

T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

JEOTERMAL ELEKTRİK SANTRALLERİNDE OPTİMUM
PERFORMANS VE VERİM İÇİN SİSTEM TASARIMI VE
İŞLETME ŞARTLARININ İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÖZGÜR ÖZER

DENİZLİ, TEMMUZ - 2018

T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



**JEOTERMAL ELEKTRİK SANTRALLERİNDE OPTİMUM
PERFORMANS VE VERİM İÇİN SİSTEM TASARIMI VE
İŞLETME ŞARTLARININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÖZGÜR ÖZER

DENİZLİ, TEMMUZ - 2018

KABUL VE ONAY SAYFASI

Özgür ÖZER tarafından hazırlanan “**JEOTERMAL ELEKTRİK SANTRALLERİNDE OPTİMUM PERFORMANS VE VERİM İÇİN SİSTEM TASARIMI VE İŞLETME ŞARTLARININ İNCELENMESİ**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 05.07.2018 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği ile PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

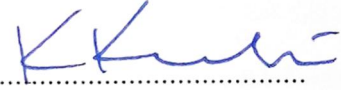
Jüri Üyeleri

İmza

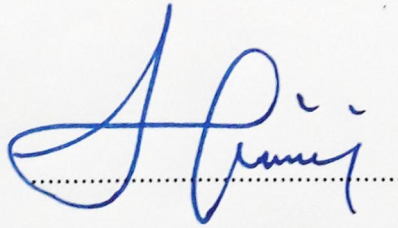
Danışman
Prof. Dr. Nazım USTA



Üye
Doç. Dr. Kadir KAVAKLIOĞLU
Pamukkale Üniversitesi
Üye
Prof. Dr. İbrahim MUTLU
Afyon Kocatepe Üniversitesi




Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
18/07/2018 tarih ve 39/10.... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

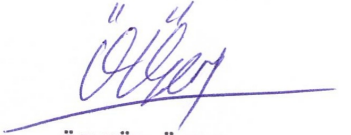


Prof. Dr. Uğur YÜCEL

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

**Bu tez çalışması Pamukkale Üniversitesi tarafından 2017FEBE041
nolu proje ile desteklenmiştir.**

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.



ÖZGÜR ÖZER

ÖZET

JEOTERMAL ELEKTRİK SANTRALLERİNDE OPTİMUM PERFORMANS VE VERİM İÇİN SİSTEM TASARIMI VE İŞLETME ŞARTLARININ İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÖZGÜR ÖZER

PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

(TEZ DANIŞMANI: PROF. DR. NAZIM USTA)

DENİZLİ, TEMMUZ - 2018

Yenilenebilir enerji kaynağı olarak bilinen ve ülkemizde de bulunan jeotermal ısı kaynaklarından elektrik üretimi önemli bir konudur. Ülkemizde jeotermal ısı kaynaklarının sıcaklıkları bölgeye göre farklılık gösterse de çoğunluğu düşük ve orta sıcaklıklı kaynaklardır. Orta ve düşük sıcaklıktaki jeotermal ısı kaynaklarından elektrik üretiminde, sudan daha düşük sıcaklıkta kaynayan akışkanların kullanıldığı organik Rankine çevrimi (ORC) kullanılmaktadır. Bu tez çalışmada, Aspen Plus programı kullanılarak on farklı iş akışkanıyla (R113, R114, R141b, n-pentan, izopentan, R245fa, n-bütan, izobütan, R142b, R236fa) çalışan temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları analiz edilmiştir. Analizlerde jeotermal akışkanın basıncı 5 bar, debisi 1400 t/h ve re-enjeksiyon sıcaklığı 65 °C seçilirken jeotermal akışkan giriş sıcaklıkları 110 °C, 135 °C ve 160 °C olması durumları için incelemeler yapılmıştır. Konfigürasyon tipi, jeotermal akışkan giriş sıcaklığı ve iş akışkanının sistem net güç çıkışına, verime ve ekipman maliyetlerine etkilerini belirlemek için termodinamik ve ekonomik analizlerde elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Jeotermal akışkan giriş sıcaklığının artmasının, her iki konfigürasyonda da net güç çıkışını ve verimi artırdığı tespit edilmiştir. Ayrıca, çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunun temel ORC konfigürasyonundan daha fazla net güç çıkışı ve verimi sağlamasına rağmen, çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunun ekipman maliyeti iş akışkanına bağlı olarak dikkate değer miktarlarda temel ORC konfigürasyonundan daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu yüzden, optimum bir sistem tasarımı için termodinamik ve ekonomik analizlerin birlikte yapılması zorunluluğu sayısal değerler ile ortaya konulmuştur. Bunlara ek olarak, jeotermal akışkan re-enjeksiyon sıcaklığının artışının, sistem net güç çıkışı ve verimine etkilerinin hangi oranlarda olduğu da belirlenmiş ve sonuçlar sunulmuştur. Son olarak, çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda yüksek ve alçak basınç kademelerinde farklı iş akışkanı kullanımı ile daha fazla net güç çıkışı elde edilebileceği gösterilmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Jeotermal, Enerji, Elektrik Üretimi, Tasarım, Verim

ABSTRACT

INVESTIGATION SYSTEM DESIGN AND OPERATIONAL CONDITIONS FOR OPTIMUM PERFORMANCE AND EFFICIENCY OF GEOTHERMAL POWER PLANTS

MSC THESIS

ÖZGÜR ÖZER

PAMUKKALE UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR:PROF. DR. NAZIM USTA)

DENİZLİ, JULY 2018

Electricity generation from geothermal heat resources which are known as renewable energy sources and also available in our country, is an important issue. Although temperatures of geothermal heat resources may vary depending on the place in our country, most of the resources are low and medium temperature geothermal resources. Organic Rankine cycle (ORC), which uses working fluids boiling at much lower temperatures than water, is used in electricity generations from low and medium temperature geothermal resources. In this thesis, basic and double pressure ORC configurations with ten working fluids (R113, R114, R141b, n-pentane, isopentane, R245fa, n-butane, isobutane R142b, R236fa) were analysed by using Aspen Plus program for three different geothermal fluid inlet temperatures, namely 110 °C, 135 °C and 160 °C, with 65 °C re-injection temperature. Pressure and mass flowrate of the geothermal fluid were chosen as 1400 t/h and 5 bar for case studies. The results of thermodynamic and economic analyses were compared to determine the effects of the configuration, the geothermal fluid inlet temperature and the working fluid on the net power output, the efficiency and the equipment cost of a system. It was determined that the net power outputs and the efficiencies of both configurations were increased with increasing the geothermal fluid inlet temperature. In addition, it was found that although double pressure ORC configuration can generate higher power output and efficiency than basic ORC at different quantities depending on the working fluid, the equipment cost of a double pressure ORC configuration is significantly higher than that of a basic ORC configuration for a working fluid. Therefore, it was revealed that it is necessary to perform both thermodynamic and economic analyses for optimum system design. In addition, the effects of geothermal fluid re-injection temperatures on the net power output and the efficiency of the systems were investigated and the results were presented. Finally, it was found that more power output can be generated in double pressure ORC configurations by using different working fluids at high and low pressure stages.

KEYWORDS: Geothermal, Energy, Electricity Generation, Design, Efficiency

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
TABLO LİSTESİ.....	vii
SEMBOL VE KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ÖNSÖZ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Jeotermal Enerji	2
1.2 Jeotermal Santrallerin Kullanım Alanı İle Dünyada ve Türkiye’deki Yeri.....	4
1.3 Jeotermal Enerji Santralleri	7
1.3.1 Kuru Buhar Çevrimi.....	7
1.3.2 Tek ve Çift Flaşlı Çevrimler	8
1.3.3 İkili (binary) Tip Çevrim	10
1.3.4 Flaşlı - İkili Tip Birleşik Çevrimler.....	11
1.3.5 Kalina Çevrimi.....	12
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	14
3. İKİLİ TİP SANTRAL TASARIMI VE TEMEL DENGE	
DENKLEMLERİ	30
3.1 Enerji ve kütle dengesi analizi	34
3.2 Ekserji Analizi	34
3.3 Türbin Ekserji Analizi.....	34
3.4 Pompa Ekserji Analizi.....	35
3.5 Buharlaştırıcı ve Ön ısıtıcı Ekserji Analizi.....	35
3.6 Yoğusturucu Ekserji Analizi.....	35
3.7 Toplam Çevrim Analizi.....	36
4. ASPEN PLUS PROGRAMI İLE MODELLEME VE ANALİZ	
YÖNTEMLERİ	37
4.1 Türbinin Tanımlanması	38
4.2 Pompanın Tanımlanması	39
4.3 Isı Değiştiricilerin Tanımlanması.....	40
4.3.1 Buharlaştırıcının Tanımlanması.....	42
4.3.2 Ön Isıtıcıların Tanımlanması	43
4.3.3 Reküpertörün Tanımlanması.....	43
4.3.4 Yoğusturucunun Tanımlanması	44
4.3.5 Akış Modellenmesi.....	45
4.4 Ekonomik Analiz	47
5. ORC KONFIGÜRASYONLARININ ASPEN PLUS PROGRAMI	
İLE MODELLENMESİ VE ANALİZLERİ	49
5.1 İkincil Akışkanın Seçilmesi.....	50
5.2 Temel ORC Konfigürasyonu Modellenmesi ve Analizi	52
5.3 Ön ısıtıcılı temel ORC Konfigürasyonu Modellenmesi ve Analizi	54
5.4 Ön Isıtıcı ve Reküperatörlü Temel ORC Konfigürasyonu	
Modellenmesi ve Analizi.....	56

5.5	Çift Basınç Kademeli ORC Konfigürasyonu Modellemesi ve Analizi	59
5.6	Temel ve Çift Basınç Kademeli ORC Konfigürasyonu İle Farklı Giriş Sıcaklıklarına Bağlı Olarak Farklı İş Akışkanlarının Analizi ve Karşılaştırması.....	64
5.6.1	Temel ORC Konfigürasyonu İle Yapılan Analizler.....	65
5.6.2	Çift Basınç Kademeli ORC İle Yapılan Analizler	67
5.6.3	Karşılaştırmalı Analiz Sonuçları	69
5.7	Farklı Reenjeksiyon Sıcaklıklarında Çift Basınç Kademeli ORC Konfigürasyonu Analizi	74
5.8	Çift Basınç Kademeli Çift Akışkanlı ORC Konfigürasyonunun Karşılaştırmalı Analizi	77
5.9	Temel ve Çift Basınç Kademeli ORC konfigürasyonlarının Ekonomik Analizi	81
6.	GENEL DEĞERLENDİRMELER VE SONUÇLAR.....	96
7.	KAYNAKLAR	103
8.	ÖZGEÇMİŞ.....	107

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Kuru buhar sistemi şematik gösterimi (Şahin 2016).....	8
Şekil 1.2: Tek flaşlı çevrim diyagramı (Coşkun ve diğ. 2009)	9
Şekil 1.3: Çift flaşlı çevrim diyagramı (Coşkun ve diğ. 2009)	9
Şekil 1.4: Örnek bir ikili tip santralin akış diyagramı (Dipippo 2012).....	11
Şekil 1.5: Flaşlı-ikili tip birleşik çevrim akış diyagramı (Dipippo 2012).....	12
Şekil 1.6: Kalina çevrimi (Coşkun ve Bolattürk 2013).....	13
Şekil 3.1: Tek basınç seviyeli ORC akış diyagramı	31
Şekil 3.2: Çift basınç seviyeli ORC akış diyagramı	33
Şekil 4.1: Aspen Plus programı içerisindeki türbin tanımlama ayarları	38
Şekil 4.2: Aspen Plus programı içerisindeki türbin çalışma ayarları.....	39
Şekil 4.3: Aspen Plus programı içerisindeki pompa ayarları	40
Şekil 4.4: Aspen Plus programı içerisindeki ısı değiştirici tipleri	41
Şekil 4.5: Aspen Plus programı içerisindeki ısı değiştirici hesaplama metotları	41
Şekil 4.6: Aspen Plus programı içerisinde ısı değiştirici tanımlama	42
Şekil 4.7: Aspen Plus programı buharlaştırıcı tanımlama.....	43
Şekil 4.8: Aspen Plus programı ön ısıtıcı tanımlama.....	44
Şekil 4.9: Aspen Plus programı yoğunlaştırıcı tanımlama	45
Şekil 4.10: Aspen Plus programında ekipmanların birleştirilmesi	46
Şekil 4.11: Aspen Plus programında akış modellemesi.....	46
Şekil 4.12: Aspen Plus programında akışkan özellikleri hesaplaması.....	47
Şekil 4.13: Aspen Plus programında ekonomik analiz	48
Şekil 5.1: Temel ORC konfigürasyonun ASPEN akış diyagramı	52
Şekil 5.2: Ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu akış şeması	54
Şekil 5.3: Reküperatörlü ve ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu akış şeması.....	56
Şekil 5.4: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu akış şeması	61
Şekil 5.5: 110 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları net güç karşılaştırması	70
Şekil 5.6: 110 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları ısıl verim karşılaştırması.....	70
Şekil 5.7: 135 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları net güç karşılaştırması	71
Şekil 5.8: 135 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları ısıl verim karşılaştırması.....	71
Şekil 5.9: 160 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları net güç karşılaştırması	72
Şekil 5.10: 160 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları ısıl verim karşılaştırması	72
Şekil 5.13: Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığına göre çift akışkanlı ORC tasarımı net güç üretimi.....	79
Şekil 5.14: Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığına göre çift akışkanlı ORC tasarımı net ısıl verim.....	80
Şekil 5.15: Çift akışkanlı ORC tasarımının sadece izopentan ve R245fa kullanan tasarımlar ile net güç üretimi karşılaştırması	80

Şekil 5.17: Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 135 °C için temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları toplam yatırım maliyetleri	84
Şekil 5.18: Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C için temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları toplam yatırım maliyetleri	85
Şekil 5.19: Jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda net güç artışı	87
Şekil 5.20: Jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda maliyet artışı	87
Şekil 5.21: Jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda güç artışına bağlı yıllık kazanç	88
Şekil 5.22: Jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda yatırım geri dönüş süreleri.....	88
Şekil 5.23: Jeotermal kaynak sıcaklığı 135 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda net güç artışı	90
Şekil 5.24: Jeotermal kaynak sıcaklığı 135 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda maliyet artışı	90
Şekil 5.25: Jeotermal kaynak sıcaklığı 135 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda güç artışına bağlı yıllık kazanç	91
Şekil 5.26: Jeotermal kaynak sıcaklığı 135 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda yatırım geri dönüş süreleri.....	91
Şekil 5.27: Jeotermal kaynak sıcaklığı 160 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda net güç artışı	92
Şekil 5.29: Jeotermal kaynak sıcaklığı 160 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda güç artışına bağlı yıllık kazanç	93
Şekil 5.30: Jeotermal kaynak sıcaklığı 160 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda yatırım geri dönüş süreleri.....	93

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1: Jeotermal kaynakların farklı sıcaklıklarına bağlı olarak kullanım alanları (Lindal Diyagramı) (URL 2)	5
Tablo 1.2: 2002-2017 yılları içinde Türkiye’deki jeotermal uygulamaların karşılaştırılması (URL 3)	6
Tablo 5.1: İş akışkanlarının özellik tablosu (Wang ve diğ. 2011, Bao ve Zhao 2013)	51
Tablo 5.2: Temel ORC konfigürasyonu akış analiz sonuçları	53
Tablo 5.3: Temel ORC konfigürasyonu ısı değiştirici analiz sonuçları Tablo 5.4: Genel sistem enerji ve ekserji değerleri	53
Tablo 5.5: Ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu akış analiz sonuçları	55
Tablo 5.6: Ön ısıtıcılı ORC konfigürasyonu ısı değiştirici analizi Tablo 5.7: Genel sistem enerji ve ekserji değerleri	55
Tablo 5.8: Reküperatörlü ve ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu akış analizi	58
Tablo 5.9: Reküperatörlü ve ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu ısı değiştirici analizi	59
Tablo 5.10: Genel sistem enerji ve ekserji değerleri	59
Tablo 5.11: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu akış analizi	62
Tablo 5.12: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu ısı değiştirici analizi ..	63
Tablo 5.13: Genel sistem enerji ve ekserji verimleri	63
Tablo 5.14: Temel ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 110 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları	65
Tablo 5.15: Temel ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 135 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları	66
Tablo 5.16: Temel ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 160 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları	67
Tablo 5.17: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 110 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları	68
Tablo 5.18: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 135 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları	68
Tablo 5.19: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 160 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları	69
Tablo 5.20: Farklı reenjeksiyon sıcaklıklarına bağlı çift basınç kademeli ORC analizi sonuçları	76
Tablo 5.21: Çift basınç kademeli çift akışkanlı ORC konfigürasyonu analiz sonuçları	78
Tablo 5.22: İş akışkanı birim fiyatları (Toku 2018)	86

SEMBOL VE KISALTMA LİSTESİ

Semboller

$\dot{E}$: Ekserji (kW)

h : Entalpi (kJ/kg)

$\dot{I}$: Ekserji yıkımı (kW)

$\dot{m}$: Kütlesel debi (kg/s)

s : Özgül entropi (kJ/kg)

Q : Birim zamanda ısı geçişi (kW)

P : basınç (bar)

T : Sıcaklık (K veya °C)

V : hız (m/s)

$\dot{W}$: Birim zamanda yapılan iş (kW)

ψ_i : Birim kütle ekserjisi (kJ/kg)

ϵ : Ekserji verimi (%)

Alt İndisler

0 : Çevre hali, ölü hal

$\dot{c}$: Çıkış

g : Giriş

i : Hal noktası

t : Türbin

soğuk: Isı alan akışkan

sıcak: Isı veren akışkan

krit: kritik

Kısaltmalar

ABB: Alçak basınç buharlaştırıcısı

ABOI: Alçak basınç ön ısıtıcısı

ABP: Alçak basınç pompası

ABT: Alçak basınç türbini

ABY: Alçak basınç yoğusturucusu

GWP: Global Warming Potential – Küresel Isınma Potansiyeli

ORC: Organic Rankine Cycle – Organik Rankine Çevrimi

ODP: Ozone Depletion Potential – Ozon Tüketim Potansiyeli

YBASOI: Yüksek basınç alçak sıcaklık ön ısıtıcısı

YBB: Yüksek basınç buharlaştırıcısı

YBREK: Yüksek basınç reküperatörü

YBT: Yüksek basınç türbini

YBY: Yüksek basınç yoğusturucusu

YBYSOI: Yüksek basınç yüksek sıcaklık ön ısıtıcısı

YBP: Yüksek basınç pompası

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışması süresince bilgi ve tecrübesi ile bana yol gösteren çok değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Nazım USTA'ya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez boyunca beni her anlamda destekleyen annem Döne ÖZER ve Kardeşim Gülse ÖZER ile ufkumu açıp çok erken yaşta hayata veda eden babam Zeki ÖZER'e sonsuz teşekkür ve şükranı bir borç bilirim.

Bu tezi, 2017FEBE041 nolu BAP projesi ile desteklerinden dolayı Pamukkale Üniversitesi Rektörlüğüne teşekkür ederim.

Ayrıca varlıkları ile bana güç veren tüm arkadaşlarıma, dostlarıma ve yakınlarıma teşekkür ederim.

1. GİRİŞ

Enerji tüm gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerin başlıca tüketim kalemlerinden birini oluşturmaktadır. Gelişmişliğin göstergesi olarak enerji talebi, çok çeşitli enerji dönüşüm metotları (mekanik, ısı, potansiyel vb.) kullanılarak karşılanmaya devam etmektedir. Kentleşme ve endüstriyel dönüşüm geçiren birçok gelişmekte olan ülke gibi Türkiye’de de bu dönüşüm enerji arzında ciddi talep artışına sebep oluğu görülmektedir. Bu arzın yerli kaynaklardan karşılanması hususunda yenilenebilir enerji kaynakları hem devlet politikası hem de özel sektör teşvikleri sayesinde giderek cazip hale gelmektedir. Bununla birlikte enerji verimliliği ve enerji santrallerinin çevresel etkilerinin incelenmesi dünya bilim ve sanayi çevrelerinde önemli bir yer teşkil etmektedir. Literatürde bu konular üzerine son dönemlerde birçok makale yayınlanmış ve hâlihazırda çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir.

Yenilenebilir enerji kaynakları arasında jeotermal kaynaklar ülkemizin önemli bir yeraltı kaynağı olup enerji üretiminde verimlilik ve sürdürülebilirlik açısından ön plana çıkmaktadır. Jeotermal enerji diğer kaynaklar göz önüne alındığında yatırım geri dönüş sürecinin kısa olması ve çevresel etkilerinin görece az olması sebebi ile de yatırımcının ilgisini çekmektedir. Bununla birlikte jeotermal enerji doğrudan ısıtma ve seracılıkta kullanılmaktadır. Jeotermal enerjinin Türkiye’nin birçok bölgesine dağılmıştır. Özellikle İzmir, Denizli, Aydın, Afyon, Balıkesir vb. illerimizde mesken ısıtması ve seracılıkta uzun sürelerdir kullanılmaktadır. Ancak elektrik tüketiminin günümüzde giderek artması sebebi ile jeotermal kaynakların elektrik enerjisi üretimindeki yeri daha önemli hale gelmiştir.

EPDK’nın resmi sitesindeki 2017 yılı nihai YEK listesine göre 29 adet santral ve toplam 752,107 MWe kurulu güce ulaşıldığı görülmektedir. Yine EPDK 06/07/2012 verilerine dayanarak işletmede bulunan santrallerin kurulu güç kapasiteleri 114,2 MWe olduğu düşünülürse 5 yıl içerisinde çok ciddi yatırım yapıldığı ve tamamlanan birçok santralin işletmeye alındığı görülmektedir. Jeotermal enerji yatırımları ülkemizde hız kesmeden devam etmekte ve bu durum jeotermal

kaynaklardan enerji üretimi ve santral tiplerinin verimliliği ile ilgili olarak Türkiye’deki akademik çevrelerde araştırma-geliştirme faaliyetlerine eğilimi artırmıştır (URL 1).

Bu çalışmanın başında jeotermal enerji kaynaklarından elektrik üretimi ve bu işlemin hangi teknolojiler kullanılarak gerçekleştirildiği tartışılmıştır. Jeotermal enerjinin potansiyeli ve diğer kullanım alanları açıklanmıştır. Ayrıca Jeotermal enerjinin Türkiye ve Dünyadaki yeri grafikler ve sayısal veriler yardımı ile gösterilmiştir.

Isıl enerjiden elektrik enerjisi elde edilmesi bilindiği üzere yüksek sıcaklık ve basınçlarda geleneksel buhar türbinlerinin kullanıldığı Rankine çevrimlerinden, düşük sıcaklık ve basınçlarda ikincil akışkana ısı transferi yoluyla aktarılan enerjinin elektriğe dönüştürüldüğü Organik Rankine çevrimlerine kadar farklı tip çevrimler kullanılarak yapılmaktadır.

Bu tez kapsamında jeotermal enerji kaynaklı elektrik üretiminde Organik Rankine çevrimine dayalı santrallerin analizi yapılmıştır. Organik Rankine çevrimi, jeotermal akışkanın belirli giriş ve çıkış sıcaklık, basınç, debi değerlerine bağlı olarak optimum santral tasarımı ve işletme koşullarını belirlemek için Aspen Plus® programı kullanılarak modellenmiş ve analiz sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

1.1 Jeotermal Enerji

Jeotermal enerji kısaca yerkürenin iç ısısidir. Özellikle de tektonik kuşak üzerinde bulunan bölgelerde büyük bir potansiyele sahiptir (Ertürk ve diğ. 2016). Jeotermal enerji yenilenebilir, sürdürülebilir ve güvenilir bir enerji kaynağıdır. Güneş, rüzgar, dalga gibi günümüz yenilenebilir enerji kaynakları ile kıyaslandığında jeotermal enerji kesintisiz (yıl boyu sürekli) olması sebebi ile cazip bir konuma sahip olduğu görülmektedir (Karagöl ve Kavaz 2017).

Ancak her ne kadar kesintisiz ve yenilenebilir olarak tanımlansa da bu durumun kesintisiz olabilmesi için yağmur, kar, deniz ve magma sularının

yeraltındaki gözenekli ve çatlaklı kayaç kütlelerini besleyerek oluşturdukları jeotermal rezervleri, yeraltı ve reenjeksiyon koşullarının devamlılığına bağlıdır. Atmosferik koşulların kısa süreli değişimlerinden etkilenmezler.

Reenjeksiyon, jeotermal rezervuarlardan sondaj yapılarak yeryüzüne çıkarılan akışkanın tekrar aynı rezervuarı besleme amaçlı, işlevini tamamladıktan sonra yeraltına gönderilmesi işlemidir. Reenjeksiyon birçok ülkede yasal zorunluluktur. Japonya, ABD ve İzlanda gibi jeotermal enerji kullanan ülkelerde modern sistemler kullanılmakta ve jeotermal akışkan barındırdığı gazlarla birlikte rezervuara geri basılmaktadır. Çevreye olumsuz etkiler bu şekilde önlenmeye çalışılmaktadır. Benzeri sistemlerin olmadığı jeotermal sahalarda arıtma sistemleri kullanılması, çevrenin korunması açısından önemlidir (Ateş ve Serpen 2015).

Bu tez kapsamında da kullanılacağı gibi jeotermal saha, sistem ve rezervuarları birbirinden ayırmak için aşağıdaki tanımlar yapılabilir.

Jeotermal Saha: Yeryüzünde jeotermal etkinlik gösteren alan veya yeraltında jeotermal etkinlik gösteren alanın üzerinde kalan bölge veya alan olarak tanımlanabilir.

Jeotermal Sistem: Yeraltındaki hidrolik sistemi tümüyle (besleme bölgesi, yeryüzüne çıkış noktaları ve yeraltındaki kısımları gibi) tanımlamakta kullanılabilir.

Jeotermal Rezervuar: İşletilen jeotermal sistemin sıcak ve geçirgen kısmını tanımlar (Satman, 2014).

Ayrıca jeotermal sahalarda sıcaklıklarına bağlı olarak sınıflandırılmaktadır. Literatürde kesin bir sınıflandırma aralığı bulunmamakla birlikte farklı yaklaşımlar ile düşük, orta ve yüksek sıcaklıklı kaynaklar olarak sınıflandırılırlar. 150 °C ve altındaki jeotermal kaynaklar için düşük ve orta sıcaklıklı kaynaklar, 150 °C ve üzeri sıcaklıklar için ise yüksek sıcaklıklı jeotermal kaynaklar olarak sınıflandırılabilir (Axelsson ve diğ. 2010). Bir diğer yaklaşımda ise düşük sıcaklıklı kaynaklar için 70 – 100 °C aralığı, orta sıcaklıklı kaynaklar için ise 100 – 220 °C aralığı ve 220 °C üzeri ise yüksek sıcaklıklı jeotermal kaynaklar olarak kabul edilmiştir (Hettiarachchi ve diğ. 2007). Farklı bir yaklaşımda ise 120 – 180 °C aralığını düşük ve orta sıcaklıklı jeotermal kaynaklar olarak değerlendirmiştir (Astolfi ve diğ. 2014).

Ülkemizdeki sahalar göz önüne alındığında ve literatürdeki sınıflandırmalara göreceli olarak bu çalışma içerisindeki düşük, orta ve yüksek sıcaklıklı jeotermal kaynaklar için sıcaklık aralıkları sırasıyla 90 – 120 °C, 120 – 150 °C ve 150 °C üzeri olarak sınıflandırılmıştır.

1.2 Jeotermal Santrallerin Kullanım Alanı İle Dünyada ve Türkiye’deki Yeri

İnsanlık tarihinin çok eski dönemlerinden günümüze kadar jeotermal enerji kaynaklarının başlıca kullanımı sağlık amacıyla kaplıca veya hamam benzeri yerlerde doğal veya yapay yöntemlerle biriktirilerek hizmete sunulmuştur. Günümüzde ise konut, sera ısıtma ve elektrik enerjisi elde etmek için pek çok yöntem ile birlikte jeotermal enerjiden faydalanılmaktadır.

Genellikle düşük ve orta entalpili sahalarda jeotermal enerji ısıtma sistemleri başta olmak üzere (sera, konut gibi), endüstride (yiyecek kurutulması, kerestecilik, tekstil ve soğutma tesisleri) ve kimyasal madde üretiminde (jeotermal akışkan içerisindeki CO₂’den kuru buz elde edilmesi, borik asit ve amonyum bikarbonat elde edilmesi) kullanılmaktadır. Bunlara ek olarak orta entalpideki sahalardan elektrik üretilmesi için teknolojiler geliştirilmiştir. Yüksek entalpili sahalarda elektrik elde edilmesi birincil amaç olup yukarıda sıralanan diğer alanlardaki uygulamalar ile kaynağın kullanımı mümkün olmaktadır. Ayrıca orta entalpili santraller için tasarlanmış olan teknolojiler ile birlikte ikili tip jeotermal enerji santral gibi yeni teknolojiler günümüzde uygulanmaktadır.

Jeotermal sahaların verimli kullanılması için geliştirilen daha verimli ve sürdürülebilir santrallerin yanı sıra diğer endüstriyel uygulamaları ile entegrasyonu sağlanmalı ve kaynak optimum şekilde işletilmelidir. Daha önce de bahsedildiği gibi reenjeksiyon işlemi her ne kadar sürdürülebilirliğin temeli ise de verimli kaynak kullanımı hem ekonomik hem de çevresel açıdan birçok avantaj barındırmaktadır. Örneğin sera ve konut ısıtmasında kullanılarak en basitinden yerleşim yerlerinde kömür ve diğer fosil yakıtların önüne geçilerek çevre kirliliği ciddi oranda azaltılabilir.

Jeotermal kaynakların hangi sıcaklık aralıklarında hangi amaçlar için kullanılması gerektiği ile ilgili birçok çalışma literatürde mevcut olup Lindal diyagramı en bilinen referanslar arasındadır. Tablo 1.1’de verilen Lindal diyagramından da anlaşılabileceği üzere entegre jeotermal sistemlerden yüksek verimler elde edilebileceği sonucu çıkmaktadır. Bu tabloda jeotermal akışkanın 180 °C’den 30 °C’ye değerine düşeceği farklı kullanım alanları gösterilmiştir.

Tablo 1.1: Jeotermal kaynakların farklı sıcaklıklarına bağlı olarak kullanım alanları (Lindal Diyagramı) (URL 2)

Doymuş Buhar	180 °C	Yüksek konsantrasyon solüsyonun buharlaşması, Amonyum absorpsiyonu ile soğutma	Elektrik Enerjisi Üretimi
	170 °C	Hidrojen sülfid yolu ile ağır su eldesi, Diatomitlerin kurutulması	
	160 °C	Kereste kurutulması, balık vb. yiyeceklerin kurutulması	
	150 °C	Bayer’s yoluyla alüminyum eldesi	
	140 °C	Çiftlik ürünlerinin çabuk kurutulması (konservecilikte)	
	130 °C	Şeker endüstrisi, tuz eldesi	
	120 °C	Temiz su eldesi, Tuzluluk oranının artırılması	
	110 °C	Çimento kurutulması	
Sıcak Su	100 °C	Organik maddeleri kurutma (Yosun, et, sebze vb.), Yün yıkama ve kurutma	Isıtma
	90 °C	Balık kurutma	
	80 °C	Ev ve sera ısıtma	
	70 °C	Soğutma (alt sıcaklık sınırı)	
	60 °C	Kümes ve ahır ısıtma	
	50 °C	Mantar yetiştirme, balneolojik banyolar	
	40 °C	Toprak ısıtma, kent ısıtması (alt sınır), sağlık tesisleri	
	30 °C	Yüzme havuzları, fermentasyon, damıtma, sağlık tesisleri	
	20 °C	Balık çiftlikleri	

Dünyada jeotermal enerji kurulu gücü 2016 yılı itibari ile 13.300 MW’dır. Yıllık elektrik üretim miktarı 75 milyar kWh olup, jeotermal enerjiden elektrik üretiminde ilk beş ülke; ABD, Filipinler, Endonezya, Yeni Zelanda ve İtalya şeklindedir. Elektrik dışı kullanım ise 70.328 MW termaldir. Dünya’da jeotermal ısı

ve kaplıca uygulamalarındaki ilk beş ülke ise Çin, ABD, İsveç, Türkiye ve Almanya'dır.

Türkiye, Alp-Himalaya kuşağı üzerinde yer aldığından jeotermal enerji açısından önemli potansiyele sahip bir ülkedir. Ülkemizin jeotermal alandaki potansiyeli teorik olarak 31.500 MW olduğu öngörülmektedir. Ülkemizde jeotermal sahaların özellikle potansiyel oluşturabilecek alanların % 78'i Batı Anadolu'da, % 9' u İç Anadolu'da, % 7' si Marmara Bölgesinde, % 5' i Doğu Anadolu'da, % 1' i diğer bölgelerde yer almaktadır. Jeotermal kaynaklarımızın % 90'ı düşük ve orta sıcaklıklı olup, doğrudan uygulamalar (ısıtma, termal turizm v.s.) için uygundur. Geriye kalan % 10' u ise elektrik enerjisi üretimi gibi dolaylı uygulamalar için uygundur. 2005 yılından itibaren Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı tarafından jeotermal enerji alanında yeni kaynak aranmasına destek verilmektedir. Bu sebeple Tablo 1.2'deki veriler ile birlikte 2002 sonu itibari ile 3.100 MWt olan kullanılabilir ısı kapasitesi, 2017 yılı Aralık sonu itibari ile ilave 233.000 metre sondajlı arama tamamlanarak, ilave 1.900 MWt ısı enerjisi artışı sağlanmıştır. MTA tarafından 173 adet olan keşfedilmiş jeotermal saha sayısı da sondajlı aramalarla 10 adedi elektrik üretimine uygun olan yeni sahaların keşfiyle 234 sahaya çıkarılmış olup, bugüne kadar toplam 618 adet, 392.000 metre sondajlı arama çalışması yapılarak doğal çıkışlar dahil açılan kuyularla 5.000 MWt ısı enerjisi elde edilmiştir(URL 3).

Tablo 1.2: 2002-2017 yılları içinde Türkiye'deki jeotermal uygulamaların karşılaştırılması (URL 3)

	2002 Yılı Verileri	2017Yılı Verileri	Artış Oranı
Elektrik Üretimi	16 adet saha	25 adet saha	% 56
Sera Isıtması	500 dönüm	3.931 dönüm	% 686
Konut Isıtması	30.000 konut	114.567 konut	% 281
Elektrik Üretimi	15 MW	1.052 MW	% 7000
Isı Kapasitesi	3.000 MW	15.500 MW	% 416

1.3 Jeotermal Enerji Santralleri

Jeotermal enerji santralleri, elektrik enerjisi üretimi için jeotermal kaynakları kullanan farklı tip, kombinasyon ve çevrim teknolojilerini bünyesinde barındıran endüstriyel tesislere/sistemlere denir. Jeotermal enerji santral tipleri jeotermal kaynağın termofiziksel özellikleri, rezervuarın kimyasal özellikleri, jeotermal sahanın konumu gibi koşulları oluşturan parametrelerin detaylı analizi sonucu belirlenmektedir.

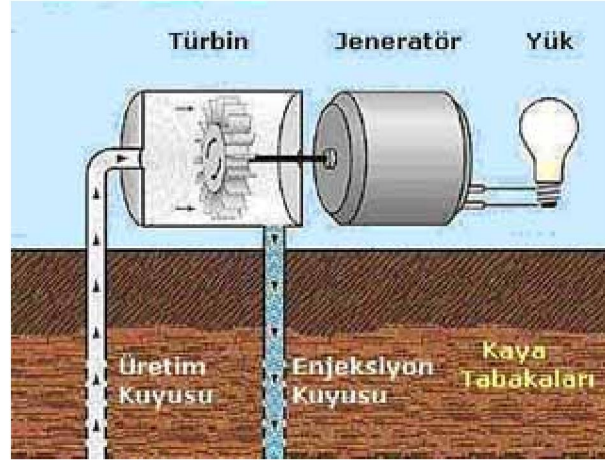
Örneğin bir jeotermal kaynağın sıvı baskın, buhar baskın veya her iki fazında aynı anda olup olmamasına göre değerlendirilerek, flaş tip, ikili tip veya her ikisinin kombinasyonu gibi değişik alternatifler uygulanabilmektedir.

Tezin ilerleyen bölümlerinde farklı tiplerdeki jeotermal santrallerin çalışma prensipleri hakkında bilgi verilerek, bu çalışmanın da esas konusunu teşkil eden Organik Rankine Çevrimine dayalı ikili tip santraller açıklanacaktır.

1.3.1 Kuru Buhar Çevrimi

Kuru buhar kullanan çevrimler en basit ve dolayısıyla en ekonomik çevrimlerdir. Bu çevrimde, jeotermal kuyudan çıkarılmış buhar fazındaki jeotermal akışkan filtreden geçirilerek direk olarak türbine gönderilir ve elektrik enerjisi elde edilir (Kaymakçıoğlu ve Çirkin 2005). Yoğuşturuculu ve yoğuşturucusuz kuru buharlı sistemler geçmişte ve günümüzde kullanılmaktadır. Yoğuşturucusuz çevrimde sistem bileşenlerinin az olması ekonomik açıdan avantaj sağlamasına rağmen buharın atmosfere atılması çevre kirliliği açısından dezavantaj oluşturmaktadır. Türbin çıkışının atmosfere açık olması sebebi ile çevre koşullarından fazlasıyla etkilenmektedir. Örneğin rakımı yüksek olan bölgelerin atmosfer basıncı düşük olacak, bu da türbin çıkış basıncını düşürerek aynı buhar kalitesinde daha fazla elektrik üretimi yapılmasını sağlayacaktır. Yoğuşturuculu buhar çevriminde türbin çıkışında yoğuşturucu bulunur ve atmosfer koşulundan farklı olarak türbin çıkışında vakum ortamı yaratılmış ve daha fazla güç üretilmiş olur. Ayrıca bu çevrimde buhar yoğuşturularak reenjeksiyon yapılmasına olanak

verir (Kanoğlu 2005). Bu durum çevrimin çevresel etkilerine bağlı dezavantajını da azaltmaktadır. Şekil 1.1’de sistemin genel şematik görünümü görülmektedir.



Şekil 1.1: Kuru buhar sistemi şematik gösterimi (Şahin 2016)

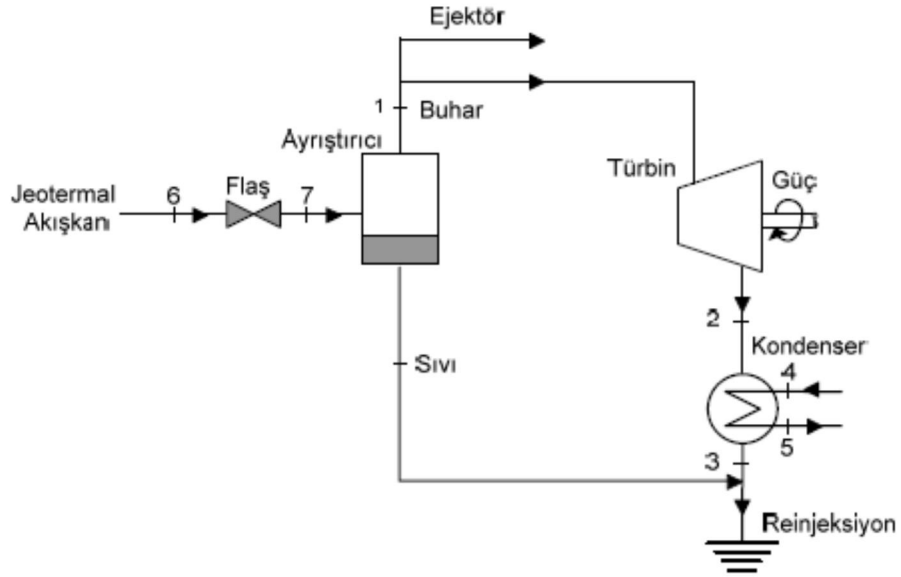
1.3.2 Tek ve Çift Flaşlı Çevrimler

Rezervuarda bulunan jeotermal akışkan üzerindeki yüksek basınç sebebi ile genelde sıvı haldedir. Ancak akışkan yeryüzüne çıktıkça üzerindeki basınç azalır ve sıvı fazdaki akışkan buharlaşmaya başlar. Yüksek sıcaklık ve basınç altında doymuş sıvı-buhar karışımında olan jeotermal akışkan bir seperatörden geçirilerek buhar ve sıvı fazlarına ayrıştırılır. Eğer yeterli buhar mevcut ise türbine gönderilerek elektrik üretilir. Ayrıştırılan sıvı fazdaki jeotermal akışkan yeraltına geri basılır. Kuyu başındaki akışkanın buhar oranı % 3-8 civarında düşük olduğu durumlarda buhar ile güç üretmek yeterli olmamaktadır. Bu sebeple flaşlı çevrimlerde kuyu başında kısılma ya da püskürtme sürecinden geçirilerek jeotermal akışkanın basıncı düşürülür ve daha fazla buhar elde edilir.

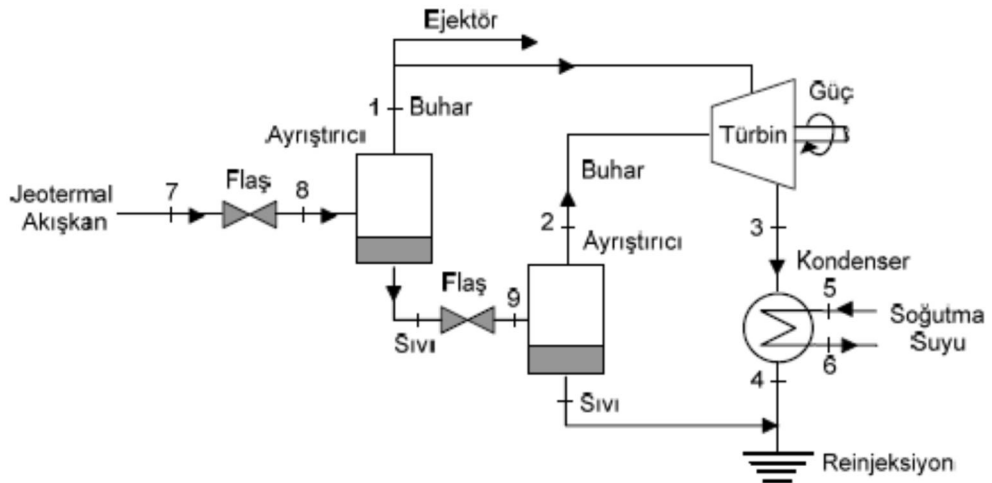
Tek flaşlı çevrimlerde bu süreç bir kere yapılarak sıvı halde ayrıştırılmış jeotermal akışkan ile türbini çıkışındaki buhar yoğunlaştırularak renenjeksiyon yapılır. Çift flaşlı çevrimlerde ise tek flaşlı çevrimin seperatöründen çıkan jeotermal sıvının sıcaklık ve basıncı yeterince yüksek ise daha fazla buhar elde etmek amacıyla tekrar

kısılma veya püskürtme süreçlerinden geçirilerek ilave güç üretimi sağlandığı görülmektedir.

Aynı jeotermal sıvı debisi için, çift flaşlı güç çevriminden, tek flaşlı çevrime göre % 20-25 daha fazla güç üretilebilir. Ancak çift flaşlı çevrim teknolojisi ilave ekipman gereksiniminden dolayı daha fazla ilk yatırım maliyetine sebep olacağı anlaşılmaktadır (Dipippo 2012). Şekil 1.2 ve Şekil 1.3'te tek flaşlı ve çift flaşlı santrallerin akış şemaları görülmektedir.



Şekil 1.2: Tek flaşlı çevrim diyagramı (Coşkun ve diğ. 2009)



Şekil 1.3: Çift flaşlı çevrim diyagramı (Coşkun ve diğ. 2009)

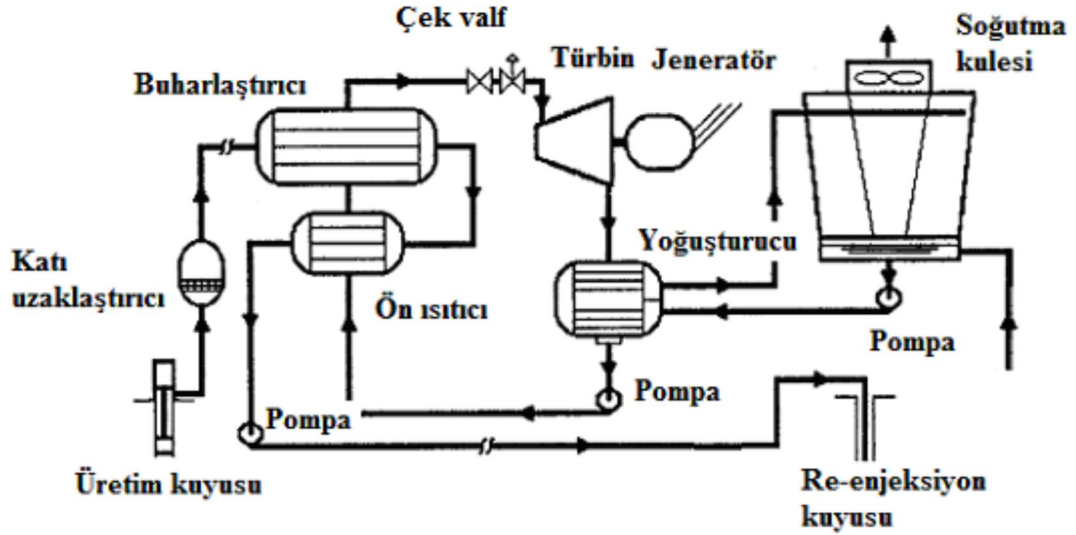
1.3.3 İkili (binary) Tip Çevrim

İkili çevrim, jeotermal akışkanın enerjisini ikincil bir akışkana ısı değiştiricileri yoluyla aktararak elektrik enerjisi üretmek amacıyla kullanılmaktadır. Orta ve düşük entalpili jeotermal sahalar için flaşlı santrallere göre ikili tip çevrimli santraller daha verimlidirler. Uygun bir iş akışkanının seçimiyle, 85 °C ve 170 °C arasındaki jeotermal akışkanlardan, ikili tip çevrim teknolojisiyle elektrik üretmek mümkündür. Özellikle tek flaşlı santralin seperatöründen çıkan sıvı akışkan, binary sistemler için çok uygun bir akışkandır.

İkili tip santraller daha düşük sıcaklık ve basınçlı jeotermal sahalarda kullanılması durumunda, jeotermal akışkanın sıvı fazda tutulması için kuyu içi pompalar kullanılabilir. Bu sayede jeotermal akışkan doyma basıncının üstünde tutularak sıvı fazda kalması sağlanır. Bu durum kuyulardaki kabuklaşma probleminin önüne geçilmesine yardımcı olabilir. Jeotermal akışkan bir dizi ısı değiştiriciden geçerek ısı enerjisini ikincil bir iş akışkanına aktarır. İkincil akışkan çevrimde asıl iş üreten akışkandır. İkincil akışkanın seçimi sistemin verimini ciddi ölçüde etkileyen en önemli etkenlerden biridir.

Akışkanlar P-h diyagramındaki doymuş buhar eğrisinin eğimine bağlı olarak sınıflandırılabilir. Eğer eğrinin eğimi pozitif ise kuru, negatif ise ıslak ve sıfır ise izentropik akışkan olarak tanımlanmaktadır (Bandeian ve diğ. 2011). Organik Rankine çevriminden oluşan ikincil çevrimdeki iş akışkanı seçiminde birçok seçenek mevcuttur. Sık kullanılan iş akışkanları; izobütan, izopentan, n-pentan, propan, R134a, 245fa gibi düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen akışkanlardır. Seçilecek optimum akışkan, en yüksek verim ile güvenilir ve ekonomik işletme koşullarını sağlamalıdır. Eğer iş akışkanı olarak bir karışım kullanılacaksa (izobütan-izopentan, izopentan-propan vb) her bir akışkanın buharlaşma ve yoğunlaşma noktaları farklı sıcaklıklarda olacaktır. Bu durum, buharlaşma sırasında iş akışkanı ile jeotermal sıvı ve yoğunlaşma sırasında iş akışkanı ile soğutma suyu arasında daha iyi bir uyuma sebep olacaktır. Türbin çıkışında akışkan hala kızgın buhar halinde iken yeterli sıcaklığı var ise reküperatör yardımı ile soğuk iş akışkanına ön ısıtma yapılarak daha verimli bir sistem tasarlanabilir.

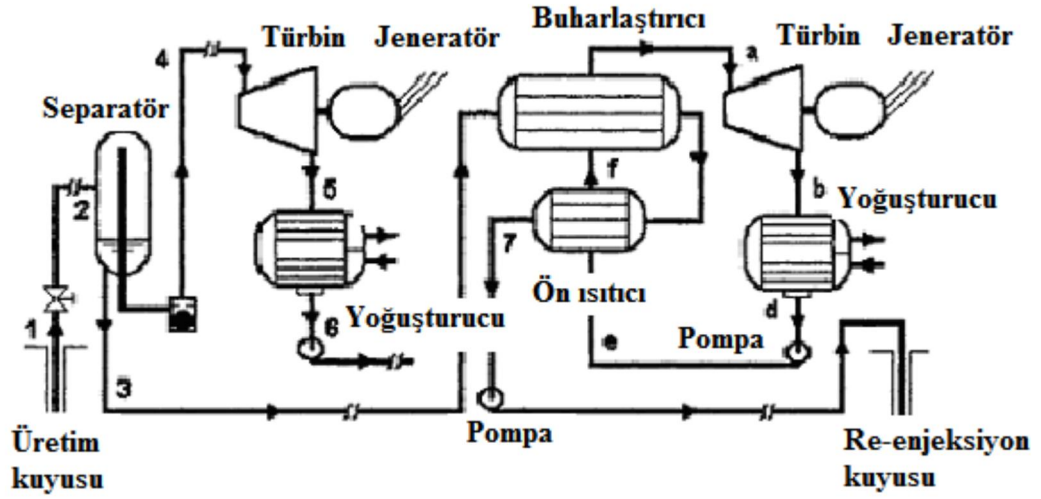
Dolayısı ile evaporatör ve kondenserdeki farklı akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı daha düşük olup etkenlik sayısını arttıracığı anlaşılmaktadır. Böylece daha iyi bir santral verimi elde edilmiş olunur. Şekil 1.4'te örnek santralin akış diyagramı görülmektedir.



Şekil 1.4: Örnek bir ikili tip santralin akış diyagramı (Dipippo 2012).

1.3.4 Flaşlı - İkili Tip Birleşik Çevrimler

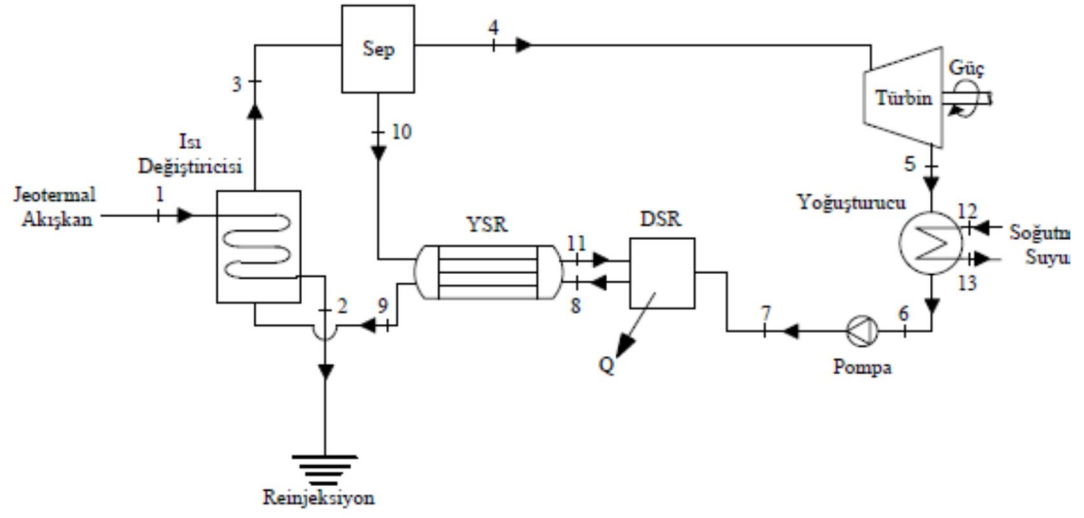
Flaş-İkili Tip birleşik çevrimlerde, tek flaşlı çevrimdeki ayrıştırıcıdan çıkan sıvı fazdaki jeotermal akışkan, ikili tip çevrim ile çalışan ayrı bir sistemden geçirilerek enerji elde edilir. Çift flaşlı çevrime alternatif olarak görülmektedir. Ancak çift flaşlı çevrimlerde jeotermal akışkan içerisindeki çözünmüş madde miktarı fazla ise düşük basınçta ikinci flaşlama işlemi yapılması, kabuklaşma problemini beraberinde getirmektedir. Bu durumda tek flaşlı çevrime, ikincil flaş çevrimi yerine ikili tip çevrim sisteminin ilave edilmesi daha uygun olabilir (Dipippo 2012). Şekil 1.5' de Tek Flaşlı-İkili tip birleşik çevrimin akış diyagramı görülmektedir.



Şekil 1.5: Flaşlı-ikili tip birleşik çevrim akış diyagramı (Dipippo 2012)

1.3.5 Kalina Çevrimi

Kalina çevrimi temelde Organik Rankine çevrimine benzese de iş akışkanı olarak amonyak-su kullanılır. İlk defa Dr. Alexander Kalina tarafından tasarlandığı için onun ismiyle anılan bir ikili tip çevrimdir. Düşük ve orta entalpili jeotermal sahalarda verimli bir çevrim elde etmek amaçlanmıştır. Daha önce de bahsedilen karışık akışkanlı ikili tip çevrimlerde buharlaşma ve yoğuşma süreçlerinin farklı sıcaklıklarda olması daha uyumlu bir ısı transferine sebep olarak ısı değiştiricileri verimi dolayısı ile çevrimin verimini arttırmaktadır (Yüzer 2010). Kalina çevrimi hali hazırda fazla rağbet görmese de akademik çalışmalarda halen yer almakta ve gelecekte uygulamalarına daha sık rastlanacağı düşünülmektedir. Şekil 1.6' da Kalina çevrimi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.6: Kalina çevrimi (Coşkun ve Bolattürk 2013)

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Jeotermal kaynaklardan elektrik üretimi üzerine birçok çalışma yapılmakta ve farklı sistem tasarımları önerilmektedir. Farklı akışkanlar kullanılarak çevrimler test edilmekte ve optimum koşullar araştırılmaktadır. Jeotermal akışkanın sıcaklığına ve debisine bağlı olarak çevrimin, sistemin ve ikincil akışkanın seçimi farklılıklar göstermektedir. Soğutucu akışkanın kullanıldığı çevrimlerde akışkanın tipi performansı etkilemektedir. Jeotermal santrallerin montajı ve işletilmesi kaynağın değerlendirilmesinde çok önemli rol oynamaktadır. Ayrıca kontrol sistemlerinin tüm bileşenlerinin, sistemin optimum ve verimli olarak çalışmasını etkileyeceği, buna bağlı olarak tasarım parametrelerinin işletme koşulları dikkate alınarak seçilmesi kaynağın doğru değerlendirilmesindeki en büyük etkenlerden birisi olduğu bilinmektedir. Çevre şartlarına bağlı olarak soğutma sisteminin seçilmesi santral verimini doğrudan etkilemektedir. Bu bölümde jeotermal kaynaklı enerji üreten sistemler üzerine yapılan farklı çalışmalar hakkında bilgiler sunulmaktadır.

Yıldırım (2011), Aydın Salavatlı jeotermal sahasında bulunan, hava soğutmalı yoğuşturuculara sahip ve ikincil akışkan olarak n-pentan kullanılan DORA 1 (7,3 MW) ve DORA 2 (9,5 MW) santralleri hakkında bilgiler vermiştir. Santrallerin enerji ve ekserji verimlilikleri hesapları yapılarak, DORA 1 santrali için enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %5,92 ve % 34,71, DORA 2 santrali için % 5,66 ve % 31,19 olarak belirlenmiştir. Bu santrallerin en büyük enerji ve ekserji kayıplarının hava soğutmalı yoğuşturucuda olduğu belirlenmiştir. Ayrıca reenjeksiyon işleminin, hava soğutmalı yoğuşturucudaki kaybın hemen arkasından gelen en büyük enerji ve ekserji kaybının olduğu yer olarak rapor edilmiştir.

Diğer önemli bir konu da jeotermal santrallerin zaman içinde performanslarının düşmesidir. Bu kapsamda, Karadaş ve diğ. (2014) DORA -1 santralinin performans kaybının nedenlerini araştırmışlardır. Bunun için sistematik bir yaklaşım ile başlangıçtan itibaren jeotermal kuyu, boru hatları ve santral içerisinde incelemeler yapılmıştır. Omega bağlantıları üzerinde yapılan saha ölçümleri ve D'Arcy-Weisbach denklemi vasıtasıyla yapılan analizler ışığında 1.100 metre olan boru hattının yaklaşık 431 metresinde CaCO_3 çökmesi olduğu tespit

edilmiştir. Ayrıca işletme döneminde santral giriş basıncında 1 bar düşüş görülmüş, bu düşüşün kuyularda ve boru hatlarında kabuklaşma sürecini başlattığı tespit edilmiştir. D’Arcy-Weisbach denklemi kullanılarak yapılan analizlerde boru hattında 0,5-2 mm ve bazı dirseklerde 10 mm’ye yakın kalınlıkta kabuklaşma olduğu tespit edilmiştir. Boru hatları kamera kullanılarak incelenmiş ve kabuklaşma olan bölgeler tespit edilmiştir. Kabuklaşma problemi olan kuyudan başlayarak aynı kuyunun boru hattı boyunca da kabuklaşma olduğu ve bu tespite dayanarak HCl asitleme ile temizleme işlemi yapılması sonrası yapılan ölçümlerde jeotermal akışkan debisi önceki işletme şartlarına göre 60 ton/h arttığı gözlemlenmiştir.

Liu ve diğ. (2017) farklı konfigürasyonlar ve farklı soğutucu akışkanlar ile çok amaçlı programlama kullanılarak ikili tip ORC üzerinde analizler yapmışlardır. Jeotermal ısı kaynağının sıcaklığının (80 °C – 95 °C) ve ikinci akışkanın (R245fa, R123, R134a ve R152a) değişimine bağlı performansa etkisi araştırılmıştır. Isıl verim, ekserji verimi, güç çıkışı ve yatırım maliyeti evaporatör sıcaklığına bağlı olarak belirlenmiş ve optimize edilmiştir. Bu çalışmada dört farklı ORC konfigürasyonları incelenmiştir. Bunlar temel ORC, kızgın (superheated) ORC, reküperatif ORC ve rejeneratif ORC’ dir. Jeotermal ısı kaynağının 80 °C’den 95 °C’ye çıktığı durumda iş akışkanı ve ORC konfigürasyonları incelendiğinde en iyi ve optimal amaç fonksiyonu değerini iş akışkanı R123 ve temel ORC konfigürasyonun verdiği tespit edilmiştir. Jeotermal kaynağın sıcaklığı 80 °C ve 85 °C olması durumunda termal verim, ekserji verimi, güç çıkışı ve yatırım maliyetine bağlı optimizasyon sonuçları sırasıyla R123+Rejeneratif ORC, R152+Kızgın ORC, R152a+Kızgın ORC ve R123+Kızgın ORC olmaktadır. Jeotermal kaynağın sıcaklığı 90 °C ve 95 °C olması durumunda termal verim, ekserji verimi, güç çıkışı ve yatırım maliyetine bağlı optimizasyon sonuçları sırasıyla R123+Rejenratif ORC, R134a+Kızgın ORC, R134a+Kızgın ORC ve R123+Kızgın ORC olmaktadır. Bu sonuçlar hem jeotermal kaynak sıcaklığı hem de diğer değerlendirme kriterlerine göre optimum performansın sağlanacağı ikincil akışkan ve ORC konfigürasyonu seçiminin gerekliliğini ortaya koymaktadır.

Ağırkaya (2015), Flownex SE programı kullanılarak basit bir ORC modeli üzerinde analizler yapmış ve çeşitli senaryolar ile modeller test etmiştir. Çalışmada jeotermal akışkanın debisi 0,675 kg/s ve sıcaklığı 140 °C olarak belirlenmiştir. ORC

modelinde ikincil akışkan olarak HFC-245fa kullanılmıştır. Türbin gücü 250 kW olacak şekilde modelleme yapılmıştır. Flownex SE programında modellenen ORC için verimini arttırabilecek senaryolardan bir tanesi yoğuşturucu suyunun sıcaklığı 2,5 °C düşürülerek 34°C'den 31,5 °C'ye çekilmesidir. Bunun sonucunda santral enerji veriminin % 14,02'den % 14,26 değerine ulaştığı yani % 1,71 artış gösterdiği tespit edilmiştir. Ayrıca yoğuşturucu giriş sıcaklığının azalmasının, ısı transferi ve yoğuşturucu basıncında meydana getirdiği davranış farklılıkları incelenmiştir. Sıcaklıkta 2,5 °C sıcaklık düşümünün yoğuşturucu basıncının 250,5 kPa değerinden 232,8 kPa değerine düşmesine sebep olduğu belirlenmiştir. Bu düşüş aynı zamanda akışkan sıcaklığını düşürmekte ve bu sayede ısı verim de artış sağlanmış olmaktadır. Bunun sonucu olarak türbin çıkış gücü 250 kW değerinden 259,5 kW değerine geldiği belirlenmiştir.

Doğru bir çevrim modeli seçebilmek için ikili tip santrallerde iş akışkanın kritik basıncına bağlı olarak kritik-üstü ve kritik-altı çevrim modellerini belirlemek önemlidir. Kritik-üstü çevrimlerde iş akışkanı kritik sıcaklık ve basıncın üzerinde kullanılır. Kritik-altı çevrimlerde ise iş akışkanı kritik sıcaklık ve basıncın altında kullanılır. Kritik-üstü ikili tip çevrimde jeotermal akışkanın sıcaklığı iş akışkanının belirlenmesinde en önemli ve temel parametredir. Ateş ve Serpen (2015) yaptıkları çalışmada kritik-üstü çevrim için iş akışkanları izobütan ve R134a seçerek karşılaştırmalar yapmışlardır. Kritik-altı çevrim için ise, ikincil akışkan olarak n-bütan ve n-pentan seçilip sonuçlar karşılaştırılmıştır. Kritik-altı ve kritik-üstü çevrimler için bazı parametreler belirlenmiştir. Buradaki parametrelere ek olarak en önemli parametrelerden biri ısı değiştiricilerdeki farklı akışkanlar arasındaki sıcaklık farkıdır. Bu sıcaklık farkı ne kadar düşük olursa, sıcak akışkandan soğuk akışkana aktarılan ısı miktarı o kadar fazla olacaktır. Bu sıcaklık farkı, kritik-altı şartlarda buharlaştırıcı ve ön ısıtıcı için sırasıyla 5°C ve 8°C, kritik-üstü şartlarda 5°C ve 30°C seçilmiştir. Yoğuşturucuda ise bu sıcaklık farkı her iki çevrim modelinde de 10°C ve üzerinde olacağı kabul edilmiştir. Sonuç olarak kritik-üstü şartlarda izobütan kullanan santralin veriminin en yüksek olduğu belirlenmiştir. Ancak kritik-üstü şartlarda santral bileşenlerinin yapısal olarak daha dayanıklı olması gerektiği ve buna bağlı olarak ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin daha fazla olacağı açıktır. Bu sebeple uygulamada kritik-üstü koşulların yaygın olarak tercih edilmediği bilinmektedir. Ayrıca, bu modelde kritik-altı şartlarda n-pentan kullanan santralin

verimi ve yatırım maliyetleri dikkate alındığında en optimum sonucu verdiği rapor edilmiştir.

İyi bir soğutucu akışkanın, düşük özgül hacme, yüksek verime, uygulanabilir düşük ODP değerine, düşük GWP değerine, göreceli olarak düşük maliyete, düşük zehirlilik oranına ve yüksek güvenilirliğe sahip olması istenir. Kimyasal bileşimine göre soğutucu akışkanlar kloroflorokarbonlar (CFC), hidroflorokarbonlar (HFC), hidrokarbon (HC) ve karışımlar olarak sınıflandırılırlar. Ayrıca bazı araştırmacılar soğutucu akışkanları türbin çıkışındaki faz durumuna göre sınıflandırmaktadır. Bunlar; ıslak, izentropik ve kuru akışkanlar olmak üzere üç sınıftır. Al-Weshahi ve diğ. (2014) yaptıkları çalışmada Alaska’da bulunan 250 kW kapasiteli ve iş akışkanı olarak R134a kullanan Chena jeotermal santralinin ORC sistemi üzerinde 25 adet soğutucu akışkanın (R123, R124, R125, R134a, R141b, R142b, R143a, R152a, R227ea, R236ea, R236fa, R245ca, R245fa, R407A, R407B, R407C, R407D, R407E, R410A, R411A, R411B, R501, R600, R600a, R717) performansını değerlendirmişlerdir. Yüksek güç çıkışı, yüksek ısı verim ve düşük pompa güç tüketimine göre R141b ve R123 en iyi olarak öne çıkmakta, R125 ise en düşük değerlere sebep olduğu tespit edilmiştir. Kabul edilebilir buharlaşma ve yoğuşma basıncı 25 bardan düşük 1 bardan yüksek olmasına göre R141b, R123, R245ca, R245fa düşük buharlaşma ve yoğuşma basıncı ile öne çıkmaktadır. R143a ve R401a yüksek buharlaşma basıncına ulaşmıştır. Isı transferi katsayısına göre R134a, R152a, R717 için UA değeri yüksek çıkmaktadır. R227ea en düşük UA değeri göstermektedir. Önceki seçim kriterlerinin yanında güvenlik ve çevresel etkenler göz önüne alındığında R236ea, R236fa ve R227ea en iyi akışkanlar olduğu rapor edilmiştir.

Miao ve diğ. (2014) deneysel bir çalışmada R123 akışkanını ikincil iş akışkanı olarak kullanan bir ORC sistemi üzerinde işletme parametrelerine göre sistem performansı analizi yapmışlardır. Güç üretimini sarmal (scroll) genleştirici vasıtasıyla yapan bir ORC düzeneği hazırlanmıştır. Sisteme genleştirici üzerinde ölçüm yapmak üzere dinamometre eklenmiştir. Genleştirici şaft gücü ve dönme hızı gözlenmiştir. İşletme karakteristiği açısından ısı kaynağı sıcaklığı 140 °C ve 160 °C olan iki farklı senaryo uygulanmıştır. Deney iki bağımsız değişken incelenmek sureti ile değerlendirilmiştir. Bu değişkenler R123 besleme pompası frekansı ve genleştirici

şaft torkudur. Pompa frekansı doğrudan R123 akışkanının kütleli debisi ile ilişkilidir ve şaft torku ile de üretilen güç doğrusal bir ilişkiye sahip olup optimum sistem performansı bu iki bağımsız değişken ile analiz edilmiştir. Yapılan ölçümlerde ısı kaynağı 140 °C için maksimum güç 2,35 kW ve maksimum termal verim % 6,39 olduğu gözlenmiştir. Aynı ölçümler ısı kaynağı 160 °C için yapıldığında maksimum güç 3,25 kW ve maksimum termal verim % 5,12 olduğu gözlenmiştir. Yapılan gerçek zamanlı ölçümler ve deney düzeneğinin teorik hesaplamalarında ortaya koyulan sonuçlar karşılaştırıldığında şaft gücü gerçek zamanlı ölçümlerde % 15-20 daha az ve pompa güç tüketimleri 2-4 katı daha fazla olduğu belirlenmiştir.

Safarian ve Aramoun (2015) yaptıkları çalışmalarda içerisinde temel ORC ve üç farklı değiştirilmiş ORC sistemin enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Değiştirilmiş ORC'ler temel ORC konfigürasyonundan farkı olarak sırasıyla türbinden ara gaz alma, rejeneratör ilaveli ve hem türbinden gaz alma hem de rejeneratöre sahip üç farklı modifikasyon içermektedir. İş akışkanı olarak R113 soğutucu akışkanı seçilmiştir. Isı kaynağı 195 °C sıcaklık ve 2 kg/s debide gazdır. Yapılan analizlerde temel ORC'nin en düşük ekserji verimi % 31,2 ve toplam ekserji kaybı 50,9 kW olarak hesaplanmıştır. En büyük ekserji kaybı buharlaştırıcıda 37 kW olarak tespit edilmiştir. Türbinden buhar alma, rejeneratör ve her ikisini de kullanan değiştirilmiş üç ORC için toplam ekserji kayıpları sırasıyla 49,5 kW, 47,3 kW ve 42,2 kW olarak hesaplanmıştır. Yine değiştirilmiş üç ORC için temel ORC'ye göre buharlaştırıcı ekserji kaybındaki azalma sırasıyla % 5,5, % 48,5 ve % 55 olarak hesaplanmıştır. Bu iyileşme değiştirilmiş ORC'lerdeki buharlaştırıcı giriş sıcaklığının dolayısı ile basıncının artmasına bağlı olarak geliştiği rapor edilmiştir. Ayrıca değiştirilmiş ORC sistemleri buharlaştırıcıdaki ekserji kaybını düşürerek toplam sistem ekserji veriminde sırasıyla % 6,5, % 10 ve % 14 oranlarında artış sağladığı tespit edilmiştir. Rejeneratif ve türbinden buhar almanın bir arada bulunduğu değişimin maksimum ısı ve ekserji verimleri sırasıyla % 22 ve % 35,5 olarak hesaplanmış ve bu durum en iyi senaryo olarak gözler önüne serilmiştir. Bu sayede temel ORC'de 50,9 kW olan toplam ekserji kaybı 42,2 kW'a indirilmiştir. Değişiklikler ile buharlaştırıcı giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak enerji ve ekserji verimleri iyileştirilmiş ve toplam sistem verimliliğinde iyileşme sağlandığı tespit edilmiştir.

Geleneksel ve ileri ekserji analiz yöntemleri kullanılarak hazırlanan bir çalışmada çift basınç kademeli ve çift akışkanlı bir ORC modeli hazırlanmış ve bileşenlerinin etkisi analiz edilmiştir (Nami ve diğ. 2017). Analizi yapılan sistemin ısı kaynağı, 83 kg/s debi, 175 °C sıcaklık ve 7 bar basınca sahip bir jeotermal enerji kaynağıdır. Dış ortam koşulları 25 °C sıcaklık ve 1 bar basınçta havadır. Soğutma suyu dış ortam koşullarında yoğuşturucuya girmektedir. İkincil iş akışkanı yüksek basınç kademesinde izopentan ve alçak basınç kademesinde izobütan olacak şekilde seçilmiştir. Geleneksel ekserji analizine göre alçak ve yüksek basınç buhar üreteçlerinin ekserji yıkım oranları sırasıyla % 38,11 ve % 29,98 olarak bulunmuştur. Diğer sistem bileşenleri arasında en önemli yıkımın olduğu bileşenin buhar üreteçleri yani ön ısıtıcılar ve buharlaştırıcılar olduğu tespit edilmiştir. Yine geleneksel ekserji analizi açısından yoğuşturucu % 15,93 ekserji yıkımı oranı ile üçüncü önem sırasındaki bileşen olarak öne çıkmaktadır. İleri ekserji analizine göre toplam sistemin ekserji yıkımının % 72'si içsel ekserji yıkımı grubundadır. Sistemdeki tüm bileşenlerin içsel ekserji yıkım oranları dışsal ekserji yıkımından fazladır. Buhar üreteçleri ve yoğuşturucu haricindeki geri kalan sistem bileşenlerinin önlenebilir içsel ekserji yıkım oranları önlenemez içsel yıkım oranlarından daha fazladır. Bu durumda yapısal değişiklikler vasıtası ile bileşenlerin performansının arttırılabileceği öngörülmektedir. Örneğin alçak basınç türbininin içsel önlenebilir ekserji yıkım oranı % 19,3 ile teknik modifikasyonlar yapılarak performansı arttırılabilecek ikinci sıradaki bileşen olduğu analiz edilmiştir. Yüksek basınç türbininin ekserji verimini arttırmak diğer bileşenlere göre ilk sırada gelmektedir. Bunun sebebi % 23 toplam dışsal ekserji yıkım oranının % 17'si yüksek basınç türbinine aittir.

Kazemi ve Samadi (2016) temel ORC, rejeneratif ORC ve çift kademe buharlaştırıcılı ORC ve hem rejeneratif hem de çift kademe buharlaştırıcılı yeni ORC çevrimlerinin termodinamik, ekonomik ve termoekonomik analizlerini yapmışlardır. Çalışmada ikincil akışkan olarak izobütan ve R123 seçilmiş ve analiz edilmiştir. Jeotermal enerji kaynağı sıcaklığı 150 °C ve debisi 50 kg/s olarak belirlenmiştir. Yapılan analiz sonuçları göstermektedir ki yeni ORC konfigürasyonu diğer konfigürasyonlara göre enerji ve ekserji verimi açısından tüm değerlendirme parametrelerinde daha iyidir. Sonuçta yapılan analizler göstermektedir ki rejeneratör ve çift kademeli buharlaştırıcının kullanıldığı bu çalışmada inceleme konusu olan yeni ORC konfigürasyonu termal ve ekserji verimi diğer konfigürasyonlardan

yaklaşık olarak % 0,4 ile % 4 arasında daha iyi durumdadır. Özel yatırım maliyetleri açısından daha pahalı gözükmesine rağmen yatırım geri ödeme kriterlerine göre hesaplanması ve tekrar değerlendirilmesi gerekmektedir. Yıl ve ülkeye özel olacak şekilde farklılık gösterecek olan bu hesaplamada bu çalışma içerisinde İran, Fransa ve ABD dahil edilmiş ve 2015 yılındaki kW başına elektrik fiyatı göz önüne alınarak değerlendirmeler yapılmıştır.

Kai ve diğ. (2015) ORC sistem parametrelerinin optimize edilmesi ve bu parametrelerin sistem üzerindeki etkileri üzerine çalışmalar yapmışlardır. Model olarak temel ORC konfigürasyonu ele alınmıştır. Parametreleri incelemek için genetik algoritma temelli jeotermal akışkanın (brine) birim kütlesinde üretilen net güç çıkışı amaç fonksiyonu olarak kullanılmıştır. Optimum sistem performansı için buharlaştırıcı basıncı, kızgın buhar sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklık farkı karar değişkeni olarak belirlenmiştir. İncelenen modelde, ısı değiştiricileri içerisindeki basınç düşümü ve ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Sistemde birden fazla çevrim akışkanı denenerek veriler elde edilmiştir. Bu akışkanlar bütan, R227ea, R236ea, R236fa, R245fa, R245ca ikincil akışkanlarıdır. Maksimum güç çıktısı R227ea ikincil akışkanı kullanıldığında 596 kW olmaktadır. Buna karşılık en düşük termal verim %5,45 ile yine R227ea akışkanındadır. Bu durum birim kütle başına net enerji üretiminin 11,91 kJ/kg değerinde olup diğer akışkanlardan fazla olmasından kaynaklanmaktadır. R245fa ve R245ca iş akışkanları birbirlerine yakın değerler sergilemişlerdir. Bütan diğer akışkanlar baz alındığında düşük birim kütle başına net güç çıkışı sergilerken yüksek termal verim sergilemektedir. Sonuç olarak R227ea akışkanı kullanıldığında 596 kW güç çıktısı ve 11,91 kJ/kg birim kütle başına net güç çıktısı ile modeldeki maksimum değerleri sunmuştur. 245ca akışkanı ise % 5,75 termal verim ile maksimum termal verim değerine ulaşmıştır. Tüm akışkanlar için termal verim, buharlaştırıcı basıncı ile kademeli olarak artmaktadır. Hesaplama esnasında termal verimler % 6 seviyesine ulaştığında, maksimum net güç çıkışı R236ea akışkanı kullanıldığında elde edilmektedir.

Jeotermal santrallerde yapılan termodinamik analizin amacı maksimum güç çıktısı ve termal verimi elde etmektir. Fizibilite çalışmaları için enerjistik performans ve sistem maliyet analizi önemli parametrelerdir. Budisulistyo ve Krumdieck (2015) Yeni Zelanda'da bulunan tipik bir jeotermal kaynak baz alınarak ikili tip ORC

konfigürasyonları ile iş akışkanları analiz etmişlerdir. Sistem tasarımı için ana kriter iş akışkanı seçimi ve sistem bileşenlerinin seçim parametrelerine bağlı olarak termodinamik ve ekonomik analiz yapmayı hedeflemişlerdir. İş akışkanı olarak n-pentan, R245fa ve R134a kullanılmıştır. Ayrıca farklı ORC konfigürasyonları analiz edilerek optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bu konfigürasyonlar, tek kademeli standart ORC, tek kademeli reküperatif ORC, çift kademeli standart ORC, çift kademeli reküperatif ORC ve çift kademeli rejeneratif ORC'dir. Öncelikle her çevrim için termodinamik analiz ve net elektriksel güç çıkışı hesaplanmıştır. Net elektriksel güç çıkışı ve net elektriksel güç çıkışı ile toplam yatırım maliyeti oranı belirtilen tasarımlar arasında en ekonomik tasarımı bulmak için gösterge olarak kullanılmıştır. Proses tasarımı Aspen Plus programı vasıtasıyla Peng-Robinson durum fonksiyonu kullanılarak modellenmiştir. Yapılan kabuller ve edinilen bilgiler ışığında termodinamik ve ekonomik analizler yapılmıştır. Sonuç olarak teknik ve ekonomik açıdan en olumlu tasarım n-pentan iş akışkanını kullanan çift kademeli standart ORC konfigürasyonu 517 kW net elektriksel güç çıkışı, 20 yıllık süreçteki net yatırım değeri 1.082.581 \$ ve 12,93 yıllık geri dönüş süresiyle öne çıkmaktadır. Analiz sonuçları göstermektedir ki çift kademeli ORC, tek kademeli ORC konfigürasyonuna göre daha iyi termal ve ekserji verimi sunmaktadır. Ancak yatırım maliyeti ve kararlılık yani ekonomik analizine göre çift kademeli ORC konfigürasyonunda ısı değiştiricilerin gerekli yüzey alanının büyük çıkması ve daha kompleks işletme ve bakım şartlarına sahip olması dezavantajlı yönünü ortaya koymaktadır. Görülmektedir ki iş akışkanı tipi ve çevrim konfigürasyonu, yatırım maliyetini etkileyen ana faktörlerdir. Ve bu parametrelerin yatırımcılara sunumu doğru analizler ile yapılmalıdır.

Düşük ve orta sıcaklıktaki jeotermal ısı kaynağının genel kullanımı yüzey ısıtma ve sıcak su ihtiyacının giderilmesi üzerinedir. Geleneksel su ısıtıcılar yerine doğal kaynak kullanımı karbondioksit emisyonunu azaltmada önemli bir rol oynamaktadır. Ancak fazlaca ilgi çeken bir diğer konu aynı jeotermal kaynaklarda elektrik enerjisi üretilmesidir. Bu noktada kilit öneme sahip kriterler, uygulanabilecek termodinamik çevrim kombinasyonunun ve iş akışkanının seçilmesidir. Kalina, Goswami ve ORC gibi birkaç çevrim modeli düşük ve orta sıcaklıktaki jeotermal kaynaklar için geliştirilmiştir. Yüksek yoğunluklu ve düşük kaynama sıcaklığına sahip iş akışkanları ile yaygın olarak çalışılmıştır. Ancak daha

da önemli olan bir konu jeotermal kaynaklardan enerji üretiminde işletme şartlarının değerlendirilmesidir. Makhanlall ve diğ. (2015) orta sıcaklıkta jeotermal kaynağın optimum işletme koşullarında geleneksel enerji çevriminin termodinamik performansı incelenmiştir. CyclePad programı yardımı ile ekserji-topolojik analiz şeması yardımı ile çevrim değerlendirilmiştir. Bu yaklaşım sayesinde hesaplamalı analiz çapaları minimuma indirgenmiştir. Bu çalışma için 105 °C ve 300 kPa basınçtaki jeotermal kaynak ısı kaynağı olarak seçilmiştir. Çevrim modeli ise ORC temelli rejenaratif çevrim seçilmiştir. Öncelikle duyarlılık analizi yapılarak santralin toplam net güç çıkışını etkileyen besleme suyu ısıtıcısı buhar çıkış basıncı başka bir ifade ile rejenaratör basıncını optimum değeri belirlenmiştir. CyclePad yardımı ile sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerlerine bağlı olarak optimum rejenaratör basıncı 125 kPa olarak belirlenmiştir. Yoğusturucuda ise % 50'ye yakın ekserji girişi gözlenmektedir. Bu bileşen türbin çıkış basıncına olan etkisi sebebi ile toplam santral verimini önemli ölçüde etkilediği sonucu çıkarılabilir. Santralde iyileştirme yapılabilecek bileşen olarak yoğusturucu seçilmiş ve yoğusturucu basıncı 50 kPa'dan 25 kPa'a indirildiğinde enerji ve ekserji verimi sırasıyla % 5 ve % 25 oranında arttığı tespit edilmiştir. Sonuç olarak bu çalışma göstermiştir ki optimum performans için türbin çıkış basıncı, dolayısıyla yoğusturucu basıncı düşürülmelidir. Buna bağlı olarak atık su azaltılmalı ve çevrimde kullanılmalıdır. Bu durum sistemin toplam performansını arttırmaktadır.

Literatürde sıkça karşılaşılan araştırma konularından bir tanesi temel ORC çevrimine farklı bileşenlerin eklenerek analiz edilmesidir. Kheiri ve diğ. (2017) üç farklı bileşen ilave ederek sonuçları karşılaştırmalı olarak değerlendirmişlerdir. Bu bileşenler ejektör, rejeneratör ve besleme suyu ısıtıcısıdır. Kısaca ejektör kullanılarak türbin basıncı istenilen seviyede tutularak kontrol edilebilir hale gelmiştir. Rejenaratör ve besleme suyu ısıtıcısı ile de enerji dönüşümünde kaybolacak veya atılacak olan enerji geri dönüştürülmüştür. Bu bileşenlerin temel ORC sistemine eklenmesi ile ejektörlü ORC (EORC), ejektör ve rejeneratörlü ORC (ERORC), ejektör ve besleme suyu ısıtıcılı ORC (EFFHORC) ve ejektör, rejeneratör ve besleme suyu ısıtıcılı ORC (ERFFHORC) olmak üzere dört farklı kombinasyon oluşturulmuştur. Ayrıca R600, R236fa, R245fa ve Cis-2 bütün iş akışkanları analizlerde kullanılmak üzere seçilmiştir. Matematiksel model yardımı ile çevrim simülasyonu EES programı vasıtasıyla oluşturularak analiz edilmiştir. Analiz

sonuçlarına göre temel ORC için en iyi iş akışkanı 7,593 kW net güç çıktısı ile Cis-2-büten olarak belirlenmiştir. EORC için ise 11,23 kW net güç çıktısı ile yine Cis-2-büten olmaktadır. ERORC için ise 11,234 kW net güç çıktısı ile tekrar Cis-2-büten olmaktadır. EFFHORC için en iyi iş akışkanı 10,392 kW ile yine Cis-2-büten karşımıza çıkmaktadır. Son olarak ERFFHORC için ise 10,394 kW ile yine Cis-2-büten en iyi iş akışkanı olmaktadır. Sonuç olarak geliştirilen tüm çevrimler ve seçilen iş akışkanlarına göre yapılan analizlerde Cis-2-büten ve R245fa sırasıyla en yüksek termal verim ve net güç çıktısına sahip olduğu görülmektedir. R245fa iş akışkanı ERFFORC ve temel ORC çevrimlerinde sırasıyla en yüksek ve en düşük termal verimi ortaya koymuştur. Temel ORC çevriminde buharlaştırıcının basıncı arttırıldığında güç ve termal verim artmaktadır. Ancak yoğunlaştırıcı sıcaklığının artmasına bağlı olarak net güç çıktısı ve termal verimin düştüğü gözlenmektedir. Görüldüğü gibi optimizasyon çalışmalarında sadece güç çıktısı ve termal verime bağlı analiz yapılması değerlendirmenin sağlıklı yapılamayacağını ortaya koymaktadır. Ekserji ve ekonomik analizlerinde dahil edildiği çok boyutlu analizin yapılması gerekmektedir.

Shengjun ve diğ. (2011) çevrim modeli farklı akışkanlar kullanarak beş adet göstergeye dayalı optimizasyon çalışması yapmışlardır. Bu göstergeler; termal verim, ekserji verimi, iyileştirme verimi, birim güç çıktısı başına ısı değiştirici alanı (APR) ve düzeltilmiş enerji maliyeti (LEC)'dir. Çevrim modeli Matlab kullanılarak oluşturulan matematiksel simülasyon ile analiz edilmiştir. Enerji verimliliği bazlı optimum işletme parametreleri analiz edildiğinde en iyi sonuç türbin çıkışı ile girişi arasındaki özgül hacim oranı olarak tanımlanan buhar genişleme oranı (VER) 6,14 ile R245ca iş akışkanındadır. Bir diğer gösterge olan ekserji verimliliği açısından bileşenin tersinmezliğinin net güç çıktısına oranı olarak tanımlanan ekserji yıkım faktörü belirlenmiştir. Bu değer 1,60 ile R170 iş akışkanındadır. Bu analize göre en yüksek iyileştirme verimi % 19,2 ile R218 akışkanında transkritik çevrimde ortaya çıkmaktadır. APR göstergesi değerlendirildiğinde buharlaştırıcı alanı ve net güç çıktısı açısından R143a % 23 oranında R152a'dan büyük ve % 14,8 oranında R123'ten küçük sonuçlar vermiştir. Ve son olarak düşük LEC göstergesine göre de R152a, R600, R600a, R134a, R125 ve R41 akışkanları uygulanabilir akışkanlar olarak öne çıkmaktadır. Sonuç olarak optimum iş akışkanı hangi performans göstergesi temel alınacak ise ona bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Bu sebeple

görülmektedir ki termal ve ekserji verimi tek başına optimizasyon göstergesi olmamaktadır. Bunun yanı sıra maliyet, çevresel ve iyileştirme analizleri de temel tasarım analizleri arasında yer almalıdır.

Guzovic ve diğ. (2014) Hırvatistan'da bulunan jeotermal kaynaklardan elektrik üretiminde vaka analizi yapmak için Velika Ciglena santralini incelenmişlerdir. Çift basınç ve tek basınç kademeli ORC bu çalışmanın ana konusudur. Ayrıca temel ORC ve Kalina çevrimleri literatürdeki örneklerden faydalanarak karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Analiz sonuçlarından anlaşıldığı üzere temel ORC çevrimi Kalina çevrimine göre daha yüksek sonuçlar sergilemiştir. Bu çalışmanın ana temasını teşkil eden vaka analizi olarak incelenen Velika Ciglena santrali izopentan iş akışkanı ile çift basınç kademeli çevrim modellenerek analiz edilmiştir. Burada termal verim çift basınç kademeli ORC çevriminde tek kademeli ORC çevrimine göre daha düşük çıkmasına rağmen ekserji verimi ve net güç çıktısı daha fazla çıkmıştır. Çift kademeli ORC çevriminde ekipmanın artması dolayısı ile ısı değiştirici yüzey alanı artmış ve jeotermal kaynağın kullanılabilirliği önemli ölçüde iyileşmiştir. Aynı zamanda daha fazla kütleli debiye ihtiyaç duyması dolayısı ile daha fazla iş akışkanının satın alınmasını gerektirecektir. Velika Ciglena örneğinde olduğu gibi çift basınç kademeli ORC çevrimi uygulandığında santral güç çıktısı ve ekserji veriminde ciddi bir iyileşme sağlanmıştır. Bu iyileşme tek kademeli ORC çevrimine göre sayısal olarak net güç çıktısında 1101 kW ve ekserji veriminde % 33,8 olarak bulunmuştur. Bununla birlikte, çift basınç kademeli jeotermal santralin ciddi bir maliyet analizi yapılarak geri dönüş süresinin de dikkate alınması gerekmektedir.

Bir başka çalışmada termodinamik ve ekonomik açıdan üç farklı çevrim kombinasyonu incelenmiştir (Zare 2015). Karşılaştırmalı bu kombinasyonlar temel ORC (s-ORC), rejeneratif ORC (R-ORC) ve ön ısıtıcılı ORC (IHE-ORC)'dir. Toplam enerji üretim maliyetinin minimize edilmesi esas alınarak termodinamik ve ekserjoeekonomik analiz yapılmıştır. Aynı zamanda yatırımın karlılığının belirlenebilmesi için toplam yatırım maliyeti ve yatırım geri dönüş süresi hesaplanmıştır. Temel ORC bileşenleri türbin, pompa, yoğusturucu, buharlaştırıcı ve kızdırıcı olarak belirlenmiştir. Tüm konfigürasyonlarda ısı kaynağının sıcaklığı temel alınarak iş akışkanları izobütan, n-pentan, R245fa ve R152a olarak seçilmiştir.

Ayrıca her konfigürasyon için jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 160, 165 ve 170 °C alınarak üç farklı analiz yapılmıştır. Yapılan analizlerdeki varyasyonlar kısaca özetlenirse farklı jeotermal akışkan santral giriş ve çıkış sıcaklıklarında sistem performansları incelenmiştir. Sonuç olarak toplam enerji üretim maliyeti minimize edilerek ekserjoekonomik analiz, optimizasyon ve performans karşılaştırmaları yapıldığında S-ORC sisteminin, en yüksek net güç çıkışını ve en düşük enerji üretim maliyetini verdiği rapor edilmiştir. N-pentan iş akışkanını kullanan IHE-ORC ise maksimum termal ve ekserji verimi ile öne çıkmıştır. Yapılan kabullere ve jeotermal kaynağın kullanımına göre S-ORC konfigürasyonu en uygun model ve n-pentan en iyi ikincil akışkan olarak değerlendirilmiştir.

Buhar baskın yani yüksek entalpili jeotermal sahalarda enerji üretimini daha verimli ve enerji üretimini arttıracak yöntemlerin geliştirilmesi üzerine ORC çevrimleri ile çalışmalar yapılmaktadır. Flaş buhar temelli santralleri ORC çevrimleri eklenerek farklı kombinasyonlar oluşturulmakta ve performans incelemeleri literatürde sıkça yer almaktadır. Langella ve diğ. (2017) İzlanda'nın kuzey doğusunda yer alan Krafla güç santralinin mevcut kuyularını kaynak alarak, santralde ne gibi iyileştirmeler yapılacağını araştırmışlardır. Santralde 15 adet jeotermal üretim kuyusu bulunup, santralin kurulu kapasitesi 2x35 MW ve nominal üretim kapasitesi ortalama 2x30 MW olan çift flaşlı jeotermal santraldir. İlk önerilen iyileştirme üç flaşlı jeotermal santral alternatifidir. Yapılan termodinamik analiz sonucunda bu alternatif ile 26.257 kW ek güç elde edilebildiği hesaplanmıştır. İkinci alternatif ise mevcut çift flaşlı santrale eklenen ORC sistemi ile literatürde atık ısının geri kazanıldığı çevrim olarak bilinen tasarımdır. İkincil iş akışkanı olarak izopentan kullanılmıştır. Analiz sonucunda 3.112 kW gibi bir güç artışı elde edilmiştir. Son olarak üç flaşlı alternatife ek olarak ORC çevriminin eklenmesidir. İkincil akışkan olarak R-134a tercih edilmiştir. Analiz sonucunda 4.560 kW'lık bir güç artışı elde edilmektedir. Yapılan analizler karşılaştırıldığında üç flaşlı ve ORC eklenmiş olan konfigürasyon hali hazırda işletmede olan çift flaşlı konfigürasyona göre yaklaşık % 40 daha fazla enerji üretimi yapabileceğini ortaya koymuştur.

Darvish ve diğ. (2015) rejeneratif ORC çevrimi modelleyerek termodinamik performans parametrelerine bağlı olarak iş akışkanı seçimine odaklanmıştır. Bu parametreler, santral net çıkış gücü ve termal verim olarak belirlenmiştir. Ayrıca

ekserjoekonomik açıdan elektrik üretim maliyeti de analiz edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre belirlenen konfigürasyon ve kabuller ışığında en iyi ikincil akışkan seçimi üzerine inceleme yapılmıştır. Analizde kullanılmak üzere R134a, R227ea, R245fa, R123, R600, tolüen, izobütan, izopentan ve n-pentan iş akışkanları seçilmiştir. Bu çalışmada 120°C jeotermal akışkan sıcaklığına bağlı olarak analizler yapılmıştır. Optimizasyon için iki adet bağımsız parametre belirlenmiştir. Bu parametreler basınç oranı ve kızgınlık derecesi ile ekserji verimi optimize edilerek termodinamik parametreler incelenmiştir. İş akışkanının termodinamik özelliklerine bağlı olarak kızgınlık derecesinin artmasının sistemin izantropik verimini artırdığı ve buna bağlı olarak net güç çıktısının artmasına dolayısı ile ekserji veriminin de artmasına sebep olduğu rapor edilmiştir. Bu koşullar altında değerlendirilirse en iyi iş akışkanı R600 ve R134a olduğu, ekserjoekonomik açıdan incelendiğinde ise R134a, izobütan ve R600'nın en düşük birim enerji üretim maliyetini sağladığı belirlenmiştir. Net güç çıktısı açısından bakıldığında ise R134a, izobütan ve R600 iş akışkanları için sırasıyla; 396,7 W, 301,7 W ve 226 W güç çıkışları tespit edilmiştir. Tüm parametreler göz önüne alındığında optimum iş akışkanı R134a ve izobütan en iyi ikincil iş akışkanı olarak değerlendirilmiştir.

Manente ve diğ. (2017) kritik-altı ORC çevrimini 100 °C ile 200 °C aralığındaki bir jeotermal kaynaktan ısı alacak şekilde modellemiştir. Tek ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonlarının uygun iş akışkanları ile performansı değerlendirilmiştir. Sistemde hava soğutmalı yoğuşturucu kullanmıştır. Çalışmada kullanılan iş akışkanları R1234yf, R 134a, R1234ze(E), iC4, R1234ze(Z), R245fa, iC5 ve cC5'tir. Analizlerde, jeotermal kaynağın sıcaklığını 100 °C'den başlayacak şekilde 25 °C artırım yapılarak incelemeler yapılmıştır. Ayrıca silika çökmesinin önlenmesi amacıyla kısıtlayıcı bir durum olarak jeotermal akışkanın santral çıkış sıcaklığı 70 °C alınmıştır. Modelleme için kullanılan algoritma EES programı ile çözümlenmiştir. Optimizasyonda termodinamik performans, ısı geri kazanım verimi, termal verim ve sistem verimi parametreler olarak belirlenmiş ve analiz edilmiştir. Analiz bulgularına göre 100 °C'deki jeotermal ısı kaynağından enerji alan tek basınç kademeli ve R1234yf iş akışkanı kullanan kısıtlamanın olmadığı çevrimde en yüksek net güç çıktısı ve ısı geri kazanım verimi elde edilmiştir. Sonuç olarak, düşük sıcaklıktaki (100-125°C) jeotermal ısı kaynakları kullanıldığında, çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunun tek basınç kademeli ORC'ye göre % 29 daha

fazla net güç üretimi sağladığı belirlenmiştir. Daha yüksek sıcaklıktaki (150-200°C) jeotermal ısı kaynakları kullanıldığında ise tek kademeli ORC konfigürasyonunun, bu kaynakların verimli ve optimum kullanımında yeterli olabileceği rapor edilmiştir. Çift kademeli ORC konfigürasyonunun her zaman en iyi sonucu vermediği, jeotermal ısı kaynağının sıcaklığı buna bağlı olarak iş akışkanının seçimi vb. etkenlere ilave olarak maliyet hesaplamaları da analiz edilerek optimum santral tasarımının yapılabileceği değerlendirilmiştir.

Düşük ve orta entalpili jeotermal sahalarda enerji üretimi doğrultusunda yapılan analizlerde dikkat edilmesi gereken bir diğer önemli husus işletme şartlarının önemidir. Özellikle jeotermal akışkanın santral çıkış sıcaklığının tespit edilmesi ve dış ortam sıcaklığının yıllık ortalama bazında kabulü tasarım açısından büyük önem arz etmektedir. Astolfi ve diğ. (2014) işletme şartlarının, ORC çevrimi kullanan bir model ile termodinamik analiz ve optimizasyon ile belirlenmesi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Matematiksel model Matlab programı vasıtasıyla çözümlenmiştir. Akışkanların termodinamik özellikleri REFPROP programı kullanılarak tespit edilmiştir. Jeotermal akışkanın santral giriş sıcaklığı 120-180 °C aralığında olmak şartı ile farklı sıcaklıklar kabul edilmiştir. Analizde 54 farklı iş akışkanı ile farklı kombinasyonlarda çevrim modelleri oluşturulmuştur. ORC konfigürasyon çeşitleri ise kritik-altı kızgın rejeneratif ve rejeneratif olmayan, kritik-altı doymuş rejeneratif ve rejeneratif olmayan ile kritik-üstü rejeneratif ve rejeneratif olmayan ORC çevrimleri olmak üzere 6 adettir. Termodinamik açıdan en iyi iş akışkanları olarak RC318, R227ea ve C₄F₁₀ rapor edilmiştir. Dış hava sıcaklığındaki değişim reenjeksiyon sıcaklığındaki değişime göre az olsa da santral verimini etkilediği tespit edilmiştir. Analiz ve karşılaştırma sonuçlarına göre kritik-altı çevrimlerin eğer kritik-üstü çevrimler uygulanabilir değilse tercih edilebileceği değerlendirilmiştir. Eğer reenjeksiyon sıcaklığı sınırlandırılmaz ise rejeneratif olmayan konfigürasyonun daha verimli olduğu rapor edilmiştir.

Imran ve diğ. (2016) düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynaklardan enerji üretiminde temel ORC (BORC), reküperatif ORC (RCORC) ve renejeneratif ORC (RGORC) çevrimlerinin karşılaştırmalı analizlerini yapmışlardır. Optimum işletme şartları, buharlaşma sıcaklığı, ısı değiştiricilerde sıcaklık farkı ve kızgınlık sıcaklık farkına bağlı sınır koşulları altında minimum spesifik yatırım maliyeti ve ekserji

verimine göre belirlenmiştir. Matematiksel model Matlab yardımı ile çözümlenmiştir. Yapılan analizler sonucunda, bütün konfigürasyonlarda en iyi sonuçların R245fa ve en kötü sonuçların R601 iş akışkanı ile elde edildiği rapor edilmiştir. Analizlerde verim artışlarına rağmen net güç çıktısının düşmesi ilginç bir sonuçtur. Bu durum, türbin giriş basıncının artması sebebi ile buna bağlı iş akışkanının kütleli debisinin düşmesi ile açıklanmıştır. Aynı şartlarda analiz parametresi olarak maksimum net güç çıktısı ve minimum spesifik yatırım maliyeti dikkate alındığında yine en iyi sonucun R245fa akışkanı ile elde edildiği bildirilmiştir. Yoğuşturucu basıncının artması sonucu olarak iş akışkanının kütleli debisinde azalma, dolayısıyla genleştiricideki entalpi farkının azalması sonucu net güç çıktısı düşmektedir. Kızgınlık fark sıcaklığının artması ise yine genleştiricide entalpi farkını arttırırken iş akışkanının kütleli debisinde azalmaya sebep olmakta ve sonuç olarak net güç çıktısı önce artıp daha sonra azalmaktadır. Isı değiştiricideki sıcaklık farkındaki artış, iş akışkanının kütleli debisini arttırmakta buna bağlı olarak buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı artmakta ve sonuçta net güç çıktısı ile ekserji verimi azalmaktadır. R245fa iş akışkanı için optimum veriler 115°C buharlaşma sıcaklığı, % 54,58 ekserji verimi, 2.485 \$/kW spesifik yatırım maliyeti ve 7,5 °C ısı değiştiricideki sıcaklık farkı olarak bulunmuştur. Sonuç olarak, R245fa iş akışkanını kullanan BORG konfigürasyonu, bu şartlarda optimum çalışacak santral konfigürasyonu olarak önerilmiştir.

Li ve diğ. (2018) tek ve çift basınç kademeli buharlaştırıcıya sahip iki farklı ORC çevrimi incelemiştir. İncelenen çevrimler farklı iş akışkanları ile buharlaşma basıncı ve dolayısı ile buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak optimize edilmiştir. Isı kaynağı olarak 100 – 200 °C sıcaklıktaki su kabul edilmiştir. Analizler, 9 farklı iş akışkanı kullanılarak yapılmıştır. Sonuçta ortaya çıkan denklem sayesinde iş akışkanının kritik sıcaklığına ve ısı transferindeki sıcaklık farkına bağlı olarak ısı kaynağının sıcaklığı tahmin edilmeye çalışılmıştır. Bu sayede ısı değiştiricideki sıcaklık farkının yeri ve aynı zamanda tek ve çift kademeli ORC konfigürasyonlarının kaynak sıcaklığına bağlı olarak elde edilen net güçlerinin karşılaştırması yapılmış ve buna göre hangi sıcaklıkta hangi akışkan ile hangi konfigürasyon kombine edilmelidir sorusunun yanıtı aranmıştır. Her iki konfigürasyonda da görülmüştür ki kaynak sıcaklığı 171 °C sıcaklığın üzerine çıktığında net güç üretimindeki artış birbirine yakın ve doğrusal bir yol izlemektedir.

Bu sebeple ısı kaynağının sıcaklığının artmasına bağı olarak tek basınç kademeli ORC çevriminin daha uygun olacağı düşünölebilir. Yapılan analizler ile bulguların sonucunda oluşturulan kaynak sıcaklığını tahmin etmeye yarayan denklemin % 5 hata payı ile sonuçlar verebileceğı rapor edilmiştir.

3. İKİLİ TİP SANTRAL TASARIMI VE TEMEL DENGE DENKLEMLERİ

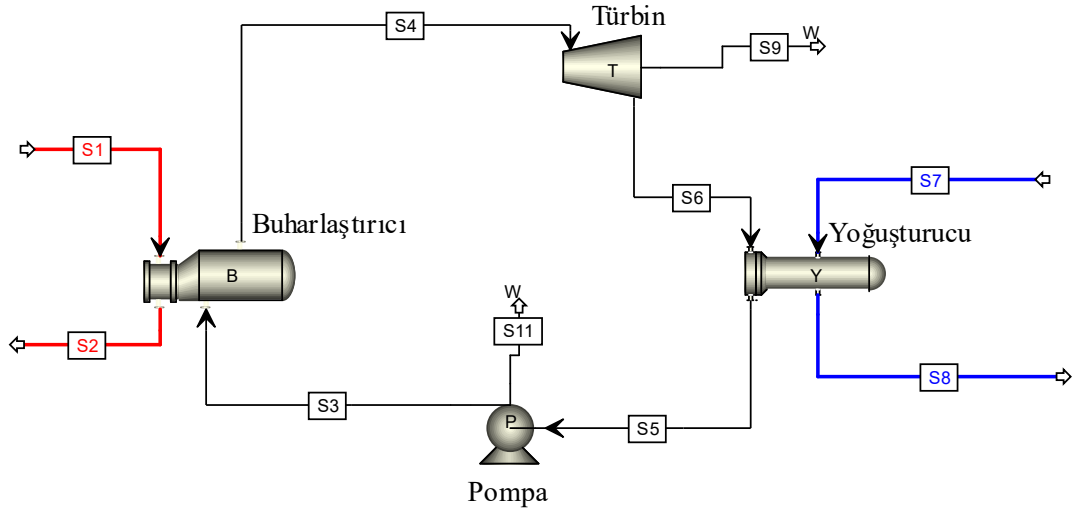
Jeotermal enerji santrallerinde optimum işletme şartlarının bulunabilmesi öncelikle tasarım parametrelerinin optimize edilmesine bağlıdır. Tasarım parametrelerinin doğru olarak belirlenebilmesi ise jeotermal sahada yapılan detaylı kuyu testlerinin analiz edilmesine ve buradan elde edilen verilerin farklı konfigürasyonlar ile birlikte değerlendirilmesi ile mümkündür. Yapılan saha araştırmalarından elde edilen bilgilere göre, Türkiye’deki jeotermal santrallerde farklı konfigürasyonlarda santrallerin uygulamaya alındığı tespit edilmiştir.

Literatürde ve uygulamada farklı jeotermal kaynak sıcaklıkları için farklı konfigürasyona sahip santral modelleri görülmektedir. Bunlar arasında en yaygın olanları tek basınç ve çift basınç seviyesine sahip ikili tip Organik Rankine çevrim ile çalışan santrallerdir. Konfigürasyon seçimindeki kritik faktörlerin başında jeotermal akışkan sıcaklığı ve reenjeksiyon sıcaklığının belirlenmesi gelmektedir. Bunun yanı sıra santral seçiminde yoğunlaşma sıcaklığı da çevre şartlarına göre belirlenmesi gereken bir diğer önemli parametredir. Santralin su soğutmalı veya hava soğutmalı olması iş akışkanının yoğunlaşma basıncını doğrudan etkileyen faktörlerden birisidir.

Bu bölümde, tezin de konusu olan ikili tip santrallerin konfigürasyonları incelenecektir. İkili tip santraller ısı kaynağından çekilen ısıyı farklı iş akışkanına aktararak güç üreten santrallerdir. Basit bir sınıflandırma ile bu santraller, tek ve çift basınç kademeli olmak üzere iki farklı tipte incelenebilmektedir.

Şekil 3.1’de tek basınç seviyesine sahip ikili çevrime ait örnek akış diyagramı gösterilmiştir. Tek basınç seviyesine sahip santral tipinde jeotermal akışkan buharlaştırıcıya girerek enerjisini ikincil akışkana aktarır. Daha sonra uygun koşullar altında reenjeksiyon kuyusuna geri basılarak jeotermal akışkanın döngüsü tamamlanır. İş akışkanı ise pompada basınçlandırılarak buharlaştırıcıya gönderilir ve burada buharlaştırılır. Türbinin tasarım koşullarına göre doymuş veya kızgın buhar halindeki ikincil akışkan türbine girerek genleşmesi sağlanır. Genleşme esnasında üretilen mekanik iş bir mil vasıtası ile jeneratöre aktarılarak elektriksel güç üretilmiş

olur. Türbinden kızgın buhar halinde çıkan akışkan son olarak su veya hava soğutmalı yoğusturucu vasıtası ile yoğusturularak pompa emişine gelir ve iş akışkanını çevrimi tamamlanmış olur.

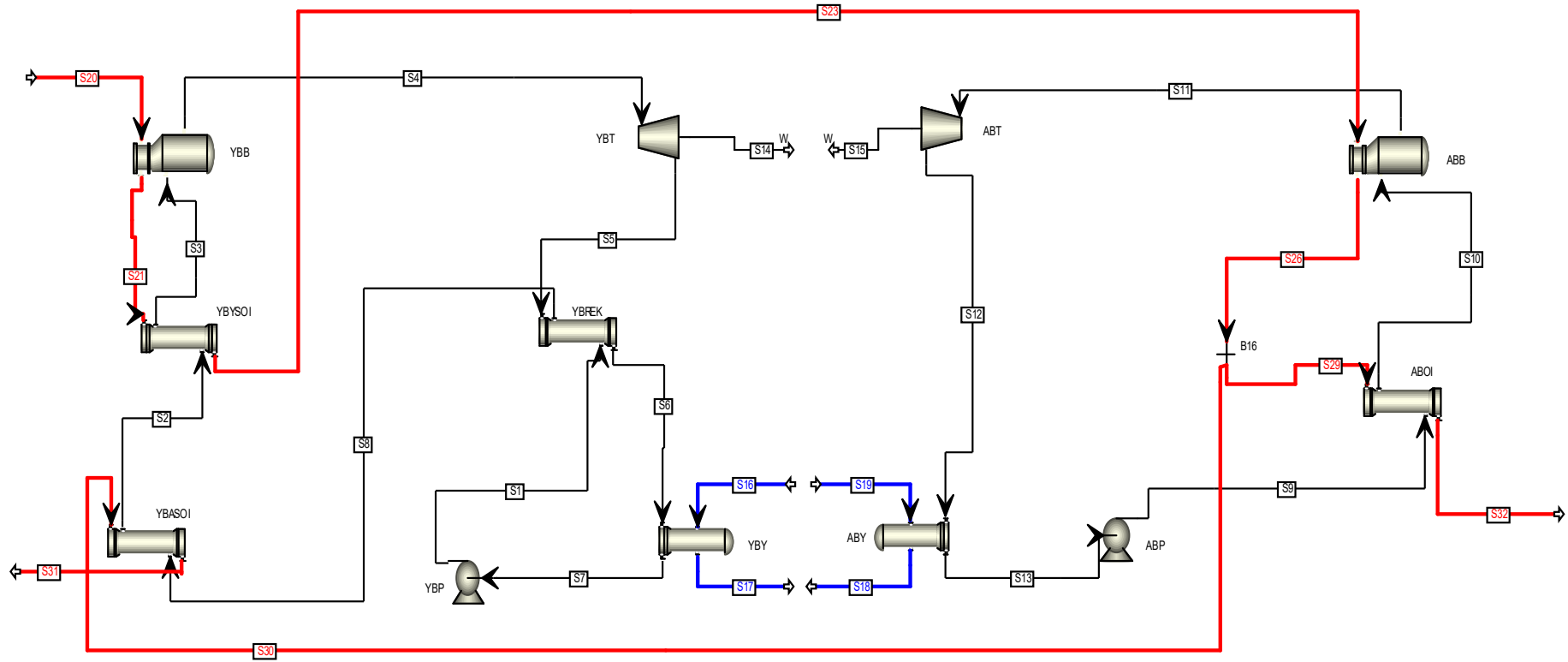


Şekil 3.1: Tek basınç seviyeli ORC akış diyagramı

Tek basınç seviyeli santrallerde jeotermal akışkan giriş sıcaklığı yüksek olabilir ve buna bağlı olarak akışkanın birim kütle enerji ve ekserjisi yüksektir. Bununla birlikte, jeotermal akışkanın reenjeksiyon sıcaklığı da önemlidir. Çünkü bu sıcaklık düşürüldükçe jeotermal akışkanın kimyasal bileşimi sebebiyle bazı kimyasallar çökebilir. Bu çökelmenin önlenmesi için özel kimyasal maddeler kullanılarak reenjeksiyon sıcaklığı düşürülebilir. Yüksek sıcaklıkta reenjeksiyon yapılması, enerji ve ekserjinin büyük çoğunluğunun reenjeksiyon ile kaybedilmesine sebep olmaktadır. Ayrıca bu tip santrallerde jeotermal akışkanın giriş sıcaklığının nispeten yüksek olması (160-170 °C) buhar üretimine uygun olması anlamına gelebilir. Bu neden ile buhar ayrı bir yoğusturucu görevi gören ısı değiştirici veya doğrudan özel tasarım buharlaştırıcıya gönderilerek yüksek miktarda enerjinin sisteme girmesine olanak verilebilir. Buharın enerjisinden faydalanmak için buharın sıcaklığı, debi ve kimyasal bileşenleri iyi analiz edilerek karar verilmelidir. Tek basınç seviyeli ORC konfigürasyonları bu şartlar altında değerlendirilebilir. Ayrıca, reenjeksiyon sıcaklığının yanı sıra sistemdeki ısının verimli kullanımına bağlı olarak üretilen net gücün arttırılabileceği bilinmelidir. Bunun için sistemdeki ekserji kayıplarına bakılarak farklı konfigürasyonlar analiz edilebilir.

Çift basınç seviyesine sahip ikili tip santrallerde ise jeotermal akışkan yüksek basınç ve alçak basınç ısı değiştiricilerini dolaşarak sistemi terk eder. İkincil akışkanın yer aldığı her bir basınç kademesi kendi içerisinde kapalı birer çevrimdir. Şekil 3.2’de çift basınç seviyesine sahip ikili çevrime ait örnek akış diyagramı gösterilmiştir. Jeotermal akışkan öncelikle yüksek basınç buharlaştırıcısına sonrasında yüksek basınç yüksek sıcaklık ön ısıtıcısına girerek enerjisini ikincil akışkana aktarır. Oradan alçak basınç buharlaştırıcısına geçerek enerjisini bu çevrimdeki ikincil akışkana aktarır. Son olarak yüksek ve alçak basınç alçak sıcaklık ön ısıtıcılarına gelerek enerjisini ikincil akışkana aktarır ve reenjeksiyon kuyusuna gönderilir. Bu tip santrallerde ikincil akışkan iki ayrı kapalı çevrimde iş üretir. Buradaki temel amaç, nispeten düşük sıcaklıkta reenjeksiyon yapılabilen sahalarda yine nispeten düşük jeotermal akışkan sıcaklıklarına bağlı olarak maksimum enerji kazanımının sağlanmasıdır. İkincil akışkan türbin çıkış sıcaklığına ve debisine bağlı olarak sisteme ısı geri kazanım eşanjörleri yerleştirilebilir. Jeotermal akışkanın sıcaklık ve debisine bağlı olarak hangi ısı değiştiricisinin hangi sırayla geçeceği enerji analizine bağlı olarak belirlenmelidir.

Enerji ve ekserji analizinin yanında ekonomik analiz santral tipinin ve konfigürasyonların seçiminde en önemli faktörlerden bir tanesidir. Tasarım parametrelerinin değerlendirilmesi için kullanılan analiz yöntemleri ve paket programların yardımı ile bu faktörler ortaya çıkarılmaktadır. Konfigürasyonun seçimi, iş akışkanının seçimi dolayısı ile santral tasarımı kapsamlı araştırmayı ve belirli düzeyde tecrübe ve bilgi edinmeyi gerekli kılmaktadır. Bu sebeple teorik analizin yanında sahada elde edilen tecrübeler vasıtası ile optimum santral tasarımı yapmak mümkün olabilir.



Şekil 3.2: Çift basınç seviyeli ORC akış diyagramı

3.1 Enerji ve kütle dengesi analizi

Organik Rankine Çevriminde yer alan türbin, pompa ve ısı değiştirici gibi bileşenler sürekli akışlı açık sistemler olarak kabul edilmektedir. Buna göre enerji ve kütle dengesi denklemleri aşağıda verilmektedir (Çengel ve Boles 2002).

$$Q - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \cdot h_c - \sum \dot{m}_g \cdot h_g \quad (3.1)$$

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (3.2)$$

3.2 Ekserji Analizi

Ekserji bir sistemin son halinin çevresi ile aynı hale gelmesi sonucu kullanılabilir enerjisinin başka bir ifade ile maksimum faydalı enerjisinin bir ölçüsüdür. Ekserji genelde korunmaz ve sistem içerisinde tersinmezlikler sebebi ile yıkıma uğrar. Ekserji yıkımı performans kaybının sebebi olan tersinmezliklerin bir ölçüsüdür. Bu sebeple ekserji analizi, ekserji yıkımlarının büyüklüğü ve yerini belirterek termodinamik verimsizliklerin kaynağını gösterir (Safarian ve Aramoun 2015). Hesaplamalarda kullanılan ölü hal sıcaklık ve basınç değerleri sırası ile 25 °C ve 1 bar olarak alınmaktadır.

Ekserji analizi genel ifadeleri aşağıda verilmektedir (Çengel ve Boles 2002).

$$\Psi_i = [(h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0)] \quad (3.3)$$

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i \cdot \Psi_i \quad (3.4)$$

3.3 Türbin Ekserji Analizi

Türbinin ekserji analizinde yukarıda genel formülü verilen denklem özelleştirilerek türbinde ekserji yıkımı ve ekserji verimi aşağıdaki gibi yazılabilir (Çengel ve Boles 2002).

$$\dot{I}_{\text{türbin}} = (\dot{E}_g - \dot{E}_\text{ç}) - \dot{W}_t \quad (3.5)$$

$$\varepsilon_{\text{türbin}} = \dot{W}_t / (\dot{E}_{\text{türbin,g}} - \dot{E}_{\text{türbin,ç}}) \quad (3.6)$$

3.4 Pompa Ekserji Analizi

Pompanın ekserji analizinde yukarıda genel formülü verilen denklem özelleştirilerek pompadaki ekserji yıkımı ve ekserji verimi aşağıdaki gibi yazılabilir (Çengel ve Boles 2002).

$$\dot{I}_{\text{pompa}} = \dot{W}_{\text{pompa}} - (\dot{E}_{\text{pompa,ç}} - \dot{E}_{\text{pompa,g}}) \quad (3.7)$$

$$\varepsilon_{\text{pompa}} = (\dot{E}_{\text{pompa,ç}} - \dot{E}_{\text{pompa,g}}) / \dot{W}_{\text{pompa}} \quad (3.8)$$

3.5 Buharlaştırıcı ve Ön ısıtıcı Ekserji Analizi

Buharlaştırıcı ve ön ısıtıcı ekserji analizinde yukarıda genel formülü verilen denklem özelleştirilerek buharlaştırıcı ve ön ısıtıcı için ekserji yıkımı ve ekserji verimi aşağıdaki gibi yazılabilir (Çengel ve Boles 2002).

$$\dot{I}_{\text{ısıdeğiştirici}} = (\dot{E}_{\text{sıcak,g}} - E_{\text{sıcak,ç}}) - (E_{\text{soğuk,g}} - E_{\text{soğuk,ç}}) \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_{\text{ısıdeğiştirici}} = (E_{\text{soğuk,g}} - E_{\text{soğuk,ç}}) / (\dot{E}_{\text{sıcak,g}} - E_{\text{sıcak,ç}}) \quad (3.10)$$

3.6 Yoğuşturucu Ekserji Analizi

Yoğuşturucu ekserji analizinde yukarıda genel formülü verilen denklem özelleştirilerek yoğuşturucu için ekserji yıkımı ve ekserji verimi aşağıdaki gibi yazılabilir (Çengel ve Boles 2002).

$$\dot{I}_{\text{yoğuşturucu}} = \sum \dot{E}_{\text{yoğuşturucu,g}} - \sum \dot{E}_{\text{yoğuşturucu,ç}} \quad (3.11)$$

$$\varepsilon_{\text{yoğuşturucu}} = \sum \dot{E}_{\text{yoğuşturucu,ç}} / \sum \dot{E}_{\text{yoğuşturucu,g}} \quad (3.12)$$

3.7 Toplam Çevrim Analizi

Toplam çevrim ekserji analizinde, santralin ekserji yıkımı ve sistemin ekserji verimi Denklem (3.139 ve (3.14) ile gösterilebilir (Çengel ve Boles 2002).

$$\dot{I}_{\text{santral}} = \sum \dot{E}_g - \dot{W}_{\text{net}} \quad (3.13)$$

$$\varepsilon_{\text{sistem}} = \dot{W}_{\text{net}} / \sum \dot{E}_g \quad (3.14)$$

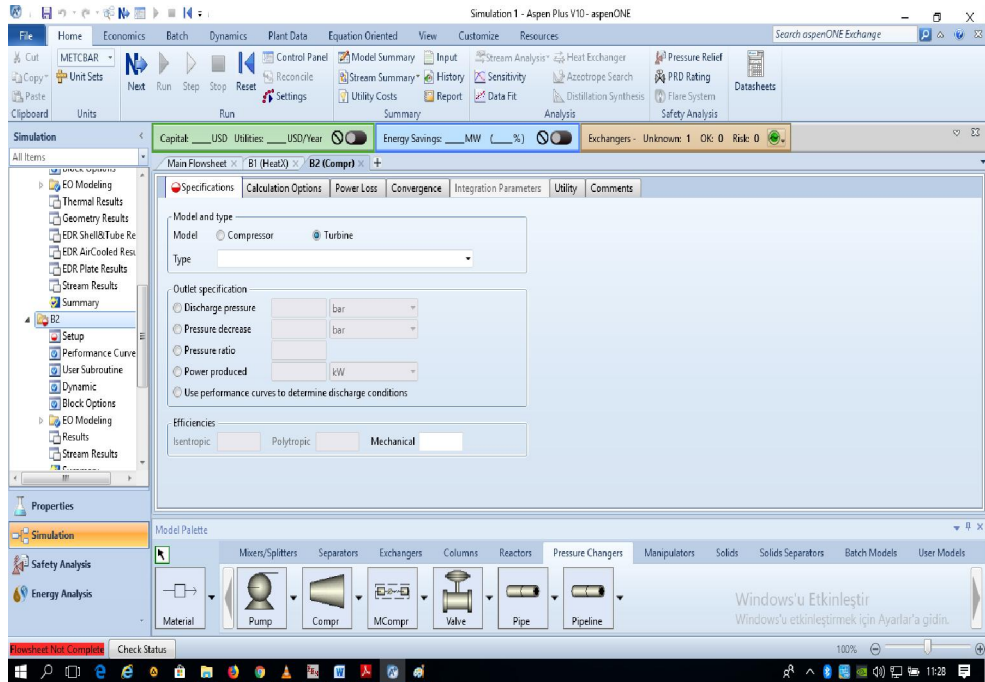
4. ASPEN PLUS PROGRAMI İLE MODELLEME VE ANALİZ YÖNTEMLERİ

Aspen Plus programı, bünyesinde birçok ekipmanı hazır olarak bulunduran ve farklı hesap metotları yardımı ile ısı sistemlerin analizini yapabilen kapsamlı bir paket programdır. Program özellikle kimyasal, petro-kimya benzeri detaylı endüstriyel tasarım ekipmanları açısından geniş bir kütüphaneye sahiptir. Ayrıca ORC’de kullanılan soğutucu akışkanların ve suyun termodinamik özelliklerini hesaplayabilecek bir ara yüze sahiptir. Program seçilen parametreler ve hesaplama yöntemlerine bağlı termodinamik, ısı transferi ve akışkanlar mekaniği ile boyut analizlerini de yapabilmektedir. Sistem optimizasyonu ve eşanjör tasarımı ile ilgili modülleri de bulunmaktadır. Ülkemizde yaygın olarak kullanılsa da dünyada ORC tasarımı yapan firmalar ve petrol endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu program sayesinde mühendislik çözümleri açısından daha anlaşılır ve hızlı sonuçlara ulaşılabileceği ön görülmektedir. Ayrıca farklı metotlar yardımı ile karşılaştırmalı sonuçlar analiz edilebilmektedir. Ara yüzde bulunan ekipmanları sürükleyip bırak yöntemi ile akış diyagramı oluşturmak ve bu akış diyagramı üzerinde analiz yapmak mümkündür. Bu açıdan kullanımı kolay ve esnek bir programdır. Aynı zamanda ekonomik analiz yapabilecek donanıma sahiptir. Programdan alınan ekipman fiyatları ile literatürdeki kabuller ışığında ekonomik analiz yapılabilmektedir. Program modellemesi yapılırken kullanıcı tarafından yapılan seçimler ve değişiklikler tasarımı belirlemektedir. Aşağıda da belirtileceği üzere termodinamik hesaplamalar program tarafından yapılırsa da hangi hesaplama metotları kullanılacağı buna bağlı ekipmanların özellikleri ve boyutları değerlendirmeye alınması gerekmektedir. Her bir ekipman içerisinde hem hesaplama yöntemi hem de tasarım açısından farklı seçenekler bulunmaktadır.

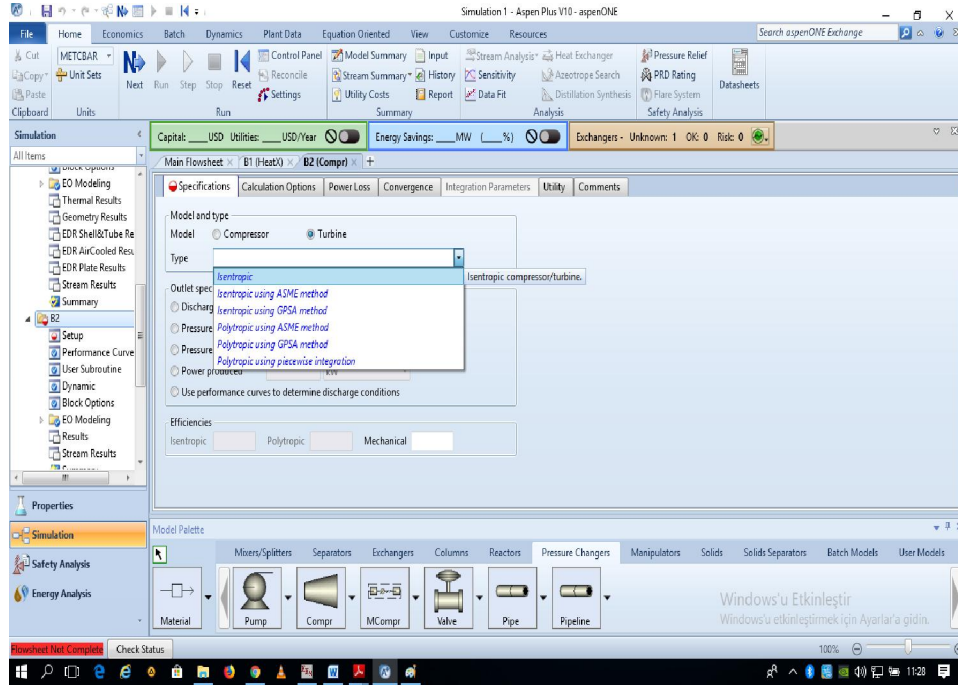
Bu tezin konusu olan ORC çevrimine göre çalışan jeotermal santrallerin tasarımı da Aspen Plus ile yapılmıştır. Santral ekipmanları arasında bulunan türbin, ısı değiştirici, yoğunlaştırıcı, pompa, ek parçalar ve akışkan seçimi ile modelleme yapılmıştır. Aşağıda modellemelerin nasıl yapıldığı ve hangi model seçeneklerin kullanılabileceği açıklanmıştır.

4.1 Türbinin Tanımlanması

Türbin ekipmanı Aspen Plus programı içerisinde yer alır ve basınç değiştiriciler kısmında bulunan bir ekipmandır. Kompresör ile aynı simgeye sahiptir. Simge sürükleyip bırak yöntemi ile akış diyagramına aktarılır. Simgenin üzerine çift tıklanması ile açılan pencereden ekipman türbin olarak işaretlenir. Hesaplama yöntemi ise izantropik olarak seçilmiştir. Hesaplama yaparken kullanılacak olan bir diğer parametre ise türbin çıkış basıncı olarak belirlenmiştir. Diğer seçenekler ve genel gösterim Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de görülmektedir. Türbin çıkış basıncı her akışkan için farklı olmak ile birlikte genel kural olarak türbinin yapısal zarar görmemesi için akışkanın kızgın gaz fazında çıkması istenmektedir. Bu açıdan tasarımcı türbin çıkışan göre türbinde üretilen net gücü kontrol eder ve türbini yapısal hasardan korumuş olur. Bu nedenle akışkana bağlı olarak türbin çıkış basıncı olabilecek en düşük basınç seçilmiştir. Dolayısı ile her akışkan için farklı türbin çıkış basınçları olabilir. Bu tez kapsamındaki analizlerde türbin izantropik verimi % 85 ve mekanik verim % 98 olarak kabul edilmiştir (Budisulistyo ve Krumdieck 2015).



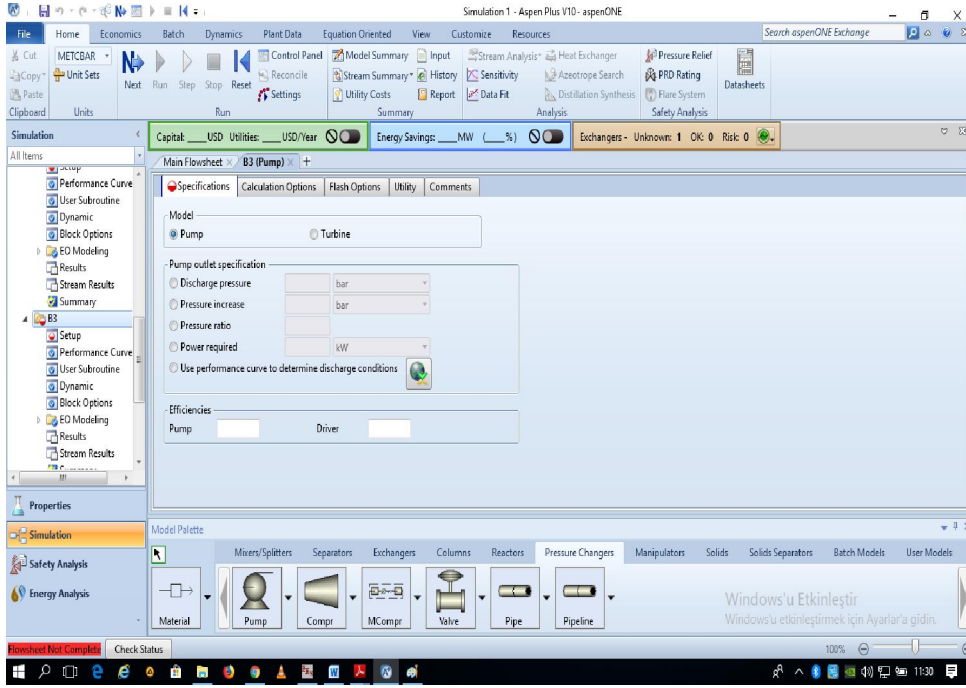
Şekil 4.1: Aspen Plus programı içerisindeki türbin tanımlama ayarları



Şekil 4.2: Aspen Plus programı içerisindeki türbin çalışma ayarları

4.2 Pompanın Tanımlanması

Pompa ekipmanı Aspen Plus programı içerisinde yer alır ve basınç değiştiriciler kısmında bulunan bir ekipmandır. Kendine özgü bir simgesi mevcuttur. Şekil 4.3'te tüm hesaplama yöntemleri gösterilmiştir. Ekipman akış diyagramı üzerine sürükleyip bırakılır ve simge çift tıklanarak hesaplama metodu seçilir. Hesaplama metodu olarak pompa çıkış basıncı seçilmiştir. Pompa çıkış basıncı sistemde kabul edilen veya ısı transferine göre belirlenen buharlaşma basıncına göre ısı değiştiricilerdeki basınç kayıpları dikkate alınarak hesaplanmıştır. Bunun yanında basınç artırımı, basınç oranı, tüketilen elektrik enerjisi, önceden hazırlanmış performans eğrilerine göre çıkış koşullarının belirlenmesi seçenekleri de mevcuttur. Bu tez kapsamındaki analizlerde pompanın izantropik verimi % 90 kabul edilmiştir (Zare 2015).

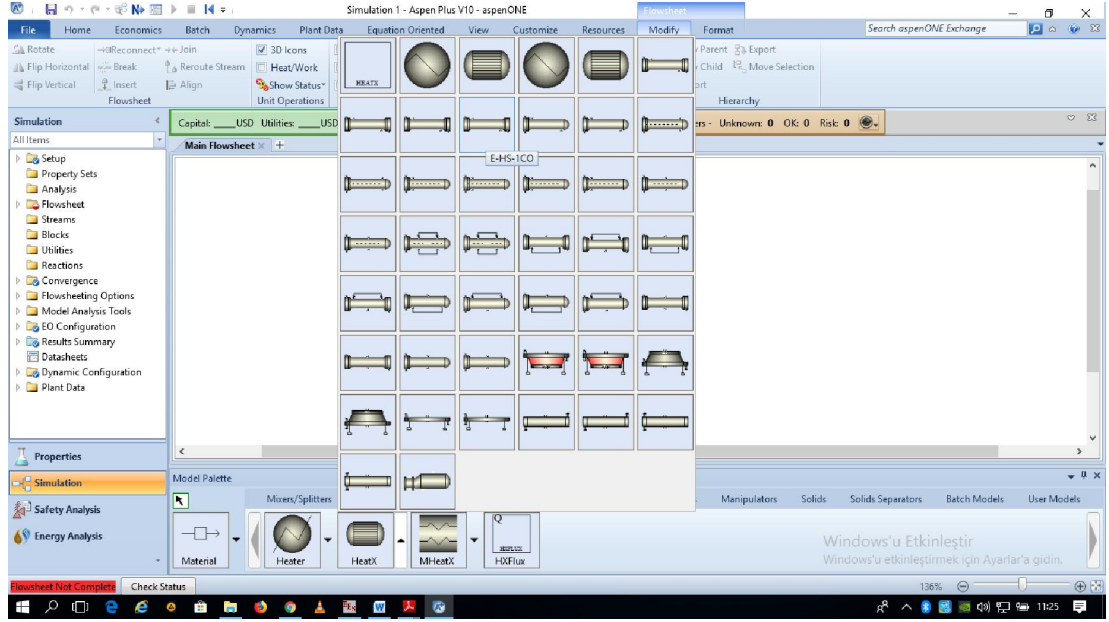


Şekil 4.3: Aspen Plus programı içerisindeki pompa ayarları

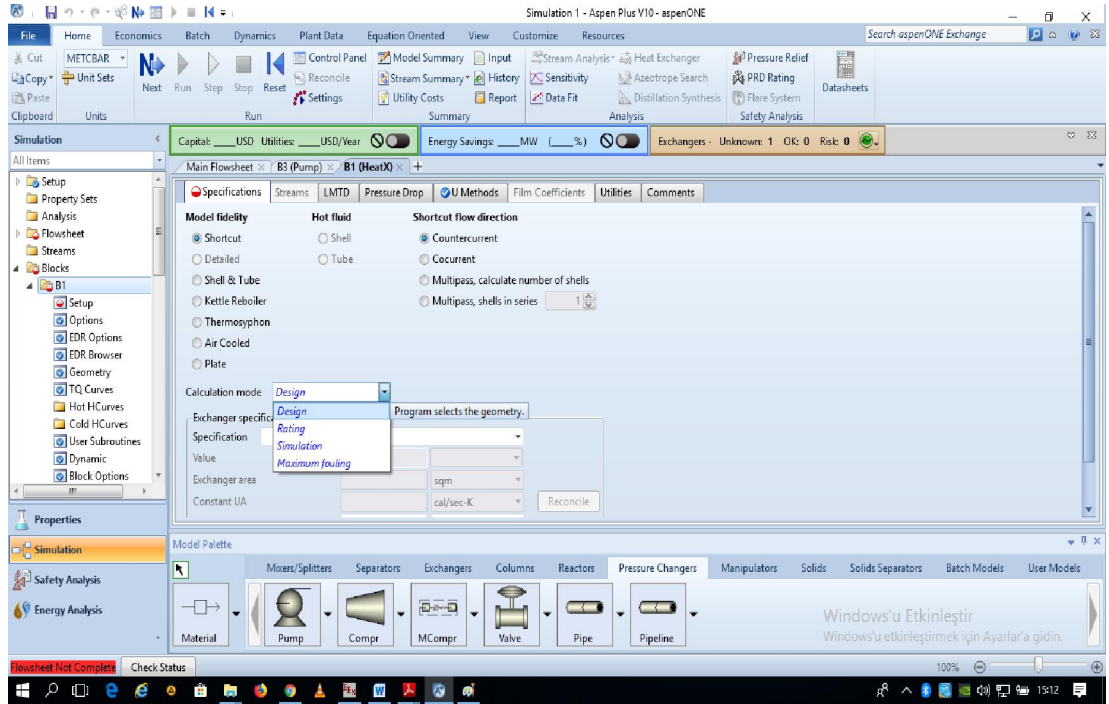
4.3 Isı Değiştiricilerin Tanımlanması

Isı değiştiricileri Aspen Plus programı içerisinde yer alır ve ısı değiştiricileri kısmında bulunan ekipmanlardır. Simgeler sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkış yönleri ve yerlerini belirtir şekilde ayrılmıştır. Şekil 4.4'te gösterilen simgelerden uygun olanlar seçilmiştir. Simgenin üzerine çift tıklayarak açılan pencerede hesaplama yöntemi seçilir. Isı değiştiriciler Aspen Plus programında bulunan farklı bir ara yüz ile detaylı tasarımı yapılarak hesaplanabilir ya da kısa hesaplama metodu seçilerek akışa göre geometri özelliklerinin hesaplanması istenebilir. Bu tezin hesaplamalarında da kullanılan kısa hesap metodunda 4 alt hesaplama modülü bulunmaktadır. Bunlar tasarım, simülasyon, değerlendirme ve kirlenme direnci olup Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Tasarım modülünde Şekil 4.6'da gösterilen metotlara göre ısı değiştiricinin geometrisi belirlenir ve buna bağlı olarak termodinamik hesaplamalar yapılır. Simülasyon modülü kullanıldığında ısı değiştiricinin alanı veya UA değeri girilerek sıcak ve soğuk akışın çıkış değerleri hesaplanır. Değerlendirme modülünde ise yine Şekil 4.6'da gösterilen ısı değiştirici alanı veya UA değerinin girilmesi ile sıcak ve soğuk akışın çıkış değerleri hesap edilerek geometrinin uygunluğu kontrol edilir. Kirlenme direnci modülü, akışın oluşturduğu kirlenme

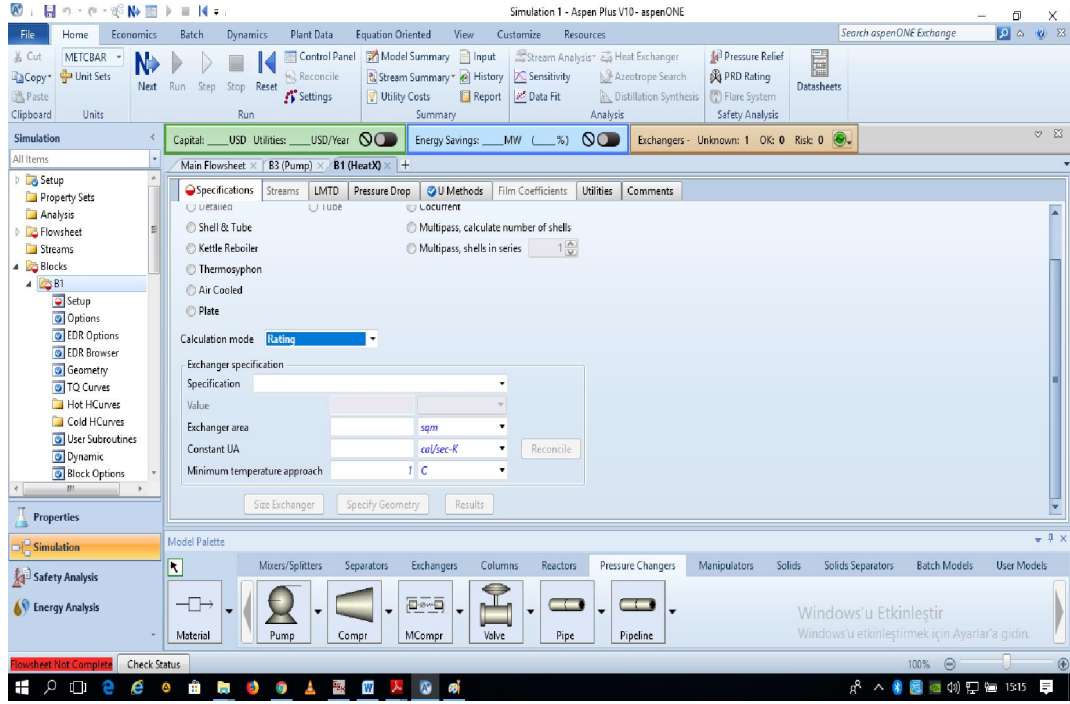
faktörü girilerek ısı değıştiricinin geometrik özelliklerini ve akışların çıkış değerlerini hesaplar. Bu çalışmada tasarım modülü ile ısı değıştiricinin geometrik özelliğı yani ısı transferi alanı belirlenmiştir. Sıcak ve soğuk akışkan arasındaki sıcaklık farkı 2 °C alınarak parametrik optimizasyon yapılmıştır (Zare 2015).



Şekil 4.4: Aspen Plus programı içerisindeki ısı değıştirici tipleri



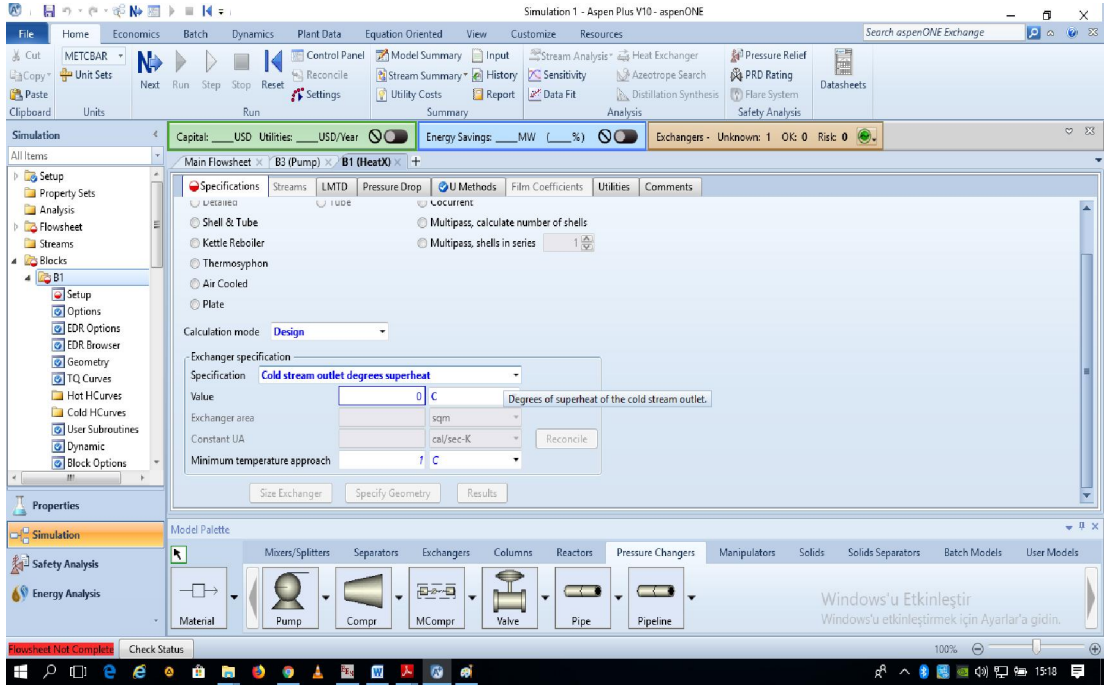
Şekil 4.5: Aspen Plus programı içerisindeki ısı değıştirici hesaplama metodları



Şekil 4.6: Aspen Plus programı içerisinde ısı değiştirici tanımlama

4.3.1 Buharlaştırıcının Tanımlanması

Buharlaştırıcılar için hesap modülü tasarım olarak seçilerek soğuk akışkanda kızgınlık değerine $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ girilmiştir (Şekil 4.7). Buharlaştırıcı içerisinde yine yukarıda bahsedilen sıcaklık farkı $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ kabul edilmiştir. Bu kabulün sağlanabilmesi için farklı basınçlar ile tasarım çalışmaları yapılmış ve sonuçlar incelenmiştir. Bunun yanında reenjeksiyon sıcaklığı ise ısı değiştiricilerinin optimizasyonunda kısıtlayıcı bir diğer etkindir. Reenjeksiyon sıcaklığının değişmesi ikincil akışkanın debisinde yapılacak değişimler ile sağlanabilir. Bu kabuller ışığında buharlaştırıcı modellenmiş ve buna bağlı olarak iş akışkanının buharlaşma basıncı dolayısı ile türbin giriş sıcaklığı optimize edilmiştir. Tez kapsamındaki çalışmalarda, reenjeksiyon sıcaklığına bağlı olarak ikincil akışkanın debisi optimize edilmiştir. Böylece program içerisinde yapılan seçimlere bağlı olarak akışkanların çıkış özellikleri hesaplanmıştır.



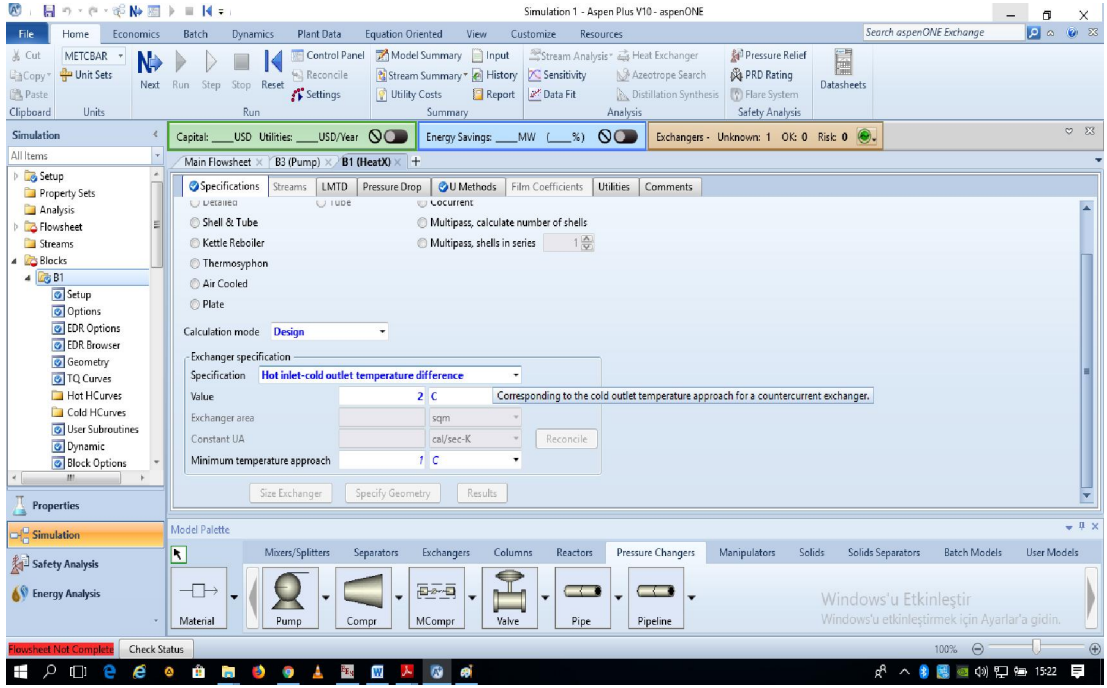
Şekil 4.7: Aspen Plus programı buharlaştırıcı tanımlama

4.3.2 Ön Isıtıcıların Tanımlanması

Ön ısıtıcılar için de kısa hesap metodunda hesap modülü tasarım olarak seçilerek sıcak akışkan giriş sıcaklığı ile soğuk akışkan çıkış sıcaklığı arasındaki fark 2 °C olarak kabul edilmiştir (Şekil 4.8). Ön ısıtıcıların tasarımında reenjeksiyon sıcaklığı bir diğer parametredir. Tez kapsamında bu kabuller ışığında sistemler çalıştırılarak akışların sonuçları incelenmiştir. Akışlar dengelenmez veya ısı değiştirici için kritik değerlerin üzerinde sonuçlar ortaya çıktığı durumlarda gerekli değişiklikler yapılmıştır.

4.3.3 Reküpertörün Tanımlanması

Rekuperatör yine ön ısıtıcıların özellikleri ile aynı olacak şekilde modellenmiştir. Buradaki tek fark sıcak ve soğuk akışın ORC içerisindeki soğutucu akışkan olmasıdır.



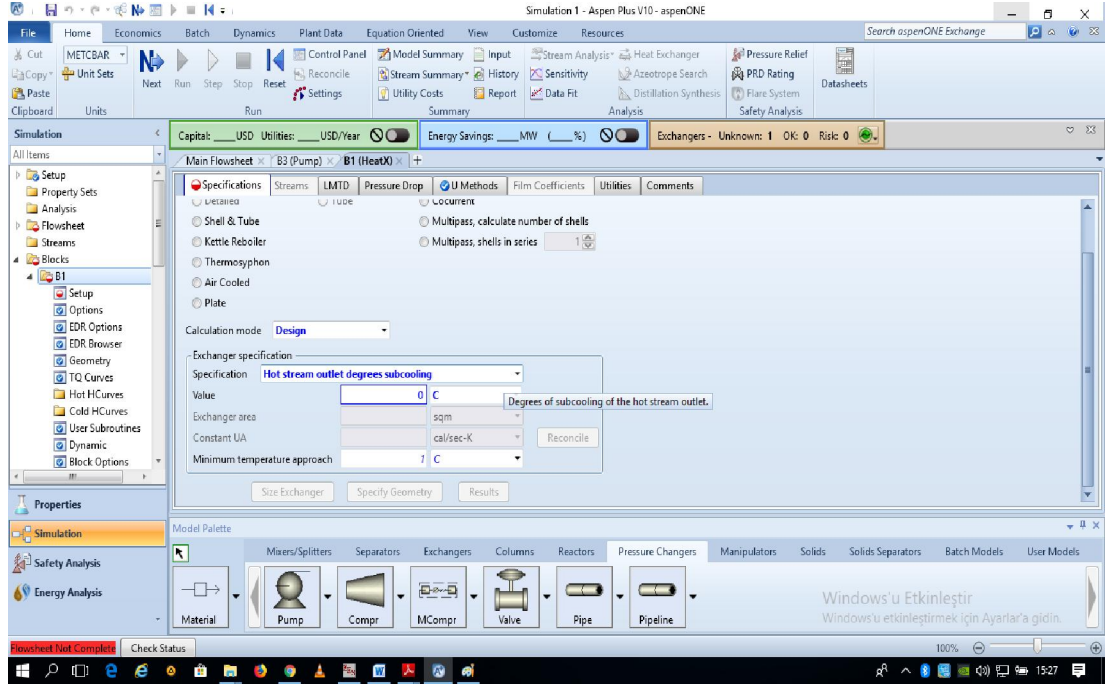
Şekil 4.8: Aspen Plus programı ön ısıtıcı tanımlama

Rekuperatörün kullanım amacı, türbin çıkışında kızgın gaz fazındaki akışkanın enerjisinden faydalanarak yoğunlaştırıcunun ısı transferi yükünü azaltıp sistemdeki atık enerjinin bir kısmını soğuk akışkanın ön ısıtma işleminde kullanılmasını sağlamaktır. Rekuperatör için seçilen kriterler her akışkan için farklılık göstermektedir. Bunun sebebi her akışkanın türbin çıkış basıncının ve dolayısı ile türbin çıkış sıcaklığının farklılık göstermesidir. Aynı akışkanın farklı konfigürasyonlardaki türbin giriş ve çıkış basınçları dolayısı ile sıcaklıkları farklıdır. Bu sebeple rekuperatör tasarımında sıcaklık farkı 2 °C olarak alınsa da bazı akışkanlarda bu kurala uyulamamış ancak olabilecek en yakın değerler elde edilmeye çalışılmıştır.

4.3.4 Yoğuşturıcunun Tanımlanması

Şekil 4.9’da gösterilen yoğuşturucu için yoğuşma sıcaklık farkı aynı basınç için 0 °C seçilmiştir. Bunun sebebi yoğuşturucu sonrasında pompa girişine yönelen akışkanın doymuş sıvı fazında olmasını sağlamaktır. Dolayısı ile pompa emişi herhangi bir faz değişiminden etkilenmeyerek korunmuş olur. Yoğuşturucu hava veya su soğutmalı olabilir. Tabi bu durum akışkanların yoğuşma basıncını ve

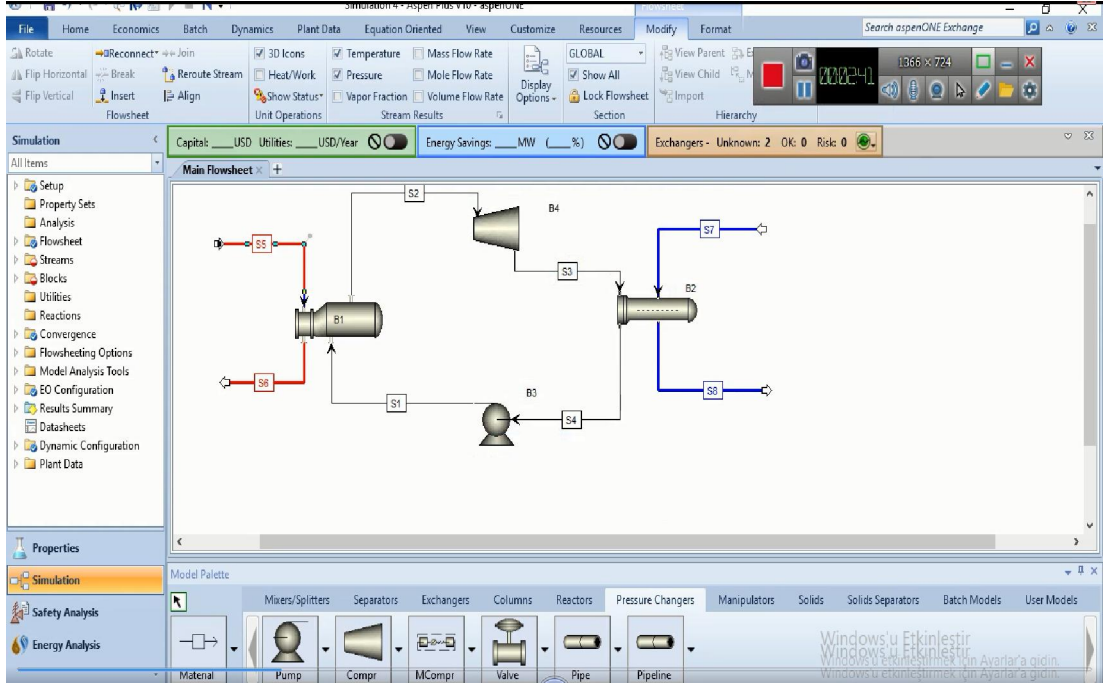
sıcaklığını doğrudan etkilemektedir. Bu tez kapsamında su soğutmalı yoğunlaştırucularla sistem tasarımı üzerine çalışmalar yapılmıştır. Soğutma suyunun giriş sıcaklığı 20 °C ve soğutma suyu giriş çıkış sıcaklık farkı en fazla 8 °C olacak şekilde modelleme çalışmaları yapılmıştır.



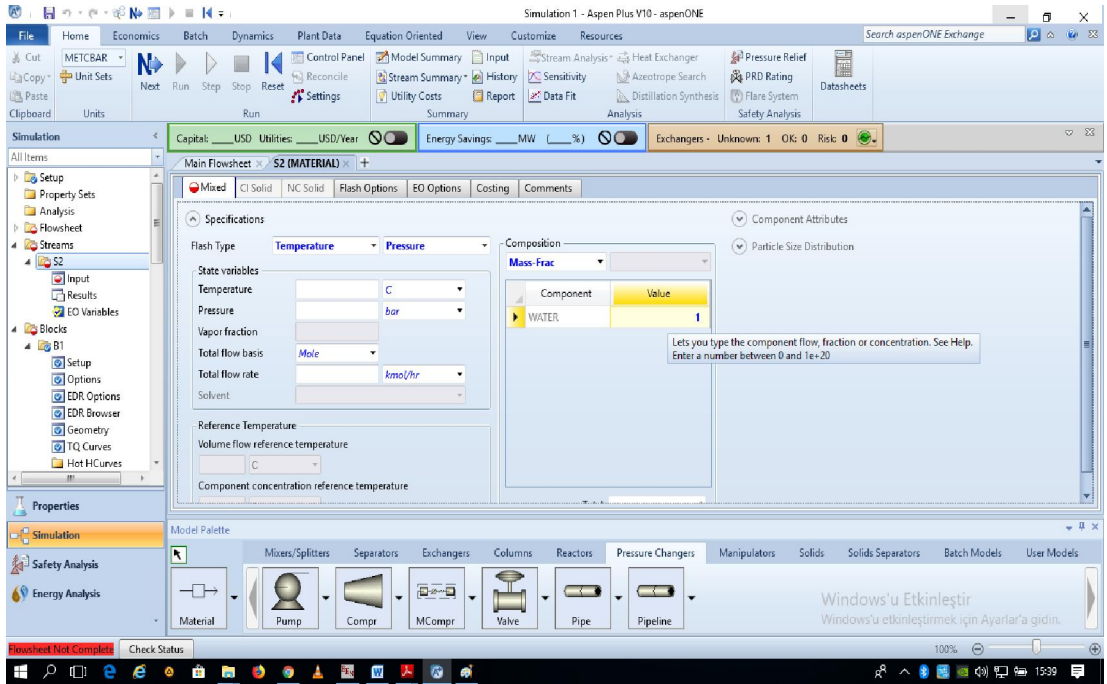
Şekil 4.9: Aspen Plus programı yoğunlaştırucu tanımlama

4.3.5 Akış Modellenmesi

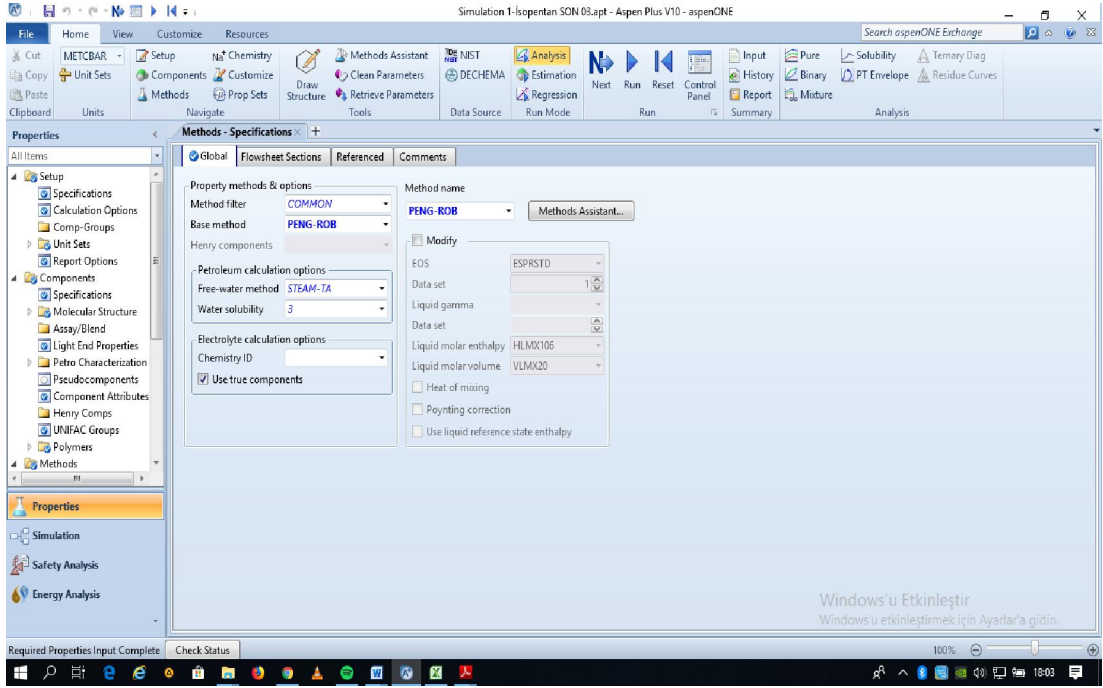
Ekipmanların tanımlanmasından sonra Şekil 4.10'de gösterildiği gibi akış materyali seçilerek ekipmanlar arasında bağlantılar yapılır. Her ekipman arasında giriş ve çıkış yönlerine göre sadece bir yöndeki akış modellenerek akışın diğer yönü program tarafından termodinamik olarak hesaplanmaktadır. Akış modellenmesi Şekil 4.11'da gösterildiği gibi üzerine çift tıklanması sonrası akışkanın cinsi sağ tarafta bulunan bileşim kısmından seçilir. Daha sonra akışkanın debisi, sıcaklığı, basıncı ve fazı belirlenerek akış modellenmesi tamamlanmış olur. Sonrasında yapılan tasarıma bağlı olarak sistemin termodinamik hesaplamaları ve akışkanların özellikleri Şekil 4.12'de gösterildiği gibi Peng-Robinson metodu kullanılarak yapılmıştır (Ma ve diğ. 2012).



Şekil 4.10: Aspen Plus programında ekipmanların birleştirilmesi



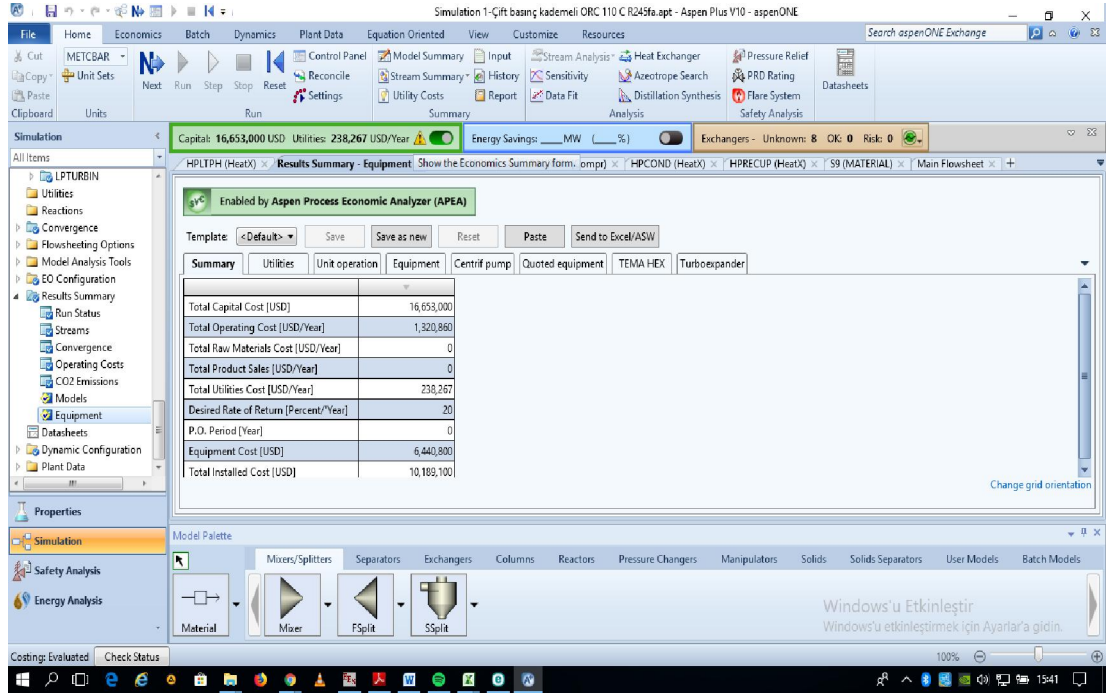
Şekil 4.11: Aspen Plus programında akış modellemesi



Şekil 4.12: Aspen Plus programında akışkan özellikleri hesaplaması

4.4 Ekonomik Analiz

Aspen Plus programı içerisinde bulunan ekonomik analiz seçeneği açılarak sistem içerisindeki ekipmanların mali analizleri yapılabilmektedir. Bu tez kapsamında ekipman maliyetleri çıkartılarak kendi içerisinde karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Şekil 4.13'te örnek bir ekonomik analiz sonuç sayfası görülmektedir. Ancak programdan türbin fiyatları alınamamıştır. Türbin fiyatları ise 500 \$/kW ve 700 \$/kW olacak şekilde alınmıştır. Yatırım geri dönüş süreleri sadece üretilen elektriğin satışından elde edilecek kazanç gözetilerek hesaplanmıştır. Yatırım maliyet analizi alınan sahanın fiyatı, işletme koşullarına bağlı giderler ve kuyu arama faaliyetleri gibi yatırım maliyetini etkileyecek ciddi belirsizlikler sebebi ile sadece ekipman maliyeti ve üretilen elektriğe bağlı elektrik satış fiyatı üzerinden yapılmıştır.



Şekil 4.13: Aspen Plus programında ekonomik analiz

5. ORC KONFIGÜRASYONLARININ ASPEN PLUS PROGRAMI İLE MODELLENMESİ VE ANALİZLERİ

Bu tez kapsamında jeotermal akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığı ile debisine bağlı olarak Organik Rankine Çevrimi teknolojisi ile tasarımlar yapılmıştır. Daha sonra tasarımlarda sistemin daha verimli ve optimum çalışabilmesi için hangi iyileştirmelerin yapılması gerektiği analiz edilmiştir. Burada iki adet parametre tasarımın optimize edilmesi için önerilmiştir. Bunlar ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının 2 °C olması ve jeotermal akışkanın santral çıkış sıcaklığının 65 °C olmasıdır. Sıcaklık farkı ne kadar az olursa transfer edilen ısı o oranda artacağı bilinmektedir (Ateş ve Serpen 2015). Bu kabuller ışığında farklı jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıkları ve farklı konfigürasyonlar kullanılarak değerlendirmeler yapılmıştır. Isı kaynağının verimli kullanılmasının yanı sıra güç üretimini arttıracak yöntemler araştırılmış ve iyileştirmelerin yatırım geri dönüş süreleri hesap edilmiştir. Yatırım geri dönüş süresi sadece üretilen fazla elektrikten elde edilecek kazanç ile fazladan yapılan maliyetin karşılaştırılması ile yapılmıştır. Konfigürasyon değişikliği ve iş akışkanının değişmesi santral tasarımını etkilemektedir. Konfigürasyon değişimi iş akışkanlarının farklı basınç ve sıcaklıklarda ekipmanlara giriş ve çıkış yapmasına sebep olmaktadır. Akışkanların pratik anlamda kullanılan en yüksek basınçları optimizasyon anlamında bir diğer kısıtlayıcı faktör olarak karşımıza çıkmaktadır (Bao ve Zhao 2013). İş akışkanlarının basıncı arttıkça buharlaşma sıcaklıkları dolayısı ile türbin giriş sıcaklıkları artacaktır ancak her akışkanın fiziksel özellikleri sebebi ile bu artışa belirli bir limit getirmek gerekir. Bunun sebebi ise ele alınan santrallerin kritik altı basınç ve sıcaklıklarda çalışmasıdır. Bu kabuller ışığında modellemeler gerçekleştirilmiştir. Burada en önemli parametrenin iş akışkanı seçimi olduğu vurgulanmalıdır. İş akışkanı seçimi kritik bir konu olup aşağıda detaylı olarak açıklanmaktadır. Buna göre temel ORC, ön ısıtıcılı temel ORC, reküperatörlü ve ön ısıtıcılı ORC ve son olarak çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları incelenmiş ve analizler yapılmıştır.

Öncelikle buharlaştırıcı, yoğuşturucu, türbin ve pompa kullanılarak temel ORC tasarımı yapılmıştır. Sonrasında bir adet ön ısıtıcı eklenerek ön ısıtıcılı temel

ORC tasarlanmış ve sistemin performansı değerlendirilmiştir. Daha sonra türbin çıkışında akışkanın kızgın fazda olması ve sıcaklığının bir kısmını ön ısıtıcı öncesinde soğuk akışkana aktarması amacı ile reküperatör eklenmiştir. Bu tasarım reküperatörlü ön ısıtıcılı temel ORC olarak adlandırılmıştır. Jeotermal akışkanın termodinamik ve termofiziksel özellikleri aynı kalmak şartı ile daha fazla güç üretebilmenin yolları araştırılmıştır. Bu araştırmada çift basınç kademeli iki farklı kapalı çevrime sahip ORC tasarımı yapılmış ve analiz edilmiştir. Temel ORC sistemine eklenen her bir ekipman maliyetine nazaran sağlayacağı fazladan elektrik enerjisine bağlı olarak yatırım geri dönüş süreleri hesaplanmıştır. Ayrıca tüm modeller farklı sıcaklığa sahip ısı kaynakları için farklı jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıklarına göre hesaplanmıştır. Bu hesaplama on farklı akışkan için yapılmıştır. Ayrıca farklı reenjeksiyon sıcaklıkları ile iş akışkanı izopentan olan tasarımın performansındaki değişimleri görmek amacıyla 65 °C, 75 °C ve 85 °C reenjeksiyon sıcaklıklarında analizler tekrar edilmiştir. Bunun yanı sıra çift basınç kademeli ORC sisteminde yüksek basınç seviyesinde izopentan ve alçak basınç seviyesinde R245fa iş akışkanları kullanılarak güç üretimindeki değişim ortaya konmuştur.

5.1 İkincil Akışkanın Seçilmesi

İkincil akışkan seçimi ORC sistemlerinde en önemli konulardan birisidir. Konu ile ilgili literatürde çok fazla araştırma mevcuttur. Bu çalışmalar ve saha gözlemlerine göre ikincil akışkanlar buharlaşma eğrilerinin eğimine göre üç farklı şekilde sınıflandırılmaktadırlar. Akışkanların T-s diyagramına göre buharlaşma eğrilerinin eğiminin pozitif, sıfır ve negatif eğime sahip olması durumuna göre sırasıyla kuru, izantropik ve ıslak akışkanlar olarak sınıflandırılırlar. Islak akışkanlar türbin çıkışında buhar fazının sıvı oluşturabilecek bölgeye geçmesini engellemek amaçlı genelde tercih edilmezler. Ayrıca çevresel etkiler, yanıcılık, termodinamik verimlilik, içeriğindeki organik bileşikler, teminin kolay olmasının yanı sıra maliyetinin düşük olması önemli seçim parametreleri arasındadır (Bao ve Zhao 2013). Özetle ikincil akışkanın seçilmesi başlı başına bir araştırma konusu olup çok boyutlu analizi gerekli kılmaktadır. Hali hazırda yeni ikincil akışkanların geliştirilmesi için araştırmalar devam etmektedir. Literatürde ve jeotermal sahalarda kullanılan belli başlı akışkanlar; izopentan, n-pentan, izobütan, n-bütan, R236fa,

R245fa, R113, R114, R141b ve R142b gösterilebilir (Wang ve diğ. 2011, Bao ve Zhao 2013). Akışkan seçimini etkileyen en önemli ve başlangıç ölçütü ise jeotermal akışkanın yani ısı kaynağının sıcaklığıdır. Bu sıcaklık ve iş akışkanlarının buharlaşma sıcaklıkları ve dolayısı ile kritik fiziksel özellikleri birlikte değerlendirmeye alınarak iş akışkanı tercihi yapılması gerekmektedir. Aynı zamanda türbinin yapısal zarar görmemesi için akışkan türbine doymuş buhar fazında girerek kızgın buhar fazında çıkması istenir. Bunu sağlayabilecek iş akışkanının buharlaşma eğrisine göre kuru veya izantropik olması gerekmektedir. Genellikle daha güvenli olması sebebi ile uygulamada pozitif doymuş buhar eğrisi eğimine sahip akışkanlar tercih edilir. Analizlerde kullanılan iş akışkanların özellikleri ve uygulamadaki basınç kısıtlamaları Tablo 5.1’ de verilmiştir.

Tablo 5.1: İş akışkanlarının özellik tablosu (Wang ve diğ. 2011, Bao ve Zhao 2013)

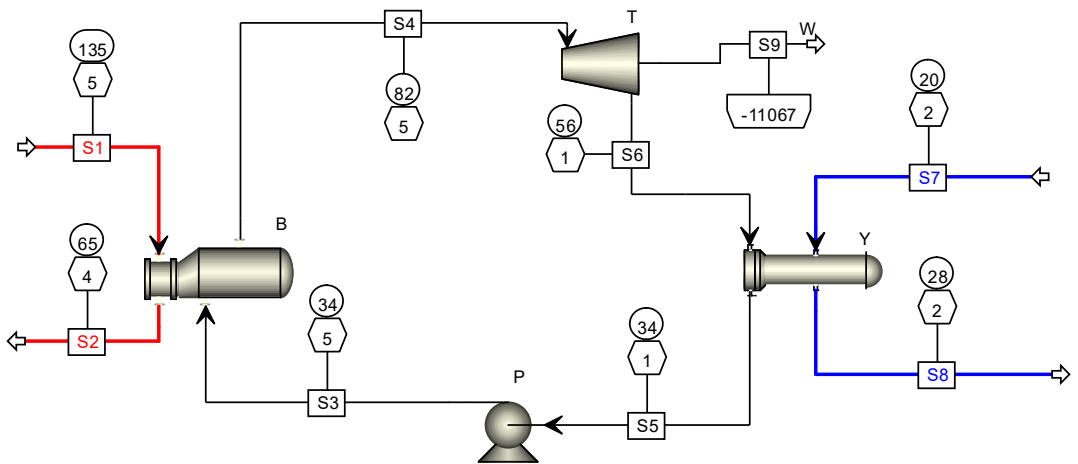
Akışkan Adı	T _{krit} (°C)	P _{krit} (bar)	ODP	GWP	P _{türbingiris,maks} (bar)
R113	213	33,8	1	6.130	-
R141b	204	42,1	0,11	725	-
N-pentan	196,5	33,64	0	5	28,65
İzopentan	187,2	33,7	0	5	28,9
R245fa	154	36,4	0	1.030	28,1
N-bütan	152	38,3	0	20	30,1
R114	145	32,4	0	10.040	27,6
R142b	137	40,6	0,065	2.310	18,5
İzobütan	135	36,3	0	20	28,9
R236fa	124	32	0	9.810	22,8

İş akışkanın termofiziksel özellikleri yanı sıra bulunabilirliği ve birim fiyatı da önemli olmaktadır. İyi bir iş akışkanının özellikleri olarak düşük özgül hacime, yüksek verime, düşük ODP değerine, düşük GWP değerine, düşük maliyete, düşük zehirlilik oranı ve yüksek güvenilirlik sayılabilmektedir. Bu sebeple soğutucu akışkanları sınıflandırmak kolay bir iş değildir (Al-Weshahi ve diğ. 2014). İş akışkanları ayrıca bileşimine göre ham madde veya ticari ürün olarak değerlendirilir. Genel olarak ticari ürünlerin birim fiyatı ham madde olanlardan daha fazladır. Dolayısı ile iş akışkanlarının kimyasal bileşimi de seçim kriterleri arasında değerlendirilmektedir. Ancak bu tez kapsamında daha çok termodinamik sonuçlara

bakılarak seçim önerileri yapılmıştır. Bununla birlikte, iş akışkanlarının birim fiyatları ile ilgili karşılaştırma da yapılmıştır.

5.2 Temel ORC Konfigürasyonu Modellenmesi ve Analizi

Daha önceki bölümde tanımlanan türbin, pompa, buharlaştırıcı ve yoğusturucu ekipmanlarından oluşan temel ORC konfigürasyonu bu bölümde analiz edilecektir. Şekil 5.1’de temel ORC konfigürasyonunun Aspen Plus programı ile modellenmiş akış diyagramı verilmektedir. Analiz sonuçları Tablo 5.2, Tablo 5.3 ve Tablo 5.4’te gösterilen sisteme jeotermal akışkan 135 °C sıcaklık, 5 bar basınç ve 1.400 ton/h debi ile buharlaştırıcıya girer ve 4 bar 65 °C’de sistemi terk ederek reenjeksiyon kuyusuna gönderilir. İş akışkanı pompada 5 bar basınca kadar basınçlandırılarak 1.090 ton/h debide buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda 4,9 bar ve 82,3 °C sıcaklığa ulaşan izopentan doymuş gaz fazında türbine girer ve 1,4 bar ve 56 °C’ye kadar genişir. Daha sonra yoğusturucuda 1,4 bar ve 34 °C sıcaklığa kadar soğutularak sıvı faza geçmesi sağlanır. Yoğusturucuya soğutma suyu 11.000 ton/h debi, 20 °C sıcaklık ile girer ve 28 °C sıcaklık ile terk eder. Burada soğuk su kaynağı 20 °C sıcaklıktaki su alınmıştır. Sonunda pompa emişine gönderilen iş akışkanı çevrimi tamamlamış ve iş üretmiş olur. Sonuç olarak 10.825 kW net enerji üretilmiştir. Sistemin net ısıl verimi % 8,63 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.1: Temel ORC konfigürasyonun ASPEN akış diyagramı

Tablo 5.2: Temel ORC konfigürasyonu akış analiz sonuçları

Akış Adı	Akışkan Adı	Akışkan Fazı	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg-K)	Yoğunluk (kg/m ³)	Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji (kW)
S1	Jeotermal	SIVI	135	5	-15.468,1	-7,88792	880,2	388,9	75,86	29.501
S2	Jeotermal	SIVI	65	4	-15.790,7	-8,75431	954,5	388,9	11,52	4.479
S3	İzopentan	SIVI	34	5	-2.456,8	-7,57746	607,7	302,8	0,9	273
S4	İzopentan	GAZ	82,3	4,9	-2.042,4	-6,38701	13,7	302,8	60,39	18.284
S5	İzopentan	SIVI	34	1,3	-2.457,6	-7,57807	608,0	302,8	0,32	97
S6	İzopentan	GAZ	56	1,4	-2.080,9	-6,36627	3,9	302,8	15,73	4.762
S7	H ₂ O	SIVI	20	2	-15.994,2	-9,39902	998,7	3.055,6	0,30	922
S8	H ₂ O	SIVI	28	1,5	-15.956,8	-9,27329	990,7	3.055,6	0,14	439

Tablo 5.3: Temel ORC konfigürasyonu ısı değiştirici analiz sonuçları

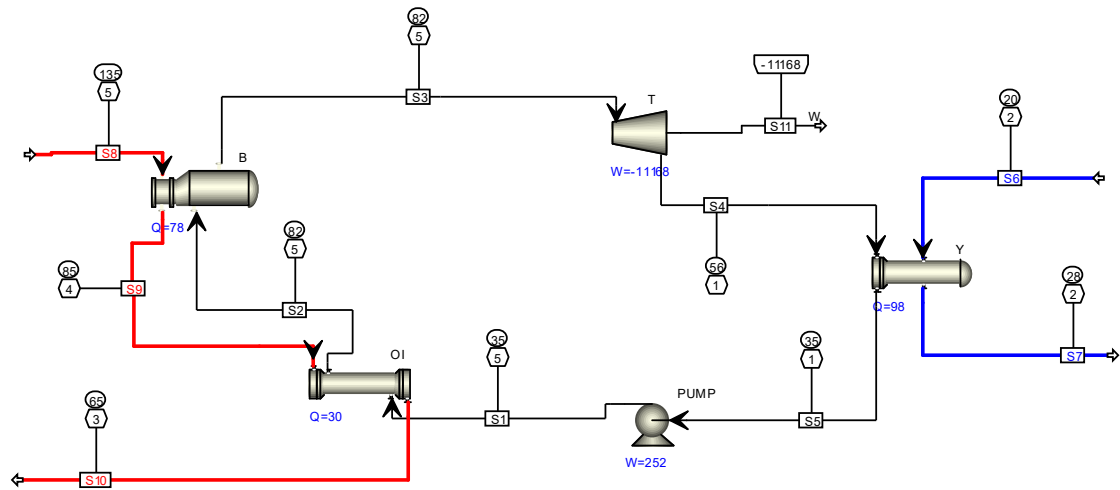
	Q-W	E _{giren}	E _{çıkan}	Ekserji Yıkımı
	kW	kW	kW	kW
BUHARLAŞTIRICI	125.456	25.022	18.011	7.011
YOĞUŞTURUCU	114.278	4.666	483	4.183
TÜRBİN	11.067	18.284	4.762	2.454
POMPA	242	97	273	66

Tablo 5.4: Genel sistem enerji ve ekserji değerleri

Toplam Brüt Güç Üretimi (kW)	11.067
Sistem Net Güç Üretimi (kW)	10.825
Sistem Toplam Ekserji Yıkımı (kW)	13.714
Sistem Net Isıl Verimi (%)	8,63
Sistem Net Ekserji Verimi (%)	22,52

5.3 Ön ısıtıcılı temel ORC Konfigürasyonu Modellenmesi ve Analizi

Ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu bir önceki modelin içerisine ön ısıtıcı eklenerek oluşturulmuştur. İkincil akışkan buharlaşma sıcaklığına kadar ön ısıtıcı vasıtası ile ısıtılarak buharlaştırıcıdaki ısı transfer yüzey alanı azaltılmıştır. Tasarımın akış şeması Şekil 5.2’ de verilmiştir. Jeotermal akışkanın tüm özellikleri bir önceki konfigürasyon ile aynıdır. Bunun yanı sıra analiz sonuçları ise Tablo 5.5, Tablo 5.6 ve Tablo 5.7’de verilen sistemde iş akışkanı buharlaştırıcı öncesinde 5 bar basınç ve 81,8 °C sıcaklığa kadar ısıtılır. Sonrasında 4,9 bar basınç ve 82,3 °C sıcaklık ile türbine gönderilen akışkandan 10.916 kW net güç üretilmiştir. Burada gözlenen temel ORC konfigürasyonuna göre 91 kW gibi az miktarda net güç artışı olmuştur. Bu artışın sebebi, buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının azaltılması ve sisteme eklenen ısı değiştiricideki basınç kaybının giderilmesi için iş akışkanı basıncının artırılmasıdır. Bunun bir sonucu olarak ön ısıtıcı çıkış sıcaklığı bir miktar artmış ve bu artışı dengelemek için iş akışkanının debisi 10,08 ton/h artırılmıştır.



Şekil 5.2: Ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu akış şeması

Tablo 5.5: Ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu akış analiz sonuçları

Akış Adı	Akışkan Adı	Akışkan Fazı	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Yoğunluk (kg/m ³)	Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji (kW)
S1	İzopentan	SIVI	35	5,1	-2.454,5	-7,57	606,6	305,6	0,98	300
S2	İzopentan	SIVI	82	5	-2.339,1	-7,222	551,4	305,6	12,61	3.854
S3	İzopentan	GAZ	82,3	4,9	-2.042,4	-6,387	13,7	305,6	60,39	18.451
S4	İzopentan	GAZ	56,1	1,4	-2.080,9	-6,366	3,9	305,6	15,73	4.805
S5	İzopentan	SIVI	34,6	1,3	-2.455,3	-7,571	606,9	305,6	0,38	117
S6	H ₂ O	SIVI	20	2	-15.994,6	-9,401	998,8	3.055,6	0,31	941
S7	H ₂ O	SIVI	28	1,5	-15.957,2	-9,274	990,8	3.055,6	0,14	423
S8	Jeotermal	SIVI	135	5	-15.468,1	-7,888	880,2	388,9	75,86	29.500
S9	Jeotermal	SIVI	84,7	4	-15.701,1	-8,497	934,3	388,9	24,33	9.461
S10	Jeotermal	SIVI	65	3	-15.791,9	-8,757	954,7	388,9	11,27	4.384

Tablo 5.6: Ön ısıtıcılı ORC konfigürasyonu ısı değiştirici analizi

	Q-W	E _{giren}	E _{çıkan}	Ekserji Yıkımı
	kW	kW	kW	kW
BUHARLAŞTIRICI	90.611	20.039	14.596	5.443
ÖN ISITICI	35.311	5.077	3.554	1.523
YOĞUŞTURUCU	114.278	4.688	517	4.171
TÜRBİN	11.168	18.451	4.806	2.477
POMPA	252	118	300	69

Tablo 5.7: Genel sistem enerji ve ekserji değerleri

Toplam Brüt Güç Üretimi (kW)	11.168
Sistem Net Güç Üretimi (kW)	10.916
Sistem Toplam Ekserji Yıkımı (kW)	13.683
Sistem Net Isıl Verimi (%)	8,67
Sistem Net Ekserji Verimi (%)	22,57

Rekuperatör kullanımının bir sonucu olarak jeotermal akışkandan çekilen enerjiyi değerlendirmenin farklı yolları aranmıştır. Bu nedenle reenjeksiyonu 65 °C sıcaklıkta tutmak ve sistemi daha verimli hale getirmek için sistemi iki farklı çevrime bölerek farklı basınçlar ve debiler ile dengelemek gibi bir yaklaşımın incelemeye alınma zorunluluğu ortaya çıkmıştır. Bir sonraki bölümde bu konu incelenmiştir.

Tablo 5.8: Reküperatörlü ve ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu akış analizi

Akış Adı	Akışkan Adı	Akışkan Fazı	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg-K)	Yoğunluk (kg/m ³)	Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji (kW)
S2	İzopentan	SIVI	34,8	5,2	-2.454,5	-7,57	606,6	305,6	1	306
S3	İzopentan	SIVI	82	5	-2.339,1	-7,222	551,4	305,6	12,62	3.855
S4	İzopentan	GAZ	82,3	4,9	-2.042,4	-6,387	13,7	305,6	60,39	18.452
S5	İzopentan	GAZ	56,1	1,4	-2.080,9	-6,366	3,9	305,6	15,73	4.806
S6	İzopentan	SIVI	34,6	1,3	-2.455,3	-7,571	606,9	305,6	0,39	118
S7	H ₂ O	SIVI	20	2	-15.994,2	-9,399	998,7	3.055,6	0,30	922
S8	H ₂ O	SIVI	28	1,5	-15.959,1	-9,281	991,2	3.055,6	0,12	369
S9	Jeotermal	SIVI	135,0	5	-15.468,1	-7,888	880,2	388,9	75,86	29.501
S10	Jeotermal	SIVI	84,7	4	-15.701,1	-8,497	934,3	388,9	24,33	9.462
S11	Jeotermal	SIVI	69	3	-15.773,4	-8,703	950,6	388,9	13,54	5.267
S12	İzopentan	SIVI	45,0	5,1	-2.431,1	-7,495	595,5	305,6	2,10	643
S13	İzopentan	GAZ	42,9	1,35	-2.104,4	-6,435	3,9	305,6	12,75	3.895

Tablo 5.9: Reküperatörlü ve ön ısıtıcılı temel ORC konfigürasyonu ısı değiştirici analizi

	Q-W	E_{giren}	E_{çıkan}	Ekserji Yıkımı
	kW	kW	kW	kW
BUHARLAŞTIRICI	90.611	20.039	14.597	5.442
ÖN ISITICI	28.117	4.195	3.549	645
KONDENSER	107.250	3.777	553	3.224
REKÜPERATÖR	7.175	911	337	574
TÜRBİN	11.168	18.452	4.806	2.477
POMPA	258	118	306	70

Tablo 5.10: Genel sistem enerji ve ekserji değerleri

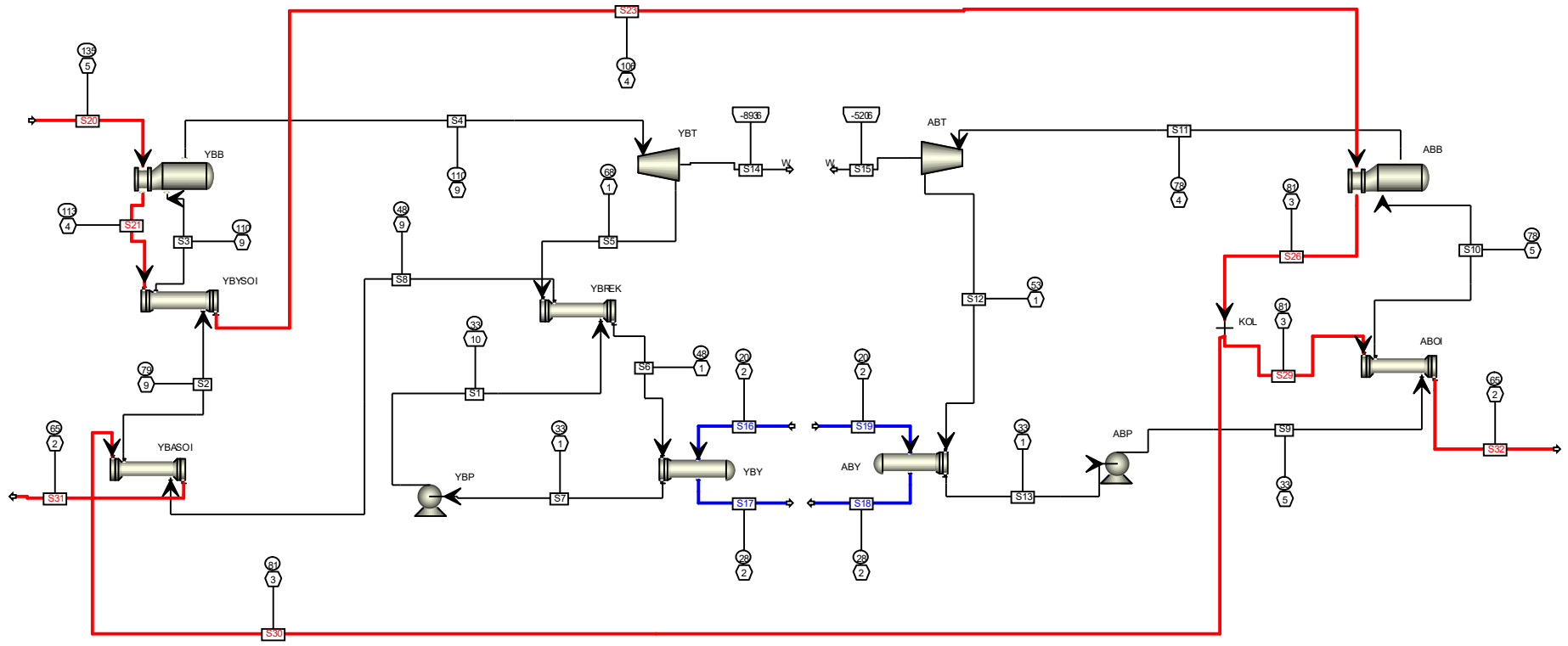
Toplam Brüt Güç Üretimi (kW)	11.168
Sistem Net Güç Üretimi (kW)	10.910
Sistem Toplam Ekserji Yıkımı (kW)	12.433
Sistem Net Isıl Verimi (%)	8,67
Sistem Net Ekserji Verimi (%)	22,97

5.5 Çift Basınç Kademeli ORC Konfigürasyonu Modellemesi ve Analizi

Yapılan değişikliklerle jeotermal kaynaktan alınan ısıнын nitelikli kullanılmasına ve dolayısı ile enerji ve ekserji verimini arttırarak sistemde optimum tasarım ve çalışma koşullarına ulaşmak istenmektedir. Reküperatör kullanımı göstermiştir ki ısı kaynağının verimli kullanılmasının farklı bir yolu sistemin kendi atık ısısının bir miktarını kullanarak ekserji yıkımını azaltmaktır. Bunun yanında alınan ısı jeotermal akışkanın santral çıkış sıcaklığını doğal olarak arttırmış ve ısı kaynağından daha iyi faydalanmak için farklı bir yaklaşım izlenmiştir. Son olarak çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu aynı jeotermal kaynak özelliklerinde analiz edilmiştir. Çift basınç kademeli ORC yukarıda da tanımlandığı gibi yüksek ve alçak basınç kademeleri olarak iki kapalı çevrimden jeotermal akışkanın geçirilmesi ile ısı alınması sürecidir. Tasarımın akış şeması Şekil 5.4' te gösterilmiştir. Bu süreçte yüksek basınç kademesi buharlaştırıcısına giren jeotermal akışkanın

sonrasında yüksek basınç yüksek sıcaklık ön ısıtıcısına daha sonra düşük basınç buharlaştırıcısına ve son olarak ikiye ayrılıp yüksek basınç alçak sıcaklık ön ısıtıcısı ve düşük basınç ön ısıtıcısına girerek sistemi terk etmektedir. Diğer konfigürasyonlarda olduğu gibi 135 °C sıcaklıkta sisteme giren jeotermal akışkan 65 °C sıcaklıkta sistemi terk etmektedir. Yüksek basınç kademesi çift ön ısıtıcı ve reküperatöre sahip temel ORC çevrimidir. Alçak basınç kademesi ise ön ısıtıcıya sahip temel ORC çevrimidir. Her iki çevrimde de aynı iş akışkanını kullanılarak analiz yapılmıştır. Analiz sonuçları Tablo 5.11, Tablo 5.12 ve Tablo 5.13'te verilen sistemde 13766 kW net güç üretilmiştir. Bu konfigürasyon ile aynı koşullardaki temel ORC konfigürasyonuna göre 2941 kW ekstra net güç üretilmiştir. Isıl verim açısından yaklaşık olarak % 27,2 oranında artış olmuştur. Ekserji yıkımı açısından değerlendirilecek olursa temel ORC konfigürasyonuna göre 2992 kW daha az ekserji yıkımı gerçekleştirerek jeotermal akışkandan daha verimli şekilde faydalanılmıştır. Sistem içerisindeki basınç ve debiler arttırılarak aynı koşullardaki jeotermal akışkandan daha verimli enerji alımı yapılmıştır. Temel ORC konfigürasyonuna göre yukarıdaki benzer modifikasyonların yapılması ile enerji ve ekserji verimlerinde ciddi iyileştirmeler elde edilebilir. Bu durum farklı bir çalışmada rejeneratör eklenmesi ile sistemdeki ekserji kaybı % 48,5 azaltılmış olup değişiklik ile buharlaştırıcıdaki giriş basıncı dolayısı ile iş akışkanının buharlaşma sıcaklığı arttırılarak toplam sistem verimliliğinde iyileşme sağlanmıştır (Safarian ve Aramoun 2015).

Sonuç olarak sistemdeki ekserji yıkımları azaltılarak daha fazla güç üreten ve daha verimli tasarlanmış bir konfigürasyon oluşturulmuştur. Ancak yeni sistemde ilk yatırım maliyetlerinin artacağı da açıktır. Bu yüzden sadece termodinamik değil aynı zamanda ekonomik analiz yapılarak sistem tasarımı hakkında doğru bir karara varılabileceği hususu önemli bir konudur.



Şekil 5.4: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu akış şeması

Tablo 5.11: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu akış analizi

Akış Adı	Akışkan Adı	Akışkan Fazı	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg-K)	Yoğunluk (kg/m ³)	Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji (kW)
S1	İzopentan	SIVI	33,1	9,50	-2.458,2	-7,58	608,5	152,8	1,54	235
S2	İzopentan	SIVI	78,7	9,30	-2.347,8	-7,25	555,6	152,8	11,88	1.814
S3	İzopentan	SIVI	110	9,20	-2.261,5	-7,01	513	152,8	28,15	4.301
S4	İzopentan	GAZ	110,3	9,10	-1.997,7	-6,33	25,8	152,8	86,81	13.263
S5	İzopentan	GAZ	67,6	1,30	-2.059,3	-6,29	3,4	152,8	15,66	2.392
S6	İzopentan	GAZ	48,4	1,35	-2.094,7	-6,40	3,8	152,8	13,37	2.043
S7	İzopentan	SIVI	32,6	1,30	-2.459,9	-7,59	609	152,8	0,26	39
S8	İzopentan	SIVI	48,4	9,40	-2.422,8	-7,47	591,7	152,8	3,30	504
S9	İzopentan	SIVI	32,8	4,60	-2.459,2	-7,58	608,8	147,2	0,77	114
S10	İzopentan	SIVI	77,5	4,50	-2.350,9	-7,25	557,1	147,2	10,71	1.577
S11	İzopentan	GAZ	77,8	4,40	-2.049,6	-6,40	12,3	147,2	56,02	8.247
S12	İzopentan	GAZ	52,7	1,30	-2.086,8	-6,38	3,6	147,2	12,75	1.877
S13	İzopentan	SIVI	32,6	1,30	-2.459,9	-7,59	609	147,2	0,26	38
S16	H ₂ O	SIVI	20	2,00	-15.994,2	-9,40	998,7	1.666,7	0,30	500
S17	H ₂ O	SIVI	28	1,50	-15.960,7	-9,29	991,5	1.666,7	0,10	175
S18	H ₂ O	SIVI	28	1,50	-15.958,2	-9,28	991,0	1.527,8	0,13	195
S19	H ₂ O	SIVI	20	2,00	-15.994,2	-9,40	998,7	1.527,8	0,30	459
S20	Jeotermal	SIVI	135	5,00	-15.468,1	-7,89	880,2	388,9	75,86	29.500
S21	Jeotermal	SIVI	112,8	4,25	-15.571,7	-8,15	904,6	388,9	49,99	19.439
S23	Jeotermal	SIVI	105,5	3,75	-15.605,6	-8,24	912,4	388,9	42,48	16.519
S26	Jeotermal	SIVI	80,7	3,00	-15.719,6	-8,55	938,5	388,9	21,23	8.256
S29	Jeotermal	SIVI	80,7	3,00	-15.719,5	-8,55	938,5	229,2	21,24	4.869
S30	Jeotermal	SIVI	80,7	3,00	-15.719,5	-8,55	938,5	159,7	21,24	3.393
S31	Jeotermal	SIVI	65	2,00	-15.791,3	-8,76	954,6	159,7	11,23	1.794
S32	Jeotermal	SIVI	65	2,00	-15.789,1	-8,75	954,1	229,2	11,49	2.634

Tablo 5.12: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu ısı değıştirici analizi

	Q-W	Egiren	Eçıkan	Ekserji Yıkımı
	kW	kW	kW	kW
YBB	40.289	10.062	8.962	1.099
YBYSOI	13.183	2.920	2.487	433
YBASOI	11.468	1.599	1.310	289
YBREK	5.405	349	269	80
YBY	55.792	2.004	326	1.678
ABB	44.333	8.262	6.670	1.592
ABOI	15.950	2.235	1.463	772
ABY	54.918	1.840	264	1.576
YBT	8.936	13.263	2.392	1.935
YBP	271	39	235	75
ABT	5.206	8.247	1.877	1.164
ABP	105	38	114	29

Tablo 5.13: Genel sistem enerji ve ekserji verimleri

Toplam Brüt Güç Üretimi (kW)	14.142
Sistem Net Güç Üretimi (kW)	13.766
Sistem Toplam Ekserji Yıkımı (kW)	10.722
Sistem Net Isıl Verimi (%)	10,54
Sistem Net Ekserji Verimi (%)	27,07

5.6 Temel ve Çift Basınç Kademeli ORC Konfigürasyonu İle Farklı Giriş Sıcaklıklarına Bağlı Olarak Farklı İş Akışkanlarının Analizi ve Karşılaştırması

Konfigürasyon seçimi, belirli sıcaklıklar arasında çalışacak santralin ekipmanlar yolu ile optimize edilmesi olarak düşünülebilir. Bunun yanı sıra iş akışkanının seçimi başlı başına bir araştırma konusudur. Piyasada ve literatürde sıkça karşılaşılan bazı akışkanlar bu çalışmada incelenmiştir. Bu akışkanlar izopentan, R141b, n-pentan, R113, R114, R142b, izobütan, R245fa, R236fa ve n-bütan'dır. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 110 °C, 135 °C, 160 °C ve reenjeksiyon sıcaklığı 65 °C olan temel ORC konfigürasyonu ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları için iş akışkanlarının performansı incelenmiştir. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C olan çevrimde basınç artışına bağlı olarak izobütan, R142b ve R236fa akışkanları için türbin giriş basınç limitleri sırasıyla 28,9 bar, 18,5 bar ve 22,8 bar olarak uygulama limiti getirilmiştir (Bao ve Zhao 2013). Özellikle R142b için getirilen sınırlama analizler sırasında türbin çıkışında yoğunlaşma sebebi ile türbine zarar vermemesi için 18,5 bar olarak kabul edilmiştir. Literatürde yapılan çalışmalarda, türbin çıkışında yoğunlaşmaya sebep olabilecek ve türbine yapısal zarar verecek olan akışkanın karşılaştırmaya alınmaması gerektiği, iş akışkanı basınçları için teknik uygulanabilirlik uygulanmaması durumunda yapılan optimizasyonun sonuçlarının yanlış olacağı bilgisi verilmiştir (Budisulistyo ve Krumdieck 2015). Bir başka çalışmaya göre ise toplam enerji üretim maliyeti en düşük seviyede olacak şekilde ekserjoekonomik analiz, optimizasyon ve performans karşılaştırması yapıldığında temel ORC konfigürasyonu en yüksek net güç üretimi ve en düşük enerji üretim maliyetini sergilemektedir. Bu farklılığın sebebi jeotermal akışkanın santral giriş sıcaklığının 160-170 °C aralığında seçilmesi ile sıcaklık farkının 5 °C alınmasıdır. Ayrıca analizler sadece izobütan, n-pentan, R245fa ve R152a iş akışkanları için yapılmıştır (Zare 2015). Analiz sonuçlarına göre akışkanların verimleri ve ürettikleri net güçler farklı jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıklarında farklı sonuçlar sergilemiştir. Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları arasında yapılan karşılaştırmanın sebebi konfigürasyon seçiminin belirli jeotermal akışkan sıcaklıkları arasında farklı iş akışkanları ile nasıl sonuç vereceğini ortaya koymaktır. Aşağıda her iki konfigürasyon ile ilgili analiz sonuçları verilmiştir.

5.6.1 Temel ORC Konfigürasyonu İle Yapılan Analizler

Temel ORC konfigürasyonu için Tablo 5.14'deki verilere göre jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 110 °C olması durumunda en iyi sonucu 8.050 kW net güç ve % 9,98 ısı verim ile izobütan iş akışkanı vermiştir. En düşük değerler ise 1.184 kW net güç ve % 1,47 ısı verim ile R113 iş akışkanıyla elde edilmiştir. Ekserji yıkımları açısından bir değerlendirme yapıldığında beklenildiği üzere en çok ekserji yıkımı 12.023 kW ile R113 iş akışkanında ve en az ekserji yıkımı ise yine 5.126 kW ile izobütan iş akışkanında olduğu görülmektedir.

Tablo 5.14: Temel ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 110 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları

Akışkan	W _{net} (kW)	Isıl Verim (%)	Ekserji Verimi (%)	Toplam Ekserji yıkımı (kW)	Akışkan Debisi (kg/s)	Türbin Giriş Basıncı (bar)
İzopentan	5.752	7,25	21,43	7.187	198,61	3,9
R141b	4.650	5,8	16,76	8.384	333,33	3,1
N-pentan	3.974	5	13,57	9.070	200	2,8
R113	1.184	1,47	3,65	12.023	547,22	1,7
R114	7.807	9,8	22,25	5.251	500	9,1
R142b	7.800	9,8	17,78	5.247	338,89	13
İzobütan	8.050	9,98	17,88	5.126	201,39	13,1
R245fa	7.128	8,94	23,31	5.932	355,56	7,1
R236fa	7.553	9,46	19,33	5.523	441,67	12,9
N-bütan	6.562	8,22	16,34	6.951	191,7	9

Temel ORC konfigürasyonu için Tablo 5.15'deki verilere göre jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 135 °C olması durumunda en iyi sonuç 14.524 kW net güç ve % 11,55 ısı verim ile R236fa iş akışkanı ile elde edilmiştir. En düşük değerler ise 2.858 kW net güç ve % 2,28 ısı verim ile yine R113 iş akışkanı kullanımında görülmektedir. Ekserji yıkımı açısından değerlendirildiğinde ise beklenildiği gibi en yüksek ekserji yıkımı 21.737 kW ile R113 iş akışkanında ve en az ekserji yıkımı ise 10.011 kW ile R236fa iş akışkanında olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 5.15: Temel ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 135 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları

Akışkan	W _{net} (kW)	Isıl Verim (%)	Ekserji Verimi (%)	Toplam Ekserji yıkımı (kW)	Akışkan Debisi (kg/s)	Türbin Giriş Basıncı (bar)
İzopentan	10.825	8,63	22,52	13.714	302,8	4,9
R141b	8.556	6,82	17,9	16.013	513,89	3,6
N-pentan	7.837	6,26	15,3	16.692	305,56	3,4
R113	2.858	2,28	5,23	21.737	833,33	1,9
R114	13.818	10,97	22,02	10.758	777,78	12,2
R142b	13.667	10,86	17,84	10.884	536,11	16,7
İzobütan	14.264	11,31	18,34	10.324	308,3	18,1
R245fa	13.666	10,86	25,68	10.886	536,11	9,7
R236fa	14.524	11,55	21,39	10.011	666,67	21
N-bütan	12.421	9,87	18,1	12.010	291,7	11,7

Temel ORC konfigürasyonu için Tablo 5.16'deki verilere göre jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C olması durumunda daha önceki sıcaklıklardaki durumdan farklı olarak en iyi sonuç 22.636 kW net güç ve % 13,13 ısı verim ile R114 iş akışkanı ile elde edilmiştir. Bununla birlikte, en olumsuz sonuçlar yine R113 iş akışkanı ile elde edilmiştir. Güç üretimi 5.755 kW ve ısı verim % 3,35 değerlerine düşmüştür. Ekserji yıkımları incelendiğinde R113 iş akışkanı ile 33.142 kW ve R114 iş akışkanı ile 15.988 kW ekserji yıkımları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.16: Temel ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 160 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları

Akışkan	W _{net} (kW)	Isıl Verim (%)	Ekserji Verimi (%)	Toplam Ekserji yıkımı (kW)	Akışkan Debisi (kg/s)	Türbin Giriş Basıncı (bar)
İzopentan	18.293	10,6	24,38	20.530	393,06	7
R141b	14.282	8,17	19,17	24.683	691,67	4,4
N-pentan	13.750	8,03	17,61	24.914	402,78	4,5
R113	5.755	3,35	7,08	33.142	1125	2,2
R114	22.636	13,13	23,19	15.988	1.016,67	22
R142b	18.757	10,87	16,53	19.971	744,45	18,5
İzobütan	21.908	12,76	18,61	16.629	416,7	28,9
R245fa	22.053	12,89	26,63	15.626	697,22	16
R236fa	20.381	11,82	20,81	17.488	911,11	22,8
N-bütan	21.071	12,2	20,54	16.914	379,2	18

5.6.2 Çift Basınç Kademeli ORC İle Yapılan Analizler

Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için Tablo 5.17'deki verilere göre jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 110 °C olması durumunda en iyi sonucu 9.042 kW net güç ve % 10,85 ısı verim ile izobütan iş akışkanı vermiştir. En düşük değerler ise 3.294 kW net güç ve % 3,98 ısı verim ile R113 iş akışkanı ile elde edilmiştir. Ekserji yıkımları açısından değerlendirildiğinde de en yüksek ekserji yıkımı 10.287 kW ile R113 iş akışkanı ve en düşük ekserji yıkımı 3.847 kW ile izobütan iş akışkanı ile gerçekleştirildiği tespit edilmiştir.

Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için Tablo 5.18'deki verilere göre jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 135 °C olması durumunda en yüksek net güç ve verim sırasıyla 16.121 kW ve % 12.45 olarak n-bütan iş akışkanı ile elde edilebileceği belirlenmiştir. En düşük net güç ve verim de yine R113 iş akışkanı ile 7.174 kW ve % 5.59 olarak tespit edilmiştir. N-bütan ve R113 iş akışkanlarının kullanıldığı sistemlerde ekserji yıkımları sırasıyla 7.954 kW ve 18.254 kW olarak hesaplanmıştır.

Tablo 5.17: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 110 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları

Akışkan	W_{net} (kW)	Isıl Verim (%)	Ekserji Verimi (%)	Toplam Ekserji yıkımı (kW)	Akışkan Debisi (kg/s)	Türbin Giriş Basıncı (bar)	
						YB	AB
İzopentan	6.954	8,5	24,15	5.925	197,5	6,1	3,8
R141b	6.013	7,52	20,44	7.478	323,6	5,8	3,1
N-pentan	5.297	6,53	17,01	8.204	196,1	4,7	2,7
R113	3.294	3,98	9,55	10.287	527,8	3	1,7
R114	8.172	9,97	21,7	5.384	516,7	12,8	8,6
R142b	8.490	10,48	18,53	5.042	344,5	18,8	12,6
İzobütan	9.042	10,85	16,95	3.847	202,8	17,9	12,4
R245fa	8.153	10,06	25,97	5.371	350	11	6,9
R236fa	8.374	10,2	20,9	5.154	444,5	18,3	12,4
N-bütan	8.820	10,66	22,52	4.359	184,7	13,4	9

Tablo 5.18: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 135 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları

Akışkan	W_{net} (kW)	Isıl Verim (%)	Ekserji Verimi (%)	Toplam Ekserji yıkımı (kW)	Akışkan Debisi (kg/s)	Türbin Giriş Basıncı (bar)	
						YB	AB
İzopentan	13.766	10,54	27,07	10.722	300	9,1	4,4
R141b	12.386	9,81	24,2	11.886	493	8,2	3,5
N-pentan	11.190	9,24	21,38	12.246	274	7,6	3,6
R113	7.174	5,59	12,14	18.254	788,9	5,1	1,8
R114	15.030	11,78	23,22	9.552	769,5	20,7	11,5
R142b	13.676	10,89	17,68	10.770	536,12	18,5	16,5
İzobütan	15.570	12	19,34	8.913	314	28,5	16,5
R245fa	15.658	11,82	27,87	8.790	548,6	16,8	8,4
R236fa	15.102	11,71	22,02	9.406	677,8	22,8	21
N-bütan	16.121	12,45	23,99	7.954	277,8	20,7	11,6

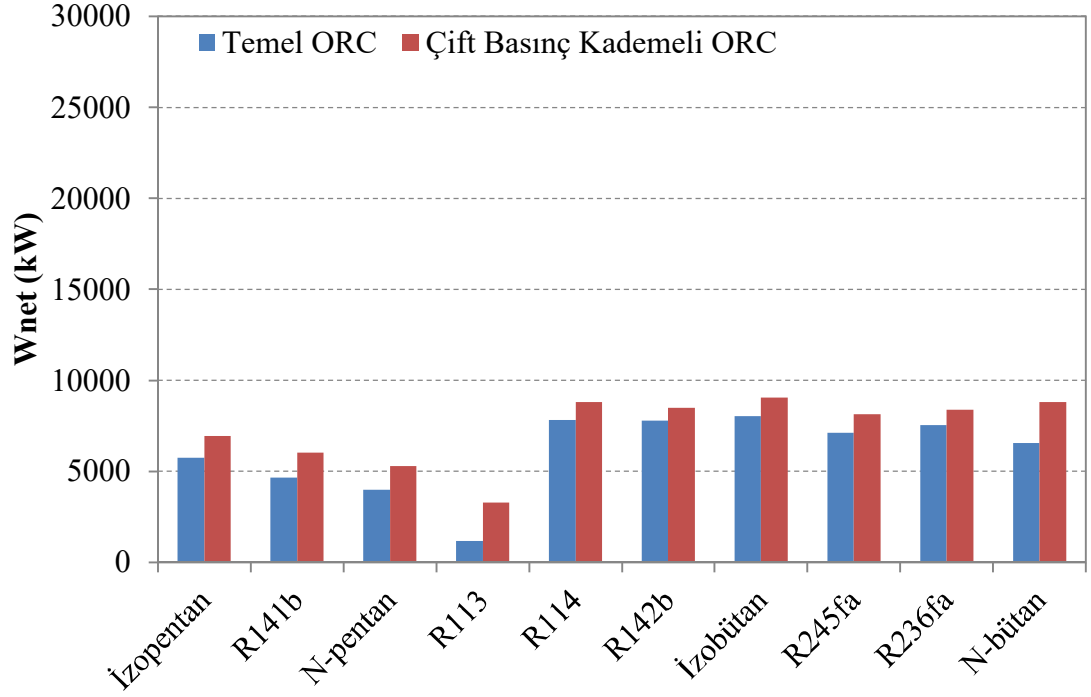
Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için Tablo 5.19'daki verilere göre jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C olması durumunda da 135 °C'deki duruma benzer olarak en yüksek net güç (25.052 kW) ve verim (% 14.21) n-bütan iş akışkanı ile sağlanabildiği belirlenmiştir. En düşük net güç (12498 kW) ve verim (% 7,15) yine R113 iş akışkanı kullanımı ile olduğu tespit edilmiştir. Ekserji yıkımı açısından değerlendirildiğinde en yüksek toplam ekserji yıkımı 25.410 kW ile R113 iş akışkanında ve en düşük ekserji yıkımı ise 12.015 kW ile n-bütan iş akışkanı kullanımı ile oluşabileceği belirlenmiştir.

Tablo 5.19: Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 160 °C olması durumunda iş akışkanlarının analiz sonuçları

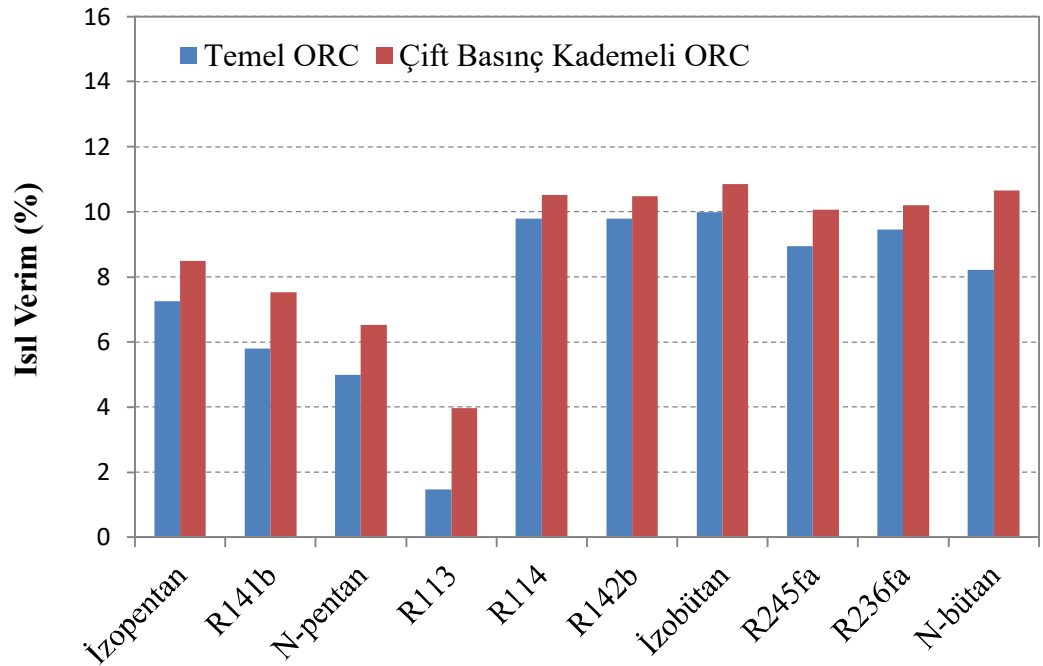
Akışkan	W_{net} (kW)	Isıl Verim (%)	Ekserji Verimi (%)	Toplam Ekserji yıkımı (kW)	Akışkan Debisi (kg/s)	Türbin Giriş Basıncı (bar)	
						YB	AB
İzopentan	22.152	12,33	27,99	15.929	388,89	14,1	5,6
R141b	19.203	10,8	23,92	18.876	677,78	10,8	3,8
N-pentan	17.708	10,16	21,13	20.158	380,56	10,4	3,8
R113	12.498	7,15	14,19	25.410	1.033,4	8,7	2
R114	23.871	13,59	24,44	14.017	1.022,23	27,6	20
R142b	19.167	11,1	17,2	18.663	736,1	18,5	18,5
İzobütan	23.037	13,08	19,74	14.904	420	28,9	28,9
R245fa	23.234	13,18	27,11	14.663	716,6	28,1	13
R236fa	20.956	11,82	21,22	16.953	930,6	22,8	22,88
N-bütan	25.052	14,21	25,12	12.015	365,28	30,1	17,5

5.6.3 Karşılaştırmalı Analiz Sonuçları

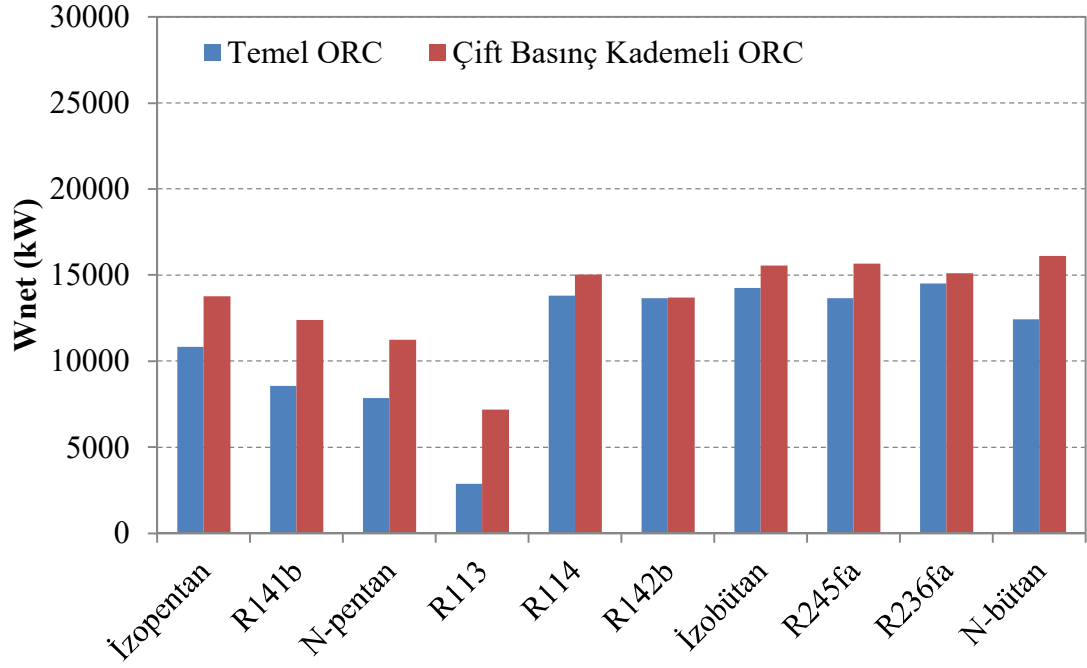
Jeotermal akışkanın santral giriş sıcaklığına (110 °C, 135 °C ve 160 °C) bağlı olarak temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları için yapılan analizler sonucunda on farklı iş akışkanı için elde edilen net güç ve ısı verimleri Şekil 5.5, Şekil 5.6, Şekil 5.7, Şekil 5.8, Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da karşılaştırılmıştır.



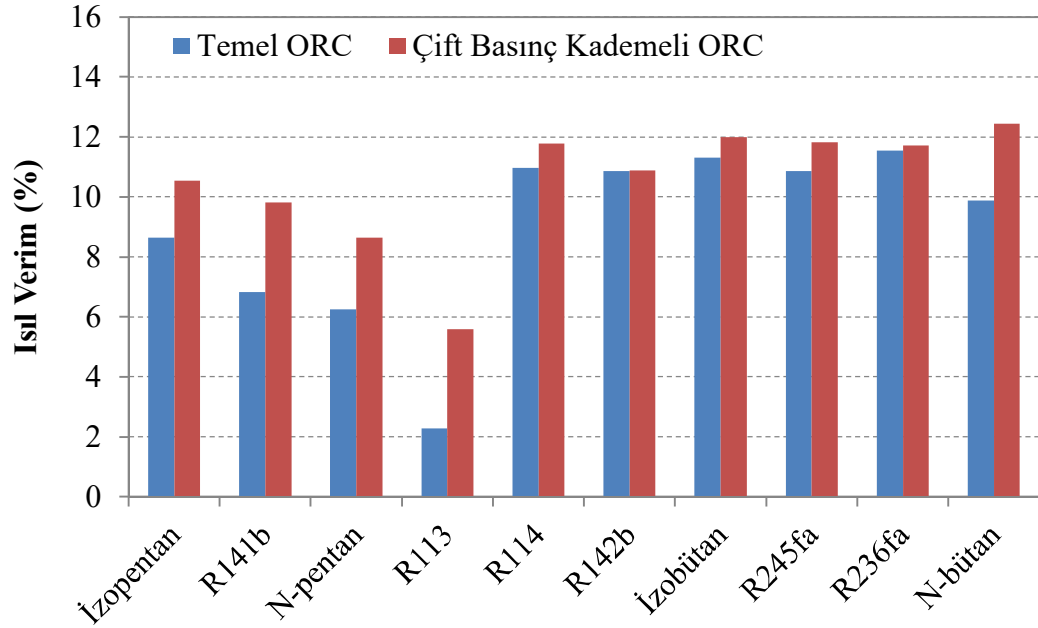
Şekil 5.5: 110 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları net güç karşılaştırması



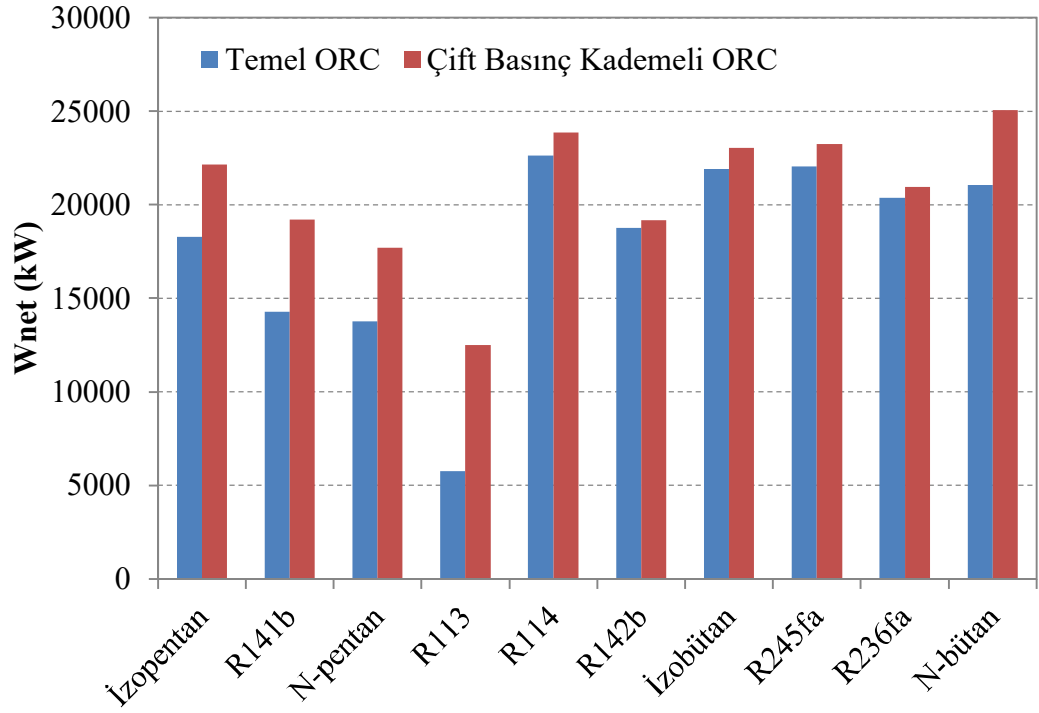
Şekil 5.6: 110 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları ısı verim karşılaştırması



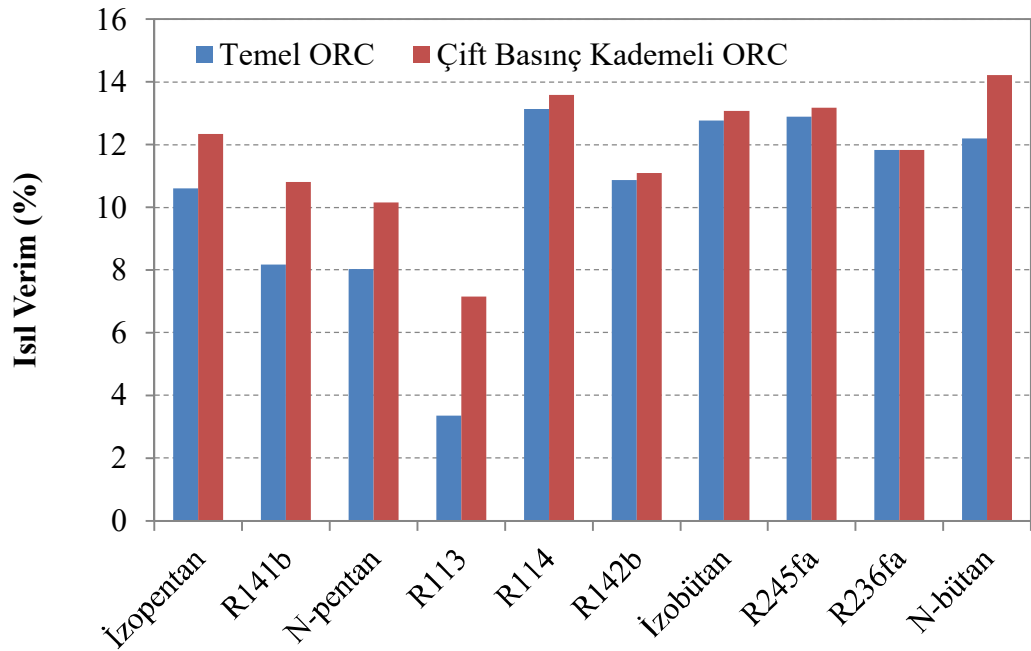
Şekil 5.7: 135 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları net güç karşılaştırması



Şekil 5.8: 135 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları ısı verim karşılaştırması



Şekil 5.9: 160 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları net güç karşılaştırması



Şekil 5.10: 160 °C Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları ısı verim karşılaştırması

Aynı jeotermal akışkan giriş ve çıkış sıcaklığında, çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu ile temel ORC konfigürasyonuna göre tüm akışkanlarla daha fazla güç üretilmiş ve daha iyi bir verim elde edilmiştir. Bu durum n-pentan ve R245fa iş akışkanları ile temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları için yapılan başka bir çalışmada da rapor edilmiştir (Budisulistyo ve Krumdieck 2015). Başka bir çalışmada ise jeotermal akışkan sıcaklığı 150-200 °C arasında olması durumunda çift basınç kademeli ORC konfigürasyonun temel ORC konfigürasyonuna göre verimli olmasına rağmen çok ciddi güç artışı sağlamadığı bildirilmiş, bununla birlikte jeotermal akışkan sıcaklığı 100-120 °C arasında olması durumunda ise çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunun temel ORC konfigürasyonundan % 29 daha fazla net güç ürettiği rapor edilmiştir (Manente ve diğ. 2017). Ancak bu güç artışı tasarımın uygulanabilirliğini tek başına belirlemeye yetmemektedir. Çift basınç kademeli konfigürasyonun ürettiği fazla güç miktarına göre elektrik satışından elde edilecek kar ile ilk yatırım maliyetlerindeki artış kıyaslanarak karar verilmesi gerekliliği bulunmaktadır.

110 °C, 135 °C ve 160 °C jeotermal akışkan sıcaklıklarında temel ORC konfigürasyonu için sırasıyla izobütan, R236fa ve R114 iş akışkanları en iyi termodinamik performansı göstermesine rağmen çift basınç kademeli ORC için sırasıyla izobütan, n-bütan ve n-bütan iş akışkanları en iyi performans sağlamıştır. Analiz sonuçları, temel ORC konfigürasyonu için en iyi sonucu veren akışkanların her durumda çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için de en iyi sonucu vermediğini ortaya koymaktadır. Sadece 110 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığında izobütan iş akışkanı hem temel hem de çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları için en yüksek net güç ve verim sağlamıştır.

Bunun yanı sıra 135 °C jeotermal akışkan sıcaklığında temel ORC konfigürasyonu için R236fa iş akışkanı en iyi sonucu vermesine rağmen aynı koşullarda çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda n-bütan iş akışkanı en iyi sonucu vermektedir. Ancak R236fa iş akışkanı çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için incelendiğinde 15102 kW net güç üretimi ile temel ORC konfigürasyonuna göre 578 kW daha fazla net güç üretmiştir. Aynı durum 160 °C jeotermal akışkan sıcaklığında temel ORC konfigürasyonu için R114 iş akışkanı en iyi sonucu vermesine rağmen aynı koşullarda çift basınç kademeli ORC

konfigürasyonunda n-bütan iş akışkanı en iyi sonucu vermektedir. R114 iş akışkanı çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda 23.871 kW net güç ve % 13,59 ısı verim ile temel ORC konfigürasyonuna göre 1.235 kW daha fazla net güç ürettiği de belirtilmelidir. Analizlere göre ısı değiştiricideki sıcaklık farkı kabulü ve reenjeksiyon sıcaklığının sabit tutulması ile yapılan optimizasyon çalışmaları, çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda temel ORC konfigürasyonuna göre daha fazla net güç üretimi gerçekleştiğini göstermektedir. Ancak her akışkan konfigürasyon değişimine aynı oranda güç artışı sağlayamamaktadır. Bu durum her akışkanın kendi termofiziksel özelliklerine bağlı olarak değişiklik göstermesi ile açıklanabilmektedir. Aynı zamanda akışkanların debilerinde değişiklikler olmaktadır. Bu sonuçlara göre termodinamik açıdan uygun olduğu düşünülen akışkanların ve dolayısı ile konfigürasyonların ekonomik analizi yapılarak en uygun olan santral tasarımı seçilerek uygulanmalıdır.

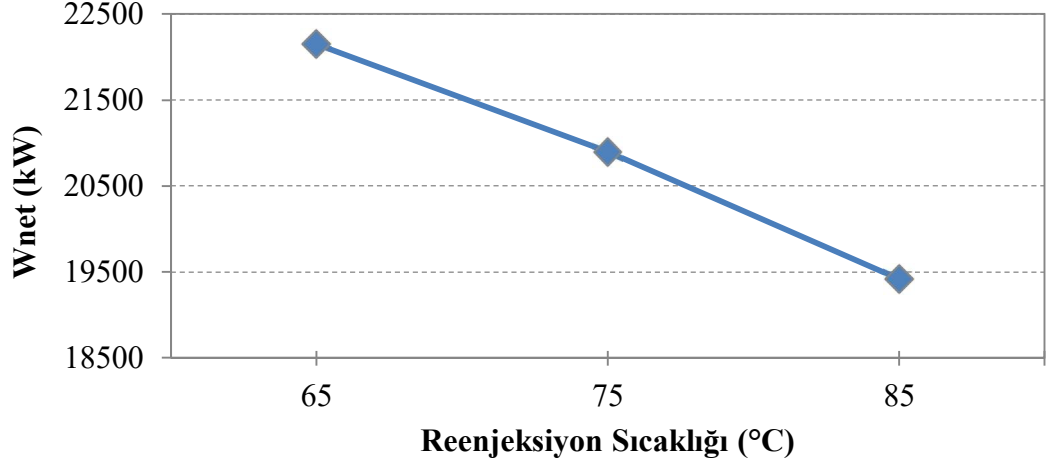
Burada dikkati çeken bir diğer husus da türbin giriş basıncının jeotermal akışkanın giriş sıcaklığının artmasına bağlı olarak yükselmesidir. Bunun sebebi buharlaştırıcıda sıcaklık farkının her akışkan için aynı olmasını sağlamak adına giriş basınçlarının arttırılmasıdır. Bu sayede buharlaşma sıcaklığı artmış ve istenilen sıcaklık farkı değeri elde edilmiştir. Yapılan başka bir çalışmada ise incelenen tüm akışkanlar için termal verim buharlaşma basıncının artması ile kademeli olarak arttığı rapor edilmiştir (Budisulistyo ve Krumdieck 2015). Ayrıca yüksek basınçlarda tasarlanan bir sistemin tüm borulama, ısı değiştirici, türbin ve pompa gibi elemanlarının özel tasarım yapılarak yüksek basınca dayanıklı dolayısı ile et kalınlığı fazla malzemeler ile üretilmesi gerekmektedir. Bu durum, sistemin ilk yatırım maliyetlerini arttıracak gibi işletme ve bakım maliyetlerini de arttıracak niteliktedir.

5.7 Farklı Reenjeksiyon Sıcaklıklarında Çift Basınç Kademeli ORC Konfigürasyonu Analizi

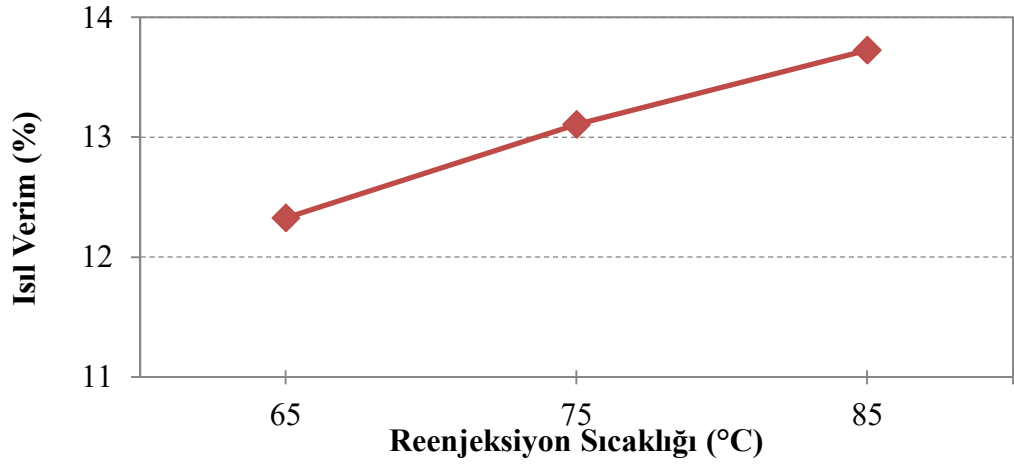
Jeotermal sahaların bir diğer problemi jeotermal akışkanın kimyasal bileşimine bağlı olarak kimyasal madde çökmesidir. Bu durum kuyularda çökme önleyici inhibitör kimyasalları kullanılarak önlenmektedir. Dolayısı ile işletme maliyetlerine kimyasal sarf malzeme kullanımı ve santrallerde kimyager bulundurma

zorunluluğu eklenmektedir. Kimyasal sarf malzemelerin kullanımı reenjeksiyon sıcaklığı ile de ilişkili olup işletme maliyetlerini etkilemektedir. Bunun yanı sıra silika birikmesi mekanik ve kimyasal temizlik işlemi ile ekipmanlardan uzaklaştırılmaktadır. Bu işlem zahmetli ve santralin durmasına kadar gidebilen bakım işlemlerine sebep olabilmektedir. Kimyasal maddelerin çökmesini engellemek ve kaynak sıcaklığını düşürmemek için yapılacak kimyasal analize bağlı olarak genellikle reenjeksiyon sıcaklığı 75 °C veya 85 °C gibi daha yüksek sıcaklıklarda yapılabilmektedir. Vaka analizi yapılan farklı bir çalışmada reenjeksiyon sıcaklığı silika çökmesi probleminin yaşanmaması için 83 °C alınmıştır (Langella ve diğ. 2017). Jeotermal sahaların kimyasal bileşimleri her saha için farklı olsa da ülkemizdeki yüksek sıcaklıklı sahalarda daha sık rastlanan bir problem olarak ortaya çıkmaktadır.

Burada da 160 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığına sahip saha için reenjeksiyon sıcaklığı 75 °C ve 85 °C olan iki farklı çift basınç kademeli ORC santrali incelenmiş ve reenjeksiyon sıcaklığı 65 °C olan santrale göre karşılaştırılmıştır. Net güç üretimi reenjeksiyon sıcaklığı arttıkça azalmasına rağmen ısı veriminde artış gözlenmiştir. Bunun sebebi ise reenjeksiyon sıcaklığının düşmesi ile jeotermal akışkandan iş akışkanına aktarılan ısı enerjinin azalmasına rağmen üretilen net güçteki azalmanın daha düşük olmasıdır. Dolayısı ile ısı veriminde artış gözlenmesi doğal bir sonuçtur. Şekil 5.11 ve Şekil 5.12’de görüldüğü üzere en yüksek net güç üretimi beklendiği üzere 22.152 kW ile 65 °C reenjeksiyon sıcaklığına sahip konfigürasyonda olmaktadır. Ayrıca en yüksek ısı verim % 13,73 ile 85 °C reenjeksiyon sıcaklığına sahip konfigürasyonda sağlanmaktadır. Bunun yanı sıra Tablo 5.20’de verilen analiz sonuçlarına göre reenjeksiyon sıcaklığı 75 °C olduğunda 65 °C reenjeksiyon sıcaklığına göre 1.249 kW daha az net güç üretimi gerçekleşmiştir. Aynı durum 85 °C reenjeksiyon sıcaklığında analiz edildiğinde 2.736 kW daha düşük net güç üretimi gerçekleşmektedir. Reenjeksiyon sıcaklığı 65 °C olan santrale göre 75 °C ve 85 °C reenjeksiyon sıcaklığına sahip santrallerdeki net güç üretimi sırasıyla; % 5,64 ve % 12,35 oranında azalmıştır. Sonuçlarda görülen bir diğer önemli nokta da reenjeksiyon sıcaklığı arttıkça her iki basınç kademesinde de iş akışkanının basıncı artarken debisi azalmaktadır. Isı değiştiricilerinde sıcaklık farkının sağlanması için düşen debi artan basınç ile dengelenmiştir. Sonuç olarak reenjeksiyon sıcaklığı arttırıldığında net güç üretimi düşmektedir.



Şekil 5.11: Reenjeksiyon sıcaklığına bağlı net güç üretimi



Şekil 5.12: Reenjeksiyon sıcaklığına bağlı ısı verim

Tablo 5.20: Farklı reenjeksiyon sıcaklıklarına bağlı çift basınç kademeli ORC analizi sonuçları

İş Akışkanı	Reenjeksiyon Sıcaklığı (°C)	Wnet (kW)	Isıl Verim (%)	Ekserji Verimi (%)	Toplam Ekserji yıkımı (kW)	Akışkan Debisi (kg/s)	Türbin Giriş Basıncı (bar)	
							YB	AB
İzopentan	65	22.152	12,33	27,99	15.929	388,9	14,1	5,6
	75	20.903	13,11	28,26	14.844	336,1	15,6	7,9
	85	19.416	13,73	28,35	13.782	291,6	16,7	10,1

5.8 Çift Basınç Kademeli Çift Akışkanlı ORC Konfigürasyonunun Karşılaştırmalı Analizi

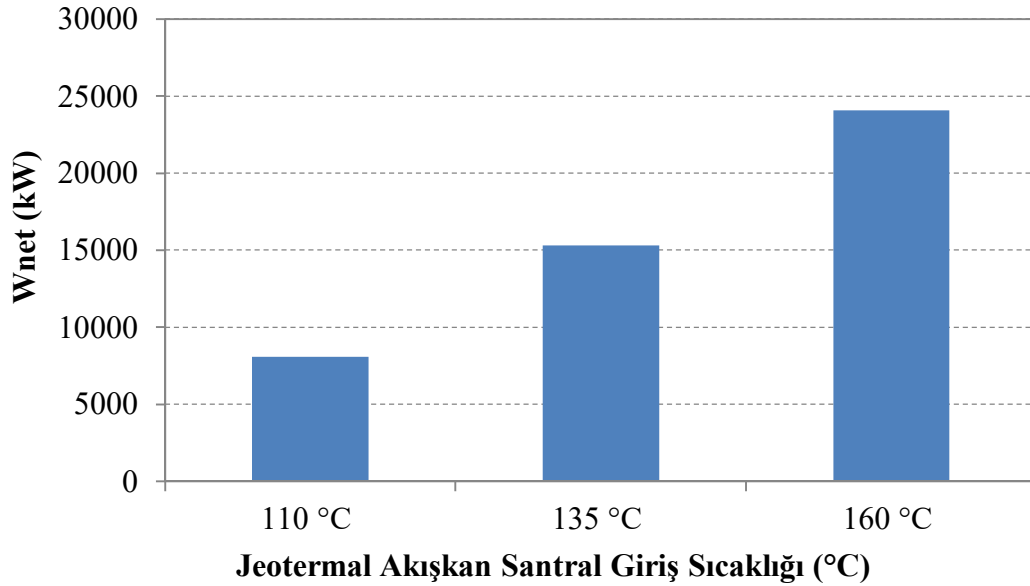
Farklı bir yaklaşım ile çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu, alçak ve yüksek basınç kademelerinde farklı akışkanlar kullanılarak analiz edilmiştir. Bu çalışmanın amacı çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda özellikle düşük sıcaklıklarda iyi tepki veren farklı bir akışkan kullanarak sistemin verimliliğini arttırmaya çalışmaktır. Yüksek basınç kademesi izopentan ve alçak basınç seviyesi R245fa olacak şekilde 110 °C, 135 °C ve 160 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıkları için karşılaştırmalı analizler yapılmıştır. Tablo 5.21’de verilen analiz sonuçlarına göre yapılan tasarımlardan jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığının 110 °C, 135 °C ve 160 °C olmasına göre net güç üretimleri ve ısı verimler sırasıyla; 8.100 kW ve % 9,77, 15327 kW ve % 11,69, 24.066 kW ve % 13,38 olarak elde edilmiştir. Şekil 5.13 ve Şekil 5.14’teki grafiklerden de anlaşılabileceği üzere jeotermal akışkan sıcaklığının artması ile net güç üretimi ve ısı verim artmaktadır. Bu durum tasarımlarda sadece izopentan veya R245fa iş akışkanı kullanıldığında gözlenen eğilim ile aynıdır. Tablo 5.21’de verilen analiz sonuçları ve Şekil 5.15’de verilen karşılaştırmalı grafiğe göre yeni sistem, her iki basınç kademesinde izopentan kullanılan sistem ile kıyaslandığında jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıkları için sırasıyla; 1146 kW, 1.561 kW ve 1.914 kW daha fazla net güç üretmiştir. Aynı sonuçlar her iki basınç kademesinde R245fa kullanan sisteme göre kıyaslandığında ise jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 110 °C olan tasarımda çift akışkanlı ORC tasarımı 35 kW ve 135 °C olan tasarım için ise 331 kW daha az güç üretmiştir. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C için ise 832 kW daha fazla net güç üretimi gerçekleştirebilmektedir. Daha önceki bölümlerde verilen bilgiler incelendiğinde R245fa iş akışkanı tüm jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıkları için izopentan iş akışkanından daha fazla net güç üretimi gerçekleştirmiştir. Bu durum, R245fa iş akışkanı kullanan tasarımlarda iş akışkanının debisinin fazla olması buna bağlı olarak ısı taşıma kapasitesinin izopentan iş akışkanına göre daha fazla olması ile açıklanabilmektedir. Bu sebeple izopentan ile R245fa iş akışkanı birlikte kullanıldığında sadece izopentan kullanan tasarıma göre daima iyi sonuç vermesi beklenen bir durumdur.

Tablo 5.21: Çift basınç kademeli çift akışkanlı ORC konfigürasyonu analiz sonuçları

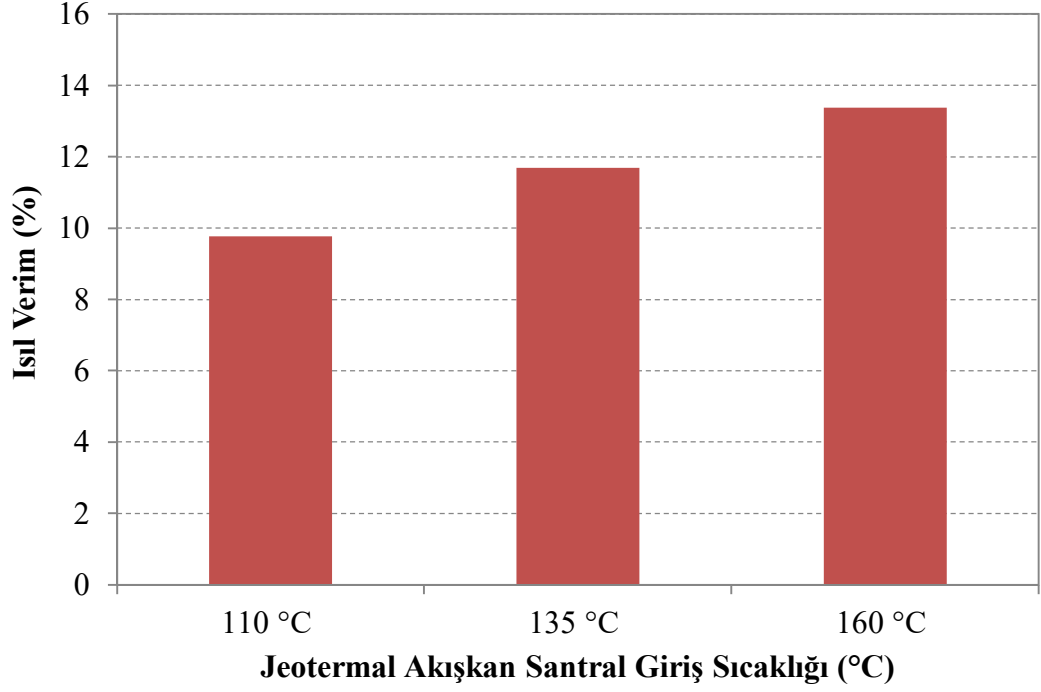
İş Akışkanı	Jeotermal Akışkan Sıcaklığı (°C)	W _{net} (kW)	Isıl Verim (%)	Ekserji Verimi (%)	Toplam Ekserji yıkımı (kW)	Akışkan Debisi (kg/s)		Türbin Giriş Basıncı (bar)	
						YB	AB	YB	AB
İzopentan-R245fa	110	8.100	9,77	27,43	4.819,7	88,6	173,6	6,1	6,6
	135	15.327	11,69	29,28	8.671,6	152,8	225,6	9,1	8,3
	160	24.066	13,38	29,79	13.312	208,3	313,9	14,1	11
İzopentan	110	6.954	8,5	24,15	5.925	98,6	98,9	6,1	3,8
	135	13.766	10,54	27,07	10.722	152,3	147,2	9,1	4,4
	160	22.152	12,33	27,99	15.929	208,3	180,6	14,1	5,6
R245fa	110	8.153	10,06	25,97	5.371	166,7	183,3	11	6,9
	135	15.658	11,82	27,87	8.790	291,7	256,9	16,8	8,4
	160	23.234	13,18	27,11	14.663	333,3	383,3	28,1	13

Bunun yanı sıra çift akışkanlı ORC tasarımı sadece R245fa iş akışkanını kullanan tasarıma göre 110 °C ve 135 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıkları için az miktarda da olsa daha düşük net güç üretimi gerçekleştirmiştir. Bunun sebebi aynı sıcaklıklar için R245fa iş akışkanı kullanıldığında yüksek basınç kademesinden daha fazla güç elde edilmesidir. Ancak jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C olması durumunda R245fa iş akışkanını kullanan tasarımdaki yüksek basınç kademesi izopentana göre daha az net güç üretimi sağlamaktadır. Bu sebeple jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C olması durumunda çift akışkanlı ORC tasarımı hem izopentan kullanan hem de R245fa kullanan santrallerden daha iyi net güç üretimi gerçekleştirmiştir.

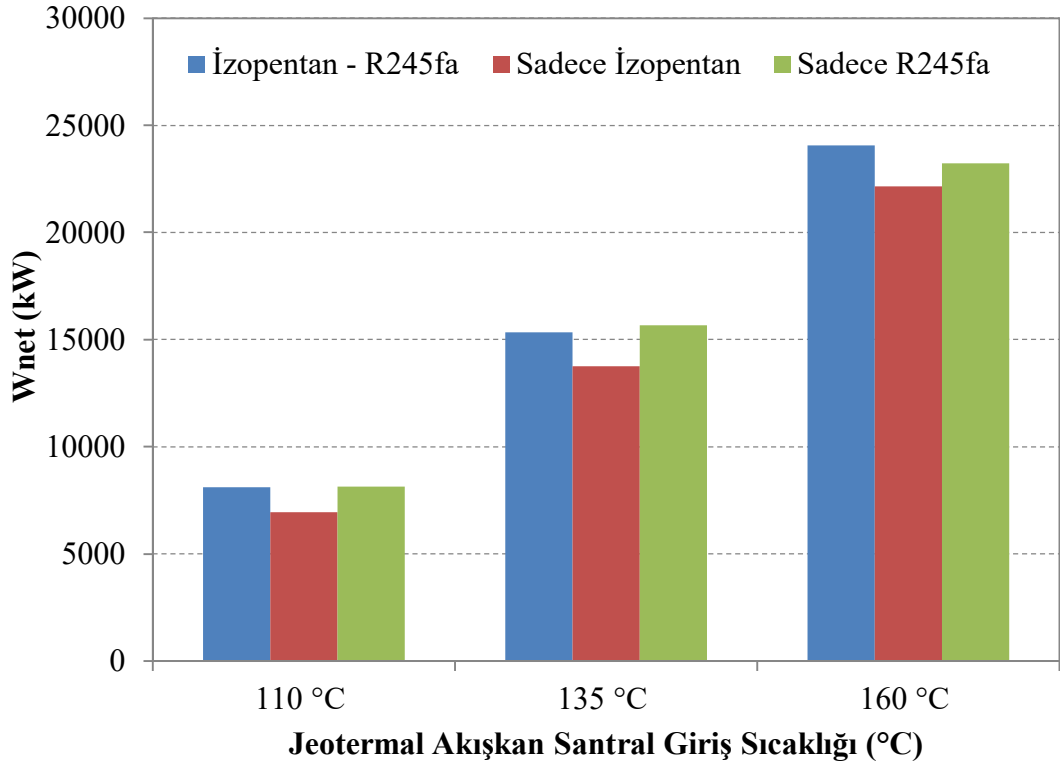
Öte yandan çift akışkanlı tasarım, sadece izopentan kullanan tasarıma göre diğer sıcaklıklar için de uygulanabilir olduğu değerlendirilmiştir. Çünkü net güç üretimi sadece izopentan kullanan tasarıma kıyasla 110 °C, 135 °C ve 160 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıkları için sırasıyla; % 16,48, % 11,34 ve % 8,64 daha fazladır.



Şekil 5.13: Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığına göre çift akışkanlı ORC tasarımı net güç üretimi



Şekil 5.14: Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığına göre çift akışkanlı ORC tasarımı net ısı verim



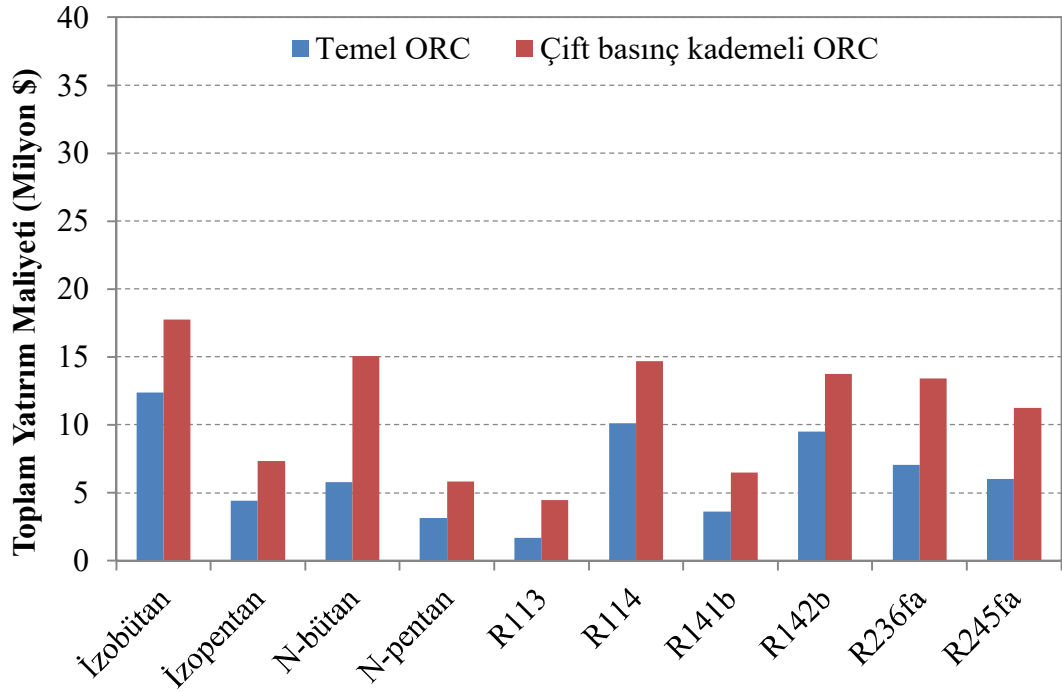
Şekil 5.15: Çift akışkanlı ORC tasarımının sadece izopentan ve R245fa kullanan tasarımlar ile net güç üretimi karşılaştırması

5.9 Temel ve Çift Basınç Kademeli ORC konfigürasyonlarının Ekonomik Analizi

Aspen Plus programı içerisinde bulunan ekonomik analiz aracı programın özgün ayarlarında USA standartlarında fiyatlama yaparak analiz yapmaktadır. Bu sebeple ekipmanlar ABD doları üzerinden değerlendirilmiştir. Program içerisinde türbin fiyatları mevcut değildir. Literatürde bulunan düşük basınç türbinleri için 500 \$/kW ve yüksek basınç türbinleri için 700 \$/kW fiyatlama ile üretilen brüt güçler esas alınarak türbin maliyetleri hesap edilmiştir. Elektriğin satış fiyatı ise ülkemizde de güncel olan 0,105 \$/kW alınmış ve elektrik satışı bu fiyat üzerinden değerlendirilmiştir. Santral yıllık çalışma süresi 8.000 saat olarak kabul edilmiştir. Akışkan seçimi dolayısı ile çevrimin işletme koşulları santral tasarımını etkileyen en önemli etkenlerden bir tanesidir. Bu sebeple her akışkan için aslında farklı bir santral tasarımı oluşturulduğunu söylemek yanlış olmaz. Bu sebeple her akışkan ile ayrı ayrı incelenen santraller farklı jeotermal giriş sıcaklıklarına bağlı olarak sınıflandırılmışlardır. Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonuna geçişteki maliyet artışının sebebi daha fazla ekipman barındırması ve işletme koşullarındaki değişikliklere bağlı tasarım farklılıklarıdır. Bunun yanı sıra iş akışkanının maliyeti de göz önüne alınmalıdır. Bunun için tasarımdaki tüm ekipmanların ve boruların analizi yapılarak gerekli iş akışkanı hacmi hesaplanmalıdır. Bu sebeple iş akışkanı maliyetinin hesaplanması daha karmaşık bir süreçtir. Ancak literatürde ve uygulamada iş akışkanlarının hammadde veya ticari ürün olması durumunda fiyat farkları hakkında bilgiler mevcuttur. Örneğin R245fa iş akışkanı üretim süreci n-pentan'a göre daha pahalı olması büyük ölçekli yatırımlarda maliyeti ciddi oranda etkilemesi sebebi ile tercih edilmemektedir (Budisulistyo ve Krumdieck 2015). Bu nedenle literatürde ekonomik analizin karşılaştırmasında farklı yaklaşımlar mevcuttur. Bunlardan bir tanesi net elektriksel güç çıkışı ve toplam yatırım maliyetinin net elektriksel güç çıkışı ile oranı tasarımlar arasında en ekonomik tasarımı bulmak için gösterge olarak kullanılmıştır (Budisulistyo ve Krumdieck 2015). Bu tez kapsamında ise toplam yatırım maliyeti analizi yanında konfigürasyon değişimine bağlı yani çift basınç kademeli ORC konfigürasyonun temel ORC konfigürasyonuna göre güç artışı, yatırım maliyeti artışı, güç artışına bağlı yıllık kazanç ve yatırım geri dönüş süresini sadece fazladan üretilen net güçten elde edilen elektrik satışı hesaplanarak karşılaştırmalı analizler yapılmıştır.

Aspen Plus programından elde edilen ekipmanların ekonomik verilerine göre tüm iş akışkanları için 110 °C, 135 °C ve 160 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı için temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları arasında yatırım maliyetleri analiz edilmiştir.

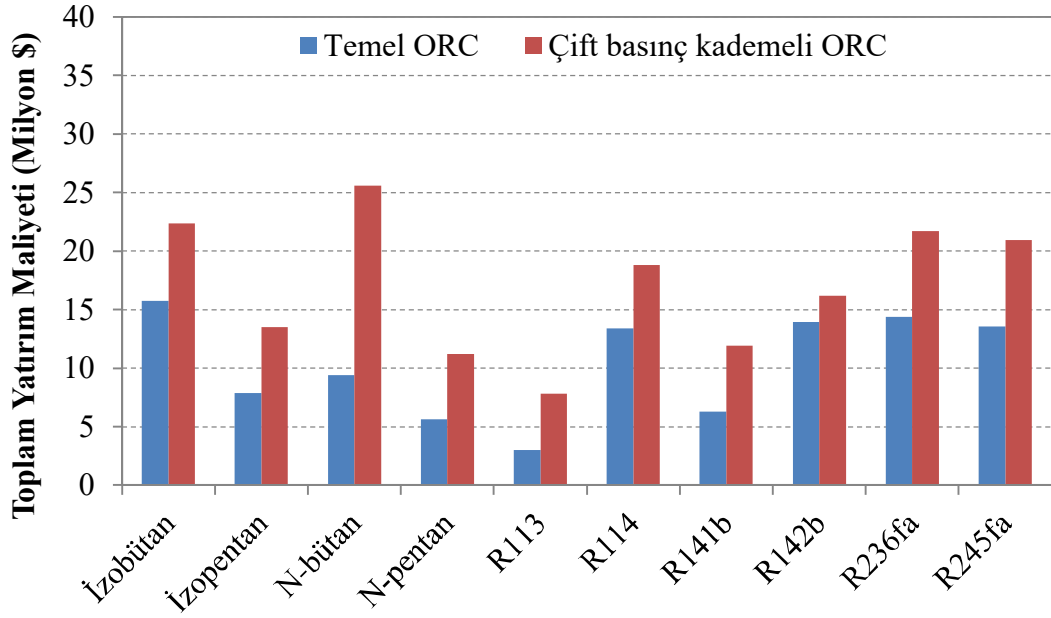
Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 110 °C için temel ORC konfigürasyonunda R113 iş akışkanı 1.692.200 \$ ile en düşük yatırım maliyetine sahiptir (Şekil 5.16). Ekipman maliyeti akışkanın basıncına debisine ve yapılan ısı transferine bağlı olarak değişmektedir. R113 iş akışkanı tüm parametrelerde en düşük seviyede olması ve aynı zamanda en düşük brüt güç üretimine sahip olması sebebiyle beklenen bir sonuçtur. En yüksek toplam yatırım maliyeti ise 12.371.800 \$ ile izobütan iş akışkanı kullanan tasarımda gözlenmiştir. Bu durum yine şaşırtıcı olmamak ile birlikte izobütan iş akışkanı kullanıldığında en yüksek güç üretimi ve en verimli ısı transferi yapıldığı önceki bölümlerde yapılan analizlerden anlaşılmaktadır. Aynı jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığında çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için en düşük toplam yatırım maliyeti yine R113 iş akışkanında 4.472.300 \$ olmaktadır. En yüksek toplam yatırım maliyeti ise izobütan iş akışkanında 17.734.100 \$ olmaktadır. Maliyet hesaplamaları önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi tasarlanan ekipman fiyatlarının Aspen Plus programından elde edilmektedir.



Şekil 5.16: Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 110 °C için temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları toplam yatırım maliyetleri

Ekipman tasarımını ise akışkanın termofiziksel özellikleri etkilemektedir. En büyük maliyet yoğunlaştırıcı ekipmanlarında gözlenmektedir. Ayrıca her akışkan için soğutma yükü farklı olmakta dolayısı ile yoğunlaştırıcı ısı transfer yüzey alanları değişiklik göstermektedir. Bu nedenle yatırım maliyetleri de iş akışkanına bağlı olarak değişmektedir.

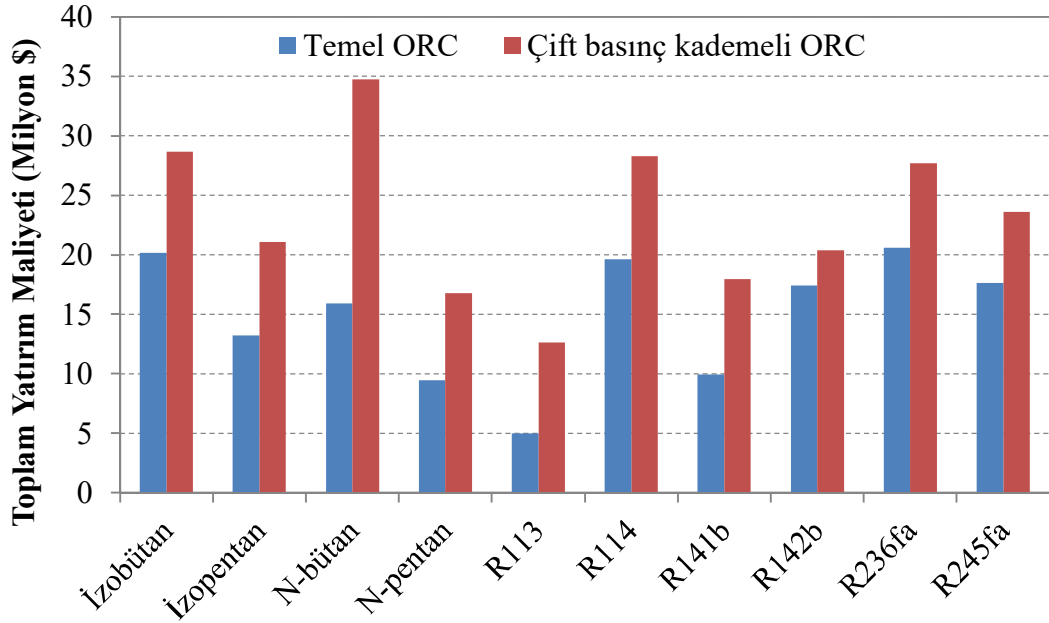
Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 135 °C için temel ORC konfigürasyonunda R113 iş akışkanı 2.978.700 \$ ile en düşük yatırım maliyetine sahiptir (Şekil 5.17). R113 iş akışkanı tüm parametrelerde en düşük seviyede olması ve aynı zamanda en düşük brüt güç üretimine sahip olması sebebiyle beklenen bir sonuçtur. En yüksek toplam yatırım maliyeti ise 15.772.700 \$ ile izobütan iş akışkanı kullanan tasarımda gözlenmiştir. Aslında en yüksek güç üretimi R236fa iş akışkanında olup toplam yatırım maliyeti 14.380.700 \$ olmaktadır. Ancak bu sıcaklıkta izobütan iş akışkanının kullanıldığı konfigürasyonda en yüksek güç çıkışı elde edilmemiş olsa dahi yoğunlaştırıcı maliyeti ciddi oranda yüksektir. Bu sebeple en yüksek yatırım maliyeti izobütan iş akışkanında olmaktadır.



Şekil 5.17: Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 135 °C için temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları toplam yatırım maliyetleri

Aynı jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığında çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için en düşük toplam yatırım maliyeti yine R113 iş akışkanında 7.822.700 \$ ile karşımıza çıkmaktadır. En yüksek toplam yatırım maliyeti ise n-bütan iş akışkanında 25.577.300 \$ olmaktadır. Bu beklenen bir sonuçtur. Çünkü en yüksek güç üretimi ve en verimli ısı transferi n-bütan iş akışkanını kullanan tasarımda olmaktadır. Bunun yanı sıra yine yoğuşturucudaki fiyat artışı temel ORC konfigürasyonuna göre yaklaşık 5 kat artmıştır. Bunun sebebi ise soğutma suyunun debisinin artması ile oluşan ısı transferi alanındaki artıştır.

Son olarak jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C için temel ORC konfigürasyonunda R113 iş akışkanı 4.967.600 \$ ile en düşük yatırım maliyetine sahiptir (Şekil 5.18). En yüksek toplam yatırım maliyeti ise 20.141.400 \$ ile izobütan iş akışkanı kullanan tasarımda olduğu belirlenmiştir. Aslında en yüksek güç üretimi R114 iş akışkanında olup toplam yatırım maliyeti 14.380.700 \$ olmaktadır. Ancak bu sıcaklıkta izobütan iş akışkanının kullanıldığı konfigürasyonda en yüksek güç çıkışı elde edilmemiş olsa dahi yoğuşturucu maliyeti ciddi oranda yüksektir. Bu sebeple en yüksek yatırım maliyeti izobütan iş akışkanında olmaktadır.



Şekil 5.18: Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C için temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları toplam yatırım maliyetleri

Aynı jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığında çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için en düşük toplam yatırım maliyeti yine R113 iş akışkanında 12.648.700 \$ ile karşımıza çıkmaktadır. En yüksek toplam yatırım maliyeti ise n-bütan iş akışkanında 34.750.500 \$ olmaktadır. En yüksek güç üretimi ve en verimli ısı transferi n-bütan iş akışkanını kullanan tasarımda olmaktadır. Bunun yanı sıra yine yoğunlaştırıcıdaki fiyat artışı temel ORC konfigürasyonuna göre yaklaşık 4 kat artmıştır. Bunun sebebi ise soğutma suyunun debisinin artması ile oluşan ısı transferi alanındaki artıştır.

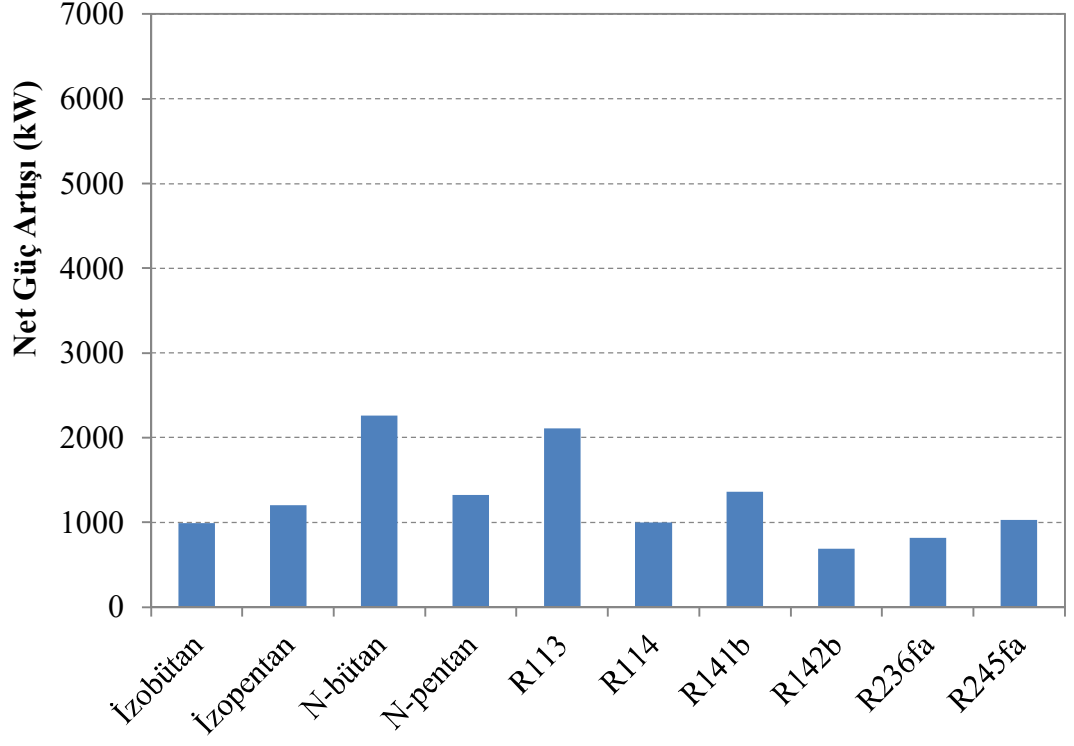
Ekonomik analizde de iş akışkanına bağlı olarak ekipmanların tasarımı ve dolayısı ile maliyetleri ciddi oranda farklılık göstermektedir. Bunun yanı sıra santralin iş akışkanı ihtiyacı hesaplanabilirse maliyet hesabına dâhil edilmelidir. Önceki bölümlerde verilen tablolar tüm iş akışkanlarının debilerinin farklılık gösterdiğini ortaya koymaktadır. Ekonomik analiz açısından fikir vermesi amaçlı Tablo 5.22’de iş akışkanlarının birim fiyatları özel görüşme sonucu elde edilmiştir. Tablodaki veriler ışığında en yüksek birim fiyat R236fa iş akışkanında olup 15,15 €/kg ve en düşük birim fiyat n-pentan iş akışkanında olup 1,75 €/kg’dır. Yapılan tasarımlarda iş akışkanlarının debisi 197 kg/s ve 1.033 kg/s arasında değiştiği göz

önüne alınırsa toplam yatırım maliyetine etkisi önemli derecede olabileceği değerlendirilmiştir.

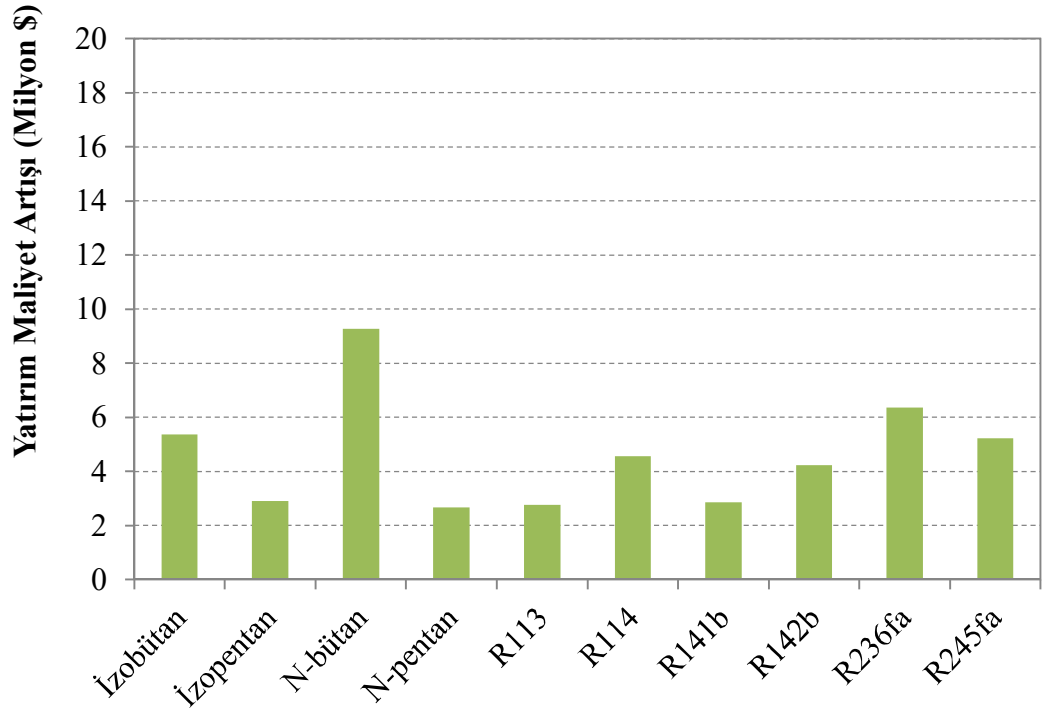
Tablo 5.22: İş akışkanı birim fiyatları (Toku 2018)

Akışkan Adı	Birim Fiyat (€/kg)
İzopentan	1,95
N-pentan	1,75
İzobütan	3,35
N-bütan	2,95
R113	8,75
R114	9,35
R236fa	15,15
R245fa	8,75
R141b	9,35
R142b	8,95

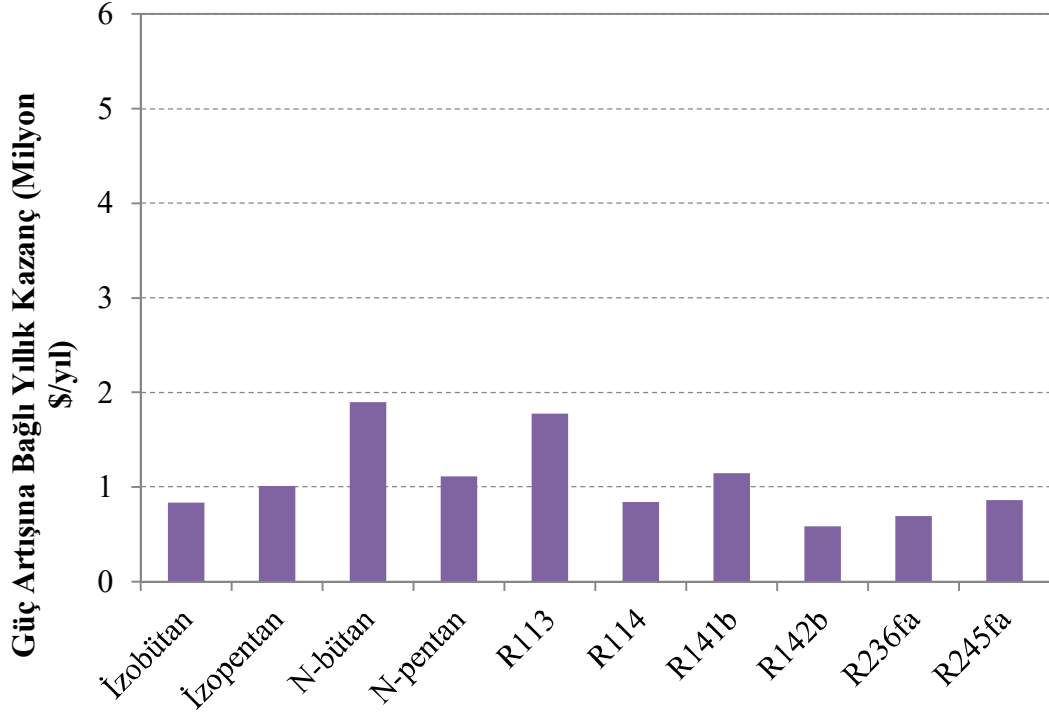
Ekonomik analiz yukarıda bahsedildiği gibi Aspen Plus programı içerisindeki ekipman fiyatlarına ilave olarak literatür ile desteklenen türbin maliyetlerinin toplamıdır. Toplam maliyet açısından inceledikten sonra her iş akışkanı ve her jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı için temel ve çift basınç kademeli ORC tasarımlarının kendi arasındaki güç ve maliyet artışları ile güç artışına bağlı yıllık kazanç ve yatırım geri dönüş süreleri analiz edilmiştir. Analiz sonuçları Şekil 5.19, Şekil 5.20, Şekil 5.21 ve Şekil 5.22’de verilmiştir.



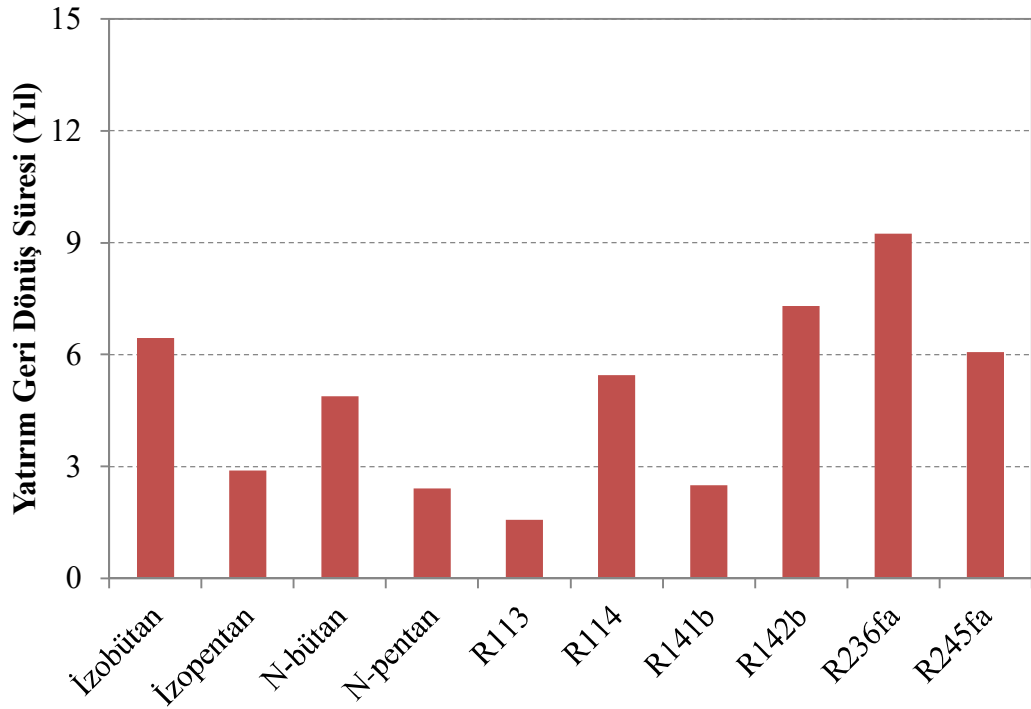
Şekil 5.19: Jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda net güç artışı



Şekil 5.20: Jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda maliyet artışı



Şekil 5.21: Jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda güç artışına bağlı yıllık kazanç

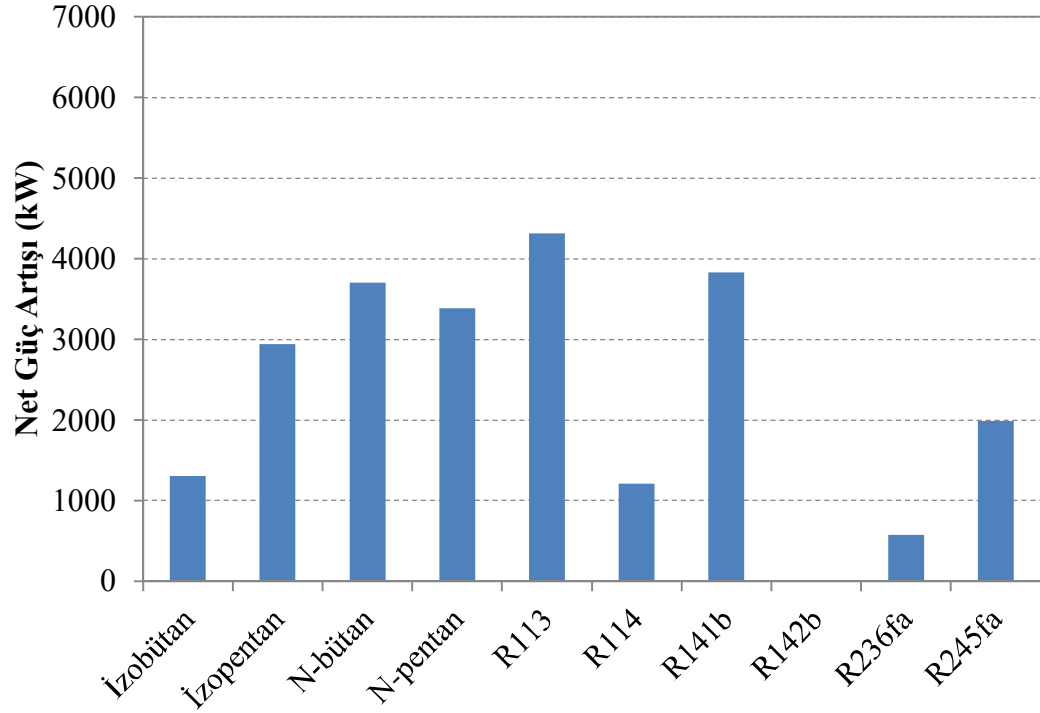


Şekil 5.22: Jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda yatırım geri dönüş süreleri

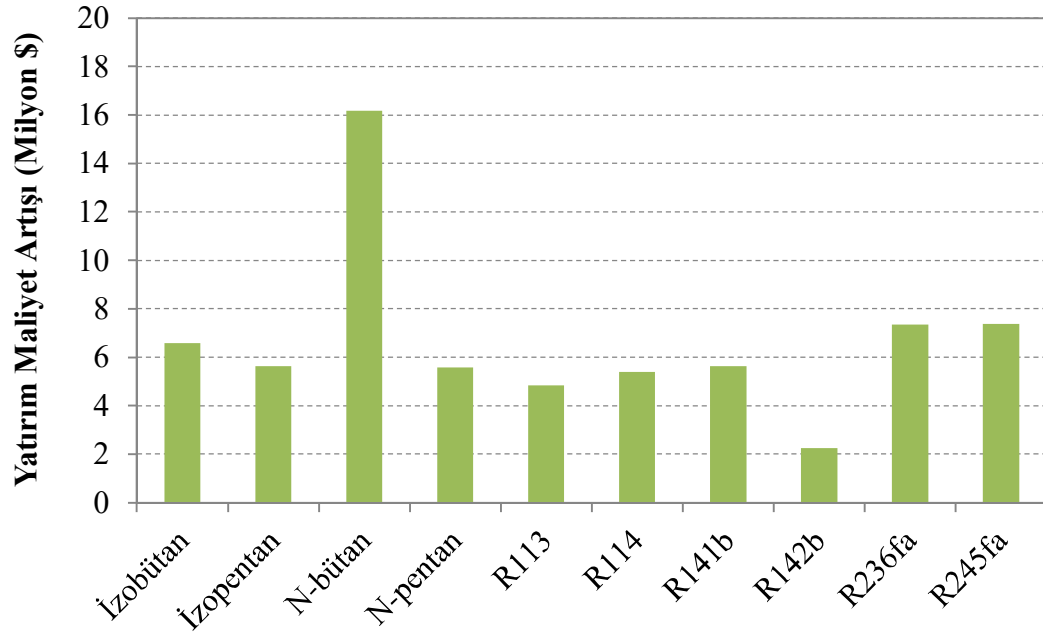
110 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı olan tasarımlarda konfigürasyon değişimine bağlı olarak çift basınç kademesine geçildiğinde en yüksek güç artışı 2.258 kW ile n-bütan iş akışkanında olmaktadır. Daha sonra 2.110 kW ile R113 iş akışkanı en yüksek güç artışı değerini vermiştir. En düşük güç artışı ise 691 kW ile R142b iş akışkanında olmaktadır. Buna göre yapılan analizlerde konfigürasyon değişimi sonrasında en yüksek maliyet artışı ise 9.264.400 \$ ile n-bütan iş akışkanındadır. Daha sonra ise R236fa ve R245fa iş akışkanları en yüksek yatırım maliyeti artışı sergilemişlerdir. Bu artışlar sırasıyla 6.363.800 \$ ve 5.221.000 \$'dır. En düşük yatırım maliyeti artışını ise 2.675.700 \$ ile n-pentan iş akışkanı göstermiştir. Konfigürasyon değişikliğine bağlı olarak yatırım maliyetinin kazanılan fazladan güç ile elde edilen yıllık kazanç oranlandığında yatırım geri dönüş süreleri ortaya çıkmaktadır. Bu analize göre 2 yıl gibi kısa yatırım geri dönüş süresi ile R113, n-pentan ve R141b iş akışkanları en iyi sonucu vermektedir. En yüksek geri dönüş süresini ise 9 yıl ile R236fa iş akışkanı hemen arkasından ise 7 yıl ile R142b iş akışkanı sergilemiştir. Ülkemizde yaygın olarak kullanılan bir diğer iş akışkanı olan izopentan da 3 yıl gibi kısa yatırım geri dönüş süresi ile dikkat çekmektedir. Bunun yanı sıra 110 °C jeotermal akışkan giriş sıcaklığındaki temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonlarında en iyi net güç çıktısını veren izobütan iş akışkanı için ise net güç artışı, yatırım maliyet artışı ve yatırım geri dönüş süreleri sırasıyla; 992 kW, 5.362.300 \$ ve 6 yıl olarak belirlenmiştir.

Şekil 5.23, Şekil 5.24, Şekil 5.25 ve Şekil 5.26'da verilen grafiklere göre analiz sonuçları, jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığının 135 °C olması durumunda en yüksek net güç artışı 4.316 kW ile R113 akışkanında olduğu görülmektedir. R113'ü 3.831 kW ve 3.701 kW net güç artışı ile R141b ve n-bütan iş akışkanları takip etmektedir. En düşük net güç artışı ise 9 kW ile R142b iş akışkanında gözlenmiştir. Yatırım maliyetleri açısından kıyaslandığında ise 16.177.800 \$ gibi ciddi bir artış ile n-bütan en yüksek yatırım maliyet artışına sahiptir. R142b çok düşük net güç artışı sebebi ile karşılaştırmaya dahil edilmemiştir. En düşük yatırım maliyet artışı ise 4.844.000 \$ ile R113 iş akışkanında görülmektedir. Yatırım geri dönüş süresi açısından ise R113 iş akışkanı 1 yıl gibi kısa bir süre ile en iyi sonucu vermektedir. Bunun yanı sıra n-pentan ve izopentan da 2 yıl gibi kısa yatırım geri dönüş süreleri ile dikkat çekmektedir. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 135 ° C olan temel ve çift basınç kademeli ORC

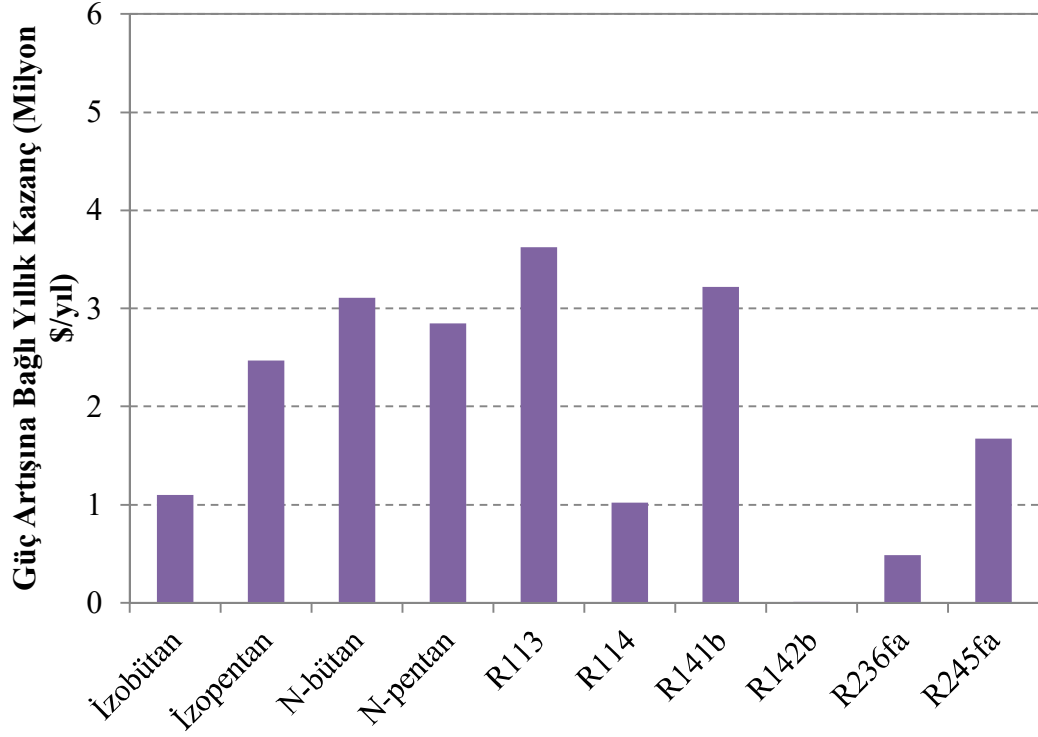
konfigürasyonlarında en iyi net güç çıktısını veren n-bütan iş akışkanı için ise net güç artışı, yatırım maliyet artışı ve yatırım geri dönüş süreleri sırasıyla; 3.701 kW, 16.177.800 \$ ve 5 yıl olarak bulunmuştur.



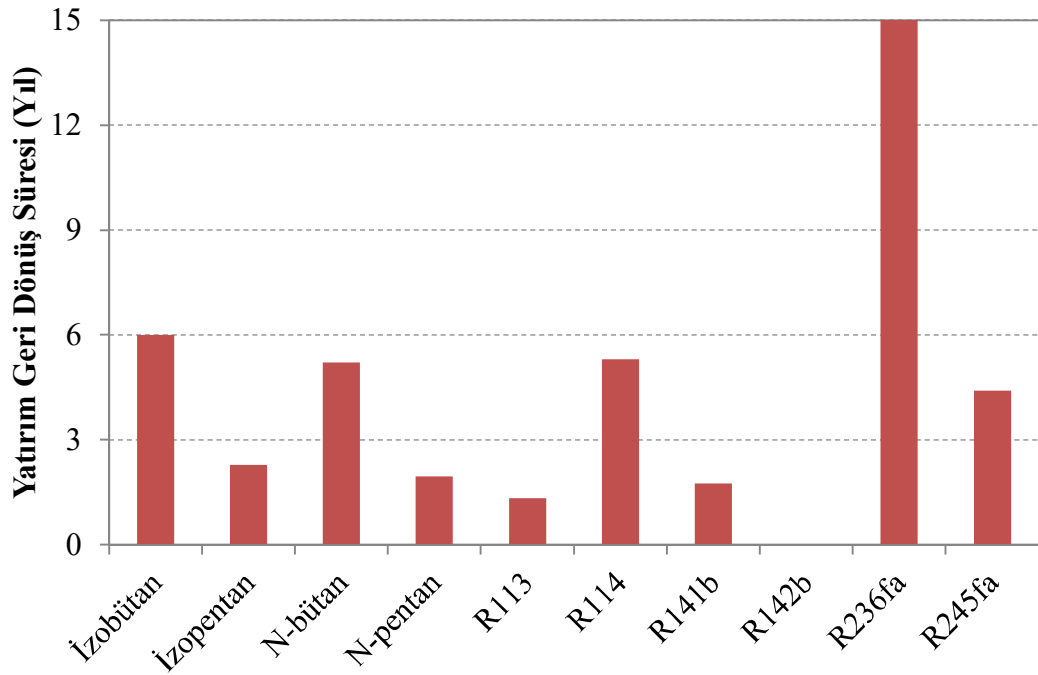
Şekil 5.23: Jeotermal kaynak sıcaklığı 135 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda net güç artışı



Şekil 5.24: Jeotermal kaynak sıcaklığı 135 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda maliyet artışı

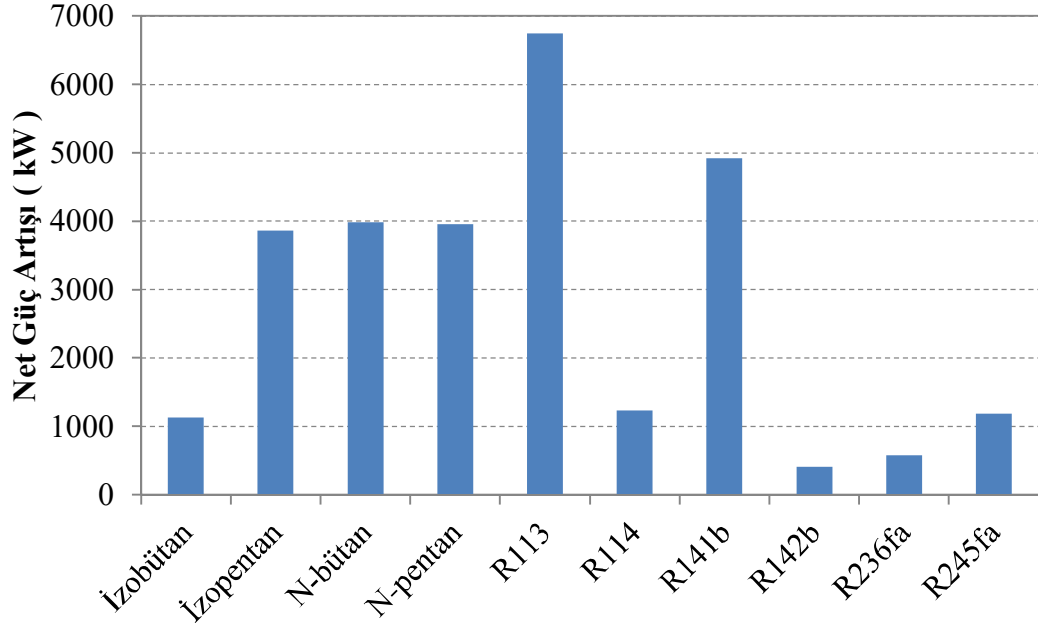


Şekil 5.25: Jeotermal kaynak sıcaklığı 135 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda güç artışına bağlı yıllık kazanç

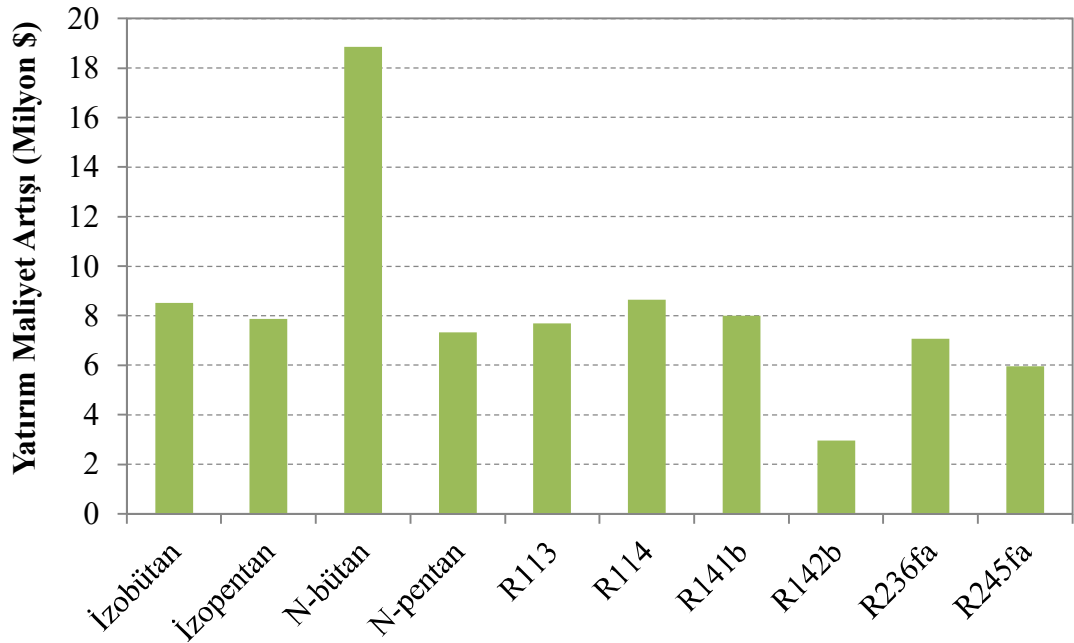


Şekil 5.26: Jeotermal kaynak sıcaklığı 135 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda yatırım geri dönüş süreleri

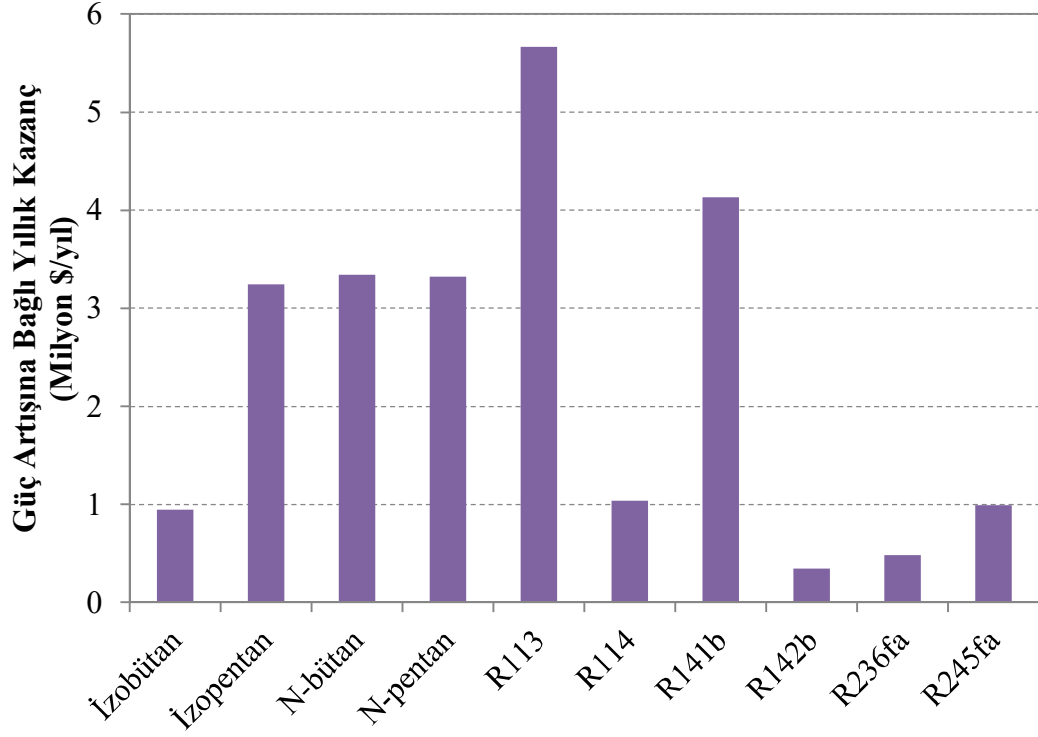
Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığının 160 °C olması durumunda net güç artışı, yatırım maliyet artışı, güç artışına bağlı yıllık kazanç ve yatırım geri dönüş süreleri sırasıyla Şekil 5.27, Şekil 5.28, Şekil 5.29 ve Şekil 5.30’da verilmiştir.



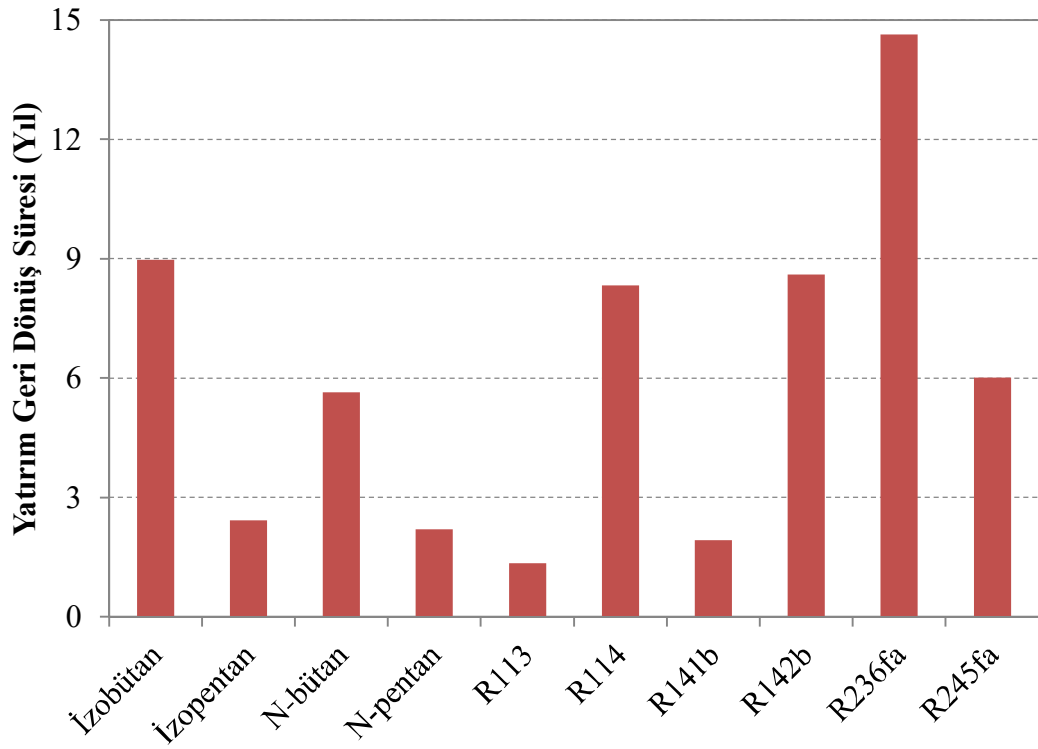
Şekil 5.27: Jeotermal kaynak sıcaklığı 160 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda net güç artışı



Şekil 5.28: Jeotermal kaynak sıcaklığı 160 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda maliyet artışı



Şekil 5.29: Jeotermal kaynak sıcaklığı 160 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda güç artışına bağlı yıllık kazanç



Şekil 5.30: Jeotermal kaynak sıcaklığı 160 °C ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu olması durumunda yatırım geri dönüş süreleri

Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığının 160 °C olması durumunda, yatırım maliyet artışı açısından 18.861.600 \$ ile en yüksek yatırım maliyet artışı n-bütan iş akışkanı ile olmuştur. En düşük yatırım maliyeti artışı ise 2.955.500 \$ ile R142b iş akışkanı ile gerçekleşmiştir. Yatırım geri dönüş süreleri kıyaslandığında 1 yıl ile R113 iş akışkanı öne çıkmaktadır. En yüksek yatırım geri dönüş süresi ise 15 ve 9 yıl ile R236fa ve R142b iş akışkanlarındadır. R236fa iş akışkanındaki uzun yatırım geri dönüş süresinin sebebi ise konfigürasyon değişiminden elde edilen net güç artışının 578 kW olması ve buna bağlı olarak elektrik satışından elde edilecek kazancın yapılacak yatırıma nazaran düşük olmasıdır. Bunun yanı sıra kullanılan akışkanlardan n-pentan ve izopentan 2 yıl gibi kısa yatırım geri dönüş süreleri ile avantajlı akışkanlar olarak değerlendirilmiştir. Ayrıca termodinamik açıdan en çok net güç çıktısının elde edildiği n-bütan iş akışkanında da 6 yıl gibi bir yatırım geri dönüş süresi hesaplanmıştır.

Ekonomik analiz sonuçlarından da anlaşılabacağı üzere iş akışkanı seçimi santral tasarımı için son derece önemli bir parametredir. Akışkanların kullanılabilir limitlerine de bağlı olan bu seçimler ile öncelikle termodinamik analizler yapılmış ve buna bağlı olarak ekonomik analizler ortaya konulmuştur. Ekonomik analizler farklı konfigürasyon ve iş akışkan seçimlerinin uygulanabilirliği hakkında bilgi vermektedir. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 110 °C, 135 °C ve 160 °C olan temel ve çift basınç kademeli ORC tasarımları için ekonomik açıdan yapılan yatırımı en kısa sürede geri dönüş yapabilen iş akışkanı n-pentan olmuş ve geri dönüş süreleri sırasıyla; 2,5 yıl, 2 yıl ve yine 2 yıl olarak tespit edilmiştir. Yukarıda da bahsedildiği gibi akışkanların maliyeti önemli bir etkiye sebep olabilir. R113 iş akışkanı çok düşük net güç üretimi yapması sebebi ile en kısa yatırım geri dönüş süresini vermiş olsa da karşılaştırmaya dahil edilmemiştir. Jeotermal akışkan giriş sıcaklığı 135 °C olan tasarımda R236fa iş akışkanı temel ORC için en yüksek termodinamik sonucu vermiş olsa da çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda kullanıldığında temel ORC konfigürasyonuna göre elde edilen güç artışına bağlı olarak yatırım geri dönüş süresi 15 yıldır. Bu uzun süre konfigürasyon seçiminde ekonomik analizin önemini göstermektedir. Benzer bir durum R114 iş akışkanı için de geçerlidir. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C olması durumunda konfigürasyon değişimi sonucu elde edilen yatırım geri dönüş süresi 8 yıl olmaktadır. Literatürde ekonomik analizlerinde dahil edildiği çok boyutlu analizler yapılması gerektiği

vurgulanmaktadır (Kheiri ve diğ. 2017). Bunun yanı sıra farklı ekonomik göstergeler kabul edilerek santral tasarımı konusunda seçim kriterleri oluşturulmaktadır. Yapılan bir diğ. çalışmada n-pentan iş akışkanı kullanan 517 kW gücünde çift basınç kademeli ORC sistemi en verimli ve ekonomik olması ile öne çıktığı, yatırım geri dönüş süresi 12,93 yıl olarak rapor edilmiştir (Budisulistyo ve Krumdieck 2015). Bu sebeple ekonomik analiz açısından değerlendirme kriterleri de ayrıca belirlenmelidir. Bu belirleme piyasa koşulları çerçevesinde yatırımcı firmalar ile doğrudan yapılması teorinin yanında gerçek saha uygulamalarının çözümüne ışık tutmak adına faydalı olabilir. Sonuçlar termodinamik analizin yanında ekonomik analiz sonuçlarının tasarımıda hangi konfigürasyon ve iş akışkanının uygulanacağını belirlemede güçlü bir araç olduğunu göstermektedir.

6. GENEL DEĞERLENDİRMELER VE SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında jeotermal enerji kaynaklarından verimli şekilde elektrik enerjisi üretimi için optimum santral tasarım şartları araştırılmıştır. Değişken jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıklarına bağlı olarak sabit reenjeksiyon sıcaklığı ve jeotermal akışkan debisi ile hangi santral konfigürasyonunun ve hangi iş akışkanının seçimi jeotermal kaynağın optimum kullanımını sağlayacağı ortaya konulmuştur. Farklı konfigürasyonların aynı jeotermal santral giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında göstereceği performansı ortaya koymak için konfigürasyonun belirlenmesi, iş akışkanı seçiminden önce yapılmıştır. Sonrasında 10 adet iş akışkanı bu konfigürasyonlarda analiz edilerek hem konfigürasyon seçimi hem de iş akışkanı seçimi değerlendirilmiştir. Bunun yanı sıra jeotermal akışkanın kimyasal bileşimine bağlı olarak reenjeksiyon sıcaklıklarının yüksek tutulması sonucu santral net güç üretimindeki değişimler araştırılmıştır. Ayrıca çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda basınç kademeleri için farklı iş akışkanı kullanılması durumunda sistem performansı analiz edilmiştir. Son olarak ekonomik analiz çalışması yapılmıştır. Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonları için toplam yatırım maliyetleri ile aynı iş akışkanı için konfigürasyon değişiminde elde edilen güç artışı ve maliyet artışı karşılaştırılmıştır. Genel analizlerde, sisteme giren jeotermal akışkanın sıcaklığı 135 °C, basıncı 5 bar, debisi 1.400 ton/h ve sistemden çıkan jeotermal akışkanın sıcaklığı 65 °C kabul edilmiştir. Ayrıca farklı jeotermal akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları için de analizler yapılmıştır. Tüm termodinamik ve ekonomik analizler Aspen Plus programı vasıtası ile oluşturulan tasarımlardan elde edilmiştir.

İlk olarak buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı, türbin ve pompadan oluşan temel ORC konfigürasyonu analiz edilmiştir. Bu analizde ön plana çıkan konu konfigürasyonun veriminin artırılması için yapılacak yeniliklerin ortaya konulmasıdır. Ayrıca ülkemizdeki jeotermal sahalarda yaygın olarak kullanılan ve literatürde de kullanımı önerilen izopentan iş akışkanı ile konfigürasyon iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Temel ORC konfigürasyonunda toplam ekserji yıkımının en yüksek değerinin buharlaştırıcıda olduğu belirlenmiştir. Bu sebeple konfigürasyona ön ısıtıcı eklenerek tekrar analiz edilmiştir. Bu değişiklik sayesinde ekserji yıkımı az bir oranda

azaltılabilmektedir. Daha sonra türbin çıkış sıcaklığından faydalanarak ön ısıtıcı öncesinde iş akışkanına ısı transferi yapabilecek özel tasarım reküperatör eklenmiştir. Bu sayede çevrim içerisindeki atık ısıdan faydalanılarak yoğunlaştırıcı yükü düşürülmüş ve dolayısı ile ekserji yıkımı da kısmi olarak azaltılmıştır. Aynı zamanda ön ısıtıcının yükü de azaltılmış ve ekserji yıkımı düşürülmüştür. Önlenen ekserji yıkımı reenjeksiyon sıcaklığının artmasına dolayısı ile bir bölümünün reenjeksiyon işlemi ile kaybolmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle ekserji yıkımı düşürülmesine rağmen reenjeksiyon sıcaklığı artmış ve dikkate değer oranda verimde artış sağlanamamıştır. Bunun bir sonucu olarak konfigürasyon çift basınç kademeli ORC konfigürasyonuna çevrilerek reenjeksiyon sıcaklığı istenilen düzeyde tutulup sistem içerisindeki ekserji yıkımlarının önüne geçilmeye çalışılmıştır. Son konfigürasyon değişimi ile temel ORC konfigürasyonuna göre ekserji yıkımı 2.992 kW azaltılmıştır. Bu sayede net güç üretiminde 2.941 kW artış sağlanmıştır. Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda elde edilen bu sonuç iş akışkanının basıncının ve debisinin artmasına bağlı olarak jeotermal akışkandan aktarılan ısıнын daha verimli kullanılmasını sağlamıştır.

İş akışkanına bağlı konfigürasyon değişiminin etkisini incelemek adına temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonlarında yeni analizler yapılmıştır. Buna göre yine piyasada yaygın olarak kullanılan bazı akışkanlar ile literatürde çalışılan akışkanlar farklı jeotermal akışkan giriş sıcaklıkları ve aynı reenjeksiyon sıcaklığına göre analiz edilmiştir. Termodinamik açıdan değerlendirildiğinde jeotermal akışkanın 110 °C, 135 °C ve 160 °C santral giriş sıcaklıklarına bağlı olarak temel ORC konfigürasyonu için en yüksek net güç üreten iş akışkanları sırasıyla; 8.050 kW ile izobütan, 13.666 kW ile R236fa ve 22.636 kW ile R114 olduğu ortaya konulmuştur. Aynı sıcaklıklarda çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için en yüksek net güç üreten iş akışkanları ise sırasıyla; 9042 kW ile izobütan, 16.121 kW ile n-bütan ve 25.052 kW ile n-bütan olarak bulunmuştur. Bu analiz temel ORC konfigürasyonunda en iyi sonucu veren akışkanın çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için de en iyi sonucu vermeyebileceğini göstermiştir. Bu durum iş akışkanlarının basınçlarının artmasına bağlı değişen termodinamik özellikleri ile aynı oranda ısı transferi kapasitesinde artış olmaması ile açıklanabilmektedir. Konfigürasyon değişimine termodinamik olarak bakıldığında her iş akışkanı için çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu ile güç artışı sağlanmıştır. Ancak iş akışkanı,

konfigürasyon ve jeotermal akışkanın santral giriş sıcaklığına göre farklı tepkiler vermektedir. Bu aşamada jeotermal iş akışkanının santral giriş sıcaklığına bağlı iş akışkanı belirlenerek farklı konfigürasyonlar ile analiz edilmesi ve sonuçların değerlendirilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. İş akışkanının kritik sıcaklığı, jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığına yakın veya yüksek ise analiz sonuçlarının konfigürasyon değişimi ve genel santral tasarımına daha uyumlu olduğu görülmektedir.

Bunun yanı sıra reenjeksiyon sıcaklığının artması ile tasarımdan elde edilecek net güçteki değişim hesaplanmıştır. Bu incelemenin sebebi ise özellikle yüksek sıcaklıklı jeotermal akışkanların kimyasal bileşimlerine bağlı olarak çözünen kimyasal maddelerin çökmesini engellemek adına yapılan reenjeksiyon sıcaklığı limitlerinin santral tasarımına etkisini incelemektir. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C olan nispeten yüksek sıcaklıklı bir sahada 75 °C ve 85 °C reenjeksiyon sıcaklığı olması durumu analiz edilmiş ve 65 °C reenjeksiyon sıcaklığına göre karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçları 75 °C reenjeksiyon sıcaklığında elde edilen net güç çıktısının 65 °C reenjeksiyon sıcaklığına göre 1.249 kW daha az ve aynı durum 85 °C reenjeksiyon sıcaklığında ise 2.736 kW daha az olduğunu ortaya koymuştur. Buradan da anlaşılabileceği üzere reenjeksiyon sıcaklığı artışı santralin net güç üretimini düşürmektedir. Dolayısı ile jeotermal akışkanın kimyasal bileşimine bağlı olarak belirlenen reenjeksiyon sıcaklığı tasarımı etkileyen önemli bir sınırlandırıcıdır. Ayrıca reenjeksiyon sıcaklığı jeotermal sahanın rezervuar koşullarını korumak adına yapılan hesaplamalar ile de sınırlandırılabilir. Reenjeksiyon sıcaklığı, tasarımda göz ardı edilmemesi gereken önemli bir parametre olarak karşımıza çıkmaktadır.

Bunların yanı sıra farklı bir yaklaşım ile çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunun basınç kademelerinde kullanılan iş akışkanlarını farklı seçerek tasarımın termodinamik verileri analiz edilmiştir. Burada izopentan ve R245fa iş akışkanı sırasıyla yüksek ve alçak basınç kademeleri için kullanılmıştır. Bunun sebebi ise her iki akışkanın düşük ve orta sıcaklıklı sahalarda yaygın olarak kullanılması sebebi ile gerçek uygulamalara örnek teşkil etmesi açısından değerlendirilmiştir. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıkları 110 °C, 135 °C ve 160 °C ve reenjeksiyon sıcaklığı 65 °C olması durumunda tasarım incelenmiştir. Verilen

sıcaklıklar için aynı konfigürasyonda sadece izopentan iş akışkanı kullanan tasarıma göre jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıkları için sırasıyla 1.146 kW, 1.561 kW ve 1.914 kW daha fazla net güç elde edilmiştir. Aynı durum sadece R245fa iş akışkanı kullanan tasarımla karşılaştırıldığında 110 °C ve 135 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıkları için sırasıyla 35 kW ve 331 kW daha az, 160 °C için 832 kW daha fazla güç üretilebildiği belirlenmiştir. Sonuçlara göre aynı sıcaklıklarda sadece izopentan kullanan tasarıma göre yapılan değişiklik net güç artışı sağlamıştır. Ancak sadece R245fa iş akışkanı kullanan tasarıma göre yapılan değişiklik ise sadece 160 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığında daha fazla net güç üretmiştir. Bu aşamada dikkate alınması gereken önemli bir konu da akışkan değişiminin özellikle pompa ve türbin tasarımını etkilediğidir. Ayrıca iş akışkanına bağlı olarak ihtiyaç duyulan akışkan miktarı değişebilmekte ve bu da maliyet açısından değişikliklere yol açabilmektedir. Yapılan tüm termodinamik hesaplamalar yapılacak olan ekonomik analiz ile birlikte değerlendirilmelidir. Aksi takdirde elde edilen fazladan güç, yatırım maliyetlerini kabul edilebilir zaman içinde karşılamayabilecektir. Bu açıdan ekonomik analiz santral tasarımı ve seçimi konusunda ciddi bir öneme sahiptir.

Konfigürasyon ve iş akışkanı dolayısı ile tasarımın ekonomik açıdan analizini yapmak termodinamik analiz sonuçlarının uygulanabilirliğini ortaya çıkarmak adına önemlidir. Aspen Plus programı vasıtası ile yapılan tasarımların ekipman maliyetleri otomatik olarak hesaplanmıştır. Temel ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonlarının yatırım maliyetleri ile konfigürasyon değişimi sonucu elde edilen net güç artışının sadece elektrik satışından sağlanan getiriye göre karşılaştırması yapılmıştır. Öncelikle termodinamik olarak en iyi sonucu veren akışkanlar ve konfigürasyonların yatırım maliyetleri hesaplanmıştır. Buna göre 110 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı için temel ORC konfigürasyonunda en yüksek net güç üretiminin olduğu izobütan iş akışkanını kullanan tasarımın yatırım maliyeti 12.371.800 \$ olarak bulunmuştur. Aynı sıcaklıktaki çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu için en yüksek net güç üretiminin olduğu izobütan iş akışkanını kullanan tasarımın yatırım maliyeti ise 17.734.100 \$ olmaktadır. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 135 °C olan temel ORC konfigürasyonunda en yüksek net güç üretiminin gerçekleştiği R236fa iş akışkanını kullanan tasarım için yatırım maliyeti 14.380.700 \$ olarak bulunmuştur. Aynı sıcaklıktaki çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda en yüksek net güç üretiminin olduğu n-bütan iş akışkanını

kullanan tasarımın yatırım maliyeti ise 25.577.300 \$ olmaktadır. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C olan temel ORC konfigürasyonunda en yüksek net güç üretiminin gerçekleştiği R114 iş akışkanını kullanan tasarımın yatırım maliyeti 12.227.500 \$ olarak bulunmuştur. Aynı sıcaklıktaki çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda en yüksek net güç üretiminin olduğu n-bütan iş akışkanını kullanan tasarımın yatırım maliyeti ise 34.750.500 \$ olarak hesaplanmıştır. Yatırımdaki belirsizlikler sebebi ile ilk yatırım maliyetlerinin geri dönüş süreleri hesaplanmamıştır. Bu hesabın yapılabilmesi için saha ruhsat bedeli, arazi kamulaştırma bedeli, kuyu arama ve teçhiz etme bedeli, boru hatları bedeli ve proje bedeli gibi birçok kalemin dahil edilmesi gerekmektedir. Bunun yanı sıra işletme giderlerinin de dahil edilerek belirli bir periyot içerisinde değerlendirilmesi gerekmektedir. Bu tez kapsamında değerlendirilen konfigürasyon seçimi ve buna bağlı güç artışı ile maliyet artışının karşılaştırılması yapılarak sadece bu güç artışına bağlı elektrik satışından elde edilen kazancın maliyet artışını ne kadar sürede amorti edeceği incelenmiştir. Buna göre 110 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı için konfigürasyon değişimi sonrası izobütan iş akışkanı ile 992 kW net güç artışı ve 6 yıl yatırım geri dönüş süresi elde edilmiştir. Aynı durum 135 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı için ise n-bütan iş akışkanı ile 3.701 kW net güç artışı ve 5 yıl yatırım geri dönüş süresi hesaplanmıştır. Son olarak 160 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı için ise yine n-bütan iş akışkanı ile 3.981 kW net güç artışı ve 6 yıl yatırım geri dönüş süresi bulunmuştur. Yapılan kıyaslama çift basınç kademeli ORC için en iyi termodinamik sonucu veren akışkanların kendi içerisinde yapılarak yatırım maliyetleri kıyaslanmıştır. Ayrıca 135 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığında temel ORC konfigürasyonunda en iyi sonucu veren R236fa iş akışkanı için konfigürasyon değişimi sonucunda 578 kW net güç artışı ve 15 yıl yatırım geri dönüş süresi bulunmuştur. Aynı durum 160 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığında temel ORC konfigürasyonunda en iyi sonucu veren R114 iş akışkanı için konfigürasyon değişimi sonucunda 1.235 kW net güç artışı ve 8 yıl yatırım geri dönüş süresi bulunmuştur. Bunların dışında en düşük yatırım geri dönüş süreleri 110 °C, 135 °C ve 160 °C jeotermal akışkan santral giriş sıcaklıklarında R113 iş akışkanı için 2 yıl, 1 yıl ve 1 yıl; izopentan için 3 yıl, 2 yıl ve 2 yıl; n-pentan için tüm sıcaklıklarda 2 yıl olarak hesaplanmıştır. Ancak R113 iş akışkanı önceki bölümlerde verilen tablolara göre en düşük net güç üretimi yapan iş akışkanıdır. İzopentan ve N-pentan ise piyasada yaygın olarak kullanılan iki iş akışkanı olup konfigürasyon

değişimi sonucunda düşük yatırım geri dönüş süreci ile dikkat çekmektedir. Çift basınç kademeli ORC konfigürasyonunda en iyi termodinamik performansı sergileyen akışkanların yatırım geri dönüş süreleri 5 ve 6 yıl arasında değişmektedir. Ekonomik analiz termodinamik analizin yanında tasarımın uygulanabilirliğini ölçen en önemli parametredir. Bu sebeple termodinamik analizin yanında santral tasarımına karar vermek için ekonomik analiz yapılmalıdır. Ayrıca iş akışkanlarının yatırım maliyetine etkisi mutlaka analiz edilmeli ve tasarım bu sonuçlara göre değerlendirilmelidir.

Termodinamik ve ekonomik analizlerden anlaşılabileceği üzere iş akışkanı seçimi santral verimini ve dolayısı ile güç üretimini aynı zamanda yatırım maliyeti ve yatırım geri dönüş sürelerini doğrudan etkileyen bir faktördür. Bu sebeple iş akışkanının seçimi optimizasyon açısından en önemli konu olduğu vurgulanmalıdır. Seçilen akışkanların verim ve net güç çıktısı yanında çevresel etkileri, zehirli ve yanıcı/patlayıcı olup olmaması durumuna bakılarak Avrupa normları çerçevesinde değerlendirilmelidir. Bunun yanında akışkanın temin edilebilirliği de bir diğer önemli husustur. Akışkanların hammadde ve ticari ürün olarak üretim süreçleri maliyetlerini etkileyen bir konudur. Bilindiği üzere hammadde sınıfında olan iş akışkanları daha ucuz fiyatlar ile satışa sunulmaktadır. Çevresel faktörler gözetilerek iş akışkanları değerlendirildiğinde R236fa iş akışkanının GWP değeri 9.810 olup çevresel etkisi göz ardı edilemeyecek boyuttadır. Buna karşın izopentan, n-pentan, izobütan ve n-bütan iş akışkanları 5-20 GWP aralığında daha düşük oldukları için ayrıca bir tercih sebebi olabilmektedir. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 110 °C olması durumunda termodinamik, ekonomik ve çevresel etkiler açısından izobütan iş akışkanı ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu tercih edilebilir. Sonrasında jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 135 °C olması durumunda termodinamik, ekonomik ve çevresel etkiler açısından n-bütan iş akışkanı ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu tercih edilebilir. Burada R114 akışkanı 10.140 GWP değeri en yüksek akışkan olması sebebi ile değerlendirmeye alınmamıştır. Jeotermal akışkan santral giriş sıcaklığı 160 °C olduğunda ise termodinamik, ekonomik ve çevresel etkiler açısından yine n-bütan iş akışkanı ve çift basınç kademeli ORC konfigürasyonu tercih edilebilir. R113 akışkanı ve R141b iş akışkanlarının ODP değeri sırasıyla 1 ve 0.11 ile ilk üç sırada yer almaktadır.

Ayrıca farklı reenjeksiyon sıcaklıklarının santral net güç çıkışı ve verimi üzerindeki etkileri göz ardı edilmemesi gereken bir konu olduğu yukarıda vurgulanmıştır. Ancak jeotermal akışkanın kimyasal bileşimi ve rezervuar sıcaklığının korunması sebebi ile reenjeksiyon sıcaklığı kısıtlanabilir. Bu kısıtlamayı ortadan kaldırmak için çeşitli kimyasal maddeler farklı oranlarda ilave edilerek sorun çözülebiliyorsa harcanan kimyasal maddenin maliyeti ile kazanılan enerjiden elde edilen gelir kıyaslanarak işletme sürdürülebilirliği tartışılmalıdır.

Sonuç olarak; her santralin tasarımı farklıdır. Bu farklılık jeotermal akışkanın santral giriş sıcaklığına ve debisine, buna bağlı olarak akışkan seçimine ve yine bütün bu sebeplerden ötürü konfigürasyonun seçimine bağlı olarak analiz edilmesi gerekmektedir. Bu tez kapsamında farklı jeotermal akışkan sıcaklıkları ile aynı reenjeksiyon sıcaklığı arasında çalışan 3 farklı saha için santral tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu tasarımlar için en iyi konfigürasyonun ve en iyi iş akışkanı seçilerek tasarımlar analiz edilmiştir. Bu analizler Aspen Plus programı vasıtası ile modellenmiş ve gerçekleştirilmiştir.

Bilindiği üzere ülkemizde üretimi olmayan bu tip santrallerin üretilmesi için öncelikle ORC tasarımı yapılarak daha sonra ekipman tasarımlarına ve akışkan seçimine varan bir süreç ile yerli kaynaklar ve yerli mühendislik imkanları kullanılarak sektörün dinamik hale getirilmesi sağlanabilir. Bu sayede ülkemizde hızla artan jeotermal enerji santrallerinin tasarımı ve var olan santraller üzerinden verimlerinin iyileştirilmesi üzerine çalışmalar yapılabilir.

7. KAYNAKLAR

Ağırkaya, O., “Jeotermal Enerji Kaynaklı Organik Rankine Çevriminin Modellenmesi Ve Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü*, Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, İstanbul, (2015).

Al-Weshahi, M.A., Latrash, F., Anderson, A. and Agnew, B., “Working Fluid Selection of Low Grade Heat Geothermal Organic Rankine Cycle (ORC)”, *Int. J. Therm. Technol.*, 4, 1, 6-12, (2014).

Astolfi, M., Romano, M.C., Bombarda, P. and Macchi, E., “Binary ORC (Organic Rankine Cycles) Power Plants for The Exploitation of Medium Low Temperature Geothermal Sources - Part A: Thermodynamic Optimization”, *Energy*, 66, 435-446, (2014).

Ateş, A. H. K. ve Serpen, U., “Ülkemizdeki Orta Entalpili Jeotermal Kaynak İçin Tasarlanan Süperkritik Ve Subkritik Binary Çevrim Modellerinin Karşılaştırılması”, *12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 161-170, (2015).

Axelsson, G., Jónasson, T., Ólafsson, M., Egilson, T. and Ragnarsson, Á., “Successful Utilization of Low-Temperature Geothermal Resources in Iceland for District Heating for 80 Years”, *World Geothermal Congress*, Bali, 1-9, (2010).

Bandean, D. C., Smolen, S. and Cieslinski, J. T., “Working fluid selection for Organic Rankine Cycle applied to heat recovery systems”, *World Renewable Energy Congress*, 772-779, (2011).

Bao, J. and Zhao, L., “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle”, *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 24, 325-342, (2013).

Budisulistyo, D. and Krumdieck, S., “Thermodynamic and Economic Analysis for The Pre-feasibility Study of a Binary Geothermal Power Plant”, *Energy Convers. Manage.*, 103, 639-649, (2015).

Coşkun, A., Bolattürk, A. ve Kanoğlu, M., “Kütahya’nın Jeotermal Kaynaklarından Elektrik Üretimi İçin Çevrim Seçimi Ve Optimizasyonu”, *9. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, Tekon, 85-99, (2009).

Coşkun, A. ve Bolattürk, A., “Jeotermal Kaynaklar için Çevrim Seçimi ve Optimizasyonu”, *SDÜ Teknik Bilimler Dergisi*, 3, 5, 6-12, (2013).

Çengel, Y. A. and Boles, M. A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Literatür Yayıncılık, İstanbul, (2002).

Darvish, K., Ahyaie, M.A., Atabi, F. and Rosen, M.A., “Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses”, *Sustainability*, 7, 11, 15362-15383, (2015).

Dipippo, R., *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*, Third Edition, Butterworth-Heinemann, (2012).

Ertürk, F., Akkoyunlu, A. ve Varınca, K. B., *Enerji Üretimi ve Çevresel Etkileri*, Tasam Yayınları, (2016).

Guzovic, Z., Raskovic, P. and Blataric, Z., “The Comparison of a Basic and a Dual-pressure ORC (Organic Rankine Cycle): Geothermal Power Plant Velika Ciglena Case Study”, *Energy*, 76, 175-186, (2014).

Hettiarachchi, H.D.M., Golubovic, M., Worek, W. M. and Ikegami, Y., “Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources”, *Energy*, 32, 1698-1706, (2007).

Imran, M., Usman, M., Park, B.S. and Yang, Y., “Comparative Assessment of Organic Rankine Cycle Integration for Low Temperature Geothermal Heat Source Applications”, *Energy*, 102, 473-490, (2016).

Kai, Z., Mi, Z., Yabo, W., Zhili, S., Shengchun, L. and Jinghong, N., “Parametric Optimization of Low Temperature ORC System”, *Energy Procedia*, 75, 1596-1602, (2015).

Kanoğlu, M. “Jeotermal Elektrik Üretim Sistemleri Ve Kojenerasyon”, 7. *Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 289-299, (2005).

Karadas, M., Serpen, U. and Aksoy, N., “Some Investigations on Decline in Dora-1 Brine Flow Rate, Case Study: AS-1 Production Well”, *Proceedings Thirty-Ninth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering Stanford University*, Stanford, California, February 24-26, (2014).

Karagöl, E.T. ve Kavaz, İ., “Dünyada Ve Türkiyede Yenilenebilir Enerji”, *Siyaset, Analiz*, 197, 1-32, (2017).

Kaymakçioğlu, F. ve Çirkin, T., “Jeotermal Enerjinin Değerlendirilmesi ve Elektrik Üretimi”, *III. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu ve Dergisi Bildiriler Kitabı*, 19-21, (2005).

Kazemi, N. and Samadi, F., “Thermodynamic, Economic and Thermo-economic Optimization of a New Proposed Organic Rankine Cycle for Energy Production from Geothermal Resources”, *Energy Convers. Manage.*, 121, 391-401, (2016).

Kheiri, R., Ghaebi, H., Ebadollahi, M. and Rostamzadeh, H., “Thermodynamic Modeling and Performance Analysis of Four New Integrated Organic Rankine Cycles (A comparative study)”, *Appl. Therm. Eng.*, 122, 103-117, (2017).

Langella, G., Paolettib, V., DiPippo, R., Amoresanoa, A., Steinunnardóttir, K. and Milanob, M., “Krafla Geothermal System, Northeastern Iceland: Performance Assessment of Alternative Plant Configuration”, *Geothermics*, 69, 74-92, (2017).

Li, Z., Ge, Z., Duan, Y., Yang, Z. and Liu, Q., “Parametric optimization and thermodynamic performance comparison of single-pressure and dual-pressure evaporation organic Rankine cycles”, *Appl. Energy*, 217, 409-421, (2018).

Liu, X., Wei, M., Yang, L. and Wang, X., “Thermo-economic Analysis and Optimization Selection of ORC System Configurations for Low Temperature Binary-Cycle Geothermal Plant”, *Appl. Therm. Eng.*, 125, 153-164, (2017).

Ma, X., Meng, X., Wei, X., Chang, J. and Li, H., “Analysis and Optimization of ORC for Low-temperature Waste Heat Power Generation”, *CIRP J. Manuf. Sci. Technol.*, 383-390, 6614-6620, (2012).

Makhanlall, D., Zhang, F., Xu, R. and Jiang, P., “Exergy-topological Analysis and Optimization of a Binary Power Plant Utilizing Medium-grade Geothermal Energy”, *Appl. Therm. Eng.*, 88, 459-463, (2015).

Manente, G., Lazzaretto, A. and Bonamico, E., “Design Guidelines for The Choice Between Single and Dual Pressure Layouts in Organic Rankine Cycle (ORC) Systems”, *Energy*, 123, 413-431, (2017).

Miao, Z., Xu, J., Yang, X. and Zou, J., “Operation and performance of a low temperature organic Rankine Cycle”, *Appl. Therm. Eng.*, 75, 1065-1075, (2014).

Nami, H., Nemati, A. and Fard, F.J., “Conventional and Advanced Exergy Analyses of a Geothermal Driven Dual Fluid Organic Rankine Cycle”, *Appl. Therm. Eng.*, 122, 59-70, (2017).

Safarian, S. and Aramoun, F., “Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs)”, *Energy Rep.*, 1, 1-7, (2015).

Satman, A., “Jeotermal Enerjinin Doğası”, *Jeotermal Enerji Semineri*, 3-17, (2014).

Shengjun, Z., Huaixin, W. and Tao, G., “Performance Comparison and Parametric Optimization of Subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and Transcritical Power Cycle System for Low-temperature Geothermal Power Generation”, *Appl. Energy*, 88, 8, 2740-2754, (2011).

Şahin, C., “Düşük Sıcaklıklı Jeotermal Sahalarda Organik Rankine Çevrimi (ORC) İle Elektrik Enerjisi Üretiminde Afyon Jeotermal Elektrik Üretim A.Ş. Modellemesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı, Kütahya, 28, (2016).

Toku, Ö., Akça Enerji, *Özel görüşme*, (2018).

Wang, E.H., Zhang, H. G., Fan, B. Y., Ouyang, M. G., Zhao, Y. and Mu, Q. H. “Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery”, *Energy*, 36, 5, 3406-3418, (2011).

Yıldırım, D., “Bir Jeotermal Güç Santralinin 2.Yasa ve Eksergoekonomik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Manisa, (2011).

Zare, V., “A Comparative Exergoeconomic Analysis of Different ORC Configurations for Binary Geothermal Power Plants”, *Energy Convers. Manage.*, 105, 127-138, (2015).

URL 1: <https://www.epdk.org.tr/Detay/Icerik/3-12142/2017-yili-nihai-yek-listesi>

URL 2: <http://www.jeotermalvakfi.org.tr/jeoenerji.html>

URL 3 <http://www.epdk.org.tr/>

8. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı	: Özgür ÖZER
Doğum Yeri ve Tarihi	: Burdur – 19.11.1989
Lisans Üniversite	: Pamukkale Üniversitesi
İş Tecrübesi	: Greeneco Enerji A.Ş.- Proje ve Saha Mühendisi, İnerji Ltd. Şti- Proje Mühendisi, ÖZG Mühendislik- Kurucu ve Yönetici
Elektronik posta	: ozgurozerenerji@gmail.com
İletişim Adresi	: Atatürk mahallesi özarmağan sitesi 1. Kısım 20057. Sokak no:1 / Burdur