

**TERMİK SANTRALLARDA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ İÇİN YAZILIM
GELİŞTİRİLMESİ**

CEM ÇELİK

Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

Yüksek Lisans Tezi

Olarak Hazırlanmıştır.

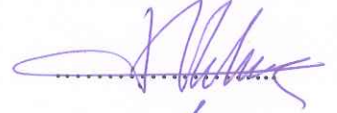
ZONGULDAK

MAYIS2015

KABUL:

Cem ÇELİK tarafından hazırlanan “TERMİK SANTRALLARDA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ İÇİN YAZILIM GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek, Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 08/05/2015

Başkan : Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ
Bülent Ecevit Üniversitesi



Üye : Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN
Marmara Üniversitesi



Üye : Yrd. Doç. Dr. Mustafa EYRİBOYUN
Bülent Ecevit Üniversitesi

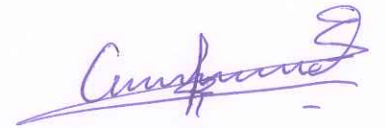


ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım./...../2015


Prof. Dr. Kemal BÜYÜKGÜZEL
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”



Cem ÇELİK

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TERMİK SANTRALLARDA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ İÇİN YAZILIM GELİŞTİRİLMESİ

Cem ÇELİK

Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Mustafa EYRİBOYUN

Mayıs 2015, 103 sayfa

Bu çalışmanın amacı termik santrallarda enerji ve ekserji analizi için yazılım geliştirmektir. Çalışmada Çatalağzı Termik Santrali'nin akış şeması ve santralin akış şemasında bulunan 32 düğüm noktası ve bu noktaların sıcaklık ve basınç değerleri baz alınarak yazılım geliştirilmiştir. Öncelikle güç akışkanı suyun termodinamik özellikleri olan h ve s için IAPWS-95 ve IAPWS-IF97 çalışmalarının bulunduğu IAPWS tarafından yayınlamış bildirilerdeki denklemler ve veriler kullanılmıştır. Daha sonra santrala çevre sıcaklığının 25 santigrat derecedeki ve 0.101 MPa basınçtaki ortam şartlarında (ölü konum) enerji ve ekserji analizi uygulanarak her bir düğüm noktasının enerji ve ekserji değerleri ve santralin her bir elemanın ısı kaybı, enerji verimi, tersinmezlik, ekserji verimi, pompa ve türbin işleri için gerekli denklemler elde edilmiştir. Elde edilen bu denklemler ve veriler kullanılarak santralin enerji ve ekserji analizini yapan Termik Santral Analiz Programı (TESAP) geliştirilmiştir. Program yardımıyla analiz yapılmış ve santralin ekserji verimi çevre sıcaklığının 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 santigrat derecedeki değerleri için sırasıyla %35.22, %34.76, %34.44, %33.99, %33.68, %33.24, %32.81 olarak hesaplanmıştır. Artan çevre

ÖZET (devam ediyor)

sıcaklığına bağlı olarak santralın ekserji veriminin azaldığı görülmüştür. Ayrıca çevre sıcaklığına göre tersinmezliğin değişimi programda bulunan diyagramlar yardımıyla incelenmiştir. Yoğuşturucuda ve borularda artan çevre sıcaklığıyla tersinmezliğin azaldığı, diğer santral elemanlarının ve toplam tersinmezliğin ise artan çevre sıcaklığıyla arttığı gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Termik Santral, Enerji Analizi, Ekserji Analizi

Bilim Kodu: 625.04.01

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

SOFTWARE DEVELOPMENT FOR ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF THERMAL POWER PLANTS

Cem ÇELİK

Bülent Ecevit University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor: Asst. Prof. Mustafa EYRİBOYUN

May 2015, 103 pages

The purpose of study is to develop software for energy and exergy analysis of the thermal power plant. In this study software has been developed on the basis of schematic diagram of Çatalağzı Thermal Power Plant and 32 nodes of this schematic diagram with temperatures and pressures. First, thermodynamic properties of water which were h and s has been calculated using by equations and data from IAPWS-95 and IAPWS-IF97 which were published by IAPWS. The equations has been obtained energy and exergy of foreach nodes and heat loss, energy efficiency, irreversibility, exergy efficiency, pump and turbine work foreach element of power plant by using energy and exergy analysis at 25 degrees Celsius and 0.101 MPa pressure of ambient conditions. By using these equations and data, Thermal Power Plant Analysis Software (TESAP) has been developed. By the help of software, the efficiency of power plant and change of irreversibility of power plant components has been calculated. The results of efficiency has been found % 35.22, % 34.76, % 34.44, % 33.99, % 33.68, % 33.24, % 32.81 for 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 degrees Celsius of ambient temperatures respectively. It showed that exergy efficiency decreased with increase of ambient temperature. The change

ABSTRACT (continued)

of irreversibility with increase ambient temperature has been investigated by using diyagram which software were include. And also, it showed that, in the condenser and pipes, irreversibility were decreased with increase in ambient temperature, but in the other components, irreversibility and total irreversibility were increased.

Keywords: Thermal Power Plant, Energy Analysis, Exergy Analysis

Science Code: 625.04.01

TEŞEKKÜR

Bu alıŐma boyunca benden yardımını ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen ve çalışmanın baŐından belli bana güvenen tez danıŐmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Mustafa EYRİBOYUN baŐta olmak üzere, bugünlere gelmemde katkısı olan tüm öğretmenlerime sonsuz teŐekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bugünlere gelebilmem için her türlü fedakarlığı yapmış, maddi ve manevi hiçbir zaman desteklerini eksik etmeyen ve her zaman bana güvenen çok sevdiğim babama, anneme, ablama, eniŐteme, ağabeyime ve dostlarıma sonsuz teŐekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
BÖLÜM 2 TERMİK SANTRALLAR	13
2.1 TERMİK SANTRALLARIN ÇALIŞMA PRENSİBİ	14
2.2 TERMİK SANTRALLARIN ANA BÖLÜMLERİ.....	16
2.3 TÜRKİYE’DEKİ TERMİK SANTRALLAR	18
BÖLÜM 3 TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASASI (ENERJİ ANALİZİ).....	23
3.1 TANIMI.....	23
3.2 KAPALI VE AÇIK SİSTEMLER İÇİN ENERJİ ANALİZİ	24
3.2.1 Kapalı Sistemler İçin Enerji Analizi.....	25
3.2.2 Açık Sistemler İçin Enerji Analizi.....	28
BÖLÜM 4 TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASI (EKSERJİ ANALİZİ).....	33
4.1 EKSERJİ.....	37

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
4.1.1 Ekserjinin Tanımı	38
4.1.2 Ekserjinin Çeşitleri	39
4.1.3 Ekserjinin Önemi.....	42
4.2 KAPALI VE AÇIK SİSTEMLER İÇİN EKSERJİ ANALİZİ.....	43
4.2.1 Kapalı Sistemler İçin Ekserji Analizi	46
4.2.2 Açık Sistemler İçin Ekserji Analizi	46
BÖLÜM 5 SU VE BUHARIN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİNİN HESABI	49
5.1 DOYMUŞ SIVI VE BUHARIN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİ	49
5.2 KIZGIN BUHARIN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİ	55
5.3 SIKIŞTIRILMIŞ SIVININ TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİ	61
BÖLÜM 6 UYGULAMA VE TERMİK SANTRAL ANALİZ PROGRAMI.....	67
6.1 ÇATALAĞZI TERMİK SANTRALI HAKKINDA GENEL BİLGİLER	67
6.1.1 TERMİK SANTRALIN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	70
6.1.1.1 Pompaların Enerji ve Ekserji Analizi.....	70
6.1.1.2 Alçak Basınç Isıtıcılarının Enerji ve Ekserji Analizi.....	72
6.1.1.3 Yüksek Basınç Isıtıcılarının Enerji ve Ekserji Analizi	73
6.1.1.4 Türbin Grubunun Enerji ve Ekserji Analizi	75
6.1.1.5 Yoğuşturucuya Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması	76
6.1.1.6 Dearatöre Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması	78
6.1.1.7 Kazana Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması	79
6.1.1.8 Borulardaki Kayıplar için Enerji ve Ekserji Analizi	84
6.2 TERMİK SANTRAL ANALİZ PROGRAMI (TESAP)	84
6.2.1 Termik Santral Analiz Programı Kullanımı	85
BÖLÜM 7 SONUÇLAR	93
KAYNAKLAR.....	99

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
ÖZGEÇMİŞ	103

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Türkiye'deki maden rezervleri	3
1.2 Basit ideal Rankine çevrimi	6
1.3 T - s diyagramında içten tersinir hal değişiminin eğrisi altında kalan alan ısı geçişini gösterir	7
1.4 Gerçek buharlı güç çevriminin ideal Rankine çevriminden farkı.....	8
2.1 Dünyada 2011 yılı birincil enerji kullanımı	13
2.2 2035 yılı birincil enerji talep projeksiyonu	14
2.3 Bir termik santral akış şeması.....	15
2.4 Kazanın içyapısı.....	17
2.5 Ülkemizdeki bazı enerji üretim santrallerinin haritası.....	21
3.1 Sistem ve çevresi arasında enerji transferi	24
3.2 Kapalı sistem sınırlarından kütle geçişi olmaz, fakat enerji geçişi olabilir	25
3.3 Bir çevrim için $\Delta E = 0$, böylece $Q = W$ olur	27
3.4 Örnek bir kontrol hacmi	28
3.5 Akış işinin gösterimi	30
4.1 İkinci yasanın Clausius ifadesine aykırı bir soğutma makinesi.....	35
4.2 İkinci yasanın Kelvin-Planck ifadesine aykırı bir ısı makinesi.....	36
4.3 Basit buharlı güç çevrimi	37
4.4 Sürekli akışlı tersinir bir sistem	40
4.5 Homojen basit bir sıvının tersinir proseste T - s diyagramında fiziksel ekserjisi.....	41
4.6 Sadece çevresiyle ısı alışverişinde bulunan kapalı sistem	43
4.7 Isı, iş ve kütle ile enerji etkileşimlerinin olduğu kontrol hacmi	47
5.1 P - T diyagramında suyun faz sınır eğrileri.....	50
5.2 IAPWS-IF97 de bölgeler ve denklemler.....	55
6.1 Termik santralin şematik gösterimi	68
6.2 Pompaların şematik görünüşü	70
6.3 Alçak basınç ısıtıcılarının şematik görünüşü.....	72

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
6.4 Yüksek basınç ısıtıcılarının şematik görünüşü	73
6.5 Türbin grubunun şematik görünüşü	75
6.6 Yoğuşturucunun şematik görünüşü	76
6.7 Dearatörün şematik görünüşü	78
6.8 Kazanın şematik görünüşü	80
6.9 Programın ana ekran görüntüsü	86
6.10 Düğüm noktalarının termodinamik özelliklerinin girildiği ekran	87
6.11 Düğüm noktalarının termodinamik özelliklerini girerken karşılaşılan uyarı	87
6.12 Yakıt bileşenlerinin kütle oranları ve alt ısı değeri	88
6.13 Yanma ürünlerinin mol oranları, standart kimyasal ekserjileri, 150 °C sabit basınç özgül ısıları ve sabit basınç ekserji kapasiteleri	88
6.14 Santralin T - s diyagramı	89
6.15 Santralin h - s diyagramı	90
6.16 Geçmiş analiz kayıtlarından verilerin aktarılması	91
7.1 Farklı T_0 sıcaklık değerlerinde santral elemanlarının tersinmezliklerinin değişimi	95
7.2 Farklı T_0 sıcaklık değerlerinde santral elemanlarının tersinmezliklerinin ve toplam tersinmezliği değişimi	96
7.3 Farklı T_0 sıcaklık değerlerinde santralin ekserji veriminin değişimi	96

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Türkiye kurulu gücünün kaynaklara dağılımı	2
2.1 Kazanın içerdiği ana bölümler.....	17
2.2 Ülkemizde elektrik enerjisinin 2013 yılı itibariyle kurulu gücü ve üretim miktarı.....	18
2.3 Ülkemizde üretilen elektrik enerjisinin birincil enerji kaynaklarına göre dağılımı.....	19
2.4 Ülkemizde elektrik enerjisi üretim santralleri ve yakıt tipleri.....	19
4.1 Enerji ve ekserjinin karşılaştırılması.....	42
5.1 2. Bölgede boyutsuz Gibbs serbest enerjinin ideal gaz bölümü için katsayılar ve üs değerleri	56
5.2 2. Bölgede boyutsuz Gibbs serbest enerjinin artık bölümü için katsayılar ve üs değerleri	57
5.3 1. Bölgede boyutsuz Gibbs serbest enerji için katsayılar ve üs değerleri	61
5.4 Doymuş sıvının farklı sıcaklıklarda deneysel değerlere göre hata oranları	65
5.5 Sıkıştırılmış sıvının farklı sıcaklıklarda deneysel değerlere göre hata oranları	65
5.6 Kızgın buharın farklı sıcaklıklarda deneysel değerlere göre hata oranları	66
5.7 Kızgın buharın farklı sıcaklıklarda deneysel değerlere göre hata oranları	66
6.1 Santral noktalarına ait termodinamik özellikler, toplam entalpi ve ekserji değerleri.....	69
6.2 Yakıtın kimyasal bileşenlerinin kütle oranları	79
6.3 Yanma ürünlerinin mol oranları, 150 °C 'de sabit basınç özgül ısıları ve ortalama sabit basınç ekserji kapasiteleri ve standart kimyasal ekserjileri	80
7.1 Santralın enerji dengesi.....	93
7.2 Santral elemanlarının tersinmezlikleri ve yakıt ekserjisine göre % oranları.....	94
7.3 Santral elemanlarının enerji ve ekserji verimleri.....	94

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan (m^2)
\bar{c}_p^h	: Sabit basınç özgül ısısı ($kJ/kmol \cdot K$)
\bar{c}_p^{ex}	: Ortalama basınç ekserji kapasitesi ($kJ/kmol \cdot K$)
ζ	: Çıkış indisi
\dot{E}	: Birim zamandaki enerji (kW)
g	: Giriş indisi
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
g	: Gibbs enerji denklemi (kJ/kg)
h	: Birim kütle için entalpi (kJ/kg)
L	: Uzunluk (m)
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/s)
n_i	: i bileşeni için birim kütlede mol sayısı
P	: Basınç (MPa)
\dot{Q}_k	: Birim zaman için kayıp ısı (kW)
Q	: Isı (kJ)
\bar{R}	: Evrensel gaz sabiti ($kJ/kmol \cdot K$)
s	: Birim kütle için entropi ($kJ/kg \cdot K$)
$S_{üretim}$: Entropi üretimi (kJ/K)
T	: Sıcaklık (K)
u	: Birim kütle için iç enerji (kJ/kg)
V	: Hız (m/s)
\dot{W}	: Birim zamanda iş (kW)
w	: Yakıtın içindeki nem miktarının kütleli oranı
\dot{X}	: Birim zaman için ekserji (kW)
\dot{X}_{ke}	: Birim zaman için kinetik ekserji (kW)
\dot{X}_{pe}	: Birim zaman için potansiyel ekserji (kW)
\dot{X}_f	: Birim zaman için fiziksel ekserji (kW)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

\dot{X}_k	: Birim zaman için kimyasal ekserji (kW)
\dot{X}_k	: Birim zaman için tersinmezlik (kW)
z	: Deniz seviyesine göre yükseklik farkı (m)
γ^0	: Gibbs enerji denkleminin ideal gaz bölümü
γ^r	: Gibbs enerji denkleminin kalan bölümü
ε	: Etkinlik
ε^0	: Standart kimyasal ekserji ($kJ/kmol$)
η_I	: Enerji verimi
η_{II}	: Ekserji verimi
η_{th}	: Isıl verim
η_{tr}	: Tersinir verim
θ	: Birim kütle için akışın enerjisi (kJ/kg)
ψ	: Akışın birim kütle için ekserjisi (kJ/kg)
φ_{kuru}	: Kuru kömür sabiti

KISALTMALAR

ABI	: Alçak Basınç Isıtıcısı
ABT	: Alçak Basınç Türbini
ÇATES	: Çatalağzı Termik Santrali
EÜAŞ	: Elektrik Üretim Anonim Şirketi
IAPWS	: Su ve Buharın Özellikleri İçin Uluslararası Dernek (International Association For The Properties of Water and Steam)
IPTS	: Uluslararası Pratik Sıcaklık Ölçeği (International Practical Temperature Scale)
ITS	: Uluslararası Sıcaklık Ölçeği (International Temperature Scale)
LHV	: Alt Isıl Değer
MTA	: Maden Tetkik Ve Arama
OBT	: Orta Basınç Türbini
TEİAŞ	: Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi
TCDD	: Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları
TTK	: Türkiye Taşkömürü Kurumu

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

- UEA : Uluslararası Enerji Ajansı
YBI : Yüksek Basınç Isıtıcısı
YBT : Yüksek Basınç Türbini

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Dünyada yaşanan enerji talebindeki artışın önemli bir nedeni gelişmekte olan ülkelerdeki hızlı nüfus artışı ve sanayileşmedir. Enerji, üretim için önemli bir faktör olup bir ülkenin ekonomik ve sosyal kalkınma potansiyelini yansıtan temel göstergelerden biridir. Enerji tüketimiyle sosyal kalkınma arasında doğrusal bir ilişki olup, ekonomik gelişme ve refah artışıyla enerji tüketiminin de arttığı görülmektedir

Dönüştürülebilirliklerine göre enerji kaynakları birincil ve ikincil enerji kaynakları olmak üzere ikiye ayrılır. Birincil enerji kaynakları enerjinin herhangi bir değişim ya da dönüşüme uğramamış şeklidir ve bunlar, petrol, kömür, doğal gaz, nükleer, hidrolik, biyokütle, dalga-gelgit, güneş ve rüzgardır. Birincil enerji kaynaklarının dönüştürülmesi sonucu elde edilen enerjide ikincil enerji olarak adlandırılır. Örneğin, elektrik, benzin, mazot, motorin, kok kömürü, ikincil kömür, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) bu tip enerji kaynaklarıdır (Koç ve Şenel 2013).

Kömür, petrol ve doğal gaz gibi fosil yakıtlar veya birincil enerji kaynakları dünya enerji gereksiniminin yaklaşık %88'ini karşılamaktadır. Kalan %12'lik kısmı ise nükleer, hidrolik, rüzgar, güneş, jeotermal, odun, bitki ve hayvan artıkları türevi klasik biyomas gibi yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları ile karşılanır durumdadır (Tekel 2006).

Günümüzde enerji, nükleer, termik, hidroelektrik santraller, rüzgar, yenilenebilir, vb. sistemlerden üretilmektedir. Enerji üretimi için kullanılan yakıtlar içinde fosil yakıtlar büyük öneme sahiptir. Yapılan çalışmalar göstermektedir ki artan enerji tüketimi ve enerji üretimi arasındaki fark giderek artmaktadır. Burada temel nedenlerden birisi gelişmekte olan ülkelerdeki nüfus ve sanayileşme artışından dolayı enerji gereksiniminin karşılanılamamasıdır. Enerjinin geleceği üzerine yapılan tahminlerde enerji politikalarının değiştirilmemesi durumunda fosil yakıtların giderek tükendiği dünyada enerji sorunu ortaya

çıkacaktır. Bunun yanı sıra enerji üretiminde fosil yakıtların çok kullanılması çevreye olumsuz etkilerinden dolayı, devletler enerji politikalarını değiştirme kararı almışlardır ve yeni enerji sistemleri geliştirmek, rüzgar, güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının teşviki için çalışmalar yapmaktadırlar. Ayrıca mevcut enerji üretim sistemlerin ve yeni kurulacak enerji üretim sistemlerinin daha verimli kullanılabilmesi için araştırmalarını yoğunlaştırmaktadırlar (Şen 2006).

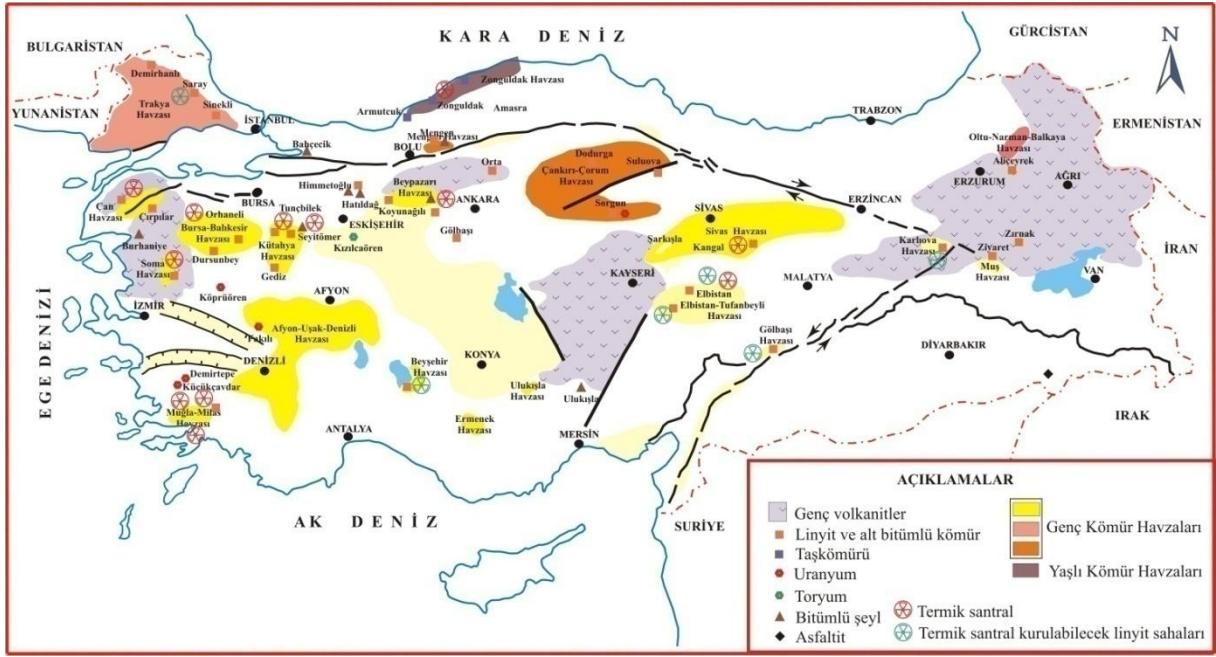
Dünyada ve ülkemizde elektrik enerjisinin büyük bir bölümü termik santrallardan karşılanmaktadır. Termik santrallar, yoğuşturucudan pompa yardımıyla besleme suyu ısıtıcılarına gönderilen taşıyıcı akışkanın ısıtıldıktan sonra yüksek basınçla kazana gönderilip, kazanda yakıtın yakılması sonucu ortaya çıkan ısı enerjisiyle ısıtılıp kızgın buhar olarak türbin gurubuna gönderilerek elde edilen ısı enerjisinin önce mekanik enerjiye sonra elektrik enerjisine çevrildiği sistemlerdir. Termik santraller temel olarak Rankine çevrimine göre çalışan santrallerdir. Türbin grubundan çıkan çürük buhar yoğuşturucuya gider ve burada soğutulup sıvı hale geçtikten sonra tekrar pompaya gönderilir ve böylece çevrim gerçekleştirilmiş olur. Yakıt olarak fosil yakıtlar olan, kömür, gaz ve petrol ürünleri kullanılmaktadır.

Türkiye de özel kurumlar ve kamu kuruluşları tarafından işletilen santrallerin kurulu gücü toplam olarak 64008.4 MW'dır. Bu santrallarda kullanılan yakıtların dağılımı Çizelge 1.1'de verilmiştir.

Çizelge 1.1 Türkiye kurulu gücünün kaynaklara dağılımı (EÜAŞ 2013).

KAYNAKLAR	KURULU GÜÇ (MW)
Hidrolik	22288.9
Doğal Gaz ve LNG	20254.9
Linyit ve Taş Kömürü	8515.2
Çok Yakıtlılar	5048.3
İthal Kömür	3912.6
Rüzgar	2759.6
Sıvı Yakıtlar (Fuel-oil, Motorin, Nafta ve Asfaltit)	694.1
Jeotermal	310.8
Yenilenebilir ve Atık	224.0
TOPLAM	64008.4

Tabloda görüldüğü gibi elektrik üretiminin önemli bir kısmı fosil yakıtlardan sağlanmakta olup küçük bir kısmı rüzgar ve yenilenebilir enerjilerden elde edilmektedir. Bunun en önemli nedeni bu üretim tiplerinde sürekliliğin olmayışudur. Kömür kaynaklı üretimin ise bir kısmı ithal kömürle bir kısmı da yerli üretim kömürle sağlanmaktadır. Ülkemizde linyit rezervleri 8.3 milyar ton olduğu belirtilirken son beş yılda MTA'nın aramaları sonucu 12 milyar tona ulaşmıştır. Fakat bu rezervlerin yaklaşık %70'inin ısı değeri 2000 kcal/kg 'in altındadır ve kül ve nem oranı yüksek olduğundan elektrik üretiminde tercih edilmemektedir (Başaran 2012).



Şekil 1.1 Türkiye'deki maden rezervleri (MTA 2013).

Termik santraller ve benzeri enerji üretim sistemlerinin tasarımında termodinamik yasaları ön plana çıkmaktadır. Termodinamiğin birinci yasası (enerji analizi) sistemdeki enerjinin niceliğiyle ilgilenir. Yani bir sistem sınırları içerisinde ne kadar enerji girdiği ve çıktığıyla ilgilenir. Termodinamiğin ikinci yasası (ekserji analizi) sistemdeki enerjinin hem niceliği hem de niteliği ile ilgilenir. Yani sistemde ne kadar çok enerji üretildiği değil, sistem içerisinde enerjinin ne yönde değiştiği ve üretilen enerjinin ne kadarının kullanılabilir enerjiye dönüştürülebildiği ile ilgilenir.

Artan enerji gereksiniminin karşılanmasındaki zorluklar ve fosil yakıtların giderek azalması ve çevreye verdikleri olumsuz etkilerden dolayı araştırmacılar mevcut enerji üretim

sistemlerinin daha verimli kullanılması üzerine çalışmalarını arttırmaktadırlar. Böylece, hem aynı miktarda yakıttan daha fazla enerji üretilecek hem de üretilen birim enerji başına maliyeti azaltabilecekler. Mevcut enerji üretim sistemlerinin önemli bir bölümü termodinamiğin birinci yasası göz önüne alınarak tasarlanmıştır. Araştırmacılar yaptıkları çalışmalarda termodinamiğin birinci yasasının (enerji analizi) enerji üretim sistemlerinin tasarımı için yeterli olmadığını termodinamiğin ikinci yasasının (ekserji analizi) kullanılması gerektiğini vurgulamışlardır.

Örneğin, bir odada bulunan bir direnç telinden geçen elektrik, direncin ısınmasına ve bu ısının odaya geçmesine neden olur. Birinci yasaya göre dirence verilen enerji odaya geçen ısıya eşit olmak zorundadır. Bu hal değişimi birinci yasaya uygundur. Fakat bir direnç telinin ısıtılarak elektrik üretilmesi olanak dışıdır. Eğer yapılabilsen birinci yasaya aykırı olmazdı. Bir diğer örnek, kapalı bir kaptaki sıvının karıştırıcı yardımıyla karıştırılması sıvıya ısı geçişine neden olur. Karıştırıcının yaptığı iş kadar enerji ısı olarak sıvıya geçer. Bu birinci yasaya uygundur. Bunun tersi düşünülünce yani, karıştırıcının ısıtılarak iş üretilmesi olanak dışıdır.

Hal değişimleri belli bir yönde gerçekleşirken tersi yönde gerçekleşmemektedir. Birinci yasa hal değişimlerinin yönü üzerinde herhangi bir kısıtlama koymaz, fakat birinci yasanın sağlanması hal değişimlerinin gerçekleşebileceği anlamına gelmez. Bir hal değişiminin olup olmayacağını konusunda birinci yasanın yetersizliği, bir başka genel ilkeyle termodinamiğin ikinci yasasıyla kapatılır. Ters hal değişimleri ikinci yasaya aykırıdır ve bu durum entropi yardımıyla belirlenmektedir. Bir hal değişimi termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını sağlamıyorsa gerçekleşmez (Çengel ve Boles 1996).

Termodinamiğin birinci yasası veya enerjinin korunumu yasası, sistemle çevresinin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerjinin, çevresi tarafından kaybedilen enerjiye eşit olduğunu vurgular ve bu etkileşimdeki enerjinin miktarı hakkında bilgi verir. Fakat hal değişimlerinin yönüyle ve bu enerjinin ne kadarının kullanılabilir enerjiye çevrilebileceğiyle ilgilenmez. Bu noktada termodinamiğin ikinci yasası önem kazanmaktadır. Termodinamiğin ikinci yasası hem elde edilen bu enerjinin miktarı, hem hal değişiminin yönü hem de bu enerjinin ne kadarının sistem içindeki tersinmezliklerden dolayı yok olduğu ve bunun sonucunda ne kadarının kullanılabilir enerjiye dönüştürülebileceğiyle ilgilenir.

Birinci yasa için genel verim veya ısı verim tanımı, elde edilmek istenen değerin, bunu elde etmek için harcanması gereken değere bölümü olarak verilebilir. Yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposundan ısı alıp iş üreten atık enerjiyi ise düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposuna atan bir ısı makinesi düşünüldüğünde verim çıkan net işin giren ısıya oranıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Çengel ve Boles 1996):

$$W_{net, \text{çıkan}} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \quad (1.1)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net, \text{çıkan}}}{Q_{giren}} \quad (1.2a)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \quad (1.2b)$$

Bir A ısı makinesi 600 K ve bir B ısı makinesi 1000 K sıcaklıktaki kaynaktan ısı alıp %30 ısı verimle çalışan ve 300 K sıcaklıktaki ısı enerji deposuna ısıveren iki ısı makinesi düşünelim. İlk bakışta her iki makinede aldıkları ısınının %30'unu işe dönüştürmektedir ve aynı oranda başarılı görünmektedir. Fakat makineler termodinamiğin ikinci yasasına göre incelendiği zaman farklı bir durum ortaya çıkmaktadır. Bir ısı makinesinin en etkin biçimde çalışmaları tersinir veya Carnot makinesi olması durumunda gerçekleşir. Bu durumda ısı verimleri:

$$\eta_{tr} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) \quad (1.3)$$

Formülünden hesaplanırsa A ve B ısı makineleri için sırasıyla tersinir durumda ısı verimleri %50 ve %70 olarak bulunur. Bu sonuçla her iki makinenin ısı veriminin aynı olmasına rağmen B makinesinin daha az etkin olduğu görülmüştür. Bu örnekten de anlaşılabilineceği gibi birinci yasa verimi mühendislik sistemleri için tek başına yeterli değildir. Bu yetersizliği gidermek için ikinci yasa veriminin η_{II} hesaplanması ve dikkate alınması gerekmektedir. İkinci yasa verimi, gerçek ısı verimin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranıdır.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{tr}} \quad (1.4a)$$

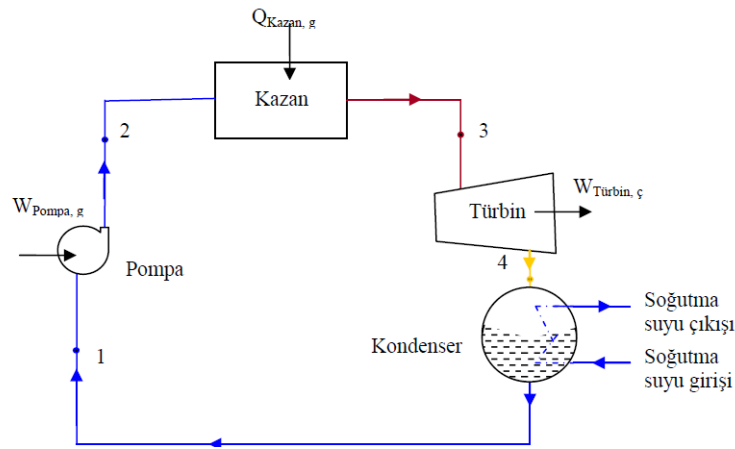
Bu tanım yardımıyla A ve B makinelerinin ikinci yasa verimleri hesaplanırsa, A makinesinin kullanılabilir iş potansiyelinin %60'ını yararlı işe dönüştürdüğünü, buna karşılık B için aynı oranın %43 olduğu görülmektedir (Çengel ve Boles 1996).

İkinci yasa veriminin en genel hali aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\eta_{II} = \frac{\text{sistemden elde edilen ekserji}}{\text{sisteme sağlanan ekserji}} \quad (1.4b)$$

$$= 1 - \frac{\text{tersinmezlik}}{\text{sisteme sağlanan ekserji}} \quad (1.4c)$$

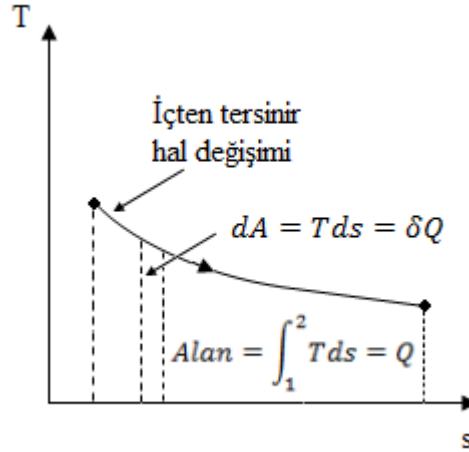
Basit bir örnekle termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları arasındaki fark anlatılmaya çalışılmıştır. Benzer durum enerji üretim sistemleri içinde geçerlidir. Enerji üretim sistemlerine uygulanacak birinci yasa analizi sonucunda elde edilen verim değeri veya sonuçlar bize gerçek sonuçları vermemektedir. Çünkü birinci yasa elde ettiğimiz enerjinin kullanılabilirliği ve sistem içindeki tersinmezliklerin enerji üretimine yani verime etkisi hakkında bilgi vermemektedir. Bu nedenden dolayı enerji üretim sistemlerinin hem işletilirken verimliliğini iyileştirmek hem de yeni kurulacak sistemlerde ikinci yasanın tasarımlarda dikkate alınıp, birinci ve ikinci yasalara göre analizlerin yapılarak elde edilebilecek verimlerin belirlenmesi sonucunda enerji üretim sistemlerinin oluşturulması gerekmektedir. Termodinamiğin ikinci yasası, ekserji analizi yapılarak entropi özeliğinin yardımıyla enerji üretimi sırasında sistem içindeki tersinmezlikleri hesaplamamızı ve hangi sistem elemanı üzerinde kullanılabilir enerji kaybının daha fazla olduğunu belirlememizi sağlar. Bu sayede sistem üzerinde yapmamız gereken iyileştirmeleri yaparak daha verimli tesisler elde edebiliriz. Böylece de örneğin aynı miktarda kömürden daha fazla enerji elde edebilir, hem kaynakları daha etkin kullanmış hem çevreyi daha az kirletmiş hem de enerji üretiminin birim maliyetini düşürmüş oluruz.



Şekil 1.2 Basit ideal Rankine çevrimi (Yazıcı ve Selbaş 2011).

Önceden de belirttiğim gibi termik santraller temel olarak Rankine çevrimine göre çalışan santrallerdir. Şekil 1.2’de verilen basit ideal bir Rankine çevrimini düşünelim. Basit ideal bir Rankine çevriminde içten tersinmezliklerin olmadığı dört hal değişimi vardır. Bunlar sırasıyla pompayla izantropik sıkıştırma, kazanda sabit basınçta ısı girişi, türbinde izantropik genişleme ve yoğuşturucuda sabit basınçta ısı çıkışıdır. İzantropik, adyabatik ve içten tersinir hal değişimi anlamına gelmektedir. Yani ısı geçişi ve tersinmezlikleri olmadığı kabul edilir. Hal değişimlerinin ve çevrimlerin ikinci yasa çözümlemesi yapılırken $T-s$ diyagramları çok yararlıdır. $T-s$ diyagramlarının, içten tersinir hal değişiminin altında kalan alan ısı geçişini vermektedir. Matematiksel olarak bu ifade aşağıdaki şekildedir ve diyagram üzerinde gösterimi Şekil 1.3’de verilmiştir:

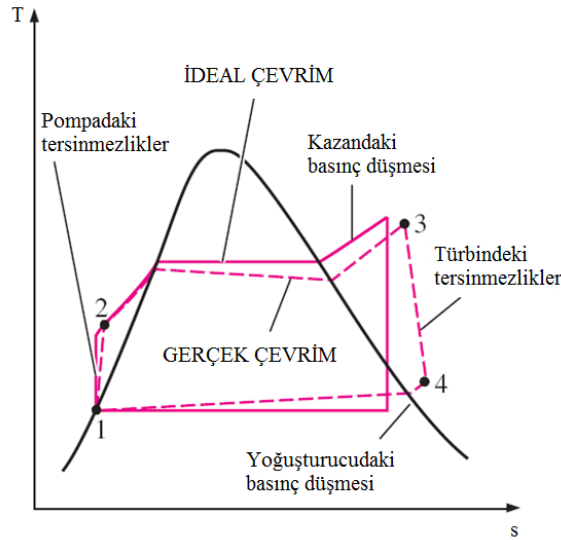
$$Q_{içtentr} = \int_1^2 T ds \quad (1.5)$$



Şekil 1.3 $T-s$ diyagramında içten tersinir hal değişiminin eğrisi altında kalan alan ısı geçişini gösterir (Çengel ve Boles 1996).

İzantropik durumda ısı geçişi olmadığından bu alan sıfırdır ve entropi sabit kalır. Basit ideal bir Rankine çevrimine (ideal buhar çevrimi) karşılık gerçek Rankine çevrimini (gerçek buhar çevrimi) düşünelim. Gerçek buhar çevriminde akış sürtünmesi ve çevreye olan istenmeyen ısı kayıpları tersinmezliklerin başlıca iki nedenidir. Akış sürtünmesi, kazanda, yoğuşturucuda ve sistemi birleştiren borularda basıncın düşmesine neden olur. Bu durum ideal duruma göre daha yüksek pompa işinin yapılmasını gerektirir. Pompa daha çok iş yapınca türbin daha az iş üretir. Çevreye olan ısı kaybı sonucu ve dönen aksamlar arasındaki sürtünme gibi tersinmezliklerden dolayı pompa ve türbinde hal değişimi sırasında bir miktar entropi üretilir. Başka bir deyişle kullanılabilir işte kayıp meydana gelir. Bu durumda yine ideale göre daha

çok pompa işi gerektirir ve böylece daha az türbin işi elde edilir. Şekil 1.4’de gerçek ve ideal buhar çevrimi $T-s$ diyagramında gösterilmiştir (Çengel ve Boles 1996).



Şekil 1.4 Gerçek buharlı güç çevriminin ideal Rankine çevriminden farkı (Çengel ve Boles 1996).

Kısacası sadece ideal duruma bakıp bir sistemin enerji analizini (termodinamiğin birinci yasası) yapmanın yeterli olmadığı görülmüştür. Doğru sonuçlar elde etmek ve doğru bir değerlendirme yapabilmek için gerçek duruma bakarak ekserji analizinin (termodinamiğin ikinci yasası) yapılması gerekmektedir.

Bu bağlamda, tasarımcılar eskiden sadece enerji analizine bakarak tesis tasarımı yaparken günümüzde enerji analizinin yanında ekserji analizinde bakarak tasarımlarını oluşturmaktadırlar. Günümüzde var olan tesislere ekserji analizi uygulanarak en fazla enerji kaybının hangi sistem elemanı üzerinde olduğu bulunup, bu sistem elemanı üzerinde iyileştirmeler yaparak hem verim artışı sağlanır, hem de termoekonomik analizi yapılarak optimum tasarım, iyileştirme işlemleri ve maliyetleri hesaplanmaktadır.

Farklı enerji sistemleri uygulamalarının yapılabilmesi, verimliliğin doğru hesaplanabilmesi ve ekserji analizinin doğru biçimde uygulanabilmesi için termodinamik özelliklerin doğru ve hassas biçimde hesaplanabilmesi gerekmektedir. Bu bağlamda su ve benzeri taşıyıcı sistemlerin termodinamik özelliklerinin daha hassas olarak hesaplanabilmesi adına farklı çalışmalar ortaya çıkmıştır. Çalışmamızda doymuş sıvı ve buharın termodinamik özelliklerinin hesabı için Wagner ve Prusß tarafından 2002 yılında yayınlanan Genel ve

Bilimsel Kullanım İçin Normal Suyun Termodinamik Özelliklerinin Hesabı İçin IAPWS 1995 Formülasyonu adlı çalışmasından yararlanılmıştır. Kızgın buharın termodinamik özelliklerinin hesabı için ise orijinal adıyla International Association for The Properties of Water and Steam adlı uluslararası dernek tarafından 2007 yılında yayınlanan IAWPS Endüstriyel Formülasyonu 1997 adlı çalışmadan yararlanılmıştır.

Yazıcı ve Selbaş (2011), basit çevrimli bir buharlı güç santralinin bölümlerine enerji ve ekserji analizlerini uygulamıştır. Sistemdeki kazan, yoğuşturucu, türbin, pompa gibi elemanların farklı sıcaklık, basınç ve debilerdeki güçleri, ekserjileri ve tersinmezlikleri hesaplanmıştır. Bunlar arasındaki karşılaştırmalar yapılmış ve sistem noktalarının farklı debi, sıcaklık ve basınçlarda ki davranışları ve tersinmezliklerin değişimi incelenmiştir. Sonuç olarak sistemde en fazla tersinmezliğin yoğuşturucuda olduğu saptanmıştır.

Mali Sanjag ve Mehta (2012) doğal gaz ve kömür yakıtlı güç santrallerinin enerji ve ekserji analizlerini incelemiştir. Santralin her bir noktası için enerji, ekserji yok oluşunu hesaplamıştır. Her bir noktada ekserji yok oluşunun enerjiden fazla olduğunu, yani enerji kaybını yüksek ikinci yasa veriminin düşük olduğunu bulmuştur. Santralin performansı ve verimliliği hakkında bilgi edinilmiş ve yapılabilecek iyileştirmeler sunulmuştur. Isıtıcıların ve ekonomizörün tersinmezlikte payı olduğu gözlenmiştir. Kazanda tersinmezlik %47.40 olarak hesaplanmış ve iyileştirme yapılması gerektiği vurgulanmıştır.

Aljundi (2009) yaptığı çalışmada Ürdün'deki Al-Hüseyn Termik Santrali'ne enerji ve ekserji analizini uygulanmıştır. Santralin kurulu gücü 396 MW ve santral, 7 adet ($3 \times 33 \text{ MW} + 4 \times 66 \text{ MW}$)'lık buhar türbini ve 2 adet ($1 \times 14 \text{ MW} + 1 \times 19 \text{ MW}$)'lık gaz türbininden oluşmaktadır. Santral elemanlarına enerji ve ekserji analizleri uygulanmış, ekserji, tersinmezlikler ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Hesaplarda görülmüştür ki, birinci yasaya göre en fazla enerji kaybı kondenserde, ikinci yasaya göre en fazla tersinmezlik %77 ile kazandadır. Kondenserdeki tersinmezlik ise %9 olarak hesaplanmıştır. Buda göstermektedir ki, birinci yasa analizi üretilen enerjinin miktarı ve verimi ile ilgili gerçek bilgiler sunmaz. İkinci yasa analizi yani ekserji analizi ise bize gerçeğe en uygun sonuçları verir ve hangi sistem elemanında en fazla tersinmezliğin olduğunu bularak verim artışı için ne gibi iyileştirmeler yapmamız gerektiğini bulmamızı sağlar. Bu çalışmada santral elemanlarından kazanda en fazla tersinmezliğin olduğu görülmüş ve iyileştirmelerin yapılması gerektiği görülmüştür. Bu tersinmezliğin büyük miktarı yanmanın tam yanma olmayışından ve

kazanda gerekli yalıtımların olmayışından kaynaklanmaktadır. Yakıt hava karışımı iyi ayarlanması ve yakma havasına ön ısıtma yapılması gerektiği vurgulanmıştır. Kazandan sonra en fazla tersinmezliğin %13 ile türbinde olduğu tespit edilmiştir.

Tekel (2006) Türkiye deki üç farklı termik santrale birinci ve ikinciyasa analizlerini uygulamıştır. Sistem elemanlarının ayrı ayrı enerji ve ekserji değerlerini hesaplayarak verimliliklerini bulmuştur. Bu işlemini farklı çevre sıcaklıkları için tekrarlamış ve aradaki farklılıkları irdelemiştir.

Ünal (2009) çalışmasında bir termik santrali termoeconomik yönden incelemiştir. 150 MW gücünde bir adet türbin grubu, buhar kazanı, kondenser, ejektör ve ısıtıcılardan oluşan santral elemanlarına enerji ve ekserji analizini uygulamıştır. Elde edilen bilgilerle sistem ve elemanlarının termoeconomik çözümlemesini yapmıştır. Bunun neticesinde en yüksek enerji ve tersinmezliğin kazanda olduğunu tespit etmiştir. Kazanda yapılacak iyileştirmelerin birim maliyeti azaltacağı sonucuna varmıştır. Özellikle kazanda yakma havası miktarının iyi ayarlanması böylelikle yanma işleminin iyileştirilmesi gerektiğini ve kullanılan yakıtın yerine düşük kükürlü yakıtın kullanılarak santral veriminde artış sağlanabileceği vurgulanmıştır.

Kızıler (2011) kojenerasyon tesisinin elemanlarına ekserji analizini uygulamıştır. Bunun sonucunda tersinmezliğin %39.3 ile en fazla eşanjörde olduğunu belirlemiştir. İyileştirme çalışmalarının eşanjörde yapılması gerektiğini vurgulamıştır.

Kopaç, Topuz ve Hilalci (2005) yaptıkları çalışmada Çatalağzı Güç Santrali'na enerji ve ekserji analizini uygulamışlardır. Santral elemanlarının enerji değerleri ve tersinmezlikler hesaplanmış ve en fazla tersinmezliğin kazanda olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca santral elemanlarının tersinmezliklerinin yakıt ekserjisine oranları irdelenmiştir.

Ünver ve Kılıç (2005) bir kombine güç çevrim santraline çevre sıcaklığının etkisini araştırmıştır. Farklı çevre sıcaklıklarında santrale enerji ve ekserji analizini uygulamışlardır. Sıcaklığın artmasıyla havanın kütleli debisinin azalması sonucu gaz türbininden üretilen güçte azalma olduğunu ve sistemin birinci ve ikinci yasa verimlerinin azaldığını, özgül yakıt sarfiyatının arttığı görülmüştür.

Rahim ve Gündüz (2013) gaz türbinli bir ısı-güç (kojenerasyon) çevrim santraline enerji ve ekserji analizlerini uygulayarak enerji ve tersinmezlik değerlerini hesaplamışlardır. İkinci yasa analizinin, fosil yakıtların ve enerji sistemlerinin nasıl verimli kullanılacağına dair bir örnek sunmuşlardır.

Arslan ve Köse (2005) Seyit Ömer Termik Santral bölümlerine termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının çözümlerini uygulamış, santraldeki kayıpları, yerlerini tespit etmiş ve verimliliğin artırılması için yapılması gerekenler hakkında bilgi vermişlerdir.

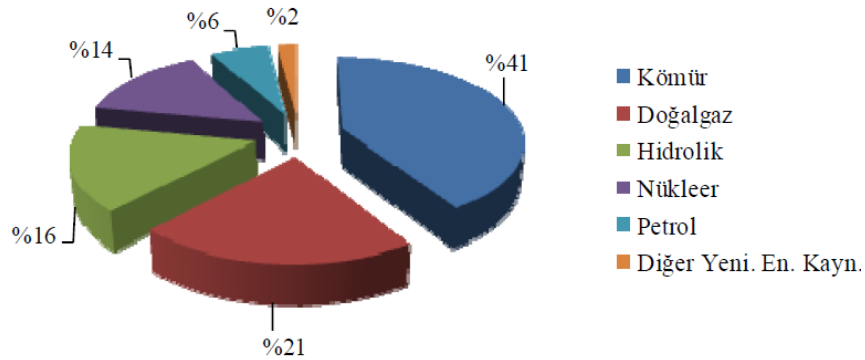
Literatürde yukarıdaki çalışmalara benzer birçok çalışma mevcuttur. İçinden geçtiğimiz mevcut dönemde fosil yakıt kaynaklarındaki ciddi azalmalar ekserji analizine olan ilgiyi her geçen gün arttırmaktadır. Ekserji analizi sayesinde daha verimli çalışan farklı üretim sistemleri tasarlanmaktadır. Bu yönde araştırmalar artmakta ve ekserji günlük hayatın her aşamasında enerjinin nasıl daha verimli kullanılabileceğine dair araştırma alanları ve gerçeğe yakın veriler sunmaktadır. Bu çalışmanın amacı, termik santralarda enerji ve ekserji analizini yapacak bir yazılım geliştirmektir. Bu sayede sistemin ve sistem elemanlarının anlık analizi yapılabilir ve sistem verimliliği ile ilgili veriler kolaylıkla elde edilebilecektir.

BÖLÜM 2

TERMİK SANTRALLAR

Ham enerji kaynağından, yüksek basınç ve yüksek kızgınlık sayesinde buhar elde edilmesi ve bu buharla buhar türbinlerinin tahrik edilmesi suretiyle, jeneratörü çevirerek elektrik enerjisinin üretildiği sistemlerdir. Termik santrallar genel olarak, bir yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisini önce mekanik enerjiye, sonrada elektrik enerjisine dönüştüren sistemlerdir. Bu santrallarda ham enerji kaynağı olarak katı yakıtlar (linyit, taşkömürü, çöp, talaş vb.), sıvı yakıtlar (fuel-oil), gaz yakıtlar (doğal gaz, baca gazı), sentetik yakıtlar, nükleer enerji gibi yakıtlar kullanılmaktadır (Kocaman 2003).

Dünyada ve ülkemizde elektrik enerjisinin büyük bir kısmı birincil enerji kaynaklarından (kömür, petrol, doğal gaz, vb.) yani termik santrallardan üretilmektedir. Şekil 2.1’de dünyada elektrik üretiminde kullanılan kaynakların 2011 yılı dağılımını görebilirsiniz.

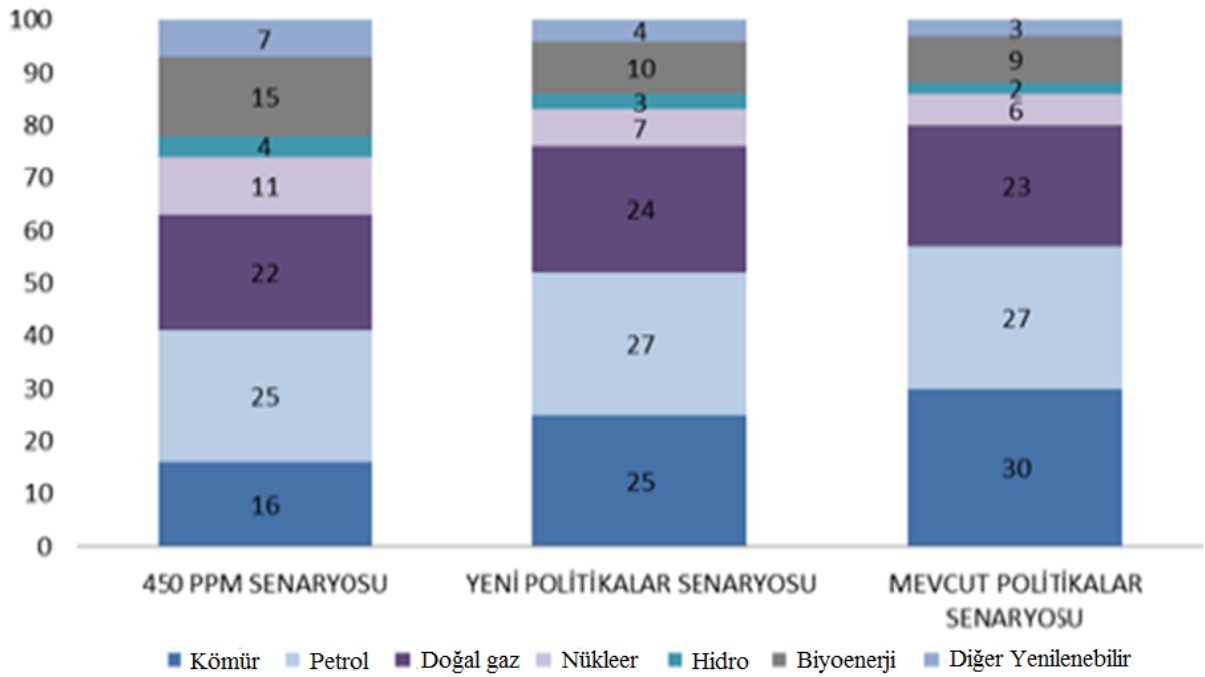


Şekil 2.1 Dünyada 2011 yılı birincil enerji kullanımı (Koç ve Şenel 2013).

Şekilde görüldüğü gibi dünyada elektrik üretiminde kullanılan kaynaklar arasında kömür birinci sıradadır.

Petrol ürünlerindeki azalma ülkeleri kömür kaynaklı enerji üretim politikaları izlemeye itmiştir. Buda dünya üzerinde kömür kaynaklı termik santralların her geçen gün artmasına

sebepl olmuştur. Uluslararası Enerji Ajansı (UEA)'nın 2035 yılı birincil enerji talep tahminini belirlerken 3 farklı senaryo hazırlamıştır. 2012 yılında 12.7 milyar ton eşdeğer petrol (TEP) olan birincil enerji talebinin, mevcut enerji politikaları ile devam senaryosunda %47'lik artışla 18.7 milyar TEP, yeni politikalar senaryosuna göre %35 oranında artış ile 17.2 milyar TEP ve karbon emisyonunun sınırlı tutulmak istendiği atmosferde bir milyon partikül içerisinde 450 partikül sera gazının hedeflendiği (450 ppm) senaryoya göre %16 oranında bir artışla 14.8 TEP'e çıkması beklenmektedir. Bu üç senaryoya göre birincil enerji talep projeksiyonu Şekil 2.2'de verilmiştir (ATIG 2014).



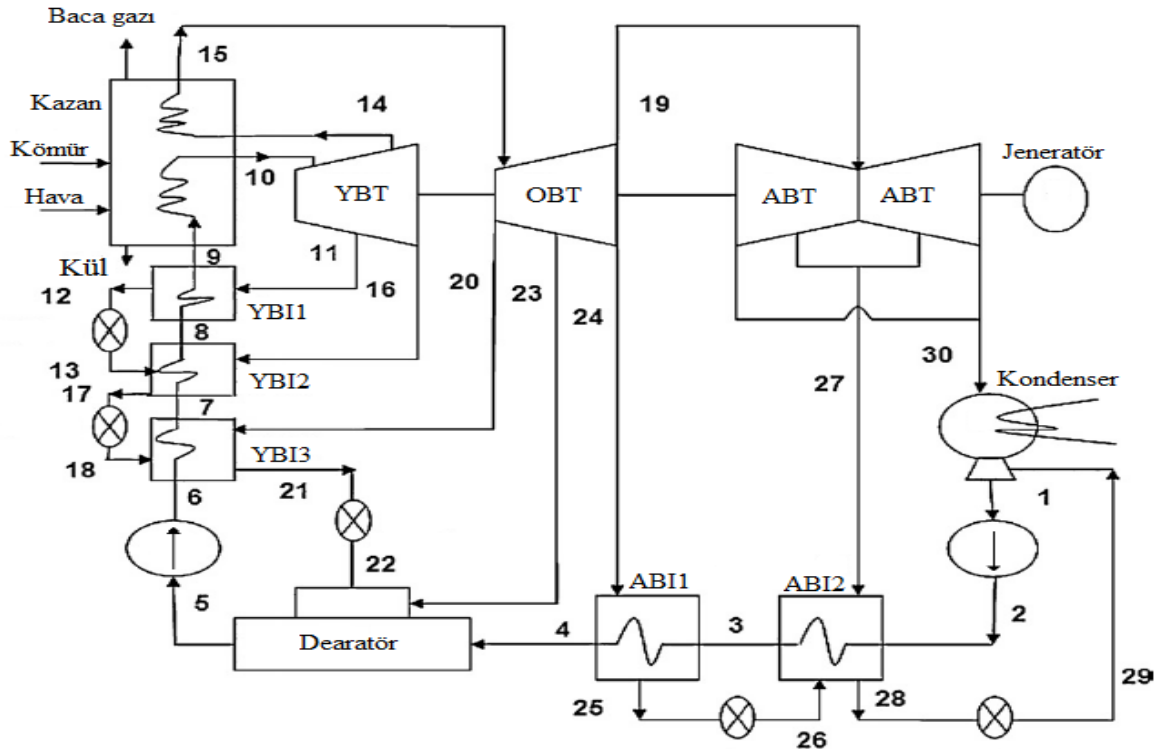
Şekil 2.2 2035 yılı birincil enerji talep projeksiyonu (ATIG 2014).

Yukarıda sıralanan verilerden de görüleceği gibi 2035 yılında her üç talep senaryosunda da kömür, petrol ve doğalgazın enerji talebinde en büyük paya sahip olması beklenmektedir.

2.1 TERMİK SANTRALLARIN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Termik santraller temel olarak buharlı güç çevrimine başka bir deyişle Rankine çevrimine göre çalışan santrallerdir. Şekil 2.3'de örnek bir termik santral akış şeması verilmiştir. Çevrim kondenserden çıkan su ile başlar. Kondenserden çıkan doymuş sıvı halindeki su düşük basınçta onu sıkıştırarak pompaya yönlendirilir. Pompada sıkıştırılan su basıncı artırılarak

alçak basınç ısıtıcılarına (ABI) gönderilir. Alçak basınç ısıtıcıları türbinlerden ara buhar alma yöntemiyle alınan buharın ısısını kullanarak ana çevrimdeki suyu ısıtıp sıcaklığını arttırmakta kullanılan ısı değiştiricilerdir. Bu işlem alçak basınçta gerçekteştiği içinde alçak basınç ısıtıcıları olarak anılırlar. Alçak basınç ısıtıcılarından çıkan su dearatöre iletilir. Dearatör, su pompaya gitmeden önce suyun içindeki buharın arındırılmasını sağlar. Böylece su, besleme suyu pompasına doymuş sıvı olarak gönderilir. Besleme suyu pompası suyu yüksek basınca sıkıştırır ve yüksek basınç ısıtıcılarına (YBI) yönlendirir. Yüksek basınç ısıtıcıları, alçak basınç ısıtıcıları gibi türbinlerden alınan buhar yardımıyla ana çevrimdeki suyun ısıtılmasını sağlayan ısı değiştiricilerdir. Yüksek basınç ısıtıcılarından çıkan su yüksek basınçta kazana girer.



Şekil 2.3 Bir termik santral akış şeması (Kaushik vd. 2010).

Kazan, içerisinde brülörlerin bulunduğu yanma kısmı ve onun üzerinde sıralanmış boru demetlerinden oluşur. Kömür kazan içine yukarıdan püskürtülür ve yakılır. Aşağı düşerken yanan kömür daha sonra kül olarak alt kısımdan alınır. Yanan kömür üst kısımda bulunan boru demetlerinden geçen yüksek basınçtaki suyu ısıtır ve su kazandan kızgın buhar olarak çıkar. Kazandan çıkan kızgın buhar yüksek basınç türbinine (YBT) yönlendirilir. Daha sonra yüksek basınç türbininden çıkan buhar tekrar kazana gönderilir ve tekrar ısıtıldıktan sonra orta

basınç türbinine (OBT) iletilir. Orta basınç türbininden çıkıp alçak basınç türbininden (ABT) geçer. Alçak basınç türbininden çıkan basınç ve sıcaklığı düşmüş buhar kondensere gider ve burada soğutma suyu yardımıyla soğutularak tekrar doymuş sıvı haline getirilir ve pompaya yönlendirilir. Böylece buharlı güç çevrimi tamamlanmış olur. Türbinler aynı mil üzerinde olup aynı zamanda bu mile bağlı birde jeneratör bulunmaktadır. Türbinden geçen buhar türbin kanatlarına çarparak mili döndürür. Böylece jeneratör elde edilen bu mil işini elektrik enerjisine çevirir ve dağıtımını yapılmak üzere santral alanındaki şalt sahasına iletilir. Santrallarda kullanılan kömür genel olarak yakında bulunan maden sahasından konveyör bant sistemiyle getirilir. Kazandan çıkan yanma sonu baca gazları ise filtrelerden geçirilerek doğal sirkülasyon veya soğutma suyu yardımıyla bacalarda arındırıldıktan ve soğutulduktan sonra doğaya bırakılırlar.

Termik santrallar temel olarak bu prensibe göre çalışmaktadırlar. Yukarıda örnek olarak verilen santral iki adet alçak basınç, üç adet yüksek basınç ısıtıcıları, yüksek, orta ve alçak basınç türbinlerinden oluşan türbin grubu, dearatör, düşük ve yüksek basınç pompaları ve kazandan oluşmaktadır. Bu sistemin tamamı santralin bir ünitesidir. Günümüzde var olan santrallar bu ve buna benzer bir veya birden fazla ünitelerden oluşmaktadırlar. Temel olarak benzer sistem yapısına ve akış şeması sahip bu santrallarda sistem içindeki elemanların sayısında değişiklikler olmaktadır. Örneğin, bazı santrallerde üç adet alçak basınç ısıtıcısı, iki adet yüksek basınç ısıtıcısı vardır, yani eleman sayıları değişiklik göstermektedir.

2.2 TERMİK SANTRALLARIN ANA BÖLÜMLERİ

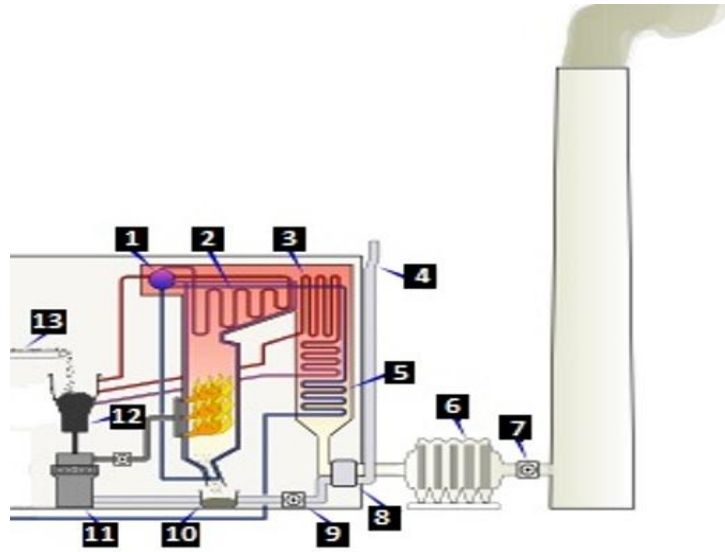
Termik santraller aşağıda sıralanan ana bölümlerden oluşmaktadırlar:

- 1.Kondenser Pompası: Kondenserde buharın yoğunlaştırılmasıyla elde edilen sıvı suyu alçak basınç ısıtıcılarına iletir.
- 2.Düşük Basınç Isıtıcıları: Kondenser pompasından gelen düşük basınçtaki ve sıcaklıktaki sıvı suyun türbinlerden alınan buhar ile ısıtılmasını sağlarlar.
- 3.Dearatör: Karışım tip bir ısı değiştiricidir. Besleme suyunun içinde bulunan ergimiş gazlardan arındırılmasında ve türbinin ara kademesinden alınan buhar yardımıyla besleme suyunun ısıtılmasında kullanılır. Dearatörün üst kısmında bulunan bölümde su içindeki gazlar ayrıştırılıp atıldıktan sonra kalan su alt kısma geçer ve burada ısı alışverişini kolaylaştıran ve suyun pülverize bir şekilde parçalanmasını sağlayan su seperatörleri içinde türbinden gelen buhar ile karıştırılarak ısıtılarak doymuş sıvı haline getirilir.

4.Besleme Suyu Pompası: Dearatörden gelen doymuş sıvı suya yüksek basınç kazandırarak, yüksek basınç ısıtıcılarına gönderir.

5.Yüksek Basınç Isıtıcıları: Besleme suyu pompasından gelen sıvı suyu türbinlerden gelen buhar ile ısıtarak kazana gönderirler.

6.Kazan: Temel olarak yüksek basınç ısıtıcılarından gelen yüksek basınçtaki sıvı suyu yakılan yakıtın ısı enerjisiyle yüksek basınçtaki kızgın buhara dönüştürerek türbinlere gönderen sistemdir. Şekil 2.4’de kazanın içyapısı ve Çizelge 2.1’de içerdiği bölümler görülmektedir.



Şekil 2.4 Kazanın içyapısı (Anonim 2015).

Çizelge 2.1 Kazanın içerdiği ana bölümler (Anonim 2015).

No	Açıklama	No	Açıklama
1	Buhar tankı	8	Hava ön ısıtıcı
2	Süper ısıtıcı	9	Enerjili akım fanı
3	Tekrar ısıtıcı	10	Kül tankı
4	Yanma hava girişi	11	Kömür değirmeni
5	Ekonomizör	12	Kömür bunker
6	Elektrostatik filtre	13	Kömür taşıyıcı bant
7	Endüklenmiş akım fanı		

Yüksek basınç ısıtıcılarından gelen su ekonomizörden geçirilerek ısıtılır. Daha sonra ısınan su buhar tankına gönderilir. Burada su içindeki buhar ayrıştırılır ve kalan su süper ısıtıcılara gönderilir. Süper ısıtıcıdan çıkan kızgın buhar yüksek basınç türbinine gider ve türbin çıkışında kazan içindeki tekrar ısıtıcılara iletilir. Buradan çıkan kızgın buhar orta basınç türbinine gider (Anonim 2014).

7.Türbin Grubu: Genel olarak yüksek, orta ve alçak basınç türbinlerden oluşan ünedir. Kazandan çıkan yüksek basınçtaki kızgın buhar ilk olarak yüksek basınç türbinine girer. Kızgın buhar sahip olduğu basıncın etkisiyle türbin kanatlarına çarparak kanatların bağlı olduğu türbin milini döndürür ve türbini terk eder. Kazanda tekrar ısıtılan buhar sırasıyla orta basınç ve alçak basınç türbinlerinden geçer ve buhar sahip olduğu enerjiyi milin dönmesiyle mekanik enerjiye çevirir.

8.Jeneratör: Mili türbin grubuyla aynı shaft sisteminde olan ünedir. Türbin milinin dönmesiyle birlikte jeneratör mili de döner ve böylece elde edilen mekanik enerji jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine çevrilir. Elde edilen elektrik enerjisi dağıtımının yapılması amacıyla şalt sahasına iletilir.

9.Kondenser: Düşük basınç türbininden çıkan düşük basınç ve sıcaklıktaki buhar kondensere iletilir. Kondenserde soğutma suyu yardımıyla soğutulmuş sıvı hale getirilir ve tekrar sisteme pompalanır.

10.Soğutma Kulesi: Soğutma suyu kullanılarak veya doğal sirkülasyon sağlanarak yanma sonucu çıkan baca gazlarının arıtılıp soğutulmuş doğaya bırakıldığı sistemlerdir.

2.3 TÜRKİYE'DEKİ TERMİK SANTRALLAR

Ülkemizde elektrik üretimi kamu ve özel olmak üzere farklı kurumlar tarafından sağlanmaktadır. Çizelge 2.2'de ülkemizde elektrik enerjisinin 2013 yılı itibariyle kurulu gücünün ve üretim miktarlarının kuruluşlara göre dağılımını görebilirsiniz (EÜAŞ 2013).

Çizelge 2.2 Ülkemizde elektrik enerjisinin 2013 yılı itibariyle kurulu gücü ve üretim miktarı (EÜAŞ 2013).

KURULUŞLAR	KURLU GÜÇ (MW)	ORAN %	ÜRETİM (GWh)	ORAN (%)
Elektrik Üretim AŞ (EÜAŞ)	23781.6	37.15	80117.8	33.36
Serbest Üretim Şirketleri (SÜŞ)	27429.5	42.85	84078.6	35.01

Çizelge 2.2 (devam ediyor)

Yap-İşlet (Yİ)	6101.8	9.53	44343.3	18.46
Otoprodüktörler (OTOP)	3421.4	5.34	13481.6	5.61
Yap-İşlet-Devret (YİD)	2335.8	3.65	13071.5	5.44
İşletme Hakkı Devri (İHD)	938.3	1.47	5161.1	2.15
Toplam	64008.4	100.00	240153.9	100.00

Ülkemizde üretilen 240153.9 *GWh* elektrik enerjisinin birincil enerji kaynaklarına göre dağılımını Çizelge 2.3’de görebiliriz (TEİAŞ 2013).

Çizelge 2.3 Ülkemizde üretilen elektrik enerjisinin birincil enerji kaynaklarına göre dağılımı (TEİAŞ 2013).

Kullanılan Yakıt	Üretim (<i>GWh</i>)	Oran (%)
Kömür	63768.1	26.6
Sıvı Yakıtlar	1738.8	0.7
Doğal Gaz	105116.3	43.8
Yenilenebilir+Atık+Atık Isı	1171.2	0.5
Hidrolik	59420.5	24.7
Jeotermal+Rüzgar	8921.0	3.7
Toplam	240153.9	100.0

Çizelge 2.4’de ülkemizdeki elektrik enerjisi üretim santralleri ve kullanılan yakıt tiplerini görebilirsiniz. Tabloda görüldüğü gibi ülkemizde elektrik enerjisi üretiminin önemli bir bölümü termik santrallerden sağlanmaktadır.

Çizelge 2.4 Ülkemizde elektrik enerjisi üretim santralleri ve yakıt tipleri (EÜAŞ 2013).

Santral Adı	Kullanılan Yakıt	İl	Kurulu Güç (<i>MW</i>)
Afşin Elbistan A Termik Santrali	Linyit	Kahramanmaraş	1335.0
Afşin Elbistan B Termik Santrali	Linyit	Kahramanmaraş	1440.0
Aliağa GTKÇ Santrali	Motorin	İzmir	180.0
Ambarlı Fuel Oil-KÇ Santrali	Fuel Oil	İstanbul	630.0

Çizelge 2.4 (devam ediyor).

Ambarlı Doğal gaz-KÇ Santrali	Doğal Gaz	İstanbul	1350.9
Batman Santrali	Fuel Oil	Batman	117.9
Bursa DGKÇ Santrali	Doğal Gaz	Bursa	1432.0
Çan 18 Mart Termik Santrali	Linyit	Çanakkale	320.0
Çatalağzı Termik Santrali	Taş Kömürü	Zonguldak	300.0
Çayırhan Termik Santrali	Linyit	Ankara	620.0
Engil Gaz Türbinleri	Motorin	Van	15.0
Entek A.Ş.	Doğal Gaz	Bursa	140.0
Entek A.Ş.	Doğal Gaz	İzmit	140.0
Esenboğa Santali	Fuel Oil	Ankara	53.8
Hakkari II Santrali	Fuel Oil	Hakkari	24.8
Hamitabat DGKÇ Santrali	Doğal Gaz	Kırklareli	1120.0
Hopa Termik Santrali	Fuel Oil	Artvin	50.0
Isparta Mobil Termik Santrali	Fuel Oil	Isparta	27.9
İç Taş Termik Santrali	Taş Kömürü	Çanakkale	130.0
İdil II Mobil Termik Santrali	Fuel Oil	Şırnak	24.4
Jeotermal Santrali	Doğal Buhar	Denizli	15.0
Kangal Termik Santrali	Linyit	Sivas	457.0
Kemerköy Termik Santrali	Linyit	Muğla	630.0
Kırıkkale Mobil Termik Santrali	Fuel Oil	Kırıkkale	153.9
Mardin Mobil Termik Santrali	Fuel Oil	Mardin	34.1
Orhaneli Termik Santrali	Linyit	Bursa	210.0
Soma A ve B Termik Santrali	Linyit	Manisa	1034.0
Samsun Mobil Termik Santrali	Fuel Oil	Samsun	131.3
Samsun II Mobil Termik Santrali	Fuel Oil	Samsun	131.3
Seyitömer Termik Santrali	Linyit	Kütahya	600.0
Siirt Mobil Termik Santrali	Fuel Oil	Siirt	25.6
Tunç Bilek Termik Santrali	Linyit	Kütahya	365.0
Van II Mobil Termik Santrali	Fuel Oil	Van	24.7
Yatağan Termik Santrali	Linyit	Muğla	630.0
Yeniköy Termik Santrali	Linyit	Muğla	420.0
Yumurtalık Sugözü Termik Santrali	İthal Kömür	Adana	1210.0

Ülkemizde kurulu durumdaki bazı enerji üretim santrallerini ve buldukları illeri Şekil 2.5’de görebilirsiniz.



Şekil 2.5 Ülkemizdeki bazı enerji üretim santrallerinin haritası (ÇATES 2015).

BÖLÜM 3

TERMODİNAMIĞIN BİRİNCİ YASASI (ENERJİ ANALİZİ)

Isı ve sıcaklıkla ilgili temel fiziksel kavramlar 1600'lü yıllarda kuruldu ve zamanın bilim adamları ısıyı, maddenin mikroskobik bileşenlerinin hareketiyle ilişkili olduğunu doğru düşünce olarak görmekteydi. Fakat 1700'lü yıllarda bu düşünce yerine ısıyı akışkan sıvı benzeri ayrı bir madde olduğu düşüncesi yaygınlaşmaya başladı. 1840'lı yıllarda James Joule ve diğer bilim adamları tarafından yapılan deneyler bu düşüncenin güvenilir olmadığını ortaya koymuş ve sonuç olarak 1850'li yıllarda ısıyı aslında enerjinin bir formu olduğu kabul edilmiştir. Isı ve enerji arasındaki ilişki buhar motorlarının gelişimi için önem kazanmış ve 1824 yılında Sadi Carnot ideal motor verimlilikleriyle ilgili tartışmasında bazı termodinamik fikirler ortaya koymuştur. 1850 yıllarında Rudolf Clausius ve William Thomson (Kelvin) hem birinci yasayı hem de ikinci yasayı belirtmiştir. Böylelikle günümüzdeki enerji sistemlerinin temelini oluşturan termodinamik yasaları ortaya çıkmıştır. Daha sonraki yıllarda yapılan çalışmalarla bu yasalar geliştirilerek farklı sistemler için farklı çevrimler ve çözümleme yöntemleri bulunmuştur (Wolfram 2002).

3.1 TANIMI

Enerjinin korunumu yasası bir etkileşim sırasında enerjinin dönüşebileceğini fakat toplam miktarının sabit kalacağını belirtir. Yani enerji var ya da yok edilemez. Örneğin, yüksek bir noktadan bırakılan bir cisim aşağıya düşerken hızlanır. Cismin atıldığı yerde sahip olduğu potansiyel enerjisi hızlandığı zaman kinetik enerjiye dönüşmüş olur (Çengel ve Boles 1996).

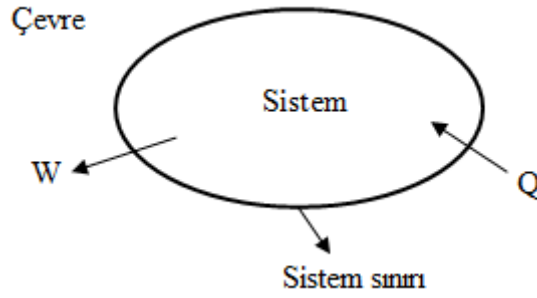
Termodinamiğin birinci kanunu da, enerjinin bir şekilden diğerine dönüşebileceğini, bir sistemden diğer sisteme transfer edilebileceğini fakat bu dönüşümler ve transferler sırasında toplamın sabit kalacağını ifade eder. Enerjinin dönüştürülebileceğini ama yok olmayacağını belirten bu kanun deneysel gözlemlere dayanır ve enerjinin korunumu diye adlandırılır. En genel haliyle "sistemle çevrenin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevre

tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır” şeklinde tanımlanır (Yazıcı ve Selbaş 2011).

Enerji analizi, bir sisteme giren enerjinin nasıl dağıldığını görmek amacıyla termodinamiğin birinci yasası temeline göre yapılan bir analizdir. Bu analizde giren 100 birimlik enerjinin hangi amaçlarla kullanıldığı hesaplanarak sistemin verimli çalışıp çalışmadığı hakkında bir yorum yapma olanağı ortaya çıkmaktadır. Bu analiz sonuçlarına bakılarak sistemin hangi noktalarında iyileştirmeler yapılabileceği hakkında yorum yapılabilir (Karakoç ve Karakoç 2011).

3.2 KAPALI VE AÇIK SİSTEMLER İÇİN ENERJİ ANALİZİ

Sistem, davranışı incelenen bir maddenin tanımlanmış bir bölümüdür. Sistem, sadece hayali veya gerçek sınırla çakışan bir sistem sınırıyla çevrilidir. Çevre ise sistem sınırı dışında kalan her şeydir. Kapalı sistem, sınırlarından kütle geçişinin olmadığı, açık sistemler ise sınırlarından kütle geçişinin olduğu sistemlerdir (Kotas 1995). Şekil 3.1’de sistem, çevre ve sistem sınırı görülmektedir.

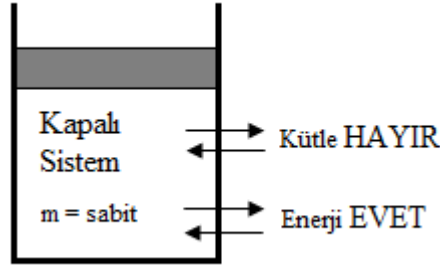


Şekil 3.1 Sistem ve çevresi arasında enerji transferi.

Şekil 3.1’de görüldüğü gibi termodinamikte enerji, kapalı bir sistemin sınırlarından içeriye ısı veya iş olarak geçme özelliğine sahiptir. Eğer kapalı bir sistemde enerji akışı, sistem ile çevre arasındaki sıcaklık farkından dolayı gerçekleşiyorsa bu enerjiye ısı adı verilir. Eğer sıcaklık farkı söz konusu değilse iş adı verilir (Ünal 2009).

3.2.1 Kapalı Sistemler İçin Enerji Analizi

Yukarıda da belirtildiği gibi kapalı sistemler, sınırlarından kütle geçişinin olmadığı sistemlerdir. Kapalı sisteme kontrol kütlesi de denilmektedir. Şekil 3.2’de örnek bir kapalı sistem gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Kapalı sistem sınırlarından kütle geçişi olmaz, fakat enerji geçişi olabilir.

Kapalı sistem olarak tanımlanan, belirli sınırlar içinde bulunan sabit bir kütle için termodinamiğin birinci yasası (enerji analizi) veya enerjinin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Sisteme veya sistemden} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{net enerji geçişi} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Sistemin} \\ \text{toplam enerjisindeki} \\ \text{net artış veya azalma} \end{array} \right] \quad (3.1a)$$

En genel haliyle kapalı sistemler için termodinamiğin birincisi yasası aşağıdaki denklemle ifade edilir:

$$\sum E_{Giren} - \sum E_{Çıkan} = \Delta E_{Sistem} \quad (3.1b)$$

Enerji sistem sınırlarından ısı ve iş olarak geçer ve böylece Denklem 3.1b aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sum Q_{Giren} + \sum W_{Giren} - \sum Q_{Çıkan} - \sum W_{Çıkan} = \Delta E_{Sistem} \quad (3.1c)$$

Denklem düzenlenirse

$$\sum Q_{Giren} - \sum Q_{Çıkan} + \sum W_{Giren} - \sum W_{Çıkan} = \Delta E_{Sistem} \quad (3.1d)$$

$$\Delta Q = \sum Q_{Giren} - \sum Q_{Çıkan} \quad (3.2)$$

ve

$$\Delta W = \sum W_{Giren} - \sum W_{Çıkan} \quad (3.3)$$

Denklem 3.2 ve 3.3 Denklem 3.1d'de yerine yazılırsa

$$\Delta Q + \Delta W = \Delta E_{Sistem} \quad (3.4a)$$

Burada ΔE_{Sistem} ifadesi sistemin iki hal arasındaki enerji değişimidir.

$$\Delta E_{Sistem} = E_2 - E_1 \quad (3.5a)$$

Manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesiyle ilişkili enerjiler ihmal edildiğinde, sistemin toplam enerjisi kinetik, potansiyel ve iç enerjilerden oluşur.

$$E = U + KE + PE \quad (3.6a)$$

$$KE = \frac{mV^2}{2} \quad (3.7)$$

$$PE = mgz \quad (3.8)$$

$$E = U + \frac{mV^2}{2} + mgz \quad (3.6b)$$

$$\Delta E_{Sistem} = (U_2 - U_1) + \left(\frac{mV_2^2}{2} - \frac{mV_1^2}{2} \right) + (mgz_2 - mgz_1) \quad (3.5b)$$

Denklemler düzenlendiğinde kapalı sistemler için termodinamiğin birinci yasası en genel haliyle aşağıdaki şeklini alır:

$$\sum Q_{Giren} + \sum W_{Giren} - \sum Q_{Çıkan} - \sum W_{Çıkan} = (U_2 - U_1) + \left(\frac{mV_2^2}{2} - \frac{mV_1^2}{2} \right) + (mgz_2 - mgz_1) \quad (3.1e)$$

Çengel ve Boles 1996 ifadesiyle:

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (3.9a)$$

$$Q - W = (U_2 - U_1) + \left(\frac{mV_2^2}{2} - \frac{mV_1^2}{2} \right) + (mgz_2 - mgz_1) \quad (3.9b)$$

Bu ifade de Q, sistem sınırlarından net ısı geçişini, W değişik biçimleri kapsayan net iş geçişini göstermektedir. Bu ifadede sisteme olan ısı geçişiyle sistem tarafından yapılan iş artı, sistemden olan ısı geçişiyle sistem üzerinde yapılan iş eksi anlamındadır.

Uygulamada karşılaşılan sistemlerin çoğu hareketsizdir, bu nedenle hızlarında veya kütle merkezlerinin bulunduğu noktada hal değişimi sırasında bir değişiklik olmaz. Böylece,

hareketsiz kapalı sistemlerin kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişimler göz ardı edilebilir ve denklemler aşığıdaki halini alır:

$$\sum Q_{Giren} + \sum W_{Giren} - \sum Q_{Çıkan} - \sum W_{Çıkan} = \Delta U \quad (3.1f)$$

$$Q - W = \Delta U \quad (3.9c)$$

Birim kütle için

$$q - w = u \quad (3.9d)$$

Birim zaman için

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \quad (3.10)$$

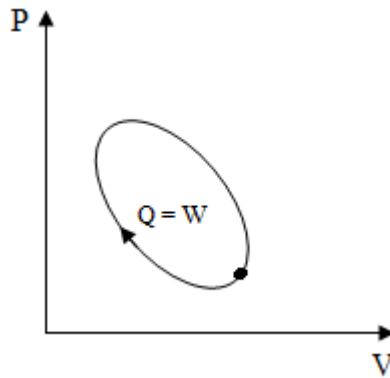
Diferansiyel

$$\delta Q - \delta W = \delta U \quad (3.11a)$$

$$\delta q - \delta w = \delta u \quad (3.11b)$$

Çevrim oluşturan bir hal değişimi için, ilk ve son haller aynıdır. Bu nedenle, $\Delta E = E_2 - E_1 = 0$ 'dır. Bu durumda çevrim için birinci yasa

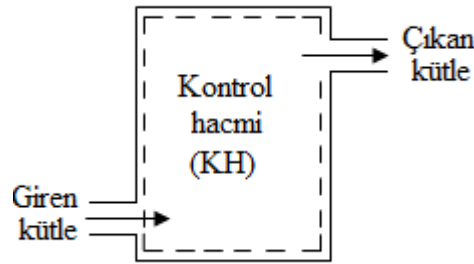
$$Q - W = 0 \quad (3.12)$$



Şekil 3.3 Bir çevrim için $\Delta E = 0$, böylece $Q = W$ olur.

3.2.2 Açık Sistemler İçin Enerji Analizi

Çok sayıda mühendislik probleminde sistem sınırlarından kütle girişi ve çıkışı vardır, bu nedenle kontrol hacmi tanımına ihtiyaç duyulur. Şekil 3.4’de örnek bir kontrol hacmi gösterilmiştir. Su ısıtıcısı, otomobil radyatörü, türbin, kompresör, içinden kütle akışının olduğu sistemlerdir, bu nedenle kontrol kütlesi (kapalı sistem) değil de kontrol hacmi (açık sistem) olarak ele alınırlar. Genelde uzayın herhangi bir bölgesi kontrol hacmi olarak seçilebilir. Kontrol hacminin seçimi konusunda katı kurallar belirlenmemiştir, fakat doğru seçim çözümlenmeyi çok daha kolaylaştırır. Örneğin, eğer bir lüledeki hava akışını inceliyorsak, lüle iç yüzeylerinin sınırladığı bölge kontrol hacmi için iyi bir sınır olacaktır. Kontrol hacmi sınırlarına kontrol yüzeyi diye adlandırılır. Kontrol yüzeyi gerçek veya sanal olabilir (Çengel ve Boles 1996).



Şekil 3.4 Örnek bir kontrol hacmi.

Kontrol hacimlerinde sürekli ve düzgün terimleriyle sık sık karşılaşılmaktadır. Sürekli zamanla bir değişim olmadığını belirtir. Bu terimin zıt anlamlısı geçici veya zamanla değişen olmaktadır. Düzgün terimi ise belirli bir bölge üzerinde, bulunulan yere göre değişim olmadığını belirtir.

Açık sistemler için enerji analizi iki aşamada uygulanır. İlk aşama kütle korunumu ilkesine göre kütle korunumu denklemini yazmaktır. Kontrol hacmi (KH) veya açık sistem için kütle korunumu ilkesi aşağıda gösterilmiştir:

$$\begin{bmatrix} \text{KH'ne} \\ \text{giren toplam} \\ \text{kütle} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \text{KH'den} \\ \text{çıkan toplam} \\ \text{kütle} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{KH içinde} \\ \text{toplam kütle} \\ \text{değişimi} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

$$\sum m_g - \sum m_c = \Delta m_{KH} \quad (3.14a)$$

Denklem 3.14a birim zaman olarak ifade edilirse aşağıdaki halini alır:

$$\sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_\zeta = \frac{dm_{KH}}{dt} \quad (3.14b)$$

İkinci aşamada ise enerjinin korunumu denklemi yazılır. Genel bir kontrol hacmi için, enerjinin korunumu ilkesi Çengel ve Boles 1996 tarafından aşağıda gösterildiği şekilde ifade edilmiştir:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Sınırları ısı ve iş} \\ \text{olarak geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{KH'ne giren} \\ \text{kütlenin} \\ \text{toplam enerjisi} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{KH'den çıkan} \\ \text{kütlenin} \\ \text{toplam enerjisi} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{KH'nin} \\ \text{net enerji} \\ \text{değişimi} \end{array} \right] \quad (3.15)$$

veya

$$Q - W + \sum E_g - \sum E_\zeta = \Delta E_{KH} \quad (3.16)$$

Diğer bir ifade şekliyle bir sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki şekildedir:

$$\sum E_{giren} - \sum E_{çikan} = \Delta E_{sistem} \quad (3.17a)$$

İncelediğimiz sistem kontrol hacmi olduğundan enerji etkileşimi iş, ısı ve sınırlardan geçen kütleden dolayı oluşan enerji olmak üzere üç şekilde olur. Denklem 3.17a bu temelde düzenlenirse açık sistem için genel enerji korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\sum Q_{giren} + \sum W_{giren} + \sum E_g - \sum Q_{çikan} - \sum W_{çikan} - \sum E_\zeta = \Delta E_{KH} \quad (3.17b)$$

Burada E_g kütleyle giren enerji ve E_ζ kütleyle çıkan enerjileri göstermektedirler. Basit sıkıştırılabilir maddenin toplam enerjisi üç bölümden oluşmaktadır: iç enerji, kinetik enerji ve potansiyel enerji. Toplam enerji birim kütle için yazılırsa:

$$e = u + ke + pe = u + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.18)$$

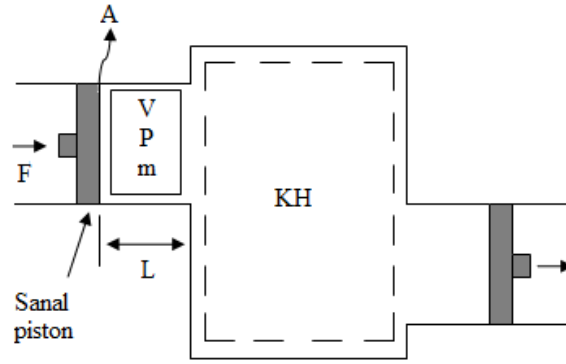
Bişimini alır. Akış olan bir ortamda veya kontrol hacminde bu toplama fazladan bir enerji, akış enerjisi eklenmelidir.

$$\theta = w_{akış} + e \quad (3.19a)$$

Bir boru içerisinde akışkanın hareketi düşünüldüğünde, belli bir miktar akışkan kütlesi sahip olduğu basınçla sanal bir piston gibi hareket etmektedir. Akışkanın basıncına P ve akışkan parçanın kesit alanı A ise akışkan üzerinde sanal piston tarafından uygulanan kuvvet:

$$F = PA \quad (3.20)$$

olur. Akışkan parçasını kontrol hacminden içeriye itmek için sanal piston L kadar ilerleyecektir. Böylece akışkan parçasını sınırdan içeri itmek için yapılan iş akış işidir ve aşağıdaki gibi ifade edilir (Çengel ve Boles 1996):



Şekil 3.5 Akış işinin gösterimi.

$$W_{akış} = FL = PAL = PV \quad (3.21a)$$

$$w_{akış} = Pv \quad (3.21b)$$

Denklem 3.19a'da akış enerjisi yerine yazılırsa

$$\theta = Pv + e \quad (3.19b)$$

$$\theta = Pv + u + ke + pe = u + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.19c)$$

$$h = u + Pv \quad (3.22a)$$

$$\theta = h + ke + pe = h + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.19d)$$

Bu durumda kütleyle geçen enerji

$$E = m\theta \quad (3.22b)$$

$$\Delta E_{KH} = m_2 e_2 - m_1 e_1 \quad (3.23)$$

Bu ifadeler Denklem 3.17b'de yerine koyulursa düzgün akışlı dengeli açık sistem için enerjinin korunumu aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\sum Q_{giren} + \sum W_{giren} - \sum Q_{çıkan} - \sum W_{çıkan} + \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum m_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç \right) = m_2 e_2 - m_1 e_1 \quad (3.17c)$$

Çengel ve Boles 1996 ifadesi ile zamanla değişen açık sistem için kütle ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$\sum m_g - \sum m_\zeta = (m_2 - m_1)_{KH} \quad (3.24)$$

$$Q - W = \sum \int_{m_\zeta} \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) \delta m_\zeta - \sum \int_{m_g} \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \delta m_g + \Delta E_{KH} \quad (3.25)$$

Eğer sistem düzgün akışlı dengeli açık sistem ise enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$Q - W = \sum m_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) - \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) + (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{KH} \quad (3.26)$$

Sürekli akışlı açık sistemler için ise, her hangi bir noktada akışkan özellikleri zamana göre değişmediğinden, kontrol hacminin kütlesi ve toplam enerjisi sabit kalır. Sürekli akışlı açık sistemler için kütle ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda belirtilmiştir:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (3.27)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (3.28)$$

BÖLÜM 4

TERMODİNAMIĞIN İKİNCİ YASASI (EKSERJİ ANALİZİ)

Termodinamiğin ikinci yasası, enerji geçişlerinin ancak belli bir yönde gerçekleşebileceğini, gerçek olayların olduğu gibi geriye dönülemez şekilde meydana geldiğini bu nedenle de her geçişte enerjinin kullanılabilir iş kapasitesinin neden azaldığını açıklayan, enerjinin niteliği ile ilgili bilgiler sağlayan yasadır. En önemlisi, enerji korunumu hesabına göre uygun olduğu halde işlemlerin gerçekleşip gerçekleşmeyeceğini bir hesapla ortaya koyabilmemizi sağlayacak büyüklükleri ortaya koyar (Erbay 2011).

Kendiliğinden gelişen bir hal değişimi belirli bir yönde gerçekleşmesine rağmen termodinamiğin birinci yasası hal değişiminin yönü hakkında bilgi vermez. Termodinamiğin birinci yasası, sadece enerjinin dönüşümü sırasında hal değişiminin enerjisinin korunmasıyla ilgilidir. Böylece bazı durumlarda hal değişimi termodinamiğin birinci yasasına aykırı değilken termodinamiğin ikinci yasasına aykırı olmaktadır. Örneğin, iş gibi uygun bir dış enerji formunun girişi olmaksızın düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişinin olması gibi. Ancak böyle bir geçiş imkansızdır ve böylece sadece termodinamiğin birinci yasası kullanılarak enerji dönüşümlerini ve geçişlerini açıklamanın yetersiz olduğu anlaşılmaktadır. Termodinamiğin ikinci yasası enerji formlarının kaliteleri arasındaki farklılıkları belirlememizi ve bazı hal değişimleri kendiliğinden gerçekleşirken bazılarının neden gerçekleşmediğini açıklamamızı sağlar (Dinçer ve Rosen 2007).

Termodinamiğin ikinci kanununun daha iyi anlaşılabilmesi için öncelikle ısı deposu, ısı makineleri, tersinir ve tersinmez hal değişimleri, tersinmezlik, entropi, kullanılabilirlik, tanımlamalarının yapılması gerekmektedir.

Isıl enerji deposu: Yüksek ısı deposuna sahip, başka bir deyişle kütleyle özgül ısısının çarpımı çok yüksek olan cisimleri ifade etmektedir. Isıl enerji depolarından veya depolarına, depo sıcaklığı değişmeden sonsuz miktarda ısı deposu geçişi olanaklıdır. Bazen

ısl enerji alınığı depoya, yüksek sıcaklıkta ısl enerji deposu veya kaynak, ısl enerjinin verildiği depoya da düşük sıcaklıkta ısl enerji deposu veya kuyu adı verilir (Çengel ve Boles 1996).

Isl makineleri: Yüksek sıcaklıktaki bir enerji deposundan aldığı ısl enerjiyi iŖe dönüştüren sistemlerin genel adıdır.

Tersinir ve tersinmez hal deđiŖimleri: Bir yönde gerekleŖtikten sonra, evre üzerinde hiçbir iz bırakmadan ters yönde gerekleŖebilen hal deđiŖimi tersinir hal deđiŖimi diye adlandırılır. BaŖka bir deyiŖle, ters yöndeki hal deđiŖiminden sonra hem sistem hem de evre ilk hallerine geri dönerler. Bu ancak, her iki yöndeki hal deđiŖimi birlikte ele alındığı zaman, net ısı geiŖi ve net iŖ sıfır olursa mümkündür. Tersinir olmayan hal deđiŖimi tersinmez hal deđiŖimi diye adlandırılır (Çengel ve Boles 1996).

Tersinmezlik: Bir proses sırasında kaybedilen iŖ potansiyelidir. Sürtünme, dengesiz geniŖleme, iki gazın karıŖtırılması sonlu sıcaklık farkında ısı geiŖi, elektrik direnci gibi etkenler tersinmezliğe neden olan etkenlerdir.

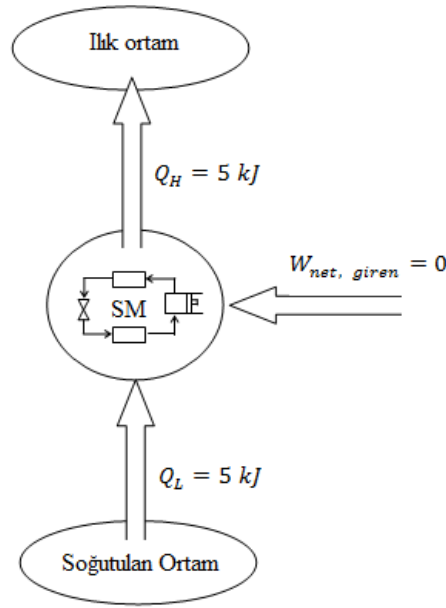
Entropi: 1865 yılında Clausius tarafından bulunmuŖ bir termodinamik özeldir. Net bir tanımı olmamakla birlikte moleküler düzensizlik veya moleküler rastgelelik olarak tanımlanabilmektedir. BaŖka bir deyiŖle entropi düzensizliğin bir ölçüsüdür.

Kullanılabilirlik: Bir sistemin baŖlangı halinden çevrenin bulunduğu l hale geldiğinde elde edilebilecek en çok iŖ olarak tanımlanır. BaŖka bir ifadeyle bir sistemin termodinamik yasalarına aykırı olmadan yapabileceği iŖin üst sınırını gösterir.

Termodinamiğin ikinci kanunu ile ilgili birçok ifade bulunmasına rağmen, en çok bilinen iki ifade Clausius ve Kelvin-Planck ifadeleridir.

Clausius ifadesi: Termodinamik bir çevrim gerekleŖtirerek alıŖan bir makinenin kendiliğinden dŖk sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme vermesi imkansızdır. Kendiliğinden gerekleŖen ısı transferi sadece sıcaklığın azaldığı yönde gerekleŖir (Dinçer ve Rosen 2007).

Isının kendiliğinden soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama geçmediği bilinen bir olgudur. Clausius ifadesinden, bir çevrim gerçekleştirerek çalışan ve soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama ısı aktaran bir makinenin yapılamayacağı anlamı çıkarılmamalıdır. Tersine, bir buzdolabında yapılan tam olarak budur. Clausius ifadesi sadece, buzdolabının çalışabilmesi için çevrime dışarıdan bir iş girişinin olması gerektiğini vurgular. Şekil 4.1’de ikinci yasanın Clausius ifadesine aykırı bir soğutma makinesi gösterilmiştir (Çengel ve Boles 1996).



Şekil 4.1 İkinci yasanın Clausius ifadesine aykırı bir soğutma makinesi (Çengel ve Boles1996).

Entropi içeren ikinci yasa ifadelerinin öncüsü olan Clausius eşitsizliği, termodinamiğin ikinci yasası için matematiksel bir ifade sağlamaktadır. Termodinamiğin kurucularından biri olan Alman fizikçi Clausius bulduğu denklemde \oint işareti integralin tüm sistem için yapılması gerektiğini göstermektedir (Dinçer ve Rosen 2007).

$$\oint(\delta Q/T) \leq 0 \quad (4.1)$$

Çevrimin $\delta Q/T$ integrali her zaman sıfırdan küçük veya sıfıra eşittir. Sistem tersinir bir çevrim gerçekleştirirse çevrimin integrali sıfıra eşit olur. Eğer sistem tersinmez bir çevrim gerçekleştirirse çevrimin integrali sıfırdan küçük olur (Çengel ve Boles 1996).

Denklem 4.1 eşitsizlik hali dışında aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Dinçer ve Rosen 2007):

$$S_{\text{üretim}} = -\oint(\delta Q/T) \quad (4.2a)$$

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplama}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \quad (4.2b)$$

$S_{\text{üretim}}$ çevrimdeki tersinmezliklerden dolayı oluşan entropi üretim miktarıdır. $S_{\text{üretim}}$ değeri farklı durumlar için aşağıdaki gibidir (Dinçer ve Rosen 2007):

$$S_{\text{üretim}} = 0 \quad \text{Tersinir çevrim} \quad (4.3a)$$

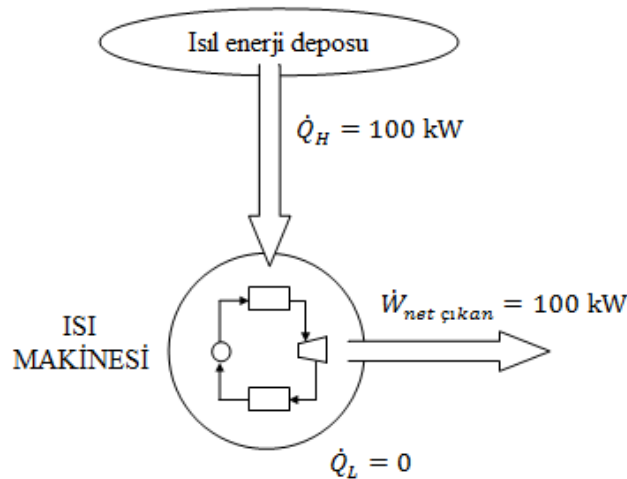
$$S_{\text{üretim}} > 0 \quad \text{Tersinmez çevrim} \quad (4.3b)$$

$$S_{\text{üretim}} < 0 \quad \text{Mümkün değildir.} \quad (4.3c)$$

Tersinir bir sistem için $\Delta S_{\text{sistem}} = (Q/T)_{tr}$ ve $\Delta S_{\text{çevre}} = -(Q/T)_{tr}$

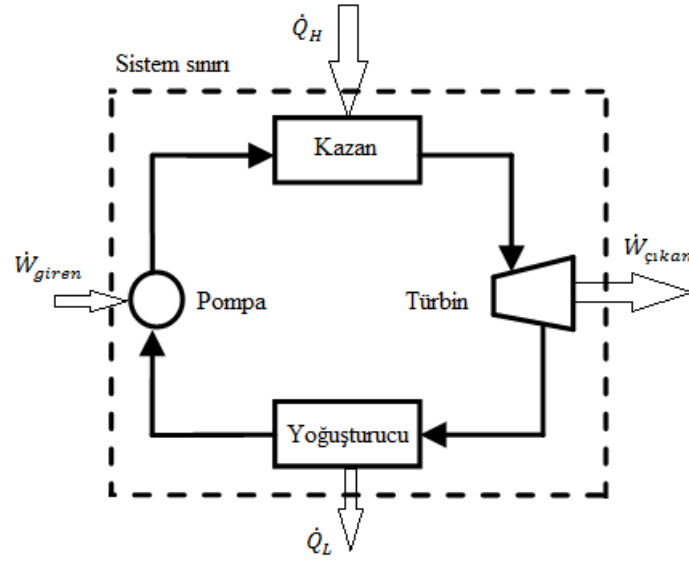
Tersinmez bir sistem için $\Delta S_{\text{sistem}} > (Q/T)_{\text{çevre}}$

Kelvin-Planck İfadesi: Termodinamiğin ikinci kanunu Kelvin-Planck tarafından, termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin sadece bir kaynaktan ısı alıp, net iş üretmesi olanaksızdır şeklinde ifade edilmiştir (Şekil 4.2). Başka bir deyişle bir ısı makinesi, sürekli çalışabilmek için hem yüksek sıcaklıktaki bir ısı enerji deposuyla hem de düşük sıcaklıktaki bir ısı enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunmak zorundadır (Çengel ve Boles 1996).



Şekil 4.2 İkinci yasanın Kelvin-Planck ifadesine aykırı bir ısı makinesi (Çengel ve Boles 1996).

Örneğin, bir buhar güç santrali bir ısı makinesidir. Santralde, çalışan akışkan olan su, kazanlarda buharlaştırılır. Bu durum bir yakıtın yanmasıyla sağlanır ve yüksek sıcaklık kaynağından ısı çekilmesi anlamına gelir (Şekil 4.3). Buhar türbinlere gönderilerek türbin kanatlarının dönmesi sağlanır, böylece jeneratörden elektrik enerjisi şeklinde iş üretilir. Türbinde basıncı ve sıcaklığı düşürerek çıkan buhar, ilk haline dönmesi yani sürekli iş üretmek için yoğuşturuculara gönderilir. Bu düşük sıcaklıktaki ısı kaynağına ısı atılması demektir. Su yeniden buharlaşmak üzere kazana pompalarla basılır. Böylece, çalışan akışkan olan su termodinamik çevrimi tamamlamış olur (Erbay 2011).



Şekil 4.3 Basit buharlı güç çevrimi (Erbay 2011).

Termodinamiğin ikinci yasası bir hal değişimi sırasında toplam entropinin korunduğu veya önceki değerine göre arttığı bir eşitlik ile ifade edilir. Eşitlik durumu sadece ideal ve tersinir çevrimlerde geçerlidir (Dinçer ve Rosen 2007).

4.1 EKSERJİ

Mühendisliğin termodinamik problemlerinin önemli bir kısmı sistem veya maddeyi dengeli veya kararlı dengeli olarak modellemektir. Fakat sistem veya madde çevreyle karşılıklı kararlı bir dengeye sahip değildir. Örneğin, toprak içinde atmosfer ve denizle karşılıklı kararlı dengede olmayan yakıtların rezervleri vardır. Karşılıklı kimyasal denge şartları yerine getirilemez. Çevre sıcaklığından yüksek veya düşük sıcaklığa sahip herhangi bir sistem, çevre ile karşılıklı kararlı dengede değildir. Bu durumda karşılıklı ısıl dengenin şartları

gereklilikleri sağlanamaz. Bir sistem ve çevre arasındaki herhangi bir karşılıklı kararlı denge eksikliği mil işi üretmek için kullanılabilir. Termodinamiğin ikinci kanunu üretilebilecek maksimum işi belirlememizi sağlar. Termodinamiğin ikinci kanunundan kaynaklanan ekserji, enerjiyi, diğer sistemleri ve süreçleri analiz etmemize yardımcı olan kullanışlı bir niceliktir (Dinçer ve Rosen 2007).

4.1.1 Ekserjinin Tanımı

İş yapabilme yeteneği olarak tanımlanan enerji, enerji ve ekserji olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Enerji, enerjinin işe yaramayan kısmı yani atık enerjidir. Ekserji ise enerjinin iş yapan kısmı yani kullanılabilir enerjidir (Ünal 2009).

Yeni bir enerji kaynağı bulunduğu zaman sık yapılan işlem enerjinin miktarını belirlemektir. Fakat enerjinin sadece miktarının bilinmesi enerjinin nasıl değerlendirilebileceği hakkında bilgi vermez. Bilinmesi gereken en önemli şey enerjinin sahip olduğu potansiyel veya başka bir deyişle niteliğidir. Yani örneğin bu kaynak bir santralde kullanılsa ne kadar iş potansiyeli elde edilebilir ve ne kadarı atılır. Bunun cevabı enerji kaynağının kullanılabilirliğinin incelenmesiyle verilebilir. Kullanılabilirlik belirli bir sistemden elde edilebilecek en fazla işiştir.

Bir sistemin sahip olduğu enerji tamamı ile faydalı işe çevrilemez ve sadece bir kısmından yararlanılabilir. Bu da, belirli bir halde ve miktardaki enerjinin yararlı iş potansiyeli gibi bir özeliğin tanımlanması ihtiyacını doğurmuştur. Bu özellik, kullanılabilirlik veya kullanılabilir enerji olarak tanımlanan ekserjidir (Kızıler 2011).

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir. Bir sistemin ölü halde olması, çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeyken sistem, çevre sıcaklığında ve basıncındadır. Başka bir deyişle, çevreyle ısı ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Ölü haldeyken sistem çevresiyle reaksiyona girmez, ayrıca çevreyle arasında dengelenmeyen manyetik, elektrik veya yüzey gerilme etkileri yoktur. Bir sistemin ölü haldeki kullanılabilirliği sıfırdır (Çengel ve Boles 1996).

4.1.2 Ekserjinin Çeşitleri

Akan bir kütlelerin enerjisi gibi ekserjide, \dot{X} , farklı birleşenlerden oluşmaktadır. Nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesi gibi etkilerin ihmal edildiği kabul edilirse ekserji:

$$\dot{X} = \dot{X}_{ke} + \dot{X}_{pe} + \dot{X}_f + \dot{X}_k \quad (4.4a)$$

Birleşenlerinden oluşmaktadır. Burada \dot{X}_{ke} kinetik ekserji, \dot{X}_{pe} potansiyel ekserji, \dot{X}_f fiziksel ekserji ve \dot{X}_k kimyasal ekserjidir. \dot{X}_{ke} ve \dot{X}_{pe} yüksek kaliteli enerji \dot{X}_f ve \dot{X}_k düşük kaliteli enerjiyle ilgilidir. Birim kütle için ekserji (Kotas 1995):

$$x = \frac{X}{m} \quad (4.4b)$$

$$x = x_{ke} + x_{pe} + x_f + x_k \quad (4.4c)$$

Kinetik Ekserji: Kinetik enerji, mekanik enerjinin bir şeklidir ve prensip olarak tamamen işe çevrilebilir. Bundan dolayı bir sistemin kinetik enerjisinin ekserjisi, çevre sıcaklığı ve basıncı ne olursa olsun kinetik enerjinin kendisine eşittir. Böylece kinetik enerjinin ekserjisi ve özgül ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanır (Kızıler 2011):

$$\dot{X}_{ke} = \dot{m} \frac{V^2}{2} \quad (4.5a)$$

$$x_{ke} = \frac{V^2}{2} \quad (4.5b)$$

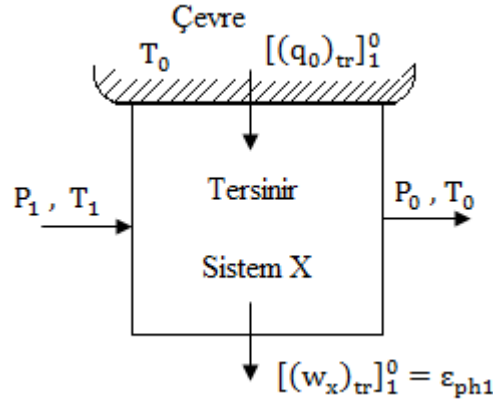
Potansiyel Ekserji: Potansiyel enerji de mekanik enerjinin bir şeklidir ve prensip olarak tamamen işe çevrilebilir. Bundan dolayı bir sistemin potansiyel enerjisinin ekserjisi çevre sıcaklığı ve basıncı ne olursa olsun potansiyel enerjinin kendisine eşittir. Böylece potansiyel enerjinin ekserjisi ve özgül ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanır (Kızıler 2011):

$$\dot{X}_{pe} = \dot{m}gz \quad (4.6a)$$

$$x_{pe} = gz \quad (4.6b)$$

Fiziksel Ekserji: Sistem başlangıç halinden T_0 , ve P_0 ile ifade edilen çevre haline gelinceye kadar ve sadece çevre ile ısıl etkileşimde olması durumunda elde edilen en büyük iş miktarını ifade eder (Yalçın 2006).

Fiziksel ekserji Şekil 4.4 kullanılarak yukarıdaki tanım yardımıyla açıklanabilir. Şekil 4.4’de X sistemi tersinir hal değişimine uğrayan bir akışın olduğu ideal bir makineyi temsil etmektedir. Akışın kinetik ve potansiyel enerjilerinin ihmal edildiği varsayılırsa sistem girişinde akışın durumu P_1 ve T_1 ile ifade edilir. Sistem çıkışında akış çevre şartlarına gelmektedir ve P_0 ve T_0 ile ifade edilir. Bu akıştaki tek etkileşim sistem ile çevre arasındaki tersinir ısı transferidir (Kotas 1995).



Şekil 4.4 Sürekli akışlı tersinir bir sistem (Kotas 1995).

Birim kütle için tersinir ısı geçişi:

$$[(q_0)_{tr}]_1^0 = T_0(s_0 - s_1) \quad (4.7)$$

Sürekli akışlı bir sistem için enerji dengesi:

$$[(q_0)_{tr}]_1^0 - [(w_x)_{tr}]_1^0 = (h_0 - h_1) \quad (4.8)$$

Tanımdan da anlaşılabilineceği gibi sistem tarafından çevreye yapılan tersinir iş özgül fiziksel ekserjiye eşittir ve denklemler yerine koyulup düzenlenirse:

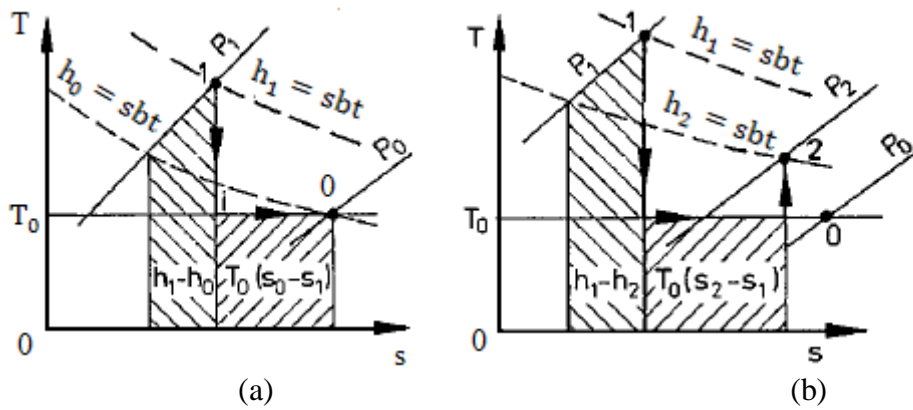
$$x_{f1} = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4.9a)$$

x_{f1} , $h - T_0 s$ değerinin giriş ve çıkıştaki çevre şartlarındaki durumları arasındaki farktır. $h - T_0 s$, β diye adlandırılan özgül ekserji fonksiyonudur. β genel formuyla Gibbs fonksiyonuna benzerdir. h ve s Maddenin durumunu gösterir, T_0 ise çevre sıcaklığıdır. Denklem 4.9’da gösterilen ikinci terim ise maddenin çevre şartlarındaki Gibbs fonksiyonudur. Bundan dolayı x_{f1} aynı zamanda (Kotas 1995):

$$x_{f1} = \beta_1 - \beta_0 \quad (4.9b)$$

Olarak gösterilir. Fiziksel ekserjinin belirlenmesinde kullanılan kuramsal tersinir fiziksel süreç içten ve dıştan tersinir durumların şartlarını sağlamalıdır. Birçok farklı kombinasyonlardaki süreçler bu şartları sağlayabilmektedir. Bu tersinir süreçlerden birisi izotermal sürecin izlediği adyabatik süreçten oluşan Şekil 4.5'deki süreçtir. Dıştan tersinirlik şartı $T = T_0 = sbt$ olacak şekilde ısı transferinin düzenlenmesiyle gerçekleşir. Homojen saf bir akışkanın fiziksel ekserjisi giriş şartlarında Şekil 4.5a'da gösterilen taralı alanın toplamıdır. Bu durumda bir akışkanın fiziksel ekserjisini belirlemek için kullanılan kuram, bir adyabatik genişlemeyi takip eden izotermal süreçten oluşmaktadır. Akışkanın iki nokta arasındaki fiziksel ekserjisinin değişimi ise Şekil 4.5b'de ve Denklem 4.9c'de gösterilmiştir (Kotas 1995).

$$x_{f1} - x_{f2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (4.9c)$$



Şekil 4.5 Homojen basit bir sıvının tersinir proseste T - s diyagramında a) fiziksel ekserjisi b) fiziksel ekserjisindeki değişim (Kotas 1995).

İdeal gaz karışımları için molar fiziksel ekserji Denklem 4.9d yardımıyla hesaplanır (Aydın 2010).

$$\bar{x}_{f,k} = (T - T_0) \sum y_i \bar{c}_{p,i}^{ex} + \bar{R}T_0 \ln(P/P_0) \quad (4.9d)$$

Kimyasal Ekserji: Ele alınan maddenin, yalnız çevresiyle madde alışverişi ve ısı transferi içeren tersinir prosesler vasıtasıyla, çevre şartlarından ölü konuma getirilmesiyle elde edilecek olan maksimum iş olarak tanımlanır (Kopaç, Topuz ve Hilalci 2005).

Kimyasal ekserjiyi değerlendirirken çeşitli alternatif teoriler ortaya atılmıştır. Çevre ortamını termodinamik düşünceden farklılaştırmak üzere ekserji referans çevresi ve termodinamik çevre tanımları kullanılır. Bu yüzden kolaylık açısından standart kimyasal ekserji tanımları standart bir çevre kabulü üzerine kurulur. Standart kimyasal ekserjiler, sıcaklığı T_0 ve basıncı P_0 olan standart bir çevreye dayandırılır (Ünal 2009).

Karışım halindeki bir maddenin molar olarak kimyasal ekserjisi aşağıdaki ifadede bulunabilir (Kopaç, Topuz ve Hilalci 2005):

$$\bar{x}_{k,k} = \sum_i y_i \bar{e}x_{0,i} + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i \quad (4.10)$$

Burada $\bar{e}_{0,i}$ ve x_i sırasıyla karışımdaki i . maddenin ilgili tablolardan alınmış standart ekserjisi ve maddenin mol oranını ifade etmektedir.

4.1.3 Ekserjinin Önemi

Ekserjinin önemi aşağıda verilen tabloda enerji ve ekserjinin karşılaştırılması verilerek vurgulanmıştır. Bu farklar bize proseslerin tasarımında ekserjinin ne kadar önemli olduğunu göstermektedir (Dinçer ve Rosen 2007).

Çizelge 4.1 Enerji ve ekserjinin karşılaştırılması (Dinçer ve Rosen 2007).

Enerji	Ekserji
Sadece madde veya enerji akışının özelliklerine bağlıdır ve çevre şartlarından bağımsızdır.	Maddenin veya enerji akışının her ikisine ve çevre şartlarına bağlıdır.
Çevreyle denge halinde olduğu durumda sıfırdan farklı bir değere sahiptir.	Çevreyle tam dengede olduğunda, yani ölü konumda sıfırdır.
Tüm proseslerde korunur, termodinamiğin birinci kanununa dayanmaktadır.	Sadece tersinir proseslerde korunur, gerçek sistemlerde korunmaz yok olur, termodinamiğin ikinci kanununa dayanmaktadır.
Var ya da yok edilemez	Tersinir proseslerde ne yok edilir ne de var edilir, fakat tersinmez proseslerde yok olur.
Farklı formları vardır ve bu formlar ölçülebilir	Farklı formları vardır ve bunlar üretilen işin kalitesiyle ölçülebilir
Sadece miktarın ölçüsüdür	Kalitenin ve miktarın ölçüsüdür.

4.2 KAPALI VE AÇIK SİSTEMLER İÇİN EKSERJİ ANALİZİ

Bir sistemden elde edilen işin tümünden amaçlarımızı doğrultusunda yararlanamayabiliriz. Örnek olarak bir piston-silindir düzeneğinde genişleyen gaz ele alınırsa, yapılan işin bir bölümü pistonun önündeki havayı itip, yolunu açmak için kullanılmaktadır. Bu iş çevre basıncı P_0 'ın hacim değişikliği olan $V_2 - V_1$ ile çarpılması sonucu bulunur, geri kazanılması veya başka herhangi bir amaçla kullanılması olanaksızdır:

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1) = mP_0(v_2 - v_1) \quad (4.11)$$

Gerçek iş W ile çevre işi $W_{\text{çevre}}$ arasındaki fark, gerçek yararlı iş veya sadece yararlı iş diye tanımlanır ve W_y ile gösterilir (Çengel ve Boles 1996).

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} \quad (4.12)$$

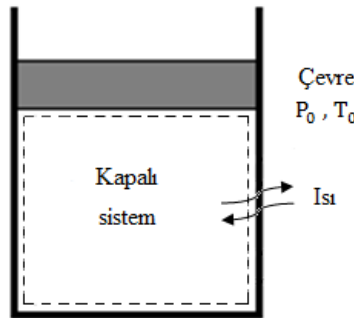
Tersinir iş, belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanır ve W_{tr} ile gösterilir. Tersinir iş ile yararlı iş arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve I ile gösterilen bu fark aşağıdaki bağıntıyla ifade edilir:

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.13a)$$

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 s_{\text{üretim}} \quad (4.13b)$$

Ekserjinin bir şeklide ısı geçişiyle olan ekserji geçiştir. Isı ile olan ekserji geçişi aşağıdaki formülle hesaplanabilir (Çengel ve Boles 1996)

$$X_{\text{ısı}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (4.14)$$



Şekil 4.6 Sadece çevresiyle ısı alışverişinde bulunan kapalı sistem.

Kinetik ve potansiyel enerjinin değişmediği hareketsiz kabul edilen ve çevresiyle sadece ısı alışverişinde bulunan Şekil 4.6'da verilen kapalı bir sistem (sabit bir kütle) düşünelim. Bu sisteme sırasıyla termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları uygulanırsa:

$$Q - W = U_2 - U_1 \quad (4.15)$$

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_0} \quad (4.16)$$

Burada $Q_{\text{çevre}} = -Q$ olup, $S_{\text{üretim}}$ hal değişimi sırasında toplam entropi üretimidir. İki denklem arasında ısı geçişi terimi yok edilir ve W çözülürse:

$$W = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.17)$$

W hal değişimi sırasında gerçekleşen toplam iştir ve sistemin hacmi değişirse bu işin bir bölümü çevreye karşı yapılacaktır. Bu durumda:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (4.18a)$$

$$W_y = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.18b)$$

Sistemle çevre arasında ısı alışverişinin tersinir olduğu ve sistem içinde tersinmezliklerin olmadığı varsayılırsa $S_{\text{üretim}} = 0$ olur ve bu hal değişimi sırasında yapılan yararlı iş tersinir işe eşit olur.

$$W_{tr} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad (4.18c)$$

Belirli bir halde bulunan kapalı bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş sistem başlangıç halinden ölü konuma geldiğinde elde edilen, kapalı sistemin kullanılabilirliği (ekserjisi) Denklem 4.18c ölü konuma göre düzenlenirse aşağıdaki denklemlerden hesaplanır (Çengel ve Boles 1996):

$$X = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad (4.19a)$$

$$x = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \quad (4.19b)$$

Bir akışkanın akış ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$x_{\text{akan akışkan}} = x_{\text{duran akışkan}} + x_{\text{akış}} \quad (4.20a)$$

$$x_{akan \ akışkan} = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) + \frac{v^2}{2} + gz + (P - P_0)v \quad (4.20b)$$

Denklem 4.20b düzenlenirse akışın ekserjisi:

$$x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (4.20c)$$

Şeklini alır. Bir hal değişimi sırasında sistemin akış ekserjisinin değişimi ise aşağıdaki gibi hesaplanır (Kızıler 2011):

$$\Delta x = x_2 - x_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (4.20d)$$

Ekserjinin azalması ilkesinde kütle, ısı ve iş geçişinin olmadığı ayrık bir sistem ele alınırsa, sistemin iki hal arasında ekserji değişimi:

$$-T_0 S_{üretim} = (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) \quad (4.21)$$

$$X_2 - X_1 = (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) + P_0(V_2 - V_1) \quad (4.22a)$$

Hacimsel değişim olmadığından $V_2 = V_1$ ve $(V_2 - V_1) = 0$ olur ve böylece:

$$X_2 - X_1 = (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) = -T_0 S_{üretim} \quad (4.22b)$$

$$\Delta X_{ayrık} \leq 0 \quad (4.22c)$$

Bir hal değişimi boyunca ayrık bir sistemin ekserjisi her zaman azalır veya sınırlı bir durum olan tersinir bir hal değişiminde sabit kalır. Başka bir deyişle, ekserji asla artmaz ve gerçek bir hal değişimi sırasında yok olur. Bu ekserjinin azalması ilkesi olarak bilinir.

$$X_{yok \ olan} = T_0 S_{üretim} \quad (4.23)$$

Yok olan ekserjinin, herhangi bir gerçek hal değişimi için pozitif bir nicelik olduğuna ve tersinir bir hal değişimi için sıfır olduğuna dikkat edilmelidir. Yok olan ekserji, kaybedilen iş potansiyelini temsil eder ve buna aynı zamanda tersinmezlik veya kayıp iş denir (Kızıler 2011).

4.2.1 Kapalı Sistemler İçin Ekserji Analizi

Kapalı bir sistemin sınırlarından ekserji ısı ve iş olarak geçmektedir ve bir hal değişimi sırasında sistemin ekserji değişimi, sistem sınırlarından net ekserji geçişi ile tersinmezlikler sonucu olarak sistem sınırları içindeki ekserji yok oluşu (tersinmezlik) arasındaki farka eşittir (Çengel ve Boles 1996):

$$\begin{pmatrix} \text{Toplam} \\ \text{ekserji} \\ \text{girişi} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \text{Toplam} \\ \text{ekserji} \\ \text{çıkışı} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \text{Toplam} \\ \text{ekserji} \\ \text{yok oluşu} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{Sistemin} \\ \text{toplam} \\ \text{ekserjisindeki} \\ \text{değişim} \end{pmatrix} \quad (4.24a)$$

$$\sum_{\text{giren}} X - \sum_{\text{çıkan}} X - X_{\text{yok olan}} = \Delta X_{\text{sistem}} \quad (4.24b)$$

$$\sum_{\text{giren}} \dot{X} - \sum_{\text{çıkan}} \dot{X} - \dot{X}_{\text{yok olan}} = \frac{dX_{\text{sistem}}}{dt} \quad (4.24c)$$

$$\sum_{\text{giren}} x - \sum_{\text{çıkan}} x - x_{\text{yok olan}} = \Delta x_{\text{sistem}} \quad (4.24d)$$

Kapalı sistemlerde sisteme olan ısı geçişi pozitif ve sistemden yapılan iş pozitif olduğundan ekserji dengesi açık haliyle yazılırsa aşağıdaki gibi olur:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{üretim}} = X_2 - X_1 \quad (4.25a)$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left[\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{sistem}}}{dt} \right] - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = \frac{dX_{\text{sistem}}}{dt} \quad (4.25b)$$

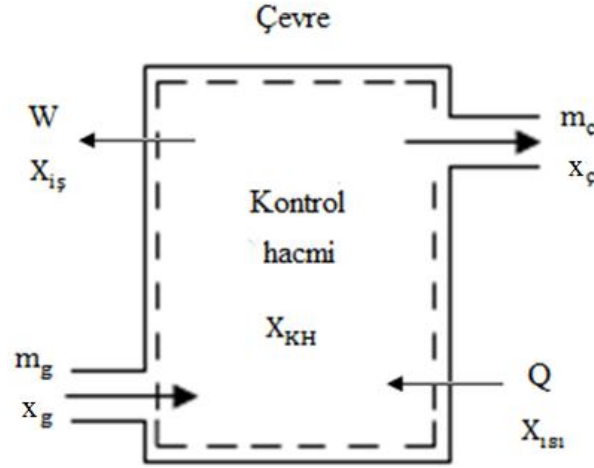
4.2.2 Açık Sistemler İçin Ekserji Analizi

Açık sistemlerde sistem sınırından ekserji ısı, iş ve kütle olarak geçmektedir. Bundan dolayı, bir hal değişimi sırasında açık sistem içerisindeki ekserji değişim miktarı, açık sistem sınırı boyunca ısı, iş ve kütle akışı yoluyla oluşan net ekserji geçiş miktarından, açık sistem sınırları içerisinde ekserji yok oluş miktarının çıkarılmasına eşittir (Kızıler 2011).

$$\sum_{\text{giren}} X - \sum_{\text{çıkan}} X - X_{\text{yok olan}} = (\Delta X)_{KH} \quad (4.26a)$$

$$\sum_{giren} \dot{X} - \sum_{çıkan} \dot{X} - \dot{X}_{yok olan} = \frac{dX_{KH}}{dt} \quad (4.26b)$$

$$\sum_{giren} x - \sum_{çıkan} x - x_{yok olan} = (\Delta x)_{KH} \quad (4.26c)$$



Şekil 4.7 Isı, iş ve kütle ile enerji etkileşimlerinin olduğu kontrol hacmi (Çengel ve Boles 1996).

$$X_{ısı} - X_{iş} + X_{kütle,g} - X_{kütle,ç} - X_{yok olan} = (X_2 - X_1)_{KH} \quad (4.27a)$$

$$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \Sigma_g mx - \Sigma_c mx - T_0 S_{üretim} = (X_2 - X_1)_{KH} \quad (4.27b)$$

$$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left[\dot{W} - P_0 \frac{dV_{sistem}}{dt}\right] + \Sigma_g \dot{m}x - \Sigma_c \dot{m}x - T_0 \dot{S}_{üretim} = \frac{dX_{KH}}{dt} \quad (4.27c)$$

Uygulamada karşılaşılan türbinler, kompresörler, lüleler, yayıcılar, ısı değiştiriciler, borular ve kanallar gibi açık sistemlerin çoğu sürekli olarak çalışır ve böylece hacimlerinde olduğu gibi kütlelerinde, enerjilerinde, entropilerinde ve ekserji içeriklerinde hiçbir değişikliğe uğramazlar. Bu nedenle sürekli akışlı açık sistemler için $\frac{dV_{KH}}{dt} = 0$ ve $\frac{dX_{KH}}{dt} = 0$

yazılabilir böylece denklem aşağıdaki halini alır:

$$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \Sigma_g \dot{m}x - \Sigma_c \dot{m}x - T_0 \dot{S}_{üretim} = 0 \quad (4.27d)$$

3. ve 4. Bölümlerde elde edilen enerji ve ekserji analiz denklemleri birer algoritmaya dönüştürülerek programın geliştirilmesinde kullanılmıştır ve bu denklemler yardımıyla program enerji ve ekserji analizi yapmaktadır.

BÖLÜM 5

SU VE BUHARIN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİNİN HESABI

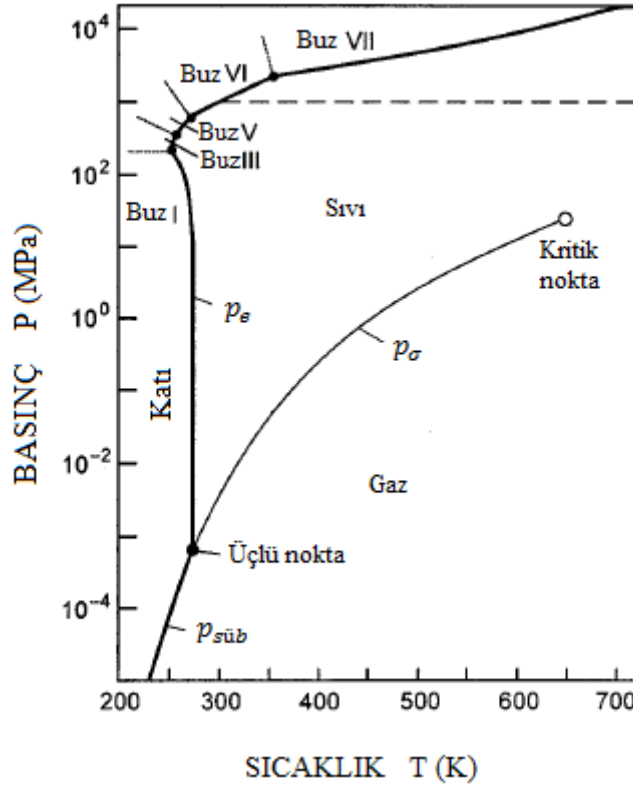
Su ve buharın termodinamik özelliklerinin hesabında, su ve buharın termodinamik özelliklerinin araştırılması için oluşturulmuş uluslararası dernek orijinal adıyla The International Association For The Properties of Water and Steam (IAPWS), tarafından yapılmış çalışmalar sonucu yayınlanan bildirimlerden yararlanılmıştır. 1929 yılında kurulmuş bu dernek birçok ülkeden katılımcıların bir araya gelmesiyle oluşturulmuştur. Bugün bünyesinde bulunan ülkeler, Arjantin, Brezilya, İngiltere, İrlanda, Kanada, Çek Cumhuriyeti, Danimarka, Fransa, Almanya, Yunanistan, İtalya, Japonya, Rusya, Amerika Birleşik Devletleri ve İsviçre'dir. Geçmişten bugüne su ve buhar üzerine çeşitli araştırmalar yapmış ve bu araştırmalar sonucu bulduğu kabul görmüş formülasyonları yayınlamışlardır. Doymuş sıvı ve buharın termodinamik özellikleri, derneğin 1995 yılında kabul edilip yayınlamış olduğu genel ve bilimsel kullanım için suyun termodinamik özelliklerini veren IAPWS-95 formülasyonu yardımıyla hesaplanmıştır. Kızgın buharın ve sıkıştırılmış sıvının termodinamik özellikleri ise yine aynı dernek tarafından yapılan çalışma sonucu 2007 yılında yayınlanmış IAPWS endüstriyel formülasyonu 1997 (IAPWS-IF97) adlı formülasyon kullanılarak hesaplanmıştır.

5.1 DOYMUŞ SIVININ VE DOYMUŞ BUHARIN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİ

IAPWS tarafından yapılan çalışmalar sonucu 1995 yılında genel ve bilimsel kullanım için suyun termodinamik özellikleri için IAPWS-95 formülasyonu veya kısa adıyla IAPWS-95 adıyla yeni bir formülasyon kabul edilmiştir. Bu formülasyon 1984 yılında kabul edilen formülasyonun yerini almıştır. Bu formülasyon Helmholtz serbest enerjisinin bir formudur. Denklem fonksiyonelliğini geliştirmek ve geliştirilmiş deneysel verilerin hesabı için uygulanan modern yöntemler sonucu IAPWS-95 formülasyonu, sıcaklık aralığı erime noktasından (en düşük sıcaklık 251.2 K, 209.9 MPa basınçta) 1273 K'ne kadar ve basıncı 1000 MPa basınca kadar geçerli hale gelmiştir. IAPWS-95 formülasyonu, bu aralık içerisinde

deneysel hata payı olmakla birlikte en doğru sonucu vermektedir. Bu formülasyonu Wagner ve Pruß'un yayınlamış olduğu yayın kullanılarak doymuş sıvı ve buharın termodinamik özellikleri elde edilmiştir. Bu yayında IAPWS-95'e ek olarak buhar basıncı, yoğunluklar ve buhar-sıvı fazı için ısı özellikleri ve erime ve süblimleşme eğrisinin basıncı gibi değerlerin hesaplanmasına yarayan bağımsız denklemlerde verilmiştir.

Şekil 5.1'de suyun bazı faz-sınır eğrileri P - T diyagramında gösterilmektedir. Burada koyu renkle gösterilen çizgiler $p_{süb}$ süblimleşme eğrisini ve p_e erime eğrilerini IAPWS'nin sıcaklık aralığının alt limitine karşılık gelmektedir. Kesik çizgiler ise basınç aralığına karşılık gelmektedir.



Şekil 5.1 P - T diyagramında suyun faz sınır eğrileri (Wagner ve Pruß 2002).

Burada suyun gaz-sıvı-katı üçlü noktasının sıcaklığı ITS-90 (International Temperature Scale Preston-Thomas 1990) sıcaklık ölçeğinde tanımlı sabit noktalarından birine karşılık gelmektedir. Bu değer $T_t = 273.16 K$ dir. Uluslararası kabul görmüş Guildner ölçümlerine dayanan üçlü nokta basıncı ise $P_t = (611.657 \pm 0.010) Pa$ 'dır.

Suyun kritik noktası için Levelt Sengers (1985) yaptığı kapsamlı değerlendirme ve deneysel veri değerlendirmesi sonucu kritik parametreler için en yakın değerleri bulmuştur. Daha sonra bu değerler, ITS-90 sıcaklıklarına dönüştürülmüştür ve IAPWS (IAWPS 1992) çalışmasında karşılık gelen değerleri aşağıdaki gibidir:

$$T_c = (647.096 \pm \epsilon) K \text{ ve } \epsilon = 0.01 \quad (5.1a)$$

$$P_c = (22.064 \pm 0.27\epsilon \pm 0.005) MPa \quad (5.1b)$$

$$\rho_c = (322 \pm 3) kg \cdot m^{-3} \quad (5.1c)$$

Saul ve Wagner tarafından 1987 yılında buhar basıncı, doymuş sıvı ve buhar yoğunlukları ve ısı farkı özeliği $\Delta\alpha$ için yayınlanan denklemler IPTS-68 sıcaklık ölçeğine dayanmaktaydı. Daha sonra bu veriler ve denklemler ITS-90 sıcaklıklarına göre dönüştürülmüş ve Wagner ve Pruß tarafından 1993 yılında tekrar yayınlanmıştır. Bu denklemler IAPWS-95 formülasyonunu geliştirmek için kullanılmıştır.

Osborne (1937, 1939) yıllarında yaptığı çalışmalarda doymuş sıvı ve doymuş buhar yoğunlukları özel bir durum teşkil etmektedir. Bu yoğunluklar direkt olarak ölçülemez fakat Osborne'nun iki ısı özeliğinin γ, β ve dP_σ/dT türevinin değerleri kullanılarak Wagner ve Saul (1986) çalışmasındaki aşağıdaki ilişki yardımıyla hesaplanabilir:

$$\rho' = T \frac{dP_\sigma}{dT} \beta^{-1} \quad (5.2a)$$

$$\rho'' = T \frac{dP_\sigma}{dT} \gamma^{-1} \quad (5.2b)$$

Wagner ve Pruß (1993) tarafından ITS-90 sıcaklıklarına dönüştürülmüş, buhar basıncı ve doymuş sıvı ve doymuş buhar yoğunluğunu veren uluslararası denklemler aşağıdaki gibidir:

-Buhar basıncı (P_σ) denklemi ve türevi:

$$\ln\left(\frac{P_\sigma}{P_c}\right) = \frac{T_c}{T} (a_1\vartheta + a_2\vartheta^{1.5} + a_3\vartheta^3 + a_4\vartheta^{3.5} + a_5\vartheta^4 + a_6\vartheta^{7.5}) \quad (5.3a)$$

$$\frac{dP_\sigma}{dT} = -\frac{P_\sigma}{T} \left[\ln\left(\frac{P_\sigma}{P_c}\right) + a_1 + 1.5a_2\vartheta^{0.5} + 3a_3\vartheta^2 + 3.5a_4\vartheta^{2.5} + 4a_5\vartheta^3 + 7.5a_6\vartheta^{6.5} \right] \quad (5.3b)$$

Denklemlerin hesabında kullanılan katsayılar ve gerekli denklemler:

$$\vartheta = (1 - T/T_c), \quad T_c = 647.096 \text{ K}, \quad P_c = 22.064 \text{ MPa}$$
$$a_1 = -7.85957183, \quad a_2 = 1.84408259, \quad a_3 = -11.7866497,$$
$$a_4 = 22.6807411, \quad a_5 = -15.9618719, \quad a_6 = 1.80122502$$

Buhar basıncı, P_σ hesaplanırken seçilen bir T sıcaklığı için değerler Denklem 5.3a'da yerine yazılır ve P_σ değeri yalnız bırakılarak denklem çözülür. T_c , P_c ve ρ_c değerleri yukarıda verilmiştir. Buradaki ϑ değeri doymuş sıvı ve buharın yoğunluğu içinde aynı şekilde hesaplanmaktadır.

-Doymuş sıvı yoğunluğu (ρ') denklemi:

$$\frac{\rho'}{\rho_c} = 1 + b_1\vartheta^{1/3} + b_2\vartheta^{2/3} + b_3\vartheta^{5/3} + b_4\vartheta^{16/3} + b_5\vartheta^{43/3} + b_6\vartheta^{110/3} \quad (5.4a)$$

Denklemin hesabında kullanılan katsayılar:

$$b_1 = 1.99274064, \quad b_2 = 1.09965342, \quad b_3 = -0.510839303,$$
$$b_4 = -1.75493479, \quad b_5 = -45.5170352, \quad b_6 = -6.74694450 \times 10^5$$

-Doymuş buharın yoğunluğu (ρ'') denklemi:

$$\ln\left(\frac{\rho''}{\rho_c}\right) = c_1\vartheta^{2/6} + c_2\vartheta^{4/6} + c_3\vartheta^{8/6} + c_4\vartheta^{18/6} + c_5\vartheta^{37/6} + c_6\vartheta^{71/6} \quad (5.4b)$$

Denklemin hesabında kullanılan katsayılar:

$$c_1 = -2.03150240, \quad c_2 = -2.68302940, \quad c_3 = -5.38626492,$$
$$c_4 = -17.2991605, \quad c_5 = -44.7586581, \quad c_6 = -63.9201063, \quad \vartheta = (1 - T/T_c)$$

Denklem 5.4a ve 5.4b'de belirli bir T sıcaklığı için ϑ değeri çözülür ve katsayılar yerine yazılır sırasıyla ρ' ve ρ'' yalnız bırakılarak denklemler çözülür ve böylece doymuş sıvı ve buharın herhangi bir sıcaklıktaki yoğunluğu hesaplanmış olur.

Bugüne kadar suyun buhar-sıvı faz sınırı boyunca entalpisinin ve iç enerjisinin direkt olarak ölçülmesi mümkün değildi. Bu nedenle, gaz ve sıvı faz içeren bir sistem için Osborne ısı farkı miktarını $\Delta\alpha$ ölçmüştür. Isı farkı miktarı, temel olarak iki fazlı bölgedeki iki sıcaklık arasındaki iç enerji farkından oluşmaktadır ve aşağıdaki ilişki ortaya çıkmaktadır:

$$\Delta\alpha = h' - \Delta v h \frac{v'}{v''-v'} \quad (5.5)$$

Burada $\Delta\alpha$ sadece sıcaklığa bağlıdır. $\alpha = \alpha(T)$ için bir kolerasyon denklemi faz sınırı boyunca entalpi, iç enerji ve entropiyi hesaplamamızı sağlar. Wagner ve Pruß (1993) tarafından α ve başka bir formu olan ψ için ITS-90 sıcaklık ölçeğiyle ilişkili olarak denklemler ve katsayılar oluşturulmuştur ve bunlar aşağıda sunulmuştur:

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = d_\alpha + d_1\theta^{-19} + d_2\theta + d_3\theta^{4.5} + d_4\theta^5 + d_5\theta^{54.5} \quad (5.6a)$$

$$\frac{\psi}{\psi_0} = d_\psi + \frac{19}{20}d_1\theta^{-20} + d_2 \ln \theta + \frac{9}{7}d_3\theta^{3.5} + \frac{5}{4}d_4\theta^4 + \frac{109}{107}d_5\theta^{53.5} \quad (5.6b)$$

Denklemler için katsayılar:

$$\alpha_0 = 1 \text{ kJkg}^{-1}, \quad \psi_0 = \alpha_0/T_c, \quad \theta = T/T_c, \quad T_c = 647.096 \text{ K},$$

$$d_\alpha = -1135.905627715, \quad d_\psi = 2319.5246, \quad d_1 = -5.65134998 \times 10^{-8},$$

$$d_2 = 2690.66631, \quad d_3 = 127.287297, \quad d_4 = -135.002429,$$

$$d_5 = 0.981825814$$

Herhangi bir T sıcaklığı için θ değeri bulunup ve katsayılarla birlikte yerine yazılarak denklemler çözümlenir.

Herhangi bir T sıcaklığı için yukarıda yazılmış olan denklemler çözülüp gerekli değerler aşağıdaki suyun doymuş sıvı ve doymuş buhar özelliklerini veren denklemlerde yerine koyularak istenilen değerler hesaplanmış olur.

-Doymuş sıvının iç enerjisi (u'), entalpisi (h') ve entropisi (s'):

$$u' = \frac{\alpha}{\alpha_0} + 10^3 \frac{T \left(\frac{dP_\sigma}{dT} \right) - P_\sigma}{\rho'} \quad (5.7)$$

$$h' = \frac{\alpha}{\alpha_0} + 10^3 \frac{T}{\rho'} \left(\frac{dP_\sigma}{dT} \right) \quad (5.8)$$

$$s' = \psi + 10^3 \frac{\left(\frac{dP_\sigma}{dT} \right)}{\rho'} \quad (5.9)$$

İfadelerin birimleri:

$$u' \rightarrow \frac{kJ}{kg} \quad h' \rightarrow \frac{kJ}{kg} \quad s' \rightarrow \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad T \rightarrow K$$

$$\rho' \rightarrow \frac{kg}{m^3} \quad \frac{dP_\sigma}{dT} \rightarrow \frac{MPa}{K} \quad P_\sigma \rightarrow MPa \quad \psi \rightarrow \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

-Doymuş buharın iç enerjisi (u''), entalpisi (h'') ve entropisi (s''):

$$u'' = \frac{\alpha}{\alpha_0} + 10^3 \frac{T \left(\frac{dP_\sigma}{dT} \right) - P_\sigma}{\rho''} \quad (5.10)$$

$$h'' = \frac{\alpha}{\alpha_0} + 10^3 \frac{T}{\rho''} \left(\frac{dP_\sigma}{dT} \right) \quad (5.11)$$

$$s'' = \psi + 10^3 \frac{\left(\frac{dP_\sigma}{dT} \right)}{\rho''} \quad (5.12)$$

İfadelerin birimleri:

$$u'' \rightarrow \frac{kJ}{kg} \quad h'' \rightarrow \frac{kJ}{kg} \quad s'' \rightarrow \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad T \rightarrow K \quad \rho'' \rightarrow \frac{kg}{m^3} \quad \frac{dP_\sigma}{dT} \rightarrow \frac{MPa}{K} \quad P_\sigma \rightarrow MPa \quad \psi \rightarrow \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

5.2 KIZGIN BUHARIN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİ

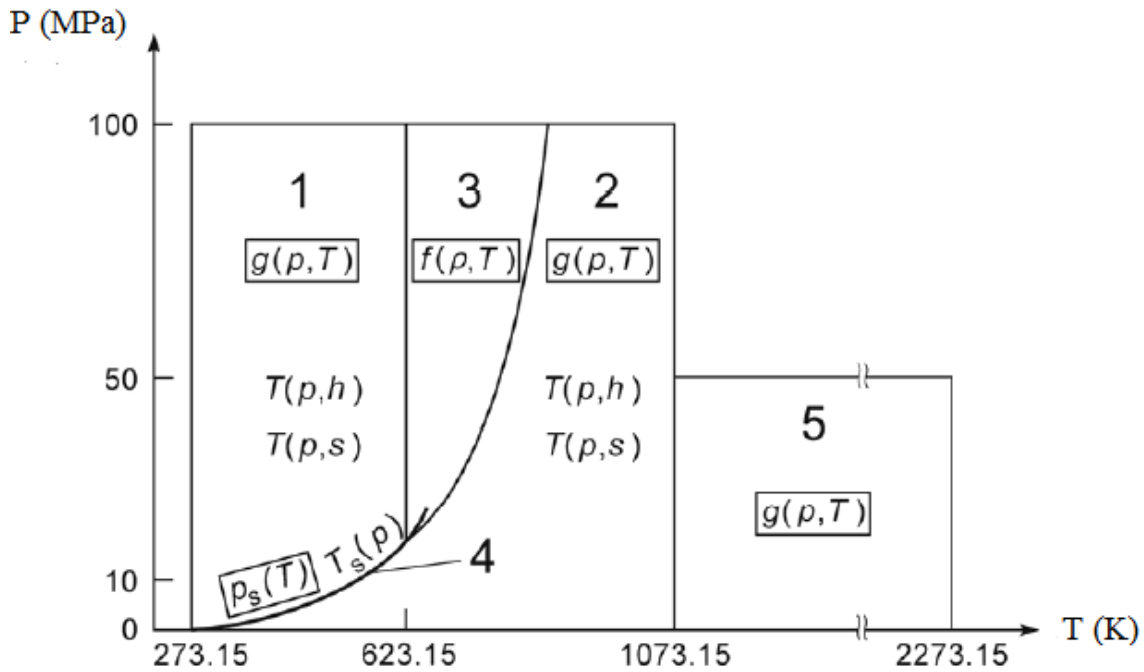
Kızgın buharın termodinamik özelliklerinin hesabı için, IAPWS'nin 1997 yılında yayınlamış olduğu IAPWS-IF97 yani Su Ve Buharın Termodinamik Özellikleri İçin Endüstriyel Formülasyon 1997 adlı çalışmasının, İsviçre'nin Lucern kentinde 2007 yılında yapılan kurul sonucu yayınlanan revize edilmiş hali kullanılmıştır. Yapılan bu formülasyon su ve buharın endüstriyel kullanımı için tavsiye edilmektedir. Bundan önceki 1967 endüstriyel kullanım

için formülasyonun yerini almıştır. Bu çalışma bölge beş hariç diğer bölümler için IAPWS 1997 yayınıyla aynıdır.

IAPWS endüstriyel formülasyonu 1997, aşağıdaki değer aralıklarında geçerli farklı bölgeler için bir denklemler dizisi içermektedir.

$$273.15 \text{ K} \leq T \leq 1073.15 \text{ K} \quad P \leq 100 \text{ MPa}$$

$$1073.15 < T \leq 2273.15 \text{ K} \quad P \leq 50 \text{ MPa}$$



Şekil 5.2 IAPWS-IF97'de bölgeler ve denklemler (Cooper 2007).

Şekil 5.2'de IAPWS-IF97'nin değer aralıklarının tümüne göre ayrılmış beş bölge gösterilmektedir. Bölgelerin sınırları şekilde görülmektedir. 2. ve 3. Bölge arasındaki sınır B23 denklemleri olarak adlandırılan denklemlerle tanımlanmıştır. 1. ve 2. Bölgelerin her ikisi de temel bir denklem olan özgül Gibbs serbest enerji $g(P, T)$ denklemiyle, ρ yoğunluk olduğu 3. Bölge özgül Helmholtz serbest enerji $f(\rho, T)$ denklemiyle, doyma eğrisi doyma basıncı $P_s(T)$ denklemiyle ve 5. Bölge Gibbs serbest enerji $g(P, T)$ denklemiyle tanımlanmıştır. Şekil 5.2'de bu temel denklemler görülmektedir.

Kızgın buharın özelliklerinin hesabı için 2. Bölge incelenecektir. Bu bölgeyi tanımlayan denklem özgül Gibbs serbest enerji denklemidir. Bu denklem boyutsuz formu $\gamma = g/(RT)$ ve iki bölüme bir ideal gaz bölümüne ve bir artık bölüme ayrılmış olarak ifade edilirse:

$$\frac{g(P,T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^0(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau) \quad (5.13a)$$

Şeklini alır ve burada değişkenler aşağıdaki referans değerlerindedir:

$$\pi = \frac{P}{P^*} \rightarrow P^* = 1 \text{ MPa} \quad , \quad \tau = \frac{T^*}{T} \rightarrow T^* = 540 \text{ K} \quad , \quad R = 0.461526 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Boyutsuz Gibbs serbest enerji denkleminin ideal gaz bölümü için denklem:

$$\gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0} \quad (5.14a)$$

Denklem 5.14a'nın hesabının yapılabilmesi için n_i^0 katsayı değerleri ve J_i^0 üs değerleri gerekir. Bu değerler Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1 2. Bölgede boyutsuz Gibbs serbest enerjinin ideal gaz bölümü için katsayılar ve üs değerleri (Cooper 2007).

i	J_i^0	n_i^0	i	J_i^0	n_i^0
1 ^a	0	$-0.96927686500217 \times 10^1$	6	-2	$0.14240819171444 \times 10^1$
2 ^a	1	$0.10086655968018 \times 10^2$	7	-1	$-0.43839511319450 \times 10^1$
3	-5	$-0.56087911283020 \times 10^{-2}$	8	2	-0.28408632460772
4	-4	$0.71452738081455 \times 10^{-1}$	9	3	$0.21268463753307 \times 10^{-1}$
5	-3	-0.40710498223928			

Boyutsuz Gibbs serbest enerji denkleminin artık bölümü için denklem:

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{l_i} (\tau - 0.5)^{J_i} \quad (5.15a)$$

Denklem 5.15a'nın hesabının yapılabilmesi için katsayı değerleri ve üs değerleri Çizelge 5.2'de verilmiştir.

Kızgın buharın bütün termodinamik özellikleri boyutsuz Gibbs serbest enerji denkleminin ideal gaz ve artık kısımları ile bunların türevlerinin uygun kombinasyonlarının oluşturulmasıyla hesaplanabilmektedir.

Çizelge 5.2 2. Bölgede boyutsuz Gibbs serbest enerjinin artık bölümü için katsayılar ve üs değerleri (Cooper 2007).

i	I_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.17731742473213 \times 10^{-2}$
2	1	1	$-0.17834862292358 \times 10^{-1}$
3	1	2	$-0.45996013696365 \times 10^{-1}$
4	1	3	$-0.57581259083432 \times 10^{-1}$
5	1	6	$-0.50325278727930 \times 10^{-1}$
6	2	1	$-0.33032641670203 \times 10^{-4}$
7	2	2	$-0.18948987516315 \times 10^{-3}$
8	2	4	$-0.39392777243355 \times 10^{-2}$
9	2	7	$-0.43797295650573 \times 10^{-1}$
10	2	36	$-0.26674547914087 \times 10^{-4}$
11	3	0	$0.20481737692309 \times 10^{-7}$
12	3	1	$0.43870667284435 \times 10^{-6}$
13	3	3	$-0.32277677238570 \times 10^{-4}$
14	3	6	$-0.15033924542148 \times 10^{-2}$
15	3	35	$-0.40668253562649 \times 10^{-1}$
16	4	1	$-0.7884709559367 \times 10^{-9}$
17	4	2	$0.12790717852285 \times 10^{-7}$
18	4	3	$0.48225372718507 \times 10^{-6}$
19	5	7	$0.22922076337661 \times 10^{-5}$

Çizelge 5.2 (devam ediyor)

20	6	3	$-0.16714766451061 \times 10^{-10}$
21	6	16	$-0.21171472321355 \times 10^{-2}$
22	6	35	$-0.23895741934104 \times 10^2$
23	7	0	$-0.59059564324270 \times 10^{-17}$
24	7	11	$-0.12621808899101 \times 10^{-5}$
25	7	25	$-0.38946842435739 \times 10^{-1}$
26	8	8	$0.11256211360459 \times 10^{-10}$
27	8	36	$-0.82311340897998 \times 10^1$
28	9	13	$0.19809712802088 \times 10^{-7}$
29	10	4	$0.10406965210174 \times 10^{-18}$
30	10	10	$-0.10234747095929 \times 10^{-12}$
31	10	14	$-0.10018179379511 \times 10^{-8}$
32	16	29	$-0.80882908646985 \times 10^{-10}$
33	16	50	0.10693031879409
34	18	57	-0.33662250574171
35	20	20	$0.89185845355421 \times 10^{-24}$
36	20	35	$0.30629316879232 \times 10^{-12}$
37	20	48	$-0.42002467698208 \times 10^{-5}$
38	21	21	$-0.59056029685639 \times 10^{-25}$
39	22	53	$0.37826947613457 \times 10^{-5}$
40	23	39	$-0.12768608934681 \times 10^{-14}$
41	24	26	$0.73087610595061 \times 10^{-28}$
42	24	40	$0.55414715350778 \times 10^{-16}$

Boyutsuz Gibbs serbest enerji denkleminin ideal gaz bölümü ve türevleri:

$$\gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0} \quad (5.14a)$$

$$\gamma_{\pi}^0 = 1/\pi + 0 \quad (5.14b)$$

$$\gamma_{\pi\pi}^0 = -1/\pi^2 + 0 \quad (5.14c)$$

$$\gamma_{\tau}^0 = 0 + \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 \tau^{J_i^0-1} \quad (5.14d)$$

$$\gamma_{\tau\tau}^0 = 0 + \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 (J_i^0 - 1) \tau^{J_i^0-2} \quad (5.14e)$$

$$\gamma_{\pi\tau}^0 = 0 + 0 \quad (5.14f)$$

$$\gamma_{\pi}^0 = \left[\frac{\partial \gamma^0}{\partial \pi} \right]_{\tau}, \quad \gamma_{\pi\pi}^0 = \left[\frac{\partial^2 \gamma^0}{\partial \pi^2} \right]_{\tau}, \quad \gamma_{\tau}^0 = \left[\frac{\partial \gamma^0}{\partial \tau} \right]_{\pi}, \quad \gamma_{\tau\tau}^0 = \left[\frac{\partial^2 \gamma^0}{\partial \tau^2} \right]_{\pi}, \quad \gamma_{\pi\tau}^0 = \left[\frac{\partial^2 \gamma^0}{\partial \pi \partial \tau} \right]$$

Boyutsuz Gibbs serbest enerji denkleminin artık bölümü ve türevleri:

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} (\tau - 0.5)^{J_i} \quad (5.15a)$$

$$\gamma_{\pi}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i \pi^{I_i-1} (\tau - 0.5)^{J_i} \quad (5.15b)$$

$$\gamma_{\pi\pi}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i (I_i - 1) \pi^{I_i-2} (\tau - 0.5)^{J_i} \quad (5.15c)$$

$$\gamma_{\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (\tau - 0.5)^{J_i-1} \quad (5.15d)$$

$$\gamma_{\tau\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 0.5)^{J_i-2} \quad (5.15e)$$

$$\gamma_{\pi\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i \pi^{I_i-1} J_i (\tau - 0.5)^{J_i-1} \quad (5.15f)$$

$$\gamma_{\pi}^r = \left[\frac{\partial \gamma^r}{\partial \pi} \right]_{\tau}, \quad \gamma_{\pi\pi}^r = \left[\frac{\partial^2 \gamma^r}{\partial \pi^2} \right]_{\tau}, \quad \gamma_{\tau}^r = \left[\frac{\partial \gamma^r}{\partial \tau} \right]_{\pi}, \quad \gamma_{\tau\tau}^r = \left[\frac{\partial^2 \gamma^r}{\partial \tau^2} \right]_{\pi}, \quad \gamma_{\pi\tau}^r = \left[\frac{\partial^2 \gamma^r}{\partial \pi \partial \tau} \right]$$

Elde edilen bu denklemlerin yardımıyla kızgın buharın özellikleri aşağıdaki denklemlerle hesaplanmaktadır:

1- Özgül Hacim

$$v = (\partial g / \partial P)_T \quad (5.16a)$$

$$v(\pi, \tau) \frac{P}{RT} = \pi(\gamma_{\pi}^0 + \gamma_{\pi}^r) \quad (5.16b)$$

2- İç Enerji

$$u = g - T(\partial g / \partial T)_P - P(\partial g / \partial P)_T \quad (5.17a)$$

$$\frac{u(\pi, \tau)}{RT} = \tau(\gamma_{\tau}^0 + \gamma_{\tau}^r) - \pi(\gamma_{\pi}^0 + \gamma_{\pi}^r) \quad (5.17b)$$

3- Entropi

$$s = -(\partial g / \partial T)_P \quad (5.18a)$$

$$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau(\gamma_{\tau}^0 + \gamma_{\tau}^r) - (\gamma^0 + \gamma^r) \quad (5.18b)$$

4-Entalpi

$$h = g - T(\partial g / \partial T)_P \quad (5.19a)$$

$$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau(\gamma_{\tau}^0 + \gamma_{\tau}^r) \quad (5.19b)$$

Denklemlerle hesaplama yapılırken ilk olarak herhangi bir P ve T değeri için $P^* = 1 \text{ MPa}$ ve $T^* = 540 \text{ K}$ referans değerleri yardımıyla $\pi = \frac{P}{P^*}$ ve $\tau = \frac{T}{T^*}$ değerleri hesaplanır. Hesaplanmak istenen özeliğe göre gerekli denklem yukarıdan seçilir ve yerine yazılır. Elde

edilen π ve τ değerleriyle birlikte tablolarda verilen katsayılar ve üsler yerine koyularak denklemler hesaplanır.

5.3 SIKIŞTIRILMIŞ SIVININ TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİ

Yukarıda Şekil 5.2’de IAPWS-IF97’nin değer aralıklarının tümüne göre ayrılmış beş bölge gösterilmektedir. Sıkıştırılmış sıvının özelliklerinin hesabı için 1. Bölge incelenecektir. Bu bölgeyi tanımlayan denklem özgül Gibbs serbest enerji denklemidir.

$$\frac{g(P, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1.222)^{J_i} \quad (5.20)$$

Şeklini alır ve burada değişkenler aşağıdaki referans değerlerindedir:

$$\pi = \frac{P}{P^*} \rightarrow P^* = 16.53 \text{ MPa} , \quad \tau = \frac{T^*}{T} \rightarrow T^* = 1386 \text{ K} , \quad R = 0.461526 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Denklem 5.20’nin hesabının yapılabilmesi için n_i^0 katsayı değerleri ve J_i^0 üs değerleri gerekir. Bu değerler Çizelge 5.3’de verilmiştir.

Çizelge 5.31. Bölgede boyutsuz Gibbs serbest enerji için katsayılar ve üs değerleri (Cooper 2007).

i	I_i	J_i	n_i
1	0	-2	0.14632971213167
2	0	-1	-0.84548187169114
3	0	0	-0.37563603672040 $\times 10$
4	0	1	0.33855169168385 $\times 10$
5	0	2	-0.95791963387872
6	0	3	0.15772038513228
7	0	4	-0.16616417199501 $\times 10^{-1}$
8	0	5	0.81214629983568 $\times 10^{-3}$
9	1	-9	0.28319080123804 $\times 10^{-3}$
10	1	-7	-0.60706301565874 $\times 10^{-3}$
11	1	-1	-0.18990068218419 $\times 10^{-1}$
12	1	0	-0.32529748770505 $\times 10^{-1}$

Çizelge 5.3 (devam ediyor)

13	1	1	$-0.21841717175414 \times 10^{-1}$
14	1	3	$-0.52838357969930 \times 10^{-4}$
15	2	-3	$-0.47184321073267 \times 10^{-3}$
16	2	0	$-0.30001780793026 \times 10^{-3}$
17	2	1	$0.47661393906987 \times 10^{-4}$
18	2	3	$-0.44141845330846 \times 10^{-5}$
19	2	17	$-0.72694996297594 \times 10^{-15}$
20	3	-4	$-0.31679644845054 \times 10^{-4}$
21	3	0	$-0.28270797985312 \times 10^{-5}$
22	3	6	$-0.85205128120103 \times 10^{-9}$
23	4	-5	$-0.22425281908000 \times 10^{-5}$
24	4	-2	$-0.65171222895601 \times 10^{-6}$
25	4	10	$-0.14341729937924 \times 10^{-12}$
26	5	-8	$-0.40516996860117 \times 10^{-6}$
27	8	-11	$-0.12734301741641 \times 10^{-8}$
28	8	-6	$-0.17424871230634 \times 10^{-9}$
29	21	-29	$-0.68762131295531 \times 10^{-18}$
30	23	-31	$0.14478307828521 \times 10^{-19}$
31	29	-38	$0.26335781662795 \times 10^{-22}$
32	30	-39	$-0.11947622640071 \times 10^{-22}$
33	31	-40	$0.18228094581404 \times 10^{-23}$
34	32	-41	$-0.93537087292458 \times 10^{-25}$

Sıkıştırılmış sıvının bütün termodinamik özellikleri boyutsuz Gibbs serbest enerji denklemi ile türevlerinin uygun kombinasyonlarının oluşturulmasıyla hesaplanabilmektedir.

$$\gamma = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1.222)^{J_i} \quad (5.21a)$$

$$\gamma_{\pi} = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7.1 - \pi)^{I_i - 1} (\tau - 1.222)^{J_i} \quad (5.21b)$$

$$\gamma_{\pi\pi} = \sum_{i=1}^{34} n_i I_i (I_i - 1) (7.1 - \pi)^{I_i - 2} (\tau - 1.222)^{J_i} \quad (5.21c)$$

$$\gamma_{\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1} \quad (5.21d)$$

$$\gamma_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 1.222)^{J_i - 2} \quad (5.21e)$$

$$\gamma_{\pi\tau} = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7.1 - \pi)^{I_i - 1} J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1} \quad (5.21f)$$

$$\gamma_{\pi} = \left[\frac{\partial \gamma}{\partial \pi} \right]_{\tau}, \quad \gamma_{\pi\pi} = \left[\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \pi^2} \right]_{\tau}, \quad \gamma_{\tau} = \left[\frac{\partial \gamma}{\partial \tau} \right]_{\pi}, \quad \gamma_{\tau\tau} = \left[\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \tau^2} \right]_{\pi}, \quad \gamma_{\pi\tau} = \left[\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \pi \partial \tau} \right]$$

Elde edilen bu denklemlerin yardımıyla sıkıştırılmış sıvının özellikleri aşağıdaki denklemlerle hesaplanmaktadır:

1- Özgül Hacim

$$v = (\partial g / \partial P)_T \quad (5.22a)$$

$$v(\pi, \tau) \frac{P}{RT} = \pi \gamma_{\pi} \quad (5.22b)$$

2- İç Enerji

$$u = g - T(\partial g / \partial T)_P - P(\partial g / \partial P)_T \quad (5.23a)$$

$$\frac{u(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_{\tau} - \pi \gamma_{\pi} \quad (5.23b)$$

3- Entropi

$$s = -(\partial g / \partial T)_P \quad (5.24a)$$

$$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau \gamma_{\tau} - \gamma \quad (5.24b)$$

4-Entalpi

$$h = g - T(\partial g / \partial T)_P \quad (5.25a)$$

$$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_{\tau} \quad (5.25b)$$

Denklemlerle hesaplama yapılırken ilk olarak herhangi bir P ve T değeri için $P^* = 16.53 \text{ MPa}$ ve $T^* = 1386 \text{ K}$ referans değerleri yardımıyla $\pi = \frac{P}{P^*}$ ve $\tau = \frac{T^*}{T}$ değerleri hesaplanır. Hesaplanmak istenen özeliğe göre gerekli denklem yukarıdan seçilir ve yerine yazılır. Elde edilen π ve τ değerleriyle birlikte tablolarda verilen katsayılar ve üsler yerine koyularak denklemler hesaplanır.

Yukarıda elde edilen denklemler ve veriler yazılımın geliştirilmesinde kullanılmıştır. Yazılımda suyun termodinamik özellikleri bu denklemler ve veriler kullanılarak hesaplanmıştır. Yazılım yardımıyla hesaplanmış özellik değerlerinin, Çengel ve Boles 1996 yayınında bulunan termodinamik tablolarındaki değerler deneysel değer olarak kabul edilerek karşılaştırmaları ve % hata oranları aşağıdaki çizelgede sunulmuştur. Karşılaştırmada kullanılan sıcaklık ve basınç aralıkları için santralin çalışma şartlarında, santral akışkanının bulunduğu halin maksimum ve minimum sıcaklık ve basınç değerleri esas alınmıştır.

Çizelge 5.4'de doymuş sıvının 30 ile 210 °C sıcaklıklarda yazılım yardımıyla hesaplanan değerler ve Çengel ve Boles 1996 yayınında bulunan deneysel değerler ve % hata oranları görülmektedir. Çizelgede görüldüğü gibi hata oranı % 0.3'ü geçmemektedir.

Çizelge 5.4 Doymuş sıvının farklı sıcaklıklarda deneysel değerlere göre hata oranları.

T (°C)	h (kJ/kg) Deneysel	h (kJ/kg) Hesaplanan	Hata %	s (kJ/kg·K) Deneysel	s (kJ/kg·K) Hesaplanan	Hata %
30	125.7900	125.7375	0.042	0.4369	0.4356	0.290
50	209.3300	209.3441	0.006	0.7038	0.7022	0.227
70	292.9800	293.0664	0.029	0.9549	0.9532	0.178
90	376.9200	377.0378	0.031	1.1925	1.1906	0.159
110	461.3000	461.4093	0.024	1.4185	1.4162	0.162
130	546.3100	546.3684	0.011	1.6344	1.6317	0.165
150	632.2000	632.1472	0.008	1.8418	1.8386	0.174
170	719.2100	719.0275	0.025	2.0419	2.0381	0.186
190	807.6200	807.3484	0.034	2.2359	2.2315	0.197
210	897.7600	897.5210	0.027	2.4248	2.4203	0.186

Çizelge 5.5’de sıkıştırılmış sıvının 15.0 MPa basınçta, 20 ile 220 °C sıcaklıklarda yazılım yardımıyla hesaplanan değerler ve Çengel ve Boles 1996 yayınında bulunan deneysel değerler ve % hata oranları görülmektedir. Çizelgede görüldüğü gibi hata oranı % 0.068’i geçmemektedir.

Çizelge 5.5 Sıkıştırılmış sıvının farklı sıcaklıklarda deneysel değerlere göre hata oranları.

T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg) Deneysel	h (kJ/kg) Hesaplanan	Hata %	s (kJ/kg·K) Deneysel	s (kJ/kg·K) Hesaplanan	Hata %
20	15.0	97.9900	97.9391	0.052	0.2934	0.2932	0.068
40	15.0	180.7800	180.7762	0.002	0.5666	0.5665	0.018
60	15.0	263.6700	263.7119	0.016	0.8232	0.8233	0.012
80	15.0	346.8100	346.8526	0.012	1.0656	1.0657	0.009
100	15.0	430.2800	430.3208	0.009	1.2955	1.2956	0.008
120	15.0	514.1900	514.2496	0.012	1.5145	1.5147	0.013
140	15.0	598.7200	598.7881	0.011	1.7242	1.7244	0.012
160	15.0	684.0900	684.1154	0.004	1.9260	1.9261	0.006
180	15.0	770.5000	770.4589	0.005	2.1210	2.1209	0.005
200	15.0	858.2000	858.1171	0.010	2.3104	2.3100	0.017
220	15.0	947.5000	947.4906	0.001	2.4953	2.4952	0.004

Çizelge 5.6’da kızgın buharın 0.05 MPa basınçta, 100 ile 550 °C sıcaklıklarda yazılım yardımıyla hesaplanan değerler ve Çengel ve Boles 1996 yayınında bulunan deneysel değerler ve % hata oranları görülmektedir. Çizelgede görüldüğü gibi hata oranı % 0.079’u geçmemektedir

Çizelge 5.6 Kızgın buharın farklı sıcaklıklarda deneysel değerlere göre hata oranları.

T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg) Deneysel	h (kJ/kg) Hesaplanan	Hata %	s (kJ/kg·K) Deneysel	s (kJ/kg·K) Hesaplanan	Hata %
100	0.05	2682.5000	2682.3970	0.004	7.6947	7.6952	0.007
150	0.05	2780.1000	2780.2006	0.004	7.9401	7.9412	0.014
200	0.05	2877.7000	2877.7741	0.010	8.1580	8.1591	0.013
250	0.05	2976.0000	2976.1578	0.005	8.3556	8.3568	0.014
300	0.05	3075.5000	3075.7612	0.008	8.5373	8.5386	0.015
350	0.05	3177.2000	3176.7772	0.013	8.7007	8.7076	0.079

Çizelge 5.6 (devam ediyor)

400	0.05	3278.9000	3279.3159	0.013	8.8642	8.8658	0.018
450	0.05	3383.8000	3383.4527	0.010	9.0094	9.0150	0.062
500	0.05	3488.7000	3489.2447	0.016	9.1546	9.1565	0.021
550	0.05	3596.9000	3596.7363	0.005	9.2862	9.2912	0.054

Çizelge 5.7’de kızgın buharın 15.0 MPa basınçta, 350 ile 650 °C sıcaklıklarda yazılım yardımıyla hesaplanan değerler ve Çengel ve Boles 1996 yayınında bulunan deneysel değerler ve % hata oranları görülmektedir. Çizelgede görüldüğü gibi hata oranı % 0.503’ü geçmemektedir

Çizelge 5.7 Kızgın buharın farklı sıcaklıklarda deneysel değerlere göre hata oranları.

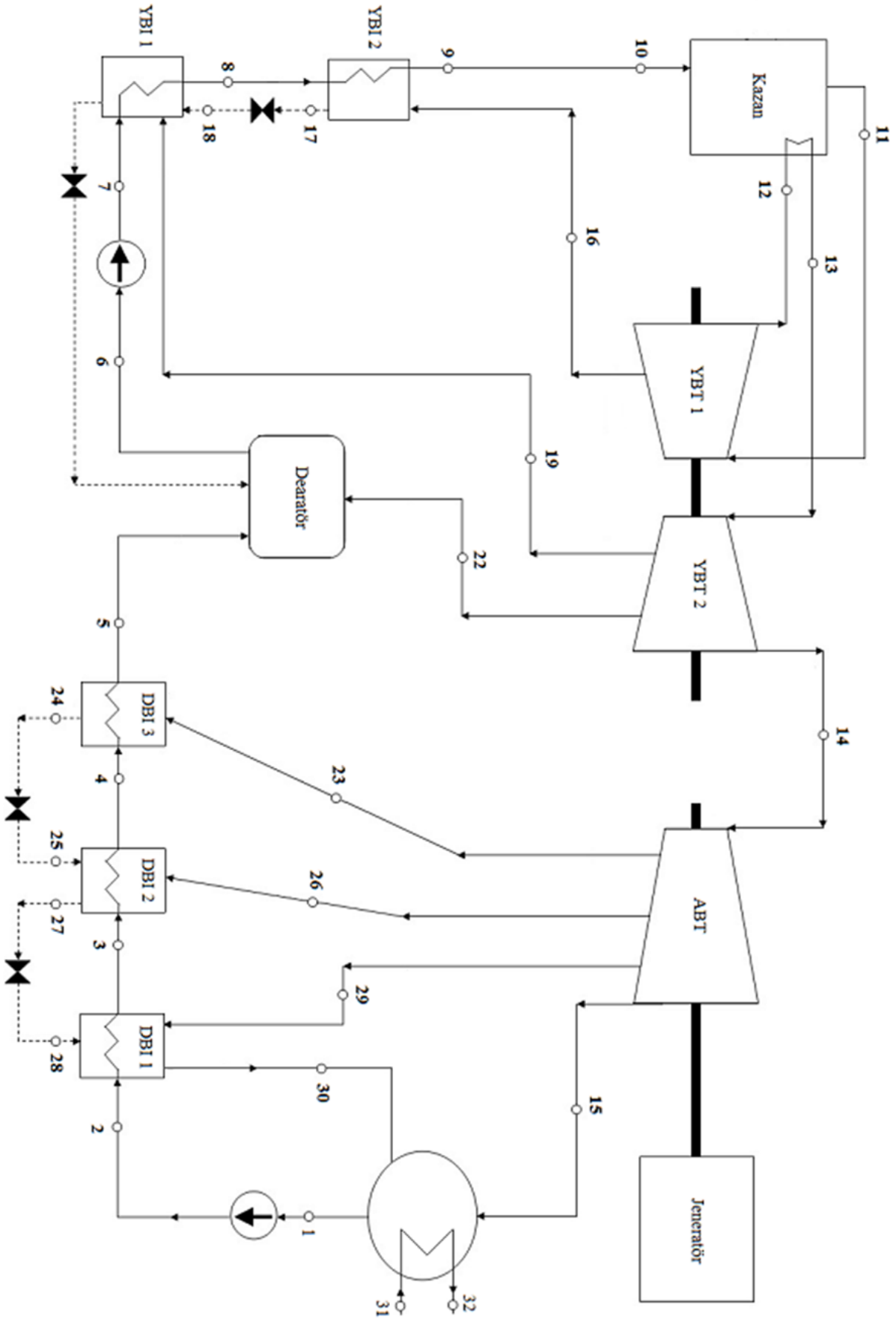
T (°C)	P (MPa)	h (kJ/kg) Deneysel	h (kJ/kg) Hesaplanan	Hata %	s (kJ/kg·K) Deneysel	s (kJ/kg·K) Hesaplanan	Hata %
350	15.0	2692.4000	2692.9998	0.022	5.4121	5.4393	0.503
400	15.0	2975.5000	2975.5477	0.002	5.8811	5.8775	0.061
450	15.0	3156.2000	3157.8415	0.052	6.1404	6.1391	0.021
500	15.0	3308.6000	3310.7911	0.066	6.3443	6.3438	0.008
550	15.0	3448.6000	3450.4740	0.054	6.5199	6.5189	0.015
600	15.0	3582.3000	3583.3076	0.029	6.6776	6.6756	0.030
650	15.0	3712.3000	3712.4081	0.003	6.8224	6.8194	0.044

BÖLÜM 6

UYGULAMA VE TERMİK SANTRAL ANALİZ PROGRAMI

6.1 ÇATALAĞZI TERMİK SANTRALI HAKKINDA GENEL BİLGİLER

Çatalağzı Termik Elektrik Santrali (ÇATES), Zonguldak ili Merkez ilçesine 17 *km* uzaklıkta Çatalağzı beldesinde kurulmuştur. İlk olarak 1948 yılında 3 grup ve 64500 *kWh* üretim kapasitesi ile işletmeye açılmıştır. Artan enerji ihtiyacı sonucu ek gruplar eklenerek kapasitesini arttırılmıştır. Bugün ÇATES-A ve ÇATES-B olmak üzere iki adet termik santralden oluşmaktadır. ÇATES-A santrali 1991 yılında ömrünü dolmasından dolayı servis dışı bırakılmış ve 1. ünitesi 1989 yılında 2. ünitesi 1991 yılında olmak üzere 150 MW gücünde 2 üniteden oluşan ÇATES-B santrali toplam 300 *MWh* üretimle işletmeye alınmıştır. Santralin ana yakıtı taş kömürü filitasyon ürünü, yardımcı yakıt fuel-oil, motorindir. Çatalağzı Termik Santralına kömür TTK Genel Müdürlüğü'nün Zonguldak ve Çatalağzı Filitasyon tesislerinden temin edilmektedir. Kömür Çatalağzı lavvarından bant yoluyla, Zonguldak lavvarından ise TCDD vagonları ile santrale ulaştırılmaktadır (ÇATES 2015). Santral toplam 233250 *m*² lik bir alana kurulmuş olup site, gölet, kömür stok sahası, ana binalar ve yardımcı tesislerden oluşmaktadır. Santralin ihtiyacı olan 40 *ton/saat*'lik katma ve kullanma suyu Dereköy mevkiinde bulunan gölet ve Kazköy deresi pompa istasyonundan sağlanır. Kondense hattı için ana soğutma suyu ise Karadeniz kıyısında, Küçükağzı mevkiindeki liman içinden sağlanır (Aydın 2010). Yapılan bu çalışmada ÇATES-B santralının iki ünitesinden biri ele alınmıştır. Şekil 6.1'de santralin akış şeması verilmiştir. Şekilde de görüleceği gibi santral, iki adet kademeli yüksek basınç türbini (YBT 1, YBT 2), bir adet alçak basınç türbini (ABT), üç adet alçak basınç ısıtıcısı (ABI 1, ABI 2, ABI 3), iki adet yüksek basınç ısıtıcısı (YBI 1, YBI 2), iki adet pompa, deaerör, yoğunlaştırıcı, kazan ve jeneratörden oluşmaktadır. Santral şemasında 32 adet düğüm noktası mevcut olup bu noktaların termodinamik özellikleri, toplam entalpi ve ekserji değerleri Çizelge 6.1'de verilmiştir. 0'nolu düğüm noktası çevre koşullarını başka bir deyişle ölü hali göstermektedir. Söz konusu sistem tam bir çevrim olduğu için çevrimdeki akışkanın (suyun) kimyasal ekserjisi düğüm noktalarının toplam ekserji değerine katılmamıştır.



Şekil 6.1 Termik santralin şematik gösterimi (Kopaç ve Hilalci 2007).

Çizelge 6.1 Santral noktalarına ait termodinamik özellikler, toplam entalpi ve ekserji değerleri (Kopaç ve Hilalci 2007).

Nokta No	P (MPa)	T (°C)	\dot{m} (kg/h)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	\dot{E} (kW)	\dot{X} (kW)
1	0.094	38.7	405855	162.1003	0.5536	18274.78	179.42
2	0.868	40.0	405855	168.3037	0.5721	18974.14	258.66
3	0.868	73.0	405855	306.2644	0.9909	34527.49	1733.44
4	0.868	106.0	405855	444.4946	1.3720	50111.21	4509.47
5	0.868	132.8	405855	558.3222	1.6612	62943.85	7621.25
6	0.868	164.3	480000	694.1359	1.9819	92551.22	14373.82
7	15.303	166.7	480000	713.0907	1.9917	95078.53	16510.25
8	15.303	182.0	480000	779.3196	2.1397	103909.01	19456.97
9	15.303	224.5	480000	967.9813	2.5359	129063.85	28863.47
10	13.342	220.0	480000	946.9412	2.4981	126258.52	27560.85
11	13.342	535.0	480000	3428.0243	6.5409	457068.76	197654.73
12	3.664	359.0	438003	3122.9860	6.6682	379965.90	138631.25
13	3.664	535.0	438003	3529.2317	7.2358	429392.80	167468.79
14	0.724	310.0	405855	3079.8552	7.3192	347215.18	101710.30
15	0.006	35.5	345152	2370.4500	7.7088	227268.08	7346.50
16	3.885	367.0	41997	3137.6521	6.6659	36603.22	13471.36
17	3.885	210.0	41997	897.5210	2.4203	10470.30	2105.37
18	1.618	202.0	41997	897.5210	2.4270	10470.30	2082.02
19	1.618	418.0	10730	3293.5429	7.2906	9816.40	3351.35
20	1.618	174.0	52727	736.5645	2.0772	10788.02	1784.08
21	0.868	174.0	52727	736.5645	2.0792	10788.02	1775.32
22	0.868	361.0	21418	3184.0139	7.4080	18942.97	5829.73
23	0.326	241.0	18817	2948.7132	7.4430	15412.63	3837.26
24	0.326	111.7	18817	468.6050	1.4349	2449.35	236.98
25	0.141	110.0	18817	468.6050	1.4356	2449.35	235.95
26	0.141	155.0	22077	2783.6373	7.4741	17070.66	3432.86
27	0.141	79.0	40894	330.8144	1.0616	3757.85	214.27
28	0.040	76.0	40894	330.8144	1.0620	3757.85	212.88
29	0.040	111.0	19809	2705.1427	7.8576	14885.05	2019.17
30	0.040	43.0	60703	180.0753	0.6108	3036.41	42.66
31	0.315	22.0	910000	92.5811	0.3249	234024.41	703.16
32	0.315	42.0	910000	176.1698	0.5989	445318.02	5474.93
0	0.101	25.0	-	104.9290	0.3672	-	-

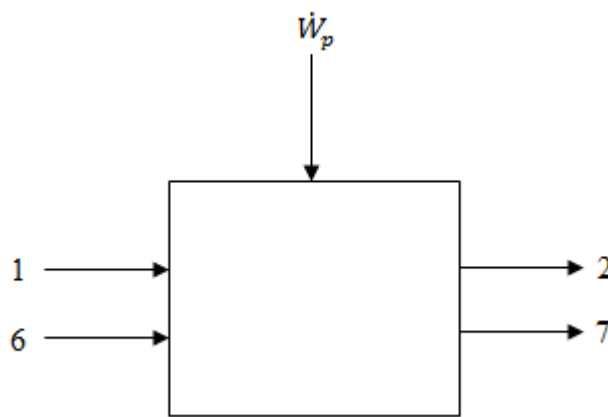
Çizelge 6.1'deki P , T ve \dot{m} değerleri Kopaç ve Hilalci 2007 yılındaki çalışmadan alınmıştır. Termodinamik özellikler olan h ve s geliştirilen program yardımıyla hesaplanarak bulunmuştur.

6.1.1 TERMİK SATRALIN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Bu bölümde enerji analizi için kontrol hacimleri için enerji analizi denkleminin genel formu olan Denklem 3.17c'den yararlanılmıştır. Ele aldığımız sistem sürekli akışlı kabul edilmiş, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Bu şartlar Denklem 3.17c uygulanarak enerji analizi yapılmıştır. \dot{E} değeri Denklem 3.22'nin birim zamandaki formu $\dot{E} = \dot{m}\theta$ kullanılarak hesaplanmıştır. Ekserji analizi için kontrol hacimleri için ekserji analizi denkleminin genel formu olan Denklem 4.26b'den yararlanılmıştır. Ele alınan sistem sürekli akışlı olarak kabul edilmiştir.

6.1.1.1 Pompaların Enerji ve Ekserji Analizi

Sistemde iki adet pompa mevcuttur ve analiz yapılırken ikisi beraber düşünülmüştür. Şekil 6.2'de sistemin enerji etkileşimleri görülmektedir. Pompaların mekanik verimi 0.98 ve elektrik motorlarının verimi 0.95 olarak alınmıştır



Şekil 6.2 Pompaların şematik görünüşü.

Sistemin Enerji Analizi:

İlk olarak sistemin verimleri 1 ve sistemde ısı kaybının olmadığı ideal sistem düşünülürse, sisteme verilmesi gereken iş:

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$(\dot{E}_1 + \dot{E}_6) + \dot{W} - (\dot{E}_2 + \dot{E}_7) = 0$$

$$\dot{W} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) + (\dot{E}_7 - \dot{E}_6)$$

$$\dot{W} = 3226.67 \text{ kW}$$

Gerçek sisteme göre \dot{W}_p işi hesaplanırsa:

$$\dot{W}_p = \dot{W} / \eta_m \eta_{em}$$

$$\dot{W}_p = 3456.81 \text{ kW}$$

Sistemde kaybolan ısı:

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\phi = 0$$

$$\dot{W}_p + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{Q}_p - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7 = 0$$

$$\dot{Q}_p = (\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1) + (\dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6) - \dot{W}_p$$

$$\dot{Q}_p = 239.14 \text{ kW}$$

Sistemin enerji verimi:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_p} = 0.933$$

Sistemin Ekserji Analizi:

$$\sum_{giren} \dot{X} - \sum_{çikan} \dot{X} = 0$$

$$\dot{W}_{trp} = (\dot{X}_2 + \dot{X}_7) - (\dot{X}_1 + \dot{X}_6)$$

$$\dot{W}_{trp} = 2215.67 \text{ kW}$$

$$\dot{X}_k = \dot{W}_p + (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + (\dot{X}_6 - \dot{X}_7)$$

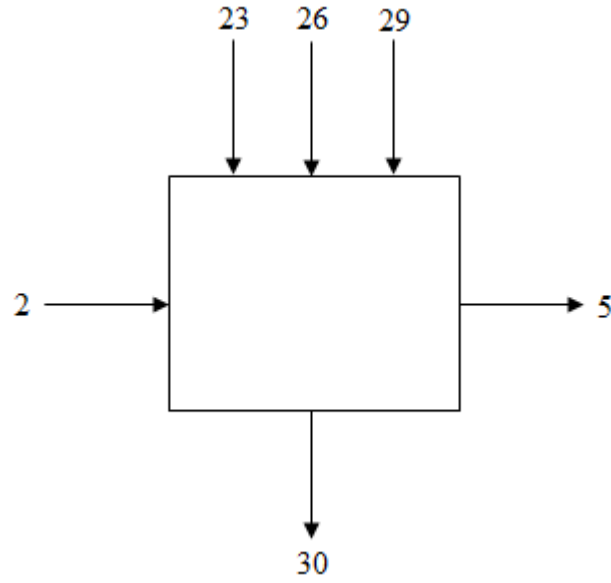
$$\dot{X}_k = 1241 \text{ kW}$$

Sistemin ekserji verimi:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{trp}}{\dot{W}_p} = 1 - \frac{\dot{X}_k}{\dot{W}_p} = 0.641$$

6.1.1.2 Alçak Basınç Isıtıcılarının Enerji ve Ekserji Analizi

Mevcut sistemdeki 3 adet alçak basınç ısıtıcısı beraber düşünülmüş ve tek bir sistem olarak analizleri yapılmıştır. Şekil 6.3’de sistemin enerji akışı gösterilmiştir.



Şekil 6.3 Alçak basınç ısıtıcılarının şematik görünüşü.

Sistemin Enerji Analizi:

Ana çevrime verilen ısı miktarı (\dot{Q}_v), ana çevrimin aldığı ısı miktarı (\dot{Q}_a), sistemdeki kayıp ısı miktarı ($\dot{Q}_{ABI,kayıp}$) ve etkinlik:

$$\dot{Q}_v = (\dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{29}) - \dot{E}_{30}$$

$$\dot{Q}_v = 44331.93 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_a = \dot{E}_5 - \dot{E}_2$$

$$\dot{Q}_a = 43969.71 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{ABI,kayıp} = \dot{Q}_v - \dot{Q}_a$$

$$\dot{Q}_{ABI,kayıp} = 359.22 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_v}$$

$$\varepsilon = 0.992$$

Sistemin Ekserji Analizi:

Sistemin ekserji yok oluşu veya tersinmezlik ($\dot{X}_{ABI,k}$) ve ekserji verimi:

$$\dot{X}_{ABI,k} = (\dot{X}_2 + \dot{X}_{23} + \dot{X}_{26} + \dot{X}_{29}) - (\dot{X}_5 + \dot{X}_{30})$$

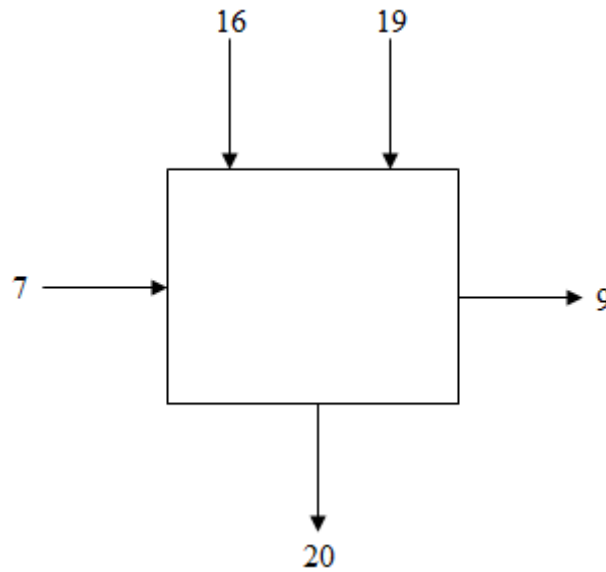
$$\dot{X}_{ABI,k} = 1884.04 \text{ kW}$$

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{X}_5 - \dot{X}_2)}{(\dot{X}_{23} + \dot{X}_{26} + \dot{X}_{29}) - \dot{X}_{30}}$$

$$\eta_{II} = 0.796$$

6.1.1.3 Yüksek Basınç Isıtıcılarının Enerji ve Ekserji Analizi

Mevcut sistemdeki 2 adet yüksek basınç ısıtıcısı beraber düşünülmüş ve tek bir sistem olarak analizleri yapılmıştır. Şekil 6.4’de sistemin enerji akışı gösterilmiştir.



Şekil 6.4 Yüksek basınç ısıtıcılarının şematik görünüşü.

Sistemin Enerji Analizi:

Ana çevrime verilen ısı miktarı (\dot{Q}_v), ana çevrimin aldığı ısı miktarı (\dot{Q}_a), sistemdeki kayıp ısı miktarı ($\dot{Q}_{YBI,kayıp}$) ve etkinlik:

$$\dot{Q}_v = (\dot{E}_{16} + \dot{E}_{19}) - \dot{E}_{20}$$

$$\dot{Q}_v = 35631.6 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{E}_9 - \dot{E}_7$$

$$\dot{Q}_A = 33985.32 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{YBI,kayıp} = \dot{Q}_v - \dot{Q}_A$$

$$\dot{Q}_{YBI,kayıp} = 1643.28 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_v}$$

$$\varepsilon = 0.954$$

Sistemin Ekserji Analizi:

Sistemin ekserji yok oluşu veya tersinmezlik ($\dot{X}_{ABI,k}$) ve ekserji verimi (η_{II}):

$$\dot{X}_{YBI,k} = (\dot{X}_7 + \dot{X}_{16} + \dot{X}_{19}) - (\dot{X}_9 + \dot{X}_{20})$$

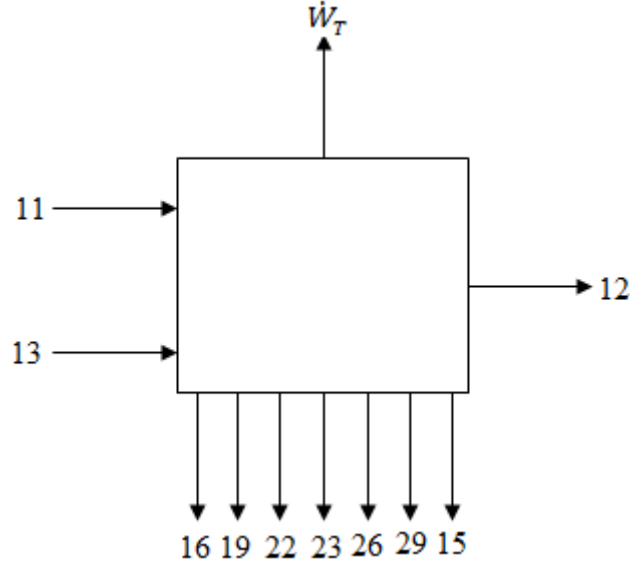
$$\dot{X}_{YBI,k} = 2685.41 \text{ kW}$$

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{X}_9 - \dot{X}_7)}{(\dot{X}_{16} + \dot{X}_{19}) - \dot{X}_{20}}$$

$$\eta_{II} = 0.821$$

6.1.1.4 Türbin Grubunun Enerji ve Ekserji Analizi

Mevcut sistemde bulunan bir adet iki kademeli yüksek basınç türbini ve bir adet alçak basınç türbini tek bir sistem olarak düşünülmüş ve analizi yapılmıştır. Türbinler 157340 kW güç üretmekteyken, net elektrik üretimi 150000 kW'tır. Şekil 6.5'de sistemdeki enerji ve ekserji akışları gösterilmiştir.



Şekil 6.5 Türbin grubunun şematik görünüşü.

Sistemin Enerji Analizi:

Sistemden çıkan türbin işi, sistemin ısı kaybı ve enerji verimi:

$$\dot{W}_T = (\dot{E}_{11} + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{12} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{29})$$

$$\dot{W}_T = 166496.65 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_T = (\dot{E}_{11} + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{12} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{29}) - \dot{W}_e$$

$$\dot{Q}_T = 9156.65 \text{ kW}$$

$$\eta_I = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_T}$$

$$\eta_I = 0.945$$

Sistemin Ekserji Analizi:

Sistemin tersinir türbin işi, tersinmezlik ve ekserji verimi:

$$\dot{W}_{trT} = (\dot{X}_{11} + \dot{X}_{13}) - (\dot{X}_{12} + \dot{X}_{15} + \dot{X}_{16} + \dot{X}_{19} + \dot{X}_{22} + \dot{X}_{23} + \dot{X}_{26} + \dot{X}_{29})$$

$$\dot{W}_{trT} = 187204.04 \text{ kW}$$

$$\dot{X}_k = (\dot{X}_{11} + \dot{X}_{13}) - (\dot{X}_{12} + \dot{X}_{15} + \dot{X}_{16} + \dot{X}_{19} + \dot{X}_{22} + \dot{X}_{23} + \dot{X}_{26} + \dot{X}_{29}) - \dot{W}_e$$

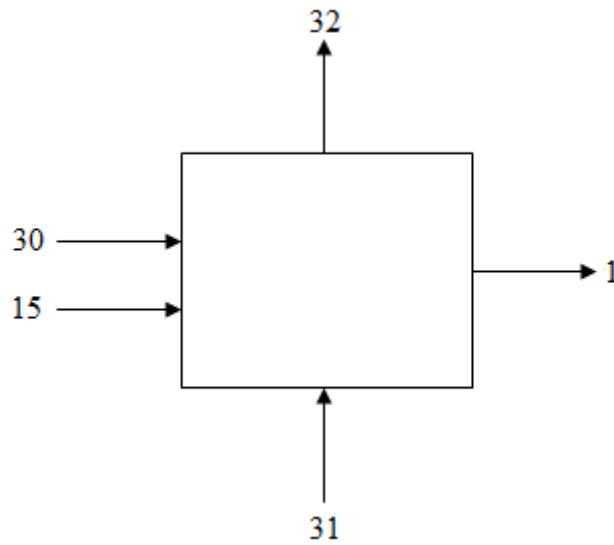
$$\dot{X}_k = 29864.40 \text{ kW}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{trT}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{W}_{trT}}$$

$$\eta_{II} = 0.840$$

6.1.1.5 Yoğuşturucuya Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması

Yoğuşturucudaki 15 ve 30 nolu giriş ve 1 nolu çıkış düğüm noktaları ana çevrimin akışıdır. 31 giriş ve 32 çıkış düğüm noktaları soğutma suyunun giriş ve çıkış noktalarıdır. Şekil 6.6 yoğuşturucunun enerji ve ekserji akışları gösterilmiştir.



Şekil 6.6 Yoğuşturucunun şematik görünüşü.

Sistemin Enerji Analizi:

Sistemde ana çevrime verilen, ana çevrimin aldığı ve kayıp ısı miktarları ve etkinlik:

$$\dot{Q}_v = (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{30}) - \dot{E}_1$$

$$\dot{Q}_v = 212029.71 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{E}_{32} - \dot{E}_{31}$$

$$\dot{Q}_A = 211293.88 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{Yog,kayıp} = \dot{Q}_v - \dot{Q}_A$$

$$\dot{Q}_{Yog,kayıp} = 735.83 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_v}$$

$$\varepsilon = 0.996$$

Sistemin Ekserji Analizi:

Sistemin tersinmezlik ve ekserji verimi:

$$\dot{X}_{Yog,k} = (\dot{X}_{15} + \dot{X}_{30} + \dot{X}_{31}) - (\dot{X}_1 + \dot{X}_{32})$$

$$\dot{X}_{Yog,k} = 2437.97 \text{ kW}$$

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{X}_{32} - \dot{X}_{31})}{(\dot{X}_{15} + \dot{X}_{30}) - \dot{X}_1}$$

$$\eta_{II} = 0.662$$

6.1.1.6 Dearatöre Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması

Şekil 6.7 dearatörün enerji ve ekserji akışları gösterilmiştir.



Şekil 6.7 Dearatörün şematik görünüşü.

Sistemin Enerji Analizi:

Sisteme verilen, sistem tarafından alınan ve kayıp ısı ve etkinlik miktarları:

$$\dot{Q}_v = \dot{E}_{21} + \dot{E}_{22}$$

$$\dot{Q}_v = 29730.99 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{E}_6 - \dot{E}_5$$

$$\dot{Q}_A = 29607.37$$

$$\dot{Q}_{dea, kayıp} = \dot{Q}_v - \dot{Q}_A$$

$$\dot{Q}_{dea, kayıp} = 120.62 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_v}$$

$$\varepsilon = 0.996$$

Sistemin Ekserji Analizi:

Sistemin tersinmezlik ve ekserji verimi:

$$\dot{X}_{dea,k} = (\dot{X}_5 + \dot{X}_{21} + \dot{X}_{22}) - \dot{X}_6$$

$$\dot{X}_{dea,k} = 852.48 \text{ kW}$$

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{X}_6 - \dot{X}_5)}{(\dot{X}_{21} + \dot{X}_{22})}$$

$$\eta_{II} = 0.888$$

6.1.1.7 Kazana Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması

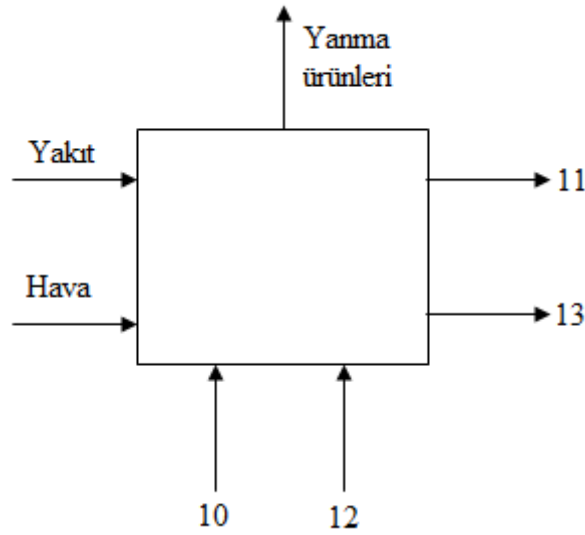
Mevcut tesisin kullandığı yakıtın kütleli debisi 2700 ton/gün ve alt ısı değeri 13794 kJ/kg 'dir. Yakıtın kimyasal bileşimi kütleli olarak Çizelge 6.2'de gösterilmiştir. Kazana dış ortam şartlarında giren havanın debisi $400000 \text{ m}^3/h$ 'dir. Yanma ürünlerinin debisi $600000 \text{ m}^3/h$ ve sıcaklığı ise $150 \text{ }^\circ\text{C}$ dir (Kopaç ve Hilalci 2007). Yanma ürünlerinin mol oranları, $150 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de sabit basınç özgül ısı değerleri ve standart kimyasal ekserjileri Çizelge 6.3'tedir. Şekil 6.7'de ise kazanın enerji ve ekserji akışları gösterilmiştir.

Çizelge 6.2 Yakıtın kimyasal bileşenlerinin kütleli oranları (Kopaç ve Hilalci 2007).

Yakıtın (Kömürün) Bileşenleri	Kütleli Oranları
c (C)	0.380
h (H ₂)	0.024
n (N ₂)	0.005
s (S)	0.005
o (O)	0.032
Nem	0.180
Kül	0.374
Toplam	1.000

Çizelge 6.3 Yanma ürünlerinin mol oranları, 150 °C 'de sabit basınç özgül ısıları ve ortalama sabit basınç ekserji kapasiteleri ve standart kimyasal ekserjileri (Kopaç ve Hilalci 2007).

Yanma Ürünleri	Mol Oranları (x)	\bar{c}_p^h (kJ/kmol·K)	\bar{c}_p^{ex} (kJ/kmol·K)	ϵ^0 (kJ/kmol)
CO ₂	0.1700	40.46	6.82	20140
H ₂ O	0.2318	33.64	5.52	11710
N ₂	0.5380	29.46	4.87	720
O ₂	0.0600	28.81	4.86	3970
SO ₂	0.0002	42.08	7.04	303500



Şekil 6.8 Kazanın şematisi.

Sistemin Enerji Analizi:

Analiz yapılırken Çizelge 6.2 ve Çizelge 6.3'deki değerlerden yararlanılmıştır.

Yakıtın enerjisi, sisteme birim zamanda giren yakıt miktarıyla yakıtın alt ısıl değerinin çarpımıyla bulunur.

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} (LHV)^0$$

$$\dot{E}_{yakıt} = 2700 \frac{ton}{gün} \times \frac{1 gün}{24 saa} \times \frac{1 saat}{3600 s} \times \frac{1000 kg}{1 ton} \times 13794 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{E}_{yakıt} = 431\ 062.5\ kW$$

Yanma sonu ürünlerinin enerjisi, Denklem 6.1’de görüldüğü gibi birim zamanda çıkan ürün mol miktarıyla çevre şartlarına göre birim molünün entalpisinin değişiminin çarpımıdır. Birim molün entalpisini hesaplayabilmek için Denklem 6.1 yardımıyla karışımın \bar{c}_p^h değeri hesaplanır. Bu denklemde y_n yanma sonu ürünlerin yüzde olarak mol oranını, k yanma ürünlerinin her bir bileşenini, $T_{yü}$ yanma sonu ürünlerin çıkış sıcaklığını, $\dot{n}_{yü}$ ve $\dot{m}_{yü}$ ise yanma sonu ürünlerinin kullanılan entalpi teriminin birimine bağlı olarak birim zamanda sırasıyla kütle akışını ve mol akışını temsil eder (Aydın 2010). Denklem 6.1, 6.2 ve 6.3 kullanılarak yanma sonu ürünlerinin enerjisi hesaplanır.

$$\dot{E}_{yü} = \dot{n}_{yü}(\bar{h} - \bar{h}_0) \quad (6.1)$$

$$\bar{h} - \bar{h}_0 = (T_{yü} - T_0)\bar{c}_p^h \quad (6.2)$$

$$\bar{c}_p^h = \sum_k y_{n,k} \bar{c}_{p,k}^h \quad (6.3)$$

$$\bar{c}_p^h = y_{n,CO_2} \bar{c}_{p,CO_2}^h + y_{n,H_2O} \bar{c}_{p,H_2O}^h + y_{n,N_2} \bar{c}_{p,N_2}^h + y_{n,O_2} \bar{c}_{p,O_2}^h + y_{n,SO_2} \bar{c}_{p,SO_2}^h$$

$$\bar{c}_p^h = 32.262\ kJ/kmol \cdot K$$

$$\bar{h} - \bar{h}_0 = (150 - 125)32.262$$

$$\bar{h} - \bar{h}_0 = 4\ 032.75\ kJ/kmol$$

$$\dot{E}_{yü} = 600\ 000 \frac{m^3}{saat} \times \frac{1 saat}{3600 s} \times \frac{1 kmol}{22.4 m^3} \times 4\ 032.75$$

$$\dot{E}_{yü} = 30\ 005.580\ kW$$

Hava ortam sıcaklığında sisteme girdiği için entalpi değişimi başka bir deyişle enerjisi sıfır olacaktır. Bu durumda sisteme enerji analizi uygulanırsa:

$$\dot{Q}_v = (\dot{E}_{yakıt} + \dot{E}_{hava}) - \dot{E}_{yü}$$

$$\dot{Q}_v = 401056.92 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_A = (\dot{E}_{11} + \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{10} + \dot{E}_{12})$$

$$\dot{Q}_A = 380237.14 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{k,kayıp} = \dot{Q}_v - \dot{Q}_A$$

$$\dot{Q}_{k,kayıp} = 20819.78 \text{ kW}$$

$$\eta_I = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_v}$$

$$\eta_I = 0.948$$

Sistemin Ekserji Analizi:

Analiz yapılırken Çizelge 6.2 ve Çizelge 6.3'deki değerler kullanılmıştır. Analizde yakıtın fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserjileri ihmal edilmiştir. Hava sisteme ortam şartlarında girdiği için ekserjisi sıfırdır. Yanma sonu ürünlerinin ekserjisi fiziksel ve kimyasal ekserjilerinin toplamıdır. Fiziksel ekserji hesaplanırken ideal gaz karışımının basınç değeri P_0 olarak alınırsa Denklem 4.9d'de bulunan logaritmik ifade sıfıra eşit olur. Kimyasal ekserji hesaplanırken Denklem 4.10 kullanılmıştır.

Yakıtın kimyasal ekserjisi:

$$x_{k,yakıt} = [(LHV)^0 + 2442w]\varphi_{kuru} + 9417s$$

$$\varphi_{kuru} = 1.0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c}$$

$$\varphi_{kuru} = 1.0437 + 0.1882 \times \frac{0.024}{0.38} + 0.0610 \times \frac{0.032}{0.38} + 0.0404 \times \frac{0.005}{0.38}$$

$$\varphi_{kuru} = 1.06125$$

$$x_{k,yakıt} = [13794 + 2442 \times 0.18] \times 1.06125 + 9417 \times 0.005$$

$$x_{k,yakıt} = 15152.541 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_{k,yakit} = \dot{m}_{yakit} x_{k,yakit}$$

$$\dot{X}_{k,yakit} = 2700 \frac{\text{ton}}{\text{gün}} \times \frac{1 \text{ gün}}{24 \text{ saat}} \times \frac{1 \text{ saat}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} \times 15152.541 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{X}_{k,yakit} = 473514.08 \text{ kW}$$

Yanma sonu ürünlerinin fiziksel ve kimyasal ekserjileri:

$$\bar{x}_{f,yü} = (T - T_0) \sum_i y_i \bar{c}_{p,i}^{ex}$$

$$\bar{x}_{f,yü} = (150 - 25) \times (5.352)$$

$$\bar{x}_{f,yü} = 669.0 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{x}_{k,yü} = \sum_i y_i \bar{e}x_{0,i} + \check{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i$$

$$\bar{x}_{k,yü} = 6842.982 - 2836.039 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{x}_{k,yü} = 4006.943 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{x}_{yü} = \bar{x}_{f,yü} + \bar{x}_{k,yü}$$

$$\bar{x}_{yü} = 4675.943 \text{ kJ/kmol}$$

$$\dot{X}_{yü} = \dot{n}_{yü} \bar{x}_{yü}$$

$$\dot{X}_{yü} = 600000 \frac{\text{m}^3}{\text{saat}} \times \frac{1 \text{ saat}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ kmol}}{22.4 \text{ m}^3} \times 4675.943 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\dot{X}_{yü} = 34791.24 \text{ kW}$$

Sistemin tersinmezlik ve ekserji verimi:

$$\dot{X}_{kazan,k} = (\dot{X}_{yakit} + \dot{X}_{hava} + \dot{X}_{10} + \dot{X}_{12}) - (\dot{X}_{yü} + \dot{X}_{11} + \dot{X}_{13})$$

$$\dot{X}_{kazan,k} = 239791.42 \text{ kW}$$

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{X}_{11} + \dot{X}_{13}) - (\dot{X}_{10} + \dot{X}_{12})}{(\dot{X}_{yakıt} + \dot{X}_{hava}) - \dot{X}_{yü}}$$

$$\eta_{II} = 0.453$$

6.1.1.8 Borulardaki Kayıplar için Enerji ve Ekserji Analizi

Sadece akışkanın 9 nolu düğüm noktasından 10 nolu düğüm noktasına geçerken sıcaklık ve basınç düşüşünden kaynaklanan ısı kaybı ve tersinmezlik hesaplanmıştır. Diğer bölümler için borulardaki kayıplar ihmal edilmiştir.

$$\dot{Q}_k = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10}$$

$$\dot{Q}_k = 2805.33 \text{ kW}$$

$$\dot{X}_k = \dot{X}_9 - \dot{X}_{10}$$

$$\dot{X}_k = 1302.62 \text{ kW}$$

6.2 TERMİK SANTRAL ANALİZ PROGRAMI (TESAP)

Dünyada ve ülkemizde artan nüfus, sanayileşme vb. nedenlerden dolayı enerji tüketimi ve dolayısıyla enerji ihtiyacı her geçen gün artmaktadır. Bu enerji ihtiyacının karşılanması için yeni enerji üretim tesisleri kurulmaktadır. Artan enerji üretim tesisleri, enerjinin önemli bir bölümünün fosil yakıtlardan üretildiği dünyamızda yakıt rezervlerinin her geçen gün daha da hızlanarak azalmasına neden olmaktadır. Önceki bölümlerde de belirttiğimiz gibi bu durum hükümetlerin yeni enerji politikaları izlemelerine neden olmuştur. Yapılan araştırmalar sonucu enerji üretim tesislerinin tasarımında ve işletilmesinde enerji analizine göre enerji analiziyle birlikte ekserji analizinin gerçekçi bir değerlendirme için daha doğru sonuçlar verdiğini görmüşlerdir. Bu analizler bir enerji üretim tesisinin her bir elemanına uygulanarak hangi tesis elemanında sorun olduğu ve iyileştirme yapılması gerektiği tespit edilebilir.

Bilgisayar teknolojisinin gelişimiyle birlikte enerji üretim tesislerinin anlık işletme şartlarında üretim miktarlarını ve verimlerini hesaplayabilen ve bunları farklı tesis şartlarında analiz etmemizi sağlayan yazılımlar geliştirilmiştir. Bu yazılımlar sayesinde üretim tesisleri

daha etkin kullanılarak kaynakların israf edilmesine ve daha yüksek verimli tasarımların oluşturulmasına yardımcı olmaktadır.

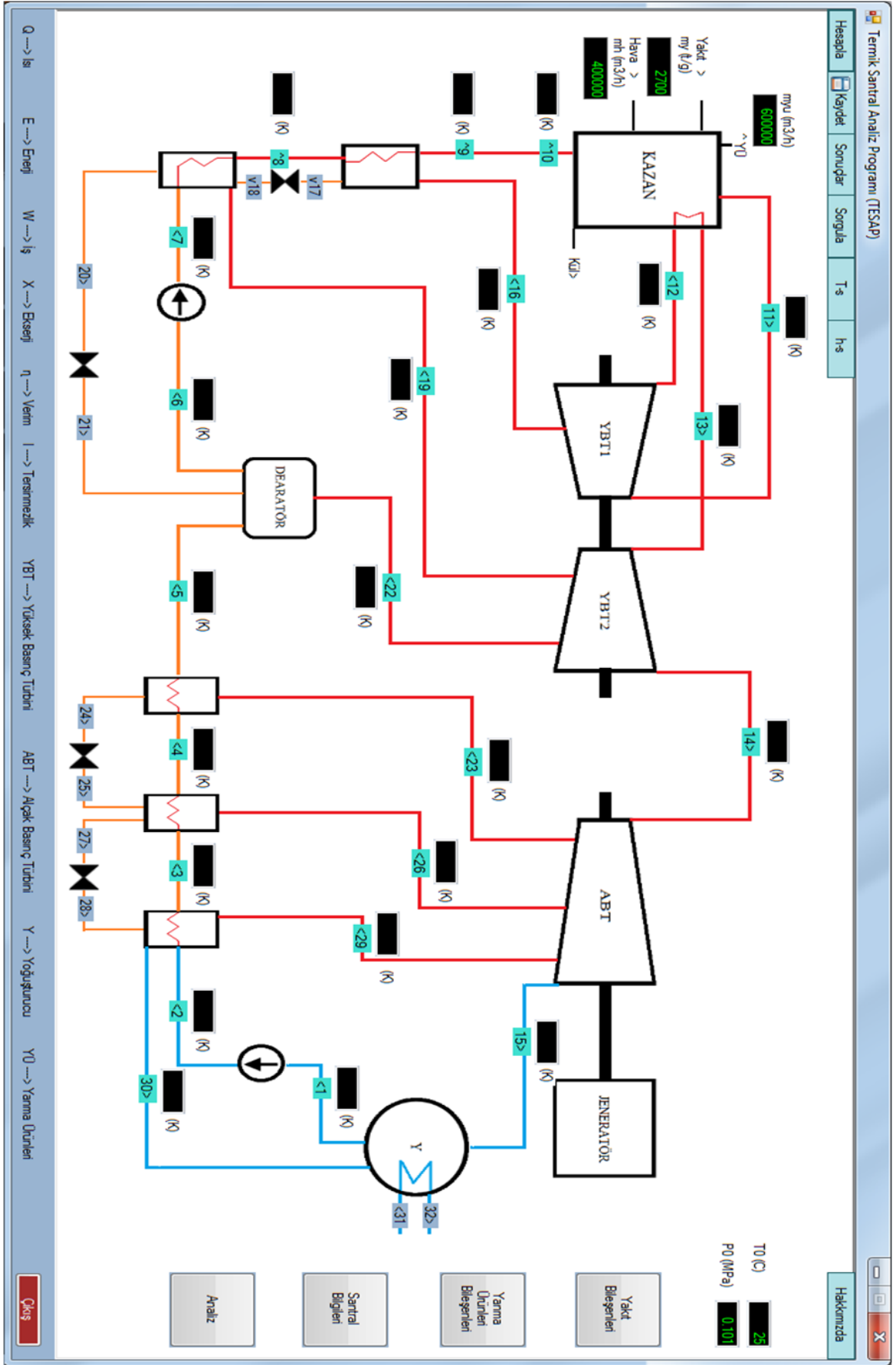
Bizim geliştirmiş olduğumuz yazılım, TESAP başka bir deyişle Termik Santral Analiz Programı tüm santrale enerji ve ekserji analizi uygulayarak, anlık işletme durumunda santralin ürettiği enerji, verimi ve her bir elemanın bunlara katkısı hakkında bilgi vermektedir. Program sayesinde termik santralin işletilmesi sırasında santralin durumu hakkında hızlı ve anlık veriler alıp enerji üretiminin takibini sağlayabiliyoruz.

6.2.1 Termik Santral Analiz Programı Kullanımı

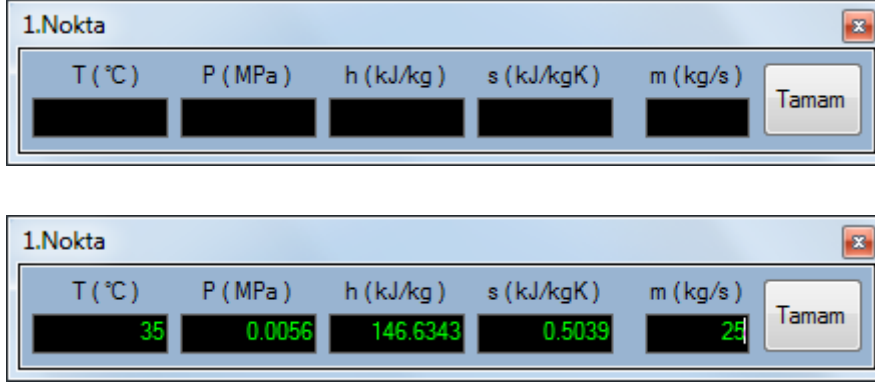
Program termik santrale ve santral elemanlarına enerji ve ekserji analizi uygulayarak, santralin üretim durumunun irdelenmesini ve takibini sağlamaktadır. Buna ek olarak ayrıca program yardımıyla farklı santral şartlarında üretim durumunu analiz etmemize yardımcı olmaktadır. Program Çatalağzı Termik Santrali'nin işletme şartlarına göre oluşturulmuştur.

Programın yazılımının oluşturulmasında, yazılım dillerinden C#, yazılım programı olarak Microsoft Visual Studio 2012 ve veritabanı için Microsoft SQL Server 2012 kullanılmıştır. Şekil 6.9'da programın ana ekranının görüntüsü verilmiştir. Programın ana ekranı santralin akış şemasının bulunduğu bölümdür ve santral elemanlarının ve 32 düğüm noktasının oluşturduğu santral çevrimi yer almaktadır.

Programda yapılacak ilk işlem düğüm noktalarına ait sıcaklık (T), basınç (P) ve debi (\dot{m}) verilerini girmektir. Verileri girmek için düğüm noktalarından herhangi birine tıklıyoruz. Karşımıza Şekil 6.10'daki ekran geliyor. Burada başlık bize hangi nokta için değer girdiğimizi göstermektedir. Bu ekranda 1.Nokta için sıcaklık (T), basınç (P) ve debi (\dot{m}) değerlerini giriyoruz. Sıcaklık değeri girdiğimizde program bizim için bu sıcaklık değerinde suyun entalpi (h) ve entropi (s) hesaplayıp getirmektedir.

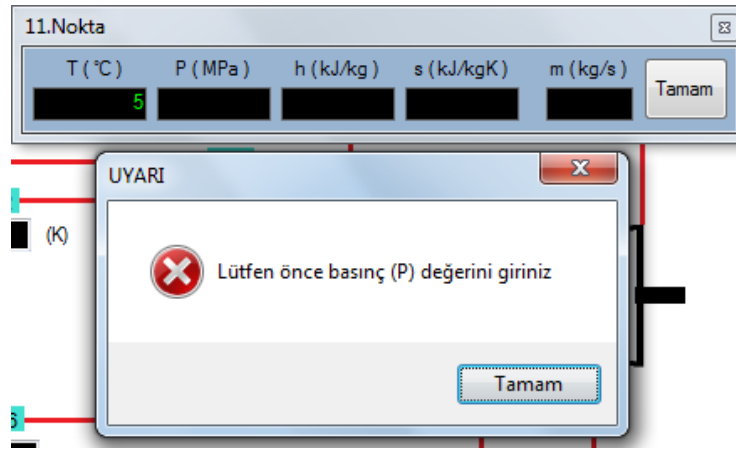


Şekil 6.9 Programın ana ekran görüntüsü.



Şekil 6.10 Düğüm noktalarının termodinamik özelliklerinin girildiği ekran.

Sıcaklık değerini girdiğiniz bazı düğüm noktalarında Şekil 6.11'deki gibi bir hata alacaksınız. Örneğin şekilde 11. Nokta için bu hata alınmıştır. 11. Nokta suyun kızgın buhar olduğu bölgede yer almaktadır. Kızgın buhar bölgesinde suyun termodinamik özellikleri hem sıcaklığa (T) hemde basınç (P) bağlıdır. Bu yüzden önce basınç değeri yazılır sonra sıcaklık değeri yazılır. Benzer durum suyun sıkıştırılmış sıvı bölgesinde de geçerlidir. Örneğin 7. Nokta.



Şekil 6.11 Düğüm noktalarının termodinamik özelliklerini girerken karşılaşılan uyarı.

Ana ekranda düğüm noktalarının üstünde veya altında yer alan ekranlarda bu noktaların herbirinin sıcaklıkları K cinsinden görülmektedir. Tüm düğüm noktalarının sıcaklık (T) ve basınç (P) değerleri girildikten sonra eğer tesis şartlarında değişiklik yapılacaksa diğer değerler kontrol edilmelidir. Ana ekranın sağ üst tarafında çevre şartları diğer bir deyişle ölü hal şartları (T_0, P_0) verilmiştir. Bu değerler sırasıyla ($25\text{ }^{\circ}\text{C}$, 0.101 MPa) olarak programın arka planında vardır ve otomatik olarak bu değerler kullanılır. Eğer farklı bir sıcaklık ve basınçta analiz yapılmak istenirse bu değerler değiştirilebilir.

İkinci olarak ana ekranın sağında bulunan butonlardan ilki olan Yakıt Bileşenlerini tıkladığımızda Şekil 6.12'deki ekran karşımıza gelmektedir.

Bileşen	Kütleli Oranlar	LHV
C	0.38	13794 kJ/kg
H2	0.024	
N2	0.005	
S	0.005	
O2	0.032	
H2O (Nem)	0.18	
Kül	0.374	
1.00		

Şekil 6.12 Yakıt bileşenlerinin kütleli oranları ve alt ısı değeri.

Burada yakıtın bileşenlerinin kütleli oranları ve yakıtın alt ısı değeri (*LHV*) görülmektedir. Buradaki değerler programın varsayılanı olarak gelmektedir. Eğer istenilirse değişiklik yapılabilir ve farklı yakıt bileşen oranlarında ve yakıt alt ısı değerinde hesap yapılabilir.

Bir sonraki adım yine ana ekranda sağ tarafta bulunan ikinci buton Yanma Ürünleri Bileşenleri tıkladığımızda Şekil 6.13'deki ekran karşımıza gelmektedir.

Bileşenler	Mol Oranları	cp(h) kJ/kmolK	cp(ex) kJ/kmolK	ex0 kJ/kmol
CO2	0.17	40.46	6.82	20140
H2O	0.2318	33.61	5.52	11710
N2	0.538	29.46	4.87	720
O2	0.06	28.81	4.86	3970
SO2	0.0002	42.08	7.04	303500
Yanma Ürünlerinin Sıcaklığı (C)		150		

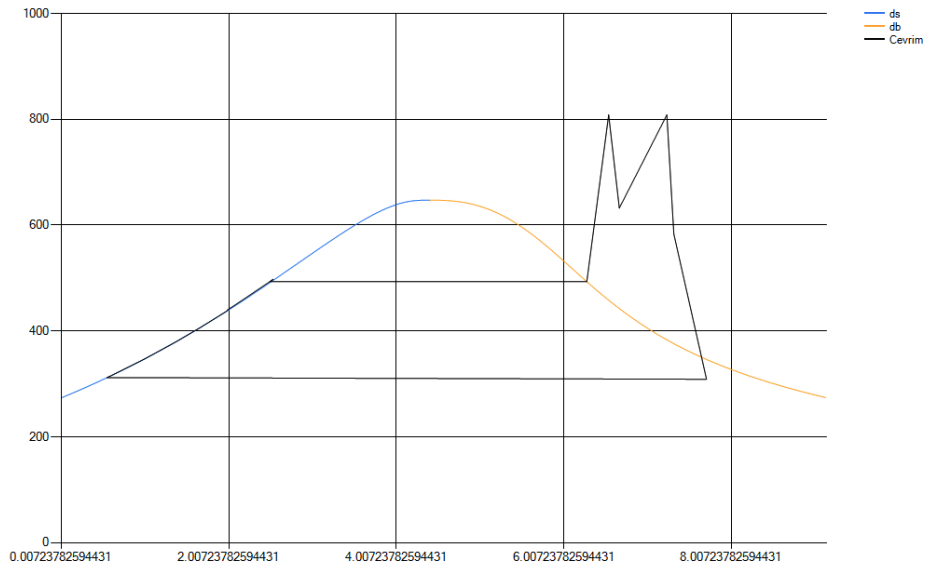
Şekil 6.13 Yanma ürünlerinin mol oranları, standart kimyasal ekserjileri, 150 °C sabit basınçta özgül ısıları ve sabit basınç ekserji kapasiteleri.

Burada yanma ürünlerinin mol oranları, 150 °C’de sabit basınç özgül ısıları, 150 °C’de sabit basınç ekserji kapasiteleri, standart kimyasal ekserjileri ve sıcaklığı görülmektedir. Buradaki değerler programın varsayılanı olarak gelmektedir. Eğer istenilirse yanma ürünleri mol oranlarında değişiklik yapılabilir.

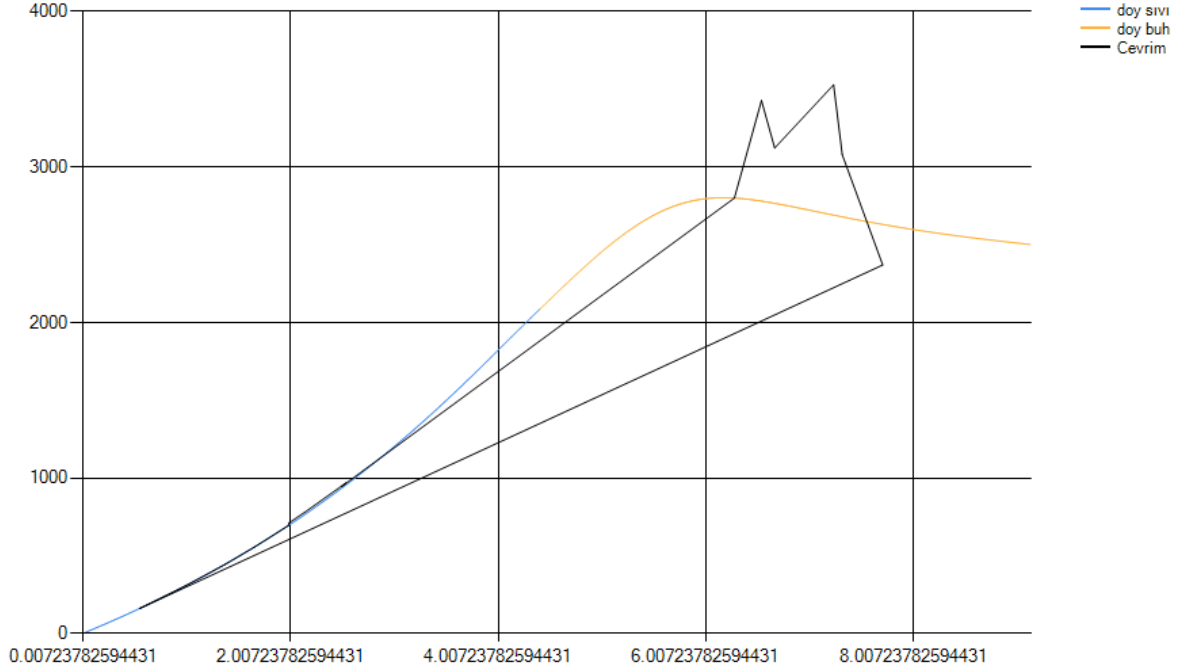
Ana ekranın sol üst köşesinde yakıt, yanma ürünleri ve havanın debi değerleri yer almaktadır. Bu değerler varsayılan olarak gelmektedir. Eğer istenilirse bu değerlerde değişiklik yapılarak farklı değerler için hesap yapılabilir.

Tüm bu değerler girildikten ve kontrol edildikten sonra program ana ekranında sol üst köşede Hesapla butonuna tıklanarak termik santralin enerji ve ekserji analizi yapılmış olur. İşlem tamamlandı bilgi ekranı geldikten sonra Tamam’a tıklıyoruz. Artık santralin herbir elemanı için analiz sonuçları elimizdedir. Ana ekranda elemanların üzerine tıklamak suretiyle açılacak ekranda herbir eleman için analiz sonuçlarını ayrı ayrı görebiliriz. Tüm düğüm noktalarının enerji ve ekserji değerlerini ve analiz sonuçlarını ana ekranın sol üst tarafında bulunan Sonuçlar butonunu tıkladığımızda açılan ekranda görebiliriz. Eğer elde ettiğimiz bu verileri kaydetmek istersek ana ekranda sol tarafta bulunan Kaydet butonuna tıklamamız yeterlidir.

Ana ekranın üst kısmında bulunan $T-s$ veya $h-s$ butonlarına tıklayarak suyun $T-s$ veya $h-s$ diyagramı üzerinde elde edilen bu veriler yardımıyla santral çevrimini inceleyebiliriz.



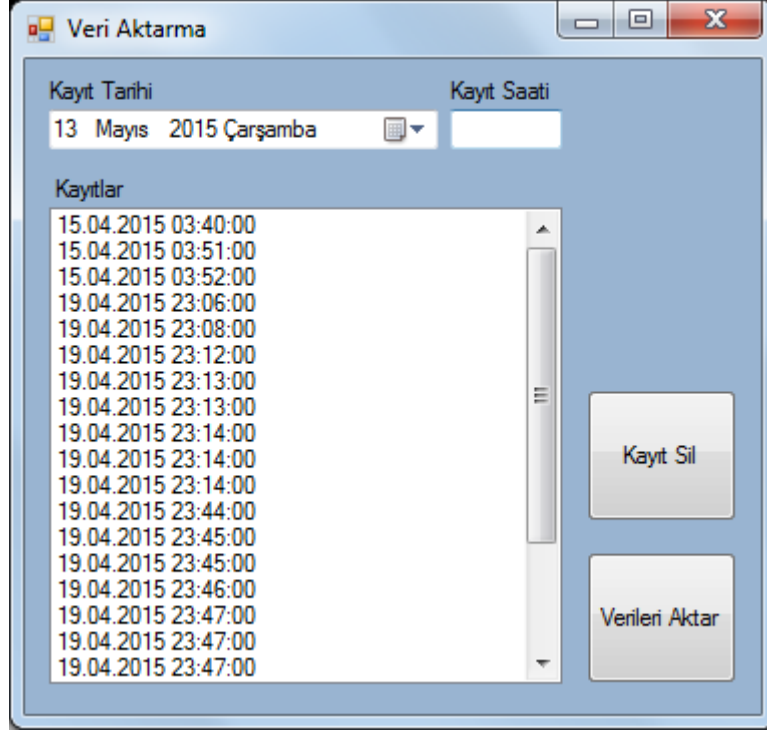
Şekil 6.14 Santralin $T-s$ diyagramı.



Şekil 6.15 Santralin h - s diyagramı.

Ana ekranın sağ alt tarafında bulunan Analiz butonuna tıklayarak farklı T_0 çevre sıcaklığına başka bir deyişle farklı ölü konum sıcaklıklarına karşılık santral elamanlarının ve satralın toplam ekserji kayıplarının veya tersinmezliklerinin ve santralin ekserji veriminin değişimi grafiklerde verilmiştir. Bu grafikler incelenerek sistemin farklı işletim şartlarında sistem veriminin nasıl değiştiğini görebiliriz.

Program yeni analiz yapmamın yanında geçmişte herhangi bir tarihte yaptığımız analizi veri aktarma yardımıyla getirebiliriz. Bu sayede geçmişte yapılmış analizlerin sonuçlarını irdeleyebiliriz veya tüm düğüm noktaları için sıfırdan veri girmek yerine geçmiş kayıtlardaki verileri elimizdekilere göre düzenleyerek analiz işlemi daha hızlı bir şekilde gerçekleştirebiliriz. Bunun için yapmamız gereken ana ekranın sol üst köşesinde bulunan Sorgula butonuna tıklamaktır. Butona tıkladığımızda karşımıza Şekil 6.16'daki gibi bir ekran gelecektir. Bu ekranda Kayıtlar kısmında bulunan listeden verilerini aktarmak istediğimiz analiz tarihine çift tıklıyoruz. Kayıt tarihi ve Kayıt saati değerleri o tarihe gidecektir. Daha sonra Verileri Aktarı tıklıyoruz ve pencere kapanıyor ana ekrana geri dönüyor. Düğüm noktalarının termodinamik özelliklerinin geldiğini görüyoruz. Burada tüm değerler tamdır ve analizi gerçekleştirmek için Hesapla butonuna tıklıyoruz ve analiz tamamlanmış oluyor. Yukarıda bahsettiğimiz şekilde sonuçları görebilir ve irdeleyebiliriz.



6.16 Geçmiş analiz kayıtlarından verilerin aktarılması.

Ayrıca Veri Aktarma bölümünde silmek istediğimiz kayıtları çift tıkladıktan sonra kayıt sil butonunu kullanarak silebiliriz. İşlemlerimizi tamamladıktan sonra programı kapatmak için ana ekranın sağ alt köşesinde bulunan çıkış butonunu tıklamamız yeterlidir.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR

Yapılan çalışma kapsamında Çatalağzı Termik Santrali'na ve santral elemanlarına enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Enerji ve ekserji analizleri için gerekli olan veriler ve formüller birer algoritmaya dönüştürülerek C# yazılım dili ve MS Visual Studio 2012 ve MS SQL Server 2012 programları yardımıyla analizi bilgisayar yardımıyla yapmamızı sağlayacak bir yazılım geliştirilmiştir. Geliştirilen bu yazılım yani Termik Santral Analiz Programı kullanılarak santralin enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

Çizelge 7.1'de, giren yakıt enerjisine karşılık kayıp enerjiler ve miktarları sunulmuştur. Çizelge'de de görüldüğü gibi en fazla ısı kaybının yoğuşturucuda soğutma suyuna verilen ısı olduğu görülmektedir.

Çizelge 7.1 Santralin enerji dengesi.

	Enerji girişi (kW)	Enerji çıkışı (kW)	%
Yakıt enerjisi	431062.50	-	100.00
Yanma ürünlerinin enerjisi	-	30005.58	6.96
Kazanın ısı kaybı	-	20819.78	4.83
Net türbin gücü	-	153883.19	35.70
Türbinlerin ısı kaybı	-	9156.65	2.12
Yoğuşturucuda soğutma suyuna verilen ısı	-	211293.88	49.02
Yoğuşturucunun ısı kaybı	-	735.83	0.17
Pompaların ısı kaybı	-	239.14	0.06
ABI, YBI ve deaeratorün ısı kaybı	-	2123.12	0.49
Boruların ısı kaybı	-	2805.33	0.65
	431062.15	431062.15	100.00

Çizelge 7.2’de santral elemanlarının tersinmezlik değerleri ve bu değerlerin yakıt ekserjisine oranları verilmiştir. Çizelgede gösterildiği gibi yakıt ekserjisinin %50.64 gibi büyük bölümü tersinmezliklerden dolayı yok olmaktadır. Yoğuşturucuda kayıp ısı çok olmasına rağmen tersinmezliği düşüktür. Bu bize yoğuşturucudaki kayıp ısının niteliğinin düşük olduğunu göstermektedir. Kazanda ise kayıp ısı az iken tersinmezlik fazladır. Bu durum, kazandaki enerjinin niteliğinin yüksek olduğunu ve tersinmezliğin (kayıp ekserji) sisteme geri kazandırılması tesisin verimi açısından önemli olduğunu göstermektedir. Bu nedenle iyileştirmelerin öncelikle kazanda yapılması gerekmektedir.

Çizelge 7.2 Santral elemanlarının tersinmezlikleri ve yakıt ekserjisine göre % oranları.

	kW	%
Yakıt ekserjisi	473514.08	100.00
Kazanın tersinmezliği	239791.42	50.64
Türbinlerin tersinmezliği	29864.40	6.31
Yoğuşturucunun tersinmezliği	2437.97	0.51
ABI+YBI+Dearatör	5421.93	1.15
Pompaların tersinmezliği	1241.00	0.26
Yanma ürünlerinin ekserjisi	34791.24	7.35
Toplam tersinmezlik	313547.96	66.22
Rasyonel verim		33.78

Çizelge 7.3’de santral elemanlarının enerji ve ekserji analizleri sonucu enerji verimleri ve ekserji verimleri verilmiştir.

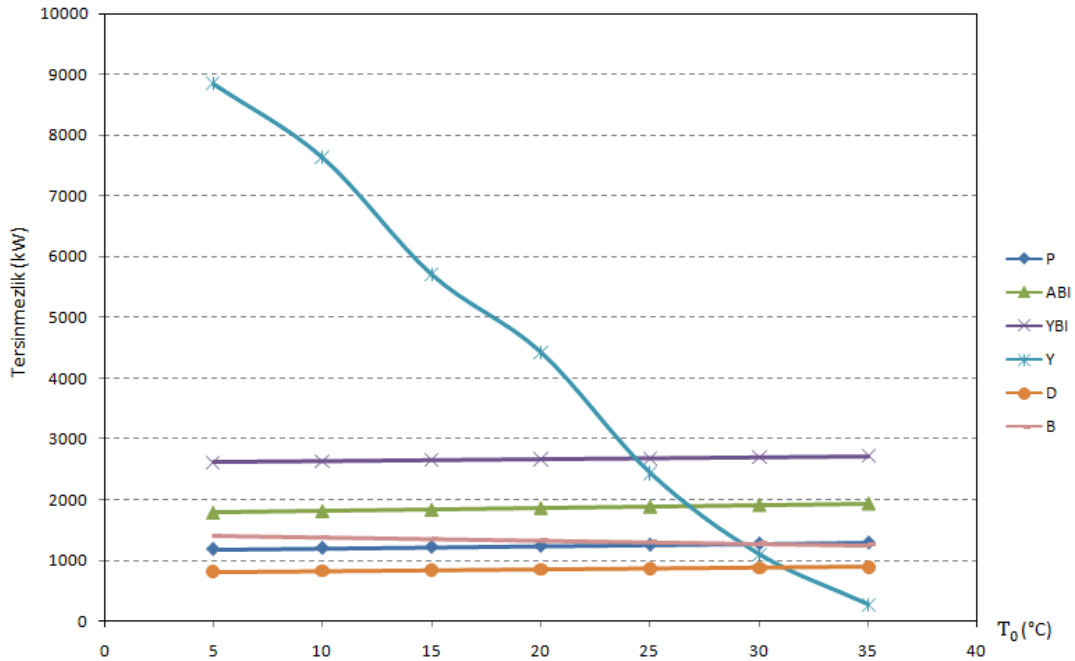
Çizelge 7.3 Santral elemanlarının enerji ve ekserji verimleri.

	Enerji Verimi (η_I), Etkinlik (ϵ)	Ekserji Verimi (η_{II})
Pompalar	0.933	0.687
Alçak basınç ısıtıcıları	0.992	0.796
Yüksek basınç ısıtıcıları	0.954	0.821

Çizelge 7.3 (devam ediyor).

Türbinler	0.945	0.840
Yoğuşturucu	0.996	0.662
Dearatör	0.996	0.888
Kazan	0.948	0.453

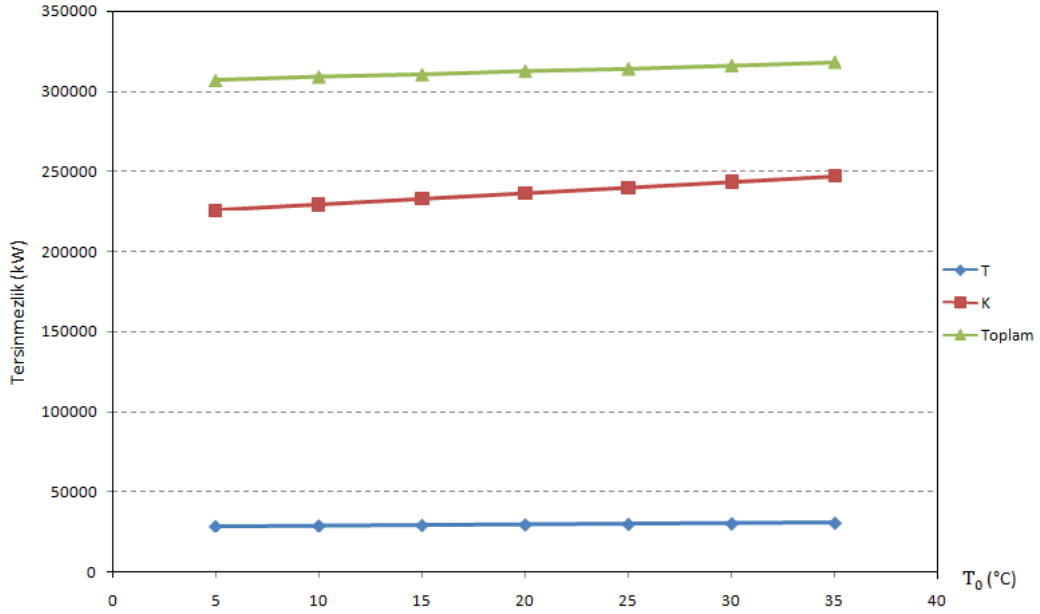
Termik Santral Analiz Programı yardımıyla, farklı T_0 sıcaklıkları için santral elemanlarının tersinmezliklerinin ve santral veriminin değişimleri incelenmiştir. Şekil 7.1’de pompalar (P), alçak basınç ısıtıcıları (ABI), yüksek basınç ısıtıcıları (YBI), yoğuşturucu (Y), dearatör (D) ve boruların (B) tersinmezliklerinin T_0 sırasıyla 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 °C deki değerleri için değişimleri verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi pompalar, alçak basınç ısıtıcıları, yüksek basınç ısıtıcıları ve dearatörün tersinmezlikleri T_0 sıcaklığının artmasıyla azda olsa artmaktadır. Yoğuşturucuda ise farklı T_0 sıcaklıklarında farklı soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları sonucunda tersinmezlik T_0 sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Borulardaki tersinmezlikte T_0 sıcaklığının artmasıyla birlikte azalmaktadır.



Şekil 7.1 Farklı T_0 sıcaklık değerlerinde santral elemanlarının tersinmezliklerinin değişimi.

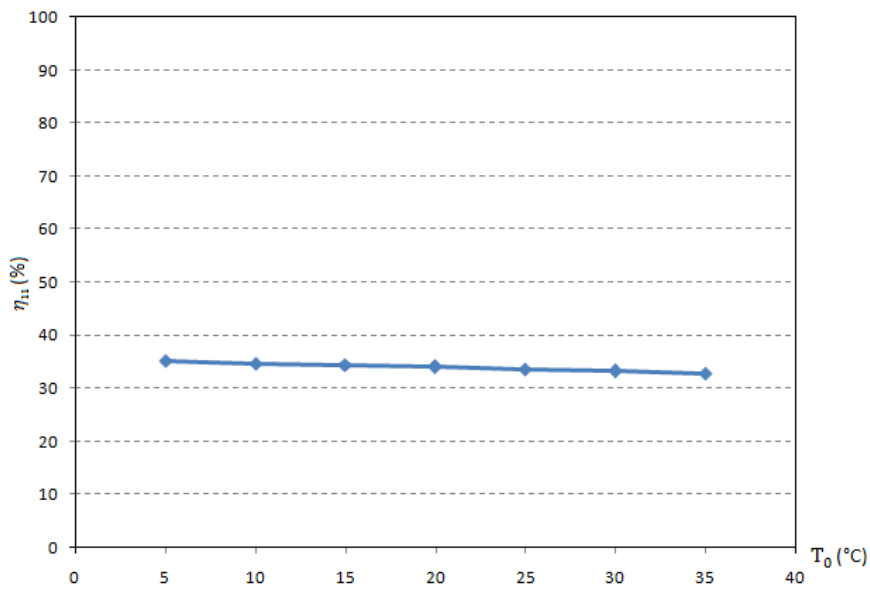
Şekil 7.2’de türbinlerin (T) tersinmezliğinin, kazanın (K) tersinmezliğinin ve toplam tersinmezliğin T_0 sırasıyla 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 °C deki değerleri için değişimleri

verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi türbin ve kazanın tersinmezlikleri ve toplam tersinmezlik T_0 sıcaklığının artmasıyla birlikte artmıştır.



Şekil 7.2 Farklı T_0 sıcaklık değerlerinde santral elemanlarının tersinmezliklerinin ve toplam tersinmezliği değişimi.

Şekil 7.3’de santral veriminin T_0 sıcaklığının sırasıyla 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 °C deki değerleri için hesaplanan değerinin değişimi görülmektedir. T_0 sıcaklığının artmasıyla santral verimin azaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 7.3 Farklı T_0 sıcaklık değerlerinde santralin ekserji veriminin değişimi.

Geliştirdiğimiz termik santral analiz programı yardımıyla santralin enerji ve ekserji analizi anlık olarak çok kısa bir sürede yapılabilir hale gelmiştir. Bu sayede santral işletme sırasında analiz edilerek verimliliği hakkında doğru bir değerlendirme yapılabilmektedir.

Geliştirdiğimiz program Çatalağzı Termik Santrali işletme şartları ve akış şeması esas alınarak 32 düğüm noktası kullanılarak oluşturulmuştur. Yani farklı bir sistemde farklı çalışma şartlarında kullanımı mümkün değildir. Ancak bu santral çalışma şartları ve akış şeması ile aynı olan başka sistemlerde kullanılabilir. Bu durum programın kullanılabilirliğini kısıtlamaktadır. Bundan sonraki yapılacak benzer çalışmalarda, bu programda var olan veriler kullanılarak her akış şemasına uygulanabilir bir yazılım geliştirilebilir. Santralin her elemanı için bir bileşen (component) yazılabilir ve programa birkaç çizim özelliği eklenebilir. Böylece program ana ekranı olarak boş bir çizim alanı karşımıza çıkacaktır. Programa yüklediğimiz bileşenler yardımıyla bu çizim alanında farklı santral akış şemalarına göre şemaları oluşturabileceğiz. Ayrıca farklı işletme şartları için gerekli verileri yazılıma aktararak farklı işletme şartlarında çalışan enerji üretim santrallerinin analizlerini yapabilir hale gelmiş olacağız. Kısacası farklı enerji sistemleri göz önüne alınarak yazılıma eklenecek her bileşen yardımıyla program, her türlü enerji üretim tesisinin enerji ve ekserji analizlerini yapabilir hale gelmiş olacaktır.

KAYNAKLAR

- Aljundi H İ** (2008) Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. *Applied Thermal Engineering*, 29(2009):324-328s.
- ATIG** (2014) Dünyada Enerji Görünümü. ATIG Yatırım Menkul Değerler A.Ş. Araştırma Raporu, 5s.
- Aydın N Ö** (2010) Termik Santralde Buharlaştırılmalı Yoğuşturucu Kullanımının Verim Artışına Etkisinin İncelenmesi. Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak, 65s.
- Ballı Ö** (2008) Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanılabilirlik (Ekserji) ve Ekserjiekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi. Doktora Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Eskişehir, 182s.
- Başaran M** (2012) Termik Santrallar, Enerji Yatırımları Fizibilite Raporu Hazırlanması Semineri, Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, Ankara, 21s.
- Cooper J R** (2007) The International Association for the Properties of Water and Steam. School of Engineering and Materials Science Queen Mary, University of London, London, 49s.
- ÇATES** (2015) <http://www.cates.gov.tr/tarihce/tarihce.html>, Elektrik Üretim Anonim Şirketi. Çatalağzı Termik Elektrik Santrali, ÇATES Tarihçemiz, 22 Nisan 2015.
- Çengel Y A ve Boles M A** (1996) *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. 2. Baskı, McGraw-Hill-Literatür, İstanbul, 867 s.
- Dincer I and Rosen M A** (2007) *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. First Edition, Elsevier, 454p.
- EÜAŞ** (2013) Yıllık Rapor, Elektrik Üretim Anonim Şirketi, Ankara, 79s.
- Karakoç T H, Erbay B ve N Karakoç** (2011) Enerji Analizi. Türkiye Cumhuriyeti Anadolu Üniversitesi Yayını, Birinci Baskı, 2486, Anadolu Üniversitesi, Eskişehir, 167s.
- Kaushik S C, Reddy V S and Tyagi S K** (2010) Energy And Exergy Analyses Of Thermal Power Plants: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(2011):1857–1872s.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Kızıler O** (2011) Bir Kojenerasyon Tesisinin Ekserji Analizi. Lisans Bitirme Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Ve Isı Tekniği Anabilim Dalı, İstanbul, 62s.
- Kocaman B** (2003) Elektrik Enerjisi Üretim Santralleri. Tek Baskı, Birsen Yayınevi, İstanbul, 253s.
- Koç E ve Şenel M C** (2013) Dünyada ve Türkiye’de Enerji Durumu -Genel Değerlendirme. *Mühendis ve Makine*, 54(639):32-44s.
- Kopaç M and Hilalci A** (2007) Effect Of Ambient Temperature On The Efficiency Of The Regenerative And Reheat Catalagzi Power Plant In Turkey. *Applied Thermal Engineering*, 27(8-9): 1377-1385.
- Kopaç M, Topuz A ve Hilalci A** (2005) Çatalağzı Güç Santralına Enerji Ve Ekserji Analizinin Uygulanması. 15.Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi, 2:906-911s.
- Kotas T J** (1995) *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Reprint Edition, Krieger Publishing Company, USA, 328 p.
- MTA** (2013) Faaliyet Raporu, Maden Tetkik ve Arama, Akara, 187s.
- Sanjay M D and Mehta N S** (2012) Easy Method Of Exergy Analysis For Thermal Power Plant. *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*, 1(3):245-247s.
- Şen İ** (2006) Buhar Çevrim Santralinin Termodinamiğin 2. Kanununa Göre Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isparta, 123s.
- Tekel E** (2006) Termik Santrallerin Enerji Ve Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Denizli, 99s.
- Ünal F** (2009) Bir Termik Santralin Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 89s.
- Ünver Ü ve Kılıç M** (2005) Çevre Sıcaklığının Bir Kombine Çevrim Güç Santralının Performansına Etkisi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 10(1):49-58s.
- Wagner W and Pruß A** (2002) The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 31(2):387-524s.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

Wofram S (2002) Irreversibility and the Second Law of Thermodynamics. *A New Kind of Science*, Wolfram Media, 1019s.

Yalçın S E (2006) Buhar Kazanlarının Eksergoekonomik Çözümlemesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 63s.

Yazıcı H ve Selbaş R (2011) Bir Buharlı Güç Santralinin Enerji Ve Ekserji Analizi. *Selçuk Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu Teknik-Online*, 10 (1):117-135s.

URL-1 (2015) http://tr.wikipedia.org/wiki/Termik_santral, Wikipedia, Termik Santral, 21 Nisan 2015.

ÖZGEÇMİŞ

Cem ÇELİK 1989 yılında İstanbul'da doğdu. İlkokul ve ortaokul eğitimlerini Kaşgarlı Mahmut İlk Öğretim Okulu'nda tamamladı. 2007 yılında Kartal Süleyman Demirel Lisesi'nden mezun olduktan sonra Bülent Ecevit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde eğitim almaya başladı. 2012 yılında mezun olduktan sonra Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında yüksek lisansa başladı.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Gülensu Mah. Üçler Cad. No:11
Maltepe / İSTANBUL

Tel : (531) 779 12 62

E-posta : cem.celik.makine@hotmail.com