

## GAZ TÜRBİNLİ BİR ISIL-GÜÇ (KOJENERASYON) ÇEVİRİM SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ: ANKARA ŞARTLARINDA UYGULAMA

Murad A. RAHİM<sup>1\*</sup>, Duygu GÜNDÜZ<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> Gazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara  
mrahim@gazi.edu.tr, duygu\_gunduz88@hotmail.com

### Özet

Gelişmekte olan ülkeler gibi ülkemiz içinde enerji ihtiyacı her geçen gün büyük bir hızla artmaktadır ve bu artışın gelecekte de süreklilik göstermesi beklenmektedir. Endüstriyel sektörler ise elektrik tüketiminde ilk sırada yer almaktadır. Birçok ülke, enerji politikalarını, yatırımcılarını elektrik üretimi konusunda teşvik etmek için yeniden gözden geçirmektedir. Bu doğrultuda, kendi elektrik üretimini yapmak isteyen endüstriyel oluşumlar için cazip ekonomik ortam ile enerji tasarrufu; birleşik ısı - güç üretimiyle yani kojenerasyon sistemleri ile mümkün olabilmektedir. Termodinamik açıdan termal sistemlerin performansları, termodinamiğin birinci yasası (enerjinin korunumu-enerji analizi) ve ikinci yasası (kullanılabilirlik-ekserji analizi) ile doğrulanmaktadır. Termal sistemlerin enerji ve ekserji verimleri; sistemlerin dizaynında, sistemlerin seçilmesinde ve sistemin çalışma şartlarının belirlenmesinde önemli karar parametreleridir. Bu çalışmada, tasarlanan bir ısı-güç (kojenerasyon) çevrim sistemine termodinamiğin birinci ve ikinci yasası (ekserji analizi) uygulanarak, santraldeki kayıpların belirlenmesine çalışılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Isıl – güç (kojenerasyon), kombine çevrim santrali, enerji, exergy.

## ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A GAS TURBINE CO- GENERATION POWER PLANT: APPLICATION FOR ANKARA CONDITIONS

### Abstract

Energy need is growing as a result of the development of technology in todays. Electricity consumption is the first place in all industrial plants. Many countries are reviewing to encourage the electrical production. In this context, industrial entities who wish to produce their own electricity with the energy savings for the attractive economic environment, combined heat – power (cogeneration) systems and power generation is possible. Thermal systems performance are confirmed with first law of the thermodynamic (energy conservation, energy analysis) and second law of thermodynamic (usability, exergy analysis). Energy and exergy efficiencies of thermal systems, systems design, the selection of systems and working conditions are important to determine the parameters of the system. In this study, the first and second law of thermodynamic for a heat – power (cogeneration) system is studied to examine the losses on the plant.

**Keywords:** Heat – power (co-generation), combined cycle power plant, energy, exergy

## Semboller ve Kısaltmalar

K	Kompresör
YO	Yanma Odası
AIK	Atık Isı Kazanı
BT	Buhar Türbini
GT	Gaz Türbini
YOĞ	Yoğuşturucu
BSP	Besleme Pompası
SK	Soğutma Külesi
Subscripts	
CV	Control volume
i	Inlet
e	Exit
$\dot{m}$	Mass Flow Rate
$\dot{Q}$	Net Heat
T	Temperature
$\dot{W}$	Power
$\eta$	Energy Efficiency
$\psi$	Exergy
$\varepsilon$	Exergy Efficiency
$x_n$	Mole Fraction
$\Psi_{CH}$	Chemical Exergy
R	Universal Gas Constant

## 1. Giriş

Türkiye artan nüfusu ve gelişen ekonomisi ile enerji ihtiyacı gün geçtikçe, hızla artan buna karşılık yerli enerji kaynakları sınırlı olan ve enerji talebinin büyük bir kısmını ithal eden bir ülkedir. Bu gün için yaklaşık % 58 olan ithal enerji payının 2020 de % 78 olması beklenmektedir. Ülkemizde tüketilen enerjinin yaklaşık % 36'sı konutlarda, % 34'ü sanayide, % 21'i ulaşımda, % 5'i ise tarımda kullanılmaktadır. Enerji kaynakları kısıtlı olan ülkemizde, enerjiyi etkin kullanma ve tasarruf uygulamalarının artırılması ülkemizin enerji ithalatının azaltılması yönünde olumlu katkı sağlayacaktır [1]. Kombine ısı ve güç üretimi veya en bilinen adıyla kojenerasyon, düşük maliyetli yatırımı, daha kısa kuruluş süresi, düşük yakıt tüketimi ve bunlarla birlikte çevre kirliliği ve giderek artan yakıt çeşitliliğine bağlı olarak dünya çapında tipik güç ve ısı üretim seçeneklerinin yerini alacak cazip bir alternatif olarak bilinmektedir [2].

Termodinamik açıdan termal sistemlerin performansları, termodinamiğin birinci yasası (enerjinin korunumu-enerji analizi) ve ikinci yasası (kullanılabilirlik-ekserji analizi) ile doğrulanmaktadır. Termal sistemlerin enerji ve ekserji verimleri; sistemlerin dizaynı da, sistemlerin seçilmesinde ve sistemin çalışma şartlarının belirlenmesinde önemli karar parametreleridir [3]. Termodinamiğin birinci yasası enerji korunumuna dayanır ve enerjinin var veya yok edilemeyeceğini vurgular. Enerji analizi sistemin bütünü hakkında bilgi verir, enerjinin niceliğiyle ilgilenir, sistem içerisindeki tersinmezliklerden (entropi üretimi) meydana gelen kayıpları göz önüne almaz.

Termodinamiğin ikinci yasası, bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin azalması, entropi üretimi ve iş yapabilme olanağının değerlendirilmesini analiz eder. Tersinir sistemlerin haricinde kullanılabilirlik (ekserji) enerji gibi korunmaz. Ekserjinin bir bölümü sistem içerisindeki tersinmezliklerden dolayı yok olur, bir bölümü ise sistem sınırlarından çevreye atılır (ekserji kaybı). Ekserji analizi; ekserji kayıplarının yerini, tipini ve miktarını doğru bir şekilde belirleyebildiği için sistemlerin tasarlanmasında ve geliştirilmesinde kullanışlı bir metot olarak son zamanlarda yoğun bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Ekserji verimi, bir sistemin veya prosesin ideal şartlara ne kadar yaklaştığının bir göstergesidir. Ayrıca ekserji analizi yöntemi; bir sistemdeki termodinamik verimsizliklerin düşülerek daha verimli sistem tasarımının nasıl yapılabileceğini ve mevcut şartların doğru tanımlanmasını sağlamaktadır.

Isıl - güç (kojenerasyon) santralının enerji ve ekserji analiz ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde [4-13], Süner, “Kombine Gaz/Buhar Türbinli Kojenerasyon Sistemlerinin Termodinamik ve Ekonomik Analizi” isimli yüksek lisans tez çalışmasında, elektrik üretimi için bileşik gaz/buhar türbini kullanan ve ısı üretimi için buhar türbininden ara buhar çeken bir kombine kojenerasyon sistemini incelemiştir [4]. El-Masri ekserji analizinin buhar çevrim dizayn ve optimizasyonunda önemli bir yöntem olduğunu belirterek, buhar türbin grubuna ekserji analizini uygulamıştır. Komponentlere kütle, enerji ve bunlara bağlı ekserji denge denklemlerini uygulamış ve ekserji verimlerini çıkartmıştır. Yanma sonucu sıcaklık değişimiyle net iş ve ekserji değişimlerini inceleyerek her bir bileşendeki ekserji bozunumlarını ve kayıplarını, basınç oranı ile net iş arasında da aynı ilişkiyi göstermiştir [5]. Allen ve Kovacik [6], Gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin prensipleri ve uygulamaları başlıklı makalede, gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin avantajları ve gaz türbini egzozunu kullanan ısı kazanım sisteminin incelenmesi yapılmıştır. İnallı, Yücel ve Işık [7], çalışmalarında, kojenerasyon sistemlerinin teknik ve ekonomik açılarından olabirliğini tartışmış ve GAP bölgesi için önemini vurgulamışlardır. Arpacı [8], “Doğal Gazlı Kojenerasyon Sistemlerinde Exergy Analizi” isimli yüksek lisans tez çalışmasında, enerji denge denkleminin uygulandığı termal sistemin ana parçalarını formüle etmiştir. Bu formülasyonun ekserji içeren ayrı görünüşlerini termal sistemin parçaları içerisinde ekserji akışı, entropi üretim akışı, kullanılabilir iş gibi ekserji oranı terimlerine ayırmıştır. Chin ve El-Masri [9], gaz türbin grubunun çıkışına ilave edilen çift basınçlı buhar çevrimine ekserji analizi yapmışlardır. Analiz neticesinde buhar türbini parametrelerini gaz türbini egzoz gaz sıcaklığının fonksiyonu olarak yazıp optimum şartları tespit etmişlerdir. Daha sonra tek basınçlı türbin ile optimize edilmiş çift basınçlı türbini karşılaştırmışlar ve güçte % 3'lük bir artış egzoz gazından ısı transferindeki tersinmezliklerde % 15 ile %8 arasında azalma olduğunu belirtmişlerdir. Horlock [10], kapalı sistemlerin termik veriminin; elde edilen net işin verilen ısıya oranı olduğunu, açık çevrimlerde ise elde edilen net işin ideal şartlarda elde edilebilecek tersinir işe oranı olduğuna vurgulamışlardır. Bu tanımdan hareketle literatürde termik santraller için üç ayrı verim ifadesi olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan bu çalışmalara benzer çalışmalar Rosen ve Dinçer [11], Sciubba [12] ve Savruk ve Yeşin [13] gibi çalışmalardır.

Bu çalışmada, bir ısı-güç çevrim sistemine termodinamiğin birinci (enerji) ve ikinci yasası (ekserji) analizi uygulanarak, santraldeki kayıpların belirlenmesine çalışılmıştır.

## 2. Isıl-Güç (Kojenerasyon) Sistem Yapısı ve Çalışma Prensibi

Kojenerasyon tesislerinin basit çevrimdeki sistemlerden daha yüksek verimle çalışmasının başlıca nedeni egzoz gazlarından faydalanarak ikinci bir enerji üretmektir. Basit bir çevrimde, sadece elektrik üreten gaz türbini ya da motor, enerjinin % 30-40'ını elektriğe çevirirken; kojenerasyon sisteminde dışarıya atılacak ısının büyük kısmı kullanılabilir enerjiye dönüşmektedir.

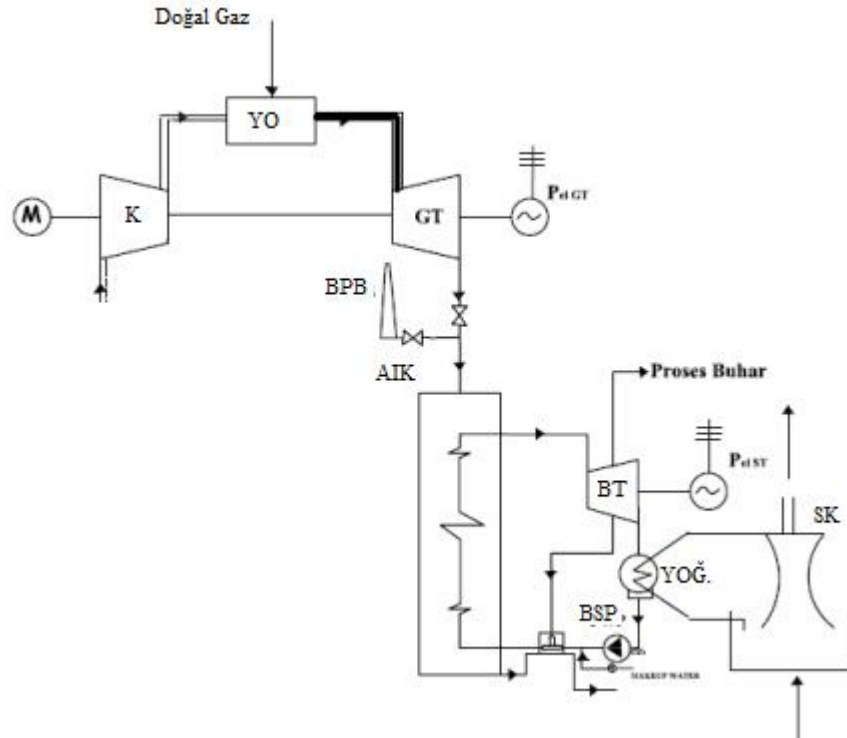
Gaz türbini, havayı sıkıştırıp, gaz veya sıvı yakıtı yakarak elektrik jeneratörünü döndüren sistemdir. Gaz türbininden çıkan egzoz gazları, sıcaklığı çok fazla olduğundan, atık ısı kazanında değerlendirilip yüksek verimde ısı enerjisi elde etmede kullanılmaktadır. Kabul edilen ısı - güç (kojenerasyon) çevrim santral ünitesinin şeması Şekil 1'de gösterilmiştir. Seçilen modelde, kompresör, yanma odası, gaz türbini, ısı geri kazanım buhar jeneratörü, buhar türbini, pompa ve yoğuşturucu kullanılmıştır [4].

Bu çalışmada kullanılmış olan türbin tipi GE 6541B'dir. Kompresör bölgesinde sıkıştırılan hava sisteme gönderilmekte ve türbinde yanma sonucu oluşan atık gazlar 38 MW'lık gaz türbininin miline tahrik vermektedir. Gaz türbini mili bu tahrik ile dönmeye başlamakta ve kendisine bağlı gaz türbini jeneratörünün milini döndürerek elektrik üretimini gerçekleştirmektedir. Gaz türbinindeki yanma sonucu oluşan atık gazlar, gaz türbininden çift basınçlı (yüksek ve alçak basınç) Atık Isı Kazanı (AIK) sistemine gönderilmektedir.

Gaz türbininden gelen atık gaz 534 °C'de atık ısı kazanına girmekte ve bu sistemde buhar elde edilmektedir. Atık ısı kazanındaki atık gazlar, sistem ve bağlantılı bölgelerde (kızdırıcı, buharlaştırıcı, ekonomizer vb.) yüksek ve alçak basınç olmak üzere suyun buhar olarak elde edilmesini sağlar.

Atık gazlar, AIK'dan geçerek bir baca yoluyla çevreye salınır. AIK sisteminde oluşan yüksek basınç buhar (75 bar, 454°C ve 63072 kg/h) ve alçak basınç buhar (10 bar, 231°C ve 12420 kg/h) buhar türbinine gönderilir. Buhar türbinine gönderilen yüksek ve alçak basınçtaki buhar, türbinin milini tahrik eder. Buhar türbinin milinin dönmesiyle de jeneratör tahrik edilmiş olur. Buhar türbininden çıkan buhar yoğuşturucuda yoğuşturularak, besleme suyu pompalarıyla tekrar sisteme geri beslenir.

Buhar türbininden çıkan düşük basınçlı (1.1 bar, 182°C ve 1800 kg/h) buhar ise borular vasıtasıyla termik santralin çevresindeki yerleşim bölgeleri için bölgesel ısıtma veya endüstriyel amaçla kullanılmak üzere gönderilir. Sistemin genel verileri Tablo 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Isıl – güç (kojenerasyon) çevrim santral ünitesinin şeması

Tablo 1. Isıl-Güç Santralini Genel Sistem Verileri

Parametre	Birim	Değer
Çevre kuru termometre sıcaklığı	°C	15
Çevre yaş termometre sıcaklığı	°C	10.87
Gaz türbini modeli	-	GE 6541B
Kapasite faktörü	%	85
Yakıt türü	-	Doğal Gaz
Yakıt debisi	kg/s	2.6
Türbin giriş sıcaklığı	°C	1105
Türbin çıkış sıcaklığı	°C	534
Basınç oranı	-	18.5
Yoğuşturucu Basıncı	bar	0.068
YB, AIK çıkış basıncı	Bar	75
AB, AIK çıkış basıncı	Bar	10
YB, AIK çıkış sıcaklığı	°C	554
AB, AIK çıkış sıcaklığı	°C	230
Atık gaz AIK giriş basıncı	Bar	1.043
Atık gaz AIK giriş sıcaklığı	°C	534
YB, AB, yaklaşım sıcaklığı	°C	15
Buhar turbini çıkış gücü	MW	20
Gaz türbini çıkış gücü	MW	38
Sistem toplam çıkış gücü	MW	57
Sistem elektrik verimi	%	47.5
Sistem toplam proses çıkış gücü	MWt	1.2

### 3. Termodinamik Analiz

Termal sistemlerin değerlendirilmesi ve geliştirilmesi için termodinamik verimsizliklerin kaynağı ve sistem bileşenleri arasındaki etkileşimin anlaşılması gereklidir. Tüm enerji dönüşüm süreçleri, kimyasal reaksiyon, ısı transferi boyunca oluşan bir sonlu sıcaklık farkı, farklı bileşim veya fazlarda madde karışımı, kontrolsüz genleşme ve sürtünme gibi yutucu etkiler nedeniyle tersinemezdir. Ekserji dengeleri, sistem bileşenleri içindeki ekserji yıkımları hesaplanırken yardımcı olmaktadır. Böylece termodinamik verimsizlik ve buna neden olan süreçler tanımlanır.

Bu çalışma boyunca aşağıdaki varsayımlar kabul edilmiştir :

- Tüm sistem operatörleri kararlı rejim şartlarındadır.
- Hava ve egzoz gazları için ideal gaz kuralları uygulanmıştır.
- Yanma reaksiyonları yanma odasında tamamlanmıştır.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

Yukarıdaki varsayımlarla herhangi bir kararlı rejim sistemi için kütle, enerji ve ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

$$\dot{E}_{\text{heat}} + \dot{W} = \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_i \psi_i + \dot{E}_{\text{dest}} \quad (3)$$

Burada Q ve W net ısı ve iş girişi, m akışkanın kütleli debisi, h entalpi, i ve e indisleri ise giriş ve çıkış anlamına gelmekte;  $E_{\text{dest}}$ , kayıp ekserji oranı ve  $E_{\text{heat}}$ , T sıcaklıkta ısı yoluyla net ekserji transferi olmak üzere şu şekilde verilmiştir:

$$\dot{E}_{\text{heat}} = \sum \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \quad (4)$$

Burada T gerçekleşen ısı transferinde yer alan sıcaklıktır. Kısmi akış ekserji oranı ve toplam ekserji oranı şu şekilde verilmektedir:

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (5)$$

$$\dot{E} = \dot{m} \psi \quad (6)$$

Burada "0" indisi sınırlı hareketsiz durum anlamına gelmektedir ve  $T_0$  hareketsiz durum sıcaklığıdır. Enerji ve ekserji verimlilikleri şu şekilde belirtilebilir:

$$\eta = \left( \frac{\text{Çıkan Enerji}}{\text{Toplam Giren Enerji}} \right) \quad (7)$$

$$\varepsilon = \left( \frac{\text{Çıkan Ekserji}}{\text{Toplam Ekserji}} \right) \quad (8)$$

Bir termal sistemin termodinamik analizi genellikle sistem bileşenlerinin performanslarının ayrı ayrı değerlendirilmesini içerir. Türbinler, kompresörler ve ısı değiştiricileri gaz türbinli ısı-güç enerji sistemlerinde kullanılan önemli bileşenler arasındadır. Bir adyabatik türbin ve kompresörün izentropik verimi sırayla şu şekilde verilebilir:

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_i - h_e}{h_i - h_{e,s}} \quad (9)$$

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{e,s} - h_i}{h_e - h_i} \quad (10)$$

Burada  $W_a$  ve  $W_s$  sırasıyla gerçek ve izentropik işlerdir. Bir adyabatik türbinin ikinci kanun verimi (ekserji) ile ifadesi, mil işindeki akışkanın nasıl davrandığı ile ölçülebilir.

$$\mathcal{E}_{\text{turb}} = \frac{w_a}{w_{\text{rev}}} = \frac{h_i - h_e}{h_i - h_e - T_0(s_i - s_e)} \quad (11)$$

Burada  $W_{\text{rev}}$ , tersinir ve gerçek işin ortalaması olan tersinmezlik işidir (ekserji kaybı). Kompresörün ikinci kanun verimi benzer ama ters biçimde açıklanabilir.

$$\mathcal{E}_{\text{comp}} = \frac{w_{\text{rev}}}{w_a} = \frac{h_e - h_i - T_0(s_e - s_i)}{h_e - h_i} \quad (12)$$

Bu çalışma için tersinir iş gerçek iş ve ekserji yıkımı arasındaki farktır. Gaz türbinli ısı-güç enerji sistemlerinde, ısı değiştiricilerin ikinci kanun verimi soğuk akımın ekserjisindeki yükselmenin, sıcak akımın ekserjisindeki azalmaya bölünmesiyle hesaplanabilir.

$$\mathcal{E}_{\text{heat exch}} = \frac{(\dot{E}_{\text{out}} - \dot{E}_{\text{in}})_{\text{cold}}}{(\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}})_{\text{hot}}} = \frac{\dot{m}_{\text{cold}} [h_e - h_i - T_0(s_e - s_i)]_{\text{cold}}}{\dot{m}_{\text{hot}} [h_i - h_e - T_0(s_i - s_e)]_{\text{hot}}} \quad (13)$$

Burada  $m_{\text{cold}}$  ve  $m_{\text{hot}}$  sırasıyla soğuk ve sıcak akımın kütleli debileridir.

Gaz türbinli bir ısı-güç enerji sisteminin toplam termal verimliliği ile ısı giriş oranını ayarlayan ekipmana eşit olan gaz veya buhar türbinleriyle meydana gelen net güç oranı gibi tanımlanabilir ve şu şekilde ifade edilebilir:

$$\eta_{\text{th, overall}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} q_{\text{LHV}}} \quad (14)$$

Burada  $m_{\text{yakıt}}$ , gaz türbinli bir ısı güç sistemine yakıtın giriş debisi ve  $q_{\text{LHV}}$  yakıtın alt ısı değeri. Sistemin toplam ekserji verimliliği şu şekilde ifade edilebilir.

$$\mathcal{E}_{\text{overall}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_{\text{fuel}}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} \psi_{\text{fuel}}} \quad (15)$$

Bir maddenin kimyasal ekserjisi, ortamın özelliklerine bağlı olarak standart kimyasal ekserji tablolarından elde edilebilir. Karışım içeren gazlar için kimyasal ekserji, referans tablolardansa aşağıdaki eşitlikle hesaplanması daha doğru olmaktadır.

$$\bar{\psi}_{CH} = \sum x_n (\bar{\psi}_{CH})_n + \bar{R} T_0 \sum x_n \ln x_n \quad (16)$$

Burada  $X_n$ , karışımdaki gazın mol kesri ve R evrensel gaz sabitidir.

#### 4. Isıl-Güç Çevriminin Enerji ve Ekserji Analiz Değerleri ve Sonuç

Tasarlanan ve analiz edilen sistemde 38 MW'lık bir adet gaz türbini ve 20 MW'lık bir buhar türbini bulunmaktadır. Sistem hava ile soğutulmuştur. Gaz türbininde yakıt olarak doğalgaz kullanılmıştır. Her iklim ve coğrafyanın kendine özgü koşulları olduğu için tüm gaz türbinlerinin kabul edilmiş standart kapasite değeri "Uluslararası Standartlar Organizasyonu (ISO)" tarafından ifade edilen çalışma koşulu olan 15°C giriş havası sıcaklığında, % 60 bağıl nem, deniz seviyesinde 101,3 kPa şartında ifade edilmektedir. Tablo 2'de tasarlanan ısı - güç santralının genel çıkış verileri gösterilmiştir.

**Tablo 2.** Isıl - güç santralının genel çıkış verileri

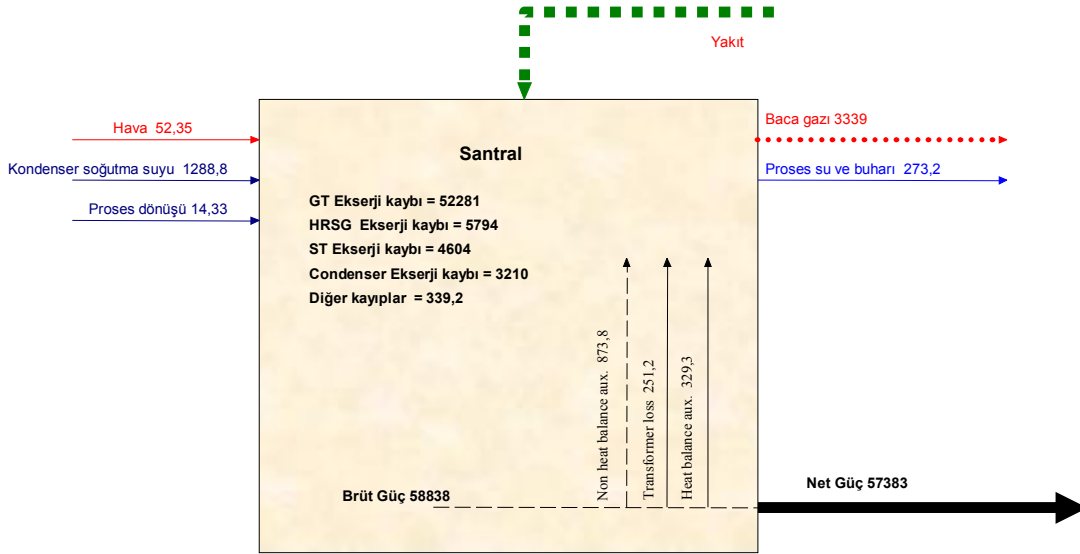
<b>GT (MW)</b>	<b>38</b>
<b>ST (MW)</b>	20
<b>Toplam Güç (MW)</b>	58.800
<b>Toplam Net Güç (MW)</b>	57.300
<b>Kayıplar (MW)</b>	1.450
<b>LHV ( kJ/kWh)</b>	7570
<b>Net Elektrik verimi (%)</b>	47.5
<b>GT Elektrik verimi (%)</b>	31.71
<b>HRSG verimi (%)</b>	82.74
<b>Baca Gazı Sıcaklığı (°C)</b>	102

Tasarlanarak analizi yapılan ısı-güç santralının enerji balans değerleri Tablo 3'de. Sisteme toplam 138.510 MW'lık bir enerji girişi ve 138.481 MW'lık da sistemden enerji çıkışı olmaktadır. Sistemde üretilen net güç çıkışı 57,4 MW olmuştur. Çevrimdeki sistemlerden daha yüksek verimle çalışmasının başlıca nedeni egzoz gazlarından faydalanarak ikinci bir enerji üretmektir. Basit bir çevrimde, sadece elektrik üreten gaz türbini ya da motor, enerjinin % 30-40'ını elektriğe çevirirken; kojenerasyon sisteminde dışarıya atılacak ısının büyük kısmı kullanılabilir enerjiye dönüşmektedir.

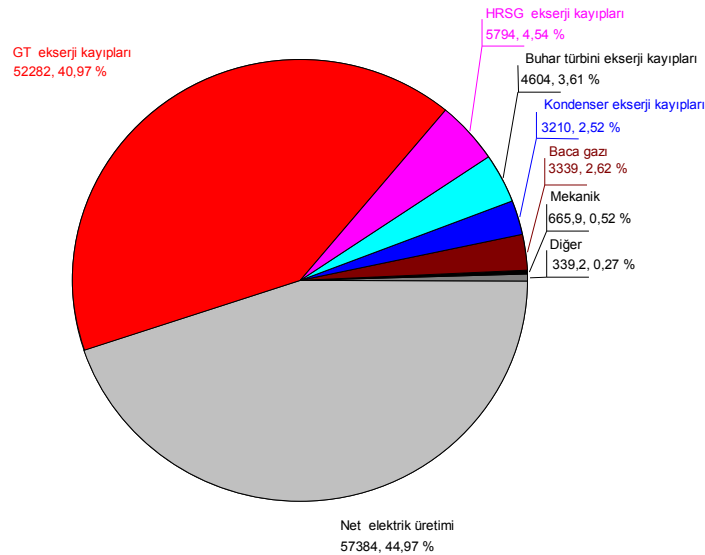
**Tablo 3.** Isıl-Güç Santralının Enerji Balansı

<b>Enerji Girişi</b>	<b>138510</b>	<b>kW</b>
<b>Çevre havası duyulur</b>	2078,4	kW
<b>Çevre havası gizli</b>	2158,2	kW
<b>Yakıt</b>	134064	kW
<b>Geri Dönüşüm</b>	209,3	kW
<b>Enerji Çıkışı</b>	138481	kW
<b>Net Güç Çıkışı</b>	57383	kW
<b>Baca Gazı duyulur</b>	14954	kW
<b>Baca Gazı gizli</b>	15394	kW
<b>GT mekanik kayıp</b>	414,9	kW
<b>GT dişli kutusu kayıp</b>	698,7	kW
<b>GT jeneratör kaybı</b>	786,2	kW
<b>GT diğer kayıplar</b>	663,6	kW
<b>Kondenser</b>	43819	kW
<b>Proses Buharı</b>	1418,3	kW
<b>Blöf</b>	278,7	kW
<b>Çevrim ısı kayıpları</b>	1097	kW
<b>ST mekanik kayıpları</b>	448	kW
<b>Transformatör kayıpları</b>	251,2	kW
<b>Enerji Giriş – Enerji çıkış</b>	28,07	kW

Isıl – güç santralin ekserji akış şeması ve ekserji kayıplarının dağılımı Şekil 2 ve Şekil 3’de gösterilmiştir.



Şekil 2. Isıl - Güç (kojenerasyon) Santrali Ekserji Akış Şeması (kW)



Şekil 3. Isıl-Güç Santralinin Ekserji Kayıplarının Dağılımı

Şekil 4’de görüldüğü gibi, gaz türbininin ekserji analizinde, toplam ekserji içerisinde % 41,4 oranında bir kayıp olduğu hesaplanmıştır. Bu oranın büyük bir kısmını gaz türbininde yanma ekserji kayıpları, kalan kısmını da kompresör, türbin ile mekanik ekserji kayıpları oluşturmaktadır.



**Tablo 4.** Gaz Türbini (GE 6541B) Ekserji Analizi Sonuçları

<b>Ekserji giriş</b>	<b>126197</b>	<b>kW</b>
<b>GT yakıt-yanma</b>	126260	kW
<b>Hava kompresör</b>	-63,72	kW
<b>Ekserji çıkış</b>	73916	kW
<b>GT elektrik</b>	38263	kW
<b>GT ekzos</b>	35652	kW
<b>Ekserji kayıpları</b>	52281	kW
<b>GT yanma ekserji kayıpları</b>	41702	kW
<b>GT kompresör ve türbin ekserji kayıpları</b>	8679	kW
<b>Mekanik kayıplar</b>	1899,9	kW
<b>Diğer</b>	116,1	kW

Ekserji analizi yapılan ve bileşik ısı-güç üretimi gerçekleşen bu sistemler temelde, elektrik üretiminde kullanılan gaz türbini, buhar türbini ve gaz motorları gibi ısı makinalarının atık ısısından yararlanmayı amaçlamaktadır. Böylece yakıt enerjisi daha etkin kullanılmış olmaktadır. Bunun iki önemli sonucu görülmektedir. İlk olarak giderek tükenen fosil yakıtlardan tasarruf etmek, ikincisi küresel ısınma kaygısını, atmosfere daha az karbon dioksit atarak azaltmaktır. Geleneksel elektrik üretiminde elektrik enerjisinin uzak mesafelere naklinde önemli miktarlarda kayıplar oluşmasına karşın yerel elektrik üretimi sağlayan bu tesislerde nakil kayıplarında ortadan kalkmaktadır. Bu çalışma ile bu tip sistemlerin enerjinin dönüşümü ve kullanımında verimliliği artırdığı görülmüştür.

### Kaynaklar

- [1]. Aras, H, "Enerji Günlüğü", isimli köşe yazıları, İki Eylül Gazetesi-Eskişehir (2007).
- [2]. Dincer I, Rosen MA, "Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development", Renewable and Sustainable Energy Reviews. 9:169-189 (2005).
- [3]. Dias, RA, Balestieri JAP, "Energetic and exergetic analysis in a firewood boiler", Revista De Cienci& Tecnologia. 12(23): 15-24 (2004).
- [4]. Sürer, F., "Kombine Gaz/Buhar Türbinli Kojenerasyon Sistemlerinin Termodinamik ve Ekonomik Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri, Enstitüsü, İstanbul (2003).
- [5]. El-Masri, MA, "Exergy analysis of combined cycles: Part 1 – Air cooled Brayton cycle gas turbine", ASME J. Eng. Gas Turbine Power 109 228–236(1987).
- [6]. Allen, R.P., Kovacic, J.M., "Gas turbine cogeneration – principles and practice", ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power 106 725–731(1984).
- [7]. İnallı, M., Yücel, H.L., Işık, E., "Kojenerasyon Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Uygulanabilirliği", Mühendis ve Makine, Sayı 506 (2002).
- [8]. Arpacı, İ., "Doğal Gazlı Kojenerasyon Sistemlerinde Exergy Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul (2002).
- [9]. Chin, WW., El-Masri, MA. "Exergy analysis of combined cycles: Part 2 – Analysis and optimization of two-pressure steam bottoming cycle", ASME J. Eng. Gas Turbine Power 109 237–243, (1987).
- [10]. Harlock, JH. "Combined power plants-past, present and future", J. Eng. Gas Turbines Power, 117:608 (1995).
- [11]. Rosen M. A., Dinçer, İ., "Thermoeconomic Analysis Of Power Plants: An Application To Coal Fired Electrical Generating Station", Elsevier Science Ltd., Canada (2003).
- [12]. Sciubba, E. "Beyond Thermoeconomics? The Concept of Extended Exergy Accounting and Its Application to the Analysis and Design of Thermal Systems", Exergy, An International Journal, 1(2), 68-84 (2001).
- [13]. Savruk, N., Yeşin, T, "Gaz/Buhar Kombine Çevrim Enerji Santrallerinin Performans Analizi", Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi (2001).
- [14]. Colpan OC, "Exergy analysis of combined cycle cogeneration system.", A thesis submitted to the Graduate School of Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University. Ankara. Turkey.