CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR KOMBİNE ÇEVRİM TESİSİNİN PERFORMANS ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisi Erdem ERSAYIN

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Enerji

MANİSA 2012

CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR KOMBİNE ÇEVRİM TESİSİNİN PERFORMANS ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisi Erdem ERSAYIN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih:13 Nisan 2012

Tezin Savunulduğu Tarih : 27 Nisan 2012

Tez Danışmanı :Doç.Dr. Leyla ÖZGENER …….
Diğer Jüri Üyeleri :Yrd.Doç.Dr.Fatih SELİMEFENDİGİL……...
Yrd.Doç.Dr.Ahmet ERYAŞAR……

MANİSA 2012

CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR KOMBİNE ÇEVRİM TESİSİNİN PERFORMANS ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisi Erdem ERSAYIN

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Enerji

MANİSA 2012

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER....i
SEMBOL LİSTESİ....ii
KISALTMALAR LİSTESİ....iii
ŞEKİL LİSTESİ....iv
TABLO LİSTESİ....v
TEŞEKKÜR....vi
ÖZET....vii
1.GİRİŞ....1
2. KOMBİNE ÇEVRİMLİ GÜÇ SANTRALLERİ....5
2.1 KOMBİNE ÇEVRİMLİ GÜÇ SANTRALLERİNDE KULLANILAN ÇEVRİMLER....5
2.1.1 Brayton Çevrimi....5
2.1.2 Rankine Çevrimi....6
2.1.3 Kombine Çevrim Güç Üniteleri....7
2.1.4 Kombine Çevrimli Güç Ünitelerinin Avantajları....8
3. ELE ALINAN KOMBiNE SiSTEMiN TANITILMASI....9
3.1 Gaz Türbini....10
3.2 Isı Geri Kazanım Ünitesi....10
a)Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü....11
b)Tek geçişli buhar jeneratörü....12
3.3 Buhar Türbini....14
3.4 Kondenser....14
4. PERFORMANS ANALİZİ....16
4.1 ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZ....16
4.1.1 Üst Çevrim....16
4.1.2 Alt Çevrim....18
5 SONUÇ ve TARTIŞMA....26
6.DEĞERLENDİRME ve ÖNERİLER....39
7.KAYNAKLAR....40

SEMBOL LİSTESİ

c_p=Sabit basınç altındaki özgül ısı değeri [kJ/kgK]

e_x=Özgül ekserji [kJ/kg]

$\dot{E}_x$ =Ekserji akımı [kW]

η_{II}=İkinci yasa verimi

$\dot{I}_{kayıp}$ =Ekserji kayıp akımı [kW]

h=entalpi(kJ/kg)

k=Özgül ısıların oranı

LHV=Yakıt alt ısıl değeri [kJ/kg]

$\dot{m}$ =Kütlesel debi [kg/s]

P=Basınç [kPa,bar]

r=Basınç oranı

T=Sıcaklık [^oC,K]

x=molar bileşim(%)

Alt İndisler

a=Hava

e=Çıkış

f=Yakıt

g=Yanma sonu gazları

i=Giriş

o=Ölü hal koşulları

KISALTMALAR LİSTESİ

BT=Buhar türbini

GT=Gaz türbini

HK=Hava kompresörü

HP=Yüksek basınç

IGBJ=Isı geri kazanımlı buhar jeneratörü

IP=Orta basınç

LP=Alçak basınç

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Brayton Çevrimine ait P-v ve T-s diyagramları 5
Şekil 2.2 İdeal Rankine Çevrimine ait T-s diyagramı 7
Şekil 2.3 Kombine Çevrimli Güç Üretim Tesisi ve T-s diyagramı 8
Şekil 3.1 Sistemde kullanılan gaz türbininin yapısı 10
Şekil 3.2 Isı geri kazanımlı buhar jeneratörünün şematik gösterimi 12
Şekil 3.3 Ele alınan tesisteki ısı geri kazanım ünitesi 12
Şekil 3.4 Tek Geçişli Buhar Jenaratörü 13
Şekil 3.5 Ele alınan tesisteki ısı geri kazanım ünitesi 13
Şekil 3.6 Sistemin şematik gösterimi 14
Şekil 5.1 Sistemin Şematik Gösterimi 24
Şekil 5.2 Ekserji Kayıp Oranlarının Yüzdelik Dağılımı 27
Şekil 5.3 Sistem Elemanlarının Ekserji Verimleri 27
Şekil 5.4 Sistemin I.Yasa ve II.Yasa verimleri 30
Şekil 5.5 Dış ortam sıcaklığı ve kompresörde ekserji kaybı ilişkisi 31
Şekil 5.6 Dış ortam sıcaklığı ve yanma odasında ekserji kaybı ilişkisi 31
Şekil 5.7 Dış ortam sıcaklığı ve türbinde ekserji kaybı ilişkisi 32
Şekil 5.8 Dış ortam sıcaklığı ve kompresör ekserji verimi ilişkisi 32
Şekil 5.9 Dış ortam sıcaklığı ve yanma odası ekserji verimi ilişkisi 33
Şekil 5.10 Dış ortam sıcaklığı ve türbin ekserji verimi ilişkisi 33
Şekil 5.11 Basınç oranı ve kompresörde ekserji kaybı ilişkisi 34
Şekil 5.12 Basınç oranı ve yanma odasında ekserji kaybı ilişkisi 34
Şekil 5.13 Basınç oranı ve türbinde ekserji kaybı ilişkisi 35
Şekil 5.14 Basınç oranı ve kompresör ekserji verimi ilişkisi 35
Şekil 5.15 Basınç oranı ve yanma oranı ekserji verimi ilişkisi 36
Şekil 5.16 Basınç oranı ve türbin ekserji verimi ilişkisi 36

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Sistemde kullanılan gaz türbinine ait özellikler 10
Tablo 5.1 Havanın referans çevre modeli..... 23
Tablo 5.2 Yanma sonucu oluşan gazlar 23
Tablo 5.3 Sistem üzerindeki noktaların termodinamiksel değerleri..... 25
Tablo 5.4 Ekserji verim tablosu 26
Tablo 5.5 Ekserji kayıp oranları..... 26
Tablo 5.6 Santralin toplam belirsizlik analizi sonuçları..... 37

TEŞEKKÜR

Bu yüksek lisans çalışmasının her aşamasında engin bilgi ve tecrübesi ile bana destek olan ve yardımlarını esirgemeyen değerli danışman hocam Doç. Dr. Leyla ÖZGENER'e teşekkürlerimi sunarım. Güç santrali çalışmaları için, başta Mak.Yük.Müh. Cenk HÜNER olmak üzere tüm ATAER Enerji çalışanlarına teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Tüm yaşamım boyunca yanımda olan ve desteklerini benden hiç esirgemeyen aileme de saygılarımı sunar kendilerine teşekkürü borç bilirim.

ÖZET

Günümüzde elektrik tüketimine ve enerjiye olan talep sürekli olarak artmaktadır. Elektrik tüketimine artan talebin sonucu olarak yeni güç santrallerinin yapımı düzenli olarak artmaktadır. Bunun yanı sıra mevcut güç santrallerinin daha verimli olarak çalıştırılmasına yönelik çalışmalar da yapılmaktadır.

Santrallerin verimli çalışmalarını sağlamak için, ilk olarak mevcut çalışma verilerine göre sistemin termodinamiksel olarak analizinin yapılması gerekmektedir. Yapılan analizden sonra ise sistem performansı üzerine etkisi olan paremetreler incelenir. İncelemeler sonucunda performans kaybına sebep olan değişkenler ve ekipmanlar belirlenir ve iyileştirme önerileri sunulur. Analizler yapılırken yalnızca termodinamiğin I.yasasının uygulanması performans için doğru bir gösterge olmaz. Enerjinin niteleğinin de önemli olduğunu vurgulayan termodinamiğin II.yasasının da uygulanması daha doğru sonuçlar alınmasını sağlar.

Bu çalışma kapsamında da bir kombine çevrim güç tesisinin performans analizi gerçek çalışma verisine göre yapılmış ve tesis termodinamiğin I. Ve II. yasalarına göre incelenmiştir. Sistemi oluşturan ekipmanlar bazında ekserji verimleri ve ekserji kayıp olanları bulunmuştur. Yapılan hesaplamalar sonucunda kombine çevrimin I.yasa verimi %63.4, II.yasa verimi ise %59.8 olarak bulunmuştur. Sistem üzerinde en fazla ekserji kayıp akımının bulunduğu ünite ise yanma odası olarak bulunmuştur.

Çalışmada elde edilen sonuçlara göre sistem üzerinde yapılabilecek iyileştirme önerileri de belirtilmiştir.

Anahtar Sözcükler: Kombine çevrim, Termodinamiğin I. Ve II.Yasası, Ekserji kayıp akımı

ABSTRACT

Nowadays the demand for electricity and energy increases continuously. As a result of increasing demand for the electricity, construction rate of new power plants grows constantly.Also studies for operating of existing power plants more efficiently have been carried out.

To operate power plants efficiently, firstly thermodynamical analysis should be carried out with regarding to actual working data. After the analysis, paremeters effecting the performance of system have been examined. According to the examinations, variables and equipmants ,which cause performance lost, have been determined and improvement suggestions have been presented. During the analysis, application of the first law of thermodynamics alonely will not be proper display. So application of the second law of thermodynamics, which emphasises the quality of energy is also important, provides more accurate results.

In this study the performance analysis of a combined cycle power plant performed with regarding to actual working data and power plant has been diagnosed with the first and second law of thermodynamics. Exergy efficiencies and exergy destruction rates are calculated on the basis of equipmants. According to the calculations first law and second law efficiencies of the combined cycle power plant has been found as 63.4 % and 59.8 % respectively Combustion chamber has been found as having the most exergy destruction rate.

Improvement suggestions are also stated according to the results obtained from the study.

Keywords : Combined cycle, first and second law of thermodynamics, exergy destruction rate

1.GİRİŞ

Son yıllarda gelişen sanayi uygulamaları ve sürekli artan nüfusla birlikte dünya üzerindeki enerji talebi sürekli bir artış eğilimindedir. Ancak bu enerji talebindeki artışa karşın kullanabilen enerji miktarında aynı oranda artış gözlenmemektedir, bu yüzden eldeki mevcut kaynakların verimli bir şekilde kullanılması büyük önem taşımaktadır.

Enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılmasının bir yolu da tek bir enerji kaynağı girdisiyle daha çok ürün ortaya koymaktır. Bu çalışmada incelenecek olan kombine çevrimli güç üretim tesisleri, kaynakların bu tarz verimli kullanımıyla ilgili iyi bir örnek olarak gösterilebilir. Kombine çevrim güç üretim tesisleri tek bir enerji kaynağı girdisiyle birden çok ekipmanda elektrik enerjisi üretimine olanak vermektedir, bu sayede de konvansiyonel güç üretim tesislerine göre daha iyi termodinamiksel verim sunmaktadır.

Literatürde kombine çevrim güç tesislerinin performans analizi ve bu tesislerin performansına etki eden parametrelerin incelendiği çalışmalar bulunmaktadır.

Valdes ve Lopun (2000) kombine çevrim güç üretim tesisi için ısı geri kazanım ünitesinin optimizasyonunu ve buna bağlı gerçekleşecek olan performansı incelemişlerdir [1].

Bilgen ve ark. (2000) yaptıkları çalışmada, enerji ve ekserji analizlerini gaz türbini bazlı kojenerasyon ve kombine çevrimlere uygulamış ayrıca geri ödeme sürelerini de seviyelendirilmiş maliyet analizlerinden bahsetmişlerdir [2].

Carcasci (2000) iki farklı gaz türbini çözümü modellemiş ve bu modellerin kombine çevrim güç üretim tesisi verimine etkilerini incelemiştir [3].

Kwak ve ark. (2001) 500 MW kurulu güce sahip kombine çevrim güç üretim tesisinin ekserjik ve termoekonomik analizini yapmışlardır. Ekserjoekonomik analiz yardımıyla elektrik ve buhar gibi ürünlerin üretim birim maliyetini hesaplamışlardır [4].

Wang ve Chiou (2001) bir gaz türbini çevriminin performansını arttırabilmek için çeştli modelleri incelemişler ve bir buhar enjeksiyonlu gaz türbinini modellemişlerdir [5].

Shin ve Kim (2001) kombine çevrim güç üretim tesisi için matematiksel modeller geliştirmiş ve dinamik analiz yapmışlardır [6].

Song ve ark. (2002) bir gaz türbininin ekserji bazlı performans karakteristiklerini incelemiş ve türbindeki ekserji bozunma oranlarını tayin etmiştir [7].

Franco ve Casarosa (2002) ısı geri kazanım jeneratörünün çalışma basıncını arttırmak ve optimizasyonunu yapmak suretiyle kombine çevrim güç üretim tesisinin veriminin ne kadar arttırılabileceğini incelemişlerdir [8].

Silviera ve Tuma (2003) kombine çevrim güç üretim tesisinin ekserjitik ürün maliyeti analizini çalışmalarında ele almışlardır [9].

Ertesvag ve ark. (2005) çalışmalarında CO_2 yakalama özelliğine sahip kombine çevrim güç üretim tesisi ile konvansiyonel kombine çevrim güç üretim tesisinin elektrik üretim performanslarını karşılaştırmışlardır [10].

Pavlas ve ark. (2006) mevcut bir kombine çevrim güç üretim tesisine ilave edilebilecek yenilenebilir enerji uygulamalarını incelemişlerdir [11].

Pilavachi ve ark. (2006) farklı yakıtlar kullanan ve farklı yapılandırmalara sahip olan kombine güç çevrim tesislerinin performans analizlerini yapmışlardır [12].

Erdem ve Sevilgen (2006) bir gaz türbini çevriminde çevre sıcaklığının elektrik üretimi ve yakıt tüketimine etkilerini incelemişlerdir [13].

Cihan ve ark. (2006) kombine çevrim güç üretim tesisinin gerçek çalışma verilerine göre termodinamiksel analizini yapmışlar ve bu sistemin iyileştirme potansiyeli üzerine çalışmalarda bulunmuşlardır [14].

Ameri ve ark. (2006) 420 MW kurulu güce sahip kombine çevrim güç üretim tesisinin analizini yapmış ve sistemde ısı geri kazanım ünitesinde yapılacak ek bir ateşleme ünitesinin sistemin performansı üzerine etkilerini modellemişlerdir [15].

Dinca ve ark. (2007) 100000 kişilik nüfusa sahip bir bölge için ekolojik,enerjtik ve ekonomik yönden en uygun olabilecek güç üretim senaryosunu incelemişlerdir [16].

Carapellucci ve Milazzo (2007) gaz türbinine eklenebilecek bir buhar enjeksiyon sistemiyle elde edilebilecek performans artışını incelemişlerdir [17].

Haglind(2008) kombine güç çevrimlerinin büyük gemilerdeki işletici makine olarak kullanımı uygulamalarını incelemiştir [18].

Polyzakis ve ark. (2008) kombine çevrim güç üretim tesisi için optimum gaz türbini çevrimi üzerine inceleme yapmışlardır [19].

Aljundi (2009) bir güç üretim tesisinde meydana gelen ekserji bozunmalarının ekipman bazında incelemesini yapmıştır [20].

Yang ve ark. (2009) gaz türbini giriş havası soğutma teknikleri olarak absorbsiyonlu soğutma ve evaporatif soğutmayı baz almış ve bu soğutma tekniklerinin kombine çevrim güç üretim tesisinin performansı üzerine etkilerini araştırmışlardır [21].

Delattin ve ark. (2009) bir kombine çevrim güç üretim tesisinde biyokütle sistemine sahip bir ek ünitenin santralin performansı üzerine olan etkilerini incelemişlerdir [22].

Ataei ve Yoo(2010) çalışmalarında 325 MW kurulu güce sahip bir kombine çevrim güç üretim tesisini incelemişler ve enerji verimliliğinin hesabında sıkıştırma noktasının etkisi üzerinde durmuşlardır [23].

Sanchez ve ark. (2010) kombine güç çevrim tesisleri için farklı kimyasal kompozisyonlara sahip sentez gazlarının performans analizini yapmıştır [24].

Woudsta ve ark. (2010) alternatif dizayna sahip kombine güç çevrim tesislerini incelemişlerdir. Çalışmalarında aynı tip gaz türbini içeren ancak üç farklı tipte buhar konfigirasyonuna sahip modellerin analizini yapmışlardır [25].

Leyte ve ark. (2010) gaz türbininin işletmesinde kullanılacak uygun hava-yakıt oranının kombine çevrim güç üretim tesisinin performansı üzerine etkisini incelemişlerdir [26].

Khaliq ve Dinçer (2011) bir kombine güç ve ısı üretim sistemi için ekserjitik ve enerjitik performans analizi yapmıştır. Ayrıca her bir sistem ekipmanı için de ekserji kayıp akımlarını hesaplamışlardır [27].

Rovira ve ark. (2011) kombine çevrim güç üretim tesisinde ısı geri kazanım ünitesi için yıllık bazda termoekonomiksel optimizasyon yapmışlardır [28].

Ahmadi ve ark. (2011) kombine çevrim tesisinin ekserji ve ekserjoekonomik analizini yapmıştır. Ayrıca CO_2 emisyonlarının incelenmesi yardımıyla da çevresel analizde bulunmuşlardır [29].

Gord ve Dashtebayaz (2011) farklı giriş havası soğutma metotlarının gaz türbini performansı üzerine etkisini incelemişlerdir [30].

Ahmadi ve Dinçer (2011) bir kombine çevrim güç üretim tesisi için optimum bir model geliştirmek istemişler ve elde ettikleri sonucu Shadid Salimi güç santalinin verileri ile mukayese etmişlerdir [31].

Sa ve Zubaidy (2011) farklı ortam sıcaklıklarındaki gaz türbini performanslarını analiz etmişlerdir [32].

Raj ve ark. (2011) çalışmalarında kimyasal döngü teknolojisine sahip kombine çevrim güç üretim tesisinin ekserjoekonomik ve ekserjoçevresel analizini yapmıştır [33].

Kaushik ve ark. (2011) termal güç sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır [34].

Ahmadi ve ark. (2011) çalışmalarında çoklu üretim tesisinin gaz emisyon ve ekserjoçevresel analizini yapmışlar ve buldukları sonuçları kombine güç çevrim tesisleri ile karşılaştırmışlardır [35].

Bagdanavicius ve ark. (2012) kombine çevrim güç üretim tesisinin perfornans analizinin yanı sıra özgül ekserji maliyeti hesaplanması yaklaşımını da kullanmıştır [36].

Sadri ve Hoosmand (2012) çalışmalarında, buharlaştırmalı soğutma yardımıyla kombine çevrim güç üretim tesisindeki gaz türbininin veriminin sıcak havalarda düşmemesini sağlamak için yapılan çalışmaları analiz etmiştir [37].

Mansouri,Ahmedi ve ark. (2012) üst çevrim olarak aynı gaz türbinini içeren, ısı geri kazanım ünitesi olarak ise farklı basınç konfigrasyonlarına sahip kombine güç çevrim tesislerinin ekserjik ve ekonomik değerlendirmelerini yapmışlardır [38].

Reddy ve ark. (2012) konvansiyonel bir kombine güç santrali ile güneş toplayıcısı ilaveli kombine çevrim güç üretim tesisini modellemiş ve iki sistemin enerjitik ve ekserjitik analizleriyle termoekonomiksel değerlendirmelerini yapmışlardır [39].

Ünver ve Kılıç çalışmalarında kombine çevrim güç üretim tesisinin performans parametrelerinin değişimi ve değişim miktarlarını, yük durumuna ve çevre koşullarına bağlı olarak analiz etmişlerdir [40].

Luis Enrique ve ark. 200 MW kurulu güce sahip kombine çevrim güç üretim tesisinin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlar ve analizlerinde TAESS programından yararlanmışlardır [41].

Ele alınan çalışmada, yukarıda bahsedilen çalışmalardan farklı olarak, kapasite arttırımı yapılmış olan bir kombine çevrim güç tesisinin performans incelemesi gerçek saha verilerine göre yapılmıştır. Ayrıca sistemi oluşturan çeşitli ekipmanlara ait ekserji kayıp oranlarının ve ekserji verimlerinin hesaplanması yapılmıştır.

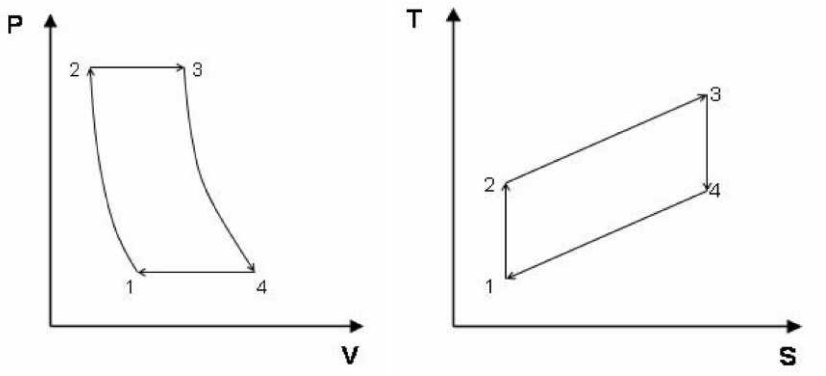
2. KOMBİNE ÇEVRİMLİ GÜÇ SANTRALLERİ

2.1 KOMBİNE ÇEVRİMLİ GÜÇ SANTRALLERİNDE KULLANILAN ÇEVRİMLER

2.1.1 Brayton Çevrimi

Brayton çevrimi ilk olarak 1870'li yıllarda George Brayton tarafından, kendi geliştirdiği yağ yakan pistonlu motorlarda kullanılmak üzere öne sürülmüştür. Bugün Brayton çevriminin kullanımı, sıkıştırma ve genişlemenin eksenel kompresörler ve türbinlerde olduğu gaz türbinleriyle sınırlıdır. Gaz türbinleri açık çevrimle çalışırlar. Çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava daha sonra, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde çevre basıncına genişlerken iş yapar. Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere atılır. Böylece açık çevrim gerçekleşmiş olur [43].

Açık gaz türbini çevrimi hava standardı kabulleri uygulayarak kapalı bir çevrim olarak düşünülebilir. Kapalı çevrimde sıkıştırma ve genişleme işlemleri değişmemektedir, fakat yanma işleminin yerini sabit basınçta ısı geçişi, egzoz işleminin yerini ise çevreye sabit basınçta ısı verilmesi almaktadır. Aracı akışkanın kapalı bir çevrimde dolaştığı ideal çevrim Brayton çevrimi olarak adlandırılır [43].



Şekil 2.1 Brayton Çevrimine ait P-v ve T-s diyagramları [43]

Brayton çevrimi dört tersinir hal değişikliğinden oluşur.

- 1-2 arasında kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 arasında sisteme sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 arasında türbinde izantropik genişleme
- 4-1 arasında çevreye sabit basınçta ısı geçişi

Basit bir gaz türbini kompresör, yanma odası, güç türbininden oluşur. Bu gaz türbininin esas termodinamik çevrimi şöyledir:

Sabit entropide sıkıştırma (kompresör), sabit basınçta yanma (yanma odası), sabit entropide genleşme (türbin) ve sabit basınçta atmosfere çıkış (egzoz). Termodinamik çevrim Şekil 2.1 'de verilmiştir.

Basit bir gaz türbininin çalışma prensipleri Şekil 2.1 yardımıyla incelenecek olursa:

1-2 noktaları arasında, çalışma maddesi olan hava, kompresör giriş kısmından (atmosferden) emilerek basıncı arttırılır ve yanma odasına sevk edilir. 1-2 noktaları arasında basınç ve sıcaklık artar, hacim küçülür.

2-3 noktaları arasında, yakıt nozulları vasıtasıyla sıkıştırılmış hava üzerine yakıt püskürtülür ve bu karışım bir buji vasıtasıyla yakılır. 2-3 noktaları arasında sıcaklık ve hacim artar, basınç sabittir.

3-4 noktaları arasında, ısınan ve hızla genleşen gazlar yanma odasından çıkarak türbin rotoruna sevk edilir. Türbinin hareketli ve sabit kanatları arasından geçen gazlar taşıdıkları termal ve kinetik enerjilerini mekanik enerjiye dönüştürürler. 3-4 noktaları arasında hacim artar, sıcaklık ve basınç düşer.

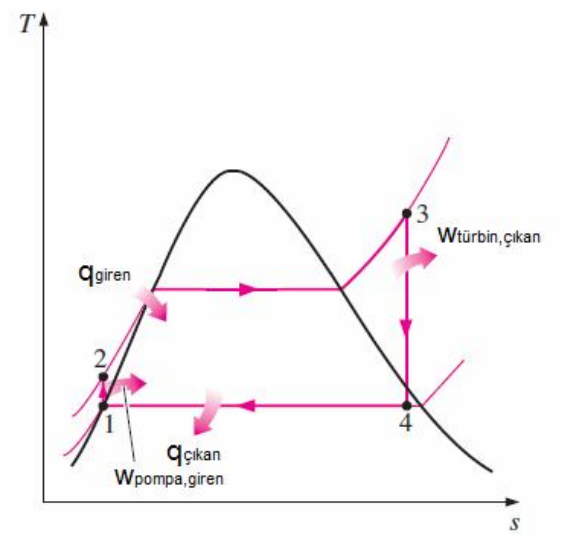
4-1 noktaları arasında atmosfer basıncına kadar genleşmiş olan gazlar üzerlerinde bir miktar termal enerji olduğu halde atmosfere egzoz edilir. 4-1 noktaları arasında basınç sabit kalır, sıcaklık ve hacim düşer. Yanma odasında ilk olarak buji vasıtasıyla başlatılan yanma neticesi meydana gelen sıcak gazlar türbin üzerinde genleşirken ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüşür. Türbinin dönmesi ile aynı şafta bağlı olan kompresör dönmeye devam eder ve yanma odasına giren hava ve üzerine püskürtülen yakıt yanmakta olan karışım ile alevlenerek yanmasına devam eder. Böylece türbinin dönmesi ile türbinin diğer ucundan güç elde edilir ve bu çıkış başladıktan sonra olay sürekli akışlı, kararlı, ve kendini devam ettirecek bir şekle dönüşür [44].

2.1.2 Rankine Çevrimi

Buharlı güç santralleri için ideal çevrim Rankine çevrimi olarak kabul edilmiştir. İdeal Rankine çevriminde tersinmezliğin olmadığı varsayılan dört adet hal değişimi vardır. İdeal Rankine çevrimi şekil 2.2'de gösterilmiştir.

Bu çevrimin adımları şu şekilde gösterilebilir.[43]

- 1-2 Pompayla izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kazanda sisteme sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 Türbinde izantropik genişleme
- 4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta ısı atılması



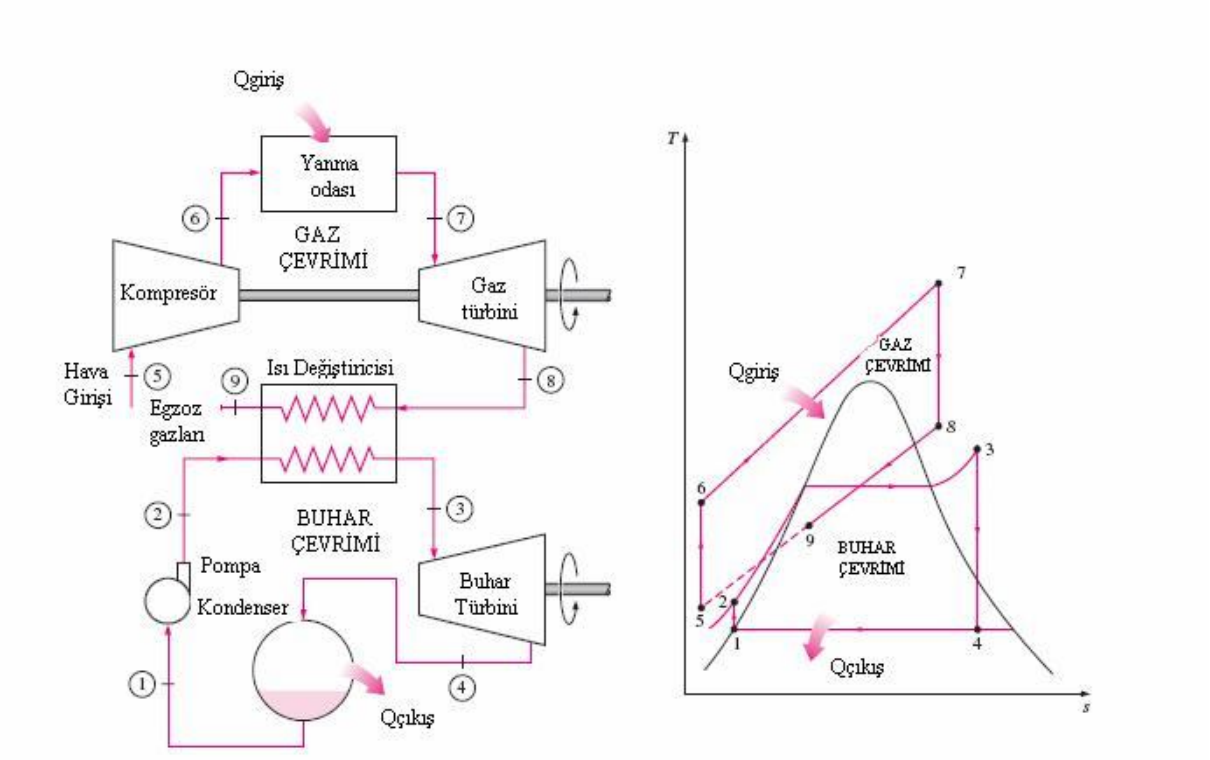
Şekil 2.2 İdeal Rankine Çevrimine ait T-s diyagramı [43].

2.1.3 Kombine Çevrim Güç Üniteleri

Güç santralleri güç üretme görevlerini yerine getirirken yüksek miktarda enerji harcamakta ve belirli bir ısıl verime sahip olmaktadırlar. Özellikle günümüzde daha verimli güç üretim santrallerini, konvansiyonel santraller yerine devreye almak azalan enerji kaynakları sebebiyle önem taşımaktadır. Güç üretiminde ısıl verimi arttırma çalışmaları sonucunda değişik yapılandırmalara sahip üniteler ortaya çıkmıştır. Bu yapılandırmalardan bir tanesi kombine çevrimli güç üretim tesisleridir. Kombine çevrim güç üretim tesislerinde de değişik ekipman düzenlemeleri yapılıyor olsa da uygulamada karşılaşılan en yaygın örnekler, gaz türbini (Brayton çevrimi) ve buhar türbini (Rankine) çevriminin bir arada kullanıldığı çevrimlerdir.

Gaz türbini çevriminin yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı kazançlardan yararlanmak ve sıcak yanma sonu gazlarını buharlı güç çevrimi gibi bir alt çevrimde ısı kaynağı olarak kullanma düşüncesinin ürünü birleşik gaz-buhar çevrimleridir. Bu çevrimde egzoz gazlarının enerjisi kazan işlevi yüklenen bir ısı değiştiricisinde buhar üretmek için kullanılır [43].

Şekil 2.3' de kombine çevrim bir güç ünitesine ait şematik şekil ve çevrime ait T-s diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Kombine Çevrimli Güç Üretim Tesisi ve T-s diyagramı[43]

2.1.4 Kombine Çevrimli Güç Ünitelerinin Avantajları

- Kombine çevrimli güç üretim tesisleri fosil yakıtlı enerji santralleri içinde en yüksek ısıl verime sahip olan ünitelerdir.
- Tesis inşa maliyetleri ve geri ödeme süreleri diğer güç üretim tesislerine göre daha iyi seviyededir.
- Çevrimde kullanılabilecek yakıt bakımından yüksek çeşitliliğe sahiptir.
- Kapasite faktörü yüksektir ve güvenilir-kararlı elektrik üretimi yapılmasına olanak sağlar.
- Elektrik birim üretim maliyetleri(kWh) düşük seviyededir
- Soğutma suyu ihtiyacı konvansiyonel santrallere göre daha azdır.

3. ELE ALINAN KOMBiNE SiSTEMiN TANITILMASI

Bu çalışmada İzmir Atatürk Organize Sanayi Bölgesi'nde yer alan ATAER Enerji Elektrik Üretim A.Ş'nin sahip olduğu kombine çevrim ve bu tesise ait çalışma verileri ele alınmıştır.

Ataer Enerji Elektrik Üretim A.Ş. özel sektörün enerji işine girmesini sağlayan 3096 sayılı yasaya göre kurulmuş bir şirkettir. Temmuz 1996'da kurulan Ataer Enerji Ekim 1998'de enerji üretimine başlamıştır. Şirketin amacı İzmir Atatürk Organize Sanayi Bölgesi'nin ve dışarıdaki ortaklarının elektrik enerjisi ihtiyacını karşılamaktır.

Tesis ilk hizmete girdiği dönemde tek bir gaz türbini ünitesinden oluşmaktaydı. O dönemde çevrimde kullanılan yakıt petrol naftası idi. 2001 yılında yapılan yatırımla tesise buhar türbini eklenmiş ve sistem kombine çevrimli güç santrali haline gelmiştir. 2003 yılında kullanılan yakıtın cinsi doğalgaz olmuştur.2009 yılında yapılan yatırımla sisteme bir adet gaz türbini ve ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü daha eklenmiştir. En son yapılan yatırımlarla birlikte şirketin 2011 yılında elde ettiği yıllık ciro 110 milyon TL olmuştur.

Tesiste şu anki durumda iki adet General Electric LM6000 tipi gaz türbini seti, iki adet ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü ve bir adet Siemens buhar türbini bulunmaktadır. Türkiye Elektrik İletim A.Ş Genel Müdürlüğü verilerine göre sistemin kurulu gücü 119.2 MW'tır ve bir milyar altmış milyon kWh/yıl üretim kapasitesine sahiptir.,

Ele alınan sistem aşağıdaki temel ekipmanlardan oluşmaktadır.

1.Gaz türbini ünitesi

2.Isı geri kazanım ünitesi

a.Isı geri kazanımlı buhar jeneratörü

b.Tek geçişli buhar jeneratörü

3.Buhar türbini

4.Kondenser

Tesiste kompresörlere giren taze hava basınç oranı miktarınca sıkıştırılır, basınç ve sıcaklık değerleri arttırılır. Sıcaklığı yükselen hava yanma odasında doğalgazla kimyasal reaksiyona girer ve oluşan yanma reaksiyonu sonucunda yüksek sıcaklığa sahip yanma gazları oluşur. Oluşan yanma gazları gaz türbininde genişleme işlemine uğrarken türbininin çarklarını döndürerek elektrik üretilmesini sağlar. Gaz türbini çıkışındaki gazların sıcaklığı 450-460 ^{o}C arasında değişmektedir. Yüksek sıcaklığa ve entalpiye sahip bu egzoz gazlarının enerjisinden yararlanmak için ısı geri kazanım üniteleri kurulmuştur. Bu üniteler ısı değiştirici yapısında çalışmaktadırlar. Isı geri kazanım ünitesine giren düşük sıcaklık ve entalpideki su egzoz gazlarının etkisiyle ısınır ve entalpi değerleri artar, bunun sonucunda da buhar türbinini çalıştırmak için gerekli olan kızgın buhar elde edilmiş olur. Sistemde buhar türbininde 5 bar ve 50 bar olarak iki basınç seviyesinde kızgın buhar üretilir. Isı geri kazanım ünitesini terk eden egzoz gazlarının sıcaklığı ortalama olarak 120 ^{o}C seviyesindedir.

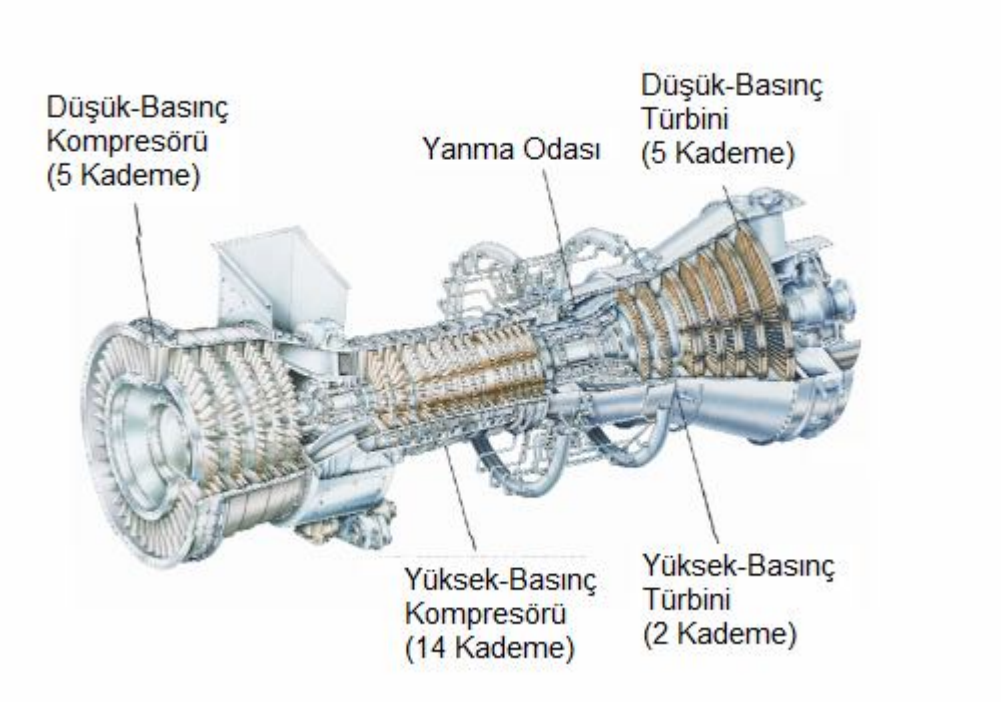
3.1 Gaz Türbini

İlk yatırım döneminde bir adet olan gaz türbini sayısı ilerleyen dönemlerde yapılan yatırımla ikiye çıkartılırken, kullanılan yakıt cinsi de petrolden doğalgaza çevrilmiştir.

İncelenen sistemde mevcut olan türbinlere ait özellikler Tablo 3.1 'de verilmiştir.

Tablo 3.1 Sistemde kullanılan gaz türbinine ait özellikler [49]

Türbin Tipi	Aeroderivativ
Model	GE LM 6000 PC
Nominal Güç	50 MW
Giriş Havası Soğutma	Evoparatif Soğutma
Komp. Kademe Sayısı	19
Türbin Kademe Sayısı	7
Şaft Hızı	Kompresör=10000 rpm Türbin=3600 rpm
Sıkıştırma Oranı	30.9



Şekil 3.1 Sistemde kullanılan gaz türbininin yapısı [49]

3.2 Isı Geri Kazanım Ünitesi

Tesisin ilk kuruluş döneminde bir adet olan ısı geri kazanım ünitesine ilaveten ilerleyen dönemlerde yapılan yatırımla bir adet daha ünite eklenmiştir. Sistemdeki bu iki üniteden bir tanesi ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü iken diğeri ise tek geçişli buhar jeneratörüdür. İki ünite de gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklığa sahip egzoz gazlarının

enerjisinden buhar elde etme amacıyla kullanılsa da bazı yönler bakımından bu iki ısı geri kazanım ünitesinde farklar mevcuttur. Bu farklara ait bilgilere ilerleyen kısımda değinilmiştir.

Isı geri kazanımlı buhar jeneratöründe drum adı verilen üretilen buharın bir bölümünün tutulduğu yapılar varken tek geçişli buhar jeneratöründe drum yoktur. Isı geri kazanımlı buhar jeneratörünün montaj süresi daha uzun sürmekte ve yatırım maliyeti olarak da daha yüksek maliyet tutmaktadır. Ayrıca tek geçişli buhar jeneratörüne kıyasla daha büyük yapıda olduğu için tesis içerisinde kapladığı alan fazla olmaktadır. İşletme maliyetleri ve ilk devreye giriş süreleri bakımından da ısı geri kazanımlı buhar jeneratörleri dezavantajlı konumdadır.

Tesiste ilk olarak SFL (Hollanda) firmasının ürettiği ısı geri kazanım ünitesi varken ek yatırım sonucu IST Aecon Comp.(Amerika) firmasının üretimi olan tek geçişli buhar jeneratörü devreye alınmıştır. Bunun sonucu olarak ise sistemde ısı geri kazanım ünitelerinde toplam 114 t/h debide HP ve IP/LP olarak iki farklı basınç seviyesinde buhar üretimi olmaktadır.

a)Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü

Isı geri kazanımlı buhar jeneratörleri, içerisinde meydana gelen ısı transferinin zorlanmış ya da doğal olmasına göre, üretilen buharın tek bir basınç seviyesinde ya da çoklu basınç seviyelerinde olmasına göre, jeneratör içerisinde ilave bir yanma sağlayacak ekipman düzeneği olup olmamasına göre çeşitli sınıflandırmalara tabi tutulabilir.

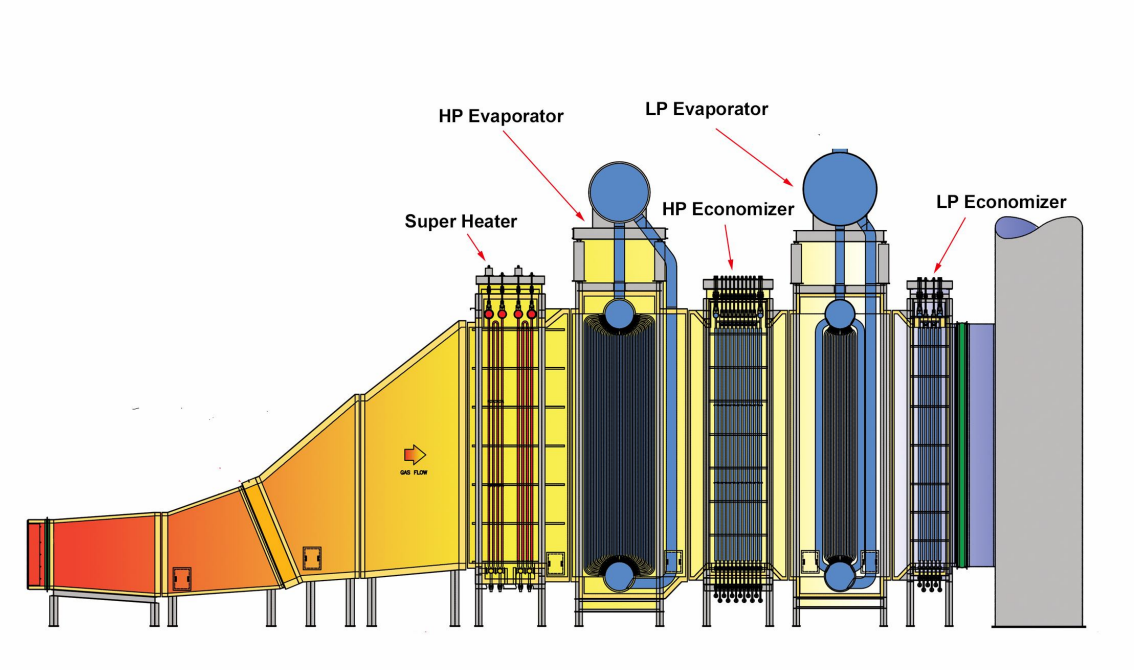
Genel yapı olarak ısı geri kazanımlı buhar jeneratörleri üç bölümden oluşmaktadır.

- Superheater(kızdırıcı) kısmı: Yüksek basınç değerine sahip buharın eldesinde kullanılır.
- Evaporatör kısmı: Orta/düşük basınç değerine sahip buharın eldesinde kullanılır.
- Ekonomizer kısmı: Buharın veya suyun ön ısıtılmasında kullanılır.

Bu ekipmanda, su ve egzoz gazları zıt akışlı ısı değiştirici çalışma prensibine göre çalışmaktadır. Isı geri kazanımlı buhar ünitesinde su ilk olarak ekonomizer kısmına girer burada bir ön ısıtmaya tabi tutulur ve doyma sıcaklığının çok az altındaki sıcaklığa ısıtılır, daha sonra evaporatör kısmına girer burada buhar haline dönüşür ve bu elde edilen buhar superheater(kızdırıcı) kısmında ısıtılarak aşırı kızgın buhar haline gelir. Bu yapı, ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü tek kademeli basınçlı ya da çok kademeli basınçlı olsa da benzerdir [46].

Ele alınan sistemdeki ünite, doğal taşınımlı, çoklu basınç seviyesinde ve ön ısıtıcısız bir yapıdadır. Buhar türbinine gönderilmek üzere HP(5 MPa) ve IP/LP (0.5 MPa) seviyelerindeki buhar üretimi ısı geri kazanımlı buhar jeneratöründe yapılmaktadır. Burada HP yüksek basıncı, IP/LP ise orta/düşük basınç seviyelerini göstermektedir.

Şekil 3.2'de iki basınç kademeli bir ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü şematik olarak gösterilmiştir.Şekil 3.3'de ise tesiste bulunan ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Isı geri kazanımlı buhar jeneratörünün şematik gösterimi [55]

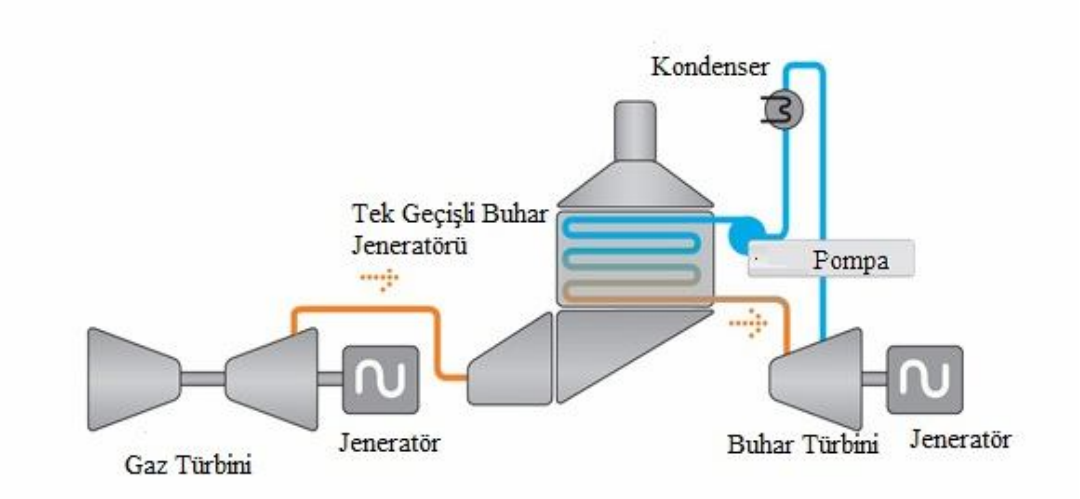


Şekil 3.3 Ele alınan tesisteki ısı geri kazanım ünitesi [54]

b)Tek geçişli buhar jeneratörü

Tek geçişli buhar jeneratörünün ilavesiyle tesisteki buhar türbininin atıl kapasitesi kullanılır hale gelmiştir. Bu ünitede, gaz türbininden çıkan egzoz gazları besleme suyunu taşıyan boruların üzerinden geçer sıcaklık alışverişi sayesinde buhar türbinine gönderilmek üzere buharın eldesi sağlanır.

Şekil 3.4'de tek geçişli bir buhar jeneratörü şematik olarak gösterilmiştir.Şekil 3.5'de ise tesiste bulunan tek geçişli buhar jeneratörü gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Tek Geçişli Buhar Jeneratörü [47]



Şekil 3.5 Ele alınan tesisteki ısı geri kazanım ünitesi [53]

3.3 Buhar Türbini

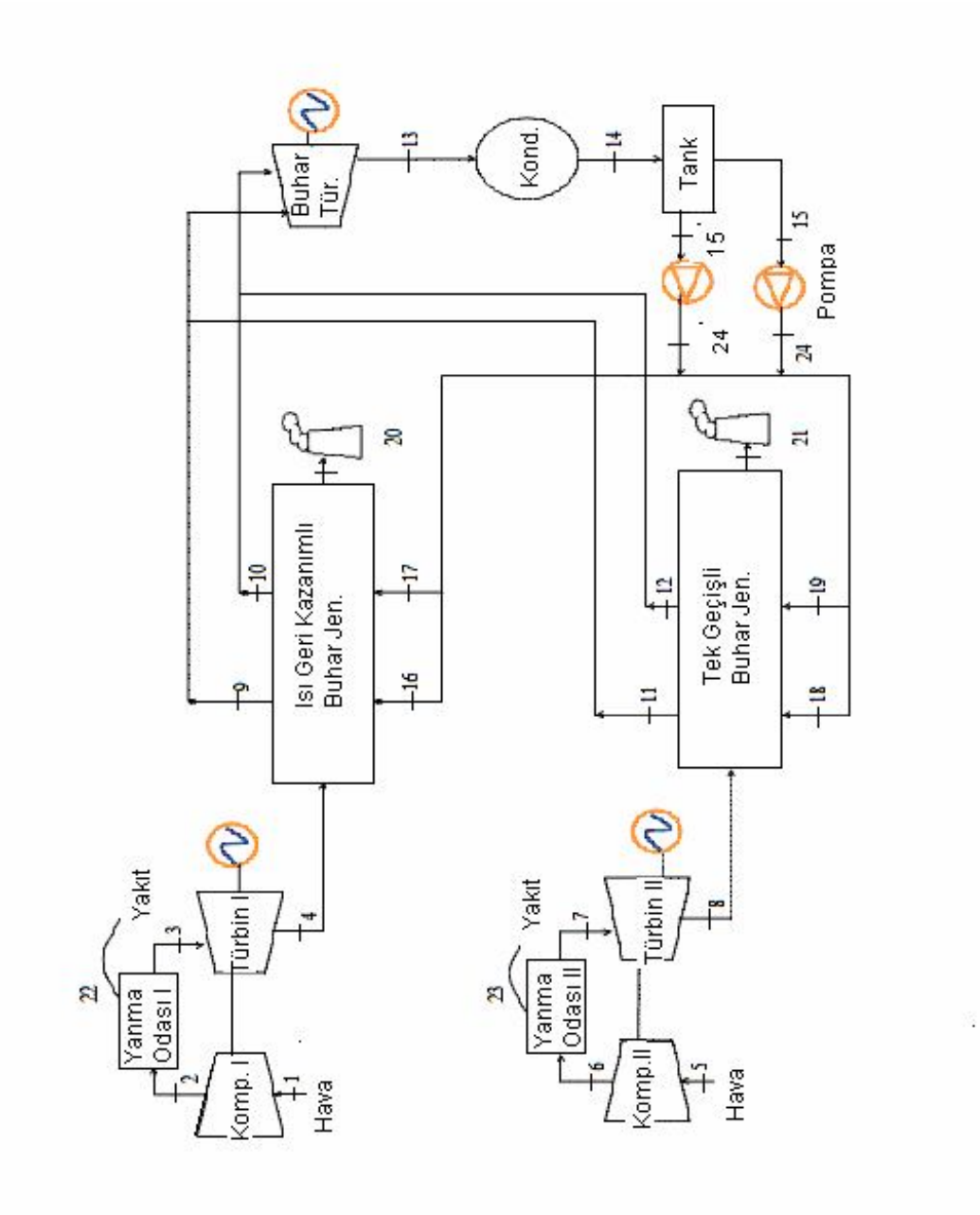
Tesiste bulunan buhar türbini, ısı geri kazanım ünitelerinden gelen iki farklı basınçtaki buharın yardımıyla elektrik elde edilmesinde kullanılmaktadır. İncelenen sistemin ilk kuruluş döneminde tek bir ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü ünitesinden gelen basınçlı buharı kullanan türbinde, ilerleyen yatırım dönemlerinde ikinci ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü ünitesinin devreye girmesiyle daha fazla güç elde edilmeye başlanmıştır. Bu sayede buhar türbininden elde edilen güç, 13 MW değerinden 27 MW değerine yükselmiştir.

3.4 Kondenser

İncelenen sistemde hava soğutmalı kondense kullanılmıştır. Hava soğutmalı kondenselerin su soğutmalı kondenselere karşı bazı dezavantajları olmasına rağmen su kaynaklarının kısıtlı olduğu yerlerde kullanımı en uygun tip olduğu için tercih edilmiştir.

Sistemde üretilen 114 t/h buharı sıvı su haline getirmek için kullanılan hava soğutmalı kondenserde sekiz adet fan bulunmaktadır ve her bir fan 132 kW gücündedir.

Şekil 3.6 Sistemin Şematik Gösterimi



4. PERFORMANS ANALİZİ

Bu çalışma kapsamında sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Enerji analizi termodinamiğin birinci yasasını ilgilendirirken, ekserji analizi termodinamiğin ikinci yasasını ilgilendirir ve çevre koşullarını da dikkate alır.

Sistemin performans analizi yapılırken bazı kabullerde bulunulmuştur. Yapılan kabuller aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- İncelenen sistemler düzgün akışlı olarak kabul edilmektedir.
- Hava ve yanma ürünleri ideal gaz olarak kabul edilmektedir.
- Yanma reaksiyonu tam yanma olarak gerçekleşmiştir.
- Ölü hal koşulları olarak P_o=101.325 kPa ve T_o=298.15 K alınmıştır
- Sistemi oluşturan ekipmanların çevreyle olan ısı alış-verişleri ihmal edilmiştir.

4.1 ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZİ

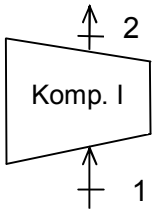
Ele alınan kombine güç çevrim tesisinin termodinamiksel performans analizi sistemin iki ayrı kısma bölünmesiyle yapılabilir. Birinci kısım üst çevrim (Brayton Çevrimi) , ikinci kısım ise alt çevrim (Buhar Türbini ve ısı geri kazanım üniteleri) olarak adlandırılabilir. Bu çevrimleri oluşturan ekipmanlara ait sıcaklık, basınç, entalpi gibi gerekli olabilecek değerler ve termodinamik analizde kullanılan formüller ilerleyen bölümlerde gösterilmiştir.

4.1.1 Üst Çevrim

İncelenen sistemde üst çevrim Brayton çevrimine göre çalışmaktadır. Çevre ortam koşullarındaki hava kompresöre girer ve burada sıkıştırılır. Kompresörden çıkan sıkıştırılmış hava yanma odasına girer. Yanma odasında enjekte edilen yakıt aracılığıyla yanma reaksiyonu meydana gelir. Ele alınan sistemde kullanılan yakıt doğalgazdır. Yanma reaksiyonu sonucu ortaya çıkan yüksek sıcaklık ve entalpiye sahip yanma sonucu gazları türbine giriş yapar. Yanma gazları türbini terk ederken basıncı azalır ve genişler bu esnada ise güç üretimi gerçekleşmiş olur. Türbinden çıkan gazlar egzoz gazı olarak adlandırılmaktadır ve açığa çıkan bu gazlar yüksek entalpi ve sıcaklık değerlerine sahip oldukları için ikinci bir çevrimde güç eldesinde kullanılabilirler.

Üst çevrimini oluşturan ekipmanlarla ilgili formüller aşağıdaki kısımlarda gösterilmiştir [35][52].

Kompresör



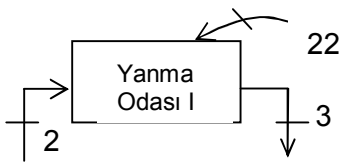
$$T_2=T_1(1+\frac{1}{\eta_{HK}}(r_{HK}^{\frac{k-1}{k}}-1) \quad (1)$$

$$\dot{W}_{HK}=\dot{m}_a c_{pa}(T_2-T_1) \quad (2)$$

$$c_{pa}(T)=1.048-(\frac{1.83T}{10^4})+(\frac{9.45T^2}{10^7})-(\frac{5.49T^3}{10^{10}})+(\frac{7.92T^4}{10^{14}}) \quad (3)$$

1 numaralı formüldeki T_1 ve T_2 değerleri sırasıyla havanın kompresöre giriş ve çıkış sıcaklıklarını göstermektedir. r ifadesi kompresörün giriş ve çıkışındaki basınç oranını simgelerken k ifadesi özgül ısıların oranını belirtmektedir. 2 numaralı formül ile kompresörde harcanan güç hesaplanır. 3 numaralı formül ise kompresöre giren havanın özgül ısısının sıcaklıkla değişimini veren bir ifadedir.

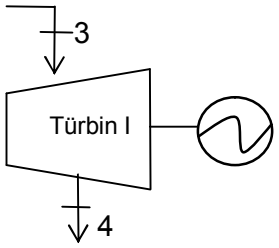
Yanma odası



$$\dot{m}_a h_2+\dot{m}_f LHV=\dot{m}_g h_3+(1-\eta_{YO})\dot{m}_f LHV \quad (4)$$

4 numaralı eşitlikte bulunan LHV ifadesi kullanılan yakıtın alt ısıl değerini gösterir. g alt indisi yanma odası çıkışındaki gazları belirtmektedir.

Gaz türbini



$$T_4 = T_3(1-\eta_{GT}(1-(\frac{P_3}{P_4})^{\frac{k-1}{k}})) \quad (5)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_a \quad (6)$$

$$c_{pg}(T) = 0.991 + (\frac{6.997T}{10^5}) + (\frac{2.712T^2}{10^7}) - (\frac{1.2244T^3}{10^{10}}) \quad (7)$$

5 numaralı eşitlikteki T3 ve T4 değerleri sırasıyla yanma gazlarının türbine giriş ve çıkış sıcaklıklarını belirtir. 7 numaralı formül ise türbine giren yanma sonu gazlarının özgül ısısının sıcaklıkla değişimini veren bir ifadedir.

4.1.2 Alt Çevrim

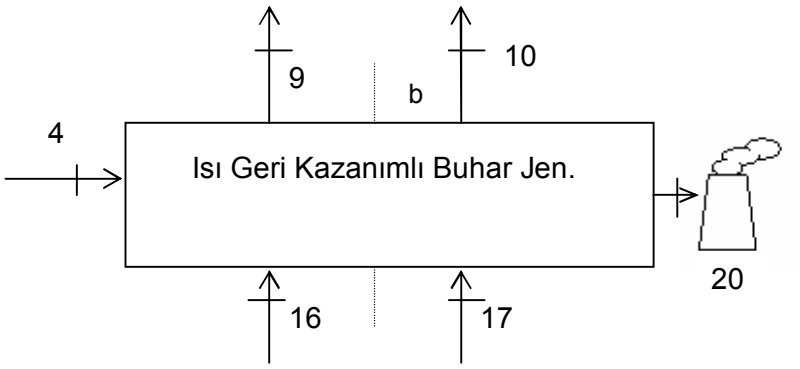
İncelenen sistemde alt çevrimi oluşturan ekipmanlar ısı geri kazanımlı buhar jeneratörleri, buhar türbini, pompa ve kondenserdir. Alt çevrim Rankine çevrimi prensiplerine göre çalışmaktadır. Üst çevrimdeki gaz türbininden çıkan egzoz gazları ısı geri kazanımlı buhar jeneratörlerinde yüksek basınç ve orta/düşük basınç seviyesinde buhar eldesinde kullanılır. Elde edilen farklı basınç seviyelerindeki buharlar buhar türbininde elektrik üretiminde kullanılır.

Alt çevrimi oluşturan ekipmanlardaki hesaplamalarda kullanılan formüller aşağıdaki kısımlarda gösterilmiştir

Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü

Ele alınan sistemde iki adet ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü vardır. Isı geri kazanımlı buhar jeneratörü ünitesi iki farklı basınç seviyesinde buhar üretmektedir. Isı geri kazanımlı buhar jeneratöründe üzerinde durulması gereken bazı önemli sıcaklık noktaları vardır. Bunlar sıkıştırma ve yaklaşma noktalarıdır. Sıkıştırma noktası ısı geri kazanımlı buhar jeneratörünün evaporatör kısmını terk eden egzoz gazıyla buharın doyma sıcaklığı

arasındaki farktır. Sıkıştırma noktasının değeri ne kadar düşerse o kadar fazla ısı geri kazanılabilir ancak bu durumda beraberinde daha fazla yüzey alanı ve maliyet getirmektedir. Ekonomizer kısmını terk eden suyun sıcaklığı ile doyma sıcaklığı arasındaki fark ise yaklaşma noktası olarak adlandırılır [50].



$$\dot{m}_{su,HP}\,(h_9-h_{16})=\dot{m}_g\,c_{pg}(T_4-T_b) \tag{8}$$

$$\dot{m}_{su,LP}\,(h_{10}-h_{17})=\dot{m}_g\,c_{pg}(T_b-T_{20}) \tag{9}$$

8 numaralı denklemdeki 9 ve 16 değerleri ısı geri kazanımlı buhar jeneratörünün yüksek basınç kısmındaki suyun giriş ve çıkış hallerini, b indisi ise yüksek basınç kısmını terk eden egzoz gazının halini belirtmektedir. 9 numaralı denklemdeki 10 ve 17 değerleri orta/alçak basınç kısmındaki suyun giriş ve çıkış hallerini gösterir.

Tek geçişli buhar jeneratörü

İncelenen sistemde ikinci gaz türbini setinin bağlı olduğu ısı geri kazanım ünitesi tek geçişli buhar jenaratörüdür. Bu sistemin çalışma prensibi ısı geri kazanımlı buhar jeneratörüne benzemekle beraber drum adı verilen buharın toplandığı ünitelerin olmamasıyla diğer üniteden farklılık gösterir.

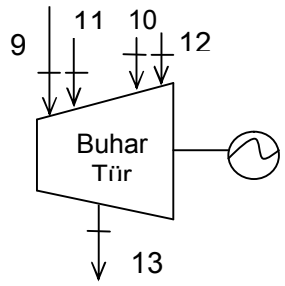
$$\dot{m}_{su,HP}\,(h_{11}-h_{18})=\dot{m}_g\,c_{pg}(T_8-T_c) \tag{10}$$

$$\dot{m}_{su,LP}\,(h_{12}-h_{19})=\dot{m}_g\,c_{pg}(T_c-T_{21}) \tag{11}$$

10 numaralı denklemdeki 11 ve 18 değerleri ısı geri kazanımlı buhar jeneratörünün yüksek basınç kısmındaki suyun giriş ve çıkış hallerini, c indisi ise yüksek basınç kısmını terk eden egzoz gazının halini belirtmektedir. 11 numaralı denklemdeki 12 ve 19 değerleri orta/alçak basınç kısmındaki suyun giriş ve çıkış hallerini gösterir.

Buhar Türbini

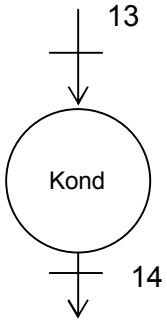
Isı geri kazanım ünitesinden gelen yüksek basınç ve orta/düşük basınç seviyelerindeki buharın değerlendirilip elektrik üretildiği kısımdır.



$$\dot{W}_{BT} = \dot{m}_{su,HP}\, h_9 + \dot{m}_{su,LP}\, h_{10} + \dot{m}_{su,HP}\, h_{11} + \dot{m}_{su,LP}\, h_{12} - \dot{m}_{su,toplam}\, h_{13} \qquad (12)$$

Kondenser

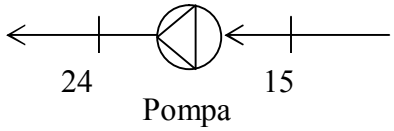
Türbinden çıkan düşük entalpiye sahip sıvı-buhar karışımının yoğuşup sıvı hale geldiği ekipmandır.



$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{13}\, h_{13} - \dot{m}_{14}\, h_{14} \qquad (13)$$

Pompa

Isı geri kazanım ünitelerinde kullanılan suyun çevrimde devridaim etmesinde kullanılan ekipmanlardır.



$$\dot{W}_{pompa,1} = \dot{m}_{su}\, h_{24} - \dot{m}_{su}\, h_{15} \qquad (14)$$

$$\dot{W}_{pompa,2} = \dot{m}_{su}\, h_{24'} - \dot{m}_{su}\, h_{15'} \qquad (15)$$

Ele alınan sistemin 1.yasa verimini belirlemek içinse aşağıdaki denklemler kullanılabilir.

$$\eta_{I,GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT}}{\dot{m}_f \, LHV} \tag{16}$$

$$\eta_{I,kombine} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,BT}}{\dot{m}_f \, LHV} \tag{17}$$

16 ve 17 numaralı denklemlerdeki $\eta_{I,GT}$ ve $\eta_{I,kombine}$ ifadeleri sırasıyla gaz türbini çevrimi ve kombine çevrim güç santralinin enerji verimlerini belirtmektedir. Ele alınan sistemde kullanılan doğalgaz için alt ısıl değer (LHV) hesaplamalarda 46000 kJ/kg olarak alınmıştır.

EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji, verilen şartlarda çevre ile aynı şartlara(ölü hal) getirilmesi sonucu bir sistemden elde edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanabilir [42].

Ekserji analizine, enerjinin daha efektif kullanılabilmesi yolunda strateji geliştirilmesi konusunda önem taşıdığı için, özellikle son dönemlerde termal sistemlerin termodinamiksel incelenmesinde başvurulmaktadır.

Ekserjinin çok çeşitli bileşenleri vardır. Temel olarak ise fiziksel, kimyasal, potansiyel ve kinetik ekserji olarak dört bileşenden oluşur. Bu çalışmadaki hesaplamalarda kinetik ve potansiyel ekserji miktarları çok düşük olduğu için ihmal edilmişlerdir.

Fiziksel ekserji tanım olarak sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir [43].

Kimyasal ekserji, bir sistemin kimyasal bileşiminin denge halinden olan değişimiyle ilgilidir.[35] Kimyasal ekserji yanma işlemlerinde önemli bir yer tutmaktadır [14].

Termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları uygulanırsa aşağıdaki denklemler elde edilir [35].

$$\dot{E}_{x,ısı} + \sum_i \dot{m}_i \, e_{x,i} = \sum_e \dot{m}_e \, e_{x,e} + \dot{E}_{x,w} + \dot{I}_{kayıp} \tag{18}$$

$$\dot{E}_{x,ısı} = \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) \dot{Q}_i \tag{19}$$

$$\dot{E}_{x,W} = \dot{W} \tag{20}$$

$$e_x = e_{x,fiziksel} + e_{x,kimyasal} \tag{21}$$

$$\dot{E}_x = \dot{E}_{x,\text{fiziksel}} + \dot{E}_{x,\text{kimyasal}} \quad (22)$$

19 numaralı denklemde gösterilen $\dot{E}_{x,ısı}$ ifadesi ısı transferi sonucu ortaya çıkan ekserji akımını, 20 numaralı denklemde gösterilen $\dot{E}_{x,W}$ ifadesi ise sistem tarafından yapılan iş sonucu ortaya çıkan ekserji akımını göstermektedir.19 numaralı denklemdeki i ve e alt indisleri sırasıyla sisteme giriş ve çıkış noktalarını göstermektedir.

Fiziksel ekserjinin hesaplanmasında su/buhar fazları için aşağıdaki eşitlik kullanılabilir.

$$e_{x,\text{fiziksel}} = (h-h_0) - T_0(s-s_0) \quad (23)$$

23 numaralı denklemdeki h_o ve s_o değerleri ele alınan sistemin ölü hal koşullarındaki entalpi ve entropi değerleridir.

İdeal gazların fiziksel ekserjilerinin hesabında ise 26 numaralı eşitlik kullanılabilir [42].

$$e_x^{\,T} = c_p\left[(T-T_0) - T_0 \ln\frac{T}{T_0}\right] \quad (24)$$

$$e_x^{\,P} = RT_0 \ln\frac{P}{P_0} \quad (25)$$

$$e_{x,\text{fiziksel}} = e_x^{\,T} + e_x^{\,P} \quad (26)$$

24 ve 25 numaralı denklemlerdeki T ve P üst indisleri sırasıyla, mükemmel bir gazın fiziksel ekserjisinin sıcaklık ve basınca bağlı bileşenlerini göstermektedir.

Gaz karışımlarının kimyasal ekserjinin hesaplanması için gerekli eşitlik 27 numaralı denklemde gösterilmektedir[51].

$$e_{x,\text{kimyasal,karışım}} = \left[\sum_{i=1}^{n} x_i e_{x,\text{kimyasal},i} + RT_0 \sum_{i=1}^{n} x_i \ln(x_i)\right] \quad (27)$$

Sistemde yanma sonucu ortaya çıkan gaz karışımın kimyasal ekserjisinin hesaplanmasında için açığa çıkan gaz karışımının kimyasal bileşiminin bilinmesi gerekmektedir. Gaz karışımının kimyasal bileşimi aşağıdaki verilen formülle hesaplanabilir [45].

$$\lambda = \frac{0.058\,\dot{m}_{hava}}{\dot{m}_{yakıt}} \tag{28}$$

$$x_{N_2} = \frac{(7.524)\lambda}{1+(9.6254)\lambda} \tag{29}$$

$$x_{O_2} = \frac{2(\lambda-1)}{1+(9.6254)\lambda} \tag{30}$$

$$x_{CO_2} = \frac{1+(0.0028)\lambda}{1+(9.6254)\lambda} \tag{31}$$

$$x_{H_20} = \frac{2+(0.0972)}{1+(9.6254)\lambda} \tag{32}$$

28, 29, 30, 31 ve 32 numaralı denklemler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda yanma ürünlerinin molar yüzdeleri bulunmaktadır.

Yakıtın kimyasal ekserji hesaplanmasında 33 numaralı formülü kullanmak hesaplama kolaylığı sağlamaktadır [51].

$$\zeta = \frac{e_{x,yakıt}}{LHV_{yakıt}} \tag{33}$$

Bu denklemde bulunan ζ ifadesi yakıtın kimyasal ekserjisinin yakıtın alt ısıl değerine oranıdır, bu çalışma kapsamında ζ değeri 1.06 olarak alınmıştır. Bu değer yakıt olarak doğalgazın kullanıldığı durumlarda geçerlidir [51].

Ele alınan sistemin ekserji verimini belirlemek içinse aşağıdaki denklemler kullanılabilir.

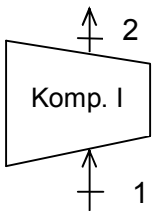
$$\eta_{II,GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT}}{\dot{E}_{x,f}} \tag{34}$$

$$\eta_{II,kombine} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,BT}}{\dot{E}_{x,f}} \tag{35}$$

34 ve 35 numaralı denklemlerde bulunan $\dot{E}_{x,f}$ ifadesi yakıtın kimyasal ekserjisinin belirtmektedir. Bu bölümde ele alınan formüller yardımıyla hesaplanan sistemi oluşturan ekipmanlara ait termodinamiksel sonuçlar ilerleyen kısımlarda tablolar olarak gösterilmiştir.

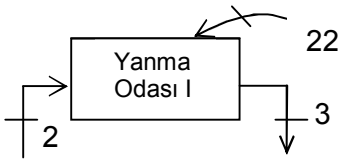
EKİPMANLAR İÇİN EKSERJİ DENGESİ VE EKSERJİ KAYBI DENKLEMLERİ

1. Kompresör



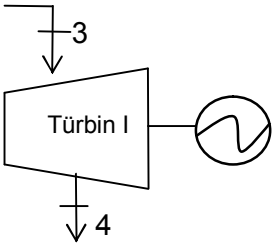
$$\dot{E}_{x,1} + \dot{W}_{komp} = \dot{E}_{x,2} + \dot{I}_{kayıp,komp.} \quad (36)$$

2. Yanma Odası



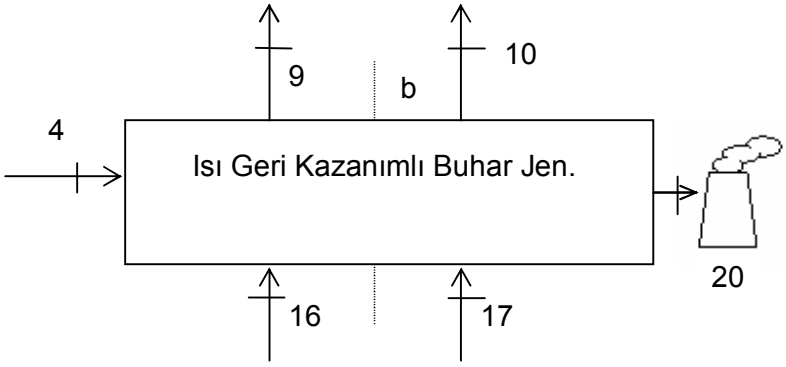
$$\dot{E}_{x,2} + \dot{E}_{x,22} = \dot{E}_{x,3} + \dot{I}_{kayıp,YO} \quad (37)$$

3. Gaz Türbini



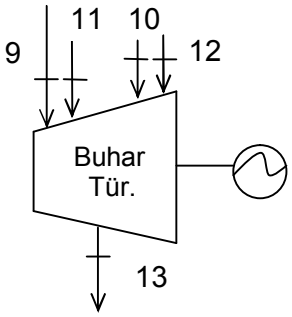
$$\dot{E}_{x,3} = \dot{E}_{x,4} + \dot{W}_{GT} + \dot{I}_{kayıp,GT} \quad (38)$$

4. Isı Geri Kazanım Ünitesi



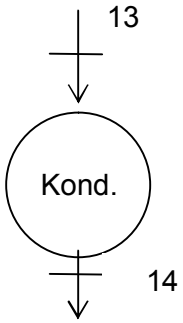
$$\dot{E}_{x,4} + \dot{E}_{x,16} + \dot{E}_{x,17} = \dot{E}_{x,9} + \dot{E}_{x,10} + \dot{E}_{x,20} + \dot{I}_{kayıp,IGBJ} \quad (39)$$

5. Buhar Türbini



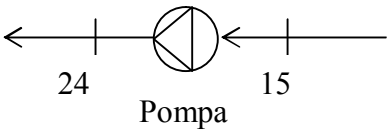
$$\dot{E}_{x,9}+\dot{E}_{x,10}+\dot{E}_{x,11}+\dot{E}_{x,12}=\dot{E}_{x,13}+\dot{W}_{BT}+\dot{I}_{kayıp,BT} \quad (40)$$

6. Kondenser



$$\dot{E}_{x,13}+\dot{W}_{kond}=\dot{E}_{x,14}+\dot{I}_{kayıp,Kond.} \quad (41)$$

7. Pompa



$$\dot{E}_{x,15}+\dot{W}_{pompa}=\dot{E}_{x,24}+\dot{I}_{kayıp,Pompa} \quad (42)$$

5 SONUÇ ve TARTIŞMA

Önceki bölümlerde verilen formüller yardımıyla sistemin performans analizine yönelik hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalar yapılırken bazı termodinamiksel ve kimyasal kabuller yapılmıştır. Bu kabullerden bir tanesi gaz türbininde kullanılan havanın kimyasal bileşimidir. Tablo 5.1 'de havanın bileşimi gösterilmiştir.

Tablo 5.1 Havanın referans çevre modeli [51]

Hava Bileşenleri	Molar Kesir(%)
N_2	75.67
O_2	20.35
H_20	3.03
CO_2	0.0345
CO	0.0007
SO_2	0.0002
H_2	0.00005
Diğerleri	0.91455

Doğalgaz ve yakıtın yanma odasındaki reaksiyonu sonucu ortaya çıkan yanma gazı karışımının molar bileşimi Tablo 5.2 de gösterilmiştir.

Tablo 5.2 Yanma sonucu oluşan gazlar

Yanma Bileşenleri	Molar Kesir (%)
N_2	76
O_2	15
CO_2	2.5
H_20	6
Diğerleri	0.5

Sistem üzerinde gösterilen noktalara karşılık hesaplanan termodinamiksel değerler Tablo 5.3'de gösterilmiştir.

Tablo 5.3 Sistem üzerindeki noktaların termodinamiksel değerleri

Akış noktası	Akışkan tipi	Sıcaklık (^oC)	Basınç (bar)	Kütlesel Debi (kg/s)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji Akımı (kW)
1	Hava	12,2	1,01325	151,4	285,3	5,65	0,2148	32,52072
2	Hava	506,6	30,7	151,4	799,8	5,71	505,2	76487,28
3	Yanma gazı	862	30,7	153,3	1333,5	8,41	708,1	108551,7
4	Yanma gazı	463	1,01325	153,3	787,2	7,69	168,8	25877,04
5	Hava	12,2	1,01325	151,4	285,3	5,65	0,2148	32,52072
6	Hava	506,6	30,7	151,4	799,8	5,71	505,2	76487,28
7	Yanma gazı	862	30,7	153,3	1333,5	8,41	784,1	120202,5
8	Yanma gazı	463	1,01325	153,3	787,2	7,69	180,3	27639,99
9	Su buharı	426	49,2	11,9	3260	6,747	1319	15696,1
10	Su buharı	226	5,3	3,8	2909	7,143	853,5	3243,3
11	Su buharı	430	50,07	11,7	3268	6,751	1326	15514,2
12	Su buharı	225	5,44	3,72	2906	7,126	855,8	3183,576
13	Su	41,3	0,1	31,12	172,9	0,5896	4,72	146,8864
14	Su	39,2	0,1	31,12	164,2	0,5616	4,01	124,7912
15	Su	39,2	0,1	15,42	164,2	0,5616	1,28	19,7376
15'	Su	39,2	0,1	15,42	164,2	0,5616	1,28	19,7376
16	Su	135	49,2	11,9	168,6	0,5597	73,82	878,458
17	Su	39,2	5,3	3,8	164,6	0,5614	4,54	17,252
18	Su	133	50,07	11,7	168,6	0,5597	71,54	837,018
19	Su	39,2	5,44	3,72	164,6	0,5614	4,54	16,8888
20	Baca gazı	129	1,01325	153,3	403,86	7,22	15,64	2397,612
21	Baca gazı	129	1,01325	153,3	403,86	7,22	15,64	2397,612
22	Doğalgaz	12,2	43	2,13	44000	-	46640	99343,2
23	Doğalgaz	12,2	43	2,13	44000	-	46640	99343,2
24	Su	41,3	5,3	15,42	173,4	0,5621	2,228	34,35
24'	Su	41,3	5,3	15,42	173,4	0,5621	2,228	34,35

Enerji ve ekserji formüllerinin kullanılmasıyla beraber sistemi oluşturan ekipmanların enerji verimleri, ekserji verimleri, ekserji kayıp akıları bulunmuş ve bu değerler tablolarda gösterilmiştir.

Tablo 5.4 Ekserji Verim Tablosu

Ekipman İsmi	**Ekserji Verimi (%)**
Kompresör	98
Yanma Odası	61,7
Gaz Türbini	66,2
Isı Geri Kazanım Ünitesi	78,6
Buhar Türbini	71,1
Kondenser	85

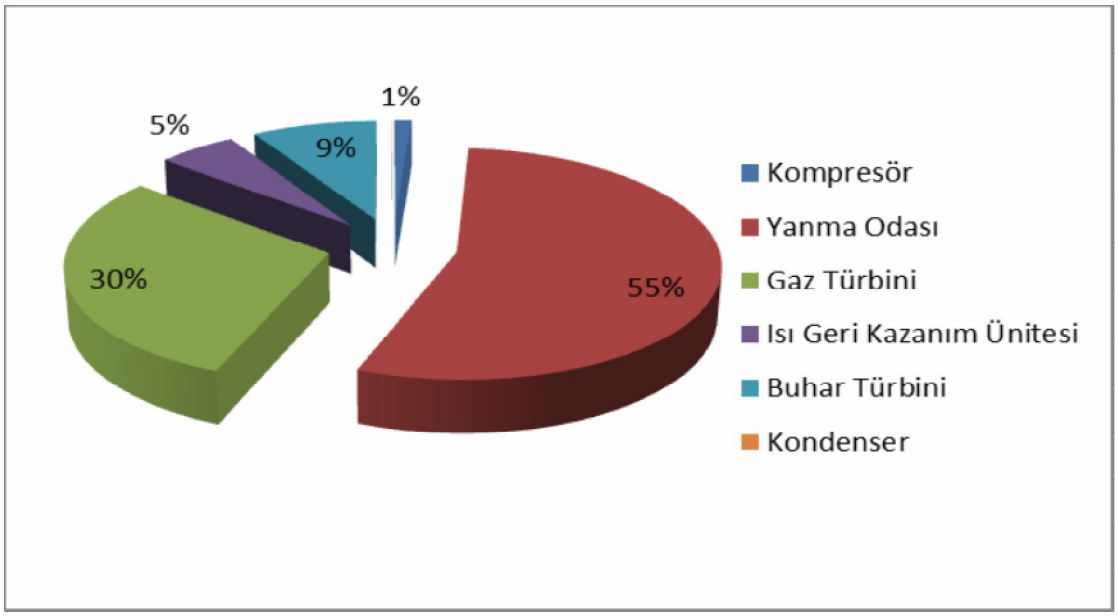
Tablo 5.4'de kombine çevrimli güç santrali sistemini oluşturan ekipmanların ekserji verimleri gösterilmiştir. En az ekserji verimine sahip ekipman yanma odası iken en yüksek verime sahip ekipman kompresör olarak bulunmuştur.

Tablo 5.5 Ekserji Kayıp Oranları

Ekipman İsmi	**Ekserji Kayıp Akımı (kW)**
Kompresör	1440,541
Yanma Odası	67278,7
Gaz Türbini	36674,69
Isı Geri Kazanım Ünitesi	6735,38
Buhar Türbini	10637,1
Kondenser	22,09

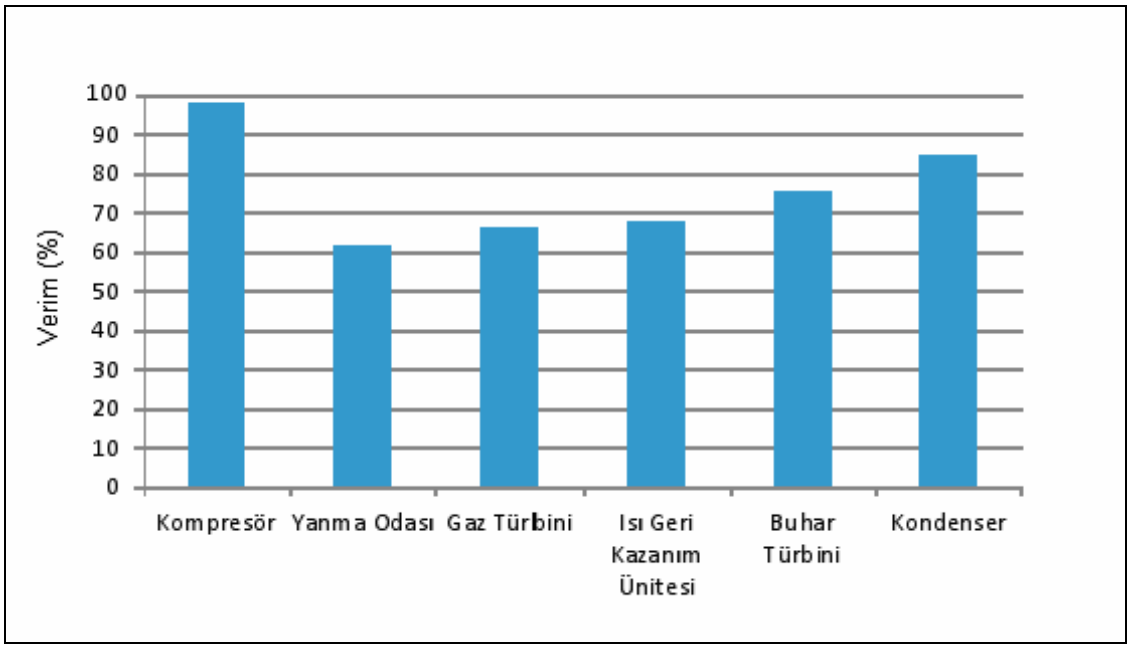
Tablo 5.5 'de kombine çevrimli güç santrali sistemini oluşturan ekipmanların ekserji kayıp oranları gösterilmiştir. Daha iyi bir karşılaştırma yapabilmek için toplam ekserji kaybında her bir ekipmanın yüzdelik tesiri ayrı ayrı incelenmiş ve bu incelemenin sonucu grafik olarak şekil 5.2'de gösterilmiştir.

Tablo 5.4 ve Şekil 5.2 'de görüleceği üzere kombine çevrimli güç santalindeki en yüksek orandaki ekserji kaybı yanma odası kısmında olmaktadır. Ekserji kaybının %55'lık kısmı yanma odasında gerçekleşmektedir. Ekserji kayıp akımının büyüklük olarak en fazla gerçekleştiği kısım ise gaz türbinidir. Tablo 5.5' deki değerlere göre gaz türbininden oluşan kayıp 36674,69 kW değerindedir.



Şekil 5.2 Ekserji Kayıp Akımlarının Yüzdelik Dağılımı

Şekil 5.3'de ekipmanların ekseri verimleri grafik halinde gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Sistem Elemanlarının İkinci Yasa Verimleri

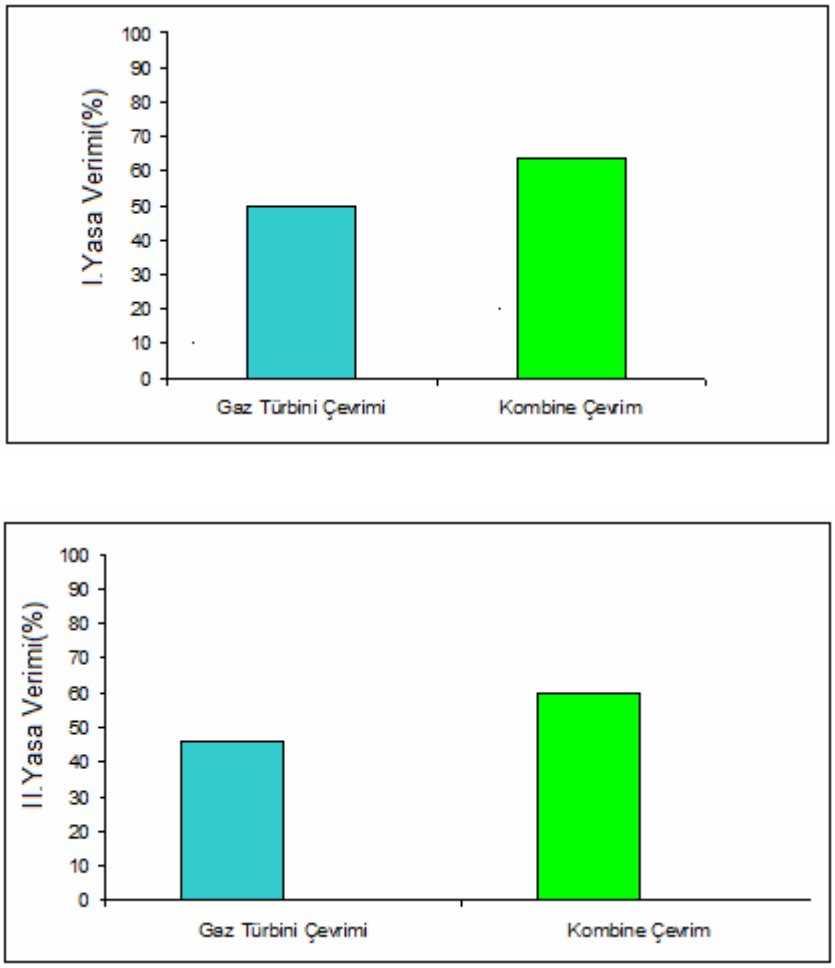
Sistemin ekipmanlar bazında ekserji incelenmesinin yanı sıra, çevrimsel bazda da ekserji incelenmesi yapılabilir. Çevrimin ekserji verimi için 28 ve 29 numaralı formüller kullanılabilir.

Formüllerin kullanımı sonucu, üst çevrimin ikinci yasa verimi %46, tüm kombine çevrimli güç santralinin ekserji verimi ise %59.8 olarak bulunmuştur.

Benzer şekilde sistemin enerji (birinci yasa) verimleri de 16 ve 17 numaralı formüller yardımıyla bulunabilir.

Yapılan hesaplamalar neticesinde üst çevrimin enerji verimi %49.8, tüm sistemin enerji verimi ise %63.4 olarak bulunmuştur.

Şekil 5.4 ‘ de gaz türbini çevrimi ve kombine çevrime ait I.Yasa ve II.Yasa verimleri grafiksel olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.4 I.Yasa ve II.Yasa verimleri

SİSTEMİN DEĞİŞEN KOŞULLARA GÖRE İNCELENMESİ

Sistemi oluşturan ekipmanlar üzerinde dış ortam sıcaklığının ve türbindeki basınç oranının sistemin ikinci yasa verimine etkisi üzerine incelemesi yapılmış ve bulunan sonuçlar grafiksel olarak sunulmuştur.

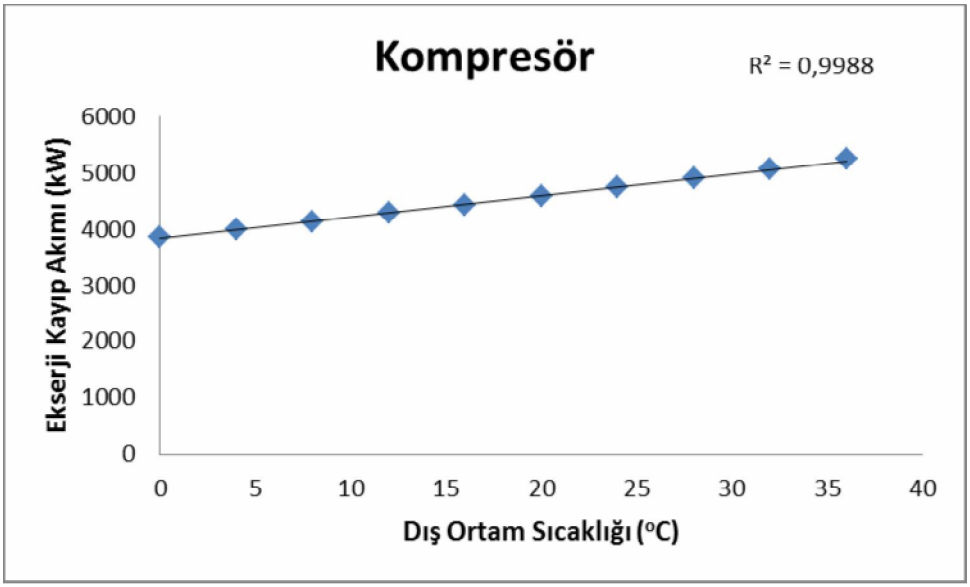
Sıcaklık Etkisi

Sıcaklık-Ekserji Kayıp İlişkisi

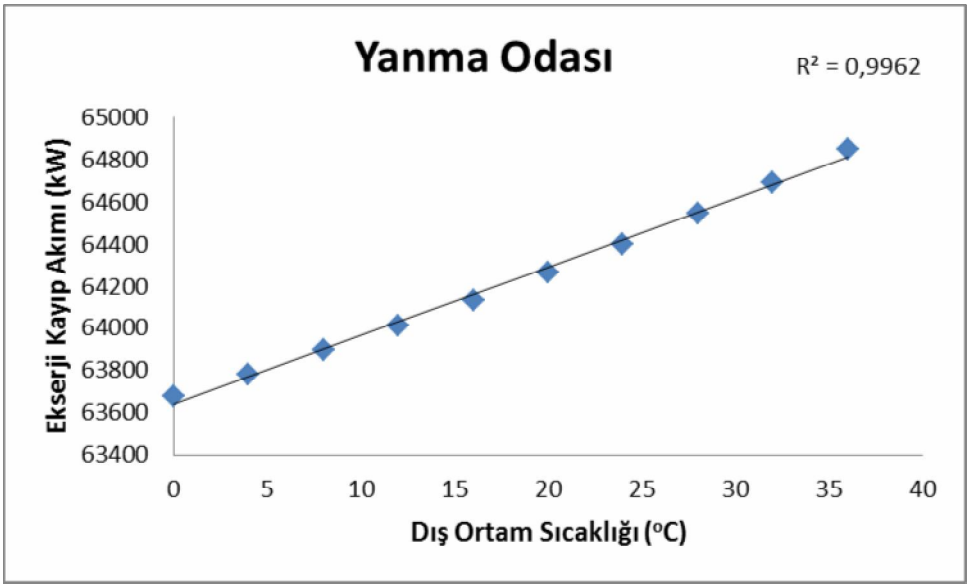
Sistem çalışmasını doğrudan etkileyen önemli parametrelerden biri dış ortam sıcaklığıdır. Sistemin esas üretim kapasitesi gaz türbini çevriminde olmaktadır ve gaz türbini çevrimindeki yanma işleminin gerçekleşmesi için dış ortamdan alınan hava gerekmektedir.

Şekil 5.5,Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de dış ortam sıcaklığının ekserji kayıp akımına olan etkisi gösterilmiştir. Yapılan hesaplamalara göre dış ortam sıcaklığı arttıkça kompresör, türbin ve yanma odasındaki ekserji kayıp oranları da artmaktadır. Hesaplamalar yapılırken sıcaklık aralığı 0 ile 40 ^{o}C arasında alınmıştır.

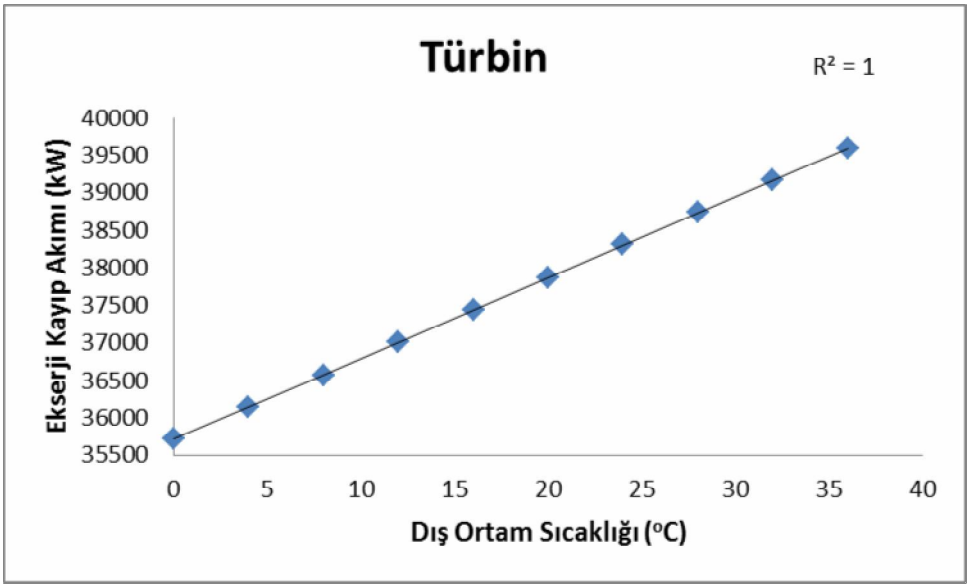
Sıcaklık artışının sistem performansı üzerindeki etkisini azaltmak amacıyla, incelenen sistemde dış ortam hava sıcaklığının belli bir değeri aştıktan sonra kompresöre girmeden önce soğutulması için evaporatif soğutma ünitesi bulunmaktadır.



Şekil 5.5 Dış ortam sıcaklığı ve kompresörde ekserji kaybı ilişkisi



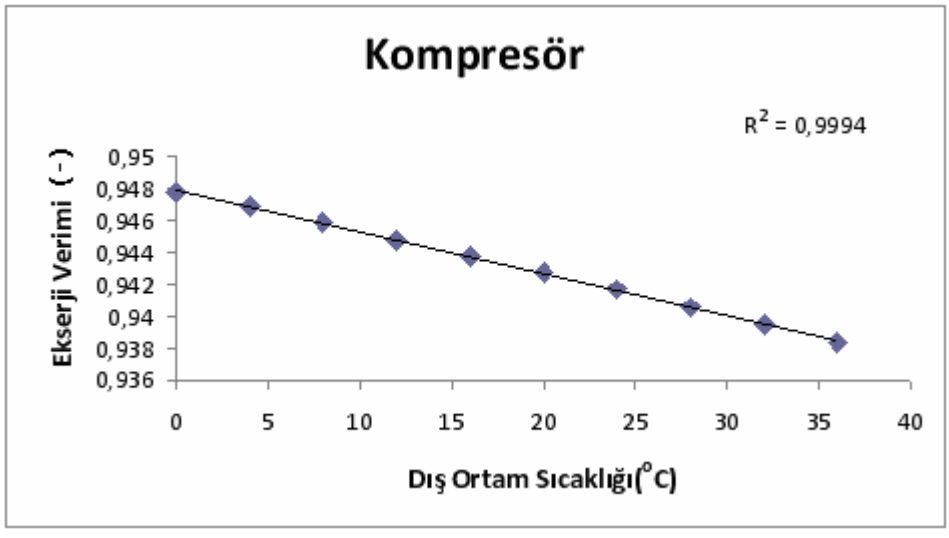
Şekil 5.6 Dış ortam sıcaklığı ve yanma odasında ekserji kaybı ilişkisi



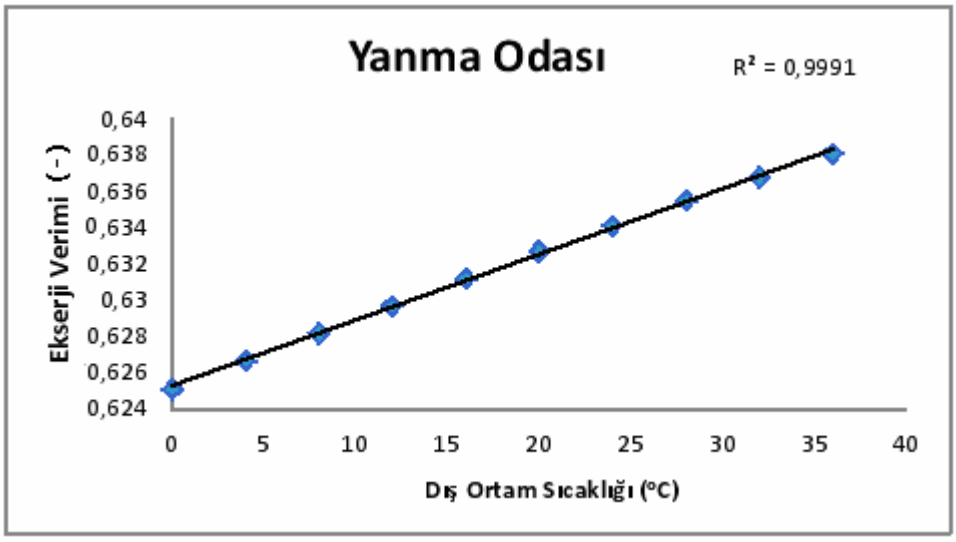
Şekil 5.7 Dış ortam sıcaklığı ve türbinde ekserji kaybı ilişkisi

Sıcaklık – Ekserji Verimi İlişkisi

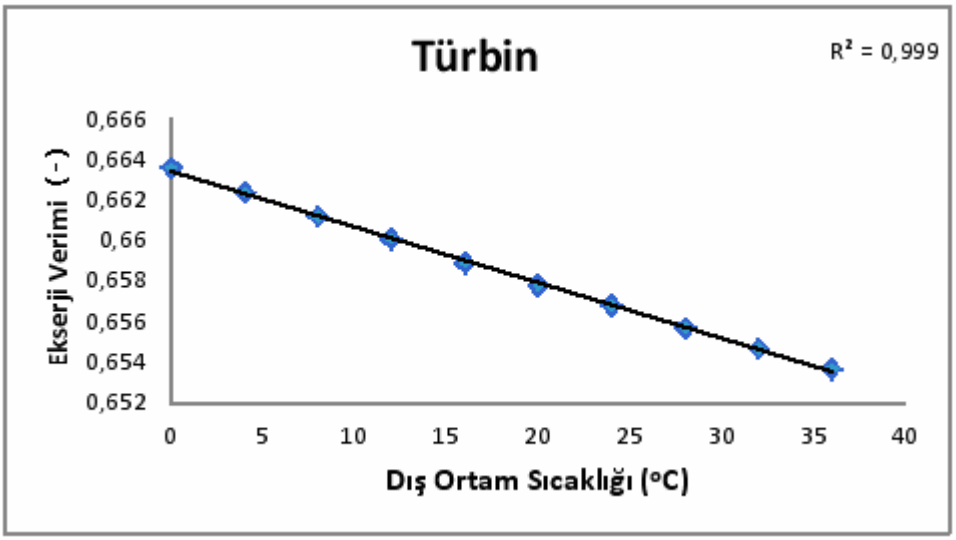
Sıcaklık değişiminin sistem ekipmanlarının ekserji verimleri üzerindeki etkisi Şekil 5.8, Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Artan dış ortam sıcaklığıyla birlikte kompresör ve türbindeki ekserji verimleri düşmektedir. Türbindeki ekserji veriminin düşmesi sonucu kombine çevrim güç santralinin genel verimi de düşme eğilimi gösterir.



Şekil 5.8 Dış ortam sıcaklığı ve kompresör ekserji verimi ilişkisi



Şekil 5.9 Dış ortam sıcaklığı ve yanma odası ekserji verimi ilişkisi



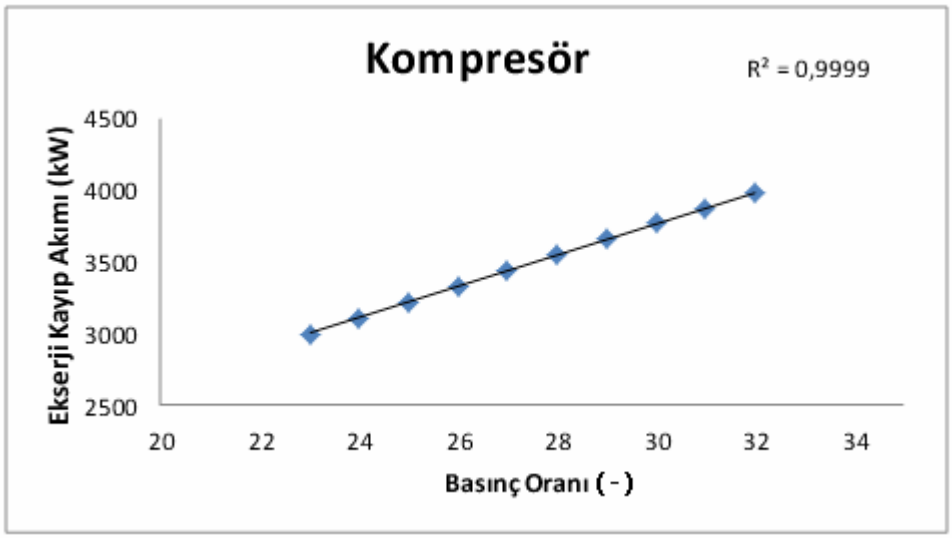
Şekil 5.10 Dış ortam sıcaklığı ve türbin ekserji verimi ilişkisi

Basınç Oranı Etkisi

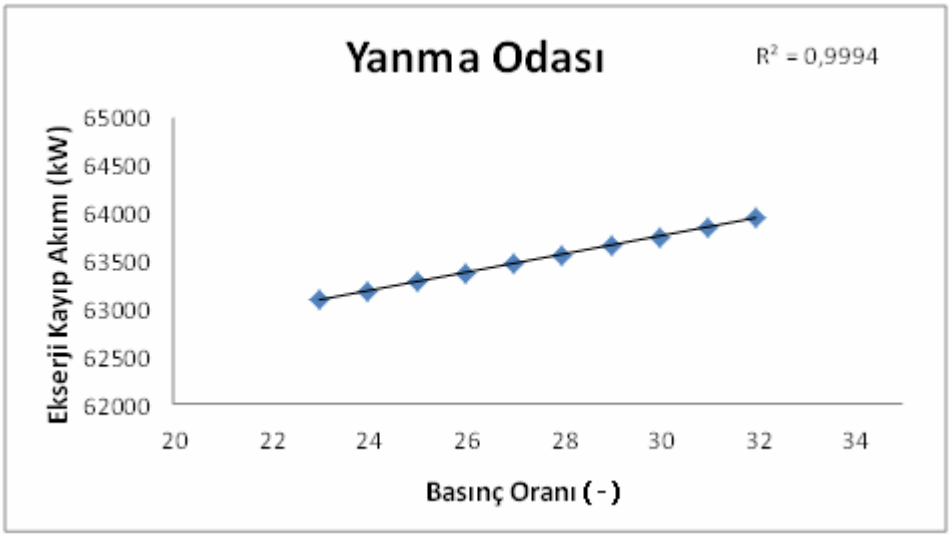
Basınç Oranı-Ekserji Kayıp İlişkisi

Sistem verimi üzerine etkisi olan diğer bir parametre ise basınç oranı etkisidir. Basınç oranı kompresör giriş havasının hangi basınç değerine sıkıştırılacağını belirlemektedir. Basınç oranı değerinin optimum bir değerde olması gerekmektedir, basınç oranının yüksek olması ekserji verimini olumsuz yönde etkilerken düşük basınç oranları ise yanma verimini azaltıcı yönde etkide bulunmaktadır.

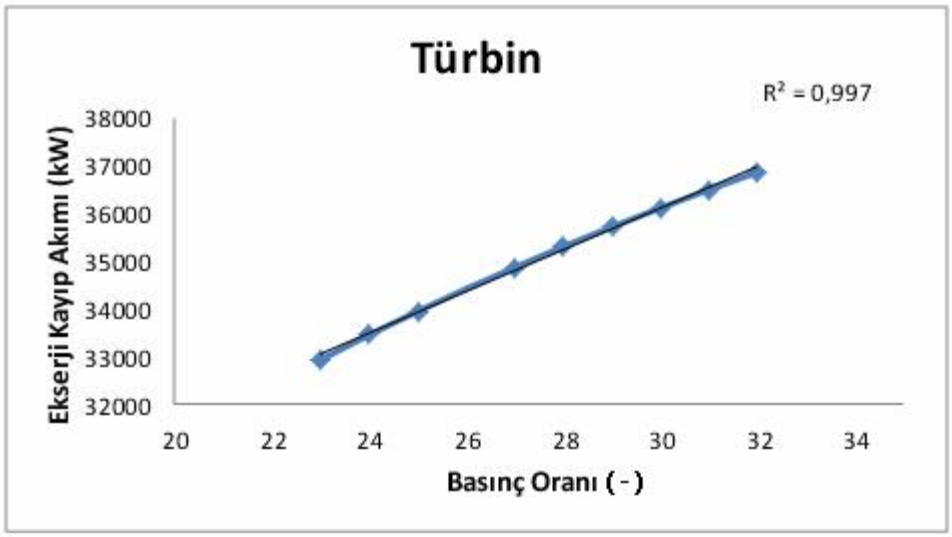
Şekil 5.11, Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'de basınç oranı artışının kompresör, türbin ve yanma odasındaki ekserji kaybını arttırma yönündeki etkisi gösterilmiştir.



Şekil 5.11 Basınç oranı ve kompresörde ekserji kaybı ilişkisi



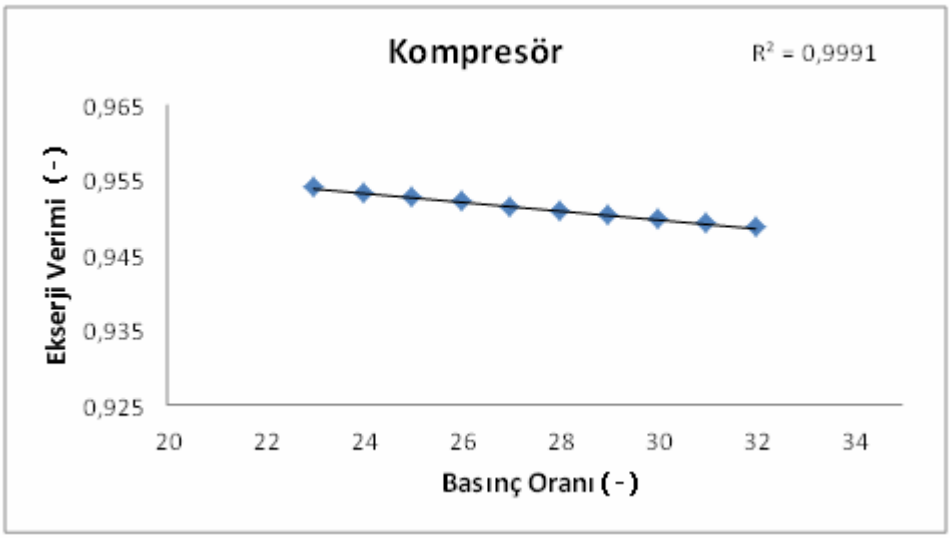
Şekil 5.12 Basınç oranı ve yanma odasında ekserji kaybı ilişkisi



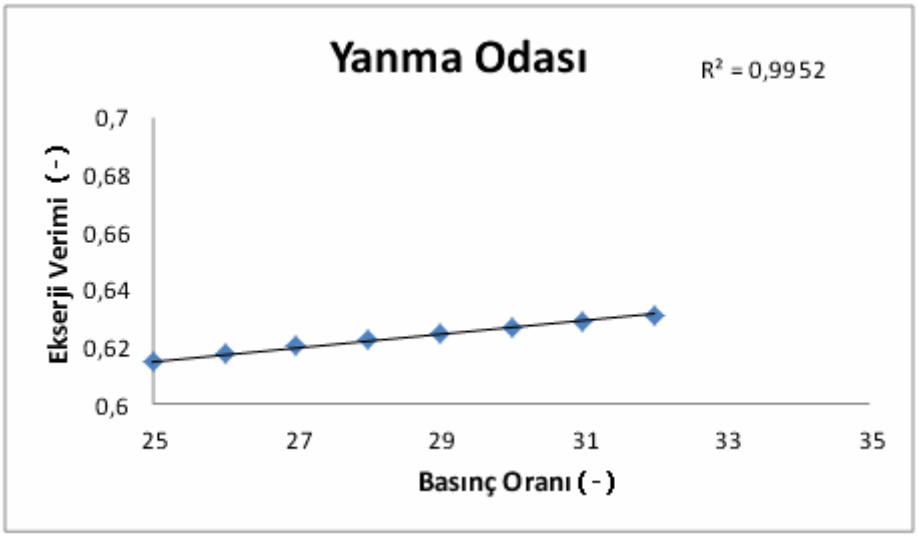
Şekil 5.13 Basınç oranı ve türbinde ekserji kaybı ilişkisi

Basınç Oranı-Ekserji Verimi İlişkisi

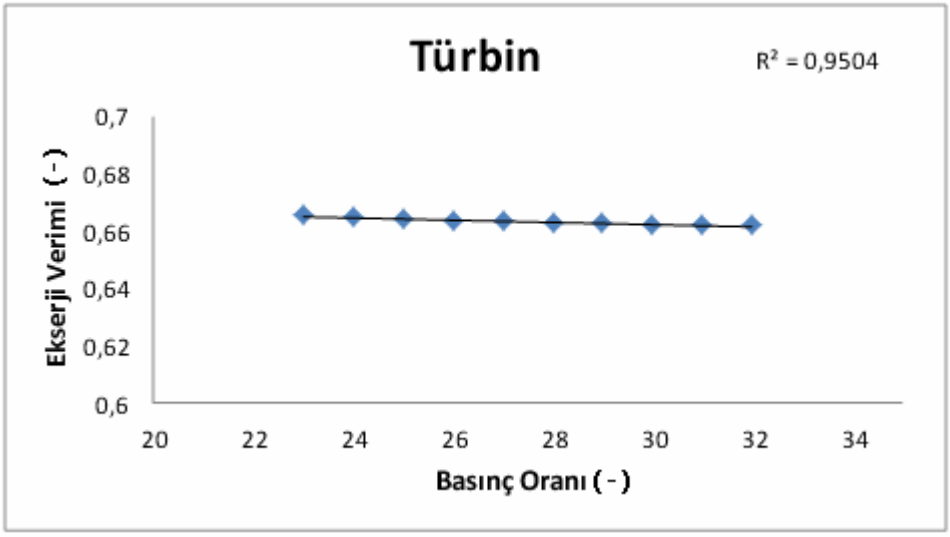
Basınç oranının ekserji verimi üzerindeki etkisi Şekil 5.14,Şekil 5.15 ve Şekil 5.16'da gösterilmiştir. Artan basınç oranıyla birlikte kompresör ve türbindeki ekserji verimi azalma eğilimi göstermektedir.



Şekil 5.14 Basınç oranı ve kompresör ekserji verimi ilişkisi



Şekil 5.15 Basınç oranı ve yanma oranı ekserji verimi ilişkisi



Şekil 5.16 Basınç oranı ve türbin ekserji verimi ilişkisi

BELİRSİZLİK ANALİZİ

Ölçüm cihazlarındaki sürtünme, elektronik salınımlar gibi nedenlerden dolayı ölçü sapmaları gözlenebilmektedir. Bu durumun normalden yüksek olması; ölçülen verilerde hataya sebep olmakla beraber, tüm sistemin termodinamik değerlerinin hatalı olmasına ve sistemin hatalı verimle çalışmasına sebep olmaktadır. Bu hatalara "belirsizlik" denilmektedir. Sistemlerdeki belirsizliklerin minimuma indirilebilmesi için; ölçüm cihazlarına temin edilmeden önce belirsizlik analizi yapılmalıdır ve yüksek belirsizlik değerlerine sahip cihazların daha düşük belirsizliğe sahip cihazlarla değiştirilmesi yoluna gidilmelidir.

Ele alınan tesisteki cihazlar için toplam belirsizlik analizi yapılmış ve sonuçlar Tablo 5.6' da sunulmuştur.

Tablo 5.6 Santralin toplam belirsizlik analizi sonuçları

Ölçülen Nicelikler			
Sıra No	**Nicelik**	**Birim**	**Toplam Belirsizlik**
1	Basınç	bar	±0,05
2	Sıcaklık	K	±0,10
3	Kütlesel Debi	m^3/s	±0,20

Türetilen Nicelikler			
Sıra No	**Nicelik**	**Birim**	**Toplam Belirsizlik**
1	Özgül ekserji	kJ/kg	±0,182
2	Ekserji akımı	kW	±0,012
3	Ekserji Verimi	-	±0,148
4	Enerji Verimi	-	±0,013

KOMBİNE ÇEVRİMİNE AİT PARAMETRİK EKSERJİ VERİM VE KAYIP ANALİZLERİ

Kompresör için dış ortam sıcaklığı ve ekserji kayıp akımının korelasyonu

$$\dot{I}_{kayıp,komp.} = 38{,}098\ T_{dış,ortam} + 3845{,}3 \quad (43)$$

Yanma odası için dış ortam sıcaklığı ve ekserji kayıp akımının korelasyonu

$$\dot{I}_{kayıp,YO} = 32{,}518\ T_{dış,ortam} + 63640 \quad (44)$$

Türbin için dış ortam sıcaklığı ve ekserji kayıp akımının korelasyonu

$$\dot{I}_{kayıp,türbin} = 108\ T_{dış,ortam} + 35712 \quad (45)$$

Kompresör için dış ortam sıcaklığı ve ekserji veriminin korelasyonu

$$\eta_{II,komp.} = -0{,}0003\ T_{dış,ortam} + 0{,}9479 \quad (46)$$

Yanma odası için dış ortam sıcaklığı ve ekserji veriminin korelasyonu

$$\eta_{II,YO} = 0{,}0004\ T_{dış,ortam} + 0{,}6253 \quad (47)$$

Türbin için dış ortam sıcaklığı ve ekserji veriminin korelasyonu

$$\eta_{II,türbin} = -0{,}0003\ T_{dış,ortam} + 0{,}6634 \quad (48)$$

Kompresör için basınç oranının ve ekserji kayıp akımının korelasyonu

$$\dot{I}_{kayıp,komp.} = 109{,}7\ r + 474{,}07 \quad (49)$$

Yanma odası için basınç oranının ve ekserji kayıp akımının korelasyonu

$$\dot{I}_{kayıp,YO} = 94{,}921 r + 60902 \quad (50)$$

Türbin için basınç oranının ve ekserji kayıp akımının korelasyonu

$$\dot{I}_{kayıp,türbin} = 435{,}73\ r + 23029 \quad (51)$$

Kompresör için basınç oranının ve ekserji veriminin korelasyonu

$$\eta_{II,komp} = -0{,}0006\ r + 0{,}9674 \quad (52)$$

Yanma odası için basınç oranının ve ekserji veriminin korelasyonu

$$\eta_{II,YO} = 0{,}0023\ r + 0{,}5563 \quad (53)$$

Türbin için basınç oranının ve ekserji veriminin korelasyonu

$$\eta_{II,türbin} = -0{,}0004\ r + 0{,}6732 \quad (54)$$

6.DEĞERLENDİRME ve ÖNERİLER

Ele alınan tesiste en son yatırım döneminden önce yapılan incelemede birinci yasa verimi %45 olarak bulunmuştur [46]. Yatırım döneminde ilave edilen ısı geri kazanım ünitesi ve mevcut bulunan buhar jeneratörünün tam kapasiteli kullanımı sonucu birinci yasa verimi %63,4 değerine kadar yükselmiştir. Sistemin ikinci yasa verimi ise % 24 değerinden %59 değerine yükselmiştir [46].

Sistemin mevcut veriminde artış olması için bazı düzenlemeler yapılabilir. İlerleyen kısımda bu önerilerden bahsedilecektir.

Tesiste güç üretiminde kullanılan gaz türbinleri ve buhar türbininden olan enerji ve ekserji kayıpları azaltılabilir. Artan güç artışıyla birlikte sisteme giren enerjinin daha büyük kısmı daha büyük bir nitelikle kullanılmış olur.

Yanma odasında var olan enerji ve ekserji kayıplarının önlenmesine yönelik çalışmalar yapılabilir. Yanma odasına giren yakıt/hava oranının ayarlanması ve ideal yanma reaksiyonun (tam yanma) gerçekleştirilmesine çalışılması ile birinci ve ikinci yasa verimlerinde artış sağlanabilir.

Isı geri kazanım ünitelerinde türbinden çıkan sıcak egzoz gazlarının daha verimli kullanılması yönünde çalışmalar yapılabilir. Isı geri kazanım ünitelerinde dolaşan sıcak egzoz gazları ve su arasındaki ısı transferinin arttırılması yönünde çalışma yapılabilir. Isı geri kazanım üniteleri için ek bir ön ısıtıcı kurulumu da verimi arttırıcı yönde etki gösterebilir.

Sistemde ısı geri kazanım ünitelerindeki bacalardan atmosfere egzoz gazı atılmaktadır. Atılan bu gazlar bölgesel ısıtma gibi uygulamalarda kullanılabilecek termal güce sahiptir. Bu termal güçten faydalanmak için tesise yapılabilecek ilavelerle kombine çevrim tesisi, kojenerasyon çevrim tesisi haline getirilebilir.

Sistemde gaz türbini ünitesinde dışarıdan alınan taze hava kullanılmaktadır. Taze havada oluşan sıcaklık artışı sistem verimine olumsuz etkide bulunmaktadır. Hava sıcaklığının optimum değerde tutulması için şartlandırma işlemine ihtiyaç duyulmaktadır. Şartlandırma işlemi evaporatif soğutma, mekanik soğutma, absorbsiyonlu soğutma gibi uygulamalarla gerçekleştirilebilir. Absorbisyonlu soğutma uygulaması, sistemdeki ısı geri kazanım ünitesine yapılabilecek ilavelerle gerçekleştirilebilir. Bu sayede sistem veriminde iyileştirme yapılabilir.

7.KAYNAKLAR

[1] Valdés M., Rapún, J.L., 2001. Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants. Jour.Applied Thetrmal Engineering 21 (2001) 1149-1159.

[2] Bilgen, E., 2000. Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems. Jour. Energy 25 (2000) 1215–1229.

[3]Carcasci,C.,2000. Comparison between two gas turbine solutions to increase combined power plant efficiency. Energy Conversion & Management 41 (2000) 757-773

[4] Kwak, H.Y., Kim, D.J., Jeon, J.S., 2002. Exergetic and thermoeconomic analyses of power plants. Jour. Energy 28 (2003) 343–360.

[5] Wang, F.J., Chiou, J.S., 2002. Performance improvement for a simple cycle gas turbine GENSET––a retrofitting example. Jour. Applied Thermal Engineering 22 (2002) 1105–1115.

[6] J.Y. Shin et al., 2002. Analysis of the dynamic characteristics of a combined-cycle power plant. Energy 27 (2002) 1085–1098

[7] Song, T.W., Sohn, J.L., Kim, J.H, Kim, T.S., Ro, S.T., 2002. Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions. Jour. Exergy, an International Journal 2 (2002) 105–112.

[8] Franco,A., Casarosa,C., 2002. On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants. Applied Thermal Engineering 22 (2002) 1501–1518

[9] Silveira,J.L.,Tuna,C.,2003. Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems Part I. Progress in Energy and Combustion Science 29 (2003) 479-485

[10] Ertesvåg, I.S., Kvamsdal, H.M., Bolland, O., 2004. Exergy analysis of a gas-turbine combined-cycle power plant with precombustion CO_2 capture. Jour. Energy 30 (2005) 5–39.

[11] Pavlas, M., Stehlík, P.,Oral, J., Škula J., 2005. Integrating renewable sources of energy into an existing combined heat and power system. Jour. Energy 31 (2006) 2499–2511.

[12] Pilavachi, P.A., Roumpeas, C.P., Minett, S., Afgan N.H., 2006. Multi-criteria evaluation for CHP system options. Jour. Energy Conversion and Management 47 (2006) 3519–3529.

[13] Erdem, H.H., Sevilgen, S.H., 2005. Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey. Jour. Applied Thermal Engineering 26 (2006) 320–326.

[14] Cihan,A.,Hacıhafızoğlu,O.,2006. Energy–exergy analysis and modernization suggestions for a combined-cycle power plant. Int. J. Energy Res. 2006; 30:115–126

[15] Ameri,M.,Ahmedi,P.,Khanmohammadi,S., 2008. Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant. International Journal of Energy Research 32 (2008) 175-183

[16] Dinca, C. , Badea, A., Rousseaux, P., Apostol, T., 2007. A multi-criteria approach to evaluate the natural gas energy systems. Jour. Energy Policy 35 (2007) 5754–5765.

[17] Carapellucci,R., 2007. Repowering combined cycle power plants by a modified STIG configuration. Energy Conversion and Management 48 (2007) 1590–1600

[18] Haglind, F., 2008. A review on the use of gas and steam turbine combined cycles as prime movers for large ships. Part III: Fuels and emissions. Jour. Energy Conversion and Management 49 (2008) 3476–3482

[19] Polyzakis, A.L. et al., 2008. Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant. Energy Conversion and Management 49 (2008) 551–563

[20] Aljundi,I.,2009. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. Applied Thermal Engineering 29 (2009) 324–328

[21] Yang,C.,Yang,Z., 2009. Analytical method for evaluation of gas turbine inlet air cooling in combined cycle power plant .Applied Energy 86 (2009) 848-856

[22] Delattin,F.,Bram,S.,2009. Detailed study of the impact of co-utilization of biomass in a natural gascombined cycle power plant through perturbation analysis. Applied Energy 86 (2009) 622–629

[23] Ataei,A.,2010. Combined pinch and exergy analysis for energy efficiency optimization in a steam power plant. International Journal of the Physical Sciences Vol. 5(7),1110-1123

[24] Sanchéz,D. et al., 2010. Performance analysis of a heavy duty combined cycle power plant burning various syngas fuels. International Journal of Hydrogen Energy 35 (2010) 337–345

[25]Woudstra,N. et al.,2010. Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. Energy Conversion and Management 51 (2010) 1099–1110

[26] Leyte,L.,Zamora-Mata,J.,2010. Methodology to determine the appropriate amount of excess air for the operation of a gas turbine in a wet environment. Energy 35 (2010) 550–555

[27]Khaliq,A.,Dincer,I.,2011. Energetic and exergetic performance analyses of a combined heat and power plant with absorption inlet cooling and evaporative aftercooling. Energy 36 (2011) 2662-2670

[28] Rovira,A. et al., 2011. Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation. Energy Conversion and Management 52 (2011) 1840–1849

[29] Ahmadi,P.,Dincer,I.,2011., Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit, Energy Conversion and Management 52 (5) (2011) 2296-2308.

[30] Farzaneh-Gord, M., Deymi-Dashtebayaz, M., 2010. Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance. Jour. Energy 36 (2011) 1196-1205.

[31] Ahmadi,P.,Dincer,I.,2011. Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 2529-2540

[32] Sa,A.,Zubaidy,S.,2011. Gas turbine performance at varying ambient temperature. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 2735-2739

[34] Kaushik,S.C,Reddy,S,2011. Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 1857–1872

[35] Ahmadi,P,et.al , Greenhouse gas emission and exergo-environmental analyses of a trigeneration system.Int.J.Greenhouse Gas Control (2011),doi:10.1016/j.ijggc.2011.08.011

[36] Bagdanavicius, A., Jenkins, N., Hammond, G.P., 2012. Assessment of community energy supply systems using energy, exergy and exergoeconomic analysis. Jour. Energy. (2012) 1-9.

[37] Sadri, J.A., Hooshmand, P., 2012. Enhancing Efficiency of Combined Cycle Gas Power Plants Using Fog. Jour. Basic and Applied Scientific Research 2(1)10-16, 2012.

[38] Mansouri,M.,Ahmadi,P.,Kaviri,A.,2012. Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants. Energy Conversion and Management 58 (2012) 47–58

[39] Reddy,S.,Kaushik,S.,Tyagi,S., 2012. Exergetic analysis of solar concentrator aided natural gas fired combined cycle power plant. Renewable Energy 39 (2012) 114-125.

[40] Ünver, Ü., Kılıç, M**.,** "Bir kombine çevrim güç santralinin termodinamik analizi", Mühendis ve Makine , 46(545), 47-56, 2005.

[41] Acevado,G.,Enrique,L. Thermoeconomic Diagnosis of 200 MW Conventional Combined Cycle Power Plant, Irreversibility Analysis Based On The Symbolic Exergoeconomics

[42] Kotas,T.J.(1995).The Exergy Method of Thermal Plant Analysis (Reprint Edition). Florida:Krieger Publishing Company

[43] Çengel ,Y.,Boles,M.(1996).Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.(T.Derbentli,Çev.). İstanbul : Literatür Yayıncılık.(Orijinal çalışma basım tarihi:1994)

[44] Çubuğuuzun,T.(2006).Gaz Türbinli Gemilerde Ekserji ve Termodinamik Analiz. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

[45] Çolpan,C,Ö.(2005). Exergy Analysis of Combined Cycle Cogeneration Systems.Middle East Technical University Graduate School of Natural and Applied Sciences.

[46] İyiuyarlar,B.(2006). Efficiency Analysis of a Combined Cycle Power Plant. Dokuz Eylül University Graduate School of Natural and Applied Sciences.

[47] www.otsg.com

[48] www.ecourses.ou.edu

[49] GE Gas Turbine Catalog

[50] Boyce,M.,2002. Gas Turbine Engineering Handbook Second Edition.Gulf Professional Publishing.

[51] Boonnasa,S.,Namprakai,P.,2004. Exergy evaluation of the EGAT (Block 1) Combined Cycle Power Plant. The Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment" (2004) Thailand

[52]Kurt,H.,Recebli,Z.,Gredik,E.,2009.Performance analysis of open cycle gas turbines.International Journal of Energy Research 33(2),285-294

[53] http://www.emc-makina.com.tr/otsg_ist_projesi.html

[54] www.ataerenerji.com.tr

[55]http://www.zero.no/ccs/capture/sources-of-co2/combined-cycle-power-plant/combined-cycle-power-plant/MOdularHRSG.jpg