

168392

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

BİR KOJENERASYON SİSTEMİNDE EKSERJİ ANALİZİ UYGULAMASI

Kimya Mühendisi İsmail KAPUDERE

**F.B.E. Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Esen BOLAT

Esat
Prof. Dr. Olcay Kınay Akın
Y. Doç. Dr. Samra Öztürk *P. Ötken*

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	viii
ÖZET	ix
ABSTRACT.....	x
1. GİRİŞ	1
2. EKSERJİ	4
2.1 Ekserji Bileşenleri	7
2.2 Ekserji Denkliği	11
2.3 Performans Kriterleri	13
2.3.1 Rasyonel verim	14
2.3.2 Tersinmezlik oranı	14
2.3.3 Geliştirme potansiyeli	15
3. KOJENERASYON	16
3.1 Kojenerasyonun Tarihsel Gelişimi	16
3.2 Kojenerasyonun Tanımı	16
3.3 Bileşik Isı Güç Üretiminin (Kojenerasyonun) Yararları	20
3.4 Kojenerasyon Sistemleri	21
3.5 Kojenerasyon Teknikleri	23
3.5.1 Buhar türbinli kojenerasyon	23
3.5.2 Gaz türbinli kojenerasyon	25
3.5.3 Motorlu kojenerasyon	28
3.6 Kojenerasyon Tekniği/Seçimi	30
3.6.1 Yük durumu	31
3.6.2 Elektrik ısı oranı	31
3.6.3 Çevre sıcaklığı	32
3.6.4 Çalışma durumu (başlatma sayısı)	32
3.6.5 Toplam sistem kapasitesi	33
3.6.6 Elektriğin kalitesi	33
3.6.7 Yakıt tipi	33
3.7 Kojenerasyon ve Ekserji Analizine İlişkin Yapılan Çalışmalar	33

4.	KOJENERASYON TESİSİNİN TANITIMI.....	36
4.1	Gaz Türbini / Jeneratör Birimleri.....	39
4.2	Isı Geri Kazanımlı Buhar Üreticileri.....	40
4.3	Buhar Türbini / Jeneratör Birimi.....	40
4.4	Hava Soğutmalı Yoğuşturucu	41
4.5	Konut Isıtma Sistemi.....	42
4.6	Yakıt Besleme Sistemleri.....	44
4.7	Su Hazırlama ve Besleme Sistemleri	45
4.7.1	Mineralsız su sistemi.....	45
4.7.2	Kapalı soğutma suyu sistemi	45
4.7.3	Ham su sistemi.....	46
4.7.4	İçilebilir su sistemi.....	46
4.8	Atık Muamele Sistemi	46
4.9	İklimlendirme (HVAC) Sistemi.....	47
4.10	Hava Besleme Sistemi	47
4.11	Yangın Söndürme Sistemi	47
5.	HESAPLAMALAR	48
5.1	Kompresör İçin Yapılan Hesaplamalar.....	49
5.2	Yanma Odası İçin Yapılan Hesaplamalar.....	50
5.3	Gaz Türbin İçin Yapılan Hesaplamalar	52
5.4	Isı Geri Kazanımı Buhar Üretici (HRSG) İçin Yapılan Hesaplamalar.....	53
5.5	Havalandırıcı İçin Yapılan Hesaplamalar.....	55
5.6	Isı Değiştirici İçin Yapılan Hesaplamalar.....	56
5.7	Buhar Türbini İçin Yapılan Hesaplamalar.....	57
6.	BULGULAR ve SONUÇ	59
	KAYNAKLAR.....	62
	EKLER	65
Ek 1	Kojenerasyon Tesisinin Detaylı Akış Şeması	66
	ÖZGEÇMİŞ	67

SİMGE LİSTESİ

e	Birim Mol Temelinde Kimyasal Ekserji (kJ/kmol)
Ξ	Ekserji (MW)
Ξ_f	Fiziksel Ekserji (MW)
Ξ_k	Kinetik Ekserji (MW)
Ξ_{km}	Kimyasal Ekserji (MW)
Ξ_p	Potansiyel Ekserji (MW)
Ξ_T	Ekserji Tahribi (MW)
$\Xi^{\Delta P}$	Basınç Farkından Oluşan Ekserji (MW)
$\Xi^{\Delta T}$	Sıcaklık Farkından Oluşan Ekserji (MW)
E	Enerji (MW)
E_{GT}	Gaz Türbininde Üretilen Elektrik Enerjisi (MW)
E_{BT}	Buhar Türbininde Üretilen Elektrik Enerjisi (MW)
g	Yer Çekimi İvmesi (m^2/s)
H	Entalpi (kJ/kmol)
H_0	Çevre Şartlarında Entalpi (kJ/kmol)
G	Gibss Serbest Enerjisi (kJ/kmol)
G_{pot}	Geliştirme Potansiyeli (MW)
KE	Kinetik Enerji (kJ)
m	Debi (kg/s)
m_g	Giren Madde Miktarı (kg/s)
$m_{\dot{c}}$	Çıkan Madde Miktarı (kg/s)
P	Basınç (bar)
PE	Potansiyel Enerji (kJ)
P_0	Çevre Şartlarındaki Basınç (bar)
Q	Isı (W)
Q_H	Alınan Isı (W)
Q_L	Verilen Isı (W)
R	Gaz sabiti (kJ/kmol K)
S	Entropi (kJ/kmol K)
S_0	Çevre Şartlarında Entropi (kJ/kmol K)
S_{ur}	Entropi Üretimi (kJ/kmol K)
T	Sıcaklık (K)
T_b	Isı Şeklindeki Enerji Aktarımının Yer Aldığı Sınırdaki Sıcaklık (K)
T_0	Çevre Şartlarındaki Sıcaklık (K)
U	İç Enerji (kJ)
v	Hız (m/s)
V	Hacim (m^3)
W	İş (kJ)
W_{BT}	Buhar Türbininde Üretilen İş (MW)
W_{GT}	Gaz Türbininde Üretilen İş (MW)
$W_{kayıp}$	Kayıp İş (MW)
x	Mol Kesri
y	Tersinmezlik Oranı
z	Yükseklik (m)
ε	Ekserji verimi
η	Enerji Verimi

KISALTMA LİSTESİ

ACC	Hava Soğutmalı Yoğuşturucu (Air Cooled Condenser)
DH	Boşaltma Bölümü (Drain Header)
EYO	Enerjiden Yararlanma Oranı
EIO	Elektrik Isı Oranı
HP	Yüksek Basınç (High Pressure)
HRSG	Isı Geri Kazanımlı Buhar Üretici (Heat Recovery Steam Generator)
HT	Yüksek Sıcaklık (High Temperature)
HVAC	İklimlendirme Sistemi Heating Ventilation and Air Conditioning
IO	Isı Oranı
LP	Düşük Basınç (Low Pressure)
LT	Düşük Sıcaklık (Low Temperature)
NLDC	Uluslararası Yük Dağıtım Merkezi (National Load Distribution Center)

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Verilen durum ile çevre şartları arasında çalışan tersinir bir ısı makinası.....	5
Şekil 2.2	Ekserji Bileşenleri (Szargut, 1988).....	7
Şekil 2.3	Fiziksel ekserji tayini için tersinir bir modül (Kotas,1998).....	8
Şekil 2.4	Verilen durum ile çevre arasındaki fiziksel ekserji farkı (Kotas, 1998).....	8
Şekil 2.5	Verilen iki durum arasındaki fiziksel ekserji farkı (Kotas, 1998)	9
Şekil 2.6	Gazlar için ekserji diyagramı (Kotas, 1995).....	10
Şekil 2.7	Sonlu sıcaklık farkı nedeniyle yer alan ısı aktarımı süresince ekserji aktarımı ve tahribi (Çengel ve Boles, 1998)	13
Şekil 3.1	(a) Konvansiyonel elektrik üretimi (b) kojenerasyon (Çengel ve Boles, 1998)...	18
Şekil 3.2	Doğal gazlı Kojenerasyon ve konvansiyonel elektrik üretimi ile Sankey diyagramı kullanarak karşılaştırılması (Kolçak ve Gülşen, 1998)	19
Şekil 3.3	Tersinir ısı makinesi (Çengel ve Boles, 1998)	19
Şekil 3.4	Merkezi tesis kojenerasyon sistemi (Wilkinson, 1993).....	22
Şekil 3.5	Endüstriyel tesis kojenerasyon sistemi (Wilkinson, 1993).....	22
Şekil 3.6	Kojenerasyon sistemleri (Wilkinson, 1993)	23
Şekil 3.7	Karşı basınçlı türbinli sistemler (Sucuoğlu, 1999)	24
Şekil 3.8	Ara buhar almalı türbinli sistem (Sucuoğlu, 1999)	25
Şekil 3.9	Gaz türbinli sistem (Berkyürek, 2002)	26
Şekil 3.10	Gaz ve buhar türbinli kombine sistem (Berkyürek, 2002)	27
Şekil 3.11	Motorlu kojenerasyon sistemi (Sucuoğlu, 1999).....	28
Şekil 3.12	Tipik bir yıllık yük eğrisi (Koçak vd., 1998).....	31
Şekil 3.13	Gaz türbini ve gaz motorunun çevre sıcaklığına göre verim değişimleri (Koçak, 1998).....	32
Şekil 4.1	Kojenerasyon tesisinin genel akım şeması	37
Şekil 4.2	Yerel ısı beslemelerinin sıcaklığı ve akışı (Eertink ve Jager, 1997)	44
Şekil 5.1	Kojenerasyon tesisinin blok akım şeması.....	48
Şekil 5.2	Kompresör akım şeması	49
Şekil 5.3	Yanma odası akım şeması	51
Şekil 5.4	Gaz türbini akım şeması	52
Şekil 5.5	Isı geri kazanımlı buhar üreticisi (HRSG) akım şeması	54
Şekil 5.6	Havalandırıcı akım şeması.....	55
Şekil 5.7	Isı değiştirici akım şeması	56
Şekil 5.8	Buhar türbini akım şeması.....	57
Şekil 6.1	Tesisdeki birimlerin enerji verimleri	59
Şekil 6.2	Tesisdeki birimlerin ekserji verimleri.....	59
Şekil 6.3	Tesisdeki birimlerin ekserji kayıpları	60
Şekil 6.4	Tesisdeki birimlerin geliştirme potansiyeli	60

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1	Enerji ve Ekserjinin Karşılaştırılması (Dinçer, 2000)	6
Çizelge 2.2	Bazı Maddelerin Standart Kimyasal Ekserjileri (Bejan, 1996)	10
Çizelge 5.1	Hesaplamalarda kullanılan referans değerler	48
Çizelge 5.2	Proses akımlarının özellikleri	49
Çizelge 5.3	Kompresöre giren havanın mol kesirleri	50
Çizelge 5.4	Kompresör için ekserji ve enerji ve madde denkliği	50
Çizelge 5.5	Doğal gazın mol kesirleri ve standart kimyasal ekserjileri.....	51
Çizelge 5.6	Yanma odası için ekserji ve enerji ve madde denkliği	52
Çizelge 5.7	Yanma gazlarının termodinamik özellikleri	53
Çizelge 5.8	Gaz türbini için ekserji ve enerji ve madde denk	53
Çizelge 5.9	Isı geri kazanım buhar üretici (HRSG) için ekserji ve enerji ve madde denkliği	54
Çizelge 5.10	Havalandırıcı için ekserji ve enerji ve madde denkliği	56
Çizelge 5.11	Isı değiştirici için ekserji ve enerji ve madde denkliği	57
Çizelge 5.12	Buhar türbini için ekserji ve enerji ve madde denkliği.....	58
Çizelge 5.13	Hesaplanan Ξ_T , ε , η ve G_{pot} değerleri	58

ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca bilgi, emek ve tecrübesiyle beni yönlendiren tez danışmanım değerli hocam Prof. Dr. Esen Bolat'a saygı ve minnetle teşekkürlerimi sunarım.

Tesislerinin kapılarını bana açan ve kojenerasyon tesisi hakkında bana bilgilerini aktaran Esenyurt Termik Santrali İşletme Müdürü Barış Bayer'e, bilgisini ve zamanını benimle paylaşarak tezimin hazırlanmasında yardımcı olan değerli arkadaşım Araş. Gör. Ömer Faruk Dilmaç'a, ve Araş. Gör. İpar Nimet Uzun'a, varlıklarıyla bana her zaman destek ve moral olan tüm arkadaşlarıma, eğitim hayatım boyunca emeği geçmiş tüm öğretmenlerime teşekkürlerimi sunarım

Ayrıca, eksilmeyen sevgi, ilgi ve desteğiyle bana güç veren, attığım her adımda büyük payı olan sevgili aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Endüstriyel enerji sistemlerinde enerji tasarrufu büyük ölçüde kojenerasyon yolu ile sağlanır. Kojenerasyon, hem elektrik üretimini hem de buhar ve sıcak su şeklinde ısı enerjisi üretimini kapsar. Bu bakımdan, diğer güç üretim teknolojilerine göre büyük bir potansiyele sahiptir. Bununla beraber, tasarruf edilen enerji miktarı ilgili sistemin termodinamik verimliliğine bağlıdır. Bu nedenle, sistem bileşenlerinin ekserji kayıplarını belirlemek, verimliliklerini saptamak ve tüm sistemin termodinamik verimliliğini hesaplamak için termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını temel alarak ekserji analizi yapılmalıdır.

Bu çalışmada, üç gaz türbini, üç ısı geri kazanımlı buhar üreticisi, bir buhar türbini, üç ısı değiştirici ve üç deaerörden oluşan 180 MW kapasiteli kojenerasyon tesisinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Bu çerçevede, her birim için kütle, enerji ve ekserji denklikleri yapılmış, sistemin ekserji kayıpları, enerji ve ekserji verimliliği hesaplanmıştır.

Yapılan hesaplamalar sonucunda, gaz türbinine ait enerji ve ekserji verimleri ile ekserji tahribi sırasıyla %93, %97 ve 6,22 MW; buhar türbinine ait değerler ise %60, %82 ve 37,44 MW olarak bulunmuştur. Kojenerasyon tesisinin ise, genel enerji verimi % 59,25, ekserji verimi %42,43 ve ekserji kaybı 253,10 MW olarak bulunmuştur. Böylece, ekserji analizi sayesinde enerji analiziyle tesbiti mümkün olmayan ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Sonuç olarak, ekserji tahribi sebebiyle verim düşüşüne neden olan birimler tesbit edilmiş ve bu konuda yapılacak iyileştirmeler hakkında gerekli öneriler sunulmuştur.

Anahtar Kelime: Ekserji, Enerji, Kojenerasyon.

ABSTRACT

In large industrial energy systems, a considerable amount of primary energy may be saved via a more extensive use of cogeneration. Cogeneration, involves the production of both electricity and thermal energy generally in the form of steam or hot water, and so it has a great potential of saving primary energy in comparison to separate generation technologies. However, the amount of energy saving attainable depends on the thermodynamic effectiveness of the related systems. Thus, based on the first and second laws of thermodynamics an exergy analysis is to be done to quantify the exergy losses of system components, to predict their efficiencies, and then to calculate the total thermodynamic effectiveness of the system.

This study presents the energy and exergy analyses of a gas turbine-based 180 MW cogeneration plant in Istanbul, consisting mainly of three gas turbines, three heat recovery steam generators, three heat exchangers, three dearators and a steam turbine. In this context, the mass, energy, and exergy balances were done for each equipment and their exergy losses were calculated, and then the exergy efficiency of the system was obtained.

Energy and exergy efficiencies and exergy loss of the gas turbine were calculated as %93, 97%, 6,22 MW, respectively. These values for the steam turbine were found to be 60%, 82%, 37,44 MW, respectively. The same values for the cogeneration plant were found to be 59,25%, 42,43%, 253,10 MW, respectively. Thus, exergy losses which can not be determined by energy analysis were obtained from exergy analysis. As a result, the units decreasing the efficiency due to exergy loss were detected, and a study was done to improve the performance of the related units.

Keywords: Exergy, Energy, Cogeneration.

1. GİRİŞ

Dünya petrol rezervinin yaklaşık 50 yıl, doğal gazının 70 yıl, kömürün ise 150 yıl içinde tükenmesi beklenmektedir. Bu durum, alternatif enerji kaynakları bulma amacıyla yapılan araştırma ve proje sayılarının artmasına sebep olmaktadır. Ayrıca, enerjiyi en yüksek verimle kullanabilecek teknolojik yenilikleri gerçekleştirmek ve enerji israfını azaltmak için özel çaba sarf edilmesini sağlamaktadır (Hepbaşlı, 2001).

Enerji kullanımındaki dengeleri olumsuz yönde etkileyen 1970'li yıllardaki enerji krizi nedeniyle, ısı verimliliklerinin iyileştirilmesi amacı ile, daha önce kurulmuş ve enerji tüketimi yüksek olan çeşitli cihaz ve tesislerin yeniden gözden geçirilmesi gibi çeşitli arayışlara girilmiştir. Bunun yanı sıra, fosil yakıt dışındaki temiz, yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları konusunda da daha gerçekçi ve ciddi araştırmalara başlanmıştır. Ayrıca, doğal gaz ve petrol kaynaklarının araştırılmasına daha çok önem verilmesine, kömür üretiminin artırılmasına, nükleer enerjinin geliştirilmesine ve genel olarak, enerji dönüşüm sistemlerinin yeniden değerlendirilmesine ve enerji kaynaklarının maksimum verimde kullanılması için yeni yöntemlerin geliştirilmesine başlanmıştır. Bunlara ek olarak, atıkların geri döndürülerek enerji kaynağı olarak kullanılmasının yanı sıra bileşik ısı-güç üretimi de büyük önem kazanmıştır.

Günümüzde, konvansiyonel santrallerde, enerji kaynağı olarak nükleer yakıttaki fizyon enerjisi ya da bir hidrokarbon yakıt içerisindeki kimyasal enerji kullanılmaktadır. Yenilenebilir kaynakların kullanıldığı santrallerde ise enerji kaynağı olarak kinetik enerji, potansiyel enerji veya yüksek entalpiye sahip bir akışkan enerjisi kullanılmaktadır. Ancak hem sanayide, hem de konut ısıtmasında gerekli olan elektrik enerjisinin ve ısı enerjisinin bileşik ısı-güç üretimi ile aynı kaynaktan karşılanmasının daha verimli olduğu; ayrıca, çevre kirliliğini ve birincil enerji kaynaklarının hızla tüketilmesini de önleyeceği de saptanmıştır.

Gelişmekte olan birçok ülkede, elektrik üretimi için en önemli kaynak termik enerji santralleridir. Güç santraline sağlanan birincil gücün ancak dörtte birinin kullanıcıya elektrik enerjisi olarak ulaştığından, bu yöntem verimsiz sayılmaktadır. Güç üretimindeki kaybın en büyük kaynağı, güç ekipmanlarında uygulanan farklı termodinamik çevrimlerindeki zorunluluklara bağlı olarak, ısının bir kısmının çevredeki suya veya havaya atılmasıdır. Ayrıca, üretim yerinin uzaklığı nedeniyle, ek bir iletim ve şebekeye dağıtım masrafı da olacaktır. Kojenerasyon kavramının temelinde, bölgesel güç üretiminde çevredeki suya veya havaya atılacak olan ısının önemli bir kısmıyla kullanıcıların ısıtma/soğutma talebinin

karşılanması prensibi bulunmaktadır. Bu durumda, çevrimin toplam veriminde kayda değer bir artış sağlanabilmektedir.

Enerjinin etkin kullanımı ve sistemlerdeki verim artışı, enerji üretimi ile tüketiminin maksimum verimle gerçekleştirilmesi ve enerji kayıplarının minimuma indirilmesini, yani enerji tasarrufunu sağlayarak enerji talebini kontrol altına alır. Yüksek enerji verimliliği sayesinde, belli miktardaki enerji ile daha fazla ürün elde edilebilir veya belli miktarda ürün için daha az enerji tüketilebilir. Özellikle büyük tesislerde enerjinin verimli kullanılması ile, enerji maliyeti düşürülebileceği gibi, atık enerjinin geri kazanılması için kurulacak sistemlerin maliyeti de en aza indirilebilir. Ayrıca, fosil yakıtların kullanıldığı tesislerde enerji dönüşümü sırasında çevreye atılan zararlı emisyonlar da azaltılabilir (Büyüktür, 1995).

Bir enerji kaynağının enerji miktarını bilmek, sistemi kurmak için yeterli bilgi değildir; asıl bilinmesi gereken, enerji kaynağının iş yapma potansiyeli yani kullanılabilir enerji miktarıdır (Çengel ve Boles, 1994).

Enerjinin niceliğini yani enerjinin korunumunu ifade eden termodinamiğin birinci yasası, sistemlerdeki kullanılabilir enerjiyi diğer bir ifade ile ekserjiyi belirleyemediğinden, araştırmacılar tarafından yetersiz sayılmıştır. Bundan dolayı, sistemler, enerjinin niteliğini inceleyen termodinamiğin ikinci yasasına göre de incelenmeye başlanmıştır. Çalışmaların çoğunda bir enerji sisteminin yapabileceği maksimum yararlı iş özellikle analiz edilmiş ve sistemin kullanılabilirliği buna göre saptanmıştır. Ekserji analizi olarak adlandırılan ve kaynakların daha verimli kullanılması amacı ile yapılan bu tip analiz ile, kullanılabilir enerji kayıplarının yeri, nedeni ve büyüklüğü saptanabilir. Ekserji analizi birinci yasa yaklaşımının bazı olumsuzluklarını ortaya koyar. Enerji yönünden incelendiğinde, bir gazın ya da sıvının bir vanadan ısı aktarımı olmaksızın geçmesi kayıpsız bir şekilde yer alır; ancak, bunun termodinamik yönden verimsiz olduğu da bilinir. Ekserji analizi bunu kolayca ortaya koyar. Bu tip bilgiler, enerji yönünden yüksek verimli yeni sistemlerin tasarımında ve var olan sistemlerin enerji veriminin artırılmasında kullanılabilir.

Son yıllarda enerji dönüşüm sistemlerine ilişkin bir çok araştırmacı tarafından yapılan ekserji analizi çalışmalarında, sistemlerin gerek verimlilikleri gerekse ekonomik durumları belirlenmiştir. Enerji tüketimi ile ortaya çıkan çevre sorunlarını gidermenin yolları da araştırılmış ve bu sorunlara çözümler önerilmiştir. Bütün araştırmacıların vardıkları ortak noktalar;

- ◆ enerjinin verimli bir şekilde tüketilmesi,
- ◆ yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının yaygınlaştırılması,
- ◆ enerji tüketimi konusunda insanların eğitilmesi,
- ◆ enerji tüketen sistemlerin ekserji açısından analiz edilmesi

gerektiği şekilde özetlenebilir.

Bu çalışmada, var olan bir tesisin enerji veriminin artırılmasında yararlı olacağı düşüncesiyle, 180 MW'lık nominal elektrik çıkışı ile 180 MW'lık ısı enerjisi çıkışı olan ve üç gaz türbini, üç ısı geri kazanım birimi (HRSG), üç havalandırıcı, dört ısı değiştirici, beş yoğuşturucu, bir hava soğutmalı yoğuşturucu ve bir buhar türbininden oluşan İstanbul Esenyurt Kojenerasyon Tesisi'nin ekserji analizi yapılmıştır. Öncelikle her bir birimin ayrı ayrı enerji ve ekserji analizleri yapılmış, buralarda meydana gelen tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri saptanmıştır. Daha sonra, tüm sistem için ekserji analizi yapılmış, ekserji kaybı ve ekserji verimliliği hesaplanmıştır.

2. EKSERJİ

Ekserji terimi, Yunanca ex (dış) ve argon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiş ve ilk kez 1824 yılında Carnot tarafından kullanılmıştır (G.Wall, 1988). Ekserji analizi konusundaki çalışmalar ise Gouy ve Stodola ile başlamıştır. Bu yüzyılın başlarında, Jouguet, Lewiss ve Randall, DeBaufre, Darrieus, Keenan, Lerberghe ve Glansdorf gibi bilim adamlarının termodinamiğin ve ekserji kavramının gelişimine büyük katkıları olmuştur. 1935'de Bosnjakovic, ekserji kavramının sistemlerin termodinamik analizlerinde uygulama çalışmalarını başlatmıştır (Rivero, 1997).

1950'li yılların başlarında, Keller, Keenan, Grassmann, Schmidt, Gibert, Denbigh, Szargut ve Rant tarafından, özellikle kimya mühendisliği sistemlerine ilişkin ekserji kavramı uygulamaları yapılmıştır. Rant, 1956'da ilk olarak "ekserji" terimini kullanmıştır. Bu terim, aynı kavram için kullanılan diğer terimlerden farklı olarak, uluslararası bir kabul görmüştür.

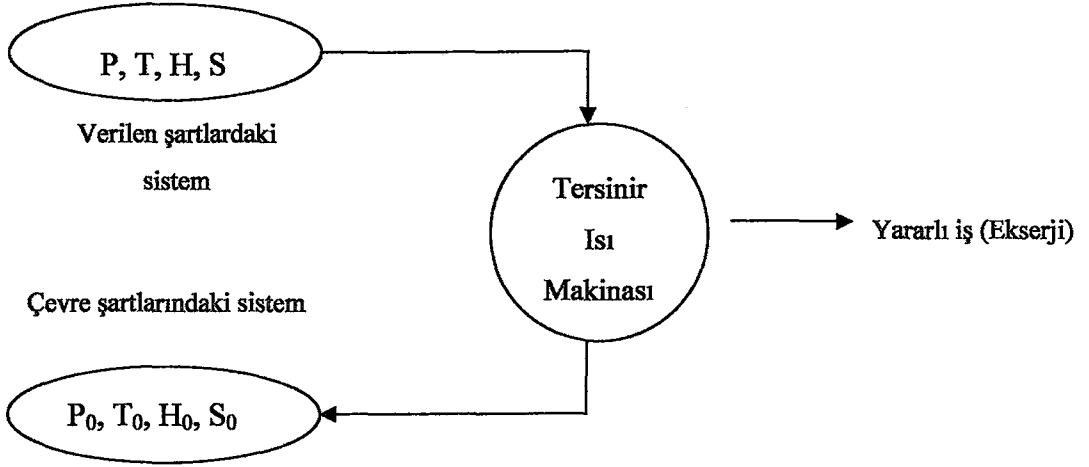
1950'lerin sonu ile 1960'ların başlarından itibaren, Alman okulu (Fratzscher, Gruhn, Baehr, Ahrendts, Knoche ve Tsatsaronis), Fransız okulu (Gibert ve Le Goff), Rus okulu (Brodyanskii, Kalina ve Yantovsky), İngiliz okulu (Gardner, Haywood, Kotsas ve Linnhoff) ve American okulu (Gaggioli, Tribus, El-Sayed, Evans, Reistad, Soma, Bejan, Ahern, Sussmann ve Moran) sayesinde, ekserji kavramının kullanımı çok gelişmiştir.

Rant ekserjiyi, tamamen başka bir enerjiye dönüşen enerjinin bir çeşidi olarak tanımlamıştır (Şekil 2.1) (Szargut, 1988). Baehr ise ekserjiyi, verilmiş bir ortamda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kullanılan enerji olarak ifade etmiştir (Arıkol, 1985). Daha sonraları ekserji, verilen şartlarda, çevre ile aynı şartlara (ölü hal) getirilmesi sonucu bir sistemden elde edilebilecek maksimum iş şeklinde tanımlanmıştır (Kotas, 1995).

Ekserji, sistem halinin çevre haline uzaklığının bir ölçüsüdür. Dolayısıyla, sistemin ve çevrenin birlikte bir özelliğidir. Ancak, çevre belirtildiğinde, ekserjiye sadece sistem özelliklerinin değerleri cisinden bir değer verilebilir; böylece, ekserji, sistemin ekstensif bir özelliği sayılabilir. Ekserji diğer ekstensif özellikler (kütle, enerji ve entropi) gibi sistemler arasında aktarılabilir (Bejan, 1996).

Ekserji, yok edilebilir ve genelde korunmaz. Bir sistemin çevre ile aniden dengeye geldiği ve hiç iş elde edilemediği durum, ekserjinin tamamen yok edildiği, sınır durumudur. Başlangıçta var olan iş yapabilme kapasitesi, ani proseste tamamen harcanır. Ayrıca, böyle ani bir değişikliği sağlamak için iş gerekmediği için, ekserjinin değeri negatif olamaz ve en azından

sıfırdır (Bejan, 1996).



Şekil 2.1 Verilen durum ile çevre şartları arasında çalışan tersinir bir ısı makinası (Çomaklı vd., 2004)

Her fazının intensif özellikleri üniform olan ve herhangi bir proses sonunda fazla değişmeyen, ortamın bir bölümüne çevre denir. Çevrede tersinmezliklerin bulunmadığı, tüm tersinmezliklerin sistem içinde ve onun hemen yakınındaki ortamda bulunduğu kabul edilir. Çevrenin intensif özelliklerinin değişmediği kabul edilse de başka sistemlerle etkileşmelerinin bir sonucu olarak, ekstensif özellikleri değişebilir. Kinetik ve potansiyel enerjiler, tüm kısımları birbirine göre hareketsiz sayılan çevredeki koordinatlara göre değerlendirilir. Dolayısıyla, çevrenin enerjisindeki bir değişiklik, sadece kendi iç enerjisindeki bir değişikliktir (Bejan, 1996).

Ekseji analizi için çevrenin tanımı yapılırken temel ilke, çevrenin tam bir denge durumunda olmasıdır. Bir madde akımının ekserjisi değerlendirilirken, çevrenin ısı ekserjisinin sıfır olduğu ve serbestçe tanımlanan yaygın çevresel maddelerden oluştuğu kabul edilir. Bu yaygın çevresel maddeler, birbirleriyle denge halindedir ve bunların ölü hal durumunda oldukları söylenir (Arıkol, 1985).

Bir sistem ölü halde iken çevresi ile eşit sıcaklık ve basınçtır. Yani çevre ile ısı ve mekanik ya da termodinamik dengededir. Ayrıca, sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Sistem ölü halde iken çevresiyle kimyasal reaksiyona giremez. Sistemin ölü hal özellikleri P_0, T_0, h_0, u_0 ve S_0 'dır. Ölü hal durumunda $P_0 = 1 \text{ atm}$ (101,325 kPa) ve $T_0 = 25^\circ\text{C}$ (298,15 K)'dir (Çengel ve Boles, 1994).

Kısıtlı hal (yarı ölü) durumu, sadece mekanik ve ısı dengenin sağlanması gereken kısıtlı bir

denge şeklidir. Bu durumda, çevre koordinatlarına göre sıfır hız ve yükseklikte, T_0 ve P_0 'da, kütleli akış olmaksızın dolayısıyla sabit miktarda madde incelenir (Bejan, 1996).

Enerjinin faydalı kısmını ekserji oluştururken enerjinin kullanılmayan yani bir başka enerji türüne dönüştürülemeyen kısmı anergi olarak adlandırılır. Dolayısıyla, bütün enerji türleri için en genel ifade şöyle yazılabilir (Szargut, 1988):

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

Elektrik enerjisi ve mekanik enerji gibi enerji türlerinin anergi bölümü sifıra eşittir. Aynı şekilde, çevrenin iç enerjisinin tamamı anergi olduğu için çevre enerjisinin ekserjisi de sifıra eşit olur (Kotas, 1995).

Enerji ve ekserji arasındaki karşılaştırma aşağıdaki Çizelge 2.1'de görülmektedir.

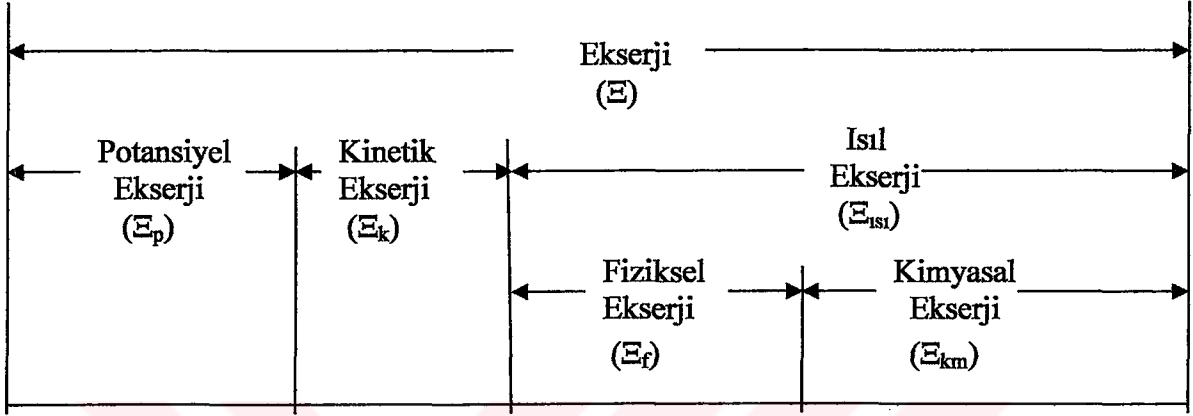
Çizelge 2.1 Enerji ve Ekserjinin Karşılaştırılması (Dinçer, 2000)

ENERJİ	EKSERJİ
Sadece enerji akışı ya da madde akışı parametrelerine bağımlı ve çevre parametrelerinden bağımsız.	Madde ya da enerji akışı parametrelerine ve çevre parametrelerine bağımlı.
Sıfırdan farklı değerlere sahiptir (enerji Einstein'ın ifadesine göre mc^2 ye eşittir).	Sıfıra eşit olabilir (çevre ile dengede, ölü hal durumunda).
Bütün prosesler için termodinamiğin birinci yasası uygulanır.	Sadece tersinir prosesler için termodinamiğin birinci yasası uygulanır (tersinmez proseslerde kısmen veya tamamen tahrip edilir).
Bütün prosesler için termodinamiğin ikinci yasası, enerji dönüşümlerinin yönü ve verimliliğini kısıtlar.	Tersinir prosesler için termodinamiğin ikinci yasası ekserjiyi kısıtlamaz.
Hareket ya da hareket ettirme kapasitesidir.	İş ya da iş yapabilme kapasitesidir.
Bir prosesin toplam enerjisi her zaman korunur	Tersinir bir proseste ekserji her zaman korunur, fakat tersinmez bir proseste her zaman yok edilir.
Niceliğin bir ölçüsüdür.	Niteliğin bir ölçüsüdür.

2.1 Ekserji Bileşenleri

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilim etkileri yokluğunda, bir sistemin toplam ekserjisi, Ξ , şekil 2.2' de görüldüğü gibi, dört bileşenden oluşur: fiziksel ekserji Ξ_f , kinetik ekserji Ξ_k , potansiyel ekserji Ξ_p ve kimyasal ekserji Ξ_{km} (Szargut, 1988).

$$\Xi = \Xi_p + \Xi_k + \Xi_f + \Xi_{km} \quad (2.1)$$



Şekil 2.2 Ekserji Bileşenleri (Szargut, 1988)

Çevreye göre değerlendirildiğinde, bir sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri çevreye göre dengeye getirilirken prensipte tamamen işe dönüşür. Bundan dolayı,

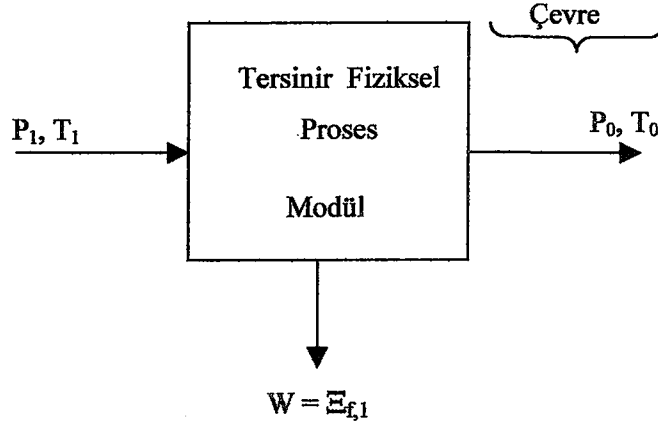
$$\Xi_k = 1/2v^2 \quad (2.2)$$

$$\Xi_p = gz \quad (2.3)$$

Burada, v ve z sırasıyla, çevre koordinatlarına göre hızı ve yüksekliği belirtir.

Çevreye göre hareketsiz olan bir sistemin ($\Xi_k = \Xi_p = 0$) fiziksel ekserjisi (Ξ_f), sistem T sıcaklığı ve P basıncındaki ilk halinden, T_0 sıcaklığı ve P_0 basıncındaki kısıtlı ölü hale geçerken elde edilebilen maksimum teorik yararlı iştir. Kimyasal ekserji (Ξ_{km}) ise, sistem kısıtlı ölü halden, çevre ile tam dengede olduğu ölü hale geçerken elde edilebilen maksimum teorik yararlı iştir (Cornellious, 1997).

Verilen herhangi durumdaki bir sistemin fiziksel ekserjisi Şekil 2.3' de T-S diyagramında gösterilmiştir (Kotas, 1995).

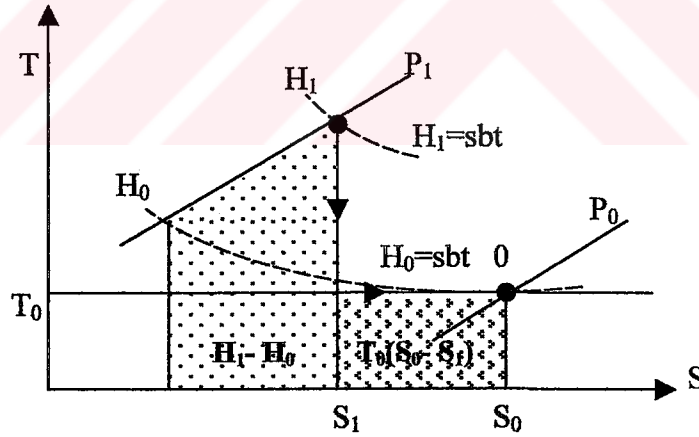


Şekil 2.3 Fiziksel ekserji tayini için tersinir bir modül (Kotas,1998)

Herhangi durumdaki bir sistemin fiziksel ekserjisi Şekil 2.4’ de görüldüğü gibi;

$$E_f = (H_1 - H_0) - T_0(S_1 - S_0) \quad (2.4)$$

Burada, H ve S sırasıyla, sistemin belirli haldeki entalpi ve entropisi; H_0 ve S_0 ise sırasıyla kısıtlı ölü haldeki entalpi ve entropisidir.



Şekil 2.4 Verilen durum ile çevre arasındaki fiziksel ekserji farkı (Kotas, 1998)

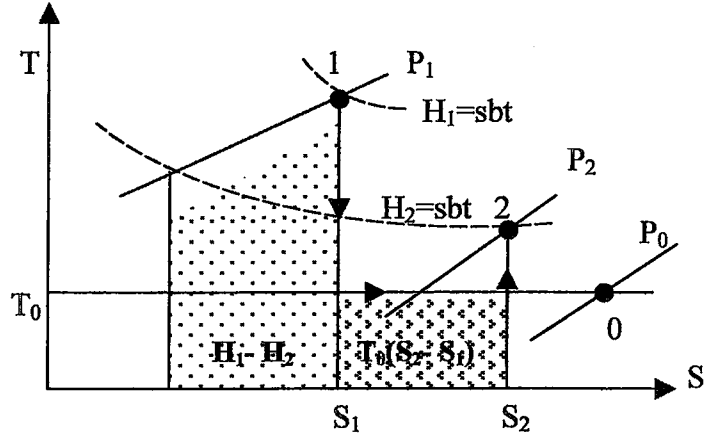
Eğer bir sistemde iki durum arasındaki fiziksel ekserji farkı söz konusu ise, Şekil 2.5’ den;

$$E_{f1} - E_{f2} = (H_1 - H_2) - T_0 \cdot (S_1 - S_2) \quad (2.5)$$

şeklinde ifade edilir.

Fiziksel ekserji aşağıda gösterildiği gibi, iki bileşenden oluşmaktadır.

$$\Xi_f = \Xi^{\Delta T} + \Xi^{\Delta P} \quad (2.6)$$



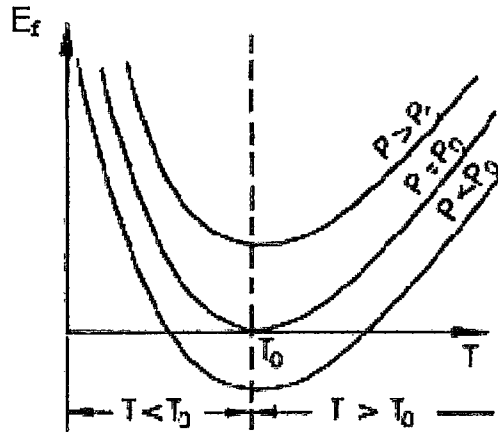
Şekil 2.5 Verilen iki durum arasındaki fiziksel ekserji farkı (Kotas, 1998)

Birinci terim fiziksel ekserjinin ısı bileşeni olup, sıcaklık farkından dolayı ortaya çıkmaktadır ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\Xi^{\Delta T} = \left[- \int_{T_1}^{T_0} \frac{T - T_0}{T} dh \right]_P \quad (2.7)$$

İkinci terim ise basınç bileşeni olup, basınç farkından dolayı meydana gelmektedir. Basınç bileşeni izotermal durumda gerçek gazlar ve sıvılar için kullanılır ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\Xi^{\Delta P} = (H_1 - H_0) - T_0 \cdot (S_1 - S_0) \quad (2.8)$$



Şekil 2.6 Gazlar için ekserji diyagramı (Kotas, 1995)

İdeal gazdan oluşan herhangi bir durumda ve bir sistemin fiziksel ekserjisi Denklem 2.9 ile hesaplanabilir. Şekil 2.6' da ideal gazlar için fiziksel ekserji diyagramı görülmektedir (Çomaklı, Karşı, Çomaklı, Yılmaz, 2004).

$$\Xi_f = [(H-H_0) - T_0 \cdot (S-S_0)] + \sum RT_0 \ln P/P_0 \quad (2.9)$$

Katı veya sıvıdan oluşan herhangi bir durumdaki bir sistemin fiziksel ekserjisi (2.10) eşitliği ile hesaplanabilir.

$$\Xi_f = [(H-H_0) - T_0(S-S_0)] + V(P-P_0) \quad (2.10)$$

Uygun bazı çevre malzemelerinin özellikleri referans alınarak maddelerin standart kimyasal ekserjileri hesaplanmıştır. Standart kimyasal ekserjiler standart çevre (ölü hal durumu) sıcaklığına ($T_0 = 25^\circ\text{C}$) ve basıncına ($P_0 = 1 \text{ atm}$) bağlıdır (Kotas, 1995).

Referans maddeler genellikle üç grupta toplanmıştır;

- ◆ Atmosferdeki gaz bileşenler,
- ◆ Litosferdeki katı maddeler,
- ◆ Hidrosferdeki iyonik ve iyonik olmayan maddeler.

Çizelge 2.2' de bazı maddelerin standart kimyasal ekserji değerleri gösterilmektedir.

Çizelge 2.2 Bazı Maddelerin Standart Kimyasal Ekserjileri (Bejan, 1996)

Madde	Faz	Mol Ağırlığı (kg/mol)	Standart Kimyasal Ekserjisi (kJ/kmol)
Azot N ₂	Gaz	46	639
Karbon dioksit CO ₂	Gaz	44	14176
Oksijen O ₂	Gaz	32	3951
Etan C ₂ H ₆	Gaz	30	1482033
Metan CH ₄	Gaz	16	824348
Su H ₂ O	Gaz	18	8636
Su H ₂ O	Sıvı	18	45

Standart ekserji referans çevrelerinin ortak bir özelliği, havayı temsil etmeyi amaçlayan ve N₂, O₂, CO₂, H₂O(gaz) ve başka gazlar içeren bir gaz fazıdır. Çevre gaz fazında bulunan bir gazın standart kimyasal ekserjisi şöyle hesaplanır: k gazı T_0 ve P_0 'da girer, çevre ile sadece ısı

aktarımı gösteren sistemde izotermal olarak genişler ve T_0 ve $x_k^e P_0$ 'da sistemden çıkar. k gazı, T_0 sıcaklığında ve $p_k^e = x_k^e P_0$ kısmi basıncındadır. Buradaki x_k^e , k gazının çevre gaz fazındaki mol kesridir, e ise çevre için kullanılmaktadır. Maksimum teorik iş genişleme tersinir olduğu zaman elde edilir. Bir mol k gazı başına, kimyasal ekserji şöyle yazılır (Bejan, 1996):

$$\begin{aligned} \Xi_{km,k} &= -RT_0 \ln(x_k^e P_0 / P_0) \\ &= -RT_0 \ln x_k^e \end{aligned} \quad (2.11)$$

Bir gaz karışımının kimyasal ekserjisi ise benzer şekilde bulunabilir:

$$\begin{aligned} e_{km,k} &= -RT_0 \sum \ln(x_k^e / x_k) \\ &= \sum x_k e_{km,k} + RT_0 \sum_N x_k \ln x_k^e \end{aligned} \quad (2.12)$$

Yakıt olan bir maddenin kimyasal ekserjisinin hesabında, o maddenin, standart kimyasal ekserjileri bilinen başka maddelerle tepkimesi ele alınır ve aşağıdaki ifade yazılır:

$$e_{km} = -\Delta G + \left\{ \sum_{\dot{q}} n e_{km} - \sum_g n e_{km} \right\} \quad (2.13)$$

Burada, ΔG , tepkimenin Gibbs fonksiyonundaki değişiklik; n , maddenin mol sayısı; $\dot{q}$, ürün ve g ise giren için kullanılır (Bejan, 1996).

2.2 Ekserji Denkliği

Kapalı bir sistemin ekserji denkliği, enerji ve entropi denklileri birleştirilerek kurulur (Çengel ve Boles 1998).

$$(U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) = \int_1^2 \delta Q - W \quad (2.14)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 (\delta Q / T)_b + S_{tr} \quad (2.15)$$

Entropi denkliği T_0 ile çarpılır ve elde edilen ifade enerji denkliğinden çıkarılır:

$$(U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) - T_0(S_2 - S_1) = \int_1^2 \delta Q - W - T_0 \int_1^2 (\delta Q / T)_b - T_0 S_{tr} \quad (2.16)$$

δQ ile ilgili terimler bir tarafa toplanır; ilgili terimler yerine $\Xi_2 - \Xi_1$ yerleştirilir.

$$(\Xi_2 - \Xi_1) - P_0(V_2 - V_1) = \int_1^2 (1 - T_0/T_b) \delta Q - W - T_0 S_{\text{ür}} \quad (2.17)$$

Böylece, kapalı sistemlerdeki ekserji denkliği aşağıdaki gibi yazılır:

$$\Xi_2 - \Xi_1 = \int_1^2 (1 - T_0/T_b) \delta Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{ür}} \quad (2.18)$$

Ekserji farkı	Isı aktarımı ile ekserji aktarımı ($\Xi_{\text{ısı}}$)	İş aktarımı ile ekserji aktarımı ($\Xi_{\text{iş}}$)	Ekserji tahribi (Ξ_T)
	$\underbrace{\hspace{10em}}$ Enerji aktarımı ekserjisi (Ξ_L)		

veya;

$$d\Xi/dt = \sum_j (1 - T_0/T_j) Q_j - [W - P_0(dV/dt)] - T_0 S_{\text{ür}} \quad (2.19)$$

$$\Delta\Xi = \Xi_{\text{ısı}} + \Xi_{\text{iş}} - \Xi_T = \Xi_L - \Xi_T \quad (2.20)$$

Kütle, enerji ve entropi gibi, ekserji de ekstensif bir özelliktir ve madde akımlarının girdiği (m_g) ve çıktığı ($m_ç$) yerlerde kontrol hacmine veya dışına aktarılabilir. Aşağıdaki (2.21) eşitliğinde kontrol hacmi ekserji denkliği gösterilmektedir (Bejan 1996).

$$d\Xi_{\text{CV}}/dt = \underbrace{\sum_j (1 - T_0/T_j) Q_j}_{\text{Ekserji değişim oranı}} - \underbrace{[W_{\text{CV}} - P_0(dV_{\text{CV}}/dt)] + \sum_g m_g e_g - \sum_ç m_ç e_ç}_{\text{Ekserji aktarım oranı}} - \underbrace{\Xi_T}_{\text{Ekserji tahrip oranı}} \quad (2.21)$$

Burada, g ve ç alt indisleri sırasıyla, giriş ve çıkış için kullanılır.

Kararlı yatışkın halde, $d\Xi_{\text{CV}}/dt = 0$ ve $dV_{\text{CV}}/dt = 0$ dır. Kontrol hacmi kararlı yatışkın hal şekli (2.22) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$0 = \sum_j (1 - T_0/T_j) Q_j - [W_{\text{CV}} - P_0(dV_{\text{CV}}/dt)] + \sum_g m_g e_g - \sum_ç m_ç e_ç - \Xi_T \quad (2.22)$$

Şekil 2.7'de şematik olarak, ısı, entropi ve ekserji aktarımı karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.

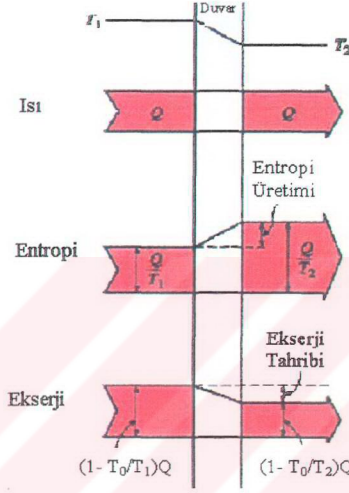
Bir sistemin ekserji kaybı, (2.23) eşitliğinden hesaplanabilir. Denklemden de görüldüğü gibi, ekserji kaybı net entropi değişimi ile çevre sıcaklığının çarpımına eşittir (Szargut, 1988).

$$\Xi_T = T_0 \sum \Delta S = T_0 \Delta S_{\text{ür}} \quad (2.23)$$

Denklemler (2.23) ifadesine Ekserji Kaybı Yasası veya Gouy-Stodola teoremi denir. Ayrıca, ekserji kaybı, (2.24) eşitliğinde ifade edildiği gibi, tersinmezliklerden dolayı kaybedilen işe eşittir.

$$\Xi_T = W_{\text{kayıp}}$$

$$(2.24)$$



Şekil 2.7 Sonlu sıcaklık farkı nedeniyle yer alan ısı aktarımı süresince ekserji aktarımı ve tahribi (Çengel ve Boles, 1998)

2.3 Performans Kriterleri

Sistemlerdeki verimliliğin göstergesi olan performansın iyilik derecesi doğrudan enerji girdisini etkilemektedir. Bundan dolayı, enerji sistemleri için çeşitli performans kriterleri geliştirilmiş ve sistemlerin iyilik dereceleri bu kriterlere göre değerlendirilmiştir.

Isıl sistemlerin ekserji analizi ile birlikte, çeşitli araştırmacılar tarafından termodinamiğin ikinci yasasına dayalı değişik isimlerde yeni performans kriterleri geliştirilmiştir. Bunlar, rasyonel verim, tersinmezlik oranı ve geliştirme potansiyelidir (Szargut 1988). Bir sistemin bu performans kriterleri temelinde performansı aynı ekserji ve tersinmezlik değerlerinden hareketle, hesaplanmaktadır.

2.3.1 Rasyonel verim

Bir sistemden alınan veya arzu edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı olarak tanımlanır. Başka bir tanımla; ürünlerin ekserjisinin, yakıtların ekserjisine oranı rasyonel verimdir.

$$\sum \Delta E_g = \sum \Delta E_q + E_T \quad (2.25)$$

şeklinde verilmektedir. Burada $\sum \Delta E_g$, sisteme giren toplam ekserji transferini, $\sum \Delta E_q$, sistemden alınan toplam ekserji çıktısını ve E_T , sistemin toplam tersinmezliğini ifade etmektedir. Bu ekserji dengesinden hareketle rasyonel verim aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\varepsilon = \sum \Delta E_q / \sum \Delta E_g \quad (2.26)$$

veya;

$$\varepsilon = 1 - E_T / \sum \Delta E_g \quad (2.27)$$

2.3.2 Tersinmezlik oranı

Yapılan çalışmalarda iki farklı tersinmezlik oranı tanımlanmıştır. Bunlardan biri sistemin toplam tersinmezliğinin veya sistemin her bir elemanındaki tersinmezliğin sisteme giren toplam ekserjiye oranıdır. Tersinmezlik oranına aynı zamanda kayıp ekserji oranı da denilmektedir ve bu oran:

$$y = \sum_i E_{T_i} / \sum \Delta E_{x,g} \quad (2.28)$$

bağıntılarından hesaplanmaktadır. Bir sistemde rasyonel verim ve y_i ' lerin toplamı 1' e eşittir.

$$\varepsilon + y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_N = 1 \quad (2.29)$$

bir diğer tersinmezlik oranı ise; sistemdeki her bir elemanın tersinmezliğinin sistemin toplam tersinmezliğine oranıdır ve aşağıdaki gibi gösterilir.

$$y_i^* = \sum E_{T_i} / E_T \quad (2.30)$$

Tersinmezlik oranları kullanılarak bir sistemin benzer veya farklı elemanları arasında performans karşılaştırılması yapılabilir. Bu sayede her bir elemanın ne ölçüde iyileştirilebileceğine karar verme olanağı sağlamaktadır.

2.3.3 Geliştirme potansiyeli

Geliştirme potansiyeli, bir sistemin iyileştirilmesinin ne kadar miktarda ve ne kadar kolay yapılabileceğinin bir ölçüsüdür ve üç kısımdan oluşur: sistemin geliştirilebilme kolaylığını belirleyen bağıl potansiyel ($1 - \epsilon$), sistemin geliştirilebilme derecesinin bir ölçüsü olan mutlak potansiyel (E_T), çevreye atılan ekserjik akımların azaltılması ile sistemin geliştirilebilme derecesini gösteren çevresel potansiyel ($\sum E_A$).

$$G_{\text{pot}} = E_T (1 - \epsilon) + \sum E_A \quad (2.31)$$

3. KOJENERASYON

3.1 Kojenerasyonun Tarihsel Gelişimi

Kojenerasyon teknolojisi, özellikle elektrik üretiminin amaçlandığı, ancak bileşik ısı – güç sisteminde ısı ve elektriğin birlikte üretildiği ve ülkemizdeki uygulamaları gün geçtikçe yaygınlaşan, yeni bir teknolojidir. İlk basit uygulamaları 20. yüzyılın ilk yarısında görülen bu teknoloji ucuz yakıt döneminde terk edilmiş, 1973-1979 petrol krizlerinin ardından geliştirilerek yeniden gündeme gelmiştir (Chamber and Potter, 2002).

Kojenerasyon, 20. yüzyılın başlarından itibaren güç santrallerinin yerleşim birimlerinde kurulması dolayısıyla elektrik üretiminin yanı sıra bölge ısıtmasının da yapılmasıyla başlamıştır. Bölge ısıtmasında konutların ve işyerlerinin ısıtma, sıcak su ve proses ısıları bir veya birkaç merkezden sağlanır. 1940' lı yıllarda yakıt fiyatlarının düşmesiyle çekiciliğini yitiren bölge ısıtmasına olan ilgi yakıt fiyatlarının hızla yükselmesiyle 1970' li yıllarda yeniden uyanmıştır. Kojenerasyon ekonomik açıdan kazançlı olduğundan son yıllarda bu tür bileşik üretim santrallerinin kurulması hızlanmıştır (İnallı, Yücel, Işık, 2002). Kojenerasyonun tekrar önem kazanmasının nedenleri hızla artan elektrik talebi, devletin ek güç üretim kapasitesini finanse etmesindeki zorluklar ve enerji kullanımına bağlı olarak çevre kirliliğini sınırlandırma konusundaki endişelerdir (Horlock, 1995).

Kojenerasyon, merkezi ısıtma uygulamalarının yaygın olarak kullanıldığı ülkelerde daha erken kullanılma ve gelişme olanağı bulmuştur. Yüksek binalarda sıcak su ile ısıtma yapılamaz, bunun yerine alçak basınçlı buhar kullanılarak ısıtma yapılır. Bu yüzden merkezle kullanma yeri arasında yüksek basınçlı buhar tercih edilir. Ayrıca, yaz aylarında büyük klima tesisleri için buhara olan ihtiyaç nedeniyle, bileşik ısı – güç üreten merkezlerin yıllık verimi yüksek olur.

3.2 Kojenerasyonun Tanımı

Kojenerasyon kısaca, enerjinin hem elektrik hem de ısı biçimlerinde aynı sistemde beraberce üretilmesi olarak tarif edilir. Elektrik üretimi sırasında açığa çıkan atık ısıdan yararlanıldığından, iki enerjinin ortak üretimi sırasında, tek tek kendi başlarına ayrı yerlerde üretilmesinden daha ekonomik sonuçlar alınır (Khan and Rasul, 2003).

Kojenerasyon tesisleri, kurulduğu işletmelere şebeke satış fiyatının altında bir maliyetle kesintisiz elektrik üretimi olanağı sağlarken, yılda 400-500 milyon dolarlık bir ulusal yatırım

yükünü azaltır. Kojenerasyon tesisleri enerjinin tüketildiği yerlere kurulduğunda, hat kayıplarında genel olarak %10-%20 arasında değişen azalmalar ile; 500-600 MW'lık enerji tasarrufu yapılabilir. Ayrıca, kojenerasyon tesislerinin verimleri şebeke santrallerinin verimlerine göre daha yüksek olduğundan, yılda 2 milyon TEP (Ton Petrol Eşdeğeri) enerji tasarrufu sağlanır. Bu ise, ülkemizde çıkartılmaya çalışılan doğal gazın miktarının on bir katına eşdeğerdir (Topuz, 1997).

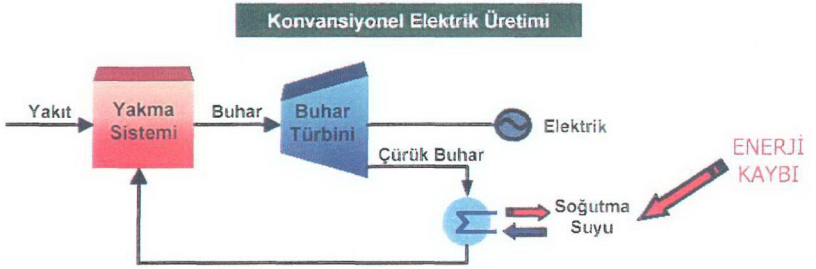
Borusan Güç Sistemleri firmasının yaptığı araştırmaya göre; elektrik kesintileri ve hatların yetersizliğinden kaynaklanan kalitesiz elektrik (büyük voltaj oynamaları) nedeniyle üretim kayıplarına uğrayan, ciddi bakım sorunları ile karşılaşan tüm kuruluşların, bu sorunları yok eden kojenerasyona ilgisi de artıyor. Borusan firmasının, bir firmada yaptığı fizibilite çalışmasında bu kayıpların yıllık 1 milyon Euro'ya ulaşabildiği görüldü (Enerji, 2004).

Elektrik üreten bir gaz türbini kullandığı enerjinin sadece %30-40 kadarını elektriğe çevirebilir. Ancak, bu sistemin “bileşik ısı-güç sistemi” ya da kısaca kojenerasyon şeklinde proses ısıtma ya da soğutmada kullanılması halinde, dışarıya atılacak olan ısı enerjisinin büyük bir kısmı kullanılabilir enerjiye dönüştürülerek, toplam enerji girişinin %70-90' ının değerlendirilmesi sağlanabilir (Şekil 3.1) (Emho, 2003). Kojenerasyon sisteminde, elektrik üretilirken kaybedilen çürük buharın yoğunlaşma ısısı değerlendirilerek, enerji verimliliği artırılır.

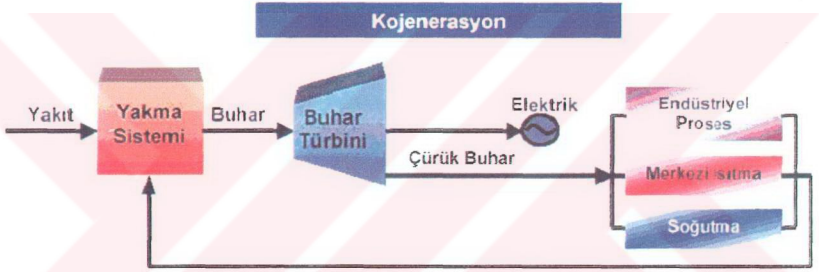
Her iki enerji biçiminin aynı miktarlarda ayrı ayrı üretilmesi için gerekli birincil enerji miktarının, bunların kojenerasyonla üretilmesi durumunda ne oranda azalacağı Şekil 3.2' de gösterilmektedir.

Konvansiyonel sistem ve doğal gazlı kojenerasyon sistemi ile enerji üretimi arasındaki farkların Sankey diyagramı üzerindeki karşılaştırılmasından görüleceği üzere Şekil 3.2; 34 birim elektriksel güce, 53 birim ısı güce sahip olan bir tesisin bu ihtiyaçlarını karşılamak için, konvansiyonel sistemde 159 birim enerji gerekirken, doğal gazlı kojenerasyon sisteminde 100 birim enerji yeterli olmaktadır.

(a)



(b)



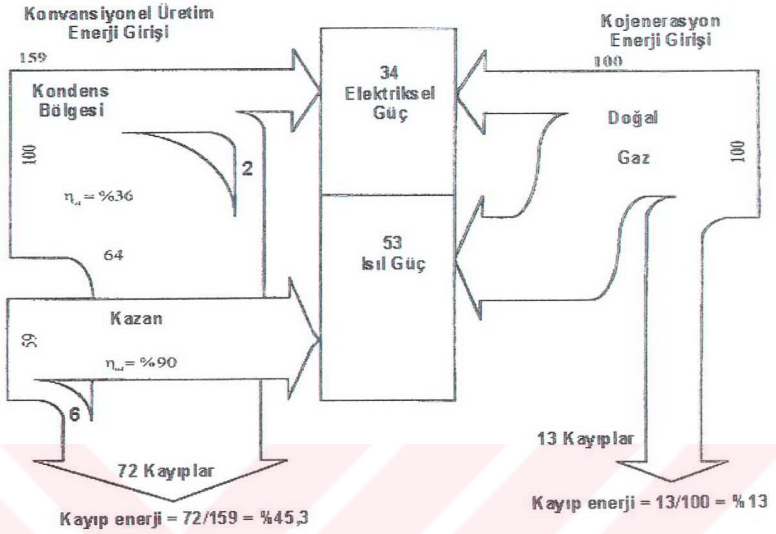
Şekil 3.1 (a) Konvansiyonel elektrik üretimi (b) kojenerasyon (Çengel ve Boles, 1998)

Kojenerasyon, bileşik ısı - güç üretiminin ekonomik öneminin yanı sıra çevreye salınan atıklar yönünden de değerlendirildiğinde, önemi daha da artmaktadır. Elektrik üretimi amacı ile kurulmuş bir santralle kıyaslandığında, hemen hemen aynı miktarda yakıt kullanan bir kojenerasyon santralında, elde edilen her kW enerjiye karşılık çok daha az miktarda CO_2 , NO_x ve SO_2 gazları atmosfere bırakılmaktadır (Dilip,1992).

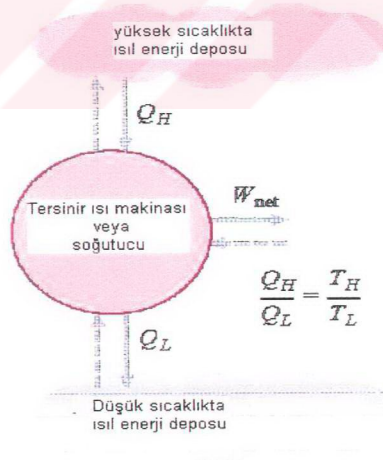
Bir ısı makinasında (Şekil 3.3) üretilen işin (W) alınan ısıya (Q_H) oranı, ısı verim (ϵ) ya da kojenerasyon uygulamalarında 'elektrik çevrim verimi olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi ifade edilir (İnalı, Yücel, Işık, 2002):

$$\eta = W/Q_H$$

(3.1)



Şekil 3.2 Doğal gazlı Kojenerasyon ve konvansiyonel elektrik üretimi ile Sankey diyagramı kullanarak karşılaştırılması (Kolçak ve Gülşen, 1998)



Şekil 3.3 Tersinir ısı makinesi (Çengel ve Boles, 1998)

Konvansiyonel sistemde çevreye atılan ısı (Q_L), kojenerasyon sisteminde kullanılarak, enerjiden yararlanma oranı (EYO) maksimum düzeye çıkartılabilmektedir.

$$EYO = (W + Q_L)/Q_H \quad (3.2)$$

EYO' ya kojenerasyon uygulamalarında toplam verim de denilmektedir. Termodinamiğin birinci yasasına göre EYO, "1" olsa da, uygulamada atık ısının tamamından yararlanılamadığından, bu mümkün olmamaktadır. Bu atık ısıdan doğrudan ısı olarak yararlanılmadıkça, %35-55 aralığında verimler sağlanmıştır. Dünyadaki en iyi örneklerden birisi olmasına rağmen, Ambarlı Birleşik Çevrim Santrali' nda verim değeri %50 civarında kalmaktadır (Külçe ve Topuz 1996). Oysa atık ısıdan yine ısı olarak faydalanılan kojenerasyon sistemlerinde, enerjiden yararlanma oranını (EYO) %80-90'lara dek çıkarmak mümkün olmuştur.

Bileşik ısı-güç santrallerinde üretilen işin (elektrik) faydalanılan atık ısıya oranı, elektrik ısı oranı (EIO) diye tanımlanır ve ısı verimle de gösterilebilir:

$$EIO = W/Q_L = \eta / (1 - \eta) \quad (3.3)$$

EIO, kojenerasyon sisteminin önemli özelliklerinden biri sayılmaktadır. Türbinlerde ise genellikle EIO'nın tersi olan ısı oranı (IO) temel parametrelerden biri olarak verilir (Lucas, 2000).

$$IO = Q_L/W = (1 - \eta)/ \eta \quad (3.4)$$

3.3 Bileşik Isı Güç Üretiminin (Kojenerasyonun) Yararları

Makro düzeydeki yararlar şöyle sıralanabilir:

- ◆ Yüksek birincil enerji kullanım verimliliği sağlanarak, yerel veya ithal edilen enerji kaynaklarında tasarruf,
- ◆ Enerji çevrimi tüketim yerinde gerçekleştirilerek, elektrik enerjisi iletim ve dağıtım kayıplarında azalma,
- ◆ Merkezi santrallara göre daha kısa inşaat ve devreye alma süreleri sağlanarak, elektrik enerjisi arzında hızlanma,
- ◆ Merkezi elektrik santrali ve buhar kazanına göre, üretilen yararlı ısı güç birimi başına çevreye atılan katı, sıvı ve gaz madde miktarında azalma,
- ◆ Elektrik enerjisi az sayıda merkezi santral yerine dağılmış bir şekilde endüstriyel tüketim yerlerinde üretilerek, ulusal güvenliğe katkı.

İşletme bazındaki yararlar ise şöyle özetlenebilir:

- ◆ Toplam enerji giderleri azaltılarak ve dolayısıyla, kalitesini düşürmeden nihai ürünün maliyeti düşürülerek, şirketin rekabet gücünde artma,
- ◆ Enerji temin güvencesi sağlanarak, üretim kesintilerinin yol açtığı ziyanlarda azalma,

3.4 Kojenerasyon Sistemleri

Kojenerasyon, genellikle elektrik ve yararlı ısı (sıcak su veya buhar şeklinde) üretmek için kullanılır.

Kojenerasyon sistemleri için üç yaklaşım vardır (Wilkinson, 1993):

- ◆ Merkezi kullanımlı tesis sistemleri,
- ◆ Endüstriyel tesis sistemleri,
- ◆ Entegre modüler sistemler.

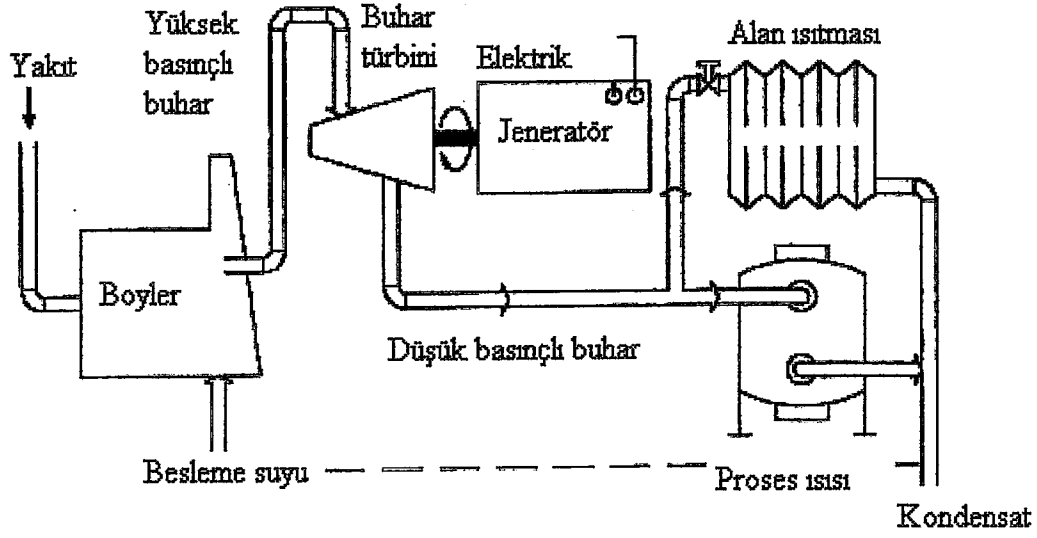
Merkezi kullanımlı ısıtma buharı/elektrik kojenerasyonu ve endüstriyel tesislerdeki kojenerasyon, 50 yıldan fazladır kullanılmaktadır. Ancak, entegre modüler tesisler gibi bazı kavramlar yeni ele alınmaktadır. Bu üç şekildeki kojenerasyon sistemlerinin temel nitelikleri Şekil 3.6'de görülmektedir. Hiçbirinin nitelikleri tam değildir ve çoğu uygulamalarda birbirleri ile kesişebilirler.

• Merkezi kullanımlı tesisler

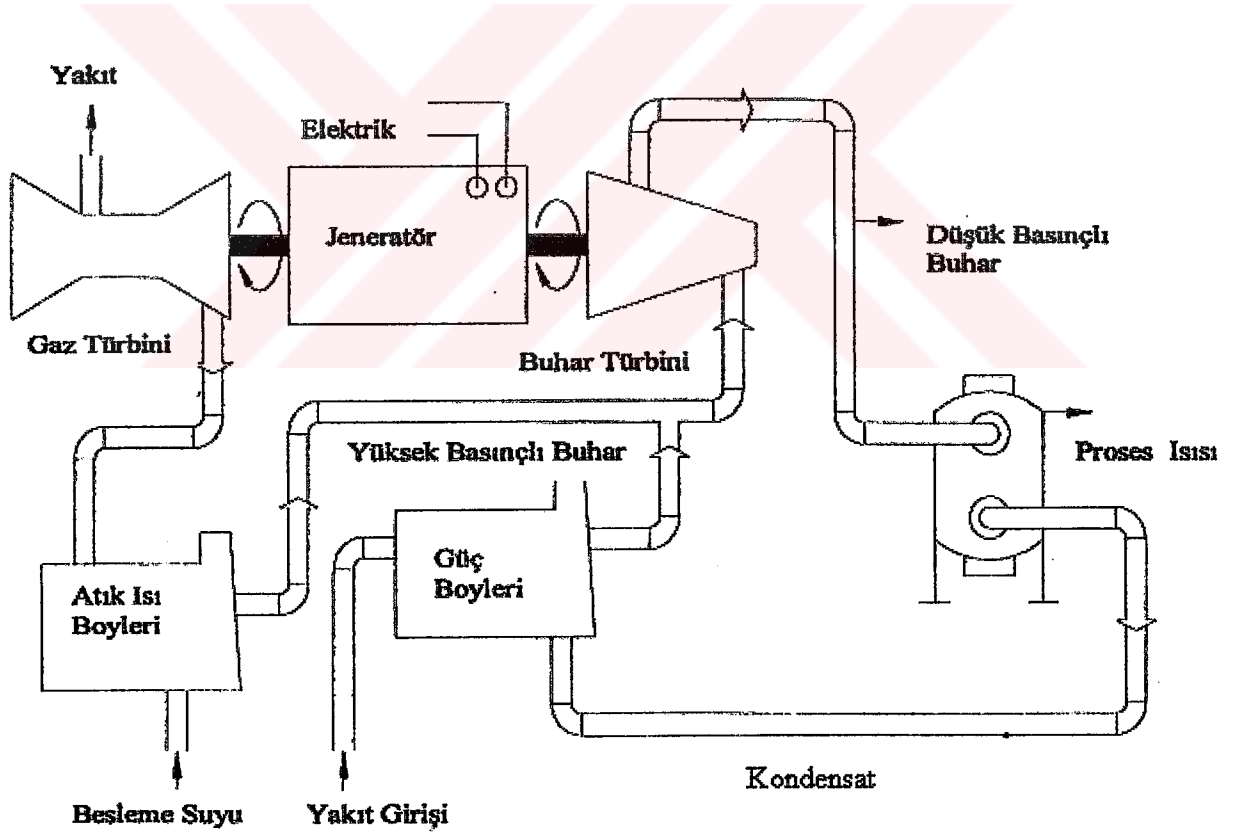
Büyük merkezi güç tesislerindeki kojenerasyon ile, Şekil 3.4'de ticari binalarda ve konutlarda alan ısıtması ve sıcak su, ve endüstriyel tesislerde ise alan ısıtması ve düşük sıcaklıkta proses ısısı sağlanır.

• Endüstriyel tesisler

Kojenerasyon başlıca, iki endüstriyel alanda uygulanabilir: yüksek derecede ısı enerjisi gerektiren (gübre, çelik, çimento, seramik ve cam tesisleri) ve düşük derecede ısı enerjisi gerektiren (kağıt, tekstil, yiyecek ve içecek tesisleri, vs). Örnek olarak, kombine çevrim kojenerasyon sistemi kullanan bir kimya tesisinde (Şekil 3.5) aynı amaçla kullanılan konvansiyonel tesisden %30 yakıt tasarrufu sağlanmıştır.



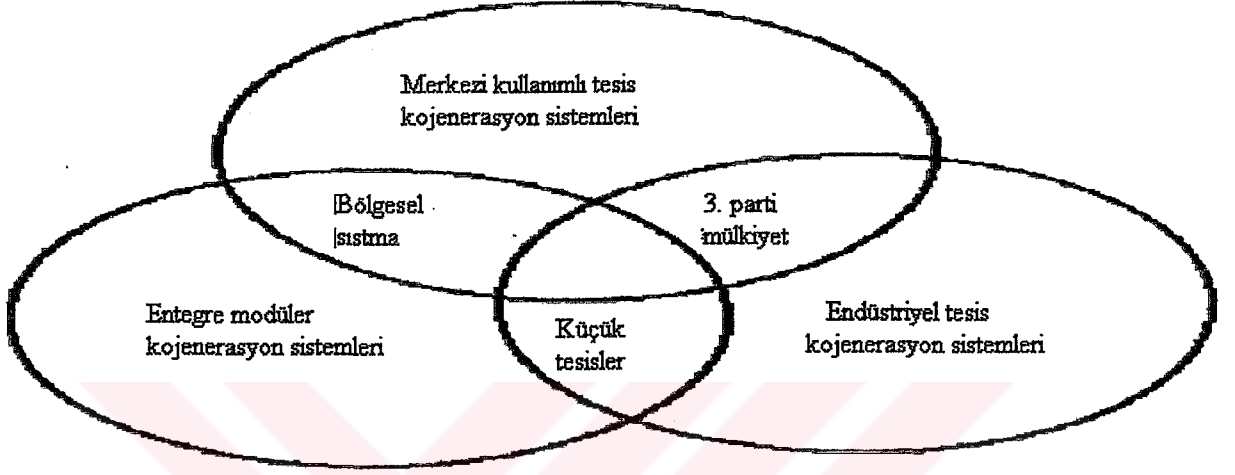
Şekil 3.4 Merkezi tesis kojenerasyon sistemi (Wilkinson, 1993)



Şekil 3.5 Endüstriyel tesis kojenerasyon sistemi (Wilkinson, 1993)

• Entegre modüler sistemler

Elektrik ve ısı üretimi sağlayan çift amaçlı entegre modüler sistemler apartmanlarda, alışveriş merkezlerinde, üniversitelerde ve endüstriyel parklarda kullanılabilir. Ancak, bu küçük sistemler yüksek maliyetlere sahiptir. Küçük boyler ve jeneratörler için birim buhar ya da elektrik çıkışı başına yatırım maliyeti, büyük endüstriyel ya da merkezi sistemlere göre %50-%100 daha fazladır.



Şekil 3.6 Kojenerasyon sistemleri (Wilkinson, 1993)

3.5 Kojenerasyon Teknikleri

Kojenerasyon teknikleri en genel halde üç başlık altında incelenebilir:

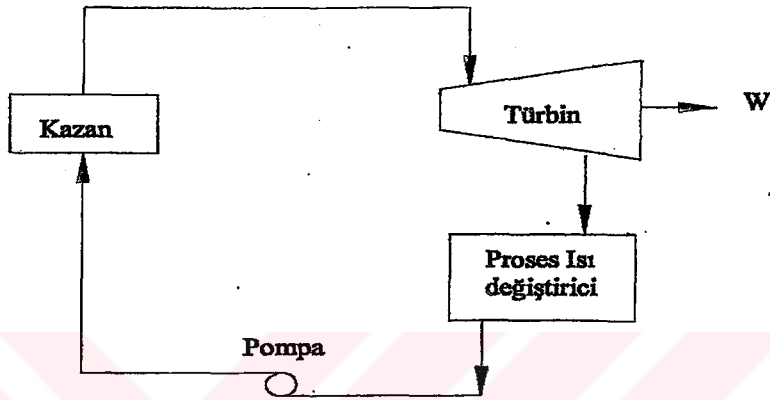
- ◆ Buhar türbinli kojenerasyon,
- ◆ Gaz türbinli kojenerasyon,
- ◆ Motorlu kojenerasyon.

3.5.1 Buhar türbinli kojenerasyon

Buhar türbinli kojenerasyon sistemi, genel olarak bir kazan ve bir karşı basınçlı buhar türbininden oluşur. Bu sistemde, 45-110 bar basıncında 400-500 °C sıcaklıkta buhar üretmek için fosil yakıtlar veya çeşitli atıklar yakılır. Bu yüksek basınçlı buhar, bir rotoru döndürmek üzere buhar türbinine gönderilir. Türbin jeneratörü tahrik eder ve elektrik üretilir. Türbini terk eden daha düşük sıcaklık ve basınçtaki buhar bir proseste kullanılabilir. Karşı basınçlı türbine alternatif olarak, aynı tarzda çalışan ancak endüstriyel bir proseste kullanılmak için orta kademelerde farklı basınç ve sıcaklıklarda buhar çekilebilen, ara buhar almalı türbinler de

kullanılabilir.

Karşı basınçlı türbin, çıkışındaki basıncın yüksek tutulması prensibine dayanır. Türbin çıkışında akışkan, yoğunlaştırucu yerine ısı değiştiriciye girer (Şekil 3.7). Bu sistemler, proses buharı üreten klasik buhar türbinlerinden ve sadece elektrik üreten güç tesislerinden %10-30 daha verimlidir. Buhar türbinleri, gaz türbinleri ya da dizel motorlarına göre, üretilen birim güç başına daha az yakıta ihtiyaç duyarlar. Ancak, birim proses buharı başına diğer iki sistem kadar elektrik üretemezler.

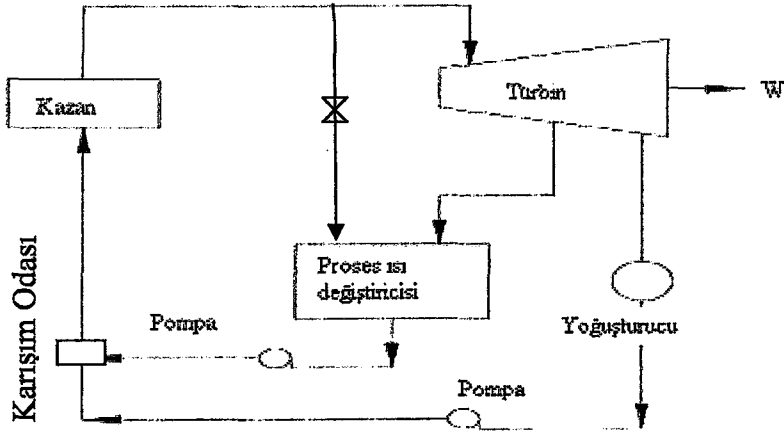


Şekil 3.7 Karşı basınçlı türbinli sistemler (Sucuoğlu, 1999)

Proses buhar ihtiyacının sabit olmaması veya türbin için gerekli miktardan daha az olması durumunda, karşı basınçlı sistemler yerine ara buhar almalı türbinler kullanılır (Enerji, 2001). Ara buhar almalı santrallerde, türbine giren buhar belirli bir basınca kadar genişledikten sonra bir kısmı proses ısı değiştiricisine gönderilir ve burada proses ısı ihtiyacının bir kısmının karşılanmasında kullanılır (Şekil 3.8).

Ara buhar almalı türbinden çekilen buhar miktarı (m) değiştirilerek, sistem değişik ısı elektrik oranı değerlerinde çalıştırılabilir. Dolayısıyla, ısı gereksiniminin değişken olduğu sistemlerde kullanılır.

Buhar türbini, çok yüksek toplam verim, yüksek emniyet, tüm yakıt türlerini kullanabilme, uzun işletme ömrü, geniş aralıklarda güç üretimi gibi avantajları yanı sıra, düşük elektrik /ısı oranı, yüksek elektrik üretimi, yüksek maliyet ve yavaş kalkış gibi dezavantajlara sahiptir.



Şekil 3.8 Ara buhar almalı türbinli sistem (Sucuoğlu, 1999)

3.5.2 Gaz türbinli kojenerasyon

Son yıllarda, geniş ölçekli ısı ve elektriğin birlikte üretildiği sistemlerde gaz türbinleri kullanılır (Şekil 3.9). Gaz türbini, bir veya daha fazla yanma odasında yakılan yakıttan üretilen basınçlı yanma gazları ile rotorun ve buna bağlı şaftın dönmesi ile mekanik güç üretir. Aynı veya başka bir güç türbini de yakma havasını sıkıştırmak için kullanılır (Schoredter, 1993).

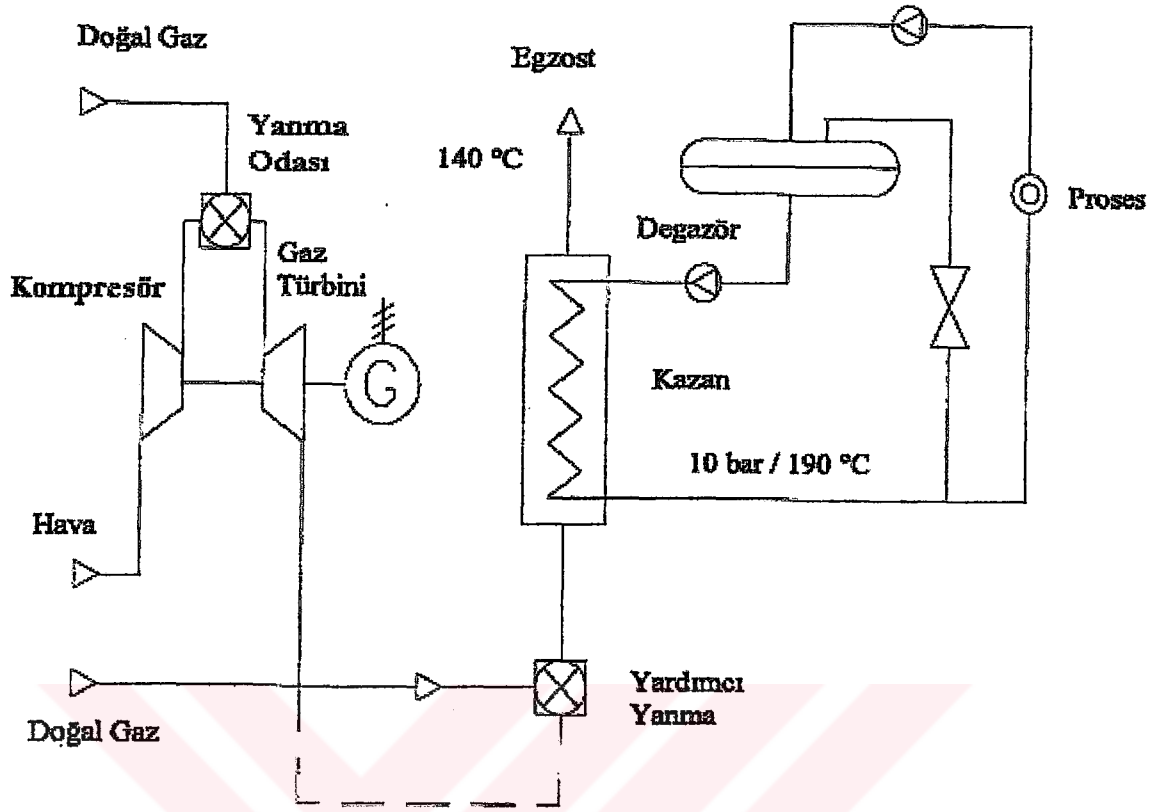
Gaz türbinli basit kojenerasyon sisteminde, yakıt ve hava karışımının (12-35 bar) yanma odasında yakılması ile oluşan gazlar, türbin ve şanzıman aracılığı ile jeneratörü tahrik eder. Böylece, jeneratör elektrik enerjisi elde edilir.

Gaz türbini çıkışında 450-550 °C'de elde edilen yanma gazı bir ısı değiştiriciden geçirilerek (atık ısı kazanı) istenen şartlarda doymuş buhar ve /veya sıcak su elde edilir. Elde edilen buhar ve/veya sıcak suyun doğrudan proseste kullanılması, verimin maksimum olduğu en ekonomik çözümdür (Koçak ve Gülşen, 1998).

Gaz türbinlerinde, birincil enerjinin girdisi temelinde elektrik verimi %30, ısı verimi %60, kayıp ise %10 olmaktadır.

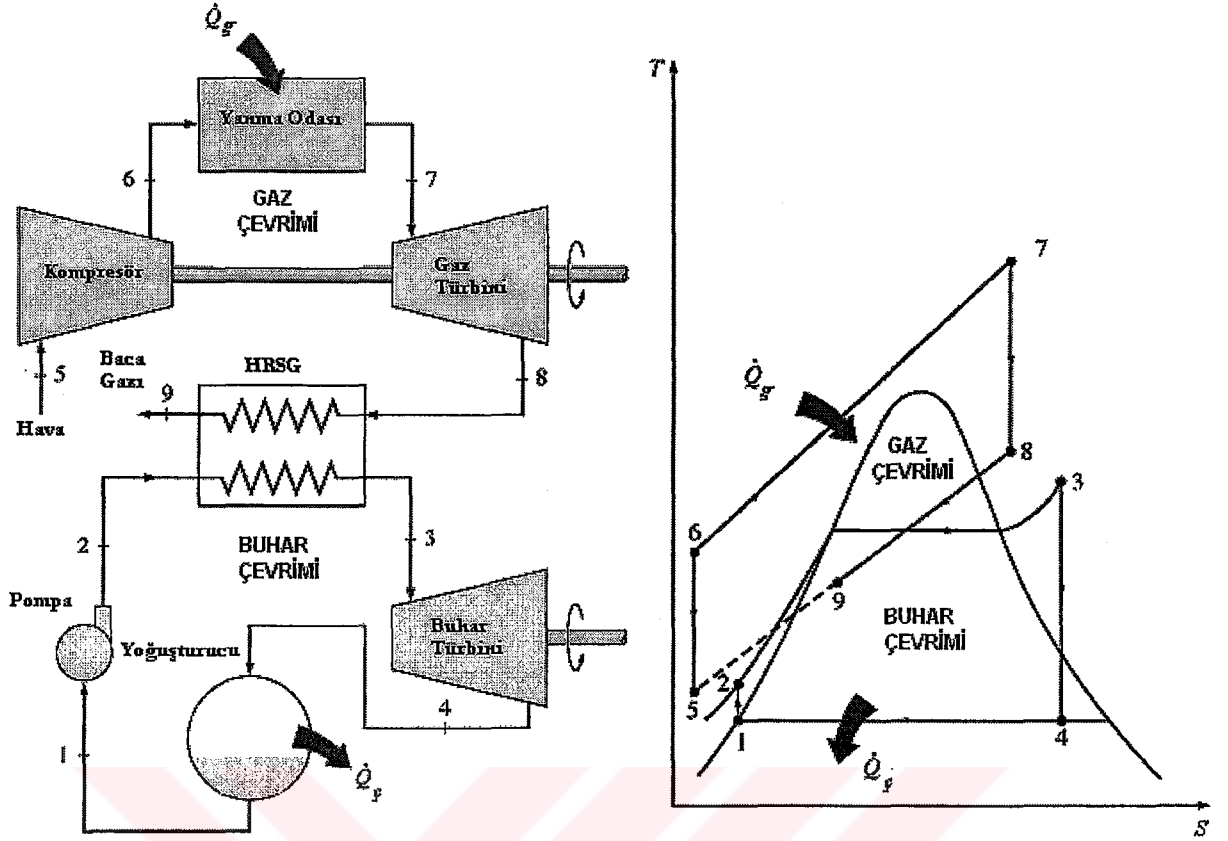
Basit çevrimde yüksek sıcaklıkta elde edilen ısı, buhar üretmek için de kullanılabilir. Üretilen buhar, elektrik üretimini artırmak için bir buhar türbinine kısmen veya tamamen gönderilebilir ki bu tip sisteme kombine sistem denir (Şekil 3.10). Bu yaklaşım gaz türbinli sistemlerde sıkça uygulanır. Gaz türbinleri buhar türbininin gücünü maksimize edecek kadar yüksek basınçta buhar üretirler ve sistemde hala düşük basınçlı buhar ya da onun eşdeğeri sıcak su sağlanabilir. Kombine çevrimlerde yakıt enerjisinin %40'ını ya da daha fazlası elektriğe çevirilebilir. Eğer ilave yanma kullanılıyorsa, kombine sistemde ısı ve elektriğin birlikte çok

esnek üretimi sağlar.



Şekil 3.9 Gaz türbinli sistem (Berkyürek, 2002)

Kullanılır ısı/güç oranı aralığı, gaz türbinlerinin karakteristiklerine bağlı olarak 1,5/1 ile 3/1 arasındadır. Gaz türbini yakıtı yakmak için gerekli olan hava miktarından daha fazlasını içine alır. Bu yüzden yanma gazları fazla miktarda oksijen içerirler. Bu fazla oksijen ile ekstra yakıt yakılabilir. Böylece ilave yanma ile, toplam ısı/güç oranını 10/1' a kadar yüksek değerlere çıkarılabilir. Bu durum sistemde esneklik sağlar ve yüksek sıcaklık uygulamalarında akışkan gaz sıcaklığının artırılmasını mümkün kılar. Gaz türbinleri yüksek güvenilirlikte ve minimum bakım ihtiyacıyla çalışır. Dünyada gaz türbinleri 500 kW' den 20 MW' a kadar geniş bir güç aralığında üretilirler. Ancak, 1 MW' den küçük türbinler, daha düşük verimlilikte çalışırlar ve birim kW başına yüksek yatırım maliyeti gerektirirler.



Şekil 3.10 Gaz ve buhar türbinli kombine sistem (Çengel ve Boles, 1998)

Gaz türbinlerinin başlıca avantajları,

- ◆ Isı/güç oranında işletim esnekliği potansiyeli,
- ◆ Uzun süreli kesintisiz çalışma güvenilirliği,
- ◆ Yüksek kalitede ısı sağlaması elektrik çıkışı frekans kontrolünü yüksek hızlarda da sabit kılma,
- ◆ Yüksek güç ağırlık oranı,
- ◆ Soğutma suyuna ihtiyaç duymama;

dezavantajları ise,

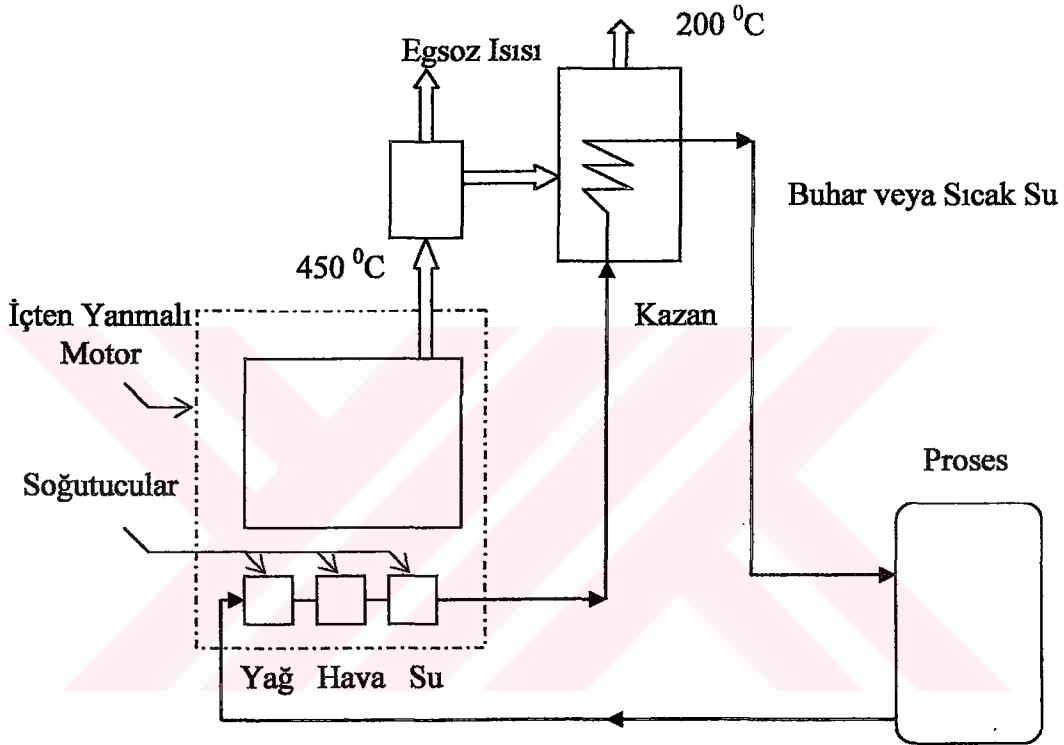
- ◆ Çıkış aralığı içindeki sınırlı ünite hacimleri,
- ◆ Motorlara göre daha düşük mekanik birim,
- ◆ Gaz yanmalı ise yüksek basınçlara ihtiyaç duyma,
- ◆ Yüksek gürültü seviyeleri,
- ◆ Düşük yüklerde verim düşüklüğü

şeklinde sıralanabilir.

Gaz türbinli sistem buhar türbinli sistemden daha fazla yakıta ihtiyaç duyar; ancak, birim proses buharı başına daha fazla elektrik üretir. Kullanılan bazı gaz türbinleri çift yakıtlıdır. Hem doğal gaz hem de petrol türevlerini kullanabilirler.

3.5.3 Motorlu kojenerasyon

Motorlu kojenerasyon sistemlerinde ısı geri kazanımı için iki ısı kaynağı vardır: yüksek sıcaklıktaki yanma gazı ve düşük sıcaklıktaki motor ceket soğutma suyu (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 Motorlu kojenerasyon sistemi (Sucuoğlu, 1999)

Pistonlu motorlar, çeşitli termodinamik ve işletim çevrimlerinde çalışabilirler. Ancak, motora karakteristik özelliğini veren basit üç işlem vardır: yakıt bir silindir içerisinde tutuşturulur, yanar ve yanma sırasında oluşan gazlar genişler; genişleyen gaz bir pistonu sıkıştırır ve gaz içerisindeki enerji mil gücüne dönüşmüş olur; son olarak, piston ile mil arasındaki bağlantı nedeniyle, pistonun doğrusal hareketi mil kolunun çevirme hareketine dönüşür.

Pistonlu bir gaz motorunda, yakıtın enerjisinin (birincil enerjinin)

- ♦ %35 – 40' ı mekanik güce,
- ♦ %30 – 35' i motor ceket ısısına,

- ◆ %25 – 30’u yanma gazı ısısına,
- ◆ %7 – 10’ u ise radyasyonla kayıp enerjiye dönüşmektedir.

Bu tip sistemlerde kullanılabilir ısı/güç oranı temel olarak 0,5/1 ile 2/1 arasındadır. Yanma gazı geniş ölçüde fazla hava içerir. İlave yanma mümkündür ve ısı/güç oranını 5/1’e kadar çıkarabilir (Schroedter, 1993).

Daha düşük sıcaklıkta ve miktarda, atık ısı sağladıklarından dolayı, özellikle elektrik ihtiyacı ısı ihtiyacından daha fazla olan (yani elektrik ısı oranı yüksek) endüstriyel uygulamalarda, toplu konut, tatil köyleri, büyük oteller gibi sıcak su ve soğutma gereksinimi olan uygulamalarda, motorlu kojenerasyon sistemleri optimum çözümler sunmaktadır.

Gaz motorunda ortaya çıkan ve kojenerasyon amaçlı sisteme verilen ısı enerjisi üç unsurdan elde edilir: Gaz motorunun yağlama yağı devresi, yanma gazları ve şarj havası, silindir bloğu soğutma devresidir. Yağlama yağları, bu amaçla kullanılsın veya kullanılsın, 120 °C’ ye kadar sıcak su formunda bir ısı kaynağı oluşturur. Öte yandan, egzoz gazlarının sıcaklığı yaklaşık olarak 400 °C’ ye kadar çıkabilir.

Ateşleme sistemlerine göre kıvılcım ateşlemeli (Otto) ve basınçlı (Dizel) olmak üzere iki tip motor vardır.

• Kıvılcım ateşlemeli motor (Otto motoru)

Otto motorunun karakteristik özelliği, ateşleyicinin besleme biriminde oluşan hava ve yakıt karışımını kıvılcım ile tutuşturmasıdır. Yanan yakıt genişler ve pistonu güç uygulayarak onu harekete geçirir; böylece, iş icra edilmiş olur (Lindberg, 1999).

Bu tip motorun ana avantajı soğutma suyunun 120 °C’ ye kadar yüksek sıcaklıklara çıkmasıdır. Enerji üretim tesislerinde, otto motoru, ateşlemeli sisteme çevrilmiş bir benzin motoru veya bir dizel motordur. Gaz motorları için güç değerleri, 20 kW ile 1,5 MW arasında değişmektedir. Dizel motorlarından çevrilmiş olan ateşlemeli motorların doğal gazla çalıştıklarında, 5 kW ile 4 MW arasındaki kapasiteleri vardır. Otto motorlarının çalışma hızları, 750-3000 devir/dak arasındadır; elektrik verimleri ise %25-35’ tir (Lindberg, 1999). Soğutma ve egzost ısıları seri olarak bir atık ısı kazanında geri kazanılır ve düşük basınçlı buhar ya da orta/düşük sıcaklıkta sıcak su elde edilir. Bu tip motorlar benzin ve doğal gaz gibi yakıtlarla çalışırlar ve küçük ve basit tesislerde kullanılırlar. Biyogazlar ve benzer olarak geri kazanılmış gazlar da kullanılabilir; ancak, düşük kalorifik değerlerinden dolayı, motor çıkış değerlerinde düşüş olur.

• Dizel motoru

Otto motorundan farklı olarak, dizel motorunda yakıtı ateşlemek için dışarıdan sağlanan kıvılcım kullanılmaz. Bunu yerine, yakıt, havayla karışacağı silindirlere enjekte edilir ve pistonlar yakıt/hava karışımını basınç altına aldığı anda oluşan ısı ile ateşlenir. Dizel motorları genel olarak iki tiptedir: 2-stroklı ve 4-stroklı. 2-stroklı motor, her devirde gelen tek ateşleme özelliği ile belirgindir; 200 devir/dak' nın altında çalışan ve %45-53' lük yüksek elektrik kapasitesi ile 1-50 MW'lık çıkış sağlar. 4-stroklı motorda ateşleme birer devir aralıklarla meydana gelir; 400-2000 devir/dak arası hızda çalışır ve %35-45 arası elektrik verimiyle birkaç kW ile 20 MW arası çıkış değerlerinde görev yaparlar (Unescap, 1998). Dizel motorları, dizel, mazot, LPG ve doğal gaz gibi birçok farklı yakıtla çalışabilirler.

Motorların avantajları;

- ◆ Geniş yük aralığında bile yüksek güç verimliliği,
- ◆ Yüksek elektrik /ısı oranı,
- ◆ düşük maliyet,
- ◆ Uzun işletme ömrü,
- ◆ Talepteki dalgalanmalara göre esneklik;

dezavantajları ise,

- ◆ Geri kazanılan ısı değerlendirilmezse bile soğutulma zorunluluğu,
- ◆ Düşük güç/ağırlık oranı ve dengeleme kuvvetlerinin dayanıklı tesislere ihtiyaç göstermesi,
- ◆ Yüksek bakım maliyeti

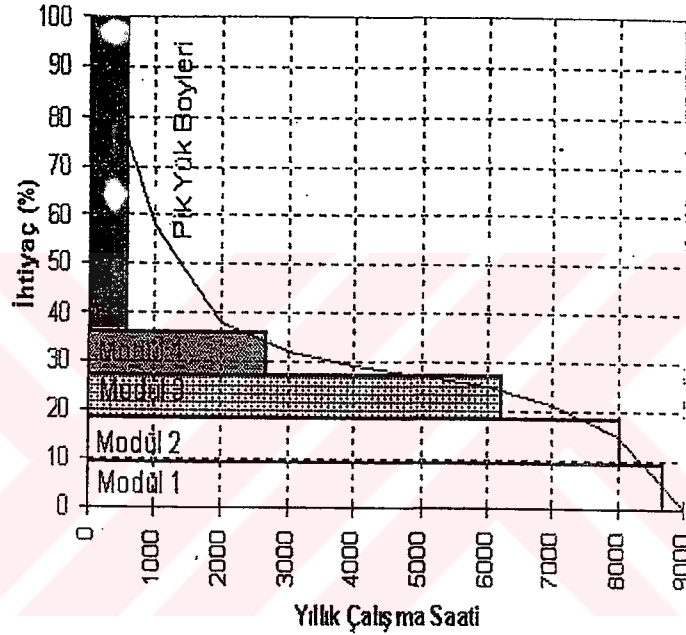
şeklinde sıralanabilir.

3.6 Kojenerasyon Tekniği/Seçimi

Kojenerasyon amacıyla uygulanacak teknik ve sistem tipi, maliyet, toplam verimlilik ve özellikle kullanıcının gereksinimleri dikkate alınarak, uygun bir şekilde seçilmelidir. Kojenerasyon oldukça büyük bir yatırım gerektirdiği için sistemin teknik yönden fizibilitesinin ayrıntılı olarak yapılması çok önemlidir. Bu fizibilite sonuçları, maliyet ve kaliteden dahi önce gelebilmektedir. Uygun sistem seçimi aşağıdaki parametrelere göre yapılır (Koçak ve Gülşen, 1998).

3.6.1 Yük durumu

Tüketim bölgesinin ısı ve elektrik yük eğrilerine göre seçim yapılabilir. Eğer yük eğrisi çok dengesiz oluyorsa; yani yük değerleri günün, haftanın, yılın çeşitli zamanlarında çok farklılık gösteriyorsa, tüketim birden fazla modül ile karşılanır. Böyle bir yük eğrisi Şekil 3.12’ de görülmektedir. Gaz türbinleri ve gaz motorları sabit miktarda yüklerle çalışmak üzere tasarlanmıştır. Ancak, yükteki bir azalma gaz türbinini daha çok etkiler. Yük azaldığı zaman toplam verim, özellikle elektrik verimi hızla düşer. Örnek olarak, gün içinde 400kW, gece ise 200kW elektrik enerjisi ihtiyacı olan bir hastanedeki elektrik tüketimini karşılamak üzere, 200kW’lık iki gaz motorunun kullanılması çalışma rejiminin daha verimli olmasını sağlar.



Şekil 3.12 Tipik bir yıllık yük eğrisi (Koçak vd., 1998)

3.6.2 Elektrik ısı oranı

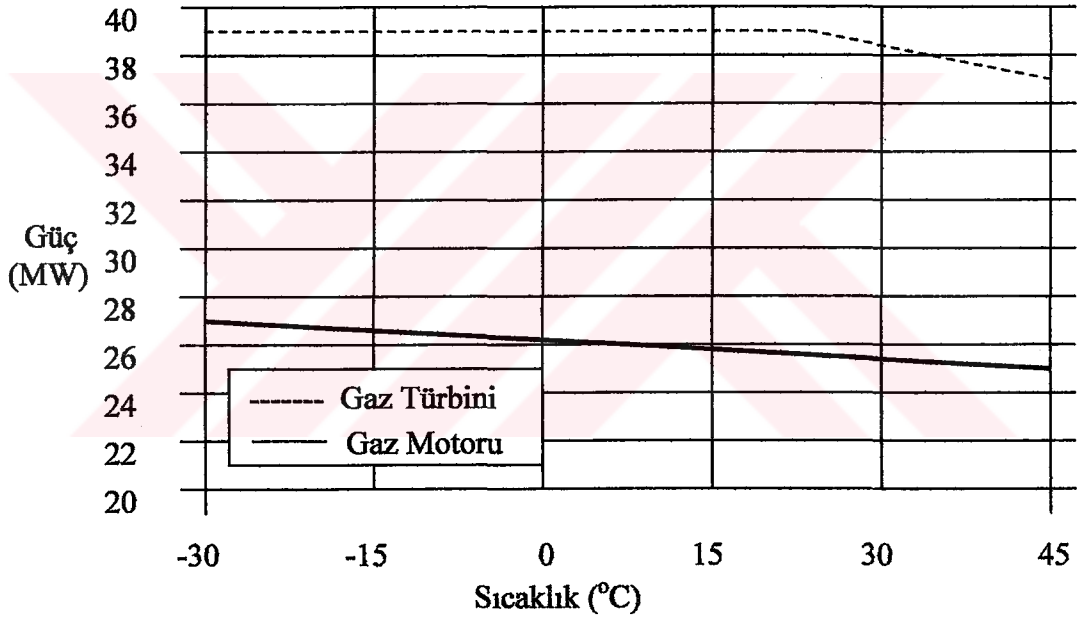
Termik ve mekanik güç ihtiyaçları seçim parametrelerinin en önemlilerindendir. Sağlıklı bir seçim için yıllık, yoksa aylık ya da haftalık bazda tüketim değerleri tespiti yapılmalı, bunlar grafiklere dökülmelidir. İlk olarak, yıllık ortalama elektrik tüketimine bakılır ve atıl kapasite yaratmayacak şekilde bu tüketimin az altında kalacak bir kapasite seçilir. Birinci amaç, elektrik tüketimine yönelik kapasite belirleme olmalıdır. Santralin elektrik kapasitesi belirlendikten sonra, ısı tüketim verilerine bakılır. Bu veriler hangi sisteme uygun ise o sistem seçilebilir.

Gaz türbini ile yapılan kojenerasyon sistemlerinde, elektrik ısı oranları 0,40-0,50

civarlarındadır. Yani toplam enerji çıkışının %34' ü elektrik enerjisi, %53' ü ısı enerjisidir. Gaz motorları ile yapılan uygulamalarda ise elektrik ısı oranları 0,75 - 0,80 civarındadır. Yani toplam enerji çıkışının yaklaşık %40' ı elektrik gücü olarak elde edilirken, %50' si termik güç olarak geri kazanılabilir. Kojenerasyon sistemlerinin bu temel ayrımından dolayı, tüketim bölgesinin özelliğine yani hangi oranda ısı ve elektrik ihtiyacı bulunduğuna göre seçim yapılır (İnalı, 2002).

3.6.3 Çevre sıcaklığı

Gaz motorları yüksek sıcaklıklarda bile elektrik verimini korurken, 40 °C ve üzerindeki sıcaklıklarda, gaz türbinlerinin verimi %15-20 kadar düşer. Şekil 3.13'ye göre, gaz türbininin elektrik verimindeki azalma -30 °C' den +15 °C' ye kadar sabittir. Ancak daha yüksek sıcaklıklarda eğrinin eğimi artar.



Şekil 3.13 Gaz türbini ve gaz motorunun çevre sıcaklığına göre verim değişimleri (Koçak, 1998)

3.6.4 Çalışma durumu (başlatma sayısı)

Başlatma ve durdurma sayısındaki sıklık gaz türbini daha fazla etkiler. Başlatma ile çalışma modunda yükü kabul edecek aşamaya kadar geçen zaman süresi gaz türbininde daha fazladır. Bu değer gaz türbininde 15 - 17 dakika iken, gaz motorunda 2-3 dakikadır. Gaz motorlarının çalışma ömrü daha fazladır ve bakımı daha kolaydır.

Gaz motoru için minimum 4 barlık gaz basıncı gerekirken, gaz türbininde 16-20 bar basınç gerekir. Sonuç olarak, gaz motorlarının daha kolay devreye alınabilmesinden dolayı, senelik başlatma sayıları fazla olan işletmeler için gaz motoru kullanımı kaçınılmaz hale gelir.

3.6.5 Toplam sistem kapasitesi

Kojenerasyon sisteminde ihtiyaç duyulan güçler büyüdükçe, seçim, gaz türbininden yanadır. Uygulamalarda, genellikle 2,5 - 3 MW seviyesinin altındaki kapasiteler için gaz motorları, üzerindeki kapasiteler için ise gaz türbinleri kullanılır.

3.6.6 Elektriğin kalitesi

Elektrikteki frekans ve gerilim hassasiyetinin yüksek olduğu işletmelerde, teknolojinin karlılığına ya da şebeke elektriğinin sürekliliğine bakmaksızın, kojenerasyon yatırımı zorunlu hale gelebilir. Özellikle hassas elektronik cihazların bulunduğu tesislerde, frekans ve gerilim değerlerinin toleransı çok azdır. Tesiste bu türden sorunlar varsa kojenerasyon kaçınılmaz olur ve tolerans miktarı azaldıkça, sistem seçimi gaz motorundan gaz türbinine doğru kayar.

3.6.7 Yakıt tipi

Çeşitli nedenlerden dolayı, kojenerasyon sisteminde kullanılması düşünülen yakıt türlerine göre de sistem seçimi yapılabilir. Bazı uygulamalarda birden fazla, örneğin iki veya üç yakıt tipi kullanılabilirken, bazı tesislerde doğrudan yakıt tipinden yola çıkılarak sistem seçimi yapılabilir. Çöplük gazı veya arıtma gazı ile çalışan sistemler buna örnek olarak verilebilir.

Türkiyede, özellikle doğal gaz kullanılan yerlerde, sistem çok ekonomik olabilir ve yatırımın geri ödeme süresi iki yıl ya da daha kısa olabilir.

3.7 Kojenerasyon ve Ekserji Analizine İlişkin Yapılan Çalışmalar

Moran ve Scuibba (1994), ekserji konusundaki çalışmaları tarayarak ekserji çeşitlerini tanımlamıştır. Ayrıca, ekserji analizinin prensiplerini ve pratik temel bağıntılarını ortaya koyarak ekserji çeşitleri için bağıntıları ayrı ayrı çıkarmıştır.

Tekin (1996) yaptığı çalışmada, Erzurum Şeker fabrikasının ekserji analizini yapmıştır. Bu amaçla, sistemin matematik modelini kurarak her bir alt ünite için ekserji bant diyagramı oluşturmuştur. Enerji ve ekserji kayıp miktarları ile yerlerini belirlemiştir. Ayrıca, yapısal bağ katsayıları ile tesisin üniteleri arasındaki etkileşimleri incelemiştir. Sonuçta, bazı proses değişkenlerinin uygun şekilde ayarlanması ile ekserji kaybında % 26'lık bir azalmanın

mümkün olacağını belirlemiştir.

Tsatsaronis ve Moran (1997)'in bir çalışmasında , ekserji verimi, kayıp ekserji miktarı, ekserji kayıp oranı, kayıp ekserji maliyeti, eksergoekonomik faktör ve ilk yatırım maliyeti gibi termoeconomik değişkenleri kullanarak kojenerasyon sisteminde minimum maliyet analizi yapılmıştır. Bu çalışmada, türbinden elde edilen elektriğin maliyeti 18,76 \$/GJ olarak hesaplanırken, ısıtma amaçlı kullanılan sıcak suyun maliyeti 27,23 \$/GJ olarak hesaplanmıştır.

Campo ve Cerqueira (1998), şeker fabrikasında bulunan kojenerasyon sisteminde eşitlik yöntemini kullanarak sistemin her bir birimindeki çıktılar için ekserji ve maliyet analizi yapmıştır. Özellikle büyük tersinmezliklerin olduğu birimlerde maliyetin de arttığı ve bundan dolayı, sistemin ürün maliyetinin arttığı belirlenmiştir.

Doldersum (1998), ekserji analiz programı yardımı ile rafinerideki her bir biriminin enerji ekserji kayıplarını hesaplamıştır. Yapılan çalışmada rafinerideki ekserji kayıplarında %70 azalma sağlanacağı ve bu sayede önemli oranlarda yakıttan tasarruf edileceği belirlenmiştir.

Kim ve Kwon (1998)'in yaptığı çalışmada, kojenerasyon sisteminde ekserji ve ekonomik analiz birlikte kullanılarak, sistemden elde edilen elektriğin ve ısıнын maliyetleri hesaplanmıştır. Ayrıca, değişik yük durumlarında, kimyasal, ısı, mekanik, elektrik ve buhar ekserji maliyetleri hesaplanarak, en düşük ekserji maliyetinin %100 yük durumunda olduğu tespit edilmiştir.

Torres ve Gallo (1998), 200 MW elektrik enerjisi ve saatte 2100 ton buhar üreten bir kojenerasyon santralinde birinci yasa ve ekserji verimlerini hesaplayarak birimlerde meydana gelen tersinmezlikler hesaplanmıştır. Bu çalışmada, sadece güç üretimi için enerji verimi %9,62, ekserji verimi %8,96; kojenerasyon durumunda için ise enerji verimi %88,4, ekserji verimi %38,75 olarak bulunmuştur.

Arena ve Borchiellini (1999) tarafından yapılan çalışmada, ısı güç üreten bir tesisde farklı üretim yöntemlerine dayanılarak termoeconomik analiz yapılmıştır. Burada, ekserji akışları (mekanik, ısı, fiziksel ve kimyasal ekserji) kullanılarak sistemdeki alt elemanlar ve sistemin tamamı için ortalama ekserjik maliyet hesaplanmıştır.

Erlach ve Valero (1999)'nun yaptığı çalışmada, termoeconomide yaygın olarak kullanılan matematiksel bağıntılar ve standartlar ile, yapısal teori, geliştirerek kojenerasyon sisteminde uygulanmıştır. Bu çalışmada ayrıca, bir termoeconomik hesap yöntemi ile tesis analiz edilmiş

ve gerçek bir enerji sisteminde termoekonomik çözümlemenin kolay bir şekilde yapılabileceği gösterilmiştir.

Dinçer (2000) çalışmasında, soğutma sistemleri için enerji ve ekserji analizini bir örnekle göstermiştir. Çalışmada ayrıca, enerji ve ekserji kavramları üzerinde karşılaştırmalı bir yaklaşımla bilgiler sunulmuştur.

Guaribell ve Nebra (2000), gaz türbinli kojenerasyon santralini enerjetik, ekserjik ve termoekonomik açıdan analiz etmişlerdir. Bu çalışmada, tesisin her bir birimi için ekserjik türün maliyetleri çıkarılarak tüm sistem için ekserji ve maliyet analizi yapılmıştır.

Verkhivker ve Kosoy (2001)'un yaptığı çalışmada, Rankin buhar güç santralleri ekserji ve ekonomik açıdan analiz edilerek her iki santral için ekserji kayıpları, enerji verimi ve ekserji verimi hesaplanmıştır. Rankin buhar güç santralinde, kimyasal ekserjinin %62,03'lük kısmı tersinmezliklere harcandığı tespit edilmiştir.

Bileşik ısı güç santralleri ve ekserji hakkında pek çok çalışmalar yapılmıştır. Enerjinin verimli kullanılmasının yanında, ekonomik kullanılması da gerekmektedir. Bundan dolayı, enerji sistemlerinin verimliliği, ekonomik parametreler de dikkate alınarak incelenip analiz edilmelidir. Son yıllarda, "eksergonomi veya termoekonomi olarak adlandırılan ekserji bazlı ekonomik analiz alanında yapılan çalışmalar artmış ve bu konuda oldukça fazla makale yayınlanmıştır. İnalı (2002), tarafından yapılan çalışmada, GAP bölgesinde kojenerasyon sistemlerinin teknik ve ekonomik açılardan uygunluğu araştırılarak, GAP bölgesi için önemi vurgulanmıştır. GAP bölgesinde uygulanacak kojenerasyon sistemlerinin, enerjinin verimli kullanılmasına ve çevre sağlığına katkısı olacağı ifade edilmiştir.

Song ve Kim (2002), 150 MW'lık bir gaz türbini tesisinde ekserji analizine dayalı bir performans analizi yapılmıştır. Gaz türbin tesisinin bütün birimleri için türbinin farklı yük durumlarında ekserji kayıp oranlarını hesaplamıştır. Bu çalışmada, örneğin yanma odasının ekserji kayıp oranı yük durumuna göre, % 28,3 - %41,6 arasında değiştiği belirlenmiştir.

Tsatsaronis ve Park (2002) tarafından yapılan çalışmada, ısı sistemlerinin maliyet etkinliği ve termodinamik performansları incelenmiş, sistemin geliştirilebilme potansiyeli araştırılmıştır. Bir kojenerasyon tesisi örnek alınarak, bu tesisdeki kompresör, türbin, ısı değiştirici ve yanma odası için önlenebilir ekserji kayıpları ve yatırım maliyetleri incelenmiştir.

4. KOJENERASYON TESİSİNİN TANITIMI

İstanbul'un hemen dışında kurulmuş olan ve Doğa Enerji A.Ş'ye ait olan Esenyurt Kojenerasyon Tesisi, 180 MW'lık nominal elektrik enerjisi ve 180 MW'lık ısı enerjisi üretebilen bir ısı ve güç tesisidir. Burada üretilen elektrik ulusal elektrik şebekesine, ısı ise yerel (konut) ısıtma ağına verilir. Bu tesiste aşağıda adı geçen ekipman birim ve sistemleri bulunur Şekil (4.1) (Eertink ve Jager, 1997):

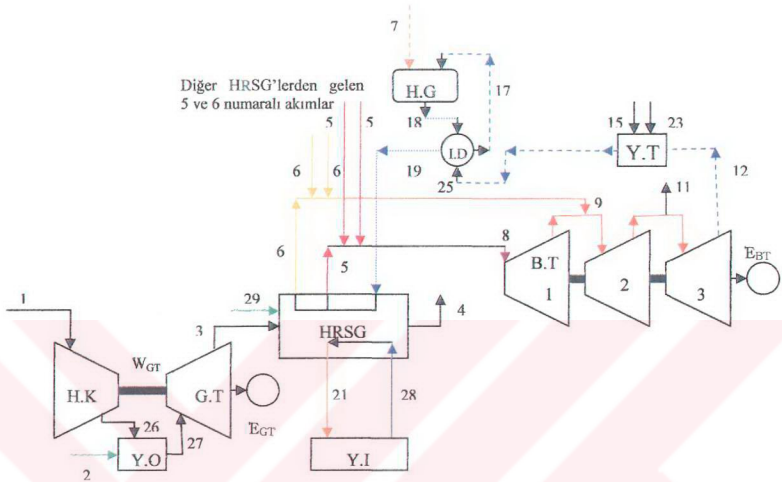
- ◆ 3 adet gaz türbini / jeneratör birimi,
- ◆ 3 adet ısı geri kazanımı buhar üreticisi (HRSG),
- ◆ 1 adet buhar türbini / jeneratör birimi,
- ◆ 1 adet hava soğutmalı yoğuşturucu,
- ◆ 1 adet sıcak su kaynatıcısı,
- ◆ 3 adet havalandırıcı,
- ◆ ısı değiştirici ağı,
- ◆ konut ısıtma sistemi,
- ◆ yakıt besleme sistemleri,
- ◆ su hazırlama ve besleme sistemleri,
- ◆ atık muamele sistemleri,
- ◆ iklimlendirme sistemleri,
- ◆ hava besleme sistemleri,
- ◆ yangın söndürme sistemleri,
- ◆ elektrik sistemi,
- ◆ tesis kontrol sistemi.

Tesisin güvenilirlik gereksiniminin bir sonucu olarak, çoklu gaz türbini düzeni seçilir. Ağır yük gaz türbini seçimi, gerekli olan elektrik üretimi yanı sıra, 180 MWth'lık maksimum kojenerasyon tesisi ihtiyacı ile örtüşen ısı miktarı temelinde yapılmıştır.

Bu tip gaz türbini seçimi sonucu olarak elde edilebilecek maksimum ısı çıkışı bellidir. Maksimum ekstraksiyon akışı, toplam tasarım düşük basınç (LP) buhar akımına eşit değil, fakat %10 daha küçüktür.

Ulusal elektrik şebekesine bağlı olan ve bu nedenle yedekleme kapasitesi mevcut olan elektrik üretimine zıt olarak, bu tesis için gece gündüz ısı sağlayabileceği kabul edilir. Bu da yerel ısıtma tesisleri için temel bir operasyon koşuludur. Bu yaklaşım ve aynı zamanda, güç sağlama zorunluluğunu yerine getirebilmek için, elektrik üretiminin maksimum elde

edilebilme avantajı, üçlü paralel gaz türbini/ HRSG ünitelerinin konfigürasyonu için ana sebeplerdir. Bunun anlamı, tüm ısı kapasitesine ve elektrik üretimi kapasitesinin 2/3'üne ulaşabilme olasılığı çok yüksektir.



H.K : Hava Kompresörü
G.T : Gaz Türbini
B.T : Buhar Türbini
Y.O : Yanma Odası
HRSG: Isı Geri Kazanımı Buhar Üreticisi

L.D : Isı Değiştirici
W_{GT} : Gaz Türbini Gücü
W_{BT} : Buhar Türbini Gücü
Y.I : Yerel Isıtma
H.G : Havalandırıcı (Dearatör)
Y.T : Yoğuşma Tankı

Akım 1 : Hava

2 : Doğal gaz

3 : Yanma gazı

4 : Baca gazı

5 : Yüksek basınçlı buhar

6 : Düşük basınçlı buhar

7 : Düşük basınçlı buhar

8 : Yüksek basınçlı buhar

9 : Düşük basınçlı buhar

10 : Düşük basınçlı buhar

11 : Düşük basınçlı buhar

12 : Düşük basınçlı buhar

13 : Su

14 : Su

15 : Su

16 : Su

17 : Su

18 : Su

19 : Su

20 : Su

21 : Su

22 : Su

23 : Su

24 : Su

25 : Su

26 : Basınçlı hava

27 : Yanma gazı

28 : Su

29 : Doğal gaz

Şekil 4.1 Kojenerasyon tesisinin genel akım şeması

Bu tesis için ve dolayısıyla yardımcı sistemler için temel yaklaşımı, sistemin sürekli olarak kısmen ya da tam kapasitede operasyon içinde olduğu varsayımına dayanır.

Ayrıca, gaz türbinlerinden herhangi birinin çalışmıyor olması durumunda, ısı üretim kayıplarını kompanse edebilecek tamamlayıcı ateşleme seviyesi, üç buhar kazanına yüklenmiştir. Yaz zamanında, en yüksek kapasitenin beklenmeyen periyotlar süresince, düzenli bakım yaptırılır.

Ekonomik ve verim açısından bakılarak, tek bir buhar türbini seçildi. Bu tip uygulamalar için buhar türbinleri çok güvenilir ve çok az rutin bakım isterler. Buhar türbininin, durması veya bozulması durumunda baypas edilebilir ve buhar, düzeltici (reformer) istasyonları su ısıtıcılarına verilir. Buhar üretimi DH sisteminin tüketiminden fazla olursa, fazla buhar türbini hava soğutmalı yağışturucuya (ACC) verilir. Buhar türbini ACC' den bir vana ile ayrılır ve bu şekilde buhar türbini bakımı rahatça yapılır.

Optimum çevrim verimliliği nedeniyle iki adet DH yoğunlaştırıcısı uygulanır. Bu şekilde, HT yoğunlaştırıcısı veya LT yoğunlaştırıcılarından biri arızalandığı takdirde bypass edilebilir ve diğer yoğunlaştırıcılar görevi devralabilir.

Şebeke bağlantısı kesilip dış güç temini arızalandığı takdirde, tesis, yerel ısıtma sistemine ısı dağıtımını sürdürmek için, bağımsız modunda çalıştırılabilir. Bu durumlar için, gaz türbinleri dizel motorları ile donatılmıştır.

Tesis, sürekli olarak kontrol edilerek minimum yakıt tüketimi ile maksimum elektrik enerjisi üretecek şekilde işletilir. Bunun yanı sıra, yerel konut ısıtma sistemi için değişken miktarlarda gerekli olan ısıyı sürekli olarak verir. Bundan dolayı, tesis sürekli olarak maksimum kapasitede çalışan bir sistem sayılmaktadır.

Ancak, ürettiği elektrik TEAŞ' yüküne tabi olduğundan, tesis kapasitesinin azaltılması gereken durumlar olacaktır. Bu durumda, belli bir kapasitede tesis verimini optimize etmek için, gaz türbinleri sırayla kapatılır.

HRSG'li gaz türbinleri ve buhar türbinleri normal bir operasyonda iken doğal gaz yakıldığında, elektrik şebekesine elektrik sağladığında ve dış DH sistemine maksimum ile minimum değerler arasında ısı akışı sağladığında, sistem normal çalışmada sayılır. Bir, iki, ya da üç gaz türbini/HRSG kombinasyonlarının çalıştığı durum ile bir veya iki DH yoğunlaştırıcunun çalıştığı durum arasında bir ayırım vardır. Tesisin elektrik çıkışını artırmak veya yüksek yerel ısı ihtiyaç durumunda ortaya çıkan elektrik gücü kayıplarını telafi etmek

için, kanal yakıcı kullanabilir.

Dizel yakıt ile çalışmak, belli kısıtlamalara uyulduğu özel bir işlem olarak düşünülür.

Elektrik çıkışı, tesisin temel yükü ile %20'si arasında değişir. Tesis, yük sevkiyatına maruz kalır. En az bir gaz türbininin her zaman çalıştığı akılda tutularak, geri kalan zamanda tesis temel yük bazında çalışır. Bu yaklaşık olarak yılda 8000 saate eşittir.

Tesis yük sevkiyatı koşulları altında çalışırken bazı şartlar sağlanmalıdır. Bunlardan en önemlisi, tesisin dış yerel ısı ağındaki ısı ihtiyacını karşılamasıdır. Diğer bir şart, tesisin ulusal elektrik şebekesinin voltaj ve frekansının kontrolünde önemli bir rol oynamasıdır. Bu çerçevede, tesis NLDC tarafından istenen yüklerde çalışabilmelidir.

4.1 Gaz Türbini / Jeneratör Birimleri

General elektrik ruhsatlı Thomassen International tarafından imal edilen PG6551 (B) tipi bu ekipman seti iki kısımdan oluşur. Bunlardan biri türbinlerin olduğu bölüm, diğeri ise diğer yan ekipmanların yer aldığı bölümdür. Gaz türbinlerinden elde edilen nominal çıktı 40 MW' tır. Bu türbinlerin dönme hızları 5114 devir/dak' dır. Bu hızı 3000 devir/dak' ya düşürebilmek amacı ile jeneratörün gerektirdiği bir dişli çark donanımı mevcuttur.

Girişte bulunan filtreden süzülen hava 17 kademeli bir kompresör ile sıkıştırılır. 10 bölmeli bir yanma haznesine yönlendirilir ve bu haznede yakıt ile karıştırılarak yakılır. Yanma işlemi tamamlandığında, yanma gazları 3 kademeli bir türbine geçerek genleşir.

Gaz türbinlerinde doğal gaz genelde yakılır. NO_x emisyon şartlarına uymak için, gaz türbinlerinde kuru düşük NO_x yakma sistemi bulunur. Eğer doğal gaz beslemesi kesilirse, gaz türbinleri dizel yağ ile ateşlenir. Gaz türbinlerinde dizel yağı kullanıldığında, su enjeksiyonu ile NO_x emisyon şartları sağlanır.

Bu güç tesisinde gürültü kirliliğini önlemek üzere, gaz türbini / jeneratör ekipmanları ayrı bir akustik düzenek içerisine yerleştirilmiştir. Bu akustik düzenekte havalandırma, aydınlatma ve yangın söndürme ekipmanları da bulunur.

Gaz türbini jeneratörleri, GEC Alsthom tarafından imal edilmiştir. Hızları 3000 devir/dak ve normal işleme koşullarında güç faktörleri 0,9' dur.

Genelde gaz türbinleri temel yük şartlarında çalışır. Bu yolla, maksimum çıktı ve maksimum elektriksel verim elde edilir.

4.2 Isı Geri Kazanımlı Buhar Üreticileri

Gaz türbinlerinden çıkan gazlar, baca gazı kanalıyla HRSG'ye atılırlar. HRSG'ler yatay yerleştirilmiş, doğal sirkülasyonlu ikili basınç tipi ekipmanlardır. Bu düzeneklerin tamamlayıcı yakma ekipmanları da bulunmaktadır. Bu ek düzenek, yüksek basınçta, ısıtıcı II ile yüksek basınç buharlaştırıcısı arasına yerleştirilmiş üç adet kanal yakıcıdan oluşmaktadır. Hem doğal gaz hem de dizel yağı ile ateşlenebilen bu düzeneklerin maksimum kapasitesi her HRSG başına 27,5 MW'tır.

Türbinlerden dışarıya atılan gazların akış şartları gaz türbinin yükü ile çevre koşullarına bağlı olarak değişir.

HRSG'lerdeki ısıtma yüzeyleri aşağıda yer aldığı gibi sıralanmaktadır (gaz akışı yönünde):

- ◆ Yüksek basınç kızdırıcısı II
- ◆ Düşük basınç buharlaştırıcı ekranı
- ◆ Yüksek basınç kızdırıcısı I
- ◆ Düşük basınç buharlaştırıcısı
- ◆ Yüksek basınç ekonomizeri II
- ◆ Düşük basınç kızdırıcısı
- ◆ Düşük basınç buharlaştırıcısı
- ◆ Düşük basınç ekonomizeri ve yüksek basınç ekonomizeri I
- ◆ Konut ısıtma sistemi

Kondensatı ısıtmak ve havalandırmak için gerekli olan buharın miktarını azaltmak için kondensat, havalandırıcıdaki kaynatıcı besleme suyunu ısıtma ortamı olarak kullanarak bir dış ön ısıtıcıda ısıtılır. Bu şekilde tesisin elektrik verimliliği artırılır.

Isıtma sisteminin amacı, yanma gazlarında var olan ısıyı maksimumu kullanılarak, HRSG'lerin ısı verimliliklerinin artırılmasıdır. Bu sebeple, ısıtma sisteminde dönen soğuk su, öncelikle yanma gazlarını yaklaşık 80 °C sıcaklığa soğutacak şekilde yönlendirilir. Bu şekilde elektrik verimliliğini de arttırmaktadır. Çünkü ısıtma suyunu ısıtmak için buhar türbininden çekilen buharın miktarı azalır.

4.3 Buhar Türbini / Jeneratör Birimi

Buhar türbini General Elektrik tarafından tasarlanmış ve Thomassen International şirketleri tarafından imal edilmiştir. Buhar türbininden elde edilen nominal çıktı 72 MW' tır. Tek bir üniteden kontrolsüz girdi/çıkı ve kontrollü çıktı olan bir yoğunlaşan buhar türbininden

oluşmaktadır. Birleşik girdi/çıkış kısmı HRSG'nin LP bölümü ile aynı basınçta işlem görmektedir. Eğer çıkış amaçlı olarak kullanılmakta ise, yüksek sıcaklık konut ısıtma yoğunlaştırıcısına besleme yapar. Basınç 1,75 bar civarında olması sağlanmaktadır. Buhar türbininin dönme hızı 3000 devir/dak düzeyindedir.

Buhar türbinine ait olan elektrik jeneratörü GEC Alsthom tarafından imal edilmiştir. Hızı 3000 devir/dak, güç faktörü normal işlem koşullarında 0,9'dur.

LP buhar sistemi 6 barlık sabit bir basınçta işlem görür. Bu basınç hava soğutmalı yoğunlaştırıcunun, buhar jeti hava enjektör sistemi tarafından istenmektedir.

4.4 Hava Soğutmalı Yoğuşturucu

Hava soğutmalı yoğuşturucu (ACC), buhar türbini akışındaki ve/veya buhar türbinine atlama sistemindeki buharın yoğunlaştırulmasını sağlayan birimdir. Hava burada soğutucu ortamdır. Hava dış yüzeyi üzerinden geçirilir ve bu sayede buharında kanatçıklı borularda yoğunlaşması sağlanır. Buhar yoğunlaşır ve yoğunlaşan tankına geri döndürülür ve kaynatıcı besleme suyu olarak kullanılır.

Kanatçıklı boru elementleri iki çatılı bir yapıda yerleştirilir. Her çatı 5 adet modül içerir. Her modülde aksenal akış fanı ve 8 adet kanatçıklı boru demetleri bulunmaktadır. Bu şekilde hava soğutmalı kondenser biriminde (8-10) 80 adet kanatçıklı boru demetleri bulunur. Her demette 220 adet tek yönlü geçişli karbon çeliği kaplı oval kanatçıklı borular bulunur. Bu borular 4 paralel sıra şeklinde yerleştirilmiştir. Türbini terk eden buhar aksenal olarak türbinden çıkar ve ikiye ayrılır. Bir kısmı kanatçıklı boruların yer aldığı 8 adet yoğuşturucu modüllere aktarılır. Bu yoğuşturucu modüller paralel akışlı yoğuşturucular olarak çalışır. Başka bir deyişle, buhar ve kondensat (yoğuşan) aynı yönde akar.

Geriye kalan buhar, yoğuşturucu modüllerin alt kısmından, karşıt akışlı bir şekilde yoğunlaşır, iki geri akış modüllerine verilip yoğunlaştırılır. Bu düzenekte, buhar yukarıya doğru akar ve yoğunlaşan aşağıya doğru akar. Bu düzenek içerisinde sıcak buhar yoğunlaşan ile temas edebilir ve bu durum donma riskini ve aşırı soğumayı minimuma indirir.

Hava soğutmalı yoğuşturucudan (ACC) alınan yoğunlaşan tankta toplanır.

Yoğuşmayanlar bu yoğunlaştırma sisteminden geri akışlı modüllerin tepesinden alınır ve buhar jeti hava enjektör sistemi ile dışarıya atılır.

Bu ACC' ye bağlanmış 4 adet buhar türbini atlama sistemi bulunmaktadır:

- ◆ Ana HP buhar türbini atlatması (bypass)
- ◆ HP başlatma atlatması
- ◆ Ana LP buhar türbini atlatması
- ◆ LP başlatma atlatması

4.5 Konut Isıtma Sistemi

Esenyurt kojenerasyon güç tesisi, tesisinin civarında bulunan Esenyurt ve Boğazköy yerleşim yerlerine, sıcak su şeklinde ısı enerjisi de sağlamaktadır. Bu amaçla, güç tesisi ekipmanlarının bir kısmı ısı üretmek için tahsis edilmiştir. Güç tesisi alanındaki yerel ısıtma sistemi esas olarak aşağıdaki kısımlardan oluşmaktadır:

- ◆ Basınçlandırma sisteminde genleşme tankları,
- ◆ 3 adet %50'lik yerel ısıtma sirkülasyon pompası,
- ◆ ilgili her bir HRSG' deki yerel ısıtma bobinleri,
- ◆ düşük sıcaklık yerel ısıtma yoğunlaştırıcıları,
- ◆ yüksek sıcaklık yerel ısıtma yoğunlaştırıcıları,
- ◆ sürekli yardımcı kaynatıcı tesisi.

Elektrik ile yerel ısı üretimini beraber yapan bir tesis ya da kojenerasyon tesisi için ekonomik açıdan yapılacak değerlendirme, esas olarak elektrik kazancı ve ısı üretimine ilişkin arz/talep durumu temelinde yapılır.

Yerel ısıtma sistemine verilecek olan ısı, iklimsel koşullara ve gün içindeki zamana bağlı olarak değişen talep değerleri temelinde kontrol edilir. Bunların yanında, güç üretme tesisini maksimum verimde çalıştırmak için ekonomik yönden bir teşvik vardır. Bu gereksinimler kojenerasyon tesisi için başlıca iki önemli seçeneği ortaya koyar:

Seçenek A: Tam yoğunlaşmalı, sürekli çalışan bir tesis: burada, bir miktar ısı bir buhar türbininden alınabilir ve DH ısı değiştiricisine beslenir. Arta kalan atık ısı su ya da hava soğutmalı bir yoğunlaştırıcıda alınır.

Seçenek B: Aç-kapa döngüsü içerisinde çalışan tam bir kojenerasyon tesisi: burada, buhar türbininden çıkan buhar yerel ısıtma sistemi ile soğutulan bir ya da iki yoğunlaştırıcıya verilir. Bu durumda, geniş aralıklı bir ısı toplayıcısı ısı gereksinimindeki değişimlere cevap verebilir. Bu ise, kojenerasyon tesisine ekonomik ve teknik açıdan kabul edilebilir bir aç/kapa döngü frekansı sağlar.

Bu projede sürekli elektrik üretimi çok önemli olduğu için, gün içerisinde elektrik

kullanımının en çok olduğu saatlerde elektrik üretimi için bir teşvik verilmediği ve gece ya da hafta sonlarında kapatılması gerekli olmadığından, tasarım, A seçeneğine göre yapılmıştır. Isıl enerjiyi sürekli ve istenilen kapasitede üretmek de tesis zorunluluğudur. Bu sebepten dolayı, kojenerasyon tesisinin tasarımı, üretilen elektriğin kısmen ya da tamamen şebekeye verilmesine bağlı olarak, ısıl enerji üretimi ile tanımlanır.

Dış yerel ısıtma ağının kesin boyutu ve yapısı bilinmemektedir.

Sürküle edilen yerel ısıtma suyu akış miktarı oldukça fazladır. Bundan başka, ısı üretiminin kontrolünün DH su akışı değiştirilerek yapıldığı kabul edilir. Geniş bir operasyon aralığında optimum pompa verimine ulaşabilmek için, pompalar %50 kapasitede çalıştırılmak üzere üç birime ayrılmıştır. Bunlardan bir tanesi değişebilen hızlarda çalışırken, diğer ikisi de temel yükte ya da destekçi birim olarak sabit hızda çalıştırılır.

DH sistemi minimum sistem basıncında tutulur; bu basınç, DH suyunun maksimum besleme sıcaklığına karşılık eden doyma basıncından yüksektir. Bu, sirkülasyon pompalarının çalışması aksarsa ve yüksek besleme basıncı atmosfer basıncına düşerse, kaynamayı korumak için yapılır.

Yerel ısıtma suyu sıcaklığı minimum 110 °C ve maksimum 130 °C olarak tanımlanır ve bu değerler arasında ayarlanır. Tesis DH besleme suyu sıcaklığı 110 °C' de optimize edilmiştir ve bu sıcaklık için sadece bir tane DH yoğunlaştırıcısı çalıştırılır.

Bu sıcaklık seviyesini geniş bir ısıtma yükü aralığında sürdürülebilmesi için, ekstraksiyon noktasında basıncın sabit olmasını sağlamak üzere, buhar türbininin kontrollü ekstraksiyon ile çalıştırılmasına ihtiyaç vardır. Eğer bu yapılamazsa, buhar ekstraksiyon yükü arttığı zaman, çıkan buharın basıncı dolayısıyla DH suyunun sıcaklığı düşecektir. Sabit bir ekstraksiyon basıncı, türbine entegre bir vana sistemi (bir jikle subabına ve düşük kayıplı bir ekstraksiyon vanası) ile sağlanır.

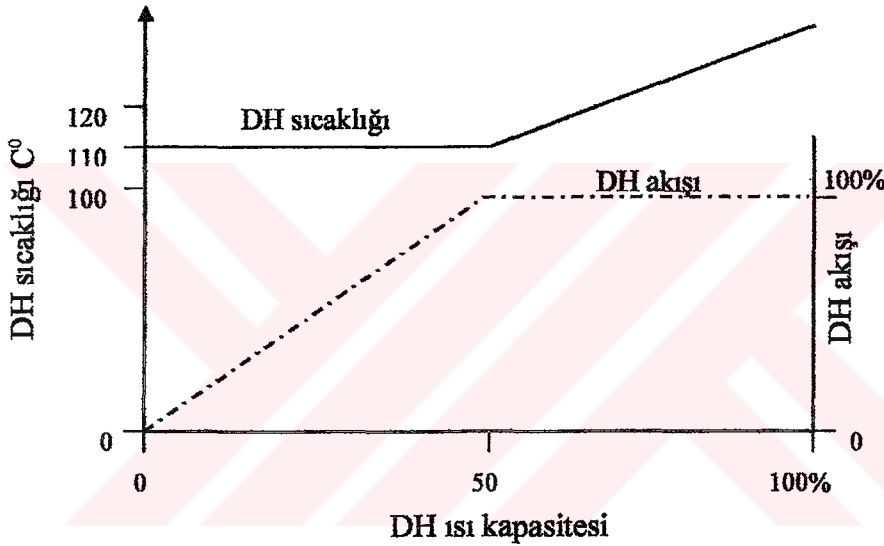
Dış sistemi çalışır durumda tutabilmek için, DH altyapısındaki ısı kayıplarını karşılamak için ve musluk suyunun minimum ısı ihtiyacını karşılamak için yerel ısı, belli bir yükte sürekli olarak sağlanmalıdır.

Gerekli ısı birinci yerde HRSG' deki yerel ısıtma sisteminde üretilir, çünkü burada HRSG'nin atık ısısı kullanılır ve ısı üretimi için elektrik gücü üretimine gerek kalmaz. Bununla beraber, bu bobin sınırlı kapasiteye sahiptir ki bu kapasite istenilen minimum temel yük kapasitesinden daha düşüktür. Dolayısıyla, ısı ihtiyacını karşılamak için, LT yoğunlaştırıcıları sürekli çalışır

durumda olacaktır.

Soğuk dönemlerde HT yoğuşturucuları yedekte tutulur. İç kısmı korozyona karşı korumak için, HT yoğuşturucuları yaz boyunca, mümkün olan en düşük kapasitede açık tutulur.

Şekil 4.2'deki grafikte, düşük sıcaklıkta maksimum ısı üretiminin kısıtlı olduğunu ve en yüksek besleme sıcaklığında %100 ısı çıkışında DH su akışının maksimize edildiğini göstermektedir. Ancak, kapasite kısıtları içinde, operatörün isteğine bağlı olarak, daha düşük akışlarda besleme sıcaklığında artış sağlamak mümkündür. İklim koşulları 110 dereceden yüksek sıcaklıklar gerektiriyorsa, HT yoğuşturucuları otomatik olarak çalışmalıdır.



Şekil 4.2 Yerel ısı beslemelerinin sıcaklığı ve akışı (Eertink ve Jager, 1997)

DH sisteminin istenilen besleme sıcaklığının ayar noktasının, belli bir değerde el ile ayarlandığı kabul edilir. O gün için beklenen maksimum ısı ihtiyacının bir sonucu olarak, ve gerçek ısı ihtiyacının sadece su akışının değişimi ile ayarlandığına bağlı olarak, nakil borularındaki DH suyunun kabul edilebilir akış hızının (maksimum 2 m/s) ve borulama yapısının uzunluğunun bir sonucu olarak besleme sıcaklığı ayarlanacaksa, dış sistemi kararlı halde tutabilmek için, bu işlem yavaşça yapılmalıdır.

4.6 Yakıt Besleme Sistemleri

Doğal gaz, yakıt besleme sistemine yaklaşık olarak 70 bar basınçta ve 10 °C'de verilir. Bu sistem, TPS tarafından sağlanır, fakat BOTAŞ tarafından çalıştırılır. Jikle vanasının

donmasını önlemek için, su banyosu ısıtıcıları ile ısıtılır. Isıtıcıdan sonra, gaz, ölçüm yerine ve daha sonra da gaz basıncı ayarlama vanalarına geçer. Büyük basınç düşüşü ve buna bağlı olarak gerçekleşen büyük sıcaklık düşüşünden dolayı, pentan ve hekzan gibi yüksek hidrokarbonların yoğunlaşma olasılığı bulunmaktadır. Bu nedenle, akışkan parçacıklarını gazdan ayırmak için bekletme tankı (dram) kullanılır. Sonra, olası kirlilikleri gazdan uzaklaştırmak için filtreden geçirilen gaz, basınç düşürme istasyonundan geçer. Doğal gaz 26 bar basınç ve 20 °C' de güç tesisine sağlanır.

Koşullandırma istasyonundan sonra, gaz akımı, gaz türbinleri ile HRSG'leri ve yardımcı kaynatıcı arasında ayrılır. Gaz türbinlerine giden hat, son bir filtre ve gaz yakıt vanalarını içerir. HRSG' lere ve yardımcı kaynatıcılara giden hat, gazı birimlere 8 bar basınçta dağıtan bir basınç düşürücü içerir. Her bir birimde, gaz yakıt son basınç kontrolü yapılır.

Dizel yağı besleme sistemi, dizel yağı boşaltım pompaları, iki dizel yağı depolama tankı ve basma pompalarından oluşan bir boşaltma sisteminden ibarettir.

4.7 Su Hazırlama ve Besleme Sistemleri

4.7.1 Mineralsız su sistemi

Su muamele tesisine, İSKİ içilebilir su sisteminden su sağlanır. Suyu sırası ile çok tabakalı bir filtre, aktif karbon filtresi, yumuşatma birimi ve dezenfeksiyon biriminden geçerek ters osmoz filtrelerine girer. Son bir arıtma için su karıştırmalı yatak demineralizöründe işlenir.

Ters osmoz filtre biriminde suyun minerali, membran teknolojisi kullanılarak giderilir. Ters osmoz biriminden sonra su, HRSG'lerin ve buhar türbininin gerektirdiği sevideki saflıkta bir arıtım için anyon ve katyon bölgeleri içeren karıştırmalı yatak sisteminden geçer.

Sonra minerali giderilmiş su, minerali giderilmiş su depolama tanklarına pompalanır. Buradan buhar sistemine (hava soğutmalı yoğunlaştırıcıya takviye) ve gaz türbinlerine (su ile yıkama ve NO_x'in giderilmesi amacıyla su enjeksiyonu için) verilir.

Su muamele tesisinden gelen su, şehir kanalizasyon sistemine atılmak üzere nötralizasyon tankına pompalanır.

4.7.2 Kapalı soğutma suyu sistemi

Kapalı soğutma suyu sistemi, güç tesisindeki tüketicilere soğutma suyu sağlar. Bunlar, gaz türbini/jeneratör grubu (yağlama yağları ve jeneratör soğutucuları), buhar türbini/jeneratör

(yağlama yağları ve jeneratör soğutucuları) ve HRSG numune soğutucuları.

4.7.3 Ham su sistemi

Ham su sistemi, ham su depolama tankı, 2 tane ham su pompası ve ham su dağıtım şebekesinden ibarettir.

Ham su, İSKİ içilebilir su dağıtım şebekesi tarafından sağlanır. Su akımı, ham su sistemi ve içilebilir su dağıtım sistemi arasında bölünür. Suyun büyük bir kısmı ham su depolama tankına gider küçük kısmı içilebilir su sistemine gider.

Ham su depolama tankı 1190 m³ depolama kapasitesine sahiptir. Bu kapasite, yangın söndürmede kullanılmak üzere iki saat ve normal güç tesisi çalışmasında kullanılmak üzere 24 saat yeter. Su, yangın söndürmek için, yangın söndürme pompa sistemi ile ham su tankından çekilir.

4.7.4 İçilebilir su sistemi

İçilebilir su, doğrudan ham su hattından alınır. Su dağıtılmadan önce, insan tüketimine uygunluğunu sağlamak ve bakteriyel faaliyetleri durdurmak için klorlama birimine gönderilir. İçme su tankından alınan suyu, ana tesisat sistemine verilir.

4.8 Atık Muamele Sistemi

Endüstriyel atık maddeleri muamele sistemi, güç tesisi proses ekipmanlarında oluşan atık sıvının muamelesi ve boşaltılması ile ilgilenir. Bu sistem evsel atıklar için kullanılmaz.

Güç tesisi proses ekipmanlarında aşağıdaki atık akımlar üretilir:

- ◆ Gaz türbini yağlı atığı,
- ◆ Gaz türbini atık yıkama suyu,
- ◆ Buhar türbini yağlı atığı,
- ◆ Isı geri kazanım buhar jeneratörü boşaltma buharı,
- ◆ Su muamele tesisindeki atık (ters osmoz biriminden çıkan atık ve karıştırmalı yatak filtresindeki geri yıkama suyu),
- ◆ Güç tesisindeki atıklar.

Gaz türbini sızıntı yağı, gaz türbinleri yanında bulunan kullanılmış yağ tanklarında toplanır. Kullanılmış yağ, kullanılmış yağ tanklarından, kamyonlar ile atık yağ muamele birimine nakledilir. Buhar türbini atık yağı da aynı yöntemle tabi tutulur.

Gaz türbini atık suyu, kompresör yıkama süresince oluşur. Minerali giderme tesisindeki atık su, nötrleştirme tankında toplanır.

Güç tesisi atık sisteminde, evsel atık toplanır ve Biopak biyolojik atık su muamele biriminde Türk standartlarına göre muamele edilir. Muamele edilmiş su ve nötrleşme çukurundaki endüstriyel atıklar yerel kanalizasyon sistemine verilir. Yağmur suyu ise, yağmur suyu süzme sistemine boşaltılır.

4.9 İklimlendirme (HVAC) Sistemi

Güç tesisindeki aşağıda verilen alanlar, ısıtma, havalandırma ve/veya iklimlendirme sistemleri ile donatılır:

- ◆ gaz türbini / ısı geri kazanım buhar jeneratör koridoru (havalandırma)
- ◆ buhar türbini koridoru (havalandırma)
- ◆ kontrol odası ve yönetim binaları (ısıtma ve iklimlendirme)
- ◆ su muamelesi, atölye ve depolama alanları (havalandırma ve ısıtma)

4.10 Hava Besleme Sistemi

Hava besleme sistemi, güç tesisindeki cihazlar için temiz kuru hava ve genel amaçlar için (aletler, temizleme v.b.) servis havası, sağlar.

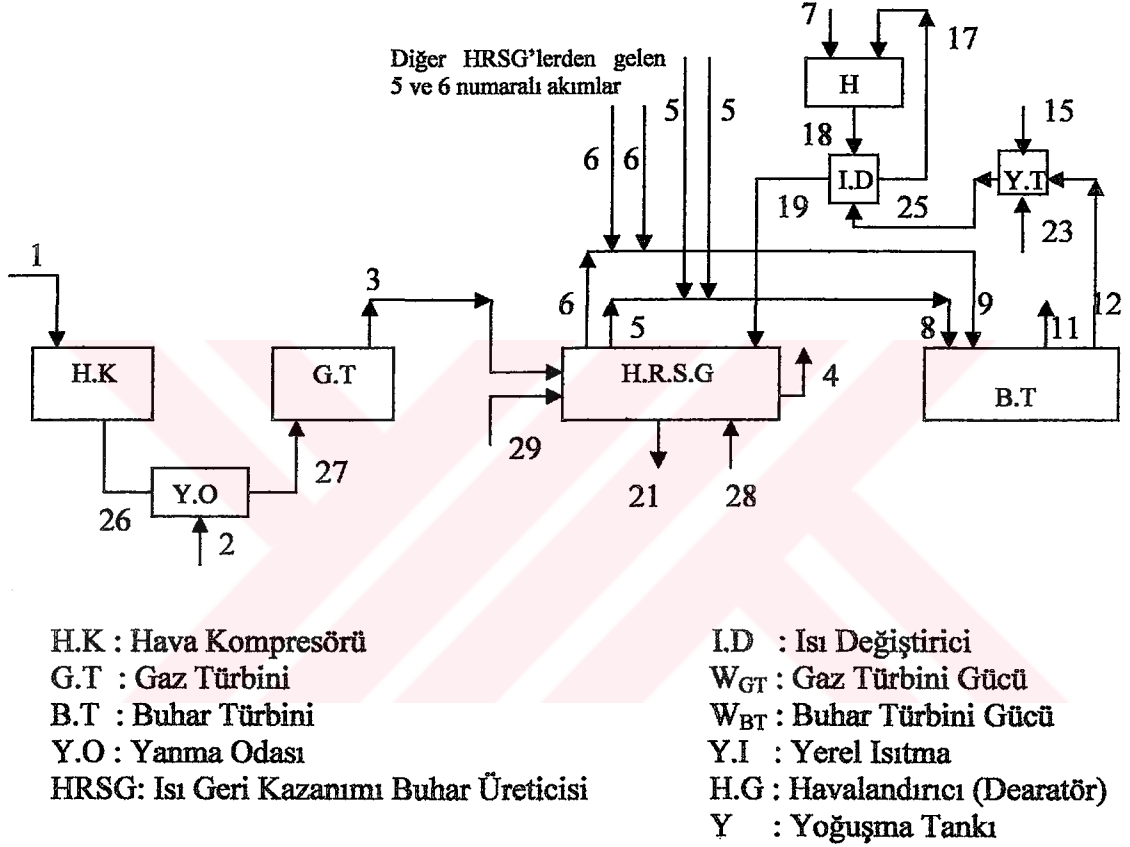
Hava soğutmalı iki kompresörden geçirilen hava daha sonra, bir kurutucu birimi ile iki hava toplama tankı olan cihaz hava sistemine ve bir hava depolama tankı olan servis havası sistemine dağıtılır.

4.11 Yangın Söndürme Sistemi

Güç tesisi, biri elektrik diğeri dizel motorla çalışan iki ana yangın söndürme pompasından, bir yedek pompadan, tüm tesisi çevreleyen yangın söndürme boru hattından, ve tesisin tamamındaki yağmurlama sisteminden ibaret olan yangın söndürme sistemi ile donatılmıştır. Dizel yakıt depolama tanklarında, birincil yangın koruma sistemi olarak, köpüklenme sistemi kullanılır. Yangın söndürmek için kullanılan su, ham su tankından temin edilir. Ham su tanklarında iki saatlik yangın söndürme işlemi için yeterli su her zaman mevcuttur.

5. HESAPLAMALAR

Bu çalışmada Esenyurt Kojenerasyon Tesisinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Kojenerasyon tesisinin genel akış şeması Şekil 5.1’de, detaylı akış şeması ise Ek 1’de verilmiştir. Ekserji analizi hesaplamalarında kullanılan referans çevre şartları Çizelge 5.1’de verilmiştir. Ayrıca, porosesteki akımların debi, sıcaklık, basınç entalpi ve entropi değerleri Çizelge 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.1 Kojenerasyon tesisinin blok akış şeması

Çizelge 5.1 Hesaplamalarda kullanılan referans değerler

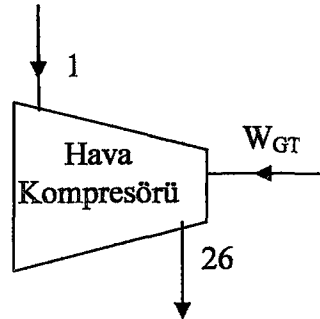
$T_o(K)$	$P_{ref}(bar)$	$P_o(bar)$	$H_o(kJ/kmol)$	$S_o(kJ/kmolK)$
298,15	1,00	1,013	104,88	0,3674

Çizelge 5.2 Proses akımlarının özellikleri

Akım	m (kg/s)	P (bar)	T (K)	H (kJ/kmol)	S(kJ/kmolK)
1	140,50	1,01	298,15	347,37	181,66
2	2,50	25,00	298,15	4357,72	192,19
3	143,00	1,04	809,15	15681,39	213,74
4	143,80	1,01	353,25	2773,16	189,92
5	24,00	74,40	783,15	60171,70	122,36
6	3,20	6,10	475,45	51417,20	125,52
7	0,50	5,00	495,15	52335,00	130,78
8	72,10	72,90	782,45	61772,50	122,52
9	8,10	6,10	475,45	51417,20	125,52
11	20,50	1,80	389,25	8772,80	26,75
12	59,70	0,15	327,15	46804,00	144,26
14	20,50	1,70	388,95	8749,80	26,69
15	59,70	0,15	327,15	4069,70	13,60
16	80,40	6,50	345,15	5424,30	17,60
17	26,80	3,00	365,15	7157,55	22,48
18	27,30	1,20	378,15	7918,00	24,52
19	27,30	1,20	345,45	5450,00	17,71
20	356,40	3,00	343,15	5280,60	17,20
21	118,80	11,00	353,95	6026,30	19,53
22	356,40	10,50	383,15	8318,60	25,53
23	356,40	10,00	383,15	8318,00	25,53
24	356,40	11,00	353,95	6026,30	19,53
25	26,80	6,50	345,15	5424,30	17,60
26	140,50	11,00	623,15	10180,87	190,26
27	143,00	10,80	1373,15	33915,68	213,60
28	118,80	3,00	343,15	5280,60	17,20
29	0,70	25,00	298,15	4357,72	192,19

5.1 Kompresör İçin Yapılan Hesaplamalar

Türbine basınçlı hava göndermek için, Şekil 5.2’de kompresöre çevre şartlarında ($T_1=298,15$ K ve $P_1= 1,01$ bar) giren kuru hava, sıkıştırılarak $T_{26}=623,15$ K sıcaklığında ve $P_{26}= 11$ bar basıncında kompresörü terk eder.



Şekil 5.2 Kompresör akım şeması

Kompresör için sırasıyla, kütle, enerji ve ekserji denklıkları ile ekserji tahribi, ekserji verimi,

enerji verimi ve geliştirme potansiyeli bağıntıları:

$$m_1 = m_{26} \quad (5.1)$$

$$E_1 + W_{GT} = E_{26} \quad (5.2)$$

$$\Xi_1 + W_{GT} = \Xi_{26} \quad (5.3)$$

$$\Xi_T = \Xi_1 + W_{GT} - \Xi_{26} \quad (5.4)$$

$$\varepsilon = (\Xi_{26} - \Xi_1) / W_{GT} \quad (5.5)$$

$$\eta = E_{26} / (W_{GT} + E_1) \quad (5.6)$$

$$G_{pot} = \Xi_T / (1 - \varepsilon) \quad (5.7)$$

Kompresöre giren havanın mol kesirleri ve standart kimyasal ekserjileri Çizelge 5.3'de verilmiştir. Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak elde edilen bulgular Çizelge 5.4'de verilmektedir.

Çizelge 5.3 Kompresöre giren havanın mol kesirleri

	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (gaz)
X (hava)	0,7748	0,2059	0,0003	0,0190

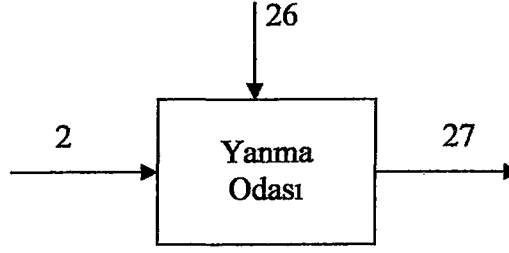
Çizelge 5.4 Kompresör için ekserji ve enerji ve madde denkliği

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
1.	140,50	1,01	298,15	347,37	181,66	0,00	1,70
Güç						50,00	50,00
Toplam Giren	140,50					50,00	51,70

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
26	140,50	11,00	623,15	10080,87	190,26	35,66	49,93
Kayıp						14,34	1,77
Toplam Çıkan	140,50					50,00	51,70

5.2 Yanma Odası İçin Yapılan Hesaplamalar

T₂=298,15 K sıcaklığında ve P₂= 25 bar basıncında gelen doğal gaz, kompresörden gelen sıkıştırılmış hava (T₂₆=623,15 K, P₂₆= 11 bar) ile yanarak, (T₂₇=1373,15 K, P₂₇= 10,8 bar) değerinde yanma gazı olarak yanma odasını terk eder (Şekil 5.3).



Şekil 5.3 Yanma odası akım şeması

Yanma odası için sırasıyla, kütle, enerji ve ekserji denklikleri ile ekserji tahribi, ekserji verimi, enerji verimi ve geliştirme potansiyeli bağıntıları:

$$m_2 + m_{26} = m_{27} \quad (5.8)$$

$$E_2 + E_{26} = E_{27} \quad (5.9)$$

$$\Xi_2 + \Xi_{26} = \Xi_{27} \quad (5.10)$$

$$\Xi_T = \Xi_2 + \Xi_{26} - \Xi_{27} \quad (5.11)$$

$$\varepsilon = \Xi_{27} / (\Xi_2 + \Xi_{26}) \quad (5.12)$$

$$\eta = E_{27} / (E_2 + E_{26}) \quad (5.13)$$

$$G_{\text{pot}} = \Xi_T / (1 - \varepsilon) \quad (5.14)$$

Yanma odasında kullanılan yakıtın mol kesri ve standart kimyasal ekserjileri Çizelge 5.5’de verilmiştir. Standart kimyasal ekserjiler Bejan’ın kimyasal ekserjiler tablosundaki model 1’e göre alınmıştır (Bejan, 1996). Yanma gazlarının termodinamik özellikleri Çizelge 5.7’de verilmiştir. Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak elde edilen bulgular Çizelge 5.6’de verilmektedir.

Çizelge 5.5 Doğal gazın mol kesirleri ve standart kimyasal ekserjileri

	Metan	Etan	Propan	CO ₂	N ₂
X₂	0,88	0,052	0,018	0,020	0,030
e_{km}(kJ/kmol)	824348	1482033	2154000	14176	639

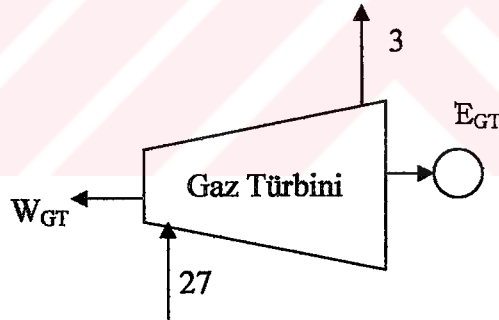
Çizelge 5.6 Yanma odası için ekserji ve enerji ve madde denklığı

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
2	2,50	25,00	298,15	4357,72	192,19	113,45	125,58
26	140,50	11,00	623,15	10080,87	190,26	35,66	49,93
Toplam Giren	143,00					149,10	175,51

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
27	143,00	10,80	1373,15	33915,68	213,60	123,13	171,66
Kayıp						25,97	3,86
Toplam Çıkan	143,00					149,10	175,51

5.3 Gaz Türbin İçin Yapılan Hesaplamalar

Gaz türbini (Şekil 5.4), yanma odasında yakılan yakıttan üretilen basınçlı yanma gazları ($T_{27}=1373,15$ K, $P_{27}=10,8$ bar) ile rotorun ve buna bağlı şaftın dönmesi ile mekanik güç (W_{GT}) ve elektrik üretir (E_{GT}). Geri kalan yanma gazları $T_3=809,15$ K sıcaklığında ve $P_3=1,04$ bar basıncında gaz türbinini terk eder.



Şekil 5.4 Gaz türbini akım şeması

Gaz türbini için sırasıyla, kütle, enerji ve ekserji denklikleri ile ekserji tahribi, ekserji verimi, enerji verimi ve geliştirme potansiyeli bağıntıları:

$$m_{27} = m_3 \quad (5.15)$$

$$E_{27} = E_3 + W_{GT} + E_{GT} \quad (5.16)$$

$$\Xi_{27} = \Xi_3 + W_{GT} + E_{GT} \quad (5.17)$$

$$\Xi_T = \Xi_{27} - \Xi_3 - W_{GT} - E_{GT} \quad (5.18)$$

$$\varepsilon = (W_{GT} + E_{GT}) / (E_{27} - E_3) \quad (5.19)$$

$$\eta = (E_3 + W_{GT} + E_{GT}) / E_{27} \quad (5.20)$$

$$G_{pot} = E_T / (1 - \varepsilon) \quad (5.21)$$

Gaz türbinindeki yanma gazlarının termodinamik özellikleri Çizelge 5.7’de verilmiştir. Yanma gazlarının kimyasal ekserji değerleri Bejan’ın model I’e göre alınmıştır. Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak elde edilen bulgular Çizelge 5.8’de verilmektedir.

Çizelge 5.7 Yanma gazlarının termodinamik özellikleri

	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O (gaz)	H ₂ O (sıvı)
X (yanma gazı)	0,79104	0,14457	0,033309	0,03130	0,00
e _{km} (kJ/kmol)	639	3951	14176	8636	45

Çizelge 5.8 Gaz türbini için ekserji ve enerji ve madde denkliği

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
27	143,00	10,80	1373,15	33915,68	213,60	123,13	171,66
Toplam Giren	143,00					123,13	171,66

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
3	143,00	1,04	809,15	15681,39	213,74	30,63	79,37
Güç						50,00	50,00
Elektrik Üretimi						38,40	38,40
Kayıp						4,10	3,89
Toplam Çıkan	143,00					123,13	171,66

5.4 Isı Geri Kazanımı Buhar Üretici (HRSG) İçin Yapılan Hesaplamalar

Gaz türbinlerinden çıkan yanma gazları ($T_3=809,15$ K, $P_3=1,04$ bar), yanma gazı kanalıyla Şekil 5.5’deki (HRSG)’e atılırlar. Ayrıca HRSG’de doğal gaz ($T_{29}=298,15$ K, $P_{29}=25$ bar) ile ek yanma yapılır. Konutlardan gelen su ($T_{28}=343,15$ K, $P_{28}=3$ bar), ve tesisde dolaşan sular ($T_{19}=345,15$ K, $P_{19}=1,2$ bar) yanma gazıyla ısıtılarak, konutlara gönderilen ($T_{21}=353,15$ K, $P_{21}=11$ bar) buhar türbinine giden yüksek basınçlı ve düşük basınçlı buhar ($T_5=783,15$ K, $P_5=74,4$ bar ve $T_6=475,45$ K, $P_6=6,1$) değerlerinde HRSG’den çıkarlar. Kullanılan yanma gazı, atık olarak atılır ($T_4=353,25$ K, $P_4=1,01$).



Şekil 5.5 Isı geri kazanımlı buhar üreticisi (HRSG) akım şeması

Isı geri kazanımı buhar üreticisi için sırasıyla, kütle, enerji ve ekserji denklikleri ile ekserji tahribi, ekserji verimi, enerji verimi ve geliştirme potansiyeli bağıntıları:

$$m_3 + m_{19} + m_{28} + m_{29} = m_4 + m_5 + m_6 + m_{21} \quad (5.22)$$

$$E_3 + E_{19} + E_{28} + E_{29} = E_4 + E_5 + E_6 + E_{21} \quad (5.23)$$

$$\Xi_3 + \Xi_{19} + \Xi_{28} + \Xi_{29} = \Xi_4 + \Xi_5 + \Xi_6 + \Xi_{21} \quad (5.24)$$

$$\Xi_T = \Xi_3 + \Xi_{19} + \Xi_{28} + \Xi_{29} - \Xi_4 - \Xi_5 - \Xi_6 - \Xi_{21} \quad (5.25)$$

$$\varepsilon = (\Xi_5 + \Xi_6 + \Xi_{21} - \Xi_{19} - \Xi_{28}) / (\Xi_3 + \Xi_{29}) \quad (5.26)$$

$$\eta = (E_5 + E_6 + E_{21}) / (E_3 + E_{19} + E_{28} + E_{29}) \quad (5.27)$$

$$G_{\text{pot}} = \Xi_T / (1 - \varepsilon + \Xi_4) \quad (5.28)$$

Yanma gazlarının termodinamik özellikleri Çizelge 5.7’de verilmektedir. Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak elde edilen bulgular Çizelge 5.9’da verilmektedir.

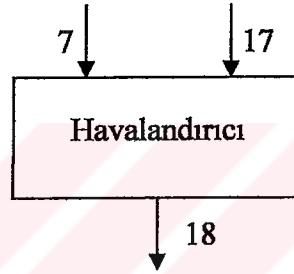
Çizelge 5.9 Isı geri kazanım buhar üreticisi (HRSG) için ekserji ve enerji ve madde denklığı

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
3	143,00	1,04	809,15	15681,39	213,74	30,63	79,37
19	27,30	1,20	345,45	5450,00	17,71	0,33	8,26
28	118,80	3,00	343,15	5280,60	17,20	1,33	104,47
29	0,70	25,00	298,15	4357,72	192,19	31,76	34,96
Toplam Giren	289,80					64,06	227,06

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
4	143,80	1,01	353,25	2773,16	189,92	1,25	14,11
5	24,00	74,40	783,15	60171,70	122,36	31,63	80,16
6	3,20	6,10	475,45	51417,20	125,52	2,49	9,13
21	118,80	11,00	353,95	6026,30	19,53	1,67	39,74
Kayıp						27,02	83,91
Toplam Çıkan	289,80					64,02	227,06

5.5 Havalandırıcı İçin Yapılan Hesaplamalar

Şekil 5.6'da görüldüğü gibi havalandırıcıya giren buhar ($T_7=475,45$ K, $P_7=6,1$ bar) ve su ($T_{17}=368,15$ K, $P_{17}=3$ bar), havalandırılarak, $T_{18}=378,15$ K sıcaklığında ve $P_{18}=1,2$ bar basınsında havalandırıcıyı terk eder.



Şekil 5.6 Havalandırıcı akım şeması

Havalandırıcı için sırasıyla, kütle, enerji ve ekserji denklilikleri ile ekserji tahribi, ekserji verimi, enerji verimi ve geliştirme potansiyeli bağıntıları:

$$m_7 + m_{17} = m_{18} \quad (5.29)$$

$$E_7 + E_{17} = E_8 \quad (5.30)$$

$$\Xi_7 + \Xi_{17} = \Xi_{18} \quad (5.31)$$

$$\Xi_T = \Xi_7 + \Xi_{17} - \Xi_{18} \quad (5.32)$$

$$\epsilon = \Xi_{18} / (\Xi_7 + \Xi_{17}) \quad (5.33)$$

$$\eta = E_{18} / (E_7 + E_{17}) \quad (5.34)$$

$$G_{\text{pot}} = \Xi_T / (1 - \epsilon) \quad (5.35)$$

Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak elde edilen bulgular Çizelge 5.5'de verilmektedir.

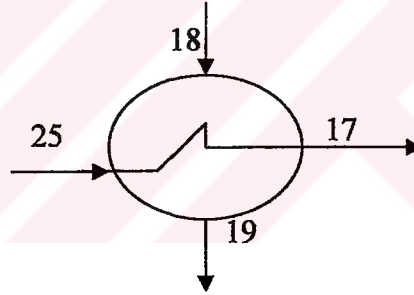
Çizelge 5.10 Havalandırıcı için ekserji ve enerji ve madde denklği

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
7	0,50	5,00	495,15	52335,00	130,78	0,37	1,45
17	26,80	3,00	365,15	7157,55	22,48	0,75	10,65
Toplam Giren	27,30					1,12	12,10

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
18	27,30	1,20	378,15	7918,00	24,52	1,00	12,00
Kayıp						0,13	0,10
Toplam Çıkan	27,30					1,12	12,10

5.6 Isı Değiştirici İçin Yapılan Hesaplamalar

Isı değiştiriciye (Şekil 5.7), sıcak akım olarak havalandırıcıdan çıkan su-buhar ($T_{18}=378,15$ K, $P_{18}=1,2$ bar) ve soğuk akım olarak da bekletme tankından çıkan su ($T_{25}=345,15$ K $P_{25}=6,5$ bar) girer, $T_{17}=365,15$ K sıcaklığında ve $P_{17}=3$ bar basıncında sıcak su, $T_{19}=345,45$ K sıcaklığında ve $P_{19}=1,2$ bar basıncında da soğuk akımı olarak terk eder.



Şekil 5.7 Isı değiştirici akım şeması

Isı değiştirici için sırasıyla, kütle, enerji ve ekserji denklikleri ile ekserji tahribi, ekserji verimi, enerji verimi ve geliştirme potansiyeli bağıntıları:

$$m_{18} + m_{25} = m_{17} + m_{19} \quad (5.36)$$

$$E_{18} + E_{25} = E_{17} + E_{19} \quad (5.37)$$

$$\Xi_{18} + \Xi_{25} = \Xi_{17} + \Xi_{19} \quad (5.38)$$

$$\Xi_T = \Xi_{18} + \Xi_{25} - \Xi_{17} - \Xi_{19} \quad (5.39)$$

$$\varepsilon = (\Xi_{17} - \Xi_{25}) / (\Xi_{18} - \Xi_{19}) \quad (5.40)$$

$$\eta = E_{17} + \dot{E}_{19} / (E_{18} + E_{25}) \quad (5.41)$$

$$G_{\text{pot}} = \Xi_T / (1 - \varepsilon) \quad (5.42)$$

Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak elde edilen bulgular Çizelge 5.11’de verilmektedir.

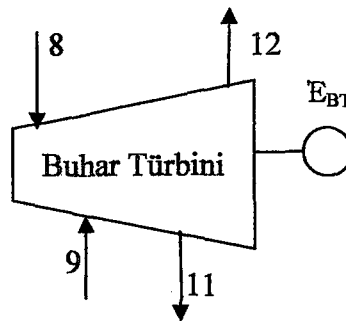
Çizelge 5.11 Isı değiştirici için ekserji ve enerji ve madde denkliği

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
25	26,80	6,50	345,15	5424,30	17,60	0,34	8,07
18	27,30	1,20	378,15	7918,00	24,52	1,00	12,00
Toplam Giren	54,10					1,33	20,07

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
17	26,80	3,00	365,15	7157,55	22,48	0,75	10,65
19	27,30	1,20	345,45	5450,00	17,71	0,33	8,26
Kayıp						0,25	1,16
Toplam Çıkan	54,10					1,33	20,07

5.7 Buhar Türbini İçin Yapılan Hesaplamalar

Buhar türbinine (Şekil 5.8) giren yüksek basınçlı buhar ($T_8 = 782,45$ K, $P_8 = 72,9$ bar) ve düşük basınçlı buhar ($T_9 = 475,45$ K, $P_9 = 6,1$ bar) tarafından jeneratör döndürülerek elektrik üretimi (E_{BT}) sağlanır. Giren buharlar $T_{11} = 389,25$ K sıcaklık ve $P_{11} = 1,8$ bar basıncında çıkan buhar konut ısıtma yoğusturucusuna besleme yapar. $T_{12} = 327,15$ K sıcaklık ve $P_{12} = 0,15$ bar basıncında hava soğutmalı yoğusturucuya gider.



Şekil 5.8 Buhar türbini akım şeması

Buhar türbini için sırasıyla, kütle, enerji ve ekserji denklilikleri ile ekserji tahribi, ekserji verimi, enerji verimi ve geliştirme potansiyeli bağıntıları:

$$m_8 + m_9 = m_{11} + m_{12} \quad (5.43)$$

$$E_8 + E_9 = E_{11} + E_{12} + E_{BT} \quad (5.44)$$

$$\Xi_8 + \Xi_9 = \Xi_{11} + \Xi_{12} + E_{BT} \quad (5.45)$$

$$\Xi_T = \Xi_8 + \Xi_9 - \Xi_{11} - \Xi_{12} - E_{BT} \quad (5.46)$$

$$\varepsilon = (E_{BT}) / (\Xi_8 + \Xi_9 - \Xi_{11} - \Xi_{12}) \quad (5.47)$$

$$\eta = (E_{11} + E_{12} + E_{BT}) / (E_8 + E_9) \quad (5.48)$$

$$G_{pot} = \Xi_T / (1 - \varepsilon + \Xi_{12}) \quad (5.49)$$

Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak elde edilen bulgular Çizelge 5.12’de verilmektedir.

Çizelge 5.12 Buhar türbini için ekserji ve enerji ve madde denkliği

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
8	72,10	72,90	782,45	61772,50	122,52	101,23	247,23
9	8,10	6,10	475,45	51417,20	125,52	6,31	23,12
Toplam Giren	80,20					107,54	270,35

Akım ismi	Debi (kg/s)	Basınç (bar)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol)	Entropi (kJ/kmolK)	Ekserji (MW)	Enerji (MW)
11	20,50	1,80	389,25	8772,80	26,75	0,96	9,98
12	59,70	0,15	327,15	46804,00	144,26	12,73	155,10
Kayıp						37,44	48,86
Elektrik Üretimi						56,40	56,40
Toplam Çıkan	80,20					107,54	270,35

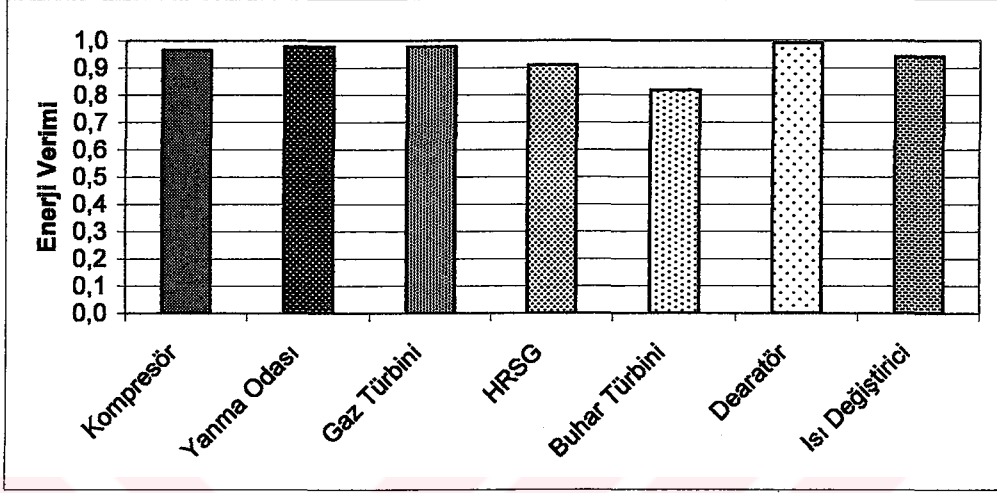
Her bir birimin Ξ_T , ε , η ve G_{pot} , için elde edilen sonuçlar Çizelge 5.13’de verilmektedir.

Çizelge 5.13 Hesaplanan Ξ_T , ε , η ve G_{pot} değerleri

Birimler	Ξ_T (MW)	ε	G_{pot} (MW)	η
Kompresör	14,34	0,71	4,12	0,97
Yanma Odası	25,97	0,83	4,52	0,98
Gaz Türbini	4,10	0,96	0,18	0,98
HRSG	27,02	0,55	13,49	0,91
Buhar Türbini	37,44	0,60	27,67	0,82
Havalandırıcı	0,13	0,89	0,01	0,99
Isı Değiştirici	0,25	0,63	0,09	0,94

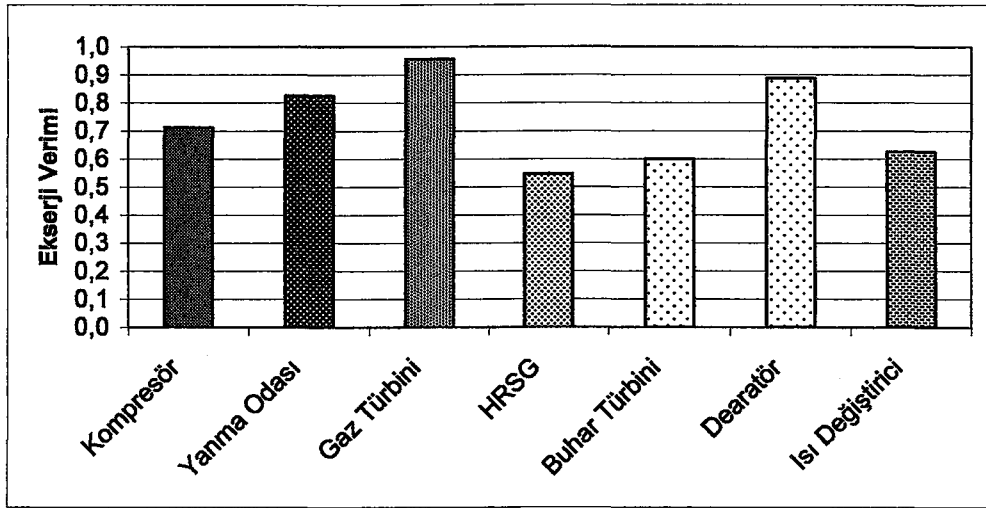
6. BULGULAR ve SONUÇ

Bu çalışmada Esenyurt Kojenerasyon Tesisinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bölüm 5'te yapılan hesaplamalar sonucunda tesisi oluşturan birimlerin enerji, ekserji, ekserji kaybı ve geliştirme potansiyeli değerleri bulunmuştur. Bu değerler aşağıdaki grafikler ile gösterilmiştir.



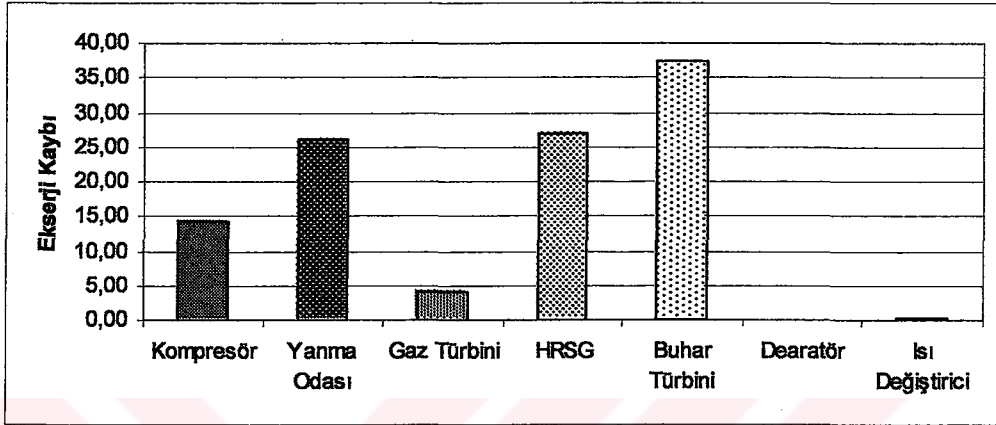
Şekil 6.1 Tesisdeki birimlerin enerji verimleri

Şekil 6.1'de de görüldüğü gibi her bir birimin enerji verimleri karşılaştırıldığında en yüksek enerji verimine ($\eta=99\%$) havalandırıcının sahip olduğu görülmektedir. Diğer birimlerin enerji verimleri sırası ile kompresör ($\eta=97\%$), yanma odası ($\eta=98\%$), gaz türbini ($\eta=98\%$), ısı geri kazanımı buhar üretici ($\eta=91\%$), buhar türbini ($\eta=82\%$), ve ısı değiştirici ($\eta=94\%$)' dur.



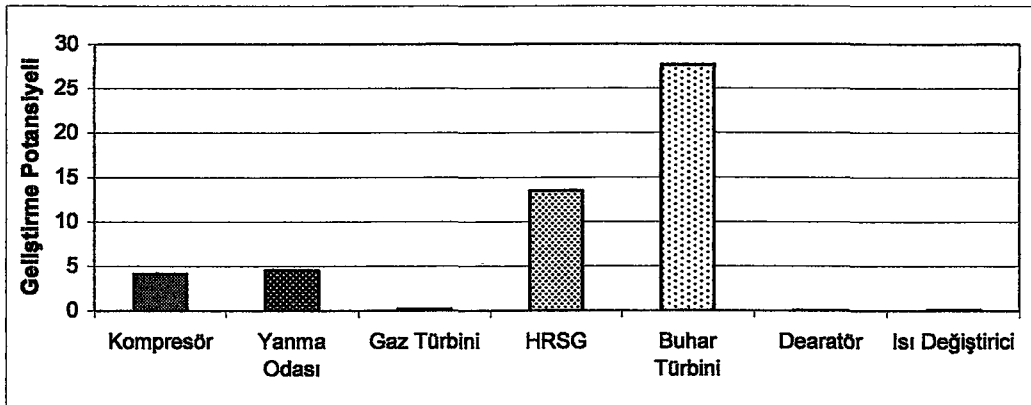
Şekil 6.2 Tesisdeki birimlerin ekserji verimleri

Şekil 6.2’de görüldüğü gibi her bir birimin ekserji verimleri karşılaştırıldığında en yüksek ekserji verimine gaz türbininin ($\epsilon = \%96$) sahip olduğu görülmektedir. Diğer birimlerin ekserji verimleri sırasıyla, kompresörün ekserji verimi ($\epsilon = \%71$), yanma odasının ekserji verimi ($\epsilon = \%83$), ısı geri kazanımlı buhar üreticisinin ekserji verimi ($\epsilon = \%55$), buhar türbininin ekserji verimi ($\epsilon = \%60$), dearatör ekserji verimi ($\epsilon = \%89$) ve ısı değiştirici ekserji verimi ise ($\epsilon = \%63$)’dur.



Şekil 6.3 Tesisdeki birimlerin ekserji kayıpları

Şekil 6.3’de görüldüğü gibi her bir birimin ekserji kaybı karşılaştırıldığında en fazla ekserji kaybı buhar türbinde ($\Xi_T = 37,44$ MW) olduğu görülmektedir. Diğer birimlerin ekserji kayıpları sırasıyla, kompresörün ekserji kaybı ($\Xi_T = 14,34$ MW), yanma odasının ekserji kaybı ($\Xi_T = 25,97$ MW), ısı geri kazanımlı buhar üreticisinin ekserji kaybı ($\Xi_T = 27,025$ MW) gaz türbininin ekserji kaybı ($\Xi_T = 4,10$ MW), dearatör ekserji kaybı ($\Xi_T = 0,125677$ MW) ve ısı değiştirici ekserji kaybı ise ($\Xi_T = 0,25$ MW)’dır.



Şekil 6.4 Tesisdeki birimlerin geliştirme potansiyeli

Şekil 6.4’de görüldüğü gibi her bir birimin geliştirme potansiyelleri karşılaştırıldığında geliştirme potansiyeli en fazla buhar türbinde ($G_{pot}= 27,67$) olduğu görülmektedir. Diğer birimlerin geliştirme potansiyeli sırasıyla, kompresörün geliştirme potansiyeli ($G_{pot} = 4,12$), yanma odasının geliştirme potansiyeli ($G_{pot}= 4,52$), ısı geri kazanımlı buhar üreticisinin geliştirme potansiyeli ($G_{pot}= 13,49$), gaz türbininin geliştirme potansiyeli ($G_{pot}= 0,18$), deaeratrör geliştirme potansiyeli ($G_{pot} = 0,01$) ve ısı değıştirici geliştirme potansiyeli ise ($G_{pot}= 0,09$)’dur.

Kojenerasyon tesisinin genel enerji verimi % 59,25, ekserji verimi % 42,43 ve ekserji kaybı 253,10 MW olarak bulunmuştur.

Sistemde enerji ve ekserji açısından en önemli eleman olarak yanma odası, ısı geri kazanımı buhar üreticisi ve buhar türbini ortaya çıkmaktadır. Yanma odasında yakıtın optimum hava fazlası ile yanması durumunda enerji ve ekserji veriminde artış sağlanabilir (Çomaklı, 2003). Bunun için gerekli çalışmalar yapılarak optimum hava fazlalık katsayısı belirlenmelidir.

Isı geri kazanımlı buhar üreticisinde ise baca gazlarının çıkış sıcaklığının düşürülmesi ile enerji ve ekserji verimi artırılabilir. Ancak, baca gazlarının sıcaklığının 70°C ’nin altına düşmesi durumunda baca gazı içerisindeki NO_x ve SO_2 ile su buharının birleşmesi sonucunda asit oluşmaktadır. Bu ise korozyona ve çevre kirliliğine neden olduğundan dolayı verim artacak olsa bile baca gazı sıcaklığı 70°C ’nin altına düşürülmemelidir.

Sonuç olarak, bir termal sistemin gerçek performansı, sistemden elde edilebilecek maksimum kullanılabilir iş hesaplanarak yani ekserji hesabı yapılarak bulunabilir. Bundan dolayı, tüm termal sistemlerin ekserji analizi yapılarak tasarlanması gerekir.

KAYNAKLAR

- Arena, A.P. ve Borchellini, R. (1999), "Application of Different Productive Structures for Thermoeconomic diagnosis of a Combined Cycle Power Plant", *Int. J. Therm. Sci.*, 38:601612.
- Arıkoğlu, M. (1985), *Enerji Analizine Giriş*, Mac, Gebze.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. (1996), *Thermal Design and Optimization*, Jhon Wiley and Sons, USA.
- Berkyürek, A., Ç. (2002), *Kojenerasyondaki Teknolojik Gelişmeler ve Bunların Endüstride Uygulanması*, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Campo, E.R., Cerqueira, S.A. ve Nebea, S.A. (1998), "Thermoeconomic Analysis of a Cuban Sugar Cane Mill", *Energy Conversion and Management*, 39: 16-18.
- Chambers, A.K. ve Potter, I. (2002), "Options for Co-Generation", *Alberta Research Council*, 42:135-146.
- Cooke, D.H. (2000), *Cogeneration Power and Cogeneration Consultant*, CRC Pres LLC, Atlanta.
- Cornelissen, R.L. (1997), *Thermodynamics and Sustainable Development (The Use of Exergy Analysis and The Reduction of Irreversibility)*, Enschede, The Netherlands.
- Çengel, A.Y. ve Boles, M.A. (1998), *An Engineering Approach Thermodynamic*. Mc. Graw Hill, USA.
- Çomaklı, K., Karşı, S., Yılmaz, M. (2004), "Termal Sistemlerin Ekserjetik Analizi", *Termodinamik Dergisi*, 11:94-98.
- Çomaklı, K. (2003), *Atatürk Üniversitesi Isıtma Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi*, Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi, İstanbul.
- Dilip, R. (1992), *Planning Cogeneration Systems*, Fairmont Pres, Atlanta.
- Diğer, İ. (2000), "Thermodynamics, Exergy and Enviromental İmpact", *Energy Conversion and Management*, 38:685-696.
- Diğer, İ. (2000), "The Role of Exergy in Energy Policy Making", *Energy Policy*, 30:137-149.
- Doldersum, A. (1998), "Exergy analysis Proves Viability of process Modification", *Energy Conversion and Management*, 39:1781-1789.
- Eertink, O. ve Jager, K. (1997), *Doga Energy Plant Description (Design Philosophy, Equipment Description, Operation Philosophy)*, Doğa Enerji, Türkiye.
- Emho, L. (2003), "District Energy efficiency Improvement with Trigeneration", *Energy Engineering ProQuest Science Journals*, 100:66-80.
- Erlach, B., Sera, L. ve Valero, A. (1999), "Structural Theroy as Standart for Thermoeconomics", *Energy Conversion and Management*, 40:1627-1649.
- Guaribell, J.F., Cerqueria, A.A.G. ve Nebra, S.A. (2000), "Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Cogeneration System", *Energy Conversion and Management*, 41:1191-1200.

Hepbaşlı, A. (2001), "Performance Evaluation Criteria for Cogeneration Systems and Industrial Energy Efficiency Regulation in Turkey", 141-151, ICCI 2001 Bildiriler Kitabı, İstanbul.

Horlock, J.H. (1995) "Combined Power Plants-Past, Present, and Future", Journal of Engineering for Gas turbines and Power, 117:608-616.

Huang, Y.C., hung, C.I. ve Chen, C.K. (2000), "Exergy analysis for a Combined System of Steam- Injected Gas Turbine Cogeneration and Multiple-Effect Evaporation", Energy Engineering ProQuest Science Journals, 214:61-73.

İnalı, M., Yücel, H.L. Ve Işık, E. (2002), "Kojenerasyon Sistemlerinin teknik ve Ekonomik Uygulanabilirliği", Mühendis ve Makine Dergisi, 506:45-48.

Khan, K.H., Rasul, M.,G. ve Khan, M.M.K. (2004), "Energy Conservation in Buildings: Cogeneration and Cogeneration coupled With Thermal- Energy Storage", Applied Energy, 77:15-34.

Kim, S. Oh, S., Kwon, Y. ve Kwak, H. (1998), "Exergoeconomic Analysis of Thermal System", Energy, 23:393-406.

Koçak, T. ve Gülşen, O. (1998) Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon", Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon Konferansı, 28-29 Nisan 1998, İstanbul.

Kolip, A. (1993), Çimento Üretiminde Enerji ve Ekserji Analizi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Korobitsyn, M. (2002), "Industrial Applications of The Air Bottoming Cycle", Energy Conversion and Management, 43:1311-1322.

Kotas, T.J. (1995), The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Kriger Publising Comp, USA.

Külçe, N. ve Topuz, G. (1996), " Kojenerasyon sistem Seçimi ve Ttürkiye Örneği", 2. Uluslar Arası Bileşik ısı ve Güç Üretimi Konferansı, 20-21 Haziran 1996, İstanbul.

Lindberg, A., (1999), "Latest Development in Reciprocating Engine Driven Cogeneration Plants", ICCI Bildiriler Kitabı, 95-102.

Lucas, K. (2000), "On The Termodinamics of Cogeneration", Int. J. Therm. Sci., 39:1039-1046.

Moran, M.J. ve Sciubba, E. (1994), "Exergy Analysis:Principles and Practice", J. Eng. Gas Turbine and Power, 116:285-290.

Rivero, R. ve Anaya, A. (1997), "Exergy Analysis of Industrial Processes: Energy-Economy-Ecology", Latin American Applied Research, 27:191-205.

Schrodter, B. (1993), "Cogeneration with Gas engines and Gas Turbines", MAN Dezentrale Energiesysteme Gmh Presentation, 37:78-85.

Song, T.W., Sohn, J.L., Kim, J.H., Kim, T.S. ve Ro, S.T. (2002), "Exergy –Based Performance Analysis of The Heavy-Duty Gas Turbine in Part-Load operation Conditions", Exergy, 2:105-112.

Sucuoğlu, S. (1999), Kojenerasyonun İklim Bölgelerine Göre Değerlendirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Szargut, J., Morris, R.D. ve Steward, R.F. (1998), *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*, Hemisphere, New York.

Tekin, T. (1996), *Erzurum Şeker Fabrikasının Ekserji Analizi*, Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum.

Tsatsaronis, G. ve Moran, J. (1997), "Exergy-Aided Cost Minimization", *Energy Conversion and Management*, 38:15-17.

Tsatsaronis, G. ve Park, M. (2002), "On Avoidable and Unavoidable Exergy Destructions and Investment Cost in Thermal Systems", *Energy Conversion and Management*, 43:1259-1270.

Torres, E.A. ve Gallo, L.R. (1998), "Exergetic Evaluation of a Cogeneration System in a Petrochemical Complex", *Energy Conversion and Management*, 39:1845-1852.

Topuz, G. (1997), "Bileşik Isı Güç Santralleri ve Türkiye'deki Durumu Bölüm-2", *Termodinamik Dergisi*, 10:83-87, İstanbul.

Unescap, (1998), "Promotion of Cogeneration Technology as a Means of Control and Increase in Energy Efficiency in Industrial and Commercial Sectors", United Nations Publications.

Verkhivker, G.P. ve Kosoy, B.V. (2001), "On The Exergy Analysis of Power Plants", *Energy Conversion and Management*, 42:2053-2059.

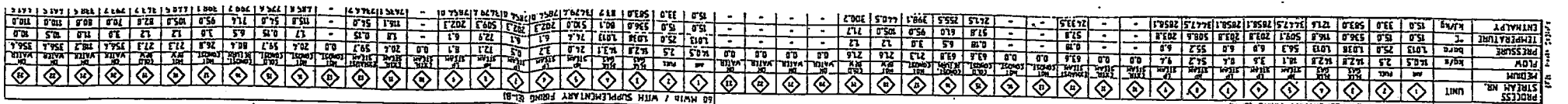
Wall, G. (1998), *Exergetics, Exergy Ecology Democracy*, Sweden.

Wilkinson, B.W. ve Barnes, R.W. (1993), *Cogeneration of Electricity and Useful Heat*, CRC Pres Inc., Florida.

EKLER

Ek 1 Kojenerasyon tesisinin detaylı akış şeması





ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 04.11.1979

Doğum yeri Kahramanmaraş

Lise 1993-1996 Kahramanmaraş Fatih Lisesi

Lisans 1997-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Kimya Metalurji Fak.
Kimya Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2002-2004 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Kimya Müh. Ana Bili Dalı, Kimya Müh. Programı

