

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

SALAVATLI JEOTERMAL SANTRALİNİN EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Petrol ve Doğal Gaz Müh. Tamer DURMUŞ

Enstitü No: 301041028

Anabilim Dalı: YENİLENEBİLİR ENERJİ

Programı: ENERJİ BİLİMİ VE TEKNOLOJİLERİ

Tez Danışmanı: Dr. Umran SERPEN

**Jüriler : Prof. Dr. Ahmet BAYÜLKEN (İTÜ)
Prof. Dr. Mustafa ONUR (İTÜ)**

HAZİRAN, 2006

ÖNSÖZ

Bu Yüksek Lisans Tezinde öncelikle, bana konuyu öneren ve çalışma süresince bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren ve yardımını esirgemeyen değerli Hocam, öğretim üyesi Dr. Umran SERPEN'e teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca, çalışmamda gerekli verileri sağladıkları için Genel Müdür Haluk TÜFEKÇİOĞLU, İşletme Müdürü Fasih KUTLUAY'a ve EGE ENERJİ ve MEGE A.Ş.'ye teşekkürlerimi sunarım.

Üniversite hayatımda benden yardımı ve ilgilerini esirgemeyen Enerji Enstitüsü ve Petrol ve Doğal Gaz Mühendisliği Bölümünün değerli öğretim üyelerine de çok teşekkür ederim. Bana sabır gösterdikleri ve destek verdikleri için sevgili arkadaşlarım, Arş. Gör. M. Hakan ÖZYURTKAN ve Arş. Gör. Yıldırım PALABIYIK'a da teşekkür ederim.

En son olarak da hayatım boyunca benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen her ne istedimse yapmaya çalışan değerli aileme çok çok teşekkür ederim.

HAZİRAN, 2006

Tamer DURMUŞ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
2. EKSERJİ	2
2.1. Tersinir ve Tersinmez Süreçler	3
2.2. Ölü Hal (Dead State)	4
2.3. Ekserji ve Çeşitleri	5
2.3.1 Fiziksel Ekserji	6
2.3.1.1. İdeal Gazların Fiziksel Ekserjileri	7
2.3.1.2. Katı ve Sıvıların Fiziksel Ekserjileri	8
2.3.2 Kimyasal Ekserji	8
2.3.1.1. Standart Kimyasal Ekserji	8
2.3.1.2. Yakıtların Kimyasal Ekserjilerinin Hesaplanması	9
2.3.3 Termal Ekserji	10
2.3.4 İş Ekserjisi	10
2.3.5. Isı Transferinin Ekserjisi	10
2.4. Ekserji Kaybı	11
2.4.1 Sıkıştırma Olayında Meydana Gelen Ekserji Kaybı	11
2.4.2. Sürtünmeden Dolayı Ekserji Kaybı	11
2.4.3. Sonlu Sıcaklık Farkındaki Isı Transferinde Ekserji Kaybı	12
2.4.4. Çeşitli Termal Prosesler İçin Ekserji Kayıplarının Karşılaştırılması	12
2.5. Jeotermal Kaynakların Ekserjileri Kullanılarak Sınıflandırması	13
3. BINARY (İKİLİ) ÇEVİRİM SANTRALİ	15
3.1. Çevrim Çeşitleri	16
3.1.1 Çift Basıncılı Binary Çevrimi	16
3.1.2. Çift Akışkanlı Binary Çevrimi	19
3.1.3. Kalina Binary Çevrimi	21
3.1.4. Diğer Binary Çevrim Çeşitleri	21
3.2. Türbin Analizi	23
3.3. Yoğuşturucu Analizi	24

3.4	Pompa Analizi	24
3.5	Isı Değiştirici Analizi: Buharlaştırıcı ve Ön Isıtıcı	25
3.6	Toplam Çevrim Analizi	28
4.	BINARY ÇEVİRİM EKSERJİ ANALİZİ	30
4.1.	Açık ve Sürekli Sistemler İçin Birinci Kanun	30
4.2.	Açık ve Sürekli Sistemler İçin İkinci Kanun	31
4.3.	Ekserji Analizi	31
4.3.1.	Akışkan Ekserjisi	32
4.3.2.	Isı Transferi İçin Ekserji	34
4.3.3.	İş Transferi İçin Ekserji	34
4.4.	Açık ve Sürekli Sistem İçin Ekserji Miktarı	34
4.5.	Ekserji Verimliliği	35
4.5.1.	Türbin İçin Ekserji Verimliliği	35
4.5.2.	Isı Değiştirici İçin Ekserji Verimliliği	37
4.5.3.	Separatör İçin Ekserji Verimliliği	39
5.	SALAVATLI JEOTERMAL SANTRALİ	41
5.1	Jeotermal Saha	42
6.	SANTRAL YÜZEY DONANIMLARI B.O.P. (BALANCE OF PLANT)	45
7.	O.E.C. “ORMAT ENERJİ DÖNÜŞTÜRÜCÜ” (ORMAT ENERGY CONVERTER)	47
7.1	O. E. C. Bileşenleri	47
7.1.1.	Buharlaştırıcı (Vaporizer)	47
7.1.2.	Ön Isıtıcı (Preheater)	47
7.1.3.	Güç Kızıağı	48
7.1.4.	Yoğuşturucu (Soğutma Kulesi)	48
7.1.5.	Organik Belseme Pompaları	48
7.1.6.	Yoğuşuk Pompası	48
7.1.7.	Tasfiye Sistemi	48
8.	SALAVATLI JEOTERMAL SANTRALİNİN EKSERJİK ANALİZİ	51
8.1.	Santral	51
8.2.	Santralin Ekserji Analizi	57
8.3.	Buhar Hattı Olmaması Durumunda Ekserji Analizi ve Ekonomisi	71
8.4.	Santralde Kuyu Dibi Pompa Kullanılması Durumunda Ekserji Analizi ve Ekonomisi	72
9.	TARTIŞMA VE SONUÇLAR	78
	KAYNAKLAR	81
	EK A. BUHAR HATTI OLMAMASI DURUMUNDA EKSERJİ ANALİZİ VE EKONOMİSİ	83
	ÖZGEÇMİŞ	88

KISALTMALAR

B	: Buharlaştırıcı
CW	: Soğutma suyu (cooling water)
DB	: Düşük basınç (low pressure)
E	: Buharlaştırıcı (evaporator)
EK	: Enjeksiyon kuyusu
EP	: Enjeksiyon pompası (injection pump)
KMA	: Katı madde ayırıcı (sand remover)
M	: soğutma suyu
Öİ	: Ön ısıtıcı
p	: Pompa
PH	: Ön ısıtıcı (preheater)
SExI	: Özgöl ekserji indeksi (specific exergy indeks)
SF	: Son filtre (final fitler)
SK	: Soğutma kulesi
SKP	: Soğutma suyu pompası (cooling water pump)
t	: Türbin
T/J	: Türbin/Jeneratör
ÜK	: Üretim kuyusu
wf	: Çalışan akışkan (working fluid)
Y	: Yoğuşturucu (condenser)
YB	: Yüksek basınç (high pressure)
YP	: Yoğuşuk pompası (condansate pump)

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Kızıldere jeotermal sahası için tek ve çift flash çevrimlerin ekserji kıyaslaması	14
Tablo 4.1. Isı değiştirici, ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı için Kaba Güç ve Fonksiyonel verimlilik denklemleri	38
Tablo 5.1. Kuyuların özellikleri ve üretim değerleri	43
Tablo 8.1. Akış durumunda faz, sıcaklık, basınç ve kütleleri	52
Tablo 8.2. Santralin her durumu için özgül ekserji ve ekserji miktarları	62
Tablo 8.3. Donanımların ekserjetik verimleri ve ekserji kayıpları	63
Tablo 8.4. Santralin ve donanımların ısı transferi (ısıl güçleri)	65
Tablo 8.5. Santralin ve donanımların ısı güç ve Birinci Kanun verimlilikleri ..	66
Tablo 8.6. Enerji miktarı ve sistemdeki yüzde oranı	66
Tablo 8.7. Ekserji Miktarı ve sistemdeki yüzde oranı	67
Tablo 8.8. B.O.P. donanımlarının ekserjetik verimleri ve ekserji kayıpları	69
Tablo 8.9. B.O.P. donanımının her durumu için özgül ekserji ve ekserji miktarları	70
Tablo 8.10. Buhar hattının olmaması durumunda ekserji miktarı ve sistemdeki yüzdesi	71
Tablo 8.11. Buhar hattının olmaması durumunda santralin güç kaybı ve ekonomisi	72
Tablo 8.12. Ekserji miktarı ve sistemdeki yüzdesi	74
Tablo 8.13. Enerji miktarı ve sistemdeki yüzdesi	74
Tablo 8.14. Santralin her durumu için özgül ekserji ve ekserji miktarları	75
Tablo 8.15. Donanımların ekserjetik verimleri ve ekserji kayıpları	76
Tablo 8.16. Donanımların yatırım ve işletme maliyetleri	77
Tablo 8.17. Toplam maliyet hesaplaması	77
Tablo 9.1. İki Binary jeotermal santralin kıyaslaması	78
Tablo A.1. Santralin her durumu için özgül ekserji ve ekserji miktarları	84
Tablo A.2. Donanımların ekserjetik verimleri ve ekserji kayıpları	85
Tablo A.3. Santralin ve donanımların ısı transferi (ısıl güçleri)	86
Tablo A.4. Santralin ve donanımların ısı güç ve Birinci Kanun verimlilikleri ..	87

ŞEKİL LİSTESİ

	<i>Sayfa No</i>
Şekil 2.1 : Ekserjinin sıcaklık entropi diyagramındaki konumu	3
Şekil 2.2 : Verilen bir durumda tersinir ısı makinesi	4
Şekil 2.3 : Ekserji çeşitleri	5
Şekil 2.4 : Bir durumda bulunan sistemin ekserji farkı	6
Şekil 2.5 : İki durumda bulunan sistemin ekserji farkı	7
Şekil 2.6 : Termal süreçler için ekserji kaybı	12
Şekil 2.7 : Jeotermal kaynakların Mollier diyagramında sınıflandırılması	13
Şekil 2.8 : Türkiye ve dünyadaki bazı jeotermal kaynakların sınıflandırma haritasındaki konumları	14
Şekil 3.1 : Binary jeotermal santralinin basit şeması	16
Şekil 3.2 : Basınç entalpi diyagramı	16
Şekil 3.3 : Çift basınçlı binary santrali akış şeması	18
Şekil 3.4 : Çift basınçlı binary santrali ayrık türbin sistemi	18
Şekil 3.5 : Çift basınçlı çevrimin basınç entalpi diyagramı	19
Şekil 3.6 : Çift akışkanlı binary santrali akış şeması	20
Şekil 3.7 : Çift akışkanlı çevrimin sıcaklık entropi diyagramı	20
Şekil 3.8 : Çift akışkanlı çevrimin sıcaklık ısı transferi diyagramı	21
Şekil 3.9 : Kalina çevrimi şeması	22
Şekil 3.10: Çok kademeli binary çevrimi şeması	22
Şekil 3.11: Binary çevriminde türbin jeneratör şeması	23
Şekil 3.12: Yoğuşurucu şeması	24
Şekil 3.13: Yoğuşuk pompası	25
Şekil 3.14: Ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı şeması	26
Şekil 3.15: Ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı için sıcaklık ısı transferi diyagramı	27
Şekil 3.16: Dönüşüm teknolojilerine göre kullanım verimliliği diyagramı	29
Şekil 4.1 : Genel sistem – çevre ilişkisi şeması	32
Şekil 4.2 : Basit türbin şeması	36
Şekil 4.3 : Isı değiştiricisi şeması	38
Şekil 4.4 : Separatör ve sıcaklık entropi diyagramı	40
Şekil 5.1 : Aydın Salavatlı yer bulduru haritası	42
Şekil 5.2 : Tipik Salavatlı üretim kuyusu tamamlaması	43
Şekil 5.3 : AS–1 kuyusu için üretim performans testi	44
Şekil 5.4 : ASR–2 kuyusu için üretim performans testi	44
Şekil 6.1 : Jeotermal saha donanımları	46
Şekil 7.1 : O.E.C. genel şeması	49
Şekil 7.2 : Soğutma kulesi ve fanların görünümü	50
Şekil 8.1 : Akışkanların santral içinde akış şeması	51

Şekil 8.2 :	Bölüm 1 çevrimi için basınç entalpi diyagramı	53
Şekil 8.3 :	Bölüm 1 çevrimi için sıcaklık entropi diyagramı	54
Şekil 8.4 :	Bölüm 2 çevrimi için basınç entalpi diyagramı	54
Şekil 8.5 :	Bölüm 2 çevrimi için sıcaklık entropi diyagramı	55
Şekil 8.6 :	Bölüm 1 ısı değıştiricilerdeki brine ile n-pentan arasındaki ısı transferi yüzdesi grafiğı	56
Şekil 8.7 :	Bölüm 2 ısı değıştiricilerdeki brine ile n-pentan arasındaki ısı transferi yüzdesi grafiğı	56
Şekil 8.8 :	Giren brine enerji yüzdesine göre enerji akış diyagramı	67
Şekil 8.9 :	Giren brine ekserji yüzdesine göre ekserji akış diyagramı	68
Şekil 8.10:	Akışkanların santral içinde akış şeması	73
Şekil A.1 :	Bölüm 2 basınç entalpi diyagramı	83
Şekil A.2 :	Bölüm 2 sıcaklık entropi diyagramı	83

SEMBOL LİSTESİ

A	: Yüzey alanı, (m^2)
c	: Özgül ısı, (kJ/kg K)
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı, (kJ/kg K)
e	: Özgül ekserji, (kJ/kg)
E	: Ekserji, (kW)
E_{fz}	: Fiziksel ekserji, (kW)
E_k	: Kinetik ekserji, (kW)
E_{km}	: Kimyasal ekserji, (kW)
E_p	: Potansiyel ekserji, (kW)
E_t	: Termal ekserji, (kW)
h	: Entalpi, (kJ/kg)
h	: Hidrojenin kütleli oranı (Denklem 2.12, 2.14)
h_0	: Çevre (ölü hal) entalpisi, (kJ/kg)
H	: Isıl değer (kJ)
m	: Kütle, (kg)
n	: Nitrojenin (Azot) kütleli oranı
o	: Oksijenin kütleli oranı
P	: Basınç, (MPa)
P_0	: Çevre (ölü hal) basıncı, (MPa)
R	: Gaz sabiti, (kJ/kg K)
s	: Entropi, (kJ/kg K)
s_0	: Çevre (ölü hal) entropisi, (kJ/kg K)
T	: Sıcaklık, (K)
T_0	: Çevre (ölü hal) sıcaklığı, (K)
v	: Özgül hacim, (m^3/kg)
x	: Hacimsel oran,
Q	: Isı transferi (Isıl güç), (kW)
W	: İş gücü, (kW)
Φ	: Yakıt ekserjisinin ısı değere oranı
η	: Birinci kanun verimi
ε	: Ekserjetik verim (η^{II})
v	: Hız, (m/s)

SALAVATLI JEOTERMAL SANTRALİNİN EKSERJİ ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada, “binary” çevrim santrallerinden kısaca bahsedilmiş, var olan donanımlar tanıtılmış; sistemin ve donanımlarının Termodinamiğin Birinci ve İkinci yasalarına göre enerji ve ekserji hesaplama denklemleri gösterilmiştir. Aydın Salavatlı Binary Jeotermal Santrali tanıtılmış, sahanın özellikleri ve santralin akış özellikleri ve donanımları hakkında bilgi verilmiştir. Ekserji analizinin amacı jeotermal güç santralini tanımlamak ve ekserji kayıplarını hesaplamaktır. Böylece kayıpların nerelerde yoğunlaştığı saptanarak performans artırımı yapılabilir.

Aydın Salavatlı Jeotermal Santraline giren sıcak jeotermal akışkan ve organik akışkanın çevrim içi donanımlarındaki termodinamik denklemlerden ekserji hesaplaması yapılmıştır. Yine santrale giren sıcak jeotermal akışkan, reenjeksiyona giden akışkan ve donanımdaki enerji kayıplarının da hesaplaması yapılmıştır. Bu çalışmada, santrale giren ekserji miktarının büyük kısmının santralde kaybolduğu geriye kalan kısmın enerjiye dönüştüğü ve enerjiye dönüşen kısmın bir miktarı da çevrimdeki pompa ve soğutma kulelerinde parasitik güç olarak kullanıldığı sonucuna ulaşılmıştır. Santralin ekserjetik verimliliği de n-pentan Rankine çevrimi ekserjisinden ve santrale giren jeotermal akışkanın ekserjisinden hesaplanmıştır.

Ekserji kayıplarının nedenleri, santralin içindeki buharlaştırıcı, ön ısıtıcı kayıpları, türbin pompa kayıpları jeotermal akışkanın re-enjeksiyonu ve n-pentan ekserjisinin soğutma kulesindeki kayıpları içermektedir. Son olarak santral analizinden en fazla güç kaybının olduğu donanım soğutma kuleleri olduğu gözlemlenmiştir.

Ayrıca, Salavatlı Jeotermal Sahası için santrale giren Buhar hattının olmaması durumundaki enerji kaybı ve maliyete etkilerine değinilmiştir. Ek olarak da santralin tasarımındaki değişikliklerle, güç üretimindeki değişime bakılmış ve ekonomisi incelenmiştir.

Anahtar sözcük: Salavatlı Jeotermal Santrali, Binary Çevrim, Ekserji, Ekserjetik Verim.

EXERGY ANALYSIS OF SALAVATLI POWER PLANT

SUMMARY

In this study, binary cycle power plants' features are briefly explained. The existing equipments are introduced. To examine the energy and exergy characteristics, The First and Second Laws of Thermodynamics are utilized. The Aydın Salavatlı Binary Geothermal Power Plant is presented; information about the properties of the field, flow characteristics of the power plant and features the equipments of the plant are given. The purpose of the exergy analysis is to describe the geothermal power plant and to estimate the exergy losses. Therefore performance enhancement becomes feasible via determining the areas of which the losses are great.

The exergy of the hot geothermal fluid entering The Aydın Salavatlı Power Plant and the exergy of the organic fluid used in the cycle are derived from the thermodynamic solutions. The given solutions also comprise the energy losses on the hot geothermal fluid entering the power plant and the energy losses on the re-injected fluid and their equipments. In the study, it is indicated that the major part of the exergy entering the plant is lost, the remaining part is converted to energy, and some portion of this remaining part is used as parasitic power in the pumps and cooling tower's fans. The exergetic efficiency of the plant is calculated by the exergy of the n-pentane in the Rankine cycle and by the entering geothermal fluid.

The main reasons of exergy loss are due to the losses in the vaporizer and preheater in the power plant, the loss in the turbine pumps, the re-injection of the geothermal fluid and the loss of the n-pentane exergy in the cooling tower. Finally; from the exergy analysis in the power plant, it was found from the calculations that the highest amount of power loss occurs in the cooling tower.

The energy loss and cost effects with steam line absence in the Salavatlı Geothermal Field is also mentioned. In addition, the difference of power production caused by the change of the plant design is analyzed and the economics of the process are investigated.

Key Word: Salavatlı Geothermal Power Plant, Binary Cycle, Exergy, Exergetic Efficiency.

1. GİRİŞ

Sanayinin gelişmesi ve dünya nüfusunun artmasına paralel olarak insanların enerji tüketen metallerindeki artış ve gelişmesiyle, enerji ihtiyacı da hızla artmaktadır. Bunun sonucunda enerji üretim maliyetleri ve problemi de hızlı bir artış göstermektedir. Dolayısıyla, günümüzde birincil enerji kaynaklarının sınırlı olması ve maliyetlerin artması karşısında, alternatif enerji kaynaklarına ve var olan enerji kaynaklarında tasarrufa yönelim önem kazanmaktadır. Mühendislik sistemlerinin verimlilik çalışmalarında ekserji analizi önemli yer tutmakta, sistemlerin geliştirilmesinde de önemli rol oynamaktadır.

1973 petrol krizinden itibaren dünyada jeotermal santrallerinin birçoğu 1970’ler ve 1980’lerde inşa edilmiştir[1]. Alternatif kaynaklar arasında enerji üretiminde en çok verimlilik sağlayan kaynaklardan biri de jeotermaldir. Binary (ikili) çevrim santralleri son yirmi beş senede tanınmış ve kurulumu artmıştır[1].

İkili jeotermal santralleri, jeotermal akışkanın ısı enerjisinin ısı değiştiricileri yoluyla “Rankine” çevrimindeki organik akışkana aktarılması ile kullanılmaktadır[2,3,4,5]. Böylelikle, jeotermal akışkanın sistem içindeki hareketli parçalarla teması kesilerek korozyon etkisi önlenmektedir. Genellikle ikili çevrim santralleri, 150 °C (300 F) civarındaki düşük sıcaklıklı, içinde yüksek miktarda çözünmüş, yoğunlaşmayan gaz bulunduran veya korozif etki potansiyeli olan jeotermal kaynaklarda verimli olarak kullanılmaktadır[1–3]. İkili çevrim santrallerinin iki türü var olup bunlar Organik Rankine Çevrimi (O.R.C) ve tescilli sistem olan Kalina Çevrimidir[2,3]. Bu çalışmada, Binary santralleri tanıtılarak, bu santrallerde ekserji konusuna değinilecek ve Organik Rankine Çevrimi ile çalışan Aydın Salavatlı Binary Santrali’nin ekserji analizi yapılacaktır. Ayrıca santralin çalışma koşullarında değişik tasarımlar öne sürülerek, bunların analizleri ve maliyete etkilerine değinilecektir.

2. EKSERJİ

Ekserji, en kısa ifade ile “kullanılabilir enerji” olarak tanımlanmaktadır[6,7]. Verilmiş bir durumda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen enerji miktarının bir ölçüsü olarak da ifade edilen ekserji, bir sistemde iş yapabilme yeteneğidir. Diğer enerji türlerine dönüşebilme özelliği enerjinin değer ölçüsü olarak alınır, çeşitli enerji türleri üç grupta toplanabilir[7].

- i. Diğer enerji türlerine sınırsız veya tamamen dönüştürülebilen enerji (örneğin mekanik enerji, elektrik enerjisi, potansiyel enerji, kinetik enerji vb.),
- ii. Diğer enerji türlerine sınırlı (kısmen) dönüştürülebilen enerji (örneğin iç enerji, ısı enerjisi vb.),
- iii. Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi imkânsız olan enerji (örneğin çevrenin iç enerjisi vb.).

Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi olanak dışı olan enerjiye kullanılmaz enerji, bağlı enerji ya da anerji adı verilmektedir. Dolayısıyla bütün enerji türleri en genel ifade ile aşağıdaki gibi yazılabilir[7].

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji} \dots\dots\dots (2.1)$$

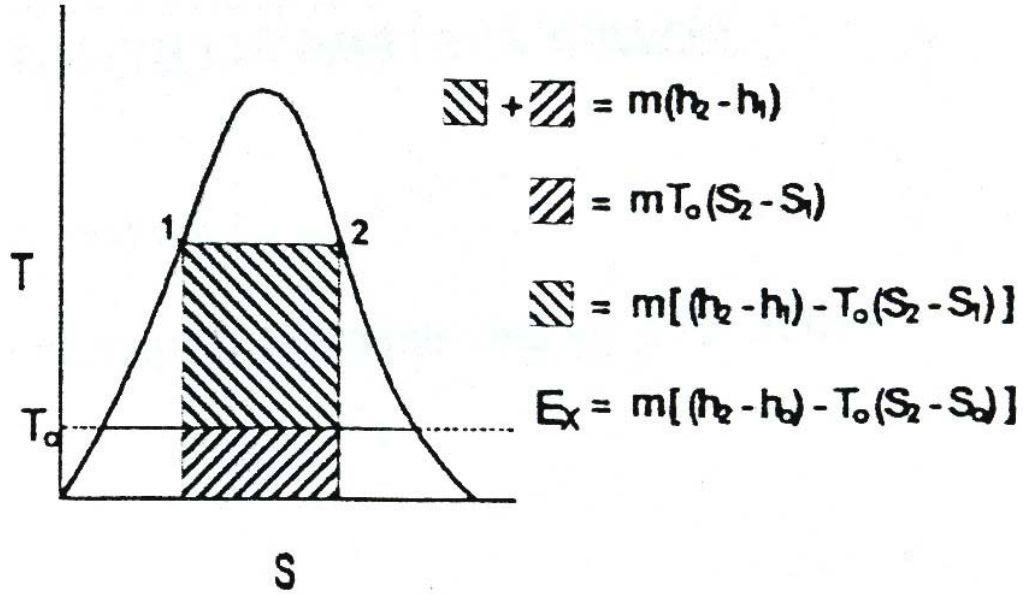
Elektrik ve mekanik enerji gibi enerji türlerinin anerji bölümü sifıra eşittir. Aynı şekilde çevrenin iç enerjisinin tamamı anerji olduğu için çevre enerjisinin ekserjisi de sifıra eşit olmaktadır[7].

Ekserji, mühendislik biliminde çevre ve ekonomi olarak iki temel konuyu da kapsamaktadır. Ekserji eko-teknolojik bakımdan üç temel kavram kapsamında ele alınmaktadır[7].

- i. Minimum çevresel etki, maksimum enerji ve enerji kaynaklarının ideal koşullarda işletileceği teknolojiler,
- ii. Çevreyi kirletme potansiyelleri yüksek olan maddelerin çevresel davranışları,

iii. Çevresel değerlendirme, enerji ve toplum güvenliği.

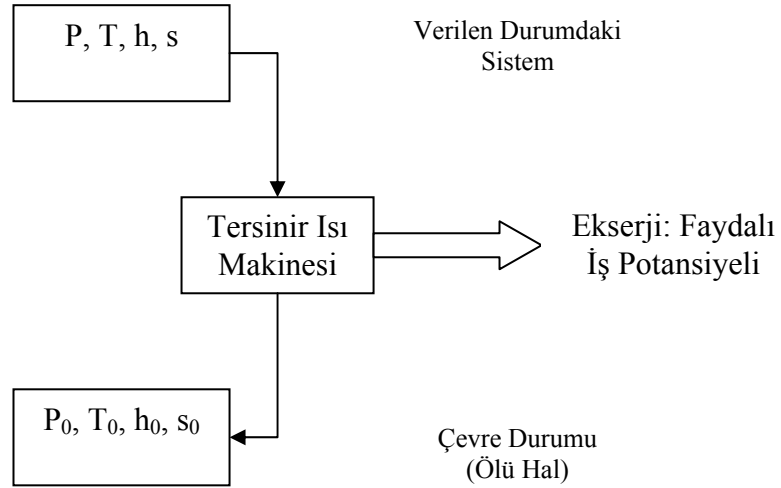
Yukarıdaki temel ekserji kavramlarına bakılarak ekserjinin termodinamik bir potansiyel olduğu, iş yapabilme ve kullanılabilir enerjinin ölçütü olduğu söylenmektedir. Ekserji teknik iş yapabilme kapasitesi olarak da tanımlanabilmektedir[7]. Şekil 2.1’de ekserjinin, sıcaklık entropi diyagramındaki konumu gösterilmektedir[8].



Şekil 2.1 : Ekserjinin sıcaklık entropi diyagramındaki konumu[8].

2.1. Tersinir ve Tersinmez Süreçler

Evrende iki tür süreç vardır; tersinir ve tersinmez süreçler. Sisteme etkiyen dış parametrelerin bu süreçteki değişimi tersi yönde geliştiğinde, sistemin geçirdiği değişim de tersi yönde gelişiyorsa bu tersinir bir değişim (süreç) dir. Tersinir hal değişimi, bir yönde gerçekleştikten sonra, çevre üzerinde hiçbir iz bırakmadan ters yönde de gerçekleşebilen hal değişimi diye de tanımlanır. Tersinir olmayan hal değişimi ise tersinmez hal değişimi diye adlandırılır. Tersinir süreçler, boşlukta salınan bir sarkaç ya da alınan malın iadesi gibi süreçlerdir. Oysa tersinmez süreçlerde geriye dönüş yoktur. Diğer bir deyişle, tersinmez olaylarda bir geriye dönüş süreci olmamaktadır. Şekil 2.2’de verilen bir durum için tersinir ısı makinesi gösterilmektedir[7].



Şekil 2.2 : Verilen bir durumda tersinir ısı makinesi[7].

2.2. Ölü Hal (Dead State)

Bir sistemin ölü halde olması, çevresi ile verilen sistemin termodinamik denge halinde olması demektir[3,4,7]. Termodinamik denge, bir sistemin verilen bir zamanda her noktasındaki hali aynı ise veya özelliklerin farkı sonsuz küçük mertebede ise oluşmaktadır. Başka bir ifadeyle, sistem ayrı bir sistem haline getirildiğinde özellikleri değişmiyorsa, bu sistem için denge söz konusu olmaktadır. Termodinamik dengede tüm kısıtların sağlanması gerekmektedir. Bunlar ısı, mekanik, kimyasal ve faz dengeleridir. Sistem ölü halde iken, sistem çevre ile aynı sıcaklığa ve basınca sahip olup çevre ile termodinamik kısıtların sağlandığı denge halindedir. Ayrıca, sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Sistemin ölü hal özellikleri P_0 , T_0 , h_0 , u_0 ve s_0 'dır.

Termodinamiğin birinci kanununa göre enerji, yoktan var edilemez, diğer bir deyişle yaratılamaz veya vardan yok edilemez; ancak, bir biçimden başka bir biçime dönüştürülebilir. İkinci kanun ise, enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin de önemliliğini vurgulamakta ve sistemlerin enerji niteliğini azaltan yönde gerçekleştiğini belirtmektedir. Ekserji tanımlarından hareketle Termodinamiğin I. ve II. Kanunları kısaca şöyle ifade edilebilmektedir. I. Kanun; bütün termodinamik süreçlerde enerji ve ekserjinin toplamı sabit kalır, II. Kanun ise; tersinir süreçlerde ekserji sabit kalır, yani tersinmez süreçlerde ekserjinin bir kısmı veya tamamı

enerjiye dönüşür veya enerji ekserjiye dönüşmez şeklinde ifade edilebilir. Bu ifadeler ışığında ekserji için şöyle bir matematiksel denklem yazılabilmektedir[7].

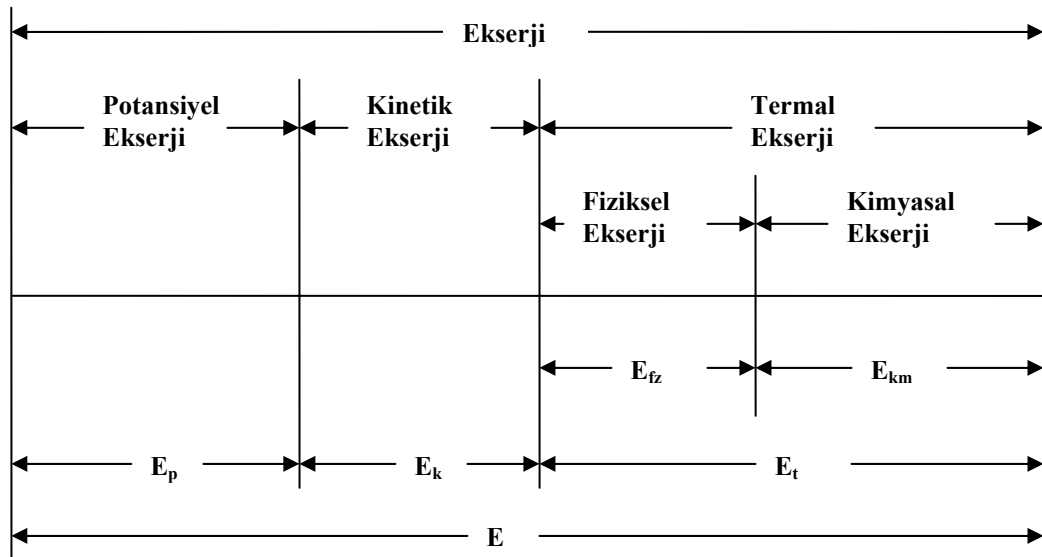
$$E = E_k + E_p + E_{fz} + E_{km} \quad \dots\dots\dots(2.2)$$

- E : Ekserji
 E_k : Kinetik ekserji
 E_p : Potansiyel ekserji
 E_{fz} : Fiziksel ekserji
 E_{km} : Kimyasal ekserji

Potansiyel ve kinetik ekserjiler, sırasıyla, potansiyel ve kinetik enerjilere eşittir.

2.3. Ekserji ve Çeşitleri

Enerjinin bir başka enerjiye tamamen dönüşen kısmına ekserji denilmektedir. Ekserji kelimesi Yunanca ex (dış) ve ergon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiştir[7]. Bununla birlikte bir başka ifade ile ekserji bütünüyle başka bir enerjiye dönüşen enerji oranını göstermektedir. Esas tanımıyla ise ekserji, verilen şartlardaki bir sistemin, çevresi (ölü hal “dead state”) ile aynı şartlara getirilmesi sonucu elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli şeklinde belirtilmektedir. Ekserji çeşitleri Şekil 2.3’de gösterilmektedir[2,7].



Şekil 2.3 : Ekserji çeşitleri[7].

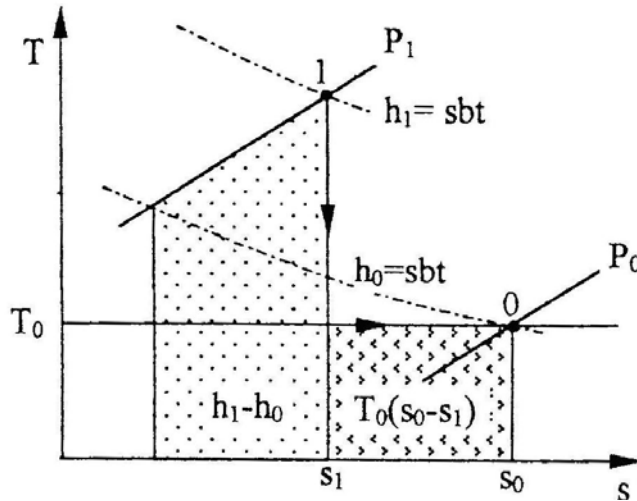
2.3.1. Fiziksel Ekserji

Sistemin sıcaklığı T ve basıncı P ilk durumundan T_0 , P_0 halindeki çevre şartları ile termodinamik denge haline getirildiğinde sistemden elde edilecek maksimum iş fiziksel ekserji olarak tanımlanır[7]. Verilen herhangi bir durumdaki sistemin fiziksel ekserjisi Şekil 2.4'de T - s diyagramında gösterilmiştir[7]. Herhangi durumdaki bir sistemin fiziksel ekserjisi Şekil 2.4'den de görüleceği gibi,

$$e_{fz} = h - h_0 - T_0(s-s_0) \quad \dots\dots\dots(2.3)$$

- e_{fz} : Fiziksel özgül ekserji
- h : Entalpi
- s : Entropi
- h_0 : Ölü hal entalpisi
- s_0 : Ölü hal entropisi
- T_0 : Ölü hal sıcaklığı (K veya $^{\circ}\text{R}$)

şeklinde ifade edilebilir[1-4,7,9,10]. Ayrıca verilen iki durum arasındaki sistemin fiziksel ekserji farkı Şekil 2.5' de T - s diyagramında gösterilmiştir[7].



Şekil 2.4 : Bir durumda bulunan sistemin ekserji farkı[7].

Bir sistemde iki durum arasındaki fiziksel ekserji farkı Şekil 2.5 'den;

$$e_{fz1}-e_{fz2} = (h_1 - h_2)-T_0(s_1-s_2) \quad \dots\dots\dots(2.4)$$

yazılabilir[1-5]. Fiziksel ekserji aşağıda gösterildiği gibi iki bileşenden oluşmaktadır[7].

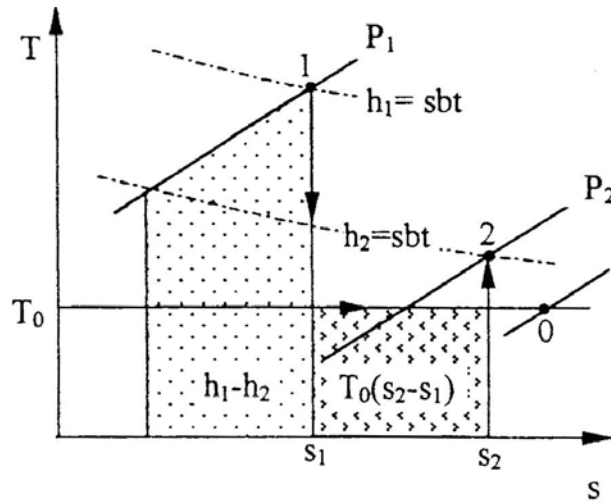
$$e_{fz} = e_{\Delta T} + e_{\Delta p} \dots\dots\dots(2.5)$$

Denklem 2.5'teki birinci terim, fiziksel ekserjinin ısı bileşeni olup sıcaklık farkından dolayı ortaya çıkmaktadır ve aşağıdaki gibi hesaplanır[7].

$$e_{\Delta T} = \left[- \int_{T_1}^{T_0} \frac{T - T_0}{T} dh \right]_p \dots\dots\dots(2.6)$$

Denklem (2.5)'teki ikinci terim ise, basınç bileşeni olup basınç farkından dolayı oluşmaktadır. Basınç bileşeni aşağıdaki gibi hesaplanır[7].

$$e_{\Delta p} = T_0(s_0 - s_1) - (h_0 - h_1) \dots\dots\dots(2.7)$$



Şekil 2.5 : İki durumda bulunan sistemin ekserji farkı[7].

2.3.1.1. İdeal Gazların Fiziksel Ekserjileri

Herhangi durumda ve ideal gazdan oluşan sistemin fiziksel ekserjisi Denklem 2.8'den hesaplanabilir[7].

$$e_{fz} = c_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + RT_0 \ln \frac{P}{P_0} \dots\dots\dots(2.8)$$

e_{fz} : Özgül ekserji

c_p : Sabit basınçta özgül ısı

- T : Sıcaklık
P : Basınç
R : Gaz sabiti

2.3.1.2. Katı ve Sıvıların Fiziksel Ekserjileri

Katı veya sıvı olan ve herhangi bir durumdaki sistemin fiziksel ekserjisi Denklem 2.9'dan hesaplanabilir[7].

$$e_{fz} = c \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + v_m (P - P_0) \dots\dots\dots(2.9)$$

- e_{fz} : Özgül ekserji
c : Özgül ısı
T : Sıcaklık
P : Basınç
R : Gaz sabiti
v : Özgül hacim

2.3.2. Kimyasal Ekserji

Kimyasal ekserji, bir maddenin çevresiyle kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişinden kaynaklanan maksimum iş olarak tanımlanır[7].

2.3.2.1. Standart Kimyasal Ekserji

Bazı çevre malzemelerinin özellikleri referans alınarak maddelerin standart kimyasal ekserjileri, standart çevre (ölü hal) sıcaklığına (T₀=25 °C=298.15K) ve basıncına (P₀=1 atm) bağlı olarak hesaplanmaktadır[7].

Referans maddeler genellikle üç grupta toplanmıştır[7].

- i- Atmosferdeki gaz bileşenler,
- ii- Litosferdeki katılar
- iii- Deniz, okyanuslardaki iyonik ve iyonik olmayan maddeler.

Gaz Karışımlarının Kimyasal Ekserjileri: Termal sistemlerin çoğu, gaz karışımları içermektedir. Özellikle yanma ve kimyasal süreçlerin ekserji analizlerinde gaz karışımları ön plana çıkmakta, bundan dolayı da gaz karışımlarının ekserjilerinin

bilinmesi gerekmektedir[7]. N adet ideal gazdan oluşan bir gaz karışımının kimyasal ekserjisi denklem 2.10'da verilmektedir[7].

$$E_0 = \sum_{i=1}^N x_i e_{0,i} + \tilde{R} T_0 \sum_{i=1}^N x_i \ln x_i \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

- E : Ekserji
e : Özgül ekserji
x : Hacimsel oran
R : Üniversal gaz sabiti
T : Sıcaklık

2.3.2.2. Yakıtların Kimyasal Ekserjilerinin Hesaplanması

Yakıtların kimyasal ekserjileri, yakıtı oluşturan bileşenlere bağlı olarak hesaplanmaktadır. Bu sebeple Szargut ve Strylska; yakıt ekserjisinin yakıtın ısıl değerine oranını ifade eden Φ değerini geliştirmişlerdir[7]. Bu oran;

$$\Phi = \frac{E_0}{H_u} \quad \dots\dots\dots(2.11)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Katı yakıtlar için aşağıdaki şekilde hesaplanır[7].

$$\Phi = 1.0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c} \quad \dots\dots\dots(2.12)$$

- h : Hidrojenin kütleli oranı
o : Oksijenin kütleli oranı
n : nitrojenin (azot) kütleli oranı

Bu ifade de kükürt ve su buharının ekserjileri dikkate alınmamaktadır. Eğer her iki ürün dikkate alındığında katı yakıtlar için kimyasal ekserji Denklem 2.13'teki gibi hesaplanmaktadır[7].

$$E_{0,katı} = \Phi \left((H_u)_{katı} + w h_{fg} \right) + (e_{o,s} - (H_u)_s) s \quad \dots\dots\dots(2.13)$$

Sıvı yakıtlar için kimyasal ekserji oranı Φ ise kükürdün etkisi de dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. Burada kullanılan s entropi olmayıp, yakıt içerisindeki kükürdün kütleli oranıdır[7].

$$\Phi_s = 1.0401 + 0.1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2.0628 \frac{h}{c} \right) \dots\dots\dots(2.14)$$

buradan,

$$E_{0,s} = \Phi_{siv}(H_u)_s \dots\dots\dots(2.15)$$

şeklinde hesaplanır[7].

2.3.3. Termal Ekserji

Sistemlerin termal ekserjisi Denklem 2.16'da verildiği şekli ile hesaplanmaktadır[7].

$$E_t = E_{fz} + E_{km} \dots\dots\dots(2.16)$$

2.3.4. İş Ekserjisi

Ekserji maksimum iş potansiyeli olduğundan, bütün süreçlerde iş ekserjiye eşittir[4,7].

$$E_w = W \dots\dots\dots(2.17)$$

2.3.5. Isı Transferinin Ekserjisi

Isı transferinden dolayı meydana gelen ekserji, aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır[7].

$$E_Q = \int_A \left(\frac{T - T_0}{T} \right) Q_i dA \dots\dots\dots(2.18)$$

Eğer bir sistemde düzenli sıcaklık dağılımı varsa, ısı transferinden dolayı oluşan ekserji;

$$E_Q = Q_A \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dots\dots\dots(2.19)$$

şeklinde hesaplanmaktadır[7].

2.4. Ekserji Kaybı

Bir sistemin ekserji kaybı veya tersinmezliği Denklem 2.20'den hesaplanmakta ve de denklemde görüldüğü gibi ekserji kaybı net entropi değişimi ile çevre sıcaklığının çarpımına eşit olmaktadır[1-4].

$$\delta E = T_0 \Sigma \Delta S = T_0 \Delta S_{\text{net}} \dots\dots\dots (2.20)$$

Denklem 2.20 ifadesine Ekserji Kaybı Yasası veya Gouy-Stodola Yasası denir[5]. Ayrıca denklem 2.21'de ifade edildiği gibi ekserji kaybı tersinmezliklerden dolayı ortaya çıkan kayıp işe eşittir[7].

$$\delta E = \delta W_{\text{kayıp}} \dots\dots\dots (2.21)$$

2.4.1. Sıkıştırma Olayında Meydana Gelen Ekserji Kaybı

Çeşitli sistemlerin sıkıştırma olayından sonra ekserji kayıpları aşağıda verilmektedir. Sıvıların sıkıştırma olayı sonunda sistemde meydana gelen ekserji kaybı denklem 2.22 ile ifade edilmiştir[7].

$$\delta E = \frac{T_0}{T} v dP \dots\dots\dots (2.22)$$

İdeal Gaz için: İdeal gazların sıkışma olayı sonunda sistemin ekserjisinde meydana gelen azalma Denklem 2.23'de ifade edilmiştir[7].

$$\delta E = nRT_0 \ln \frac{P_1}{P_2} \dots\dots\dots (2.23)$$

2.4.2. Sürtünmeden Dolayı Ekserji Kaybı

Sistemin sürtünmesinden olayı meydana gelen ısıнын sebep olduğu ekserji kaybı denklem 2.24 ile ifade edilebilmektedir[7].

$$\delta E = Q_F \frac{T_0}{T} \dots\dots\dots (2.24)$$

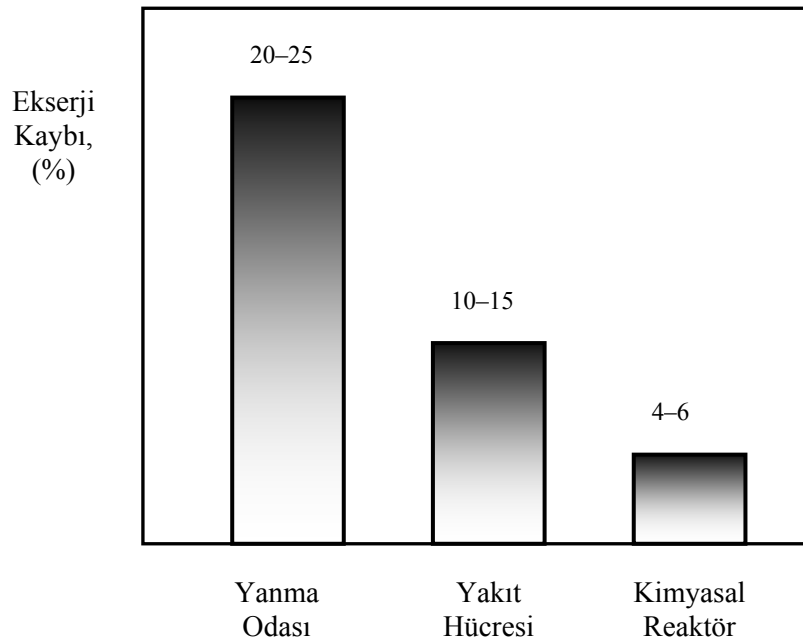
2.4.3. Sonlu Sıcaklık Farkındaki Isı Transferinde Ekserji Kaybı

Sonlu sıcaklık farkının olduğu, sıcaklığı T_1 olan 1 numaralı sistem ile sıcaklığı T_2 olan 2 numaralı sistemin arasındaki ısı transferi sonucunda ortaya çıkan ekserji kaybı denklem 2.25 ile hesaplanmaktadır[7].

$$\delta E = Q \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2} \right) T_0 \dots\dots\dots (2.25)$$

2.4.4. Çeşitli Termal Prosesler İçin Ekserji Kayıplarının Karşılaştırılması

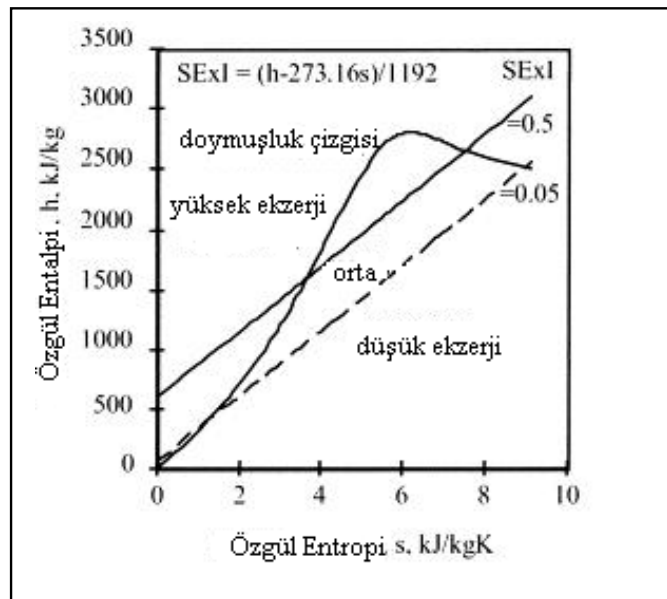
Şekil 2.6'da çeşitli termal süreçler için elde edilen ekserji kaybı değerleri karşılaştırılmıştır[7]. Modern bir gaz türbinin yanma odasında oluşan ekserji kaybı yaklaşık %22'dir[7]. Yakıt hücrelerindeki ekserji kayıpları %10–15 arasında değişmektedir[7]. En düşük ekserji kaybı kimyasal reaktörde elde edilmiştir[7]. Şekil 2.6'a bakıldığında modern bir gaz türbininde yanma odasının yerine yakıt hücresi kullanılması halinde ekserji kaybında yaklaşık %10'luk bir azalmanın sağlanacağı söylenebilir[7]. Elde edilen ekserji kaybı değerleri aynı zamanda hesaplamalarda kullanılan ve yukarıda özetlenen matematiksel ifadelerle bağlı olarak her bir sürecin ideal çalışma koşullarında işletilip işletilemeyeceği konusunda bir ön fikir vermektedir[7].



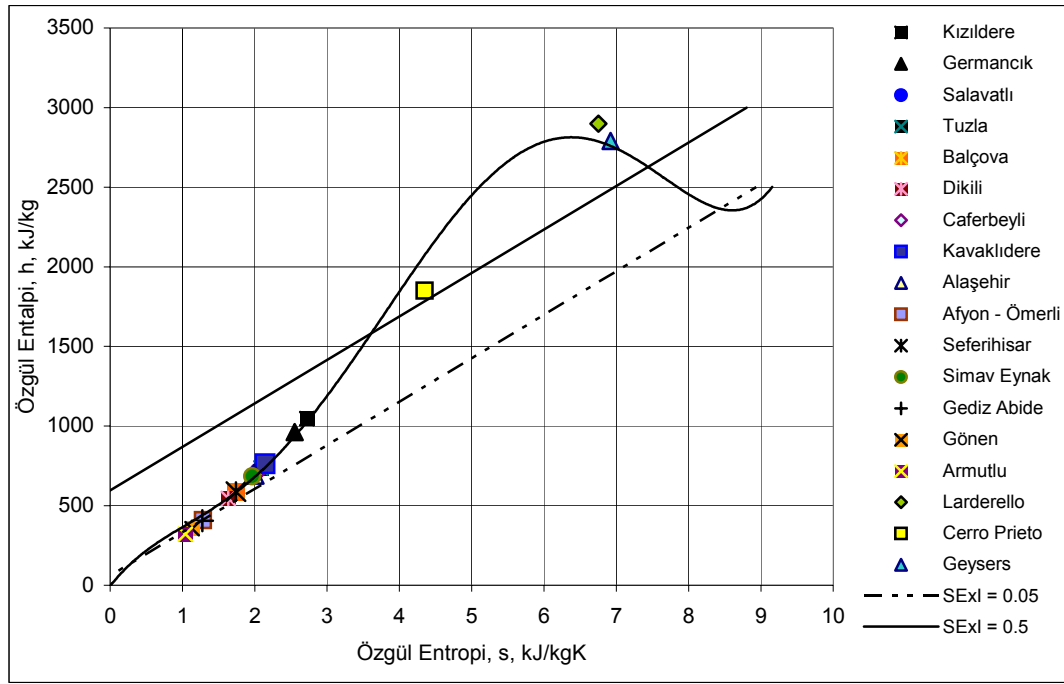
Şekil 2.6 : Termal süreçler için ekserji kaybı[7].

2.5. Jeotermal Kaynakların Ekserjileri Kullanılarak Sınıflandırması

Özgül ekserji indeks denklemi, Mollier diyagramının h-s grafiğinde düz bir çizgidir[6,11]. Şekil 2.7’de görüldüğü üzere, özgül ekserji indeksi (SExI)= 0.5 ve özgül ekserji indeksi = 0.05 düz çizgileri Mollier diyagramında çizilebilir ve jeotermal kaynakların sınıflandırılmasında harita olarak kullanılabilir[6,11]. Elektrik üretiminde kullanılabilecek en düşük ekserji buharı, doymuş buhar (1 bar, 100 °C) olarak kabul edilirse, düşük özgül ekserji indeks sınırı yüksek kalite kaynaklar için 0,5’e eşittir. Yüksek özgül ekserji indeksi sınırı düşük kalite kaynaklar için (100 °C doymuş su) 0.05’e eşittir[6]. Orta kalite kaynaklar için özgül ekserji indeksi 0,05–0,5 arasındadır. Özgül ekserji indeksi = 0,5 üzerindeki alan yüksek ekserjili, ya da kaliteli bölge, özgül ekserji indeksi = 0,05 altındaki alan ise düşük ekserjili bölge, arası ise orta ekserjili bölgedir[6,11]. Haritaya, bir kaynağın akışkanının entalpi ve entropisi çizilirse, jeotermal kaynağın kategorisi hemen belirlenebilmektedir. Salavatlı jeotermal kaynağının yaklaşık olarak entalpi değerinin 700 kJ/kg, entropi değerinin de 2,1 kJ/kg K olduğu bilinerek Şekil 2.7’e bakıldığında, bölgenin orta ekserjili bölgede bulunduğu görülmektedir. Şekil 2.8’de ise, Türkiye ve dünyadaki bazı jeotermal kaynakların sınıflandırma haritasındaki konumlandırılmaları gösterilmekte olup Salavatlı jeotermal kaynağının orta ekserjili bölgede olduğu verilmektedir[6].



Şekil 2.7 : Jeotermal kaynakların Mollier diyagramında sınıflandırılması[6,11].



Şekil 2.8 : Türkiye ve dünyadaki bazı jeotermal kaynakların sınıflandırma haritasındaki konumları[6,11].

Tablo 2.1 : Kızıldere jeotermal sahası için tek ve çift flaş çevrimlerin ekserji kıyaslaması[12].

Ekserji birimi kWh/ ton rezervuar suyu					
		%			%
Rezervuar sıcaklığı, °C	200		Rezervuar sıcaklığı, °C	200	
Yoğuşma sıcaklığı, °C	40		Yoğuşma sıcaklığı, °C	40	
Rezervuar suyu, kWh/t	37.1		Rezervuar suyu, kWh/t	37.1	
Tek Flaş Çevrim			Çift Flaş Çevrim		
Flaş sıcaklığı, °C	145		Flaş sıcaklığı, T ₁ , T ₂ , °C	175–105	
Flaş buharın ekserjisi, kWh/t	18.3	49	Flaş(1st and 2nd) buharın ekserjisi, kWh/t	25.64	69
Flaş suyun ekserjisi, kWh/t	15.3	41	Flaş suyun ekserjisi, kWh/t	5.7	15.4
Çevrimin ekserji kayıpları	3.5	10	Çevrimin ekserji kayıpları	5.8	15.6
Mekanik verimliliğin %65 ‘deki yararlı iş	11.90	32	Mekanik verimliliğin %65 ‘deki yararlı iş	16.7	45

Ekserji jeotermal endüstride değişik çevrimlerin mukayesesinde de kullanılmaktadır. Ekserji verimliliğinde kıyaslama olması açısından, yukarıdaki Tablo 2.1’de Kızıldere jeotermal sahası için tek ve çift çevrim santrallerinin ekserji karşılaştırılması verilmektedir[12]. Bu tablodaki verilere bakıldığında, zamanla geliştirilen teknoloji iki flaş ile verimin arttığı ve buna bağlı olarak iş üretiminin de arttığı gözlemlenmektedir.

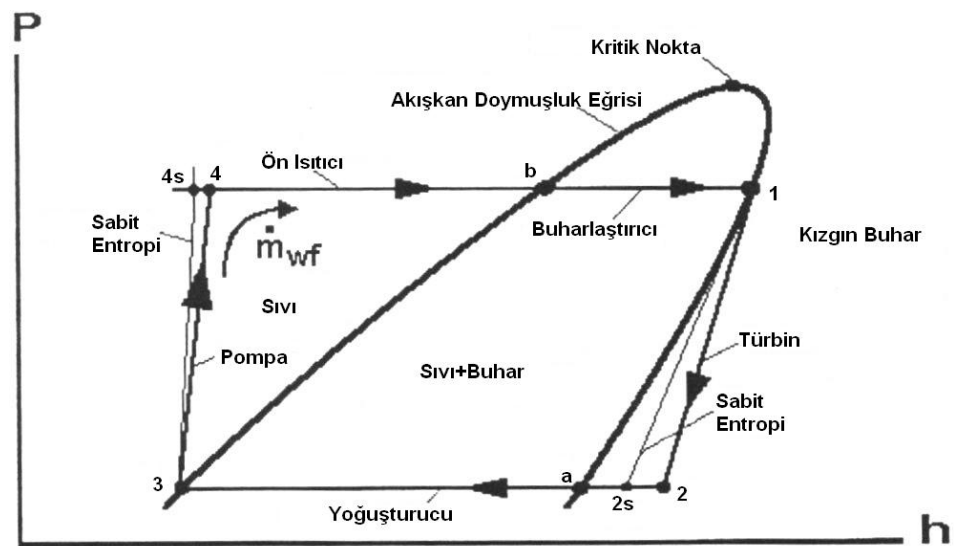
3. BINARY (İKİLİ) ÇEVİRİM SANTRALİ

Binary (ikili) çevrim santrallerinin temel çalışma prensibi, gelen jeotermal enerjiyi başka bir akışkana aktarıp kapalı çevrimde enerji üretilmesidir[4,5,10,13]. Binary çevrimleri kapalı devre “Rankine” çevrimleri olup jeotermal akışkandan ikinci bir çalışma sıvısına ısı geçişinin bir ısı değiştiricide sağlanması ve onun da türbinde genişlişip kondansörde yoğunlaşarak, artık ısının soğutma kulesinden dışarı atılmasını sağlayan sistemlerdir. Bu akışkan, termodinamik özelliklerine bağlı olarak jeotermal akışkanın ısı ile buharlaşma ve yoğunlaşma çevrimini tam sağlayacak şekilde seçilmektedir[9]. Çalışma sıvısı olarak dikkate alınan bileşimler, su buharı ile kıyaslandığında izobütan ve fluorokarbonlar gibi yüksek molekül ağırlıklı hidrokarbonlardır[9]. Kullanılan ikinci akışkan gerileyen bir çiy eğrisine “Retrograde Dew Curve” sahip olduğu için türbin çıkışındaki basınç ve sıcaklık düşümü sonrasında dahi ikinci akışkanın kızgın buhar halinde olması, Organik Rankine Çevrimlerinin kullanılmasının önemli nedenlerindendir. Organik Rankine Çevrimi düşük entalpiye sahip jeotermal kaynaklardan enerji üretiminde kullanılmaktadır[13]. Organik Rankine Çevrimleri düşük sıcaklıklı kaynakların buhar çevrimlerine göre daha verimli ve maliyet açısından daha uygun olmaktadır[13]. Şekil 3.1 ’de basit bir binary santral şeması gösterilmektedir[2,4,10].

Binary çevrimlerinin yoğunlaşmayan gazlara karşı herhangi bir duyarlılığı olmayıp performansları onlara bağlı değildir[5]. Bundan başka, çalışma sıvılarının moleküler ağırlıklarının daha büyük olması dolayısıyla, buhara nazaran daha büyük düşük yoğunlaşma sıcaklığına sahiptirler[5]. Bu sebepten, aynı gücü daha küçük boyutlu ve dolayısıyla daha ucuz türbinlerle üretebilmektedir. Öte yandan, normal buhar separasyonu (Flashing cycles) çevrimlerinin ısı değiştiricisine ve ikinci bir akışkan besleme pompasına gereksinimleri yoktur[5].

Şekil 3.1’de, ÜK üretim kuyusu, P pompa, KMA katı madde ayıklayıcısı, B buharlaştırıcı, Öİ ön ısıtıcı, EP enjeksiyon pompası, KV kontrol valfi, T/J türbin jeneratör, Y yoğunlaştırıcı, YP yoğunlaşma pompası, SF son filtre, SK soğutma kulesi, SKP soğuk su pompası, M soğutma suyu, EK enjeksiyon kuyusu’dur. Şekil 3.2’de

Burada, jeotermal akışkanın ısısı ile buharlaştırıcıdan çıkan kızgın buhar halinde bulunan kapalı çevrimdeki akışkan, türbine girip iş üretmektedir. Bu üretim sırasında genleşerek, basınç ve sıcaklığı azalmaktadır. Yoğusturucuda tamamen sıvı hale gelen akışkan pompa ile önce ön ısıtıcıya ve daha sonra tekrar buharlaştırıcıya yollanarak kapalı çevrim tamamlanmaktadır.



16

3.1. Çevrim Çeşitleri

3.1.1. Çift Basıncılı Binary Çevrimi

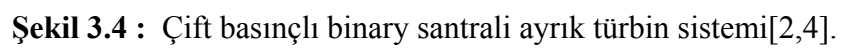
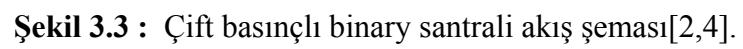
Çift basıncılı binary çevrimler, jeotermal akışkanın ısı değiştiricisindeki termodinamik kayıplarını azaltmak için kullanılmaktadır. Bu kayıplar Şekil 3.15’de görüleceği üzere sıcak akışkan ile soğuk çalışma akışkanı arasındaki büyük sıcaklık farkından kaynaklanmaktadır[4]. Bu fark çift basıncılı binary çevrimi sayesinde azaltılarak kayıplar büyük oranda minimuma indirgenmektedir.

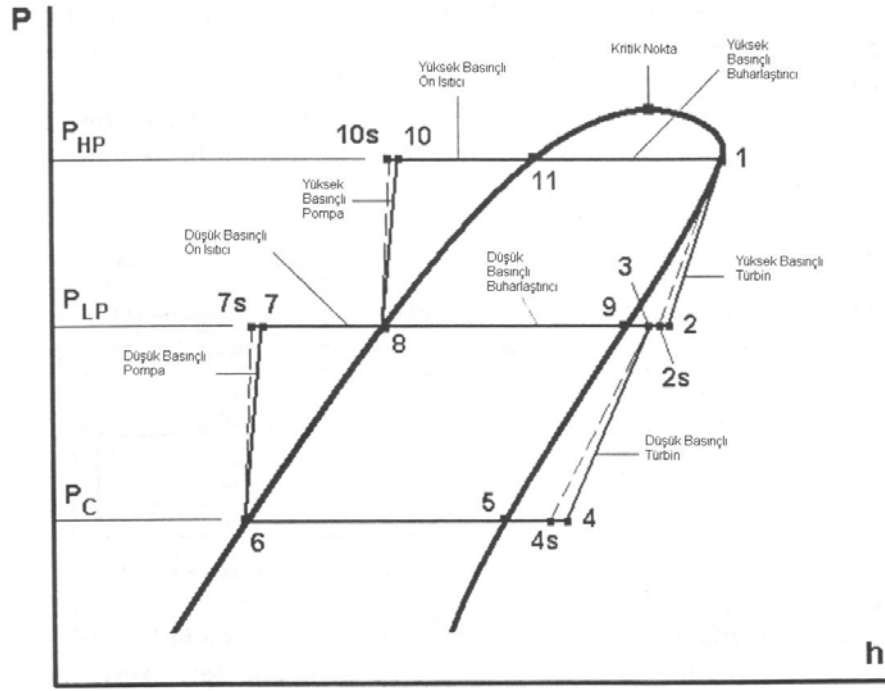
Bu çevrimler iki basamaklı ısıl sürece sahiptir ve böylelikle ısı değiştiricilerde daha düşük bir sıcaklık farkı görülmektedir. Çift basıncılı binary çevrimleri şeması ve basınç entalpi diyagramı Şekil 3.3 ve Şekil 3.5’de verilmektedir[2,4]. Şekil 3.3’de görüldüğü üzere çift girişli türbine giren düşük basıncılı doymuş buhar (durum 9), yüksek basıncılı buhar (durum 2) ile karışmakta ve kızgın buhar (durum 3) haline gelmektedir. Alternatif tasarım olarak, Şekil 3.4.’de görüleceği gibi türbinlerin boyutu küçültülerek iki ayrı türbin kullanılmaktadır[4]. Bu tür çevrimlerde hava soğutmalı veya su soğutmalı yoğunlaştırıcı sistemler kullanılmaktadır. Tek basıncılı binary çevrimlerinin, çift basıncılı binary çevrimlere göre ısı verimleri düşük olmasına rağmen, kullanım verimleri yüksektir[2,4,10].

Isıl verimlilik, çevrime giren ısı miktarına bağlıdır ancak yüksek ve düşük ısıl ekserjileri arasında ayrım yoktur ve dolayısıyla akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı ihmal edilmektedir[2,4]. Isıl verimin düşük olmasının sebebi, jeotermal akışkanın Şekil 3.5’de bulunan durum 8–9’daki düşük sıcaklıktaki çalışan akışkanın buharlaştırmada kullanılmasından kaynaklanmaktadır.

Kullanım verimliliği ise, jeotermal akışkanın ekserjisine bağlı olmaktadır. Isı değiştiricisinde akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının az olması dolayısıyla tersinmezlikler azaltılmakta ve dolayısıyla verim yükselmektedir[2,4].

Şekil 3.3’te, ÜK üretim kuyusu, P pompa, KMA katı madde ayıklayıcısı, YBB ve DBB yüksek ve düşük basıncılı buharlaştırıcı, YBÖİ ve DBÖİ yüksek ve düşük basıncılı ön ısıtıcı, EP enjeksiyon pompası, KV kontrol valfları, YBT ve DBT yüksek ve düşük basıncılı türbin, J jeneratör, HSY hava soğutmalı yoğunlaştırıcı, YBBP ve DBBP yüksek ve düşük basıncılı besleme pompası, SF son filtre, EK enjeksiyon kuyusu’dur



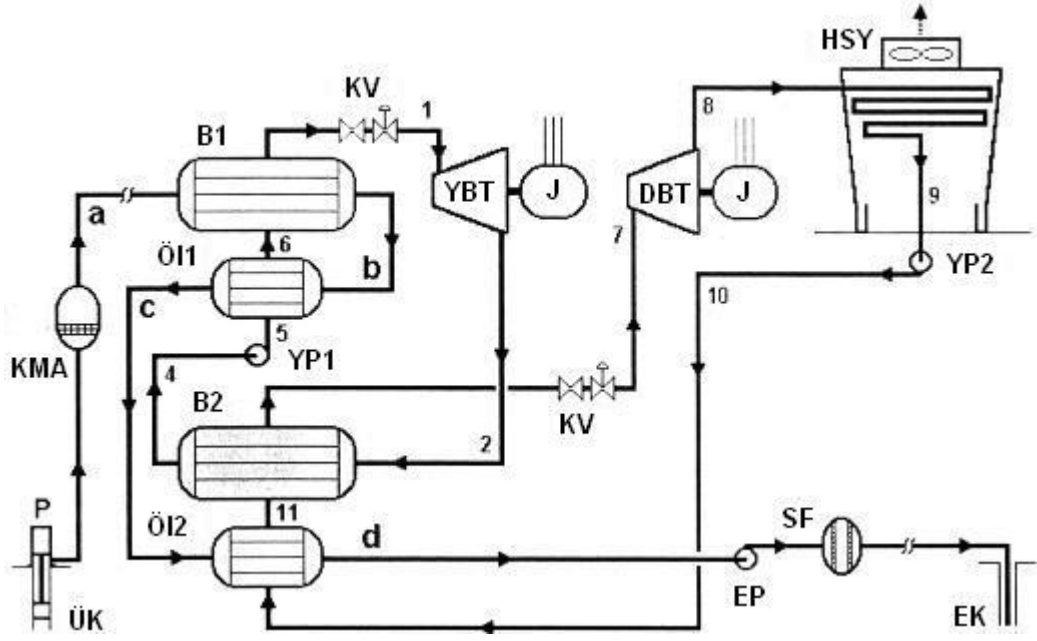


Şekil 3.5 : Çift basıncılı çevrimin basınç entalpi diyagramı[4].

3.1.2. Çift Akışkanlı Binary Çevrimi

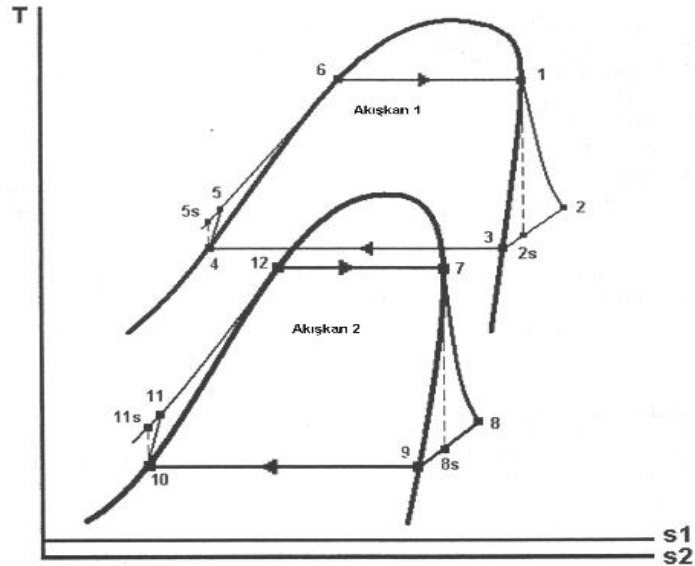
Çift akışkanlı binary çevriminde iki farklı organik akışkan kullanılmaktadır. Şekil 3.6'da da görüldüğü üzere, ısı reküperatörü B2 ile üst çevrim akışkanı ile alt çevrim akışkanı bağlanmakta ve aralarında ısı transferi sağlanmaktadır. Şekil 3.7 çift akışkanlı binary çevriminin sıcaklık entropi diyagramını göstermekte olup bu farklı akışkanların sıcaklık entropi diyagramlarının iliştilirilmesi ile oluşmaktadır[4].

Şekil 3.8 çift akışkanlı binary çevriminin sıcaklık ısı transferi diyagramını göstermektedir[7,11]. Buradaki 5–11 noktaları çalışan akışkanların kendi içlerinde birbirlerine olan ısı transferini göstermektedir. Durum 6'daki ısı transferi ise kendi içlerindeki ısı transferine nazaran düşük olmaktadır. Şekil 3.8'de ön ısıtıcılardaki görünen paralellik, tersinmezliklerin az olduğunu böylelikle ekserji kaybının da buna bağlı olarak az olduğunu göstermektedir[4].

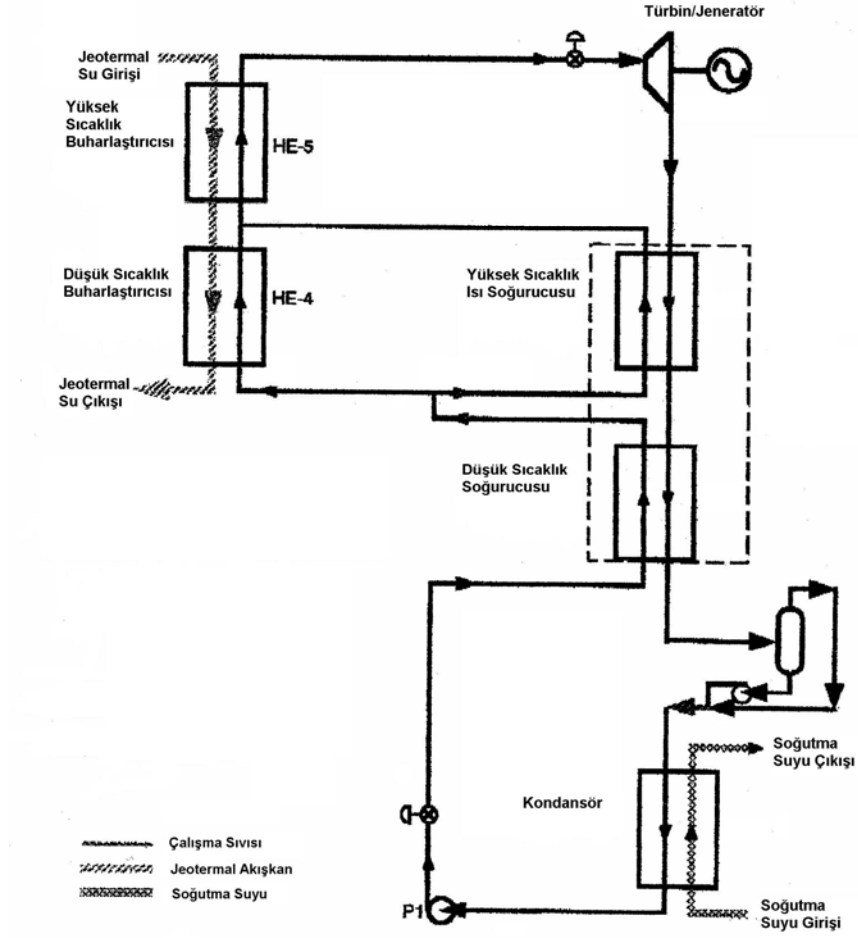


Şekil 3.6 : Çift akışkanlı binary santrali akış şeması[2,4].

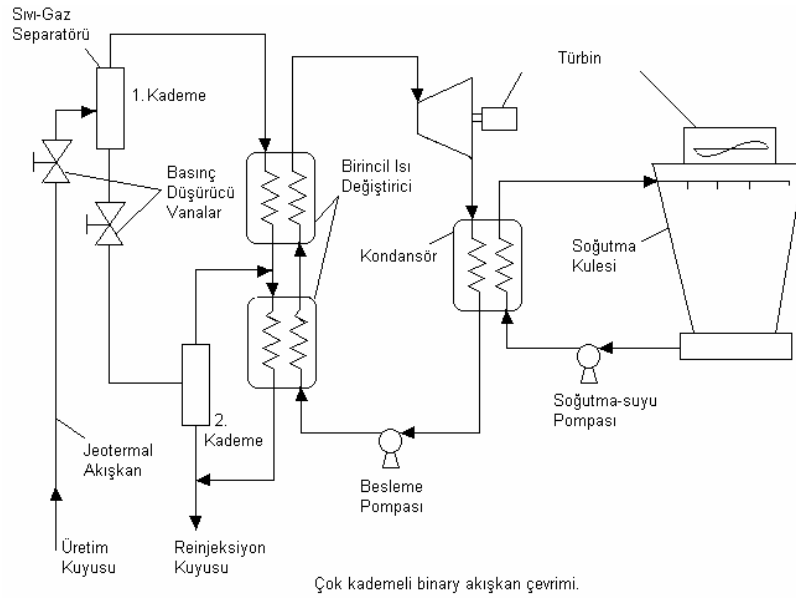
Burada, ÜK üretim kuyusu, P pompa, KMA katı madde ayıklayıcısı, B1 buharlaştırıcı, B2 ısı reküperatörü ÖI1 ve ÖI2 ön ısıtıcılar, EP enjeksiyon pompası, KV kontrol valfları, YBT ve DBT yüksek ve düşük basınçlı türbin, J jeneratör, HSY hava soğutmalı yoğuşturucu, YP1 ve YP2 yüksek ve düşük basınçlı besleme pompası, SF son filtre, EK enjeksiyon kuyusu'dur



Şekil 3.7 : Çift akışkanlı çevrimin sıcaklık entropi diyagramı[4].



Şekil 3.9 : Kalina çevrimi şeması[5].



Şekil 3.10 : Çok kademeli binary çevrimi şeması[5].

3.2. Türbin Analizi

Şekil 3.11’de de türbinin basit bir analiz şeması verilmektedir. Buradan yararlanarak sistemde, genel termodinamik sistemlerde varsayıldığı üzere sürekli, adyabatik kabul edilip potansiyel, kinetik enerji terimlerinin ihmal kabul edildiği takdirde, güç aşağıdaki denklem ile bulunabilmektedir[4,9,10].

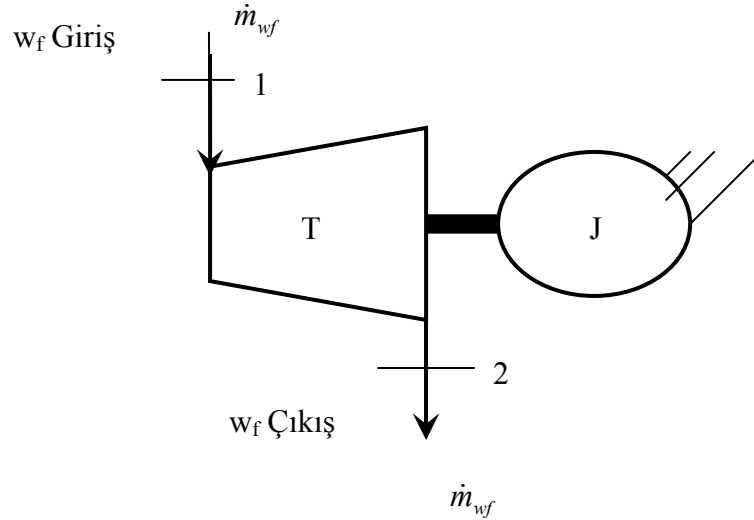
$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2) = \dot{m}_{wf}\eta_t(h_1 - h_{2s}) \quad \text{.....(3.1)}$$

Burada, η_t izentropik türbin verimliliği, h entalpi ve $\dot{m}_{wf}$ akışkan birim kütlesidir.

Türbin tarafında üretilen maksimum iş, adyabatik ve izentropik yani tersinir süreçte oluşmaktadır. Şekil 3.2’deki durum 1-2s ideal süreci göstermektedir. İzentropik türbin verimi η_t denklem 3.2’de verilmektedir. Türbin gücü de denklem 3.3’te verilmektedir[4].

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad \text{.....(3.2)}$$

$$\dot{W} = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2) \quad \text{.....(3.3)}$$



Şekil 3.11 : Binary çevriminde türbin jeneratör şeması[4].

3.3. Yoğuşturucu Analizi

Şekil 3.12’de basit olarak gösterilen yoğuşturucunun temel çalışma ilkesi hava veya su kullanılarak sistemin akışkanının ısısının alınmasıdır. Isı denklemi yoğuşturucuya giren kütle ve entalpi farkı ile bulunmaktadır[4,9].

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \quad \text{.....(3.4)}$$

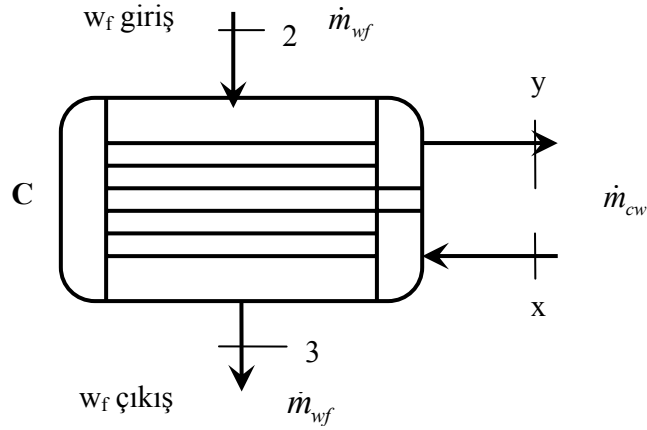
Soğutucu akışkan ve sistem akışkanı arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir[4].

$$\dot{m}_{cw}(h_y - h_x) = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \quad \text{.....(3.5)}$$

$$\dot{m}_{cw}\bar{c}(T_y - T_x) = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \quad \text{.....(3.6)}$$

$\dot{m}_{cw}$: Soğutucu akışkan, su veya hava

$\dot{m}_{wf}$: Sistemde çalışan akışkan, organik akışkan



Şekil 3.12 : Yoğuşturucu şeması[4].

3.4. Pompa Analizi

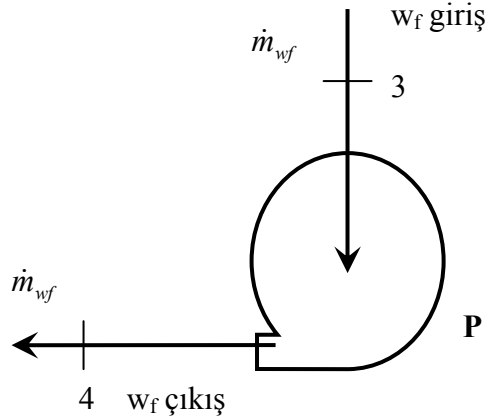
Şekil 3.13’te görüldüğü üzere diğer bileşenlerdeki aynı tür kabulleri yaparak pompanın ürettiği güç denklemi,

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{wf}(h_{4s} - h_3)/\eta_p \quad \text{.....(3.7)}$$

olarak bulunur[4,9,10]. Burada, η_p izentropik pompa verimliliğidir. Pompanın gücü de denklem 3.9’da ifade edilmektedir.

$$\eta_p = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \dots\dots\dots(3.8)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) \dots\dots\dots(3.9)$$



Şekil 3.13 : Yoğuşuk pompası[4].

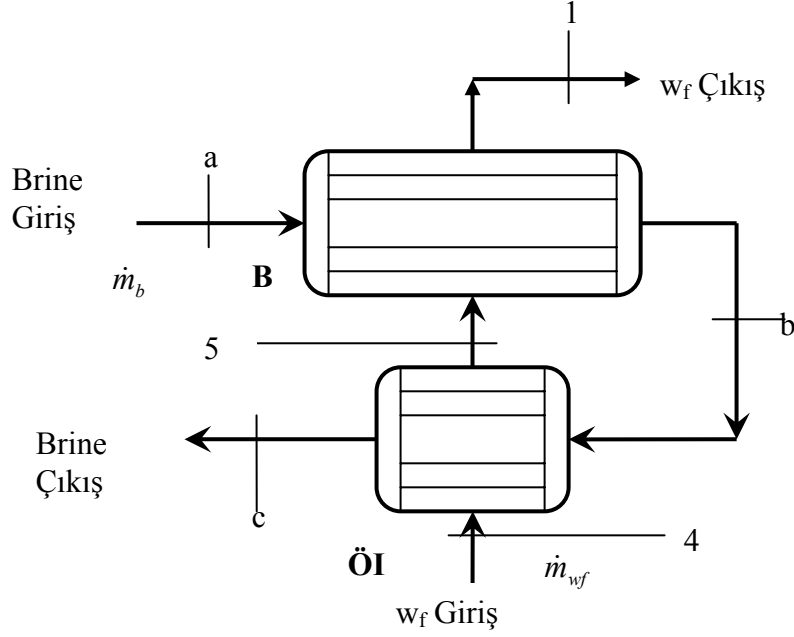
3.5. Isı Değiştirici Analizi: Buharlaştırıcı ve Ön Isıtıcı

Isı değiştirici analizi, Şekil 3.14’te verilen diyagramda termodinamik ilkeler ve kütle korunumu yasası kullanılarak, jeotermal sıvı ve diğer akışkanın ısı enerjileri değerlendirilerek hesaplanmaktadır. Burada jeotermal sıvı ve akışkan arasındaki ısı değişiminin iyi yalıtılmış bir ortamda olduğu varsayılmaktadır. Yine sistemin sürekli olması varsayımı ile potansiyel ve kinetik enerjilerin ihmalı söz konusudur. Bu koşullarda termodinamik denklem aşağıdaki gibidir[4,10].

$$\dot{m}_b(h_a - h_c) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4) \dots\dots\dots(3.10)$$

Eğer jeotermal sıvı az miktarda çözünmemiş gaz veya katı içerirse denklemin sol tarafına ortalama bir özgül ısı çarpanı $\bar{c}_b$ ve sıcaklık düşümü konulmaktadır[4].

$$\dot{m}_b \bar{c}_b (T_a - T_c) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4) \dots\dots\dots(3.11)$$



Şekil 3.14 : Ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı şeması[4].

Şekil 3.15’de görülen sıcaklık ısı transferi diyagramı ısı değiştirici tasarımında diğer termodinamik diyagramlar gibi önemli bir rol oynamaktadır[4]. Şekildeki yatay eksen jeotermal sıvıdan akışkana geçen toplam ısı miktarı yüzdesini göstermektedir. Ön ısıtıcı ÖI akışkanın sıcaklığını kaynama noktasına kadar yükseltmektedir (durum 5). Buharlaşma durum 5–1 arasında gerçekleşmektedir. Brine ve akışkan eğrileri arasındaki en küçük sıcaklık farkına dirsek noktası “pinch-point” denilmektedir (ΔT_{pp}).

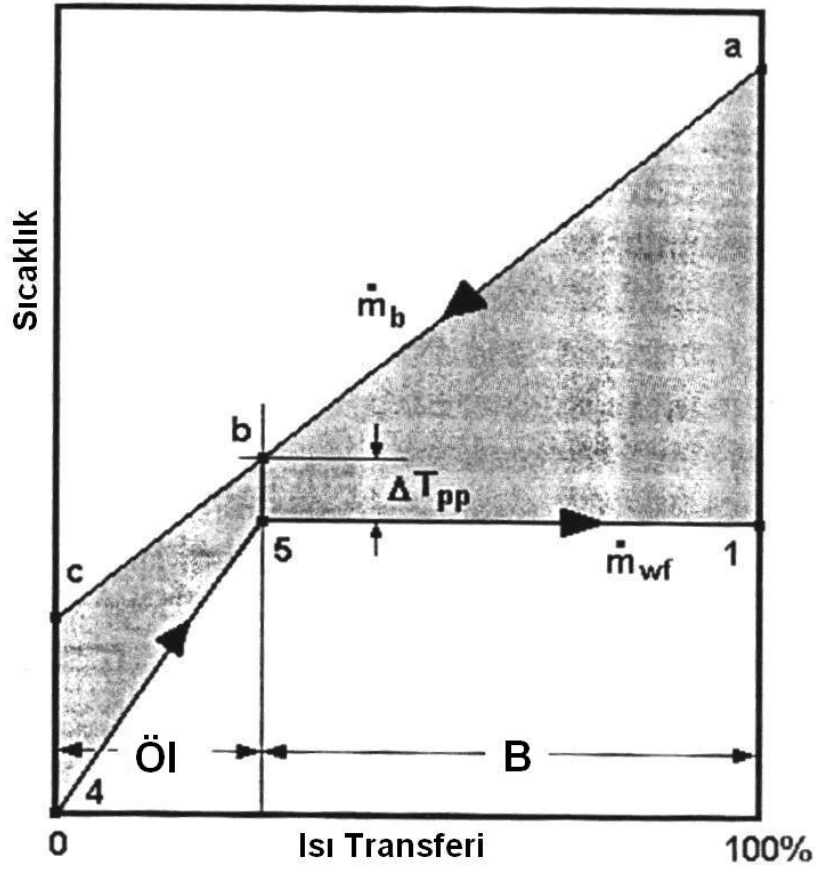
Durum 4, 5 ve 1 çevrim özelliklerinden bilinmektedir. Durum 4 pompa çıkışındaki sıkıştırılmış sıvı, durum 5 kaynama basıncındaki doymuş sıvı, durum 1 de türbin girişindeki doymuş sıvıdır. Buradan aşağıdaki denklemler bulunmaktadır[4].

$$\text{Ön ısıtıcı: } \dot{m}_b \bar{c}_b (T_b - T_c) = \dot{m}_{wf} (h_5 - h_4) \dots\dots\dots (3.12)$$

$$\text{Buharlaştırıcı: } \dot{m}_b \bar{c}_b (T_a - T_b) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_5) \dots\dots\dots (3.13)$$

Brine giriş sıcaklığı T_a her zaman bilinmektedir. Pinch-point farkı da üretici tarafından verilmektedir. T_5 değerinin bilinmesi ile de T_b değeri bulunur. Fakat teorik olarak pinch-point ön ısıtıcıdan sonra olsa da, uygulamada farklı oluşumlar görülmektedir. A_B , ısı transferi sırasında buharlaştırıcıdaki iki akışkan arasındaki yüzey alanıdır ve temel ısı transferi ilişkisinden saptanmaktadır[4].

$$\dot{Q}_B = \bar{U}A_B LMTD|_B \dots\dots\dots(3.14)$$



Şekil 3.15 : Ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı için sıcaklık ısı transferi diyagramı[4].

Burada $\bar{U}$ toplam ısı transfer katsayısı, LTMD ise ortalama log “log-mean” sıcaklık farkı olup aşağıdaki denklemle hesaplanmaktadır[4].

$$LMTD|_B = \frac{(T_a - T_1) - (T_b - T_5)}{\ln\left(\frac{T_a - T_1}{T_b - T_5}\right)} \dots\dots\dots(3.15)$$

Buharlaştırma ısı transferi,

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_b \bar{c}_b (T_a - T_b) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_5) \dots\dots\dots(3.16)$$

Ön ısıtıcı için bu ilişkili denklemler de aşağıdaki gibidir[4].

$$\dot{Q}_{Öİ} = \bar{U}A_{Öİ} LMTD|_{Öİ} \dots\dots\dots(3.17)$$

$$LMTD|_{\dot{O}I} = \frac{(T_b - T_5) - (T_c - T_4)}{\ln\left(\frac{T_b - T_5}{T_c - T_4}\right)} \dots\dots\dots(3.18)$$

$$\dot{Q}_{\dot{O}I} = \dot{m}_b \bar{c}_b (T_b - T_c) = \dot{m}_{wf} (h_5 - h_4) \dots\dots\dots(3.19)$$

Toplam ısı transfer katsayısı $\bar{U}$ deneylere bağlı olarak santralde kullanılan akışkanların özelliklerine göre saptanmaktadır. Ayrıca, ısı değıştiricilerin yapısal geometrisine göre de düzeltme faktörleri kullanılmalıdır.

3.6. Toplam Çevrim Analizi

Toplam çevrim analizinde çevrimin performansı termodinamiğin termal verimliliğı ile ortaya konulmaktadır[2,4,8,9,10].

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{\dot{O}I/B}} \dots\dots\dots(3.20)$$

Bu denklem yoğunlaştırıcıya aktarılan ısıl güç ve ön ısıtıcı ve buharlaştırıcıya aktarılan ısıl güce göre, çevrimin net güç farkı tekrar yazılırsa,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_{\dot{O}I/B}} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \dots\dots\dots(3.21)$$

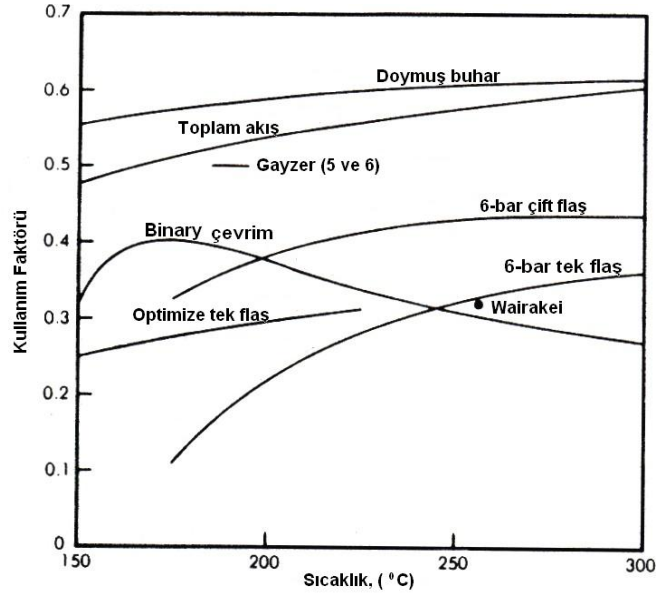
buradan,

$$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{net}} = \frac{1}{\eta_{th}^I} - 1 \dots\dots\dots(3.22)$$

bu denklem çevrimin çözümü içindir. Eğer santral için kullanılmak istenirse, buna diğerk parasitik güç kayıplarını, örneğink kuyu pompaları, aydınlatma, soğutma kulesi fanlarını da hesaplarının katılması gerekmektedir. Diğerk bir santral performans hesabı da, ikinci yasadan kullanım verimliliğidir. Kullanım verimliliğı toplam net güç ile jeotermal akışkanın rezervuar koşullarında var olan teorik gücün oranıdır[2,4,8,9,10].

$$\eta_u \equiv \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_b [(h_{res} - h_0) - T_0 (s_{res} - s_0)]} \dots\dots\dots(3.23)$$

Burada T_0 , h_0 , s_0 ölü hal (dead-state) durumundaki sıcaklık, entalpi, entropi değerleridir.



Şekil 3.16 : Dönüşüm teknolojilerine göre kullanım verimliliği diyagramı[14].

Yukarıdaki Şekil 3.16'da santral dönüşüm teknolojilerine göre kullanım verimliliği verilmektedir[14]. Tüm çevrimler için 40°C yoğuşma sıcaklığı temel alınmıştır. Bu grafikten, düşük sıcaklıklarda binary çevrim veriminin tek flaş'lı buhar santrallerinden daha yüksek olduğu ve iki flaş'lı buhar santrallerine yakın olduğu gözlenmektedir. Bir başka husus ta, binary çevrim veriminin 170 °C civarında maksimuma erişmesi, onun üzeri ve altındaki sıcaklıklarda verimdeki kayıplardır.

4. BINARY ÇEVİRİM EKSERJİ ANALİZİ

Burada Termodinamiğin İkinci Kanunun temel prensiplerine bağlı olarak ekserji analizi yapılmaktadır. Sistemin kolay analizi için açık ve sürekli bir sistem ele alınmaktadır.

4.1. Açık ve Sürekli Sistemler İçin Birinci Kanun

Ekserji analizi ikinci kanundan hesaplanırsa da, birinci kanun da önemli bir etken olmaktadır. Birinci kanunda açık sistem, operasyon sürecinde sınır koşullarında kütle girişi ve çıkışı olabilmektedir, buna kontrol hacmi de denir. Sürekli terimi ise, zamanla bir değişim olmadığını belirtmektedir. Diğer bir deyişle, sürekli bir sistemde zamana bağlı olarak sistemin her noktasındaki değişim sabit olmaktadır. Termodinamiğin Birinci Kanununun genel ifadesi aşağıdaki gibidir[3,4,9,10].

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = -\sum_{i=1}^n \dot{m}_i (h_i - 0,5g_i^2 + gz_i) \quad \text{.....(4.1)}$$

$\dot{Q}$: Sistem ve çevresi arasındaki ısı transferi,

$\dot{W}_s$: Sistem ve çevre arasındaki iş transferi (mekanik Güç),

i : Sistemdeki giriş ve çıkış sayısı indeksi,

$\dot{m}_i$: Her giriş ve çıkıştaki kütle akışı,

h_i : Her giriş ve çıkıştaki özgül entalpi,

g_i : Her giriş ve çıkıştaki akışkan hızı,

z_i : Keyfi sınıra göre giriş çıkış yükseklik farkı,

g : Bölgesel yerçekimi ivmesi

Buradaki birinci kanunun denkleminde sisteme girenler pozitif, çıkanlar negatif işaretlerle gösterilmektedir. Sürekli sistemlerde, kütle korunumu prensibi dolayısıyla toplam kütle sıfır olmaktadır[3,4,9,10].

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i = 0 \quad \dots\dots\dots(4.2)$$

4.2. Açık ve Sürekli Sistemler İçin İkinci Kanun

Açık sistem için Termodinamiğin İkinci Kanunun genel ifadesi aşağıda verilmektedir[3,4,9,10].

$$\dot{Q}_p = \frac{dS}{d\tau} - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \frac{dQ}{d\tau} \quad \dots\dots\dots(4.3)$$

$\dot{Q}_p$: Tersinmezlik sonucu oluşan entropi üretimi,

S : Sistemin entropisi,

τ : Zaman,

s_i : Her giriş ve çıkış için akışkanın özgül entropisi,

T : Isı transferindeki mutlak sıcaklık (K veya 0R).

Buradaki integral, işlem sırasında artan ısı transferinin mutlak sıcaklığa bölümünün bütün yüzey alanındaki toplamını vermektedir. Burada sistemi sürekli kabul edersek termodinamik özelliklerin zamanla değişimi kaybolmaktadır ve denklem aşağıdaki hale dönüşmektedir[3,4,9,10].

$$\dot{Q}_p = - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \frac{dQ}{d\tau} \quad \dots\dots\dots(4.4)$$

Burada, integraldaki zamana bağlı değişimin kaybolmamasının sebebi, entropinin sistem özelliği olup ısının olmamasıdır.

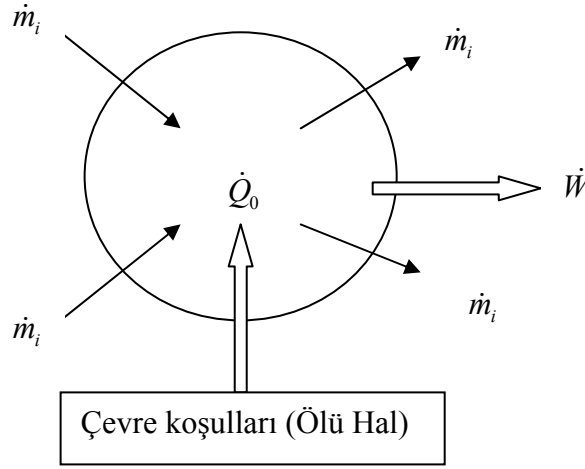
4.3. Ekserji Analizi

Ekserji çevreye bağlı olarak termodinamik koşullarda maksimum enerji çıkışı olarak tanımlanmaktadır. Açık ve sürekli sistemin, ideal maksimum güç çıkışı için termodinamik koşulları sağlaması gerekmektedir[3,4].

- i. Sistem süreci tersinir olmalıdır.
- ii. Sistemden çıkan akışkan bütün durumlarda çevresiyle termodinamik dengede bulunmalıdır.

İlk koşul, sürtünme, türbülans vs. gibi tersinmezliğe bağlı kayıplar olmadığını kabul etmektedir. İkinci koşul, sistemden çıkan akışkanın çevre koşullarına (ölü hal) bağlı iş yapabilme potansiyelinin olmamasını varsaymaktadır. Bu şartlarda denklem aşağıdaki gibidir. Sistemin çevresi ile ilişkili genel hali Şekil 4.1’de gösterilmektedir[3,4,9,10].

$$-\sum_{i=1}^n \dot{m}_i s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \frac{dQ}{d\tau} = 0 \quad \dots\dots\dots(4.5)$$



Şekil 4.1 : Genel sistem – çevre ilişkisi şeması[4].

4.3.1. Akışkan Ekserjisi

Yukarıdaki başlıklar altında anlatılan koşullarla termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu tekrar ele alınmaktadır. Birinci kanunda (denklem 4.1) kinetik ve potansiyel enerji terimlerinin ihmal ile genel birinci kanun denklemi aşağıdaki gibi olmaktadır[3,4,8,9].

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \dots\dots\dots(4.6)$$

Ölü hal ve sistem arasındaki ısı transferine bağlı olarak denklem tekrar yazılırsa,

$$\dot{Q}_0 - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \dots\dots\dots(4.7)$$

$$-\dot{m}(s_1 - s_2) - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} = 0 \quad \dots\dots\dots(4.8)$$

buradan,

$$\dot{W} = \dot{m}[h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)] \quad \text{.....(4.9)}$$

sonuç olarak çıkış durumu çevresel durum (ölü hal) olduğundan maksimum iş üretimi aşağıdaki denkleme dönüşmektedir[3,4,8,9,10].

$$\dot{W}_{\max} = \dot{m}[h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)] \quad \text{.....(4.10)}$$

Buradaki maksimum iş çıkışına ekserji $\dot{E}$ denilmektedir. Diğer bir deyişle,

$$\dot{E}_1 = \dot{m}[h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)] \quad \text{.....(4.11)}$$

şeklinde. Yukarıdaki denklemden özgül ekserji yazılırsa,

$$e_1 = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0) \quad \text{.....(4.12)}$$

haline gelmektedir. İki denklem de genel bir şekle dönüştürüldüğü zaman aşağıdaki denklemler elde edilmektedir.

$$\dot{E} = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad \text{.....(4.13)}$$

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad \text{.....(4.14)}$$

Ekserji hesaplanmasında önemli hususlar bulunmaktadır. İlk olarak ekserji, termodinamik bir özellik değildir[3,4]. Sadece diğer sistem özelliklerine dayanmaktadır. Ekserji denkleminde de anlaşılabileceği gibi sistemdeki ekserjinin değeri ölü hal koşullarına da bağlıdır[3,4]. Diğer bir deyişle, aynı koşullardaki sistem, farklı ölü hal koşullarında farklı ekserji değerleri vermektedir.

İkinci olarak ölü hal koşulları keyfi olarak seçilmemektedir ve tamamıyla sistemin çevresindeki basınç ve sıcaklık koşulları ile ilgilidir[3,4]. Burada sistemin işlediği çevre koşulları da önemli bir seçimi göstermektedir.

Son olarak termodinamik denge, çevresi ile mekanik denge (basınç dengesi), termal denge (sıcaklık dengesi) ve kimyasal dengeyi (tepkiye oluşum dengesi) içermektedir[3,4]. Fakat jeotermal santrallerde ekserji hesaplanmasında kimyasal denge bir rol oynamamaktadır. Dikkat edilecek husus, ölü halde mekanik ve termal dengedir.

4.3.2. Isı Transferi İçin Ekserji

Bir sistemden diğer bir sisteme ısı transferinde, ekserji transferi de söz konusudur. Buradaki önemli nokta: *İdeal tersinir durumdaki ısı transferinde iki ekserji miktarı eşittir. Ama gerçekte sıcak sisteme verilen mutlak miktardaki ekserji, soğuk sistemin gönderdiğinden daha fazladır*[3,4]. Isı transferi ile karşılaştırılmış ekserji miktarı ekserjinin basit kavramından bulunmaktadır. *Çıkan iş, türetilen ısı ve en düşük kullanılır sıcaklık (çevre veya ölü hal) arasında tersinir Carnot çevrimi çalıştırılarak gözlenmektedir*[3,4]. Eğer ısı miktarı Q , sistem sıcaklığı T ve diğer sistemin en düşük sıcaklığı yani çevre sıcaklığı T_0 ise ekserji E_Q arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir.

$$E_Q = \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] Q \dots\dots\dots(4.15)$$

4.3.3. İş Transferi İçin Ekserji

İş transferi sırasında ekserji transferi olmaktadır. İş ve ekserji arasındaki ilişkinin basit tanımı: *Herhangi bir olguya götürülen maksimum iş kendi içinde yaptığı iş miktarının tamamıdır*[3,4]. Böylece ekserji ile iş miktarı arasındaki ilişki aşağıda verilmektedir[3,4].

$$E_W = W \dots\dots\dots(4.16)$$

Burada yazılan denklemler termal ve mekanik ekserjiye bağlı olarak yazılmaktadır. Dolayısıyla hesaplanan ekserji, ekserji transferini veya ekserjetik gücü vermektedir.

4.4. Açık ve Sürekli Sistem İçin Ekserji Miktarı

Bu sistemler için ekserji hesaplamasında termodinamik olarak ideal kabulü yapılmaktadır. Termodinamik ideal kavramı, yalıtılmış sistem kütle giriş ve çıkışı serbest olan ve çevresel sıcaklık T_0 şartlarında ısı kaynağında sıcaklığı T olarak akan termal güç ile bunu alan kullanıcı olarak kabul edilmektedir[4]. Burada bir miktar ekserji kaybı mutlaka olmaktadır. Aksi halde, tersinir bir süreç olmakta ve ideal koşullar kabulü dışında hiçbir sistemde görülmemektedir. Birim kütledeki ekserji kaybı da Δe olarak ifade edilmektedir. Sisteme giren ve çıkan ekserjetik güç denklemleri aşağıda verilmektedir[3,4,9,10].

$$\dot{E}_g = \dot{E}_Q + \sum_{i=1}^n \dot{m}_i e_i \quad i=1, 2, 3, \dots, n \quad \dots\dots\dots(4.17)$$

$$\dot{E}_\zeta = \dot{E}_W + \sum_{j=1}^k \dot{m}_j e_j \quad j=1, 2, 3, \dots, k \quad \dots\dots\dots(4.18)$$

Bu iki denklemden ekserji miktarı hesaplanması, giren ekserji miktarından çıkan ekserji miktarının farkıdır ve sayısal olarak daima pozitiftir. Buradaki pozitif ve negatif işaretler sisteme dâhil olanlar ile sistemden çıkanları göstermek için kullanılmaktadır.

$$\Delta \dot{E} = E_g - E_\zeta = \dot{E}_Q + \sum_{i=1}^n \dot{m}_i e_i - \dot{E}_W - \sum_{j=1}^k \dot{m}_j e_j \quad \dots\dots\dots(4.19)$$

4.5. Ekserji Verimliliği

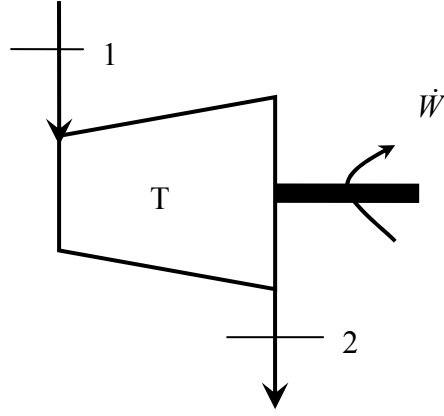
Ekserji verimliliğine, İkinci Kanun verimliliği veya Kullanım verimliliği de denilmektedir. İki çeşit ekserji verimliliği bulunmaktadır[4,9,10].

- i. Kaba Güç “Brute - Force” ekserji verimliliği: çıkan ekserji toplamının giren ekserji toplamına oranıdır.
- ii. Fonksiyonel “Functional” ekserji verimliliği: Belirli bir sistemde istenilen ekserji çıkışıyla ilgili ekserjinin, istenen çıkışı başarabilecek enerji harcanmasıyla ilgili ekserjiye oranıdır.

4.5.1. Türbin İçin Ekserji Verimliliği

Şekil 4.2’de görüldüğü gibi gelen akışkan türbin içinde genişterek kanatları ve dolayısıyla şafta döndürme momenti uygulayarak güç üretimi sağlamaktadır. Fakat hesaplamalarda türbin ve çevresi ile olan ısı transferi ihmal edilmektedir. Türbinin ekserji miktarı aşağıdaki denklemden hesaplanmaktadır[4,9,10].

$$\Delta \dot{E}_t = \dot{E}_g - \dot{E}_\zeta = \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_2 e_2 - \dot{W} \quad \dots\dots\dots(4.20)$$



Şekil 4.2 : Basit türbin şeması[4].

Burada, kütleinin korunumu ve sürekli bir akış ile iki kütleinin eşit olduğu kabul edilirse,

$$\Delta \dot{E}_t = \dot{m}(e_1 - e_2) - \dot{W} \quad \text{.....(4.21)}$$

veya,

$$\Delta e_t = e_1 - e_2 - \dot{w} \quad \text{.....(4.22)}$$

olarak yazılmaktadır. Türbinin İkinci Kanun verimliliği veya ekserji verimliliği ise takip eden denklemlerdir[4].

$$\eta_{t,KG}^II = \frac{e_w + e_2}{e_1} = \frac{w + e_2}{e_1} \quad (\text{Kaba Güç}) \quad \text{.....(4.23)}$$

$$\eta_{t,Fonk}^II = \frac{e_w}{e_1 - e_2} = \frac{w}{e_1 - e_2} \quad (\text{Fonksiyonel}) \quad \text{.....(4.24)}$$

İzentropik türbin verimliliği, türbinden çıkan iş ve izentropik (tersinir ve adyabatik) durumda gözlenen verimliliğe oranıdır ve aşağıdaki denklemde verilmektedir.

$$\eta_t = \frac{w}{w_{s=sbt}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2 + (h_2 - h_{2s})} \quad \text{.....(4.25)}$$

Eğer türbinin fonksiyonel verimliliği genişletilerek izentropik verimlilikle karşılaştırılırsa,

$$\eta_{t,Fonk}^II = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2 + T_0(s_2 - s_1)} \quad \text{.....(4.26)}$$

Burada ortaya,

$$h_2 - h_{2s} > T_0(s_2 - s_1) \dots\dots\dots(4.27)$$

ve

$$\eta_{t,Fonk}^{II} > \eta_t \dots\dots\dots(4.28)$$

çıkılmaktadır[4]. Buradaki fark, ideal iş çıkışı ($e_1 - e_2$) ile gerçek iş çıkışı ($h_1 - h_2$) farkıdır ve tersinmezlik olarak adlandırılmaktadır[4].

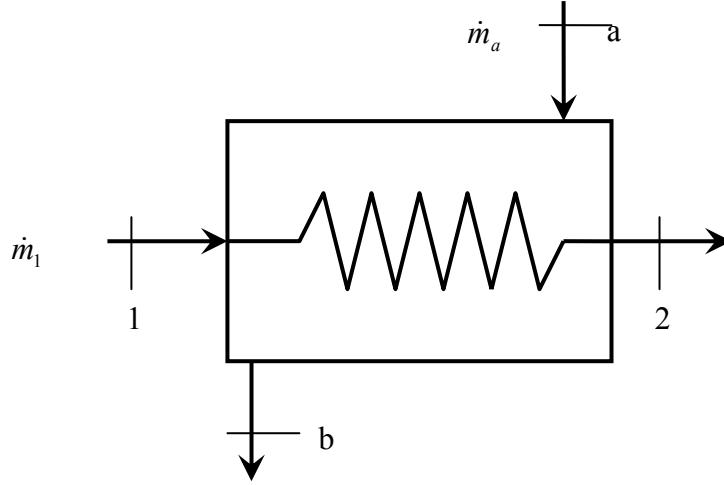
$$I \equiv T_0(s_2 - s_1) \dots\dots\dots(4.29)$$

4.5.2. Isı Değiştirici İçin Ekserji Verimliliği

Şekil 4.3’de ısı değiştiricinin akış şeması verilmektedir[4]. Sıcak akışkan a’dan b’ye yol alırken, soğuk akışkanda 1’den 2’ye doğru akmaktadır ve bu sırada ısı transferi sağlanmaktadır. Akışkanlar gaz, sıvı veya sıvı-gaz karışımı olabilmektedirler. Isı değiştiricinin ekserji verimliliği hesaplanırken, iyi yalıtılmış ve adyabatik olduğu kabul edilmektedir. Isı değiştiriciye giren ekserji miktarının denklemi aşağıdaki gibidir[4].

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}_{IDeğ} &= \sum_g \dot{E}_{IDeğ} - \sum_{\zeta} \dot{E}_{IDeğ} = \dot{m}_a e_a + \dot{m}_1 e_1 - (\dot{m}_a e_b + \dot{m}_1 e_2) \\ &= \dot{m}_a (e_a - e_b) - \dot{m}_1 (e_2 - e_1) \dots\dots\dots(4.30) \end{aligned}$$

Burada ısı değiştiricisine giren ve çıkan kütlelerde bir değişim olmamakla birlikte m_a kütlesi ile m_1 kütlesi de birbirine eşit değildir. Ayrıca, ısı transferi sürecinde, sıcak akışkanın verdiği ile soğuk akışkanın aldığı ekserjiler farklı olup bir ekserji kaybı görülmektedir.



Şekil 4.3 : Isı değıştircisi şeması[4].

Termodinamiğin Birinci Kanunundan bulunan akış oranına göre,

$$\dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_a(h_a - h_b) \quad \text{.....(4.31)}$$

denklemini bulunur[9]. Burada sıcak akışkanın verdiği ile soğuk akışkanın aldığı ısı miktarlarının eşit olduğu görülmektedir. Isı değıştircisinin Kaba Güç ve Fonksiyonel ekserji verimlilikleri denklemleri aşağıda verilmektedir[4,10].

$$\eta_{IDeğ,KG}^{II} = \frac{\dot{m}_1 e_2 + \dot{m}_a e_b}{\dot{m}_1 e_1 + \dot{m}_a e_a} \quad \text{.....(4.32)}$$

$$\eta_{IDeğ,Fonk1}^{II} = \frac{\dot{m}_1(e_2 - e_1)}{\dot{m}_a(e_a - e_b)} \quad \text{.....(4.33)}$$

$$\eta_{IDeğ,Fonk2}^{II} = \frac{\dot{m}_1(e_2 - e_1)}{\dot{m}_a e_a} \quad \text{.....(4.34)}$$

Isı değıştircisinin fonksiyonel ekserji verimliliği 2’de b noktasındaki özgül ekserjisi formasyona reenjeksiyon yapıldığı varsayılarak kullanılmamakta ve denklem son şeklini almaktadır.

Tablo 4.1’de ısı değıştircisi, ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı için bütün ekserji verim denklemleri gösterilmektedir[4]. Fakat buharlaştırıcı için fonksiyonel ikinci verimliliği çok küçük olduğu için gösterilmemektedir. Çünkü buharlaştırıcıdan çıkan sıcak akışkan genelde formasyona geri verilmemekte ve ön ısıtıcıya gönderilmektedir.

Tablo 4.1 : Isı değiştirici, ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı için Kaba Güç ve Fonksiyonel verimlilik denklemleri[4].

Verimlilik	Formül
$\eta_{IDeğ,KG}^{II}$	$\frac{\dot{m}_1 e_2 + \dot{m}_a e_b}{\dot{m}_1 e_1 + \dot{m}_a e_a}$
$\eta_{IDeğ,Fonk1}^{II}$	$\frac{\dot{m}_1 (e_2 - e_1)}{\dot{m}_a (e_a - e_b)}$
$\eta_{IDeğ,Fonk2}^{II}$	$\frac{\dot{m}_1 (e_2 - e_1)}{\dot{m}_a e_a}$
$\eta_{ÖI,KG}^{II}$	$\frac{\dot{m}_1 e_y + \dot{m}_a e_b}{\dot{m}_1 e_1 + \dot{m}_a e_z}$
$\eta_{ÖI,Fonk1}^{II}$	$\frac{\dot{m}_1 (e_y - e_1)}{\dot{m}_a (e_z - e_b)}$
$\eta_{ÖI,Fonk2}^{II}$	$\frac{\dot{m}_1 (e_y - e_1)}{\dot{m}_a e_z}$
$\eta_{B,KG}^{II}$	$\frac{\dot{m}_1 e_2 + \dot{m}_a e_z}{\dot{m}_1 e_y + \dot{m}_a e_a}$
$\eta_{B,Fonk1}^{II}$	$\frac{\dot{m}_1 (e_2 - e_y)}{\dot{m}_a (e_a - e_z)}$

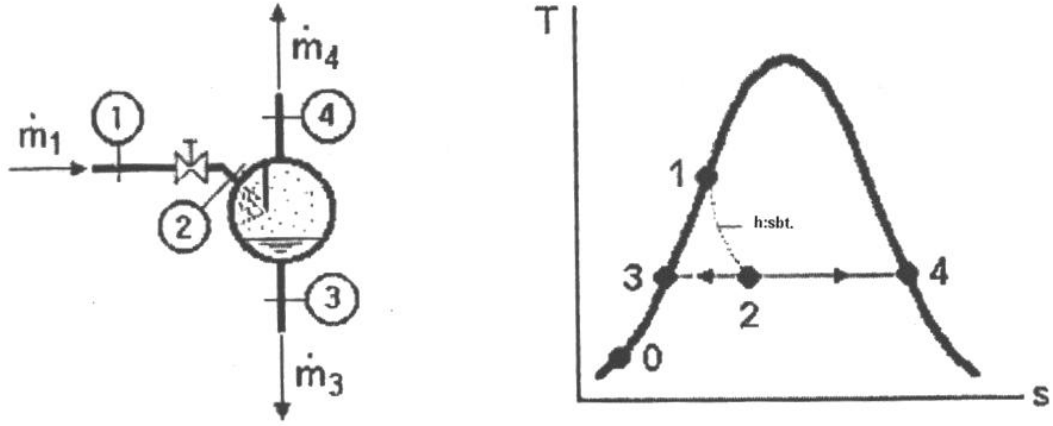
Buradaki y noktası organik akışkanın dirsek “pinch-point” noktasındaki özgül ekserjisi, z noktası da jeotermal akışkanın dirsek “pinch point” noktasındaki özgül ekserjisidir.

4.5.3. Ayrıştırıcı “Separatör” İçin Ekserji Verimliliği

Bütün jeotermal santrallerde sıkıştırılmış veya doymuş sıvıdan buhar üretimi olmaktadır. Şekil 4.4 genel bir separatörü ve sıcaklık entropi diyagramını göstermektedir[4].

Ayrıştırıcının şemasındaki valf, basınç düşümü yaparak separatör basıncını durum 2’ye getirmektedir. Durum 2 doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak iki fazlı karışımı içermektedir. İki faz burada yerçekimi ve santrifüj etkisi ile durum 3’te doymuş sıvı ve durum 4’te doymuş buhar halinde ayrılmaktadır. Burada separatör iyi yalıtılmış ve izentalpik süreç kabulü yapılmaktadır. İki fazlı akışkanın durumu 2’deki kurulum derecesi aşağıdaki denklemle bulunmaktadır.

$$x_2 = \frac{h_2 - h_3}{h_4 - h_3} = \frac{h_1 - h_3}{h_4 - h_3} \quad \dots\dots\dots(4.35)$$



Şekil 4.4 : Separatör ve sıcaklık entropi diyagramı[4].

Durum 2'deki özgül entropisi aşağıdaki denklemden bulunmaktadır.

$$s_2 = s_3 + x_2(s_4 - s_3) \quad \dots\dots\dots(4.36)$$

Sistemin İkinci Kanun Kaba güç ve Fonksiyonel verimliliği denklemleri de aşağıdaki gibidir[7]. Ekserji kaybı da takip eden denklemden verilmektedir[4].

$$\eta_{sep,KG}^{II} = \frac{\dot{m}_3 e_3 + \dot{m}_4 e_4}{\dot{m}_1 e_1} \quad \dots\dots\dots(4.37)$$

$$\eta_{sep,Fonk}^{II} = \frac{\dot{m}_4 e_4}{\dot{m}_1 e_1} \quad \dots\dots\dots(4.38)$$

$$\Delta \dot{E}_{sep} = \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_3 e_3 - \dot{m}_4 e_4 \quad \dots\dots\dots(4.39)$$

Sadece akıştan oluşan ekserji bulunmakta iş ve ısıdan oluşan ekserji terimi bulunmamaktadır. Kütle akışı aşağıdaki denklemlerle ilişkilidir[4].

$$\dot{m}_3 = (1 - x_2)\dot{m}_1 \quad \dots\dots\dots(4.40)$$

$$\dot{m}_4 = x_2\dot{m}_1 \quad \dots\dots\dots(4.41)$$

5. SALAVATLI JEOTERMAL SANTRALİ

Aydın-Salavatlı Jeotermal Sahası, Aydın'a 22 km. mesafede, Aydın İli Sultanhisar ve Köşk İlçeleri arasında yer almaktadır. Coğrafi koordinatları Enlem (Φ):37°54' Kuzey, Boylam (λ):28°09' Doğu ve Rakım (h):70 metredir. Bölge, Menderes Masifi'nin güney kısmı olan Büyük Menderes Grabeni'nde bulunmaktadır. Arazinin eğimi yok denecek kadar azdır. Ortalama eğim yaklaşık olarak %0.2 ile %0.5 civarındadır. Arazi içinde yapılaşma bulunmamaktadır. 1980–1984 yılları arasında sahada yapılan detaylı jeolojik ve jeofiziksel (gravite ve öz direnç) çalışmaları neticesinde jeotermal sahanın genişliğinin 16 km² olduğu tahmin edilmektedir[15].

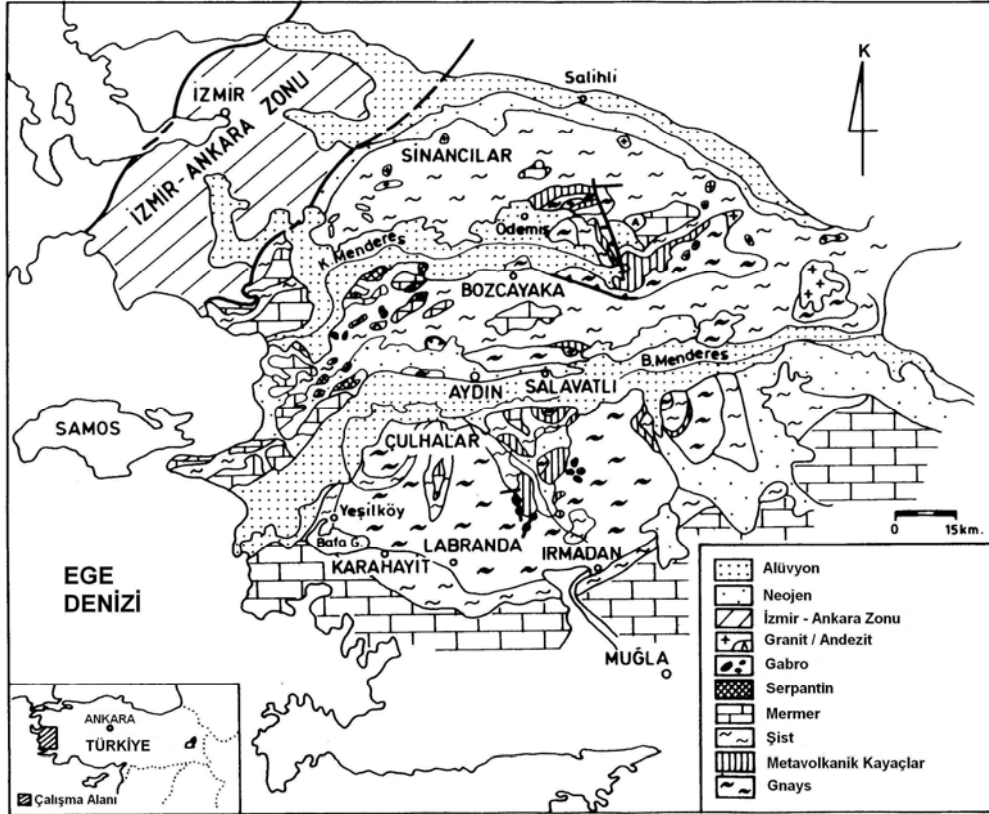
M. T. A. Genel Müdürlüğü ile gerçekleştirilen test çalışmaları doğrultusunda ve EGE Enerjinin A.Ş. Aydın Salavatlı Jeotermal Sahasında yaptığı çalışma neticesinde, Jeotermal AS–2 numaralı geri-basım (reenjeksiyon) kuyusu olarak tespit edilmiştir.

Yapılan öz direnç, Lokasyon seçme çalışmaları ve hazırlanan rapor neticesinde muhtemel reenjeksiyon kuyusu derinliğinin maksimum 1.000 metre minimum 725 metre olarak planlanması uygun görülmüştür[15]. Reenjeksiyon kuyusunun sondajının yapılacağı parsel, çalışmalar neticesinde tam olarak tespit edilmiştir.

AS- 1 ve AS- 2 jeotermal sondaj kuyuları Kasım–98 ve Şubat–99 tarihleri arasında M. T. A. Genel Müdürlüğü ile EGE Enerji A.Ş. tarafından test edilmiştir. Yedi km ishale hattı inşa edilerek 30 gün süre ile jeotermal kuyular üretime açılmış, dinamik şekilde sıcaklık, debi ve basınç değerleri tespit edilmiştir. Kayıt altına alınan tüm üretim değerleri M. T. A. Genel Müdürlüğü tarafından test raporu haline getirilerek sunulmuştur[15]. Periyodik test çalışmaları neticesinde M. T. A. Genel Müdürlüğünden 49 yıllığına kiralanın AS–1 ve ASR–2 jeotermal kuyularının elektrik enerjisi üretim uygunluğu tekrar kesinlik kazanmıştır[15]. Jeotermal elektrik santrali tesis eden firmalardan, test raporlarına istinaden alınan teklifler neticesinde, mevcut kuyulardan 7,36 MWe kurulu gücünde hedeflenen yıllık elektrik enerjisi üretim kapasitesi 56.000.000 kWh 'tır[15].

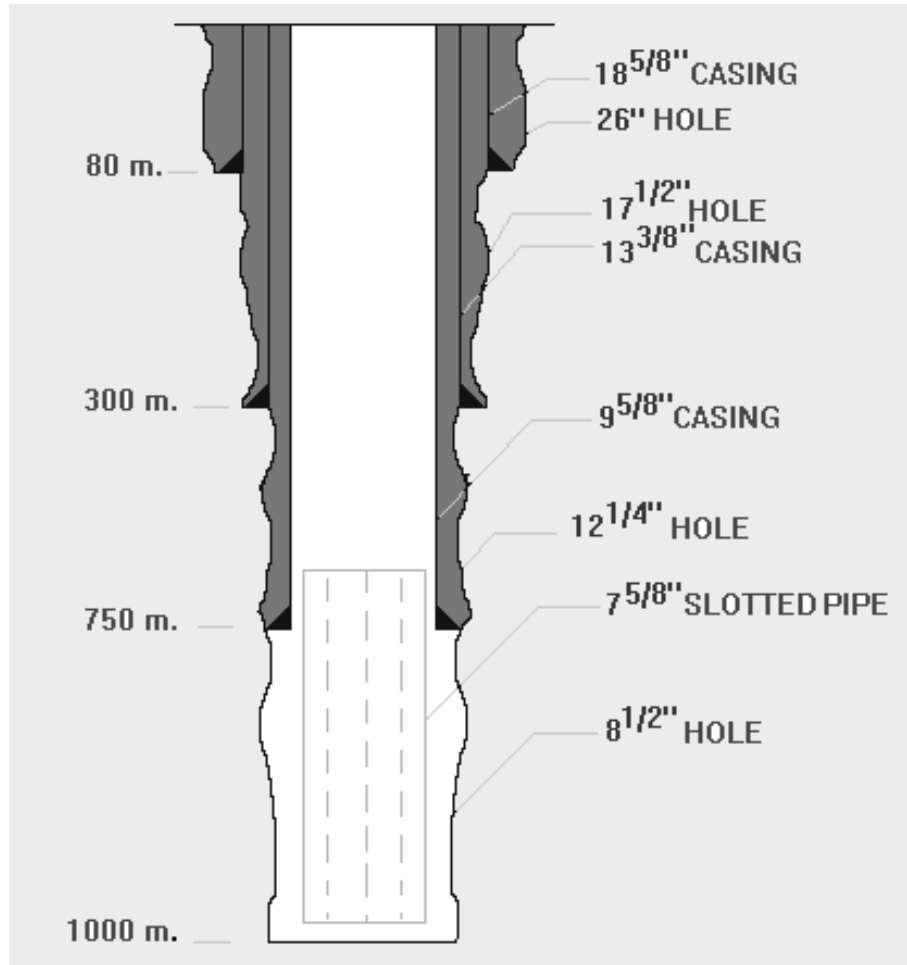
5.1. Jeotermal Saha

Aydın Salavatlı jeotermal sahası Menderes Massivi'nin güney kısmı olan Büyük Menderes Grabeni'nde yer almaktadır. Şekil 5.1'de sahanın yer bulduru haritası verilmektedir[16]. AS-1 ve ASR-2 üretim kuyuları ve AS-2 enjeksiyon kuyusu bulunmaktadır. Şekil 5.2'de tipik bir üretim kuyusu tamamlaması verilmektedir.



Şekil 5.1 : Aydın Salavatlı yer bulduru haritası[16].

AS-1 kuyusu üretim verileri, ortalama değerler olarak 243 ton/saat jeotermal su, 6,8 ton/saat buhar üretimi vermektedir. ASR-2 kuyusu ise 322 ton/saat jeotermal su, 8 ton/saat buhar üretimidir. Ayrıntılı olarak Tablo 5.1'de verilmektedir.

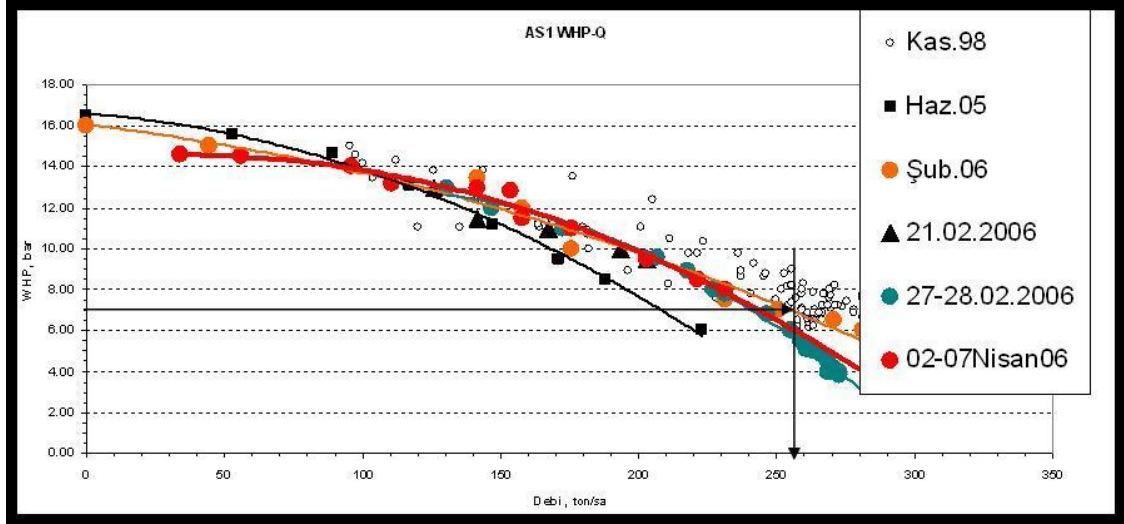


Şekil 5.2 : Tipik Salavatlı üretim kuyusu tamamlaması[15].

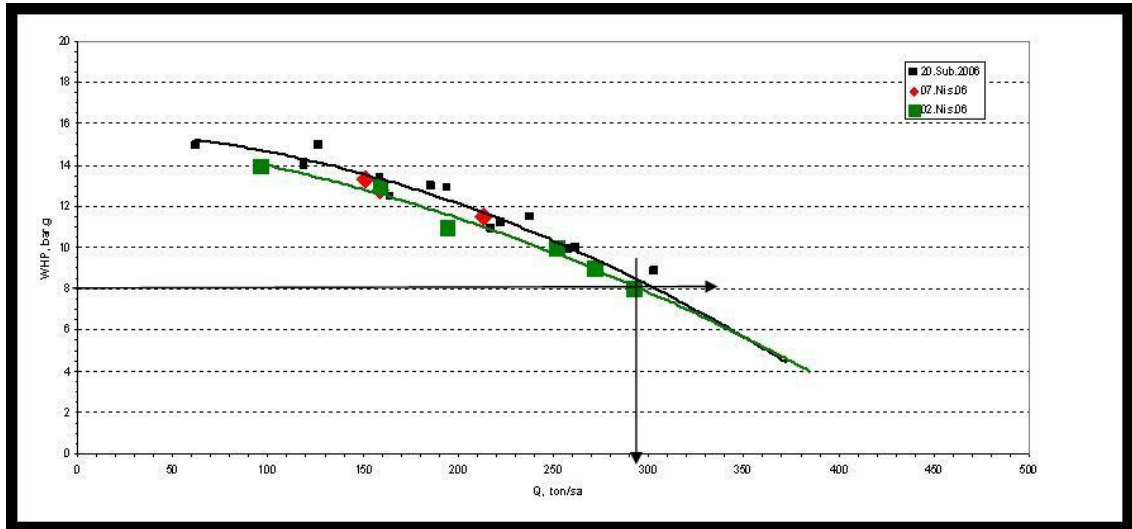
Tablo 5.1 : Kuyuların özellikleri ve üretim değerleri[15].

	AS-1	ASR-2	AS-2
Basınç (Bar)	7,46	8	20
Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)	167,88	162,77	78,9
Entalpi (kJ/kg)	717	695	-
Buhar Oranı (%)	2,8	2,6	0
Buhar Akışı (kg/sa)	6800	8000	0
Brine Akışı (kg/sa)	243100	322000	555770
Yoğuşmayan Gaz Oranı (%)	1,2	1,2	0

Kuyular test aşamasında belirli tarihlerde yapılan ölçüler sonucu üretim basınçları tablodaki değerler olarak tayin edilmiştir. Aşağıdaki Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te AS-1 ve ASR-2 kuyuları için üretim performans testleri (deliverability test) verilmektedir. Burada, şekillerden üretim debisine uygun olarak kuyu başı basınç değerleri saptanmıştır.



Şekil 5.3 : AS-1 kuyusu için üretim performans testi[15].



Şekil 5.4 : ASR-2 kuyusu için üretim performans testi[15].

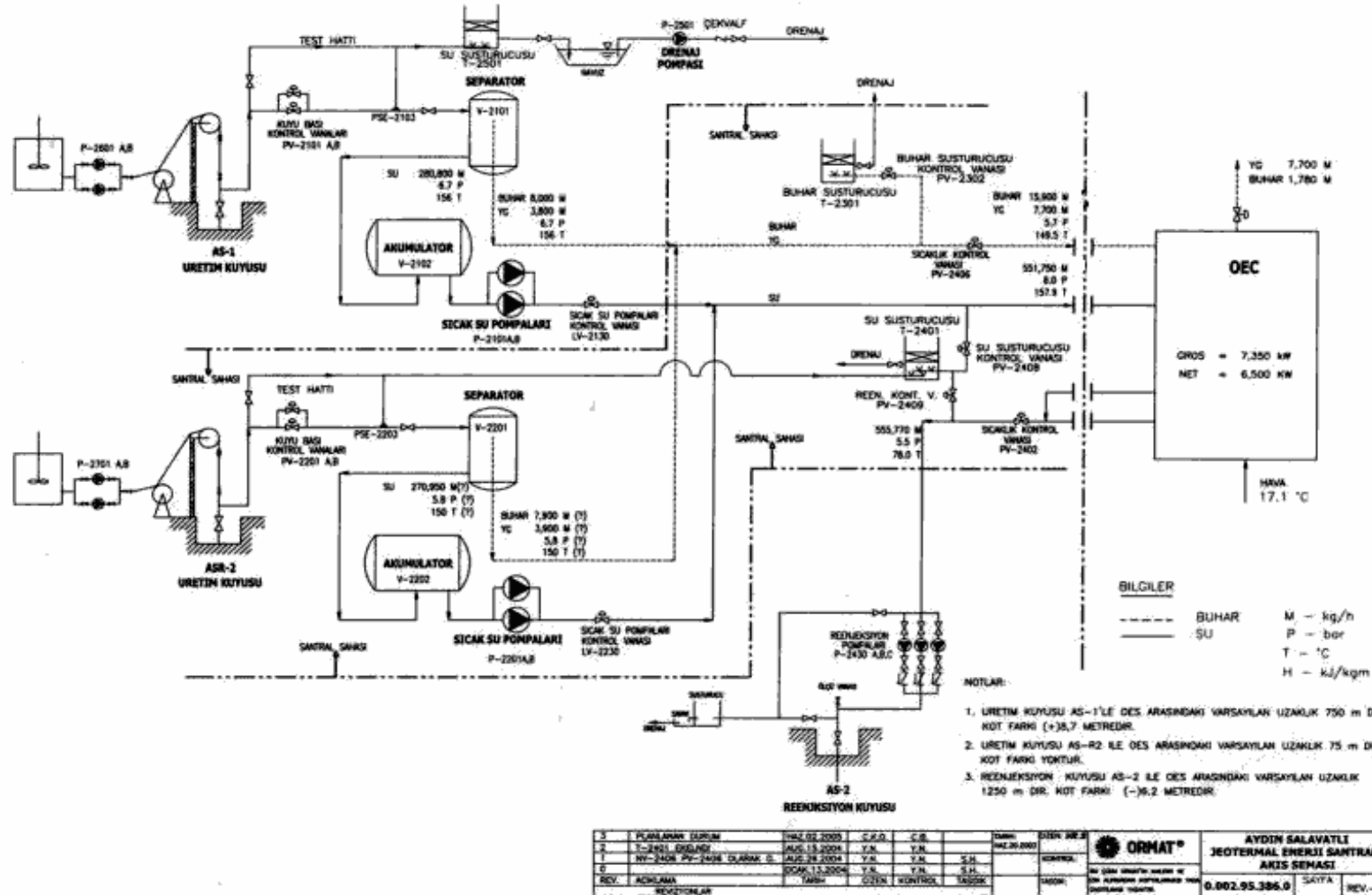
AS-1 üretim kuyusu ile elektrik üretimin olduğu O.E.C. arasındaki mesafe 850 metre olup, aralarındaki yükseklik (kot) farkı +8,7 metredir. ASR-2 üretim kuyusu elektrik üretim santral sahasında olup, 75 metre mesafede ve yükseklik farkı bulunmamaktadır. Reenjeksiyon kuyusu ise, O.E.C. olan uzaklığı 1250 metre ve yükseklik farkı -6,2 metredir.

6. SANTRAL YÜZEY DONANIMLARI B.O.P. (BALANCE OF PLANT)

Jeotermal sahalarda enerji üretimi için akışkanın hazırlanması uygun basınç ve sıcaklık koşullarına getirilmesinde önemli bir etkindir. Şekil 6.1’de de görüleceği üretim kuyuları başında biri yedek olmak üzere iki adet 0,18 kW gücünde inhibitör pompası bulunmaktadır. Bu pompa ile basılan kimyasallar, kuyu, donanımlar, santraldeki ısı değiştiriciler ve rezervuardaki kalsit ve silika çökelmelerini önlemektedir. Kuyulardan çıkan sıvı-buhar karışımı jeotermal akışkan kuyu başlarına konumlandırılmış iki adet ayrıştırıcı “separatör” vasıtası ile sıvı ve buhar fazlarına ayrılmaktadır. Bunun sebebi iki fazlı akışkanların naklinde ısı transferindeki sorunlardır.

Sıvı haldeki jeotermal akışkan kuyu başındaki iki adet akümülatörde toplanmaktadır. AS-1 üretim kuyusunda biri yedek olmak üzere 30 kW gücünde iki adet sıcak su pompası ile basıncı 8 bara yükseltilmekte ve ASR-2 kuyusunda ise yine biri yedek olmak üzere 37,5 kW gücünde iki adet sıcak su pompası ile aynı basınca yükseltilerek tek bir boru hattına verilmektedir. Ayrıca, ayrılan buhar ve içerdiği yoğunlaşmayan gaz da bir hat ile O.E.C. (Ormat Energy Converter)’ye yollanmaktadır. Sistemde herhangi bir arıza veya test durumunda gelen akışkanın deşarjı için su ve buhar susturucuları “mufflers” ve drenaj havuzu bulunmaktadır. O.E.C. elektrik santralinden çıkan sıvı haldeki jeotermal akışkan, biri yedek olmak üzere her biri 185 kW gündeki üç adet sıcak su pompası ile AS-2 enjeksiyon kuyusunda formasyona basılmaktadır.

AS-1 üretim kuyusundan 0,67 MPa, 156 °C ile çıkan 81,28 kg/s jeotermal akışkan kuyu başındaki dikey ayrıştırıcılara gelerek sıvı ve buhar fazına ayrılmaktadır. Sıvı haldeki 78 kg/s jeotermal akışkan sıcak su pompası tarafından basılarak, basıncı 0,8 MPa çıkarılmaktadır. 3,28 kg/s buhar gaz karışımı da ayrıştırıcıdan ayrılmaktadır. ASR-2 üretim kuyusundan 78,54 kg/s jeotermal akışkan yine kuyu başındaki düşey separatörden iki faza ayrılmakta ve 75,26 kg/s sıvı faz sıcak su pompası ile 0,8 MPa basınca yükseltilerek AS-1’den gelen akışkanla birleşip O.E.C ’ye girmektedir. Aynı şekilde, 3,28 kg/s buharda diğer üretim kuyusundan gelen buharla birlikte santrale girmektedir.



7. O.E.C. “ORMAT ENERJİ DÖNÜŞTÜRÜCÜ” (ORMAT ENERGY CONVERTER)

Ormat enerji dönüştürücü, jeotermal kaynaktan sağlanan ısı enerjisini elektriğe dönüştürmek için geliştirilmiş bir “binary” sistemdir. Şekil 7.1’de şeması verilmektedir. O.E.C. bölüm 1 (Level 1) ve bölüm 2 (Level 2) olmak üzere önemli iki bölüm ünitesinden “ITLU”, (Integral Two Level Units) meydana gelmektedir. Sistem Rankine çevrimine dayanarak çalışmakta, hareket ettirici organik akışkan jeotermal akışkandan aldığı ısı ile buharlaşarak iki türbini çevirip kinetik enerjisini shaft vasıtasıyla tek jeneratöre aktarmaktadır. Jeotermal akışkan sıvı ve buhar fazında O.E.C ‘ye girerken, organik akışkan olarak seçilen n-pentan da iki üniteye kapalı birer çevrimde elektrik üretimini sağlamaktadır.

7.1. O. E. C. Bileşenleri

7.1.1. Buharlaştırıcı (Vaporizer)

Buharlaştırıcılar borulu tip ısı değiştiricileridir. Jeotermal akışkan, bölüm 1 (Level 1) buharlaştırıcı tüpüne girdikten sonra buradaki organik akışkanı buhar fazına getirerek, bölüm 2 (Level 2) buharlaştırıcı tüpüne ulaşmaktadır. İki üniteye buharlaştırıcılar, kapalı çevrimdeki hareket edecek organik akışkanı buhar fazına geçene kadar gerekli olan ısıyı sağlamaktadır. Organik akışkan buharlaştırıcının kabuk kısmında ilerlerken jeotermal akışkan ise tüp kısmında ilerlemektedir. Ayrıca, bölüm 2’deki buharlaştırıcıya ayrıştırıcıda ayrılan buhar da ek bir ısı sağlamak amacı ile verilmektedir.

7.1.2. Ön Isıtıcı (Preheater)

Ön ısıtıcılar da borulu tip ısı değiştiricileridir. Bölüm 2’deki buharlaştırıcıdan gelen jeotermal akışkan ikiye ayrılıp bölüm 1 ve bölüm 2’deki ön ısıtıcılara gelerek, organik akışkana ön ısıtma yapmaktadır. Burada, organik akışkana doymuşluk eğrisindeki sıvı-buhar karışımı olan sıcaklığa kadar bir ısıtma yapılmaktadır. Ön

ısıtıcının işleyişi jeotermal akışkan tüp kısmında ilerlerken, organik akışkan da kabuk kısmında ilerlemektedir.

7.1.3. Güç Kızağı

Güç kızağı, iki adet 3988 kW'lık organik türbin çiftine şaftla bağlanmış eş zamanlı bir adet jeneratörden oluşmaktadır[15].

7.1.4. Yoğuşturucu (Soğutma Kulesi)

Organik türbinden çıkan buhar fazındaki akışkan hava soğutmalı kulelerde tekrar sıvı faza getirilmektedir. Şekil 7.2'de görüldüğü üzere soğutma kulesinde 30 adet fan mevcut olup 520 kW'lık bir güç kullanılmaktadır[14].

7.1.5. Organik Besleme Pompaları

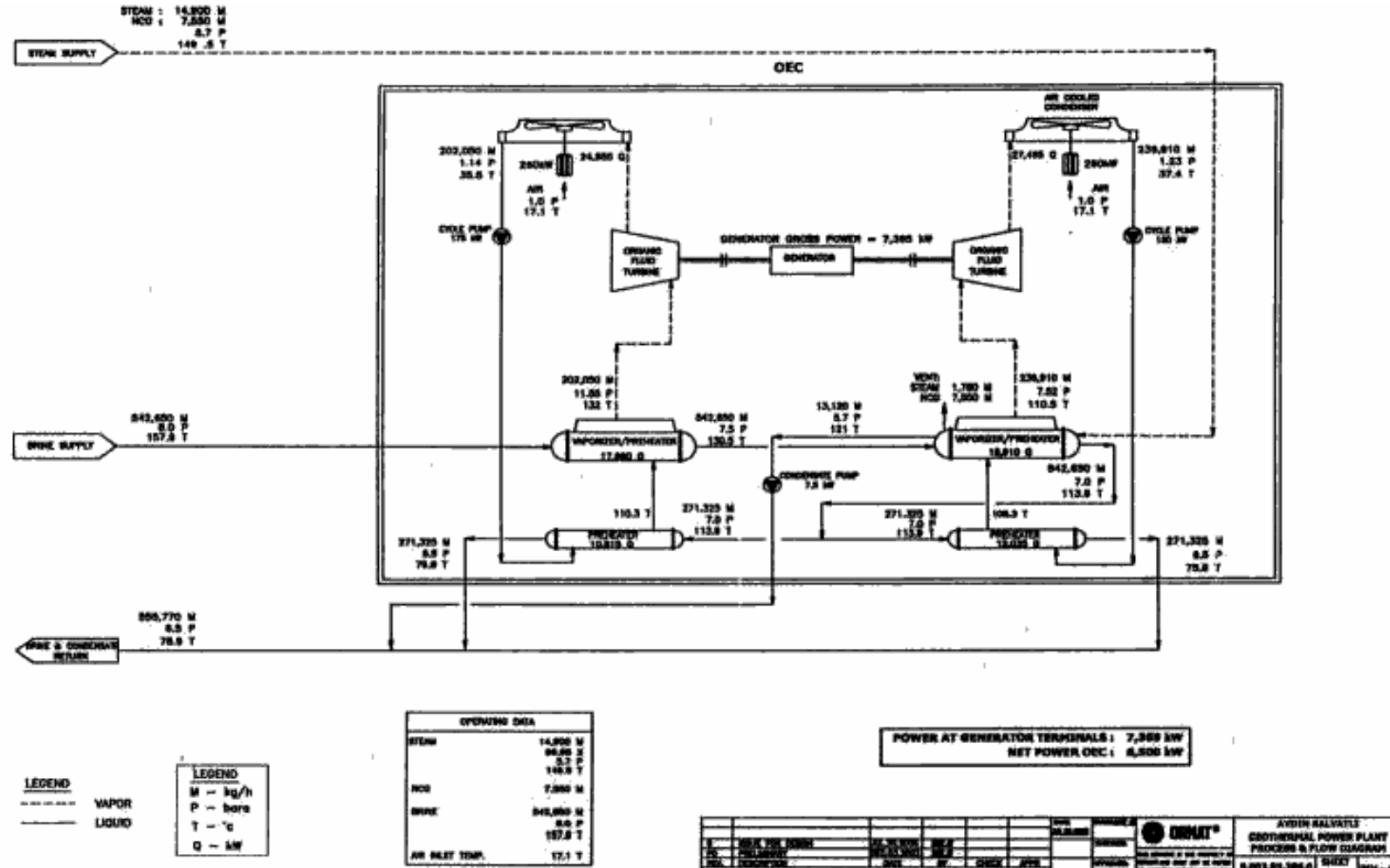
İki adet organik besleme pompası, soğutma kulesinden gelen sıvı haldeki akışkanı ön ısıtıcıya gerekli basınçta göndermek için bulunmaktadır. Bölüm 1'deki 175 kW ve bölüm 2'deki 150 kW gücündedir. Bu pompalar çok kademeli santrifüj pompalardır.

7.1.6. Yoğuşuk Pompası

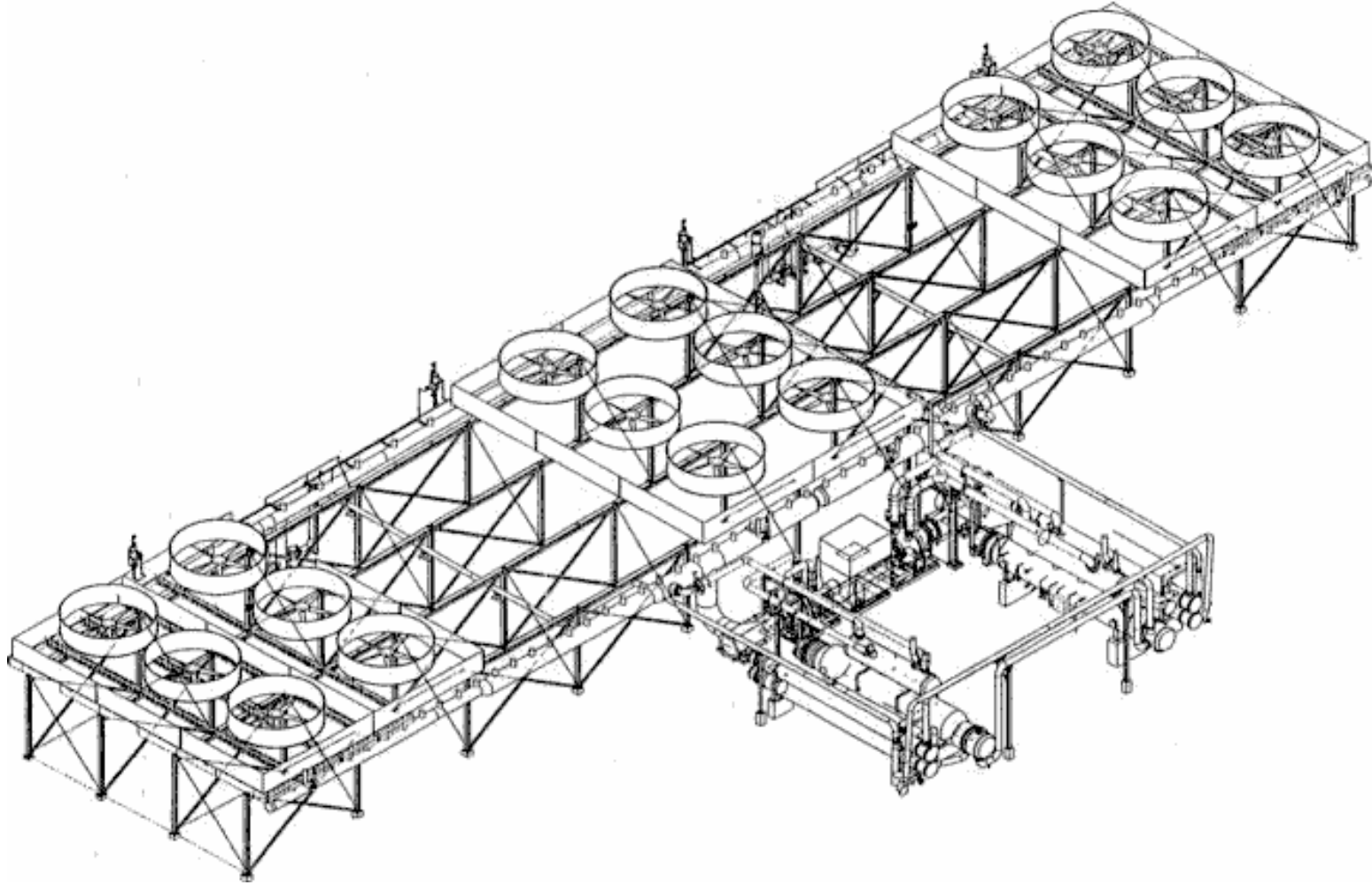
Yoğuşuk pompası, jeotermal akışkanı ve bölüm 2'deki buharlaştırıcıdan çıkan yoğuşmuş olan buharı toplayarak O.E.C. dışındaki reenjeksiyon sahasındaki enjeksiyon pompalarına iletmekte kullanılmaktadır.

7.1.7. Tasfiye Sistemi

Bölüm 2 buharlaştırıcı çıkışında daha önce buharlaştırıcıya giren buhar içindeki yoğuşmayan gazlar buradan atılmaktadır.



Şekil 7.1 : O.E.C. genel şeması[15].

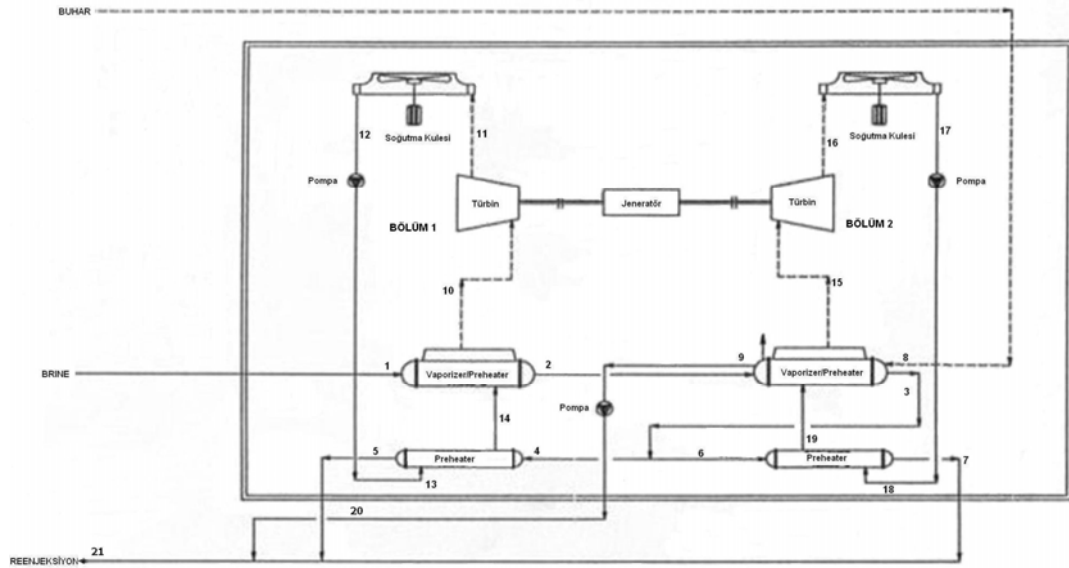


Şekil 7.2 : Soğutma kulesi ve fanların görünümü[15].

8. SALAVATLI JEOTERMAL SANTRALİNİN EKSERJİK ANALİZİ

8.1. Santral

Aydın Salavatlı jeotermal santrali 7,36 MWe brüt ve 6,5 MWe net elektrik üretmektedir[15]. Jeotermal akışkan (Brine) sıvı halde $157,9^{\circ}\text{C}$ ve buhar halinde $149,5^{\circ}\text{C}$ ile santrale girmekte sıvı haldeki akışkanın tamamı reenjeksiyon ile formasyona geri basılmaktadır. Organik akışkan hava soğutması ile kulelerde soğutulmaktadır. Sahada iki üretim ve bir enjeksiyon kuyusu bulunmaktadır. Santralde çevrim içinde organik akışkan olarak normal pentan kullanılmaktadır. Ekserji hesaplamasında kolaylık sağlamak amacı ile Şekil 8.1’de görüldüğü üzere akışkanın ilerlediği yol numaralandırılmıştır.



Şekil 8.1 : Akışkanların santral içinde akış şeması.

Burada bütün akışkanların özellikleri basınç ve sıcaklığına bağlı olarak ve gerekli hesaplamalar yapılarak bulunmuştur. Tablo 8.1’de Akışkanların ilerlediği durumlardaki faz, sıcaklık, basınç ve kütleleri verilmektedir. Burada görüldüğü gibi jeotermal akışkan sıvı halde $157,9^{\circ}\text{C}$, $150,74\text{ kg/s}$, buhar halinde $149,5^{\circ}\text{C}$, $6,24\text{ kg/s}$ ile santrale girmekte ve $78,9^{\circ}\text{C}$, $154,38\text{ kg/s}$ ile rezervuara basılmaktadır. Buharın içerdiği $2,6\text{ kg/s}$ miktardaki yoğunlaşmayan gazlar ve buhar tasfiye sisteminden

atılmaktadır. Akışkanların entalpi ve entropileri William C. Reynolds'un "Thermodynamic Properties in SI" kitabından okunarak hesaplanmıştır[17].

Tablo 8.1 : Akış durumunda faz, sıcaklık, basınç ve kütleleri.

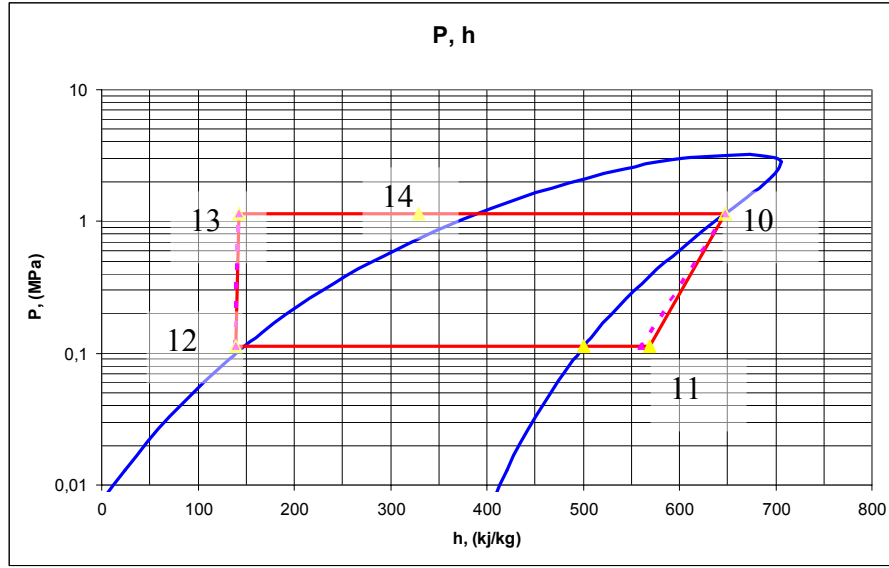
Durum No:	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Sıcaklık (K)	Basınç (MPa)	Kütle (kg/h)	Kütle (kg/s)
0	Brine	Ölü Hal	17,1	290,25	-	-	-
0'	n-Pentan	Ölü Hal	17,1	290,25	-	-	-
0''	CO ₂	Ölü Hal	17,1	290,25	-	-	-
1	Brine	Sıvı	157,9	431,05	0,8	542650	150,74
2	Brine	Sıvı	130,5	403,65	0,75	542650	150,74
3	Brine	Sıvı	113,9	387,05	0,7	542650	150,74
4	Brine	Sıvı	113,9	387,05	0,7	271325	75,37
5	Brine	Sıvı	79,8	352,95	0,65	271325	75,37
6	Brine	Sıvı	113,9	387,05	0,7	271325	75,37
7	Brine	Sıvı	75,9	349,05	0,65	271325	75,37
8a	Brine	Buhar	149,5	422,65	0,57	14900	4,14
8b	NCG	Buhar	149,5	422,65	0,57	7550	2,10
9	Brine	Sıvı	121	394,15	0,57	13120	3,64
10	n-Pentan	Buhar	132	405,15	1,155	202050	56,125
11	n-Pentan	Buhar	80,86	354,01	0,114	202050	56,125
12	n-Pentan	Sıvı	35,5	308,65	0,114	202050	56,125
13	n-Pentan	Sıvı	36,82	309,97	1,155	202050	56,125
14	n-Pentan	Sıvı	110,3	383,45	1,155	202050	56,125
15	n-Pentan	Buhar	110,5	383,65	0,752	236910	65,81
16	n-Pentan	Buhar	71,81	344,96	0,123	236910	65,81
17	n-Pentan	Sıvı	37,4	310,55	0,123	236910	65,81
18	n-Pentan	Sıvı	38,36	311,51	0,752	236910	65,81
19	n-Pentan	Sıvı	108,3	381,45	0,752	236910	65,81
20	Brine	Sıvı	121,49	394,64	0,65	13121	3,64
21	Brine	Sıvı	78,9	352,05	0,65	555770	154,38
Atık a	Brine	Buhar	121	394,15	0,57	1780	0,49
Atık b	NCG	Yoğuşuk	121	394,15	0,57	7550	2,10

a CO₂ için, b jeotermal akışkan için

Bölüm 1'deki buharlaştırıcıya 157,9 °C ve 150,74 kg/s kütleyle giren jeotermal akışkan buradan aynı kütle ve sıcaklığı 130,5 °C ile ayrılmakta ve bölüm 2'deki buharlaştırıcıya girmektedir. Daha sonra bölüm 2'deki buharlaştırıcıdan 113,9 °C ile ayrılan brine eşit miktarda ikiye ayrılarak yine aynı sıcaklıkta ve 75,74 kg/s olarak bölüm 1-2'deki ön ısıtıcılara girmektedir. Ön ısıtıcılardan sırası ile 79,8 °C ve 75,6 °C'le ayrılmaktadır.

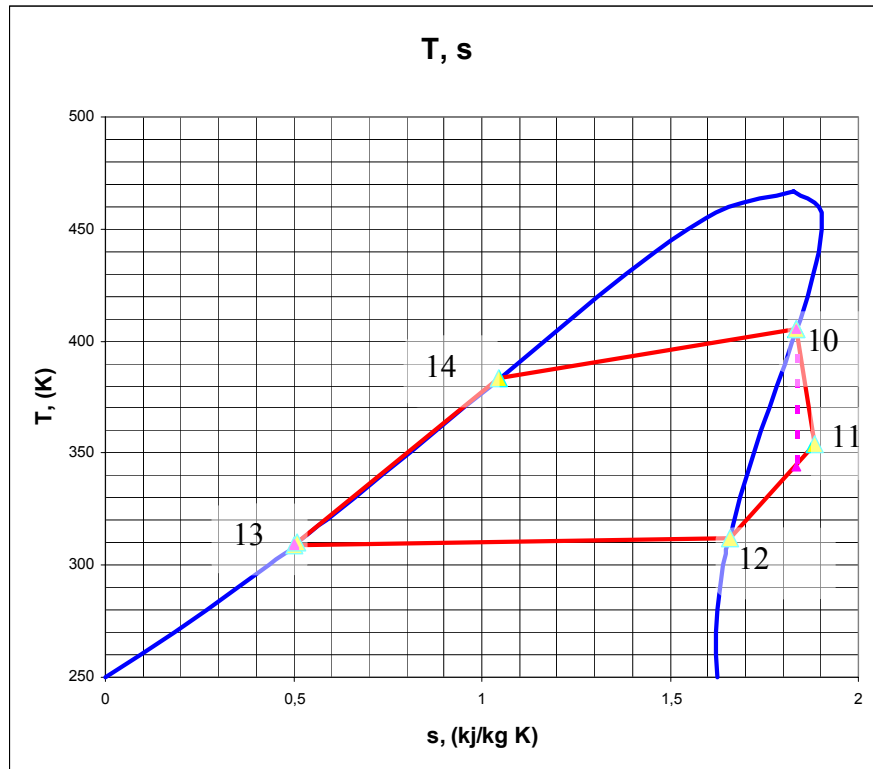
Bölüm 1'de 56,125 kg/s kütle ile n-pentan çevrim içinde döndürülmektedir. Organik akışkan 36,82 °C sıcaklıkta ön ısıtıcıya girmekte ve buradan 110,3 °C sıcaklıkla

ayrılmaktadır. Daha sonra bu sıcaklıkla buharlaştırıcıya girerek buharlaşma sıcaklığı olan 132°C 'ye kadar ısıtılmaktadır. Akışkan $1,155\text{ MPa}$ basınç ve 132°C sıcaklıkla türbine girerken, $0,114\text{ MPa}$ basınç ve $75,45^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkla çıkmaktadır. Her biri 15 fanlı soğutma kulelerinde 260 kW parasitik kayıpla soğutularak sıcaklığı $35,5^{\circ}\text{C}$ 'ye düşürülmektedir. Soğutma kulelerinin dış ortam sıcaklığı ortalama $17,1^{\circ}\text{C}$ olarak alınmaktadır. Şekil 8.2'de bölüm 1 için çevrimin basınç entalpi (P-h) diyagramı ve Şekil 8.3'te sıcaklık entropi (T-s) diyagramı verilmektedir.

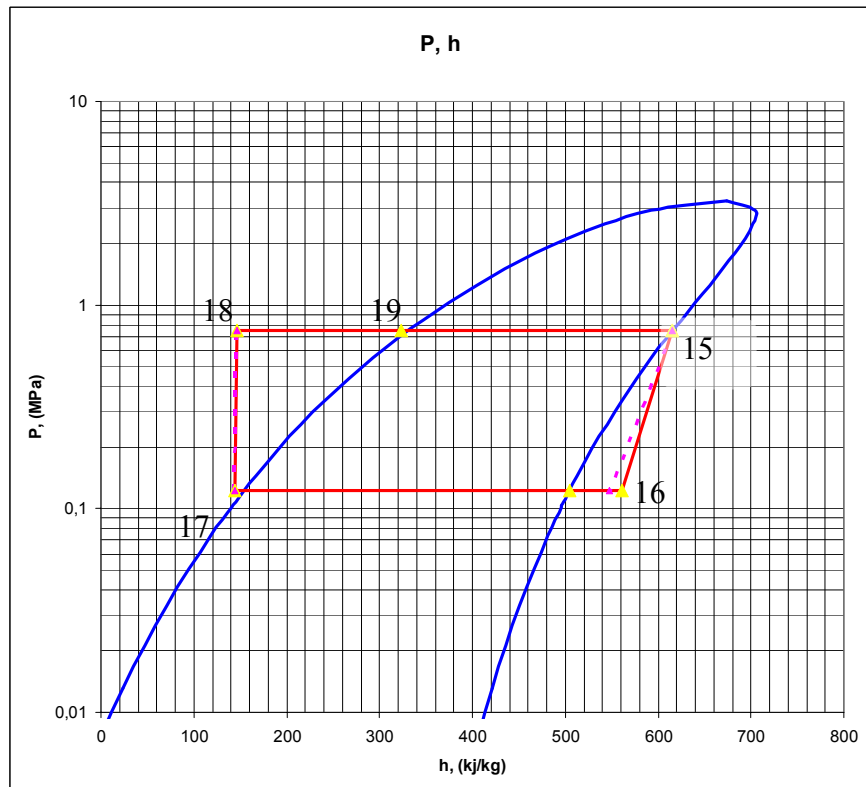


Şekil 8.2 : Bölüm 1 çevrimi için basınç entalpi diyagramı.

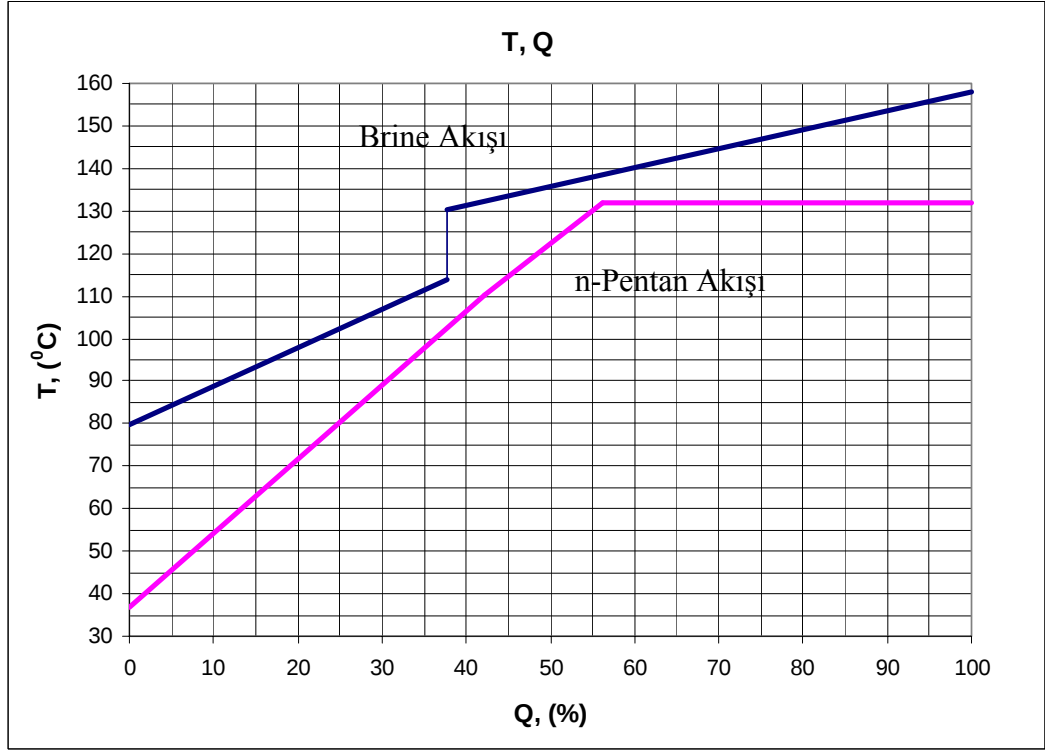
Bölüm 2'deki çevrimde organik akışkan olan normal pentan daha düşük basınçlı kapalı bir sistem içinde döndürülmektedir. Normal pentan $38,36^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkla girmekte buradan $108,3^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkla çıkarak buharlaştırıcıya girmektedir. $108,3^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkla buharlaştırıcıya giren n-pentan buharlaşma sıcaklığı olan $110,5^{\circ}\text{C}$ sıcaklığa kadar ısıtılmaktadır. Daha sonra türbine giren akışkan $0,123\text{ MPa}$ basınca ve $67,95^{\circ}\text{C}$ sıcaklığa düşmektedir. 15 fanlı soğutma kulelerinde 260 kW parasitik kayıpla soğutularak $37,4^{\circ}\text{C}$ sıcaklığa düşmektedir. Şekil 8.4'de bölüm 2 çevrimi için basınç entalpi (P-h) ve Şekil 8.5'te sıcaklık entropi (T-s)diyagramları verilmektedir. Şekillerdeki mor çizgiler izentropik durumlar içindir.



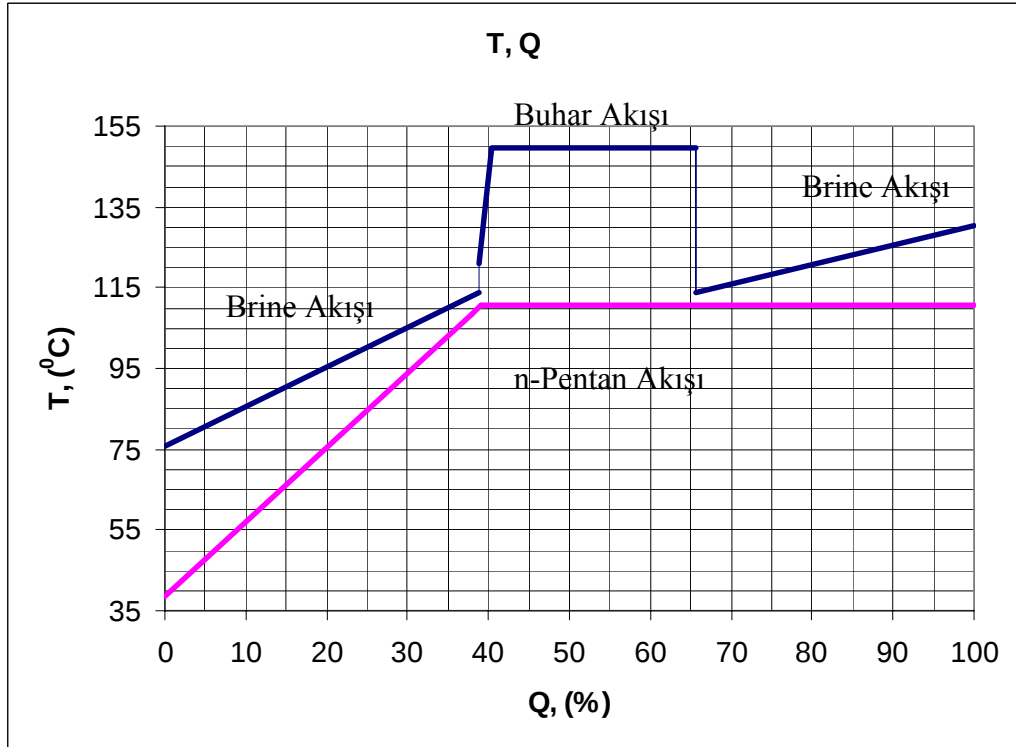
Şekil 8.3 : Bölüm 1 çevrimi için sıcaklık entropi diyagramı.



Şekil 8.4 : Bölüm 2 çevrimi için basınç entalpi diyagramı.



Şekil 8.6 : Bölüm 1 ısı değıştiricilerdeki brine ile n-pentan arasındaki ısı transferi yüzdesi grafiğı.



Şekil 8.7 : Bölüm 2 ısı değıştiricilerdeki brine ile n-pentan arasındaki ısı transferi yüzdesi grafiğı.

8.2. Santralin Ekserji Analizi

Denklem (4.12) 'deki özgül ekserjiden santralin her durumundaki özgül ekserji ve ekserji kaybı miktarı Microsoft Excel kullanılarak hesaplanmış ve Tablo 8.2'de gösterilmiştir. Tablo 8.2'de sıcaklık, basınç, entalpi, entropi ve akışkanların kütleleri girilerek ekserji miktarları hesaplanmıştır. Jeotermal akışkan, n-pentan ve karbon dioksit 0, 0' ve 0'' durumları için ölü hal koşullarında, diğer bir değişle 0,1 MPa 17,1 °C'deki entalpi ve entropi değerleridir. Jeotermal akışkan için suyun termodinamik özellikleri kullanılmıştır. Böylelikle jeotermal akışkan içindeki tuz ve yoğuşmayan gazların etkileri ihmal edilmiştir. Organik akışkan n-pentan içinde William C. Reynolds'un "Thermodynamic Properties in SI" kitabından n-pentan bölümünden hesaplanmıştır[17]. Ayrıca, buhar içinde çözünmüş olan yoğuşmayan gaz karbon dioksit özellikleri de Aksel Öztürk, Abdurrahman Kılıç ve Hasbi Yavuz'un "Termodinamik ve Isı geçiş Tabloları" adlı kitabından da faydalanılmıştır[18].

Ön ısıtıcı ve buharlaştırıcıların Ekserjetik verimlilik denklemleri aşağıda verilmektedir. Ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı ısı değiştirici türünden olduğu için kaba güç ekserjetik verimlilikleri çıkan ekserji miktarının giren ekserji miktarına oranıdır. Fonksiyonel I ekserjetik verimliliği ise soğuk akışkanının ekserjisinin sıcak akışkanın ekserjisine bölümünden bulunmaktadır. Ayrıca, ön ısıtıcılar için rezervuara dönen akışkandan dolayı fonksiyonel II ekserjetik verimlilik denklemleri de verilmektedir. Soğutma kuleleri için hava miktarının elde edilememesinden hesaplama yapılamamıştır. Bütün ısı değiştiriciler için denklemler aşağıda verilmektedir.

$$\varepsilon_{KGB1} = \frac{\dot{E}_{10} + \dot{E}_2}{\dot{E}_1 + \dot{E}_{14}} \dots\dots\dots(8.1)$$

$$\varepsilon_{Fonk1B1} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_{14}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} \dots\dots\dots(8.2)$$

$$\varepsilon_{KGB2} = \frac{\dot{E}_{15} + \dot{E}_3 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{Aa} + \dot{E}_{Ab}}{\dot{E}_{19} + \dot{E}_2 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b}} \dots\dots\dots(8.3)$$

$$\varepsilon_{Fonk1B2} = \frac{\dot{E}_{15} - \dot{E}_{19}}{(\dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b} - \dot{E}_9 - \dot{E}_{Aa} - \dot{E}_{Ab}) + (\dot{E}_2 - \dot{E}_3)} \dots\dots\dots(8.4)$$

$$\varepsilon_{KG\ddot{O}I1} = \frac{\dot{E}_{14} + \dot{E}_5}{\dot{E}_{13} + \dot{E}_4} \dots\dots\dots(8.5)$$

$$\varepsilon_{Fonk1\ddot{O}I1} = \frac{\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13}}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5} \dots\dots\dots(8.6)$$

$$\varepsilon_{Fon2\ddot{O}I1} = \frac{\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13}}{\dot{E}_4} \dots\dots\dots(8.7)$$

$$\varepsilon_{KG\ddot{O}I2} = \frac{\dot{E}_{19} + \dot{E}_7}{\dot{E}_{18} + \dot{E}_6} \dots\dots\dots(8.8)$$

$$\varepsilon_{Fonk1\ddot{O}I2} = \frac{\dot{E}_{19} - \dot{E}_{18}}{\dot{E}_6 - \dot{E}_7} \dots\dots\dots(8.9)$$

$$\varepsilon_{Fon2\ddot{O}I2} = \frac{\dot{E}_{19} - \dot{E}_{18}}{\dot{E}_6} \dots\dots\dots(8.10)$$

Aynı şekilde ön ısıtıcı ve buharlaştırıcının ekserji kayıpları da aşağıda gösterilmektedir.

$$\Delta\dot{E}_{B1} = (\dot{E}_1 + \dot{E}_{14}) - (\dot{E}_2 + \dot{E}_{10}) \dots\dots\dots(8.11)$$

$$\Delta\dot{E}_{B2} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b} + \dot{E}_{19}) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{Aa} + \dot{E}_{Ab}) \dots\dots\dots(8.12)$$

$$\Delta\dot{E}_{\ddot{O}I1} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_5 + \dot{E}_{14}) \dots\dots\dots(8.13)$$

$$\Delta\dot{E}_{\ddot{O}I2} = (\dot{E}_6 + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_7 + \dot{E}_{19}) \dots\dots\dots(8.14)$$

Buradaki ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı ekserjetik verimlilik ve ekserji kaybı denklemleri bölüm 1 ve bölüm 2 için ön ısıtıcı-buharlaştırıcı denklemleri şeklinde yazılırsa aşağıdaki denklem sonuçlarına varılmaktadır.

$$\varepsilon_{KG\ddot{O}I-B1} = \frac{\dot{E}_{10} + \dot{E}_2 + \dot{E}_5}{\dot{E}_{13} + \dot{E}_1 + \dot{E}_4} \dots\dots\dots(8.15)$$

$$\varepsilon_{Fonk1\ddot{O}I-B1} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_{13}}{(\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + (\dot{E}_4 - \dot{E}_5)} \dots\dots\dots(8.16)$$

$$\mathcal{E}_{Fonk2 \text{ } \ddot{O}I-B1} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_{13}}{\dot{E}_2} \dots\dots\dots(8.17)$$

$$\mathcal{E}_{KG \ddot{O}I-B2} = \frac{\dot{E}_{15} + \dot{E}_3 + \dot{E}_7 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{Aa} + \dot{E}_{Ab}}{\dot{E}_{18} + \dot{E}_2 + \dot{E}_6 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b}} \dots\dots\dots(8.18)$$

$$\mathcal{E}_{Fonk1 \ddot{O}I-B2} = \frac{\dot{E}_{15} - \dot{E}_{18}}{(\dot{E}_2 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) + (\dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b} - \dot{E}_9 - \dot{E}_{Aa} - \dot{E}_{Ab})} \dots\dots\dots(8.19)$$

$$\mathcal{E}_{Fonk2 \ddot{O}I-B2} = \frac{\dot{E}_{15} - \dot{E}_{18}}{\dot{E}_3 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b}} \dots\dots\dots(8.20)$$

$$\Delta \dot{E}_{\ddot{O}I-B1} = (\dot{E}_{21} + \dot{E}_4 + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_2 + \dot{E}_5 + \dot{E}_{10}) \dots\dots\dots(8.21)$$

$$\Delta \dot{E}_{\ddot{O}I-B2} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_6 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_7 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{Aa} + \dot{E}_{Ab}) \dots\dots\dots(8.22)$$

Soğutma kuleleri için ekserjetik verimliliği havanın miktarı elde edilemediğinden hesaplanamamıştır. Ancak, ekserji kaybı aşağıdaki denklemlerde bulunmaktadır.

$$\Delta \dot{E}_{SK1} = \dot{E}_{11} - \dot{E}_{12} \dots\dots\dots(8.23)$$

$$\Delta \dot{E}_{SK2} = \dot{E}_{16} - \dot{E}_{17} \dots\dots\dots(8.24)$$

Türbinin ekserjetik verimliliği ise, gerçek türbin ekserjisinin akışkanın taşıdığı ekserjiye oranından bulunmaktadır. Takip eden denklemler bölüm 1 ve bölüm 2'deki türbinler için ekserjetik verim ve ekserji kayıplarını vermektedir.

$$\mathcal{E}_{KG \text{ } t1} = \frac{\dot{W}_{t1} + \dot{E}_{11}}{\dot{E}_{10}} \dots\dots\dots(8.25)$$

$$\mathcal{E}_{Fonk \text{ } t1} = \frac{\dot{W}_{t1}}{\dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}} \dots\dots\dots(8.26)$$

$$\mathcal{E}_{KG \text{ } t2} = \frac{\dot{W}_{t2} + \dot{E}_{16}}{\dot{E}_{15}} \dots\dots\dots(8.27)$$

$$\mathcal{E}_{Fonk \text{ } t2} = \frac{\dot{W}_{t2}}{\dot{E}_{15} - \dot{E}_{16}} \dots\dots\dots(8.28)$$

$$\Delta \dot{E}_{t1} = \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11} - \dot{W}_{t1} \dots\dots\dots(8.29)$$

$$\Delta \dot{E}_{t2} = \dot{E}_{15} - \dot{E}_{16} - \dot{W}_{t2} \dots\dots\dots(8.30)$$

Aynı şekilde pompalar içinde pompanın gücünün aktardığı ekserji miktarı olup ekserji miktarının gerçek pompa gücüne oranıdır. Aşağıdaki denklemler bölüm 1 ve bölüm 2'deki organik akışkan pompaları ile yoğuşuk pompasının ekserjetik verimleri ve ekserji kayıplarını vermektedir.

$$\varepsilon_{KGp1} = \frac{\dot{E}_{13}}{\dot{E}_{12} + \dot{W}_{p1}} \dots\dots\dots(8.31)$$

$$\varepsilon_{Fonkp1} = \frac{\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}}{\dot{W}_{p1}} \dots\dots\dots(8.32)$$

$$\varepsilon_{KGp2} = \frac{\dot{E}_{18}}{\dot{E}_{17} + \dot{W}_{p2}} \dots\dots\dots(8.33)$$

$$\varepsilon_{Fonkp2} = \frac{\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}}{\dot{W}_{p2}} \dots\dots\dots(8.34)$$

$$\varepsilon_{KGyp} = \frac{\dot{E}_{20}}{\dot{E}_9 + \dot{W}_{yp}} \dots\dots\dots(8.35)$$

$$\varepsilon_{Fonkyp} = \frac{\dot{E}_{20} - \dot{E}_9}{\dot{W}_{yp}} \dots\dots\dots(8.36)$$

$$\Delta \dot{E}_{p1} = \dot{W}_{p1} + \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} \dots\dots\dots(8.37)$$

$$\Delta \dot{E}_{p2} = \dot{W}_{p2} + \dot{E}_{17} - \dot{E}_{18} \dots\dots\dots(8.38)$$

$$\Delta \dot{E}_{yp} = \dot{W}_{yp} + \dot{E}_9 - \dot{E}_{20} \dots\dots\dots(8.39)$$

Bölüm 1 ve bölüm 2 çevrimleri için ekserjetik verimler ve ekserji kayıpları aşağıdaki denklemlerden hesaplanmaktadır.

$$\mathcal{E}_{KG\ Bölüm1} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{E}_5 + \dot{W}_{net\ Bölüm1}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_4} \dots\dots\dots(8.40)$$

$$\mathcal{E}_{Fonk\ Bölüm1} = \frac{\dot{W}_{net\ Bölüm1}}{(\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + (\dot{E}_4 - \dot{E}_5)} \dots\dots\dots(8.41)$$

$$\mathcal{E}_{KG\ Bölüm2} = \frac{\dot{E}_3 + \dot{E}_7 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{Aa} + \dot{E}_{Ab} + \dot{W}_{net\ Bölüm2}}{\dot{E}_2 + \dot{E}_6 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b}} \dots\dots\dots(8.42)$$

$$\mathcal{E}_{Fonk\ Bölüm2} = \frac{\dot{W}_{net\ Bölüm2}}{(\dot{E}_2 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) + (\dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b} - \dot{E}_9 - \dot{E}_{Aa} - \dot{E}_{Ab})} \dots\dots\dots(8.43)$$

$$\Delta\dot{E}_{Bölüm1} = (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - \Delta\dot{E}_{p1} - \Delta\dot{E}_{B1} - \Delta\dot{E}_{Ö11} - \Delta\dot{E}_{t1} - \Delta\dot{E}_{SK1} \dots\dots\dots(8.44)$$

$$\Delta\dot{E}_{Bölüm2} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) + (\dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b} - \dot{E}_9 - \dot{E}_{Aa} - \dot{E}_{Ab}) - \Delta\dot{E}_{p2} - \Delta\dot{E}_{B2} - \Delta\dot{E}_{Ö12} - \Delta\dot{E}_{t2} - \Delta\dot{E}_{SK2} \dots\dots\dots(8.45)$$

$$\Delta\dot{E}_{Bölüm1-2} = \Delta\dot{E}_{Bölüm1} + \Delta\dot{E}_{Bölüm2} - \Delta\dot{E}_{yp} \dots\dots\dots(8.46)$$

Santralin toplam ekserjetik verimliliği, iki şekilde hesaplanabilmektedir. (a) İlk olarak, net gücün ön ısıtıcı ve buharlaştırıcıda kullanılan ekserji miktarına oranından bulunmaktadır. (b) İkinci olarak da net gücün santrale giren jeotermal akışkanın verdiği ekserji miktarından bulunmaktadır. Santral ekserjetik verimleri ve ekserji kaybı aşağıdaki denklemlerden hesaplanmıştır.

$$\mathcal{E}_{KG,a} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{E}_5 + \dot{E}_3 + \dot{E}_7 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{Aa} + \dot{E}_{Ab} + \sum \dot{W}_{net}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_4 + \dot{E}_6 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b}} \dots\dots\dots(8.47)$$

$$\mathcal{E}_{Fonk,a} = \frac{\sum \dot{W}_{net}}{[(\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_2 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b} - \dot{E}_9 - \dot{E}_3 - \dot{E}_{Aa} - \dot{E}_{Ab}) + (\dot{E}_6 - \dot{E}_7)]} \dots\dots\dots(8.48)$$

$$\mathcal{E}_{KG,b} = \frac{\dot{E}_{21} + \dot{E}_{Aa} + \dot{E}_{Ab} + \sum \dot{W}_{net}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b}} \dots\dots\dots(8.49)$$

$$\mathcal{E}_{Fonk,b} = \frac{\sum \dot{W}_{net}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b}} \dots\dots\dots(8.50)$$

Tablo 8.2 : Santralin her durumu için özgül ekserji ve ekserji miktarları.

Durum No:	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Sıcaklık (K)	Basınc (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)	Kütle (kg/h)	Kütle (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji (kW)
0	Brine	Ölü Hal	17,1	290,25	-	70,75	0,25109	-	-	0,00	-
0'	n-Pentan	Ölü Hal	17,1	290,25	-	95,6	0,354315	-	-	0,00	-
0"	CO ₂	Ölü Hal	17,1	290,25	-	801,06	4,832445	-	-	0,00	-
1	Brine	Sıvı	157,9	431,05	0,8	665,96	1,9204	542650	150,74	110,69	16685,40
2	Brine	Sıvı	130,5	403,65	0,75	548,25	1,638971	542650	150,74	74,67	11255,09
3	Brine	Sıvı	113,9	387,05	0,7	477,95	1,461563	542650	150,74	55,86	8420,15
4	Brine	Sıvı	113,9	387,05	0,7	477,95	1,461563	271325	75,37	55,86	4210,08
5	Brine	Sıvı	79,8	352,95	0,65	334,83	1,074746	271325	75,37	25,01	1885,24
6	Brine	Sıvı	113,9	387,05	0,7	477,95	1,461563	271325	75,37	55,86	4210,08
7	Brine	Sıvı	75,9	349,05	0,65	318,51	1,028224	271325	75,37	22,20	1672,93
8a	Brine	Buhar	149,5	422,65	0,57	2745,33	6,84165	14900	4,14	761,67	3152,47
8b	NCG	Buhar	149,5	422,65	0,57	918,49	4,855417	7550	2,10	110,76	232,29
9	Brine	Sıvı	121	394,15	0,57	507,91	1,538171	13120	3,64	63,58	231,45
10	n-Pentan	Buhar	132	405,15	1,155	647,97	1,835403	202050	56,125	122,48	6874,43
11	n-Pentan	Buhar	80,86	354,01	0,114	578,8	1,883433	202050	56,125	39,37	2209,84
12	n-Pentan	Sıvı	35,5	308,65	0,114	139,51	0,500741	202050	56,125	1,41	79,12
13	n-Pentan	Sıvı	36,82	309,97	1,155	142,63	0,502911	202050	56,125	3,90	218,89
14	n-Pentan	Sıvı	110,3	383,45	1,155	329,3	1,046395	202050	56,125	32,82	1842,23
15	n-Pentan	Buhar	110,5	383,65	0,752	614,83	1,790929	236910	65,81	102,25	6729,10
16	n-Pentan	Buhar	71,81	344,96	0,123	561,45	1,8330360	236910	65,81	36,65	2411,96
17	n-Pentan	Sıvı	37,4	310,55	0,123	144,1	0,515391	236910	65,81	1,75	115,01
18	n-Pentan	Sıvı	38,36	311,51	0,752	146,38	0,516968	236910	65,81	3,57	234,93
19	n-Pentan	Sıvı	108,3	381,45	0,752	323,77	1,032195	236910	65,81	31,42	2067,39
20	Brine	Sıvı	121,49	394,64	0,65	509,97	1,5399	13121	3,64	65,14	237,43
21	Brine	Sıvı	78,9	352,05	0,65	330,93	1,064054	555770	154,38	24,22	3738,66
Atık a	Brine	Buhar	121	394,15	0,57	2707,28	7,11841	1780	0,49	643,29	318,07
Atık b	NCG	Yoğuşuk	121	394,15	0,57	891,6	4,788647	7550	2,10	103,25	216,54

a CO₂ için, b jeotermal akışkan için

Tablo 8.3 : Donanımların ekserjetik verimleri ve ekserji kayıpları.

	Ekserji (kW)	Bileşen	Formül ΔE	Ekserji Kaybı (kW)	Kaba Güç Ekserjetik Verim	Fonksiyonel (I) Ekserjetik Ver.	Fonksiyonel (II) Ekserjetik Ver.
E ₁	16685,40	Buharlaştırıcı 1	$(E_1+E_{14})-(E_2+E_{10})$	398	0,98	0,93	-
E ₂	11255,09	Ön Isıtıcı 1	$(E_4+E_{13})-(E_5+E_{14})$	701	0,84	0,70	0,39
E ₃	8420,15	Buharlaştırıcı 2	$(E_2+E_{8a}+E_{8b}+E_{19})-(E_3+E_9+E_{Aa}+E_{Ab}+E_{15})$	792	0,95	0,85	-
E ₄	4210,08	Ön Isıtıcı 2	$(E_6+E_{18})-(E_7+E_{19})$	705	0,84	0,72	0,44
E ₅	1885,24	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 1	$(E_1+E_4+E_{13})-(E_2+E_5+E_{10})$	1100	0,95	0,86	0,40
E ₆	4210,08	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 2	$(E_2+E_6+E_{8a}+E_{8b}+E_{18})-(E_3+E_7+E_9+E_{Aa}+E_{Ab}+E_{15})$	1497	0,92	0,81	0,44
E ₇	1672,93	Soğutma Kulesi 1	$E_{11}-E_{12}$	2131	-	-	-
E _{8a}	3152,47	Soğutma Kulesi 2	$E_{16}-E_{17}$	2297	-	-	-
E _{8b}	232,29	Türbin 1	$E_{10}-E_{11}-W_t$	782	0,89	0,83	-
E ₉	231,45	Türbin 2	$E_{15}-E_{16}-W_t$	804	0,88	0,81	-
E ₁₀	6874,43	Organik Pompa 1	$W_p-E_{13}+E_{12}$	35	0,86	0,80	-
E ₁₁	2209,84	Organik Pompa 2	$W_p-E_{18}+E_{17}$	30	0,89	0,80	-
E ₁₂	79,12	Yoğuşuk Pompası	$W_p-E_{20}+E_9$	1,5	0,99	0,80	-
E ₁₃	218,89	Bölüm 1 Çevrim	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 1}}$	3707	0,81	0,48	-
E ₁₄	1842,23	Bölüm 2 Çevrim	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 2}}$	3363	0,75	0,42	-
E ₁₅	6729,10	Bölüm 1-2 Çevrim	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 1}} + \Sigma \Delta E_{\text{çevrim 2}}$	7070	0,78	0,45	-
E ₁₆	2411,96	Toplam Santral (a)	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 1}} + \Sigma \Delta E_{\text{çevrim 2}} - E_{vp} - P.\text{Kayıp}$	6548	0,77	0,42	-
E ₁₇	115,01	Toplam Santral (b)	$(E_1+E_{8a}+E_{8b})-(\Sigma E)$	6599	0,54	0,33	-
E ₁₈	234,93	(a) Santral n-pentan çevrimi, (b) Santral jeotermal akışkan çevrimi					
E ₁₉	2067,39						
E ₂₀	237,43						
E ₂₁	3738,66						
Atık a	318,07						
Atık b	216,54						

$$\Delta \dot{E}_{santral} = (\dot{E}_1 + \dot{E}_{8a} + \dot{E}_{8b}) - (\dot{E}_{21} + \dot{E}_{Aa} + \dot{E}_{Ab} + \sum \dot{E}_D) \dots\dots\dots(8.51)$$

Sistemin bütün donanımının ekserjetik verimleri ve ekserji kayıpları Tablo 8.3'te gösterilmektedir. Buradaki hesaplamalar Microsoft Excel kullanılarak Tablo halinde getirilerek yapılmıştır.

Sistemin ve donanımların ısı transferi, diğer bir deyişle ısı güçleri aşağıdaki Tablo 8.4'te verilmektedir. Yine, bu hesaplamalar da Microsoft Excel kullanılarak yapılmıştır. Kıyaslama için Santralin ve donanımın Birinci Kanun verimlilikleri de hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda Tablo 8.5'te verilmektedir. Isıl Güç hesaplaması, entalpi farkı ve kütlenin çarpımıdır.

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \dots\dots\dots(8.52)$$

Burada buharlaştırıcı ve ön ısıtıcı için jeotermal akışkanın vermiş olduğu ısı transferi hesaplanmıştır. Türbin ve pompa için denklem 3.2 ve 3.8 kullanılmıştır. Bölüm 1 ve bölüm 2 çevrimleri için denklemler aşağıda verilmektedir.

$$\eta_{Bölüm1} = \frac{\dot{W}_{net\,Bölüm1}}{\dot{Q}_{ÖI1,B1}} \dots\dots\dots(8.53)$$

$$\eta_{Bölüm2} = \frac{\dot{W}_{net\,Bölüm2}}{\dot{Q}_{ÖI2,B2}} \dots\dots\dots(8.54)$$

Santralin Birinci Kanun verimlilikleri, yine iki farklı şekilde hesaplanmaktadır. Birinci verimlilik hesaplamasında, santralin net gücünün ön ısıtıcılar ve buharlaştırıcılardaki ısı transferi (ısıl güç) oranından bulunmaktadır. İkinci verimlilik hesaplaması da yine santral gücünün sisteme giren jeotermal akışkandan taşıdığı ısının oranından hesaplanmaktadır. Aşağıda denklemleri verilmektedir.

$$\eta_{santral,a} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_1(h_1 - h_2) + \dot{m}_4(h_4 - h_5) + [\dot{m}_2(h_2 - h_3) + (\dot{m}_8 h_8) - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_A h_A] + \dot{m}_6(h_6 - h_7)} \dots\dots\dots(8.55)$$

$$\eta_{santral,b} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_1(h_1 - h_0) + \dot{m}_8(h_8 - h_0)} \dots\dots\dots(8.56)$$

Tablo 8.4 : Santralin ve donanımların ısı transferi (ısıl güçleri).

Durum No:	Kütle (kg/s)	Entalpi (kJ/kg)	Bileşen	Isıl Güç (kW)
0	-	70,75	Buharlaştırıcı 1	17743
0'	-	95,6	Ön Isıtıcı 1	10787
0''	-	801,06	Buharlaştırıcı 2	18828
1	150,74	665,96	Ön Isıtıcı 2	12017
2	150,74	548,25	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 1	28530
3	150,74	477,95	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 2	30845
4	75,37	477,95	Soğutma Kulesi 1	24655
5	75,37	334,83	Soğutma Kulesi 2	27465
6	75,37	477,95	Türbin 1	3882
7	75,37	318,51	Türbin 2	3513
8a	4,14	2745,33	Organik Pompa 1	175
8b	2,10	918,49	Organik Pompa 2	150
9	3,64	507,91	Yoğuşuk Pompası	7,5
10	56,13	647,97	Bölüm 1 Çevrim	3707
11	56,13	578,8	Bölüm 2 Çevrim	3363
12	56,13	139,51	Bölüm 1-2 Çevrim	7062
13	56,13	142,63	Toplam Santral (a)	6542
14	56,13	329,3	Toplam Santral (b)	6402
15	65,81	614,83	(a) n-pentan ekserji girişi (b) santral ekserji girişi	
16	65,81	561,45		
17	65,81	144,1		
18	65,81	146,38		
19	65,81	323,77		
20	3,64	509,97		
21	154,38	330,93		
Atık a	0,49	2707,28		
Atık b	2,10	891,6		

Denklem (3.23)'teki kullanım verimliliği santrale uygulanırsa, rezervuar koşulları: $h_{rez}= 705$ kJ/kg, $s_{rez}= 2,051$ kJ/kg K ve $m= 159,82$ kg/s'den kullanım verimliliği yaklaşık 38 % olarak bulunmaktadır[9].

Tablo 8.6'da görüldüğü üzere jeotermal akışkanın taşıdığı enerjinin sadece %7.4'ü net güç olarak kazanılmaktadır. Şekil 8.8'de enerji akış diyagramında dağılım gösterilmektedir. Tablo 8.7'de de sisteme giren ekserjiden hesaplanan güç miktarları bulunmaktadır. Şekil 8.9 'da ekserji ve enerji akış diyagramında verilmektedir.

Tablo 8.5 : Santralin ve donanımların ısıl güç ve Birinci Kanun verimlilikleri.

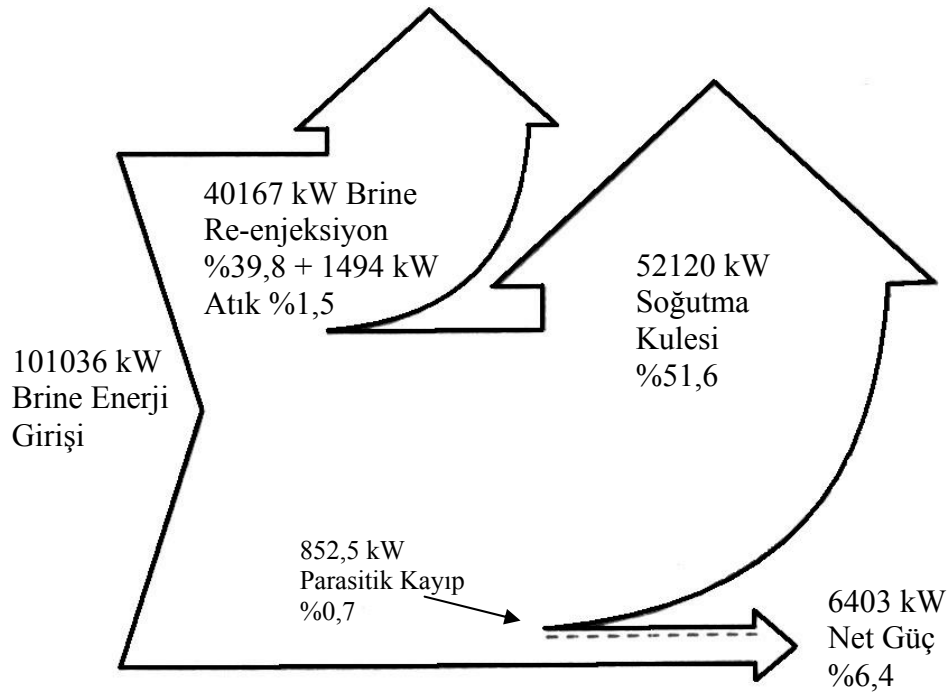
Bileşen	Birinci Kanun Verimliliği	Isıl Güç (kW)	Durum No:	Entalpi (kJ/kg)	izentropik entalpi (kJ/kg)
Buharlaştırıcı 1	-	17743	1	665,96	
Ön Isıtıcı 1	-	10787	2	548,25	
Buharlaştırıcı 2	-	18828	3	477,95	
Ön Isıtıcı 2	-	12017	4	477,95	
Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 1	-	28530	5	334,83	
Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 2	-	30845	6	477,95	
Soğutma Kulesi 1	-	24655	7	318,51	
Soğutma Kulesi 2	-	27465	8a	2745,33	
Türbin 1	80,6	3882	8b	918,49	
Türbin 2	79,2	3513	9	507,91	
Pompa 1	79,8	175	10	647,97	
Pompa 2	80,3	150	11	578,8	562,2
Yoğuşuk Pompası	80,1	7,5	12	139,51	
Bölüm 1 Çevrim	13,0	3707	13	142,63	142
Bölüm 2 Çevrim	10,9	3363	14	329,3	
Bölüm 1–2 Çevrim	11,9	7062	15	614,83	
Toplam Santral (a)	11,0	6542	16	561,45	547,47
Toplam Santral (b)	6,3	6402	17	144,1	
			18	146,38	145,93
			19	323,77	
			20	509,97	509,56
			21	330,93	
			Atık a	2707,28	
			Atık b	891,6	

Tablo 8.6 : Enerji miktarı ve sistemdeki yüzde oranı.

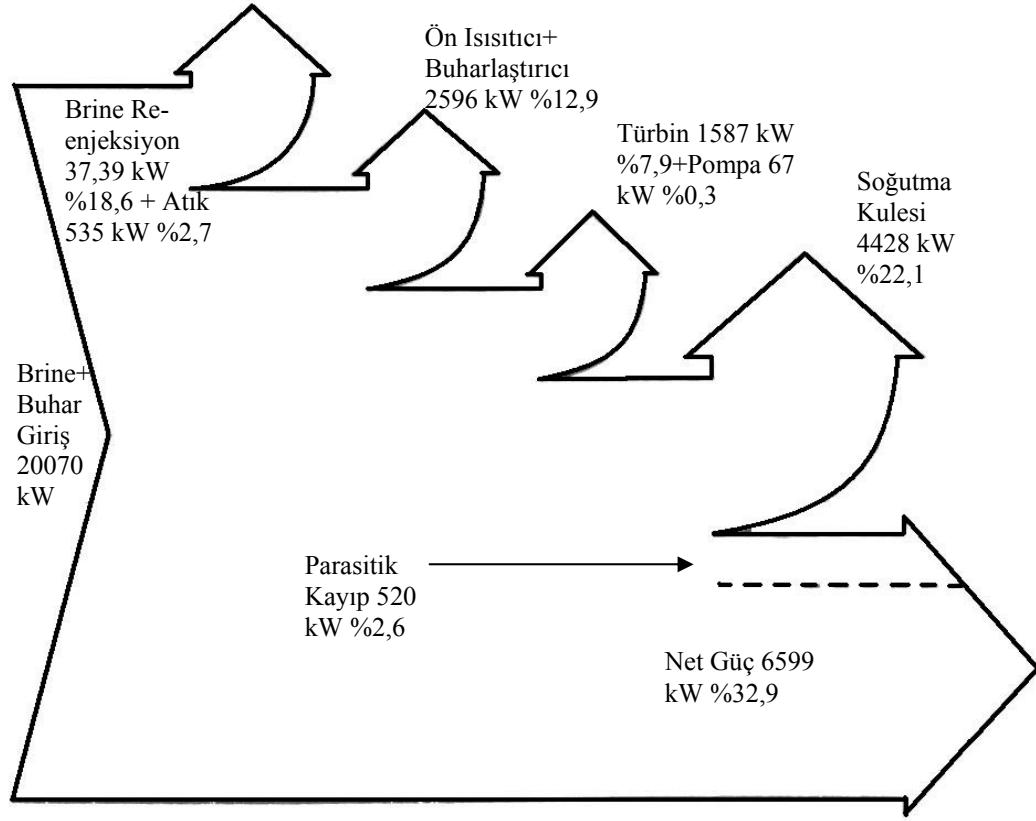
	Enerji (kW)	(%)
Brine Giriş	101036	100,0
Brine Reenjeksiyon	40167	39,8
Soğutma Kulesi 1	24655	24,4
Soğutma Kulesi 2	27465	27,2
Soğutma Kulesi Toplam	52120	51,6
Atık	1494	1,5
Parasitik Kayıp	852,5	0,7
Bürüt Güç	7255	7,2
Net Güç	6403	6,3

Tablo 8.7 : Ekserji miktarı ve sistemdeki yüzde oranı.

	Ekserji (kW)	Yüzde (%)
Brine Ekserji Girişi	16685	
Buhar Ekserji Girişi	3385	
Toplam Ekserji Girişi	20070	100
Türbin	1587	7,9
Pompa	67	0,3
Buharlaştırıcı	1190	5,9
Ön Isıtıcı	1406	7,0
Buharlaştırıcı+Ön Isıtıcı	2596	12,9
Soğutma Kulesi	4428	22,1
Brine Reenjeksiyon	3739	18,6
Atık	535	2,7
Toplam Kayıp	13471	67,1
Bürüt Güç	7119	42,7
Parasitik Kayıplar	520	2,6
Kalan Net Güç	6599	32,9



Şekil 8.8 : Giren brine enerji yüzdesine göre enerji akış diyagramı.



Şekil 8.9 : Giren brine ekserji yüzdesine göre ekserji akış diyagramı.

8.2. B.O.P. Ekserji Analizi

Aydın Salavatlı jeotermal santralinin B.O.P. donanımları olarak üretim kuyuları başlarında iki adet ayrıştırıcı “separatör” bulunmaktadır. Her bir ayrıştırıcıdan gelen jeotermal su için, AS-1 kuyusunda 30 kW, ASR-2 kuyusunda 37,5 kW gücünde sıcak su pompaları bulunmakta ve üretim kuyularından gelen jeotermal su bu donanımlarda O.E.C. çalışma koşullarına hazırlanmaktadır.

Tablo 8.9’da bu donanımlar için giriş ve çıkış koşullarında özgül ekserji ve ekserji miktarları verilmektedir. Buradaki değerlerden hareketle, daha önce bahsedilen ayrıştırıcı ve pompa denklemleri aşağıdaki denklemlere uyarlanarak donanımın ekserji kayıpları ve kaba güç ve fonksiyonel verimlilikleri hesaplanmaktadır.

$$\varepsilon_{KG Sep} = \frac{\dot{E}_{\xi} + \dot{E}_{\xi(a)} + \dot{E}_{\xi(b)}}{\dot{E}_g} \dots\dots\dots (8.57)$$

$$\varepsilon_{Fonk\ Sep} = \frac{\dot{E}_{\varphi(a)} + \dot{E}_{\varphi(b)}}{\dot{E}_g} \dots\dots\dots(8.58)$$

$$\Delta\dot{E}_{Sep} = \dot{E}_g - \dot{E}_{\varphi} \dots\dots\dots(8.59)$$

$$\varepsilon_{KGp} = \frac{\sum \dot{E}_{\varphi}}{\sum \dot{E}_g} = \frac{\dot{E}_{\varphi}}{\dot{E}_g + \dot{W}_p} \dots\dots\dots(8.60)$$

$$\varepsilon_{Fonkp} = \frac{\dot{E}_{\varphi} - \dot{E}_g}{\dot{W}_p} \dots\dots\dots(8.61)$$

Bu hesaplamaların sonuçları Tablo 8.8’de verilmektedir. Buradaki sonuçlarda jeotermal akışkanın üretilen enerjisinin yaklaşık 1 MW’lık kısmının daha B.O.P donanımında kaybolduğu görülmektedir.

Tablo 8.8 : B.O.P. donanımlarının ekserjetik verimleri ve ekserji kayıpları.

	Durum	Ekserji	Bileşen	Ekserji Kaybı (kW)	Kaba Güç Ekserjetik Verim	Fonksiyonel Ekserjetik Verim
AS-1 Kuyusu Ayırıştırıcı	Giriş	8949,47	Ayırıştırıcı 1	261,10	0,97	0,19
	Çıkış (a)	1487,43	Ayırıştırıcı 2	649,28	0,94	0,18
	Çıkış (b)	210,53	Pompa 1	6,16	0,999	0,79
	Çıkış	6990,40	Pompa 2	7,51	0,999	0,80
ASR-2 Kuyusu Ayırıştırıcı	Giriş	11202,26	Enjeksiyon Pompaları	73,15	0,98	0,80
	Çıkış (a)	1708,72	ΣE	997,21		
	Çıkış (b)	266,56				
	Çıkış	8577,69				
Sıcak Su Pompası 1	Giriş	7001,42				
	Çıkış	7025,26				
Sıcak Su Pompası 2	Giriş	8588,89				
	Çıkış	8618,88				
Enjeksiyon Pompaları	Giriş	3760,28				
	Çıkış	4057,13				

(a) jeotermal akışkan, (b) CO₂

Tablo 8.9 : B.O.P. donanımının her durumu için özgül ekserji ve ekserji miktarları.

	Durum	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Sıcaklık (K)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)	Kütle (kg/h)	Kütle (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji (kW)
Ölü Hal	0	Brine	Ölü hal	17,1	290,25	-	70,75	0,25109	-	-	0,00	-
	0'	CO ₂	Ölü Hal	17,1	290,25	-	801,06	4,832445	-	-	0,00	-
AS-1 Kuyusu Ayrıştırıcı	Giriş	Brine	Sıvı	167,88	441,03	7,46	717	2,021012	243100	67,53	132,53	8949,47
	Çıkış (a)	Brine	Buhar	156	429,15	0,67	2753,6	6,784063	6807	1,89	786,65	1487,43
	Çıkış (b)	CO ₂	Buhar	156	429,15	0,67	1213,74	5,359088	2917	0,81	259,82	210,53
	Çıkış	Brine	Sıvı	156	429,15	0,67	657,56	1,901315	233376	64,83	107,83	6990,40
ASR-2 Kuyusu Ayrıştırıcı	Giriş	Brine	Sıvı	162,77	435,92	8	695	1,970323	322000	89,44	125,24	11202,26
	Çıkış (a)	Brine	Buhar	150	423,15	0,58	2746,5	6,83715	8050	2,24	764,15	1708,72
	Çıkış (b)	CO ₂	Buhar	150	423,15	0,58	1207,1	5,37573	3864	1,07	248,35	266,56
	Çıkış	Brine	Sıvı	150	423,15	0,58	631,68	1,840567	310086	86,14	99,58	8577,69
Sıcak Su Pompası 1	Giriş	Brine	Sıvı	156	429,15	0,67	657,73	1,901315	233376	64,83	108,00	7001,42
	Çıkış	Brine	Sıvı	156,09	429,24	0,8	658,115	1,901374	233376	64,83	108,37	7025,26
Sıcak Su Pompası 2	Giriş	Brine	Sıvı	150	423,15	0,58	631,81	1,840567	310086	86,14	99,71	8588,89
	Çıkış	Brine	Sıvı	150,12	423,27	0,8	632,31	1,84109	310086	86,14	100,06	8618,88
Enjeksiyon Pompası	Giriş	Brine	Sıvı	78,9	352,05	0,65	331,07	1,064054	555770	154,38	24,36	3760,28
	Çıkış	Brine	Sıvı	79,47	352,62	2	333,47	1,065698	555770	154,38	26,28	4057,13

(a) jeotermal akışkan, (b) CO₂

8.3. Buhar Hattı Olmaması Durumunda Ekserji Analizi ve Ekonomisi

Burada B.O.P.'de ayrıştırıcıdan ayrılan buharın kullanılmaması durumundaki güç üretimine ve bunun maliyet üzerindeki etkilerine bakılmaktadır. Santraldeki güç üretimine buhar hattının katkısının ekserji hesaplaması yapılarak, planlanan santral ömrü boyunca güç üretimindeki kaybın bugünkü değer ile maliyeti hesaplanmaktadır. Bu çalışma ile ilgili bütün şekiller ve hesaplama tabloları Ek A'da verilmektedir.

Hesaplama izlenen adımlar Şekil 8.1'deki adımlarla aynı olmaktadır. Ancak, bölüm 2'deki buharlaştırıcıya giren ve çıkan buhar hattı değerleri sıfır alınmaktadır. Bundan dolayı bölüm 2'deki organik akışkanı doymuş buhar haline getirmek için sağlanacak ısı transferi azalmaktadır. Jeotermal akışkanın taşımış olduğu ısı güç belirlenerek, organik akışkan n-pentanin doymuş buhar haline gelmesi için gerekli olan organik akışkan kütlesi hesaplanmaktadır. Bu hesaplama sonucunda bölüm 2'deki organik akışkan n-pentan kütlesi 48,22 kg/s olarak bulunmaktadır. Böylelikle organik akışkan ön ısıtıcı çıkışında sıvı-gaz fazında olmakta ve buharlaştırıcı çıkışında da doymuş buhar haline gelmektedir. Tablo 8.10'da ekserji hesaplaması sonucunda santral üretimi gösterilmektedir.

Tablo 8.10 : Buhar hattının olmaması durumunda ekserji miktarı ve sistemdeki yüzdesi.

	Ekserji (kW)	Yüzde (%)
Brine Ekserji Girişi	16685	
Buhar Ekserji Girişi	0	
Toplam Ekserji Girişi	16685	100
Türbin	1372	8,2
Pompa	57	0,3
Buharlaştırıcı	764	4,6
Ön Isıtıcı	949	5,7
Buharlaştırıcı+Ön Isıtıcı	1713	10,3
Soğutma Kulesi	3814	22,9
Brine Reenjeksiyon	3650	21,9
Atık	0	0,0
Toplam Kayıp	11127	66,7
Bürüt Güç	6079	36,4
Parasitik Kayıplar	520	3,1
Kalan Net Güç	5559	33,3

Tablo 8.11 : Buhar hattının olmaması durumunda santralin güç kaybı ve ekonomisi.

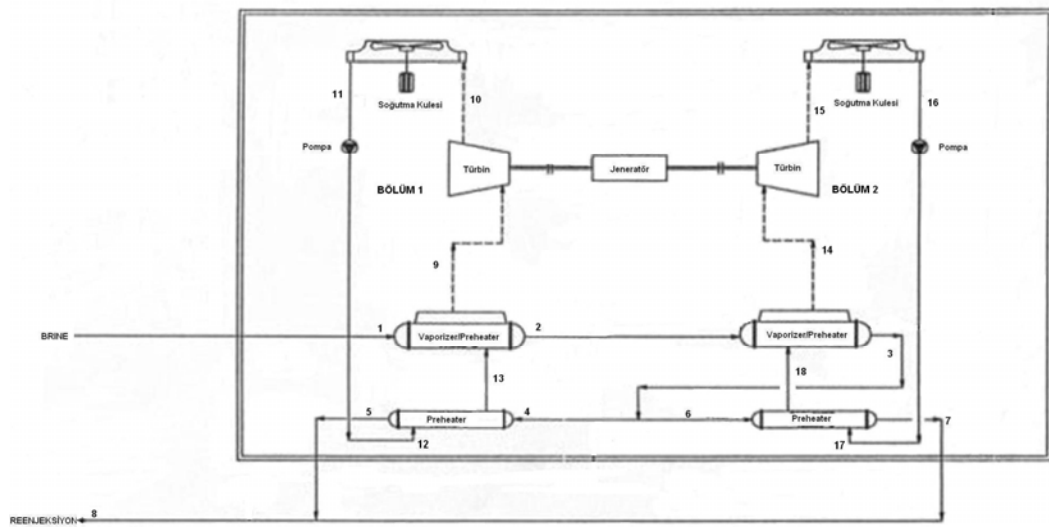
Santral Güç	6599	kW	
Buhar hatsız Güç	5559	kW	
Kayıp Güç	1040	kW	
1 kW	7	cent	
Kayıp	7280	cent	72,8 \$
Yıllık çalışma saati	8000	saat	
Yıllık Kayıp	58.240.000	cent	582400 \$
Iskonto	0,07		
Toplam yıl	20		
Maliyet	145,17	\$/metre	
Uzunluk	925	metre	
Maliyet	134282,25	\$	
Bugünkü değer	\$6.019.450,67		
Toplam kayıp	\$6.601.850,67		
Toplam zarar	\$6.467.568,42		

Buhar hattının çalışmaması durumunda 1040 kW'lık bir kayıp söz konusu olmaktadır. Santral ömrü 20 yıl olarak belirlenmekte ve yılda 8000 saat çalışması öngörülmektedir. Elektrik satış fiyatını 7 cent ve yıllık ıskonto oranı %7 olarak alındığında, santralin 20 yılda \$6.601.851 kaybı olmaktadır. Buna karşılık yapılan buhar hattı maliyeti, 925 m uzunluğunda boru hattı ve işçilik de 145,17\$/metre olduğundan \$134282 yatırım maliyeti olmaktadır. Sonuç olarak, buhar hattı kullanılsaydı 6,4 milyon dolarlık bir zarar meydana geleceği görülmektedir. Bu hesaplamalar Tablo 8.11'de verilmektedir.

8.4. Santralde Kuyu Dibi Pompa Kullanılması Durumunda Ekserji Analizi ve Ekonomisi

Santralin kurulum öncesi planlamasında, kuyulardan gelen jeotermal akışkanın kuyu dibi pompaları ile yüksek basınçta O.E.C.'ye verilmesi veya yüzey donanımı B.O.P. donanımları kullanılarak sıvı ve buhar fazında santrale verilmesi seçenekleri bulunmaktaydı. Bu seçeneklerden ikincisi tercih edilip B.O.P. donanımları kullanılarak O.E.C.'ye jeotermal akışkanın sıvı ve buhar fazında girmesi tercih edilmiştir. Bu bölümde santralin var olan O.E.C. donanımında yapılacak ufak değişikliklerle, birinci seçeneğin diğer bir değişle kuyu dibi pompa seçeneğinin

Santralin ekserji hesaplamasında akışkanların akış yolları Şekil 8.10’da verilmektedir. Burada jeotermal akışkanın santrale giriş noktası yani durum 1 giriş değerleri 165 °C ve 3 MPa basınçta (30 bar) girdiği varsayılmaktadır. Bu koşullardaki santralde bulunan ısı değiştiricilerinin gerekli ısıl güçleri bulunarak Excel programında deneme yolu ile hesaplanmakta ve Tablo 8.14’te gösterilmektedir.



Şekil 8.10 : Akışkanların santral içinde akış şeması.

Tablo 8.14'te izlenen adımlar ile donanımların gerekli ekserji hesaplamaları daha önce verilen denklemler doğrultusunda yapılmakta ve Excel Programında hesaplanıp tablo haline getirilmekte ve Tablo 8.15'de verilmektedir.

Burada bölüm 1'deki buharlaştırıcıya 165°C ve 157 kg/s kütleyle giren jeotermal akışkan buradan aynı kütle ve sıcaklığı 138°C ile ayrılmakta ve bölüm 2'deki buharlaştırıcıya girmektedir. Daha sonra bölüm 2'deki buharlaştırıcıdan 109°C ile ayrılan brine eşit miktarda ikiye ayrılarak yine aynı sıcaklıkta ve $78,5\text{ kg/s}$ olarak bölüm 1-2'deki ön ısıtıcılara girmektedir. Ön ısıtıcılardan sırası ile 76°C ve 72°C ile ayrılmaktadır.

Bölüm 1’de 58,1 kg/s kütle ile n-pentan çevrim içinde döndürülmektedir. Organik akışkan 36,82 °C sıcaklıkta ön ısıtıcıya girmekte ve buradan 110,3 °C sıcaklıkla ayrılmaktadır. Daha sonra bu sıcaklıkla buharlaştırıcıya girerek buharlaşma sıcaklığı

olan 132 °C'ye kadar ısıtılmaktadır. Akışkan 1,155 MPa basınç ve 132 °C sıcaklıkla türbine girerken, 0,114 MPa basınç ve 80,86 °C sıcaklıkla çıkmaktadır. Her biri 15 fanlı soğutma kulelerinde 260 kW parasitik kayıpla soğutularak sıcaklığı 35,5 °C'ye düşürülmektedir. Soğutma kulelerinin dış ortam sıcaklığı ortalama 17,1 °C olarak alınmaktadır.

Bölüm 2'deki çevrimde organik akışkan olan normal pentan daha düşük basınçlı kapalı bir sistem içinde döndürülmektedir. Normal pentan 38,36 °C sıcaklıkla girmekte buradan 108,3 °C sıcaklıkla çıkararak buharlaştırıcıya girmektedir. 108,3 °C sıcaklıkla buharlaştırıcıya giren n-pentan buharlaşma sıcaklığı olan 110,5 °C sıcaklığa kadar ısıtılmaktadır. Daha sonra türbine giren akışkan 0,123 MPa basınca ve 67,95 °C sıcaklığa düşmektedir. 15 fanlı soğutma kulelerinde 260 kW parasitik kayıpla soğutularak 37,4 °C sıcaklığa düşmektedir.

Tablo 8.12 : Ekserji miktarı ve sistemdeki yüzdesi.

	Ekserji (kW)	Yüzde (%)
Brine Ekserji Girişi	19017	100
Türbin	1623	8,5
Pompa	67	0,4
Buharlaştırıcı	1139	6,0
Ön Isıtıcı	1183	6,2
Buharlaştırıcı+Ön Isıtıcı	2323	12,2
Soğutma Kulesi	4527	23,8
Brine Reenjeksiyon	3239	17,0
Toplam Kayıp	11778	61,9
Parasitik Kayıplar	520	2,7
Kalan Net Güç	6719	35,3

Tablo 8.13 : Enerji miktarı ve sistemdeki yüzdesi.

	Enerji (kW)	(%)
Brine Giriş	98357	100,0
Brine Reenjeksiyon	37515	38,1
Soğutma Kulesi 1	25523	25,9
Soğutma Kulesi 2	27754	28,2
Soğutma Kulesi Toplam	53277	54,2
Parasitik Kayıp	853	0,9
Net	6713	6,8

Tablo 8.14 : Santralin her durumu için özgül ekserji ve ekserji miktarları.

Durum No:	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Sıcaklık (K)	Basınc (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)	Kütle (kg/h)	Kütle (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji (kW)
0	Brine	Ölü Hal	17,1	290,25	-	70,75	0,25109	-	-	0,00	-
0'	n-Pentan	Ölü Hal	17,1	290,25	-	95,6	0,354315	-	-	0,00	-
1	Brine	Sıvı	165	438,15	3	697,34	1,9925	565100	157,0	121,15	19016,52
2	Brine	Sıvı	138	411,15	2,95	580,54	1,7183	565100	157,0	83,93	13175,04
3	Brine	Sıvı	109	382,15	2,9	457,06	1,4074	565100	157,0	50,69	7957,08
4	Brine	Sıvı	109	382,15	2,9	457,06	1,4074	282550	78,5	50,69	3978,54
5	Brine	Sıvı	76	349,15	2,85	318,13	1,0275	282550	78,5	22,03	1728,81
6	Brine	Sıvı	109	382,15	2,9	457,06	1,4074	282550	78,5	50,69	3978,54
7	Brine	Sıvı	72	345,15	2,85	301,36	0,9792	282550	78,5	19,28	1512,90
8	Brine	Buhar	74	347,15	2,85	309,74	1,0034	565100	157,0	20,63	3238,65
9	n-Pentan	Buhar	132	405,15	1,155	647,97	1,835403	209160	58,1	122,48	7116,33
10	n-Pentan	Buhar	80,86	354,01	0,114	578,8	1,883433	209160	58,1	39,37	2287,60
11	n-Pentan	Sıvı	35,5	308,65	0,114	139,51	0,500741	209160	58,1	1,41	81,91
12	n-Pentan	Sıvı	36,82	309,97	1,155	142,63	0,502911	209160	58,1	3,90	226,59
13	n-Pentan	Sıvı	110,3	383,45	1,155	329,3	1,046395	209160	58,1	32,82	1907,06
14	n-Pentan	Buhar	110,5	383,65	0,752	614,83	1,790929	239400	66,5	102,25	6799,82
15	n-Pentan	Buhar	71,81	344,96	0,123	561,45	1,8330360	239400	66,5	36,65	2437,31
16	n-Pentan	Sıvı	37,4	310,55	0,123	144,1	0,515391	239400	66,5	1,75	116,22
17	n-Pentan	Sıvı	38,36	311,51	0,752	146,38	0,516968	239400	66,5	3,57	237,40
18	n-Pentan	Sıvı	108,3	381,45	0,752	323,77	1,032195	239400	66,5	31,42	2089,12

Tablo 8.15 : Donanımların ekserjetik verimleri ve ekserji kayıpları.

	Ekserji (kW)	Bileşen	Formül ΔE	Ekserji Kaybı (kW)	Kaba Güç Ekserjetik Verim	Fonksiyonel (I) Ekserjetik Verim	Fonksiyonel (II) Ekserjetik Verim
E ₁	19016,52	Buharlaştırıcı 1	$(E_1+E_{13})-(E_2+E_9)$	632	0,97	0,89	-
E ₂	13175,04	Ön Isıtıcı 1	$(E_4+E_{12})-(E_5+E_{13})$	569	0,86	0,75	0,42
E ₃	7957,08	Buharlaştırıcı 2	$(E_2+E_{18})-(E_3+E_{14})$	507	0,97	0,90	-
E ₄	3978,54	Ön Isıtıcı 2	$(E_6+E_{17})-(E_7+E_{18})$	614	0,85	0,75	0,47
E ₅	1728,81	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 1	$(E_1+E_4+E_{13})-(E_2+E_5+E_{10})$	1201	0,95	0,85	0,36
E ₆	3978,54	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 2	$(E_2+E_6+E_{17})-(E_3+E_7+E_{14})$	1121	0,94	0,85	0,50
E ₇	1512,90	Soğutma Kulesi 1	$E_{10}-E_{11}$	2206	-	-	-
E ₈	3238,65	Soğutma Kulesi 2	$E_{15}-E_{16}$	2321	-	-	-
E ₉	7116,33	Türbin 1	$E_9-E_{10}-W_t$	810	0,89	0,83	-
E ₁₀	2287,60	Türbin 2	$E_{14}-E_{15}-W_t$	813	0,88	0,81	-
E ₁₁	81,91	Organik Pompa 1	$W_p-E_{12}+E_{11}$	37	0,86	0,80	-
E ₁₂	226,59	Organik Pompa 2	$W_p-E_{17}+E_{16}$	30	0,89	0,80	-
E ₁₃	1907,06	Bölüm 1 Çevrim	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 1}}$	3838	0,82	0,47	-
E ₁₄	6799,82	Bölüm 2 Çevrim	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 2}}$	3398	0,75	0,44	-
E ₁₅	2437,31	Bölüm 1–2 Çevrim	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 1}} + \Sigma \Delta E_{\text{çevrim 2}}$	7236	0,79	0,46	-
E ₁₆	116,22	Toplam Santral (a)	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 1}} + \Sigma \Delta E_{\text{çevrim 2}}$	6716	0,77	0,43	-
E ₁₇	237,40	Toplam Santral (b)	$E_1-(\Sigma E)$	6719	0,52	0,35	-
E ₁₈	2089,12	(a) Santral n-pentan çevrimi, (b) Santral jeotermal akışkan çevrimi					

Kuyu dibi pompa ile üretim yapıldığı takdirde santraldeki ısı transferi için n-pentan kütlelerine bir miktar artış sağlanmakta ve bunun sonucunda da santralde güç üretiminde artış göstermektedir. İlk santralde bölüm 1n-pentan kütlesi için 56,125 kg/s iken bu santral tasarımı için 58,1 kg/s uygun bulunmakta aynı şekilde bölüm 2 için ise 65.81 kg/s iken 66,5 kg/s uygun bulunmaktadır.

Kuyu dibi pompa ile santralde güç üretiminde, ilk santrale göre 120 kW'lık bir artış söz konusu olmaktadır. Santral ömrü yine 20 yıl olarak belirlenmekte ve yılda 8000 saat çalışması öngörülmektedir. Elektrik satış fiyatını 7 cent ve yıllık ıskonto %7 olarak alındığında, santralin 20 yılda \$761752 kazanç sağlamaktadır. Buna karşılık yapılan iki adet kuyu dibi pompa yatırım maliyeti \$300000 ve 20 yıllık işletme maliyeti de bugünkü değer ile \$2050211 olmaktadır. Fakat, ilk santralin ekstra donanım (B.O.P.) maliyeti ise \$3218003 olmaktadır. Buradaki toplam yatırım maliyet karı \$867792 olup buna enerji üretimdeki kazançta eklendiğinde toplam kar \$1629544 olmaktadır. Ayrıntılar Tablo 8.16 ve Tablo 8.17'de verilmektedir.

Tablo 8.16 : Donanımların yatırım ve işletme maliyetleri.

Kuyu	m (kg/saat)	P (kPa)	Güç (hp)	Güç (kW)	İşletme Maliyeti (\$/yıl)	BD (\$) (20 yıllık)	Yatırım (\$)
AS-1	243100	2500	226	169	\$94.475	-\$881.979	-\$150.000
ASR-2	322000	2500	300	223	\$125.137	-\$1.168.232	-\$150.000
Σ					-\$219.612	-\$2.050.211	-\$300.000
2 adet separatör							-\$10.500
2 adet akümülatör							-\$42.000
6 adet kontrol vanası							-\$64.000
8" 925 metre buhar hattı							-\$134.282
3 adet enjeksiyon pompası (2 adet kullanım)				370	-\$207.200	-\$2.141.535	-\$130.000
4 adet brine (sıcak su pompası) (2 adet kullanım)				67,5	-\$37.800	-\$390.686	-\$60.000
Σ					-\$245.000	-\$2.532.221	-\$440.782

Tablo 8.17 : Toplam maliyet hesaplaması.

enerji farkı (kW)	6719-6599	120
yıllık maliyet		\$67.200
20 yıllık		\$761.752
Toplam maliyet santral		-\$3.218.003
Toplam maliyet santral (kuyu dibi)		-\$2.350.211
Toplam		\$867.792
Toplam Kar		\$1.629.544

9. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Daha önce yapılan benzer bir santral olan Amerika Birleşik Devletleri'nde Nevada Eyaletinde bulunan Nisan 1989 yılında maksimum kapasite ile çalışan 12,4 MW'lık jeotermal santralin (Kaynak No[1]) değerleri ve Salavatlı jeotermal santralının değerleri aşağıdaki Tablo 9.1'de verilmektedir.

Tablo 9.1 : İki Binary jeotermal santralin kıyaslaması.

Değerler	Nevada Jeotermal Santrali	Salavatlı Jeotermal Santrali
Organik Akışkan	İzopentan	n-pentan
Jeotermal akışkan Kütlesi (kg/s)	339	155
Rezervuar Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	163	165
Ölü Hal Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	12,8	17,1
Jeotermal Akışkanın Giriş Ekserjisi (kW)	42.511	20.070
Ekserjetik Verim (%)	29,1	32,9
Jeotermal Akışkanın Giriş Enerjisi (kW)	214.970	101.036
Birinci Kanun Verimliliği (%)	5,8	6,4
Net Güç (MW)	12,4	6,5

Tablo 9.1'den de anlaşılabacağı gibi gelişen teknoloji ile jeotermal santrallerin verimliliklerinin giderek arttığı gözlemlenmektedir. Nevada'da bulunan santralin Salavatlı jeotermal sahasına göre, jeotermal akışkanının fazla olması, ölü hal sıcaklığının düşük olması, çalışma sıcaklığının yüksek olması, dolayısıyla enerji ve ekserji girişlerinin fazla olmasına rağmen santral üretiminin miktar ve verim kıyaslaması sonucu Salavatlı jeotermal santralının daha etkin çalıştığı görülmektedir.

Bu çalışmada yapılan araştırmalar sonucunda binary teknolojisi konusunda bilgi birikimi elde edilmiştir. Binary Çevrim santralleri ve donanımları tanıtılmış ve Termodinamiğin Birinci ve İkinci yasalarına göre enerji ve ekserji hesaplama denklemleri verilmiştir. Aydın Salavatlı binary çevrimi jeotermal Santrali tanıtılmış, santralin akış özellikleri ve donanımları hakkında bilgi verilmiştir. Ekserji analizinin amacı güç santralini tanımlamak ve ekserji kayıplarını hesaplamaktır. Böylece kayıpların nerelerde yoğunlaştığı saptanarak performans artırımı yapılabilmektedir.

Aydın Salavatlı Jeotermal Santrale giren sıcak jeotermal akışkan ve organik akışkanın çevrim içi donanımlarındaki ekserji hesaplanması sonucunda santralin net gücü yaklaşık 6,6 MW olarak bulunmuştur. Fakat, sıcak akışkanın B.O.P elemanlarında yaklaşık 1 MW'lık bir ekserji kaybı söz konusu olmaktadır. Yine santrale giren sıcak jeotermal akışkan, reenjeksiyona giden akışkan ve donanımdaki enerji kayıplarının da hesaplaması yapılmıştır. Bunun sonucunda santralin net gücü yaklaşık 6,4 MW olarak bulunmuştur. Santralin ekserji hesaplaması sonucunda, Şekil 8.9 ve Tablo 8.7'de görüleceği üzere santrale giren ekserji miktarının %67,1'i santralde kaybolmakta geriye kalan %32,9'luk kısım enerjiye dönüşmektedir. Parasitik güç olarak santralde ekserji miktarının %2,6'da kullanılmaktadır. Santralin ekserjetik verimliliği de n-pentan Rankine çevrimine ekserji girişinden (ön ısıtıcı ve buharlaştırıcılardaki jeotermal akışkanın ekserji kaybı) %42 olarak, santrale ekserji girişinden de (buharlaştırıcılara giren sıvı ve buhar halindeki jeotermal akışkanın ekserjisinden) %33 olarak bulunmuştur.

Düşük sıcaklıklı jeotermal kaynakların kullanımında Birinci Kanun verimliliği düşük olmaktadır. Santralin Birinci Kanun verimliliklerine bakıldığında, n-pentan Rankine çevrimine dayanarak %11 olarak, santrale giren enerji miktarına dayanarak %6,3 olarak bulunmuştur. Bunun sonucunda yaklaşık %89'luk enerji miktarı atık ısı olarak kaybolmaktadır. Jeotermal akışkanın enerjisinin %39,8'i re-enjeksiyon safhasında, %51,6'sı da soğutma safhasında ve %1,5 buharlaştırıcı 2'den atılan gazlarla kaybolmaktadır.

Ekserji kayıplarının nedenleri, santralin içindeki buharlaştırıcı – ön ısıtıcı kayıpları, türbin pompa kayıpları jeotermal akışkanın re-enjeksiyonu ve atık ve n- pentan ekserjisinin soğutma kulesindeki kayıpları içermektedir. Bu kayıplar sırasıyla, %12,9, %8,2, %21,3 ve %22,1 olarak hesaplanmıştır. Bölüm 1 ve bölüm 2 ön ısıtıcı ve buharlaştırıcıların ekserjetik verimleri sırasıyla %86 ve %81 olarak bulunmuştur.

Buharlaştırıcının ekserjetik verimliliği ön ısıtıcılarıkinden büyüktür, çünkü ön ısıtıcıya göre jeotermal akışkan ile n-pentan arasındaki ortalama sıcaklık farkı buharlaştırıcıda daha küçüktür. İki türbinin de ekserjetik verimlilikleri yaklaşık %80 civarında bulunmuştur. Binary çevrim santrallerinde hava soğutmalı sistem kullanıldığından güç çıkışı dış ortamın sıcaklığına bağlıdır. Bunun sonucu olarak yılın her gününün hava sıcaklığına göre güç çıkışı değişmektedir. Son olarak santral analizinden gördüğümüz kadarı ile en fazla güç kaybının olduğu donanım soğutma kuleleridir.

Ayrıca, buhar hattının çalışmaması durumundaki kayıp yaklaşık 1 MW olarak bulunmaktadır. Bunun sonucunda santralin 20 yıllık öngörülen ömrü boyunca 6,5 milyon dolarlık bir zararı söz konusu olmakta buhar borusu hattı maliyetine bakılıp kıyaslandığında santrale buhar hattının konulması, başka bir deyişle buharın göz ardı edilmemesi iyi bir kazanım olmaktadır.

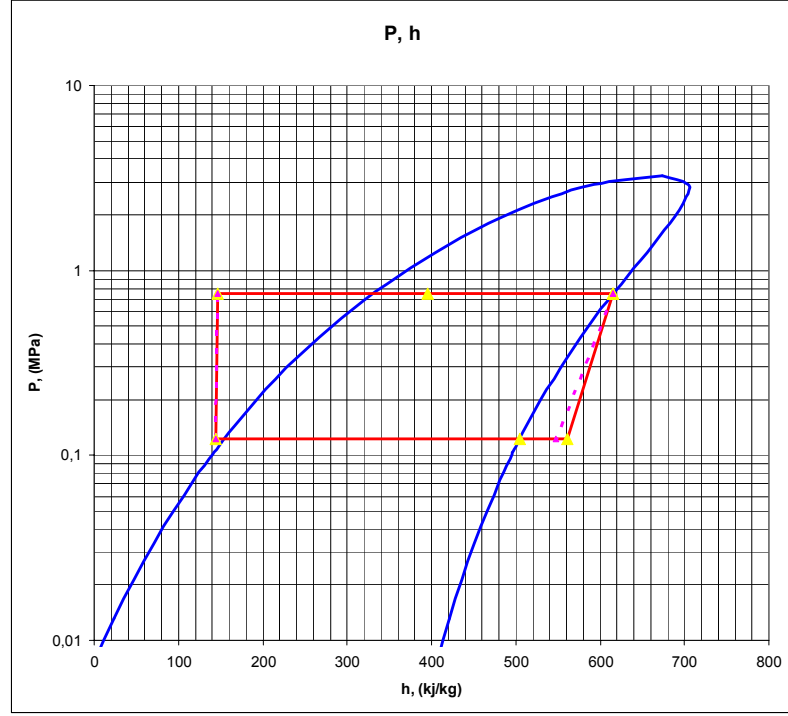
Santralin kurulumunda önce düşünülen seçeneklerden biri olan yüksek basınçlı kuyu dibi pompa konulması tercihi yapılan hesaplamalarda daha uygun gözükmektedir. Yapılan hesaplama sonunda var olan santral için yüksek basınçta jeotermal su verilmesi sonucu 120 kW'lık enerji artışı saptanmaktadır. Gerekli donanımın var olan santraldeki donanıma göre yatırım ve işletme maliyetindeki azalma nedeni ile elde edilecek tasarrufa 20 yıl boyunca 120 kW'lık enerji artışının sağladığı kazançta eklendiğinde 1,6 milyon dolarlık bir kazanç elde edilmektedir.

KAYNAKLAR

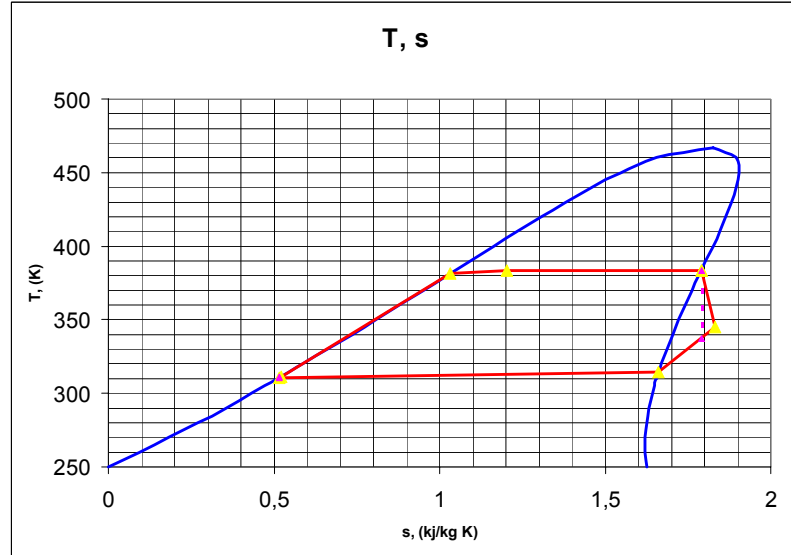
- [1] **Kanoğlu, M.**, 2002. Exergy analysis of a dual-level binary jeothermal power plant, *Geothermics*, 31, 709-724.
- [2] **DiPippo, R.**, 1999. Small geothermal power plants: Desing, performance and economics, *GHC Bulletin*.
- [3] **DiPippo, R.**, 2004. Second Law assessment of binary plants generating power form low-temperature geothermal fluids, *Geothermics*, 33, 565-586.
- [4] **DiPippo, R.**, 2005. Geothermal power plants: Applications and case studies, Elsevier.
- [5] **Serpen, U.**, 2000. Jeothermal Enerji, Petrol Mühendisleri Odası Yayını, Ankara.
- [6] **Ünal, Y. ve Serpen, U.**, 2004 Jeothermal kaynakları ekserji ile sınıflandırılması ve Türkiye'deki Sahaların Konumu, *Termodinamik*, Ocak, s. 99-102.
- [7] **Çomaklı, K., Karşlı, S., çomaklı, Ö. ve Yılmaz M.**, 2004. Termal sitemlerin ekserjetik analizi, *Termodinamik*, Ocak, 94-98.
- [8] **Alcober, E.H. and Eva, J.V.R.**, Utilazition efficiencies analyses based on exergy of the different power systems in Leyte geothermal production field in Philippines, *PNOC Energy Development Corparation Report*, 17-24.
- [9] **DiPippo, R. Marcille, D.F.**, 1984. Exergy analysis of geothermal power plants, *Geothermal Resource Council Transactions*, 8,s. 47-52.
- [10] **DiPippo, R.**, 1994. Second Law analysis of flash-binary and multilevel binary geothermal power plants. *Geothermal Resource Council Transactions*, 18, 505–510.
- [11] **Lee, K.C.**, 2000. Classification of geothermal resources by exergy, *Geothermics*, 30,431-442.
- [12] **Serpen, U. and Türkmen N.**, 2005. Technical and economical evaluation of Kızıldere Geothermal power plant proceedings. WGC 2005, Antalya/Turkey, 24-29 April.

- [13] **Elovic, A.**, 1994. Advanced in Binary Organic Rankine Cycle Technology. *Geothermal Resource Council Transactions*, 18, 511-514.
- [14] **Brook, C.A., Mariner, R.H., Mabey, D.R., Swanson, J.R., Guffanti M. and Muffler L.J.P.**, 1978. Hydrothermal Convection Systems with Reservoir Temperatures $\geq 90^{\circ}\text{C}$. *USGS Circular, Assessment of Geothermal Resources*, US.
- [15] **EGE Mühendislik**, ORMAT Technical Data Report, 2005.
- [16] **Serpen, U., Yamanlar, Ş. and Karamanderesi, İ.,H.**, 2000. Estimation of Geothermal Potential of Büyük Menderes Region in Turkey. WGC 2000, Kyushu-Tohoku, Japan, May 28-June 10 2000.
- [17] **Reynolds, C.W.**, 1979. Thermodynamic Properties in SI: Graphs, Tables and Computational Equations for 40 Substances, Dept. of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford CA.
- [18] **Öztürk, A., Kılıç, A. ve Yavuz, H.**, 2001. Termodinamik ve Isı Geçiş Tabloları, Çağlayan Kitapevi, İstanbul.

**EK A. BUHAR HATTI OLMAMASI DURUMUNDA EKSERJİ ANALİZİ
VE EKONOMİSİ**



Şekil A.1 : Bölüm 2 basınç entalpi diyagramı.



Şekil A.2 : Bölüm 2 sıcaklık entropi diyagramı.

Tablo A.1 : Santralin her durumu için özgül ekserji ve ekserji miktarları.

Durum No:	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Sıcaklık (K)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)	Kütle (kg/h)	Kütle (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji (kW)
0	Brine	Ölü Hal	17,1	290,25	-	70,75	0,25109	-	-	0,00	-
0'	n-Pentan	Ölü Hal	17,1	290,25	-	95,6	0,354315	-	-	0,00	-
0"	CO ₂	Ölü Hal	0	0	0	0	0	-	-	0,00	-
1	Brine	Sıvı	157,9	431,05	0,8	665,96	1,9204	542650	150,74	110,69	16685,40
2	Brine	Sıvı	130,5	403,65	0,75	548,25	1,638971	542650	150,74	74,67	11255,09
3	Brine	Sıvı	113,9	387,05	0,7	477,95	1,461563	542650	150,74	55,86	8420,15
4	Brine	Sıvı	113,9	387,05	0,7	477,95	1,461563	271325	75,37	55,86	4210,08
5	Brine	Sıvı	79,8	352,95	0,65	334,83	1,074746	271325	75,37	25,01	1885,24
6	Brine	Sıvı	113,9	387,05	0,7	477,95	1,461563	271325	75,37	55,86	4210,08
7	Brine	Sıvı	75,9	349,05	0,65	318,51	1,028224	271325	75,37	22,20	1672,93
8a	Brine	Buhar	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00
8b	NCG	Buhar	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00
9	Brine	Sıvı	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00
10	n-Pentan	Buhar	132	405,15	1,155	647,97	1,835403	202050	56,125	122,48	6874,43
11	n-Pentan	Buhar	80,86	354,01	0,114	578,8	1,883433	202050	56,125	39,37	2209,84
12	n-Pentan	Sıvı	35,5	308,65	0,114	139,51	0,500741	202050	56,125	1,41	79,12
13	n-Pentan	Sıvı	36,82	309,97	1,155	142,63	0,502911	202050	56,125	3,90	218,89
14	n-Pentan	Sıvı	110,3	383,45	1,155	329,3	1,046395	202050	56,125	32,82	1842,23
15	n-Pentan	Buhar	110,5	383,65	0,752	614,83	1,790929	236910	48,22	102,25	4930,64
16	n-Pentan	Buhar	71,81	344,96	0,123	561,45	1,8330360	236910	48,22	36,65	1767,32
17	n-Pentan	Sıvı	37,4	310,55	0,123	144,1	0,515391	236910	48,22	1,75	84,27
18	n-Pentan	Sıvı	38,36	311,51	0,752	146,38	0,516968	236910	48,22	3,57	172,14
19	n-Pentan	Sıvı	110,5	383,65	0,752	395,6	1,212039	173602	48,22	51,05	2461,41
20	Brine	Sıvı	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00
21	Brine	Sıvı	78,9	352,05	0,65	330,93	1,064054	542650	150,74	24,22	3650,41
Atık a	Brine	Buhar	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00
Atık b	NCG	Yoğuşuk	0	0	0	0	0	0	0,00	0,00	0,00

Tablo A.2 : Donanımların ekserjetik verimleri ve ekserji kayıpları.

	Ekserji (kW)	Bileşen	Formül ΔE	Ekserji Kaybı (kW)	Kaba Güç Ekserjetik Verim	Fonksiyonel (I) Ekserjetik Verim	Fonksiyonel (II) Ekserjetik Verim
E ₁	16685,40	Buharlaştırıcı 1	$(E_1+E_{14})-(E_2+E_{10})$	398	0,98	0,93	-
E ₂	11255,09	Ön Isıtıcı 1	$(E_4+E_{13})-(E_5+E_{14})$	701	0,84	0,70	0,39
E ₃	8420,15	Buharlaştırıcı 2	$(E_2+E_{8a}+E_{8b}+E_{19})-(E_3+E_9+E_{Aa}+E_{Ab}+E_{15})$	366	0,97	0,87	-
E ₄	4210,08	Ön Isıtıcı 2	$(E_6+E_{18})-(E_7+E_{19})$	248	0,94	0,90	0,54
E ₅	1885,24	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 1	$(E_1+E_4+E_{13})-(E_2+E_5+E_{10})$	1100	0,95	0,86	0,40
E ₆	4210,08	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 2	$(E_2+E_6+E_{8a}+E_{8b}+E_{18})-(E_3+E_7+E_9+E_{Aa}+E_{Ab}+E_{15})$	614	0,96	0,89	0,42
E ₇	1672,93	Soğutma Kulesi 1	$E_{11}-E_{12}$	2131	-	-	-
E _{8a}	0,00	Soğutma Kulesi 2	$E_{16}-E_{17}$	1683	-	-	-
E _{8b}	0,00	Türbin 1	$E_{10}-E_{11}-W_t$	782	0,89	0,83	-
E ₉	0,00	Türbin 2	$E_{15}-E_{16}-W_t$	589	0,88	0,81	-
E ₁₀	6874,43	Organik Pompa 1	$W_p-E_{13}+E_{12}$	35	0,86	0,80	-
E ₁₁	2209,84	Organik Pompa 2	$W_p-E_{18}+E_{17}$	22	0,89	0,80	-
E ₁₂	79,12	Yoğuşuk Pompası	$W_p-E_{20}+E_9$	0,0	0,00	0,00	-
E ₁₃	218,89	Bölüm 1 Çevrim	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 1}}$	3707	0,81	0,48	-
E ₁₄	1842,23	Bölüm 2 Çevrim	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 2}}$	2464	0,81	0,46	-
E ₁₅	4930,64	Bölüml 1-2 Çevrim	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 1}} + \Sigma \Delta E_{\text{çevrim 2}}$	6171	0,81	0,47	-
E ₁₆	1767,32	Toplam Santral (a)	$\Sigma \Delta E_{\text{çevrim 1}} + \Sigma \Delta E_{\text{çevrim 2}} - E_{vp}$	5651	0,79	0,43	-
E ₁₇	84,27	Toplam Santral (b)	$(E_1+E_{8a}+E_{8b})-(\Sigma E)$	5559	0,55	0,33	-
E ₁₈	172,14	(a) Santral n-pentan çevrimi, (b) Santral jeotermal akışkan çevrimi					
E ₁₉	2461,41						
E ₂₀	0,00						
E ₂₁	3650,41						
Atık a	0,00						
Atık b	0,00						

Tablo A.3 : Santralin ve donanımların ısı transferi (ısıl güçleri).

Durum No:	Kütle (kg/s)	Entalpi (kJ/kg)	Bileşen	Isıl Güç (kW)
0	-	70,75	Buharlaştırıcı 1	17743
0'	-	95,6	Ön Isıtıcı 1	10787
0''	-	0	Buharlaştırıcı 2	10597
1	150,74	665,96	Ön Isıtıcı 2	12017
2	150,74	548,25	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 1	28530
3	150,74	477,95	Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 2	22613
4	75,37	477,95	Soğutma Kulesi 1	24655
5	75,37	334,83	Soğutma Kulesi 2	20125
6	75,37	477,95	Türbin 1	3882
7	75,37	318,51	Türbin 2	2574
8a	0,00	0	Organik Pompa 1	175
8b	0,00	0	Organik Pompa 2	110
9	0,00	0	Yoğuşuk Pompası	0,0
10	56,13	647,97	Bölüm 1 Çevrim	3707
11	56,13	578,8	Bölüm 2 Çevrim	2464
12	56,13	139,51	Bölüm 1-2 Çevrim	6171
13	56,13	142,63	Toplam Santral (a)	5651
14	56,13	329,3	Toplam Santral (b)	5558
15	48,22	614,83	(a) n-pentan ekserji girişi (b) santral ekserji girişi	
16	48,22	561,45		
17	48,22	144,1		
18	48,22	146,38		
19	48,22	395,6		
20	0,00	0		
21	150,74	330,93		
Atık a	0,00	0		
Atık b	0,00	0		

Tablo A.4 : Santralin ve donanımların ısı gücü ve Birinci Kanun verimlilikleri.

Bileşen	Birinci Kanun Verimliliği	Isıl Güç (kW)	Durum No:	Entalpi (kJ/kg)	izentropik entalpi (kJ/kg)
Buharlaştırıcı 1	-	17743	1	665,96	
Ön Isıtıcı 1	-	10787	2	548,25	
Buharlaştırıcı 2	-	10597	3	477,95	
Ön Isıtıcı 2	-	12017	4	477,95	
Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 1	-	28530	5	334,83	
Ön Isıtıcı+Buharlaştırıcı 2	-	22613	6	477,95	
Soğutma Kulesi 1	-	24655	7	318,51	
Soğutma Kulesi 2	-	20125	8a	0	
Türbin 1	80,6	3882	8b	0	
Türbin 2	79,2	2574	9	0	
Pompa 1	79,8	175	10	647,97	
Pompa 2	80,3	110	11	578,8	562,2
Yoğuşuk Pompası	0,0	0,0	12	139,51	
Bölüm 1 Çevrim	13,0	3707	13	142,63	142
Bölüm 2 Çevrim	10,9	2464	14	329,3	
Bölüm 1-2 Çevrim	12,1	6171	15	614,83	
Toplam Santral (a)	11,0	5651	16	561,45	547,47
Toplam Santral (b)	6,2	5558	17	144,1	
			18	146,38	145,93
			19	395,6	
			20	0	0
			21	330,93	
			Atık a	0	
			Atık b	0	

ÖZGEÇMİŞ

Tamer Durmuş 1980 yılında Balıkesir'in Havran ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Balıkesir'in Susurluk ilçesinde tamamladı. 1997 yılında Susurluk Lisesi'nden mezun olup aynı yılda İstanbul Teknik Üniversitesi Maden Fakültesi Petrol ve Doğal Gaz Mühendisliği Bölümü'ne girdi ve 2004 yılında mezun oldu. 2004 yılında girdiği İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü Enerji Bilimi ve Teknolojileri Yüksek Lisans Programı'nda hala öğrenim görmektedir.