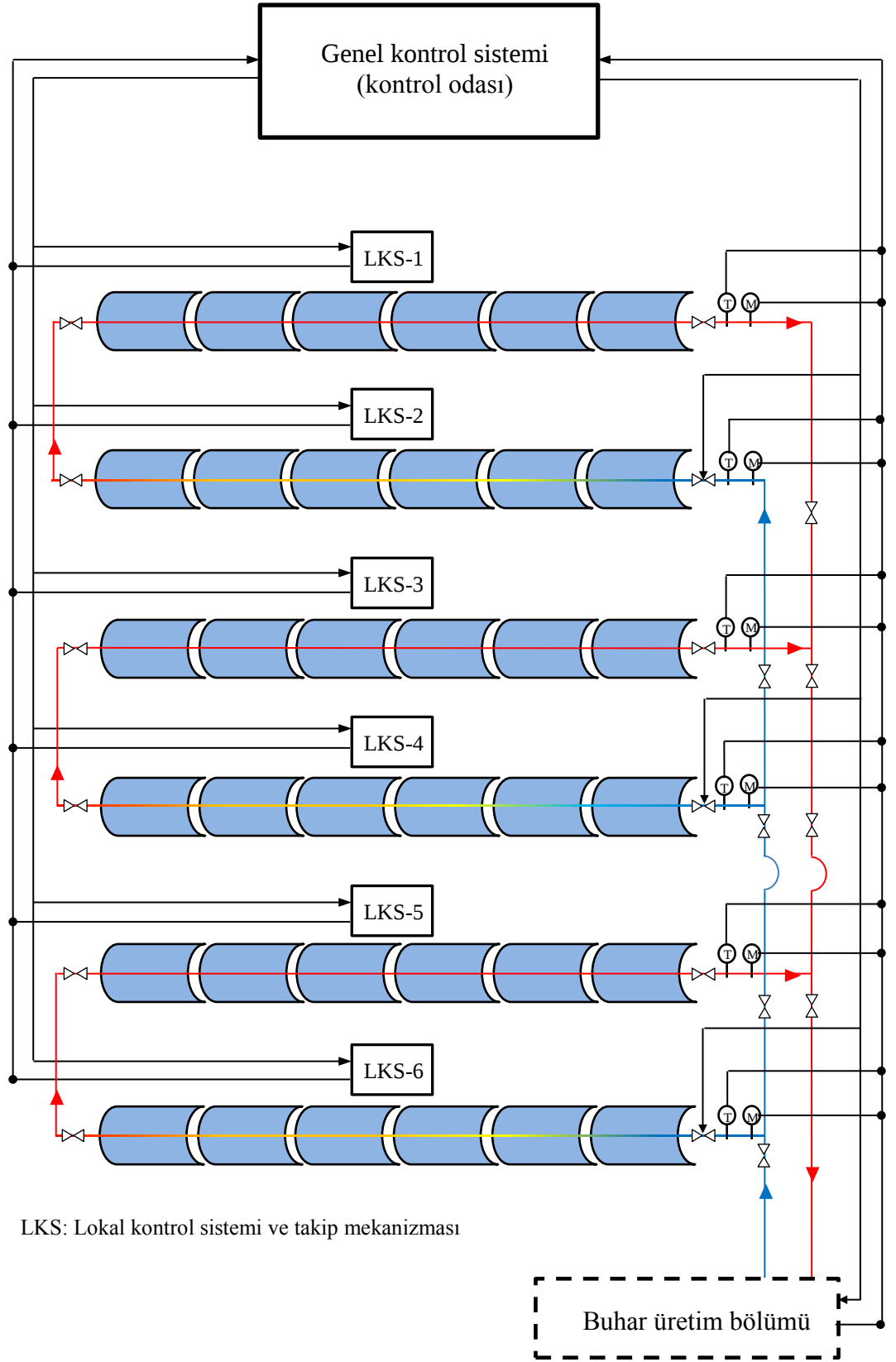
gerektiğinde istenilen pozisyona getirilmektedir. Bu sayede kollektörler tek eksenli olarak güneşi takip etmektedir. Ayrıca GKS ile kollektör döngülerindeki giriş - çıkış sıcaklık ve basınç değerleri takip edilebilmektedir. Sistemde, kontrol odasındaki kontrol monitörü üzerinden veriler görüntülenebilmektedir.

LKS; GKS ile iletişim içinde kalarak hareket sensörlerinden aldığı veri ile her bir kollektör sırasının ortasında bulunan takip mekanizmasını gerektiğinde harekete geçirmektedir. Takip mekanizması mekanik olarak iki farklı şekilde olabilir. Birincisi bir motor ve dişli sisteminden oluşan sistemlerdir. Bunlar genelde boyut olarak daha küçük ve daha hafif kollektör gruplarında kullanılırlar. İkincisi ise hidrolik takip sistemleridir. Bunlar ise daha ağır kollektör gruplarında kullanılırlar. Tasarımı yapılan santraldeki kollektörler göreceli olarak daha hafif ve küçük boyutlara sahip olduğu için motor ve dişli sisteminden oluşan takip mekanizması kullanılmıştır. Takip mekanizması bir adet DC motor, motorun hızını istenilen oranda düşüren dişli kutusu, hareket aktarımını sağlayan dişli - zincir sistemi ve sensörlerden oluşmaktadır. Böylece 6 adet kollektörden oluşan sıra, takip mekanizması ile hareket ettirilebilmektedir. Takip sistemi, güneşi belirlenen hassasiyetle takip edebilmekte ve gün sonunda veya ertesi günün başında ilk pozisyonuna dönmektedir. Ayrıca sistemde çıkabilecek problem karşısında kollektörlerin tam devir yapmasını önlemek amacıyla kollektörlerin hareketini 220° açıyla sınırlayan limit anahtarlar kullanılmıştır.

Santralin otomatik kontrol sistemi için parabolik oluk santraller için kontrol sistemleri üreten bir firmanın ürününün kullanılması düşünülmüştür (Siemens, 2015). Santralde istenilen noktalarda sıcaklık ölçümü yapmak için PT100 sıcaklık sensörleri, basınç ölçümleri için manometreler ve konum algılayıcı sensör olarak enkoder kullanılmıştır.



Şekil 5.20 Lokal kontrol sistemi ve takip mekanizmasının şematik gösterimi (Kalogirou, 2009'dan uyarlanmıştır).



Şekil 5.21 Santralin otomatik kontrol şeması.

Yukarıda tasarımı yapılan bir santral kurulmak istendiğinde genel olarak aşağıda verilen adımlar izlenerek kurulum yapılmaktadır:

- Kurulumda öncelikle zemin hazırlıkları yapılır. Zeminin düz olması için su terazileri kullanılarak ayarlama yapılır.
- Sistemin zemine sabitlenebilmesi için temel çukurları açılarak beton dökülür. Böylece modüllerin ayaklarının monte edileceği zemin oluşturulur.
- Zeminde tesisat için kanal açılarak borular döşenir ve kanal içine pislik girmemesi/boruların zarar görmemesi için tel ızgara ile kapatılır.
- Modül ayakları zemine monte edilerek üzerine aynalar yerleştirilir.
- Sensörler ve takip sistemi yerleştirilir.
- Isı değiştirici ve diğer sistem elemanları monte edilir.

Bu sistemlerin işletilmesine bakıldığında ise farklı sorunlarla karşılaşabilmektedir. Bu sorunların sisteme zarar vermesini önlemek için sistem bu konuda deneyimli bir personel tarafından kontrol edilmelidir. Genel olarak işletme sorunları aşağıda verilmiştir:

- Alıcının cam kılıfının kırılması veya çatlaması sonucu ısı kayıplarının artması dolayısıyla sistem veriminin düşmesi önemli bir sorun oluşturmaktadır. Bu tip bir durumda cam kılıfı kırılan alıcı değiştirilmelidir.
- Aynaların temiz olmaması optik kayıpları artırarak sistem verimini düşürmektedir. Özellikle tozlu veya kumlu ortamlarda kurulan bu tip sistemlerin ayna temizliği yüksek basınçlı, demineralize suyla hergün yapılmalıdır.
- Şiddetli rüzgârlar da önemli işletme sorunlarına neden olmaktadır. Yıl içinde rüzgâr şiddetinin 50 km/sa hızı geçtiği zamanlarda sistemi korumak için aynaların rüzgârdan en az etkilenecek pozisyona alınması gerekmektedir. Rüzgârdan kaynaklı yerinden çıkan parçalar aynaların üzerine düşerek kırılmasına neden olabilmektedir. Ayrıca rüzgâr, santralde çok yüksek ısı kayıplarına yol açabilmektedir (neredeyse cam kılıf kırılmış kadar). Rüzgârın neden olduğu ısı kayıplarını azaltmak için, böyle günlerde ısı transfer akışkanının debisi düşürülerek, sıvının soğuk olarak çıkması önlenir.
- Santralin akşam kapatılıp sabah açılması konusu da işletme aşamasında dikkat edilecek bir diğer husustur. Sistemde gece boyunca borularda kalan buhar yoğunlaşır ve ısı kayıplara neden olur. Sabah sistem çalıştırıldığında ise sistemin ısınması için belirli bir süre geçmesi gerekir. Bu durumu önlemek için sistemdeki boruların ısı yalıtımlarının iyileştirilmesi gereklidir.

Bu bölümde parabolik oluk tipi YGE santralini oluşturan elemanların boyutlandırılması/seçimi Bornova, İzmir şartlarında yapılmıştır. Sistemde öncelikle parabolik oluk kollektör sistemi ve ısı transfer akışkanı seçilerek optik ve ısı analiz yapılmıştır. Daha sonra santral tesisatı, pompa, genleşme tankı, ısı değiştirici ve santralin kontrol sistemini oluşturan elemanların tasarımı/seçimi yapılmıştır. Santralin genel teknik resmi Ek-4'te ve detaylı teknik resimleri Ek-5-6-7-8'de verilmiştir. Sonraki bölümde tasarımı yapılan santralin maliyet analizi yapılmıştır.

6 MALİYET ANALİZİ

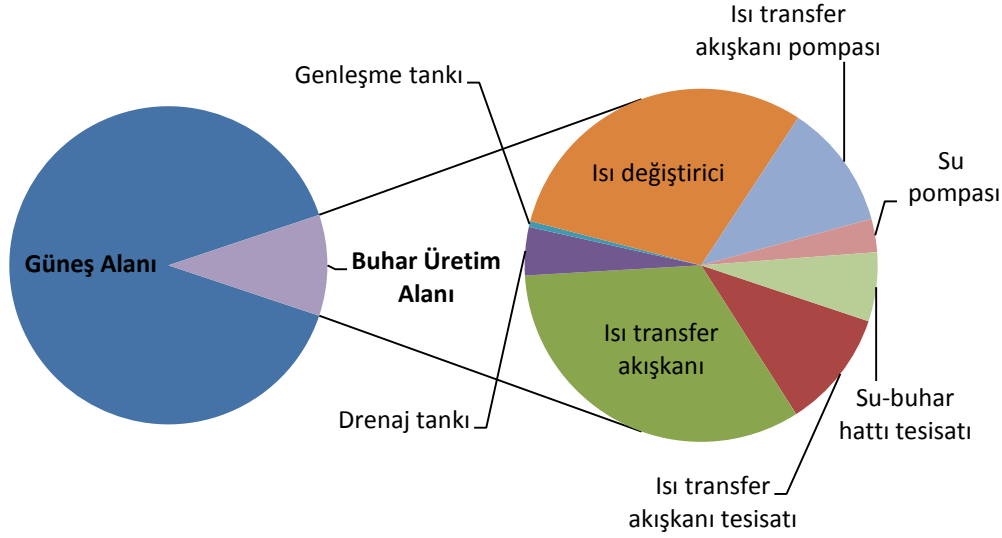
Bu bölümde, tasarımı yapılan parabolik oluk santralin maliyet analizi yapılmıştır. Maliyet analizinde öncelikle sistemi oluşturan bileşenlerin piyasa değerleri göz önüne alınarak santralin ilk yatırım maliyeti hesaplanmıştır. Sonraki aşama olan ömür boyu maliyet analizinde ise; net bugünkü değer yöntemi kullanılarak yatırımın geri ödeme süresi hesaplanmıştır.

Çizelge 6.1’de santrali oluşturan bileşenlerin maliyetleri verilmiştir. Güneş alanı olarak adlandırılan parabolik oluk kollektörlerin bulunduğu alanın maliyeti; parabolik oluk kollektörler ve bunların otomatik kontrol sistemi, elektrik tesisatı, projenin hazırlanma maliyeti, inşaat işleri (kurulum yapılacak yerin altyapısının hazırlanması), işçilik ve santral kurulum maliyetlerinden oluşmaktadır. Buhar üretim alanında ısı transfer akışkanı tesisatı ve su-buhar tesisatı maliyetleri; boru hatlarının maliyeti, borulardaki tesisat elemanlarının (vanalar, çekvalfler, pislik tutucular) maliyeti ile boru ve tesisat elemanlarındaki yalıtım maliyetlerinin toplamından oluşmaktadır. Isı transfer akışkanının maliyeti, litre fiyatının 3-7 € arasında değiştiği göz önüne alınarak hesaplanmıştır (ESMAP, 2011). Bu fiyat, hesaplama yapılan tarihteki (16 Temmuz 2014) kur dönüşümü baz alındığında yaklaşık 8,5-20 TL/lt arasında bir fiyata karşılık gelmektedir. Isı transfer akışkanının toplam maliyeti, litre fiyatı 15 TL alınarak bulunmuştur. Yine buhar üretim hattındaki drenaj tankı, genişleme tankı, ısı değiştirici ve pompaların maliyetleri de çizelgede gösterilmiştir. Sonuç olarak santralin toplam maliyeti KDV dahil 639140 TL bulunmuştur.

Çizelge 6.1 Parabolik oluk santrali oluşturan bileşenlerin maliyetleri.

Santral Bölümü	Maliyet (TL)
Güneş Alanı	
Parabolik oluk kollektörler, otomatik kontrol sistemi, elektrik tesisatı, proje maliyeti, inşaat çalışmaları, santral kurulumu	
Toplam:	573480
Buhar Üretim Alanı	
Isı transfer akışkanı tesisatı (boru hattı, tesisat elemanları ve yalıtım)	7100
Isı transfer akışkanı	21750
Drenaj tankı	2900
Genleşme tankı	355
Isı değiştirici	19850
Isı transfer akışkanı pompası (2 adet)	7550
Su pompası (2 adet)	2000
Su-buhar hattı tesisatı (boru hattı, tesisat elemanları ve yalıtım)	4155
Toplam:	65660
Genel toplam:	639140

Şekil 6.1’de santral bileşenlerinin maliyetlerinin toplam kurulum maliyeti içindeki oranları şematik olarak gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi santralin güneş alanının maliyeti, kurulum maliyetinin en büyük bölümünü (%90) oluşturmaktadır. Santral maliyetinin %10’luk bölümünü oluşturan buhar üretim alanında ise ısı değiştirici ve ısı transfer akışkanının maliyetlerinin yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 6.1 Santral bileşenleri maliyetlerinin toplam maliyet içindeki oranlarının şematik görünümü.

Santralin ilk yatırım maliyetinin hesaplanması sistemin sadece piyasa değeri hakkında bilgi vermektedir. Ancak santralin işletmeye katacağı fayda ve yatırımın geri ödeme süresinin de hesaplanması gerekmektedir. Yatırım maliyetlerinin geri ödeme süresi bulunurken sistemin işletme süresi boyunca sağlayacağı getirinin sistem kurulum maliyetini kaç yılda karşılayacağı hesaplanmaktadır. Bunun için birçok yöntem kullanılmakla beraber paranın zaman değerini de hesaba katan ‘Net Bugünkü Değer (NBD)’ çok kullanılan bir yöntemdir. NBD, gelecekteki nakit giriş çıkışlarının belirli bir iskonto oranı ile bugüne indirgenmesi ya da iskonto edilmesidir. Bu yöntemle göre sistemin hizmet ömrü boyunca sağlayacağı kazançların toplam net bugünkü değeri kurulum maliyetlerine eşit veya kurulum maliyetlerinden yüksek ise yatırımın uygun olduğuna karar verilir. Yıllık kazançların net bugünkü değeri;

$$NBD = \sum_{t=0}^n \frac{A_t}{(1+i)^t} \quad (6.1)$$

denklemini ile bulunur (Remer, 2014). Burada n , hizmet ömrü; A , yıllık kazanç ve i iskonto oranıdır. Sistemin Ömür Boyu Maliyeti (ÖBM) ise; santralin hizmet ömrü boyunca sağlayacağı kazançlara santralin ilk yatırım maliyetlerinin (P) de eklenmesi ile bulunur:

$$\text{ÖBM} = P + \sum_{t=0}^n \frac{A_t}{(1+i)^t} \quad (6.2)$$

Parabolik oluk kollektörlerde hizmet ömrü 20 yıl olarak alınabilir (Krishnamurty et al., 2012). Piyasadaki faiz ve enflasyon oranları iskonto oranını etkileyen önemli parametrelerdir. Hesaplamalarda iskonto oranı %10 olarak alınmıştır. Ayrıca santralin 20 yıllık hizmet ömrü sonundaki hurda değeri kurulum maliyetinin %25'i ve yıllık işletme, bakım ve onarım maliyetleri de %1'i olarak alınmıştır. Burada yıllık işletme, bakım ve onarım masrafları hizmet ömrü boyunca sabit kabul edilmiştir.

NBD'yi hesaplamadan önce santralin işletmeye yıllık sağlayacağı kazancı hesaplamak gerekmektedir. Parabolik oluk santrallerin kapasite faktörleri %25-28 arasında değişmektedir (Bkz. Çizelge 2.1). Bu çalışmada santralin kapasite faktörünün %23,5 olduğu kabul edilmiştir. Yani santralin yılın %23,5'lik zaman diliminde (2060 saat) tam kapasitede çalıştığı düşünülmüştür. Bu durumda 212,5 kW gücündeki santral yıllık 438000 kWh enerji üretebilmektedir. Eğer bu enerji değerinin, güneş enerjisi yerine verimi %100 olarak kabul edilen elektrik enerjisi kullanan bir makine (örn. elektrikli buhar jeneratörü) ile karşılanacağı düşünülür ise 2014 yılı Ağustos sanayi elektrik fiyatı (22,2221 kr/kWh) da hesaplama dahil edilerek;

$$\text{Elektrik faturası} = 438000 \times 0,222221 = 97332,8 \text{ TL}$$

tutarında bir elektrik maliyeti oluşmaktadır. Eğer parabolik oluk santral kullanılır ise bu tutar ödenmeyecek ve kazanç sağlanacaktır. Elektrik maliyetinden sağlanan bu kazanç santralin işletmeye kattığı faydadır. Santralin yıllık bakım, onarım ve işletme giderleri ise;

$$\text{Giderler} = 639140 \times \%1 = 6391,4 \text{ TL}$$

olarak hesaplanır. Bu durumda santralin sağlayacağı yıllık net kazanç elektrik maliyetinden elde edilecek kazanç ve giderlerin farkından oluşmaktadır.

$$A = 97332,8 - 6391,4 = 90941,4 \text{ TL}$$

Santralin 20 yılın sonundaki hurda değerinin net bugünkü değeri ise Denklem (6.1) yardımıyla;

$$\text{Hurda değeri} = (639140 \times \%25)/(1 + 0,1)^{20} = 23751 \text{ TL}$$

olarak bulunur.

Çizelge 6.2’de santralin 20 yıllık ömrü boyunca yıllık kazançlarının (A) net bugünkü değeri gösterilmiştir. Toplam NBD (828649 TL), santralin ilk yatırım maliyetinden (639140 TL) büyük olduğu için santral yatırım yapılmaya uygun çıkmaktadır. Ayrıca santralin net bugünkü değerine hurda değeri de dahil edildiğinde geri ödeme süresi 10,54 yıl olarak bulunmaktadır.

Çizelge 6.2 Yıllara göre kazançların net bugünkü değerleri.

Yıllar (t)	Yıllık kazanç (A)	İskonto faktörü $1/((1+i)^t)$	Yıllık kazançların net bugünkü değeri (TL)
0	(-) 639140	1	(-) 639140
1	97332,8	0,9091	88484,4
2	97332,8	0,8264	80440,3
3	97332,8	0,7513	73127,6
4	97332,8	0,6830	66479,6
5	97332,8	0,6209	60436
6	97332,8	0,5645	54941,8
7	97332,8	0,5132	49947,1
8	97332,8	0,4665	45406,5
9	97332,8	0,4241	41278,6
10	97332,8	0,3855	37526
11	97332,8	0,3505	34114,6
12	97332,8	0,3186	31013,2
13	97332,8	0,2897	28193,9
14	97332,8	0,2633	25630,8
15	97332,8	0,2394	23300,7
16	97332,8	0,2176	21182,5
17	97332,8	0,1978	19256,8
18	97332,8	0,1799	17506,2
19	97332,8	0,1635	15914,7
20	97332,8	0,1486	14467,9
Toplam kazançlar (TL):			828649
Genel toplam (TL):			189509

639140 TL değerindeki sermaye, santral kurulumu yerine faiz işletilerek bankaya yatırılırsa santralin hizmet ömrü sonunda elde edilecek miktar;

$$P_n = P_o(1 + f)^n \quad (6.3)$$

ile hesaplanır. Burada P_n , dönem sonunda faiz ile beraber elde edilecek anapara; P_o , dönem başında yatırılan para ve f ise faiz oranıdır. Faiz oranı %4 kabul edilirse 20 yıllık ömür sonunda elde edilecek para miktarı;

$$P_n = 639140(1 + 0,04)^{20} = 1400434 \text{ TL}$$

olarak bulunur. Bu miktardan Çizelge 6.2’de verilen 20 yıllık süre boyunca buhar üretimi için harcanacak toplam 828649 TL tutarında maliyetin çıkarılması ile bugünkü değer göz önüne alındığında; 571785 TL kazanç sağlanmaktadır. Bu durum kârlı gibi görünse de buhar üretilmesi amacıyla işletmeye yapılacak teçhizat yatırımları elde edilecek kazancı önemli ölçüde düşürecektir.

7 SONUÇ VE ÖNERİLER

7.1 Sonuç

Bu çalışma kapsamında, 200 kW gücünde parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcı güneş ısı santralinin tasarımı yapılmıştır. Santral, 143,61°C'de 4 bar basınçta 280 kg/sa kapasitede doymuş su buharı üretebilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu özelliklerdeki buhar, proses buharı olarak endüstriyel tesislerde kullanılabilir (Kalogirou, 2009). Proses buharının kullanılabileceği en uygun endüstriyel süreçler ise sterilizasyon, pastörizasyon, kurutma, damıtma, yıkama, temizleme vb. olarak gösterilmektedir. Bu süreçlerde kullanılan buharın basıncı, kapasitesi ve cihazlarda kullanılan buhar tüketim miktarlarına ilişkin tablolara ilgili referanslardaki firmaların kataloglarından ulaşılabilir (Wenta, 2014; Aralsan; 2014). Özellikle buhar ihtiyacı olan ve fosil yakıtlara ulaşma konusunda sorunları olan endüstriyel tesislerde güneş enerjisi ile buhar üretimi büyük bir avantaj sağlamaktadır.

Çalışmada öncelikle santralin konumu belirlenmiş ve bu konuma ait meteorolojik özellikler (direkt güneş ışınımı değeri, hava sıcaklığı, rüzgâr hızı vb.) saptanmıştır. Daha sonra kollektör sistemi, ısı transfer akışkanı gibi santral bileşenleri seçilmiş ve meteorolojik veriler kullanılarak kollektörlerin optik ve ısı analizleri yapılmış ve ısı transfer akışkanına ulaşan faydalı enerji hesaplanmıştır. Bu sayede 200 kW'lık sistem oluşturabilmek için güneş alanında 36 adet parabolik oluk kollektöre ihtiyaç olduğu bulunmuştur. Kollektörler, birbirinden bağımsız üniteler olarak çalışan ve her biri 12 adet kollektörden oluşan 3 adet döngü şeklinde yerleştirilmiştir. Santralin güneş alanı bölümünde kollektörlerin birbirini gölgelememesi için kollektör sıraları arasında bırakılması gereken mesafe 4 metre olarak hesap edilmiştir. Daha sonra kollektörlerin maruz kalabileceği kuvvetli rüzgâr yüklerine dayanabilecek cıvata seçimi yapılmıştır. 0,5 kg/s kütleli debi ile kollektörlere 170°C'de girip yaklaşık 240°C'ye ısıtılan ısı transfer akışkanının ısı değiştiriciye ulaştırılabilmesi için tesisatın boru çapları belirlenerek borulardaki ısı kayıpları, ısı transfer akışkanının yüksek sıcaklığından dolayı tesisat borularında meydana gelen uzamalar hesaplanarak yalıtım malzemesi, omega dengeleyici ve kompansatör gibi elemanların seçimi yapılmıştır.

Santral tesisatı ekipmanlarının seçiminin yapılmasından sonra belirlenen debi ve sıcaklıklardaki ısı transfer akışkanının ısı enerjisinin 25°C'deki suya aktarılacak doymuş buhar üretilmesi için ısı değiştirici tasarımı yapılmıştır. Tasarımı yapılan ısı değiştiricinin üretimi yapılabilir veya üretici firmalardan hazır olarak sipariş verilebilir. Maliyet analizindeki ısı değiştirici fiyatı; belirlenen özellikleri karşılayabilecek bir ısı değiştiricinin üretici firmadan alınan değeridir. Tesisattaki, kollektörlerdeki ve ısı değiştiricideki basınç kayıpları hesaplanarak ısı transfer akışkanı pompasının seçimi yapılmıştır. Pompalar yedekli seçilerek arıza durumunda santralin durmasının önüne geçilmiştir. Santraldeki toplam ısı transfer akışkanı hacmi belirlenerek sıcaklığın artmasıyla genleşecek hacmin karşılanması için genleşme deposu hacmi (200 lt) ve santralin boşaltılması istenirse akışkanın

güvenli bir şekilde depolanması için drenaj tankı hacmi (3000 lt) belirlenmiştir. Ayrıca santralin otomatik kontrol stratejisi belirlenmiştir. Santralin kontrol sistemi; genel kontrol sistemi ve her kollektör grubunda bulunan lokal kontrol ünitelerinden oluşmaktadır. Genel kontrol sistemi, güneşlenme durumunu izleyerek lokal kontrol sistemleri ile iletişim içinde güneşin takip edilmesini sağlamaktadır. Tasarımı yapılan santraldeki kollektörler hafif ve küçük boyutlara sahip olduğu için motor ve dişli sisteminden oluşan takip mekanizması kullanılmıştır. Takip mekanizması; DC motor, dişli kutusu, dişli - zincir sistemimde oluşmaktadır. Santralde sıcaklık ölçümleri için PT100 sıcaklık sensörleri, basınç ölçümleri için manometreler, konum algılayıcı sensör olarak enkoder ve kollektörlerin dönme açısını sınırlayan limit anahtar kullanılmıştır.

Bu çalışmada son olarak santralin maliyet analizi yapılmıştır. Analizde santrali oluşturan bileşenlerin piyasa değerleri göz önüne alınarak toplam santral maliyeti 639140 TL olarak hesap edilmiştir. Net bugünkü değer yöntemi kullanılan ekonomik analizde santralin geri ödeme süresi 10,54 yıl olarak bulunmuştur. Ayrıca santralin ekonomik olarak uygulanabilir olduğu tespit edilmiştir. Son olarak tasarımı yapılan santral elemanlarının detaylı imalat – montaj resimleri hazırlanmıştır.

Tasarımı yapılan santralde gösterilmemiş olmasına rağmen, bu tür bir santralin uygulamaya geçirilmesi istendiğinde verimlilik ve performans analizlerinin yapılabilmesi için piranometre, pirheliometre, anemometre, debi ölçer vb. ölçüm aletlerine de ihtiyaç vardır. Ayrıca bu tür uygulamaların güneş enerjisinin yeterli olmadığı durumlarda etkisiz kalmaması için konvansiyonel ısıtma sistemleri veya depolama tankları ile birlikte kullanılması gerekmektedir.

7.2 Çalışmanın Devamı İçin Öneriler

Yenilenebilir enerji bakımından önemli bir potansiyele sahip olan Türkiye, jeotermal potansiyeli ile dünyada 7., Avrupa’da ise 1. sırada yer almaktadır. Buna ilaveten, hidroelektrik kaynakları, rüzgâr ve güneş enerjisinin geliştirilmesine de öncelik verilmektedir. 2023 yılına kadar Türkiye’nin toplam enerji talebinin %30’unun yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanması öngörülmektedir. Bu nedenlerden dolayı yenilenebilir enerji kaynakları konusundaki çalışmalar önem taşımaktadır (MFA, 2015). Bu tez çalışması, yukarıda değinilen Türkiye’nin enerji politikaları doğrultusunda güneş enerjisinin ısı alanda kullanımının yaygınlaştırılması açısından bir adım oluşturmaktadır.

Çalışmaya başlanırken temelde ısı transfer akışkanı olarak termal yağ kullanan sistem ile su kullanan sistemin dizaynı ve performansı açısından karşılaştırılması hedeflenmiştir. Bu sistemlerde parabolik oluk kollektörlerin ısı analizinin yapılabilmesi için alıcı içindeki akışkanın ısı taşınım katsayısının hesaplanması gerekmektedir. Akışkanın tek fazlı olması durumunda bu hesaplamayı yapmak zor bir işlem değildir ve teorik olarak rahatlıkla yapılabilir. Eğer ısı transfer akışkanı alıcıya sıvı fazda girer ve sıcaklığı artarak bir süre sonra buharlaşmaya başlar ise alıcı içinde çift fazlı akış oluşmaya başlar. Çift fazlı akışta

ısı taşınım katsayısının teorik olarak hesaplanması mümkün değildir. Hesaplama yapabilmek için deneysel verilere, ampirik bağıntılara veya akışkanların istenilen özelliklerde ve koşullarda simüle edilebildiği yazılımlara ihtiyaç vardır.

Isı transfer akışkanı olarak termal yağ kullanılan sistemlerde akışkan özellikle yüksek basınç altında ise ve 400°C 'yi aşan sıcaklıklara çıkılmadığında sıvı fazda kalmaktadır. Tez kapsamında, termal yağ kullanılan sistemde çok yüksek sıcaklıklara çıkılmadığı için termal yağın sıvı fazda kaldığı (gazlaşmaya başlamadığı) bulunarak ısı kayıplar hesap edilmiş ve buradan hareketle 200 kW sistem için gerekli parabolik oluk kollektör sayısı seçilerek santral tasarımı yapılabilmektedir. Ancak ısı transfer akışkanı olarak su kullanılan sistemlerde alıcı içinde suyun bir süre sonra buharlaşmaya başlaması ile beraber su ve buhardan oluşan iki fazlı akış meydana gelmektedir. Daha önce de değinildiği gibi iki fazlı akışlarda ısı kayıpların bulunması için gerekli olan ısı taşınım katsayısı teorik olarak hesaplanamamaktadır. Literatürde 'Direct Steam Generation' veya Türkçe adıyla 'Doğrudan Buhar Üretimi' olarak geçen bu sistemlerde ısı kayıpların bulunması için genellikle üreticiler tarafından verilen ve kollektör sistemine göre geliştirilen ampirik bağıntılar kullanılmaktadır. Tez çalışması kapsamında deneysel bir sistem kurulmamış olup bilgisayar ortamında tasarım yapılması amaçlanmıştır. Bu nedenler ile beraber ısı transfer akışkanı olarak su kullanılan sistem tasarımı yapılamamıştır. Sonuç olarak sadece termal yağın kullanıldığı santral tasarımı yapılabilmektedir.

Dünyadaki ticari parabolik oluk santrallerin büyük bir çoğunluğunda ısı transfer akışkanı olarak termal yağ kullanılmaktadır. Ancak bu santrallerde kullanılan ısı değiştiricileri, ısı transfer akışkanı tesisatı ve pompalar maliyeti artırmakta ve santral verimini düşürmektedir. Ayrıca bu sistemlerde termal yağın sistemden sızması sonucu yangın çıkma tehlikesi bulunmaktadır. Buna örnek olarak, 1999 yılında SEGS santralinde çıkan yangın gösterilebilir (basinandrangewatch, 1999). Termal yağ kullanılan santrallerdeki bu olumsuz durumların önüne geçebilmek için ısı transfer akışkanı olarak su kullanılan santrallerin sayısı her geçen gün artmaya devam etmektedir. Böylece ısı değiştiriceye gerek kalmadan kollektör içinde doğrudan buhar üretimi yapılabilmektedir. Ayrıca doğrudan buhar üretim yapılan santrallerde daha yüksek sıcaklıklara çıkılabilmekte ve böylece santral verimi artmaktadır. Ancak doğrudan buhar üretim sistemlerinde de var olan sorunlardan bir tanesi olan iki fazlı akışın yapısının ve sisteme olan etkisinin incelenerek araştırmalar yapılması gerekmektedir. Bunun için de parabolik oluk kollektörlerden oluşan bir sistem kurularak deneysel incelemeler yapılmalıdır. Yine benzer şekilde tasarımı yapılan santralde elde edilen verilerin doğruluğunun saptanması açısından termal yağ kullanılan bir sistemin de kurulması önerilmektedir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Abdel-Dayem, A.M.**, 2011, Numerical - simulation and experimental - validation of the largest Egyptian solar process - heat system, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 3:043102.
- Acar, E.**, 2014, Bir Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi Santrali İçin Organik Rankine Çevrimi Dizaynı ve Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Enerji Enstitüsü.
- Akkoç, S.**, 2012, Birleşik Parabolik Yoğunlaştırıcı Güneş Kollektörleri İle Su Isıtma Sisteminin Matematiksel Modeli, Simülasyonu ve Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Başkent Üniversitesi FBE.
- Almanza, R. and Lentz, A.**, 1998, Electricity production at low powers by direct steam generation with parabolic troughs, *Solar Energy*, 64:115-120 pp.
- Almanza, R., Lentz, A. and Jimenez, G.**, 1997, Receiver behavior in direct steam generation with parabolic troughs, *Solar Energy*, 61:275-278 pp.
- Al-Sulaiman, F.A.**, 2013, Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles, *Energy*, 58:561-570 pp.
- Aralsan Isı Cihazları**,
http://www.aralsan.com/sites/default/files/ARALSAN_BUHAR_TUKETI_M_DEGERLERI-1.PNG, (Erişim Tarihi: 12 Ağustos 2014).
- ASHRAE**, Handbook: Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2001.
- Atan, E.**, 1995, Tek ve İki Eksende Güneşi İzleyen Fırın Tipi Pişiricilerin Tasarımı Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi FBE.
- Ayvaz A.Ş.**, http://www.ayvaz.com/download/ayvaz_beyaz_kitap_tr.rar, (Erişim Tarihi: 27 Mayıs 2014b).
- Ayvaz A.Ş.**,
http://www.ayvaz.com/pdf/foyer/Ayvaz_Koruklu_Eksenel_Kompansatorler.pdf, (Erişim Tarihi: 27 Mayıs 2014a).
- Azizian, K., Yaghoubi, M. and Kenary, A.**, 2002, Design experiences of the first solar parabolic thermal power plant for various regions in Iran, *Iranian Journal of Energy*, No:12-Vol:6.
- Barlev, D., Vidu, R. and Stroeve, P.**, 2011, Innovation in concentrated solar power, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 95:2703-2725 pp.
- Basinandrangewatch**, <http://www.basinandrangewatch.org/AV-SolarMill-scoping-Aug2009.html>, (Erişim Tarihi: 15 Temmuz 2014).
- Bayar**, http://www.bayar.edu.tr/besergil/8_buhar_tablolari.pdf, (Erişim Tarihi: 18 Ağustos 2014).

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Bonilla, J., Yebra, L.J., Dormido, S. and Zarza, E.,** 2012, Parabolic-trough solar thermal power plant simulation scheme, multi-objective genetic algorithm calibration and validation, *Solar Energy*, 86:531-540 pp.
- Bozkaya, B.,** 2010, Güneş Enerjisi Destekli $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Çalışma Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi FBE, 85 s.
- BP,** Energy Outlook 2035 Report, Şubat 2015.
- Cau, G. and Cocco, D.,** 2014, Comparison of medium-size concentrating solar power plants based on parabolic trough and linear Fresnel collectors, *Energy Procedia*, 45:101-110 pp.
- Cengel, Y.A.,** 2006, Heat and Mass Transfer: A Practical Approach, 3rd Edition, McGraw – Hill.
- Cengel, Y.A. and Cimbala, J.M.,** 2013, Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, 3rd Edition, McGraw – Hill.
- Chen, F., Li, M., Zhang, P. and Luo, X.,** 2015, Thermal performance of a novel linear cavity absorber for parabolic trough solar concentrator, *Energy Conversion and Management*, 90:292-299 pp.
- Cheng, Z.D., He, Y.L. and Qiu, Y.,** 2015, A detailed nonuniform thermal model of a parabolic trough solar receiver with two halves and two inactive ends, *Renewable Energy*, 74:139-147 pp.
- Cicibıyık, C.,** 2012, Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörü İle Enerji Üretimi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi FBE.
- Clark, J.A.,** 1982, An analysis of the technical and economic performance of a parabolic trough concentrator for solar industrial process heat application, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25:1427-1438 pp.
- Coccia, G., Nicola, G.D. and Sotte, M.,** 2015, Design, manufacture, and test of a prototype for a parabolic trough collector for industrial process heat, *Renewable Energy*, 74:727-736 pp.
- Çanakçı, C. ve Hepbaşlı, A.,** Boru hatlarında ısı genleşme ve analiz yöntemleri, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 4-7 Kasım 1999, İzmir.
- Çelik, A.T.,** 2007, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Çevrimli, Ü.,** 2014, Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi FBE, 77 s.
- Çolak, L.,** 2003, Güneşi Takip Eden Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörlerinin Matematiksel Modellemesi, Tasarımı ve Teknik Optimizasyonu, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi FBE.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Çolak, L. ve Durmaz, A.,** Güneşi Takip Eden Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörleri İle Buhar Üretimi ve Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Uygulaması, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, Ankara, 2-10, 2003.
- DEK-TMK,** Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, 2009, Dünya’da ve Türkiye’de Güneş Enerjisi, DEK-TMK Yayın No: 0011/2009, ISBN:978-605-89548-2-3, <http://www.dektmk.org.tr/upresimler/GUNES.pdf>, (Erişim Tarihi: 19 Şubat 2014).
- Demir, B.,** 2003, Küçük Güçlü Güneş Enerjili Bir Stirling Motoru Tasarımı ve İmali, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi FBE, 186 s.
- Desai, N.B. and Bandyopadhyay, S.,** 2015, Optimization of concentrating solar thermal power plant based on parabolic trough collector, *Journal of Cleaner Production*, 89:262-271 pp.
- Dostuçok, İ.,** 2012, Fresnel Aynalı Güneş Odaklayıcı ve Toplayıcılarının Isparta İli Şartlarında Uygulanabilirliğinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi FBE, 90 s.
- Dudley, V.E., Evans, L.R. and Matthews, C.W.,** 1995, Test Results: Industrial Solar Technology Parabolic Trough Solar Collector, Technical Report No: SAND94-1115, SANDIA.
- Dudley, V.E., Kolb, G.J., Sloan, M. and Kearney, D.,** 1994, Test Results SEGS LS-2 Collector, SAND94-1884.
- Duff, W.S.,** 1975, A methodology for selecting optimal components for solar thermal energy systems: Application to power generation, *Solar Energy*, 17:245-254 pp.
- Duffie, J.A. and Beckman, W.A.,** 2006, Solar Engineering of Thermal Processes, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- Eck, M. and Hirsch, T.,** 2007, Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation, *Solar Energy*, 81:268-279 pp.
- Eck, M. and Steinmann, W.D.,** 2001, Direct steam generation in parabolic troughs: First results of the DISS project, Proceedings of Solar Forum 2001 Conference of ASME Solar Division, Washington DC (USA).
- Eck, M., Steinmann, W.D. and Rheinlander, J.,** 2004, Maximum temperature difference in horizontal and tilted absorber pipes with direct steam generation, *Energy*, 29:665-676 pp.
- Eck, M. and Zarza, E.,** 2006, Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs, *Solar Energy*, 80:1424-1433 pp.
- Eck, M., Zarza, E., Eickhoff, M., Rheinlander, J. and Valenzuela, L.,** 2003, Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs, *Solar Energy*, 74:341-351 pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- El-Sayed, M.A.H.**, 2005, Solar supported steam production for power generation in Egypt, *Energy Policy*, 33:1251-1259 pp.
- Eltez, M.**, 1986, Sabit Yansıtıcı Çizgisel Odaklı Kule Projesinde Yansıtıcı Odaklayıcı Yüzeyin Şekillendirilmesi, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi FBE.
- Ercoskun, G.T., Keskin, A., Gürü, M. ve Altıparmak, D.**, Çift Oluklu Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörünün Tasarımı, İmalatı ve Performansının İncelenmesi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Dergisi, Cilt:28, No:4, 855-863, 2013.
- ETKB**, Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Mavi Kitap, 2014.
- Ergün, E.**, 2011, Tekstil İşletmelerinin Enerji Temininde Doğrusal Fresnel Güç Sistemlerinin Kullanılması, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi FBE, 107 s.
- ESMAP (Energy Sector Management Assistance Program)**, 2011, Assessment of the Local Manufacturing Potential for Concentrated Solar Power (CSP) Projects.
- Feldhoff, J.F., Schmitz, K., Eck, M., Schnatbaum-Laumann, L., Laing, D., Ortiz-Vives, F. and Schulte-Fischedick, J.**, 2012, Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage, *Solar Energy*, 86:520-530 pp.
- Fernandez-Garcia, A., Rojas, E., Perez, M., Silva, R., Hernandez-Escobedo and Q., Manzano-Agugliaro, F.**, 2015, A parabolic-trough collector for cleaner industrial process heat, *Journal of Cleaner Production*, 89:272-285 pp.
- Fernandez-Garcia, A., Zarza, E., Valenzuela, L. and Perez, M.**, 2010, Parabolic-trough solar collectors and their applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14:1695-1721 pp.
- Filho, V.C.P., de Sa, A.B., Passos, J.C. and Colle S.**, 2014, Experimental and numerical analysis of thermal losses of a parabolic trough solar collector, *Energy Procedia*, 57:381-390 pp.
- Flagsol**, http://www.gaccwest.com/fileadmin/ahk_sanfrancisco/Dokumente/2006-03_CSP_Solar_Day/Flagsol.pdf, (Erişim Tarihi: 1 Mart 2014).
- Flores, V. and Almanza, R.**, 2004, Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers, *Energy*, 29:645-651 pp.
- Forristall, R.**, 2003, Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver, Technical Report, NREL.
- Fraidenraich, N., Oliveira, C., Vieira da Cunha, A.F., Gordon, J.M. and Velila, O.C.**, 2013, Analytical modeling of direct steam generation solar power plants, *Solar Energy*, 98:511-522 pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Geyer, M., Lüpfer, E., Osuna, R., Esteban, A., Schiel, W., Schweitzer, A., Zarza, E., Nava, P., Langenkamp, J. and Mandelberg, E.,** September 4-6 2002, EUROTROUGH-Parabolic trough collector developed for cost efficient solar power generation, 11th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, Zurich.
- Giostrì, A., Binotti, M., Astolfi, M., Silva, P., Macchi, E. and Manzolini, G.,** 2012, Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology, *Solar Energy*, 86:1208-1221 pp.
- Gölmüş, L.E.,** 2003, Fresnel Merceklerle Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisinin Isıya Dönüştürülmesi ve Depolanması, Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi FBE, 254 s.
- Gupta, M.K. and Kaushik, S.C.,** 2010, Exergy analysis and investigation for various feed water heaters of direct steam generation solar-thermal power plant, *Renewable Energy*, 35:1228-1235 pp.
- Güneş, M.,** 2013, Güneş Açılımları ve Atmosfer Dışında Güneş Işınımı, Güneş Isıl Uygulamaları Ders Notu, EÜ Güneş Enerjisi Enstitüsü (yayımlanmamış).
- Güçlüer, D.,** 2010, Güneş Enerjisi Santrali Kurulacak Alanların CBS-Çok Ölçütlü Karar Analizi Yöntemi İle Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi FBE.
- Guven, H.M. and Bannerot, R.B.,** 1984, Optical and Thermal Analysis Of Parabolic Trough Solar Collectors for Technically Less Developed Countries, Technical Report 1, Mechanical Engineering Department, University of Houston.
- Gürbüz, A.,** 13-15 Mayıs 2009, Enerji Piyasası İçerisinde Yenilenebilir (Temiz) Enerji Kaynaklarının Yeri ve Önemi, 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09), Karabük, Türkiye.
- Hachicha, A.A., Rodriguez, I., Capdevila, R. and Oliva, A.,** 2013, Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough collector, *Applied Energy*, 111:581-592 pp.
- Hepbaşlı, A.,** 1997, Isı Tekniğiyle İlgili Tesislerde Optimum Boru Çapının Belirlenmesi, III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi.
- Hernandez-Moro, J. and Martinez-Duart, J.M.,** 2012, CSP electricity cost evolution and grid parities based on the IEA roadmaps, *Energy Policy*, 41:184-192 pp.
- IEA,** International Energy Agency, 2010, Technology Roadmap Concentrating Solar Power, Paris.
- Incropera, F.P. and DeWitt, D.P.,** 2010, Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Dördüncü Basımdan Çeviri, Literatür Yayıncılık, İstanbul.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- IRENA**, International Renewable Energy Agency, 2012, Renewable Energy Technologies: Cost Analysis Series, Concentrating Solar Power, Volume 1: Power Sector, Issue 2/5.
- Isısan**, Kalorifer Tesisatı, Isısan Çalışmaları No:153, 3. Baskı, Nisan 1997.
- İzocam**, Teknik Katalog, <http://www.izocam.com.tr/izocam/media/urun-brosurleri/sanayi-yalitimi/tasyunu-prefabrik-boru.pdf?ext=.pdf>, (Erişim tarihi: 7 Mayıs 2014).
- Jaramillo, O.A., Veneges-Reyes, E., Aguilar, J.O., Castrejon-Garcia, R. and Sosa-Montemayor, F.**, 2013, Parabolic trough concentrators for low enthalpy processes, *Renewable Energy*, 60:529-539 pp.
- Jeter, S.M.**, 1987, Analytical determination of the optical performance of practical parabolic trough collectors from design data, *Solar Energy*, 39:11-12 pp.
- JRC**, <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>, (Erişim Tarihi: 20 Nisan 2015).
- Kakaç, S. and Liu, H.**, 2002, Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design, 2nd Edition, CRC Press.
- Kalogirou, A.S.**, 2002, Parabolic trough collectors for industrial process heat in Cyprus, *Energy*, 27:813-830 pp.
- Kalogirou, S.**, 1996, Parabolic trough collector system for low temperature steam generation: Design and performance characteristic, *Applied Energy*, 55:1-19 pp.
- Kalogirou, S.**, 2003, The potential of solar industrial process heat applications, *Applied Energy*, 76:337-361 pp.
- Kalogirou, S., Llyod, S. and Ward, J.**, 1997, Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough collector steam generation system, *Solar Energy*, 60:49-59 pp.
- Kalogirou, S.A.**, 2009, Solar Energy Engineering Processes and Systems, 1st Edition, Academic Press.
- Kalogirou, S.A.**, 2012, A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver, *Energy*, 48:298-306 pp.
- Karaduman, A.**, 1989, Parabolik Güneş Kollektörü Sisteminin Tasarımı ve Yapımı, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ FBE.
- Kartal, Y.**, 2007, Parabolik Yansıtıcı Yüzeyli Yoğunlaştırıcı Güneş Kollektörü Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi FBE, 87 s.
- Kennedy, C.E.**, 2002, Review of Mid- to High-Temperature Solar Selective Absorber Materials, Technical Report, NREL/TP-520-31267.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Koçar, G., Eryaşar, A., Bayrakçı, A.G., Çelebi, B.H., Neptun, E.A., Salmanoğlu, F., Seven, G., Elibol, H.A., Çeliktaş, M.S., Çubukçu, M., Güneş, M., Çetin, N.S., Perinçek, O., Ersöz, Ö., Ünal, S. ve Arıcı, Ş.,** 2012, “İzmir İli Yenilenebilir Enerji Sektör Analizi”, ISBN: 978-605-359-911-1.
- Krishnamurty, P., Mishra, S. and Banerjee, R.,** 2012, An analysis of costs of parabolic trough technology in India, *Energy Policy*, 48:407-419 pp.
- Kumar, A.,** 2013, Improvements in efficiency of solar parabolic trough, *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 7:63-75 pp.
- Külahlı, G.,** 2013, Spektral Olarak Ayırıştırılan Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi İle Stirling Motorda Güç Üretimi ve Performans Değerlendirmesi, Yüksek Lisans Tezi, Uşak Üniversitesi FBE, 108 s.
- Kültürel, Y.,** 2014, Birleşik Parabolik Güneş Toplayıcı Uçucu Yağ Damıtma Sisteminin Geliştirilmesi ve Performansının Belirlenmesi, Doktora Tezi, Gaziosmanpaşa Üniversitesi FBE, 124 s.
- Laka, S.,** 2011, Çanaklı Güneş Yansıtıcılarıyla Çalışan Stirling Güç Üretim Sisteminin Termodinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi FBE, 102 s.
- Lobon, D.H. and Valenzuela, L.,** 2013, Impact of pressure losses in small-sized parabolic-trough collectors for direct steam generation, *Energy*, 61:502-512 pp.
- Lobon, D.H., Valenzuela, L. and Baglietto, E.,** 2014, Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems, *Energy Conversion and Management*, 78:393-404 pp.
- Lüpfert, E., Geyer, M., Schiel, W., Esteban, A., Osuna, R., Zarza, E. and Nava, P.,** April 21-25 2001, Eurotrough design issues and prototype testing at PSA, Proceedings of Solar Forum 2001 Solar Energy: The Power to Choose, Washington, USA.
- Mahmood, S.N.,** 2010, Design Principles of Parabolic Solar Collectors, MSc Thesis, Dokuz Eylül University Graduate School of Natural and Applied Sciences.
- Manzolini, G., Giostri, A., Saccolotto, C., Silva, P. and Macchi, E.,** 2011a, Development of an innovative code for the design of thermodynamic solar power plants part A: Code description and test case, *Renewable Energy*, 36:1993-2003 pp.
- Manzolini, G., Giostri, A., Saccolotto, C., Silva, P. and Macchi, E.,** 2011b, Development of an innovative code for the design of thermodynamic solar power plants part B: Performance assessment of commercial and innovative technologies, *Renewable Energy*, 36:2465-2473 pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Martinez, I. and Almanza, R.**, 2007, Experimental and theoretical analysis of annular two-phase flow regimen in direct steam generation for a low-power system, *Solar Energy*, 81:216-226 pp.
- Mas Grup**, http://www.masgrup.com/docs/manuals/brosur_KYP.pdf, (Erişim Tarihi: 4 Haziran 2014b).
- Mas Grup**, http://www.masgrup.com/docs/manuals/brosur_NM.pdf, (Erişim Tarihi: 20 Haziran 2014c).
- Mas Grup**, <http://www.masgrup.com/index.php?id=160000&dil=TR>, (Erişim Tarihi: 4 Haziran 2014a).
- Mcensustainableenergy, Concentrating Solar Power (CSP)**, <http://mcensustainableenergy.pbworks.com/w/page/20638019/Concentrating%20Solar%20Power>, (Erişim Tarihi: 29 Ocak 2014).
- MFA**, T.C. Dışişleri Bakanlığı, http://www.mfa.gov.tr/turkiye_nin-enerji-stratejisi.tr.mfa, (Erişim Tarihi: 23 Mart 2015).
- MGM**, Meteoroloji Genel Müdürlüğü, http://www.izmir.mgm.gov.tr/FILES/iklim/izmir_iklim.pdf, (Erişim Tarihi: 10 Mart 2014).
- Mhmoud, M.**, 2012, Parabolik Yoğunlaştıran Toplayıcıların Sayısal Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi FBE, 91 s.
- Mimsan Isı Teknolojisi A.Ş.**, <http://www.isiteknolojisi.com.tr/urunler/1054/depo-ve-tanklar/1038/acik-genlesme-tanki.aspx>, (Erişim Tarihi: 3 Haziran 2014a).
- Mimsan Isı Teknolojisi A.Ş.**, <http://www.isiteknolojisi.com.tr/urunler/1054/depo-ve-tanklar/1036/akaryakit-tanki.aspx>, (Erişim Tarihi: 3 Haziran 2014b).
- Montes, I.E.P., Benitez, A.M., Chavez, O.M. and Herrera, A.E.L.**, 2014, Design and construction of a parabolic trough solar collector for process heat production, *Energy Procedia*, 57:2149-2158 pp.
- Montes, M.J., Abanades, A. and Martinez-Val, J.M.**, 2009a, Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple, *Solar Energy*, 83:679-689 pp.
- Montes, M.J., Abanades, A., Martinez-Val, J.M. and Valdes, M.**, 2009b, Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as a heat transfer fluid in the parabolic trough collectors, *Solar Energy*, 83:2165-2176 pp.
- NASA**, National Aeronautics And Space Administration, <http://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/shaped.html>, (Erişim Tarihi: 15 Mayıs 2014).

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- NREL**, Concentrating Solar Power Projects in the United States, [http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_country_detail.cfm/country=US%20\(%22_self%22\)](http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_country_detail.cfm/country=US%20(%22_self%22)), (Erişim Tarihi: 27 Ocak 2014e).
- NREL**, Concentrating Solar Power Projects Under Construction, http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/projects_by_status.cfm?status=Under%20Construction, (Erişim Tarihi: 27 Ocak 2014h).
- NREL**, Dish/Engine Projects, http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/dish_engine.cfm, (Erişim Tarihi: 29 Ocak 2014a).
- NREL**, Linear Fresnel Reflector Projects, http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/linear_fresnel.cfm, (Erişim Tarihi: 30 Ocak 2014c).
- NREL**, Parabolic Trough Projects, http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/parabolic_trough.cfm, (Erişim Tarihi: 27 Ocak 2014g).
- NREL**, Power Tower Projects, http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/power_tower.cfm, (Erişim Tarihi: 30 Ocak 2014b).
- NREL**, U.S. Parabolic Trough Power Plant Data, http://www.nrel.gov/csp/troughnet/power_plant_data.html, (Erişim Tarihi: 26 Ocak 2014d).
- Odeh, S.D., Morrison, G.L. and Behnia, M.**, 1998, Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors, *Solar Energy*, 62:395-406 pp.
- Oğuz, N.**, 2009, Güneş Enerji Kaynaklı Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutucu İle Soğutma İşleminin Verimliliğinin Hesaplanması, YL Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Ouagued, M., Khellaf, A. and Loukarfi, L.**, 2013, Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils, *Energy Conversion and Management*, 75:191-201 pp.
- Özay, F.İ.**, 2008, NH₃/H₂O Absorpsiyon Soğutma Sisteminin Güneş Enerjisi İle Çalıştırılması ve Verimlilik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi FBE, 59 s.
- Özdemir, A.**, 2012, Parabolik Kollektörlü Organik Rankine Çevriminin Isparta Şartlarında İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, S.D. Üniversitesi FBE, 62 s.
- Öztürk, H.K., Şanlı, G. ve Yılandı, A.**, Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektörlerin Performans Analizi, *Mühendis ve Makina*, Cilt: 41, Sayı: 609, 2010.
- Padilla, R.V., Demirkaya, G., Goswami, D.Y., Stefanakos, E., Rahman, M.M.**, 2011, Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver, *Applied Energy*, 88:5097-5110 pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Padilla, R.V., Fontalvo, A., Demirkaya, G., Martinez, A. and Quiroga, A.G.,** 2014, Exergy analysis of parabolic trough solar receiver, *Applied Thermal Engineering*, 67:579-586 pp.
- Prapas, D.E., Norton, B. and Probert, S.D.,** 1987, Optics of parabolic-trough, solar-energy collectors, processing small concentration ratios, *Solar Energy*, 39:541-550 pp.
- Prapas, D.E., Norton, B. and Probert, S.D.,** 1988, Comparative optical behaviours of principal line-axis concentrating collector-types, *Advances In Solar Energy Technology*, 1612-1616 pp.
- Price, H., Lüpfert, E., Kearney, D., Zarza, E., Cohen, G., Gee, R. and Mahoney, R.,** 2002, Advances in parabolic trough solar power technology, *Journal of Solar Energy Engineering*, 124:109-117 pp.
- PSA,** Plataforma Solar de Almeria, Annual Report 2012, http://www.psa.es/webeng/techrep/2012/ANNUAL_REPORT_2012.pdf, (Erişim Tarihi: 30 Ocak 2014).
- Qiu, Y., He, Y.L., Cheng, Z.D. and Wang, K.,** 2015, Study on optical and thermal performance of a linear Fresnel solar reflector using molten salt as HTF with MCRT and FVM methods, *Applied Energy*, 146:162-173 pp.
- Quirante, M. and Valenzuela, L.,** 2012, Dimensioning a small-sized PTC solar field for heating and cooling of a hotel in Almeria (Spain), *Energy Procedia*, 30:967-973 pp.
- Rabl, A., Bendt, P. and Gaul H.W.,** 1982, Optimization of parabolic trough solar collectors, *Solar Energy*, 29:407-417 pp.
- Reddy, K.S. and Kumar, K.R.,** 2012, Solar collector field design and viability analysis of stand-alone parabolic trough power plants for Indian conditions, *Energy for Sustainable Development*, 16:456-470 pp.
- Remer, D.S.,** A Life Cycle Cost Economics Model for Projects With Uniformly Varying Operating Costs, http://tmo.jpl.nasa.gov/progress_report2/42-39/39J.PDF, (Erişim Tarihi: 18 Ağustos 2014).
- Roldan, M.I., Valenzuela, L. and Zarza, E.,** 2013, Thermal analysis of solar receiver pipes with superheated steam, *Applied Energy*, 103:73-84 pp.
- Rovira, A., Montes, M.J., Varela, F. and Gil, M.,** 2013, Comparison of heat transfer fluid and direct steam generation technologies for integrated solar combined cycles, *Applied Thermal Engineering*, 52:264-274 pp.
- Sallaberry, F., Jalon, A.G., Torren, J.L. and Pujol-Nadal, R.,** 2015, Optical losses due to tracking error estimation for a low concentrating solar collector, *Energy Conversion and Management*, 92:194-206 pp.
- Siemens,** <http://www.energy.siemens.com/us/en/renewable-energy/solar-power/csp-control-system.htm#content=Design%20Concept>, (Erişim Tarihi: 23 Mart 2015).

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Silva, R., Berenguel, M., Perez, M. and Fernandez-Garcia, A.,** 2014a, Thermo-economic design optimization of parabolic trough solar plants for industrial process heat applications with memetic algorithms, *Applied Energy*, 113:603-614 pp.
- Silva, R., Cabrera, F.J. and Perez-Garcia, M.,** 2014b, Process heat generation with parabolic trough collectors for a vegetables preservation industry in southern Spain, *Energy Procedia*, 48:1210-1216 pp.
- Silva, R., Perez, M. and Fernandez-Garcia, A.,** 2013, Modeling and co-simulation of a parabolic trough solar plant for industrial process heat, *Applied Energy*, 106:287-300 pp.
- SolarDawn,** Solar Dawn receives Council go-ahead, <http://solar dawn.com.au/e-newsletter/solar-dawn-receives-council-go-ahead/>, (Erişim Tarihi: 30 Ocak 2014).
- Solarlite,** <http://www.solarlite.de>, (Erişim Tarihi: 28 Ocak 2014).
- Solarpaces,** Solar dish engine, http://www.solarpaces.org/CSP_Technology/docs/solar_dish.pdf, (Erişim tarihi: 29 Ocak 2014).
- Sweet, J.N., Pettit, R.B. and Chamberlain, M.B.,** 1984, Optical modelling and aging characteristics of thermally stable black chrome solar selective coatings, *Solar Energy Materials*, 10:251-286 pp.
- Şanlı, G.,** 2010, Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörlerinin Teorik Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi FBE.
- Şimşek, Ö.,** 2012, Parabolik Güneş Kolektörü Tasarımı, İmalatı, Test Edilmesi ve Kırsal Bölgelerde Isıtma Kullanım Alanı Fizibilitesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi FBE, 127 s.
- Taşdemiroğlu, E. ve Arınç, F.,** 1986, Computation of the solar irradiance incident on concentrating collectors based in Turkey, *Energy Conversion and Management*, 26:299-312 pp.
- Taşdemiroğlu, E. ve Ecevit, A.,** 1984, Türkiye’de Güneş Işınım Şiddetinin Direk ve Difüz Bileşenlerinin Çeşitli Eğim ve Yönlerdeki Yüzeylere Gelen Günlük ve Saatlik Değerlerinin Hesaplanması (Türkiye Güneş Radyasyon El Kitabı), Türkiye Bilimsel Teknik Araştırma Kurumu, Temel Bilimler Araştırma Grubu, Proje No: TBAG-653, Ankara.
- Therminol,** http://66.18.210.80/manuals/Therminol/therminol_vp1.pdf, (Erişim Tarihi: 10 Mart 2014).
- Thomas, A.,** 1996, Solar steam generating systems using parabolic trough concentrators, *Energy Convers. Mgmt*, 37: 215-245 pp.
- Tijani, A.S. and Roslan, A.M.S.,** 2014, Simulation analysis of thermal losses of parabolic trough solar collector in Malaysia using computational fluid dynamics, *Procedia Technology*, 15:842-849 pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- TSK Flagsol**, <http://www.flagsol.com/flagsol/english/what-we-offer/products/collector/parabolic-trough-collector.html>, (Erişim Tarihi: 15 Ağustos 2014).
- Tunç, G.**, 2011, Birleşik Parabolik Güneş Toplaçlarının Geometrik Özelliklerinin Analitik Çözümlemesi, Yüksek Lisans Tezi, Başkent Üniversitesi FBE.
- Tuzcu, H. ve Günerhan H.**, Parabolik Yansıtıcı Güneş Kolektörlerinde Bir ve İki Boyutlu Enerji Analizi, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun, 915-921, 2013.
- Uçkun, C.**, 2013, Modeling and Simulations of Direct Steam Generation in Concentrating Solar Power Plants Using Parabolic Trough Collectors, MSc Thesis, Middle East Technical University, 65p.
- Ulaş, Ö.**, 2010, Güneş Enerjili Isıtma ve Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi FBE, 88 s.
- Usta, H.**, 1995a, Güneş Enerjisi İle Çalışan Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Tasarımlarının Geliştirilmesi ve İmali, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi FBE.
- Usta, Y.**, 2010b, Simulations of A Large Scale Solar Thermal Power Plant In Turkey Using Concentrating Parabolic Trough Collectors, MSc Thesis, The Graduate School of Natural and Applied Sciences of METU, 130p.
- Valenzuela, L., Hernandez-Lobon, D. and Zarza, E.**, 2012, Sensitivity analysis of saturated steam production in parabolic trough collectors, *Energy Procedia*, 30:765-774 pp.
- Valenzuela, L., Zarza, E., Berenguel, M. and Camacho, E.F.**, 2005, Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs, *Solar Energy*, 78:301-311 pp.
- Valenzuela, L., Zarza, E., Berenguel, M. and Camacho, E.F.**, 2006, Control scheme for direct steam generation in parabolic troughs under recirculation operation mode, *Solar Energy*, 80:1-17 pp.
- Vannoni, C., Battisti, R. and Drigo, S.**, 2008, Potential for solar heat in industrial processes, Technical Report, No: IEA SHC-Task 33 and SolarPACES-Task IV, Madrid: IEA-CIEMAT.
- Wagner, M.J. and Gilman, P.**, 2011, Technical Manuel for the SAM Physical Trough Model, Technical Report, NREL.
- Wang, P., Liu, D.Y. and Xu, C.**, 2013, Numerical study of heat transfer enhancement in the receiver tube of direct steam generation with parabolic trough by inserting metal foams, *Applied Energy*, 102:449-460 pp.
- Wang, Y., Liu, Q., Lei, J. and Jin, H.**, 2014, A three-dimensional simulation of a parabolic trough solar collector system using molten salt as heat transfer fluid, *Applied Thermal Engineering*, 70:462-476 pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Wenta Makine**, http://www.wenta.com.tr/tr/icerik/8-Buhar_Ihtiyac_Hesabi.html, (Erişim Tarihi: 12 Ağustos 2014).
- Wikipedia**, <http://en.wikipedia.org/wiki/File:PS20andPS10.jpg>, (Erişim Tarihi: 30 Ocak 2014).
- Winston, R. and Hinterberger, R.**, 1975, Principles of cylindrical concentrators for solar energy, *Solar Energy*, 17:255-258 pp.
- Xiao, X., Zhang, P., Shao, D.D. and Li, M.**, 2014, Experimental and numerical heat transfer analysis of a V-cavity absorber for linear parabolic trough solar collector, *Energy Conversion and Management*, 86:49-59 pp.
- Yalçın, R.A.**, 2012, Optimization of Pigmented Coatings for Concentrating Solar Thermal Applications, MSc Thesis, B.U. Institute for Graduate Studies in Science and Engineering.
- Yenigün, E.D.**, 2010, Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistem Tasarımı, Muğla Üniversitesi FBE, 121 s.
- Yeşilata, B.**, 1990, Güneş Hareketini İzleyen Parabolik Yoğunlaştırıcı Tip Güneş Kollektörlerinin Tasarımı, Dizaynı ve Isıl Veriminin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi FBE.
- Yılancı, A.**, 2008, Güneş-Hidrojenli Bir Sisteminin Kurulması ve Performansının Analizi, Doktora Tezi, Pamukkale Üniversitesi FBE, 148 s.
- Yılmaz, F.**, 2013, Güneş Çanaklı Organik Rankine Çevriminin Isparta Şartlarında İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi FBE, 97 s.
- Yılmazoğlu, M.Z.**, 2006, Bir Tekstil Fabrikasında Güneş Destekli Çift Etkili Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Uygulamasının Teknik ve Ekonomik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi FBE, 180 s.
- You, C., Zhang, W. and Yin, Z.**, 2013, Modeling of fluid flow and heat transfer in a trough solar collector, *Applied Thermal Engineering*, 54:247-254 pp.
- Zaaraoui, A., Yousfi, M.L. and Said, N.**, 2012, Technical and economical performance of parabolic trough collector power plant under Algerian climate, *Procedia Engineering*, 33:78-91 pp.
- Zadeh, P.M., Sokhansefat, T., Kasaeian, A.B., Kowsary, F. and Akbarzadeh, A.**, 2015, Hybrid optimization algorithm for thermal analysis in a solar parabolic trough collector based on nanofluid, *Energy*, Article in Press.
- Zarza, E.**, 2007, Overview on direct steam generation (DSG) and Experience at the Plataforma Solar de Almeria (PSA), Parabolic Trough 2007 Workshop.
- Zarza, E., Rojas, M.E., Gonzales, L., Caballero, J.M. and Rueda, F.**, 2006, INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant, *Solar Energy*, 80:1270-1276 pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Zarza, E., Valenzuela, L., Leon, J., Hennecke, K., Eck, M., Weyers, H.D. and Eickhoff, M.,** 2004, Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project, *Energy*, 29:635-644 pp.
- Zhang, H.L., Baeyens, J., Degreve, J. and Caceres, G.,** 2013, Concentrated solar power plants: Review and design methodology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22:466-481 pp.

ÖZGEÇMİŞ

Emrah GÜNGÖR 24.02.1990 tarihinde Bursa’da dünyaya geldi. İlköğretim ve lise öğrenimini Bursa’da tamamladı. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2012 yılında mezun olarak Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsünde yüksek lisans eğitimine başladı. 2012 yılından itibaren aynı enstitüde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.

EKLER

Ek 1 Parabolik Kollektör Teknik Resmi

Ek 2 Isı Değiştirici Teknik Resmi

Ek 3 Pompa Grubu Teknik Resmi

Ek 4 Santral Teknik Resmi

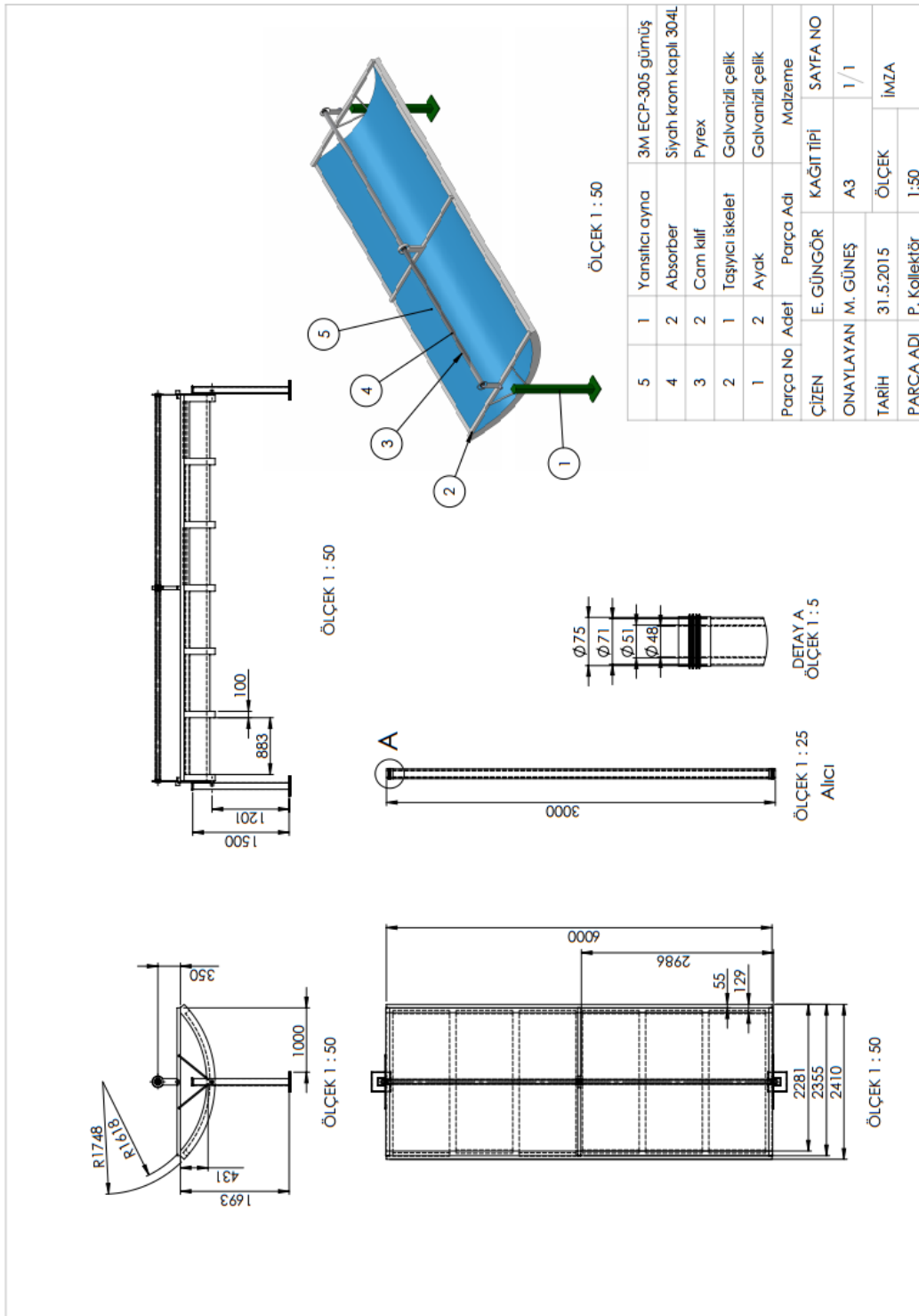
Ek 5 Santral Detay Teknik Resmi-1

Ek 6 Santral Detay Teknik Resmi-2

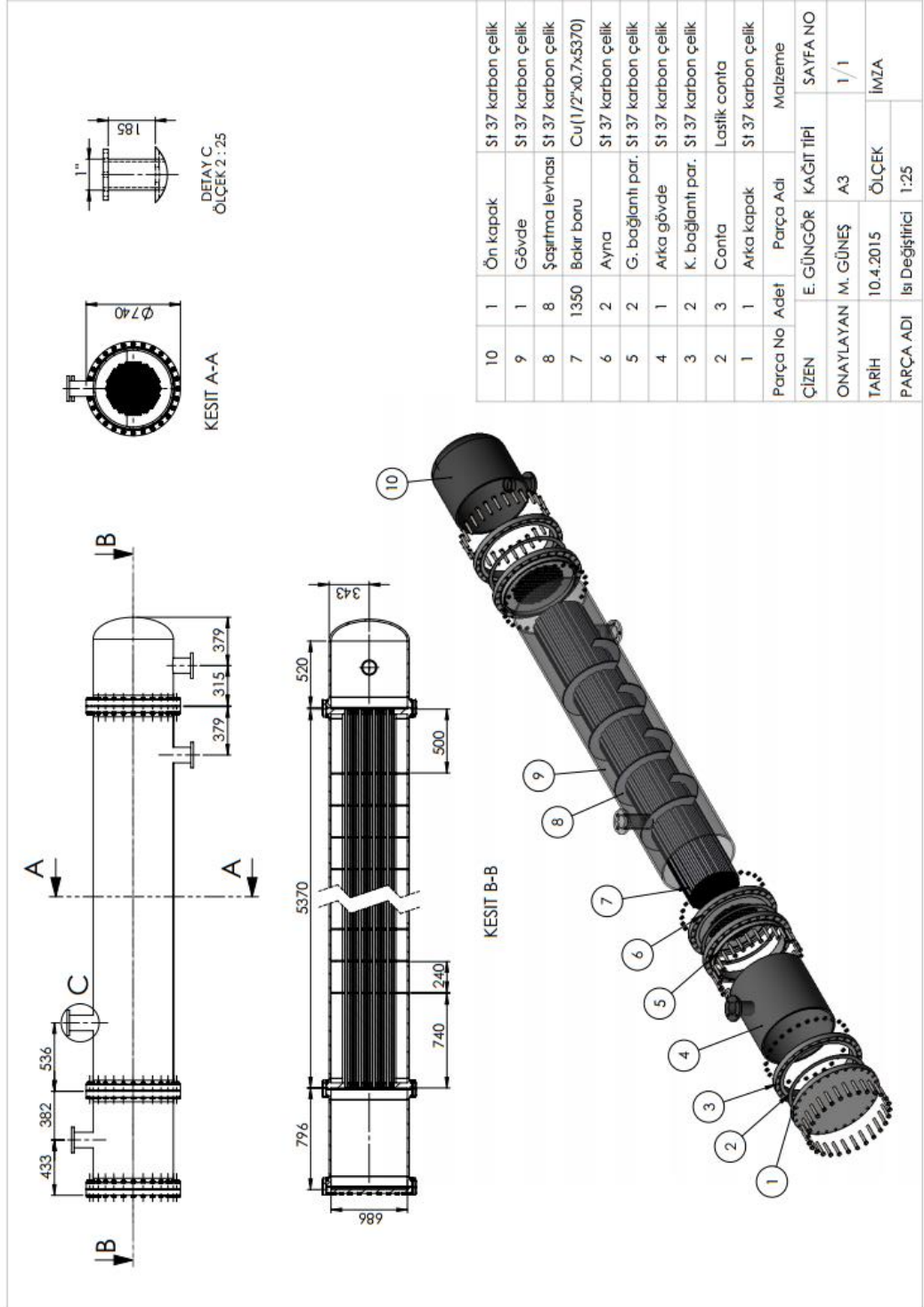
Ek 7 Santral Detay Teknik Resmi-3

Ek 8 Santral Detay Teknik Resmi-4

Ek 1 Parabolik Kollektör Teknik Resmi

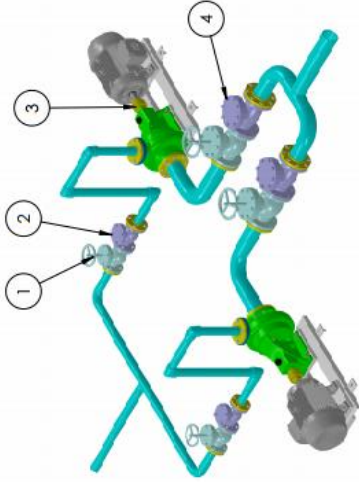


Ek 2 Isı Değiştirici Teknik Resmi



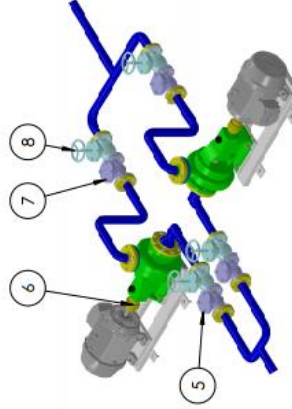
Ek 3 Pompa Grubu Teknik Resmi

Su Pompa Grubu

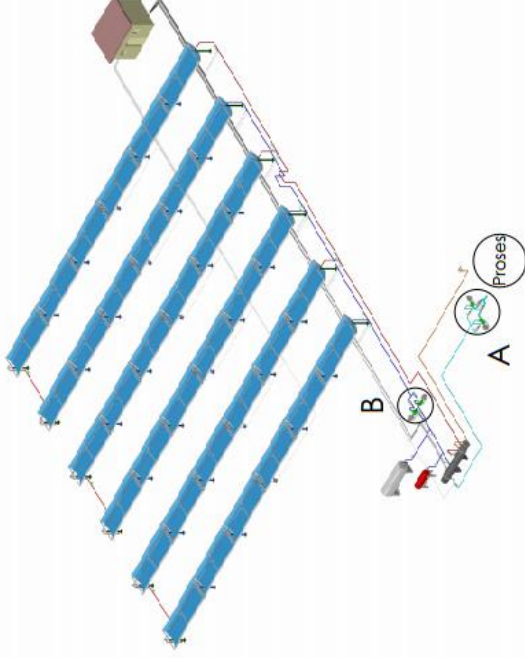


DETAY A
ÖLÇEK 1 : 25

Isı Tranfer Akışkanı Pompa Grubu

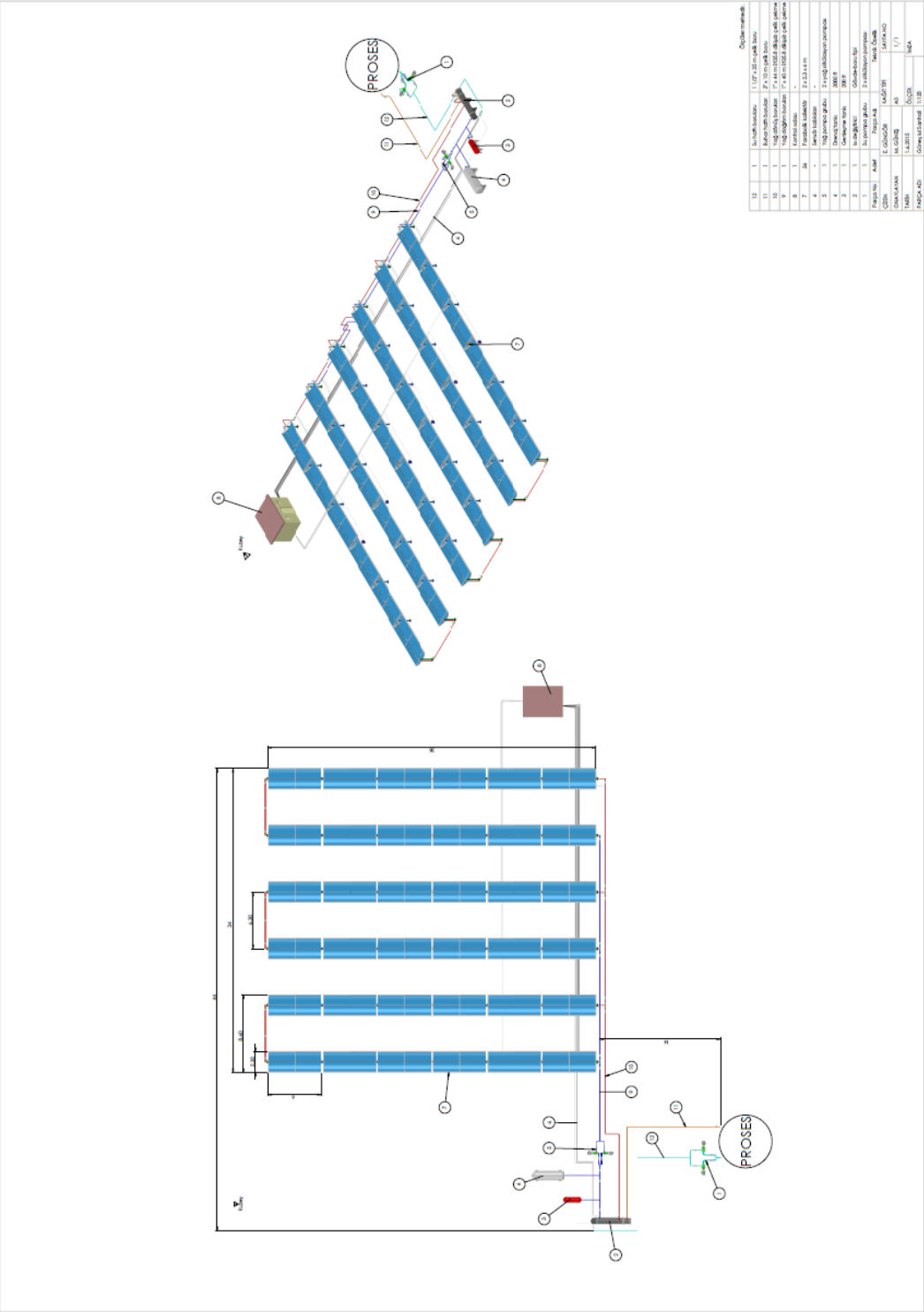


DETAY B
ÖLÇEK 1 : 25

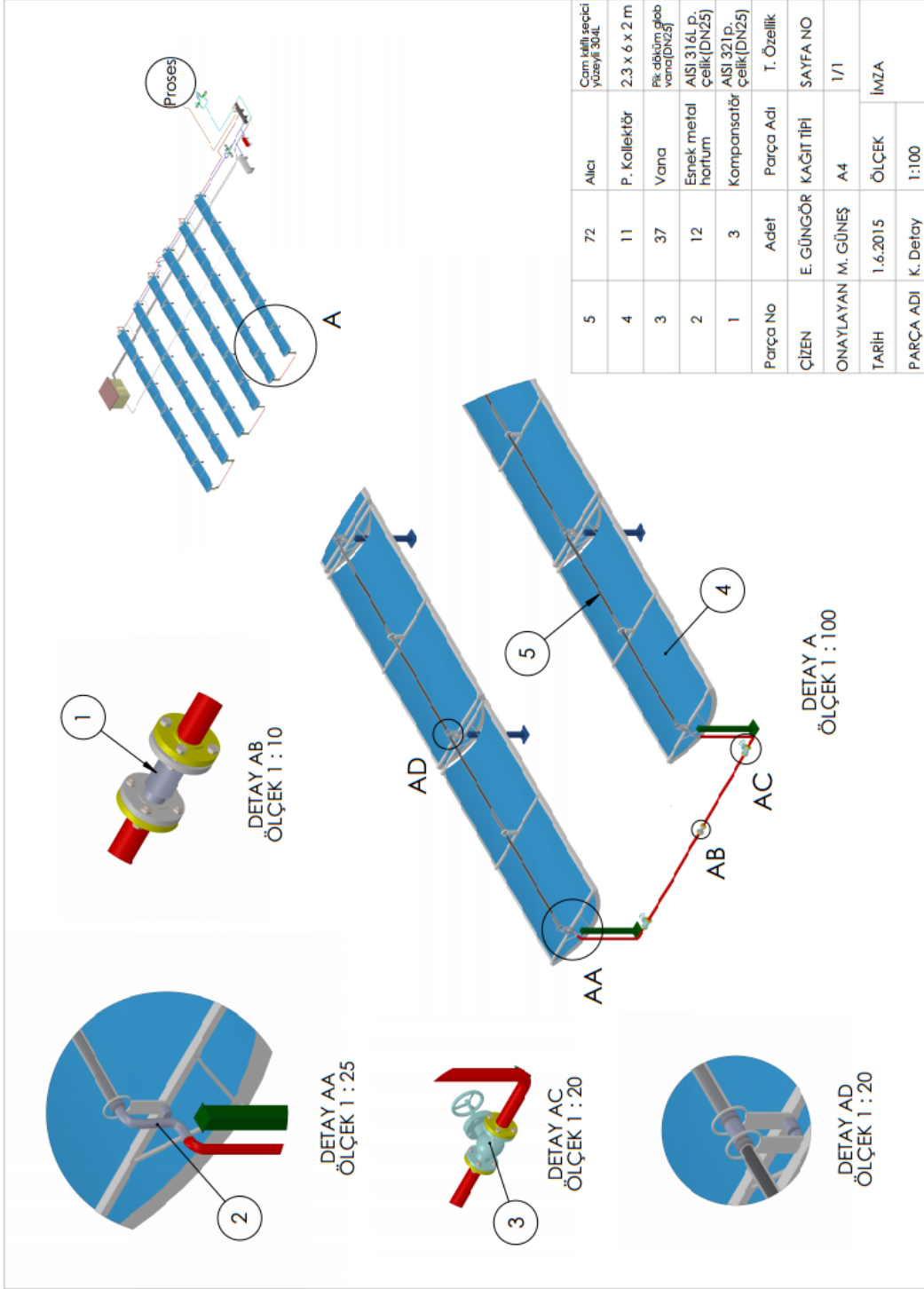


8	4	Vana	GG-25 glob vana(DN25)
7	2	Çekvalf	GG-25 lift çekvalf(DN25)
6	2	Yağ Pompası	6.24 kW (5.73 m3/sa)
5	2	Pislik tutucu	PTY-20 (DN25)
4	2	Pislik tutucu	PTY-20 (DN40)
3	2	Su pompası	Sirkülayon NM 32-160
2	2	Çekvalf	GG-25 lift çekvalf(DN40)
1	4	Vana	GG-25 glob vana(DN40)
Parça No	Adet	Parça Adı	Malzeme
ÇİZEN	E. GÜNGÖR	KAĞIT TİPİ	SAYFA NO
ONAYLAYAN	M. GÜNEŞ	A3	1 / 1
TARİH	3.6.2015	ÖLÇEK	İMZA
PARÇA ADI	Pompa Grubu	1:25	

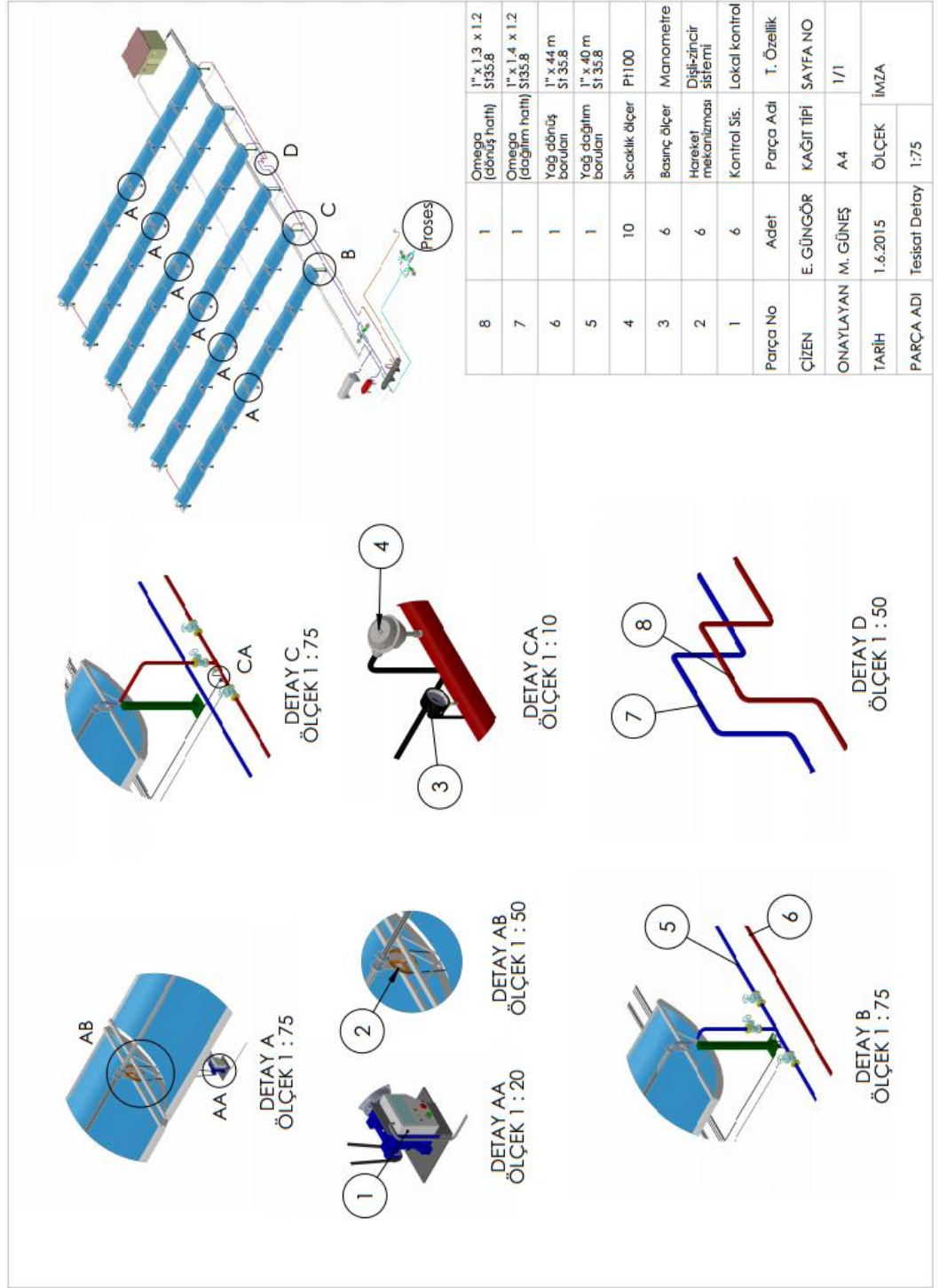
Ek 4 Santral Teknik Resmi



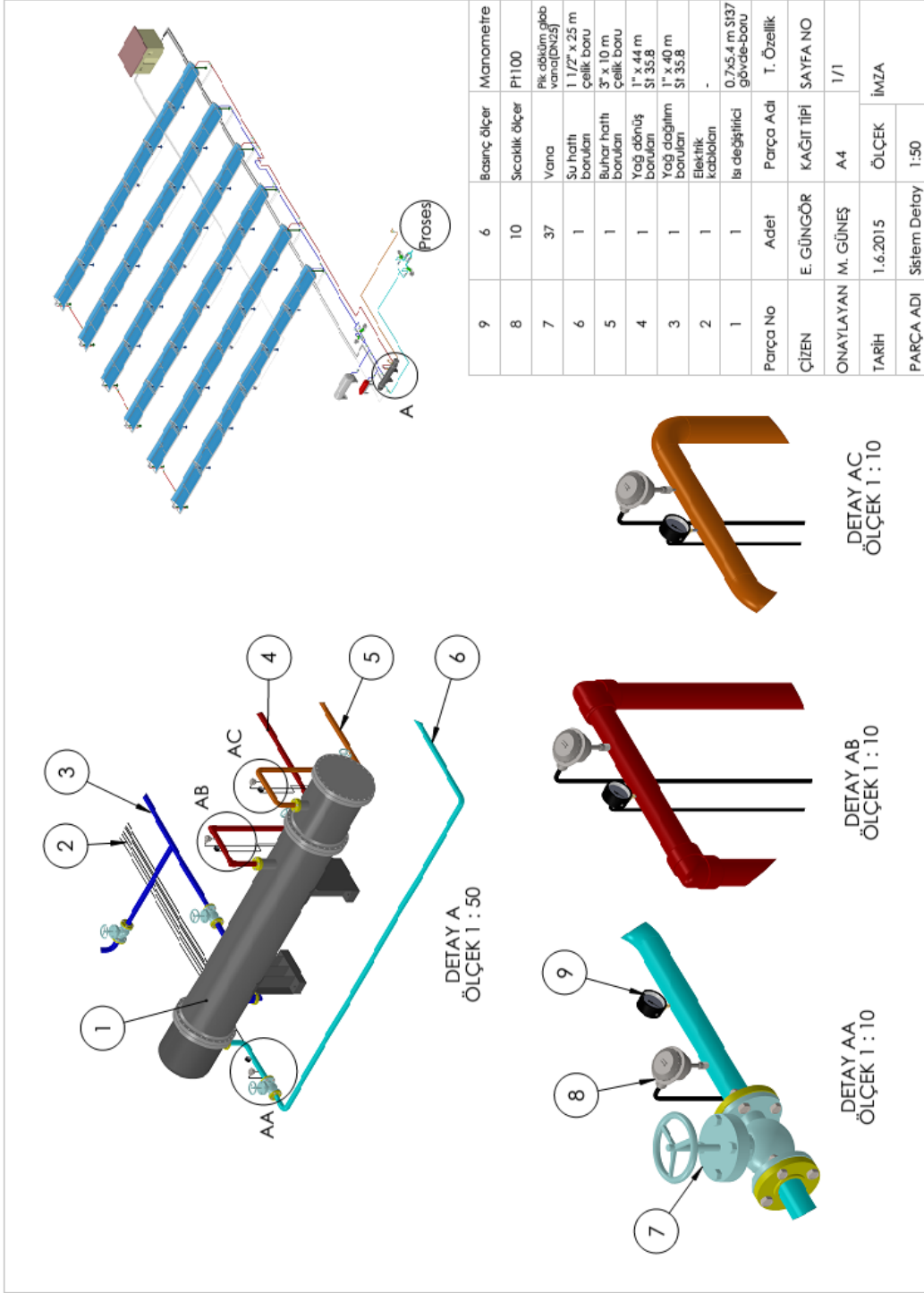
Ek 5 Santral Detay Teknik Resmi-1



Ek 6 Santral Detay Teknik Resmi-2



Ek 7 Santral Detay Teknik Resmi-3



Ek 8 Santral Detay Teknik Resmi-4

