

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

BİR KRİTİKÜSTÜ TERMİK SANTRALDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

CEYLAN TÜYSÜZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. RECEP ÖZTÜRK**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR KRİTİKÜSTÜ TERMİK SANTRALDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Ceylan TÜYSÜZ tarafından hazırlanan tez çalışması 07/03/2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet BAYÜLKEN

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu çalışma Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bölümü'ne Yüksek Lisans Tezi olarak hazırlanmıştır. Bu konuyu seçiş nedenim hem Türkiye'de enerji verimliliğinin artırılması konusunda insanları bilinçlendirmek, Türkiye için yeni bir konu olan ancak dünyada yaygın olarak kullanılan kritiküstü termik santrallerin tanınmasını sağlamak, hem de bu konu üzerine yazılmış Türkçe kaynak sayısını artırmaktır. Bu konuda araştırma yaparken yaşadığım Türkçe kaynak bulma sıkıntısını bu çalışma ile benden sonrakiler için bir nebze olsun azaltmak gayesi içindeyim.

İnanıyorum ki Türkiye bu teknolojiyi yakın zamanda benimseyecek ve termik santrallerinde kullanacaktır. Böylelikle Türkiye'nin birim enerji başına harcadığı ısı miktarı dolayısıyla yaktığı yakıt miktarı azalacak ve daha az yakıtla daha çok enerji üretecektir ya da yenilenebilir kaynaklarını bu alanda kullanabilecektir. Böylelikle enerji konusunda dışa bağımlılığı azalacaktır.

Son olarak tez çalışmamda birçok insanın esirgediği yardımları bana sağlayan Ustam Sabri Kılıç'a teşekkür etmeyi bir borç biliyorum.

Ocak, 2013

Ceylan TÜYSÜZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	8
1.3 Hipotez	8
BÖLÜM 2	
KRİTİKÜSTÜ TERMİK SANTRALLER	9
2.1 Kritiküstü Santrallerin Tasarım Mantığı	9
2.2 Santralin Başlıca Elemanları	11
BÖLÜM 3	
ENERJİ VE EKSERJİ KAVRAMI.....	19
3.1 Enerji ve Ekserji	19
3.2 Ekserjinin Önemli Boyutları	20
3.3 Ekserji ve Çeşitleri	22
3.3.1 Fiziksel Ekserji	22
3.3.2 Kimyasal Ekserji	23
3.3.3 Isıl Ekserji	24
3.3.4 İş Ekserjisi.....	25

3.3.5	Isı Transferinin Ekserjisi	25
3.4	Ekserji Kaybı	25
3.4.1	Kısma olayında meydana gelen ekserji kaybı	25
3.4.2	Sürtünmeden dolayı ekserji kaybı	26
3.4.3	Sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferinde ekserji kaybı	26
3.5	Ekserjinin Açık ve Kapalı Sistemler Açısından Ele Alınması.....	26
BÖLÜM 4		
UYGULAMA:BİR KRİTİKÜSTÜ SANTRALİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ		30
4.1	Kritiküstü Termik Santralin Özellikleri	30
4.2	Hesaplama Metotları	35
4.3	EES.....	37
4.4	Yakıtın Enerji ve Ekserjisi.....	41
4.5	Santral Elemanlarının Kütle,Enerji, Ekserji Dengeleri Hesaplamaları, 1.ve 2. Yasa Verimi Analizleri.....	42
4.6	Santralin 1. ve 2. Yasa Verimi Hesaplamaları.....	46
4.7	Maliyet Analizi.....	47
BÖLÜM 5		
SONUÇ VE ÖNERİLER		50
KAYNAKLAR.....		53
EK-A		
EES İLE YAPILAN HESAPLAMALAR		55
EK-B		
MOLLIER h-s Diyagramı.....		57
ÖZGEÇMİŞ.....		58

SİMGE LİSTESİ

A	Isı transferinin olduğu alan
B	Ekserji
B ₀	Yakıt Ekserjisi
B _{ısıl}	Isıl Ekserji
\dot{B}_g	Giren Ekserji
B _w	İş Ekserjisi
B _{kin}	Kinetik Ekserji
B _{kömür}	Kömürün Ekserjisi
B _{pot}	Potansiyel Ekserji
B _{fiz}	Fiziksel Ekserji
B _{kim}	Kimyasal Ekserji
B _Q	Isı Transferinin Ekserjisi
C	Yakıtın içindeki karbonun kütleli oranı
c	Özgül ısı
C _k	Yıllık yatırım maliyeti
C _m	Yıllık bakım onarım maliyeti
C _f	Yıllık yakıt maliyeti
c _p	Sabit basınçta özgül ısı
°C	Santigrat
COP	Soğutma etkinlik katsayısı
e	Eskalasyon oranı
E _e	Yıllık elektrik enerjisi üretimi
\dot{E}	Enerji
\dot{E}_g	Giren Enerji
F	Yakıt fiyatı
g_f	Birim yakıt maliyeti
g_k	Birim yatırım maliyeti
g_m	Birim bakım onarım maliyeti
H	Yakıtın içindeki hidrojenin kütleli oranı
HGI	Kömürün Öğütülebilirlik İndeksi

h	Entalpi
h_{fg}	Yakıtın bulunduğu sıcaklıkta doymuş buhar ile doymuş sıvı entalpileri arasındaki fark
h_0	Ölü halin entalpisi
H_u	Yakıt alt ısı değeri
i	Faiz oranı
I	Tersinmezlik
I_k	İlk yatırım masrafının bugünkü değeri
K	Kelvin
kJ	Kilo joule
$kmol$	Kilo mol
kPa	Kilo paskal
kWh	Kilowatt-saat
L_f	Santral yük faktörü
m	Debi
$M\$,$	Milyon Dolar
MW	MegaWatt
n	Ödeme yapılan yıl sayısı
N	Yakıtın içindeki azotun kütleli oranı
N_e	Santralin gücü
O	Yakıtın içindeki oksijenin kütleli oranı
P	Basınç
P	Paranın bugünkü değeri
P_o	Ölü hal Basıncı
R	İdeal gaz sabiti
q	Özgül ısı sarfiyatı
Q	Isı transferi miktarı
Q_f	Sürtünme sebebiyle olan ısı transferi
s	Entropi
S	Yakıtın içindeki kükürtün kütleli oranı
S_n	Bir paranın n yıl sonraki değeri
$S_{\text{üretim}}$	Hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimi
s_o	Ölü halin entropisi
T	Sıcaklık
T_o	Ölü hal sıcaklığı
u	İç enerji
u_o	Ölü halin iç enerjisi
V	Volt
N	Özgül hacim
W	İş
W_{pomp}	Pompa işi
$W_{\text{çevre}}$	Çevre işi
W_y	Yararlı iş
W_{tr}	Tersinmez iş
x	Bir karışımdaki gazların kütleli oranı

z	Akışkanın yüksekliği
Φ	Yakıt ekserjisinin yakıt ısı değerine oranı
η_1	1. Yasa verimi
η_2	2. Yasa verimi
ω	Yakıt içindeki su oranı

KISALTMA LİSTESİ

ABSI	Açık Besleme Suyu Isıtıcısı
ABT	Alçak Basınç Türbini
AK	Ara Kızdırıcı
BSI	Besleme Suyu Isıtıcısı
GBR	Glend Buhar Regülatörü
J	Jeneratör
K	Kazan
KON	Kondenser
KBSI	Kapalı Besleme Suyu Isıtıcısı
KBSPT	Kazan Besleme Suyu Pompa Türbini
OBT	Orta basınç Türbini
P1	Pompa 1
P2	Pompa 2
P3	Pompa 3
P4	Pompa 4
PPM	Milyonda bir miktar içindeki parçacık sayısı
YBT	Yüksek basınç Türbini

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Güneş Enerjisi Kullanan CO ₂ akışkanlı Rankine Çevrimi..... 3
Şekil 1. 2	Rankine Çevriminin Şematik Çizimi ve T-s ve P-v Diyagramı 4
Şekil 1. 3	Rejeneratörlü Kritiküstü Çevrimin Şeması 5
Şekil 1. 4	Rejeneratörlü Kritiküstü Çevrimin P-v ve T-s Diyagramlar 5
Şekil 1. 5	Kritiküstü Güneş Kulesi Sistemi ve T-s Diyagramı 7
Şekil 2. 1	Suyun T-v Diyagramı ve Hal Bölgeleri 9
Şekil 2. 2	Suyun Kritik Noktası 11
Şekil 2. 3	Benson Kazanlarının Şematik Gösterimi 12
Şekil 2. 4	Çatalağzı Kritiküstü Termik Santralinin Kazanının Şematik Gösterimi..... 13
Şekil 2. 5	Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı..... 16
Şekil 2. 6	Besleme Suyu Isıtıcı Kesiti 18
Şekil 4. 1	Bir Kritiküstü Çevrimin T-s Grafiği 31
Şekil 4. 2	Ara Kızdırmalı Rankine Çevrimi Örneği 31
Şekil 4. 3	Sıcaklık Artışının Termik Verime Etkisi 32
Şekil 4. 4	Basınç Artışının Termik Verime Etkisi 32
Şekil 4. 5	Santral Şeması..... 33

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1 Maddelerin Kritik Nokta Özellikleri	10
Çizelge 2. 2 Kömürden İstenen Özellikler	14
Çizelge 2. 3 Kullanılan Kömürün Özellikleri	14
Çizelge 2. 4 Kondenser Basıncının Yoğuşum Suyu Sıcaklık ve Entalpisine Etkisi	15
Çizelge 3. 1 Kullanılan Kömürün Özellikleri	21
Çizelge 4. 1 Santralin Önemli Noktalarının Basınç ve Sıcaklık değerleri.....	34
Çizelge 4. 2 Zonguldak İli Ortalama Sıcaklık Değerleri	35
Çizelge 4. 3 Termodinamik Değerler	38
Çizelge 4. 4 Yakıtlarına Göre Termik Santrallerin Yük Faktörleri.....	48
Çizelge 5. 1 Yakıtın Enerji ve Ekserjisi	50
Çizelge 5. 2 Santral Elemanlarının 1. Ve 2. Yasa Verimleri	51
Çizelge 5. 3 Santral Elemanlarının İşleri	51
Çizelge 5. 4 Enerji Kaynağı Olarak Kömür Kullanan Türkiye'deki Bazı Termik Santrallerin Verimleri.....	52
Çizelge 5. 5 Birim Elektrik Maliyetleri.....	52

BİR KRİTİKÜSTÜ TERMİK SANTRALDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Ceylan TÜYSÜZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK

Günümüz dünyasında enerji her geçen gün daha büyük bir ihtiyaç haline gelmektedir. Ülkelerin sanayileri geliştikçe, nüfusları arttıkça enerji gereksinimleri artmış ve bu sebepten sahip oldukları enerji kaynakları daha nitelikli bir şekilde incelenir olmuştur. Günümüzde dünyanın ve ülkelerin birincil enerji rezerv miktarları ve dayanacağı süreler hesaplanmaktadır. Bu süre insan ömrü açısından değerlendirildiğinde uzun gibi görünse de insanlık bazında değerlendirildiğinde çok kısadır. Bu sürenin artırılması için enerji üretiminin yüksek verimle sağlanması ve yeni enerji kaynaklarının bulunması günümüzdeki yaygın yaklaşımdır. Günümüzde enerji üretiminde yaygın olarak kullanılan termik santrallerin başlıcaları Rankine ve Brayton çevrimlerine ya da ikisinin birleşimi olan kombine çevrime göre çalışmaktadır. Buhar çevrimli santraller en eski santrallerdendir. Bu tip santrallerin verilerini artırmak için birçok yöntem kullanılmış ve kullanılmaktadır. Ancak bu tip santrallerin verimleri hala yüksek değildir. Günümüz teknolojisinin gelişmesinin sağladığı imkânlarla eskiden uygulanamayan birçok yöntem artık uygulanabilmektedir. Bu yöntemlerin en önemlilerinden biri iş akışkanının kritik noktası üzerinde çalıştığı yani iş akışkanının kritik basınç ve kritik sıcaklık noktasının üzerinde olduğu kritiküstü termik santrallerdir.

Bu tip santrallerde akışkan kritik noktasında buharlaşma gizli ısıyı almadan buharlaşacağı için birim iş elde etmek için harcanacak ısı miktarı azalacaktır. Böylelikle termik verim yükselecek, çevre ve yakıt maliyetleri azalacaktır. Yüksek verimli sistemler sayesinde kirleticilerin Dünya'ya verdiği zarar da azalacaktır. Ayrıca kullanıcılar daha ucuz elektrik kullanma fırsatı bulacaklardır.

Kritiküstü termik santrallerde, termik verimi artırmak amacıyla santrallerde kullanılan ara buhar çekme, besleme suyu ısıtıcısı kullanma, ara kızdırma gibi birçok yöntem de kritiküstü basınçta çalışma yöntemi yanında kullanılabilir.

Bu çalışmada kritiküstü çevrimlerin tipleri, kritiküstü santrallerin dünyadaki yeri ve bir kritiküstü termik santralin 1. ve 2. yasa analizleri yapılacaktır.

Anahtar Kelimeler: Kritiküstü termik santraller, ekserji analizi, enerji analizi, 1. Yasa verimi, 2. Yasa verimi, kritik nokta

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A SUPERCRITICAL POWER PLANT

Ceylan TÜYSÜZ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK

In today's world, energy is becoming more necessary day by day. The countries that their industries are growing and populations are increasing have increasing demand of energy and therefore their energy resources have been examined in more qualified way. Today, the quantity of energy reserves of countries and world are calculated and their lives are determined. This may seem like a long period of time if it is evaluated in terms of a human life but if it is evaluated on the basis of humanity is too short. In order to increase this time, energy production should be done in high efficiency and new energy sources should be find. Today thermal power plants are widely used in energy production are Rankine and Brayton cycles, or a combination of both, which works according to the combined cycle. The oldest steam power plants are steam cycled power plants. Several methods were used to increase efficiency of the power plants and also are used today. However, such plants don't have still very high efficiency. Many methods that could not be applied in the past have the opportunities to be applied by the development of today's technology. One of the most important is to use working fluid above the critical pressure and critical temperature in supercritical thermal power plants.

In this type of power plants fluid can be evaporated without taking latent heat of evaporation. So there will be decrease in the amount of heat. Thus, either thermal efficiency will be increased or the environmental and fuel costs will be reduced. Damage caused by pollutants to Earth is also reduced by using highly efficient systems. In addition, users will have the opportunity to use cheaper electricity.

In supercritical thermal power plants, methods that are used in power plants such as feed water heating, reheating can be used.

In this study, types of supercritical cycles, the place of supercritical power plants in the world and analysis of 1st and 2nd law efficiency of one of them will be discussed.

Key words: Supercritical Power Plant, exergy analysis, energy analysis, The efficiency of first law of thermodynamic, The efficiency of second law of thermodynamic, critical point

1.1 Literatür Özeti

Termik santrallerin tarihi, milattan sonra 200. yıllara dayanır. Hero adındaki Yunanlı bir matematikçinin enerji kaynağı olarak buhar kullanan basit makinesiyle başlar. Bu makine ateş üzerine yerleştirilmiş bir kazan ve suyun kaynayıp kazandan 100°C 'da doymuş buhar olarak çıkıp içinde genişlediği şeffaf bir küreden oluşmaktaydı. Kazandan iki borudan çıkan doymuş buharın etkisiyle ekseni etrafında dönen küre ilk buhar türbiniydi [1].

1800'lerin sonlarına kadar fabrikalarda buhar, ısı ve güç için kullanıldı. 20. yüzyılın ilk 10 yılında elektrik üretim şirketleri kuruldu ve bu şirketler Amerika Birleşik Devletleri'nin geniş bir alanında kullanılacak elektriği buharlı santrallerde üretilip dağıtımını gerçekleştirdiler. Bu şirketlerden ilklerinden biri Commonwealth Edison Company'dir. Bu şirketin kullandığı kazanlar yaklaşık 2MPa buhar basıncında ve 290°C sıcaklıkta çalışmaktaydı [1].

20. yüzyılın ilk 30 yılında buhar sıcaklığı 290°C 'dan 371°C 'a ve basıncı 2000 kPa'dan 8500 kPa'a yükseldi. Basınç kritiküstü şartların üstüne 31000 kPa'a kadar yükseldi ve daha sonra 24000-25000 kPa seviyesine kadar düştü. Sıcaklık 650°C 'a kadar yükseldi ve daha sonra $540-560^{\circ}\text{C}$ seviyesine kadar düştü [1].

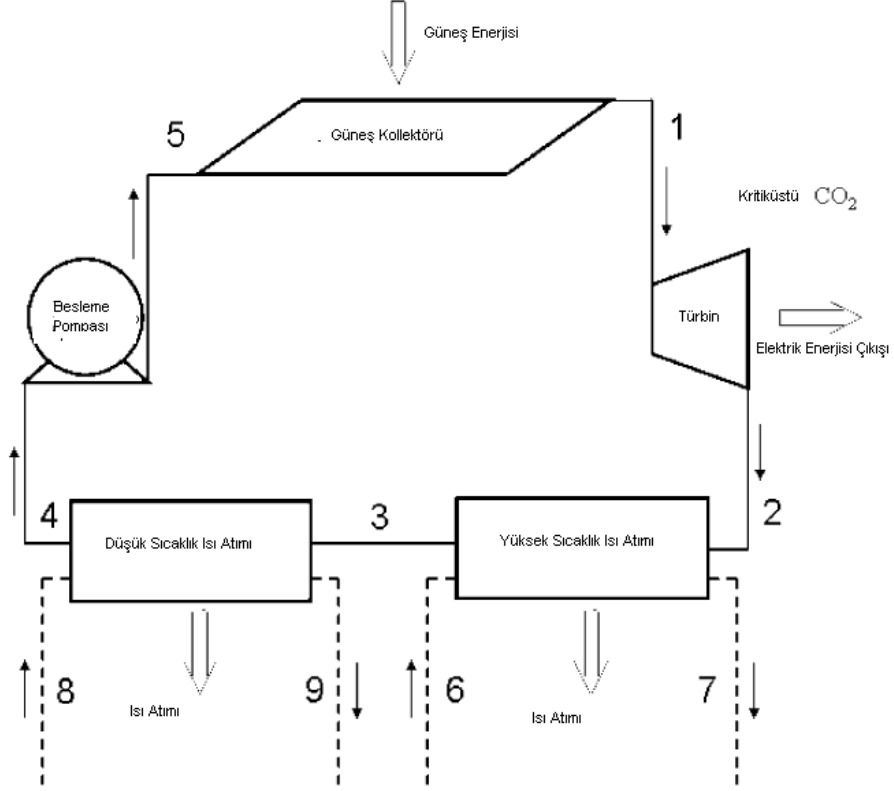
Elektrik üretiminin temel taşlarından olan ilk ticari kritiküstü termik santral 1957'de Ohio'da (ABD) işletilmeye başlandı. Bu santralin kazan basıncı 22120 kPa ve kazan çıkış sıcaklığı 621°C 'di. Bu santralden sonra kritiküstü termik santraller Amerika Birleşik Devletleri, Sovyet Sosyalist Cumhuriyetler Birliği, Almanya ve Japonya'da geniş kullanım alanı buldu [1].

2000 yılında 170 kritiküstü termik santral Amerika Birleşik Devletleri'nde işletilmekteydi. Bu sayı toplam kurulu fosil yakıtlı güç santrali kapasitesinin yaklaşık %23'üydü. Fosil yakıtlı kurulu güç santralleri içinde kritiküstünün oranı Rusya'da %30, Japonya'da %46'ıdi. İtalya'da elektrik üretiminin 40'ta 1'ini kritiküstü termik santraller oluşturmakta ve bu tip santraller Almanya ve Çin'de de kullanılmaktadır [1].

Bugünün elektrik enerjisi üretimi için kullanılan buhar üretme sistemleri insanoğlunun ürettiği en ileri sistemlerdir. Bu sayede günümüz kritiküstü enerji üretim sistemlerindeki termik verim %47-49'lara ulaşmıştır. Bu santraller aynı zamanda dünyadaki en güvenilir, en verimli ve en düşük maliyetli santrallerdir. Bu santraller genellikle kömür yakıtlıdır ve bu santrallerden daha yüksek verimli olan tek santral tipi kombine gaz ve buhar santralidir ki; verimi %58-60'lardadır [1].

Dünyada kritiküstü santraller kurulduklarından beri enerji kaynağı olarak kömür, iş akışkanı olarak su kullanmaktadırlar. Ancak günümüzde bu tip santralleri farklı enerji kaynakları ve farklı iş akışkanları ile çalıştırmak için çeşitli çalışmalar yapılmaktadır.

H. Yamaguchi vd. [2] iş akışkanı olarak CO₂, enerji kaynağı olarak da güneş enerjisi kullanarak bir kritiküstü santralin olabilirliğini araştırmışlar. CO₂'nin sıcaklığını güneş enerjisi ile 165°C'a yani CO₂'nin kritik sıcaklığın üstüne çıkarabilmişlerdir ve görülmüştür ki CO₂ ve güneş enerjisi ile kritiküstü termik santral çalıştırarak elektrik üretmek mümkündür. Tasarladıkları sistemin termik verimi %25'dir.



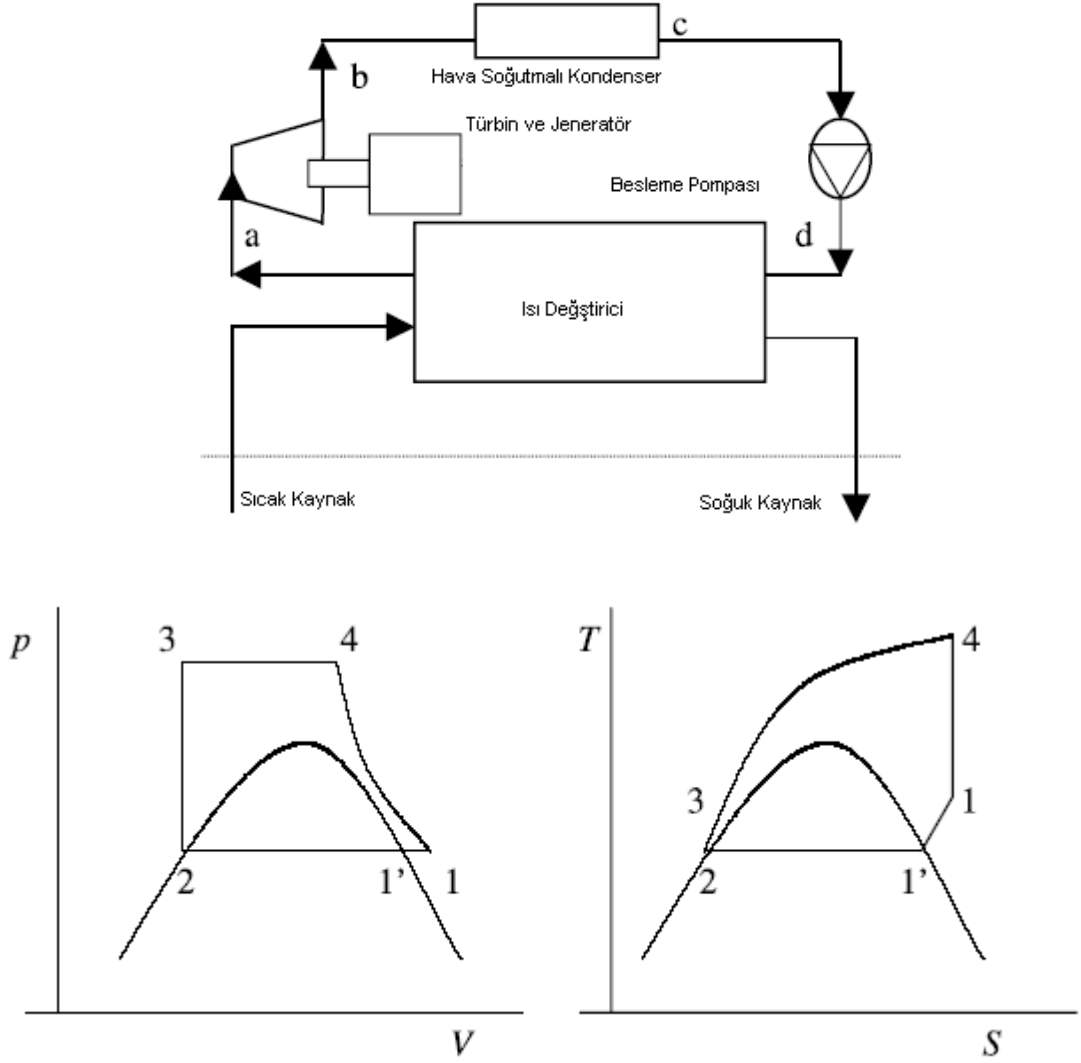
Şekil 1. 1 Güneş Enerjisi Kullanan CO₂ Akışkanlı Rankine Çevrimi[2]

X.R. Zhang vd. [3] güneş enerjisi kullanan CO₂ iş akışkanlı rankine çevrimi ile teorik bir çalışma yürütmüşlerdir. Bu çevrimde hem ısı hem güç eldesi mümkündür. CO₂ ile diğer iş akışkanlarına göre daha fazla güç sağlanabilmektedir. Güneşin durumuna göre yıllık ortalama elektriksel verim %11,4, ısıl verimi %36,2'dir. Ayrıca yapılan çalışmada güneş radyasyonunu, kolektör alanını ve debiyi artırarak verimlerin artırılacağı gözlenmiştir.

Zhaolin vd. [4] iş akışkanı olarak propan, R-125 ve R-134a, enerji kaynağı olarak da jeotermal enerji kullanarak bir kritiküstü santralin olabirliğini araştırmışlar. Bu sistemde su ile 12,8 MW enerji elde edilebilirken propan ile 19,8, R-125 ile 17,4, R-134a ile ise 19 MW enerji elde edilebilmiştir.

Termodinamiğin 1. Yasasına göre değerlendirildiğinde 1. Yasa verimi propan 0.116, R-125 0.102, R-134a 0.120'dir. Termodinamiğin 2. Yasasına göre değerlendirildiğinde 2.Yasa verimi propan 0.498, R-125 0.436, R-134a 0.557'dir.

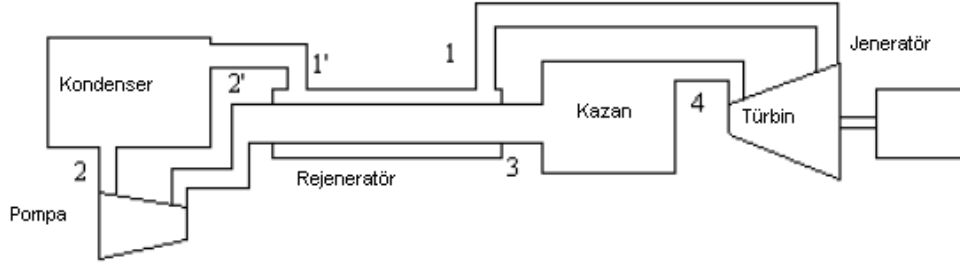
Propan ve R-134a, R-125 ile karşılaştırıldığında aynı jeotermal kaynaktan daha fazla iş elde sağladığı için daha uygun bulunmuştur. Ancak propan yanıcı olduğundan R-134a daha güvenli bulunmuştur.



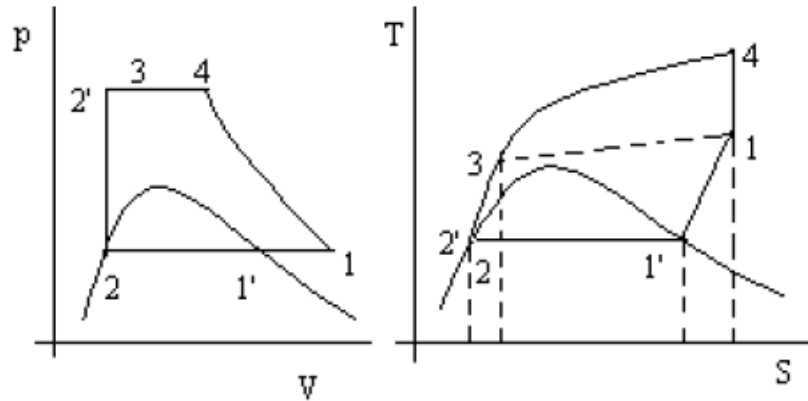
Şekil 1. 2 Rankine Çevriminin Şematik Çizimi ve T-s ve P-v Diyagramı[4]

Zhaolin vd. [5] daha sonra jeotermal enerji kaynağı kullanılarak çalıştırılacak kritiküstü santral için optimizasyon çalışmaları yapmıştır. Rejeneratörlü gaz çevrimli kapalı bir sistem kullanmışlardır. Bu çalışmalarda uygun iş akışkanı ve özellikle yoğuşma sıcaklık ve basıncı gibi ideal çevrim parametreleri seçilerek ulaşılabilecek maksimum termik verim hesaplanmıştır. Optimizasyonlarla 1. yasa verimi 0.196, 2. yasa verimi ise 0.732'ye çıkarılmıştır. İş akışkanı olarak propan seçilmiştir. Bu seçimin nedenleri;

1. Akışkanın kritik sıcaklığının çevre sıcaklığından yüksek olması istenmiş. Böylece faz değiştiren akışkan düşük sıcaklıkta yoğunlaştırılabilir. Ancak bu sıcaklığın 100°C 'ye kadar olması istenmiş. Çünkü faz değişikliğinde daha düşük buharlaşma gizli ısı kullanılacaktır. Böylece çevrimdeki ısı kaybı sadece yoğunlaşma prosesinde minimum ısı atımı ile gerçekleşecektir.
2. Akışkanın kritik basıncı düşük olmalıdır. Bu durum aynı basınç oranında çevrimde çıkılacak maksimum basıncın düşük olmasını sağlar ve besleme suyu pompasının harcadığı işi azaltır.
3. Faz değiştiren akışkanlar çevre dostu olmalı
4. İstenilen hal değişimi için viskozite, ısı iletkenlik, özgül ısı ve yoğunluk gibi özellikler akışkan seçimini belirler.



Şekil 1.3 Rejeneratörlü Kritiküstü Çevrimin Şeması[5]



Şekil 1.4 Rejeneratörlü Kritiküstü Çevrimin P-v ve T-s Diyagramları[5]

Xu vd. [6] yenilenebilir enerji kaynaklarından güneşi enerji kaynağı seçerek bu enerjiyi güneş kulesi adı verdikleri bir sistemle kullanmayı uygun bulmuşlardır. Güneş tarlası adı verilen bir arazide bulunan güneş kolektörleri güneşten yansıyan ışınları kırarak güneş kulesi üzerinde bulunan iş akışkanının ısı enerjisi kazanmasını sağlarlar. Güneş kulesi kısmında iş akışkanı olarak ergimiş tuz, diğer kısımda ise su kullanılmıştır. Bu sistem 3 aşamada incelenmiştir.1. aşama sistemi temel haliyle incelemektedir.2. aşamada ise sisteme bir arakızdırıcı eklenmiştir. 3. aşamada ise buhar çevrimi kısmının akışkanı kritiküstü basınca çıkarılmıştır. Kritiküstü basınçtaki su 239°C'den 552°C'a çıkarılmıştır. Su türbine kritiküstü basınçta ve sıcaklıkta girmekte (552°C ve 24 MPa), türbinde bir kısmı tamamen genişlemekte, diğer bir kısmı arabuhar olarak çekilerek sisteme beslenecek suya arasııtma enerjisi olarak kullanılmaktadır. Sisteme beslenen su, besleme suyu pompaları ile kritiküstü basınca çıkartılıp, güneş enerjisi ile suya tekrar ısı sokumu gerçekleştirilmektedir.

Sistemin toplam enerji ve ekserji verimleri bu değişikliklerle artırılmıştır. Güç çevrimi kısmında enerji verimi %37,9 iken ara ısıtma prosesi ile %39,7'ye, buharın kritiküstü hale getirilmesi ile %42,1'e artırılmıştır. Toplam enerji verimi, ara ısıtma prosesi ile %22,9'dan %23,9'a, buharın kritiküstü hale getirilmesi ile %25,7'ye artırılmıştır.

Güç çevrimi kısmında ekserji verimi %74,5 iken ara ısıtma prosesi ile %76,7'ye, buharın kritiküstü hale getirilmesi ile %78,9'a artırılmıştır. Toplam ekserji ara ısıtma prosesi ile %24,5'ten %25,6'ya, buharın kritiküstü hale getirilmesi ile %27,4'e artırılmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı işlevselliği bulunan ve dolayısıyla halen çalışmakta olan bir kritiküstü termik santralin termodinamik özelliklerini incelemek, tercih edilme sebeplerini değerlendirmek, Türkiye için yeni bir teknoloji olan kritiküstü termik santrallerin uygulanabilirliğini ölçmek ve değerlendirmektir.

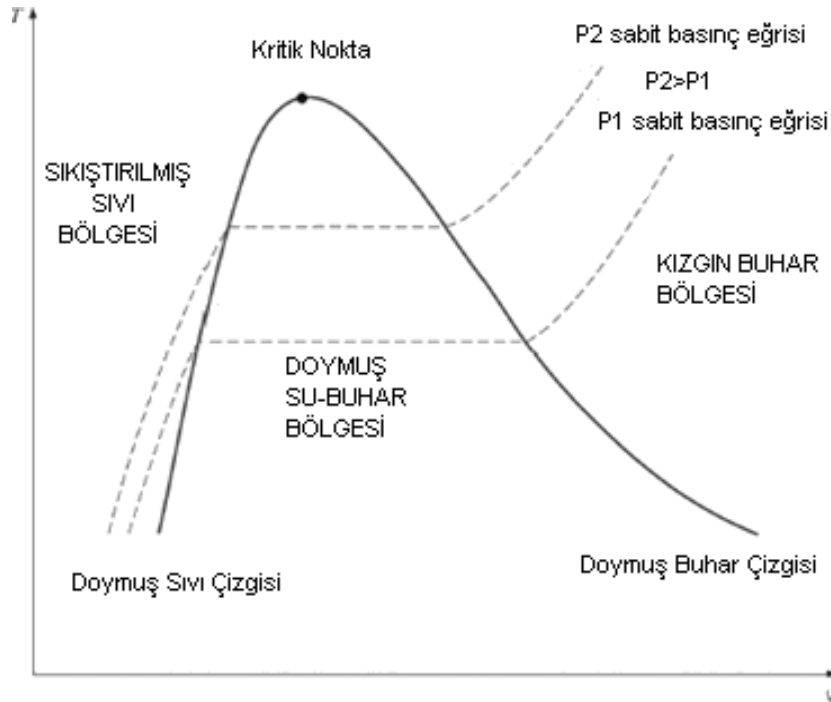
1.3 Hipotez

Gerçek Rankine çevrimine göre çalışan kritiküstü termik santrallerde kazan basıncı diğer Gerçek Rankine çevrimine göre çalışan santrallere göre daha yüksek olduğundan net iş daha fazladır. Ayrıca akışkan doymuş sıvı halinden buharlaşma gizli ısıyı almadan ani bir şekilde kızgın buhar fazına geçtiğinden kullanılan ısı miktarı da daha azdır. Yani santralin 1. ve 2. Yasa verimi, Rankine çevrimine göre çalışan diğer termik santrallerin veriminden yüksektir.

KRİTİKÜSTÜ TERMİK SANTRALLER

2.1 Kritiküstü Santrallerin Tasarım Mantığı

Kritik nokta, akışkanın sıvı fazdan buhar fazına aniden geçtiği buharlaşma gizli ısıyı almadığı ve tamamen doymuş buhar haline geldiği bölgedir. Bu noktayı belirlemek için akışkanın izobar çizgileri belirlenir, daha sonra bu çizgiler üzerindeki doymuş sıvı ve doymuş buhar noktaları belirlenerek çizilecek eğrinin tepe noktası bize akışkanın kritik noktasını verir. Bu nokta akışkan cinsinin bir fonksiyonudur.

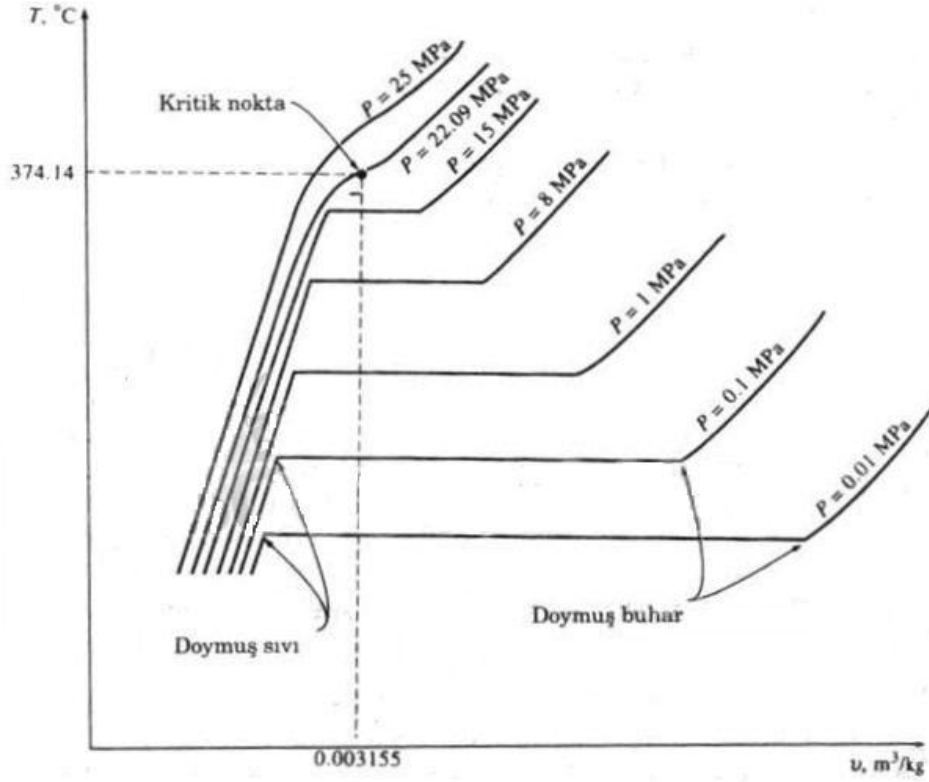


Şekil 2. 1 Suyun T-v Diyagramı ve Hal Bölgeleri[18]

Kritik nokta her akışkan için geçerli bir kavramdır. Her akışkanın kritik noktası vardır ve kritik noktası birbirinden farklıdır. Örneğin su, $T=374,16^{\circ}\text{C}$ ve $P=22,09$ MPa kritik noktasına ulaşırken CO_2 , $T=31,06^{\circ}\text{C}$ ve $P=7,39$ MPa'da kritik noktasına ulaşır [12].

Çizelge 2. 1 Maddelerin Kritik Nokta Özellikleri[12]

Madde	Kimyasal Formülü	Kritik Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)	Kritik Basınç(MPa)
Amonyak	NH_3	132.36	11.28
Argon	Ar	-122.14	4.86
Karbondiyoksit	CO_2	31.06	7.39
Karbonmonoksit	CO	-140.14	3.50
Klor	Cl_2	143.86	7.71
Helyum	He	-267.84	0.23
Hidrojen	H_2	-239.84	1.30
Neon	Ne	-228.64	2.73
Azot	N_2	-146.94	3.39
Oksijen	O_2	-118.34	5.08
Su	H_2O	374.16	22.09
Benzen	C_6H_6	288.86	5.88
Kloroform	CHCl_3	263.46	5.47
Etan	C_2H_6	32.36	4.88
Etil alkol	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	242.86	6.38
Etilen	C_2H_4	9.26	5.12
Metan	CH_4	-81.9	4.64
Metil alkol	CH_3OH	240.06	7.95
Metil klorür	CH_3Cl	143.16	6.68
Propan	C_3H_8	96.86	4.26



Şekil 2. 2 Suyun kritik noktası[16]

Kritiküstü kavramı ise akışkanın bu kritik noktası üzeri için kullanılmaktadır. Kritik nokta üzerinde çalışan santrallere kritiküstü santral denir. Bu tip santrallerde akışkanın kazan çıkış sıcaklık ve basıncı kritik sıcaklık ve kritik basınç üzerindedir. Akışkan kazanda buharlaşma gizli ısısı almadan ve yaş buhar fazında bulunmadan doğrudan kızgın buhar haline geçer, kazandan çıktıktan sonra türbinde genişleyerek iş üretilmesini sağlar, kondenserde yoğuşturularak besleme pompasına gider ve oradan tekrar kazana gönderilerek çevrim oluşturur. Bu tip çevrimler, buhar çevriminin kritik nokta üstü çalışanlarıdır. Buradaki amaç buharlaşma gizli ısı kullanmayarak verilen ısıdan tasarruf etmek dolayısıyla termik verimi artırmaktır. Ayrıca akışkanın, 700°C ve 30 MPa sıcaklık ve basınç üzerine çıktığı buhar çevrimlerine ultra-kritiküstü çevrim denir [24].

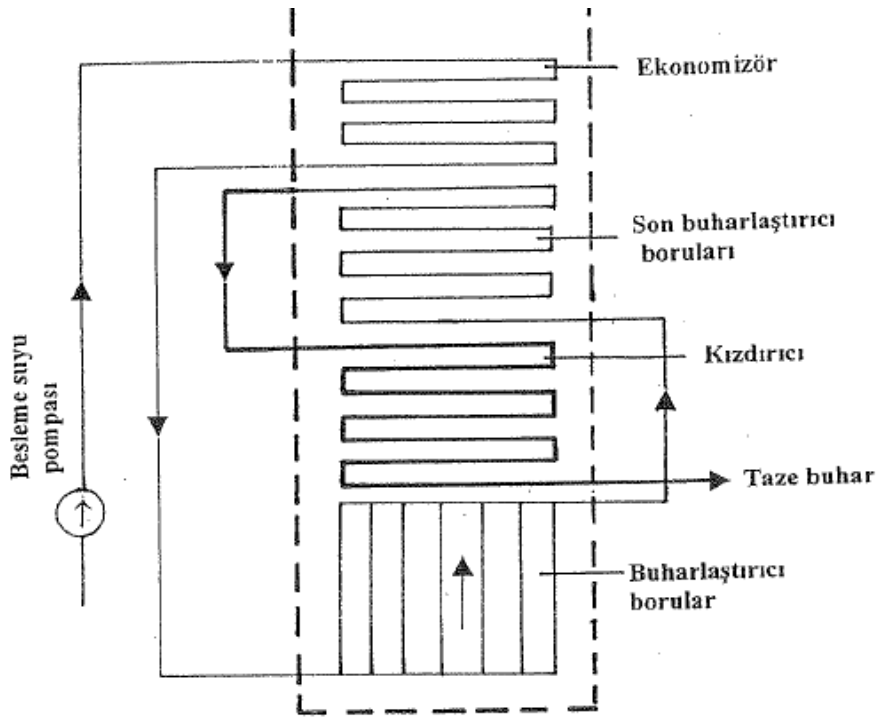
2.2 Santralin Başlıca Elemanları

Kazan ve Yakıt

Kritiküstü santralleri diğer termik santrallerden ayıran en belirgin özellik kazanlarıdır. Bu tip santrallerde doymuş su buhar haline aniden geçtiği için buhar içinde su

zerrecikleri bulunmadığından yani tek fazlı olduğundan domlu kazan kullanma gereksinimi yoktur. Bu domsuz kazanlara Benson kazanları adı verilir.

Benson Tipi Kazanlar buhar santrallerinin devreye alma sürelerini kısaltmak için yapılan çalışmalar sonucunda doğmuştur. Bu tip kazanlarda tek geçişli boru düzeni vardır. Kazanın ekonomizer, buharlaştırıcı ve kızdırıcı bölümleri ard arda sıralanmıştır. Besleme suyu pompasında basınçlanarak kazan borularının bir ucundan giren su, öteki ucundan kızgın buhar olarak çıkar [13].

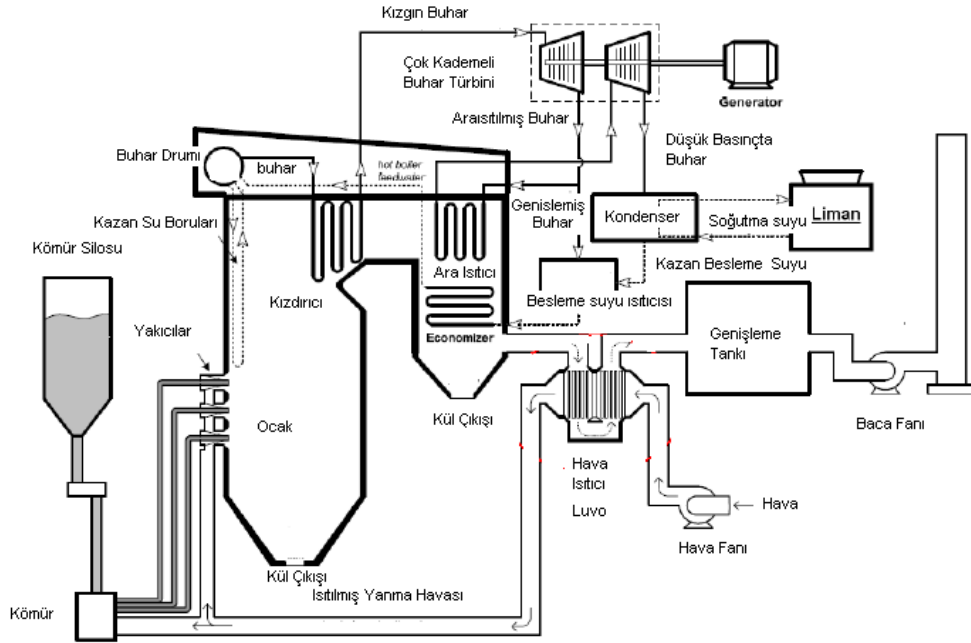


Şekil 2. 3 Benson Kazanlarının Şematik Gösterimi[13]

Santrallerin düşük yükte çalışma olanaklarının artırılmasını ve devreye alma süresinin kısaltılması için, bugün Benson kazanlarına seperatör eklenmesi yoluna gidilmektedir. Seperatör buharlaştırıcı çıkışına eklenir ve bu yolla buhar ve suyun birbirinden tamamiyle ayrılması sağlanır. Böylece kazanın devreye alınması, devreden çıkartılması ya da düşük yüklerde çalıştırılması sırasında kızdırıcılardan daima kuru buhar geçmesi sağlanır. Seperatörlü buhar kazanları diğer santral tiplerine göre çok daha hızlı devreye girebilirler. Her iki tip Benson kazanı da hem sabit basınçla hem de değişken basınçla işletilebilmektedir [13].

Devreye alma sırasında bir sirkülasyon pompası, separatörde buhardan ayrılan suyun ön ısıtıcıdan ve buharlaştırıcıdan geçirilerek yeniden sirküle edilmesini sağlar. Böylece yanma odası borularının yeteri kadar soğutulması da sağlanmış olur. Bu sirkülasyon pompası düşük yüklerde çalışması sırasında da yine devreye alınır. Devreye alma sırasında ya da düşük yüklerde çalışırken besleme suyu pompasının bastığı su, ön ısıtıcılardan geçerek buharlaştırıcı borularına gelmektedir. Buharlaştırıcıdan çıkan ıslak buhar, separatöre gelmekte ve burada tıpkı domlu kazanlarda olduğu gibi su ve buhar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Su sirkülasyon pompası tarafından yeniden sirküle edilmekte, buhar ise kızdırıcıdan geçirildikten sonra türbine gönderilmektedir. Normal işletme sırasında ise buhar karakteristiklerinin yeterli olması sebebiyle sirkülasyon pompası çalıştırılmamakta ve kazan tıpkı separatörsüz Benson kazanı gibi işletilmektedir [13].

Kimi Benson kazanlarında ise santralin yük ve çalışma durumuna bakılmaksızın sürekli olarak çalışan bir sirkülasyon pompası bulundurulmaktadır. Bu pompanın görevi sürekli sirkülasyon sağlayarak, buharlaştırıcı boruların soğutulmasını sağlamak ve kavrulmalarını önlemektir. Bu tip kazanlar kritiküstü basınçta çalışacak şekilde dolayısıyla separatörsüz olarak imal edilirler. Bu kazanlarda sirkülasyon pompası kritik sıcaklığın altında henüz buhar elde edilmemiş bir yere monte edilir [13].



Şekil 2. 4 Çatalağzı Kritiküstü Termik Santralinin Kazanının Şematik Gösterimi[22]

Çizelge 2. 2 Kömürden İstenen Özellikler[27]

	İstenilen	Kullanılan
Kömür Tipi	Taş kömürü, Linyit, Yağlı kömür	Taş kömürü
Isıl Değeri	16000-31000kj/kg	21000-25000kj/kg
Nem	%18	
Öğütülebilirlik	HGI 40-80	
Uçucu Madde	%16-40	
Tane Boyutu	0-40 mm	
Çıkan Kömürün İnceliği	R ₉₀ =%2-40	

Çizelge 2. 3 Kullanılan Kömürün Özellikleri[27]

Geldiği Yer	Uçucu Madde(ppm)	Nem(%)	Isıl Değeri(kcal/kg)
Deka Madencilik(Türkiye)	28	7,78	5187
Duru Cihan Maden(Türkiye)	28,26	5,94	5094
MV XIN JIN HAI (Kolombiya)	32,3	12,96	5837
HEBEI UNIVERSE (Kolombiya)	32,45	13,14	5854
Linden(Rusya)	26,94	9,73	6174
GREAT NAVİGATOR (G.Afrika)	25,39	6,7	5986

Kondenser ve Vakum Sistemi

Kondenserin görevi türbinlerden çıkan çürük buharı yoğuşturarak sisteme su olarak döndürmektir. Kondenser iç basıncı her zaman dış ortam basıncından düşüktür. Bu durum vakum sistemi ile sağlanır.

Görevleri:

- Ünitenin devreye alınması sırasında kondenserde ilk vakumu oluşturmaktır.
- Ünitenin normal operasyonu esnasında kondenserde yoğunlaşmayan gazları ve havayı sürekli olarak atmosfere atmaktır.
- Alçak basınç türbininden çıkan buharı daha hızlı bir şekilde çekerek yoğunlaştırmaktır.

Kondenserin vakum altında çalışmasının nedenleri

1)Kondenser basıncı düştükçe(vakum arttıkça)

- Yoğuşum suyu sıcaklığı ve entalpisi azalır.
- Alçak basınç türbininden çıkan buharın entalpisi azalır.
- Dolayısıyla türbin tarafından yapılan iş artırılır.

Çizelge 2. 4 Kondenser Basıncının Yoğuşum Suyu Sıcaklık ve Entalpisine Etkisi[26]

Kondenser Basıncı (kPa)	Yoğuşum Suyu Sıcaklığı(°C)	Yoğuşum Suyu Entalpisi (kj/kg)
8.43	42.53	178.0
5.50	34.61	144.9
4.90	32.54	136.3
4.5	31.03	130.0
4.0	28.98	121.4

2) Kondenser basıncı düştükçe(vakum arttıkça)

- Generatör çıkış gücü artırılır.
- Ana buhar tüketimi azaltılır.
- Kömür tüketimi azalır.
- Santral verimi artırılır.

Yoğunlaşmayan gazların kondenserdan atılma nedenleri:

- Gazlar kondenser basıncını artırır, vakumu düşürür.
- Gazlar titanyum boruların dış yüzeyinde birikir. Bu da düşük basınç çürük buharından deniz suyuna olan ısı transferini azaltır.
- Gazlar yoğuşum suyundaki O₂ konsantrasyonunu artırır ve O₂ korozyona neden olur.

Yüksek ve Alçak Basınç Ara Buhar Alma Sistemi

- Sistemde 3 adet yüksek basınç 4 adet alçak basınç arabuhar alma sistemi vardır.
- Ünitenin termal verimini artırmak için türbinin çeşitli kademelerinden çekilen ara buhar yardımı ile kazan besleme suyunun ön ısıtılmasında kullanılırlar.
- Yüksek basınç arabuharları bir ısıtıcıdan diğerine giderek son olarak degazöre ulaşır. Alçak basınç arabuharları ise bir ısıtıcıdan diğerine giderek son olarak kondensere ulaşır.
- Isıtıcılar yatay olarak monte edilmişlerdir.
- Isıtıcılarda boruların içinden su, boruların dışından ise buhar geçmektedir.



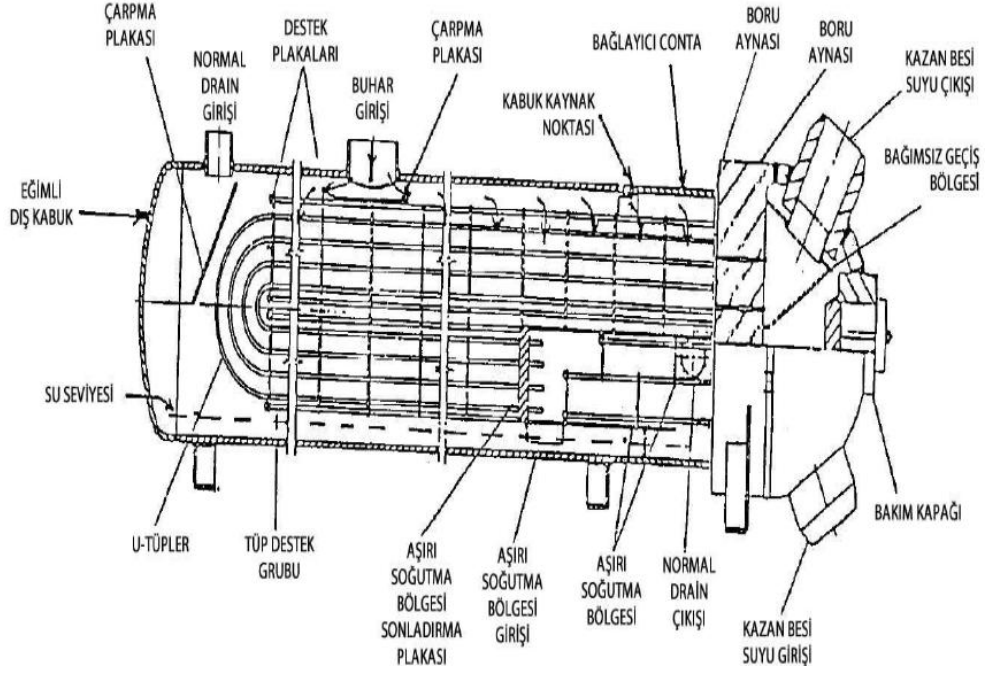
Şekil 2. 5 Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı[22]

Arabuhar Alma Sisteminin Görevleri

- Kazan besleme suyunu ön ısıtarak ısı kayıplarını azaltmak
- Kondenserde dışarıya atılacak ısı miktarını azaltmak
- Sistemin termodinamik verimini artırmak
- Kazan ısıtma yüzeylerindeki sıcaklık farkını azaltmak
- Yakıt tasarrufu sağlamak
- Kazan duvarlarında yüksek sıcaklık farkından meydana gelebilecek termal gerilmeleri engellemek

Besleme Suyu Isıtıcılarının Genel Özellikleri

- Yatay olarak monte edilmişlerdir.
- Yüzeysel ve U tipli ısıtıcılardır.(Su ile buhar birbirine direkt olarak temas etmez.)
- Su tarafı by pass hattı tektir.
- Yüksek basınç ısıtıcıların basıncı alçak basınç ısıtıcılardan yüksek olduğu için yapıları daha karmaşıktır.
- Yüksek basınç ve düşük basınç ısıtıcılar arasındaki esas fark yüksek basınç ısıtıcısında kızgın buhar soğutma bölgesinin oluşudur.
- Tüpleri korumak için yoğuşum suyu çıkışlarına ve arabuhar girişlerine çarpma plakası monte edilmiştir.
- Normal operasyon havalandırmalarında ara buhar degazöre gider ve degazör kapasitesi arabuhar hattı debisinin % 0.5'i kadardır.
- Ara buharlar bir ısıtıcıdan diğer ısıtıcıya basınç farkı nedeniyle kendiliğinden akarlar.



Şekil 2. 6 Besleme Suyu Isıtıcı Kesiti[22]

Türbinler

Türbinler santralde işin oluşturulduğu bölümdür. Millerine bağlı generatör sayesinde bu iş elektrik enerjisine dönüştürülür.

Türbinler alçak, orta ve yüksek basınç ve pompa türbini olarak 1 üniteye 4 tanedir. Yüksek basınç türbini ile orta basınç türbini aynı karter içindedir. İş akışkanı kazandan çıktıktan sonra yüksek basınç türbinine girer. İlk genişleme işleminden sonra akışkanın bir bölümü karter içinden orta basınç türbinine geçerken diğer kısmı ara buhar olarak çekilir ve besleme suyu ısıtıcısına aktarılır. Orta basınç türbininde genişleyen akışkana ara kızdırıcıdan gelen kazan çıkış sıcaklığındaki akışkan eklenerek genişleme işlemi devam eder. Orta basınç türbininde de kademe kademe ara buharlar çekilir. Bu ara buharlardan biri besleme suyu pompası türbini çalıştırarak sistem pompalarının tahrik olmasını sağlar. Orta basınç türbinini türbin sonunda terk eden buhar alçak basınç türbinine dâhil olur. Bu türbinde de genişleyen buhardan kademe kademe ara buhar çekilerek besleme suyunun ön ısıtılması gerçekleştirilir. Alçak basınç türbininin sonunda türbini terk eden buhar kondensere giderek yoğunlaşır.

ENERJİ VE EKSERJİ KAVRAMI

3.1 Enerji ve Ekserji

Enerji iş yapabilme yeteneğidir. Termodinamiğin 1. Yasasına göre enerji asla kaybolmaz, korunur. Yani sistemle çevresinin etkileşimi sırasında sistemin kaybettiği enerji çevrenin kazandığı enerjiye eşit olmak zorundadır. Sisteme enerji geçişi ya da çıkışı, ısı ya da iş olarak gerçekleşebilir [12].

Bir sistemin sahip olduğu enerjiyi tanımlamak için gerekli olan tanımlardan biri ENTALPİdir. Entalpi, maddenin ya da sistemin yapısında depoladığı her türden enerjilerin toplamıdır ve bu enerjiler temel olarak iç enerji ve akış enerjisi olarak ifade edilebilir. Birim kütlenin entalpi h simgesi ile ifade edilir [12].

Termodinamiğin 2. Yasası ise enerjinin niceliğinin yani miktarının yanında niteliği ile de yani kalitesi ile de ilgilenir. Ve bu kaliteyi belirtmek amacıyla ENTROPİ adını verdiğimiz bir kavram ortaya atar [12].

Entropi; bir sistemdeki rastgelelik ve düzensizliktir ya da sistemdeki tersinmezliklerin ölçüsü olarak tanımlanır. Tersinmezlik ise iki yönlü çalışan bir proses sonrasında eski haline dönen bir sistemin kaybettiği enerji miktarıdır [12].

Ekserji enerjinin kullanılabilir kısmıdır. Kullanılmayan kısmı ise enerji olarak adlandırılır. Enerjinin şekil değiştirdiği proseslerde entropide tersinmezlik artışı meydana gelir ki bu tersinmezlik artışı, kullanılabilirliği yani ekserjiyi azaltır. Enerji bir formdan başka bir forma dönüştüğünde korunsun bile toplam enerji miktarından daha

az iş elde edilir. Ekserji analizi genellikle sistemin maksimum termodinamik verimini hesaplamak ya da ekserji kaybını yani verilen prosesin tersinmezlik derecesini belirlemek için yapılır. Bu analizler enerji kalitesindeki düşüşe bağlı olarak proses içindeki verim kaybını ölçmeyi sağlar. Ekserji kaybının ana kalemlerinin, sebeplerinin ve büyüklüğünün belirlenmesi ile sistem için var olan potansiyel iyileştirmeler yapılabilir [12].

Enerji elde etmek için kullanılan bir süreci değerlendirirken maddenin çevre şartlarına bağlı olarak ölü hale gelene kadar maksimum faydalı işi bilmek için, ekserji değişimini bilmek gereklidir. Bir sistemin ölü halde olması demek, çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü halde iken sistem çevre sıcaklığında ve basıncındadır. Yani çevreyle ısı ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Sistem ölü halde iken çevre ile kimyasal reaksiyona girmez. Sistemin ölü haldeki özellikleri P_o , T_o , h_o , u_o ve s_o 'dır. Ölü hal durumunda; $P_o = 101,325 \text{ kPa}$ $T_o = 25^\circ\text{C}$ 'dir.

Bu tanımlardan hareketle, Termodinamiğin I. ve II. kanunu ekserji kapsamında kısaca şöyle ifade edilir. 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 ve aşağıdaki şekil dikkate alınarak ekserji için şöyle bir matematiksel denklem yazılabilir. Yani genel ekserji; kinetik, potansiyel, kimyasal ve fiziksel ekserjilerin toplamıdır [7].

$$B = B_{kin} + B_{pot} + B_{fiz} + B_{kim} \quad (3.1)$$

3.2 Ekserjinin Önemli Boyutları

Ekserji kavramının en önemli boyutlarını maddeler halinde ifade edecek olursak;

- Ekserji, sistem ve çevrenin bir arada oluşturduğu çevrimden elde edilebilen maksimum teorik iştir. Buradaki sistem, verilen bir durumdan çevre ile denge durumu olan ölü duruma geçer. Ölü durumda birleşik sistem enerjiye sahiptir ancak ekserjiye sahip değildir.
- Sistemin tüm durumları için ekserji, sıfıra eşit ya da sıfırdan büyüktür.

- Değeri sistem durumu ile belirli olduğundan ekserji, yaygın özelliktir ve burada bahsi geçen çevre daha önceden belirlenmiş olmalıdır. Ekserji, birim kütle ya da birim mol başına göre yazıldığında yeğın özellik olarak temsil edilebilir.
- Ekserji, sistem durumunun çevresel durumdan uzaklaşma ölçüsüdür. Verilen bir durumdaki T sıcaklığı ile çevrenin T_0 sıcaklığı arasındaki fark büyüdükçe ekserji değeri de buna bağılı olarak büyür.
- Çevreye göre göreceli olarak belirlendiğinden, sistemin kinetik ve potansiyel enerji büyüklerinin tamamı ekserji büyüklüğüne katılır.
- Ekserji, kimyasal ve termomekaniksel ekserjilerin toplamı şeklinde ifade edilir. Termomekaniksel ekserji, fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserji şeklinde sınıflandırılır.
- Ekserji, sistemler arasında transfer edilebilir ve sistemler içindeki tersinmezlikler yüzünden tahrip edilebilir. Bununla beraber ekserji, bir ekserji dengesi ile açıklanabilir [14].

Çizelge 3. 1 Enerji ve Ekserji Kavramlarının Karşılaştırılması[14]

Enerji	Ekserji
Termodinamiğin I. Kanunu ile ilgilidir.	Termodinamiğin II. Kanunu ile ilgilidir.
Niceliğin bir ölçütüdür.	Niceliğin ve kalitenin bir ölçütüdür.
Daima korunur. Yoktan var edilemez veya yok edilemez.	Tersinir proseslerde korunur, tersinmez proseslerde daima kaybolur.
Enerji, hareket veya hareket üretebilme kabiliyetidir.	Ekserji, iş veya iş üretebilme kabiliyetidir.
Sadece madde ve enerji akış parametrelerine bağılı, çevre parametrelerinden bağımsızdır.	Madde ve enerji akış parametrelerinin yanı sıra çevre parametrelerine de bağılıdır.

Ekserji, en kısa ifade ile kullanılabilir enerji şeklinde tanımlanmaktadır. Ekserji aynı zamanda, verilmiş bir durumda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilir enerji miktarının bir ölçüsü de olmaktadır. Diğer enerji türlerine dönüşebilme özelliği enerjinin değer ölçüsü olarak alınır, çeşitli enerji türleri üç ayrı grupta toplanabilir:

- 1) Diğer enerji türlerine sınırsız veya tamamen dönüştürülebilen enerji (örneğin; mekanik enerji, elektrik enerjisi, potansiyel enerji, kinetik enerji vb.)
- 2) Diğer enerji türlerine sınırlı (kısmen) dönüştürülebilen enerji (örneğin; iç enerji, ısı enerjisi vb.)
- 3) Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi imkânsız enerji (örneğin; çevrenin iç enerjisi vb.)

Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi olanak dışı olan enerjiye kullanılmaz enerjiye, anerji adı verilmektedir. Dolayısıyla bütün enerji türleri için en genel bir ifade şöyle yazılabilir:

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

Mekanik enerji ve elektrik enerjisi gibi enerji türlerinin anerji bölümü sifıra eşittir.

Aynı şekilde çevrenin iç enerjisinin tamamı anerji olduğu için çevre enerjisinin ekserjisi de sifıra eşit olmaktadır [11].

3.3 Ekserji ve Çeşitleri

3.3.1 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 olarak tanımlanır [11].

$$B_{fiz} = (h - h_0) + T_0 (s - s_0) \quad (3.2)$$

3.3.1.1 İdeal gazların fiziksel ekserjileri

Herhangi bir durumda ve ideal gazdan oluşan sistemin fiziksel ekserjisi aşağıdaki denklemden hesaplanır [11].

$$B_{fiz} = c_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + RT_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (3.3)$$

3.3.1.2 Katı ve sıvıların fiziksel ekserjileri

Herhangi bir durumda ve katı veya sıvıdan oluşan sistemin fiziksel ekserjisi ise aşağıdaki denklemden hesaplanabilir [11].

$$B_{fiz} = c \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + v(P - P_0) \quad (3.4)$$

3.3.2 Kimyasal ekserji

Bir maddenin çevresiyle kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişinden dolayı yaptığı maksimum işe “kimyasal ekserji” adı verilir [11].

3.3.2.1 Standart kimyasal ekserji

Bazı uygun çevre malzemelerinin özellikleri referans alınarak maddelerin standart kimyasal ekserjileri hesaplanmıştır. Standart kimyasal ekserjiler, standart çevre (ölü hal) sıcaklığına ($T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C} = 298,15 \text{ }^\circ\text{K}$) ve basıncına ($P_0 = 1 \text{ atm}$) bağlıdır.

Referans maddeler genellikle üç grupta toplanmıştır;

- Atmosferdeki gaz bileşenler,
- Litosferdeki katılar,
- Deniz, okyanuslardaki iyonik ve iyonik olmayan maddeler [11].

3.3.2.2 Gaz karışımlarının kimyasal ekserjileri

Gaz karışımlarının ekserjilerinin bilinmesi önem arz eder zira termal sistemlerin çoğu, gaz karışımları içermektedir. Özellikle yanma ve kimyasal proseslerin ekserji analizlerinde gaz karışımları ön plana çıkmaktadır. N adet gazdan oluşan bir gaz karışımının kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanır [11].

$$B_0 = \sum_{i=1}^N x_i b_{0,i} + \tilde{R}T_0 \sum_{i=1}^N x_i \ln x_i \quad (3.5)$$

3.3.2.3 Yakıtların kimyasal ekserjileri

Yakıtların kimyasal ekserjileri, yakıtı oluşturan bileşenlerden hareketle hesaplanabilir. Bundan dolayı Szargut ve Strylska; yakıt ekserjisinin yakıtın ısıl değerine oranını ifade eden Φ değerini geliştirmişlerdir [11]. Bu oran;

$$\Phi = \frac{B_0}{H_u} \quad (3.6)$$

olarak belirtilmiştir ve katı yakıtlar için aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\Phi_{katı} = 1.0437 + 0.1882 * \frac{H}{C} + 0.0610 * \frac{O}{C} + 0.0404 * \frac{N}{C} \quad (3.7)$$

Burada

H:Yakıtın içindeki hidrojenin kütleli oranı

C: Yakıtın içindeki karbonun kütleli oranı

O: Yakıtın içindeki oksijenin kütleli oranı

N: Yakıtın içindeki azotun kütleli oranı

Yukarıdaki ifadede su buharının ekserjisi dikkate alınmamıştır. Su buharı dikkate alındığında katı yakıtlar için kimyasal ekserji aşağıda belirtilen denklemdeki gibi hesaplanır.

$$B_{0, katı} = \Phi_{katı} * ((H_u)_{katı} + w * h_{fg}) \quad (3.8)$$

H_u: alt ısı değeri

w: yakıt içindeki su oranı

h_{fg}: yakıtın bulunduğu sıcaklıkta doymuş buhar ile doymuş sıvı entalpileri arasındaki fark
Sıvı yakıtlar için kimyasal ekserji oranı Φ ise kükürtün etkisi de dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır [11].

$$\Phi_{sıvı} = 1.0401 + 0.1728 * \frac{H}{C} + 0.0432 * \frac{O}{C} + 0.2169 * \frac{S}{C} \left(1 - 2.0628 \frac{H}{C} \right) \quad (3.9)$$

Burada kullanılan "s" entropi olmayıp, yakıt içerisindeki kükürt kütleli oranıdır. Buradan da sıvı yakıtların kimyasal ekserjisi aşağıda belirtilen denklemdeki gibi hesaplanır.

$$B_{0, sıvı} = \Phi_{sıvı} * (H_u)_{sıvı} \quad (3.10)$$

3.3.3 Isıl ekserji

Sistemlerin ısı ekserjisi aşağıdaki denklemde verildiği gibi hesaplanır [11].

$$B_{ısı} = B_{fiz} + B_{kim} \quad (3.11)$$

3.3.4 İş ekserjisi

Ekserji, maksimum iş potansiyeli olduğundan, bütün süreçlerde iş ekserjiye eşittir [11].

$$B_w = W \quad (3.12)$$

3.3.5 Isı transferinin ekserjisi

Isı transferinden dolayı meydana gelen ekserji aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır [11].

$$B_Q = \int_A \left(\frac{T - T_0}{T} \right) * Q_i dA \quad (3.13)$$

Eğer bir sistemde üniform sıcaklık dağılımı varsa ısı transferinden dolayı oluşan ekserji; aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$B_Q = Q_A \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.14)$$

3.4 Ekserji Kaybı

Aşağıdaki denklemde bir sistemin ekserji kaybı veya tersinmezliğinin nasıl hesaplanacağı ifade edilmektedir. Bu denklemden de görüleceği gibi ekserji kaybı net entropi değişimi ile çevre sıcaklığının çarpımına eşittir [11].

$$\delta B = T_0 \sum \Delta S = T_0 * \Delta S_{net} \quad (3.15)$$

Bu denkleme “Ekserji Kaybı Yasası” veya “Gouy–Stodola Yasası” adı verilir. Ayrıca aşağıdaki denklemde de ifade edildiği gibi ekserji kaybı, tersinmezliklerden dolayı ortaya çıkan kayıp işe eşittir [11].

$$\delta B = \delta W_{kay} \quad (3.16)$$

3.4.1 Kısmi olayında meydana gelen ekserji kaybı

Çeşitli sistemlerin kısmi olayından sonra ekserji kayıpları aşağıda ifade edilmiştir.

Sıvılar için: Sıvıların kısmi olayı sonunda sistemde meydana gelen ekserji kaybı aşağıdaki denklemde ifade edilmiştir [11].

$$\delta B = \frac{T_0}{T} v dP \quad (3.17)$$

İdeal gaz için: İdeal gazların kısma olayı sonunda sistemin ekserjisinde meydana gelen azalma aşağıdaki denklemde ifade edilmiştir:

$$\delta B = nRT_0 \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (3.18)$$

3.4.2 Sürtünmeden dolayı ekserji kaybı

Sistemdeki sürtünmeden dolayı meydana gelen ısının sebep olduğu ekserji kaybı aşağıdaki denklemle ifade edilebilir [11].

$$\delta B = Q_F * \frac{T_0}{T} \quad (3.19)$$

3.4.3 Sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferinde ekserji kaybı

Sonlu sıcaklık farkının olduğu, sıcaklığı T_1 olan 1 no'lu sistem ile T_2 olan 2 no'lu sistemlerin arasındaki ısı transferi sonucunda ortaya çıkan ekserji kaybı aşağıdaki denklem ile hesaplanır [11].

$$\delta B = Q \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2} \right) T_0 \quad (3.20)$$

3.5 Ekserjinin Açık ve Kapalı Sistemler Açısından Ele Alınması

Enerjinin kinetik ve potansiyel enerji gibi mekanik biçimleri, tümüyle kullanılabilir enerjidir. Bir ısıl enerji deposunun kullanılabilirliği, ısıl enerji deposuyla çevre ortam arasında çalışan bir Carnot ısı makinesinin yaptığı işe eşittir.

Açık veya kapalı bir sistemde yapılan gerçek iş W , enerjinin korunumu denklemleriyle hesaplanabilir. Eğer sistemin hacmi değişiyorsa, yapılan işin bir bölümü çevreye karşı yapılır ve çevre işi $W_{\text{çevre}}$ adını alır. Bu iş, P_0 basıncındaki çevre havayı itmek için kullanılır ve başka bir amaca yöneltilemez. Toplam gerçek işle çevre işi arasındaki fark yararlı iş W_y diye bilinir ve aşağıdaki bağıntıyla belirlenir [11].

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (3.21)$$

Çevrimler, sürekli akışlı sistemler ve sabit sınırları olan sistemler için çevre işi $W_{\text{çevre}}$ sıfırdır.

Verilmiş olan iki hal arasındaki değişim sırasında bir sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iş, tersinir iş W_{tr} diye tanımlanır. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişiminin tümünden tersinir olması durumunda elde edilir. Eğer son hal çevre hali (P_0, T_0) ise, tersinir iş kullanılabilirliğe eşit olur [12].

Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve tersinmezlik (I) diye tanımlanır. Kapalı veya açık tüm sistemler için tersinmezlik aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir [11].

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 * S_{\text{üretim}} \quad (3.22)$$

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 * s_{\text{üretim}} \quad (3.23)$$

$$I = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 * \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.24)$$

Burada $S_{\text{üretim}}$ veya $\dot{S}_{\text{üretim}}$, hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimidir.

Tümünden tersinir bir hal değişimi için, tersinir iş ve yararlı iş terimleri eşittir ve tersinmezlik sıfırdır.

Birinci yasa verimi mühendislik sistemlerinin değerlendirilmesinde tek başına bir ölçü değildir. Bir sistemin iş üretiminin, aynı ilk (giriş) ve son (çıkış) haller arasındaki tersinir hal değişimi sırasında üretilenle karşılaştırılması bir parametre olarak tanımlanabilir. Bu parametre ikinci yasa verimi (η_2) adını alır ve aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir[11]:

Isı makineleri ve diğer iş yapan makineler için;

$$\eta_2 = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,tr}} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (3.25)$$

Soğutma makineleri, ısı pompaları ve diğer üzerinde iş yapılan makineler için;

$$\eta_2 = \frac{COP}{COP_{tr}} = \frac{W_{tr}}{W_y} \quad (3.26)$$

Birim kütle için kapalı bir sistemin (Φ) ve bir akışın (φ) kullanılabilirliği aşağıda tanımlanmıştır:

$$\Phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \quad (3.27)$$

$$\varphi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + g * z \quad (3.28)$$

Burada, 0 indisi çevre halini (P_0, T_0) belirtmek için kullanılmıştır.

Tersinir iş ifadeleri aşağıdaki gibi özetlenebilir:

$$W_{tr} = \eta_{th,tr} * Q_H \quad \text{Isı makineleri} \quad (3.29)$$

$$-W_{tr} = \frac{Q_L}{COP_{SM,tr}} \quad \text{Soğutma makineleri} \quad (3.30)$$

$$-W_{tr} = \frac{Q_H}{COP_{IP,tr}} \quad \text{Isı pompaları} \quad (3.31)$$

Kapalı sistemler:

$$W_{tr} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad (3.32)$$

$$W_{tr} = m(\Phi_1 - \Phi_2) \quad (3.33)$$

Sürekli akışlı sistemler:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{tr} &= \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g * z_g - T_0 * s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g * z_\zeta - T_0 * s_\zeta \right) \\ &= \sum \dot{m}_g * \varphi_g - \sum \dot{m}_\zeta * \varphi_\zeta \end{aligned} \quad (3.34)$$

Bir giriş ve çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için bu denklem basitleşir:

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} \left[(h_g - h_\zeta) - T_0(s_g - s_\zeta) + \frac{V_g^2 - V_\zeta^2}{2} + g(z_g - z_\zeta) \right] = \dot{m} (\varphi_g - \varphi_\zeta) \quad (3.35)$$

Düzenli akışlı dengeli açık sistemler:

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{tr} &= \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g * z_g - T_0 * s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g * z_\zeta - T_0 * s_\zeta \right) \\
&+ [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{KH} \\
&= \sum \dot{m}_g * \varphi_g - \sum \dot{m}_\zeta * \varphi_\zeta + (\Phi_1 - \Phi_2)_{KH} \tag{3.36}
\end{aligned}$$

Üstteki bağıntılarda 1 indisi sistemin ilk halini, 2 indisi sistemin son halini, g indisi sistemin giriş halini ve ç indisi sistemin çıkış halini göstermektedir. “0” indisi Po basınç ve To sıcaklığındaki çevrenin halini göstermekte olup, ısı geçişi sistem ve çevre arasında olabilmektedir. Yukarıda tersinir iş için verilen bağıntılar, çevre dışındaki cisim veya ortamlarla ısı geçişini de göz önüne alacak şekilde genelleştirilebilir.

T_k sıcaklığındaki ortamla Q_k veya \dot{Q}_k miktarda ısı geçişi olduğu kabul edilirse, yukarıda tersinir iş için verilen denklemlerden;

$$\sum_{k=1}^K Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) \quad \text{veya} \quad \sum_{k=1}^K \dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right)$$

çıkarılarak düzeltme yapılmış olur. Burada Q_k veya \dot{Q}_k 'nın işareti sisteme göre değil, ısı alışverişinde bulunulan cisim veya ortama göre seçilmelidir.

Tersinir iş en genel biçimde aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{tr} &= \sum \int_1^2 \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g * z_g - T_0 * s_g \right) \delta \dot{m}_g \\
&- \sum \int_1^2 \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g * z_\zeta - T_0 * s_\zeta \right) \delta \dot{m}_\zeta \\
&+ [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{KH} - \sum_{k=1}^K Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \tag{3.37}
\end{aligned}$$

UYGULAMA:BİR KRİTİKÜSTÜ SANTRALDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

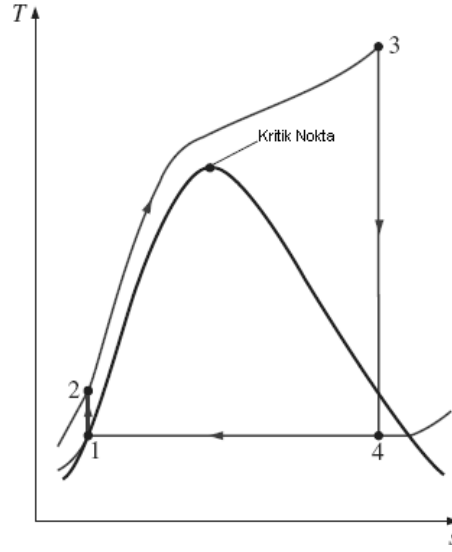
4.1 Kritiküstü Termik Santralin Özellikleri

Çatalağzı Kritiküstü Termik Santrali 600MW+600MW 2 üniteden oluşmaktadır. Toplam 1200 MW'tır.

İnceleme için termik santralin 600 MW'lık bir ünitesi seçilmiştir. Sistemin şematik görünüşü Şekil 4. 5'de verilmiştir.

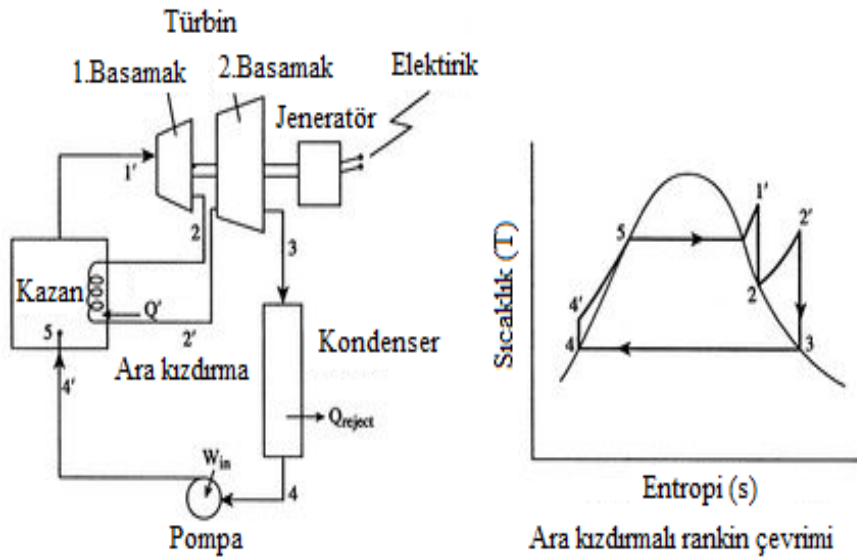
Sistemin kazan çıkış basıncı 24,2 MPa, çıkış sıcaklığı 566°C'dir. Bu nokta suyun kritik noktası üzerindedir. Bu özelliklere sahip buhar sırasıyla YBT'ye, OBT'ye, KBSPT'ye ve ABT'ye girerek enerji dönüşümlerini gerçekleştirir. Bir türbinin enerji üretmek için yeterli basınçta bulmadığı buhar sırasıyla daha düşük basınçlarda çalışabilen buhar türbinlerine gönderilerek çevrim oluşturulur.

Kritiküstü santrallerin termik verimleri diğer santrallerin verimlerinden daha yüksektir. Bunun sebebi kazan basıncının suyun kritik nokta basıncı üzerinde çalışmasıyla net iş teki artıştır. Çünkü termik verim, net işin çevrime verilen ısıya oranıdır. Ayrıca bu tip santrallerde maksimum buhar basıncı ve sıcaklığı kritiküstü olmayan termik santrallerden fazla olduğundan termik verim artar.



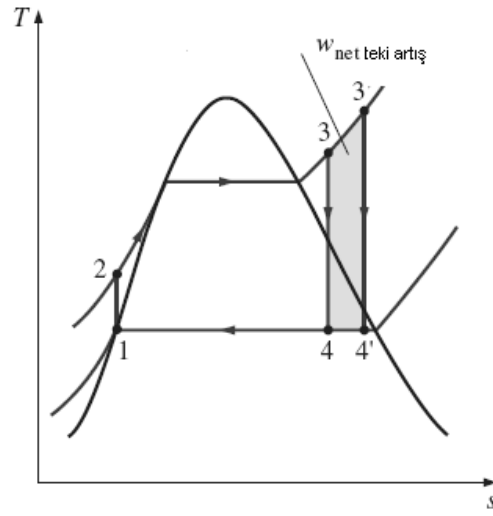
Şekil 4. 1 Kritiküstü bir çevrimin T-s Grafiği[12]

Sistemde 1 adet ara kızdırma ünitesi bulunmaktadır. Buharın ara kızdırıcıya giriş sıcaklığı 312,4°C ve basıncı 4,4 MPa'dır. Çıkış sıcaklığı 566°C ve basıncı 3,9 MPa'dır. Bu üniteye yüksek basınç türbininden çıkan kullanılmış buhar, kazana tekrar yollanıp kazan çıkış sıcaklığına getirilir. Ancak bu halde buhar kazan çıkış basıncında değildir. Dolayısıyla YBT'ye değil de OBT'ye dâhil olur. Bu uygulama da net işi artırarak termik santrallerin verimlerini artırmak için kullanılan bir yöntemdir.

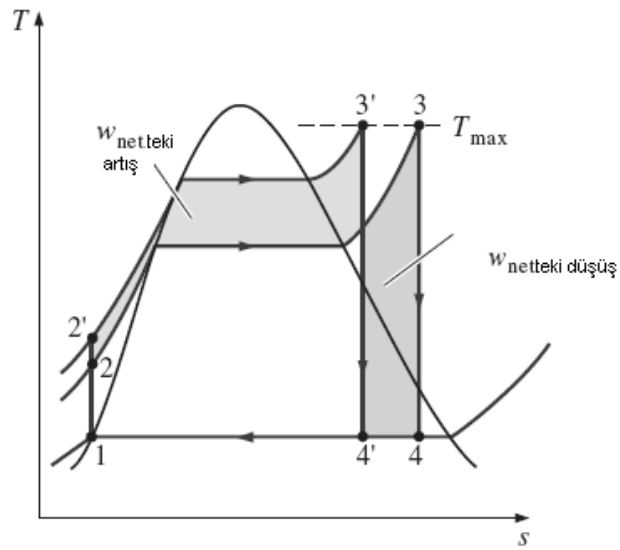


Şekil 4. 2 Ara Kızdırmalı Rankine Çevrimi Örneği [17]

Sistemde besleme suyunu ısıtmak için 7 adet kapalı besleme suyu ısıtıcısı(yüzey tipi) 1 adet açık besleme suyu ısıtıcısı(karışım tipi) bulunmaktadır. Besleme suyunu ısıtmak için türbinlerden çekilen arabuharların enerjisi kullanılmaktadır. Bu uygulama termik santrallerin verimlerini artırmak için kullanılan bir yöntemdir. Bu uygulamayla türbinden elde edilebilecek iş azalmaktadır. Ancak kondenserde buharı yoğuştururken soğutma suyuyla kaybedilecek ısı bu uygulamayla azaltılarak termik verim artırılmaktadır.

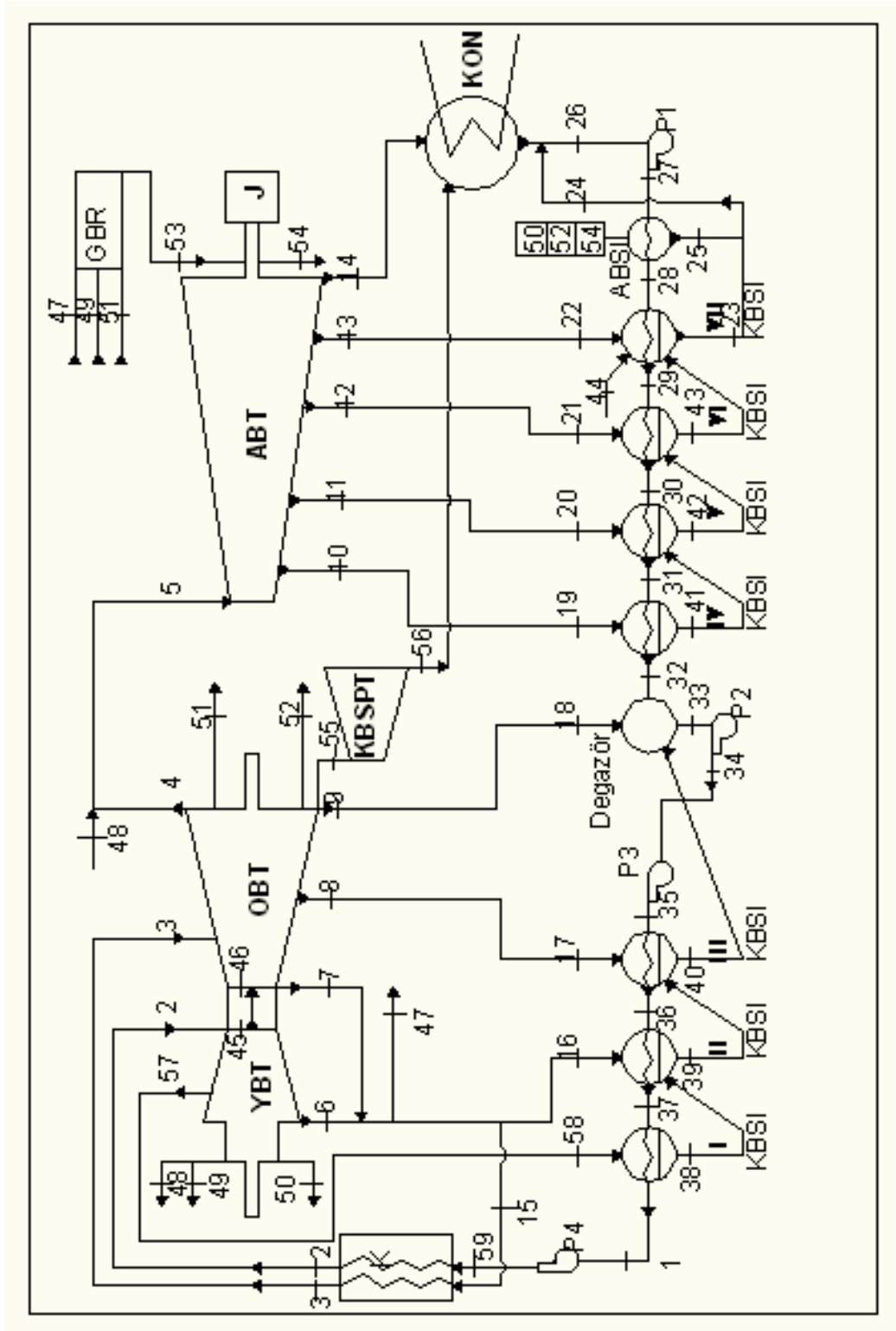


Şekil 4. 3 Sıcaklık Artışının Termik Verime Etkisi[12]



Şekil 4. 4 Basınç Artışının Termik Verime Etkisi[12]

Şekil 4. 5 Santral Şeması



Çizelge 4.1 Santralin Önemli Noktalarının Sıcaklık ve Basınç değerleri

Gücü	1200 (MW)(Toplam 2 ÜNİTE)
Hızı	3000(d/d)
Kazan Çıkış Sıcaklığı	566°C
Kazan Çıkış Basıncı	24200 kPa
Yüksek Basınç Türbini Giriş Buhar Sıcaklığı	566°C
Yüksek Basınç Türbini Giriş Buhar Basıncı	24200 kPa
Orta Basınç Türbini Giriş Buhar Sıcaklığı (YBT'den gelen buhar)	480°C
Orta Basınç Türbini Giriş Buhar Basıncı(YBT'den gelen buhar)	8396 kPa
Orta Basınç Türbini Giriş Buhar Sıcaklığı (AK'den gelen buhar)	566°C
Orta Basınç Türbini Giriş Buhar Basıncı (AK'den gelen buhar)	3962 kPa
Alçak Basınç Türbini Giriş Buhar Sıcaklığı	362°C
Alçak Basınç Türbini Giriş Buhar Basıncı	997,1 kPa
Alçak Basınç Türbini Egzoz Buhar Sıcaklığı	32,52°C
Alçak Basınç Türbini Egzoz Buhar Basıncı	4,9 kPa
KBSPT Giriş Buhar Sıcaklığı	363°C
KBSPT Giriş Buhar Basıncı	996.6 kPa
Yıllık Ortalama Hava Sıcaklığı	13,6°C
Hava Basıncı	100 kPa

4.2 Hesaplama Metotları

Santrale ait yukarıdaki Şekil 4. 5’de gösterilmiş olan noktalar için santrallerin enerji ve ekserji değerleri hesaplanmış olup, elde edilen değerler Çizelge 4. 3’de verilmiştir. Hesaplamalar yapılırken dış ortam sıcaklığı ve basıncı, Zonguldak yıllık ortalama değerleri göz önüne alınarak yapılmıştır [15].

Çizelge 4. 2 Zonguldak İli Ortalama Sıcaklık Değerleri[15]

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık	Ortalama
Uzun Yıllar İçinde Gerçekleşen Ortalama Değerler (1970 - 2011)													
Ortalama Sıcaklık (°C)	6.1	6.0	7.5	11.4	15.4	19.7	22.0	21.9	18.6	15.0	11.2	8.1	13.6
Ortalama En Yüksek Sıcaklık (°C)	9.1	9.3	10.9	15.1	18.8	23.1	25.1	25.2	22.3	18.5	14.7	11.2	16.9
Ortalama En Düşük Sıcaklık (°C)	3.6	3.4	4.7	8.3	12.1	16.0	18.3	18.4	15.5	12.3	8.5	5.5	10.6

Enerji ve ekserji değerleri hesaplanırken, santrallerden temin edilen kütleli debi

(\dot{m}), sıcaklık (T) ve basınç (P) değerlerine göre;

- Entropi değerleri (s)
- Entalpi değerleri (h)

EES programı ile hesaplanmıştır. Bazı noktalar için entalpi değeri ve sıcaklık ya da basınç değeri bilindiğinden bilinmeyen 3. değer yine EES programı kullanılarak hesaplanmıştır.

- Enerji değerleri (\dot{E})
- Ekserji değerleri (\dot{B})

ise, kapalı sistemler için çevre şartlarına göre entalpi ve entropi değerleri kullanılarak aşağıdaki formüllerle hesaplanarak Çizelge 4. 3’de gösterilmiştir.

$$\dot{E} = \dot{m}h$$

$$\dot{B} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)]$$

Yakıt ekserjisinin yakıtın ısıl değerine oranını ifade eden Φ değeri

$$\Phi = \frac{B_0}{H_u}$$

olarak belirtilmiştir ve katı yakıtlar için aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.[11]

$$\Phi_{katı} = 1.0437 + 0.1882 * \frac{H}{C} + 0.0610 * \frac{O}{C} + 0.0404 * \frac{N}{C}$$

Santralin önemli noktaları için kütle, enerji ve ekserji denklemleri yazılarak; sistemin birinci (η_1) ve ikinci (η_2) verimleri hesaplanmıştır.

1) Kütle dengesi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta$$

2) Enerji dengesi;

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_\zeta$$

Formül açık olarak yazılırsa;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum m_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) - \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right)$$

Potansiyel ve kinetik enerjiler ihmal edilirse,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum m_\zeta * h_\zeta - \sum m_g * h_g$$

3) Ekserji dengesi;

$$\dot{B}_g - \dot{B}_\zeta - \dot{B}_{kayıp} = \Delta \dot{B}_{sistem}$$

$$\Delta \dot{B}_{sistem} = 0 \text{ olduğundan}$$

$$\dot{B}_g - \dot{B}_\zeta = \dot{B}_{kayıp} \text{ dir.}$$

4.3 EES

Bahsedilen enerji ve ekserji hesaplarını daha hızlı bir şekilde yapmak amacıyla EES programı kullanıldı. Bu program F-CHART SOFTWARE tarafından geliştirilmiştir. Diferansiyel, integral ve lineer olmayan denklem çözümleri gibi her tip matematiksel işlemi yapabilen bir hesap programı olması yanında akışkanların termodinamik özelliklerini barındırması sebebiyle termodinamik hesaplamalarda çok kullanışlıdır.

EES programına veri olarak T,P,h değerlerinden 2'si verilerek her nokta için s,E ve B değerleri hesaplandı. Ancak programın T ve P ile yaş buharın özelliklerini hesaplarkenki zaafı, yaş buharla ilgili hesaplamalarda h ile P ya da T değeri verilerek giderildi. Program sayesinde sistemin her noktasını gösteren bir çizelge oluşturuldu. Bu çizelge yardımı ile sistem elemanlarının 1. ve 2. Yasa verimleri, pompa işleri, sisteme kazanda verilen ısı, sistemin 1. ve 2. Yasa verimleri hesaplandı.

Çizelge 4. 3 Termodinamik Değerler

No	Kütleli Debi (kg/s)	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)	Enerji (kW)	Ekserji (kW)
	\dot{m}	T	P	h	s	\dot{E}	\dot{B}
0.		13,6	100	57,15	0,2038		
1.	507,5	281,1	6800	1242	3,076	630171	183383
2.	507,5	566	24200	3396	6,262	1,723E+06	813308
3.	420,9	566	3962	3597	7,282	1,514E+06	635887
4.	356,2	361,1	997,1	3181	7,34	1,133E+06	384209
5.	358,7	362,6	997,1	3184	7,345	1,142E+06	387556
6.	464,7	303	3547	2983	6,45	1,386E+06	527775
7.	1,58	480	8396	3343	6,631	5283	2282
8.	19,02	457,3	1980	3374	7,312	64171	24339
9.	22,95	363	1017	3185	7,336	73089	24863
10.	27,48	256,2	420,2	2976	7,378	81772	23696
11.	13,52	123,9	111,3	2723	7,435	36816	8025
12.	12,68	81,14	49,58	2645	7,596	33538	5951
13.	13,59	60,48	20,36	2610	7,901	35465	4709
14.	288,4	32,52	4,9	2354	7,725	678825	40606
15.	420,9	312,4	4402	2981	6,358	1,255E+06	488414
16.	45,3	311,8	4270	2984	6,375	135172	52465
17.	19,02	457,1	1920	3374	7,326	64177	24267
18.	23,95	363	966,7	3186	7,361	76296	25801
19.	27,48	256,2	399,2	2976	7,403	81791	23521

Çizelge 4. 3 Termodinamik Değerler (Devamı)

No	Kütleli Debi (kg/s)	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)	Enerji (kW)	Ekserji (kW)
20.	13,52	123,9	105,7	2724	7,46	36823	7936
21.	12,68	79,86	47,1	2597	7,482	32924	5750
22.	13,59	59,36	19,35	2503	7,603	34016	4418
23.	67,27	39,06	7,384	163,6	0,5597	11003	297,8
24.	75,3	39,58	7,384	165,7	0,5667	12481	346,9
25.	0,65	99	97,76	415	1,296	269,8	29,14
26.	386	32,54	4,905	136,3	0,4714	52611	946,4
27.	386	32,5	17	138	0,4709	52550	947,1
28.	386	33,5	17	140,3	0,4845	54165	1050
29.	386	56,59	17,6	236,9	0,7882	91439	4737
30.	386	77,09	47,39	322,7	1,041	124572	9941
31.	386	98,41	101,4	412,4	1,289	159171	17074
32.	386	140,8	369,4	593,3	1,749	229014	35996
33.	507,5	178,4	1002	756,2	2,124	383776	75471
34.	507,5	178,6	970,1	757,1	2,126	384237	75637
35.	507,5	184	1098	795,7	2,211	403818	82930
36.	507,5	210,3	1918	910,5	2,451	462097	106206
37.	507,5	254,2	4319	1106	2,831	561212	150102
38.	33,27	259,8	4688	1133	2,882	37708	10270
39.	78,57	215,9	2142	924,7	2,48	72654	16915
40.	97,59	189,5	1251	805,4	2,231	78597	16320
41.	27,48	104	120,8	436	1,352	11980	1368

Çizelge 4. 3 Termodinamik Değerler (Devamı)

No	Kütleli Debi (kg/s)	Sıcaklık (°C)	Basınç (KPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)	Enerji (kW)	Ekserji (kW)
42.	41	82,5	52,38	346	1,107	14186	1235
43.	53,68	62,15	22,49	260,1	0,8581	13965	831,4
44.	3,38	60	19,94	251,2	0,8312	848,9	48,01
45.	6,66	480	8396	3343	6,631	22267	9618
46.	5,08	480	8396	3343	6,631	16984	7336
47.	0,13	312,4	4402	2981	6,358	387,6	150,9
48.	2,52	303	3547	2983	6,45	7517	2862
49.	0,3	303	3547	2983	6,45	894,9	340,7
50.	0,03	303	3547	2983	6,45	89,49	34,07
51.	0,28	363	966,6	3186	7,361	892	301,6
52.	0,03	363	966,6	3186	7,361	95,57	32,32
53.	0,72	115,5	12,92	2716	8,406	1956	222
54.	0,32	115,5	12,92	2716	8,406	869,2	98,68
55.	26,54	363	966,6	3186	7,361	84547	28591
56.	26,54	37	6,28	2447	7,921	64943,38	4718
57.	33,27	363,7	6563	3067	6,335	102042	41676
58.	33,27	363,4	6366	3071	6,354	102173	41630
59.	507,5	287,2	24200	1265	3,077	642165	195209

4.4 Yakıtın Enerji ve Ekserjisi

Santralde kullanılan kömürün alt ısıl değeri ortalama 5857 kcal/kg (24505) kJ/kg'dır. Kullanılan yakıt miktarı bir ünite başına 203,4 ton/h, 56,5 kg/s'dir. Yakıtın kütleli içeriği % 66,06 C, % 3,66 H₂, %1,5 N₂, %4,16 O₂, %0,9 S, %10 sudur. Yakıt katı olduğu için içerdiği kükürt hesaplamada dikkate alınmadı. Yakıt sıvı olsa idi kükürdün hesaplamada dikkate alınması gerekirdi.

Kömürün Enerji ve Ekserji Değerleri

$$\Phi_{katı} = 1.0437 + 0.1882 * \frac{H}{C} + 0.0610 * \frac{O}{C} + 0.0404 * \frac{N}{C}$$

$$\Phi_{katı} = 1.0437 + 0.1882 * \frac{3.66}{66.06} + 0.0610 * \frac{4.16}{66.06} + 0.0404 * \frac{1.5}{66.06}$$

$$\Phi_{katı} = 1.059$$

$$B_{0, katı} = \Phi_{katı} * ((H_u)_{katı} + w * h_{fg})$$

$$B_{0, katı} = 1.059 * (5857 + \frac{(0.10 * 2469.2)}{4.18})$$

$$B_{0, katı} = 6265.12 \quad (\text{kcal/kg})$$

$$\dot{B}_{kömür} = \dot{m} * \dot{B}_0 * 4.18$$

$$\dot{B}_{kömür} = 56.5 * 6265.12 * 4.18 = 1479633.4 \quad (\text{kW})$$

$$\dot{E}_{kömür} = \dot{m} * H_u * 4.18$$

$$\dot{E}_{kömür} = 56.5 * 5857 * 4.18$$

$$\dot{E}_{kömür} = 1383247.69 \quad (\text{kW})$$

Kazan Verimi

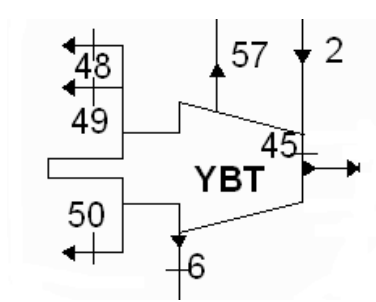
$$\eta_1 = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_g} = \frac{\dot{m}_2 * (h_2 - h_{59}) + \dot{m}_{15} * (h_3 - h_{15})}{\dot{E}_{kömür}}$$

$$\eta_1 = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_g} = \frac{507,5 * (3396 - 1265,3) + 420,9 * (3597 - 2981)}{1383247,69} = \frac{1340050,25}{1383247,69} = 0,969$$

$$\eta_2 = \frac{\dot{E}_{kömür}}{\dot{B}_{kömür}} = \frac{1383247,69}{1479633,4} = 0,934$$

4.5 Santral Elemanlarının Kütle ,Enerji , Ekserji Dengeleri Hesaplamaları, 1. ve 2.

Yasa Verimi Analizleri



1)Kütle Dengesi

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{48} + \dot{m}_{49} + \dot{m}_{50} + \dot{m}_{57} + \dot{m}_{45}$$

$$507,52 = 464,74 + 2,52 + 0,3 + 0,03 + 33,27 + 6,66 \text{ (kg/s)}$$

$$507,52 = 507,52 \text{ (kg/s)}$$

2)Enerji Dengesi

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_\varphi$$

$$\dot{E}_2 = \dot{E}_6 + \dot{E}_{48} + \dot{E}_{49} + \dot{E}_{50} + \dot{E}_{57} + \dot{E}_{45} + \dot{W}_{\varphi 1}$$

$$1723000 = 1386000 + 7517 + 894,9 + 89,49 + 102042 + 22267 + \dot{W}_{\varphi 1}$$

$$\dot{W}_{\varphi 1} = 204189,61 \text{ (kW)}$$

3)Ekserji Dengesi

$$\dot{B}_g - \dot{B}_\varphi = \dot{B}_{\text{kayıp}} + \dot{W}_\varphi$$

$$\dot{B}_2 - \dot{B}_{45} - \dot{B}_{57} - \dot{B}_{48} - \dot{B}_{49} - \dot{B}_{50} - \dot{B}_6 = \dot{B}_{\text{kayıp1}} + \dot{W}_\varphi$$

$$813308 - 9618 - 41676 - 2862 - 340,7 - 34,07 - 527775 = \dot{B}_{\text{kayıp1}} + 204189,61$$

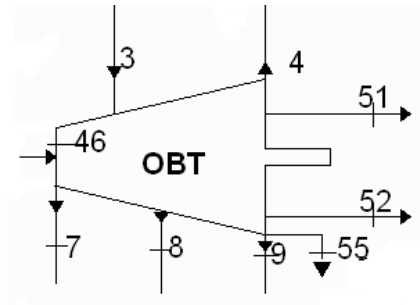
$$\dot{B}_{\text{kayıp1}} = 26812,62 \text{ (kW)}$$

$$s_2 = s_{6,s} = s_{45,s} = s_{48,s} = s_{49,s} = s_{50,s} = s_{57,s} = 6,262 \text{ (kJ/kgK)}$$

$$\eta_1 = \frac{h_2 - h_{6,a}}{h_2 - h_{6,s}} = \frac{3396 - 2983}{3396 - 2878} = 0,797$$

$$\eta_2 = \frac{\dot{W}_{\varphi 1}}{\dot{B}_g - \dot{B}_\varphi} = \frac{204189,61}{231002,23} = 0,884$$

Orta Basınç Türbini



1) Kütle Dengesi

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç$$

$$\dot{m}_{46} + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_8 + \dot{m}_9 + \dot{m}_{51} + \dot{m}_{52} + \dot{m}_{55}$$

$$5.08 + 420.88 = 356.15 + 19.02 + 23.95 + 0.28 + 0.03 + 26.54 \quad (\text{kg/s})$$

$$425,96 = 425,96 \quad (\text{kg/s})$$

2) Enerji Dengesi

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_ç$$

$$\dot{E}_3 + \dot{E}_{46} = \dot{E}_4 + \dot{E}_8 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{51} + \dot{E}_{52} + \dot{E}_{55} + \dot{W}_{ç2}$$

$$1514000 + 16984 = 1133000 + 64171 + 81772 + 892 + 95,57 + 84547 + \dot{W}_{ç2}$$

$$\dot{W}_{ç2} = 166506,43 \quad (\text{kW})$$

3) Ekserji Dengesi

$$\dot{B}_g - \dot{B}_ç = \dot{B}_{kayıp} + \dot{W}_ç$$

$$\dot{B}_3 + \dot{B}_{46} - \dot{B}_4 - \dot{B}_8 - \dot{B}_9 - \dot{B}_{51} - \dot{B}_{52} - \dot{B}_{55} = \dot{B}_{kayıp2} + \dot{W}_{ç2}$$

$$635887 + 7336 - 384209 - 24339 - 24863 - 301,6 - 32,32 - 28591 = \dot{B}_{kayıp2} + 166506,43$$

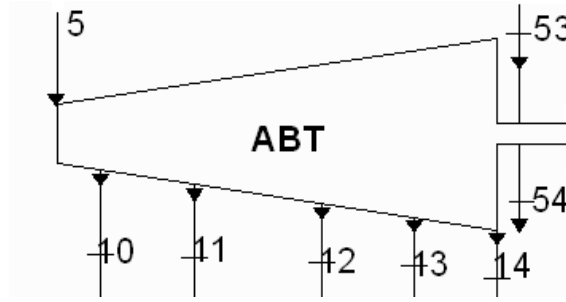
$$\dot{B}_{kayıp2} = 14380,65 \quad (\text{kW})$$

$$s_3 = s_{4,s} = s_{8,s} = s_{9,s} = s_{51,s} = s_{52,s} = s_{55,s} = 7,282 \quad (\text{kJ/kgK})$$

$$\eta_1 = \frac{h_3 - h_{9,a}}{h_3 - h_{9,s}} = \frac{3597 - 3185}{3597 - 3151} = 0,924$$

$$\eta_2 = \frac{\dot{W}_{ç2}}{\dot{B}_g - \dot{B}_ç} = \frac{166506,43}{180887,08} = 0,92$$

Alçak Basınç Türbini



1) Kütle Dengesi

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç$$

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{53} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} + \dot{m}_{12} + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{14} + \dot{m}_{54}$$

$$358,67 + 0,72 = 27,48 + 13,52 + 12,68 + 13,59 + 288,42 + 0,32$$

$$359,39 = 359,39$$

2) Enerji Dengesi

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_ç$$

$$\dot{E}_5 + \dot{E}_{53} = \dot{E}_{10} + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{12} + \dot{E}_{13} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{54} + \dot{W}_{ç3}$$

$$1142000 + 1956 = 81772 + 36816 + 33538 + 35465 + 678825 + 869,2 + \dot{W}_{ç3}$$

$$\dot{W}_{ç3} = 276670,8 \text{ (kW)}$$

3) Ekserji Dengesi

$$\dot{B}_g - \dot{B}_ç = \dot{B}_{kayıp} + \dot{W}_ç$$

$$\dot{B}_5 + \dot{B}_{53} - \dot{B}_{10} - \dot{B}_{11} - \dot{B}_{12} - \dot{B}_{13} - \dot{B}_{14} - \dot{B}_{54} = \dot{B}_{kayıp3} + \dot{W}_{ç3}$$

$$387556 + 222 - 23696 - 8025 - 5951 - 4709 - 40606 - 98,68 = \dot{B}_{kayıp3} + 276670,8$$

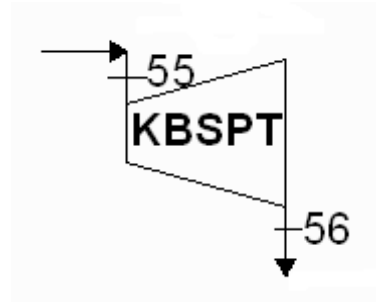
$$\dot{B}_{kayıp3} = 28021,52 \text{ (kW)}$$

$$s_5 = s_{10,s} = s_{11,s} = s_{12,s} = s_{13,s} = s_{14,s} = s_{15,s} = s_{54,s} = 7,345 \text{ (kJ/kgK)}$$

$$\eta_1 = \frac{h_5 - h_{14,s}}{h_5 - h_{14}} = \frac{3184 - 2354}{3184 - 2237} = 0,876$$

$$\eta_2 = \frac{\dot{W}_{ç3}}{\dot{B}_g - \dot{B}_ç} = \frac{276670,8}{304692,32} = 0,908$$

KBSP Türbini



1)Kütle Dengesi

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi$$

$$\dot{m}_{55} = \dot{m}_{56} = 26,54 \text{ kg/sn}$$

2)Enerji Dengesi

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_\varphi$$

$$\dot{E}_{55} = \dot{E}_{56} + \dot{W}_{\varphi 4}$$

$$84556,44 = 64943,38 + \dot{W}_{\varphi 4}$$

$$\dot{W}_{\varphi 4} = 19613,06 \text{ (kW)}$$

3)Ekserji Dengesi

$$\dot{B}_g - \dot{B}_\varphi = \dot{B}_{\text{kayıp4}} + \dot{W}_{\varphi 4}$$

$$\dot{B}_{55} - \dot{B}_{56} = \dot{B}_{\text{kayıp4}} + \dot{W}_{\varphi 4}$$

$$28591 - 4718 = \dot{B}_{\text{kayıp4}} + 19613$$

$$\dot{B}_{\text{kayıp4}} = 4260 \text{ (kW)}$$

$$s_{55} = s_{56,s} = 7,361 \text{ (kJ/kgK)}$$

$$\eta_1 = \frac{h_{55} - h_{56,a}}{h_{55} - h_{56,s}} = \frac{3186 - 2446,7}{3186 - 2273} = 0,810$$

$$\eta_2 = \frac{\dot{W}_{\varphi 4}}{\dot{B}_g - \dot{B}_\varphi} = \frac{19613,06}{23873,06} = 0,822$$

4.6 Santralin 1. ve 2. Yasa Verimi Hesaplamaları

Pompa İşleri

$$\dot{W}_{\text{pompa1}} = \frac{\dot{m}_{26} \cdot (h_{27} - h_{26})}{\eta_p} = \frac{507,5 \cdot (138 - 136,3)}{0,85} = 1015 \quad (\text{kW})$$

$$\dot{W}_{\text{pompa2}} = \frac{\dot{m}_{33} \cdot (h_{34} - h_{33})}{\eta_p} = \frac{507,5 \cdot (757,1 - 756,2)}{0,85} = 537,35 \quad (\text{kW})$$

$$\dot{W}_{\text{pompa3}} = \frac{\dot{m}_{34} \cdot (h_{35} - h_{34})}{\eta_p} = \frac{507,5 \cdot (795,7 - 757,1)}{0,85} = 23046,47 \quad (\text{kW})$$

$$\dot{W}_{\text{pompa4}} = \frac{\dot{m}_4 \cdot (h_{39} - h_4)}{\eta_p} = \frac{507,5 \cdot (1265,3 - 1242)}{0,85} = 13911,47 \quad (\text{kW})$$

Kritiküstü Termik Santral için;

$$\eta_1 = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{W}_f - \dot{W}_{\text{pompa}}}{\dot{E}_g}$$

$$\eta_1 = \frac{(204189,61 + 166506,43 + 276670,8 + 19613,06) \cdot \eta_m \cdot \eta_g - 1015 - 537,35 - 23046,47 - 13911,47}{1383247,69}$$

$$\eta_1 = \frac{666979,9 \cdot 0,97 \cdot 0,99 - 38510,29}{1383247,69}$$

$$\eta_1 = \frac{601990,51}{1383247,69} = 0,435$$

$$\eta_2 = \frac{\dot{B}_f}{\dot{B}_g} = \frac{\dot{W}_f - \dot{W}_{\text{pompa}}}{\dot{B}_g} = \frac{601990,51}{1479633,4} = 0,407$$

4.7 Enerji Maliyet Hesapları

4.7.1 İlk Yatırım Masrafları

İlk yatırım masrafları; inşaat, tesis ekipmanı, kurulum masrafları ve bunların yıllara bölünmüş olarak ödenmesinden kaynaklı faiz yükünün toplamıdır. Bu bedel farklı yıllarda farklı miktarlarda ödense de hesaplarda toplam bedel bugünkü değere getirilir. Daha sonra yıllara indirgenir ve yıllık yatırım masrafı (C_k) bulunur. Yıllık yatırım masrafı 1 yılda üretilen elektrik miktarına bölünerek birim elektrik fiyatındaki ilk yatırım masrafları (g_k) hesaplanır [23].

İlk yatırım masrafları hesaplarında unutulmaması gereken değerlerden biri de eskalasyondur. Eskalasyon: inşaat periyodu süresince kullanılan malzeme, teçizat ve işçilik fiyatlarındaki artışlardır [23].

Çatalağzı Kritiküstü Termik Santralinin

Santral İnşaat Makine ve Ekipman Tutarı:1.2M\$

Faiz oranı(i):%5

Santral Ömrü(n):49 yıl

Şebeke yük faktörü(L_f):0,75

Yakıt bedeli: 104\$/ton

Bu değerlerin birim elektrik fiyatındaki payını hesaplamak için değer sanki santralin ömrü boyunca ödenecekmiş gibi üniform bir seriye dönüştürmek gerekir. Bu bedele Sabit Yıllık Sermaye Masrafı denir. Bunun için aşağıdaki formül kullanılır[23].

$$C_k = I_k * \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (4.2)$$

$$C_k=1200 \text{ M\$} * 0,055=66,05 \text{ M\$/yıl}$$

Ortalama Yıllık Elektrik Enerjisi Üretimini hesaplamak için aşağıdaki formül kullanılır [23].

$$E_e=8760 * N_e * L_f \quad (4.3)$$

$$E_e=8760 * 1200 * 10^3 * 0,75=7,884 * 10^9 \text{ kWh/yıl}$$

Yük faktörü ise bir santralin 1 yıl boyunca çalıştığı saatin bir yıldaki saat sayısına oranıdır.

$L_f=6588/8760=0,75$ Bu değer ithal kömür için tablodan seçilmiştir.

Çizelge 4.4 Yakıtlarına Göre Termik Santrallerin Yük Faktörleri ve İşletme Maliyetleri[25]

		Linyit (Akışkan Yatak)	Elbistan Kömürü	Taş Kömürü	İthal Kömür	Doğal Gaz	Nükleer Yakıt
Yıllık Çalışma Süresi	saat	6588	6588	6588	6588	7020	7020
Sabit İşletme Masrafları	\$/kW yıl	36	31,44	44,28	53,64	5,64	54,6
Değişken İşletme Masrafları	cent/kWh	0,1	0,295	0,148	0,203	0	0

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde sermaye maliyetinin hissesi[23]

$$g_k = \frac{C_k}{E_e} \quad (4.4)$$

$$g_k = \frac{66,05 * 10^6 * 10^3}{7,884 * 10^9} = 8,38 \text{ mills/kWh}$$

4.7.2 Bakım Onarım Masrafları

Bakım onarım masrafları, işletme esnasındaki tüm işçilik, malzeme tedarik ve depolama, tamir ve bakım, sigorta v.b. masrafları kapsar. Bu masrafları iki başlık altında incelemek mümkündür.

- \$/kW_eyıl olarak ifade edilen ve kullanma süresi veya şebeke yük faktörlerine bağlı olmayan, yıllık sabit masraflar
- \$/kW_eh olarak ifade edilen ve üretilen enerji ile orantılı yıllık değişken masraflar.[25]

Bakım onarım masrafları da ilk yatırım masrafı gibi toplam yıllık masrafın yıllık toplam üretilen elektrik miktarına oranı şeklinde bulunur. Birim olarak ifade edilir [23].

$$g_m = \frac{C_m}{E_e} \quad (4.4)$$

Çizelge 2. 6'daki değerlere göre

$$g_m = \frac{(53,64 * 10^3) * (1200 * 10^3)}{7,884 * 10^9} + 2,03 = 8,16 + 2,03 = 10,19 \text{ mills/kWh}$$

4.7.3 Yakıt Masrafları

Yakıt masrafları bir santralin gerek duyduğu enerjiyi sağlamak için kullanılacak her türlü yakıtın bedeli, üretimi ve taşınması ve ithalatı sırasında yapılan tutar toplamıdır. [23]

$$g_f = \frac{F * q}{H_u} = \frac{F * \frac{860}{\eta_T}}{H_u} \quad (4.5)$$

Birim yakıt maliyeti;

$$g = g_k + g_m + g_f \quad (4.6)$$

$$g_f = \frac{104 * 10^3 * \frac{860}{0,435}}{5857 * 10^3} = 35,1 \text{ mills/kWh}$$

$$g = 8,38 + 10,19 + 35,1 = 53,67 \text{ mills/kWh}$$

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tezde Türkiye için yeni bir teknoloji olan ancak Dünya’da yaygın olarak yıllardır kullanılan kritiküstü termik santraller araştırıldı. Çalışma prensipleri incelendi. Yaygın olarak enerjisini kömürden sağlayan bu santraller için nükleer, jeotermal, güneş enerjisi gibi farklı enerji kaynaklarının yanında farklı akışkanların da kullanılabileceği literatür taramalarında görüldü.

Gerçek bir kritiküstü termik santral olan Çatalağzı Kritiküstü Termik Santrali seçildi. Bu santral ziyaret edildi ve işletme şartları belirlendi ve termodinamik analizi yapıldı. EES programı yardımı ile santralin eleman giriş çıkışlarında belirlenen noktaların T, P, h ve s değerlerinden 2’si verilerek diğerleri belirlendi ve Enerji (E) ve Ekserji (B) değerleri hesaplandı.

Santralde kullanılan yakıt olan taş kömürü karışımının bileşen ve su oranlarına göre enerji ve ekserjisi hesaplandı.

Çizelge 5. 1 Yakıtın Enerji ve Ekserjisi

Yakıtın Enerjisi(kW)	Yakıtın Ekserjisi(kW)
1383247,69	1479633,4

Santral elemanlarının kütle, enerji ve ekserji dengeleri kurularak enerji dengelerinden her bir türbinde üretilecek iş miktarları hesaplandı. Bu veri ile birlikte ekserji dengelerinden ekserji bozunumları bulundu. Türbinde elde edilen işin giren ısıya oranlanması ile 1. Yasa verimleri, yararlı işin tersinir işe oranı ile de 2. Yasa verimleri hesaplandı.

Çizelge 5. 2 Santral Elemanlarının 1. Ve 2. Yasa Verimleri

	1.Yasa Verimi	2.Yasa Verimi	Ekserji Bozunumu(kW)
KAZAN	0,969	0,934	96385,71
YBT	0,797	0,884	26812,62
OBT	0,924	0,92	14380,65
ABT	0,876	0,908	28021,52
KBSPT	0,810	0,822	4260

Ekserji bozunumlarından görüldü ki kazan veriminin % 96,9 gibi çok iyi bir değer olmasına rağmen en büyük ekserji bozunumu beklendiği gibi kazanda gerçekleştiği görüldü.

Çizelge 5. 3 Santral Elemanlarının İşleri

	İŞ (kW)
YBT	204189,61
OBT	166506,43
ABT	276670,8
KBSPT	19613,06
POMPA 1	1015
POMPA 2	537,35
POMPA 3	23046,47
POMPA 4	13911,47
KAZAN	1383247,69

Çizelge 5. 4 Enerji Kaynağı Olarak Kömür Kullanan Türkiye’deki Bazı Termik Santrallerin Verimleri[11]

No	Santral Adı	Bulunduğu Yer	Kurulu Gücü (Ünite Başı MW)	1.Yasa Verimi	2.Yasa Verimi
1	Yatağan Termik Santrali	Muğla	210	%33.4	%28.6
2	Seyit Ömer Termik Santrali	Kütahya	210	%22.8	%19.4
3	Orhaneli Termik Santrali	Bursa	160	%40.8	%37.9
4	Çatalağzı Kritiküstü Termik Santrali	Zonguldak	600	%43.5	%40.7

Kritikalıtı bazı santraller ile incelediğimiz Çatalağzı Kritiküstü Termik Santrali’nin 1. ve 2. Yasa verimleri karşılaştırıldı. Santralimizin verimleri beklenildiği gibi kritikaltı santrallerden yüksek bulundu.

Ancak santral veriminin yüksek olması tek başına bir anlam ifade etmez. Bir santralin kullanılabilir olmasında birim elektrik maliyeti önemlidir. Bu yüzden birim elektrik maliyeti hesabı yapıldı.

Çizelge 5. 5 Birim Elektrik Maliyetleri

Santral Adı	Birim İlk Yatırım Maliyeti	Birim Bakım Onarım Maliyeti	Birim Yakıt Maliyeti	Toplam
Çatalağzı Kritiküstü Termik Santrali	8,38 mills/kWh	10,19 mills/kWh	35,1 mills/kWh	53,67mills/kWh

1.2M\$ ilk yatırım maliyetli ve 39 yıl ömürlü ve yakıt bedeli 104\$/ton olan santralin birim ilk yatırım, birim bakım onarım ve birim yakıt maliyetleri hesaplandı ve toplanarak birim elektrik üretim maliyeti bulundu. Bu değer günümüzde hem kullandığımız elektrik fiyatı ile karşılaştırıldığında hem de kömür yakıtlı termik santrallerin birim enerji maliyetlerinin teorik bedeli olan 63 mills/kWh[28] ile karşılaştırıldığında oldukça ekonomiktir ve tercih edilmeye değerdir.

KAYNAKLAR

- [1] Tsiklauri, G., Talbert, R., Schmitt, B., Filippov, G., Bogoyavlensky, R. ve Grishanin, E. (2004) "Supercritical Steam Research and Cycle for Nuclear Power Plant", Science Direct.
- [2] Yamaguchi, H., Zhang, X.R., Fujima, K., Enomoto, M., ve Sawada, N., (2006) "Solar Energy Powered Rankine Cycle Using Supercritical CO₂", Elsevier.
- [3] Zhang, X.R., Yamaguchi, H., Uneno, D., Fujima, K., Enomoto, M., ve Sawada, N., (2006) "Analysis of a Novel Solar Energy-Powered Rankine Cycle for Combined Power and Heat Generation Using Supercritical Carbon Dioxide", Elsevier.
- [4] Zhaolin, G., ve Sato, H., (2000) "Performance of Supercritical Cycles for Geothermal Binary Design", Pergamon.
- [5] Zhaolin, G., ve Sato, H., (2001) "Optimization of Cycling Parameters of a Supercritical Cycle for Geothermal Power Generation", Pergamon.
- [6] Xu, C., Wang, Z., Li, X., ve Sun, F. (2011) "Energy and Exergy Analysis of Solar Power Tower Plants", Elsevier.
- [7] Ortiz, F.J.G., Ollero, P., Serrera, ve A., Galera, S. (2011) "An Energy and Exergy Analysis of The Supercritical Water Reforming of Glycerol for Power Production", Elsevier.
- [8] Kim, Y.M., Kim, C.G., ve Favrat, D. (2012) "Transcritical or Supercritical CO₂ Cycles Using Both Low and High Temperature Heat Sources", Elsevier.
- [9] Kopac, M., Hilalci, A., (2007) "Effect of ambient Temperature on The Efficiency of the Generative and reheat Çatalağzı Power Plant in Turkey", Elsevier.
- [10] Mohamed, O., Wang, Ji., Guo, S., Al-Duri, B., ve Wei, J. (2010) "Modelling Study of Supercritical Power Plant and Parameter Identification Using Genetic Algorithms", World Congress on Engineering, 30 Haziran - 2 Temmuz, 2010, Londra.
- [11] Tekel, E. (2006) Termik Santrallerin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.
- [12] Çengel, A.Y., ve Boles, M. (1996) Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.

- [13] HEPER, Y.(2001) Buhar Santralleri Teorisi ve Uygulaması, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara.
- [14] Erduranlı, P. (1997) Enerji Santraline Ekserji Analizinin Uygulanması, Yüksek Lisan Tezi, Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- [15] Meteoroloji Genel Müdürlüğü, Zonguldak İli Yıllık Ortalama Sıcaklıklar, <http://www.mgm.gov.tr>, 7 Aralık 2012.
- [16] Suyun Kritik Nokta Diyagramı, <http://www.sogutma.net/ders-notlari/57-iklimlendirme-sogutma-kavramlari>, 10 Aralık 2013.
- [17] Rankine Çevrimi, <http://wpcontent.answers.com/wikipedia/en/1/12/Feedwater-heating.png>, 10 Aralık 2013.
- [18] Suyun T-v Diyagramı, <http://www.sogutma.net/ders-notlari/57-iklimlendirme-sogutma-kavramlari>, 10 Aralık 2013.
- [19] Mollier Diyagramı, http://www.engineeringtoolbox.com/mollier-diagram-water-d_308.html, 10 Aralık 2013.
- [20] MollierDiyagramı, http://www.geocities.ws/ivan_arata/mech_area/item02/item02.htm, 10 Aralık 2013.
- [21] North Electric Power Research Institute Co. (2011) Steam Turbine Acceptance Test Report.
- [22] North Electric Power Research Institute Co. (2011) Boiler Performance Evaluation Test Report.
- [23] Aybers, N., ve Şahin, B., (1995) Enerji Maliyeti, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayınları.
- [24] Başaran, M., (2011) Kömürlü Santrallerde Verimlilik Çalışmaları ve Kazanımlar, MMO Kocaeli 3. Enerji Verimliliği Kongresi, 1 Mart – 02 Nisan 2011, Kocaeli.
- [25] Binay, E., (2009) Mevcut Bir Termik Santralin Kombine Çevrim Santraline Dönüştürülmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [26] Türkiye Taşkömürü Kurumu Genel Müdürlüğü ,Taşkömürü Sektör Raporu, <http://www.enerji.gov.tr/BysWEB/DownloadBelgeServlet?read=db&fileId=49159>, 10 Ocak 2013.
- [27] Çatalağzı Kritiküstü Termik Santrali İşletme Raporları (2013).
- [28] Feretic, D., ve Tomsic, Z.,(2005) “Probabilistic Analysis Of Electrical Energy Costs Comparing: Production Costs For Gas, Coal And Nuclear Power Plants”, Elsevier.

```

{Debiler}
{Array m}
m[1]=507,52: m[2]=507,52: m[3]=420,88: m[4]=356,15: m[5]=358,67: m[6]=464,74:
m[7]=1,58: m[8]=19,02: m[9]=22,95: m[10]=27,48:
m[11]=13,52: m[12]=12,68: m[13]=13,59: m[14]=288,42: m[15]=420,88: m[16]=45,3:
m[17]=19,02: m[18]=23,95:
m[19]=27,48: m[20]=13,52: m[21]=12,68: m[22]=13,59: m[23]=67,27: m[24]=67,65:
m[25]=0,38: m[26]=386: m[27]=386:
m[28]=386: m[29]=386: m[30]=386: m[31]=386: m[32]=386: m[33]=507,5:
m[34]=507,52: m[35]=507,52: m[36]=507,52: m[37]=507,52:
m[38]=33,27: m[39]=78,57: m[40]=97,59: m[41]=27,48: m[42]=41: m[43]=53,68:
m[44]=3,38: m[45]=6,66: m[46]=5,08: m[47]=0,13: m[48]=2,52: m[49]=0,3:
m[50]=0,03: m[51]=0,28: m[52]=0,03: m[53]=0,72: m[54]=0,32: m[55]=26,54:
m[56]=26,54: m[57]=33,27: m[58]=33,27: m[59]=507,52:
{Array m end}
{Sıcaklıklar}
{Array T} "C"
T[0]= 13,6 :T[1]=281,1 : T[2]=566: T[3]=566: T[4]=361,1: T[5]=362,6: T[6]=303: T[7]=480:
T[8]=457,3: T[9]=363: T[10]=256,2: T[11]=123,9: T[12]=81,14: T[13]=60,48: T[14]=32,52 :
T[15]=312,4: T[16]=311,8:
T[17]=457,1:
T[18]=363:T[19]=256,2:T[20]=123,9:T[21]=81,14:T[22]=60,48:T[23]=39,06: T[24]=39,58:
T[25]=99,04:
T[26]=32,54: T[27]=32,5: T[28]=33,5:
T[29]=56,59:T[30]=77,09:T[31]=98,41:T[32]=140,8:T[33]=178,4:T[34]=178,6:T[35]=184:
T[36]=210,3:
T[37]=254,2:T[38]=259,8:T[39]=215,9: T[40]=189,5:T[41]=104: T[42]=82,64: T[43]=62,15:
T[44]=60: T[45]=480: T[46]=480: T[47]=312,4: T[48]=303: T[49]=303: T[50]=303:
T[51]=363: T[52]=363: T[53]=115,5: T[54]=115,5: T[55]=363: T[56]=37: T[57]=363,7:
T[58]=363,4:
{Array T end}
{Basinclar}" kPA"
{Array P}
P[0]=100: P[1]=6800 : P[2]=24200: P[3]=3962: P[4]=997,1: P[5]=997,1: P[6]=3547:
P[7]=8396 : P[8]=1980: P[9]=1017: P[10]=420,2:
P[11]=111,3: P[12]=49,58: P[13]=20,36: P[14]=4,9: P[15]=4402:P[16]=4270:
P[17]=1920:P[18]=966,7: P[19]=399,2: P[20]=105,7:
P[21]=47,1: P[22]=19,35: P[23]=7,384: P[24]=7,384: P[25]=97,89: P[26]=4,905: P[27]=17:
P[28]=17: P[29]=17,6: P[30]=47,39:
P[31]=101,35: P[32]=361,3: P[33]=1002,1:P[34]=1002,1: P[35]=1122,7: P[36]=1906,2:
P[37]=4319: P[38]=4688: P[39]=2104: P[40]=1251:

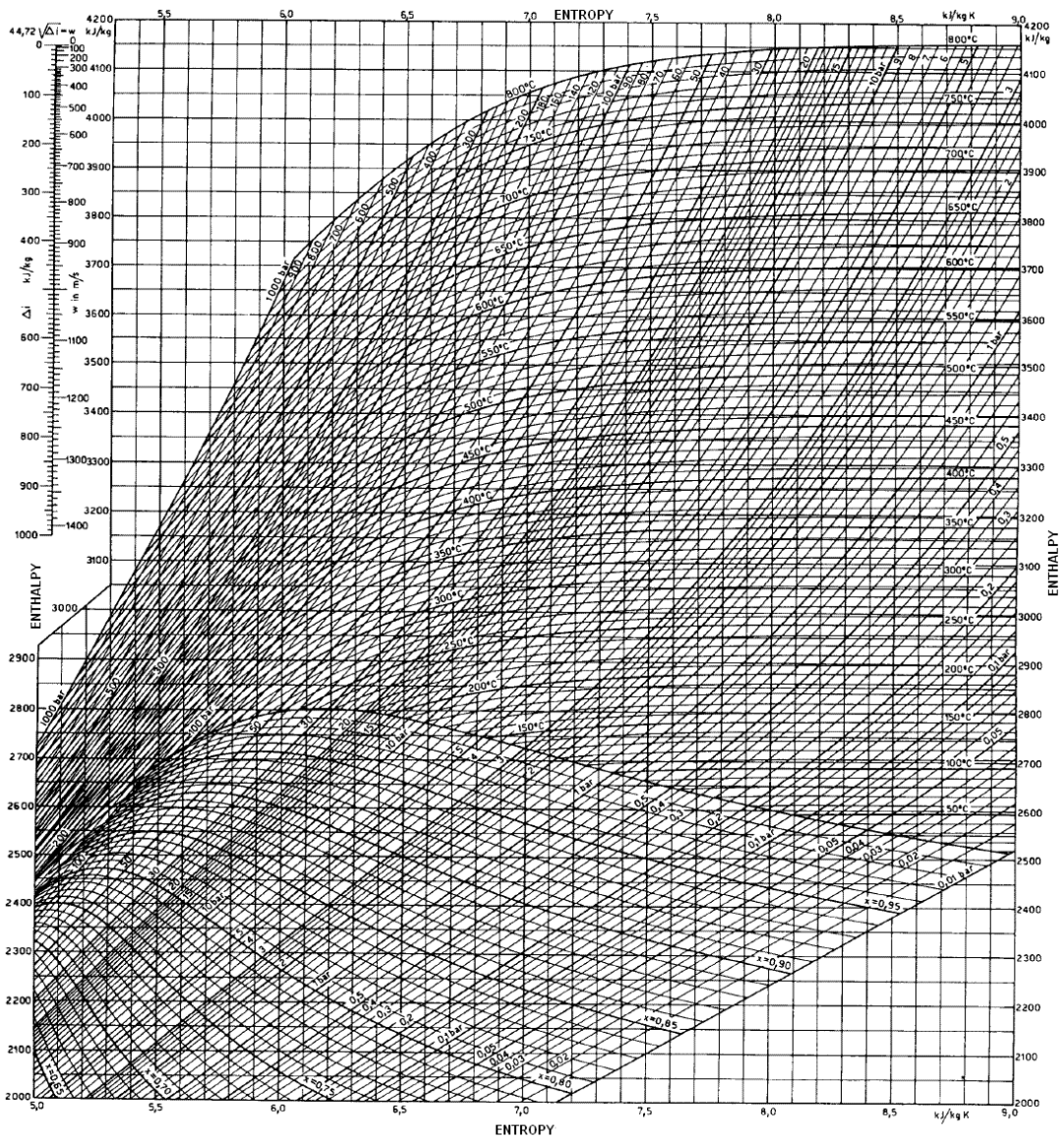
```

```

P[41]=120,82: P[42]=52,61: P[43]=22,49: P[44]=19,940: P[45]=8396: P[46]=8396:
P[47]=4402: P[48]=3547: P[49]=3547: P[50]=3547:
P[51]=966,6: P[52]=966,6: P[53]=12,92: P[54]=12,92: P[55]=966,6: P[56]=6,28:
P[57]=6563: P[58]=6366: P[59]=24200:
{Array P end}
h[59]=1265,3
T[59]=Temperature(Water;P=P[59];h=h[59])
s[59]=Entropy(Water;P=P[59];h=h[59])
x[59]=Quality(Water;P=P[59];h=h[59])
{Entalpiler}
{Array h}
duplicate i=0;58
h[i]=Enthalpy(Water;T=T[i];P=P[i])
end
{Array h end}
{Entropiler}
{Array s}
duplicate i=0;58
s[i]=Entropy(Water;T=T[i];P=P[i])
end
{Array s end}
{ISLAKLIK}
{Array x}
duplicate i=1;58
x[i]=Quality(Water;T=T[i];h=h[i])
end
{Array x end}
{Enerjiler}
{Array E}
duplicate i=1;59
E[i]=m[i]*h[i]
end
{Array E end}
{Ekserjiler}
{Array B}
duplicate i=1;59
B_fiz[i]= m[i]*((h[i]-h[0])-(T[0]+273)*(s[i]-s[0]))
end

```

Mollier Diyagramı



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Ceylan TÜYSÜZ
Doğum Tarihi ve Yeri :20.05.1985 İSTANBUL
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :ceylan.tuysuz@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2009
Lise	Fen Bilimleri	Kadıköy Anadolu Lisesi	2004