

**BİR DOĞALGAZ SANTRALİNDE ATIK ISI KAZANIM TESİSİNİN ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZİ**

Serkan DAZLAK

**Zonguldak Karaelmas Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalında
Bilim Uzmanlığı Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**


KARABÜK

Eylül 2006

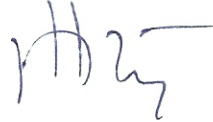
KABUL:

Serkan DAZLAK tarafından hazırlanan “ BİR DOĞALGAZ SANTRALİNDE ATIK ISI KAZANIM TESİSİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ ” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi (ZKÜ) Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalında Bilim Uzmanlığı Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 27/09/2006

Başkan: Prof. Dr. Kerim ÇETİNKAYA (ZKÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (ZKÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ÇAYIROĞLU (ZKÜ)



ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım. 27/09/2006



Prof. Dr. İhsan TOROĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

Bilim Uzmanlığı Tezi

BİR DOĞALGAZ SANTRALİNDE ATIK ISI KAZANIM TESİSİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Serkan DAZLAK

Zonguldak Karaelmas Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

Eylül 2006, 66 sayfa

Bursa'da kurulu BOSEN enerji santrali üzerinde atık ısı kazanım tesisinden alınan gerçek işletme verileri kullanılarak enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Santralde her ünitenin giriş ve çıkışlarındaki enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Bu değerlere bağlı olarak kayıp enerji ve ekserji değerleri belirlenmiştir. Ekserji kayıpları akış, yanma ve baca gazlarından olduğu düşünülmüştür. Her bir ünitenin enerji ve ekserji kayıpları birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Tesisteki toplam enerji kaybı 2538,84 kW ve toplam ekserji kaybı 17075,91 kW'dır. Tesis üzerinde yapılan enerji ve ekserji analizi sonucunda en büyük enerji kaybı buhar türbininde (2781,4 kW), ekserji kaybı ise yine buhar türbininde (9034,87 kW) olarak tesbit edilmiştir. Bu sonuçlara göre iyileştirme çalışmalarının türbinde yapılması gerekmektedir.

Anahtar sözcükler : Doğal gaz, Termik santral, Ekserji analizi, Atık ısı kazanımı.

Bilim kodu : 626.11.01

ABSTRACT

Master Science Thesis

ENERGY AND EXERGY ANALYS OF AN WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM ON NATURAL GAS POWERHOUSE

Serkan DAZLAK

**Zonguldak Karaelmas University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Education**

Thesis Advisor: Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

September 2006, 66 pages

Energy and exergy analysis were made by using real operational data taken from waste heat recovery system on BOSEN energy powerhouse constructed in Bursa. All units input and output energy and exergy values were calculated in powerhouse. Depend upon this values loss energy and exergy values were determined. It was thought that exergy loses have occurred from flow, combustion and chimney gases. Energy and exergy loses of each units were compared eachothers. Total lose energy of system is 2558,84 kw and total lose exergy of system is 17075,91 kw. Result of analysis energy and exergy made on system was determined that highest energy loses occurred on vapour turbine (2781,4 kw), highest exergy loses occurred on vapour turbine too (9034,87 kw). According to this result, optimization studies must be done on turbine.

Key Words : Natural gas, Thermic powerhouse, Exergy analys, Waste heat recovery

Science Code : 626.11.01

TEŐEKKÜR

Çalıőmamda, okulumuzun tüm imkânlarını sunan tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK hocama, Araç. Gör. Engin GEDİK'e teőekkür ederim. Ayrıca, bana bu günlere gelmemde her türlü maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen ailem ve arkadaşlarıma da teőekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜRLER.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2 GENEL BİLGİLER.....	7
2.1 TÜRKİYEDE ENERJİ KULLANIMI.....	7
2.1.1 Endüstriyel Tesisler.....	8
2.2 BİLEŞİK SİSTEMLER.....	8
2.2.1 Kojenerasyon Sistemlerin Tarihsel Gelişimi.....	10
2.2.2 Kojenerasyon Sistemlerin Avantajları	10
2.2.3 Kojenerasyon Sistemlerinde Kullanılabilen Yakıtlar.....	11
BÖLÜM 3 İKİNCİ KANUN ANALİZİ.....	12
3.1 EKSERJİYE DAYALI TEMEL KAVRAMLAR.....	12
3.2 EKSERJİYE SEBEP OLAN FAKTÖRLER.....	14
3.2.1 İş Transferine Bağlı Ekserji	14
3.2.2 Isı Transferine Bağlı Ekserji	15
3.2.3 Maddenin Kararlı Akışına Bağlı Ekserji.....	15
3.3 EKSERJİ KAVRAMININ ÖNEMLİ BOYUTLARI.....	15
3.4 EKSERJİNİN SANAYİDE KULLANIM ALANLARI.....	16

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 4 EKSERJİ ANALİZİ.....	17
4.1 KAPALI SİSTEM İÇİN EKSERJİ ANALİZİ.....	17
4.2 KİMYASAL VE TERMOMEKANİKSEL EKSERJİ.....	19
4.2.1 Durum 1.....	21
4.2.2 Durum 2.....	21
4.2.3 Durum 3.....	22
4.3 FİZİKSEL EKSERJİ.....	23
4.4 EKSERJİK VERİM (RASYONEL VERİM).....	25
BÖLÜM 5 MEVCUT SANTRALE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI...	27
5.1 TESİSİN GENEL GÖRÜNÜŞÜ VE DÜĞÜM NOKTALARINA AİT AÇIKLAMALAR.....	27
5.1.1 Türbin.....	27
5.1.2 Kondenser.....	28
5.1.3 1 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı.....	28
5.1.4 2 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı.....	28
5.1.5 3 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı.....	28
5.1.6 4 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı.....	29
5.1.7 5 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı.....	29
5.1.8 6 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı.....	29
5.1.9 7 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı.....	29
5.1.10 1 Nolu Tank	30
5.1.11 2 Nolu Tank	30
5.2 MEVCUT TESİS BÜNYESİNDEKİ ÜNİTELERE BİRİNCİ KANUNUN UYGULANMASI.....	33
5.2.1 Türbinde Meydana Gelen Enerji Kaybının Tespiti.....	33
5.2.2 Kondenserde Meydana Gelen Enerji Kaybının Tespiti.....	33
5.2.3 Tesisteki 1 Nolu Tank İçin Enerji Kayıp Tespiti.....	34
5.2.4 Tesisteki 2 Nolu Tank İçin Enerji Kayıp Tespiti.....	34

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
5.3 MEVCUT SİSTEME EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI	34
5.4 MEVCUT TESİSTEKİ İNCELENEN 18 NOKTA İÇİN KİMYASAL, TERMOMEKANİKSEL VE TOPLAM ENERJİ DEĞERLERİNİN TESPİTİ.....	35
5.5 ÜNİTELERE GİREN, ÇIKAN VE ÜNİTELERDEN KAYBOLAN EKSERJİ DEĞERLERİNİN HESAPLANMASI.....	45
5.5.1 Türbin İçin Hesap.....	46
5.5.2 Kondenser İçin Hesap.....	46
5.5.3 Toplam Tanklar İçin Hesap.....	47
5.6 İNCELEME SONUÇLARI.....	50
BÖLÜM 6 SONUÇ VE ÖNERİLER.....	52
KAYNAKLAR.....	54
ÖZGEÇMİŞ.....	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
4.1	Bileşik sistem ve çevre.....	18
4.2	Kararlı akış halindeki bir maddenin fiziksel ekserji tayininde kullanılan tersinir modül.....	24
5.1	Tesisin genel şematik görünüşü.....	31
5.2	Ünitelerde meydana gelen kayıp enerji değerleri	48
5.3	Ünitelerde meydana gelen kayıp ekserji değerleri.....	48
5.4	Ünitelerde meydana gelen kayıp enerji ve ekserji değerleri	49
5.5	Ünitelerdeki giren ve çıkan ekserji değerleri	49

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
5.1	Tesisin tüm noktalarına ait termodinamik değerler.....	32
5.2	Ünitelerdeki kayıp enerji değerleri	34
5.3	Düğüm Noktalarına Ait Toplam Ekserji Değerleri	44
5.4	Ünitelere ait giriş, çıkış, kayıp ekserjileri ve bu kayıpların tesis toplamları....	47

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

E, e	: ekserji, özgül ekserji
E_k	: kayıp ekserji
e_{kim}	: kimyasal ekserji
e_y	: yakıt ekserjisi
e_i	: i maddesinin kontrol hacmine giriş eksejisi
e_j	: j maddesinin kontrol hacminden çıkış ekserjisi
e_{fiz}	: fiziksel eksejisi
e_{kim}	: kimyasal ekserji
e_{pot}	: potansiyel ekserji
e_{tm}	: termomekaniksel ekserji
G, g	: Gibbs fonksiyonu, özgül Gibbs fonksiyonu
Q_j	: t_j sıcaklığındaki kaynaktan birim zamanda transfer edilen ısı
Q_K	: ısı kaybı
g	: yerçekimi ivmesi
h	: entalpi
h_g	: alt ısı değer
m	: kütleli debi
n_i	: i maddesinin mol sayısı
P	: basınç
V	: hız
R	: Ünlversal gaz sabiti
S, s	: entropi, özgül entropi
$S_{ür}$: entropi üretimi
T	: sıcaklık
W_{CV}	: kontrol hacim işi
y_i	: i maddesinin mol oranı
μ_i	: i maddesinin kimyasal potansiyeli
Z	: deniz seviyesinden olan kot farkı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

\dot{I}	: tersinmezlik hızı
η_i	: buhar kazanının ısı verimi
η_{ii}	: ekserjik (rasyonel) verim
ψ	: buhar kazanının ekserjik verimi

ALT İNDİS

b	: buhar
h	: hava
i	: i maddesi, kontrol hacim giriş
J	: j maddesi, kontrol hacim çıkış
0	: termomekanik denge durumu
S	: su
y	: yakıt
yü	: yanma ürünü
ter	: tersinir

ÜST İNDİS

ç	: çevre
---	---------

KISALTMALAR

CO ₂	: karbondioksit
CaCO ₃	: kireç taşı
CHP	: bileşik ısı – güç sistemi
Kyp	: kayıp
LPG	: propan (likit petrol gazı)
P ₀	: çevre basıncı
T ₀	: çevre sıcaklığı
Tnk	: tank

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Bugün insanlığın karşılaştığı en önemli iki problem, doğal enerji kaynaklarının aşırı sömürülmesinden doğmuştur. Bu problemler, yüksek kaliteye sahip ancak kalitesi sürekli azalan (düşük entropi) enerji taşıyıcıları ve yenilenemeyen enerji kaynaklarıdır. Artan sorunlar ışığında toplumlar bu problemleri, hem enerji kaynaklarının minimum tüketilmesi hem de entropinin minimum üretilmesini sağlayarak çözebileceklerdir. Enerji tüketimini azaltmak amacıyla en iyi imkanları keşfetmek için en geçerli yol, tesis içinde dikkatli bir enerji denetlemesi yapmak ve daha sonra da bu denetlemeye paralel olarak alternatifleri aynı dikkatle hesaplamaktır. Bunun yanında mevcut sınırlı kaynakların daha verimli kullanılması için yeni tekniklerin geliştirilmesi konusunda bilimsel komiteler çeşitli çalışmalar yapmıştır. Geçen yüzyıllarda birçok tersinmez sanayi proseslerinin enerji verimlerinin tespitinde termodinamik analizin kullanımı büyük oranda artırılmıştır. Bunun için yeni birtakım kavramlar ortaya atılmamış olup bilinen kavramlar sanayi proseslerinin enerji analizi ve enerji optimasyonunun gerçekleştirilmesi şeklinde yeniden ele alınarak şekillendirilmiştir. Bu gelişme; araştırmacıları kullanılabilirlik, ekserji (ikinci kanun analizi), kayıp iş, vb gibi kavramlara yöneltmiştir. Çok sayıda insanın geçmiş yüzyıl ya da daha fazla süreden beri ekserji analizinin pratik ve prensiplerini ortaya çıkarmış olmasına rağmen, 1930'lardan ve özellikle 1970'lerin başında meydana gelen petrol ambargosu'ndan beri bu analizin gelişimi hızlanmıştır.

Enerji analizi, enerjinin korunumu kanunu olarak bilinen termodinamiğin birinci kanununa dayandırılır. Birçok araştırmacı, bir prosesin geleneksel enerji analizinden başka bir de ekserji analizinin gerçekleştirilmesi ile enerji hesabının yapılabileceğini iddia etmişlerdir. Termodinamiğin birinci kanunu, enerji miktarı ile uğraşmakta olup, enerjinin var ya da yok edilemeyeceği gerçeğini ileri sürmektedir. Birinci Kanun, bir proses esnasında sadece enerjinin muhasebesinin yapılmasında gerekli bir araç olarak hizmet etmekte olmasına rağmen ikinci kanun, enerjinin kalitesi ile yani daha açık bir ifade ile bir proses sırasında enerji azalması, entropi üretimi ve kayıp iş

ile ilgilenmektedir.

Ekserji analizi ikinci kanuna dayandırıldığından, genel olarak prodesteki verimsizliklerin enerji analizine nazaran daha iyi tespit edilmesini sağlamaktadır. Termodinamik bilimi; termal, kimyasal ve mekanik olaylar arasındaki karşılıklı ilişkilerin anlaşılması amacıyla geliştirilmiştir. Proseslerin ve güç tesisinin artan kompleksliği, enerji kaynaklarının optimum kullanımını sağlamak için tam bir termodinamik analize ihtiyaç duymuştur. Bundan dolayı yıllardır bazı termodinamikçiler aynı anda hem birinci hemde ikinci kanunun biraraya getirilmesinden oluşan yeni bir metod kullanmaktadırlar. Bu şekilde oluşturulmuş analiz teknikleri "Kullanılabilirlik Analizi" ya da "Ekserji Analizi" adı ile bilinmektedir. Her iki teknik de enerjinin kendisinden daha çok tersinmezlikten doğan enerji azalmasına neden olan enerjinin farklı formlarının iş potansiyel kavramını kullanmaktadır. Bu analiz teknikleri, termal testlerin ayarlanması ya da yeni termal tesislerin tasarım veriminin artırılmasını amaçlayan termodinamik analizi de kullanılabilir yapmaktadır. Bundan dolayı ekserji analizi, tesisin enerji kullanım prosesinde önemli değişimler meydana getirmek için kullanışlı bir araç olmuştur.

Ekserji ya da ikinci kanun analizi; sistemlerin gerçek proseslerinin tersinmez yapısının anlaşılması için kullanılan rölatif yeni bir tekniktir. İkinci kanun analizi, çevresel şartlara göre enerjinin farklı formlarının kalitesi ya da iş potansiyelinin bir ölçüsü olarak tanımlanabilen ekserji kavramına dayandırılmaktadır.

Ekserji metodunun enerji sistemlerinin analiz edilmesinde kullanılan yeni bir metod olarak sık sık kabul edilmesine rağmen, ilk temelleri termodinamiğin ikinci kanununun matematiksel formülasyonundan sonra geçen yüzyılda sunulmuştur.

Tarih kriteri, ekserjinin Haywood (1974) tarafından ele alındığını bildirirken; ekserji kavramı için en erken atılımlar Clausius (1865), Tait (1868), Thomson (Lord Kelvin)'in yardımlarıyla olmuştur. Bu alandaki en önemli isimler ise Maxwell (1875) ve Gibbs (1873) olmuştur. (Tsatsaronis, 1993: 227-57).

"Tersinmezliğe Savaş" adlı slogan bu ilerlemenin başlangıcı olmuştur. 1950 ve 1960'lı yıllarda; ekserji balansı ve grafiksel sunumu yakıtların ekserji hesabı ve

kimyasal ekserji hesaplanması için referans durumları ileri sürülmüştür. İlave olarak, birkaç ekserji verimlilik tanınılan ve sanayi proses ve tesislerine ilk ekserji analiz uygulamaları yapılmıştır. Maliyet hesabı için ekserji kullanım fikri 1932'de J.H. Keenan tarafından başlatılmıştır. Ekserji terimi Bosnjakovic tarafından o ana kadar kullanılan "İş Yeteneği" terimi yerine yeni bir kelime olarak Z. Rant (1956) tarafından uydurulmuştur. Bu gelişmelerden sonra Avrupa'da, bazı önemli isimler; besleme suyu optimizasyonuna dayalı çalışmalarında, bir buhar güç tesisinin herbir bileşenindeki ekserji tahrip giderlerini tespit etmişler ve diğer bazı termodinamikçiler de bunların izinden giderek yeniden üretimli bir ısı değiştirgecinin tasarım maliyetine ekserjiyi uygulamışlardır (Tsatsaronis, 1993:227-257).

Alok (1988), dünyanın en önemli madenlerinden olan kömürün çeşitli tipleri için tasarlamış olduğu teçhizat üzerinde enerji ve ekserji analizlerini uygulamıştır.

Nelson (1988), Sekulic (1988), Chen (1988), London (1982), Paoletti (1989), Poulilahos (1989), Alefeld (1989) ve Bejan (1987, 1988) gibi araştırmacılar, entropiyi baz alan çalışmalar yapmışlardır. Örneğin Bejan (1987, 1988) tarafından ısı değiştirgeçlerinin tasarımlarına yönelik olarak entropi baz alınarak mühendislik uygulamaları açısından çok kullanımlı ve önemli yöntemler geliştirilmiştir.

Hesselmann (1986), Knoche ve Hesselmann (1986) ve Avgoisti et al. (1989) gibi araştırmacılar, yatırım maliyeti-ekserji kaybı, ekserji kaybı-ürün kaybı ilişkilerini baz alan çalışmalar yaparken; El-Sayed ve Gaggioli (1989), Ranasinghe et al (1989), Valero et al. (1989), Kotas (1985,1989), De Luciave Manfrida (1989) Carrington ve Sun (1989) gibi araştırmacılar ise özellikle verimin düşük oluşu ve nedenleri üzerinde durmuşlar ve bu nedenleri, ortadan kaldırmak için gerekli tasarım ve/veya işletme şartları değişimlerine yönelik çalışmalar yapmışlardır.

İleri (1990), belli bir sistem yapısı içinde, yatırım ile ekserji harcamaları arasında sistem ürününün maliyetini minimuma indirecek dengenin kurulması ve daha sonra da termoeconomik incelemenin son ve asıl basamağı ile fiyatlandırma konularını ele almıştır.

Eğrican ve Özdoğan (1990), enerji sistemlerinin ekserji esas alınarak incelenmesine yönelik mühendislik uygulamalarının gelişimini, neden-sonuç ilişkilerini de göz önünde

bulundurarak irdelenmişlerdir. Sonuçta entropi bazlı çalışmalarla bu ilişkileri karşılaştırmalı olarak değerlendirmişlerdir.

Gool (1992), sanayi proseslerinin analizi için birinci kanun analizi yanında ekserji kavramının faydasını ayrıntılı olarak açıklamıştır. Buna göre ekserji analizi ile genel mühendislik yaklaşımı arasındaki temel farkın, İkinci kanunun kullanımından dolayı değil, termodinamik fonksiyonların değerlerini hesaplamak için farklı referans durumlarının kullanımından ileri geldiğini göstermiştir.

Rosen ve Scott (1992), bugün hidrojen üretimi için en önemli sanayi proseslerinden biri olan suyun elektrolizini de ele almışlardır. Suyun elektrolizi çalışması, toplam prosesi oluşturan çeşitli kademeler boyunca enerji ve ekserji akışlarını gözönüne alarak su ve ısıdan hidrojen üretmede kullanılan elektroliz prosesinin, termodinamik performansını oluşturmuşlardır. Bundan sonra, en önemli kayıpların hangi ünite ve neden meydana geldiğini göstermişlerdir.

Tsatsaroni (1993), bir enerji tesisine, enerji sistemlerinin optimum tasarımını ve performansını hesaplamak için mühendislik ekonomisinin genel kavramları ile ekserjinin biraraya getirilmesinden oluşan termoeconomik analizi uygulamıştır.

Erduranlı (1997), Karabük Demir Çelik fabrikasındaki termik santralin ekserji analizini yapmıştır. Termik santrali oluşturan kazan, kondenser, ısıtıcılar ve türbinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda en büyük kayıp oluşan ünite kazan olarak tespit edilmiştir.

Moran ve Sciubba (1994) petrol, doğalgaz ve kömür gibi yenilenemeyen enerji kaynaklarını sistemlerin efektif şekilde kullanmalarının önemine dikkat çekmişlerdir. Ayrıca bu enerji kaynaklarının uygulama alanları üzerinde hem ekserji prensiplerinin hem de enerji analizinin mevcut literatürünü başarıyla kullanarak atık ve kayıpların büyüklüğü, tipi ve meydana geldiği yerleri tespit etmişlerdir.

A.Razani.K.J.Kim'in (2000) bulgusuna göre, doğal gaz kullanımının randımanı temel olarak işletim ve kimyasal endüstrilerinin teknolojileri sayesinde sağlanır. Termal istasyonlardaki mekanik çalışmalar yoluyla metan gazı elektriğe dönüştürülür. Diğer

yandan, yüksek kapasiteli organik kimya, sentetik yakıt üretimi ve amonyak sentez metanın sentetik gaza dönüşme reaksiyonunu takip eder (örneğin; hidrojen ve karbon oksidin karışımı). Geniş çaplı mühendislik araştırmaları yukarıda bahsedilen teknolojilerin gelişimini sağlamıştır. İkinci kanun analizine göre yanma işlemindeki ekserji kayıpları; kimyasal reaksiyon, ısı transferi ve sıkıştırılmış metan gazının mantıksız tüketimine neden olur. Metan çevrim işlemlerinin detaylı analizi 1996 yılında Hinderink Kerkhof, Lie, De Swaan Arons ve Van Der Kool tarafından açıklanmıştır. Bunun amacı sentezik gaz üretiminin ve makinelerin nasıl daha fazla metan gazı sağladığını belirlemek ve her iki teknolojiyi de geliştirmektir. Günümüz iş makinelerinin verimlilik belirtileri ve tümleşik teknolojiler, ekserji analizi ve gerçek katsayılar vasıtasıyla hesaplanır.

Simon Harcey (2001), İşleme ünitesinde gaz ve buhar karışımı iç yakımlı türbin tarafından ısıtılarak ve böylece metan ve buhar arasında endotermik bir reaksiyon ortaya çıktığını tesbit etmiştir. Reaksiyonun nikel bazlı bir katalizöre ihtiyacı vardır ve CO, CO₂, H₂ üretimi sırasında da son bulur. Metan-buhar karışımı ısıyı termal ve kimyasal olarak emer ve konvensiyonel dinlenme sırasında elde edilen daha büyük potansiyelli çıkış enerjisinde son bulur. İşlenmiş yakıt daha sonra türbin yanma ünitesini besler.

Sera gazlarından kaynaklanan hava kirliliğinin azaltılmasının önemi kombine devirli güç makinelerini düşük karbonlu yakıt kullanımı ve yüksek veriminden dolayı enerji üretimindeki en iyi seçeneklerden biri haline getirmiştir. Kombine devirli makineler Brayton-Termal ve Hirn-Rankin devirlerini birbirine bağlar. Temel fikir Hirn-Rankin devrinde yer alan yüksek basınçlı buharı elde etmek amacıyla Brayton devrindeki patlama evresinin sonunda elde edilen sıcak egzoz gazlarını kullanmaktır. Buharlı ısınımın yer aldığı bu unsura ısı iyileştirme buharlı jeneratörü denir.

Bugünlerde ileri seviyedeki 2 ya da 3 basınç seviyeli, buhar ısıtma devirli ve 700 den 920 K'ya kadar yükselen egzoz gazı ısısına sahip kombine devirli makineler, % 58 termal verime ulaşırlar. Fakat tüm dünya pazarı bunun kısa sürede % 60'a yükselmesini istiyor. Bu da her ne kadar gaz türbinlerinin pervane kanatlarının soğuması gerekliliğine rağmen esas olarak türbinlerin çıkış ısısının yükseltilmesiyle elde edilir.

İki termal hazne arasındaki en verimli çevrim Carnot çevrimidir. Makinelerde kullanılan en yaygın çevrimler Rankine ve Brayton çevrimleridir. Makinelerde akışkan olarak daha çok

su kullanıldığından bunların birçoğu Rankine çevrimiyle işler. Basit bir Rankine çevrimi üzerinde çalışan tipik bir makineden % 39 civarında bir termal verim beklenebilirdi. Makinelerin verimini % 50 nin üzerine çıkaracak herhangi bir plan iki kısımlı kombine çevrimlerde sonuçlanacaktı. Bir kombine çevrim, Brayton ve Rankin çevrimlerinin birleştirilmesiyle daha verimli hale gelmeyi başarır. Bu sistem Rankin çevriminin düşük ısıda, Brayton çevriminin yüksek ısıda çalışma nizamından istifade eder. Kombine çevrim makinelerinin kendine has karakteristik özellikleri vardır. Örneğin, su besleme ünitelerinin ilavesi genel olarak kombine çevrim veriminin azalımı sayesinde olur. Bu, basit Rankine çevrimlerinin etkilerine zıttır. Temel olarak bu, kombine çevrimlerine bir su besleme ısıtıcısı eklendiğinde yoğun gaz çıkış ekserjisinin artmasına bağlıdır. Son zamanlarda, çevresel önemden dolayı, yüksek verimli kombine çevrim makineleri yoğun inceleme altındadır.

Ekserji analizinin gelişimine göre yapılan bu çalışmada; mevcut bir doğalgaz termik santralinde, tesisten alınan gerçek işletme verileri kullanılarak santralin ünite ünite enerji ve ekserji analizlerinin yapılması amaçlanmaktadır.

BÖLÜM 2

GENEL BİLGİLER

2.1 TÜRKİYE'DE ENERJİ KULLANIMI

Türkiye tükettiği genel enerjinin % 45-46'sını yerli kaynaklardan sağlayan bir ülkedir. Yani ihtiyacı olan enerjinin % 55'ini ithal etmektedir. Bu da enerji konusunda ülkemizin dışa bağı olduğunu bir göstergesidir. Şu anda Türkiye'de kurulu durumdaki enerji santralleri yıllık 20 GW civarında elektrik enerjisi üretmektedirler. Santrallerin büyük bir kısmı kömür ve su enerjisi ile çalışmaktadır. Yapılan bir hesaplama göre 2010 yılına kadar ülkemizdeki hızla sanayileşme nedeni ile enerji ihtiyacımız 60 GW civarında olacaktır. Sadece bu rakamlar bile ülkemizde enerjinin tasarruflu kullanılmasının önemini açıkça ortaya koymaktadır. Türkiye'de bugün otoprodüktör olarak kurulmuş kombine çevrim santralleri, kojenerasyon üniteleri olarak tanınmaktadır. Yap-İşlet modeller; anayasal ve yasal engeller, özellikle uluslararası tahkime gidilemeyişi nedeni ile arzulanan gelişmeyi sağlayamamışlardır. Bu yöntemlerle gerekli santrallerin kurulması geciktiğinden, sanayici gereksinim duyduğu elektriği kesintisiz ve kaliteli elde edebilmek için otoprodüktör olanağına yönelmiştir. Enerji verimliliği, enerji ekonomisi ve çevre dostu sistem bilincinin yerleşmesi sonucu; otoprodüktör termik santraller, kojenerasyon santralleri biçiminde kurulmaktadır. Otoprodüktör kojenerasyon santrallerinin özellikle gaz türbinli veya gaz+buhar türbinli olarak 1992 yılından sonra kurulduğu görülmektedir.

Ülkemizdeki kojenerasyon santrallerinin büyük çoğunluğu gaz türbinli olduğundan, yakıt olarak doğalgaz, LPG ve motorin kullanımı önem kazanmaktadır. Dizel tipi kojenerasyon santrallerinde temizleme ünitesi ve koşullandırma ünitesinden geçirilerek fuel-oil no.6 yakıt olarak kullanılabilir. Ancak, ülkemizde kojenerasyon doğalgaza dayalı biçimde geliştirildiğinden yıllara göre gerekli doğalgaz miktarı ayrıca hesaplanmıştır. Hesaplama kojenerasyon santrallerinin yıllık çalışma süresi 7,680 h/yıl varsayılmış, gaz türbinli sistemlerde ortalama özgül ısı tüketimi 9,000 kJ/kWh alınmıştır. Buna göre kojenerasyon sektörünün doğalgaz talebi 1998 yılında 2,5 milyar Nm³, 2000 yılında 5,8 milyar Nm³, 2010 yılında 15,4 milyar Nm³

ve 2020 yılında da 21,8 milyar Nm³ düzeyine ulaşmaktadır. Bu veriler, Türkiye'nin daha önce açıklanan doğalgaz talebine dahil değildir.

2.1.1 Endüstriyel Tesisler

Endüstride "kombine ısı ve güç üretim sistemleri" kapasite bakımından üç kısma ayrılmıştır. Bunlar:

a) Büyük ve Orta Endüstri Kojenerasyon Sistemleri: Petrol rafineleri, kağıt ve kağıt hamuru, kimyasal tesislerdir. Bu sistemlerin elektrik kurulu kapasitesi 25 MW'dan daha büyüktür. İşletmenin yüksek proses ısı talepleri için kullanılmaktadır.

b) Küçük Endüstri Sistemleri: Elektrik üretim kapasiteleri 50 kW ile 25 MW arasında değişen endüstri sistemleridir. Gelecek 10 yıl içerisinde sektörde önemli bir yer alması beklenmektedir.

c) Daha Küçük Ticari ve Endüstri Sistemleri: Küçük gaz türbinlerinden oluşan bu sistem küçük ticari binalarda kullanılmaktadır. Kullanılan sistem binanın ve kullanılan ekipmanların elektrik ihtiyacı ve ayrıca soğutma, ısıtma işlemlerini de sağlamaktadır. Bu sistemlerin kapasiteleri yaklaşık olarak 25 kW seviyelerindedir.

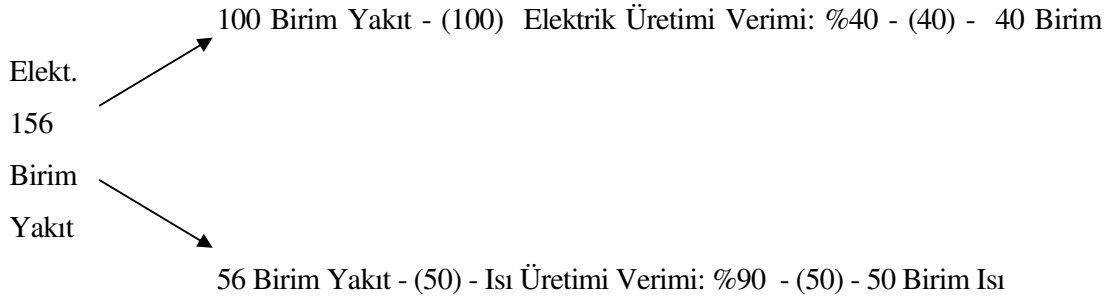
2.2 BİLEŞİK SİSTEMLER

Enerji uygulamalarında kojenerasyon, yani bileşik ısı-güç üretim sistemleri, buhar ve elektriğin birlikte üretildiği sistemlerdir. Bu yöntemle, elektrik üretirken kaybedilen çürük buhar yoğunlaşma ısı değerlendirilerek enerji verimliliği artırılır. Kojenerasyon, oluşan çürük buharın değerlendirilmesiyle, konvensiyonel sisteme göre enerjiden daha fazla yararlanılmasına dayanır. XX. yüzyılın başlarında kullanılmaya başlamasına rağmen, 1970'lerden sonra ekonomik ve ekolojik duyarlılık artmasıyla daha önemli hale gelmiştir. Asıl teknolojik gelişmesi ise son 10 yıldır süregelmektedir. Kojenerasyon sistemleri genellikle yüksek sıcaklıkta çalışan çevrimler için uygundur. Bu çevrimlerde yüksek sıcaklıktaki ısı enerjisi, mekanik güç üretiminde kullanılır. Mekanik enerji üretiminde değerlendirilemeyen atık ısı ise kızgın ve/veya doymuş buhar üretiminde, endüstri prosesinde, soğutma ve ısıtma ünitelerinde veya doğrudan kurutma amacıyla kullanılabilir. Isı enerjisinin iletimi sırasında, taşıyıcı ortam olarak sıcak su veya buhar

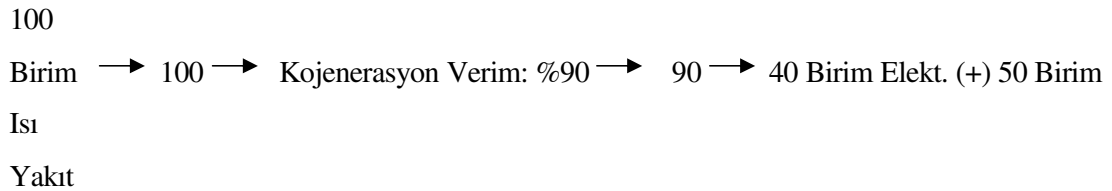
kullanılmaktadır. Bu seçim tüketicinin talebine ve iletim hattının ekonomik dizayn durumuna göre değişmektedir. Kojenerasyon sistemleri dizel, fuel-oil, doğalgaz, propan (LPG), çöplük gazı, arıtma gazı gibi sıvı veya gaz yakıtlar ile çalışmaya uygundur.

Isı ve mekanik enerjinin ayrı ayrı üretildiği klasik tesislerin toplam faydalı enerji yönünden yararlanma oranı % 55 - 65 civarında olmasına karşılık kojenerasyon tesislerinde % 80 - 90 civarındadır.

Kojenerasyon tesisleri yurdumuzda da kullanılmaktadır. Fakat batılı ülkeler kadar henüz çok fazla yaygınlık kazanmış değildir. Bu konudaki eksikliklerin giderilmesi ancak enerji üretiminin ekonomik ve çevresel etkilerinin doğru bir şekilde analiz edilmesine bağlıdır. Yurdumuzda kullanılan kojenerasyon tesislerinde ana tahrik elemanı olarak gaz türbinleri ve gaz motorları revaçtadır. Ana tahrik ünitelerinde en yeni teknolojiler ise; "yakıt hücreleri" ve "mikro türbinler" ve bunların birlikte oluşturdukları "karma sistemlerdir".



Klasik Uygulama



Kojenerasyon uygulaması

2.2.1 Kojenerasyon Sistemlerinin Tarihsel Gelişimi

Elektrik üretimine yönelik olan ve ülkemizde de yaygınlaştırılarak kullanılmak istenilen bu yeni teknoloji, ısı ve elektriği birlikte üretecek bileşik ısı-güç sistemleri (CHP) yani kojenerasyon teknolojisidir. Bu teknolojinin, ilk basit örnekleri 20. yüzyılın ilk yarısında görülmüştür. Ancak ucuz yakıt döneminde ise terk edilmiştir. 1973–1979 petrol krizlerinin ardından geliştirilerek yeniden uygulamaya konulmuştur.

Kojenerasyon, 20. yüzyılın başlarından itibaren, güç santrallerinin yerleşim birimlerinde kurulması ve bölge ısıtması yapılmasıyla başlamıştır. Bölge ısıtması konutların ve işyerlerinin ısıtma, sıcak su ve proses ısılarının bir veya birkaç merkezden sağlanmasıdır. Bölge ısıtması, 1940'lı yıllarda yakıt fiyatlarının düşmesiyle çekiciliğini yitirmiştir. Ama 1970'li yıllarda yakıt fiyatlarının hızla yükselmesiyle bölge ısıtmasına ilgi dünya çapında yeniden uyanmıştır. Kojenerasyon ekonomik açıdan kazançlı olmuştur. Bunun sonucu olarak son yıllarda bu tür santrallerin kurulması hızlanmıştır. Fransa'da bölge ısıtması ile ilgili ilk büyük tesis Paris'te yapılmıştır ve buharlı olan bu sistem devamlı olarak gelişmekte olup, hem bileşik ısı-güç üreten merkezlerden hem de yalnız buhar üreten çöp yakma merkezleri tarafından beslenmektedir. Almanya'da ise bölge ısıtma uygulamaları 1930'lardan sonra kaynar suya ve özellikle bileşik ısı-güç üretimine geçmiştir. Merkezde ayrıca çöp yakan büyük kapasitedeki buhar kazanları da bulunduğundan işletme rantabilitesi yüksek olmaktadır. İskandinav ülkeleri bu tesisler açısından en önde gelmektedirler.

2.2.2 Kojenerasyon Sisteminin Avantajları

Kojenerasyon sistemini kullanan işletmeler birçok avantaja sahiptir. Bunlar:

- Daha az tesis masrafıyla, daha güvenilir enerji elde edilir.
- Üretilen elektriğin kalitesini yükseltir.
- Kojenerasyon sistemini kullanan işletmelerde kaynak ile tüketim aracı arasındaki mesafe çok kısa olacağından % 10 -12 gibi iletim kayıpları ortadan kalkacak (Bu sayede senede 2,800,000 MW elektrik enerjisi tasarruf edilmekte olup, yıllık maddi değeri 196 Milyon \$ olmaktadır) ve atık ısısında kullanılmasından dolayı birim maliyet çok düşecektir.
- Enerjinin ucuza mal edilmesinden dolayı işletmenin rekabet gücü artacaktır.
- Şebekedeki gerilim ve frekans dalgalanmalarından (şebeke kirliliği) dolayı elektronik

cihazlardaki arızalanmalar ve üretim kayıpları sıfırlanacaktır.

- Ülkenin elektrik rezerv ihtiyacı ve buna bağlı olarak kesintiler işletmeyi ilgilendirmeyecek işletme her zaman üretimde kalacaktır. Ayrıca şebekeye paralel bağlı olduğundan bakım ve arıza anında şebeke elektriğinden faydalanır.
- Yeni bir tesis yerine, ilave bir güç ünitesi tesisi ile genel enerji yatırımlarında bir düşüş sağlanır.
- Sanayi ve ticari kuruluşlarda, bileşik ısı-güç üretimi uygulamaları sayesinde, dışarıdan alınacak elektrik ihtiyacı azalır.
- Şebekeye enerji satarak ülkenin üretimine katkıda bulunulur.
- Gerek yüksek teknoloji ürünü türbin ve motorlar kullanıldığı için, gerekse de kojenerasyonla toplam çevrim veriminin artması, diğer bir deyişle atık ısı miktarının elde edecek oranda birincil yakıttan tasarruf edildiği için sınırlı kaynak etkin bir biçimde kullanılmış ve emisyon zararları en aza indirilmiş olmaktadır.

2.2.3 Kojenerasyon Sistemlerinde Kullanılabilen Yakıtlar

- Doğal Gaz
- LPG
- Fuel Oil
- Motorin
- Orumülsiyon
- Biyolojik Gazlar
- Ülkemizde Üretilebilecek Biyolojik Dizel Yakıtlar:
- Ayçiçeğinden
- Fındıktan
- Zeytin Prinasından
- Pamuk Çentiğinden
- Soyadan

BÖLÜM 3

İKİNCİ KANUN ANALİZİ

3.1 EKSERJİYE DAYALI TEMEL KAVRAMLAR

Çevre sıcaklığında çalışan enerji sistemleri için, kullanılabilir enerji olarak da bilinen ekserjiyi enerjinin faydalı kısmı olarak düşünebiliriz. Yani; enerjinin faydalı kısmı, enerjinin başka enerji formuna dönüştürülebilen kısımdır. Bir madde ya da bir enerji akışına bağlı ekserji, baca gazı, soğutma suyu ve ısı kaybı şeklinde çevreye atılır. Hem ekserji tahribi hem de ekserji kaybı termodinamiğin ikinci kanun analizi de denilen "Ekserji Analizi"nden saptanır. Termodinamiğin ikinci kanunu, hem bir enerji taşıyıcısının gerçek termodinamik değerini hem de proses ya da sistemlerden olan kayıpların ve gerçek termodinamik yetersizliklerin hesaplarının yapılabilmesi sonucu ile bir enerji dengesini tamamlar ve geliştirir. Ekserji tahribi direk olarak sistem içindeki tersinmezliklerin bir sonucudur. Termal sistemler; petrol doğal gaz ve kömür gibi kaynakların yanmasından direk ya da endirek üretilen ekserji girişleri ile beslenir. Ekserjinin kayıpları ve önlenemez tahripleri (avoidable destruction) bu kaynakların (petrol, doğal gaz ve kömür) atık olarak ortaya çıkan kısımlarını temsil eder. Bunun gibi kaynakların verimsizliklerini azaltmak için bazı yollar bulunarak, yakıtlar daha verimli şekilde kullanılabilirler. Ekserji dengesi; enerji kaynaklarının atıklarının gerçek büyüklüğünü, türünü ve meydana geldiği yerin tespit edilmesinde kullanılabilir ve bundan dolayı da ekserji dengesi, etkin yakıt kullanımı için geliştirilen stratejiler içinde önemli bir rol oynar.

Termodinamiğin ikinci kanununun ışığında mühendislik aygıtlarının performansının belirlenmesi için; kullanılabilirlik; tersinir iş, tersinmezlik ve ikinci kanun veriminin tanımlanmaları ile işe başlanmıştır. Buna göre "kullanılabilirlik", verilen bir durumdaki sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iş miktarıdır. Tersinir iş ise, belirli iki durum arasında bir proses geçiren sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir. Ayrıca tersinmezlik bir proses sırasında kaybedilen iş potansiyelidir ve bu kayıp iş

potansiyeli, tersinmezliklerin sonucu olarak meydana gelir. Yukarıdaki tanımlar ışığında ikinci kanun verimi tanımlandıktan sonra bu kavramlar kapalı sistemlere ve kontrol hacimlerine uygulanmıştır.

Bir enerji kaynağı için önemli olan şey, kaynağın iş potansiyelidir. Yani, kaynaktan faydalı iş üretebildiğimiz ve jeneratörü çalıştırabildiğimiz enerji miktarıdır. Enerjinin işe dönüştürmede kullanılmayan kısmı da sonunda atık enerji şeklinde atılacaktır. Buna göre, belirli bir durumda verilen bir enerji miktarının hesaplanmasında yeterli olan bir özellik vardır ki bu özelliğe "kullanılabilirlik" denir.

Belirli durumdaki bir sistemin içerdiği enerjinin iş potansiyeli, basit olarak sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir. Bir proses sırasında yapılan iş, sistemin başlangıç durumunun, sistemin son durumunun ve proses yolunun bir fonksiyonudur.

Çevresi ile dengede olan bir sistemin ölü durumda olduğu söylenir. Ölü durumdaki bir sistem, çevresinin basınç ve sıcaklığındadır (yani çevresi ile termal ve mekanik denge halindedir). Başlangıçla ölü durumda olan bir sistemden iş üretilemez. Atmosferin çok büyük miktarda enerji içeriğine sahip olmasına rağmen ölü durumda olduğundan içerdiği bu enerji, iş potansiyeline sahip değildir. Başka bir ifade ile çok miktarda enerji içeren atmosferin kullanılabilirliği sıfırdır. Ekserji tanımında temsil edilen çevre ve denge terimleri, bazı açıklamaları gerektirir. Bunlar, sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış dengedir.

"Sınırlandırılmış denge durumu" sistemin çevre ile termal ve mekanik denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu koşullar altında sistemin basınç ve sıcaklığı sırasıyla çevrenin basınç ve sıcaklığı olan T_0 ve P_0 dır. Sınırlandırılmış denge durumunda, sistemin çevre ile kimyasal etkileşim ve karışımını engellemek için fiziksel bir sınırla sistem çevreden ayrı tutulur. Bu nedenle çevrenin kompozisyonu dikkate alınmaz ancak çevrenin durumu uygun ise sistem çevre sıcaklığı ve basıncı ile belirlenir.

Bundan dolayı, sınırlandırılmış denge durumunda çevre, ekserjisi sıfır olduğundan sıfır kalitedeki termal enerjiye sahip sonsuz büyüklükteki bir rezervuar olarak göz

önüne alınabilir. P_0 çevresel basıncın belirtilmesi, sistem hacminde bir olduğunda çevre üzerine sistem tarafından yapılan işin hesaplanması için önemlidir.

"Sınırlandırılmamış denge durumu" ele alınan sistemin çevre ile termal, mekanik ve kimyasal denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu şartlar altında sistem; çevre içinde serbest olarak mevcut olan termodinamik durumlar içinde çevrenin yaygın yapılarının tamamını içermelidir. Bu amaç için, çevre birbirleri ile termodinamik denge içinde bulunan düşük Gibbs fonksiyonuna sahip maddelerden oluşur. Bu durum, çevrenin çeşitli kısımlarının etkileşiminden iş elde edilemez olduğunu söyler. Sınırlandırılmamış denge durumunu ele aldığımız zaman, çevre sıfır kaliteli termal enerji ve sıfır kaliteli maddelerden oluşan bir rezervuar olarak düşünülebilir.

Bilindiği gibi gerçek çevre, jeotermal enerji formundaki yüksek kaliteli termal enerji ve fosil yakıtlar şeklindeki yüksek kaliteli maddelerden oluşan paketlerden meydana gelir. Bundan dolayı, bunlar yüksek kaliteli termal enerji ve yüksek kaliteli maddeler şeklindeki ayrı rezervuarlar olarak kabul edilmelidir.

Bu açıklamalar doğrultusunda şu sonucu çıkarabiliriz: Başlangıç durumundan çevresinin durumuna (ölü duruma) getirilirken sistem mümkün olan maksimum işi dağıtacaktır. bu da belli bir durumdaki sistemin faydalı iş potansiyelini temsil eden kullanılabilirliğidir.

Kullanılabilirlik, sadece iş alış-verişinin sonucu olarak bir tersinir sistemin kullanılabilir enerjisindeki net azalma miktarı şeklinde tanımlandığından işin kullanılabilirliği, işin kendisine eşit olup atmosfer yönünde hareket etmek için daha küçüktür.

3.2 EKSERJİYE SEBEP OLAN FAKTÖRLER

3.2.1 İş Transferine Bağlı Ekserji

Verilen bir enerji formunun eşdeğer işi, onun ekserjisinin bir ölçüsü olarak tanımlandığından, iş her durumda ekserjiye eşittir. Bundan dolayı ekserji transferi büyüklük ve doğrultu olarak iş transferi ile aynı büyüklük ve doğrultuya sahiptir.

$$W_{\text{Mak}} = E_w \quad (2. 1)$$

3.2.2 Isı Transferine Bağlı Ekserji

Kontrol yüzeyindeki ısı transferinin ekserjisi, çevrenin sıfır kalitedeki termal enerji rezervuarı olarak kullanılmasından elde edilebilen maksimum işe göre bulunur. Birim zamandaki ısı transferi olarak Q_r ve ısı transferinin meydana geldiği kontrol yüzeyindeki sıcaklık olarak da T_r seçildiğinde, termal enerjiden maksimum işe dönüşüm hızı aşadaki gibi yazılabilir;

$$E_Q = Q_r (1 - T_0/T_r) \quad (2. 2)$$

$$\tau = 1 - T_0/T_r \quad (2. 3)$$

Burada τ 'ya “boyutsuz ekserjik sıcaklık” denir ve T_0 sıcaklığındaki çevrenin termal enerji rezervuarı olarak kullanıldığı özel durumun Carnot verimliliğine eşittir. Birim zamandaki ısı transferine bağlı ekserjiye “termal ekserji akısı” denir ve açık sistem analizinde E_Q ile gösterilir. Eşitlik (2. 2)'deki Q_r 'ın işareti, ısı transferi sisteme yapıldığı zaman pozitifdir. Yani ısı transferi çevre sıcaklığından daha yüksek sıcaklıkta meydana gelmiştir. Bu yüzden de τ pozitifdir ve kontrol bölgesinde yapılan ısı transferi kontrol bölgesinin ekserjisini artırır.

3.2.3 Maddenin Kararlı Akısına Bağlı Ekserji

Kararlı akış halindeki bir maddenin ekserjisi, sadece çevreyle etkileşebilen akış sırasında akışın prosesler vasıtasıyla başlangıç durumundan çevrenin ölü durumuna getirildiği zaman elde edilen iş miktarına denir.

3.3 EKSERJİ KAVRAMININ ÖNEMLİ BOYUTLARI

1) Ekserji sistem ve çevrenin bir arada oluşturduğu kombine sistemden elde edilebilen maksimum teorik iştir. Buradaki sistem verilen bir durumda çevre ile denge durumu olan ölü duruma geçer. Ölü durumda kombine sistem enerjiye sahiptir ancak ekserjiye sahip değildir,

2) Sistemin tüm durumları için ekserji, sıfıra eşit ya da sıfırdan büyüktür,

- 3) Değeri sistem durumu ile belirli olduğundan ekserji, ekstensif özelliktir ve burada bahsi geçen çevre daha önceden belirlenmiş olmalıdır. Ekserji birim kütle ya da birim mol başına yazıldığında intensif özellik olarak temsil edilebilir,
- 4) Ekserji, sistem durumunun çevresel durumdan uzaklaşma ölçüsüdür. Verilen bir durumdaki t sıcaklığı ile çevrenin t_0 sıcaklığı arasındaki fark büyüdükçe ekserji değeride buna bağlı olarak büyür,
- 5) Çevreye göre rölatif olarak belirlendiğinden, sistemin kinetik ve potansiyel enerji büyüklüklerinin tamamı ekserji büyüklüğüne katılır,
- 6) Ekserji, kimyasal ve termomekaniksel ekserjilerin toplamı şeklinde ifade edilir. Termomekaniksel ekserji, fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserji şeklinde sınıflandırılır,
- 7) Ekserji, sistemler arasında transfer edilebilir ve sistemler içindeki tersinmezlikler yüzünden tahrip edilebilir. Bununla beraber ekserji, bir ekserji dengesi ile açıklanabilir,

3.4 EKSERJİNİN SANAYİDEKİ KULLANIM ALANLARI

- 1) Ekserji, bütün olarak kütle ve enerji akışlarının farklı tiplerinin faydalı miktarlarını gösterdiğinden uygun şekilde maliyet hesabı için,
- 2) Orjinal proses ya da ünitenin ekserji kaybı açısından küçük olanının tespit edilmesi ile daha iyi proses ya da daha iyi ünitenin bileşenlerini oluşturmak için,
- 3) Geneksel üniteler ya da tesisler üzerindeki tasarım dışı koşulların gerçek etkisini belirtmek için,
- 4) Hesaplanabilen atık ve kaybın meydana geldiği yerin tipinin ve gerçek büyüklüğünün tespit edilmesi amacını kolaylaştırmak için,
- 5) Dikkate alınan prosese bağlı tersinmezliklerin nümerik değerlerinin hesaplanması için,
- 6) Termal sistemlerin analizinde kullanılan ekserji dengesinin oluşturulması vb. durumlar için ekserji analiz metodu ve ekserji dengesi kullanılmaktadır.

BÖLÜM 4

EKSERJİ ANALİZİ

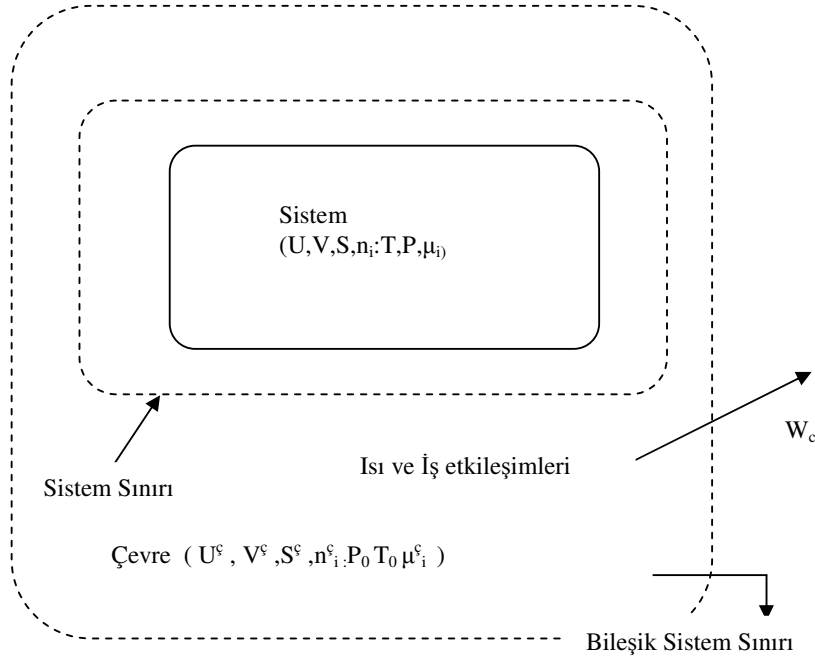
Herhangi bir modelin kullanıldığı bir analizin gerçekliği ve faydası formülasyonda yapılan bazı idealleştirmeler ile sınırlandırılır. Buna göre çevreye, oldukça büyük, uniform T_0 sıcaklığına ve uniform P_0 basıncına sahip olan ve basit sıkıştırılabilir sistem olarak bakılır. Çevre 1 atm basınç (P_0) ve 25 °C (T_0) şartlarında kabul edilen tipik çevresel şartlara uygun olmalıdır. Bundan dolayı, çevrenin intensif özellikleri değişmez ancak çevrenin diğer sistemlerle etkileşimlerinin bir sonucu olarak ekstensif özelliklerinde değişim görülebilir. Çevrenin tüm kısımlarının birbirleri ile durağan olduğu kabul edildiğinden çevre enerjisindeki değişme sadece onun iç enerjisindeki bir değişme olabilir. Çevre atmosferde, okyanuslarda ve dünya yüzeyinde bol miktarda bulunan yaygın maddelerden oluşur. Maddelerin doğadaki mevcut formları durağandır ve kimyasal denge halindedir. Çevreyi oluşturan kısımlar arasında fiziksel ya da kimyasal etkileşimlerden iş oluşumu mümkün değildir.

Bir sistemin basıncının, sıcaklığının, kompozisyonunun, hızının ve yüksekliğinin bir ya da birkaç çevreninkinden farklı olduğunda iş üretme olanağı mevcut olur. Sistem, çevre durumuna doğru durum değiştirirken yukarıdaki iş yapma olanağı azalır, dengeye ulaştığında da bu olanak durmaktadır.

4.1 KAPALI SİSTEM İÇİN EKSERJİ ANALİZİ

Bir sistemi oluşturan maddeler ya çevre içinde mevcuttur ya da çevre içindeki maddelerden oluşturulabilir. Mevcut ifadeyi kolaylaştırmak için, sistemi oluşturan tüm maddelerin gerçekte çevre içinde mevcut olduğu ve sistemin ölü duruma geçerken kimyasal reaksiyon yapmadıkları kabul edilir. Amaç, bileşik sistem tarafından geliştirilen maksimum işi hesaplamak olduğundan, bileşik sistem sınırı sadece ondan girip çıkan enerjinin iş transferinde izin verir ve geliştirilen işin sisteme yada bileşik sistemden olan ısı transferleri ile etkilenmemesini sağlamaktır. Sistem ve çevre hacimlerinin

değişebilir olmasına rağmen bileşik sistem sınırı toplam hacim sabit kalacak şekilde belirtilir.



Şekil 4.1. Bileşik sistem ve çevre.

Şekil 4.1'deki sistemin termostatik durumu, U iç enerji, V hacmi, S entropisi ve mevcut maddelerin ($n_i, i= 1, 2, 3, \dots, j$) miktarlarından oluşan ekstensif özellikleri ile T sıcaklığı, P basıncı ve μ_i kimyasal potansiyellerinden oluşan intensif özellikleri ile tanımlanır. Bu büyüklükler aşağıdaki şekillerde ifade edilir (Moran ve Shapiro, 1992)

$$U = T S - P V + \sum n_i \mu_i \quad (4.1)$$

Çevrenin durumu; ekstensif özellikler olan $U^ç, V^ç, S^ç, n_i^ç$ ve intensif özellikleri olan T_0, P_0 ve $\mu_i^ç$ ile tanımlanır. Bu büyüklükler de aşağıdaki eşitlikle ilişkilendirilir;

$$U = T_0 S^ç - P_0 V^ç + \sum n_i^ç \mu_i^ç \quad (4.2)$$

Sistem ve çevre son denge durumu için etkileştikleri zaman bileşik sistemin enerjiside aşağıdaki ifade ile verilir;

$$U = T_0 S - P_0 V + \sum n_i \mu_i^c \quad (4.3)$$

Ekserji, bileşik sisteme enerji, kütle ve entropi dengeleri uygulanarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir; (enerji balansı)

$$U - [U^c + (U + KE + PE)] = Q_c - W_c \quad (4.4)$$

Buna göre, enerjideki değişme net enerji transferine eşittir. W_c , bileşik sistem tarafından geliştirilen iş olup, eşitliğin köşeli parantez içindeki terimi de bileşik sistemin başlangıç enerjisidir.

Entropi balansı da aşağıdaki eşitliği verir;

$$S = S_c + S + S_{ür} \quad (4.5)$$

Yukardaki eşitlikteki $S_{ür}$, sistem çevre ile dengeye gelirken, tersinmezliklere bağlı olarak bileşik sistem içindeki entropi üretimini açıklamaktadır.

$$W_c = (U + P_0 V - T_0 S - \sum n_i \mu_i^c + KE + PE) - T_0 S_{ür} \quad (4.6)$$

$S_{ür}$ tersinmezlikler mevcut olduğunda pozitif olurken, bileşik sistem içinde tersinmezliklerin bulunmadığı sınır durumunda ortadan kalkar. $S_{ür}$ negatif olamaz. Bu nedenle, bileşik sistem işi için maksimum teorik iş $S_{ür}$, yerine sıfır konularak elde edilir. Bu tanım ile, ekserji 'E' bu maksimum değerdir. Buna göre ekserji ifadesi;

$$E = U + P_0 V - T_0 S - \sum n_i \mu_i^c + KE + PE \quad (4.7)$$

Ayrıca ekserji değeri, kimyasal ekserji ve Termomekaniksel ekserji denilen iki yapının toplamı olarak ifade edilebilir.

4.2 KİMYASAL VE TERMOMEKANİKSEL EKSERJİ

Fiziksel ekserjinin hesabında akışın son hali potansiyel ve kinetik enerjinin sıfır olduğu çevredir (T_0, P_0). Ancak bu son hal madde akışının kimyasal ekserjisinin tanımlanmasında

başlangıç halidir. Son hal ise çevre ile dengelenmiş hal olup, bu hale “ölü hal” denir. Burada madde çevre haline indirgenmiştir. Dolayısıyla kimyasal ekserji, söz konusu maddenin çevre koşullarından ölü hale gelinceye kadar gerçekleşen bir süreçten elde edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanabilir. Bu süreçte ısı ve kütle alışverişleri sadece çevre ile gerçekleştirilmektedir (Kotas, 1985).

Sınırlandırılmış ölü durumdaki ekserji değeri, başlangıçla (T_0 , P_0) şartlarındaki sistem çevre ile kimyasal dengeyi tamamlarken elde edilebilen maksimum teorik iştir. Bu ekserji değerine " E_{kim} kimyasal ekserji" denir. Sınırlandırılmış ölü durumdaki sisteme ekserji ifadesi uygulanırsa, aşağıdaki kimyasal ekserji ifadesi edilir;

$$E_{kim}=U_0+P_0V_0 - T_0S_0 - \sum n_i\mu_i^{\circ} \quad (4. 8a)$$

U_0 , V_0 , S_0 , sınırlandırılmış ölü durumdaki sistemin enerji, hacim ve entropisini gösterir. Sınırlandırılmış ölü durumdaki sisteme iç enerji eşitliği için uygulanıp, kimyasal ekserji için aşağıdaki alternatif ifade de eşitlik (4. 8a)'daki sonuçlar indirgenirse;

$$E_{kim}=\sum n_i(\mu_{0i}-\mu_i^{\circ}) \quad (4. 8b)$$

μ_{0i} sınırlandırılmış ölü durumdaki i maddesinin kimyasal potansiyelidir. Kimyasal ekserji çevre içindeki mevcut maddelerden sistem üretmek ve sistemi sınırlandırılmış ölü duruma getirmek için gerekli kılınan minimum teorik iş olarak da düşünülebilir.

Termomekaniksel ekserji, E_{TM} , sistemin, verilen durumdan sınırlandırılmış ölü duruma getirilirken elde edilebilen maksimum teorik iştir. Aşağıdaki alternatif sırasıyla Eşitlik (4. 8a) ve (4. 8b); eşitlik (4. 7)'den çıkartılarak elde edilir.

$$E_{tm}=(U - U_0) + P_0(V-V_0) - T_0(S-S_0) + PE + KE \quad (4. 9a)$$

$$E_{tm}=(U-U_0)+ P_0(V-V_0) - T_0(S-S_0) + PE + KE \quad (4. 9b)$$

Pratik olarak ilgilenilen çeşitli özel durumlara karşılık kimyasal ekserji için ifadeler geliştirilebilir. Üç özel durum, aşağıdaki açıklamaları sağlar;

4.2.1. Durum 1

Sınırlandırılmış ölü durumdaki sistem, ideal bir gaz karışımı içerdiğinde ve herbir bileşenden de ideal gaz karışımının bir üyesi olarak çevre içinde bulunduğu, eşitlik (4.8b)'nin kimyasal potansiyelleri aşağıdaki gibi ifade edilir (Moran ve Shapiro,1992).

$$\mu_{i0} = g_i (T_0 , P_0) + \check{R}T_0 \ln y_i \quad (4. 10a)$$

$$\mu_i^e = g_i (T_0 , P_0) + \check{R}T_0 \ln y_i^e \quad (4. 10b)$$

g_i : Saf 'i' maddesinin molar Gibbs Fonksiyonu

y_i : Sınırlandırılmış ölü durumda bulunan karışım içindeki 'i' maddesinin mol kesri

y_i^e : Çevredeki karışım içindeki 'i' maddesinin mol kesri

Yukardaki eşitlikler ele alınarak bir mol karışımın kimyasal ekserji ifadesi elde edilir;

$$\dot{e}_{kim} = RT_0 \sum_{j=1} y_j \ln (y_j / y_j^e) \quad (4. 11)$$

4.2.2 Durum 2

Sistem bileşenleri çevreyi oluşturan maddeler içinde varsa ve sistem bileşenlerinin bir ya da birkaçı çevrede bulunmadığı ancak, çevresel maddelerden oluşturulabildiği zaman kimyasal ekserji kavramı uygulanır. Çevre içinde mevcut olmayan bir maddenin çevre içindeki kimyasal potansiyeli, çevresel maddelerden o maddenin oluşumunu sağlayan reaksiyona denge şartı uygulanarak türetilir. Ahrents (1982), Moran (1989). Bir açıklama şeklinde, (T_0, P_0) 'daki C_aH_b saf hidrokarbonu ele alalım. Çevre de CO_2 H_2O içermekte fakat içinde C_aH_b bulunmamakta olsun. Buna göre Hidrokarbonun oluşum reaksiyonu;



Denge reaksiyonuna karşılık gelen eşitlik aşağıdaki şekilde yazılır. (Moran ve Shapiro, 1992).

$$a\mu_{CO_2}^{\xi} + b/2 \mu_{CO_2}^{\xi} = \mu_y^{\xi} + (a + b/4) \mu_{O_2}^{\xi} \quad (4. 13)$$

μ_y^{ξ} : C_aH_b 'nin çevre içindeki kimyasal potansiyelini gösterir. μ_y^{ξ} için Eşitlik (4. 13)'ün çözülmesi ve sonucun eşitlik (4. 8b)'de yerine konması ile aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\dot{e}_{kim} = \mu_{y,O}^{\xi} - \mu_y^{\xi} = \mu_{y,O} - [\mu_{CO_2}^{\xi} + b/2 \mu_{CO_2}^{\xi} - (a + b/4) \mu_{O_2}^{\xi}] \quad (4. 14a)$$

(Yakıtın kimyasal potansiyeli, onun molar Gibbs fonksiyonuna eşittir. CO_2H_2O ve O_2 için kimyasal potansiyellerin hesaplanması için eşitlik (4. 10b) kullanılarak, Eşitlik (4. 14b) aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{e}_{kim} = [g_y + (a + b/4)g_{O_2} - ag_{CO_2} - b/2 g_{H_2O(b)}] (T_0, P_0) + RT_0 \ln [(y_{O_2}^{\xi})^{a+b/4} / (y_{O_2}^{\xi})^a (y_{H_2O}^{\xi})^{b/2}] \quad (4. 14b)$$

Temel olarak kimyasal ekserji, Gibbs fonksiyonlarını içeren (4. 14b) eşitliğinin sağ tarafındaki ilk terim ile belirlenirken logaritmik terim de normal olarak sadece yüzde birkaç oranında kimyasal ekserjiye katılır. Hidrokarbonlar için, (4. 14b) eşitliğinin sağ tarafındaki ilk terim aşağı yukarı yakıtın ısıtma değerine yaklaştırılır. Bir hidrokarbonun kimyasal ekserjisi sık sık yakıtın ısıtma olarak alınır (4. 14b) eşitliğinin tartışmasını Moran (1989) sağlamıştır.

4.2.3 Durum 3

Dünya üzerindeki değişken koşullar yüzünden, özel bir uygulama için uygun kimyasal ekserjilerin hesaplanmasında kullanılan bir çevrenin belirlenmesi, yoğun bir özen ve çalışmayı gerektirir. Bundan dolayı, önce çevre belirlenir daha sonra da ilgilenilen tüm maddelerin kimyasal ekserji değerlerini elde etmek için bir seri hesaplama gerekli kılınır. (Gaggioli ve Petit, 1977). Bu komplekslerden standart bir çevre kullanılarak kaçınılabilir. Ahrendts (1982), Kotas (1985), Moran (1989), Szargut et al., (1988). Önce standart çevre belirlenir ardından da standart kimyasal ekserjiler hesaplanabilir ve tablolaştırılabilir. Kimyasal ekserji değerleri gerekli kılındığı zaman, bu değerler standart değerlerin bulunduğu bir tablodan ya direk olarak seçilir ya da tablo değerleri kullanılarak hesaplanabilirler. Bunu açıklamak için, (T_0, P_0)

şartlarındaki bir saf 'i' maddesi ele alınırsa, eşitlik (4. 8b) aşağıdaki eşitliğe dönüşür;

$$\dot{e}_{kim} = (\mu_{i0} - \mu_i^c) = g_i(T_0, P_0) - \mu_i^c \text{ 'den} \quad (4. 15)$$

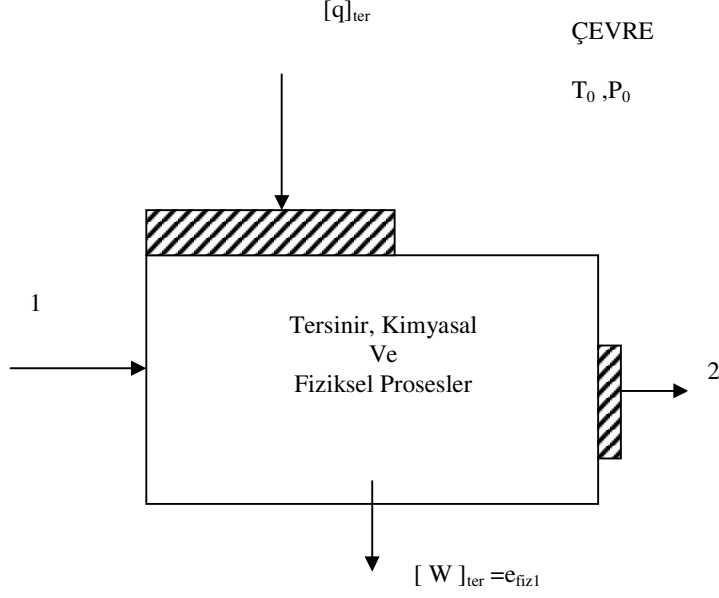
$$\mu_i^c = g_i(T_0, P_0) - \dot{e}_{kim,i} \quad (4. 16)$$

O₂ CO₂ ve H₂O_(b) (b,buhar) için eşitlik (4. 15) uygulanıp, sonuçlar eşitlik (4. 14a)'da sonuç ifadeleri ilave edilerek. O₂, CO₂ ve H₂O_(b) (su buharı)'un molar Gibbs fonksiyonu ve standart kimyasal ekserji yardımıyla C_a H_b'nin standart kimyasal ekserjisi için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\dot{e}_{kim} = [g_y + (a + b/4)g_{O_2} - ag_{CO_2} - b/2*g_{H_2O(b)}] (T_0, P_0) + a\dot{e}_{kim, CO_2} + b/2*\dot{e}_{kim, H_2O} - (a+b/4)\dot{e}_{kim, O_2} \quad (4. 17)$$

4.3. FİZİKSEL EKSERJİ

Fiziksel ekserji ifadesi, içinde akışkanın tersinir birkaç proses geçireceği ideal bir aygıtı gösteren bir modül (Şekil 4. 2) gösterilmektedir. Akışın kinetik ve potansiyel enerjilerinin ihmal edilmesi kabulü ile, modül girişinde ele alınan akışkanın durumu P₁ ve T₀ ile tanımlıdır ve çıkış durumu çevresel duruma karşılık gelir. Yani akışın basınç ve sıcaklığı P₀ ve T₀'dır. Modül içinde proseslere bağlı tek etkileşim, çevre ile tersinir ısı transferidir. Bu ısı transferi, birim kütle başına aşağıdaki şekilde yazılabilir.



Şekil 4. 2 Kararlı akış halindeki bir maddenin fiziksel ekserji tayininde kullanılan tersinir modül.

$$q_{ter}^0 = T_0(S_0 - S) \quad (4. 18)$$

Modül için akışın birim kütlesi başına enerji eşitliği de aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$q_{ter} + h_1 = w_{ter} + h_0 \implies (h_0 - h_1) = q_{ter} - w_{ter} \quad (4. 19)$$

Yukarıdaki tanım takip edilerek, modül tarafından dağıtılan iş akışın özgül fiziksel ekserjisine eşittir. Bundan dolayı, eşitlik (4. 18) ve eşitlik (4. 19) birleştirildiğinde aşağıdaki ifade elde edilir:

$$(h - h_0) = T_0(s_0 - s_1) - w_{ter} \quad (4. 20)$$

$$W_{ter} = T_0 s_0 - h_0 - T_0 s_1 + h_1 \quad (4. 21)$$

$$e_{fiz} = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (4. 22)$$

$(h_1 - T_0 s_1)$ terimi, akışkanın 1 durumundaki özgül fiziksel ekserji fonksiyonu olarak tanımlanır.

4.4. EKSERJİK VERİM (RASYONEL VERİM)

Enerji ve ekserji değerleri, bir referans değere göre hesaplanmaktadır. Verimin doğru şekilde tespit edilebilmesi için değerler gerçek bir referans değere çevreye göre hesaplanmalıdır. Ekserji analizinde kuşanılan referans çevre modeli Gaggioli ve Petit tarafından şu şekilde sunulmuştur. Normal koşullarda bu referans çevresinin sıcaklık ve basınç değerleri sırasıyla 25 °C ve 1 atm. olarak alınırken, kimyasal kompozisyonu da su buharı içeren doymuş hava ve 25 °C sıcaklık, 1 atm basınçta yoğunlaşmış fazları içeren su (H₂O), alçı taşı (CaSO₄ 2H₂O) ve kireç taşı (CaCO₃) bileşenlerinden meydana gelir demişlerdir. Enerji büyüklükleri referans çevresinin yapılarından bir maddenin oluşumu esnasında meydana gelen entalpi değişimine eşit temel entalpi (base enthalpy) değerleri kullanılarak tespit edilmektedir. Kullanılan referans çevresi için, bu çevrenin entalpisi, ekserjisine eşit olurken, nümerik olarak da sıfır değerine sahiptir (Gündüz, 1991).

Termal tesis için geleneksel performans kriterinin başlıca iki tipi vardır:

- 1) Enerji dönüşüm oranları, örneğin güç tesislerinin tamamının performans tayininde kullanılan performans katsayıları ve tam termal verimlilik,
- 2) Genellikle tesis bileşenlerine uygulanan gerçek çıkış ve ideal çıkışları içeren oranlardır.

Ekserji analizindeki son gelişmeler, geleneksel performans kriterlerine nazaran daha fazla avantaj sağlayan yeni bir performans kriterinin tanımını gerekli kılmıştır.

Çeşitli termal tesisler için performans kriter formülasyonunun ekserji kavramına dayalı genel tekniği, kararlı ya da yarı-kararlı koşullar altında proses geçiren bir sistem için, genel olarak ekserji transferleri prostesten beklenen çıkış ve gerekli girişi temsil edenler olmak üzere gruplanır. Ekserji giriş ve çıkışları, ısı transferine bağlı iş, ekserji, kontrol bölgesinin içine ya da dışına olan madde akışına bağlı ekserji transferi ya da kontrol bölgesinden geçen madde akışının ekserjisi gibi farklı formlar alabilir.

Analizde, beklenen ya da proses amacının yapısını kuran ekserji transferleri ile prosesi devam ettirmek için gerekli kılınan ekserji transferleri arasında ayırımı yapılması önemlidir. Ekserji akışlarını bu iki kategoriye ayırmada ekserji balansı, aynı zamanda aşağıdaki gibi yazılabilir (sistem n tane giriş-çıkışa sahiptir).

$$\sum \Delta E_i = \sum \Delta E_j + \sum \dot{I}_n \quad (4.23)$$

$\sum \Delta E_i$: Girişteki toplam ekserji transferleri, (kW)

$\sum \Delta E_j$: Çıkıştaki toplam ekserji transferleri (kW)

$\sum \dot{I}_n$: Sistem bileşenlerinin tersinmezlik toplamları

termodinamiğin ikinci kanunundan ;

$$\dot{I} \geq 0 \text{ dır.} \quad (4.24)$$

O zaman;

$$\sum \Delta E_i - \sum \Delta E_j = \sum \dot{I}_n \implies \sum \Delta E_i - \sum \Delta E_j \geq 0 \quad (4.25)$$

Ekserji çıkışının, ekserji girişine oranı 1'den küçüktür ve bu prosesin tersinmezlik derecesine bağlıdır. Bu oranın ölçüsü, prosesin termodinamik kriter derecesi olarak kullanılır ve buna "ekserjik verim" ya da "rasyonel verim" denir, ψ sembolü ile gösterilir. Eşitlik (4. 25) rasyonel verim (rational efficiency) için iki eşdeğer ifade elde edilebilir.

$$\sum \Delta E_j / \sum \Delta E_i \leq 1 \quad (4.26)$$

$$\Psi = \sum \Delta E_j / \sum \Delta E_i \quad (4.27)$$

Eşitlik (4. 27)'in diğer bir formu da aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Psi = 1 - \dot{I} / \sum \Delta E_j \quad (4.28)$$

BÖLÜM 5

MEVCUT SANTRALE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI

5.1 TESİSİN GENEL GÖRÜNÜŞÜ VE DÜĞÜM NOKTALARINA AİT AÇIKLAMALAR

İncelenen tesis, mevcut olan bir doğalgazdan elektrik enerjisi üreten bir santraldir. Analizin uygulandığı santralde Şekil 5. 1'den de görüldüğü gibi 18 adet düğüm noktası tesbit edilmiş ve bu noktalara ait termodinamik özellikler aşağıdaki şekilde ayrıntılı olarak açıklanmıştır:

Çizelge 5.1 de görüldüğü gibi buhar türbini, kondenser, gaz türbini ve 7 adet besleme suyu ısıtıcısı ünitelerinden meydana gelen tesis için belirlenen ve yukarıda da sayılarının 18 adet olduğu söylenen düğüm noktaları, bu ünitelerin giriş ve çıkışlarına ait termodinamik özellikleri temsil etmektedir. Bu açıklamalara göre yukarıda bahsi geçen üniteler için 18 adet düğüm noktasına ait özellikleri şu şekilde açıklayabiliriz:

5.1.1 Türbin

Türbin ünitesine 9 ve 18 numaralı düğüm noktalarından 2 adet girişe, 1 nolu düğüm noktası ile temsil eden 1 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 9 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 5.1 bar basınç, 210 °C sıcaklık, 2876,46 kJ/kg entalpi ve 7,1014 kJ/kgK entropi değerlerine; 18 nolu düğüm noktası tarafından temsil edilen giriş 73,4 bar basınç, 500,4 °C sıcaklık, 3410 kJ/kg entalpi ve 6,7974 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 1 nolu düğüm noktasından çıkış 0,099 bar basınç, 37 °C sıcaklık, 2584,0 kJ/kg entalpi ve 8.0 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.2 Kondenser

Kondenser ünitesine 1 numaralı düğüm noktasından 1 adet girişe, 2 nolu düğüm noktası ile temsil edilen 1 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 1 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 0,099 bar basınç, 37 °C sıcaklık, 2584,0 kJ/kg entalpi ve 8,0 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 2 nolu düğüm noktasından çıkış 1,067 bar basınç, 41,6 °C sıcaklık, 174,26 kJ/kg entalpi ve 0,583 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.3 1 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı

1 nolu besleme suyu ısıtıcısı 4 düğüm noktasından 1 adet girişe, 5 nolu düğüm noktası ile temsil eden 1 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 4 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 14,6 bar basınç, 49,3 °C sıcaklık, 208,18 kJ/kg entalpi ve 0,69469 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 5 nolu düğüm noktasından çıkış 14,9 bar basınç, 153,6 °C sıcaklık, 1703,3 kJ/kg entalpi ve 4,34 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.4 2 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı

2 nolu besleme suyu ısıtıcısı 6 düğüm noktasından 1 adet girişe, 7 nolu düğüm noktası ile temsil edilen 1 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 6 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 14,9 bar basınç, 153,6 °C sıcaklık, 653,0 kJ/kg entalpi ve 1,9 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 7 nolu düğüm noktasından çıkış 14,9 bar basınç, 158,3 °C sıcaklık, 2756,50 kJ/kg entalpi ve 6,7671 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.5 3 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı

3 nolu besleme suyu ısıtıcısı 8 düğüm noktasından 1 adet girişe, 9 nolu düğüm noktası ile temsil edilen 1 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 8 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 5,4 bar basınç, 155 °C sıcaklık, 2756,5 kJ/kg entalpi ve 6,76 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 9 nolu düğüm noktasından çıkış 5,1 bar basınç, 210 °C sıcaklık, 2876,46 kJ/kg entalpi ve 7,1014 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.6 4 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı

4 nolu besleme suyu ısıtıcısı 11 düğüm noktasından 1 adet girişe, 12 nolu düğüm noktası ile temsil edilen 1 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 11 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 108,3 bar basınç, 157,7 °C sıcaklık, 670,2 kJ/kg entalpi ve 1,9195 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 12 nolu düğüm noktasından çıkış 110,6 bar basınç, 284,4 °C sıcaklık, 2700,8 kJ/kg entalpi ve 5,67 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.7 5 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı

5 nolu besleme suyu ısıtıcısı 13 düğüm noktasından 1 adet girişe, 14 nolu düğüm noktası ile temsil edilen 1 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 13 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 110,9 bar basınç, 296,9 °C sıcaklık, 2686,1 kJ/kg entalpi ve 5,6 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 14 nolu düğüm noktasından çıkış 114,6 bar basınç, 307,8 °C sıcaklık, 2735,7 kJ/kg entalpi ve 5,6478 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.8 6 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı

6 nolu besleme suyu ısıtıcısı 15 düğüm noktasından 1 adet girişe, 16 nolu düğüm noktası ile temsil edilen 1 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 15 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 80,7 bar basınç, 294,2 °C sıcaklık, 2758 kJ/kg entalpi ve 5,7436 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 16 nolu düğüm noktasından çıkış 82,8 bar basınç, 481 °C sıcaklık, 3350,3 kJ/kg entalpi ve 6,6598 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.9 7 Nolu Besleme Suyu Isıtıcısı

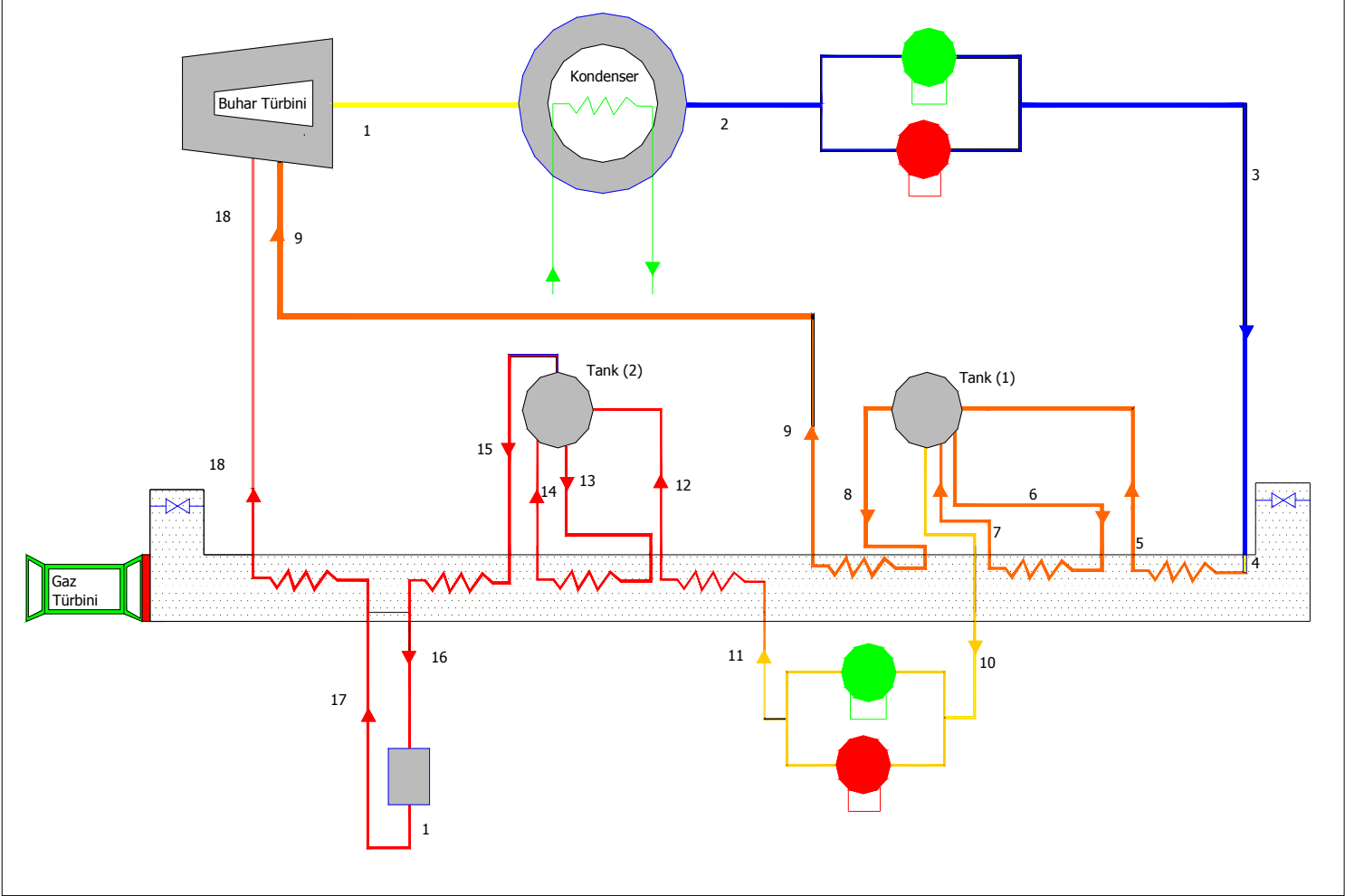
7 nolu besleme suyu ısıtıcısı 17 düğüm noktasından 1 adet girişe, 18 nolu düğüm noktası ile temsil edilen 1 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 17 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 83,6 bar basınç, 453,7 °C sıcaklık, 3281,34 kJ/kg entalpi ve 6,5676 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 18 nolu düğüm noktasından çıkış 7,4 bar basınç, 500,4 °C sıcaklık, 3410 kJ/kg entalpi ve 6,7974 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.10 1 Nolu Tank

1 nolu Tanka 5,7 nolu düğüm noktalarından 2 adet girişe, 6, 8, 10 noktaları ile temsil edilen 3 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 5 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 14,9 bar basınç, 53,6 °C sıcaklık, 1703,3 kJ/kg entalpi ve 4,34 kJ/kgK entropi, 7 nolu düğüm noktasından gelen girişe 14,9 bar basınç, 158,3 °C sıcaklık, 2756,50 kJ/kg entalpi ve 6,7671 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 6 nolu düğüm noktasından çıkış 14,9 bar basınç, 153,6 °C sıcaklık, 653 kJ/kg entalpi ve 1,9 kJ/kgK entropi, 8 nolu düğüm noktasından çıkış 5,4 bar basınç, 155 °C sıcaklık, 2756,5 kJ/kg entalpi ve 6,76 kJ/kgK entropi, 10 nolu düğüm noktasından çıkış 15,2 bar basınç, 163,2 °C sıcaklık, 688,6 kJ/kg entalpi ve 1,9725 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.

5.1.11 2 Nolu Tank

2 nolu Tanka 12,14 nolu düğüm noktalarından 2 adet girişe, 13,15 noktaları ile temsil edilen 2 adet çıkışa sahiptir. Buna göre 12 nolu düğüm noktasından temsil edilen giriş; 110,6 bar basınç, 284,4 °C sıcaklık, 2700,8 kJ/kg entalpi ve 5,67 kJ/kgK entropi, 14 nolu düğüm noktasından gelen girişe 114,4 bar basınç, 307,8 °C sıcaklık, 2735,7 kJ/kg entalpi ve 5,6478 kJ/kgK entropi değerlerine ve buna karşılık 13 nolu düğüm noktasından çıkış 110,9 bar basınç, 296,9 °C sıcaklık, 2686,1 kJ/kg entalpi ve 5,6 kJ/kgK entropi, 15 nolu düğüm noktasından çıkış 80,7 bar basınç, 294,2 °C sıcaklık, 2758 kJ/kg entalpi ve 5,7436 kJ/kgK entropi değerlerine sahiptir.



Şekil 5. 1 Tesisin genel şematik görünüşü.

Cizelge 5. 1 Tesisin tüm noktalarına ait termodinamik değerler.

Nokta No	Basınç (Bar)	Sıcaklık (°C)	Kütleli Debi(kg/s)	Entalpi (kJ/kg.)	Entropi (kJ/kg.K)	Enerji (kW)	Tımonnek. (kJ/kg.)	Kınyasal Eks.(kJ/kg.)	Toplam Eks.(kJ/kg)	Toplam Eks(kW)
1	0,099	37	30	2584,0	8,0	77520	305,64	176,44	482,08	14462,4
2	1,067	41,6	30	174,26	0,583	5227,8	1,667	176,44	178,107	5343,21
3	14,6	41,5	30	174,26	0,583	5227,8	1,667	176,44	178,107	5343,21
4	14,6	49,3	30	208,18	0,69469	6245,4	2,30	176,44	178,740	5362,2
5	14,9	153,6	30	1703,3	4,34	51099	411,12	176,44	587,56	17626,83
6	14,9	153,6	15	653	1,9	9795	87,94	176,44	264,38	3965,71
7	14,9	158,3	15	2756,5	6,7671	41347,5	741,04	176,44	917,48	13762,2
8	5,4	155	15	2756,5	6,76	41347,5	741,0	176,44	917,44	13761,6
9	5,1	210	15	2876,46	7,1014	43146,9	761,383	176,44	937,823	14067,3
10	15,2	163,2	15	688,6	1,9725	10329,0	101,936	176,44	278,376	4175,64
11	108,3	157,7	15	670,2	1,9195	10053,0	99,33	176,44	275,74	4136,10
12	110,6	284,4	15	2700,8	5,67	40512,0	1012,28	176,44	1188,72	17830,81
13	110,9	296,9	15	2686,1	5,6	40291,5	997,58	176,44	1174,02	17610,31
14	114,6	307,8	15	2735,7	5,6478	41035,35	1053,8	176,44	1230,24	18453,6
15	80,7	294,2	15	2758	5,7436	41370,0	1047,54	176,44	1223,98	18359,8
16	82,8	481	15	3350,3	6,6598	50254,5	1366,82	176,44	1543,26	23148,9
17	83,6	453,7	15	3281,34	6,5676	49220,1	1325,33	176,44	1501,77	22526,6
18	73,4	500,4	15	3410,3	6,7974	51154,5	1385,51	176,44	1561,99	23429,9

İncelediğimiz sistem açık sistem olarak kabul edilip önce termodinamiğin birinci kanunu, santrali oluşturan tüm ünitelere tek tek uygulanmış ve sonuç olarak da enerji kayıpları belirlenmiştir. Bunun için birinci kanun, buhar türbininden itibaren aşağıdaki şekilde yapılmıştır.

5.2 MEVCUT TESİS BÜNYESİNDEKİ ÜNİTELERE BİRİNCİ KANUN UYGULANMASI

5.2.1 Türbinde Meydana Gelen Enerji Kaybının Tesbiti

$$m_1 = 15 \text{ kg/s}, m_T = 30 \text{ kg/s}$$

$$Q_{TK} = m_1 * (h_{18} + h_9) - m_T * h_1 - w_T$$

$$Q_{TK} = 15 * (3410,3 + 2876,46) - 30 * 2584 - 14000$$

$$Q_{TK} = 2781,4 \text{ kW}$$

5.2.2 Kondenserde Meydana Gelen Enerji Kaybının Tespiti

Kondensere birinci kanun enerji eşitliğini uyguladığımızda (kondenser cidar sıcaklığı 30 °C) kondenserden olan ısı kaybı;

$$Q_k = (h_1 - h_2) * m_T$$

$$Q_k = (2584 - 174,26) * 30$$

$$Q_k = 72292,2 \text{ kW}$$

ve buradan bu ısı kaybına bağlı enerji değeri de;

$$E_Q = Q_k (\text{kondenser}) * (1 - T_0/T_k)$$

$$E_Q = 72292,2 * (1 - 298/303) \text{ °C}$$

$$E_Q = 1192,94 \text{ kW}$$

olarak bulunmuştur.

5.2.3 Tesisteki 1 Nolu Tank İçin Enerji Kayıp Tespiti

$$Q_K = m_T * h_5 - m_1 (h_8 + h_{10})$$

$$Q_K = 30 * 1703,3 - 15 * (2756,50 + 688,6)$$

$$Q_K = -577,5 \text{ kW}$$

5.2.4 Tesisteki 2 Nolu Tank İçin Enerji Kayıp Tespiti

$$Q_K = m_1 * (h_{12} - h_{15})$$

$$Q_K = 15 * (2700,8 - 2758)$$

$$Q_K = -858 \text{ kW}$$

$$\Sigma Q_k = -1435,5 \text{ kW}$$

Elde edilen bu kayıp enerji değerleri ve bu kayıplar aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 5.2 Ünitelerdeki kayıp enerji değerleri.

Ünite	Kayıp Enerji (kW)
Buhar Türbini	2781,4
Kondenser	1192,94
Top. Tanklar	-1435,5
TOPLAM	2538,84

Birinci kanunu analizi neticesinde oluşturulmuş olan yukardaki çizelgede en fazla enerji kaybının Tank-1 'de meydana geldiği ve kondenser, Tank-2 'nin takip ettiği görülmektedir.

5.3 MEVCUT SİSTEMİN EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI

Birinci kanunun analizinden sonra tesis için daha iyi araştırma yapılması amacıyla bu tesise ikinci kanun analizi de uygulanmıştır. Çünkü şimdiye kadar bu alanda yapılmış olan çalışmalar, bir tesis için kayıpların ve tesis verimliliğinin tesbitinde sadece birinci kanun analizinin yeterli olmadığını ancak birinci kanun analizi ile birlikte ikinci kanun analizinin de yapılması ile o tesis için tam bir termodinamik analiz sonucunun ortaya çıkacağını söylemektedir.

5.4 MEVCUT TESİSDEKİ İNCELENEN 18 NOKTA İÇİN KİMYASAL, TERMOMEKANİKSEL VE TOPLAM ENERJİ DEĞERLERİNİN TESBİTİ

1. Nokta İçin

$$\dot{e}_{kim} = R_{H_2O} * T_0 * \ln\left(\frac{P_d}{P_0}\right) \quad (P_d = 0.0317 \text{ Bar ve } P_0 = 0.0088 \text{ Bar})$$

$$\dot{e}_{kim} = 0,462 * 298 * \ln\left(\frac{0,0317}{0,0088}\right) = 176,44 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{tm}\right)_1 = (h_1 - h_0) - T_0 * (s_1 - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{tm}\right)_1 = (2584 - 104,5) - 298 * (8,0 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{tm}\right)_1 = 305,64 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top}\right)_1 = \left(\dot{e}_{tm}\right)_1 + \left(\dot{e}_{kim}\right)_{H_2O} = 305,64 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top}\right)_1 = 482,08 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top}\right)_1 = 482,08 * 30 = 14462,4 \text{ kW}$$

2. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_{tm}\right)_2 = (h_2 - h_0) - T_0 * (s_2 - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{tm}\right)_2 = (174,26 - 104,5) - 298 * (0,583 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{tm}\right)_2 = 1,667 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_2 = \left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_2 + \left(\dot{e}_{\text{kim}} \right)_{\text{H}_2\text{O}} = 1,667 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_2 = 178,107 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_2 = 178,107 * 30 = 5343,21 \text{ kW}$$

3. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_3 = (h_3 - h_0) - T_0 * (s_3 - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_3 = (174,26 - 104,5) - 298 * (0,583 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_3 = 1,667 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_3 = \left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_3 + \left(\dot{e}_{\text{kim}} \right)_{\text{H}_2\text{O}} = 1,667 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_3 = 178,107 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_3 = 178,107 * 30 = 5343,21 \text{ kW}$$

4. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_4 = (h_4 - h_0) - T_0 * (s_4 - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_4 = (208,18 - 104,5) - 298 * (0,69469 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_4 = 2,30 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_4 = \left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_4 + \left(\dot{e}_{\text{kim}} \right)_{\text{H}_2\text{O}} = 2,30 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_4 = 178,74 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_4 = 178,74 * 30 = 5362,2 \text{ kW}$$

5. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_5 = (h_5 - h_0) - T_0 * (s_5 - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_5 = (1703,3 - 104,5) - 298 * (4,34 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_5 = 411,12 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_5 = \left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_5 + \left(\dot{e}_{\text{kim}} \right)_{\text{H}_2\text{O}} = 411,12 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_5 = 587,56 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{\text{top}} \right)_5 = 587,56 * 30 = 17626,83 \text{ kW}$$

6. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_6 = (h_6 - h_0) - T_0 * (s_6 - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_6 = (6453 - 104,5) - 298 * (1,90 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{\text{tm}} \right)_6 = 87,94 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_6 = \left(\dot{e}_{tm} \right)_6 + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 87,94 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_6 = 264,38 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_6 = 264,38 * 15 = 3965,71 \text{ kW}$$

7. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_{tm} \right)_7 = (h_7 - h_0) - T_0 * (s_7 - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{tm} \right)_7 = (2756,5 - 104,5) - 298 * (6,7671 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{tm} \right)_7 = 741,04 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_7 = \left(\dot{e}_{tm} \right)_7 + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 741,04 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_7 = 917,48 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_7 = 917,48 * 15 = 13762,22 \text{ kW}$$

8. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_{tm} \right)_8 = (h_8 - h_0) - T_0 * (s_8 - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{tm} \right)_8 = (2756,5 - 104,5) - 298 * (6,76 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{tm} \right)_8 = 741,00 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_8 = \left(\dot{e}_{im} \right)_8 + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 741,00 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_8 = 917,44 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_8 = 917,44 * 15 = 13761,6 \text{ kW}$$

9. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_{im} \right)_9 = (h_9 - h_0) - T_0 * (s_9 - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{im} \right)_9 = (2876,46 - 104,5) - 298 * (7,1014 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{im} \right)_9 = 761,3838 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_9 = \left(\dot{e}_{im} \right)_9 + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 761,3838 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_9 = 937,8238 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_9 = 937,8238 * 15 = 14067,357 \text{ kW}$$

10. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_{im} \right)_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0 * (s_{10} - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_{im} \right)_{10} = (688,6 - 104,5) - 298 * (1,9725 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_{im} \right)_{10} = 101,936 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{10} = \left(\dot{e}_m \right)_{10} + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 101,936 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{10} = 278,376 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{10} = 278,376 * 15 = 4175,64 \text{ kW}$$

11. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_m \right)_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0 * (s_{11} - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{11} = (670,2 - 104,5) - 298 * (1,9195 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{11} = 99,33 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{11} = \left(\dot{e}_m \right)_{11} + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 99,33 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{11} = 275,77 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{11} = 275,77 * 15 = 4136,10 \text{ kW}$$

12. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_m \right)_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0 * (s_{12} - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{12} = (2700,8 - 104,5) - 298 * (5,67 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{12} = 1012,28 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{12} = \left(\dot{e}_m \right)_{12} + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 1012,28 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{12} = 1188,72 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{12} = 1188,72 * 15 = 17830,81 \text{ kW}$$

13. Nokta için

$$\left(\dot{e}_m \right)_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0 * (s_{13} - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{13} = (2686,1 - 104,5) - 298 * (5,67 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{13} = 997,58 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{13} = \left(\dot{e}_m \right)_{13} + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 997,58 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{13} = 1174,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{13} = 1174,02 * 15 = 17610,31 \text{ kW}$$

14. Nokta için

$$\left(\dot{e}_m \right)_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0 * (s_{14} - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{14} = (2735,7 - 104,5) - 298 * (5,6478 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{14} = 1053,80 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{14} = \left(\dot{e}_m \right)_{14} + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 1053,8 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{14} = 1230,24 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{14} = 1230,24 * 15 = 18453,6 \text{ kW}$$

15. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_m \right)_{15} = (h_{15} - h_0) - T_0 * (s_{15} - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{15} = (2758,0 - 104,5) - 298 * (5,7436 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{15} = 1047,5482 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{15} = \left(\dot{e}_m \right)_{15} + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 1047,5482 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{15} = 1223,9882 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{15} = 1223,9882 * 15 = 18359,82 \text{ kW}$$

16. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_m \right)_{16} = (h_{16} - h_0) - T_0 * (s_{16} - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{16} = (3350,3 - 104,5) - 298 * (6,6598 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{16} = 1366,82,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{16} = \left(\dot{e}_m \right)_{16} + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 1366,8206 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{16} = 1543,2606 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{16} = 1543,2606 * 15 = 23148,90 \text{ kW}$$

17. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_m \right)_{17} = (h_{17} - h_0) - T_0 * (s_{17} - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{17} = (3281,34 - 104,5) - 298 * (6,5676 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{17} = 1325,3362 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{17} = \left(\dot{e}_m \right)_{17} + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 1325,3362 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{17} = 1501,7762 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{17} = 1501,7762 * 15 = 22526,64 \text{ kW}$$

18. Nokta İçin

$$\left(\dot{e}_m \right)_{18} = (h_{18} - h_0) - T_0 * (s_{18} - s_0)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{18} = (3410 - 104,5) - 298 * (6,7974 - 0,3545)$$

$$\left(\dot{e}_m \right)_{18} = 1385,5158 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{18} = \left(\dot{e}_m \right)_{18} + \left(\dot{e}_{kim} \right)_{H_2O} = 1385,5158 + 176,44$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{18} = 1561,9558 \text{ kJ/kg}$$

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{18} = 1561,9558 * 15 = 23429,925 \text{ kW}$$

Hesaplarla bulmuş olduğumuz ekserji değerleri, aşağıdaki çizelgeye dökülmüştür. Çizelge 5.3'de tesis üzerinde analiz yapılan noktalara ait kimyasal, termomekaniksel ve toplam ekserjiler bulunmaktadır.

Çizelge 5.3 Düğüm Noktalarına Ait Toplam Ekserji Değerleri.

Nokta No	Top.Eks. Değerleri (kJ/kg)	Top.Eks. Değerleri (kW.)
1	482,08	14462,4
2	178,107	5343,21
3	178,107	5343,21
4	178,740	5362,2
5	587,56	17626,83
6	264,38	3965,71
7	917,48	13762,2
8	917,44	13761,6
9	937,823	14067,3
10	278,376	4175,64
11	275,74	4136,10
12	1188,72	17830,81
13	1174,02	17610,31
14	1230,24	18453,6
15	1223,98	18359,8
16	1543,26	23148,9
17	1501,77	22526,6
18	1561,99	23429,9

5.5 ÜNİTELERE GİREN, ÇIKAN VE ÜNİTELERDEN KAYBOLAN EKSERJİ DEĞERLERİNİN HESAPLANMASI

5.5.1 Türbin İçin Hesap

$$\left(\dot{e}_{top} \right)_{18} = 1561,9558 * 15 = 23429,925$$

$$\dot{e}_i = \text{giriş} \quad \dot{e}_1 = \text{çıkış}$$

$$\dot{e}_i = \dot{e}_9 + \dot{e}_{18}$$

$$\sum \dot{e}_{kyp} = (\dot{e}_9 + \dot{e}_{18}) - \dot{e}_1 - W_t$$

$$\sum \dot{e}_{kyp} = (14067,345 + 23429,925) - 14462,4 - 14000$$

$$\sum \dot{e}_{kyp} = 37497,27 - 14462,4 - 14000$$

$$\sum \dot{e}_{kyp} = 9034,87 \text{ kW.}$$

5.5.2 Kondenser İçin Hesap

Bunun için işe kondensere giren ekserji değerlerini tespit etmekle başlanmıştır. Kondensere giriş ekserjisi sadece 1 noktasındaki ekserji değeridir.

$$\dot{e}_i = \dot{e}_1 = 14462,4 \text{ kW.}$$

İkinci adım olarak kondenserden çıkış ekserji değeri tespit edilmiştir.(kondenserden 2 noktasındaki ekserji ile ısı yoluyla giren ekserji çıkışı mevcuttur.)

$$\dot{e}_j = \dot{e}_2 + E_{kondenser} = 5343,21 + 237,09$$

$$\dot{e}_j = 5580,3 \text{ kW.}$$

Üçüncü ve son olarakta kondenser için ekserji kaybı bulunmuştur.

$$\dot{e}_{kyp(kondenser)} = \dot{e}_i - \dot{e}_j = (14462,4 - 5580,3)$$

$$\dot{e}_{kyp(kondenser)} = 8882,1 \text{ kW.}$$

5.5.3 Toplam Tanklar İçin Hesap

a) Giren Ekserjiler

$$\left(\dot{e}_i \right)_{mk} = (\dot{e}_5 + \dot{e}_{12})$$

$$\left(\dot{e}_i \right)_{mk} = (17626,83 + 17830,81)$$

$$\left(\dot{e}_i \right)_{mk} = 35456 \text{ kW}$$

$$\left(\dot{e}_j \right)_{mk} = (\dot{e}_8 + \dot{e}_{10} + \dot{e}_{15})$$

$$\left(\dot{e}_j \right)_{mk} = (13761,6 + 4175,64 + 18359,82)$$

$$\left(\dot{e}_j \right)_{mk} = 36297,06 \text{ kW}$$

$$\dot{e}_{kyp(mk)} = \dot{e}_i - \dot{e}_j = (35456 - 36297,06)$$

$$\dot{e}_{kyp(mk)} = - 841,06 \text{ kW}$$

İncelemiş olduğumuz tesiste meydana gelen toplam ekserji kaybı da, her üitedeki ekserji kayıplarının toplamına eşittir. Bunu da aşağıdaki şekilde verebiliriz;

$$\sum \dot{e}_{kyp} = \dot{e}_{kyp(türbin)} + \dot{e}_{kyp(kondenser)} + \dot{e}_{kyp(mk)}$$

$$\sum \dot{e}_{kyp} = (9034,87 + 8882,1 - 841,06)$$

$$\sum \dot{e}_{kyp} = 17075,91 \text{ kW}$$

Bu yapılan hesaplamaların ışığında aşağıdaki çizelge oluşturulmuştur.

Çizelge 5.4 Ünitelere ait giriş, çıkış, kayıp ekserjileri ve bu kayıpların tesis toplamları.

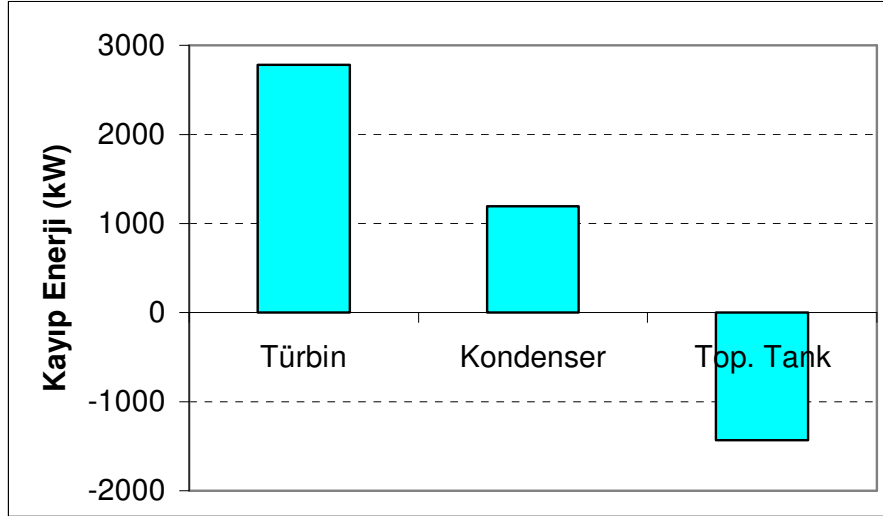
Ünite	Giren Ekserji (kW)	Çıkan Ekserji (kW)	Kayıp Ekserji (kW)
Türbin	37497,27	14462,4	9034,87
Kondenser	14462,34	5580,3	8882,1
Top. Tanklar	35456,00	36297,06	-841,06
TOPLAM	87415,61	56339,76	17075,91

Bu çizelgeler oluşturulduktan sonra Çizelge 5. 2, 5. 4, 'e göre çizilmiş olan grafikler Bölüm 5 ve Bölüm 6'da Sonuç ve Öneriler kısmına yerleştirilmiştir.

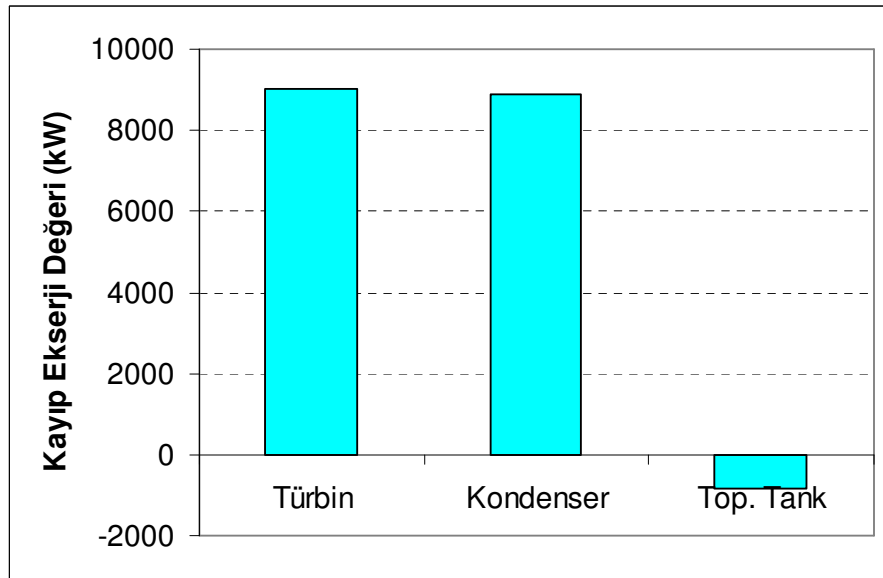
5.6 İNCELEME SONUÇLARI

Tesis bünyesindeki ünitelere birinci kanun analizi uygulanarak, önce herbir ünite meydana gelen enerji kayıpları kW cinsinden tespit edilmiştir (Çizelge 5. 2) daha sonra da grafikleri çizilmiştir. (Şekil 5. 2).

Şekilden (5. 2)'den de görüleceği üzere birinci kanun analizi sonucunda ünitelerdeki enerji kayıpları, değeri büyük olan ünitelerden itibaren sırasıyla 2781,4 kW kayıpla buhar türbininde, 1192,94 kW kayıpla kondenserde, daha sonra 858,00 kW kayıpla tank 1'de, son olarak da 577,5 kW kayıpla tank 2'de meydana gelmiştir.



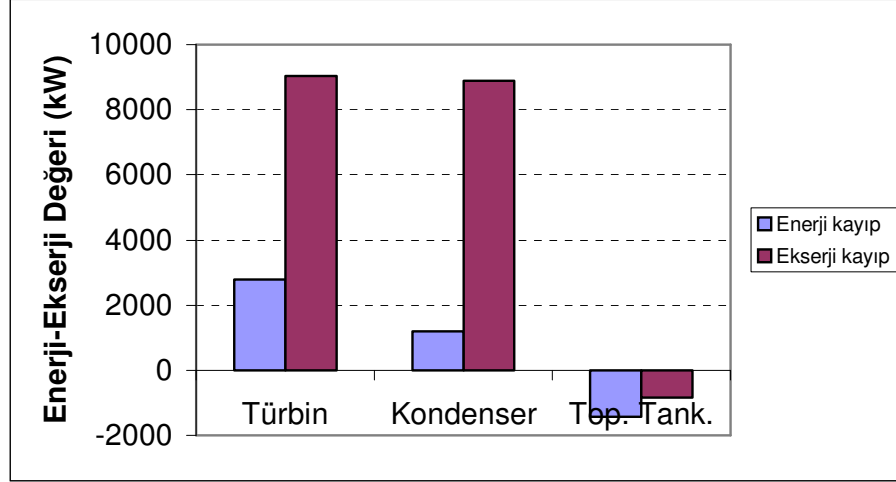
Şekil 5. 2 Ünitelerde meydana gelen kayıp enerji değerleri.



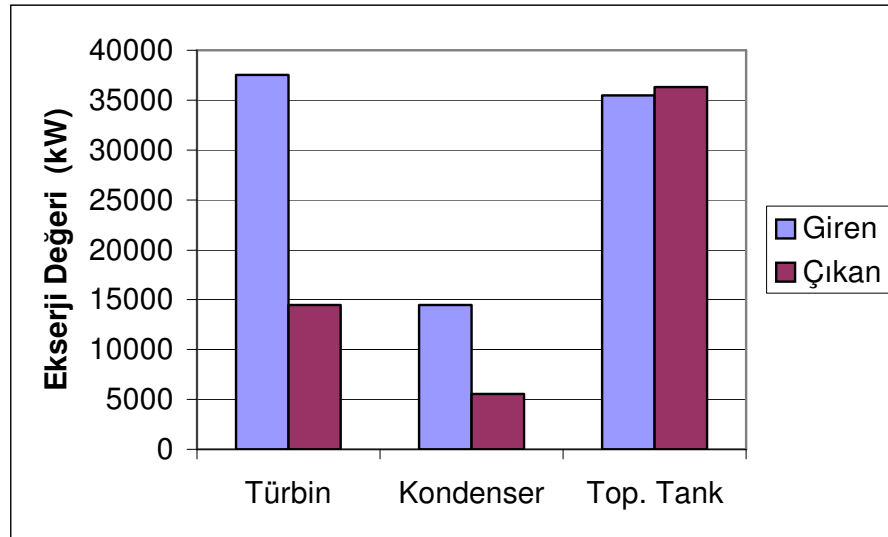
Şekil 5. 3 Ünitelerde meydana gelen kayıp ekserji değerleri.

Çizelge (5. 4)'te ünitelere giren, çıkan ve kayıp ekserjiler kW olarak gösterilmektedir. Buna göre ikinci kanun analizi sonucunda ünitelerde meydana gelen ekserji kayıpları Şekil (5. 3)'de de temsil edilmiştir. En büyük ekserji kaybı 9034,87 kW ile türbinde meydana gelmektedir. Daha sonra 8882,1 kW ile kondenser ünitesindeki kayıp gelmektedir. En son ise tank 1 ve tank 2'de toplam 841,06 kW ekserji kaybı oluşmuştur.

Yapılan işlemlerden sonra tesise uygulamış olduğumuz birinci ve ikinci kanun analizlerini karşılaştırmak amacıyla, ünitelerde meydana gelen enerji ve ekserji kaybı Şekil (5. 4)'de gösterilmiştir.



Şekil 5. 4 Ünitelerde meydana gelen kayıp enerji ve ekserji değerleri.



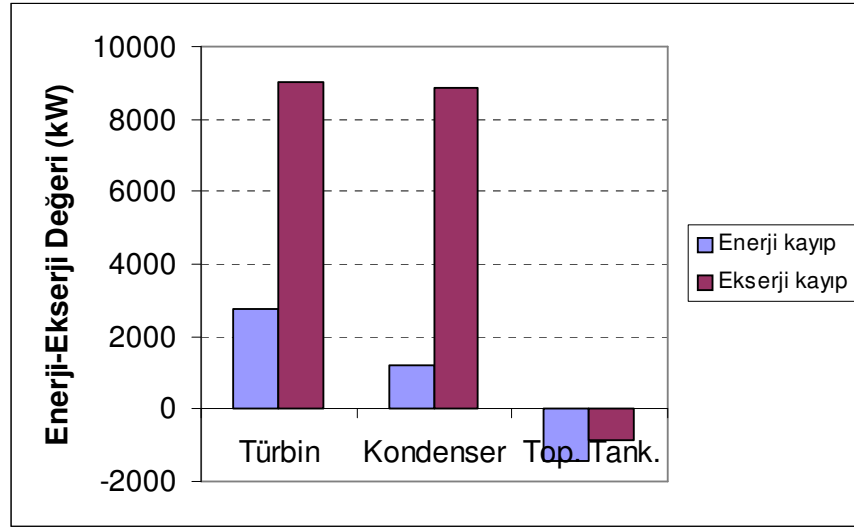
Şekil 5. 5 Ünitelerdeki giren ve çıkan ekserji değerleri.

Şekil (5. 5)'de ünitelere giren ve çıkan ekserji değerleri gösterilmektedir. Buna göre türbin giriş ekserjisi 37497,27 kW, çıkış ekserjisi ise 14462,4 kW'dır. Kondenser giriş ekserjisi 14462,4 kW, çıkış ekserji değeri ise 5580,3 kW'dır. Tanklara giren ekserji 35456 kW, çıkan ekserji değeri ise 36297 kW'dır.

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

İncelemeye tabi tutulan tesis, mevcut bir doğalgazdan elektrik enerjisi üreten bir enerji santralidir. Santral, 25 MW 'lık bir adet gaz türbini, 14 MW 'lık bir adet buhar türbini, bir kondenser ve 7 adet besleme suyu ısıtıcısından oluşmaktadır.



Şekil 6. Ünitelerde meydana gelen kayıp enerji ve ekserji değerleri

Yapılan hesaplamaların sonuçları ışığında, termodinamiğin birinci kanununa göre yapılan analiz sonucunda büyük miktarda kaybolan enerjinin kullanılabilir enerjisinin düşük olmasına karşın; daha az enerji kaybına sahip üniteye ikinci kanuna göre yapılan analiz sonucunda bu kayıp enerjinin daha büyük kullanılabilir enerjiye sahip olabildiği görülmüştür. Şekil (6. 1)'de ünitelerde meydana gelen kayıp enerji ve ekserji değerleri görülmektedir. Burada en büyük enerji ve ekserji kaybı türbin olarak görülmektedir. Türbinden sonra en büyük ekserji kaybı kondenserde görülmektedir.

Yapılan bu çalışmada amaç en büyük ekserji kayıplı üniteyi tespit etmektir. Buradan hareketle tesis bünyesindeki üniteler içinde en büyük enerji ve ekserji kaybı tespit

edilmiştir. Bu nedenle en verimsiz ünite türbin ve iyileştirmeler bu ünite üzerinde yapılmalıdır sonucuna karar verilmiştir. Bundan dolayı da tesisin verimini arttırmak için, iyileştirme çalışmalarının türbin üzerinde yapılması ve bu çalışma ileride verim artırma yönünde yapılacak alternatif çalışmalara bir temel teşkil etmektedir.

KAYNAKLAR

- Erduranlı, P.** (1997) *Enerji santraine ekserji analizinin uygulanması*, ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Müh. ABD, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak. s. 85
- Çamdalı, Ü., Tunç M.** (2004) *Elektrik Ark Fırınında Kimyasal Ekserji Potansiyelinin Elde Edilmesi*, Isı Bil. Tek Dergisi s. 24.
- Alefeld, G.** (1989) *Analysis and design of Energy Systems Fundamentals and Mahhematical Techniques*, pp. 61-70, New york.
- Alok, S.** (1988) *Second Law (Exergy) Analysis of Various Types of Coal. Energy Conversion and Management*, Cilt 2, pp. 117- 121.
- Alvarado, Sergio., Iribarne, J.** (1990) Minimum Energy Requirements in Industrial Processes An Application of Exergy Analysis, Energy (Oxford), pp. 1023-1028.
- Avgousti, A., Hesselmann, K., Roth, M.** (1989) Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems. pp. 243-249, Pergamon. Press, Oxford.
- Bejan, A.** (1987) Second Law of Thermal Systems, pp. 81 - 87, ASME, New York.
- Bejan, A.** (1988) Advanced Engineering Thermodynamics. Wiley, New York.
- Carrington, C., Sun, Z.** (1989) *Simulation of Thermal Energy Systems*, Volume 124, AES, Volume 124 (H00527), pp. 85-90, ASME, New york.
- Çengel, Y. ve Boles, M.** (1994) *Thermodynamics An Approach*, 2. basım, Mcgraw-Hill.
- Eğrican, N. ve Özdoğan, S.** (1990) *Enerji sistemlerinin Ekserji Analizine Yönelik yeni çalışmaların Derlenmesi*, Termodinamiğin ikinci kanunu toplantısı, Erciyes Üniv., T.I.B.T.D.,(34 – 1) – (34 – 12) , 27 – 30 Ağustos, Kayseri.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Gaggioli, R. A.** (1961) *The Concepts of Available Energy Chemical Engineering Science*, 16, pp. 87-96.
- Genceli, O.** *Buhar kazanları*. ISBN 975-511-068-2.
- Tsatsaronis, G.** (1993) *Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems*. *Progress in Energy and Combustion Science*, 19 (3), pp. 227-257.
- Özgürel, B.** (1989) *Doğal Gaz Yakıtlı Kombine Çevrim Santralleri*, Doğal Gaz Dergisi, Sayı 41, 194 s.
- Cool, W. V.** (1991) *Exegv Analysis of Industrial Processes Energy*, 17 (8), pp. 791-803.
- Arpacı, İ.** (2002) *Doğal Gazlı Kojenerasyon Sistemlerinde Ekserji Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, İstanbul, 66 s.
- Yeğın, E.** (2002) *Kojenerasyon Santrallerinin İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD., Kocaeli, 71 s.
- İleri, A.** (1990) *Termoekonomi II. Optimizasyon ve Fiyatlama*. *Termodinamiğin ikinci Kanunu çalışma Toplantı Makalesi*, Erciyes Üniv., 28-30 Ağustos, Kayseri, s. 17-28
- Moran, M. J and Shapiro, H. N.** (1992) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2nd. Edt, Wiley, New York.
- Poulilahos, D. and Johnson, J. M.** (1989) *Energy*, 14 (2), pp. 67-73.
- Rosen, H. and Scott, D.** (1992) *Energy Analysis of Hydrogen Production from Heat and Water by Electrolsis*, *International tofinal of Hydrogen energy*, 17 (3), pp.199-204.
- Simon H.** (2001) *Thermodynamic analysis of chemically recuperated gas turbines*, pp. 372-384.

ÖZGEÇMİŞ

Serkan Dazlak 19.03.1979 'da Karabük 'de doğdu; ilk ve orta okulu Safranbolu'da tamamladı. Liseyi 1997 yılında Karabük Teknik ve EML Elektrik Bölümünde bitirdi. 1999 yılında ZKÜ. Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği Bölümünü kazandı ve 2003 yılında mezun oldu. 2004 yılında ZKÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı 'nda yüksek lisansa başladı. Okula devam ederken Karabük 'de Gürmen Giyim A.Ş ' de Teknik Bakım kısmında Teknik Sorumlu olarak işe başladı. Halen 2004 yılında girdiği ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda yüksek lisans programını sürdürmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres: İnönü Mah. Gözde Sit. K/Blok N: 3
78200 SAFRANBOLU/KARABÜK

Tel: (370) 7123576

E-posta: serkanorg490@mynet.com