



**BİYOKÜTLE DESTEKLİ YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİLİ
ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ ANALİZİ**

Alper BAŞEĞMEZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2019

Alper BAŞEĞMEZ tarafından hazırlanan “BİYOKÜTLE DESTEKLİ YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİLİ ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Hüseyin TOPAL

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Levent ÇOLAK

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Başkent Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Tez Savunma Tarihi: 11/01/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Alper BAŞEĞMEZ

11/01/2019

BİYOKÜTLE DESTEKLİ YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİLİ ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Alper BAŞEĞMEZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2019

ÖZET

Bu tez çalışmasında Ankara çevre koşullarına göre parabolik oluk kollektörlü güneş enerjisi sisteminden sağlanan termal enerji ile 5MWe Kurulu güç üretim kapasitesine sahip bir tesis tasarımı ele alınmıştır. Sistemde güç üretimi için organik Rankine çevrimi kullanılmıştır. Bu sistem için kollektör yansıtıcı yüzey toplam alanı belirlenmesi, sistemde kullanılan ısı eşanjörlerinin tasarımı, kullanılan ısı transfer akışkanı ve organik iş akışkanı kütleli debilerinin belirlenmesi ve buhar üretimi ile elektrik enerjisi üretimi amaçlanmıştır. Sistemin tasarım değerindeki güç kapasitesinde yıl boyunca çalışması için termal enerji depolama sistemi ve biyokütle destekli yakma sistemi ilave edilerek kullanılması planlanmıştır. Hesaplamalar System Advisor Model programı, Cycle Tempo 5.1 yazılımı ve termodinamik kanunlar kullanılarak yapılmıştır. Sistem için ideal iş akışkanı seçimi yapılmıştır. Güneş enerjisi için Dowtherm J ısı transfer akışkanı kullanılarak 84.803m^2 toplam yansıtıcı yüzey alanına ihtiyaç duyulacağı sonucuna ulaşılmıştır. Evaporatör giriş/çıkış sıcaklığı $220^\circ\text{C}/130^\circ\text{C}$ olarak belirlenmiş ve 1680m^2 yüzey alanına sahip evaporatör ile $22.262,1\text{kW}$ thermal ısı yükü elde edilmiştir. Isı transfer akışkanının kütleli debisi 112kg/s olarak bulunmuş, 210°C 'de 30bar basınçta ve $43,1\text{kg/s}$ N-pentan organik iş akışkanı ile jeneratörde 5.000kW kurulu güç elde edileceği sonucuna ulaşılmıştır. Reküperatör ile güneş enerjisi kullanımı durumunda elde edilen enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %22,2 ve %57,71 olarak belirlenmiştir. Ekserji yıkımının $995,36\text{kW}$ ile en fazla evaporatörde, $62,81\text{kW}$ ile en az pompada açığa çıktığı sonucuna ulaşılmıştır. Reküperatör kullanımı ile türbin çıkışındaki kızgın buhar fazındaki iş akışkanının enerjisinden faydalanarak evaporatör öncesi ön ısıtma yapılmasının sistem performansını artıracığı anlaşılmıştır. Temmuz ve Ağustos aylarında 2 saatlik depolama kapasitesine yetecek kadar enerji elde edildiğinden yaklaşık 2 saat depolama süresi ile $49,9\text{MW}$ ısı kapasitesine ve 641m^3 depolama hacmine sahip ergimiş tuz depolama malzemesi ile termal enerji depolama sistemine ihtiyaç duyulacağı belirlenmiştir. Haziran-Ağustos aylarında biyokütle yakma sisteminin diğer aylara göre az devreye gireceği ve yakıt olarak yıllık toplamda yaklaşık 47 bin ton/saat biyokütle miktarına ihtiyaç duyulacağı sonucuna varılmıştır.

Bilim Kodu : 91409

Anahtar Kelimeler : Organik Rankine çevrimi, parabolik oluk kollektör, biyokütle

Sayfa Adedi : 137

Danışman : Doç. Dr. Hüseyin TOPAL

ANALYSIS OF BIOMASS SUPPORTED CONCENTRATED SOLAR ENERGY
ORGANIC RANKINE CYCLE

(M. Sc. Thesis)

Alper BAŞEĞMEZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2019

ABSTRACT

In this thesis study, the design of solar energy thermal power plant with parabolic trough collector installed power capacity of 5MWe will be established according to the environmental conditions of Ankara in Turkey. Organic Rankine cycle is used for power generation. The aim of this system is to determine the total reflective surface area, to design heat exchangers, to determine mass flow rates of fluids and to produce electricity. To obtain design power capacity all over the year, sensible energy storage and biomass burning system has been integrated in the system. Calculations have been done by using System Advisor Model, Cycle Tempo 5.1 and thermodynamic laws. Working fluid selection has been made. Dowtherm J is selected as a heat transfer fluid for solar energy and 84.803m² total reflective surface areas are calculated. The evaporator inlet/outlet temperature is determined as 220°C/130°C and a thermal load of 22,262.1kW is obtained with an evaporator having 1680m² areas. The mass flow rate of the heat transfer fluid is found to be 112kg/s and installed power of 5,000kW power plant at a pressure of 30bar at 210°C with 43.1kg/s of N-pentane working fluid has been designed. With recuperator using solar energy, the energy and exergy efficiencies are obtained 22.2% and 57.71% respectively. The most exergy destruction has been reached 995.36kW in the turbine; the least exergy destruction has been reached 62.81kW in the pump. It has been understood that by using the recuperator, it is possible to utilize the energy of the working fluid in the superheat phase at the outlet of the turbine and increase the system performance. Since in the July and August months 2 hours storage energy is produced, it has been determined that a molten salt storage material with a thermal capacity of 49.9MW and a storage volume of 641m³ for 2 hours, will be required for a thermal energy storage system. In June-August, the biomass burning system will be less active than the other months and as a fuel about 47 thousand tons/hour of biomass will be needed per year has been understood.

Science Code : 91408

Key Words : Organic Rankine cycle, parabolic trough collector, biomass

Page Number : 137

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Hüseyin TOPAL

TEŐEKKÜR

Çalıőmalarım sırasında bilimsel katkılarıyla ve farklı bakıő açıları ile beni aydınlatan, yardımlarımı hiçbir zaman esirgemeyen sayın hocam Doç. Dr. Hüseym TOPAL'a teőekkürü bir borç bilirim. Ayrıca çalıőmalarım süresince sabır gösteren beni daima destekleyen aileme ve eőime içten teőekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜRLER	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
RESİMLERİN LİSTESİ	xiv
HARİTALARIN LİSTESİ.....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI.....	5
3. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ İLE GÜÇ ÜRETİMİ	11
3.1. Organik Rankine Çevrimi	11
3.2. Organik Rankine Çevrimi Uygulamaları	13
3.2.1. Güneş enerjili termik güç santrali	13
3.2.2. Biyokütle kaynaklı termik güç santrali	16
3.3. Isı Enerjisi Depolama Sistemleri	18
3.4. Organik İş Akışkanı Seçim Parametreleri.....	22
3.4.1. Organik Rankine çevriminde kullanılan iş akışkanları.....	22
3.4.2. Çevresel parametreler	25
3.4.3. Güvenlik parametreleri	25
3.4.4. Fiziksel özellikler.....	26
3.4.5. Organik iş akışkanının seçimi	27

4. 5 MWe GÜÇ ÜRETİMİNE SAHİP ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM SANTRALİ TASARIMI.....	29
4.1. Güneş Enerjisi Sistem Tasarımı.....	35
4.1.1. Parabolik oluk kollektör yansıtıcı seçimi.....	35
4.1.2. Emici tüp seçimi	37
4.2. Organik Rankine Tasarımı ve Termodinamik Analizi.....	48
4.2.1. Enerji ve ekserji analizi.....	50
4.2.2. Yakıtın kimyasal ekserjisi.....	56
4.2.3. Parametreler ve varsayımlar	58
4.2.4. Modelleme	59
4.2.5. Analiz sonuçları	62
4.3. Biyokütle Yakma Sistemi Termal Tasarımı.....	77
4.4. Isı Eşanjörü Tasarımı	82
4.5. Güç Sistemi Kütle ve Enerji Bilançosu	96
4.6. Ekonomik Analiz	101
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	113
KAYNAKLAR	117
EKLER.....	125
ÖZGEÇMİŞ	137

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Güneş kollektörü kapsamlı listesi.....	13
Çizelge 3.2. İş akışkanların termofiziksel özellikleri.....	24
Çizelge 3.3. İş akışkanı güvenlik sınıflandırması	26
Çizelge 3.4. İş akışkanların genel sınıflandırması	26
Çizelge 4.1. Aylık olarak parabolik oluk kollektör üzerine düşen geliş açısı.....	32
Çizelge 4.2. Solargenix SGX-1 parabolik oluk kollektörünün özellikleri.....	37
Çizelge 4.3. Schott PTR70 2008 emici tüp özellikleri.....	38
Çizelge 4.4. Varyasyon özellikleri.....	39
Çizelge 4.5. Sistem seçim parametreleri.....	40
Çizelge 4.6. Therminol VP-1 referans değerler	42
Çizelge 4.7. Dowtherm J ısı transfer akışkan parametreleri	43
Çizelge 4.8. Optimum kollektör sayısı ve ısı transfer akışkanı debi iterasyonu.....	44
Çizelge 4.9. Güneş enerjisi santrali sonuçları	45
Çizelge 4.10. Parabolik oluk kollektör güneş enerjisi santrali boyutlandırılması	48
Çizelge 4.11. Temel koşullar	58
Çizelge 4.12. ORÇ parametreler ve varsayımlar	59
Çizelge 4.13. Kütleli debiler ve diğer parametreler.....	62
Çizelge 4.14. Çevrim elemanlarının yükleri	63
Çizelge 4.15. Tüm hatlardaki akışkanların termodinamik sonuçları	64
Çizelge 4.16. Çevrimin her bir hattındaki enerji ve ekserji akışı.....	64
Çizelge 4.17. Sistemdeki ekserji değerleri.....	65
Çizelge 4.18. ORÇ elemanlarının yükleri.....	68
Çizelge 4.19. Çevrimin her bir noktasındaki termodinamik özellikler.....	70

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.20. Çevrimin her bir hattındaki enerji ve ekserji akışı.....	71
Çizelge 4.21. Sistemdeki ekserji değerleri.....	71
Çizelge 4.22. Evaporatör analiz sonuçları	74
Çizelge 4.23. Kondenser analiz sonuçları.....	75
Çizelge 4.24. Türbin analiz sonuçları	75
Çizelge 4.25. Pompa analiz sonuçları	76
Çizelge 4.26. Reküperatör analiz sonuçları	76
Çizelge 4.27. Biyokütle yakıt karakteristik özellikleri	78
Çizelge 4.28. Biyokütle kazan parametreleri	79
Çizelge 4.29. Yanma sonuçları	79
Çizelge 4.30. Yanma sonucunda baca gazından çıkan kirletici miktarları	79
Çizelge 4.31. Biyokütle yakıt içerisindeki bileşenlerin kütle oranları.....	80
Çizelge 4.32. Plakalı ve gövde borulu tip ısı eşanjörlerinin karşılaştırılması.....	83
Çizelge 4.33. Evaporatöre giren akışkanların akış koşulları.....	87
Çizelge 4.34. Evaporatör sonuçları.....	90
Çizelge 4.35. Kondensere giren akışkanların akış koşulları	90
Çizelge 4.36. Kondenser sonuçları	93
Çizelge 4.37. Reküperatöre giren akışkanların akış koşulları.....	93
Çizelge 4.38. Reküperatöre giren akışkanların fiziksel özellikleri	94
Çizelge 4.39. Reküperatör sonuçları	96
Çizelge 4.40. Aylara göre güneş kolektöründen çıkan anlık enerji miktarı	97
Çizelge 4.41. Aylık güneşlenme saatine göre güneş kolektöründen çıkan enerji.....	98
Çizelge 4.42. Aylara göre güneş enerjisi çalışma saatleri	98
Çizelge 4.43. Günlük depolama saati	99

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.44. Sistemin yıllık ihtiyaç duyacağı enerji miktarı	99
Çizelge 4.45. Biyokütle yakma sistemi ısı yüküne bağlı yakıt tüketimi miktarı	99
Çizelge 4.46. Aylık yakıt tüketim miktarları	100
Çizelge 4.47. Maliyet için sabit değerler	102
Çizelge 4.48. Gövde borulu ısı eşanjörü maliyeti katsayıları	103
Çizelge 4.49. ORÇ ekipmanların satın alım maliyetleri	104
Çizelge 4.50. Toplam yatırım maliyetinin tipik yüzdeleri	105
Çizelge 4.51. Diğer yatırım maliyetleri	106
Çizelge 4.52. Diğer maliyet sonuçları.....	106
Çizelge 4.53. Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminin maliyeti ve performansı.....	106
Çizelge 4.54. Parabolik oluk kolektör toplam yatırım maliyeti.....	109
Çizelge 4.55. İşletme ve bakım maliyeti.....	109
Çizelge 4.56. Yıllara göre işletme ve bakım maliyetinin değişimi.....	111

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. ORÇ şematik gösterimi.....	11
Şekil 3.2. ORÇ sistemi T-S diyagramı.....	12
Şekil 3.3. Parabolik oluk kollektörü ve emici tüp yapısı	15
Şekil 3.4. Parabolik oluk kollektörlü güneş enerjisi çalışma sistemi şeması.....	16
Şekil 3.5. Biyokütle ile çalışan ORÇ sistemi şematik gösterimi	17
Şekil 3.6. Depolama kavramına göre depolama sistemi	19
Şekil 3.7. Aktif dolaylı iki tanklı depolama sisteminin şematik gösterimi.....	21
Şekil 3.8. Aktif dolaylı tek tanklı depolama sisteminin şematik gösterimi	21
Şekil 3.9. Islak akışkan, izentropik akışkan, kuru akışkan T-S diyagramı	24
Şekil 4.1. Güneş radyasyonunun üç ana bileşeni ve geliş açısı	30
Şekil 4.2. Ankara iline ait yıllık ortalama güneşlenme süreleri.....	34
Şekil 4.3. Ankara ili üzerine düşen yıllık ortalama direk normal ışınım miktarı.....	35
Şekil 4.4. Gümüş (Ag), Alüminyum (Al) ve Altın (Au)'ın yansıtma özellikleri.....	36
Şekil 4.5. Kollektör verim grafiği.....	40
Şekil 4.6. Farklı SM değerine karşılık günlük üretilen termal enerji.....	47
Şekil 4.7. Reküperatörlü ORÇ ve T-S diyagramı şematik gösterimi.....	49
Şekil 4.8. Reküperatördeki sıcak (4-4a) ve soğuk(2-2a) iş akışkanının akış yönleri.....	53
Şekil 4.9. Biyokütle destekli solar ORÇ tasarımı şematik gösterimi.....	61
Şekil 4.10. ORÇ sistem analizi	63
Şekil 4.11. Evaporatör ve kondenser basıncının sistem performansına etkisi.....	65
Şekil 4.12. Çevre sıcaklığının ekserji performansına etkisi.....	66
Şekil 4.13. Çevre sıcaklığının çevrim ekserji verimine etkisi	66
Şekil 4.14. Isı transfer akışkan sıcaklığının çevrim ekserji ve ekserji verimine etkisi ...	67

Şekil	Sayfa
Şekil 4.15. Reküperatörlü ORÇ şematik gösterimi.....	69
Şekil 4.16. Reküperatörlü ve reküperatör olmayan iki çevrimin ekserji kayıpları	73
Şekil 4.17. Reküperatörlü ve reküperatör olmayan iki çevrimin ekserji verimleri.....	73
Şekil 4.18. Evaporatör Q-T Diyagramı.....	74
Şekil 4.19. Kondenser Q-T Diyagramı	75
Şekil 4.20. Reküperatör Q-T Diyagramı.....	76
Şekil 4.21. Cycle Tempo 5.1 biyokütle destekli ORÇ sistemi şematik gösterimi	81
Şekil 4.22. Gövde borulu ısı değıştiricinin yapısı.....	82
Şekil 4.23. Plakalı ısı değıştiricinin yapısı.....	83
Şekil 4.24. Sıcaklık düzeltme faktörü: bir gövde geçiş iki ya da daha fazla boru geçiş..	86
Şekil 4.25. Yakıt miktarı ve hava miktarının sıcaklık ile değışimi.....	100
Şekil 4.26. Biyokütle yakıt tüketim ve enerji miktarı	101
Şekil 4.27. Ekonomik analiz maliyet özeti	102
Şekil 4.28. Sistem maliyeti özeti.....	107
Şekil 4.29. SkyTrough kurulum maliyeti.....	108

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Test düzeneğinin fotoğrafı.....	6
Resim 2.2. Tav firmı kesit görüntüsü.....	8
Resim 2.3. ORÇ sistemi fotoğrafı ve şeması	9



HARİTALARIN LİSTESİ

Harita	Sayfa
Harita 3.1. Dünya güneş enerjisi haritası	14
Harita 4.1. Türkiye üzerine yıllık ortalama m2 başına düşen küresel yatay güneş ışını.	33
Harita 4.2. Türkiye üzerine yıllık ortalama m2 başına düşen direk normal güneş ışını .	33



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamalarıyla aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
ϵ	Eşanjör etkinlik değeri
ΔT_{lm}	Logaritmik ortalama sıcaklık
μ	Akışkanın dinamik viskozitesi
C_p	Depolama malzemesinin özgül ısı değeri
E	Ekserji akışı
e	Özgül ekserji akışı
h	Entalpi
h_{id}	İç duvar kirlilik katsayısı (fouling factor) ($W/m^2\text{°C}$)
h_{od}	Dış duvar kirlilik katsayısı (fouling factor) ($W/m^2\text{°C}$)
$I_{t\text{ürbin}}$	Türbinde gerçekleşen tersinmezlik
kw	Boru malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı ($W/m\text{°C}$)
m	Kütleli debi
$n_{ekserji}$	Ekserji verimi
n_{eva}	Evaporatör ekserji verimi
n_{th}	Çevrim verimi
Nu	Nussel sayısı
P	Basınç
Pr	Prandl sayısı
Re	Reynold sayısı
S	Entropi
T	Sıcaklık
T_{eva}	Evaporatör sıcaklığı
T_{kri}	Kritik sıcaklık
U	Isı transfer katsayısı
V	Hacim
V_{boru}	Boru akış hızı
W	Güç
Kısaltmalar	Açıklamalar

AUFDC	Santral Kurum Süresince Kullanılan Fon Ödeneği
CSP	Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi
DNI	Direk normal ışınım
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
HTF	Isı transfer akışkanı
LCOE	Seviyelendirilmiş Elektrik Maliyeti
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
ODP	Ozan tüketim potansiyeli
ORÇ	Organik Rankine çevrimi
Q-T	Isı yükü-Sıcaklık
SEGS	Güneş Enerjisi Üretim Sistemi
SM	Güneş çarpanı
TDYYA	Tek Döngüdeki Yansıtıcı Yüzey Alanı

1. GİRİŞ

Nüfusun ve ülkelerin enerjiye olan ihtiyaçlarının artması ile elektrik enerjisine olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Günümüzde enerji ihtiyacı genellikle fosil kökenli yakıtların kullanılmasıyla karşılanmaktadır. Ancak mevcut fosil yakıt rezervlerindeki azalma ve bu yakıtların oluşturduğu çevre kirliliği gibi problemler, enerji ihtiyacının karşılanması için alternatif kaynakların kullanılmasını zorunlu hale getirmiştir. Bu açıdan bakıldığında ülkemizde de enerji önemli bir sorun olmaktadır.

Dünyada hem gelişmiş hem de gelişmekte olan ülkelerin çoğu dışa bağımlı ve yeterli enerji ihtiyaçlarından yoksundur. Ülkemiz birincil enerji kaynakları olan fosil enerji kaynakları açısından yetersiz rezervlere sahip ve birincil enerji kaynaklarında % 74 seviyesinde, petrolde ise % 92 seviyesinde dışa bağımlıdır (Ar, 2008).

Bu bakımdan fosil yakıtların aksine, rüzgâr enerjisi, güneş enerjisi, biyokütle, jeotermal ve hidrolik enerji gibi temiz, sürdürülebilir ve doğa dostu enerji kaynaklarının kullanılmasının uygun olduğu söylenebilir. Hem ülke ekonomisinin dışa bağımlılığını azaltmak hem de fosil yakıtların zehirli gazlarının atmosfere salınımı önlemek için güneş enerjisi tercih edilmesi gereken kaynak haline gelmekte ve enerji üretimi için kullanımı ön plana çıkmaktadır.

Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi (CSP), elektrik enerjisi sağlamak için güneş ışınlarını toplayarak ısı elde eden ve fosil yakıtlara alternatif bir teknolojidir. Aynalar ile güneş ışınları alıcı üzerine yansıtılmaktadır. Güneş enerjisi ısı transfer akışkanı ile toplanmakta, su buharı durumunda doğrudan ya da sekonder devreyle dolaylı olarak türbine gönderilmektedir. Yüksek direk normal ışınım (DNI) değerine sahip bölgelerde umut verici bir çözüm olmaktadır (Zhang, Baeyens, Degre ve Cacères, 2013).

Elektrik üretiminde geleneksel Rankine çevriminde iş akışkanı olarak su kullanımının pek çok dezavantajı vardır. Bunlar aşağıda ifade edilmektedir (Bao ve Zhao, 2013):

- Genleşme sürecinde yoğunlaşmanın engellenmesi için kızgın buhar oluşumuna ihtiyaç duyulmaktadır.

- Türbin kanatçıklarının zarar görme olasılığı yüksektir.
- Evaporatörde yüksek basınç oluşumu gerçekleşmektedir.
- Karmaşık ve pahalı türbin kullanılmaktadır.

Ancak düşük sıcaklıklardaki ısı, sınırlı değere sahip bir enerji biçimi olarak değerlendirilmektedir. Düşük ısı oldukça ucuz üretilmekte, fakat enerjinin diğer biçimlerine dönüştürülmesi oldukça zor olmakta ve genellikle bir prosesden dışarı atılmaktadır. Böyle durumlarda organik Rankine çevrimi (ORÇ) devreye girmektedir. Bu sistem yüksek basınçta düşük kaynama noktasına sahip iş akışkanını buharlaştırarak düşük sıcaklıktaki ısıyı elektriğe dönüştüren ve iş üreten bir teknolojidir (Wronski, 2015).

ORÇ sisteminin en önemli avantajlarından biri düşük sıcaklığa sahip ısı kaynağı olan uygulamalar için ideal bir yöntem olmasıdır. Jeotermal enerji, güneş enerjisi, biyokütle, endüstriyel atık ısı geri dönüşüm sistemi ve bunun gibi uygulamalar düşük ısı kaynaklarına örnek gösterilmektedir (Colonna, Casati, Trapp, Mathijssen, Larjola, Turunen-Saaresti ve Uusitalo, 2015).

Bu bağlamda yenilenebilir enerji kaynağı olan güneş enerjisi ve biyokütle enerjisi bu çalışmamızda hibrit olarak kullanılmıştır. Bu tez çalışmasında bir güneş enerjisi santralinde parabolik oluk kollektörü kullanılarak elde edilen termal enerjinin analizi yapılmıştır. Elde edilen termal enerji ile evaporatör kullanılarak iş akışkanının buharlaşması amaçlanmıştır. Buharın türbinden geçirilerek elektrik enerjisi elde edilmesi planlanmıştır.

İş akışkanı seçimi ORÇ için oldukça önemlidir. T-S diyagramına göre doyma eğrisi üzerinde akışkan üç farklı gruba ayrılmaktadırlar. Kuru akışkanlar, pozitif eğimli olup yüksek molekül ağırlığına sahiptir. Bu akışkanlara R113 ve Benzen örnek verilebilir. Islak akışkanlar, negatif eğimli olup düşük molekül ağırlığına sahiptir. Bu akışkana su örnek verilebilir. İzentropik akışkanlar ise neredeyse dik doyma eğrisine sahiptir. Bunlara R11 ve R12 örnek verilebilir (Hung, 2001).

ORÇ sistemi düşük ısı kaynaklı sistemlerin ısı geri kazanımı üzerine odaklandığı için, geleneksel Rankine çevrimindeki gibi kızgın buhar yaklaşımı uygun değildir. Bu yüzden ıslak akışkan grubu, türbinde iş üretiminden sonra büyük entalpi düşüşü gerçekleştirmekte ve doymuş faza dönüşerek akışkanın yoğunlaşması türbin kanatçıkları için zarara neden

olmaktadır. Kuru ve izentropik akışkan grubu kullanımında düşük entalpi düşüşü olması ile böyle bir problemin oluşması engellenmektedir (Hung, 2001).

Literatüre baktığımızda iyi bir iş akışkanında aranan özellikler aşağıdaki gibidir (Tchanche, 2010):

- Yüksek molekül kütleli olmalıdır.
- Kritik sıcaklık ve basınç şartlarına uyumlu olmalıdır.
- Kuru ya da izentropik doyma eğrisine sahip olmalıdır.
- Yüksek buhar/sıvı yoğunluğuna sahip olmalıdır.
- Verim ve güç açısından yüksek performans göstermelidir.
- Yüksek termal kararlılığa sahip olmalıdır.
- Orta seviyede evaporatör basıncı ile performans göstermelidir.
- Atmosfer basıncı üzerinde yoğuşma basıncı olmalıdır.
- Diğer materyallerle iyi uyum sergilemelidir.
- Çevreye zararsız ve güvenli olmalıdır.
- Maliyeti ucuz ve kolay bulunabilir olmalıdır.

Bu bağlamda araştırmamızda, işletme sıcaklık ve basınç değerinin kritik değerlerin altında olması, molekül ağırlığının yüksek olması, kuru tip iş akışkanı olması, güvenlik ve çevresel şartları sağlamasından dolayı N-pentan iş akışkanı seçilmiştir. Sistem, ısı kaynağı olarak 220 °C evaporatör giriş ve 130 °C evaporatör çıkış değerlerini sağlayacak şekilde tasarlanmıştır.

Bu tez çalışmasında Ankara iline kurulacak olan parabolik oluk kollektörlü güneş enerjisi sisteminden sağlanan termal enerji ile 5 MWe Kurulu güç üretimi ele alınmıştır. Sistemde ORÇ kullanılmıştır. Bu sistem için güneş enerjisi yansıtıcı yüzey toplam alanı belirlenmesi, sistemde kullanılan evaporatörün tasarlanması, kullanılan akışkanların kütsel debilerinin belirlenmesi ve buhar üretimi ile elektrik sağlanması amaçlanmıştır. Sistemin yıl boyunca tasarımdaki kurulu gücü vermesi için termal enerji depolama sistemi ve biyokütle destekli yakma sistemi ilave edilerek kullanılması planlanmıştır.



2. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

ORÇ sistemi kullanarak güç üretimi ile ilgili yurt içinde ve yurt dışında pek çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazılarında aşağıda yer verilmiştir.

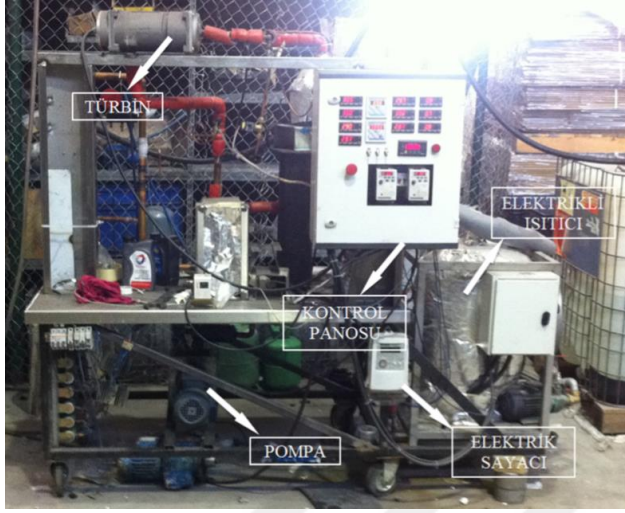
Umut SOYSAL (2017), “küçük ölçekli solar organik Rankine çevrimi ile güç üretimi analizi ve optimizasyonu” adlı yüksek lisans tezinde, İstanbul koşullarında güneş enerjisiyle çalışan ORÇ modellemesi yapmıştır. Akışkan olarak R245fa seçilmiş ve sistem ideal koşullarda 10 kW güç üretecek şekilde boyutlandırılmıştır. Değişen hava koşullarında sistem performansının nasıl etkilendiği araştırılmış, evaporator basınç artışının ve ısı enerjisi depolama tankının kullanımının verimi artırdığı sonucuna varılmıştır.

Abdulkadir KURBANOĞLU (2017), ”demir çelik sektöründe tav fırını atık ısısını ısı kaynağı olarak kullanan organik Rankine çevriminin termodinamik analizi” adlı yüksek lisans tezinde, demir çelik fabrikasındaki haddehane tav fırınının bacasından atmosfere atılan egzozun sıcaklığını kullanarak ORÇ ile çalışan bir sistemin tasarımı incelenmiştir. Toluen iş akışkanı kullanılmış olup enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. ORÇ sisteminin enerji verimi %21,76; ekserji verimi ise %46,02 hesaplanmış ve sisteme giren ekserjinin %53,98'inin kaybolduğu gözlemlenmiştir. Baca gazı ile yaklaşık 370 kW iş üretilebileceği ve yılda yaklaşık 3470 MWh elektrik elde edilebileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Hettiarachchi, Golubovic, Worek ve Ikegami (2007), tarafından yapılan “düşük sıcaklıklı jeotermal ısı kaynaklı ORÇ için en uygun tasarım parametrelerinin belirlenmesi” adlı çalışmada en ideal çevrim performansı ile ammonia, HCFC123, n-Pentan ve PF5050 iş akışkanları değerlendirilmesi yapılmıştır. İş akışkanının doğru seçiminin maliyeti oldukça etkilediği, ancak uygun olmayan seçimlerde iki kat maliyete neden olacağı sonucuna varılmıştır. Genleşmenin sonunda yaş buharının varlığı ve çok yüksek buharlaşma basıncının olması, düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynaklı uygulamalarda amonyak yüksek performans göstermesine rağmen kullanımını sınırladığı gözlemlenmiştir.

İbrahim GÜNAYDIN (2016), “1,5 kW gücündeki organik Rankine çevriminin parametrik tasarımı, termodinamik analizi, prototip imalatı ve testi” adlı yüksek lisans tezinde, reküperatörlü bir ORÇ sisteminin tasarımını, termodinamik analizleri, prototip sistem

imalatını ve testleri gerçekleştirmiştir. Şekil 2.1’de test düzeneğinin fotoğrafı gösterilmektedir. Farklı kaynak sıcaklıkları, farklı organik akışkanlar, farklı türbin izentropik verimleri, farklı aşırı kızdırma sıcaklığının verim üzerindeki etkisi incelenmiş, ısı kaynağı sıcaklığının artması, türbin izentropik veriminin artması ORÇ verimini artırırken, aşırı kızdırma sıcaklığındaki artışın verimi düşürdüğü sonucuna ulaşılmıştır.



Resim 2.1. ORÇ test düzeneğinin fotoğrafı (Günaydın, 2016).

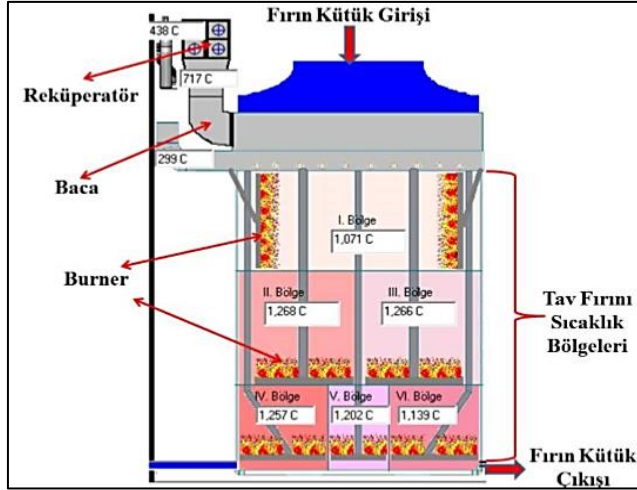
Quoilin, Orosz, Hemond ve Lemort (2011), “Lesotho bölgesindeki kırsal yaşam bölgesine elektrik sağlamak için kurulmuş ORÇ santralinin tasarımı ve performansının incelenmesi” üzerine çalışma yürütülmüştür. Sistem parabolik oluk kollektör, bir depolama tankı ve küçük çapta skrol türbinli ORÇ’den oluşmaktadır. Sistemin termodinamik performansının değerlendirilmesi yapılmıştır. İş akışkanları arasında karşılaştırma yapılmış ve en verimli akışkanın Solkatherm olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca R245fa akışkanının veriminin iyi olduğu ve daha küçük ekipman gerekliliğinden dolayı avantaj sağladığı sonucuna varılmıştır.

Emrah DEMİRTEKİN (2016), ”güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı yükselticisi ve organik Rankine çevrimi kullanılarak elektrik üretiminin incelenmesi” adlı yüksek lisans tezinde, düşük düz kollektör çıkış sıcaklıklarının absorpsiyonlu ısı yükselticisi ile yükseltilerek ORÇ sistemi ile çalıştırılmasını incelemiştir. Verimi etkileyen tasarım parametreleri incelenmiştir. 1 MW türbin gücüne göre tasarlanan ve ısıl depolaması olmayan sistemin yıllık elektrik üretiminin Ankara için 1907 MW-h, Antalya için 2117 MW-h olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Okan AĞIRKAYA (2015), “jeotermal enerji kaynaklı organik Rankine çevriminin modellenmesi ve analizi” adlı yüksek lisans tezinde, HFC-245fa çevrim akışkanı kullanılarak 140 °C sıcaklığa sahip jeotermal kaynaklı bir ORÇ sistemi tasarlanmıştır. Çevrim verimini arttırmak için yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığının azalmasını sağlayacak senaryo oluşturulmuştur. Kondenser soğutma suyu sıcaklığı anlık 2,5 °C azaltılarak 34 °C'den 31,5 °C'ye düşme durumunda santral veriminin % 14'den, % 14,26 'ya çıktığı sonucuna varılmıştır.

Bao ve Zhao (2013), tarafından yapılan “ORÇ santrali için iş akışkanı ve genleşme makinaları seçimi” adlı çalışmada, ORÇ için iş akışkanların ve genleşme makinalarının seçimleri gözden geçirilmiştir. İş akışkanının performansa etkisi, saf ve karışık iş akışkanlarının uygulamaları, en uygun çalışma akışkanını ve uygun genleşme makinesinin seçimi ile ilgili çalışma yapılmıştır. Seçim yapılırken çalışma koşulları, iş akışkanı özellikleri, ekipman yapıları ve çevre güvenliği şartları dikkate alınmıştır. Genleşme makinalarının seçiminde pek çok faktör gözlemlenmiştir. Güç kapasitesi, izentropik verimlilik, maliyet ve karmaşıklık gibi parametreler incelenmiştir.

Hüseyin YAĞLI (2014), “baca gazı atık ısı için organik Rankine çevrimi tasarımı ve ekserji analizi” adlı yüksek lisans tezinde, bir demir-çelik fabrikasındaki tav fırını egzoz gazı verileri incelenerek ORÇ akışkanı seçimi yapılmıştır. Şekil 2.2'de tav fırını gösterilmektedir. Tolüen akışkanlı ORÇ ile kıyaslandığında, aynı şartlar altında siklohekzan'ın daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. En fazla ısı kaybının yoğuşturucuda olduğu ve ısı eşanjörü kullanılmasının gerekliliği sonucuna varılmıştır.



Resim 2.2. Tav fırını kesit görüntüsü (Yağlı, 2014).

Alper ERGÜN (2014), "organik Rankine çevrimi prensibine göre çalışan bir jeotermal elektrik santralının termo ekonomik analizi" adlı doktora tezinde, Çanakkale ilinde bulunan jeotermal kaynaklı bir ORÇ santralının analizi yapılmıştır. Sistemin enerji ve ekserji verimleri 25 °C referans sıcaklıkta, sırasıyla % 12 ve % 49 olarak hesaplanmıştır. En yüksek enerji kaybı kondenserde; en yüksek ekserji kaybı ise buharlaştırıcıda tespit edilmiştir. Çevre sıcaklığının düşmesi üretilen gücün ve enerji-ekserji verimlerinin artmasına, jeotermal su sıcaklığının düşmesi ise üretilen net gücün ve buna bağlı olarak enerji-ekserji veriminin düşmesine neden olacağı belirlenmiştir.

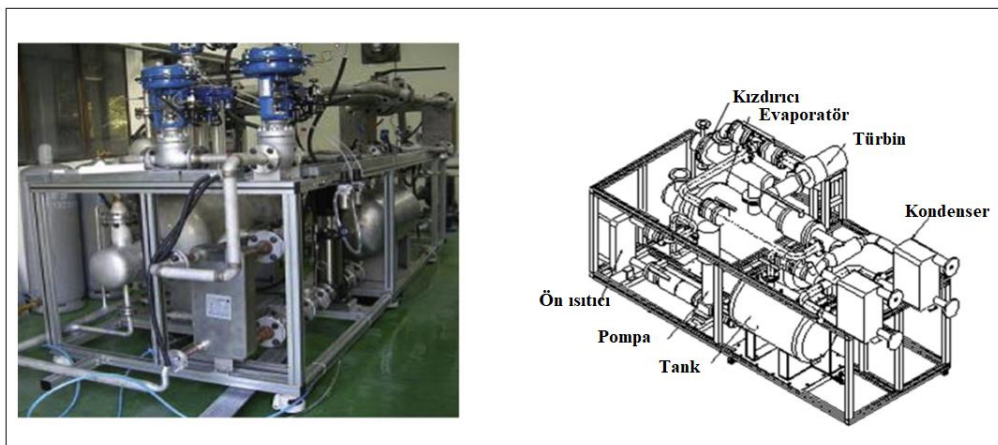
Liu, Chien ve Wang (2004), tarafından yapılan "atık ısı kaynaklı ORÇ santralinde iş akışkanının performans üzerine etkisi" adlı çalışmada, hidrojen bağı olan su, amonyak, etanol gibi ıslak akışkanların daha büyük buharlaşma entalpisine sahip olmaları nedeniyle ORÇ sistemine uygun olmadığı gözlemlenmiştir. Toplam ısı geri kazanım veriminin atık ısı kaynağının giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte artacağı ve daha düşük kritik sıcaklığa sahip iş akışkanının kullanımıyla azalacağı gözlemlenmiştir. Toplam ısı geri kazanım veriminin atık ısı giriş sıcaklığı ile yoğuşma sıcaklığı arasındaki uygun bir sıcaklıkta maksimum değer olabileceği sonucuna varılmıştır.

Tchanche, Papadakis, Lambrinos ve Frangoudakis (2009), tarafından yapılan "düşük sıcaklıktaki solar ORÇ için iş akışkanı seçimi" adlı çalışmada, birkaç akışkan üzerinde incelemeler yapılmıştır. Verimlilik, hacimsel debi, kütleli debi, basınç oranı, toksit özelliği, yanıcılık, ODP ve GWP gibi parametreler karşılaştırmada kullanılmıştır. 20 iş

akışkanı içerisinde, R134a iş akışkanının 90 °C sıcaklıktan düşük küçük ölçekli güneş uygulamaları için en uygun akışkan olduğu belirlenmiştir. R152a, R600a, R600 ve R290 iş akışkanlarının iyi performans gösterirken, güvenlik gereksinimine ihtiyaç duyulduğu ve yanıcılık özelliklerinin olduğu belirlenmiştir.

Yamamoto, Furuhashi, Arai ve Mori (2001), tarafından yapılan “ORÇ santralini dizaynı ve testi” adlı çalışmada en uygun çalışma koşullarını tahmin etmek için çevrimin sayısal simülasyon modeli yapılmıştır. Bu çalışma için deneysel bir cihaz yapılmıştır. Sayısal simülasyona göre, HCFC-123'ün sudan daha yüksek türbin gücü sağladığı önerilmiştir. Eğer düşük gizli ısıya sahip bir iş akışkanı kullanılırsa, türbin girişindeki doymuş buharın iyi çalışma şartı vereceği görülmüştür. Deneysel sonuçlarına göre, HCFC-123 çevrim performansını büyük ölçüde iyileştirdiği ve bu çalışmada deneme amaçlı kullanılan türbinin iyi performans sağladığı sonucuna ulaşılmıştır.

Kang (2012), tarafından yapılan” R245fa iş akışkanı ile radyal türbin kullanılarak elektrik enerjisi üretimi sağlayan ORÇ santralini tasarımı ve deneysel çalışması” adlı çalışmada, yüksek hızlı senkron jeneratör ile doğrudan bağlantılı bir radyal türbin tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Şekil 2.3'te ORÇ sisteminin fotoğrafı ve şematik gösterimi yer almaktadır. Çalışmada R245fa iş akışkanı kullanılmış olup çevrimin çalışma koşulları ve çevresel karakteristik özellikleri incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmada çalışma koşullarına göre çevrim ve türbin verimi, elektriksel güç değerleri incelenmiş ve çevrim performansını etkileyen parametreler üzerinde durulmuştur. Maksimum ortalama çevrim verimi, türbin verimi ve elektrik güç değeri sırasıyla %5,22, %78,7 ve 32,7 kW bulunmuştur.



Resim 2.3. ORÇ sistemi fotoğrafı ve şematik gösterimi (Kang, 2012).

Literatür incelendiğinde ORÇ alanında yapılan araştırmaların güneş enerjisi, atık ısı ve jeotermal kaynaklı çalışmalar olduğu görülmektedir. Ancak hibrit çalışmaların eksik olduğu belirlenmiştir. Bu bağlamda evre dostu ve yenilenebilir enerji kaynakları olan güneş enerjisi ve biyokütle yakma sisteminin ortak ele alındığı hibrit bir ORÇ çalışmasının yapılmasına karar verilmiştir. Bu alışma kapsamında elde edilen araştırma sonuçlarının literatüre ve bu alanda çalışma yapacaklara katkı sağlayacağı düşünmektedir.

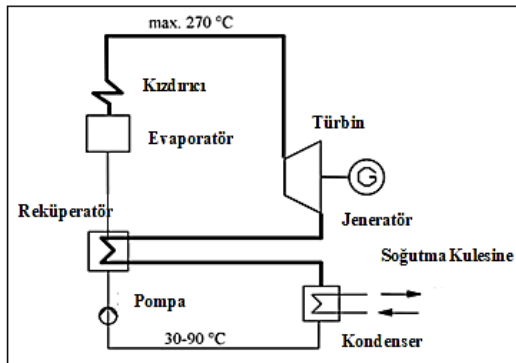


3. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ İLE GÜÇ ÜRETİMİ

Termodinamik güç çevrimleri genellikle kapalı çevrim sistem olarak çalışmakta olup Brayton ve Rankine çevrimleri en yaygın kullanılan çevrimlerdir (Feher, 1968). Bu çalışmada düşük sıcaklıktaki ısı kaynağına sahip organik Rankine çevrimi üzerine araştırma yapılmış ve bilgiler verilmiştir.

3.1. Organik Rankine Çevrimi

ORÇ sistemi akışkan olarak su buharı yerine organik iş akışkanı kullanılarak büyük çapta ısı enerjisini mekanik ya da elektrik gücüne dönüştürmenin en önemli yollarından birisidir. Son yıllarda düşük enerji ve sıcaklık seviyesindeki ısı atıklarının enerji üretim sürecinde kullanılmasına olanak sağlamasıyla birlikte oldukça popüler olmuştur. Çevrimi oluşturan sistemin ana elemanları incelendiğinde ısıl enerjinin sağlanarak iş akışkanının buharlaştırıldığı yer olan evaporatör, iş akışkanının genişlemesinin sağlandığı türbin, iş akışkanının türbin çıkışından sonra yoğunlaştırıldığı yer olan kondenser ve iş akışkanının tekrar evaporatöre iletimini sağlayan pompadan oluşmaktadır. ORÇ sisteminin şematik gösterimi Şekil 3.1’de gösterilmiştir (Schuster, Karellas, Kakaras ve Spliethoff, 2009).

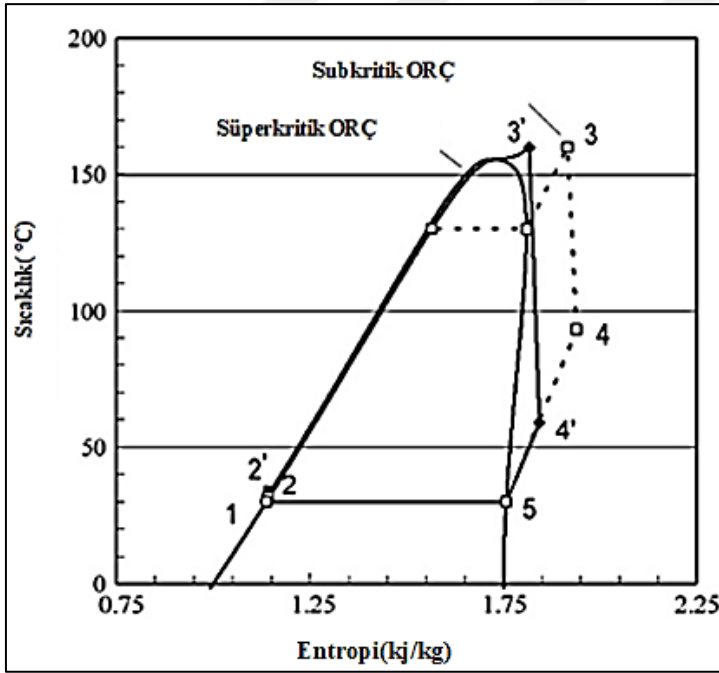


Şekil 3.1. ORÇ şematik gösterimi (Schuster ve diğerleri, 2009: 27).

Rankine çevriminde genellikle iş akışkanı olarak su kullanılmaktadır. Suyun termodinamik özellikleri incelendiğinde yüksek kaynama noktasına sahip olması (100°C), yüksek kritik noktalarına (374°C sıcaklık ve 22,4MPa basınç) sahip olması, küçük molekül ağırlığına (18kg/kmol) sahip olması, kararlı yapısı, düşük viskozite özelliği, yüksek özgül ısı değeri (4,18 kJ/kgK), ucuz olması, çevrede kolay bulunması, zehirsiz ve çevreye olumsuz

etkisinin olmaması gibi özellikler suyun avantajlı bir iş akışkanı olduğunu göstermektedir (Tchanche, Lambrinos, Frangoudakis ve Papadakis, 2011).

Fakat iş akışkanı olarak su buharı kullanımının pekçok dezavantajı vardır. Çevrimde buharın yaklaşık 600°C sıcaklığa kadar kızgın buhar haline dönüştürülmesi ve bu sayede türbinde genişleme sürecinde yoğuşma reaksiyonunun engellenmesi gerekmektedir. Aksi takdirde türbin kanatçıklarında erozyon oluşumu gerçekleşecektir. O yüzden iş akışkanı olarak su buharı kullanılması için yüksek sıcaklıktaki uygulamalar ve büyük kapasiteli sistemler tercih edilmelidir. Şekil 3.2’de görüldüğü üzere sistemin sıcaklık ve basınç değerleri düşük ise (<400°C) organik iş akışkanı kullanımı daha verimli olacaktır. Ayrıca evaporatör ile kondenser arasındaki sıcaklık farkı az olduğu zaman basınç düşümü de az olacaktır. Bu durumda çevrimde sadece tek kademeli genişlemeye gereksinim duyulacağından bakım ve ilk yatırım maliyeti açısından küçük ve orta ölçekli uygulamalarda daha basit ve ekonomik türbin kullanımı uygun olacaktır (Andersen ve Bruno, 2005).



Şekil 3.2. ORÇ sistemi T-S diyagramı (Schuster, Karellas ve Aumann, 2010: 1034).

ORÇ sistemi güneş enerjisi, jeotermal enerji, biyokütle, endüstriyel atık ısı gibi düşük ısı kaynağı olan sistemlerde kullanılmaktadır. Bu çalışmada güneş enerjisi ve biyokütle yakılarak hibrit bir sistem ile çalışan ORÇ sistemi termodinamik ve ekonomik analizi yapılmıştır.

3.2. Organik Rankine Çevrimi Uygulamaları

ORÇ sistemi kullanılan enerji kaynağının türüne göre çeşitlilik göstermektedir. Aşağıda farklı ısı kaynağı ile çalışan ORÇ sistemlerin çalışma sistemleri hakkında bilgi verilmektedir.

3.2.1. Güneş enerjili termik güç santrali

Güneş enerjisi kolektörleri, güneş ışınlarını toplayan ve bunları faydalı enerjiye dönüştüren bir çeşit ısı değiştiricilerdir. Herhangi bir güneş enerjisi santralının en önemli elemanı güneş kolektörüdür. Gelen güneş ışınlarını absorbe eden, ısıya dönüştüren ve bu ıyı kolektör yardımıyla akan bir akışkana (genellikle hava, su veya yağ) aktaran bir cihazdır. Bu şekilde toplanan güneş enerjisi ya doğrudan sıcak suya ya da ısıl enerji depolama tankına aktararak gece ya da bulutlu günlerde kullanılabilir. İki çeşit güneş kolektörü vardır. Bunlar düzlemsel tip kolektör ve yoğunlaştırılmış tip kolektör şeklindedir. Düzlemsel güneş kolektörü güneş ışınlarını yakalamak ve absorbe etmek için odak noktasına odaklanma gerçekleştirmez. Fakat güneş takipli yoğunlaştırılmış güneş kolektöründe iç bükey yansıtıcı yüzey sayesinde güneş ışınları yakalanır ve küçük bir alana odaklanma sağlanmaktadır. Bu sayede daha fazla güneş ışını elde edilebilmektedir. Çizelge 3.1’de güneş kolektörlerinin kapsamlı listesi verilmektedir (Kalogirou, 2004).

Çizelge 3.1. Güneş kolektörü kapsamlı listesi (Kalogirou, 2004: 241).

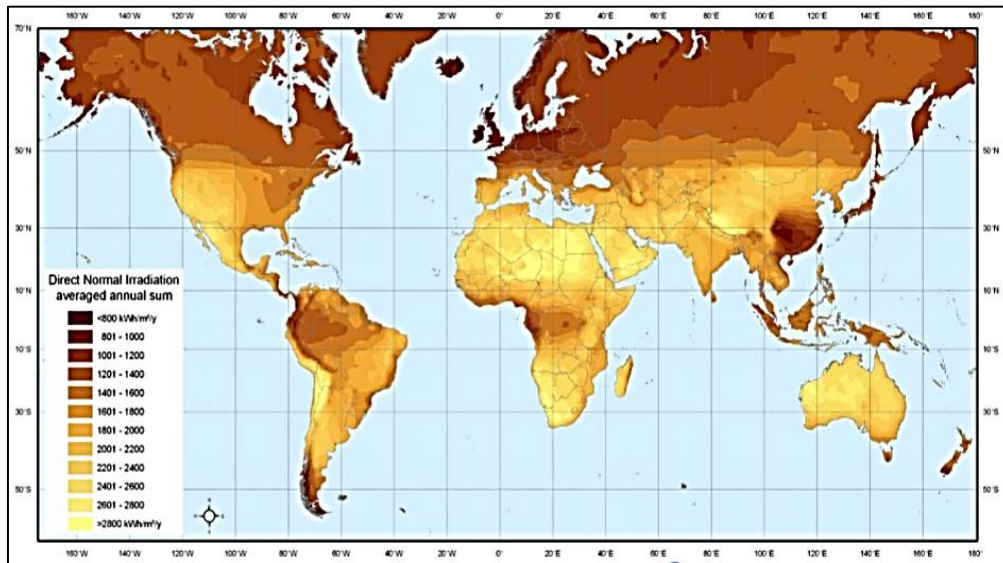
Hareket	Kolektör Tipi	Absorbe Tipi	Yoğunlaştırma Oranı	Belirleyici Çalışma Sıcaklığı (°C)
Düzlemsel	Düz Plakalı Kolektör	Düz	1	30-80
	Boşaltılmış Borulu Kolektör	Düz	1	50-200
	Birleşik Parabolik Kolektör	Borulu	1-5	60-240
Tek Eksenli Takip	Doğrusal Fresnel Yansıtıcı	Borulu	10-40	60-250
	Parabolik Oluk Kolektör	Borulu	15-45	60-300
	Silindirik Oluk Kolektör	Borulu	10-50	60-300
Çift Eksenli Takip	Parabolik Çanak Kolektör	Noktasal	100-1000	100-500
	Heliostat Ayna Kolektör	Noktasal	100-1500	150-2000

CSP teknolojisi Dünya’da oldukça fazla uygulanmış bir sistemdir. Ticari kullanımlar için ortaya çıkan en yeni güneş enerjisi santralının teknolojisi heliostat yansıtıcılar olup güneş kulesinde kullanılmaktadır. 10MW Solar One (1981) ve Solar Two (1995) ilk örnekleri olup Kaliforniya’daki Mojave Çölü’nde kurulmuştur. İspanya’daki 11MW’lık PS10, 20MW’lık PS20 ve Kaliforniya’daki 5MW’lık Sierra SunTower güncel santrallerdir. CSP sisteminde doğrusal fresnel yansıtıcı kullanılarak kurulan sistemlere örnek olarak 2009

yılına Mart ayında Alman firması Novatec Biosol'un kurmuş olduğu 1,4MW'lık PE1 gösterilmektedir. Bu projeden ilham alınarak tasarlanan 30MW'lık PE2 İspanya'da kurulmuştur. Kaliforniya'da kurulan 5MW'lık Kimberlina güneş enerji santrali de son zamanlarda tamamlanmıştır (Barlev, Vidu ve Stroeve, 2011).

CSP uygulamaları özellikle İspanya'da ve Amerika'da oldukça yer almaktadır. Parabolik oluk yansıtıcılar güneş enerjisi ile çalışan elektrik üretim santralleri veya proses ısısı uygulamaları için 400 °C sıcaklığa kadar ısı üreten en gelişmiş güneş enerjisi teknolojisidir. Bu tip sistemlerin en büyük uygulaması, toplam kurulu gücü 354MWe olan Güney Kaliforniya'da yer alan Güneş Enerjisi Üretim Sistemi (SEGS) olarak bilinmektedir. Bu sisteme başka bir önemli uygulama deneysel amaçlar için kurulmuş olan Güney İspanya'daki Plataforma Solar de Almeria (PSA)'da kurulmuş olup toplam kurulu gücü 1,2MW'a eşittir (Kalogirou, 2004).

CSP santrallerinin yukarıda belirtilen örnekleri incelendiğinde belli bölgelere kurulması gerektiği anlaşılmaktadır. Harita 3.1'de yıllık m^2 başına düşen ortalama güneş radyasyonu miktarları gösterilmektedir. CSP sisteminin kurulacağı yer için ortalama m^2 başına düşen güneş radyasyon miktarının 1800 kWh- m^2 /yıl üzerinde olan yerler daha ekonomik olmaktadır. 2500-2700 kWh- m^2 /yıl düşen güneş radyasyon miktarı ile Barstow, USA ve 1850-2000 kWh- m^2 /yıl düşen güneş radyasyon miktarı ile Almeria, İspanya örnek verilmektedir (Müller-Steinhagen ve Trieb, 2004).

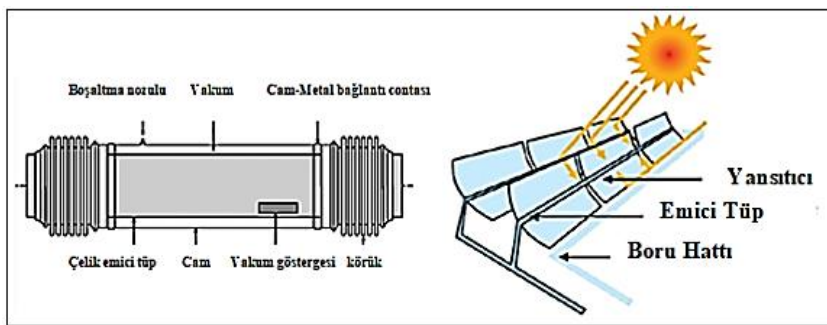


Harita 3.1. Dünya güneş enerjisi haritası (Trieb, 2009: 2).

Güneş enerjisi santrali sistem tasarımında kollektörün yapısını oluşturan yansıtıcı yüzey ve emici tüp seçimi oldukça önemlidir. Aşağıda seçim parametreleri ve özellikleri incelenmiştir.

Parabolik oluk kollektör:

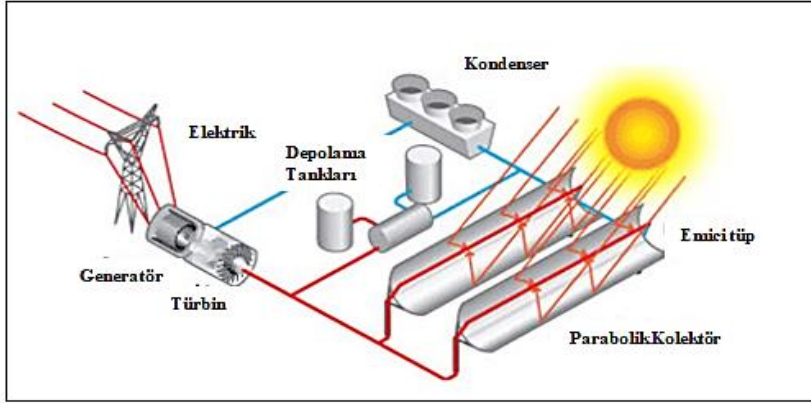
Parabolik oluk kollektör, tasarım olarak hafif ve nispeten yüksek verimlilik özellikleri göstermektedir. Parabolik oluk kollektör sistemi, yansıtıcı özelliği olan bir levhadan oluşmaktadır. Bu yüzey parabolik şekilde bükülmüş olup gümüş renkli akrilik bir yapıya sahiptir. Bu yapıdaki levhalar daha uzun oluk oluşturmak için bir araya getirilmektedir. Bu modüller iki taraftan kaide ile yere monte edilmektedir. Uzun ve parabolik şekilli modüllerin üzerine güneşten gelen ışınların odaklanması için doğrusal bir emici tüp monte edilmiştir. Emici tüp genellikle siyah metal boru olup konveksiyon ile ısı kaybını azaltmak için cam boru içine monte edilmiştir. Metal tüpün yüzeyi seçici bir kaplama ile örtülüdür. Bu sayede hem daha yüksek miktarda güneş ışını absorbe etme özelliği kazanılmış hem de atmosfere güneş ışınlarının daha düşük miktarda yayılımı gerçekleşmektedir. Cam tüp geçirgenlik oranını arttırmak için anti-reflekte kaplama ile kaplanmıştır. Cam tüp ile metal tüp arasında vakum oluşturularak ısı kaybı azaltılmış ve sistem verimi artırılmıştır (Barlev ve diğerleri, 2011). Şekil 3.3'te parabolik oluk kollektör ve emici tüp yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Parabolik oluk kollektörü ve emici tüp yapısı (Zhang ve diğerleri, 2013: 469).

Parabolik oluk kollektöründen odaklanan güneş ışınları, üzerinde bulunan doğrusal bir emici tüp sayesinde ısı transfer akışkanına aktarılmaktadır. Absorbe edilen termal enerji ya elektrik üretim sistemine ya da depolama sistemine gönderilmektedir. Parabolik oluk kollektörü sistemindeki ısı transfer akışkanı olarak genellikle su ya da yağ

kullanılmaktadır. Yüksek kaynama noktası ve nispeten düşük uçuculuk özelliğinden dolayı genellikle yağ tercih edilmektedir (Barlev ve diğerleri, 2011).



Şekil 3.4. Parabolik oluk kollektörlü güneş enerjisi çalışma sistemi şeması (Mendelsohn, Lowder ve Canavan, 2012: 5).

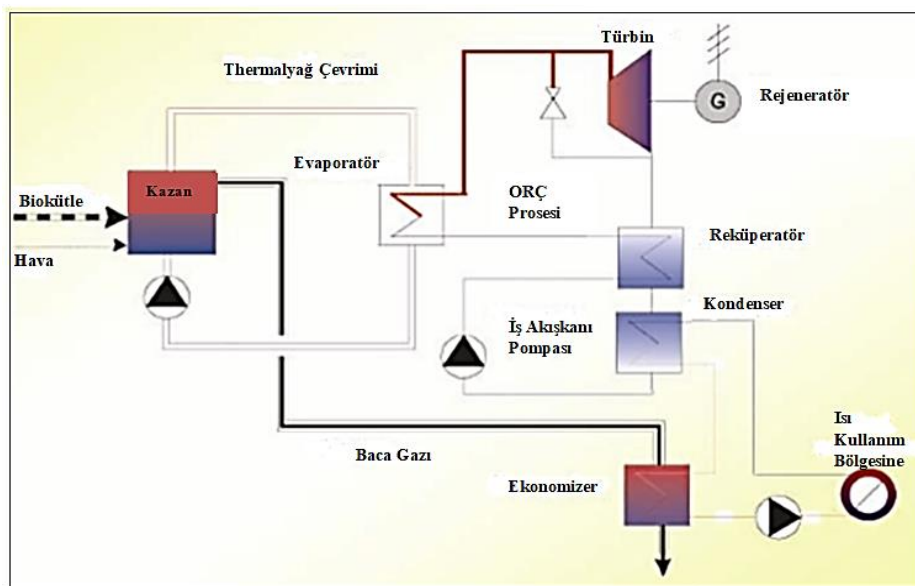
Şekil 3.4'te parabolik oluk kollektörüne sahip bir güneş enerjisi sisteminin çalışma sistemi şematik olarak gösterilmiştir. Isı transfer akışkanı olarak sentetik yağlar, ergimiş tuzlar ya da buhar kullanılmakta ve bunlar emici tüp içerisinde hareket ederken güneş ışınlarından ısıyı absorbe etmektedirler. Sistemde kullanılan farklı ısı transfer akışkanlarının avantajları ve dezavantajları vardır. Sentetik yağlar gece ve bulutlu günlerde daha düşük sıcaklıklarda viskozite özellik gösterirken ısı transferi süresince verimlerini kaybederler. Öte yandan, ergimiş tuz düşük sıcaklıklarda katılaşma özelliğinden dolayı oldukça yüksek verimli bir ısı transfer ortamıdır. Ne sentetik yağlar ne de ergimiş tuzlar doğrudan bir türbini kullanmamaktadır. Bu nedenle suyu buhar haline dönüştürmek ve buhar türbinini döndürmek için ısı eşanjörleri kullanılmaktadır. Buharı doğrudan ısı transfer akışkanı olarak kullanmak avantajlı olup ısı eşanjörüne ihtiyaç duyulmamaktadır. Bununla birlikte, yeterince yüksek sıcaklıklara ulaşamadığı için diğer ısı transfer akışkanlarına göre çok verimli değildir (Mendelsohn, Lowder ve Canavan, 2012).

3.2.2. Biyokütle kaynaklı termik güç santrali

Biyokütle dünya genelinde petrol, kömür ve doğalgazdan sonra dördüncü sırada gelen bir enerji kaynağıdır. Ancak organik maddelerin enerji kullanımı, düşük enerji yoğunluğu, tedarik zincirinin karmaşıklığı (genellikle organik maddenin gıda ve malzeme olarak ana kullanımı olduğundan) ve yüksek emisyon miktarlarından dolayı sınırlı olmaktadır.

Organik atıkların yüksek verimli mikro-kojenerasyon tesislerinde hammadde olarak kullanılması enerji kaynağı olarak biyokütle kullanımıyla ilişkili dezavantajları çözmektedir. Kullanılacak ham maddenin seçimi için dikkate alınması gereken ilk ölçüt biyokütlenin önemli ölçüde (t/yıl) yer yeryüzünde bulunmasıdır. Ayrıca enerji dönüşüm sistemlerinde kullanılacak yakıtların alt ısıl değerlerinin de yüksek olması tercih edilmektedir. Bu yüzden düşük nem oranına sahip biyokütle tercih edilmektedir. EK-1’de biyokütle yakıtlarının fiziksel parametreleri gösterilmektedir. En uygun biyokütle, yeryüzünde rezervi çok olan, iyi fiziksel özelliklere (düşük su içeriği ve yüksek yığın yoğunluğu) ve iyi kimyasal özelliklere (yüksek kalori değeri, yüksek uçucu maddeler, düşük kül, düşük klor ve kükürt içeriği) sahip olmalıdır (Bocci, Sisinni, Moneti, Vecchione, Di Carlo ve Villarini, 2014).

Günümüzde ORÇ sistemi ile çalışan biyokütle yakma sistemleri kurulmuş olup ısı veya güç üretmektedir. Stadtwärme Lienz Austria 1000kWel, Sauerlach Bavaria 700kWel, Toblach South Tyrol 1100kWel, Fußach Avusturya 1500kWel örnek verilmektedir. Şekil 3.5’de sistem şematik olarak gösterilmektedir. ORÇ sürecinin elektriksel etkinliği % 6 - % 17 arasındadır. Bu verimlilik kazanın maksimum ısı geri kazanım ve termal verimliliğiyle bağlantılıdır. Biyokütle yakılması durumunda, termal yağ, ısıyı yanma odasından organik iş akışkanına aktarmaktadır. Bu nedenle, sistemin verimliliği hesaplandığında, termal yağ kazanın kazan verimliliği de dikkate alınmalıdır (Schuster ve diğerleri, 2009).



Şekil 3.5. Biyokütle ile çalışan ORÇ sistemi şematik gösterimi (Dong, Liu ve Riffat, 2009: 27).

3.3. Isı Enerjisi Depolama Sistemleri

Yıl boyunca güneş enerjisi miktarı değişkenlik göstermektedir. Gün içerisinde enerji tüketimi ile güneş enerjisi birbirini karşılayabilmekte fakat gece vakti enerji kullanımı farklı çözümlere ihtiyaç duymaktadır. Mevsimler ve günlük hava değişiklikleri elde edeceğimiz güneş enerjisi miktarını etkilemektedir. Bu yüzden yıl boyunca verimli bir şekilde güneş enerjisi santrali çalıştırmak için güvenilir bir enerji depolama metoduna ihtiyaç duyulmaktadır. Güneş enerjisinden gelen enerji miktarını sürekli korumak için çeşitli enerji depolama sistemleri kullanılmaktadır. İlk depolama kısa vadeli depolama olup gün içerisinde toplanan fazla güneş enerjisi gece saatlerinde kullanılmak üzere depolanmaktadır. İkinci depolama ise uzun vadede depolama olup bahar ve yaz aylarında toplanan fazla enerji kış aylarında oluşan güneş ışını miktarındaki küçük dalgalanmaları karşılamak için kullanılmaktadır. Isıl enerji depolama üç ana gruba ayrılmaktadır (Barlev ve diğerleri, 2011):

- Duyulur ısı depolama.
- Gizli ısı depolama.
- Kimyasal depolama.

Bu tez çalışmasında duyulur ısı depolama sistemleri incelenmiştir. Duyulur ısı depolama sistemi, ısı depolama malzemesinin sıcaklığındaki değişim ile depolama gerçekleştirmektedir. Isı depolama malzemesi olarak sıvı, katı ve sıvıyla katının beraber olduğu hibrit malzemeler kullanılabilir (Barlev ve diğerleri, 2011).

Malzemedeki depolanan enerji miktarı eşitlik 3.1’de ifade edilmektedir (Gil, Medrano, Martorell, Lázaro, Dolado, Zalba ve Cabeza, 2010).

$$Q = \rho \cdot C_p \cdot V \cdot \Delta T \quad (3.1)$$

Q = Depolanan enerji miktarı (J)

ρ = Malzemenin yoğunluğu (kg/l)

C_p = Malzemenin özgül ısı değeri (J/kgK)

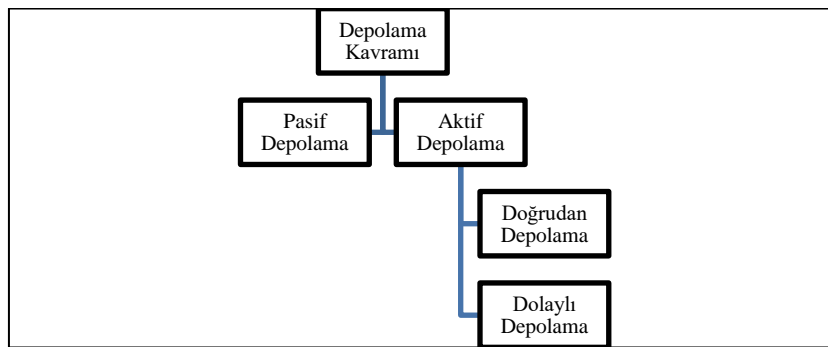
V = Depolama malzemesinin hacmi (l)

ΔT = Çalışma sıcaklık aralığı (K)

Sistemi oluşturan elemanlar depolama malzemesi, tank ve giriş/çıkış bölümleridir. Tankın görevi depolama malzemesini muhafaza etmek ve ısı kaybını engellemektir. Tank boyunca termal gradyan oluşması istenilen bir durumdur (Gil ve diğerleri, 2010: 33).

Duyulur ısı depolama katı ya da sıvı olabilmektedir. Katı malzemeler genellikle dolgulu yatak içerisinde kullanılmakta ve ısı transferi için akışkana ihtiyaç duyulmaktadır. Akışkan sıvı olduğu zaman, dolgulu yatak içerisindeki katının ısı kapasitesi ihmal edilmemektedir. Bu sisteme çift depolama sistemi denilmektedir. Termal tabakalaşma oluşması bu sistemin avantajıdır. Bu sistemin bir diğer avantajı ise kaya, kum ve beton gibi pahalı olmayan katı malzemelerin kullanılmasıdır. Yüksek özgül ısı değeri, iyi mekanik özelliği (örnek=basınç dayanımı), termal genleşme katsayısı (çelik boruların özelliğine yakın), termal yükü çevirmek için yüksek mekanik dayanıma sahip olmalarıdır. Beton ısındığında dayanım, özgül ısı değeri ve ısı iletkenliğindeki azalma sorunları betona ilave güçlendirme ya da katkı maddesi katılarak azaltılabilmektedir. Sıvı depolama malzemeleri [genellikle ergimiş tuz (korozyon problemi), mineral yağlar ve sentetik yağlar (pahalı bir malzeme)] sıcak ve soğuk akışkan arasında yoğunluk farkından dolayı doğal termal tabakalaşma sağlamaktadır. Sıcak akışkan tankın üst kısmından sisteme gönderilir ve soğuk akışkan alt kısmından geri gönderilir ya da akışkanın sıcaklığına göre uygun seviyede tanka girmesi bazı mekanizmalarla sağlanarak, akışkanların karışması engellenmektedir (Gil ve diğerleri, 2010: 33). Katı ve sıvı duyulur depolama malzemelerinin temel özellikleri EK-2 ve EK-3'de gösterilmektedir.

Şekil 3.6'da gösterildiği üzere duyulur depolama sistemi aktif ve pasif depolama sistemi olarak ikiye ayrılmaktadır. Aktif depolama sistemi ise doğrudan ya da dolaylı depolama sistemi olarak ikiye ayrılmaktadır.



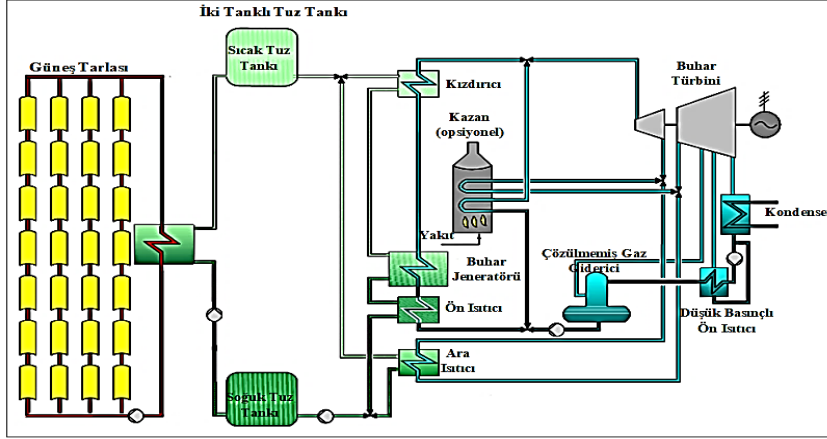
Şekil 3.6. Depolama kavramına göre depolama sistemi (Gil ve diğerleri, 2010:33).

Aktif depolama sisteminde eğer ısı depolama malzemesi sıvı ise doğrudan depolama yöntemi uygulanmaktadır. Isı depolama akışkanı aynı zamanda ısı transfer akışkanı olarak da kullanılmaktadır. Emiciler vasıtasıyla güneş ışınları absorbe edilir ve daha sonra izole edilmiş ısı enerji depolama tankında depolanmaktadır. Mineral yağ, sentetik yağ, silikon yağı, nitrat, nitrit, karbonat tuzu ve sıvı sodyum depolama malzemesi olarak kullanılmaktadır. Duyulur ısı depolama sisteminde ergimiş tuz yüksek yoğunluk, düşük buhar basıncı, yüksek özgül ısı değeri, düşük fiyat ve düşük kimyasal reaktivite özelliği ile ön planda olan bir depolama malzemedir (Barlev ve diğerleri, 2011).

Aynı anda hem ısı transfer akışkanı hem de depolama malzemesi olarak ergimiş tuz ya da buhar kullanılması pahalı bir ısı değiştirici ihtiyacını ortadan kaldırmaktadır. Bu durum mevcut ısı transfer akışkanlarına oranla daha yüksek sıcaklıklara çıkma imkânı sağlamaktadır. Bu kombinasyon enerji depolama sistemi maliyetini büyük ölçüde azaltmakta ve elektrik üretim maliyetini düşürmektedir. Fakat 120 °C - 200 °C sıcaklık aralığında gece kullanımlarında boru içerisinde ergimiş tuzun donma ihtimalinden dolayı gerekli önlemler alınmalıdır (Gil ve diğerleri, 2010: 34).

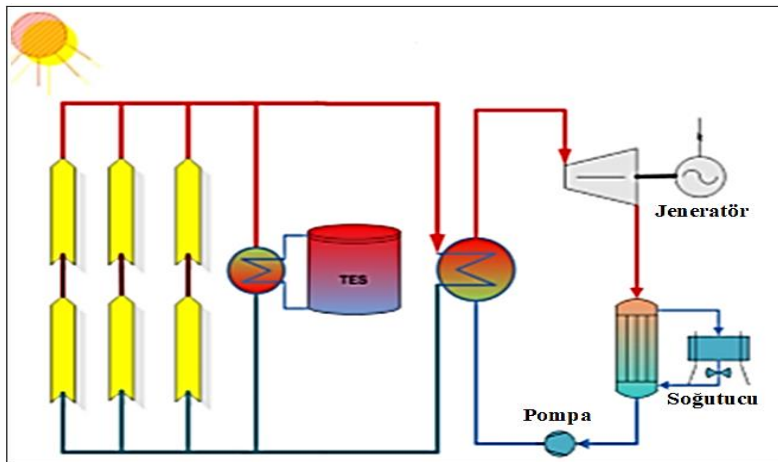
Diğer taraftan aktif depolama sisteminde güçlendirilmiş beton, katı tuz (NaCl), silika ateş tuğlası gibi katı duyulur ısı depolama malzemeleri için dolaylı depolama yöntemi uygulanmaktadır. Bu sistemde ısı transfer akışkanı, emiciler vasıtasıyla, güneş ışınlarını absorbe eder, toplar ve ısı depolama tankına gönderir. Daha sonra ısı transfer akışkanı, ısı depolama malzemesiyle temas ederek ısının konveksiyonla aktarılmasını sağlamaktadır (Barlev ve diğerleri, 2011).

Aktif dolaylı depolama sistemi hem iki tanklı hem de tek tanklı tasarlanmaktadır. İki tanklı sistemde ısı transfer akışkanıyla depolanan malzeme farklıdır. Bu sistemde enerji, ısı transfer akışkanı ile doğrudan depolanmamakta ve ikinci bir akışkan (genellikle yağ) kullanılmaktadır. Isı transfer akışkanındaki ısı, eşanjör vasıtasıyla ikinci bir akışkana transfer edilmekte ve depolanmaktadır. Şekil 3.7’de aktif dolaylı depolama sistemi şematik olarak gösterilmektedir. Çalışma prensibinde, güneş kolektörlerinden ısıyı absorbe eden termal yağ, ısı eşanjörüne gönderilmektedir. 391 °C sıcaklığa sahip termal yağ, ısının nitrat tuzunu aktararak sıcaklığını 298 °C’ye düşürmekte, nitrat tuzu ise sıcaklığını 291°C’den 384 °C’ye yükseltmekte ve sıcak tank içerisinde depolanmaktadır (Gil ve diğerleri, 2010: 34-35).



Şekil 3.7. Aktif dolaylı iki tanklı depolama sisteminin şematik gösterimi (Herrmann, Geyer ve Kearney, 2002: 15).

Bir diğer aktif dolaylı depolama sistemi tek tanklı sistemdir. Bu sistemde bir tane tank kullanılmaktadır. Sıcak ve soğuk akışkan aynı tank içerisinde yer almaktadır. Şekil 3.8’de sistem şematik olarak gösterilmektedir. Güneş kollektöründe sıcaklığı yükselen ısı transfer akışkanı ile termal depolama akışkanı arasında, ısı eşanjörü sayesinde ısı transferi gerçekleşmektedir. Dolgu malzemesi (kaya ve kum) kullanılarak depolamaya fayda sağlanmaktadır. Hem tek tank kullanılması hem de ucuz dolgu malzemesi kullanılmasından dolayı, iki tanklı sisteme göre % 35 daha ucuz bir sistem olacaktır. Fakat ısı eşanjörü sistemin performansını düşürmekte ve ilave maliyet oluşturmaktadır. Isı transfer akışkanının maliyetinin, depolama malzemesinin maliyetinin çok üstünde olması, ısı eşanjörünün getirdiği ek maliyetin yanında daha etkili rol oynamaktadır (Ma, Glatzmaier ve Mehos, 2014).



Şekil 3.8. Aktif dolaylı tek tanklı depolama sisteminin şematik gösterimi (Ma ve diğerleri, 2014: 31014-3).

3.4. Organik İş Akışkanı Seçim Parametreleri

Geleneksel Rankine çevriminde elektrik üretimi için pek çok uygulamada iş akışkanı olarak su kullanılmaktadır. Fakat su kullanıldığı durumlarda buharın yaklaşık 600°C sıcaklığa kadar kızgın buhar haline dönüştürülmesi gerekmektedir. Çünkü türbinde genişleme sürecinde yoğunlaşma reaksiyonu oluşmakta ve türbin kanatçıklarında erozyon oluşumu gerçekleşmektedir. Bu durum suyun termodinamik özelliğinden kaynaklanmaktadır. Alternatif iş akışkanının araştırılması özellikle daha düşük sıcaklıklarda çalışan sistemlerde ya da daha düşük ısı kaynağına sahip (<400°C sıcaklık) uygulamalarda kızgın buhar zorunluluğunun önüne geçebilir ve organik iş akışkanı, sistemi verimli hale getirebilmektedir. Ayrıca çevrimde kullanılan türbin çok kademeli genişleme yerine sadece tek kademeli genişlemeye gereksinim duyabileceğinden bakım ve ilk yatırım maliyeti açısından daha basit ve ekonomik türbin kullanımı uygun olacaktır (Andersen ve Bruno, 2005).

Akışkan olarak su kullanımının aksine türbinin sonunda genişleme, çoğu organik akışkanlar için ıslak buhar rejiminde olmadığından ve yoğuşma sıcaklığı üzerinde gaz fazında olduklarından ilave ısı eşanjörü verimi artırmak için kullanılmaktadır. Ayrıca yüksek basınçlarda su kullanımı yüksek verim sağlamanın yanı sıra artan güvenlik önlemleri gerektirdiğinden küçük güç santralleri için ekonomik değildir (Drescher ve Brüggemann, 2007).

Yukarıda belirtildiği üzere ORÇ sistemin ekonomik ve performanslı olması için kullanılacak iş akışkanının termodinamik özelliklerinin detaylı araştırılması gerekmektedir. Aksi takdirde kötü seçim düşük verim ve yüksek maliyete sebep olabilmektedir. Bu durum sistem tasarımında iş akışkanını doğru seçmenin ne kadar önemli bir süreç olduğunu göstermektedir. Düşük sıcaklıkta çalışan ORÇ sisteminde uygun iş akışkanının seçilmesi için aşağıda belirtilen parametreler incelenecektir.

3.4.1. Organik Rankine çevriminde kullanılan iş akışkanları

İş akışkanlarının tarihi mekanik yolla buhar sıkıştırırmalı soğutmanın tanıtılmasına dayanmaktadır. İş akışkanlarında 1830-1930 yılları arasında, birincil nesil olanlar, CO₂, NH₃, SO₂, HCOOCH₃, HCs, H₂O, CCl₄, CHCs gibi akışkanlar kullanılmaktaydı. Fakat kritik değerler ve özel seçimlerden ziyade, o dönemde çalışan her şeyi kullan mantığı

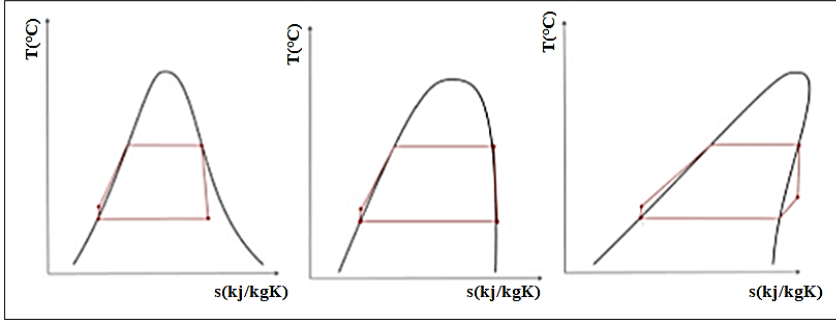
vardı. 1931-1990 yılları arasında ikincil nesil olan CFCs, HCFCs, HFCs, NH₃, H₂O gibi akışkanlar kullanılmaya başlandı. Ancak seçim yapılırken güvenlik ve dayanıklılık göz önüne alınmaktaydı. 1990-2010 yılları arasında üçüncül nesil olan HCFCs, HFCs, NH₃, H₂O, HCs, CO₂ gibi akışkanlar kullanılmaktaydı. Bu yıllarda seçim yapılırken ozon tabakasına zarar vermemesi önemli parametre olmaktaydı. 2010'dan bu yana dördüncül nesil olarak kullanılan iş akışkanlarında küresel ısınma, düşük "ozon tüketim potansiyeli (ODP)", düşük "küresel ısınma potansiyeli (GWP)", atmosferde kalma süresinin düşük olması (atmosferic lifetime), yüksek verim gibi özellikler dikkate alınmaktadır (Calm ve Hourahan, 2007).

İyi bir akışkanın özelliklerini açıklamak gerekirse düşük özgül hacim (birim kütesinin kapladığı hacim), yüksek verim, ısı eşanjöründeki basıncın düşük olması, düşük maliyet, düşük toksitite, düşük ODP ve düşük GWP gibi termodinamik özellikler gerekmektedir (Tchanche, Papadakis, Lambrinos ve Frangoudakis, 2009).

İş akışkanı seçimi ile ilgili çok fazla araştırma yapılmıştır. Güneş kolektörü kullanımı sayesinde güneş ışınlarını ısıya dönüştürerek ısı kaynağı olarak maksimum 90 °C sıcak su üretimi gerçekleştirilmiş ve 20 farklı iş akışkanı üzerine araştırma yapılmıştır. 2kW güç üretimi için hangi akışkanların uygun olacağı incelenmiştir. 90 °C altındaki sıcaklığa sahip bir ısı kaynağı olan düşük sıcaklıklardaki sistemlerde R134a, R152a, R290, R600 ve R600a iş akışkanlarının daha uygun olduğu sonucuna varılmıştır (Tchanche ve diğerleri, 2009).

ORÇ akışkanları T-S diyagramına göre üç kategoriye ayrılmaktadır. Akışkanların bazı türleri için bu dikkate değer bir durumdur. Doymuş buhar eğrisi üzerinde sıcaklığın entropiye göre türevi ($\frac{dT}{ds}$) pozitif değerden negatif değere geçebilir. Örnek olarak R123 akışkanının doymuş buhar eğrisi üzerinde 150 °C'den daha düşük sıcaklıklarda sıcaklığın entropiye göre türevi pozitif değer iken daha yüksek sıcaklıklarda negatif değer olmaktadır. Şekil 3.9 'da gösterildiği üzere türevi pozitif değer olanlara kuru akışkan (pentan), negatif değer olanlara ıslak akışkan (su ve amonyak: düşük moleküler ağırlığa sahip), sonsuz değer olduğunda ise izentropik (R11) akışkan denilmektedir. Türbinin çıkışındaki buharın kuruluk derecesi türbinin ömrü açısından son derece önemlidir. Kuru ve izentropik akışkanlar ORÇ sisteminde tercih edilmektedir. Çünkü izentropik genişleme sonrası iş

akışkanı, kızgın buhar olarak kalmakta ve bu sayede türbin kanatlarına sıvı damlacıkların çarpma durumu ortadan kaldırılmış olacaktır. Ayrıca kızgın buhar işleminin yapılma durumunda ilave bir cihaza ihtiyaç duyulmamaktadır (Gang, Jing ve Jie, 2010).



Şekil 3.9. Islak akışkan, izentropik akışkan, kuru akışkan T-S diyagramları (Cihan, 2014: 102).

Suyun aksine pek çok organik iş akışkanı, yüksek sıcaklık ve basınçta kimyasal bozulmayla karşılaşmaktadır. Bundan dolayı iş akışkanı ORÇ sisteminde akışkanın kararsız olduğu sıcaklık ve basıncın altındaki değerlerde çalışması gerekmektedir. Organik akışkanlar, düşük kritik basınç değerine sahip olduğundan düşük basınç altında ve su-buharı çevrimine kıyasla daha düşük ısı kapasiteleri ile çalıştırılmaktadır (Hung ve diğerleri, 1997).

Çizelge 3.2. İş akışkanlarının termofiziksel özellikleri (Hung ve diğerleri, 1997: 2).

Parametreler	H ₂ O	NH ₃	Benzen	R134a	R12	R11	R113
Moleküler Ağırlığı	18	17	78,14	102	121	137	187
Eğim	Yaş	Yaş	Kuru	İzentropik	İzentropik	İzentropik	Kuru
Entalpi Düşüşü (kj/kg)	1570-900	725-70	120-230	55-22	43-20	80-40	85-60
Maksimum Stabil Sıcaklık (K)	-----	750	600	450	450	420-450	450-500
Türbin Kademesi	3-Daha Fazla	3- Daha Fazla	Tek	Tek	Tek	Tek	Tek
Kritik Noktalar	647K 22,06Mpa	405,3K 11,33Mpa	562,2K 4,9Mpa	374,15K 4,06Mpa	385K 4,13Mpa	471K 4,41Mpa	487,3K 3,41Mpa
Kaynama Noktası (K) @ 1 atm	373K	239,7K	353K	248K	243,2K	296,2K	320,28K
Gizli Isısı (kj/Kg) @ 1 atm	2256,6	1347	438,648	215,52	166,1	178,8	143,9

Çizelge 3.2’de kuru ve izentropik akışkanların daha düşük türbin boyunca entalpi düşüşü meydana geldiği anlaşılmakta olup tek kademeli türbin kullanılmaktadır.

3.4.2. Çevresel parametreler

Bir ORÇ sisteminde iş akışkanının çevreye olan etkisine “ozon tüketim potansiyeli (ODP)” denir. Bu değer bir maddenin stratosfer ozon moleküllerini yok etme yeteneğinin bir ölçüsüdür. R11 iş akışkanı referans olarak seçilmekte ve ODP = 1 olup ozon tahribatı nedeniyle üretimi durdurulmuştur. “Küresel ısınma potansiyeli (GWP)” ise bir maddenin sera gazı gibi davranarak gezegeni ısıtma potansiyelinin bir ölçüsüdür. Bu ölçütün belirlenmesinde karbondioksit referans madde olarak kullanılmaktadır. “Atmosferde kalma süresi (atmospheric lifetime)”, atmosfere salınan bir maddenin atmosferde bozulması, başka bir madde ile reaksiyona girmesi ya da ortadan kaybolması süresine kadar geçen zamanın bir ölçüsüdür. Çevreyi koruma adına tasarımcının, uygulamalarda ideal iş akışkanını seçerken ODP, GWP ve atmosferde kalma süresi değerlerinin düşük seviyede olmasına dikkat etmesi gerekmektedir (Calm ve Hourahan, 2007).

3.4.3. Güvenlik parametreleri

Bir ORÇ sisteminde iş akışkanı seçiminde, güvenlik parametreleri dikkate alınmaktadır. ASHRAE 34 güvenlik sınıflandırması, iş akışkanı seçiminde oldukça önemlidir. Bu sınıflandırma zehirlilik ve tutuşabilirlik olmak üzere iki temel parametreye dayanmaktadır. Zehirlilik parametresi genellikle “sınır limit değeri (TLV)” gibi sayılarla ifade edilmektedir. Tutuşabilirlik parametresi ise “düşük tutuşabilirlik limiti (LFL)” ve “tutuşma ısı (HOC)” ile ifade edilmektedir. Zehirlilik iki gruba ayrılmaktadır. Zehirlilik miktarı 400 ppm’e eşit ve üzeri konsantrasyon değerine sahip akışkanlara “A” sınıfı, 400 ppm aşağısındaki değere sahip akışkanlara ise “B” sınıfı denilmektedir. Tutuşabilirlik özelliğine göre akışkanlar üç gruba ayrılmaktadır. Birinci grup akışkanlar 21 °C ve 101 kPa hava içerisinde test edildiğinde tutuşabilirlik özelliği göstermeyen akışkanlardır. İkinci grup akışkanlar 21 °C ve 101 kPa hava içerisinde $LFL > 0,1 \text{ kg/m}^3$ ve $HOC < 19 \text{ kJ/kg}$ göstermektedir. Üçüncü grup akışkanlar ise 21 °C ve 101 kPa hava içerisinde $LFL \leq 0,1 \text{ kg/m}^3$ ve $HOC > 19 \text{ kJ/kg}$ ile en yüksek tutuşabilirlik özelliği olan akışkanlardır. Çizelge 3.3’te akışkanların güvenlik sınıfı gösterilmektedir. Çizelgeye göre istenilen akışkan sınıfı

“A1” sınıfı akışkandır. İş akışkanı aynı zamanda patlayıcı olmamalı ve radyoaktif özellik taşımamalıdır (Tchanche, 2010).

Çizelge 3.3. İş akışkanı güvenlik sınıflandırması (Tchanche, 2010: 89).

Özellikler	Düşük Toksinite	Yüksek Toksinite
Yüksek Tutuşabilirlik	A3	B3
Düşük Tutuşabilirlik	A2	B2
Alev Yayılımı Yok	A1	B1

3.4.4. Fiziksel özellikler

ORÇ sisteminde iş akışkanlarının gizli ısı değeri, özgül ısı değeri ve yoğunluğu önemli parametrelerdir. Çünkü yoğunluğun ve gizli ısı değerinin yüksek olması, buharlaştırıcıda ısı kaynağından daha çok enerjinin absorbe edilmesini sağlamaktadır. Böylece gerekli debi ihtiyacı azalacak, tesisin boyutlandırılması küçülecek ve pompa enerji tüketim miktarı azalmış olacaktır (Chen, Goswami ve Stefanakos, 2010).

Yüksek yoğunluğa sahip akışkan kullanıldığında, aynı güç üretimi için daha küçük donanım kurulumu gerekmektedir. Kısaca gizli ısı değeri yüksek, yoğunluğu yüksek ve sıvı özgül ısı değeri düşük iş akışkanları kullanımında yüksek güç üretimi sağlanmaktadır (Chen, Goswami ve Stefanakos, 2010). Çizelge 3.4’te iş akışkanların fiziksel, güvenlik ve çevresel parametreleri gösterilmektedir.

Çizelge 3.4. İş akışkanlarının genel sınıflandırması (Calm ve Hourahan, 2007: 53-62).

	İş Akışkanı	Fiziksel Özellikler				Güvenlik Parametreleri		Çevresel Etkiler	
		Molekül Ağırlığı (Kg/Kmol)	Tb (°C)	Tc (°C)	Pc (Mpa)	ASHRAE 34 Güvenlik Grubu	Atmosferde Kalma Süresi (Yıl)	ODP	GWP (100 Yıl)
1	R600 (N-Bütan)	58,12	-0,5	152	3,80	A3	0,018	0	20
2	R600a (İzobütan)	58,12	-11,7	134,7	3,63	A3	0,019	0	20
3	R718(Su)	18,2	100	373,9	22,06	A1	N.A	0	<1
4	R717 (Amonyak)	17,03	-33,3	132,3	11,33	B2	0,01	0	<1
5	R12	120,91	-29,8	112	4,14	A1	100	1	10890
6	R134a	102,03	-26,1	101	4,06	A1	14	0	1430
7	R123	152,93	27,8	183,7	3,66	B1	1,3	0,020	77

Çizelge 3.4. (devam) İş akışkanlarının genel sınıflandırması (Calm ve Hourahan, 2007: 53-62).

8	R601 (N-Pentan)	72,15	36,1	196,6	3,37	-	0,01	0	20
9	R218	188,02	-36,8	71,9	2,64	A1	2600	0	8830
10	R290 (Propan)	44,1	-42,1	96,7	4,25	A3	0,041	0	20
11	R141b	116,95	32,0	204,4	4,21	N.A	9,3	0,120	725
12	R21	102,92	8,9	178,3	5,18	B1	1,7	0,01	151
13	R245fa	134,05	15,1	154	3,65	B1	7,6	0	1030
14	R142b	100,50	-9,1	137,1	4,06	A2	17,90	0,07	2310
15	R32	52,02	-51,7	78,1	5,78	A2	4,9	0	675
16	R22	86,47	-40,8	96,1	4,99	A1	12	0,05	1810
17	Metanol	32,04	64,4	240,2	8,104	N.A	N.A	N.A	N.A
18	Etanol	46,07	78,4	240,8	6,148	N.A	N.A	N.A	N.A
19	R124	136,48	-12	122,3	3,62	A1	5,8	0,02	609
20	R152a	66,05	-24	113,3	4,52	A2	1,4	0	124
21	R500	99,30	-33,6	102,1	4,17	A1	N.A	0,738	8100
22	R113	187,38	47,6	214,1	3,39	A1	85	1	6130
23	R114	170,92	3,6	145,7	3,26	A1	300	1	10040
24	R11	137,37	23,7	198	4,41	A1	45	1	4750
25	R245ca	134,05	25,1	174,4	3,93	N.A	6,2	0	630
26	R236fa	152,04	-1,4	124,9	3,2	A1	240	0	9810

3.4.5. Organik iş akışkanının seçimi

Sistem için doğru iş akışkanı seçiminde termodinamik diyagram üzerinde sıvı ve buhar fazının ayırt edilemeyeceği nokta kritik öneme sahiptir. Bu noktada sıvı ya da gaz haldeki maddenin sıcaklığı, yoğunluğu ve bileşeni aynıdır. Kritik noktanın sistem buharlaşma sıcaklığının üstünde olması istenmektedir (Badr, Probert ve O'Callaghan, 1985).

Bu çalışmada organik akışkanların ilk olarak kritik sıcaklığı incelenmiş ve kritik sıcaklığın, maksimum ısı kaynağı sıcaklık değerinin altında olmamasına bakılmıştır. Kritik sıcaklığın evaporatör sıcaklığından yüksek olması ($T_{eva} < T_{kri}$) en önemli seçim parametresidir.

“Ozon tüketim değeri (ODP)” sıfırdan büyük olan akışkanlar, ozon tabakasına zarar verdiği için elenmiştir. “EU Regulation No:517/2014” düzenlemesine göre 2022 yılına kadar, akışkanların “küresel ısınma potansiteli (GWP)” değeri 1500 (100 yıllık zaman dilimi)’den büyük olmaması gerektiği belirtilmiştir (Mota-Babiloni, Navarro-Esbrí, Barragán-Cervera, Molés ve Peris, 2015). Ayrıca tutuşma ve toksite özelliği olan

akışkanların patlama ve insan sağlığına zarar verme riski vardır. Bu sebepten dolayı A1 sınıfı akışkanı olmayanlar seçime dahil edilmemiştir. Bu bağlamda N-Pentan iş akışkanı seçilmiştir.



4. 5 MWe GÜÇ ÜRETİMİNE SAHİP ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM SANTRALİ TASARIMI

Santral tasarımı pek çok parametreye ve değişkene bağlıdır. Bu değişkenleri belirlemeden ve uygun değerlerde tasarım noktalarını bulmadan önce sistemin öncelikle hangi kısımlardan oluşacağını belirlemek gerekmektedir. Bu çalışmada güneş enerjisi santralimiz dört ana bölümden oluşmaktadır. Bunlar aşağıda ifade edilmektedir.

1. Güneş enerjisi kollektör hesabı ve boyutlandırılması.
2. Organik Rankine çevrimi termodinamik analizi.
3. Biyokütle yakma sistemi enerji analizi.
4. Ekonomik analiz.

Günümüzde hem geleneksel hem de yenilenebilir enerji kaynaklı güç santrallerinin gelişiminde bilgisayar tabanlı simülasyon programları kullanılmaktadır. Özellikle büyük kapasiteli güneş enerjisi kaynaklı güç santrallerinde büyük yatırım maliyetleri gerektiğinden en ideal tasarım parametreleri belirlenmelidir (Quaschnig, Kistner ve Ortmanns, 2002).

Kollektör ısı transfer yüzey alanının belirlenmesi ve kollektör çıkışındaki akışkanda istenilen sıcaklığın elde edilmesi pek çok parametreye bağlıdır. Aşağıda bu parametreler belirtilmektedir (Patnode, 2006).

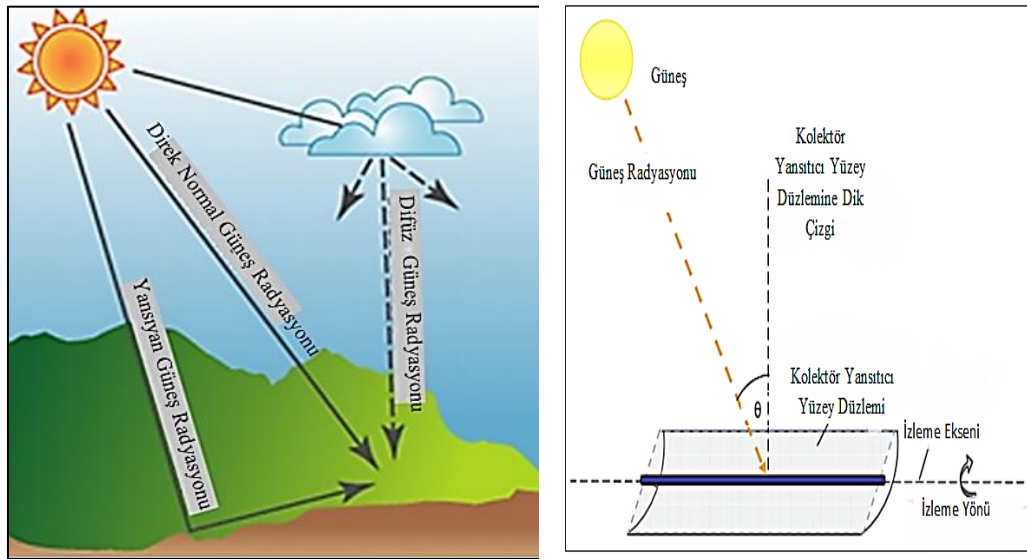
- Isı transfer akışkanının debisi.
- Güneş kollektörüne giren ısı transfer akışkanının sıcaklığı.
- Yeryüzüne düşen güneş radyasyonu miktarı [birim m^2 yüzeye düşen direk normal güneş ışınımı (DNI) miktarı (W/m^2)].
- Isı kayıpları ve kollektörlerin temizliği.
- Güneş takip sisteminin hassasiyeti.
- Kollektör yansıtıcı yüzey malzeme özelliği.
- Dış hava sıcaklığı ve rüzgâr hızı.

Santralin kurulacağı yerin DNI değeri oldukça önemlidir. Öncelikle istenilen kurulu güç kapasitesi dikkate alınır. Sonra tasarım koşullarında güç çevriminin enerji verimi hesaba

katılarak ısı transfer akışkanı üzerindeki termal enerji kapasitesi tahmin edilir. Bu değerler kullanılarak referans yansıtıcı yüzey toplam alanı hesaplanır. Bu toplam alan termal enerji depolama ya da diğer yardımcı fosil kaynaklı ısıtıcı hibrit sistemlerden bağımsız değeri ifade etmektedir. Bu toplam yüzey alanıyla sadece kısa dönemlerde ve güneş enerjisi miktarının maksimum olduğu zamanda, kurulu güç kapasitesi sağlayacaktır. Diğer zamanlar kurulu güç kapasitesi altında sistem güç üretecek, kısmi yüklerde çalışacak ve yıllık elektrik enerjisi üretimi için ekonomik anlamda uygun bir seçenek olmayacaktır (Suresh, Thirumalai, Rao ve Ramaswamy, 2014).

Güneş radyasyonu güneşten dünyaya ışık hızıyla seyahat eden elektromanyetik dalgalardan oluşmaktadır. Birim zamanda birim yatay yüzey üzerine düşen toplam güneş enerjisi miktarı küresel güneş radyasyonu olarak adlandırılmaktadır. Bu gelen güneş radyasyonu atmosferde seyahat ederken bazı yüzeylere çarparak yön değiştirir ve tekrar yeryüzüne çarpar. Direk, difüze ve yansıyan güneş radyasyonu olmak üzere güneş ışınımının üç ana bileşeni vardır. Şekil 4.1’de güneş ışınım bileşenleri gösterilmektedir.

Direk normal güneş ışınımı doğrudan güneşten gelen ve herhangi bir engele takılmadan yeryüzüne düşen güneş ışınımıdır. Difüz güneş ışınımı doğrudan güneşten gelmeyip gökyüzündeki bulutlar, toz parçacıkları gibi diğer nesnelere çarparak yön değiştirmiş haliyle yeryüzüne düşen güneş ışınımıdır. Yansıyan güneş ışınımı ise yeryüzüne çarparak yansıyan güneş ışınımıdır (Chalkias, Faka ve Kalogeropoulos, 2013).



Şekil 4.1. Güneş radyasyonunun üç ana bileşeni ve geliş açısı (Patnode, 2006: 18).

Güneş kollektör üzerine gelen direk normal güneş ışınları belli bir açı ile kollektör yüzeyine çarpmakta ve emici tüp içerisindeki iş akışkanının sıcaklığını yükseltmektedir. Kollektör yüzeyine gelen direk güneş ışınımının kollektör yüzeyinin normali ile yaptığı bu açıya geliş açısı (θ) denir. Güneş kollektörleri bu geliş açısını azaltmak için güneş hareketlerini izler ve maksimum oranda güneş ışınımından faydalanma sağlamaktadır. Bu açı hem gökyüzündeki güneşin hareketine hem de belirlenen bir yere konumlanan güneş kollektörlerinin yönüne bağlıdır (Duffie ve Beckman, 2013: 13-20). Kollektör yüzeyinde oluşan geliş açısı şekil 4.1’ de gösterilmektedir.

Coğrafik özellikleri açısından incelendiğinde, Ankara 26.897 km²’lik bir alana sahiptir. 39,57 kuzey enlemi ile 32,53 boğu boylamları arasında yer almaktadır ve deniz seviyesinden yüksekliği yaklaşık 890 m’dir (<http://www.ankara.gov.tr>, 11.02.2019).

Düz bir zemine, yatay olarak kuzey-güney doğrultusuna yerleştirilen ve sürekli olarak doğu-batı doğrultusunda tek eksenli izleme mekanizmasına sahip olan parabolik oluk kollektör düzenekleri için geliş açısı, 4.1’de ifade edilmektedir (Duffie ve Beckman, 2013: 21).

$$\text{Cos}(\theta)=[\text{cos}^2(\theta_z)+\text{cos}^2(\delta)\text{xsin}^2(\omega)]^{1/2} \quad (4.1)$$

Eşitlikte (4.1) görüldüğü gibi bir yerdeki güneş kollektörü üzerinde oluşan geliş açısını bulmak için bazı açıların bilinmesi gerekir. Geliş açısı hesaplamasında her ayın 21. gününün öğle vakti referans alınarak, yıllık ortalama geliş açısı değeri alınmıştır. Çizelge 4.1’de tüm aylarda gerçekleşen geliş açısı gösterilmektedir.

Deklinasyon açısı(δ): Öğle vakti güneşin konumunun oluşturduğu açıdır. Güneş ışınlarının geliş doğrultusunun ekvator düzlemi ile yaptığı açıdır. Bu açı Dünya’nın eğik olmasından kaynaklanmaktadır. ($-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$). Bu açı eşitlik 4.2’de ifade edilmektedir (Duffie ve Beckman, 2013: 13). Aşağıdaki eşitlikte “n” gün sayısı anlamına gelmektedir. Yılın kaçınıcı günü olduğunu belirtir.

$$\delta=23,45\text{xsin}[360\text{x}(284+n)/365] \quad (4.2)$$

21 Haziran günü güneşin öğle vakti olduğu deklinasyon açısı aşağıda hesaplanmıştır.

$$\delta=23,45\sin[360x(284+172)/365]=23,45^\circ$$

Saat açısı(ω): Zamanın açısal ölçüsü olup bir saat 15° boylama eşittir. Öğle vaktinden önce açı eksi değer alırken öğleden sonra artı değer almaktadır. Öğle vakti saat açısı sıfır olur. Örneğin saat 10:00 için açı -30° ve saat 15:00 için $+45^\circ$ olur (Duffie ve Beckman, 2013: 13). Saat açısı eşitlik 4.3'te gösterilmektedir.

$$\omega=(\text{Güneş saati}-12)\times 15^\circ/\text{hr} \quad (4.3)$$

Öğle vakti saat 12.00 referans alındığı için saat açısı 0° olarak hesaplanmaktadır.

Zenit açısı (θ_z): Direk güneş ışınlarının geliş doğrultusu ile yatay düzlemin normali arasındaki açıya zenit açısı denir. Güneş yatayın üzerinde olduğu zaman 0° ile 90° arasında değer almaktadır. Bu açı eşitlik 4.4'te gösterilmekte olup " θ " enlemi ifade etmektedir (Duffie ve Beckman, 2013: 15).

$$\cos(\theta_z)=\cos(\theta)\cos(\delta)\cos(\omega)+\sin(\theta)\sin(\delta) \quad (4.4)$$

$$\cos(\theta_z)=\cos(39,57)\cos(23,45)\cos(0)+\sin(39,57)\sin(23,45) \quad \theta_z=16,6^\circ \text{ hesaplanmaktadır.}$$

Yukarıda bulunan açı değerleri geliş açısı formülünde yerine yazılarak aşağıda hesaplanmıştır.

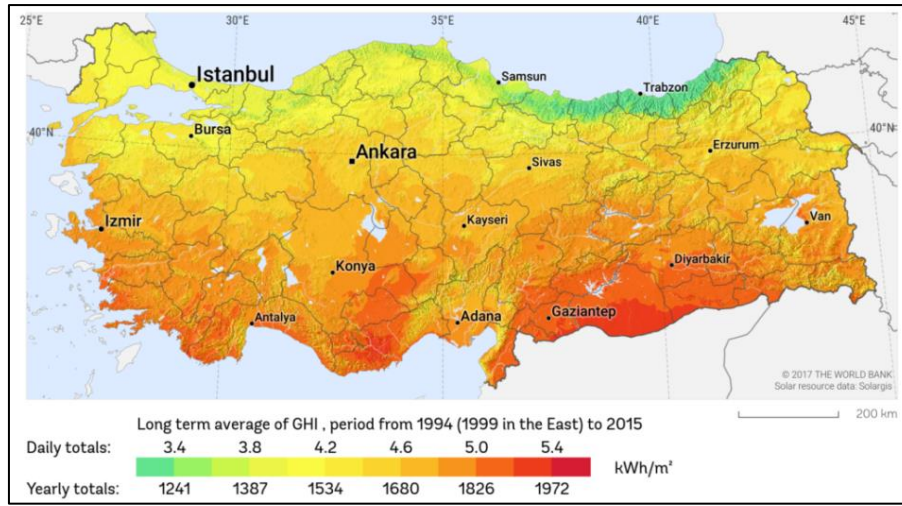
$$\cos(\theta)=[\cos^2(16,6)+\cos^2(23,45)\sin^2(0)]^{1/2} = 16,6^\circ$$

Çizelge 4.1. Aylık olarak parabolik oluk kollektör üzerine düşen geliş açıları.

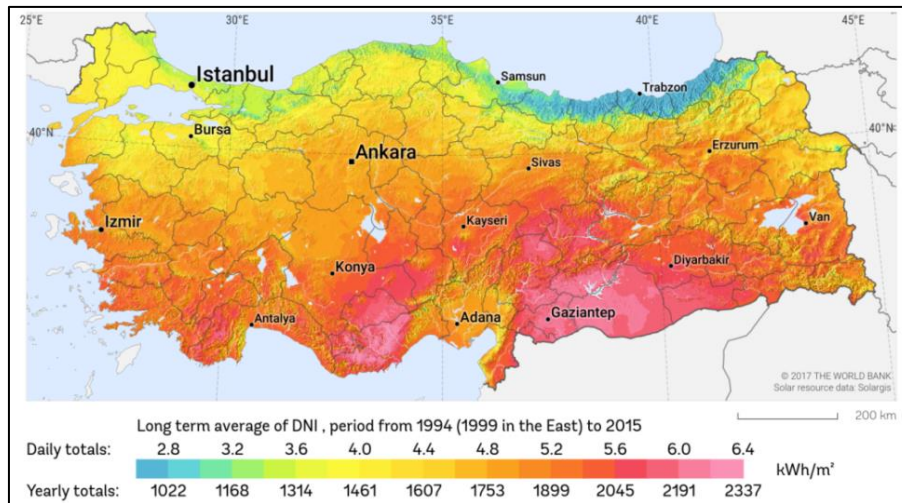
Aylar	Geliş Açıları (12:00)
Ocak	60,1 °
Şubat	51,2 °
Mart	40,4 °
Nisan	28,4 °
Mayıs	19,9 °
Haziran	16,6 °
Temmuz	19,6 °
Ağustos	28,3 °
Eylül	40,2 °
Ekim	51,8 °
Kasım	60,5 °
Aralık	63,4°

Çizelge 4.1 incelendiğinde yaz aylarında geliş açısının azaldığı, kış aylarında ise geliş açısının arttığı görülmektedir. Yaz mevsiminde geliş açısının düşük olduğu zamanlarda daha fazla güneş enerjisinden faydalanılmaktadır. Çizelgedeki geliş açılarının yıllık ortalaması hesaplanarak 40° geliş açısı bulunmuştur.

Harita 4.1 ve harita 4.2’de Türkiye üzerine düşen küresel ve direk güneş ışınım miktarları gösterilmektedir. Haritalara bakıldığında Ankara’nın küresel ışınım miktarı yıllık ortalama m^2 başına $1534 \text{ kWh/m}^2/\text{yıl}$ - $1680 \text{ kWh/m}^2/\text{yıl}$ olduğu, direk normal ışınım miktarı ise $1607 \text{ kWh/m}^2/\text{yıl}$ - $1753 \text{ kWh/m}^2/\text{yıl}$ olduğu görülmektedir.



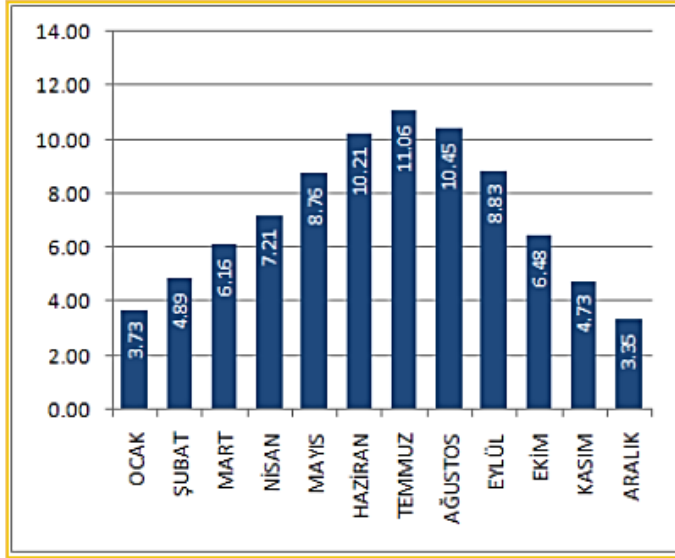
Harita 4.1. Türkiye üzerine yıllık ortalama m^2 başına düşen küresel yatay güneş ışını miktarı (<https://solargis.com>, 11.02.2019).



Harita 4.2. Türkiye üzerine yıllık ortalama m^2 başına düşen direk normal güneş ışını miktarı (<https://solargis.com>, 11.02.2019).

Şekil 4.2’de Ankara iline ait yıllık ortalama güneşlenme süreleri gösterilmektedir. Güneşlenme süreleri incelendiğinde yaz mevsiminde yaklaşık 10-11 saat güneşlenme olduğu, kış mevsiminde ise 3-5 saat güneşlenme olduğu görülmektedir. Yıllık ortalama güneşlenme süresi 7,2 saat hesaplanmıştır.

ANKARA Güneşlenme Süreleri (Saat)



Şekil 4.2. Ankara iline ait yıllık ortalama güneşlenme süreleri (<http://www.yegm.gov.tr>, 30.01.2018).

Ankara koşulları için uzun dönem yıllık ortalama DNI miktarı şekil 4.3’te 1739 kWh/m²/yıl olduğu görülmektedir. Bu değer yılda ortalama m² başına düşen direk normal ışınım değeri anlamına gelmektedir.

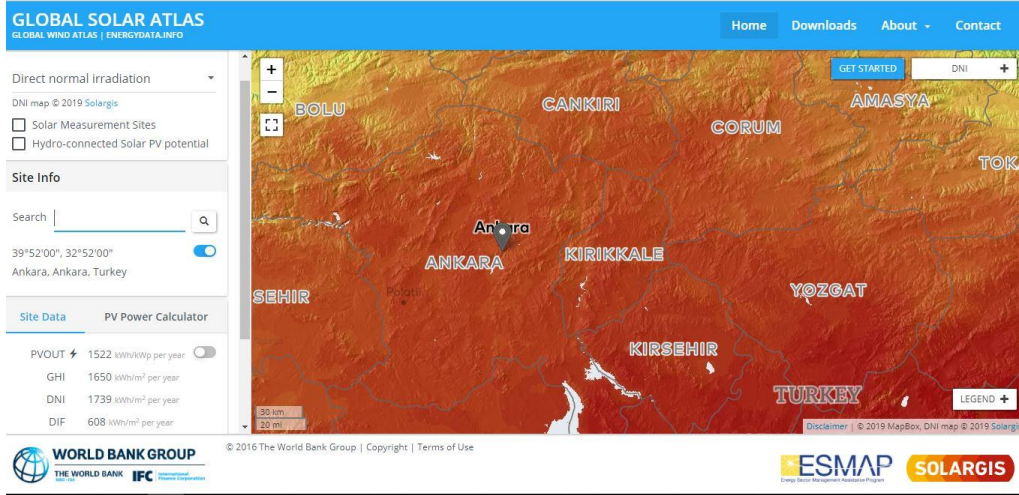
Ankara koşulları için günlük m² başına düşen direk normal ışınım değeri aşağıda hesaplanmıştır.

$$DNI=(1739\text{kWh/m}^2/\text{yıl})/(365 \text{ gün})=4,7643\text{kWh/m}^2/\text{gün}$$

DNI değeri biriminin W/m² olması için aşağıdaki hesaplama yapılmıştır.

$$DNI=(4,7643\text{kWh/m}^2/\text{gün})/(7,2 \text{ saat})=0,661\text{kW/m}^2=661\text{W/m}^2$$

Eşitlik 4.1’deki formül ile kollektör üzerine düşen direk normal ışınım miktarı 506 W/m²olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.3. Ankara ili üzerine düşen yıllık ortalama direk normal ışınım miktarı (<https://solargis.com>, 11.02.2019).

4.1. Güneş Enerjisi Sistem Tasarımı

Bu bölümde hem kollektör seçimi yapılmış hem de ORÇ sistemi enerji ihtiyacı tespit edilmiş ve en ideal yansıtıcı yüzey toplam alanı hesaplanmıştır.

4.1.1. Parabolik oluk kollektör yansıtıcı seçimi

Parabolik oluk kollektör seçiminde önemli parametrelerden birisi yansıtıcı özelliğinin yüksek olmasıdır. Bir yüzeyin yansıtma özelliği, yüzey tarafından yansıtılan güneş ışınlarının ne oranda yansıtılmasıyla ilgilidir. Günümüzde en yaygın kullanılan parabolik aynalar, yüzeyi gümüş kaplı cam aynalardır. Bu aynaların dayanıklılığını kanıtlamış ve uzun yıllar kullanım sonrasında yansıtma özelliğinde herhangi bir azalma olmamıştır (Günther, Joemann, Csambor, Guizani, Krüger ve Hirsch, 2011).

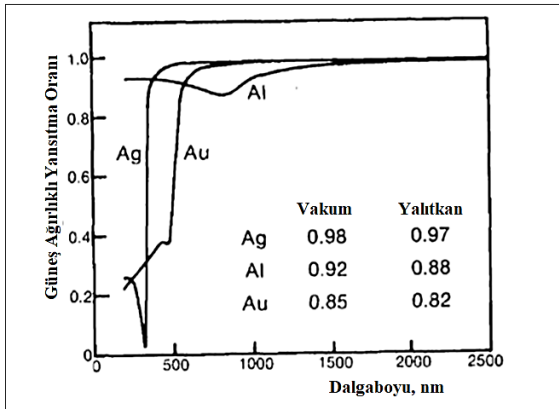
Yukarıda bahsedildiği üzere yansıtıcı özelliğinin yüksek olmasının yanı sıra ideal yansıtıcılarda aranan pek çok özellik vardır. Bu özellikler aşağıda sıralanmıştır (Czanderna, Masterson ve Thomas, 1985).

- Yüksek optik performans sağlamalı.
- Düşük bakım gerektirmeli (toz tutmama).
- Düşük ilk yatırım maliyeti olmalı.
- Uzun ömürlü olmalı (dayanıklı olmalı).

- Düzgün yüzeye sahip olmalı.

Parabolik oluk kollektöründe yansıtıcı olarak kullanılan aynalar çok katmanlı yapılardan oluşmaktadır. Camın altındaki ilk tabaka koruyucu tabaka olan gümüş kaplamadır. Gümüş tabaka yüksek yansıtıcı özelliğe sahiptir. Gümüş tabakasından sonra koruyucu tabaka olan bakır tabakadır. Katmanlı bir aynanın kalınlığı 4-5 mm'dir (Günther ve diğerleri, 2011).

Yansıtıcı yüzey olarak bütün metaller içerisinde sadece gümüş ve alüminyum metallerinin güneş ağırlıklı spektrum yansıma değeri % 90 üzerindedir. Güneş ağırlıklı spektrum yansıma değerleri Ag: 0,98, Al: 0,92 ve Au: 0,85'tir. Emici olmayan koruma tabakası, bu yansıtma değerini azaltarak uygulamalarda, gümüş kaplı aynalarda 0,97 ve alüminyum kaplı aynalarda 0,88 değerinde güneş ağırlıklı speküler yansıma değerlerine ulaşılmıştır. Şekil 4.4'de güneş ağırlıklı yansıma değerleri gösterilmektedir (Czanderna, Masterson ve Thomas, 1985).



Şekil 4.4. Gümüş (Ag), Alüminyum (Al) ve Altın (Au)'ın yansıma özellikleri (Czanderna, Masterson ve Thomas, 1985: 10).

Bu araştırmada Solargenix SGX-1 parabolik oluk kollektör seçilmiştir. Bu kollektör Amerikan firması Solargenix Energy tarafından maliyeti azaltmak ve verimi artırmak için geliştirilmiştir. LS-2 kollektöründen ilham alınarak tasarlanmıştır. En önemli avantajı taşıyıcı yapının tamamıyla alüminyum malzemeden yapılmış olması ve içi boş profilden oluşmasıdır. Bu tasarımın bir diğer avantajı ise hafif olması ve hareket kolaylığı sağlamasıdır. Dahası nakliye kolaylığı, üretim ve kurulum süresince kolaylık, korozyon direnci ve güneş takip sistemine kolay birleşimi gibi olumlu özellikleri vardır. Böylece performans % 10 artmakta ve maliyet % 20'nin üzerinde azalmaktadır (Fernández-García,

Zarza, Valenzuela ve Pérez, 2010). Çizelge 4.2’de Solargenix SGX-1 parabolik oluk kollektörünün özellikleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.2. Solargenix SGX-1 parabolik oluk kollektörünün özellikleri (SAM).

Solargenix SGX-1	
Kollektör Düzeneği Geometrik Yapısı	
Yansıtıcı Yüzey Açıklık Alanı	470,3 m ²
Yansıtıcı Yüzey Açıklık Genişliği	5 m
Kollektör Montaj Uzunluğu	100 m
Kollektör Düzeneği Modül Sayısı	12
Bir Modülün Uzunluğu	8,33 m
Odak Noktası Yüksekliği	1,8 m
Modüller Arası Boru Mesafesi	1 m
Optik Parametreler	
Takip Hatası	%0,6
Geometrik Hatalar	%2,0
Ayna Yansıtma Oranı Hatası	%5,8
Aynadaki Kirlilik	%5,0
Optik Hatalar	%1,0
Kollektör Optik Verimi*	%85,6

Kollektör Optik Verimi*=100-(Takip Hatası+Geometrik Hatalar+Ayna Yansıtma Oranı Hatası+Aynadaki Kirlilik+Optik Hatalar)

4.1.2. Emici tüp seçimi

Parabolik oluk kollektörlü termal güç santrallerinde emici tüpün görevi üzerine gelen güneş ışınlarını ısıya dönüştürmek ve içerisinden geçen ısı transfer akışkanının sıcaklığının artmasını sağlamaktır. Emici tüp için ideal özellik yüksek miktarda güneş ışınlarını absorbe edebilmesi ve düşük ısı kaybı gerçekleştirmesidir. Ancak içerisinden geçen ısı transfer akışkanının sıcaklık farklılıklarından dolayı ısıl genleşmeler oluşturması imalatta zorluk oluşturmaktadır. Dahası emici tüp üzerindeki özel kaplamaların ve ısı yalıtımlarının kullanılmasıyla daha yüksek ısı absorbe edilebilecek ve düşük ısı kaybı oluşturacaktır (Günther ve diğerleri, 2011).

Emici tüp yapısı incelendiğinde metal emici boru ile koruyucu cam arasında vakum (0.013Pa) oluşturulduğu görülmektedir. Bu sayede hem yüksek çalışma sıcaklıklarında emici tüpten çevreye iletim ve taşınım ile ısı kaybı azaltılmış hem de emici selektif yüzeyin oksitlenmesi önlenmiş olacaktır. Cam ile boru bağlantısı için conta ve körük kullanılarak termal genleşme ve sızdırma problemleri ortadan kaldırılmıştır. Cam tüp üzerindeki yansıma önleyici kaplama ile maksimum oranda güneş radyasyonunun tüp içerisine girmesi sağlanmıştır. Metal emici boru üzerindeki çok katmanlı kaplamayla (cermet: seramik metal kaplama) hem yüksek enerji absorbe edilecek hem de düşük oranda güneş ışınları yayılacaktır (Price, Lupfert, Kearney, Zarza, Cohen, Gee ve Mahoney, 2002).

Schott ve Archimede emici tüp % 95 oranında güneş ışınlarını absorbe etme verimliliğine sahipken, Siemens emici tüp % 96 oranında güneş ışınlarını absorbe etme verimliliğine sahiptir. Bu tüplerin 400 °C sıcaklıkta ısı enerjisiyle sırasıyla % 10 ve % 9 oranında güneş ışınım yayma verimleri vardır. Cam kaplamanın (borosilikat cam) güneş ışınlarını geçirme oranı en az % 96'dır. Bu özel kaplama cam, güneş ışınlarını çok düşük oranda yansıtma sağlamakta ve kaplamasız olana kıyasla % 4 oranında güneş ışınlarını geçirme imkânı sağlamaktadır (Günther ve diğerleri, 2011).

Emici üzerinde oluşan ısı kayıplar ortam sıcaklığı ile emici tüp arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak değişmektedir. National Renewable Energy Laboratory (NREL) tarafından "Solel UVAC3" alıcısı ile yapılan ısı kaybı deney sonucunda 1m uzunluğundaki emici tüp üzerindeki ısı kayıpları sırasıyla 130W/m, 200W/m, 310W/m ve 460W/m, ortalama emici tüp sıcaklıkları 300°C, 350°C, 400°C ve 450°C olup ortam sıcaklığı 23°C'dir. Eşitlik 4.5, ortalama emici tüp sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının bir fonksiyonuyla yaklaşık ısı kaybı hesaplanmasında kullanılabilir (Burkholder ve Kutscher, 2008).

$$UVAC3 \text{ ısı kaybı (W/m)} = 0,26 \times \Delta T + 1,05 \times 10^{-8} \times \Delta T^4 \quad (4.5)$$

Bu araştırmada Schott PTR70 2008 emici tüp seçilmiştir. Çizelge 4.3'te emici tüp özellikleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.3. Schott PTR70 2008 emici tüp özellikleri (SAM).

Schott PTR70 2008	
Emici Tüp Geometrik Yapısı	
Emici Tüp İç Çapı	0,066 m
Emici Tüp Dış Çapı	0,07 m
Cam Kaplama İç Çapı	0,115 m
Cam Kaplama Dış Çapı	0,12 m
Emici Tüp İç Yüzey Pürüzlülüğü	4.5e-005
Emici Tüp Malzemesi	304L Paslanmaz Çelik

Çalışan bir güneş enerjisi santralinde kullanılan parabolik oluk kollektöründeki emici tüpün koruyucu cam korumasının dayanıklı olduğu ve bütün emici tüplerin tasarım verilerinde çalıştığı varsayımı yapılarak varyasyon ağırlık kesri 1 seçilmiştir. Çizelge 4.4'te varyasyon özellikleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.4. Varyasyon özellikleri

Schott PTR70 2008	Varyasyon 1
Varyasyon Ağırlık Kesri	1
Emici Tüp Güneş Işını Aborbe Etme Oranı	%96
Cam Kaplamanın Güneş Işınlarını Geçirme Oranı	%96,3
Cam Kaplamanın Güneş Işınlarını Yayma Oranı	%86
Cam Kaplamanın Güneş Işınlarını Absorbe Etme Oranı	%2
Cam Dayanımı	Sağlam Cam
Emici Tüp Güneş Işınımı Aborbe Etme Oranı	Tablo*
Vakumlu Bölmedeki Gaz Türü	Hidrojen
Gaz Basıncı (Torr)	0,0001
Tahmini Ortalama Isı Kaybı (W/m)	130
Uç Bağlantı Noktalarındaki Körük Gölge Etkisi	%96
Alıcı Üzerindeki Kirlenme Etkisi	%98
Alıcı Tüp Optik Verim*	%86,90

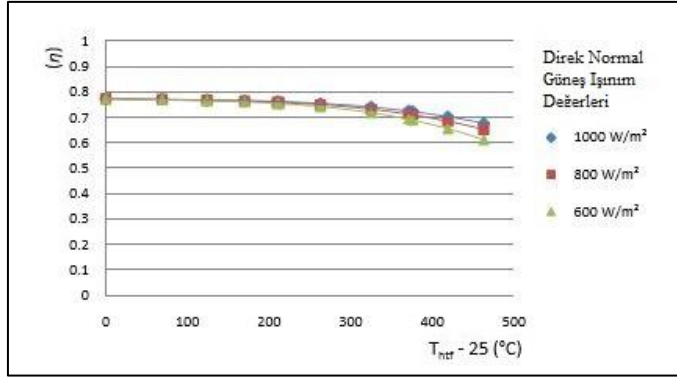
Alıcı Tüp Optik Verim* = Varyasyon Ağırlık Kesri x Uç Bağlantı Noktalarındaki Körük Gölge Etkisi x Alıcı Üzerindeki Kirlenme Etkisi x Emici Tüp Güneş Işınımı Aborbe Etme Oranı x Cam Kaplamanın Güneş Işınlarını Geçirme Oranı

Tablo*

Sıcaklık (°C)	Yayma Oranı
100	0,064
150	0,0665
200	0,07
250	0,0745
300	0,08
350	0,0865
400	0,094
450	0,1025
500	0,112

Bilindiği üzere kollektör verimi, ısı transfer akışkanı tarafından toplanan güneş enerjisinin kollektör yüzeyine düşen direk normal güneş ışınım miktarı oranına denir. Kollektör verimi, akışkan ile ortam sıcaklığı arasında farka göre değişkenlik gösterir. Verim grafiğinde eğer çevre ile ısı kaybı yoksa y eksenine bize optik kollektör verimini gösterir. Negatif eğimli kollektör verimi, ısı transfer akışkan sıcaklığının ortam sıcaklığının üzerinde olduğu zamanda kollektördeki ısı kaybı ile ilgilidir (Kutscher, Burkholder ve Stynes, 2010).

Literatüre baktığımızda SkyTrough model parabolik oluk kollektörü kullanılarak 25 °C ortam sıcaklığında yapılan deneysel çalışmada farklı ısı transfer akışkan sıcaklıklarıyla ısı kayıpları hesaplanmış ve kollektör verim grafiği oluşturulmuştur. Şekil 4.5’de kollektör verim grafiği gösterilmektedir. Emici tüp içerisindeki ısı transfer akışkanı ile çevre sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı artmasıyla kollektör toplam veriminde azalma gerçekleşmektedir (Kutscher, Burkholder ve Stynes, 2010).



Şekil 4.5. Kollektör verim grafiği (Kutscher, Burkholder ve Stynes, 2010).

Bu araştırmada kullanacağımız parabolik oluk kolektörün optik verimi %74,5 hesaplanmıştır. Bu değer ısı kaybının sıfır olması durumundaki optik verim olup maksimum değerdir. Ancak ısı transfer akışkanı ile çevre sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkından dolayı ısı kaybı gerçekleşmekte ve verim düşmektedir. Güneş enerjisi sıcaklık çalışma aralığı, 130 °C kolektör giriş sıcaklığı ve 220 °C kolektör çıkış sıcaklığıdır. Dış hava ortalama sıcaklığı 11,9 °C'dir. ORÇ sisteminde düşük sıcaklığa sahip ısı kaynağı kullanıldığı için çevre ile ısı transfer akışkanı arasındaki sıcaklık farkından kaynaklı ısı kaybı miktarı azdır. Bu açıdan yaklaşık % 10'luk verim düşüşü varsayımı yapılarak kolektör termal verim % 67 kabul edilmiştir.

Parabolik oluk kolektör yansıtıcı ve alıcı seçimi yapıldıktan sonra en ideal güneş enerjisi santral alanı ve yansıtıcı yüzey toplam alanı hesabı için tasarım verilerine ihtiyacımız olacaktır. Aşağıdaki çizelge 4.5'te ihtiyacımız olan seçim parametreleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.5. Sistem seçim parametreleri.

Isı Transfer Akışkanı Parametreleri	
Isı Transfer Akışkanı	Dowtherm J
HTF Minimum Çalışma Sıcaklığı	-80°C
HTF Maximum Çalışma Sıcaklığı	315°C
Ana Soğuk Hat Dönüş Sıcaklığı	130°C
Ana Sıcak Hat Gidiş Sıcaklığı	220°C
Özgül ısı kapasitesi @ 175 °C (j/kg-K)	2373
Yoğunluk @ 175 °C (kg/m³)	734,7

Isı transfer akışkanı seçimi:

İdeal ısı transfer akışkanı seçiminde amaç sistem maliyetini azaltıp maksimum performans elde etmektir. İstenilen özelliklere bakıldığında düşük erime noktası, yüksek kaynama

noktası ve termal kararlılık, yüksek sıcaklıklarda düşük buhar basıncı (<1 atm), düşük korozyon etkisi, düşük viskozite, yüksek ısı iletkenliği, yüksek ısı kapasitesi ve düşük maliyet gibi özellikler olduğu görülmektedir (Vignarooban, Xu, Arvay, Hsu and Kannan, 2015).

Isı transfer akışkanında aranan temel özellikler aşağıda belirtilmektedir (Becker,1980; Bignon, 1980 akt. Pacio ve Wetzel, 2013).

- Düşük erime noktası ve yüksek üst sıcaklık limitleri ile termodinamik çevrimlerde yüksek verim elde etmek için geniş çalışma sıcaklık aralığına sahip olmalı.
- İyi ısı transfer sağlamak için yüksek ısıl iletkenliği ile pompa gücü ve basınç kaybının az olması için düşük viskozite özelliğine sahip olmalı. Ayrıca depolama özelliği için yüksek ısı kapasitesi olmalı.
- Güvenlik ve korozyon problemleri oluşturmamalı.

Literatüre baktığımızda pek çok ısı transfer akışkanı vardır. Hava ya da diğer gazlar, su/buhar çifti, termal yağlar, organikler, ergimiş tuzlar ve sıvı metaller örnek verilebilir (Tian ve Zhao, 2013). Organiklerin ve termal yağların çalışma sıcaklık aralıkları sırasıyla 12 °C - 393 °C ve -20 °C - 400 °C'dir. 500 °C ve üzeri yüksek sıcaklıklarda iyi termal ve fiziksel özellik göstermesinden dolayı ergimiş tuzlar kullanılmıştır (Peng, Ding, Wei, Yang ve Yang, 2010). Sıvı metaller ise yüksek sıcaklıktaki güneş santralleri için umut verici ısı transfer akışkanlarıdır (Vignarooban, Xu, Arvay, Hsu and Kannan, 2015).

Termal yağlar: Mineral, silikon ve sentetik yağlar test edilmiş ve CSP uygulamalarında kullanılmıştır. Bu yağların yaklaşık $0,1$ W/mK ısı iletkenliği ve $0,3$, 3 ve 5 \$/kg sırasıyla fiyatları vardır (Gil ve diğerleri, 2010).

Organikler: İki ticari kullanım olan Biphenyl/Diphenyl oksit ısı transfer akışkanları Therminol ve Dowtherm akışkanlarıdır. Therminol akışkanı Mojave çölünde (CA) güneş enerjisi üretim sisteminde kullanılmış, Dowtherm akışkanı ise Nevada Solar One güneş enerjisi santralinde kullanılmıştır. 300 °C'de Dowtherm akışkanının ısıl iletkenliği ve viskozitesi sırasıyla $0,01$ W/mK ve $0,00059$ Pa. s'dir (Vignarooban, Xu, Arvay, Hsu and Kannan, 2015).

Bu araştırmada 315 °C sıcaklığa kadar termal kararlılık göstermesi, düşük buhar basıncına sahip olması, -80 °C'ye kadar pompalama özelliği ve düşük sıcaklık uygulamalarında uygun viskozite özelliklerinden dolayı "Dowtherm J" ısı transfer akışkanı seğilmiştir.

Sistem tasarımında ısı transfer akışkanı kütleli debisinin en ideal değerde hesaplanması önemlidir. Hesaplanan kütleli debi miktarı ile boru içerisindeki basınç düşüşleri karşılanmalıdır. Bu araştırmada SAM programında kullanılan Therminol VP-1 ısı transfer akışkanına ait basınç düşümü referans alınarak en ideal kollektör sayısı ve ısı transfer akışkanı kütleli debisi için denklem seti oluşturulmuştur.

Çizelge 4.6'da referans basınç düşümü hesaplamak için Therminol VP-1 değerleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.6. Therminol VP-1 referans değerler (SAM).

Therminol VP-1 Referans Değerler	
Emici Tüp İç Çapı	0,066 m
Hız	5 m/s
Reynold Sayısı	1,39E+06
Yoğunluk @ 342°C	770,6 kg/m ³
Referans Uzunluk	1 m
Dinamik Vizkosite @ 342°C	0,0001834 Pa. s
Basınç Düşümü	1605,42 Pa

Yukarıdaki çizelgede 1m'deki basınç düşümü 1605,42 Pa'dır. Bu bakımdan çalışmamızda 1 m'deki basınç düşümü için aşağıdaki kollektör sayısının fonksiyonu olan eşitlik kullanılmıştır.

$\Delta P/L = 1605,42 / 1 = 1605 \text{ Pa/m}$ olup $\Delta P/L = f(\text{kollektör sayısı})$ değeri kollektör sayısının bir fonksiyonudur. Kollektör sayısındaki değişiklik, 1m'deki basınç düşümünü etkilemektedir.

Çizelge 4.8'de basınç düşümü ve Reynold sayısı hesabı eşitlik 4.6 ve 4.7'de gösterilmiştir (Çengel ve Turner, 2004: 530-535).

$$\text{Reynold Sayısı}(Re) = (\text{Atalet kuvvetleri} / \text{Viskos Kuvvetleri}) = \rho V D / \mu = V \cdot D / \nu \quad (4.6)$$

$V = \text{Akış hızı (m/s)}$

$D = \text{Boru iç çapı (m)}$

μ =Akışkanın dinamik viskozitesi (Pa. s)

$$\text{Basınç düşümü}(\Delta P)=f_x[L.\rho.V^2/D.2] \quad (4.7)$$

f=Sürtünme katsayısı

L=Referans uzunluk (m)

V=Akış hızı (m/s)

ρ =Yoğunluk (kg/m^3)

$$\text{Sürtünme katsayısı (f)}=(2.D.\Delta P)/(\rho.V^2.L) \quad (4.8)$$

Sürtünme katsayısı eşitlik 4.8 ile hesaplanmakta olup aynı zamanda Moody diyagramında Reynold sayısına bağlı olarak diyagramdan okunmaktadır. Dowtherm J ısı transfer akışkanının en ideal kütleli debisinin hesaplanmasında çizelge 4.7'deki parametreler kullanılmıştır.

Çizelge 4.7. Dowtherm J ısı transfer akışkan parametreleri.

Dowtherm J Referans Değerler	
Emici Tüp İç Çapı	0,066 m
Yoğunluk @ 175°C	734,7 kg/m^3
Kollektör Yüzey Açıklık Alanı	470,3 m^2
Overall Optik Verim*	% 74,5
Kollektör Termal Verim	% 67
Tasarımdaki DNI Miktarı	506 W/m^2
Isı Transfer Akışkanının Kollektöre Giriş Sıcaklığı	130°C
Isı Transfer Akışkanının Kollektörden Çıkış Sıcaklığı	220°C
Dinamik Viskozite @ 175°C	0,00026Pa.s
Özgül Isı Kapasitesi @ 175°C	2373 j/kg-K

Overall Optik Verim*=Alıcı Tüp Optik Verim X Kollektör Optik Verimi

Bu çalışmada hesapladığımız değerler çizelge 4.8'de gösterilmekte olup aşağıda deklemlerde hesaplamalar yer almaktadır.

Kütleli debi " m "(kg/s)= ($A_{\text{kollektör}} \times n_{\text{kollektör}} \times \text{kollektör sayısı} \times \text{DNI}$) / ($C_p \times \Delta T$) olup hesaplamalar aşağıda verilmiştir.

$$m (\text{kg/s})=(470,3\text{m}^2 \times \%67 \times 15 \times 506 \text{ W/m}^2)/(2373\text{j/kgK} \times 90\text{K})= 11,2 \text{ kg/s}$$

$$v (\text{m/s}) = m \text{ kg/s} / (\rho \text{ kg/m}^3 \times 3,14 \times (D / 2)^2 \text{ m}^2) \text{ olup aşağıda hesaplanmıştır.}$$

$$\text{Akış hızı "v" (m/s)} = 11,2 \text{ kg/s} / (734,7 \text{ kg/m}^3 \times 3,14 \times (0,066 / 2)^2 \text{ m}^2) = 4,46 \text{ m/s}$$

Reynold hesabı için eşitlik 4.6 kullanılmıştır.

$$\text{Re} = (734,7 \text{ kg/m}^3 \times 4,46 \text{ m/s} \times 0,066 \text{ m}) / 0,00026 \text{ (Pa. s)} = 8,31 \text{E}+05 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Referans uzuluk (L) = $(\Delta P \times 2 \times D) / (f \times \rho \times v)$ için hesaplama aşağıda gösterilmiştir.

$$(L) = 1605,42 \text{ Pa} \times 2 \times 0,066 \text{ m} / (0,0140 \times 734,7 \text{ kg/m}^3 \times 4,46^2 \text{ m/s}) = 1,037 \text{ m}$$

olarak hesaplanmıştır. Burada sürtünme katsayısı 0,0140 değeri, Reynold sayısına bağlı olarak Moody diyagramından okunmuştur.

6 nolu denklemde " $\Delta P(\text{Pa})/L(\text{m})$ " değeri $1605,42 \text{ Pa} / 1,037 \text{ m} = 1548,1 \text{ Pa/m}$ hesaplanmıştır. Bu değer referans değeri karşılamaktadır. Çizelge 4.8'de hazırlanan denklem setine göre 0,066 m emici tüp iç çapından geçen ısı transfer akışkanın tek döngüdeki kütleli debisi 6. denkleme göre 11,20 kg/s ve güneş enerjisi santrali için tek döngüdeki kollektör düzeneği sayısı 15 adettir.

$$A \text{ kollektör} = 470,3 \text{ m}^2$$

$$\text{DNI} = 506 \text{ W/m}^2$$

$$C_p = 2373 \text{ j/kgK}$$

$$\Delta T = 90 \text{ K}$$

$\mu = 0,00026 \text{ Pa. s}$ alınarak yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler çizelge 4.8'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.8. Optimum kollektör sayısı ve ısı transfer akışkan debisi denklem seti.

Denklem	İç Çap(m)	V(m/s)	Re	f	$\Delta P(\text{Pa})/L(\text{m})$	m (kg/s)	No(SCA)
1	0,066	14,86	2,77E+06	0,0120	14.728,6	37,33	50
2	0,066	11,89	2,22E+06	0,0125	9.849,2	29,86	40
3	0,066	8,91	1,66E+06	0,0130	5.754,2	22,40	30
4	0,066	5,94	1,11E+06	0,0135	2.653,6	14,93	20
5	0,066	5,05	9,42E+05	0,0137	1.945,9	12,69	17
6	0,066	4,46	8,31E+05	0,0140	1.548,1	11,20	15

Tasarımda ORÇ sisteminin verimi % 20 ve jeneratör verimi % 96 alınarak anlık evaporatöre giren enerji miktarı 23.958,3 kW hesaplanmış ve bu değer dikkate alınarak analizler yapılmıştır. Çizelge 4.9 incelendiğinde termal enerji depolama sistemi olmadan

sadece güneş enerjisinden güç üretiminde tek güneş kollektöründen 159.444,11 W termal enerji elde edildiği görülmektedir. Bu enerji ile ısı transfer akışkanına 26.577,60 W/°K enerji sağlanmakta ve 6 °C'lik sıcaklık artışı oluşmuştur. Isı transfer akışkanında 90 °C'lik sıcaklık artışı sağlanması için bir döngüde 15 adet kollektöre ihtiyaç duyulmaktadır. Evaporatörde ihtiyaç duyulan termal enerji talebinin karşılanması için 10 adet döngü gereklidir. Sistemin toplam kollektör sayısı 150 ve toplam yansıtıcı yüzey alanı 70.669 m² hesaplanmıştır.

Çizelge 4.9. Güneş enerjisi santrali sonuçları.

5MW Kurulu Güç Kapasitesi	
Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	506
Ortalama Çevre Sıcaklığı (°C)	11,9
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Geliş Açısı (θ)	40°
Güneş Enerjisi Santral Verileri	
Kollektör Tipi	Solargenix SGX-1
Isı Transfer Akışkanı	Dowtherm J
Limit Sıcaklık (°C)	315
Özgül Isı Değeri @ 175°C (kJ/kg-K)	2,373
Kollektörlerin Düzleme Yerleşimi	Kuzey-Güney
Besleme Borularının Konfigürasyonu	Merkezi besleme
Bir Kollektör Döngüsündeki Kütleli Debi Miktarı (kg/s)	11,2
Kollektör Termal Verimi	%67
Kollektör Yansıtıcı Yüzey Alanı (m ²)	470,3
Güneş Enerjisi Santral Sonuçları (Termal Enerji Depolama Olmadan)	
Q _{Kollektör} (W)	159.444,11
Q _{HFF} (W/K)	26.577,60
ΔT _{Kollektör} (K)	6
Bir Döngüdeki Kollektör Sayısı	15
Toplam Döngü Sayısı	10
Toplam Kollektör Sayısı	150
Toplam Yansıtıcı Yüzey Alanı (m ²)	70.669
Güneş Enerjisi Santral Sonuçları (Termal Enerji Depolama Dâhil)	
Güneş Çarpımı (Solar Multiple)	1,2
Q İhtiyaç Fazlası Enerji (kW)	28.750
Q Tasarım Koşullarındaki Talep Edilen Enerji (kW)	23.958,3
Yeni Döngü Sayısı	12
Yeni Kollektör Sayısı	180
Yeni Toplam Yansıtıcı Yüzey Alanı (m ²)	84.803
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı [SM=1,2] (kW)	28.750
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı [SM=1,0](kW)	23.958,3
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	4.791,67
Depolama İçin Gerekli Olan Enerji	
Depolama Saati (h)	2
Eşanjör Verimi	%96
Q Tasarım Koşullarındaki Talep Edilen Enerji (kW)	23.958,3
Depolanan Enerji Miktarı (kW)	49.913,2

5MW kurulu güç ihtiyacının güneş enerjisinin en fazla olduğu zamanlarda ve kısa bir zaman aralığında elde edilmesi yerine daha geniş zaman aralığında sağlanması için daha fazla enerji absorbe edilmeli ve fazla enerjinin termal enerji depolama sistemine

gönderilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada SM değeri 1,2 seçilmiş ve Çizelge 4.9 görüldüğü gibi yeni kollektör sayısı 180 ve toplam yansıtıcı yüzey alanı 84.803 m² hesaplanmıştır.

Çizelge 4.9'da değerler aşağıdaki hesaplamalarda gösterilmektedir.

$Q_{\text{kollektör}}(\text{W}) = 67 \times 470,3 \text{ m}^2 \times 506 \text{ W/m}^2 = 159.441 \text{ W}$ bir kollektörde elde edilen termal enerji miktarıdır.

$Q_{\text{HTF}}(\text{W/K}) = 11,2 \text{ kg/s} \times 2,373 \text{ kJ/kg-K} \times 1000 = 26.578 \text{ W/K}$ ısı transfer akışkanında 1 K sıcaklık artışı için gerekli olan enerji miktarıdır.

$\Delta T_{\text{kollektör}} = 159.411 \text{ W} / 26.578 \text{ W/K} = 6 \text{ K}$ bir kollektördeki sıcaklık artışı değerini göstermektedir.

Bir döngüdeki kollektör sayısı = $(220-130) / 6 \text{ K} = 15$ adet olarak hesaplanmıştır.

Toplam döngü sayısı = $23.958,33 \text{ kW} \times 1000 / (159.441 \times 15) = 10$ adet döngü hesaplanmıştır.

Aynı hesaplamalar 1,2 güneş çarpanı dikkate alınarak tekrardan hesaplanıp depolama dahil edilerek çizelge 4.9 oluşturulmuştur.

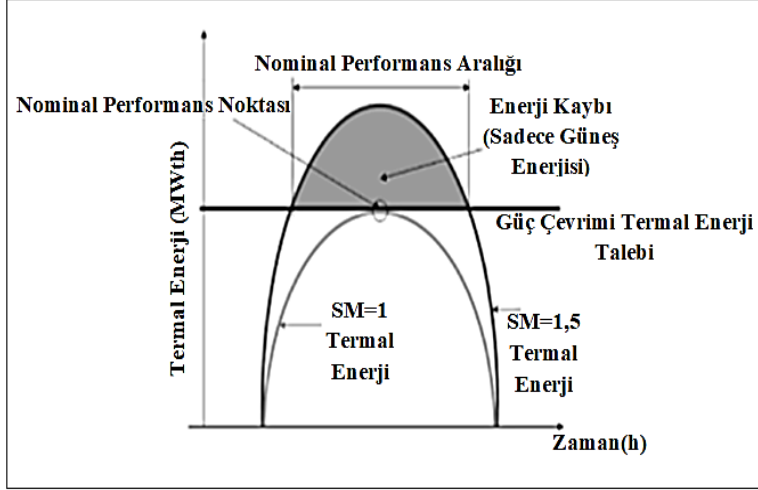
Güneş çarpanı (Solar multiple):

SM değeri tasarım noktasında güneş kollektörü tarafında elde edilen termal enerjinin, nominal koşullarda güç üretimi bölümü için gerekli olan termal enerji miktarına oranıdır. Eşitlik 4.9 ile ifade edilmektedir (Montes, Abánades, Martinez-Val & Valdés, 2009).

$$SM_{\text{tasarım noktası}} = (Q_{\text{th, güneş kollektörü}} / Q_{\text{th, ORÇ sistem}}) @ \text{tasarım noktası} \quad (4.9)$$

SM değerinin sadece güneş enerjisi kullanılan santrallerde verilen zaman aralığının birden fazla olduğu zaman boyunca güç çevriminde nominal koşullarda termal güç elde edilmesi isteniyorsa birden büyük olması gerekmektedir. Termal enerji depolama sisteminin olmadığı güneş enerjisi santrallerinde üretilen fazladan termal enerji elektrik üretiminde

kullanılmayacaktır. Şekil 4.6’da SM değerine karşılık üretilen termal güç gösterilmektedir (Montes ve diğerleri, 2009).



Şekil 4.6. Farklı SM değerine karşılık günlük üretilen termal enerji (Montes ve diğerleri, 2009: 2).

Şekil 4.9’da gösterildiği gibi termal enerji depolama olmayan bir sistemde SM değeri 1 seçilmekte ve belirtilen zaman aralığı süresince talep edilen termal enerji miktarını sadece güneş enerjisinin en fazla olduğu zaman diliminde sağlanmakta ve diğer zamanlar nominal performans sağlanamamaktadır. SM değeri 1,5 seçildiğinde Şekil 4.9’da gösterildiği gibi nominal performans noktası daha geniş zaman aralığında sağlanmaktadır. Elde edilen fazla enerji depolama sistemine gönderilmektedir. Bu çalışmada termal enerji depolama sistemi kullandığımız için SM değeri 1,2 seçilmiştir.

Hesaplamalar sonucunda güneş enerjisi santrali 12 döngüden oluşmaktadır. Parabolik oluk kollektöre sahip güneş enerjisi ana hattaki ısı transfer akışkanının kütleli debisi eşitlik 4.10 ile ifade edilmektedir.

$$m_{HTF} = \text{Tek döngüdeki kütleli debi miktarı} \times \text{döngü sayısı} \quad (4.10)$$

$$m_{HTF} = 11,2 \times 12 = 134,4 \text{ kg/s olarak bulunmuştur.}$$

Evaporatöre girecek olan ısı transfer akışkanının kütleli debisi aşağıda hesaplanmıştır.

$$m_{HTF} = 11,2 \times 10 = 112 \text{ kg/s olarak bulunmuştur.}$$

Tek döngüdeki yansıtıcı yüzey alanı hesabı için çizelge 4.8’de belirtilen bir döngüdeki 15 adet kollektör sayısı ve bir kollektördeki 470,3 m² yansıtıcı yüzey alanı dikkate alınarak aşağıda hesaplanmıştır.

TDYYA= (A_{kollektör} x kollektör sayısı) hesabı aşağıda gösterilmektedir.

$$TDYYA= 470,3 \text{ m}^2 \times 15 = 7.054,5 \text{ m}^2$$

Toplam yansıtıcı yüzey alanı ise, çizelge 4.9’da belirtilen 12 adet döngü sayısı ve yukarıda hesaplanan tek döngüdeki yansıtıcı yüzey alanı dikkate alınarak çizelge 4.10’da 5MWe kurulu güce sahip ORÇ santrali için gerekli olan toplam yansıtıcı yüzey alanı ve kurulum için gerekli olan diğer parametreler gösterilmektedir.

Çizelge 4.10. Parabolik oluk kollektör güneş enerjisi santrali boyutlandırılması

Parabolik Oluk Kollektör Güneş Enerjisi Santrali Kapasitesi	
Tek Döngü Yansıtıcı Yüzey Alanı	7.054,5 m ²
Döngü Sayısı	12
Toplam Yansıtıcı Yüzey Alanı	84.803 m ²
Tek Döngüdeki Kollektör Sayısı	15
Çalışma Sıcaklık Aralığı	220°C-130°C
Isı Transfer Akışkanı Kütleli Debisi	134,4 kg/s
Isı Transfer Akışkanı	Dowtherm J

4.2. Organik Rankine Tasarımı ve Termodinamik Analizi

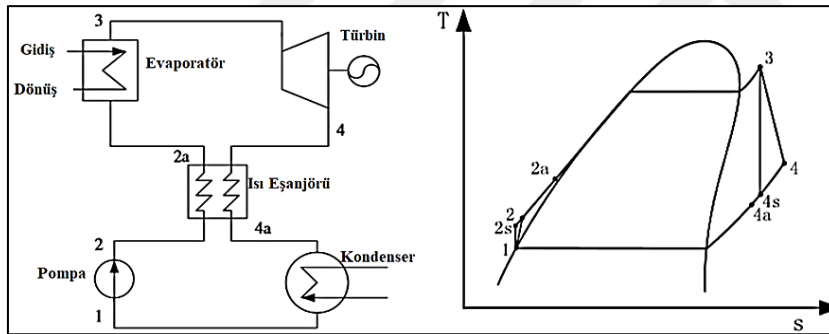
Modellemeye geçmeden önce ORÇ sisteminin genel farklılıklarından bahsetmek gerekmektedir. ORÇ sisteminde geleneksel buhar çevrimi ile aynı çalışma prensibi olmasına rağmen aralarında pek çok farklılıklar vardır.

ORÇ iş akışkanları doyma eğrisine göre kuru ya da izentropik olarak adlandırılır ve geleneksel sub-kritik çevrim koşullarında kızgın buhar ihtiyacına gerek yoktur. Böylece düşük ısı kaynaklı sistemlerde daha verimli olmaktadır. Örneğin buhar çevriminde türbin giriş sıcaklığı 200 °C olan buhar çevriminde verim sadece % 11,7 iken, 120 °C giriş sıcaklığında R123’e göre verimi daha azdır (Li, Pei, Li, Wang ve Ji, 2012).

Isı kaynağı ile organik iş akışkanı arasında daha iyi sıcaklık eşleşmesi olduğu için evaporatörde ORÇ’nin sıcaklık farkı ve tersinmezlik değeri daha azdır ve daha yüksek ekserji verimi elde edilmektedir (Astolfi, Romano, Bombarda ve Macchi, 2014).

Aynı sıcaklıkta örneğin 100 °C’de suyun gizli ısı değeri 2.257 kJ/kg’dır ve bu değer aynı sıcaklıkta R123’den 16 kat daha fazladır. Aynı ısı kaynağı koşulları geleneksel Rankine çevriminde çok düşük kütleli debiye ihtiyaç duyulmakla birlikte tasarımda ve üretimde teknolojik zorluklar oluşturmaktadır. Fakat ORÇ makul kütleli debi ile çalışmakta, geleneksel teknoloji ile kullanımına ve düşük güç kapasiteli ORÇ turbo makinelerinin verimlerinin daha kolay geliştirilmesine imkân sağlamaktadır (Macchi ve Astolfi, 2016: 615).

Aynı evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında, türbin çıkışı ve girişindeki genleşme oranı ORÇ iş akışkanlarının suya göre düşüktür. Bu küçük genleşme oranı ve düşük entropi düşüşü için çok kademeli, büyük boyutlarda ve pahalı türbine ihtiyaç duyulmaz (Astolfi ve diğerleri, 2014). Düşük ya da orta sıcaklığa sahip ısı kaynaklarında yukarıda saydığımız avantajlardan dolayı ORÇ sistemi kurulumu daha kolay, daha güvenilir, daha uygulanabilir ve ekonomik bir yatırım aracı olmaktadır.



Şekil 4.7. Reküperatörlü ORÇ ve T-S diyagramı şematik gösterimi (Dai, Wang ve Gao 2009).

ORÇ sistemi evaporatör, türbin, kondenser ve pompadan oluşmaktadır. Türbin giriş basıncına göre ORÇ sistemi süper-kritik ve sub-kritik olarak iki gruba ayrılır. Şekil 4.7’de sub-kritik ORÇ’nin T-S diyagramı gösterilmektedir. Diyagrama göre doyma eğrisi pozitif eğimli olan iş akışkanları kuru akışkandır. Çalışma sistemi olarak 1 noktasında iş akışkanı kondenserden doymuş sıvı olarak ayrılır. 2 noktasında iş akışkanı pompa ile sub-kritik basınca kadar sıkıştırılır. 3 noktasında evaporatörden kızgın buhar olarak çıkan iş akışkanı türbine gönderilir. 4. noktasında kızgın buhar sayesinde güç üretilmekte ve yoğunlaşma basıncına kadar genleşme gerçekleşmektedir. 4 noktasında iş akışkanı kızgın buhar bölgesindedir. Eğer T_4 sıcaklığı T_1 sıcaklığından yeteri kadar yüksek ise sisteme ısı eşanjörü (4a-2a) eklenebilir. Türbinden çıkan akışkan ısı eşanjörüne girer ve ısıyı

evaporatöre girmeden önce sıkıştırılmış sıvıya vererek evaporatör yükünü hafifletmektedir (Dai ve diğerleri, 2009).

4.2.1. Enerji ve ekserji analizi

ORÇ santralinin modellemesine başlamadan önce sistemi oluşturan bileşenlerin kütle ve enerji denklemlerin bahsedilmesi gerekmektedir. Aşağıda her bir elemanın enerji ve ekserji denklemleri belirtilmiştir.

Evaporatör:

ORÇ sisteminde verim düşük olduğundan ısı eşanjör tasarımına önem verilmelidir. Çünkü sistem maliyetine etkisi fazladır. Isı transfer yüzey alanının artması termodinamik açıdan pozitif etki oluşturmakta, entropi oluşumunu minimize etmekte ve yüksek performans sağlamakta ancak maliyet artmaktadır. Küçük çaplı uygulamalarda plakalı eşanjör daha ekonomik ve kompakt özellik göstermekte, yüksek ısı transfer katsayısına ve orta değerlerde basınç kaybına sahiptir. Ayrıca çok küçük sıcaklık farkları ile ters-akış sağlanabilmektedir. Bakım, onarım ve temizliğin kolay olması avantaj sağlamakta, 10-16 bar işletme basıncı ve 150 °C altında çalışma sıcaklığı dikkat edilmesi gereken parametrelerdir (Macchi ve Astolfi, 2016: 458-459).

Düşük ısı kaynaklı ORÇ sisteminde evaporatör ve kondenserde büyük ısı eşanjörü yüzey alanına ihtiyaç duyulacaktır. Bu yüzden kompakt tasarımı, yüksek ısı transfer katsayısı sayesinde (gövde ve borulu) ısı eşanjörüne kıyasla aynı miktarda iş akışkanına ısı enerjisi aktarmak için daha küçük ısı transfer yüzey alanına ihtiyaç duyulacaktır (Hettiarachchi ve diğerleri, 2007).

Proses(2a-3)=Isı transfer akışkanından iş akışkanına ısı transferinin gerçekleştiği prosestir. Evaporatörde sağlanan ısı yükü eşitlik 4.11 ile gösterilmektedir (McMahan, 2006).

$$Q_{eva}=m_{WF}(h_3-h_{2a})=m_{HTF}(h_{HTF,çıkan}-h_{HTF,giren}) \quad (4.11)$$

Q_{eva} =Evaporatördeki ısı miktarı (kW)

m_{WF} =İş akışkanı debisi (kg/s)

h_3 =İş akışkanı evaporatör çıkışı entalpisi (kJ/kg)

h_{2a} =İş akışkanı evaporatör girişi entalpisi (kJ/kg)

m_{HTF} =Isı transfer akışkanı debisi (kg/s)

$h_{HTF,giren}$ =Isı transfer akışkanının evaporatör girişi entalpisi (kJ/kg)

$h_{HTF,çıkan}$ =Isı transfer akışkanının evaporatör çıkış entalpisi (kJ/kg)

Türbin:

Türbinler, ORÇ güç sisteminin en önemli bileşeni olup sistem performansında en önemli rol oynamakta ve sistem maliyetini etkilemektedir. Organik iş akışkanlarının molekül ağırlığı fazla olduğu için küçük entropi düşüşü gerçekleşmekte ve tek kademeli türbin kullanımı yeterli olmaktadır (Macchi, 2013).

Turbo makineler orta ve yüksek kurulu güç santralleri için ideal olmakta ve bu güç aralığı 100 kW ile 15 MW arasındaki santralleri kapsamaktadır. Eksenel türbinler 0,5 MW üzeri ORÇ güç santralleri için en yaygın kullanılan türbinler olup Ormat ve Turboden firmaları tarafından geliştirilmiştir. Eğer kurulu güç kapasitesi 100kW'dan düşük ise ORÇ santraller için verimli turbomakine tasarımı zordur ve volümetrik genişleme sağlayan cihazlar avantajlıdır. Bunlar arasında scroll ve vidalı konfigürasyonlar deneysel ve ticari olarak kullanılmaktadır (Macchi ve Astolfi, 2016: 73).

Proses(3-4)=Türbinde izentropik olmayan genişleme gerçekleşmektedir. Çünkü gerçekte hiçbir türbinde enerji dönüşüm verimi asla %100'e ulaşamaz. Türbinin izentropik verimi eşitlik 4.12'de ifade edilmektedir (Dai ve diğerleri, 2009).

$$n_{\text{türb,izentropik}}=(h_3-h_4)/(h_3-h_{4s}) \quad (4.12)$$

Türbinde üretilen güç miktarı eşitlik 4.13'te gösterilmiştir.

$$W_{\text{türb}}=m_{WF}(h_3-h_4) \quad (4.13)$$

$n_{\text{türb,izentropik}}$ =Türbin izentropik verimi

$W_{\text{türb}}$ =Türbinde üretilen güç (kW)

h_4 =İş akışkanı türbin çıkışı entalpisi (kJ/kg)

h_3 =İş akışkanı türbin girişi entalpisi (kj/kg)

Pompa:

ORÇ kullanılan pompalar, çoğunlukla değişken hızlı ve çok kademeli santrifüj pompalar olup, kimya ve rafineri alanlarında kullanıldığı için tasarımları benzerlik göstermektedir. Çevrim konfigürasyonu, akışkan seçimi ve çevrim tasarım parametrelerine bağlı olarak pompa, türbinde üretilen gücün yaklaşık % 20-30 kadarlık iş tüketimine sahiptir. Bundan dolayı pompa verimi, önemli bir parametredir ve yüksek çevrim verimi sağlamada dikkat edilmesi gerekir (Macchi ve Astolfi, 2016: 74).

Proses(1-2)=Pompada izentropik olmayan sıkıştırma gerçekleşmektedir. Pompanın izentropik verimi eşitlik 4.14 ile ifade edilmektedir (Dai ve diğerleri, 2009).

$$\eta_{pompa,izentropik}=(h_{2s}-h_1)/(h_2-h_1) \quad (4.14)$$

Pompada tüketilen güç miktarı eşitlik 4.15 ile ifade edilmektedir:

$$W_{pompa}=m_{WF}(h_2-h_1) \quad (4.15)$$

$\eta_{pompa,izentropik}$ =Pompa izentropik verimi

W_{pompa} =Pompada tüketilen güç (kW)

h_1 =İş akışkanı pompa giriş entalpisi (kj/kg)

h_2 =İş akışkanı pompa çıkış entalpisi (kj/kg)

Kondenser:

Proses(4a-1)=Kondenserde sabit basınçta ısı salınımı prosesidir. Türbinden çıkan kızgın buhar halindeki organik iş akışkanı ısisını soğutucu akışkana vermektedir. Kondenserden salınan ısı miktarı eşitlik 4.16 ile ifade edilmektedir (McMahan, 2006).

$$Q_{kond}=m_{WF}(h_{4a}-h_1)=Q_{kond}=m_{soğutucu}(h_{soğutucu,çıkan}-h_{soğutucu,giren}) \quad (4.16)$$

Q_{kond} =Kondenserden salınan ısı miktarı (kW)

h_{4a} =İş akışkanı kondensere girişi entalpisi (kJ/kg)

h_1 =İş akışkanı kondensere çıkışı entalpisi (kJ/kg)

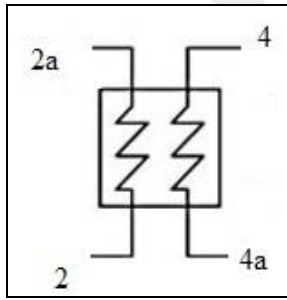
$m_{\text{soğutucu}}$ =Soğutucu akışkanın debisi (kg/s)

$h_{\text{soğutucu,çıkan}}$ =Soğutucu akışkanının kondenser çıkış entalpisi (kJ/kg)

$h_{\text{soğutucu,giren}}$ =Soğutucu akışkanının kondenser giriş entalpisi (kJ/kg)

Rekuperatör:

Rekuperatörün performansı, adyabatik varsayımı yapıldığında tanımlı olan etkinlik katsayısı ile sınırlandırılmaktadır. Şekil 4.8 rekuperatördeki iş akışkanının entalpilerini göstermektedir (McMahan, 2006).



Şekil 4.8. Rekuperatördeki sıcak (4-4a) ve soğuk(2-2a) iş akışkanının akış yönleri.

Rekuperatör etkinliği eşitlik 4.17 ile ifade edilmektedir.

$$\epsilon = \frac{h_{\text{giren}} - h_{\text{çıkan}}}{h_{\text{giren}} - h_{\text{çıkan,min}}} \quad (4.17)$$

Yukarıda belirtilen h_{giren} ve $h_{\text{çıkan}}$, iş akışkanının minimum kapasitesinin giriş ve çıkış entalpilerini göstermektedir. Çoğu ORÇ rekuperatöründe minimum kapasite oranına sahip akışlar türbin çıkışı h_4 ve h_{4a} olacaktır. " $h_{\text{çıkan,min}}$ " ise minimum olası çıkış entalpisi. Çoğu durumlarda rekuperatör etkinlik katsayısı 1'e yaklaşmaktadır. Rekuperatörü terkeden sıcak akışkan sıcaklığı, soğuk akışkan giriş sıcaklığına yaklaşmaktadır.

Enerji denklemi eşitlik 4.18 ile ifade edilmektedir.

$$Q_{\text{rekuperatör}} = m_{\text{WF}}(h_{2a} - h_2) = m_{\text{WF}}(h_4 - h_{4a}) \quad (4.18)$$

Termodinamiğin birinci kanununa göre ORÇ enerji verimi eşitlik 4.19 ile ifade edilmektedir (Scheyhing, 2012).

$$n_{ORÇ} = (W_{türb} - W_{pompa}) / (Q_{eva}) \times 100 \quad (4.19)$$

Ekserji analizi, termodinamiğin ikinci yasasına dayanan sistemin ve proseslerin değerlendirilmesi ve karşılaştırılması için kullanılan termodinamik analiz tekniğidir. Ekserji, sistem bileşenleri ile referans çevre dengede olduğu zaman yapılan maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji, tüm prosesler sistem içerisinde olduğunda ve çevrenin tersinir olduğu zamanda korunmaktadır. Tersinmez bir proses olduğu zaman ekserji yıkımı gerçekleşmektedir (Dinçer ve Rosen, 2012: 10-11).

Herhangi bir kararlı durumda enerji denklemi için genel ifadeler sistemin tüm elemanları için eşitlik 4.20 ile ifade edilmektedir (Baral, Kim, Yun ve Kim, 2015).

$$\sum m_{giren} = \sum m_{çıkan}$$

$$Q - W + \sum m_{giren} \cdot h_{giren} - \sum m_{çıkan} \cdot h_{çıkan} = 0 \quad (4.20)$$

Her bir bileşen için ekserji yıkımı kararlı durumda sistem bileşenleri üzerinde ekserji dengesi kurularak eşitlik 4.21 ile ifade edilmektedir (Baral ve diğerleri, 2015).

$$E_Q - W = \sum E_{çıkan} - \sum E_{giren} + I_d \quad (4.21)$$

Burada; I_d cihazda oluşan tersinmezlik oranını ifade etmektedir. E ise ekserji oranını ifade etmektedir. Özgül ekserji akışı " $e = h - h_o - T_o \cdot (s - s_o)$ " ile ifade edilmekte ve ekserji oranı eşitlik 4.22 ile hesaplanmaktadır (Baral ve diğerleri, 2015).

$$E = m \cdot e \quad (4.22)$$

Isı ve işten dolayı ekserji transferi eşitlik 4.23 ile ifade edilmektedir.

$$E_Q = \sum \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \times 100 \quad (4.23)$$

Yukarıda ifade edilen “ T_o ”, sistemin çevresi ile termodinamik dengede olduğu referans sıcaklıktır. Sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. T ise ısı transferinin gerçekleştiği sınır sıcaklığıdır.

Evaporatör ve kondenserde gerçekleşen ekserji dengesi eşitlik 4.24 ve 4.25 ile ifade edilmektedir (Baral ve diğerleri, 2015).

$$I_{eva}=(E_{giren}-E_{çıkan})-(E_3-E_{2a}) \quad (4.24)$$

$$I_{kond}=(E_{soğuksu,giren}-E_{soğuksu,çıkan})-(E_1-E_{4a}) \quad (4.25)$$

Yukarıda belirtilen, “ I_{eva} ” ve “ I_{kond} ” evaporatör ve kondenserdeki tersinmezliği ifade etmektedir. Evaporatör ve kondenserdeki ekserji verimi eşitlik 4.26 ve 4.27 ile ifade edilmektedir (Baral ve diğerleri, 2015).

$$n_{eva}=1-[I_{eva}/(E_{giren}-E_{çıkan})] \quad (4.26)$$

$$n_{kond}=1-[I_{kond}/(E_{4a}-E_1)] \quad (4.27)$$

Türbinde oluşan ekserji dengesi ve ekserji verimi eşitlik 4.28 ve 4.29 ile ifade edilmektedir (Baral ve diğerleri, 2015).

$$I_{türbin}=E_3-(E_4+W_{türbin}) \quad (4.28)$$

$$n_{türbin}=[W_{türbin}/(E_3-E_4)] \quad (4.29)$$

Pompada oluşan ekserji dengesi ve ekserji verimi eşitlik (4.30) ve (4.31) ile ifade edilmektedir (Baral ve diğerleri, 2015).

$$I_{pompa}=(E_1+W_{pompa})-E_2 \quad (4.30)$$

$$n_{pompa}=[(E_2-E_1)/W_{pompa}] \quad (4.31)$$

Rekuperatörde oluşan ekserji dengesi ve ekserji verimi eşitlik 4.32 ve 4.33 ile ifade edilmektedir.

$$I_{\text{reküperatör}}=(E_4-E_{4a})-(E_{2a}-E_2) \quad (4.32)$$

$$n_{\text{reküperatör}}=1-[I_{\text{reküperatör}}/(E_4-E_{4a})] \quad (4.33)$$

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ORÇ ekserji verimi eşitlik 4.34 ile ifade edilmektedir (Baral ve diğerleri, 2015).

$$n_{\text{ORÇ, ekserji}}=(W_{\text{türbin}}-W_{\text{pompa}})/E_{\text{Giren}}-E_{\text{Çıkan}} \quad (4.34)$$

Organik rankine çevrimindeki toplam ekserji yıkımı sistemi oluşturan elemlerde gerçekleşen ekserji yıkımları toplamına eşittir ve eşitlik 4.35 ile ifade edilmektedir (Baral ve diğerleri, 2015).

$$\sum I_d=I_{\text{eva}}+I_{\text{kond}}+I_{\text{türbin}}+I_{\text{pompa}}+I_{\text{reküperatör}} \quad (4.35)$$

4.2.2. Yakıtın kimyasal ekserjisi

Kimyasal ekserji, maddenin çevreyle madde ya da ısı transferi gerçekleşen süreçlerde denge haline geldiği durumlarda ortaya çıkan maksimum iş miktarıdır. Yakıtların kimyasal ekserjileri içerisindeki bileşenlere bağlı olarak değişkenlik göstermektedir.

Yakıtın ekserjisinin, yakıtın alt ısı değerine oranı eşitlik 4.36 ile ifade edilmektedir (Szargut, 2005'den akt. Güngör, 2013).

$$\beta=e_{\text{XF}}^{\text{CH}}/\text{LHV} \quad (4.36)$$

Burada;

$e_{\text{XF}}^{\text{CH}}$ =Yakıtın özgül kimyasal ekserjisi

LHV=Yakıtın net kalorifik alt ısı değeri

Yakıtın toplam ekserjisi ise yakıtın kütlesi ile yakıtın özgül kimyasal ekserjisi çarpımına eşittir. “ β ” değeri katı ve sıvı yakıtlar için ayrı olarak hesaplanmış olup, yakıtı oluşturan bileşenlerin birer fonksiyonudur.

İçerisinde C, H, O ve N bileşenleri bulunan ve oksijen / karbon kütleli oranı 0,667’den küçük olan, ayrıca nem içermeyen odun harici katı fosil yakıtlar “ β ” değeri eşitlik 4.37 ile ifade edilmektedir (Szargut, 2005’den akt. Güngör, 2013).

$$\beta_{\text{katı}}=1,0437+0,1882(y_{\text{H}_2}/y_{\text{C}})+0,061(y_{\text{O}_2}/y_{\text{C}})+0,0404(y_{\text{N}_2}/y_{\text{C}}) \quad (4.37)$$

Burada “y” yakıt içerisindeki bileşenlerin kütleli oranlarını ifade etmektedir.

Odun ve oksijen / karbon kütleli oranı “ $2,67 > \text{O/C} > 0,667$ ” aralığında olan nem içermeyen katı fosil yakıtlar “ β ” değeri eşitlik 4.38 ile ifade edilmektedir (Szargut, 2005’den akt. Güngör, 2013).

$$\beta_{\text{katı}}=[1,0438+0,1882(y_{\text{H}_2}/y_{\text{C}})-0,2509(1+0,7256y_{\text{H}_2}/y_{\text{C}})+0,383(y_{\text{N}_2}/y_{\text{C}})]/[1-0,3035 y_{\text{O}_2}/y_{\text{C}}] \quad (4.38)$$

Kükürt dâhil edilerek sıvı yakıtlar “ β ” değeri eşitlik 4.39 ile ifade edilmektedir (Szargut, 2005’den akt. Güngör, 2013).

$$\beta_{\text{sıvı}}=1,401+1,1728(y_{\text{H}_2}/y_{\text{C}})+0,0432(y_{\text{O}_2}/y_{\text{C}})+0,2169(y_{\text{S}}/y_{\text{C}})[1-2,0628(y_{\text{H}_2}/y_{\text{C}})]+0,0428(y_{\text{N}_2}/y_{\text{C}}) \quad (4.39)$$

Katı biyoyakıtlar için “ β ” değeri eşitlik 4.40 ile ifade edilmektedir (Szargut, 2005’den akt. Ersöz, Koçar, Eryaşar ve Arıcı, 2009).

$$\beta_{\text{biyo}}=[1,044+0,0160(y_{\text{H}_2}/y_{\text{C}})-0,3493(y_{\text{O}_2}/y_{\text{C}})[1+0,053(y_{\text{H}_2}/y_{\text{C}})]+0,0493(y_{\text{N}_2}/y_{\text{C}})]/[1-0,4124(y_{\text{O}_2}/y_{\text{C}})] \quad (4.40)$$

Gaz karışımlarının kimyasal ekserjilerinin hesaplanmasında, standart kimyasal ekserji değerleri kullanılarak eşitlik 4.41 ile ifade kullanılmaktadır (Szargut, 2005’den akt. Güngör, A, 2013).

$$e x^{-CH} = \sum x_i e x_i^{-CH} + RT_0 \sum x_i \ln(x_i) \quad (4.41)$$

4.2.3. Parametreler ve varsayımlar

Bu çalışmanın amacı düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından faydalanarak elektrik üretmek, kullanılan bileşenleri tanımlamak ve analiz etmektir. Çalışmada iş akışkanı olarak n-pentan seçildiğinden kritik sıcaklık 196,6 °C ve kritik basınç 3,37 MPa aşmayacak parametreler seçilmiştir. Çizelge 4.11’de temel koşullar gösterilmektedir.

Çizelge 4.11. Temel koşullar.

Temel Koşullar	
Isı kaynağı	Dowtherm J
	220°C-130°C
Soğutma kaynağı	Su
	25°C
İş akışkanı	N-Pentan

Bu çalışmada modelleme için Cycle Tempo 5.1 yazılımı kullanılmış ve enerji denklemleri oluşturulmuştur. Çevrimde kullanılan ısı eşanjörleri için spesifikasyon seçimleri aşağıdaki gibi yapılmıştır.

Kondenser: Kondenser girdi parametresi SATCOD=0 seçilmiştir. Soğutma kulesinden gelen soğutucu suyun sıcaklık artışı 10 °C seçilmiştir. Primer ve sekonder devrelerdeki basınç kayıpları ihmal edilmiş olup 0 seçilmiştir. Kondenser sekonder devresi olan türbin çıkışındaki iş akışkanının pompaya girmeden önce tamamen yoğuştuğundan emin olunması gerekmektedir. Daha fazla aşırı soğuma çevrim performansına olumsuz etki yapacaktır (Rusev, 2015).

Rekuperatör: Pompa çıkışı soğuk iş akışkanı sıcaklık artışı 50 °C seçilmiştir. Eşanjör primer ve sekonder devre basınç kayıpları ihmal edilmiş olup 0 seçilmiştir.

Evaporatör: Evaporatör dönüş termal yağ sıcaklığı 130 °C seçilmiştir. Eşanjör primer ve sekonder devre basınç kayıpları ihmal edilmiş olup 0 seçilmiştir. Evaporatör yaklaşım sıcaklığı 10 °C seçilmiştir.

Çevrim performansının analizi yapılmadan önce bazı varsayımlar yapılmalı ve gerekli girdiler belirlenmelidir. Bu seçimler aşağıda belirtilmiştir.

- Sistem kararlı durumda (steady state) olmalıdır.
- Borulardaki basınç kayıpları ve iyi izolasyon yapıldığı için ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Soğutma suyu pompası ve güneş enerjisi tarafındaki ısı transfer akışkanı pompasının harcadığı enerjiler ihmal edilmiştir. Çizelge 4.12’de parametreler ve varsayımlar gösterilmektedir.

Türbin ve pompa izentropik verimi, çevrim verimini etkileyen önemli parametrelerdir. Literatürde çevrimlerde kullanılan verimler birbirlerine benzerlik göstermektedir. Sotomonte, Ribeiro, Oliveira, Lora ve Venturini (2011) çalışmasında pompa ve türbin verimini %80, elektrik jeneratör verimini %98 kabul etmiştir. Hettiarachchi ve diğerleri (2007) pompa veriminde %75, türbin veriminde %85 ve jeneratör veriminde ise %96 kullanmıştır. Drescher ve Brüggemann (2007) çalışmasında türbin verimini %80, besleme pompası verimini ise %80 almıştır. Tchanche (2010) çalışmasında türbinin izentropik verimini %70, pompanın verimini ise %80 almıştır. Bu araştırmada literatürdeki değerler referans olarak türbin izentropik verimi %85, pompa izentropik verimi %80 ve jeneratör verimi %96 alınmıştır.

Çizelge 4.12. ORÇ parametreler ve varsayımlar.

Organic Rankine Çevrimi Parametreler ve Varsayımlar	
Kurulu Güç	5 Mwe
Kondenser, Evaporatör ve Reküperatör	Gövde Ve Boru Isı Değiştirici
Sistem	Kararlı Hal Durumunda
Borulardaki Isı Kaybı ve Basınç Kayıpları	İhmal Edildi
Pompa ve Türbindeki Prosesler	İzentropik Olmayan Sıkışma Ve Genleşme
Isı Eşanjörlerinde Isı Kaybı Ve Basınç Kayıpları	İhmal Edildi
Isı Kaynağı	Dowtherm J
	220°C-130°C
Isı Transfer Pompası ve Soğutma Suyu Pompası Harcanan Enerji	İhmal Edildi
Soğutma Kaynağı	Su
	25°C
İş Akışkanı	N-Pentan
Türbin Çıkış Basıncı	1,1 Bar
Pompa Çıkış Basıncı	30 Bar
Türbin İzentropik Verim	%85
Pompa İzentropik Verim	%80
Jeneratör Verimi	%96

4.2.4. Modelleme

Çalışma koşulları, gerekli parametreler ve varsayımlardan sonra modelleme şekil 4.9'da gösterilmektedir. Kırmızı hat 3. bölümde hesaplanan parabolik oluk kolektörlü güneş enerjisi sisteminden gelen sıcaklığı yükseltilmiş ısı transfer akışkanıdır. Mavi hat güç bloğundan gelen ve güneş enerjisi sistemine gönderilen düşük sıcaklığa sahip ısı transfer akışkanıdır. Sistemde yeterli güneşlenme olmadığı zamanlarda ısı transfer akışkanı biyokütle yakma sistemine gönderilerek sıcaklığı tasarım değeri 220 °C değerine yükseltilmektedir.



Çizelge 4.13'te gösterildiği gibi "Dowtherm J" kütleli debisi güneş kolektörü hesabında bulunan 112 kg/s alınmıştır. Soğutucu akışkan suyun kütleli debisi ve organik iş akışkanı olan N-Pentan'ın kütleli 5 MW kurulu gücü sağlaması için program tarafından kütle ve enerji denklemiyle hesaplanmıştır.

Çizelgeye göre 220 °C güneş enerjisinden gelen sıcaklık olup evaporatör giriş sıcaklığı olarak değerlendirilmiştir. Soğutma suyu kondensere giriş sıcaklığı 25 °C olarak değerlendirilmiştir. Organik iş akışkanının türbine giriş sıcaklığı ise 210 °C'dir. 30 bar ve 1,1 bar ise sırasıyla türbin giriş basıncı ve kondenser yoğuşma basıncıdır.

Çizelge 4.13. Kütleli debiler ve diğer parametreler.

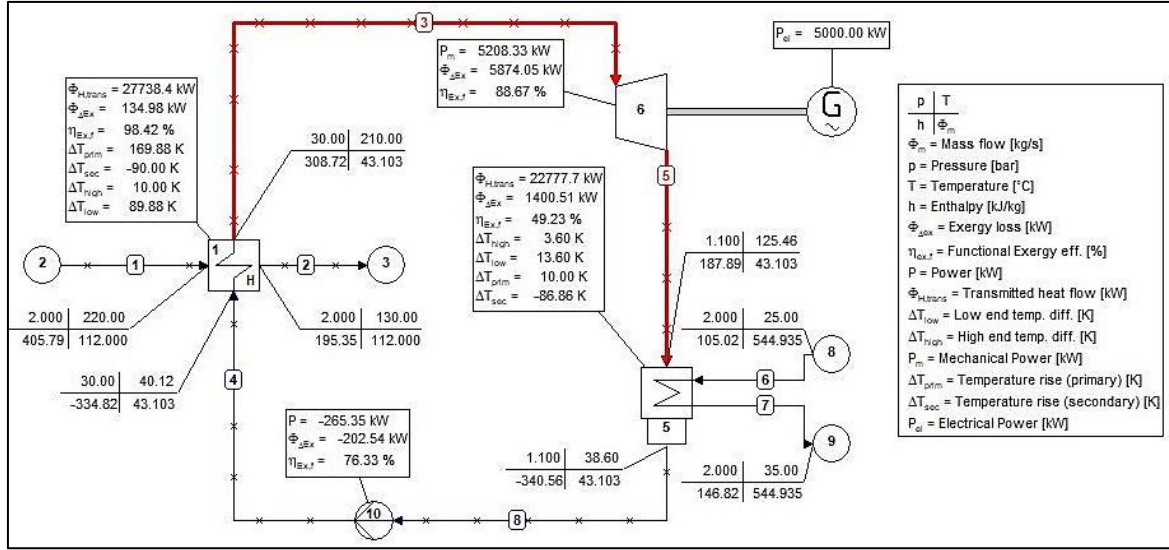
<u>Kütleli Debiler ve Diğer Parametreler</u>	
<u>Dowtherm J</u>	220°C
	2Bar
	112 kg/s
<u>Su</u>	25°C
	2Bar
	$\Delta T=10^\circ C$
<u>N-Pentan</u>	30Bar-1,1Bar
	210°C

4.2.5. Analiz sonuçları

Şekil 4.9'da gösterilen tasarımda güç bloğu reküperatör ve reküperatör kullanımı olmadan güç üretimi sağlayabilmektedir. Reküperatörün sistem performansına etkisi, enerji ve ekserji analizleri yapılarak değerlendirilmektedir. Bu bölümde biyokütle destekli solar organik rankine çevrim sistemi için termodinamik analizler yapılmıştır. Öncelikle reküperatör kullanımı olmadan sistemin performansı incelenmiştir. Daha sonra reküperatör dahil edilerek sistemin performansı karşılaştırılmıştır.

Reküperatör kullanımı olmadan ORÇ analizi:

Bu bölümde ORÇ sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Termodinamik analizler için tasarım parametrelerinin aynı kaldığı ve reküperatör kullanılmadığı sistem tasarımı analiz edilmiştir.



Şekil 4.10. ORÇ sistem analizi.

Yukarıdaki şekile göre güneş enerjisinden gelen ısı transfer akışkanı evaporatöre 220 °C sıcaklıkta girmekte ve 130 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Evaporatörde buharlaşan 3 numaralı kırmızı hat ile gösterilen N-pentan 210 °C sıcaklıkta ve 30 bar basınçta türbine girmektedir. Türbinden 125,46 °C ve 1,1bar ile çıkan 5 numaralı kırmızı hat ile gösterilen akışkan hala kızgın buhar fazındadır. 8 numaralı hat ile kondenserde yoğunlaşarak 38,60 °C sıcaklıkta akışkan doymuş sıvı olarak pompaya girmektedir. 40,12 °C sıcaklıkta ve 30 bar basınçta sıkıştırılmış sıvı olarak pompadan çıkan akışkan evaporatöre geri dönmektedir. Soğutma suyu ise 25 °C sıcaklıkta kondensere girmekte ve 35 °C sıcaklıkta kondenseri terketmektedir.

Çizelge 4.14. Çevrim elemanlarının yükleri.

Elemanlar	Yükler
Evaporatör	27.738,4 kWt
Kondenser	22.777,7 kWt
Türbin	5.208,33 kWe
Pompa	265,35 kWe

Çizelge 4.14'te sistemin ısı ve güç değerleri verilmiştir. Evaporatörde elde edilen termal yük 22.738,4 kW hesaplanmıştır. Kondenserde soğutucu suyuna verilen termal yük 22.777,7 kW'tır. Türbinde 5208,33kW güç elde edilmekte ve pompada ise 265,35 kW elektrik gücü harcanmıştır. Jeneratör verimi %96 olmakla birlikte 5.000 kW elektrik üretimi sağlanmıştır.

Termodinamiğin birinci kanununa göre sistemin enerji verimi aşağıda hesaplanmıştır.

$$\eta_{ORÇ,enerji}=(W_{türb}-W_{pompa})/(Q_{eva})\times 100=(5.208,33-265,35)/(27.738,4)\times 100=\% 17,82$$

Çizelge 4.15'te her bir hattaki akışkanların termodinamik özellikleri gösterilmektedir. Türbin öncesi 3 hattındaki buhar fazındaki akışkanın entalpisi 308,72 kJ/kg değerindedir. Türbin sonrası 5 hattındaki akışkanın entalpisi 187,89 kJ/kg'dır. Türbindeki entalpi düşüşü ise 120,89 kJ/kg hesaplanmıştır. Bu değer 3. bölümde anlatıldığı gibi düşük bir değer olup kuru tip N-pentan için tek kademeli türbin kullanımı yeterli olacaktır.

Çizelge 4.15. Tüm hatlardaki akışkanların termodinamik sonuçları.

Boru No.	Akışkan	Kütleli Debi [kg/s]	Molar Debi [kmol/s]	Hacimsel Debi [m ³ /s]	Basınç [bar]	Sıcaklık [°C]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg.K]	Ekserji [kJ/kg]
1	Dowtherm J	112,000	1,552	31,203	2,00	220,00	405,79	0,9539	164,49
2	Dowtherm J	112,000	1,552	25,069	2,00	130,00	195,35	0,4839	88,02
3	N-Pentan	43,103	0,597	0,49267	30,00	210,00	308,72	0,4781	203,05
4	N-Pentan	43,103	0,597	0,068345	30,00	40,12	-334,82	-1,0934	7,47
5	N-Pentan	43,103	0,597	17,630	1,10	125,46	187,89	0,5323	66,67
6	Soğutucu Su	544,935	30,249	0,54652	2,00	25,00	105,02	0,3672	1,32
7	Soğutucu Su	544,935	30,249	0,54818	2,00	35,00	146,82	0,5051	3,81
8	N-Pentan	43,103	0,597	0,068822	1,10	38,60	-340,56	-1,0971	2,77

Çizelge 4.16'da çevrimin her bir hattındaki enerji ve ekserji akışları gösterilmektedir. Çizelgeye göre türbin girişinde ekserji miktarı 8.751,89 kW iken türbin çıkışındaki ekserji miktarı 2.877,84 kW'tır. Çevrimde türbinin 5208,33 kW güç üretmesi beklenmekte ve bu amacı karşılaması için türbin giriş-çıkış arasındaki ekserji farkı 5.874,05 kW değeri kullanılmaktadır. İki değer arasındaki oran ekserji verimini göstermekte ve ekserji farkının ne kadarının işe dönüştüğünün bir ölçüsü anlamına gelmektedir.

Çizelge 4.16. Çevrimin her bir hattındaki enerji ve ekserji akışı.

Boru No.	Akışkan	Toplam Enerji Akışı(kW)	Toplam Ekserji Akışı(kW)
1	Dowtherm J	90.512,44	18.422,91
2	Dowtherm J	66.942,98	9.857,92
3	N-Pentan	30.649,30	8.751,89
4	N-Pentan	2.910,94	321,88
5	N-Pentan	25.440,96	2.877,84
6	Soğutucu Su	29.935,06	719,85
7	Soğutucu Su	52.712,73	2.077,83
8	N-Pentan	2.663,30	119,34

Çizelge 4.17'de sistemdeki ekserji kayıpları ve çevrim elemanlarının ekserji verimleri gösterilmektedir. Yapılan analizde en fazla ekserji kaybı 1.400,51 kW ile kondenserde oluşmuştur. Sırasıyla türbindeki ekserji kaybı 665,72 kW, evaporatördeki ekserji kaybı 134,98 kW ve pompadaki ekserji kaybı 62,81 kW'tır. Çevrimdeki toplam ekserji kaybı ise

2.264,02 kW hesaplanmıştır. Cihazların ekserji verimlerine bakıldığında en yüksek ekserji verimi % 98,42 ile evaporatörde gerçekleşmiştir. Sırasıyla türbindeki ekserji verimi % 88,67, pompa ekserji verimi % 76,33 ve kondenser ekserji verimi ise % 49,23'tir.

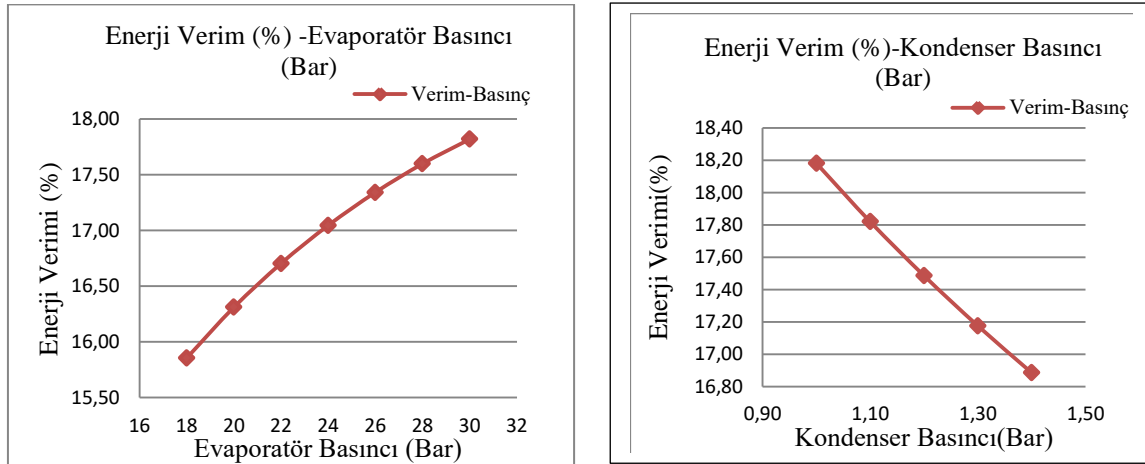
Çizelge 4.17. Sistemdeki ekserji değerleri.

Numara	İsim	Sistemden ekserji salınımı [kW]			Bağıl Ekserji Kaybı [%]	Ekserji Verimi [%]
		Toplam	Güç/Isı	Kayıplar		
6	Türbin	5.874,05	5.208,33	665,72	3,48	88,67
5	Kondenser	1.400,51	0,00	1.400,51	7,32	49,23
1	Evaporatör	134,98	0,00	134,98	0,71	98,42
10	Pompa	-202,54	-265,35	62,81	0,33	76,33
2	Emici ortam/Kaynak ortam	-18.422,91	0,00	-18.422,91	-96,24	
3	Emici ortam/Kaynak ortam	9.857,92	0,00	9.857,92	51,50	
8	Emici ortam/Kaynak ortam	-719,85	0,00	-719,85	-3,76	
9	Emici ortam/Kaynak ortam	2.077,83	0,00	2.077,83	10,85	
	Toplam:	0,00	4942,99	-4942,99	-25,82	

Termodinamiğin ikinci kanununa göre sistemin ekserji verimi aşağıda hesaplanmıştır.

$$\eta_{ORÇ,ekserji}=(5.208,33-265,35)/(18.422,91-9.857,92)=\% 57,71$$

Evaporatör ve kondenser basıncı değişiminin sistem performansına etkisi:

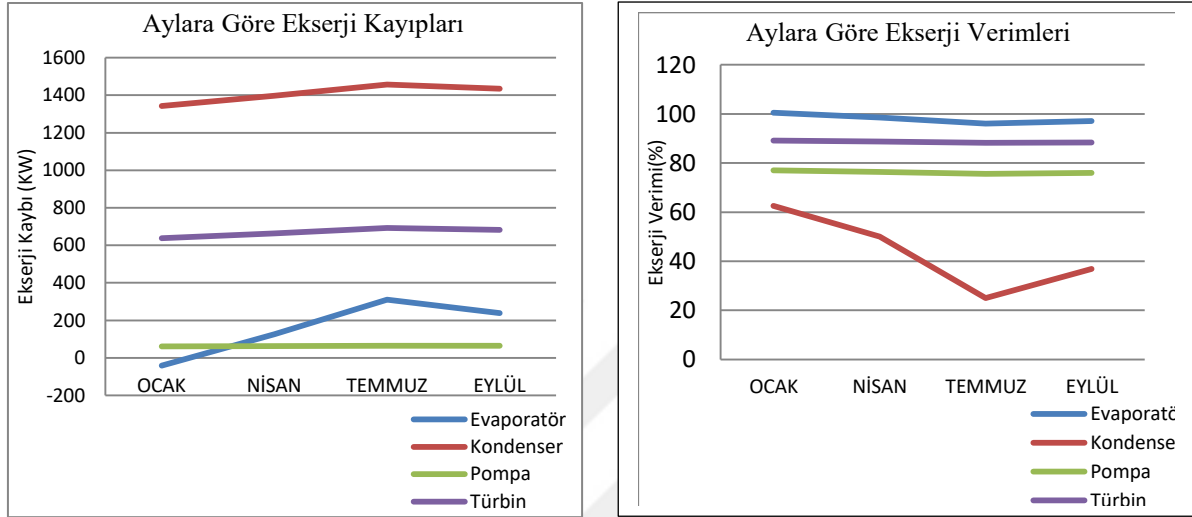


Şekil 4.11. Evaporatör ve kondenser basıncının sistem performansına etkisi.

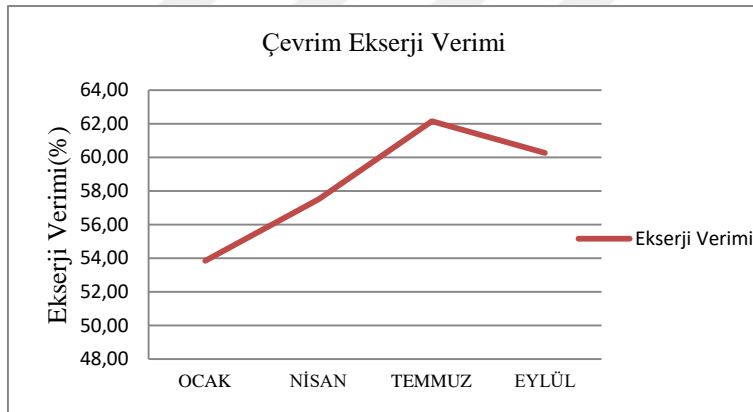
Şekil 4.11'de sistemin enerji verimi evaporatör basıncı arttıkça artmakta, kondenser basıncı arttıkça enerji verimi azalmaktadır. Sistem basınç değeri seçiminde evaporatör ve kondenserde oluşabilecek sıcaklık çakışmasının olmamasına dikkat edilerek ideal seçim yapılmıştır. Evaporatör basıncı 20 bar olduğunda enerji verimi % 16,31 olup, evaporatör basıncının % 50 artması enerji veriminde % 9,25'lik bir artış sağlamıştır. Kondenser

basıncı 1,4 bar olduğunda enerji verimi % 16,89 olup, kondenser basıncının % 27,3 artması enerji veriminde % 5,21'lik bir azalmaya neden olmaktadır.

Çevre sıcaklık değişiminin sistem performansına etkisi



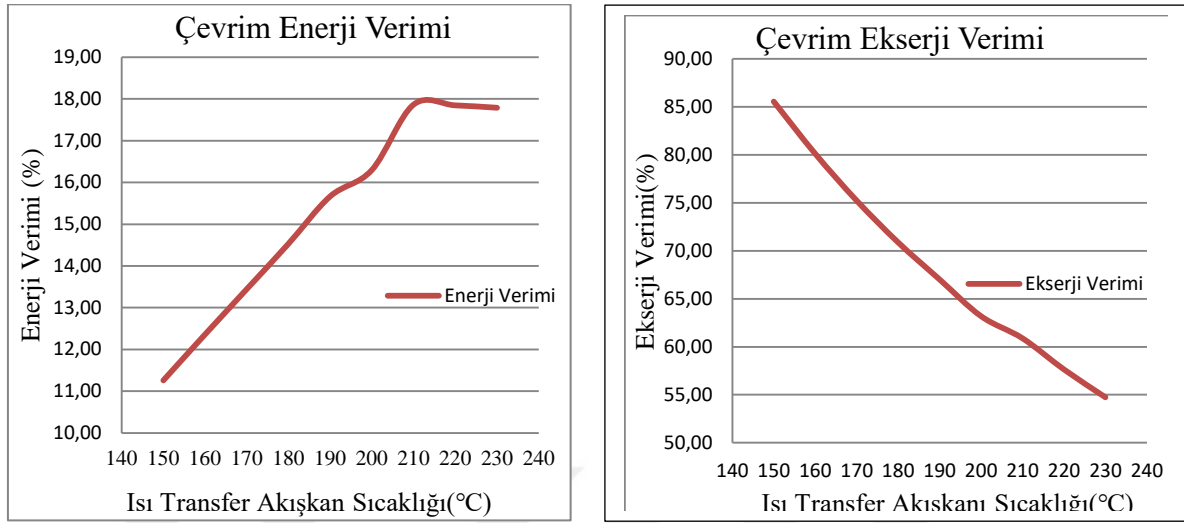
Şekil 4.12. Çevre sıcaklığının ORÇ komponentlerinin ekserji performansına etkisi.



Şekil 4.13. Çevre sıcaklığının çevrim ekserji verimine etkisi.

Şekil 4.12'de çevre sıcaklığındaki değişikliğin çevrim elemanları üzerine etkisi gösterilmektedir. Ocak, Nisan, Temmuz ve Eylül aylarındaki Ankara ili ortalama sıcaklıkları 0,2 °C, 11,3 °C, 23,5 °C ve 18,8 °C değerindedir (<https://www.mgm.gov.tr>, 11.02.2019). Bu bağlamda yaz ayında evaporatör ekserji kaybının arttığı, kondenser ekserji veriminin ise düştüğü görülmüştür. Kondenser ekserji veriminin kış ayında yaklaşık 2 kat artığı anlaşılmıştır. Şekil 4.13'e göre çevrim ekserji veriminin yaz aylarında arttığı ve kış aylarına göre yaklaşık % 15 daha fazla ekserji verimi elde edilmiştir.

Isı transfer akışkanı sıcaklık değişiminin sistem performansına etkisi



Şekil 4.14. Isı transfer akışkan sıcaklığının çevrim ekserji ve ekserji verimine etkisi.

Şekil 4.14’de ısı transfer akışkan sıcaklık değişiminin çevrim enerji ve ekserji verimi üzerine etkisi gösterilmektedir. Isı transfer akışkan sıcaklığındaki düşme çevrim enerji veriminin azalmasına neden olmuştur. Isı transfer akışkan sıcaklığında 40 °C azalmayla çevrim verimi yaklaşık % 18 azalmıştır. Isı transfer akışkan sıcaklığındaki düşme ise çevrim ekserji veriminin artmasına neden olmuştur.

Bölüm 3’de iş akışkanı seçimi ile ilgili olarak kuru ve izentropik organik iş akışkanların ORÇ sistemi için ideal olduğu belirtilmişti. Kuru akışkanların türbin çıkışından kızgın buhar fazında olması ilave bir ısı eşanjörü ile çevrime ön ısıtma yapılmasına olanak sağlamaktadır. Aşağıdaki analizlerde reküperatör kullanılarak ORÇ sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılarak performansı gözlenlenmiştir.

Reküperatör kullanımı ile ORÇ analizi:

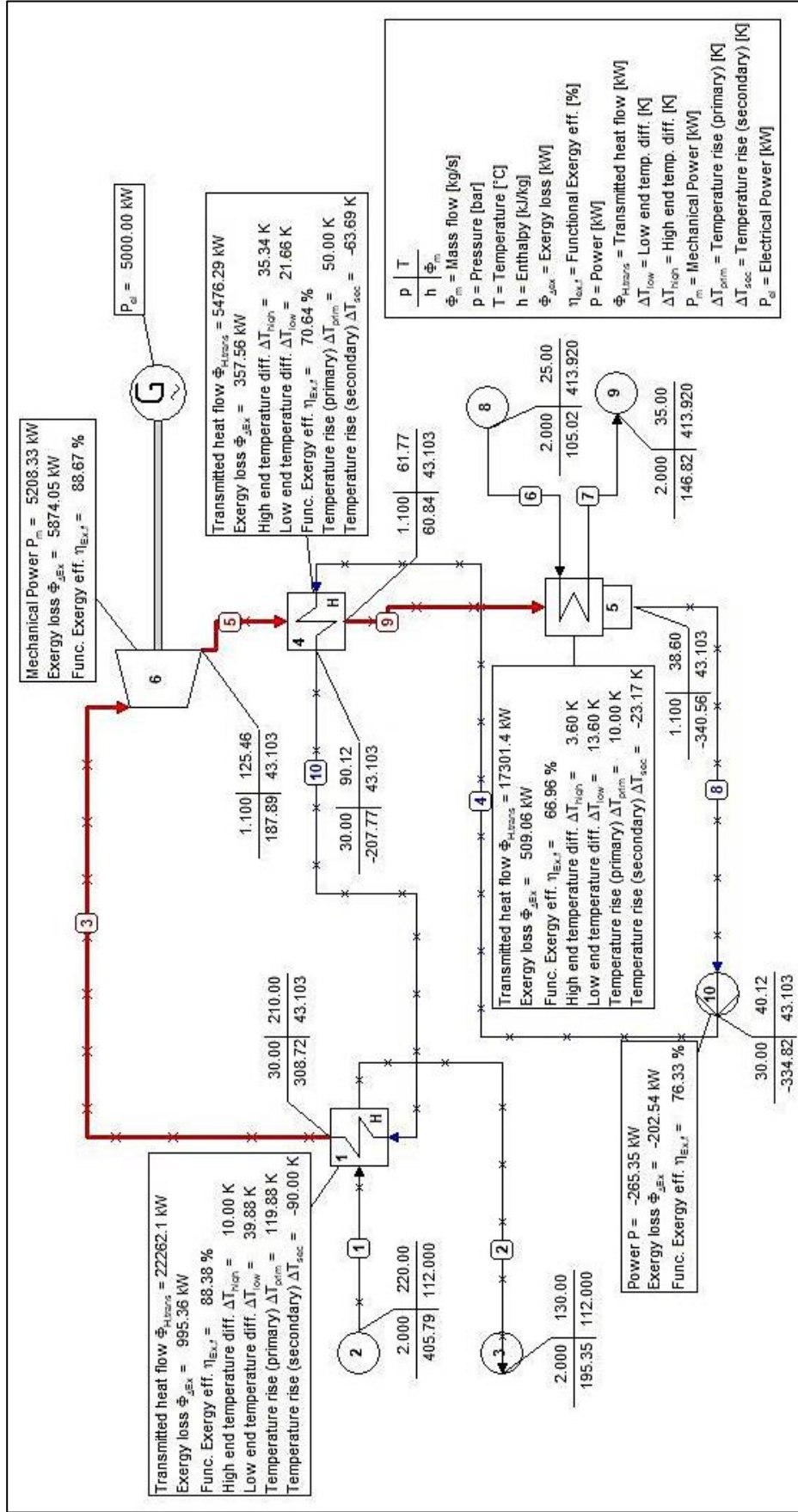
Şekil 4.15’e göre türbinden çıkan 125,46°C sıcaklığa sahip iş akışkanı reküperatör sayesinde sıcaklığı 61,77°C’ye kadar düşmektedir. 40,12°C sıcaklıkta pompadan çıkan iş akışkanı evaporatör öncesi ön ısıtma yapılarak sıcaklığı 90,12°C’ye yükseltilmektedir.

Çizelge 4.18’de sistemdeki ısı ve güç değerleri verilmiştir. Evaporatörde elde edilen termal yük 22.262,1 kW hesaplanmıştır. Kondenserde soğutucu suya verilen termal yük 17.301,4

kW değerindedir. Türbinde 5208,33 kW güç elde edilmekte ve pompada ise 265,35 kW elektrik gücü hesaplanmıştır. Jeneratör verimi % 96 olmakla birlikte 5.000 kW elektrik üretimi sağlanmaktadır.

Çizelge 4.18. ORÇ elemanlarının yükleri.

Elemanlar	Yükler
Evaporatör	22.262,1 kWt
Kondenser	17.301,4 kWt
Türbin	5.208,33 kWe
Pompa	265,35 kWe
Rekuperatör	5.476,29 kWt



Şekil 4.15. Rekuperatörlü organik Rankine çevrimi şematik gösterimi.

Termodinamiğin birinci kanununa göre sistemin enerji verimi aşağıda hesaplanmıştır.

$$n_{ORÇ,enerji}=(W_{türb}-W_{pompa})/(Q_{eva})\times 100=(5.208,33-265,35)/(22.262,1)\times 100=\%22,2$$

Rekuperatör kullanımının çevrime faydası incelendiğinde öncelikle evaporatör yükünün 27.738,4 kWt değerinden 22.262,1 kWt'a düştüğü görülmüştür. Çevrimin enerji verimini etkileyen termal yükün yaklaşık % 20 azalmıştır. Bu sayede ORÇ enerji verimi karşılaştırıldığında % 17,32 değerden % 22,2' ye yükselmiş ve yaklaşık % 28'lik bir artış olmuştur.

Kondenser yükü 22.777,7 kWt değerden 17.301,4 kWt'a düşmüştür. Rekuperatör olmadığı durumda kondenser, 125,46 °C sıcaklıktaki iş akışkanını doymuş sıvı sıcaklığına kadar düşürmesi gerekirken, rekuperatör kullanımı sayesinde 61,77 °C sıcaklıktaki iş akışkanını doymuş sıvı sıcaklığına kadar düşürecektir. Kondenser daha kolay yoğuşma görevini yerine getirecektir. Ayrıca kütleli debi olarak daha az soğutucu suya ihtiyaç duyulacaktır.

Çizelge 4.19. Çevrimin her bir noktasındaki termodinamik özellikler.

Boru No.	Akışkan	Kütleli Debi [kg/s]	Molar Debi [kmol/s]	Hacimsel Debi [m ³ /s]	Basınç [bar]	Sıcaklık [°C]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg.K]	Ekserji [kJ/kg]
1	Dowtherm J	112,000	1,552	31,203	2,00	220,00	405,79	0,953	164,49
2	Dowtherm J	112,000	1,552	25,069	2,00	130,00	195,35	0,483	88,02
3	N-Pentan	43,103	0,597	0,492	30,00	210,00	308,72	0,478	203,05
4	N-Pentan	43,103	0,597	0,068	30,00	40,12	-334,82	-1,093	7,47
5	N-Pentan	43,103	0,597	17,630	1,10	125,46	187,89	0,532	66,77
6	Soğutucu Su	413,920	22,976	0,415	2,00	25,00	105,02	0,367	1,32
7	Soğutucu Su	413,920	22,976	0,416	2,00	35,00	146,82	0,505	3,81
8	N-Pentan	43,103	0,597	0,068	1,10	38,60	-340,56	-1,097	2,77
9	N-Pentan	43,103	0,597	14,611	1,10	61,77	60,84	0,185	38,51
10	N-Pentan	43,103	0,597	0,075	30,00	90,12	-207,77	-0,717	27,43

Çizelge 4.19'da her bir hattaki akışkanların termodinamik özellikleri verilmiştir. Rekuperatör kullanımı olmayan çevrimde kondenser öncesi iş akışkanının entalpisi 187,89 kJ/kg değerindedir. Rekuperatör sayesinde kondenser öncesi iş akışkanının entalpisi 60,84 kJ/kg değerine düşmüştür. Bu sayede kondenser öncesi önemli bir seviyede ön ısıtma kazancı sağlanmıştır.

Çizelge 4.20'de çevrimin her bir hattından enerji ve ekserji akış değerleri gösterilmektedir. Kondenserdeki yük miktarındaki azalma sonucunda soğutucu suyun taşımış olduğu hem enerji hem de ekserji akış değerlerinde azalma gerçekleştiği görülmüştür.

Çizelge 4.20. Çevrimin her bir hattındaki enerji ve ekserji akışı.

Boru No.	Akışkan	Toplam Enerji Akışı(kW)	Toplam Ekserji Akışı(kW)
1	Dowtherm J	90.512,44	18.422,91
2	Dowtherm J	66.942,98	9.857,92
3	N-Pentan	30.649,30	8.751,89
4	N-Pentan	2.910,94	321,88
5	N-Pentan	25.440,96	2.877,84
6	Soğutucu Su	22.737,97	546,78
7	Soğutucu Su	40.039,34	1.578,27
8	N-Pentan	2.663,30	119,34
9	N-Pentan	19.964,67	1.659,90
10	N-Pentan	8.387,23	1.182,26

Çizelge 4.21’de sistemdeki ekserji kayıpları ve çevrim elemanlarının ekserji verimleri gösterilmektedir. En fazla ekserji kaybı 995,36 kW ile evaporatörde gerçekleşmiştir. Sırasıyla türbindeki ekserji kaybı 665,72 kW, kondenserdeki ekserji kaybı 509,06 kW ve pompadaki ekserji kaybı 62,81 kW değerindedir. Çevrimdeki toplam ekserji kaybı ise 2.232,95 kW hesaplanmıştır. Cihazların ekserji verimlerine bakıldığında ise en yüksek ekserji verimi % 88,67 ile türbinde gerçekleşmiştir. Sırasıyla evaporatörün ekserji verimi % 88,38, pompanın ekserji verimi % 76,33, reküperatörün ekserji verimi % 70,64 ve kondenserin ekserji verimi ise % 66,96 olduğu sonucuna varılmıştır.

Çizelge 4.21. Sistemdeki ekserji değerleri.

Numara	İsim	Sistemden ekserji salınımı [kW]			Bağlı Ekserji Kaybı [%]	Ekserji Verimi [%]
		Toplam	Güç/Isı	Kayıplar		
6	Türbin	5.874,05	5.208,33	665,72	3,51	88,67
5	Kondenser	509,06	0,00	509,06	2,68	66,96
1	Evaporatör	995,36	0,00	995,36	5,25	88,38
10	Pompa	-202,54	-265,35	62,81	0,33	76,33
4	Reküperatör	357,56	0,00	357,56	1,88	70,64
2	Emici ortam/Kaynak ortam	-18.422,91	0,00	-18.422,91	-97,12	
3	Emici ortam/Kaynak ortam	9.857,92	0,00	9.857,92	51,97	
8	Emici ortam/Kaynak ortam	-546,78	0,00	-546,78	-2,88	
9	Emici ortam/Kaynak ortam	1.578,27	0,00	1.578,27	8,32	
	Toplam:	0,00	4942,99	-4942,99	-26,06	

Termodinamiğin ikinci kanununa göre sistemin ekserji verimi;

$$n_{ORÇ,ekserji}=(5208,33-265,35)/(18.422,91-9.857,92)=\% 57,71 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Yukarıda elde edilen ekserji değeri 1. durum olan sadece güneş enerjisinin % 100, biyokütle yakma sisteminin % 0 olduğu şart için hesaplanmıştır. Ekserji veriminin enerji verimi %22,2’den yüksek olduğu görülmüştür. Ancak güneş enerjisinde kolektör verimi ve ısı verimindeki kayıpları ve sistemdeki ısı kayıplar kullanılabilir enerji miktarının azalmasına neden olmaktadır. Ekserji verimi ise enerjinin kullanılabilir kısmıdır. Güneş

enerjisinde ısı enerjisi direk kullanıldığı için yani yakma sistemi gibi herhangi bir enerji dönüşümü olmadığından enerjinin kullanılabilir kısmının fazla olması ekserji veriminin yüksek çıkmasına neden olmaktadır. Ayrıca güneş enerjisi sisteminde çevre sıcaklığındaki değişiklikler, ısı transfer giriş sıcaklığındaki farklılıklar ekserji verimini etkileyen önemli parametrelerdir.

2. durumda ise sadece biyokütle yakma sisteminin % 100 güneş enerjisinin % 0, olduğu şart için hesaplanmıştır. Burada ekserji verimim için biyokütlenin kimyasal ekserjisi bölüm 4.3'te hesaplanan değer aşağıda verilmiştir.

$$B_{biyo} = m \cdot e_{XF}^{CH} = 1,8 \text{ kg/s} \times 19.301,6 \text{ kJ/kg} = 34.743 \text{ (kW)}$$

Sistemin toplam ekserji verimi aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$n_{ekserji, toplam} = \frac{W_{net}}{(E_{input, biyokütle} + E_{input, güneş})}$$

$$n_{ekserji, toplam} = \frac{5208,33 - 265,35}{(34.743 + 0)} = \% 14,3$$

Yukarıdaki hesaplamalardan görüldüğü üzere sadece biyokütle yakma sistemi kullanıldığı durumda santral ekserji verimi, enerji verimi %22,2 'den düşük çıktığı görülmüştür. Bilindiği üzere ekserji, enerjinin yararlanılabilen kısmıdır. Biyokütle yakma sistemi ile birlikte hem yakıtın yanması sonucunda hem de yakma sistemindeki ısıl kayıplar enerji dönüşüm miktarının azaltacağı için ekserji verimi düşmektedir.

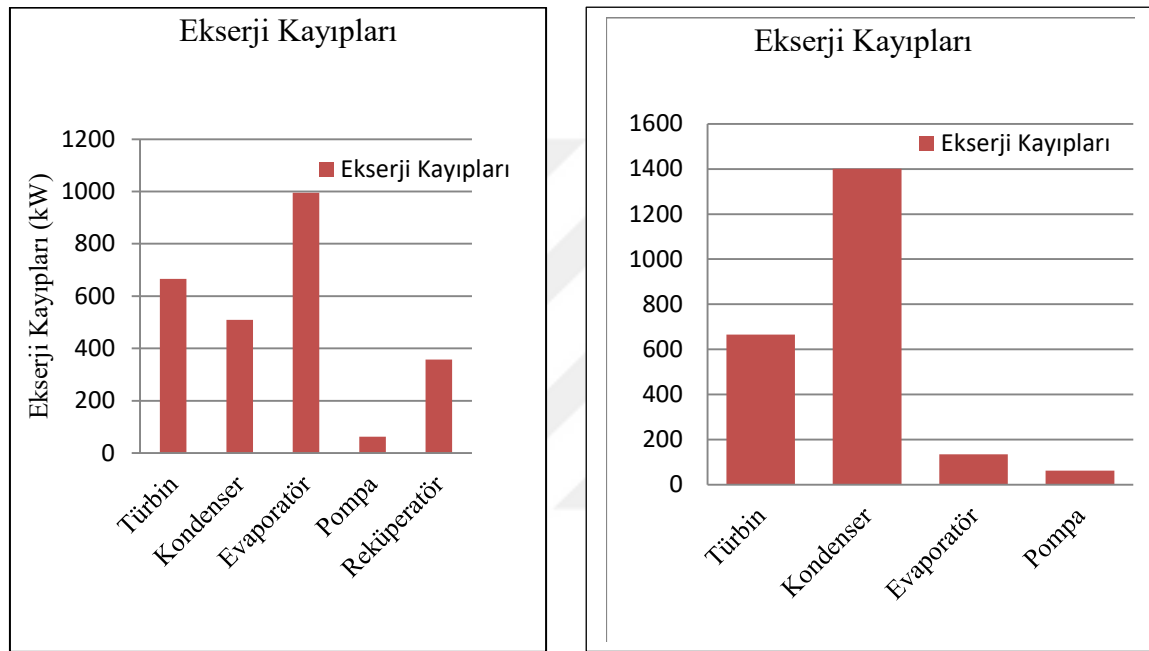
Elde edilen ORÇ enerji ve ekserji verimleri, (Dinçer ve El-Emam, 2013) ve (Kaşka, 2013) çalışmaları ile benzerlik göstermektedir.

(Dinçer ve El-Emam, 2013)'nin "Jeotermal Kaynaklı Organik Rankine Çevrimi Ekserji Ve Ekserjiekonomik Analiz Ve Optimizasyon" çalışmasında 5MW kurulu güce sahip 165°C jeotermal sıcaklığındaki ORC sisteminin enerji verimi % 16,37 ve ekserji verimi % 48,8 hesaplanmıştır.

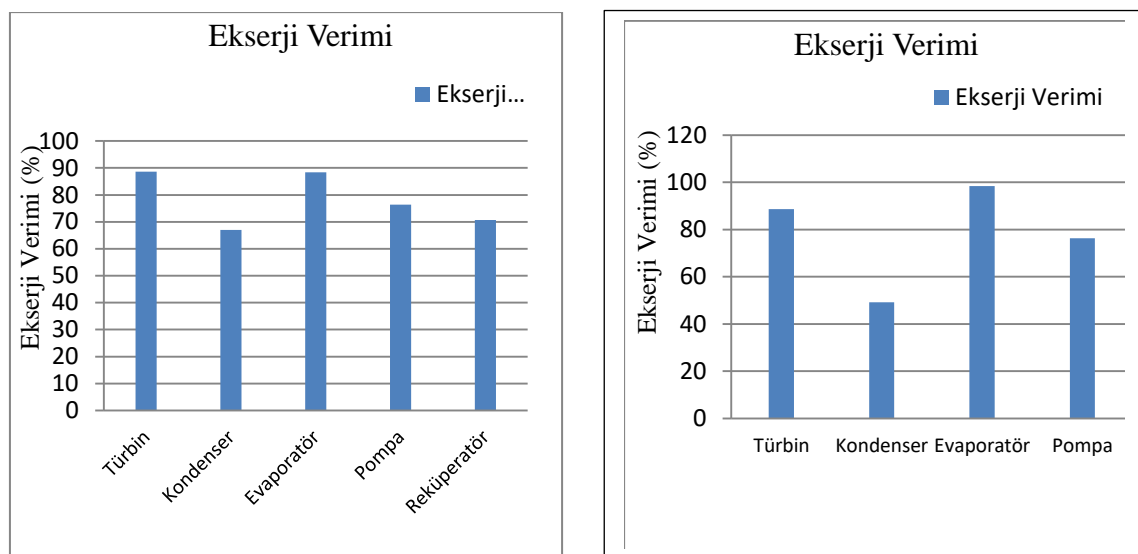
(Kaşka, 2013)'nin "Çelik Sanayisinde Atık Isı Kaynağından Güç Üretiminin Enerji ve Ekserji Analizi" çalışmasında 262kW ve 203kW kurulu güce sahip ORÇ sisteminde enerji

verimi % 10,2 ve ekserji verimi % 48,5 ile enerji verimi % 8,8 ve ekserji verimi % 42,2 hesaplanmıştır.

Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’de reküperatör olmayan ORÇ sistemi ile karşılaştırıldığında kondenserdeki ekserji kaybının düştüğü, ekserji veriminin ise yaklaşık % 36 artışı gösterilmektedir. Evaporatör ekserji kaybında artış, ekserji veriminde ise yaklaşık % 10 azalış gerçekleşmiştir. ORÇ sistem ekserji veriminin ise değişmediği sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.16. Reküperatörlü ve reküperatör olmayan iki çevrimin ekserji kayıpları.



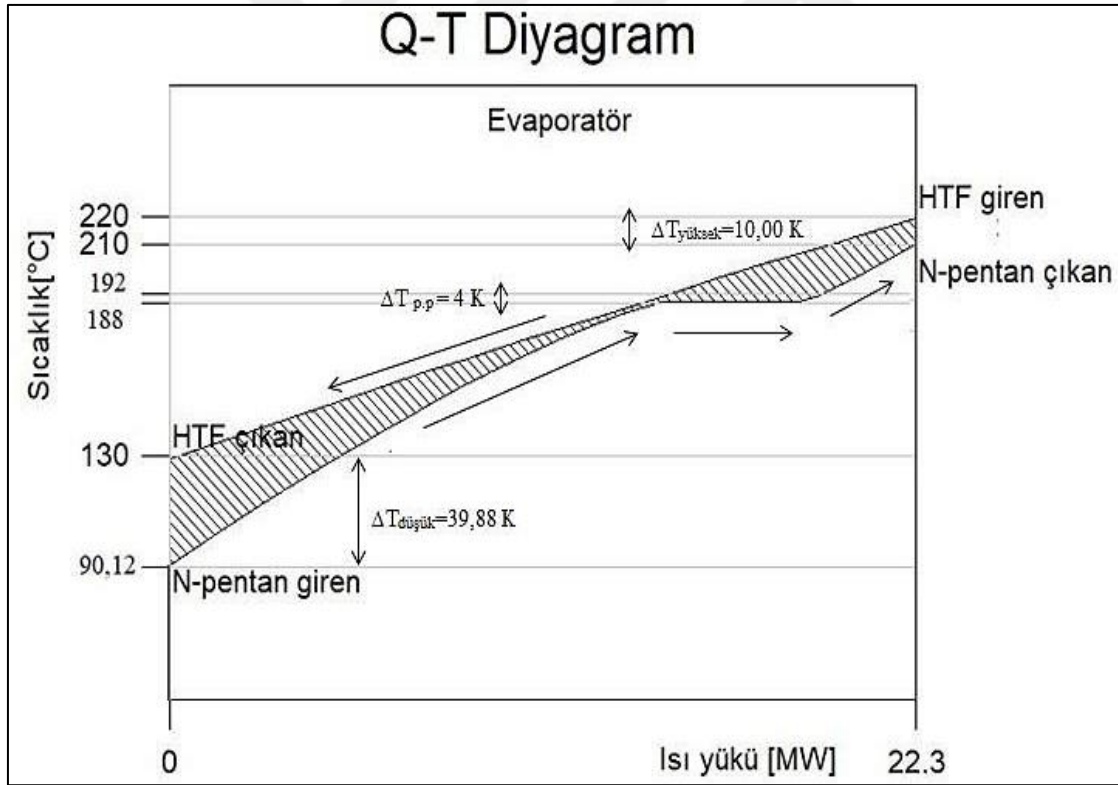
Şekil 4.17. Reküperatörlü ve reküperatör olmayan iki çevrimin ekserji verimleri.

Evaporatör analiz sonuçları

Çizelge 4.22. Evaporatör analiz sonuçları.

Düşük son sıcaklık farkı	$\Delta T_{\text{düşük}}=39,88 \text{ K}$
Yüksek son sıcaklık farkı	$\Delta T_{\text{yüksek}}=10,00 \text{ K}$
İletilen ısı akışı	$\dot{Q}_{\text{ilet}}=22.262,1 \text{ kW}$
Fonksiyonel ekserji verimi	$\eta_f=\% 88,38$
Ekserji kaybı	$\dot{Q}_{\text{ekserji}}=995,36 \text{ kW}$
Primer devre sıcaklık artışı	$\Delta T_{\text{primer}}=119,88 \text{ K}$
Sekonder devre sıcaklık artışı	$\Delta T_{\text{sekonder}}=-90,00 \text{ K}$

Çizelge 4.22’de evaporatör ısı yükü 22.262,1 kW hesaplanmıştır. Güneş kolektörü boyutlandırılması için yapılan hesaplamalarda evaporatör ısı yükü 23.958,33 kW hesaplanmış ve bu yüke göre kolektör sayısı ve toplam yansıtıcı yüzey alanı hesaplanmıştır. Bu bağlamda evaporatör ısı yüklerinin birbirine yakın değerler çıkması yapmış olduğumuz varsayımların ve hesaplamaların doğru olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.18. Evaporatör Q-T diyagramı.

Evaporatörde oluşan en yakın minimum yaklaşım sıcaklığı şekil 4.18’de gösterildiği gibi 4 K hesaplanmıştır. Bu değer evaporatörde sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasındaki

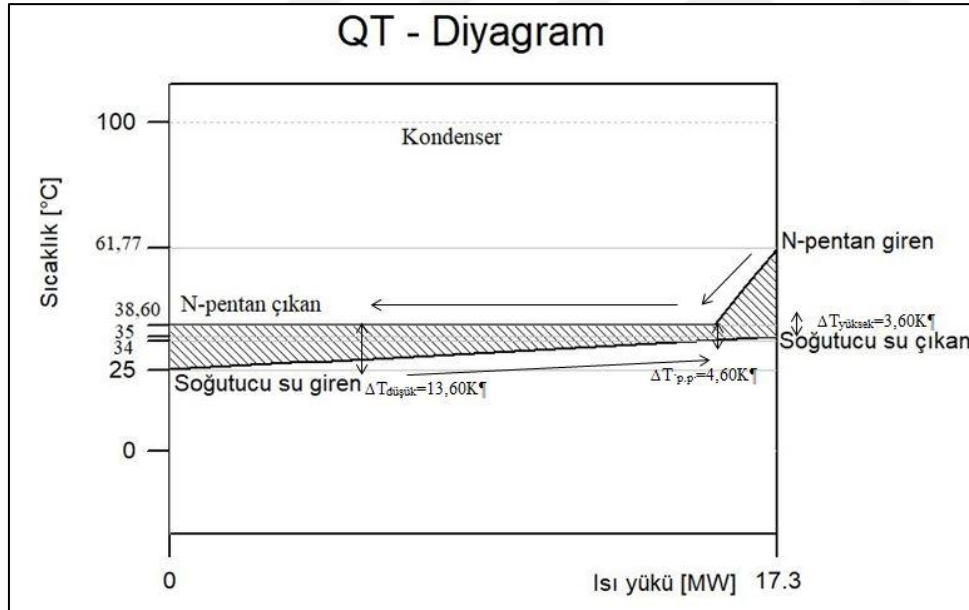
sıcaklık farkının minimum olduğu noktadır. Yaklaşım sıcaklığı ne kadar düşük olursa evaporatör maliyeti o kadar yükselecek ancak daha fazla ısı transferi gerçekleşecektir.

Kondenser analiz sonuçları

Çizelge 4.23. Kondenser analiz sonuçları.

Düşük son sıcaklık farkı	$\Delta T_{\text{düşük}}=13,60\text{K}$
Yüksek son sıcaklık farkı	$\Delta T_{\text{yüksek}}=3,60\text{K}$
İletilen ısı akışı	$\dot{Q}_{\text{ilet.}}=17.301,4\text{kW}$
Fonksiyonel ekserji verimi	$\eta_f=\%66,96$
Ekserji kaybı	$\dot{Q}_{\Delta\text{ekserji}}=509,06\text{kW}$
Primer devre sıcaklık artışı	$\Delta T_{\text{primer}}=10\text{K}$
Sekonder devre sıcaklık artışı	$\Delta T_{\text{sekonder}}=-23,17\text{K}$

Kondenserde oluşan en yakın minimum yaklaşım sıcaklığı Şekil 4.19'da gösterildiği gibi 4,60 K hesaplanmıştır. Kondenserde iş akışkanının yoğuşması için Çizelge 4.23'de gösterildiği gibi 17.301,4 kW ısı yükü soğutma suyuna aktarılmıştır.



Şekil 4.19. Kondenser Q-T Diyagramı.

Türbin ve pompa analiz sonuçları

Çizelge 4.24. Türbin analiz sonuçları.

Mekanik güç	$P_m=5.208,33\text{kW}$
Izentropik verim	$\eta_i=\%85$
Fonksiyonel ekserji verimi	$\eta_f=\%88,67$
Ekserji kaybı	$\dot{Q}_{\Delta\text{ekserji}}=665,72\text{kW}$

Çizelge 4.24’de gösterildiği gibi türbinde üretilen güç 5.208,33 kWe olarak hesaplanmıştır. Pompada harcanan güç ise Çizelge 4.25’de gösterildiği gibi 265,35 kWe hesaplanmıştır.

Çizelge 4.25. Pompa analiz sonuçları.

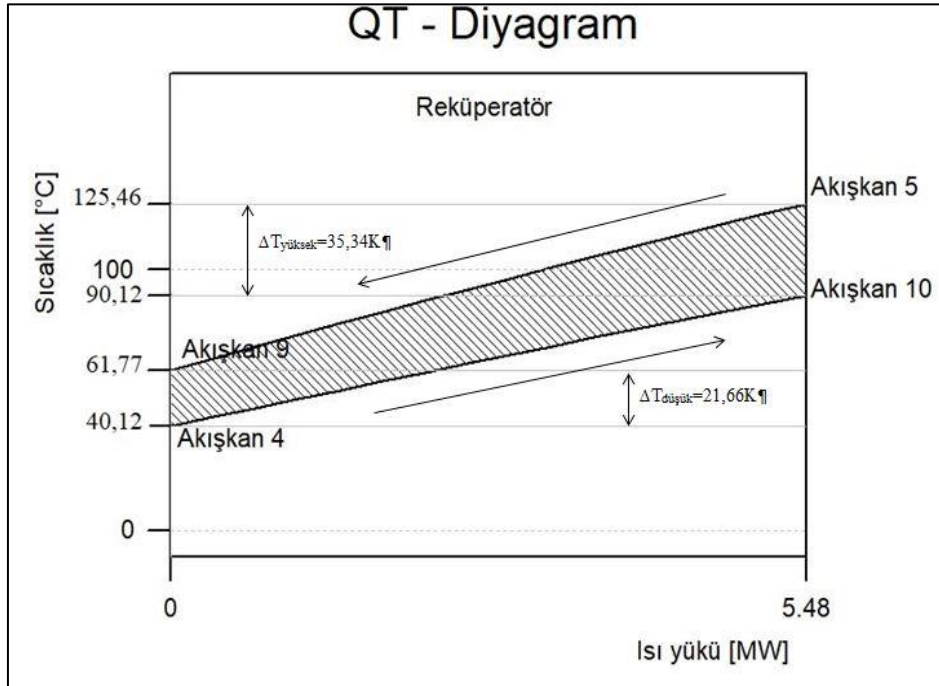
Harcanan güç	$P = -265,35 \text{ kW}$
Izentropik verim	$\eta_i = \%80$
Fonksiyonel ekserji verimi	$\eta_f = \%76,33$
Ekserji kaybı	$\dot{Q}_{\text{ekserji}} = 62,81 \text{ kW}$

Rekuperatör analiz sonuçları

Çizelge 4.26. Rekuperatör analiz sonuçları.

Düşük son sıcaklık farkı	$\Delta T_{\text{düşük}} = 21,66 \text{ K}$
Yüksek son sıcaklık farkı	$\Delta T_{\text{yüksek}} = 35,34 \text{ K}$
İletilen ısı akışı	$\dot{Q}_{\text{ilet.}} = 5.476,29 \text{ kW}$
Fonksiyonel ekserji verimi	$\eta_f = \%70,64$
Ekserji kaybı	$\dot{Q}_{\text{ekserji}} = 357,56 \text{ kW}$
Primer devre sıcaklık artışı	$\Delta T_{\text{primer}} = 50 \text{ K}$
Sekonder devre sıcaklık artışı	$\Delta T_{\text{sekonder}} = 63,69 \text{ K}$

Çizelge 4.26’da gösterildiği gibi rekuperatör sayesinde 5.476,29 kW ısı yükü kazancı sağlanmıştır. Bu sayede evaporatör öncesi iş akışkanı ön ısıtma yaparak 90,12 °C sıcaklığa çıkartılmıştır. Şekil 4.20’de rekuperatör Q-T diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.20. Rekuperatör Q-T diyagramı.

4.3. Biyokütle Yakma Sistemi Termal Tasarımı

Biyokütle binlerce yıldır insanlar tarafından kullanılmaktadır. Hem yeryüzünde fazla miktarda bulunmakta hem de elde edilmesi kolay bir yakıt türüdür. Dünyada şuan temel enerji kaynağı olarak biyokütle kullanımı dördüncü sıraya yükselmiş durumdadır. Biyokütle, dünya enerji ihtiyacının %14'lük bölümünü karşılamaktadır. Gelişmekte olan ülkelerde ise bu oran yaklaşık %35'tir. Gün geçtikçe artan küresel enerji talebi, fosil yakıt miktarlarında azalma ve özellikle küresel iklim değişikliği tehditi, biyokütlenin enerji kaynağı olarak kullanımını artırmaktadır. Biyokütle hem gelişmiş hem de gelişmekte olan ülkelerde ısıtma ve elektrik enerjisi üretmek amacıyla kullanılmaktadır (Liu, Qiu, Shao ve Riffat, 2010).

Biyokütle, karbon temelli organik malzeme olup orman ve orman sanayi atıkları, tarımsal ve hayvansal atıklar, gıda sektörü atıkları ile evsel atıkların bir bölümünden oluşmaktadır. Karbon, hidrojen ve oksijen bağlarında fotosentez ile güneş ışınları kullanılarak kimyasal enerji depolanır. Biyokütle enerjisi, rüzgâr ve güneş enerjisine göre devamlı enerji kaynağı sağlaması açısından önemli bir kaynaktır. Diğer bir avantajı ise yenilenebilir enerji kaynağı olması ve yanma sonucunda atmosfere fazladan CO₂ kirletici yayılımı sağlamamasıdır. Çünkü biyokütle yetiştirme aşamasında atmosferden CO₂ emilimi yapar ve yanma sırasında aynı miktarda CO₂ salınımı yaptığından atmosferi kirletici rol oynamaz (Liu ve diğerleri, 2010).

Biyokütle destekli sistem kullanımında amaç, güneş enerjisi ve depolama sisteminden yeterli termal enerji gelmediği zamanlar devreye girmesi ve evaporatör girişindeki ısı transfer akışkan sıcaklığını tasarım koşullarındaki değere yükseltmesidir. Enerji kullanımında hiyerarşik sıralama olarak; 1) Güneş enerjisi kollektör tarafından, 2) Termal enerji depolama sisteminden, 3) Biyokütle destekli kazan yakma sisteminden gelen termal enerji kullanılacaktır (Suresh ve diğerleri, 2014).

Biyokütle içeriğindeki C, H, O, N ve S atomları olduğu için yanma sonucu istenmeyen ve kontrol altına alınması gereken (CO, NO_x, etc.) kirleticiler yaymaktadır. Ancak asit yağmurlarına neden olan SO_x and NO_x kirleticileri, biyokütleninin yapısında az miktarda azot ve kükürt olduğundan miktarları kömüre oranla azdır. Bu oran kömürde %1-%5 arasında iken biyokütlerde %0,1-%1 arasında değişiklik göstermektedir (Dong ve diğerleri,

2009). Her biyokütlenin içeriğindeki kimyasal ve fiziksel özellikleri farklıdır. Bu araştırmada çizelge 4.27’de karakteristik özellikleri gösterilen biyokütle, yanma sisteminde kullanılmıştır.

Verimli ve temiz biyokütle yakma teknolojileri arasında günümüzde akışkan yataklı kazanlar ve hareketli ızgaralı kazanlar yer almaktadır. Bu çalışmada da yüzde 40 hava fazlalığı ile çalışan sistemlerden biri tercih edilmiştir. Emisyon kontrol mekanizmaları bakımından avantajlı olan akışkan yataklı bir termal yağ kazanı tercih edilmiştir.

Çizelge 4.27. Biyokütle yakıt karakteristik özellikleri.

Biyokütle (Wood Pellet) Karakteristik Özellikleri	
<u>Kütleli Olarak Yaklaşık Değerler</u>	
Nem (%)	8,7
Kül (%)	0,5
Sabit Karbon (%)	16,4
Uçucu Madde (%)	74,4
Toplam	%100
<u>Kütleli Olarak Detaylı Değerler</u>	
C (%)	45,8
H (%)	5,5
O (%)	39,4
N (%)	0,08
S (%)	0,02
Kül (%)	0,5
Nem (%)	8,7
Toplam	%100
Yakıt Sıcaklığı (°C)	25
Toplam LHV+Duyulur Isı @ 25°C (kJ/kg) (kül ve nem dâhil)	16.784

İdeal şartlarda karbon ve hidrojen içeren bir biyokütle yakıtın tamamen yanabilmesi istenen bir durumdur. Stokiyometrik hava yanma verimini etkileyen parametredir. Tamamen yanmanın gerçekleşmesi için gerekli olan havanın oksijene oranıdır. Aşırı hava (excess air) faktörü 1’in altında ise tamamlanmamış yanma gerçekleşmekte ve yakıt enerjisinin sadece bir kısmı termal enerjiye dönüşmektedir. Ancak aşırı hava (excess air) faktörü 1’in üstünde ise fazla hava, prosesi soğutmakta, tamamlanmamış yanma ve termal kayıplara neden olmaktadır. Bu yüzden teoride en ideal durum aşırı hava (excess air) faktörünün 1 olmasıdır. Biyokütle yanma prosesi ideal durumdan farklı olarak gerçekleşir. Bu yüzden yakma sistemi teknolojisine bağlı olarak hava fazlalık katsayısı, büyük çaplı uygulamalarda 1,1-1,8 arasında ve küçük çaplı uygulamalarda 1,5-2,0 arasında gerçekleşmektedir (Oberberger, Brunner ve Bärnthaler, 2006). Bu çalışmada hava fazlalık oranı %40 olarak seçilmiştir.

Çizelge 4.28. Biyokütle kazan parametreleri.

Kazan Giriş Sıcaklığı (°C)	Kazan Çıkış Sıcaklığı(°C)	Biyokütle Yakıt Miktarı (kg/s)	Kazan Isı Yükü (KW)	LHV(kj/kg)	Kazan Verimi
130	220	1,8	26.482,3	16.784	%89

Çizelge 4.28’de gösterildiği gibi iş akışkan sıcaklığını tasarım değeri olan 130°C’den 220°C sıcaklığa çıkarmak için 1,8 kg/s biyokütle yakıtı ihtiyaç duyulmaktadır. Baca gazından çıkan kirletici miktarlarının ve gerekli hava miktarının hesaplanması için yanma denklemleri teorik olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.29. Yanma sonuçları.

Kütle (kg/yakıt)	O ₂ İhtiyacı (kg)	Ürünler (kg)	Ürünler	
Karbon	0,8240	2,1984	3,0228	CO ₂
Hidrojen	0,0990	0,7920	0,8910	H ₂ O
Kükürt	0,0004	0,0004	0,0007	SO ₂
Oksijen	0,7092	-0,7092	—	O ₂
Azot	0,0014	—	0,0014	N ₂
Kül	0,0090	—	—	
H ₂ O	0,1565	—	—	
	1,8	2,28		

Çizelge 4.27’de biyokütle’nin detaylı analizi gösterilmekte ve 1,8 kg/s biyokütle içerisindeki bileşenlerin kütleli olarak miktarları ve yanma sonuçları Çizelge 4.29’da gösterilmektedir. Yanma için 2,28 kg O₂’ye ihtiyaç vardır. Yanma için gerekli olan N₂ miktarı ise 7,510 kg olarak hesaplanmıştır. %40 fazla havadan dolayı yanma için hava ihtiyacı 13.70 kg hesaplanmış ve toplamda gerekli hava miktarı 11.42 m³/s debi ihtiyaç duyulmuştur. Gerekli hava içerisinde 3,19 kg O₂ ve 10.51 kg N₂ vardır. Çizelge 4.30’da yanma sonucunda baca gazından çıkan kirletici miktarları gösterilmektedir.

Çizelge 4.30. Yanma sonucunda baca gazından çıkan kirletici miktarları.

Yanma Ürünleri	Kütle (kg)	Molekül Ağırlığı	Kmoles	% Molar Hacim
CO ₂	3,02	44	0,07	13,15%
SO ₂	0,0007	64	0,000011	0,002%
O ₂	0,91	32	0,03	5,46%
N ₂	10,52	28	0,38	71,91%
H ₂ O	0,89	18	0,05	9,48%
	15,34		0,52	% 100

Çizelge 4.30’da gösterildiği gibi biyokütle yakma sisteminde bacadan çıkan atık gazın içerisindeki SO₂ çok az değere sahip olduğu, bu nedenle fosil kaynaklara kıyasla oldukça zararsız bir yakıt kaynağı olduğu anlaşılmaktadır.

Şekil 4.21’de Cycle Tempo 5.1 ile biyokütle destekli ORÇ sistemi şematik gösterimi yer almaktadır. 130 °C evaporatör çıkışından gelen ısı transfer iş akışkanını biyokütle yakma sistemi sayesinde tekrar 220 °C tasarım sıcaklığına yükseltilmektedir.

Biyokütle yakıt kimyasal ekserji hesaplanması

Santralde kullanılan ana yakıt biyokütle olup yakıtların kimyasal ekserjisi onları oluşturan bileşenlerin kütle oranlarına bağlı olarak hesaplanacağı yakıtların kimyasal ekserji bölümünde anlatılmıştır. Çizelge 4.31’de biyokütle yakıtının bileşenleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.31. Biyokütle yakıt içerisindeki bileşenlerin kütle oranları

Kütle Oranları(%)	
C (%)	45,8
H (%)	5,5
O (%)	39,4
N (%)	0,08
S (%)	0,02
Kül (%)	0,5
Nem (%)	8,7
Alt ısı değer (kJ/kg)	16.784

Söz konusu santralde kullanılan biyokütle için bileşenlerin kütle oranı (y) C için %45,8, H₂ için %5,5, O₂ için %39,4, N için %0,08 ve S için %0,02 dir ve alt ısı değeri 16.784 kJ/kg olarak belirtilmiştir. Bu değerler eşitlik 4.39’da yerine koyularak yakıt için birim kimyasal ekserji hesaplanmıştır.

$$\beta_{\text{biyo}} = [1,044 + 0,0160(5,5 / 45,8) - 0,3493(39,4 / 45,8)[1 + 0,053(5,5 / 45,8)] + 0,0493(0,08 / 45,8)] / [1 - 0,4124(39,4 / 45,8)]$$

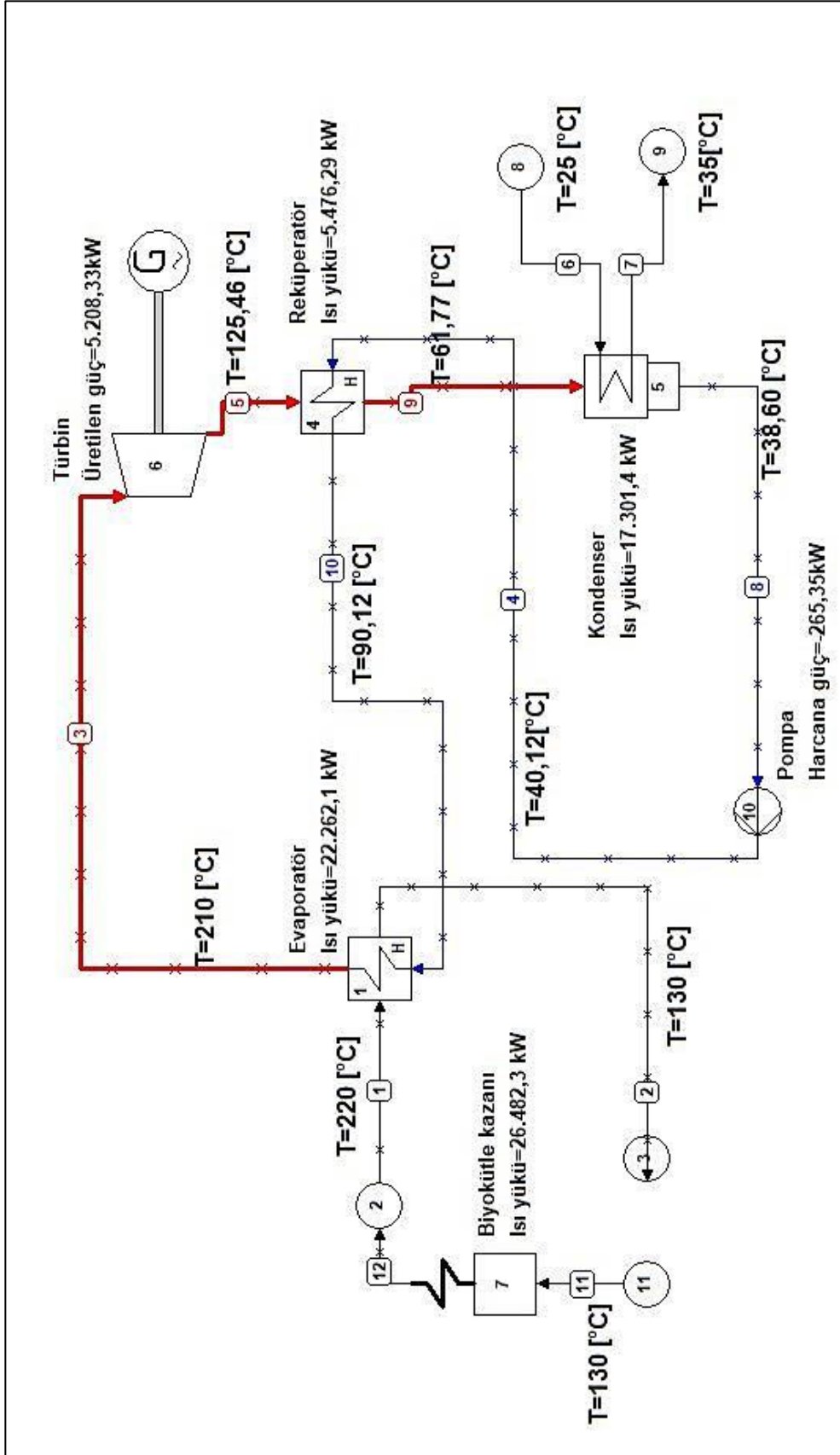
$$\beta_{\text{biyo}} = 1,15$$

$$e_{\text{F}}^{\text{CH}} = \beta \times \text{LHV} = 1,15 \times 16.784 = 19.301,6 \text{ kJ/kg hesaplanmıştır.}$$

Biyokütlenin enerji ve ekserji değerleri;

$$E_{\text{biyo}} = m \cdot \text{LHV} = 1,8 \text{ kg/s} \times 16.784 \text{ kJ/kg} = 30.212 \text{ (kW)}$$

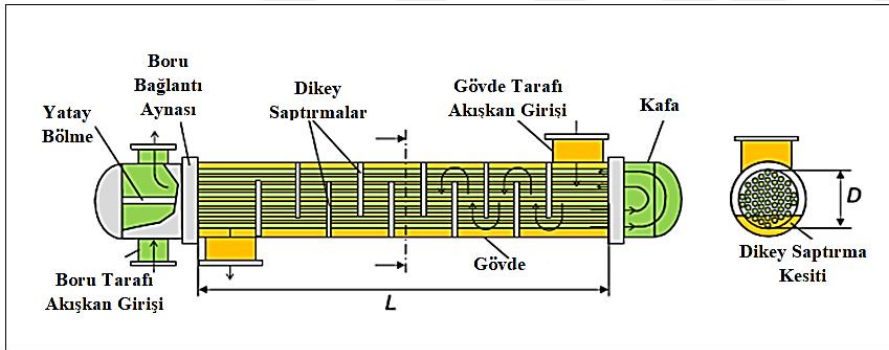
$$B_{\text{biyo}} = m \cdot e_{\text{F}}^{\text{CH}} = 1,8 \text{ kg/s} \times 19.301,6 \text{ kJ/kg} = 34.743 \text{ (kW)}$$



Şekil 4.21. Cycle Tempo 5.1 biyokütle destekli ORÇ sistemi şematik gösterimi.

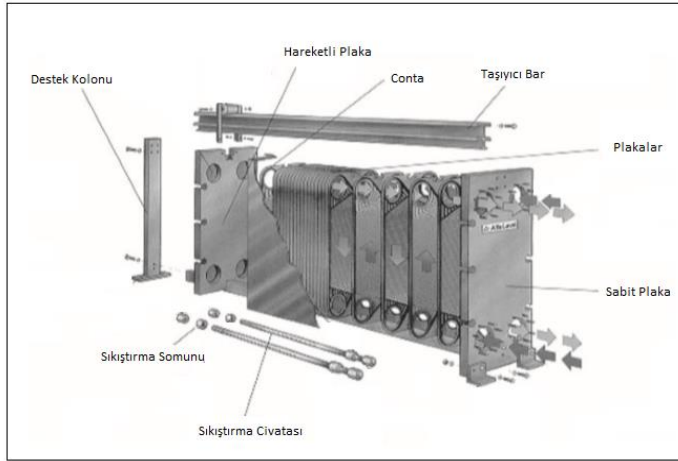
4.4. Isı eşanjörü tasarımı

Gövde borulu ısı değıştirci (shell and tube heat exchanger) ORÇ sisteminde en yaygın kullanılan eşanjör türüdür ve iş akışkanını sıvı iken hem ekonomizer hem de kızgın buhar üretici görevinde kullanılmaktadır. Bir akışkan, gövdeye yerleştirilen boru demetleri içerisinde dolarken, diğer akışkan borular etrafında dolaşarak ısı transferi gerçekleştirilir. Sıcak ve soğuk akışkanın konumu, akışkanların doğasına ve çalışma koşullarına bağlıdır. Yüksek basınçlı akışkan “genellikle iş akışkanını” boru içerisinde dolaştırılarak gövde malzemesi yerine boru malzemesinin daha dayanıklı olması istenir ve ısı değıştircinin ağırlığında ve maliyetinde daha uygun sonuçlar elde edilir. Ancak kirlenme, tıkanma ve aşınma gibi problemlerin oluşabileceği jeotermal gibi uygulamalarda, ısı transfer akışkanının gövde içerisinden dolaştırılması ısı değıştircinin bakım, onarım ve temizlenmesinin daha kolay ve ucuz olmasını sağlayacaktır (Macchi ve Astolfi, 2016: 68-69). Şekil 4.22’de gövde borulu ısı değıştircinin yapısı gösterilmektedir.



Şekil 4.22. Gövde borulu ısı değıştircinin yapısı (Macchi ve Astolfi, 2016: 68-69).

Plakalı ısı eşanjörü giriş ve çıkış nozullarına sahip, fiziksel temas olmadan ısı transferinin gerçekleşeceği pek çok oluklu yapıya sahip metal plakaların bir araya gelmesiyle oluşmaktadır. Plakalar, sabit arka plaka ve hareketli ön baskı plakası arasına yerleştirilir, üst ve alt taşıma barları üzerine dizilir ve civatalar ile sıkıştırılmaktadır. Sızdırmazlığı sağlamak, ısı transfer kanallarını oluşturmak ve akışa yön vermek için conta kullanılmaktadır. Eşanjör içerisindeki plaka sayısı akışkanın debisine, fiziksel özelliklerine, sıcaklık ve basıncına göre değışiklik göstermektedir. Plaka üzerindeki asimetric ya da simetric oluklar akış türbülansını ve ısı transferini artırırken, diferansiyel basınca karşı direnç göstermektedir (Sreejith, Varghese, Das, Devassy, Harikrishnan ve Sharath, 2014). Şekil 4.23’te plakalı ısı eşanjörünün yapısı gösterilmektedir.



Şekil 4.23. Plakalı ısı eşanjörünün yapısı (Sundén ve Manglik, 2007: 6).

Çizelge 4.32’de plakalı ve gövde borulu ısı eşanjörlerinin karşılaştırılması gösterilmektedir. Plakalı eşanjörünün dezavantajı, düşük işletme basınç ve sıcaklık koşulları ile sınırlı olmasıdır. Çünkü conta da yüksek basınç, yüksek sıcaklık ve korozif akış durumlarında sızıntı sorunu gerçekleşmektedir. Ayrıca plaka malzemesinin ince olması da bazı işletme basınçlarında sorun oluşturmaktadır. Mevcutta yaklaşık 25 bar işletme basıncı ve 160 °C üst sıcaklık uygun değerlerdir. Ancak özel conta malzemeleriyle yaklaşık 400 °C sıcaklıklara çıkılmaktadır. (Sundén ve Manglik, 2007: 9).

Çizelge 4.32. Plakalı ve gövde borulu tip ısı eşanjörlerinin karşılaştırılması (Sundén ve Manglik, 2007: 8-9).

Plakalı Eşanjör	Borulu Eşanjör
Sıcaklık çakışması görülmez.	Sıcaklık çakışması görülebilir.
Sıcaklık yaklaşımı 1°C çalışabilir. Daha yüksek performans sağlar. Düşük ısı kaynaklı uygulamalarda tercih edilmektedir.	Sıcaklık yaklaşımı 5°C çalışabilir.
Oluşmuş plaka yapısından dolayı ısı transfer katsayısı 3-5 kat daha fazladır.	Verimi düşüktür.
Sızıntı tespiti kolay anlaşılır.	Sızıntı tespiti zordur.
Yüksek ısı transfer katsayısından dolayı ağırlık ve hacimsel olarak % 20-30 daha küçüktür. Taşıma ve kurulum maliyeti daha azdır.	Boyutları büyüktür.
Bir yönden boru bağlantısı gerçekleşir.	Pek çok yönden boru bağlantısı gerçekleşir.
Bakım için fazladan yer ihtiyacı gerektirmez.	Boru demetini çıkarmak için fazladan yere ihtiyaç vardır.
Montaj süresi 15 dakika gibi kısa süredir.	Montaj süresi 60-90 dakika gibi uzun süredir.
Onarımı ve bakımı çok kolaydır.	Onarımı ve bakımı zordur.
Türbülans oluşumundan dolayı kirlenme faktörü 0,1-0,25 kat daha azdır.	Kirlenme faktörü fazladır.
Conta tasarımından dolayı, iki akışkanın birbirine karışması imkânsızdır.	Akışkanlar, hem kaynak yerlerinden hem de borulardan karışabilir.
Isıl kapasite plaka eklenerek artırılabilir.	Kapasite artırımı yapmak çok zordur.
Kaynak yoktur. Vidalı bağlantı vardır.	Kaynaklı bağlantı vardır.
İki komşu plaka arası küçük boşluklu kanal yapısı ile reaksiyon süresi kısa, daha kolay kontrol gerçekleşir.	Reaksiyon süresi uzundur.
Sadece plaka kenarları atmosfere açıktır. Isı kaybı ihmal edilebilecek seviyededir. İzolasyon genel yoktur.	İzolasyona gerek vardır.

Yukarıda bahsedilen avantajlar ve dezavantajlar değerlendirildiğinde, bu çalışma için 30 bar ve 220 °C gibi yüksek çalışma koşullarının olması plakalı eşanjörün çalışma koşulları için uygun olmaması, üretiminin kolay ve maliyetinin ucuz olması, çalışma sıcaklık ve basınç limitinin olmaması, kompakt boyutlarda olma zorunluluğunun olmaması, bakımlarının ucuz, geometrik yapısının basit, kullanılan malzeme çeşitliliğinin fazla olması gibi özelliklerden dolayı gövde borulu ısı eşanjörü seçilmiştir (Nigusse, Ndiritu ve Kiplimo, 2014).

Gövde ve borulu ısı eşanjörü termodinamik hesaplamalar:

Isı eşanjörü yüzey alanı hesaplanmasında termodinamik hesapların nasıl yapıldığının anlaşılması gerekir. Bir yüzey boyunca gerçekleşecek ısı transferi eşitlik 4.42 ile ifade edilmiştir (Sinnot, 2005: 635).

$$Q=U.A.\Delta T_{lm} \quad (4.42)$$

Q=Birim zamanda gerçekleşen ısı transferi miktarı (W)

U=Genel ısı transfer katsayısı (W/m²°C)

A=Isı transfer yüzey alanı (m²)

ΔT_{lm} =Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (°C)

Isı eşanjörü tasarımında amaç, ihtiyaç duyulan ısı transferin sağlanması için ısı transfer yüzey alanını belirlemektir. Genel ısı transfer katsayısı, ısı transferine karşı toplam direncin karşılığına tekabül eder ve bu birkaç bağımsız direncin toplamından oluşur. Genel ısı transfer katsayısı eşitlik 4.43 ile ifade edilmiştir (Sinnot, 2005: 635).

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2kw} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} \quad (4.43)$$

U_o=Borunun dış alanına dayalı genel ısı transfer katsayısı (W/m²°C)

h_o=Dış akışkan ısı transfer katsayısı(film) (W/m²°C)

h_i=İç akışkan ısı transfer katsayısı(film) (W/m²°C)

h_{od}=Dış duvar kirlilik katsayısı (fouling factor) (W/m²°C)

h_{id}=İç duvar kirlilik katsayısı (fouling factor) (W/m²°C)

k_w =Boru malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı ($W/m^{\circ}C$)

d_i =Boru iç çapı (m)

d_o =Boru dış çapı (m)

Isı eşanjörü tasarımında LMTD yöntemi (logaritmik ortalama sıcaklık farkı), ısı eşanjörü boyutlandırılmasında ısı eşanjörü giriş ve çıkış akışkan sıcaklık farkları ve kütleli debileri biliniyor ise faydalı bir yöntemdir. Eşitlik 4.44 ve 4.45 eşanjörün iki tarafında gerçekleşen ısı transfer miktarını ve enerjinin korunumunu ifade eder (Nigusse ve diğerleri, 2014).

$$Q_{hot}=C_h(T_{hi}-T_{ho}) \quad (4.44)$$

Burada; $C_h=m.C_p$ sıcak ve soğuk akışkan için ısı kapasite oranı, C_p =sabit basınçta özgül ısı kapasitesi ve m =ış akışkanın kütleli debisidir.

$$Q_{hot}=Q_{cold}=C_h(T_{hi}-T_{ho})=C_c(T_{co}-T_{ci}) \quad (4.45)$$

Burada; $C_h=m.C_p$ sıcak ve soğuk akışkan için ısı kapasite oranı, h_i ve h_o sırasıyla sıcak akışkan giriş ve çıkışını temsil etmekte, c_o ve c_i sırasıyla soğuk akışkan çıkış ve girişini temsil etmektedir.

Eşitlik (4.35)'de yer alan " ΔT_{lm} " değeri eşanjör girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık farkına bağlı olarak hesaplanmaktadır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı sadece co-current ve counter-current akışlarda (doğrusal sıcaklık-entalpi eğrisi) duyulur ısı transferinde uygulanabilmektedir. Counter-current akış " ΔT_m " eşitlik 4.46 ile ifade edilmektedir (Sinnott, 2005: 655).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}{\ln\left(\frac{T_1-t_2}{T_2-t_1}\right)} \quad (4.46)$$

ΔT_{lm} =Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

T_1 =Sıcak akışkan giriş sıcaklığı

T_2 =Sıcak akışkan çıkış sıcaklığı

t_1 =Soğuk akışkan giriş sıcaklığı

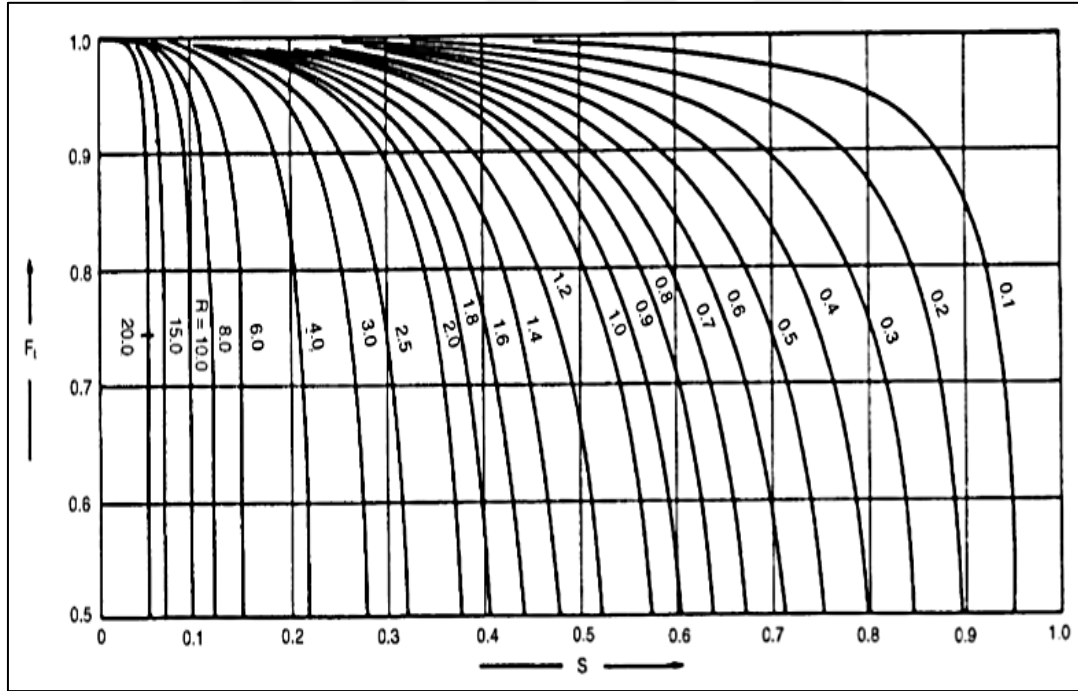
t_2 =Soğuk akışkan çıkış sıcaklığı

Eşitlik 4.39'un uygulanması için özgül ısıda değişiklik olmamalı, genel ısı transfer katsayısı sabit olmalı ve ısı kaybının olmaması gerekir. Gövde borulu ısı eşanjörü tasarımında ΔT_{lm} değeri, çok geçişli ısı eşanjörlerde “düzeltme faktörü (F_t)” ile çarpılır. Yeni ΔT_{lm} değeri “ ΔT_m ” ile gösterilmekte olup eşitlik 4.47 ile ifade edilmiştir. Burada “ F_t ” hem gövde borulu akış sıcaklıklarının hem de gövde borulu geçiş sayılarının bir fonksiyonudur (Sinnot, 2005: 655).

$$\Delta T_m = F_t \times \Delta T_{lm} \quad (4.47)$$

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad \text{ve} \quad S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}$$

R ve S değerleri kullanılarak “ F_t ” değeri şekil 4.24'te gösterilmektedir (Sinnot, 2005: 655).



Şekil 4.24. Sıcaklık düzeltme faktörü: “bir gövde geçiş; iki ya da daha fazla boru geçişi” için.

Isı eşanjörü etkinlik değeri eşitlik 4.48 ile ifade edilmektedir (Stine ve Geyer, 2001'den Akt. Tchance, 2010).

$$\epsilon = \frac{\text{İş kışkanı çıkış} - \text{İş akışkanı giriş}}{\text{Isı transfer akışkanı giriş} - \text{İş akışkanı giriş}} \quad (4.48)$$

Evaporator:

Çizelge 4.33. Evaporatöre giren akışkanların akış koşulları.

Özellikler	Boru Kısmı	Gövde Kısmı
	Dowtherm J	N-pentan
Kütleli Debi (kg/s)	112	43,103
Giriş Sıcaklığı (°C)	220	90,12
Çıkış sıcaklığı (°C)	130	210
Basınç(Bar)	2	30
Akış	Karşı akışlı	
Tasarım Biçimi	Bir gövde dört borulu(1-4 ısı eşanjörü)	

Evaporatör tasarımı için çevrimdeki veriler çizelge 4.33’de gösterilmektedir. Evaporatör tasarımı için Cycle Tempo 5.1 programında hesaplama yöntemi olarak yaklaşım sıcaklığı $\Delta T_{yüksek}=10\text{ °C}$ seçilmiştir. Literatürde toplam ısı transfer katsayısı “U” akışkan tipine göre değişiklik göstermekte ve boru kısmında ısı transfer akışkanı, gövde kısmında organik iş akışkanı kullanılan bir kondenser için $650\text{ W/m}^2\text{°C}$ varsayımı yapılmıştır (Sinnot,2005: 637). Kirletici faktörü ise hem ısı transfer akışkanı hem de organik iş akışkanı için $5000\text{ W/m}^2\text{°C}$ seçilmiştir. (Sinnot,2005: 640). LMTD düzeltme faktörü $F_t=1$ alınmıştır.

Buharlaşma gövde kısmında gerçekleşmiştir. Evaporatör tasarımında dış çapı 20 mm ve iç çapı 17,4 mm olan karbon çelik boru kullanılmıştır. Boru uzunluğu ise 8 m’dir. Çelik borunun ısı iletim katsayısı $k_w=45\text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak seçilmiştir (Sinnot,2005: 645). Ortalama sıcaklık farkı hesabında hem duyulur hem de gizli ısı transfer edildiği yerlerde, her kısım için ayrı ayrı sıcaklık profilleri dikkate alınarak hesaplanmalıdır (Sinnot,2005: 659). Ancak bu çalışmada çok hassas hesap yapılmamış olup yaklaşım yapılmıştır.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(130-90,12)-(220-210)}{\ln\left(\frac{130-90,12}{220-210}\right)} = 20,87\text{°C}$$

$$\Delta T_m = 1 \times 20,87 = 20,87\text{°C}$$

bulunmuştur.

Evaporatör yüzey alanı;

$$A_{\text{evaporatör}} = 22.261.100 / [650 \times 20,87] = 1.641\text{ m}^2$$

Tek borunun yüzey alanı;

$$A_{\text{boru}} = 3,14 \times 20 \times 10^{-3} \times 8 = 0,5\text{ m}^2$$

Boru sayısı;

$$N_{\text{boru}} = 1.641 / 0,5 = 3265\text{ adet}$$

Dört geçişli boru için boru sayısı = $3265 / 4 = 816$ adet hesaplanmıştır.

Bir borunun kesit alanı;

$$A_{\text{kesit}}=3,14/4 \times (17,4 \times 10^{-3})^2=2,38 \times 10^{-4}$$

Toplam boru kesit alanı= $816 \times 2,38 \times 10^{-4}=0,19 \text{m}^2$ hesaplanmıştır.

Hacimsel debi= $112 / 734,7=0,15 \text{m}^3/\text{s}$

Burada; $734,7 \text{kg}/\text{m}^3$ ısı transfer akışkanın yoğunluğudur.

Boru akış hızı;

$$V_{\text{boru}}=0,15/0,19=0,79 \text{m/s}$$

Boruların yerleşim biçimi olarak kare model seçilmiştir (Sinnott,2005: 646).

Borular arası mesafe= $1,25 \times 20=25 \text{mm}$

Boru demeti çapı için literatürdeki tablodan faydalanılarak eşanjör geçiş sayısına göre aşağıda hesaplanmıştır (Sinnott,2005: 649).

Boru demetinin çapı;

$$D_{\text{boru}}=20 \times [816/0,158]^{1/2,263}=875 \text{mm}$$

Gövde kısmı ısı transfer katsayısı;

Isı transfer katsayısı hesabında Kern metodu kullanılmıştır (Sinnott,2005: 671).

$D_{\text{boru}}=875 \text{mm}$ ve gövde borulu ısı eşanjörü için U tipi'ne göre 15mm boşluk alınarak aşağıda hesaplanmıştır.

Gövde çapı;

$$D_{\text{gövde}}=875+15=890 \text{mm} \text{ bulunmuştur.}$$

Berde aralığı= $890/5=178 \text{mm}$ seçilmiştir.

Gövde kesit alanı;

$$A_s=(\frac{25-20}{25}) \times 890 \times 178=0,03 \text{m}^2$$

Hidrolik çap; $D_e = \frac{1,27}{20} (25^2 - 0,785 \times 20^2) = 20 \text{ mm}$

Gövde kısmı kütle hızı; $G_s = 43,103 / 0,03 = 1362 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$

Reynold sayısı; $Re = (G_s \times D_e) / \mu = (1362 \times 20 \times 10^{-3}) / (0,077 \times 10^{-3}) = 349194 = 3,49 \times 10^5$

Prandtl sayısı; $Pr = (C_p \times \mu) / k_f = (3,1 \times 10^3 \times 0,077 \times 10^{-3}) / 0,077 = 3,1$

Nusselt sayısı; $Nu = 1,5 \times 10^{-3} \times 3,49 \times 10^5 \times 3,1^{(1/3)} \times 1^{0,14} = 764$

Dış akışkan ısı transfer katsayısı (film);

$$h_o = (Nu \times k_f) / D_e = (764 \times 0,077) / 20 \times 10^{-3} = 2978 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C hesaplanmıştır.}$$

Boru kısmı ısı transfer katsayısı;

Toplam boru kesit alanı $= 816 \times 2,38 \times 10^{-4} = 0,19 \text{ m}^2$ hesaplanmıştır.

Boru kısmı kütle hızı; $G_s = 112 / 0,194 = 577 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$

Reynold sayısı; $Re = (577 \times 17,4 \times 10^{-3}) / (0,26 \times 10^{-3}) = 37289 = 3,73 \times 10^4$

Prandtl sayısı; $Pr = (2,373 \times 10^3 \times 0,26 \times 10^{-3}) / 0,09545 = 6,46$

$L/d_i = 8000 / 17,4 = 460$ hesaplanmış olup ısı transfer faktörü; $J_h = 3,9 \times 10^{-3}$ okunmuştur. (Sinnott, 2005: 665).

İç akışkan ısı transfer katsayısı (film) aşağıda hesaplanmıştır.

$$h_i = (0,09545 / 17,4 \times 10^{-3}) \times 3,9 \times 10^{-3} \times 45047 \times 6,46^{0,33} = 1477 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Toplam ısı transfer katsayısı (U):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{2978} + \frac{1}{5000} + \frac{20 \times 10^{-3} \times \ln\left(\frac{20}{17,4}\right)}{2 \times 45} + \frac{20}{17,4} \times \frac{1}{5000} + \frac{20}{17,4} \times \frac{1}{1477}; \quad U=635 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad \text{olarak}$$

hesaplanmış olup ilk varsayım değeri olan $650 \text{ W/m}^2\text{°C}$ yaklaşık %2,3 hata payı ile yakın olduğu için kabul edilmiştir. Çizelge 4.34'de tasarlanan evaporatör değerleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.34. Evaporator sonuçları.

Hesaplanan Isı Yüğü (Q)	22.261,1	kW
Gerekli Isı Yüzey Alanı (A)	1680	m ²
Ortalama U Değeri	635	W/m ² -K
UA	1066,8	kW/K
LMTD (Düzeltilmiş)	20,87	°C
LMTD Düzeltme Faktörü	1	
Eşanjör Etkinlik Değeri	%92,3	

Kondenser:

Çizelge 4.35. Kondensere giren akışkanların akış koşulları.

Özellikler	Boru Kısmı	Gövde Kısmı
	Su	N-pentan
Kütleli Debi (kg/s)	413,92	43,103
Giriş Sıcaklığı (°C)	25	61,77
Çıkış sıcaklığı (°C)	35	38,60
Basınç(Bar)	2	1,1
Akış	Karşı akışlı	
Tasarım Biçimi	Bir gövde dört borulu(1-4 ısı eşanjörü)	

Kondenser tasarımı için çevrimdeki veriler çizelge 4.35'de gösterilmektedir. Kondenser tasarımında Cycle Tempo 5.1 soğutma suyu sıcaklık artışı 10°C seçilmiştir. Organik iş akışkanının tamamen yoğuştuğu ve subcooling gerek kalmadığı düşünülerek SATCOD=0 seçilmiştir. Literatürde toplam ısı transfer katsayısı "U" akışkan tipine göre değişiklik göstermekte ve sıcak akışkan kısmında organik buhar, soğuk akışkan kısmında su kullanılan bir kondenser için $750 \text{ W/m}^2\text{°C}$ varsayımı yapılmıştır (Sinnott,2005: 637). Kirletici faktörü ise soğutma kulesinden gelen su ve organik iş akışkanı için $5000 \text{ W/m}^2\text{°C}$ seçilmiştir (Sinnott,2005: 640).

LMTD düzeltme faktörü evaporatör ve kondenser için $F_t=1$ olarak kabul yapılmıştır. Yoğuşma gövde kısmında gerçekleşmektedir. Kondenser tasarımında dış çapı 20 mm ve iç çapı 17,4 mm olan karbon çelik boru kullanılmıştır. Boru uzunluğu 7 m seçilmiştir. Çelik borunun ısı iletim katsayısı $k_w=45 \text{ W/m}^2\text{°C}$ seçilmiştir (Sinnott,2005: 645).

Kondenser boyunca ortalama sıcaklık farkı sürekli değişiklik göstermektedir. Bu çalışmada 61,77 °C sıcaklıkta kondensere giren iş akışkanı doyma sıcaklığı olan 38,60 °C'ye kadar duyulur olarak sıcaklığı azalır ve yatayda sıcaklık sabit kalarak tamamen yoğuşma gerçekleşene kadar proses devam eder. Duyulur ısı boyunca ısı transfer katsayısı düşük olmasına rağmen sıcaklık farkı yüksek iken, yoğuşma süresinde sıcaklık farkı düşük ancak ısı transfer katsayısı yüksek çıkmaktadır. Bir yaklaşım olarak kondenser boyunca iş akışkanı sıcaklığının yoğuşma sıcaklığında sabit kaldığı varsayımı yapılmıştır. Fakat çok hassas hesap yapılması için kondenserin her bölesindeki alanın ayrı ayrı hesaplanması ve alanların toplanması gerekmektedir olup bu çalışmada yaklaşım yapılmaktadır.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(38,60-35)-(38,60-25)}{\ln\left(\frac{38,60-35}{38,60-25}\right)} = 7,52^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = 1 \times 7,52 = 7,52^\circ\text{C} \text{ hesaplanmıştır.}$$

Kondenser yüzey alanı;

$$A_{kondenser} = 17.301.400 / [750 \times 7,52] = 3068 \text{m}^2$$

Tek borunun yüzey alanı;

$$A_{boru} = 3,14 \times 20 \times 10^{-3} \times 7 = 0,44 \text{m}^2$$

Boru sayısı = $3068 / 0,44 = 6975$ adet hesaplanmıştır.

Boruların yerleşim biçimi olarak kare model seçilmiş ve borular arası mesafe = $1,25 \times 25 = 31,25 \text{mm}$ hesaplanmıştır.

Boru demetinin çapı;

$$D_{boru} = 20 \times \left[\frac{6975}{0,158} \right]^{1/2,263} = 2257 \text{mm}$$

Merkez sıradaki boru sayısı = $2257 / 25 = 90$ adet hesaplanmıştır.

Gövde tarafı ısı transfer katsayısı:

Boru duvarındaki sıcaklığın hesaplanması için yoğuşma dış akışkan ısı transfer katsayısının bilinmesi gerekmektedir olup $1300 \text{ W/m}^2\text{°C}$ varsayımı yapılmıştır (Sinnott,2005: 725). Ortalama sıcaklık hesabı aşağıda hesaplanmıştır.

Gövde kısmı ortalama sıcaklık;

$$T_{ortalama} = [61,77 + 38,60] / 2 = 50,18^\circ\text{C}$$

Boru kısmı ortalama sıcaklık;

$$T_{\text{ortalama}}=[25+35]/2=30^{\circ}\text{C}$$

$$(50,18-T_{\text{duvar}}) \times 1300=(50,18-30) \times 750$$

$$T_{\text{duvar}}=39^{\circ}\text{C}$$

Yoğuşma ortalama sıcaklığı $= (50,18+39)/2=44^{\circ}\text{C}$ hesaplanmıştır.

44°C için N-pentan fiziksel özellikleri aşağıda belirtilmiştir (Kern, 1950: 822 ve Ethermo Calculation Platform).

$$\text{Dinamik viskozite} = 0,189 \text{ mNs/m}^2$$

$$\text{Yoğunluk} = 605 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Isıl iletkenliği} = 0,1127 \text{ w/m}^{\circ}\text{C}$$

Ortalama buharlaşma sıcaklığında(@50,18°C);

Buhar yoğunluğu;

$$\rho_v = \frac{1,1 \times 72,15 \times 273}{22,4 \times (273 + 50,18)} = 2,99 \text{ kg/m}^3$$

Yoğuşma yükü;

$$\Gamma_h = 43,103 / (7 \times 6975) = 8,83 \times 10^{-4} \text{ kg/s.m}$$

Dikey sıradaki ortalama boru sayısı $= \frac{2}{3} \times 90 = 60$ hesaplanmıştır.

Yatay boru dışında gerçekleşen yoğuşma için $h_o = D_{\text{ış}}$ akışkan ısı transfer katsayısı(film) ($\text{W/m}^2\text{C}$) Kern yöntemi ile aşağıda hesaplanmıştır (Sinnott,2005: 711):

$$h_o = 0,95 \times 0,1127 \left[\frac{605(605 - 2,99) \times 9,81}{0,00018 \times 0,000883} \right]^{1/3} \times 60^{(-1/6)} = 1438 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Boru tarafı ısı transfer katsayısı:

Boru kesit alanı;

$$A_{\text{kesit}} = 3,14/4 \times (17,4 \times 10^{-3})^2 \times 6975/4 = 0,41 \text{ m}^2$$

Boru hızı;

$$V_{\text{boru}} = 413,91 \times 1 / (995 \times 0,41) = 0,96 \text{ m/s}$$

$h_i = \dot{I}$ ç akışkan ısı transfer katsayısı(film) aşağıda hesaplanmıştır. (Sinnott,2005: 666).

$$h_i = \frac{4200 \times (1,35 + 0,02 \times 30)}{17,4^{0,2}} \times 0,96^{0,8} = 4638 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Toplam ısı transfer katsayısı (U):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1438} + \frac{1}{5000} + \frac{20 \times 10^{-3} \times \ln\left(\frac{20}{17,4}\right)}{2 \times 45} + \frac{20}{17,4} \times \frac{1}{5000} + \frac{20}{17,4} \times \frac{1}{4638} \quad U = 715 \text{ W/m}^2\text{°C} \text{ olarak}$$

hesaplanmış olup ilk varsayım değeri olan 750 W/m²°C değerine % 4,7 hata payı ile yakın olduğundan kabul edilmiştir. Çizelge 4.36’de tasarlanan kondenser değerleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.36. Kondenser sonuçları.

Hesaplanan Isı Yükü (Q)	17.301,4	kW
Gerekli Isı Yüzey Alanı (A)	3217	m ²
Ortalama U Değeri	715	W/m ² -K
UA	2300,2	kW/K
LMTD (Düzeltilmiş)	7,52	°C
LMTD Düzeltme Faktörü	1	
Eşanjör Etkinlik Değeri	%63	

Rekuperatör:

Çizelge 4.37. Rekuperatöre giren akışkanların akış koşulları.

Özellikler	Gövde Kısmı	Boru Kısmı
	N-pentane (soğuk)	N-pentane (sıcak)
Kütleli Debi (kg/s)	43,1	43,1
Giriş Sıcaklığı (°C)	40,12	125,46
Çıkış sıcaklığı (°C)	90,12	61,77
Basınç (Bar)	30	1,1
Faz Tipi	Sıvı	Buhar
Akış	Karşı akışlı	
Tasarım Biçimi	Bir gövde iki borulu (1-2 ısı eşanjörü)	

Rekuperatör tasarımı için çevrimdeki veriler çizelge 4.37’de gösterilmektedir. Rekuperatör tasarımı için Cycle Tempo 5.1 programında sıcaklık artışı 50 °C seçilmiştir. Literatürde toplam ısı transfer katsayısı “U” akışkan tipine göre değişiklik göstermekte olup sıcak akışkan ve soğuk akışkan kısmında organik akışkan olduğu için 150 W/m²°C seçilmiştir (Sinnott,2005: 637). Kirlenici faktörü ise organik iş akışkanı için 5000 W/m²°C varsayımı yapılmıştır. Çelik borunun ısı iletim katsayısı $k_w = 45 \text{ W/m}^2\text{°C}$ seçilmiştir (Sinnott,2005: 645). LMTD düzeltme faktörü için şekil 4.24’teki grafik dikkate alınarak düzeltme faktörü yaklaşık 0,94 bulunmuştur.

$$R = \frac{(125,46-61,77)}{(90,12-40,12)} = 1,27$$

ve

$$S = \frac{(90,12-40,12)}{(125,46-40,12)} = 0,58$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(125,46-90,12)-(61,77-40,12)}{\ln\left(\frac{125,46-90,12}{61,77-40,12}\right)} = 27,9^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = 0,94 \times 27,9 = 26,3^{\circ}\text{C}$$

Rekuperatör yüzey alanı;

$$A_{\text{Rekuperatör}} = 5.476.300 / [150 \times 26,3] = 1388 \text{m}^2$$

N-pentan iş akışkanının fiziksel özellikleri çizelge 4.38'de gösterilmiştir (Kern, 1950: 822 ve Ethermo Calculation Platform).

Çizelge 4.38. Rekuperatöre giren akışkanları fiziksel özellikleri.

N-Pentan(Boru Kısmı)	Giriş	Ortalama	Çıkış	Birim
Sıcaklık	125,46	96,6	61,77	°C
Özgül Isı	2,13	2,00	1,88	kJ/kg°C
Isı İletkenliği	0,0246	0,0211	0,0179	W/m°C
Yoğunluk	2,44	2,67	2,95	Kg/m ³
Viskozite	0,0091	0,0084	0,0077	mNs/m ²
N-Pentan(Gövde Kısmı)	Giriş	Ortalama	Çıkış	Birim
Sıcaklık	40,12	65,1	90,12	°C
Özgül Isı	2,35	2,48	2,62	kJ/kg°C
Isı İletkenliği	0,114	0,10	0,097	W/m°C
Yoğunluk	609	583	554	Kg/m ³
Viskozite	0,195	0,159	0,130	mNs/m ²

Tasarımda 20 mm dış çap ve 17,4 mm iç çapa sahip karbon çeliği seçilmiş ve boru uzunluğu 4 m alınmıştır.

Borunun yüzey alanı;

$$A_{\text{boru}} = 3,14 \times (20 \times 10^{-3}) \times 4 = 0,25 \text{m}^2 \text{ hesaplanmıştır.}$$

Boru sayısı = 1388 / 0,25 = 5523 adet

İki boru geçişli olduğu için boru sayısı 5523 / 2 = 2762 adet hesaplanmıştır.

Boru kesit alanı;

$$A_{\text{kesit}} = 3,14 / 4 \times (17,4 \times 10^{-3})^2 = 2,38 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Toplam boru alanı;

$$A_{\text{boru, toplam}} = 2762 \times 2,38 \times 10^{-4} = 0,66 \text{m}^2$$

$$\text{Hacimsel debi} = 43,103/2,67 = 16,14 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Boru akış hızı; } V_{\text{boru}} = 16,14/0,66 = 24,58 \text{ m/s olarak hesaplanmıştır}$$

Bir gövde iki boru geçisi için $K_1 = 0,156$ ve $n_1 = 2,291$; (Sinnott, 2005: 649).

$$\text{Boru demeti çapı; } D_{\text{boru demet}} = 20 \times (2762/0,156)^{1/2,291} = 1430 \text{ mm}$$

Boru kısmı ısı transfer katsayısı;

$$\text{Reynold sayısı; } Re = (2,67 \times 24,58 \times 17,4 \times 10^{-3}) / (0,0084 \times 10^{-3}) = 135962 = 1,36 \times 10^5$$

$$\text{Prandtl sayısı; } Pr = (2 \times 10^3 \times 0,0084 \times 10^{-3}) / 0,0211 = 0,80$$

$$L/d_i = 4000/17,4 = 230 \quad j_h = 2,5 \times 10^{-3}$$

$$\text{Nussel sayısı; } Nu = 2,5 \times 10^{-3} \times 135962 \times 0,80^{0,33} = 315$$

$$h_i = 442 \times [0,0084 / (17,4 \times 10^{-3})] = 213 \text{ W/m}^2\text{°C hesaplanmıştır.}$$

Gövde kısmı ısı transfer katsayısı;

Isı transfer katsayısı hesabında Kern metodu kullanılmıştır. Boru demeti çapı = 1430 mm

Gövde borulu ısı eşanjörü için U tipi'ne göre 20 mm boşluk alınmış olup aşağıda hesaplanmıştır.

$$\text{Gövde çapı; } D_{\text{gövde}} = 1430 + 20 = 1450 \text{ mm ve Berde aralığı} = 1450/5 = 290 \text{ mm}$$

$$\text{Gövde kesit alanı; } A_s = \left(\frac{25-20}{25} \right) \times 1450 \times 290 = 0,08 \text{ m}^2$$

$$\text{Hidrolik çap; } D_e = \frac{1,27}{20} (25^2 - 0,784 \times 20^2) = 20 \text{ mm}$$

Hacimsel debi= $43,103/583=0,074\text{m}^3/\text{s}$ ve gövde akış hızı= $0,074/0,08=0,92\text{m/s}$

Reynold sayısı; $Re=(583 \times 0,92 \times 20 \times 10^{-3}) / (0,159 \times 10^{-3}) = 63760 = 6,38 \times 10^4$

Prandtl sayısı; $Pr=(2,48 \times 10^3 \times 0,159 \times 10^{-3}) / 0,1 = 3,94$

Perdede %25 kesme olduğu seçilerek; Sinnot,2005: 673). $J_h=2,4 \times 10^{-3}$

$h_0 = \left[\frac{0,1}{20} \times 10^3 \right] \times 2,4 \times 10^{-3} \times 63760 \times 3,94^{1/3} \times 1^{0,14} = 1233 \text{W/m}^2\text{°C}$ hesaplanmıştır.

Toplam ısı transfer katsayısı (U):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1233} + \frac{1}{5000} + \frac{20 \times 10^{-3} \times \ln\left(\frac{20}{17,4}\right)}{2 \times 45} + \frac{20}{17,4} \times \frac{1}{5000} + \frac{20}{17,4} \times \frac{1}{213} \quad U=150 \text{W/m}^2\text{°C} \quad \text{olarak}$$

hesaplanmış olup ilk varsayım değeri olan $150 \text{W/m}^2\text{°C}$ ile aynı değer olduğu için kabul edilmiştir. Çizelge 4.39'da tasarlanan reküperatör değerleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.39. Reküperatör sonuçları.

Hesaplanan Isı Yükü (Q)	5.476,3	kW
Gerekli Isı Yüzey Alanı (A)	1388	m ²
Ortalama U Değeri	150	W/m ² -K
UA	208,25	kW/K
LMTD (Düzeltilmiş)	26,3	°C
LMTD Düzeltme Faktörü	0,94	
Eşanjör Etkinlik Değeri	%44,5	

4.5. Güç Sistemi Kütle Ve Enerji Bilançosu

Parabolik oluk kollektörlü güneş enerji santralinde kurulu güç kapasitesi belli bir zaman aralığında, güneş enerjisinin en fazla olduğu dönemlerde elde edilmekte ancak süreklilik sağlanmamaktadır. Bu geçiş dönemlerinde kurulu gücün yıl boyunca devamlı elde edilmesi için hem termal enerji depolama sistemi hem de fosil kaynaklı yakma sistemleri ile hibrit çalışması gerekir. Hiyerarşik enerji kullanımı aşağıda belirtilmiştir.

- Güneş enerjisi
- Termal enerji depolama sistemi
- Biyokütle yakma sistemi

Bu bölümde işletme senaryosu oluşturulmuştur. Yılın bazı aylarında DNI değerine göre güneş kolektörlerinden toplanan enerji sadece günün belli saatlerinde kurulu güç sağlamakta, bazı aylarda termal enerji depolama sistemine enerji aktararak güneşlenmenin olmadığı zamanlarda depolamadaki enerji kullanılmakta ve bazı aylarda ise güneş enerjisi yetersizliğinden dolayı biyokütle yakma sisteminin daha uzun süre devreye girmektedir.

Biyokütle yakma sistemi senaryosu:

Biyokütle yakma sisteminin görevi güneş enerjisi ve termal enerji depolama sisteminin yetersiz olduğu durumlarda evaporatör giriş sıcaklığı tasarım değeri 220°C'ye ulaştırmaktır. Yıl içerisinde güneş kolektörüne düşen DNI değeri değişkenlik gösterir. Aşağıda gösterilen çizelgelerde aylara göre elde edilen güneş enerjisi miktarları belirtilmektedir. EK-5 ve EK-16'da yer alan çizelgeler, aylara göre farklı "DNI" değerlerinin kolektör üzerine yapmış olduğu geliş açısına bağlı olarak $\cos(\theta)$ düzeltilmesi ile çarpılarak elde edilmiştir. DNI değeri artıka güneş kolektörlerinden elde edilen güneş enerjisi miktarı artar ve buna bağlı olarak da termal enerji depolama tankına gönderilen enerji miktarı artar.

Çizelge 4.40. Aylara göre güneş kolektöründen çıkan anlık enerji miktarı.

Aylar	Güneş Kolektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	Güneş Kolektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)
Ocak	18.750,00	15.625,00	3.125,00
Şubat	23.522,73	19.602,27	3.920,45
Mart	28.750,00	23.958,33	4.791,67
Nisan	33.068,18	27.556,82	5.511,36
Mayıs	35.340,91	29.450,76	5.890,15
Haziran	36.022,73	30.018,94	6.003,79
Temmuz	35.397,73	29.498,11	5.899,62
Ağustos	33.125,00	27.604,17	5.520,83
Eylül	28.693,18	23.910,98	4.782,20
Ekim	23.295,45	19.412,88	3.882,58
Kasım	18.522,73	15.435,61	3.087,12
Aralık	16.818,18	14.015,15	2.803,03
Toplam	331.306,82	276.089,01	55.217,80

Çizelge 4.40'da aylara göre güneş kolektöründen çıkan enerji miktarları ve enerji depolama tankına gönderilen enerji miktarları verilmiştir. Bu değerler anlık olup, sistem tasarımında yıllık enerji miktarı dikkate alınmıştır. Çizelgeye göre tasarım değeri olan 23.958,33 kW termal ısı yükü öğle vakti Mart-Eylül ayları arasında güneş kolektöründen sağlanmıştır.

Çizelge 4.41. Aylık güneşlenme saatine göre güneş kolektöründen çıkan enerji.

Aylar	Güneş Kolektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kWh/Ay)	Güneş Kolektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kWh/Ay)	Depolamaya Aktarılan Enerji (kWh/Ay)
Ocak	375.000,00	312.500,00	62.500,00
Şubat	588.068,18	490.056,82	98.011,36
Mart	1.495.000,00	1.245.833,33	249.166,67
Nisan	2.017.159,09	1.680.965,91	336.193,18
Mayıs	3.216.022,73	2.680.018,94	536.003,79
Haziran	4.718.977,27	3.932.481,06	786.496,21
Temmuz	7.221.136,36	6.017.613,64	1.203.522,73
Ağustos	7.552.500,00	6.293.750,00	1.258.750,00
Eylül	4.447.443,18	3.706.202,65	741.240,53
Ekim	2.119.886,36	1.766.571,97	353.314,39
Kasım	852.045,45	710.037,88	142.007,58
Aralık	302.727,24	252.272,70	50.454,54
Toplam	34.905.965,88	29.088.304,90	5.817.660,98

Çizelge 4.41’de görüldüğü gibi enerji depolama sistemi olmadığı durumlarda (SM=1) 29.088.304,90 kWh/year enerji elde edilmiştir. Ancak bu çalışmada enerji depolama sistemi olduğundan (SM=1,2) 34.905.965,88 kWh/year enerji elde edilmiştir.

Çizelge 4.42. Aylara göre güneş enerjisi çalışma saatleri.

Aylar	Termal Enerji SM=1,2 (kWh/Ay)	Günlük Toplam (Güneş Enerjisi+ Depolama) Saati	Tasarım Isı Yüğü (kWh)	Günlük Ortalama Güneşlenme Saati
Ocak	375.000,00	0,5	23.958,33	0,6
Şubat	588.068,18	0,9	23.958,33	0,9
Mart	1.495.000,00	2,0	23.958,33	1,7
Nisan	2.017.159,09	2,8	23.958,33	2,0
Mayıs	3.216.022,73	4,3	23.958,33	2,9
Haziran	4.718.977,27	6,6	23.958,33	4,4
Temmuz	7.221.136,36	9,7	23.958,33	6,6
Ağustos	7.552.500,00	10,2	23.958,33	7,3
Eylül	4.447.443,18	6,2	23.958,33	5,2
Ekim	2.119.886,36	2,9	23.958,33	2,9
Kasım	852.045,45	1,2	23.958,33	1,5
Aralık	302.727,24	0,4	23.958,33	0,6
Toplam	34.905.965,88	Ortalama=4,0		Ortalama=3,1

Çizelge 4.42’göre güneş enerjisi ve depolama sistemi birlikte ortalama 4 saat kurulu güç elde edilmiştir. Ancak Nisan-Eylül ayları arasında güneşlenme süresinden daha fazla güneş enerjisi elde edilmiş ve depolama sistemine enerji aktarımı gerçekleşmiştir. Diğer aylarda ise güneş enerjisinden elde edilen enerji ile özellikle güneş enerjisi miktarının maksimum olduğu saatlerde termal enerji ihtiyacının karşılanacağı, depolamaya enerji aktarımı için fazla güneş enerjisi elde edilemeyeceği anlaşılmıştır.

Çizelge 4.43’de gösterildiği gibi günlük ortalama depolama süresi 0,7 saat hesaplanmıştır. Çizelge 4.41’de bahsedildiği gibi özellikle Nisan-Eylül aylarında depolama sistemine enerji aktarımı gerçekleşeceği anlaşılmıştır. Bu bakımdan Temmuz ve Ağustos aylarında

elde edilen fazla enerji ile çizelge 4.42’de gösterildiği gibi yaklaşık 2 saat güneşlenme olmadığı zamanlarda güç üretimi için termal enerji sağlanabilmektedir.

Çizelge 4.43. Günlük depolama saati.

Aylar	Depolamaya Aktarılan Enerji (kWh/Ay)	Günlük Depolama Saati	Gerekli Enerji (kW)
Ocak	62.500,00	0,1	23.958,33
Şubat	98.011,36	0,1	23.958,33
Mart	249.166,67	0,3	23.958,33
Nisan	336.193,18	0,5	23.958,33
Mayıs	536.003,79	0,7	23.958,33
Haziran	786.496,21	1,1	23.958,33
Temmuz	1.203.522,73	1,6	23.958,33
Ağustos	1.258.750,00	1,7	23.958,33
Eylül	741.240,53	1,0	23.958,33
Ekim	353.314,39	0,5	23.958,33
Kasım	142.007,58	0,2	23.958,33
Aralık	50.454,54	0,1	23.958,33
Toplam	5.817.660,98	Ortalama=0,7	

Çizelge 4.44. Sistemin yıllık ihtiyaç duyacağı enerji miktarı.

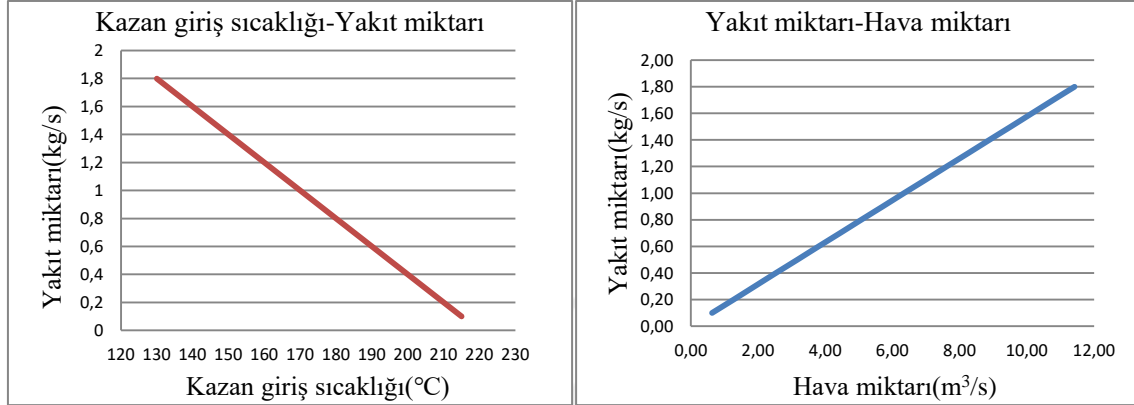
Toplam Enerji Miktarı (kWh/yıl)	209.875.000,00	365 gün x 24 saat
Güneş Enerjisi (kWh/yıl)	28.857.812,50	365 gün x 3,3 saat
Enerji Depolama (kWh/yıl)	6.121.357,17	365 gün x 0,7 saat
Biyokütle(kWh/yıl)	174.895.833,33	365 gün x 20 saat

Çizelge 4.44’de ise yıl boyunca gerekli olan termal yük miktarı gösterilmektedir. Yıl boyunca 5MW kurulu güç üretimi sağlanması için yaklaşık 209.875 MWh/yıl termal enerjiye ihtiyaç duyulmaktadır. Bu termal enerjinin yaklaşık % 80’i biyokütle yakma sisteminden karşılanmaktadır. Geriye kalan enerji ise güneş enerjisinden sağlanmaktadır.

Çizelge 4.45. Biyokütle yakma sistemi ısı yüküne bağlı yakıt tüketim miktarı.

Kazan Giriş Sıcaklığı (°C)	Kazan Çıkış Sıcaklığı (°C)	Biyokütle Yakıt Miktarı (kg/s)	Isı Yüğü (KW)	LHV(kj/kg)
215	220	0,1	1.574,3	16.784
210	220	0,2	3.136,0	16.784
205	220	0,3	4.686,4	16.784
200	220	0,4	6.225,4	16.784
195	220	0,5	7.748,1	16.784
190	220	0,6	9.263,3	16.784
185	220	0,7	10.765,8	16.784
180	220	0,8	12.257,1	16.784
175	220	0,9	13.735,7	16.784
170	220	1,0	15.201,8	16.784
165	220	1,1	16.656,5	16.784
160	220	1,2	18.097,4	16.784
155	220	1,3	19.527,0	16.784
150	220	1,4	20.972,7	16.784
145	220	1,5	22.347,1	16.784
140	220	1,6	23.737,7	16.784
135	220	1,7	25.116,9	16.784
130	220	1,8	26.482,3	16.784

Çizelge 4.45'e göre kazan giriş sıcaklığı ne kadar düşük olursa tasarım değeri olan 220°C sıcaklığa ulaşmak için daha fazla yakıt tüketimi gerçekleşecektir. 26.482,3 kW ısı yükünü karşılamak için 1,8 kg/s yakıtı ihtiyaç vardır. Yaklaşık saatte 6,5 ton biyokütle yakılması anlamına gelmektedir.



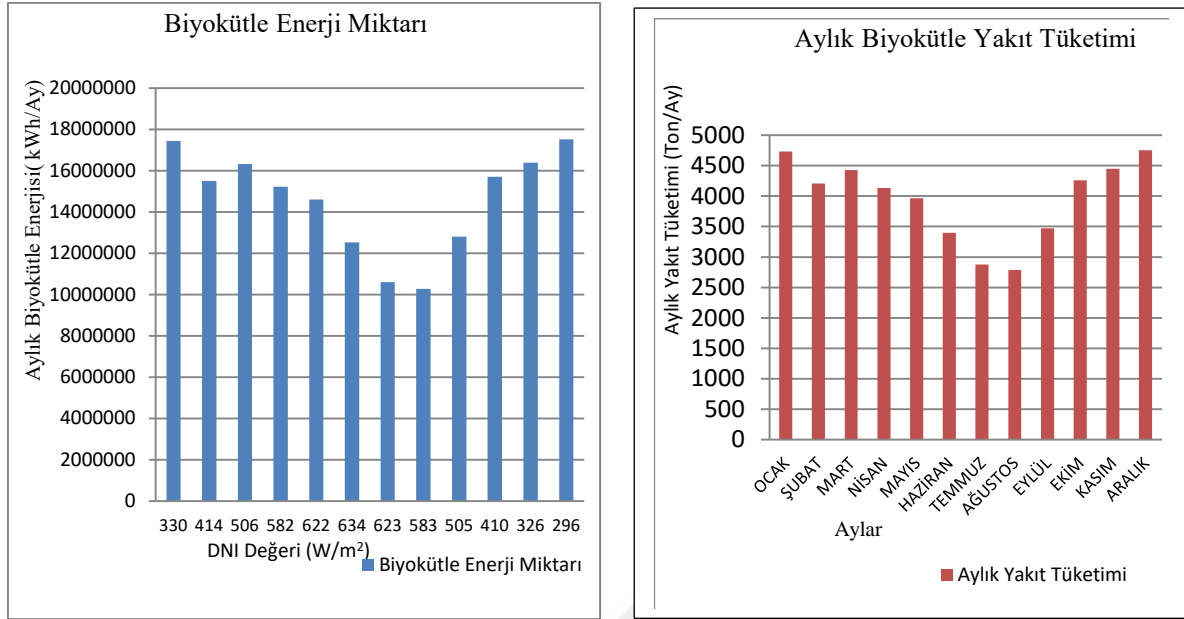
Şekil 4.25. Yakıt miktarı ve hava miktarının sıcaklık ile değişimi.

Şekil 4.25'te görüldüğü gibi yakıt miktarı arttıkça yakıtın yanması için gerekli hava miktarı artmıştır. Ayrıca kazan giriş sıcaklığın düşmesiyle yakıt miktarı artmaktadır. Aylık ısı yükü ihtiyacı göz önüne alındığında toplamda yılda yaklaşık 47 bin ton biyokütle yakılması gerekmektedir. Çizelge 4.46'de aylık yakıt tüketim miktarları gösterilmektedir.

Çizelge 4.46. Aylık yakıt tüketim miktarları.

Aylar	Günlük Biyokütle Enerjisi Kullanım Saati	Biyokütle Aylık Enerji Miktarı (kWh/Ay)	Aylık Yakıt Tüketim Miktarı (Ton)
Ocak	23,5	17.449.998	4.734
Şubat	23,1	15.511.930	4.208
Mart	22,0	16.329.998	4.430
Nisan	21,2	15.232.839	4.133
Mayıs	19,7	14.608.975	3.963
Haziran	17,4	12.531.020	3.400
Temmuz	14,3	10.603.861	2.877
Ağustos	13,8	10.272.498	2.787
Eylül	17,8	12.802.554	3.473
Ekim	21,1	15.705.111	4.261
Kasım	22,8	16.397.952	4.449
Aralık	23,6	17.522.270	4.754
	Ortalama=20,0	Toplam=174.969.005	Toplam=47.470

Şekil 4.26'ya göre güneş ışınım miktarının artmasıyla biyokütleden sağlanan enerji miktarının azaldığı ve buna bağlı olarak biyokütle yakıt miktarının da azaldığı anlaşılmıştır. Özellikle yaz mevsiminde bu değişkenlik görülmektedir.

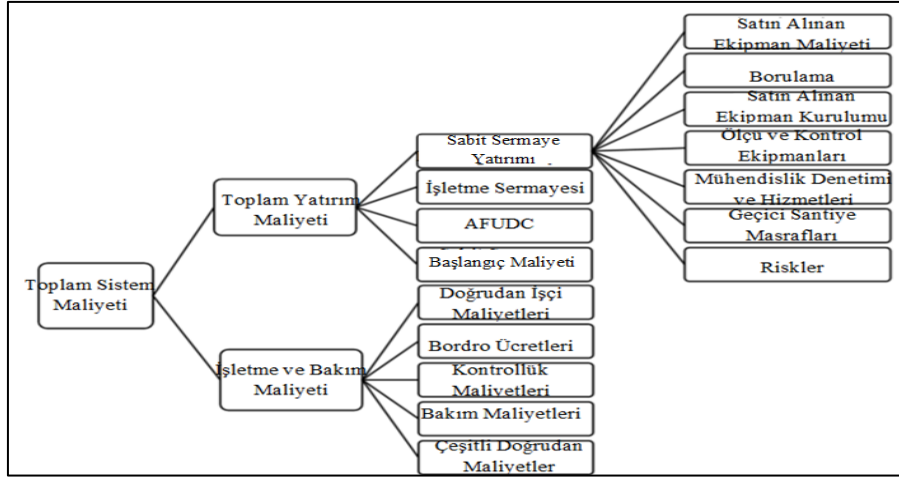


Şekil 4.26. Biyokütle yakıt tüketim ve enerji miktarı.

4.6. Ekonomik Analiz

Bu bölümde, yapılan çalışmanın ekonomik açıdan yaklaşık olarak fizibilite çalışması üzerinde durulmuştur. Öncelikle ORÇ sisteminin ana elemanları olan ısı eşanjörleri, türbin ve pompa maliyetleri dikkate alınarak toplam yatırım maliyeti ve enerji üretim maliyeti hesaplanmıştır. Diğer taraftan işletme ve bakım maliyetlerinin de dikkate alınması gerekmektedir (Fontalvo, Solano, Pedraza, Bula, Gonzalez Quiroga ve Vasquez Padilla, 2017). Maliyet hesabı yaparken her ekipmanın uygun karakteristik özellikleri olan ısı transfer yüzey alanı (m²), basınç (kPa) ve güç (kW) fiyat belirlemede temel ölçütlerdir. Yapısal malzemeler ve performans parametreleri de ayrıca dahil edilmesi gerekir (Estévez Salas, 2014).

Ekonomik analiz için toplam sistem maliyeti iki ana gruba ayrılmaktadır. Bunlar toplam yatırım maliyeti ve işletme, bakım maliyetleridir. Şekil 4.27’de detaylı olarak gösterilmektedir (Fontalvo ve diğerleri, 2017).



Şekil 4.27. Ekonomik analiz maliyet özeti.

Toplam yatırım maliyeti:

Çevrimdeki her bir ekipmanın maliyeti eşitlik 4.49 ile ifade edilen özel bir parametre ile hesaplanmaktadır (Bejan and Tsatsaronis,1996’dan akt. Fontalvo ve diğerleri, 2017).

$$C=C_{ref}[B/B_{ref}]^n \quad (4.49)$$

Burada B türbin, pompa ve eşanjör tasarımındaki alan ve güç değerlerine karşılık gelmektedir. C_{ref} , B_{ref} ve n sabitleri ise çizelge 4.47’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.47. Maliyet için sabit değerler (Fontalvo ve diğerleri, 2017: 7).

Çevrim Elemanları	Parametreler	Birim	B_{ref}	C_{ref} (\$)	N
Türbin	Güç	kW	0,1	500	0,73
Isı Eşanjörü	Alan	m ²	0,12	304	0,69
Pompa	Güç	kW	0,3	1000	0,45

$$\text{Evaporatör için } \$_{\text{Isı eşanjörü}}=304[1680/0,12]^{0,69}=220.649\$$$

$$\text{Kondenser için; } \$_{\text{Isı eşanjörü}}=304(3217/0,12)^{0,69}=345.446 \$$$

$$\text{Rekuperatör için; } \$_{\text{Isı eşanjörü}}=304(1388/0,12)^{0,69}=193.414 \$$$

$$\text{Türbin için; } \$_{\text{Türbin}}=500(5208,33/0,1)^{0,73}=1.387.266 \$$$

$$Pompa için; \$_{1s1} eşanjörü=1000(265,35/0,3)^{0,45}=21.184 \$$$

Ekonomik analiz yapılan yatırımın ne kadar sürede kendisini amorte edeceğinin belirlenmesinde oldukça önemlidir. Organik rankine çevrimini oluşturulan en önemli maliyetlerden birisi ısı eşanjörleridir. Isı eşanjörünün toplam maliyeti, toplam sermaye maliyeti ve işletme maliyetinin toplamına eşittir. İşletme maliyetine ısı eşanjöründeki basınç kaybını giderecek pompa kullanımı dahil edilmektedir. Toplam ısı transfer katsayısının artırılması ve toplam ısı transfer yüzey alanının azaltılması toplam sermaye maliyeti azaltmaktadır. Ayrıca pompa maliyeti de azaltılmaktadır (Azad ve Amidpour, 2011). Gövde borulu ısı eşanjörünün maliyeti “Hall Method” olarak bilinen eşitlik 4.50 ile ifade edilmektedir (Taal, Bulatov, Klemeš ve Stehlík, 2003).

$$\$_{1s1} eşanjörü=C1+C2xA_{1s1} eşanjörü^n \quad (4.50)$$

Çizelge 4.48’de gösterilen C1 ve C2 sabitleri ısı eşanjöründe kullanılan imalat malzemesine göre değişiklik göstermektedir. $A_{1s1} eşanjörü$ ise ısı transfer yüzey alanını belirtmektedir. Karbon çeliği hem termal yağ hem de organik iş akışkanı ile iyi bir kimyasal uyumluluk göstermekte olup ısı eşanjörleri tasarımında karbon çeliği kullanılmıştır (Calise, Capuozzo, Carotenuto ve Vanoli, 2014).

Çizelge 4.48. Gövde borulu ısı eşanjörü maliyeti katsayıları (Calise ve diğerleri, 2014: 601).

Malzeme	C1	C2	N
Karbon Çeliği(CS)-CS	7.000	360	0,80
CS-Paslanmaz Çelik(SS)	8.500	409	0,85
SS-SS	10.000	324	0,91
CS-Titanyum(Ti)	14.000	614	0,92
Ti-Ti	17.500	699	0,93

$$Evaporatör için; \$_{1s1} eşanjörü=7000+360x(1680)^{0,8}=143.946 \$$$

$$Kondenser için; \$_{1s1} eşanjörü=7000+360x(3217)^{0,8}=237.284 \$$$

$$Rekuperatör için; \$_{1s1} eşanjörü=7000+360x(1388)^{0,8}=124.548 \$$$

Fiyatı ve kapasitesi bilinen bir ekipmana benzerlik gösteren yeni bir ekipman için logaritmik ilişki kurulabilmektedir. Bu ilişki türbin için tahmini fiyat analizinde

kullanılabilmektedir. Eşitlik 4.51’de gösterildiği gibi eğer ki yeni bir ekipman maliyeti bilinen başka bir kapasitedeki ekipmana benzerlik gösteriyorsa, kapasite oranları $(X)^{0,6}$ ile benzerlik gösteren ekipmanın maliyetinin çarpımına eşittir. 0,6 değeri farklı ekipmanlar için değişiklik göstermekte ve diğer bilgilerin olmadığı durumlarda en çok kullanılan değerdir (Peters ve Timmerhaus, 1991:169).

2010 yılı güncel referanslarda tek flaşlı bir jeotermal çevriminde 30 MW kapasiteye sahip bir türbinde tahmini satın alma maliyeti yaklaşık 13 milyon dolardır. Kosta Rika ‘da son zamanlarda ORÇ sistemi ile ilgili gelişmelerde 7,5MW kapasiteye sahip bir türbinin tahmini satın alma maliyeti yaklaşık 4 milyon dolardır (Estévez Salas, 2014).

$$\frac{(\text{Ekipman Maliyeti})_2}{(\text{Ekipman Maliyeti})_1} = \left[\frac{(\text{Ekipman Kapasitesi})_2}{(\text{Ekipman Kapasitesi})_1} \right]^{0,6} \quad (4.51)$$

$$\frac{(X)_2}{(13 \text{ Milyon Dolar})_1} = \left[\frac{(5 \text{ MW})_2}{(30 \text{ MW})_1} \right]^{0,6} = 4,43 \text{ Milyon Dolar}$$

$$\frac{(X)_2}{(4 \text{ Milyon Dolar})_1} = \left[\frac{(5 \text{ MW})_2}{(7,5 \text{ MW})_1} \right]^{0,6} = 3,13 \text{ Milyon Dolar}$$

Bu iki türbin referanslarına göre ortalama 3,78 milyon dolar tahmini satın alma fiyatı hesaplanmıştır.

Eşitlik 4.49 ve 4.50’deki iki farklı korelasyon denklemi sonucunda ısı eşanjörlerinin fiyatlarının ortalaması alınarak tahmini fiyat hesabı yapılmıştır. Eşitlik 4.49 ve 4.51’deki iki farklı denklem sonucunda türbin fiyatlarının ortalaması alınarak tahmini fiyat hesabı yapılmıştır. Çizelge 4.49’da satın alma maliyetleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.49. ORÇ ekipmanların satın alım maliyetleri.

Ekipmanlar	Fiyat(\$)
Evaporatör	182.298
Kondenser	291.365
Reküpereatör	158.981
Türbin-Jeneratör	2.580.000
Pompa	21.184
Toplam Satın Alınan Ekipman Maliyeti	3.233.828

Bir yatırım planması yapılırken yukarıda bahsedilen satın alınan ekipman maliyetleri dışında diğer maliyetler de vardır. Borulama, ekipman kurulumu ve kontroller, elektrik bağlantıları gibi pek çok maliyet unsurları vardır. Bu maliyetler doğrudan ya da dolaylı olarak iki gruba ayrılmaktadır. Çizelge 4.50’de yatırım maliyetlerinin yüzde olarak gruplandırılması gösterilmektedir (Peters and Timmerhaus, 1991:167).

Çizelge 4.50. Toplam yatırım maliyetinin tipik yüzdeleri.

Bileşenler	Toplam Yatırım Maliyeti [Yüzde (%)]
Doğrudan Maliyetler	
Satın Alınan Ekipman Maliyetleri	15-40
Satın Alınan Ekipman Kurulumu	6-14
Ölçü ve Kontrol Ekipmanları	2-8
Borulama İmalatı	3-20
Elektrik İmalatı	2-10
Yapısal ve Mimari İşler	3-18
Çevre imalatları	2-5
Hizmet Faliyetleri	8-20
Arazi	1-2
Dolaylı Maliyetler	
Mühendislik Denetimi ve Hizmeti	4-21
Geçici Şantiye Masrafları	4-16
Yüklenici Masrafları	2-6
Riskler	5-15
TOPLAM	% 100

Literatürde belirtilen yüzde değerleri değişkenlik göstermektedir. Fontalvo ve diğerleri (2017), çalışmasının borulama, satın alma ekipman maliyetinin %9’unu, ekipman kurulumu %20’sini ve ölçü ve kontrol ekipmanları ise %5’ini oluşturmaktadır. Lukawski (2010), çalışmasının borulama, satın alma ekipman maliyetinin %7’ini, ekipman kurulumu %6’sını ve ölçü ve kontrol ekipmanları ise %5’ini oluşturmaktadır. Lemmens (2016), çalışmasının borulama, satın alma ekipman maliyetinin %31’ini, ekipman kurulumu %45’ini ve ölçü ve kontrol ekipmanları ise %10’unu oluşturmaktadır. Pierobon, Nguyen, Larsen, Haglind ve Elmegaard (2013), çalışmasının borulama, satın alma ekipman maliyetinin %35’ini, ekipman kurulumu %45’ini ve ölçü ve kontrol ekipmanları ise %20’sini oluşturmaktadır. Bu çalışmada diğer yatırım maliyetleri yüzdeleri olarak Fontalvo ve diğerleri (2017) ve Pierobon ve diğerleri (2013) çalışmasındaki değerler referans alınmıştır. Çizelge 4.51’de yüzdeler gösterilmektedir. Çizelge 4.52 ‘de ise ORÇ satın alma maliyet sonuçları gösterilmektedir.

Çizelge 4.51. Diğer yatırım maliyetleri.

Bileşenler	Yüzde (%)	Referans Değerler
Toplam Yatırım Maliyeti		
• Doğrudan Maliyet		
1. Satın Alma Ekipman Kurulumu	20	Satın Alınan Ekipman Maliyetleri
2. Ölçü ve Kontrol Ekipmanları	5	Satın Alınan Ekipman Maliyetleri
3. Borulama İmalatı	9	Satın Alınan Ekipman Maliyetleri
4. Elektrik İmalatı	4	Satın Alınan Ekipman Maliyetleri
5. Yapısal ve Mimari İşler	5	Satın Alınan Ekipman Maliyetleri
• Dolaylı Maliyetler		
6. Mühendislik Hizmetleri ve Denetimi	8	Doğrudan Maliyetler
7. Geçici Şantiye Masrafları ve Yüklenici Masrafları	15	Doğrudan Maliyetler
8. Riskler	15	6. ve 7. Maddelerin

Çizelge 4.52. Diğer maliyet sonuçları.

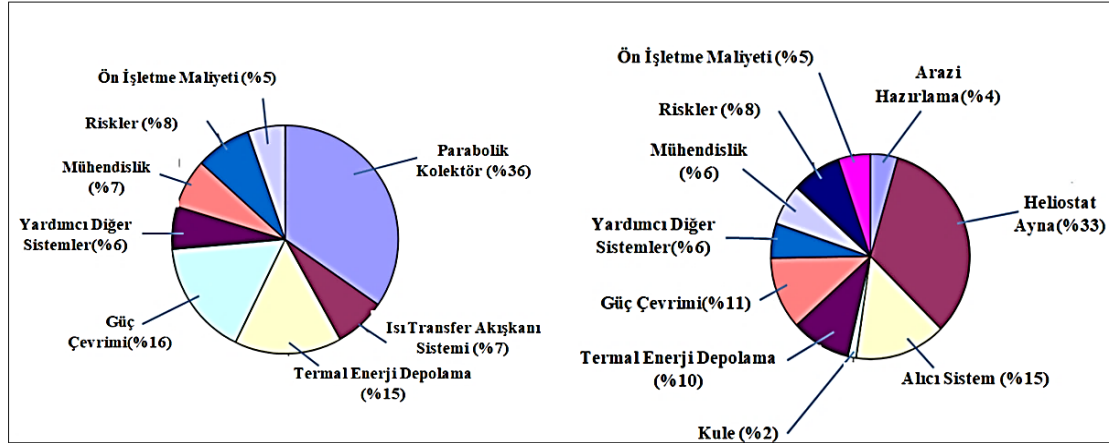
Bileşenler	Yüzde (%)	Fiyat (\$)
Toplam Yatırım Maliyeti		
1. Doğrudan Maliyetler		
• Satın Alma Ekipman Maliyeti		3.233.828
• Satın Alma Ekipman Kurulumu	%20	646.766
• Ölçü ve Kontrol Ekipmanları	%5	161.691
• Borulama İmalatı	%9	291.045
• Elektrik İmalatı	%4	129.353
• Yapısal ve Mimari İşler	%5	161.691
2. Dolaylı Maliyetler		
• Mühendislik Denetimi ve Hizmetleri	%8	369.950
• Geçici Şantiye Masrafları ve Yüklenici Masrafları	%15	693.656
• Riskler	%15	159.541
TOPLAM		5.847.521

Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi neredeyse sıfır yakıt tüketimi olan bir sistemdir. Enerji depolama sistemi olmaksızın parabolik oluk kollektör sistemin kW başına yatırım maliyeti 4.600\$ kadar düşük bir değere sahiptir. Kapasite faktörü ise %20-%25 arasında değişkenlik göstermektedir. 6 saat termal enerji depolama eklendiği zaman kW başına yatırım maliyeti 7.100\$-9.800\$ arasında değişkenlik göstermektedir. Ancak kapasite faktörü iki katına çıkmaktadır (Irena, 2012). Çizelge 4.53'de yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminin maliyeti ve performansı gösterilmektedir.

Çizelge 4.53. Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminin maliyeti ve performansı (Irena, 2012).

	Kurulum Maliyeti(2010 USD/kW)	Kapasite Faktörü(%)	İşletme ve Bakım Maliyeti Maliyeti(2010 USD/kW)	Seviyelendirilmiş Elektrik Maliyeti(LCOE) Maliyeti(2010 USD/kW)
Parabolik Oluk Kollektör				
• Depolama Yok	4.600	20-45	0,02-0,035	0,14-0,36
• 6 Saat Depolama	7.100-9.800	40-53		
Güneş Kulesi				
• 6-7,5 Saat Depolama	6.300-7.500	40-45	0,02-0,035	0,17-0,29
• 12-15 Saat Depolama	9.000-10.500	65-80		

Şekil 4.28’de Güney Afrika’da kurulu olan 100 MW parabolik oluk kollektör 13,4 saat depolama sistemi olan ve 100MW güneş kulesi 15 saat depolama sistemi olan iki ayrı sistemin maliyet özeti gösterilmektedir. Toplam sermaye yatırımı sırasıyla 914 milyon USD ve 978 milyon USD olan sistemler benzer maliyet özeti göstermekte olup yansıtıcılar en yüksek yüzde oranına sahiptir (Irena, 2012).

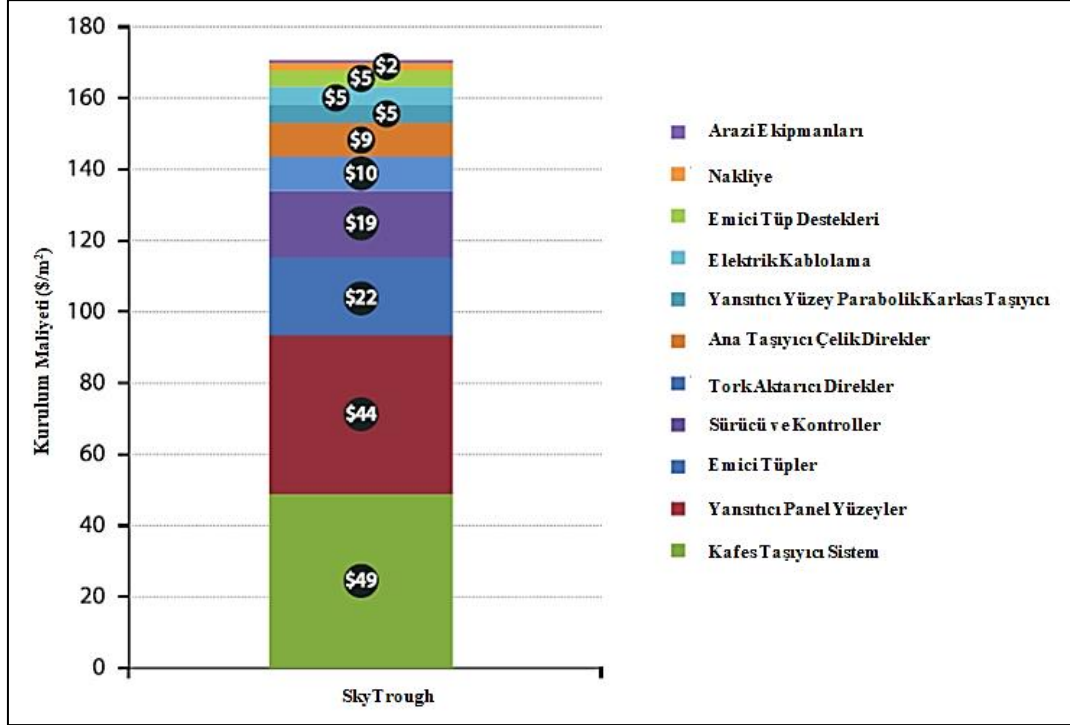


Şekil 4.28. Sistem maliyeti özeti (Fichtner, 2010).

EK-17’de parabolik oluk kollektörlü bir güneş enerjisi santraline ait maliyet detayı gösterilmektedir. İspanya’da kurulu olan 50 MW’lık Andosol güneş enerjisi sistemine benzerlik gösteren anahtar teslim bir çalışmadır. 7,5 saat depolama sistemi olan bu santral 364 milyon USD ve 7.280 USD/kW maliyetine sahiptir. 510.000m² lik güneş kollektör kurulum alanı olan santralin yatırım maliyetinin %38,5’ini parabolik oluk kollektör sistemi oluşturmaktadır. Parabolik oluk kollektör sistemi içerisinde metal taşıyıcı yapı toplam yatırım maliyetinin %10,7’sini, emici tüp %7,1’ini, yansıtıcı aynalar %6,4’ünü, ısı transfer sistemi %5,4’ünü, ısı transfer akışkanı %2,1’ini oluşturmaktadır. Termaal enerji depolama sistemi ise toplam yatırım maliyetinin %10,5’ini oluşturmakta, tuz ve depolama tankı maliyeti en fazla olan sistem elemanlarıdır (Ernst & Young and Fraunhofer, 2011’den.akt. Irena, 2012).

Uluslararası Yenilenebilir Enerji Laboratuvarı (NREL)’nin 2015 Kasım yayınında 100 MW kurulu güce sahip bir parabolik oluk kollektörlü güneş enerjisi santrali için maliyet analizi raporunda 115 m uzunluğunda ve 6 m genişliğinde 656 m² yansıtıcı yüzey alanına sahip “SkyTrough” kollektörü alüminyum kafes taşıyıcı sisteme sahip olup 1500 adet

kurulumu için yaklaşık maliyeti $\$170/m^2$ olarak belirtilmiştir (Kurup and Turchi, 2015). Şekil 4.29’da SkyTrough kollektörünün yüzdesel maliyet oranları gösterilmektedir.



Şekil 4.29. SkyTrough kurulum maliyeti (Kurup and Turchi, 2015).

Bu çalışmada “Solargenix SGX-1” kullanılmıştır. En önemli avantajı taşıyıcı yapının tamamıyla alüminyum malzemeden yapılmış içi boş profilden oluşmasıdır. Bu tasarımın en önemli avantajı hafif olması ve hareket kolaylığı sağlamasıdır. Ayrıca nakliye kolaylığı, üretim ve kurulum süresince kolaylık, korozyon direnci ve güneş takip sistemine kolay birleşimi vb. olumlu özellikleri vardır. “SkyTrough” kollektöründe de taşıyıcı yapının alüminyum olması benzerlik göstermektedir. $470,3 \text{ m}^2$ yansıtıcı yüzey alanı 100 m kollektör uzunluğu ve 5 m genişliği ile 84.803 m^2 toplam yansıtıcı yüzey alanına sahip 5 MW kurulu güç santrali için güneş enerjisi kurulum maliyeti hesabı için $\$170/m^2$ maliyet kullanımı uygun görülmüştür.

Parabolik oluk kollektör güneş enerjisi alanı kurulum maliyeti= $84.803 \times 170 = 14.416.510 \text{ \$}$ hesaplanmıştır.

Diğer yatırım maliyeti hesaplamalarında EK-17’deki ve Fichtner, (2010)’daki referans değerleri dikkate alınarak çizelge 4.54’te gösterilen maliyet hesaplamaları yapılmıştır.

Çizelge 4.54. Parabolik oluk kollektör toplam yatırım maliyeti.

5 MW Parabolik Oluk Kollektör Güneş Enerjisi Santrali Toplam Yatırım Maliyeti			
Bileşenler	Yüzde(%)	Referans Değer	Fiyat(\$)
• Parabolik Oluk Kollektör Kurulumu			14.416.510
• Organik Rankine Çevrimi (%16)			5.847.521
• Isı Transfer Akışkanı Sistemi	%7	Toplam Yatırım Maliyeti	2.558.290
• Arazi Hazırlama ve İşçilik	%15	Toplam Yatırım Maliyeti	5.482.051
• Yardımcı Diğer Sistemler	%6	Toplam Yatırım Maliyeti	2.192.820
• Mühendislik	%7	Toplam Yatırım Maliyeti	2.558.290
• Riskler	%8	Toplam Yatırım Maliyeti	2.923.760
• Ön İşletme Maliyeti	%5	Toplam Yatırım Maliyeti	1.827.350
Toplam	----	-----	37.806.594

Güneş enerjisi santralinde toplam yatırım maliyeti 37.806.594\$ olarak hesaplanmaktadır. Santralin yakıt masrafının olmadığı kurulumu düşünülen yerde yeterli biyokütle rezervi olduğu kabulü yapılmıştır.

İşletme ve bakım maliyetleri:

İşletme ve bakım maliyetleri kapsamında işçi maliyeti, kontrollük, bakım maliyetleri ve çeşitli diğer maliyetlerden bahsedilmektedir. Bu maliyetlerin hesaplanmasında eşitlik 4.52’de belirtilen ifade kullanılmaktadır.

$$\text{Doğrudan İşçi Maliyetleri} = C_h \times N_L \times H_A \quad (4.52)$$

Burada C_h saatlik ücret miktarını, N_L işçi sayısını ve H_A ise yıllık çalışma süresini ifade etmektedir. Bu çalışmada $C_h=3\text{USD/h}$, $H_A=365 \times 8=2920\text{saat/yıl}$ ve $N_L=10$ olarak seçilmiştir (Fontalvo ve diğerleri, 2017). Bakım ve onarım maliyeti enerji dönüşüm santrallerinde ekipman satın alım maliyetinin yaklaşık %2’lik kısmına karşılık gelmektedir (Peters and Timmerhaus, 1991: 203). Çizelge 4.55’te işletme ve bakım maliyetlerinin yüzde karşılığı gösterilmektedir.

$$\text{Doğrudan İşçi Maliyetleri} = 3 \times 2920 \times 10 = 87.600\$/\text{yıl}$$

Çizelge 4.55. İşletme ve bakım maliyeti.

Bileşenler	Yüzde (%)	Referans Değerler	Fiyat(\$)
• Doğrudan İşçi Maliyeti			87.600
• Bakım Maliyeti	%2	Satın Alınan Ekipman Maliyeti	353.007
• Kontrollük Maliyeti	%15	Doğrudan İşçi Maliyeti	13.140
• Bordro Ücretleri	%35	Doğrudan İşçi Maliyet+Kontrollük Maliyeti	35.259
• Çeşitli Diğer Maliyetler	%7	Doğrudan İşçi Maliyeti	6.132
TOPLAM			495.138

Ömür boyu maliyet analizi

Ömür boyu maliyet bir yatırımın ömrü boyunca ilk yatırım maliyeti, hurda, işletme maliyeti, işçilik, faiz, sigorta ve vergi maliyetlerinin ömrü boyunca analiz edilmesidir. Bu analizin güvenilirliği ise ekonomik verilerin iyi değerlendirilmesi ve gelecek için tahminlerin doğru yapılmasına bağlıdır. Gelecekte enflasyonun ne olacağı, faiz ve yakıt maliyetlerinin ne kadar artacağı gibi faktörlerin geleceğe yakın tahmin edilmesi gerekmektedir (Yüncü, 2010).

Yıllık maliyet analizi eşitlik 4.53 ile ifade edilmektedir (Yüncü, 2010).

$$BM=IY-HRxBDF(i,n) \quad (4.53)$$

Burada;

BM=Bugünkü maliyet

IY=İlk yatırım maliyeti

i=Yıllık faiz oranı

n=Yatırımın ömrü olan n yıl

Yıllık faiz oranı i, paranın bugünkü değeri BD olan paranın n yıl sonraki toplam değeri ND eşitlik 4.54 ile ifade edilmektedir.

$$ND=BDx(1+i)^n \quad (4.54)$$

Verilen maliyetlerin aşağıdaki eşitlik 4.55 ile paranın şimdiki değerine endekslenmesi gerekmektedir (Yüncü, 2010).

$$BD=ND/(1+i)^n \quad (4.55)$$

Burada;

BD=Paranın bugünkü değeri

ND=Gelecekteki değeri

i =Yıllık faiz oranı

n =Yatırımın ömrü olan n yıl

Yatırım maliyeti yatırımın ömrü boyunca sabit kalır ve değişmez. Ancak işletme, işçilik, sigorta bakım ve onarım masrafları yıldan yıla değişiklik gösterir (Yüncü, 2010).

Giderlerin m yılındaki maliyeti IG_m ile gösterilirse ilk yılın işletme giderleri eşitlik 4.56 ile ifade edilmektedir (Yüncü, 2010).

$$IG_m = IG_1 \times [1 / (1+i)^m] \quad (4.56)$$

Yapılan çalışmada bakım ve işletim maliyeti toplam yatırım maliyetinin yaklaşık %1,3'e karşılık gelen 495.138\$, bakım ve işletim giderlerine yıllık enflasyon farkı %10 faiz, hurda değerinin satın alma maliyetinin % 20'si ve santralin ekonomik ömrü 25 yıl çalışacağı varsayımı yapılmıştır.

İşletme ve bakım maliyetlerinin 25 yıl içerisindeki toplam maliyeti çizelge 4.56'da gösterilmektedir.

Çizelge 4.56. Yıllara göre işletme ve bakım maliyetinin değişimi.

Yıllar	İşletme Giderleri(\$)	Yıllar	İşletme Giderleri(\$)
1	495.138	13	1.553.954
2	544.652	14	1.709.350
3	599.117	15	1.880.285
4	659.028	16	2.068.313
5	724.931	17	2.275.145
6	797.424	18	2.502.659
7	877.167	19	2.752.925
8	964.883	20	3.028.218
9	1.061.372	21	3.331.039
10	1.167.509	22	3.664.143
11	1.284.260	23	4.030.557
12	1.412.686	24	4.433.613
		25	4.876.975

İşletme ve bakım maliyetlerinin 25 yıl sonraki maliyeti 48.695.343\$ 'dır.

Yatırımın bugünkü değeri:

$$BD = 48.695.343\$ / (1+0,1)^{25} = 4.494.385\$$$

Hurdanın bugünkü değeri:

$$\text{HBD}=7.561.319\$ \times (1+0,1)^{-25}=697.879\$$$

$$\text{Toplam yatırım maliyeti}=37.806.594\$+4.494.385\$-697.879\$=41.603.100\$$$

Santralin yıllık üretim geliri;

$$\text{YÜG}=24 \times 365 \times 5000 \times 0,133\$=5.825.400\$$$

Enerji piyasası denetleme kurumunun teşvik ama devletin elektrik kWh başına alış fiyatı 0,133cent/\$'dır (Aktaş, Özer, Soyak ve Ertürk, 2015).

Amortisman süresi;

$$\text{AS}=41.603.100\$/5.825.400\$=7 \text{ yıl geri ödeme süresi}$$

5MW kurulu güç üretim kapasitesi sahip santral 7. yıldan sonra kar elde etmeye başlayacaktır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Araştırmanın bu bölümünde sonuç ve önerilere yer verilmiştir. Güç santrali tasarımında gerekli güneş enerjisi miktarı, kollektör seçimi ve boyutlandırılması, organik iş akışkanı ve ısı transfer akışkanı seçimi, ORÇ sistemi bileşenlerinin boyutlandırılması, hibrit sistemin enerji akışı, ORÇ sisteminin enerji ve ekserji verimleri ile ekonomik analize yönelik sonuçlar ve öneriler aşağıda belirtilmiştir.

Sonuçlar:

5MW kurulu güce sahip güneş enerjisi santrali boyutlandırılması yapılırken aylara göre değişkenlik gösteren geliş açılarının ortalaması alınmış ve Ankara ilindeki ortalama geliş açısının 40 °C olduğu belirlenmiştir. Güneş enerjisi kollektör boyutlandırmasında kollektör yüzeyine çarpan direk normal ışınım miktarı kosinüs düzeltmesi ile birlikte 506W/m² değeri bulunmuştur.

Güneş enerjisi santral sonucuna göre 12 döngü, her döngüde 180 kollektör ve toplamda 84803 m² ısı transfer yüzey alanına sahip bir parabolik oluk kollektörlü güneş enerjisi santraline ihtiyaç duyulacağı tespit edilmiştir.

Termodinamiğin birinci kanununa göre reküperatör kullanımı olmayan bir ORÇ sisteminin sadece güneş enerjisi kullanımı ile enerji veriminin %17,82 ve termodinamiğin ikinci kanununa göre çevrimin ekserji veriminin %57,71 olduğu belirlenmiştir. Evaporatör basıncının artması ile çevrim enerji veriminin arttığı kondenser basıncının azalması ile çevrim enerji veriminin azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.

Yaz aylarında evaporatör ekserji kaybının arttığı, kondenserin ekserji veriminin ise düştüğü belirlenmiştir. Kondenser ekserji veriminin kış aylarında yaklaşık 2 kat arttığı tespit edilmiştir. Çevrim ekserji veriminin ise yaz aylarında arttığı, yani kış aylarına göre yaklaşık %15 daha fazla ekserji elde edildiği belirlenmiştir.

Isı transfer akışkan giriş sıcaklığındaki düşmenin çevrim enerji veriminin azalmasına sebep olduğu, örneğin sıcaklığın 40 °C azalmasının çevrim veriminde yaklaşık % 18 azalmaya

neden olduğu belirlenmiştir. Ayrıca ısı transfer akışkan giriş sıcaklığındaki düşme çevrim ekserji veriminin artmasını sağlamıştır.

Rekuperatör kullanımı ile birlikte termodinamiğin birinci kanununa göre sadece güneş enerjisi kullanımında çevrimin enerji veriminin % 22,2 ve termodinamiğin ikinci kanununa göre çevrimin ekserji veriminin %57,71 olduğu belirlenmiştir.

Rekuperatör kullanımında en fazla ekserji kaybının evaporatörde, rekuperatör kullanımı olmadığı durumda en fazla ekserji kaybının kondenserde olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Rekuperatör olmadığı durumda kondenserin ekserji veriminde düşüş olduğu belirlenmiştir.

Sadece biyokütle yakma sistemi kullanıldığı durumda santral ekserji verimi % 14,3, enerji verimi %22,2 'den düşük çıktığı görülmüştür. Bilindiği üzere ekserji, enerjinin yararlanılabilen kısmıdır. Biyokütle yakma sistemi ile birlikte hem yakıtın yanması sonucunda hem de yakma sistemindeki ısı kayıpları enerji dönüşüm miktarının azaltacağı için ekserji verimi düşmektedir.

Rekuperatörlü ORÇ sisteminde evaporatörde 22.261,1 kW ısı yükü elde edilmiş ve 1680m² ısı transfer yüzey alanına ihtiyaç duyulacağı sonucuna ulaşılmıştır. Kondenserde 17.301,4 kW ısı yükü elde edilmiş ve 3217m² ısı transfer yüzey alanına ihtiyaç duyulacağı tespit edilmiştir. Rekuperatörde ise 5.476,3 kW ısı yükü kazanılmış ve 1388m² ısı transfer yüzey alanına ihtiyaç duyulacağı belirlenmiştir.

Ayrıca kazan giriş sıcaklığının düşmesiyle yakıt miktarının arttığı ve aylık ısı yük ihtiyacı göz önüne alındığında toplamda yılda yaklaşık 47 bin ton biyokütle yakıtına ihtiyaç duyulacağı belirlenmiştir.

Öneriler:

Bu çalışmada 220 °C giriş ve 130 °C çıkış sıcaklık kaynağına sahip ve 1,1 bar – 30 bar aralığında çalışma basıncı olan güneş enerjisi sistemi ile yüksek kapasiteli bir güç üretim sisteminin termodinamik analizi sayısal olarak incelenmiştir. Gelecek çalışmalara yönelik öneriler aşağıda sunulmuştur.

- Yıl boyunca elde edilen enerji miktarlarındaki değişiklikler incelenerek, güneş takipli sistemin yıllık saatlik detayı yapılarak kollektör boyutlandırılmasının yapılmasına yönelik çalışmalar yapılabilir.
- Güneş enerjisi santralinde parabolik oluk kollektör yerine doğrusal fresnel yansıtıcı kullanılarak kapasite ve boyutlandırma çalışması incelemeler yapılabilir.
- Güneş ışınım miktarı daha yüksek olan Akdeniz bölgesindeki çevre koşulları dikkate alınarak termo-ekonomik analiz çalışmaları yapılabilir.
- Bu çalışmada N-pentan kuru tip organik iş akışkanı seçilmiştir. Bundan sonraki çalışmalarda daha yüksek değerlerde kritik sıcaklığa ve işletme basıncına sahip kuru ya da izentropik iş akışkanları üzerinde çalışma yapılarak çevrim verimine performansı irdelenebilir.
- Isı eşanjörlerindeki ısı kayıpları ve basınç kayıpları dikkate alınarak ve yaklaşım sıcaklıkları değiştirilerek ekserji kayıpları, eşanjör verimi ve eşanjörlerin ısı transfer yüzey alanı üzerindeki analizleri yapılabilir.
- Mevcut çalışmada su soğutmalı kondenser seçilmiştir. Yapılacak çalışmalarda hava kaynaklı soğutmanın çevrim üzerine etkisi incelenebilir. Soğutma kulesinin ve soğutma pompasının sistem performansına ve maliyetine etkisi incelenebilir.
- İşletme basıncındaki değişikliklerin ve izentropik verimlerin değişikliğinin organik Rankine çevrim verimine etkisi incelenebilir.
- Biyokütle yakma sisteminde atık baca gazının enerji miktarı hesaplanarak organik Rankine çevriminde geri kazanımıyla sistem performansına etkileri irdelenebilir.
- Bu tez çalışmasında eklerde sadece bir öneri olarak sunulan depolamanın sistemin içerisine tamamen dahil edilerek enerji, ekserji ve ekonomik analizi yapılabilir.



KAYNAKLAR

- Aktaş T., Özer B., Soyak G. Ve Ertürk M. C. (2015). Tekirdağ ili'ndeki hayvansal atık kaynaklı biyogazdan elektrik üretim potansiyelinin belirlenmesi. *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, 11(1), 69-74.
- Ağırkaya, O. (2015). *Jeotermal enerji kaynaklı organik Rankine çevriminin modellenmesi ve analizi*, Yüksek Lisans, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, Ankara.
- Andersen, W. C. and Bruno, T. J. (2005). Rapid screening of fluids for chemical stability in organic Rankine cycle applications. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 44(15), 5560-5566.
- Ar, F. F. (2008). Biyoyakıtlar Tehdit mi-Fırsat mı? *Mühendis ve Makina*, 49(581), 3-9.
- Astolfi, M., Romano, M. C., Bombarda, P. and Macchi, E. (2014). Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium low temperature geothermal sources Part A: Thermodynamic optimization. *Energy*, 66,423-434.
- Azad, A. V. and Amidpour, M. (2011). Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory. *Energy*, 36(2), 1087-1096.
- Badr, O., Probert, S. D. and O'callaghan, P. W. (1985). Selecting a working fluid for a Rankine cycle engine. *Applied Energy*, 21(1), 1-42.
- Bao, J. and Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325-342.
- Baral, S., Kim, D., Yun, E. and Kim, K. C. (2015). Energy, exergy and performance analysis of small-scale organic Rankine cycle systems for electrical power generation applicable in rural areas of developing countries. *Energies*, 8(2), 684-713.
- Barlev, D., Vidu, R. and Stroeve, P. (2011). Innovation in concentrated solar power. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 95(10), 2703-2725.
- Bocci, E., Sisinni, M., Moneti, M., Vecchione, L., Di Carlo, A. and Villarini, M. (2014). State of art of small scale biomass gasification power systems: a review of the different typologies. *Energy Procedia*, 45, 247-256.
- Calise, F., Capuozzo, C., Carotenuto, A. and Vanoli, L. (2014). Thermo-economic analysis and off-design performance of an organic Rankine cycle powered by medium-temperature heat sources. *Solar Energy*, 103, 595-609.
- Calm, J. M. and Hourahan, G. C. (2007). Refrigerant data update. *Heating/Piping/Air Conditioning Engineering*, 79(1), 50-64.
- Chalkias, C., Faka, A. and Kalogeropoulos, K. (2013). Assessment of the direct sun-light on rural road network through solar radiation analysis using gis. *Open Journal of Applied Sciences*, 2013(2), 224-231.

Chen, H., Goswami, D. Y. and Stefanakos, E. K. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), 3059-3067.

Colonna, P., Casati, E., Trapp, C., Mathijssen, T., Larjola, J., Turunen-Saaresti, T. and Uusitalo, A. (2015). Organic Rankine cycle power systems: From the concept to current technology, applications, and an outlook to the future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(10), 100801-1-100801-19.

Czanderna, A., Masterson, K. and Thomas, T. M. (1985). Silver/glass mirrors for solar thermal systems. *Technical Report No: SERI/SP-271-2293*, USA, 10-11.

Çengel, Y. A. and Turner, R. H. (2004). *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*, (Second Edition), New York: McGraw-Hill, 530-535.

Dai, Y., Wang, J. and Gao, L. (2009). Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORÇ) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 50(3), 576-582.

Demirtekin, E. (2016). *Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı yükselticisi ve organik rankine çevrimi kullanılarak elektrik üretiminin incelenmesi*, Yüksek Lisans, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Diñçer, İ., and Rosen, M. A. (2012). *Exergy: energy, environment and sustainable development* (First Edition). USA: Elsevier, 10-11.

Dong, L., Liu, H. and Riffat, S. (2009). Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems—A literature review. *Applied Thermal Engineering*, 29(11), 2119-2126.

Drescher, U. and Brüggemann, D. (2007). Fluid selection for the organic Rankine Cycle (ORÇ) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering*, 27(1), 223-228.

Duffie, J. A. and Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes* (Fourth Edition). USA: John Wiley and Sons, 13-21.

El-Emam, R. S., and Dincer, I. (2013). Exergy and exergoeconomic analyses and optimization of geothermal organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 59(1-2), 435-444.

Ergün, A. (2014). *Organik rankine çevrimi prensibine göre çalışan bir jeotermal elektrik santralinin termoekonomik analizi*, Doktora Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Ersöz, Ö., Koçar, G., Eryaşar, A. ve Arıcı, Ş. (2009). Güneş enerjisi destekli biyogaz sistemlerinde ekserji analizi yaklaşımı. *Mühendis ve Makine*, 51(607), 3-4.

Estévez Salas, J. R. (2014). *Geothermal power plant projects in central america: technical and financial feasibility assessment model*, Master of Science Thesis, University of Iceland School of Engineering and Natural Sciences, Iceland.

- Feher, E. G. (1968). The supercritical thermodynamic power cycle. *Energy Conversion*, 8(2), 85-90.
- Fernández-García, A., Zarza, E., Valenzuela, L. and Pérez, M. (2010). Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(7), 1695-1721.
- Fichtner, (2010, 9-10 December), *Assessment of Technology Options For Development of Concentrating Solar Power in South Africa for The World Bank*. Presented at the ESMAP, Washington D.C.
- Fontalvo, A., Solano, J., Pedraza, C., Bula, A., Gonzalez Quiroga, A. and Vasquez Padilla, R. (2017). Energy, Exergy and Economic Evaluation Comparison of Small-Scale Single and Dual Pressure Organic Rankine Cycles Integrated with Low-Grade Heat Sources. *Entropy*, 19(10), 476.
- Gang P., Jing L and Jie J. (2010). Working fluid selection for low temperature solar thermal power generation with two-stage collectors and heat storage units. In *Solar Collectors and Panels, Theory and Applications*, *Intech*, 142(8), 430-444.
- Gil, A., Medrano, M., Martorell, I., Lázaro, A., Dolado, P., Zalba, B. and Cabeza, L. F. (2010). State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1), 31-55.
- Günaydın, İ. (2016). *1,5 kw gücünde organik rankine çevriminin parametrik tasarımı, termodinamik analizi, prototip imalatı ve testi*, Yüksek Lisans, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale.
- Güngör, A. (2013). *Bir kombine çevrim santralinin ekserji analizi*, Yüksek Lisans, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, İstanbul.
- Günther, M., Joemann, M., Csambor, S., Guizani, A., Krüger, D. and Hirsch, T. (2011). *Parabolic Trough Technology In Advanced CSP Teaching Materials*. Presented at the Enermena, Germany.
- Herrmann U., Geyer M. and Kearney D. (2002, 20-21 February). *Overview on thermal storage systems-workshop on thermal storage for trough power systems*. Presented at the FLABEG Solar International GmbH, Germany.
- Hettiarachchi, H. M., Golubovic, M., Worek, W. M. and Ikegami, Y. (2007). Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 32(9), 1698-1706.
- Horst, D. (2012). Performance Simulation For Parabolic Trough Concentrating Solar Power Plants And Export Scenario Analysis For North Africa. *Faculty Of Engineering, Cairo University Giza, Egypt*.
- Hung, T. C. (2001). Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*, 42(5), 539-553.

Hung, T. C., Shai, T. Y. and Wang, S. K. (1997). A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*, 22(7), 661-667.

Irena, (2012). *Renewable Energy Technologies: Cost Analysis Serie. Concentrating Solar Power. Volume:1. Issue 2/5*. Presented at the IRENA, United Arap Emirates.

İnternet:URL:<http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.ankara.gov.tr%2Fgenel-cografya-ve-yeryuzu-sekilleri&date=2019-02-11>, Son Erişim Tarihi: 11.02.2019.

İnternet:URL:<http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fsolargis.com%2Fmaps-and-gis-data%2Fdownload%2Fturkey%2C&date=2019-02-11>, Son Erişim Tarihi: 11.02.2019.

İnternet:URL:<http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2FURL%3A+https%3A%2F%2F+http%3A%2F%2Fwww.ethermo.us%2Fhydrocarbon8.htm&date=2019-02-11>, Son Erişim Tarihi: 11.02.2019.

İnternet:URL:<http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.mgm.gov.tr%2Fveridegerlendirme%2Fil-ve-ilceler-istatistik.aspx&date=2019-02-11>, Son Erişim Tarihi: 11.02.2019.

Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress In Energy and Combustion Science*, 30(3), 231-295.

Kang, S. H. (2012). Design and experimental study of ORÇ (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid. *Energy*, 41(1), 514-524.

Kaşka, Ö. (2014). Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. *Energy Conversion and Management*, 77, 108-117.

Kurbanoğlu, A. (2017). *Demir çelik sektöründe tav fırını atık ısını ısı kaynağı olarak kullanan organik rankine çevriminin termodinamik analizi*, Yüksek Lisans, İskenderun Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, İskenderun.

Kurup, P. and Turchi, C. S. (2015), Parabolic Trough Collector Cost Update for the System Advisor Model (SAM), Technical Report, NREL/TP-6A20-65228, USA, 12-13.

Kutscher, C., Burkholder, F. ve Stynes K. (2010, 21-24 September). *Generation of a Parabolic Trough Collector Efficiency Curve from Separate Measurements of Outdoor Optical Efficiency and Indoor Receiver Heat Loss*. Presented At SOLARPEC 2010 Conference, Perpignan, France.

Lemmens, S. (2016). Cost engineering techniques and their applicability for cost estimation of organic Rankine cycle systems. *Energies*, 9(7), 485.

Li, J., Pei, G., Li, Y., Wang, D. and Ji, J. (2012). Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures. *Energy*, 38(1), 85-95.

Liu, B. T., Chien, K. H. and Wang, C. C. (2004). Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, 29(8), 1207-1217.

Liu, H., Qiu, G., Shao, Y. and Riffat, S. B. (2010). Experimental investigation on flue gas emissions of a domestic biomass boiler under normal and idle combustion conditions. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 5(2), 88-95.

Lukawski, M. (2010). *Design and optimization of standardized organic Rankine cycle power plant for European conditions*, Master's Thesis, University of Iceland The School For Renewable Energy Science, Iceland.

Ma, Z., Glatzmaier, G. and Mehos, M. (2014). Fluidized bed technology for concentrating solar power with thermal energy storage. *Journal of Solar Energy Engineering*, 136(3), 031014.

Macchi, E. (2013, October). *The choice of working fluid: the most important step for a successful organic Rankine cycle (and an efficient turbine)*. Presented at Second International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam, The Netherlands.

Macchi, E. and Astolfi, M. (2016). *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications* (First Edition). UK: Woodhead Publishing, 615.

McMahan, A. C. (2006). *Design and optimization of organic rankine cycle solar-thermal power plants*, Doctoral Thesis, University of Wisconsin-Madison, USA.

Mendelsohn, M., Lowder, T. and Canavan, B. (2012). Utility-scale concentrating solar power and photovoltaic projects: A technology and market overview, Technical Report No: NREL/TP-6A2-51137, USA, 5-6.

Montes, M. J., Abánades, A., Martínez-Val, J. M. and Valdés, M. (2009). Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors. *Solar Energy*, 83(12), 2165-2176.

Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán-Cervera, Á., Molés, F. and Peris, B. (2015). Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems. *International Journal of Refrigeration*, 52, 21-31.

Müller-Steinhagen, H. and Trieb, F. (2004). Concentrating solar power. A review of the technology. *Ingenia Inform QR Acad Eng*, 18, 43-50.

Nigusse, H. A., Ndiritu, H. M. and Kiplimo, R. (2014). Performance assessment of a shell tube evaporator for a model organic rankine cycle for use in geothermal power plant. *Journal of Power and Energy Engineering*, 2(10), 9-18.

Obernberger, I. (1998). Decentralized biomass combustion: state of the art and future development. *Biomass and Bioenergy*, 14(1), 33-56.

Obernberger, I., Brunner, T. and Bärnthaler, G. (2006). Chemical properties of solid biofuels significance and impact. *Biomass and Bioenergy*, 30(11), 973-982.

Pacio, J. ve Wetzel, T. (2013). Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems. *Solar Energy*, 93, 11-22.

Patnode, A. M. (2006). *Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants*, Master of Science Thesis, University of Wisconsin Madison, USA.

Peng, Q., Ding, J., Wei, X., Yang, J., & Yang, X. (2010). The preparation and properties of multi-component molten salts. *Applied Energy*, 87(9), 2812-2817.

Peters, M. S. and Timmerhaus, K. D. (1991). *Plant Design And Economics For Chemical Engineers*.(Fourth Edition). New York: McGraw-Hill, 169.

Pfleger, N., Bauer, T., Martin, C., Eck, M. and Wörner, A. (2015). Thermal energy storage—overview and specific insight into nitrate salts for sensible and latent heat storage. *Beilstein Journal of Nanotechnology*, 6, 1487-1497.

Pierobon, L., Nguyen, T. V., Larsen, U., Haglind, F. and Elmegaard, B. (2013). Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform. *Energy*, 58, 538-549.

Price, H., Lupfert, 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(2), 109-125.

Quaschnig, V., Kistner, R. and Ortmanns, W. (2002, 15-20 June). *Influence of direct normal irradiance variation on the optimal parabolic trough field size: A problem solved with technical and economical simulations*, Presented at International Solar Energy Conference, Nevada, USA.

Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, H. and Lemort, V. (2011). Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. *Solar Energy*, 85(5), 955-966.

Raade, J. W. and Padowitz, D. (2011). Development of molten salt heat transfer fluid with low melting point and high thermal stability. *Journal of Solar Energy Engineering*, 133(3), 031013.

Rusev, T. (2015). *Comparative Study of Different Organic Rankine Cycle Models: Simulations and Thermo-Economic Analysis for a Gas Engine Waste Heat Recovery Application*, Master of Science Thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management Energy Technology, Stockholm.

Scheyhing, A. (2012). *Assessment of low temperature electricity production with focus on geothermal energy*, Master of Science Thesis, Chalmers University of Technology Department of Energy and Environment, Göteborg, Sweden.

Schuster, A., Karellas, S. and Aumann, R. (2010). Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles. *Energy*, 35(2), 1033-1039.

Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E. and Spliethoff, H. (2009). Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, 29(8), 1809-1817.

Sinnot, R. K. (2005). *Coulson & Richardson's Chemical Engineering* (Vol. 6) (Fourth Edition). USA: Elsevier, 635.

Sotomonte, C. A. R., Ribeiro, S., Oliveira, E., Lora, E. E. S. and Venturini, O. J. (2011). Organic Rankine cycle associated with an absorption chiller for biomass applications. *Thermal Engineering*, 10(01-02), 15-22.

Soysal, U. (2017). *Analysis and optimization of a small scale solar organic rankine cycle system for power generation*, Master of Science Thesis, Boğaziçi University Department of Science and Environment, Istanbul.

Sreejith, K., Varghese, B., Das, D., Devassy, D., Harikrishnan, K. and Sharath, G. K. (2014). Design and Cost Optimization of Plate Heat Exchanger. *International Journal*, 4(10), 43-48.

Sundén, B., and Manglik, R. M. (2007). *Plate heat exchangers: design, applications and performance* (11. Edition). Southampton, Boston: Wit Press, 6-9.

Suresh, N. S., Thirumalai, N. C., Rao, B. S. and Ramaswamy, M. A. (2014). Methodology for sizing the solar field for parabolic trough technology with thermal storage and hybridization. *Solar Energy*, 110, 247-259.

Taal, M., Bulatov, I., Klemeš, J. and Stehlík, P. (2003). Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects. *Applied Thermal Engineering*, 23(14), 1819-1835.

Tchanche, B. F. (2010). *Low grade heat conversion into Power using small scale organic Rankine cycles*, Doctoral Thesis, Agricultural University of Athens Department of Natural Resources and Agricultural Engineering, Athens.

Tchanche, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. and Papadakis, G. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles—a review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3963-3979.

Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G. and Frangoudakis, A. (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12), 2468-2476.

Tian, Y. and Zhao, C. Y. (2013). A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*, 104, 538-553.

Trieb, F. (2009, 15-18 September). *Global Potential Of Concentrating Solar Power*. Presented at SolarPACES, Berlin, Germany.

Vignarooban, K., Xu, X., Arvay, A., Hsu, K. and Kannan, A. M. (2015). Heat transfer fluids for concentrating solar power systems—a review. *Applied Energy*, 146, 383-396.

Wronski, J. (2015). Design and Modelling of Small Scale Low Temperature Power Cycles. Doctoral Thesis, DTU Mechanical Engineering Department of Mechanical Engineering, Denmark.

Yağlı, H. (2014). *Baca gazı atık ısısı için organik Rankine çevrimi tasarımı ve ekserji analizi*, Yüksek Lisans, Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Hatay.

Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N. and Mori, K. (2001). Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy*, 26(3), 239-251.

Yüncü, H. (2010). *Ekserji analizi: İkinci Kanun Verimi & Termoekonomi*. Orta Doğu Teknik Üniversitesi. Ankara. Türkiye.

Zhang, H. L., Baeyens, J., Degreèe, J. and Cacères, G. (2013). Concentrated solar power plants: Review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 466-481.



EKLER

EK-1. Enerji Depolama

Parabolik oluk kollektöründe toplanan termal enerji, hem termal enerji depolama sistemine hem de ORÇ sistemine gönderilmektedir. Bu işlem güneş kollektörlerine düşen “DNI” değerine bağlıdır (Horst, 2012).

$T > 100^{\circ}\text{C}$ üzeri yüksek sıcaklıklarda duyulur ısı depolama için ergimiş tuz (molten salt) en uygun depolama malzemesi olup yüksek ısıl kararlılığı, düşük malzeme maliyeti, yüksek ısı kapasitesi, yüksek yoğunluk, yanmama özelliği ve düşük buhar basıncı gibi pek çok avantajları vardır. Düşük buhar basıncından dolayı basınçlandırılmış tank içerisinde depolanmasına gerek yoktur. Diğer organik ısı transfer akışkanlarına kıyasla erime noktası daha yüksektir. Bu yüzden en önemli zorluklardan bir tanesi çalışma süresinde donma olmasını engellemektir. Bu yüzden yardımcı ısıtma sistemi ya da düşük erime noktasına sahip molten salt formülasyonlarının geliştirilmesi gerekmektedir (Pfleger, Bauer, Martin, Eck ve Wörner, 2015).

İki tanklı dolaylı sistemde sıcak tank ve soğuk tank olarak iki ayrı tank yer almaktadır. Soğuk tanktan pompalanan soğuk tuz güneş enerjisinden gelen sıcak ısı transfer akışkanı ile eşanjör vasıtasıyla sıcaklığı yükseltilir ve sıcak tank içerisinde depolanır. İhtiyaç olduğunda sıcak tank içerisindeki sıcak tuz, pompa ile soğuk tank içerisine pompalanır ve ısı transfer akışkanı sıcaklığı, eşanjör vasıtasıyla yükseltilerek çevrimde kullanılır. Bu tasarımın dezavantajı iki tank kullanım maliyetidir (Pfleger ve diğerleri, 2015). Çizelge 1 'de mevcutta bulunan ticari uygulamalar için ısı transfer akışkanı özellikleri gösterilmektedir.

Çizelge 1. Mevcutta bulunan ticari uygulamalar için ısı transfer akışkanları (Raade ve Padowitz, 2011: 31013,2).

İsim	Üretici Firma	Bileşenleri	$T_{\text{Erime}}(^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{max.}}(^{\circ}\text{C})$
VP-1 ya da Dowtherm A	Solutia ya da Dow Chemical	Biphenyl Diphenyl Oxide	12	400
Hitec XL	Coastal Chemical	Sodyum Nitrat Potasyum Nitrat Kalsiyum Nitrat	120	500
Hitec	Coastal Chemical	Sodyum Nitrat Potasyum Nitrat Sodyum Nitrit	142	538
Hitec Solar Salt	Coastal Chemical	Sodyum Nitrat Potasyum Nitrat	240	593

Bu çalışmada ısı transfer akışkanı ile depolama malzemesi farklı oldukları için iki tanklı dolaylı depolama sistemi incelenmiştir. Depolanan enerji miktarının hesaplanması için aşağıdaki adımlar kullanılmıştır (Suresh ve diğerleri, 2014).

- Enerji depolama ile ne kadar saat depolama yapılacağına karar verilmelidir.
- Depolama tankına enerjinin depolanması ve güç çevrimine gönderilmesi süresince ısı transfer akışkanı ile depolama malzemesi arasındaki ısı transfer verimi belirlenmelidir.
- “ t_{saat} ” termal depolamaya ihtiyaç duyuluyorsa, depolama sistemi tarafından toplanılmasına ihtiyaç duyulan maximum termal depolama miktarı belirlenmelidir.

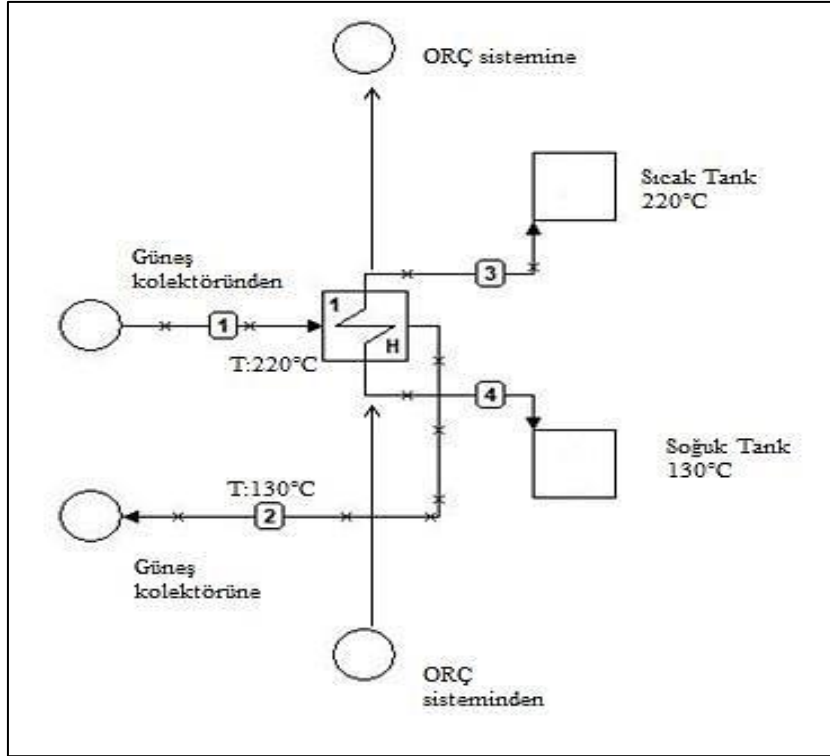
Maksimum termal depolama enerjisi eşitlik 1 ile ifade edilmektedir.

$$E_{\text{TES, max}} = Q_{\text{HTF, tasarım}} \times t_{\text{(saat)}} / \eta_{\text{ısı eşanjörü}} \quad (1)$$

Termal enerji depolama tasarımında kullanılan tasarım parametreleri çizelge 2’de özetlenmiştir.

Çizelge 2. Termal enerji depolama tasarım parametreleri.

Depolama Malzemesi (Hitec XL)	
Parametreler	Değer
Özgül ısı kapasitesi @ 170°C (kJ/kg-K)	1,4865
Yoğunluk @ 170°C (kg/m ³)	2.095,34
Tank yüksekliği (m)	4
Isı eşanjörü verimi	%96
Depolama süresi (h)	2



Şekil 1. Termal enerji depolama sistemi şematik gösterimi.

Şekil 1’de gösterildiği gibi depolama sistemi ORÇ sisteminde termal enerji ihtiyacına göre ve güneş kolektörlerinden sağlanan enerjiye göre yükleme ve boşaltma işlemleri gerçekleştirir. Güneş kolektörü ORÇ sisteminin ihtiyacından daha fazla enerji sağlıyorsa termal enerji depolama sistemine transfer edilir, ergimiş tuz soğuk depodan sıcak depoya pompalanır ve ergimiş tuz, eşanjör vasıtasıyla ısıtılara sıcak tankta depolanmaktadır. Bu işleme tankın yükleme süreci denir. Diğer taraftan güneş kolektörü yeterli enerji sağlayamaz ve termal enerji mevcut ise, ergimiş tuz sıcak tanktan soğuk tanka pompalanmakta ve ısı eşanjörü vasıtası ile enerji ORÇ sistemine gönderilmektedir. Bu işleme tankın boşaltma süreci denir (Horst, 2012).

Maksimum termal enerji depolama enerjisi eşitlik 1 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$E_{TES, \max} = 23.958,33 \text{ kW} \times 2/0,96 = 49.913,2 \text{ kW}$$

Güneş kolektöründe termal enerji toplanması ve yükleme sürecinde enerji dengesi eşitlik 2 ile ifade edilmektedir (Horst, 2012).

$$n_{\text{ısı eşanjörü}} (m_{\text{ergimiş tuz}} \times C_p, \text{ ergimiş tuz} \times \Delta T) = m_{\text{HTF}} \times C_p, \text{ HTF} \times \Delta T \quad (2)$$

Depolama sisteminden ORÇ sistemine enerji transferi sürecinde enerji dengesi eşitlik 3 ile ifade edilmektedir

$$n_{ısı} eşanjörü(m_{HTFX}C_p, HTFX\Delta T)=m_{ergimiş tuz}C_p, ergimiş tuz\Delta T \quad (3)$$

Termal enerji depolama sisteminde depolanan enerji miktarı Eşitlik (4) ile ifade edilmektedir.

$$Q=p.C_p.V. \Delta T \quad (4)$$

Q=Depolanan enerji miktarı (J)

p=Malzemenin yoğunluğu (kg/m³)

C_p=Malzemenin özgül ısı değeri (J/kg^oC)

V=Depolama malzemesinin hacmi (m³)

ΔT=Çalışma sıcaklık aralığı (°C)

Depolama malzemesinin hacmi eşitlik 4 kullanılarak hesaplanmıştır.

49.913.200j/s=Vx2.095,34kg/m³x1.486,5j/kg^oCx(220-130)°C V=641m³ hesaplanmış olup çizelge 3'de sonuçlar gösterilmektedir.

Çizelge 3. Termal enerji depolama sistemi sonuçları.

Termal Enerji Depolama Tankı	
Isı Kapasitesi	49,9 MW
Depolama Saati	2 saat
Depolama Hacmi	641 m ³
Tank Yüksekliği	4 m
Tank Çapı	15 m

EK-2. Biyokütle yakıtlarının fiziksel parametreleri (Oberberger, 1998).

Biyokütle	Su İçeriği (Wt%yaş Temelde)	Brüt Kalori Değeri(Kwh/Kg Kuru Temelde)	Net Kalori Değeri(Kwh/Kg Yaş Temelde)	Yoğunluk Kg (Yaş Temelde)/M ³	Enerji Yoğunluğu(Kwh/M ³)
Ağaç Bio Pelet	10	5,5	4,6	600	2756
Odun Talaşı=Sert Kereste, Önceden Kurutulmuş	30	5,5	3,4	320	1094
Odun Talaşı=Sert Kereste	50	5,5	2,2	450	1009
Odun Talaşı=Yumuşak Kereste, Önceden Kurutulmuş	30	5,5	3,4	250	855
Odun Talaşı=Yumuşak Kereste,	50	5,5	2,2	350	785
Çimen=Yüksek Basınç Balya	18	5,1	3,8	200	750
Ağaç Kabuğu	50	5,6	2,3	320	727
Tahıllar=Yüksek Basıncılı Balya	15	5,2	4,0	175	703
Talaş	50	5,5	2,2	240	538
Hasır=Yüksek Basınç Balya	15	5,2	4,0	120	482

EK-3. Duyulur ısı depolama katı malzemelerin temel özellikleri (Gil ve diğerleri, 2010).

Malzeme	Sıcaklık		Yoğunluk(k g/m ³)	Isı iletkenliği (W/mK)	Isı Kapasitesi (kj/kgK)	Hacimsel Özgül Isı Kapasitesi (KWh/m ³)	Kg Başına Maliyeti US\$/kg	KWh Başına Maliyeti US\$/KWh
	Soğuk (°C)	Sıcak (°C)						
Kum-Kaya- Mineral Yağı	200	300	1700	1	1,3	60	0,15	4,2
Güçlendirilmiş Beton	200	400	2200	1,5	0,85	100	0,05	1
NaCl (Katı)	200	500	2160	7	0,85	150	0,15	1,5
Dökme Demir	200	400	7200	37	0,56	160	1	32
Dökme Çelik	200	700	7800	40	0,6	450	5	60
Silika Ateş Tuğlası	200	700	1820	1,5	1	150	1	7
Magnezya Ateş Tuğlası	200	1200	3000	5	1,15	600	2	6

EK-4. Duyulur ısı depolama sıvı malzemelerin temel özellikleri (Gil ve diğerleri, 2010).

Malzeme	Sıcaklık		Yoğunluk (kg/m ³)	Isı iletkenliği (W/mK)	Ortalama Isı Kapasitesi (Kj/kgK)	Hacimsel Özgül Isı Kapasitesi (KWht/m ³)	Kg Başına Maliyeti US\$/kg	KWht Başına Maliyeti US\$/KWht
	Soğuk (°C)	Sıcak (°C)						
Mineral Yağ	200	300	770	0,12	2,6	55	0,3	4,2
Sentetik Yağ	250	350	900	0,11	2,3	57	3	43
Silikon Yağ	300	400	900	0,1	2,1	52	5	80
Nitrit Tuzu	250	450	1825	0,57	1,5	152	1	12
Nitrat tuzu	265	565	1870	0,52	1,6	250	0,5	3,7
Karbonat Tuzu	450	850	2100	2	1,8	430	2,4	11
Sıvı Sodyum	270	530	850	71	1,3	80	2	21

EK-5. Ocak ayı güneş enerjisi değerleri.

OCAK	
Güneş Enerji Santralının Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	330
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	-20,14
Saat Açısı (ω)	+0
Zenit Açısı (θz)	+60,14
Geliş Açısı (θ)	+60,14
Referans Takvim	21 Ocak 12:00
Güneş Enerjisi Santral Sonuçları	
Q _{Kollektör} (W)	103.983,33
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	18.750,00
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	15.625,00
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	3.125,00

Ek-6. Şubat ayı güneş enerjisi değerleri.

ŞUBAT	
Güneş Enerji Santralının Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	414
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	-11,23
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+51,23
Geliş Açısı (θ)	+51,23
Referans Takvim	21 Şubat 12:00
Güneş Enerjisi Santral Sonuçları	
Q _{Kollektör} (W)	130.451,81
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	23.522,73
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	19.602,27
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	3.920,45

EK-7. Mart ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>MART</u>	
<u>Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	506
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	-0,40
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+40,00
Geliş Açısı (θ)	+40,00
Referans Takvim	21 Mart 12:00
<u>Güneş Enerjisi Santral Sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	159.441,11
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	28.750,00
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	23.958,33
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	4.791,67

EK-8. Nisan ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>NİSAN</u>	
<u>Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	582
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	+11,58
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+28,42
Geliş Açısı (θ)	+28,42
Referans Takvim	21 Nisan 12:00
<u>Güneş Enerjisi Santral Sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	183.388,78
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	33.068,18
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	27.556,82
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	5.511,36

EK-9. Mayıs ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>MAYIS</u>	
<u>Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	622
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	+20,14
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+19,86
Geliş Açısı (θ)	+19,86
Referans Takvim	21 Mayıs 12:00
<u>Güneş Enerjisi Santral Sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	195.992,82
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	35.340,91
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	29.450,76
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	5.890,15

EK-10. Haziran ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>HAZİRAN</u>	
<u>Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	634
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	+23,44
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+16,55
Geliş Açısı (θ)	+16,55
Referans Takvim	21 Haziran 12:00
<u>Güneş Enerjisi Santral Sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	199.774,03
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	36.022,73
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	30.018,94
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	6.003,79

EK-11. Temmuz ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>TEMMUZ</u>	
<u>Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	623
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	+20,44
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+19,56
Geliş Açısı (θ)	+19,56
Referans Takvim	21 Temmuz 12:00
<u>Güneş Enerjisi Santral Sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	196.307,92
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	35.397,73
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	29.498,11
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	5.899,62

EK-12. Ağustos ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>AĞUSTOS</u>	
<u>Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	583
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	+11,75
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+28,25
Geliş Açısı (θ)	+28,25
Referans Takvim	21 Ağustos 12:00
<u>Güneş Enerjisi Santral Sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	183.703,88
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	33.125,00
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	27.604,17
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	5.520,83

EK-13. Eylül ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>EYLÜL</u>	
<u>Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	505
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	-0,20
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+40,20
Geliş Açısı (θ)	+40,20
Referans Takvim	21 Eylül 12:00
<u>Güneş Enerjisi Santral Sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	159.126,01
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	28.693,18
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	23.910,98
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	4782,20

EK-14. Ekim ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>EKİM</u>	
<u>Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	410
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	-11,75
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+51,75
Geliş Açısı (θ)	+51,75
Referans Takvim	21 Ekim 12:00
<u>Güneş enerjisi santral sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	129.191,41
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	23.295,45
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	19.412,88
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	3.882,58

EK-15. Kasım ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>KASIM</u>	
<u>Güneş Enerji Santralinin Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	326
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklasyon Açısı (δ)	-20,44
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+60,44
Geliş Açısı (θ)	+60,44
Referans Takvim	21 Kasım 12:00
<u>Güneş Enerjisi Santral Sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	102.722,93
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	18.522,73
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	15.435,61
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	3.087,12

EK-16. Aralık ayı güneş enerjisi değerleri.

<u>ARALIK</u>	
<u>Güneş Enerji Santralının Konumunun Meteorolojik Ve Coğrafi Verileri</u>	
Konum	Ankara, Türkiye
DNI Değeri (W/m ²)	296
Enlem	39,57 Kuzey Enlem
Boylam	32,53 Doğu Boylam
Rakım (m)	890
Deklinasyon Açısı (δ)	-23,45
Saat Açısı (ω)	+0,00
Zenit Açısı (θz)	+63,45
Geliş Açısı (θ)	+63,45
Referans Takvim	21 Aralık 12:00
<u>Güneş Enerjisi Santral Sonuçları</u>	
Q _{Kollektör} (W)	93.269,90
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,2 (kW)	16.818,18
Güneş Kollektöründen Çıkan Enerji Miktarı SM=1,0 (kW)	14.015,15
Depolamaya Aktarılan Enerji (kW)	2.803,03

EK-17. 50 MW Kurulu güce sahip parabolik oluk kolektör maliyet özeti (Ernst & Young and Fraunhofer, 2011'den.akt. Irena, 2012).

TABLE 4.2: BREAKDOWN OF THE INVESTMENT COST OF A 50 MW PARABOLIC TROUGH POWER PLANT

	Cost (2010 USD million)	Share (%)
Labour cost: Site and solar field	62.4	17.1
Solar field	11.3	3.1
Site preparation and infrastructure	21.2	5.8
Steel construction	9.1	2.5
Piping	6.4	1.8
Electric installations and others	14.4	4.0
Equipment: Solar field and HTF and system	140.3	38.5
Mirrors	23.1	6.4
Receivers	25.9	7.1
Steel construction	39.0	10.7
Pylons	3.9	1.1
Foundations	7.8	2.1
Trackers (hydraulics and electrical motors)	1.6	0.4
Swivel joints	2.6	0.7
HTF System (piping, insulation, heat exchangers, pumps)	19.5	5.4
Heat transfer fluid	7.8	2.1
Electronics, controls, electrical and solar equipment	9.1	2.5
Thermal storage system	38.4	10.5
Salt	18.6	5.1
Storage tanks	6.6	1.8
Insulation materials	0.7	0.2
Foundations	2.3	0.6
Heat exchangers	5.1	1.4
Pumps	1.6	0.4
Balance of system	3.5	1.0
Conventional plant components and plant system	52.0	14.3
Power block	20.8	5.7
Balance of plant	20.7	5.7
Grid connection	10.5	2.9
Others	71.0	19.5
Project development	10.5	2.9
Project management (EPC)	28.1	7.7
Financing	21.8	6.0
Other costs (allowances)	10.5	2.9
Total cost	364	100

Note: This analysis is for an Andasol-like power plant with a thermal storage capacity of 7.5 hours and a solar field size of 510 thousand m². Only key components are shown and prices will vary, depending on manufacturer, project size, market situation, country and other criteria.

Source: Ernst & Young and Fraunhofer, 2011.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : BAŞEĞMEZ, Alper
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 22.10.1990, İzmir
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (506) 540 02 99
 e-mail : alper4203@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği	Devam
Lisans	Çukurova Üniversitesi / Makine Mühendisliği	2013
Lise	Afyonkarahisar Milli Piyango Anadolu Lisesi	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013-Halen	Sağlık Bakanlığı	Kontrol Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Topal H., Başeğmez A., Altınsoy Y., Çalışır T. and Başkaya Ş. (2018, May 2-6), Energy And Exergy Analysis Of 10 kWe Solar Organic Rankine Cycle, 4th International Conference On Engineering and Natural Sciences. KIEV.

Hobiler

Film izlemek, resim yapmak, gezmek



GAZİ GELECEKTİR..