



**AĞAÇ SANAYİNDE GAZ TÜRBİNLİ BİR KOJENERASYON
ÇEVİRİMİ SİSTEMİNİN TASARIMI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ:
BALIKESİR ŞARTLARINDA UYGULAMA**

HAYDAR GÖZALICI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2019

Haydar GÖZALICI tarafından hazırlanan “AĞAÇ SANAYİNDE GAZ TÜRBİNLI BİR KOJENERASYON ÇEVİRİMİ SİSTEMİNİN TASARIMI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ: BALIKESİR ŞARTLARINDA UYGULAMA” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ / ~~OY ÇOKLUĞU~~ ile İskenderun Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Ali KOÇ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/~~onaylamıyorum.~~



.....
.....

Başkan: Dr. Öğr. Üyesi Zeki AYDIN

Kimya Anabilim Dalı, Mustafa Kemal Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/~~onaylamıyorum.~~



.....
.....

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin YAĞLI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/~~onaylamıyorum.~~



.....
.....

Tez Savunma Tarihi: 26/03/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.



Prof. Dr. Tolga DEPCİ
Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

İskenderun Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez üzerinde Yükseköğretim Kurulu tarafından hiçbir değişiklik yapılamayacağı için tezin bilgisayar ekranında görüntülediğinde asıl nüsha ile aynı olması sorumluluğunun tarafıma ait olduğunu,
- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.



İmza

Haydar Gözalcı

26.08/2019

AĞAÇ SANAYİNDE GAZ TÜRBİNLİ BİR KOJENERASYON ÇEVİRİMİ SİSTEMİNİN
TASARIMI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ: BALIKESİR ŞARTLARINDA UYGULAMA
(Yüksek Lisans Tezi)

Haydar GÖZALICI

İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2019

ÖZET

Tüm ülkelerde olduğu gibi, ülkemizde de enerji talebi her geçen zaman diliminde sürekli yükselmektedir. Enerjide büyük ölçüde dışa bağımlı olan ülkemizde enerji tasarrufu büyük önem kazanmaktadır. Enerji kullanımında ilk sırayı Endüstriyel tesisler almaktadır. Endüstriyel tesislerin enerji tüketiminin büyük bir bölümünü elektrik enerjisidir. Bu bağlamda, elektrik enerji ihtiyaçlarını üretmek isteyen endüstriyel tesisler, genellikle gaz türbini veya buhar türbini güç santrallerini kullanmaktadır. Verimleri düşük olan bu tesislerin verimini artırmak ve atık ısının değerlendirilmesi için kojenerasyon sistemleri kullanılmaktadır. Termodinamik bakımından ısı güç santrallerinin verimleri, termodinamiğin birinci ve ikinci yasasıyla göre hesap edilmektedir. Isıl yöntemlerin enerji ve ekserji performansları sistem seçimi, sistem tasarımı ve sistem koşullarının tayininde önem arz etmektedir. Bu çalışmada, Balıkesir ilimizde bulunan ve ağaç endüstrisinde faaliyet gösteren bir fabrikada bulunan 7,5 MW kapasiteli gaz türbini güç çevriminin termodinamiğin birinci kanununa göre enerji analizi yapılmıştır. Gaz türbininden çıkan atık egzoz gazının buhar kazanı ve ekonomizer kullanılarak tasarlanan kojenerasyon sisteminden geçirilmesi ile 11 Mpa basınçta ve 3,055 kg/s kütleli debide buhar üretilebileceği hesaplanmıştır. Kojenerasyon sisteminden elde edilen buhar tutkal işletmesinde tutkal üretiminde, soğutma grubu Chiller ünitesinde, odun parçacıklarını pişiren ve lif haline getiren Refiner ünitesinde ihtiyaç duyulan buharın sağlanması için kullanılacaktır.

Anahtar Kelimeler : Gaz türbini, Kojenerasyon, Atık ısı, Isı geri kazanımı,

Sayfa Adedi : 64

Danışman : Prof. Dr. Ali KOÇ

DESIGN AND THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A GAS TURBINE COGENERATION
CYCLE SYSTEM IN WOOD INDUSTRY: A CASE STUDY FOR BALIKESIR REGION
CONDITONS

(M. Sc. Thesis)

Haydar GÖZALICI

ISKENDERUN TECHNICAL UNIVERSITY
ENGINEERING AND SCIENCE INSTITUTE

January 2019

ABSTRACT

As in all countries, energy demand in our country is constantly rising over time. Energy saving is of great importance in our country which is largely outsourced. The first order of energy use is industrial plants. A large part of the energy consumption of industrial plants is electricity. In this context, industrial plants that want to produce electrical energy needs usually use gas turbines or steam turbine power plants. Cogeneration systems are used to increase the efficiency of these plants with low efficiency and to evaluate the waste heat. In terms of thermodynamics, the efficiency of heat power plants is calculated according to the first and second laws of thermodynamics. Energy and exergy performances of thermal methods are important in system selection, system design and determination of system conditions. In this study, an energy analysis was carried out according to the first law of the thermodynamics of a 7,5 MW gas turbine power cycle in a factory operating in the wood industry located in Balıkesir province. It has been calculated that the waste exhaust gas from the gas turbine can be produced at 11 MPa and at 3,055 kg / s by using the boiler and the cogeneration system designed using the economizer. The steam obtained from the cogeneration system has been used for glue production, cooling in the chiller unit, for in the refiner unit which cooks and fiberizes the wood particles.

Key Words : Gas turbine, Cogeneration, Waste heat, Heat recovery, Thermodynamic
Page Number : 64
Supervisor : Prof. Dr. Ali KOÇ

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez konusunun belirlenmesinde, araştırılması ve yazımı sırasında sahip olduğu bilgi birikimi ve tecrübesi ile çalışmayı yönlendiren ve her türlü yardımı esirgemeyen saygıdeğer danışman hocam Prof. Dr. Ali KOÇ ile Dr. Öğr. Üyeleri Yıldız KOÇ ve Hüseyin YAĞLI' ya

İş hayatıma başladıktan sonra mesai saatlerimin bir kısmını da eğitimim için kullanmama izin veren, firmanın her türlü imkanlarından yararlanmama olanak tanıyan “Kastamonu Entegre Ağaç Sanayi ve Ticaret A.Ş.” Adana tesisleri direktörü Sn. Ergin TURAN' a

Ayrıca çalışmalarım süresince kendileri ile fazla zaman geçiremediğim sevgili çocuklarım Yusuf Taha, Ahmer Emir, eşim Neriman, annem ve babama her zaman yanımda oldukları için çok teşekkür ederiyorum.

Bu çalışma boyunca yardımlarını esirgemeyen mesai arkadaşlarıma,

Teşekkürü bir borç bilirim

İÇİNDEKİLER LİSTESİ

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	3
3. MATERYAL ve METOT.....	14
3.1. Metot	14
3.1.1. Sistemin tanımı	14
3.2. Materyal	15
3.2.1. Kojenerasyon sistemlerinin tarihsel gelişimi.....	15
3.2.2. Kojenerasyon tanımı.....	16
3.2.3. Kojenerasyonun amacı	17
3.2.4. Kojenerasyon nasıl çalışır.....	18
3.2.5. Kojenerasyon üretim teknikleri	19
3.2.6. Kojenerasyonun avantajları	23
3.2.7. Kullanılan yakıtların karşılaştırılması	25
3.2.8. Gaz türbinleri tarihçesi	26
3.2.9. Gaz türbinleri.....	27
3.2.10. Kompresörler	27

3.2.11. Türbinler	30
3.2.12. Yanma odaları.....	31
3.2.13. Kompresör giriş havası soğutma yöntemleri	31
3.2.14. Evaporatif soğutma sistemleri	32
3.2.15. Kuru yüzeyli soğutma sistemleri	33
4. MATEMATİKSEL MODEL	35
5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	38
6. SONUÇ VE TARTIŞMA	55
REFERANSLAR	56
ÖZGEÇMİŞ	62
DİZİN	64

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Tablo	Sayfa
Çizelge 5.1. Maksimum işin üretildiği aralık ayında ölçülen bazı termodinamik değerler	40
Çizelge 5.2. Minimum işin üretildiği şubat ayında ölçülen bazı termodinamik değerler	40



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3. 2.Balıkesir ilinde çalışangaz türbini kojenerasyon sistemi	14
Şekil 3. 2.Kojenerasyon Santralinde Üretilen enerji türleri ve kullanım alanları	19
Şekil 3. 3. Basit kojenerasyon sistem çizimi	20
Şekil 3. 4. Gaz motorlu bir kojenerasyon sistemi örnek çizimi	22
Şekil 3. 5. Santrifüj kompresör impelleri	28
Şekil 3. 6. Eksenel kompresör	29
Şekil 3. 7. Santrifüj kompresör	30
Şekil 3. 8. Evaporatif Media çalışma prensibi	33
Şekil 5. 1. Türbin ve kompresörün yapmış oldukları iş grafikleri	38
Şekil 5. 2. Gaz türbini ve kojenerasyon sisteminin termal verimleri.....	39
Şekil 5. 3. Kojenerasyon sisteminin 12 aylık basınç grafikleri.....	41
Şekil 5. 3. Kojenerasyon sisteminin 12 aylık basınç grafikleri devamı.....	42
Şekil 5. 4. Kojenerasyon sisteminin 12 aylık sıcaklık grafikleri	44
Şekil 5. 4. Kojenerasyon sisteminin 12 aylık sıcaklık grafikleri devamı.....	45
Şekil 5. 5. Sisteminde aylık yapılan teorik ve gerçek işlerin grafikleri	47
Şekil 5. 5.Sisteminde aylık yapılan teorik ve gerçek işlerin grafikleri devamı	48
Şekil 5. 6. Kojenerasyon sistemi ve türbinin gerçek, teorik verim grafikleri	50
Şekil 5. 6. Kojenerasyon sistemi ve türbinin gerçek, teorik verim grafikleri devamı	51
Şekil 5. 7. Balıkesir Kentinin 2016 yılı aylara göre bağıl nemleri	53
Şekil 5. 8. Kojenerasyon sisteminden 2016 yılı aylara göre elde edilen kar miktarı.....	54

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3. 1. Gaz türbin görseli	21
Resim 3. . Eksenel türbin	31



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
CO₂	Karbon Dioksit
CHP	Birleşik ısı ve güç
ABD	Amerika Birleşik Devleti
LPG	Sıvılaştırılmış petrol gazı
MW	Enerji birimi (MW)
kW	Enerji birimi (kW)
J	Enerji birimi (J)
kJ	Enerji birimi (kJ)
MPa	Basınç birimi (Mpa)
kPa	Basınç birimi (kPa)
K	Sıcaklık birimi (K)
°C	Sıcaklık birimi (°C)
%	Yüzde
kg	Ağırlık (kg)
c_p	Öz ısı (kJ/kgK)
H	Entalpi (kJ/kg)
LHV	Alt ısı değer (kJ/kg)
m	Kütleli debi(kg/s)
P	Basınç (bar)
Q̇	Isı akısı (kW)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
S	Entropi (kJ/kgK)
Ẇ	Güç (kW)
V	Özgül hacim (m ³ /kg)
η	Termal verim (%)
m	Kütle (kg)
m³	Hacim birimi (m ³)
m²	Alan birimi (m ²)

TL	Para birimi (TL)
T₁	Kompresör girişi hava sıcaklığı
T₂	Yanma odası girişi hava sıcaklığı
T₃	Türbin girişi hava sıcaklığı
T₄	Buhar kazanı girişi hava sıcaklığı
T₅	Ekonomizer girişi hava sıcaklığı
T₆	Kurutma ünitesi girişi hava sıcaklığı
T₇	Ekonomizer girişi su sıcaklığı
T₈	Buhar kazanı girişi su sıcaklığı
T₉	Buhar kazanı çıkışı buhar sıcaklığı
P₁	Kompresör girişi hava basıncı
P₂	Yanma odası girişi hava basıncı
P₃	Türbin girişi hava basıncı
P₄	Buhar kazanı girişi hava basıncı
P₅	Ekonomizer girişi hava basıncı
P₆	Kurutma ünitesi girişi hava basıncı
P₇	Ekonomizer girişi su basıncı
P₈	Buhar kazanı girişi basıncı
P₉	Buhar kazanı çıkışı buhar basıncı

Kısaltmalar

h_g

h_ç

Ç

egz

eko

G

GT

kazan

KJ

komp

T

Açıklamalar

Giriş entalpisi

Çıkış entalpisi

Çıkış

Atık ısı

Ekonomizer

Giriş

Gaz türbini

Yanma odası

Kojenerasyon

Kompresör

Türbin

1. GİRİŞ

Türkiye'nin nüfusu ve ekonomisi sürekli artmakta ve bununla beraber gün geçtikçe enerji ihtiyacı da hızla artmaktadır. Ülkemizde yerli enerji kaynaklarının sınırlı olması, enerjinin büyük bir kısmını ithal etmeye yönelmektedir. Enerji kaynaklarının artırılması ve ithal enerjinin azaltılması için son zamanlarda yoğun bir şekilde devletimiz tarafından yerli enerji kaynakları arama çalışmaları yapılmaktadır. Ayrıca devletimiz yatırımcılarına enerji üretmeleri için belli teşvikler vermektedir. Böyle olunca enerji verimliliği kapsamında özel şirketler enerji verimliliğini arttırmak, dışa bağımlılığı azaltmak ve tasarruf yapmak için kojenerasyon sistemleri kurma çabası içine girmiştir. Kojenerasyon sistemleri, kurulum maliyetinin düşük olması, sistem kurulmasının kısa sürmesi, yakıt tüketiminin az olmasıyla beraber gün geçtikçe artmakta olan çeşitli yakıt tipine bağlı olarak dünyada çeşitli enerji üretim metotlarının yerine geçecek ilgi çekici bir seçenek olarak bilinmektedir. Kullanılan bu ısı ve güç üretim yöntemlerinin verimleri, termodinamiğin birinci ve ikinci yasasıyla tespit edilebilir. Isıl yöntemlerin enerji ve ekserji performansları; sistem seçimi, sistem tasarımı ve sistem koşullarının tayininde önemli değerlerdir. Termodinamiğin yasalarından birincisi enerji korunumdur. Bu yasa bir enerjinin var veya yok edilemeyeceğini söyler. Termodinamiğin birinci kanunu enerji analizini temsil eder ve çevrim içerisinde tersinmezliklerden ortaya çıkan kayıpları dikkate almaz. Termodinamiğin İkinci yasası ise, herhangi bir hal değişimi durumunda tersinmezlik göz önüne alınarak entropinin üretilmesini ve kullanılabilir iş miktarını inceler. Bu nedenle bir çevrimin veya prosesin uygun şartlara ne kadar yaklaştığının göstergesi olarak enerji ve ekserji analizinin yapılması termodinamik verimsizliklerin düşürülerek daha verimli çevrim dizaynının nasıl olabileceğini ve mevcut durumun doğru tanımlanmasını sağlayacaktır.

Kojenerasyon sistemlerinin basit santraldaki çevrimlerden daha fazla verimle çalışmasının en önemli sebebi ikinci bir enerji üretmek için egzoz gazından yararlanmaktır. Basit çevrimlerde, yalnızca elektrik üreten gaz türbini ya da motor, enerjilerinin küçük bir bölümünü elektriğe dönüştürürken; kojenerasyonlu sistemlerde havaya atılacak enerjinin büyük bir bölümü kullanılabilir enerjiye çevrilmektedir. Kojenerasyon sistemi üzerine bir çok çalışma yapılmaktadır. Rahim ve Gündüz (2013), yapmış oldukları çalışmada gaz türbinli ısı-güç kojenerasyon çevrimi için Ankara şartlarında enerji ve ekserji analizi

uygulamışlardır. Çalışma sonucunda sistemin toplam güç üretimini, net elektrik verimini ve gaz türbini elektrik verimini sırasıyla 58800MW, %47,5 ve %31,71 olarak hesaplamışlardır [1]. Değirmencioğlu (2009) çalışmasında kojenerasyon sistemlerinin uygulamalarının çeşitlerinden bahsetmiştir. Ayrıca, kojenerasyon sistemi kullanımının enerji tasarrufu üzerine etkilerini araştırmıştır [2]. Abuşoğlu, Demir ve Kanoğlu (2013), biyogaz beslemeli gaz motorlu bir kojenerasyon sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Bu çalışmada kojenerasyon sisteminin termal verimini %63 olarak bulmuşlardır [3]. Karyeyen, Aksoy, Özgören, ve Koçak (2012), Konya sanayi enerji verimliliği çalışmalarını yapmışlar. Kağıt fabrikasında kullanılan kojenerasyon sistemi üzerinde yapılan verimlilik çalışmasında buhar-kondens hattı iyileştirmesinden 635920TL/yıl tasarruf yaptıklarını belirtmişlerdir [4]. Kojenerasyon sistemi üzerine çalışmalar hem ülkemizde hem de dünyada hala devam etmesine rağmen yıllık bazda enerji analizi verileriyle kojenerasyon sisteminin basit bir gaz türbininden daha faydalı olduğu konusu üzerine çok az çalışma bulunmaktadır.

Bu çalışmada ortalama 7,5 MW elektrik üretim kapasitesine sahip bir gaz türbini çevrimi ile bu çevrimden atmosfere atılan egzoz gazının atık ısısından fabrikanın ihtiyaç duyduğu buharın elde edilmesini sağlayan ısı sisteminden oluşan kojenerasyon sisteminin gerçek analizi yapılmıştır. Fabrikadan alınan ortalama aylık basınç, sıcaklık ve güç değerleriyle basit bir gaz türbininin kojenerasyon sistemiyle termal verimlilikleri karşılaştırılmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Ünver (2004), doğal gaz çevrim santralının meteorolojik şartlara bağlı olarak termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada , 3 farklı analiz yapmıştır. Dizayn verileri, işletme verileri ve ideal çevrim yaklaşımları. Bu analizler sonucu çıkan bulguları grafikler halinde sunmuş ve sonuçlarını tartışmıştır. Çıkan üç farklı analizin verilerini kıyaslayarak yorumlamıştır. Yapılan analizlerde incelenen büyüklük eğilimlerinin birbiriyle uyumlu olduğunu görmüştür. Yalnız buhar üreticisinde gaz türbini ve ısı geri kazanımı işletmeden gelen verilerle hesapları yapıldığında tersinir iş ve tersinmezlik değerlerinin tasarım verileriyle hesaplandığında farklılıklar gösterdiğini görmüş ve bu farklılıkların nedenlerini belirleyip yorumlamıştır.

Hava sıcaklık artışının sistem genel verimini olumsuz yönde etkilediği, yük durumundaki sıcaklık artışının ise genel verimleri olumlu yönde etkilediğini, havadaki nemin ve basıncın sistem verimine etkilerinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu sonucuna varmıştır [5].

Özdemir (2017), bir gaz türbini çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Bu çalışma İstanbul ilinde doğalgazlı bir gaz türbininin termodinamik yasalarından birinci ve ikinci olanları uygulayarak analiz etmiştir. Çalışma sonucunda, gaz türbininin çalışma koşullarını optimum düzeyde belirleyerek verimi arttırmak için yapılması gerekenler hakkında bilgi vermiştir. Yapılan çalışmada, kompresör havası giriş sıcaklığı 270 K-303 K aralıklarında iken, 10:1 kompresör basınç oranı yaparak türbin işinin ortalama %81,10'unun, 15:1 iken ortalama %78'inin, 20:1 iken ortalama %76,2'sinin ve 25:1 iken ortalama %75,7'inin kompresörü çalıştırmada kullandığını belirtmiştir. İlgili gaz türbininde kompresör basınç oranı 25:1 ve kompresör giriş sıcaklığı 270 K'de iken, en yüksek ısıl verim değeri %41 olarak gerçekleşmiş, kompresör basınç oranı 10:1 ve kompresör giriş sıcaklığı 303K'de iken en düşük ısıl verim değeri ise %18,9 olarak gerçekleşmiştir. Kompresör girişinde gerçekleşen 33 °C'lik sıcaklık artışı ile kompresör 10:1 basınç oranında iken ısıl verimin %6, kompresör 25:1 basınç oranında iken ısıl verimin %4,8 azalmasına yol açtığını belirtmişlerdir. Kompresör girişinde gerçekleşen sıcaklık artışının tüm basınç oranlarında ısıl verimin düşürdüğünü açıklamıştır. Fakat kompresör girişindeki sıcaklık artışının ısıl verimi azaltma etkisi, yükselen basınç oranı ile bu verim düşüşü daha az kayıpla atlatıldığına değinmiştir [6].

Ahmadi, Mehrpooya, ve Pourfayaz (2016), jeotermal bir ısı kaynağından faydalanarak S-CO₂ güç döngüsü geliştirmişler ve bu döngünün atık ısıyla doğal gaz sıvılaştırma santrali dizayn etmişlerdir; bahsi geçen santralin ekserji verimi %20,5 yıllık elektrik maliyeti ise 263.592 \$ olarak bulmuşlardır [7].

Yıldız, Gani, Keçecioglu, Açıkgoz, ve Şekkeli (2016), Bir Kojenerasyon Tesisinin Verimlilik Yönünden İncelenmesi: Kahramanmaraş Örnek Çalışmasını yapmışlardır. Kahramanmaraş'ta bulunan bir iplik fabrikasında 2015 yılına ait üretim ve tüketim değerlerini kullanmalarıyla yapmış oldukları verim hesabı sonucunda %39 ve sistemden elde edilebilecek yararlı ısı sonucunda verimim %70 lere kadar ulaştığını görmüşler [8].

Akbari ve Mahmoudi (2014), yaptıkları bu çalışmada bir S-CO₂ güç döngüsü dizayn etmiş; santralde kullanılan ara soğutucuda meydana gelen ısı fark bir organik Rankine döngüsünün evaporatörü (buharlaştırıcısı) olarak kullanılmış ve bu sayede santralin termodinamik verimini arttırmışlardır [9].

Coşkun ve Al-Talabani (2017), bir kombine çevrim santralinin ekserji analizlerini yapmışlardır. Yapmış oldukları analiz hesaplamalarında sonuç olarak I. ve II. yasadan, santralde elde ettikleri verimleri sırasıyla %32,8 ve %43,4 olarak bulmuşlardır. Yapmış oldukları enerji ve ekserji analizlerinin her üniteye ayrı ayrı uygulamalarıyla santralde en fazla ekserji yıkımları sırası ile yanma odası, kazan, yoğunlaştırucu ünitelerinde gerçekleştiği, geriye kalan ünitelerde ise ekserji yıkımlarının düşük bir şekilde oluştuğunu belirlemişlerdir. Ayrıca ekserji yıkımlarının azaltılması ile santraldeki verimin artacağını da ön görmüşlerdir [10].

Bolatturk, Coskun, ve Geredelioglu (2015), Çayırhan termik santralinin termodinamik ve eksergoekonomik analizlerini yapmışlardır. Santralde bulunan her ünitenin giriş-çıkış noktalarındaki termodinamik özellikler belirlenerek, bu özellikler vasıtasıyla, santralin ısı ve ekserjetik verimleri sırasıyla %38 ve %53 olarak bulunmuştur. Santralde ekserji kayıplarının en yüksek olduğu bölgeler sırasıyla kazan, türbin grupları, yoğunlaştırucu, ısıtıcı grubu ve pompa grupları olarak belirlenmiştir. [11].

M.S. Kim, Ahn, B. Kim ve Lee (2016), 5MWe gaz türbininin bir tepkili atık depolama gazı (LFG) döngüsüyle birlikte dokuz süperkritik karbondioksit (S-CO₂) dip güç çevriminin

karşılaştırması yapılmıştır. Karşılaştırmada, dokuz farklı döngü için tasarım parametrelerinin duyarlılık çalışmasını yapmışlardır ve her döngüde termodinamik performansı değerlendirmişlerdir. Bu değerlendirmede ısı verimin ve toplam güç üretim parametrelerin değişiminde reküperatörün ara soğutucuya nazaran daha etkin olduğu sonucuna varmışlardır [12].

Aljundi (2009), Ürdün' de bulunan bir buhar güç santralinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Bu çalışmada, santralin her bir ünitesinin enerji ve ekserji kayıplarının tek tek belirlenmesi hedeflenmiştir. Ayrıca analizde çevre şartlarının etkisini de belirtilmiştir. Enerji kayıpları Kazan ve yoğuşturucu da sırası ile 13 MW ve 134 MW olarak bulunmuştur. Ekserji yıkım toplamının %77'si kazanda olurken, türbinde %13, yoğuşturucuda bu durum ise %9 olarak hesaplanmıştır. Isıl verim %26, ekserjetik verim ise %25 olarak hesaplanmıştır [13].

Vandani, Bidi ve Ahmadi (2015), İran'da bulunan bir santralin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Yapmış oldukları bu çalışmada, santralde yapılacak olan ısı geri kazanım ünitesinin santral performansına etkileri araştırılmıştır. Farklı türden iki optimizasyon algoritması oluşturularak santralin verimindeki artış belirlenmiştir. Buradan çıkan sonuçlara göre; yapılacak olan sistemin net gücünde %0,72 oranında, enerji veriminde %23 ve ekserjetik veriminde ise %22 oranlarında artış sağlanacağı belirtilmiştir [14].

Di Maria, Micale ve Sordi (2014), organik atıkların oksijenli/oksijensiz ayıklanarak ısı meydana getirdiği bir sistemde organik Rankine çevrimi için enerji performans analizi yapmışlardır. En yüksek hava sıcaklığını 335 ile 340 K arasında olduğunu hesaplamışlar ve bu sıcaklıkta bir mikro organik Rankine çevrimini kullanarak bu sistemden %20 verim kazanılacağını öne sürmüşlerdir [15].

Li (2016), bu çalışmasında organik Rankine çevrimlerinde kullanılacak çoğu organik akışkanın ısı verim, ekserji yıkımı ve kütleli debi değerlerini mukayese etmek amacı ile organik Rankine çevriminin değişik dizaynlarda kullanılmalarına yönelik bir çalışma yapmıştır [16].

Pu ve diğerleri (2016), alçak sıcaklıkta bir termal kaynaktan, düşük kapasiteli organik Rankine çevrimi ile elektrik üretmek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Yapılan

çalışma neticesinde R245fa doğal akışkan ile en çok 1979 W elektrik üretimi yaparken, HFE7100 doğal akışkan ile kullanıldığında bu üretimin toplam 1027 W olduğunu bulmuşlardır[17].

Özdil, Segmen ve Tantekin (2015), düşük kapasiteli bir güç üretim santralinde kullanılan organik Rankine çevriminin, ekserji verimi ve sıkışma noktası (pinchpoint) datalarını da kullanarak termodinamik analiz yapmışlardır. Analiz sonucunda, enerji verimini %9,96, ekserji verimini ise %47,22 olarak hesaplamışlar ve düşük ekserji yıkımıyla ters orantılı olarak, sıkışma noktası sıcaklığının düşerken ekserji veriminin yükseldiğini görmüşlerdir [18].

Bassily (2001), gaz türbinli kojenerasyon sisteminin verimini arttırmaya yönelik çalışmalarda bulunmuştur. Sistem verimini ve gücünü artırma yöntemlerinden biri kompresörün dış ortamdan emeceği havanın soğutulması olup bu soğutma iki farklı şekilde olabileceğini yazmıştır. Bunlardan birincisi, eğer kompresörün emeceği havanın nem oranı az ise içerisine su enjekte edilerek buharlaştırılmalı soğutma yapmak, ikincisi ise absorpsiyonlu bir soğutma sistemi kullanılarak soğutma işlemi yapılabileceğini bildirilmiştir. [19].

Andreasen, Larsen, Knudsen ve Haglind (2015), kalitesi düşük olan bir ısı kaynakından yararlanarak "organik split (bölünmüş) çevrim" adını verdikleri özgün bir organik Rankine çevrimi dizayn etmişlerdir. Çevrimin optimizasyonu sonucunda, izobütan/pentan karışımı ile sıcak akışkan girişi 90°C seçildiğinde konvansiyonel organik Rankine çevrimine göre net %14,5 daha çok güç elde edilebileceğini bildirmişlerdir [20].

Kaya, Duymaz ve İmal (2016), yapmış oldukları çalışmada Kahramanmaraş Kağıt San. ve Tic. A.Ş. bünyesinde çalışmakta olan kojenerasyon sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yapmış olup ortaya çıkan sonuçları irdelemişlerdir. Sistemden seçilen otuz bir adet düğüm noktasının enerji ve ekserji değerlerini hesaplamışlardır. Ortaya çıkan verilere göre sistemdeki ekipmanların enerji ve ekserji dengelerini tek tek bulmuşlardır. Enerji ve ekserjilerin ortalama kayıp ve yıkımları hesaplanmış, kaybolan enerji ile ekserji oranlarını tespit etmişlerdir. Bu sonuçlardan elde edilen verilere göre; kayıp olan toplam enerjinin %42,92'si ile enerji kaybının yüksek oranı ve kaybolan olan toplam ekserjinin %87,3'ü ile ekserji kaybının en yüksek oranı olan ekipman, kazan olarak bulmuşlardır. Sonuç olarak

kojenerasyon sisteminde termodinamiğin ısı ve ikinci yasa verimleri hesaplanmış olup, bunlar sırasıyla %80,15 ve %32,75 dir [21].

Dazlak (2006), yaptığı bu çalışmada Bursa ilinde kurulu olan BOSEN enerji santralinde bulunan atık ısı kazanım tesisinden gerçek işletme verileri alınarak bu verilerden enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Termodinamik enerji ve ekserji yasaları, santralde bulunan her ünitenin giriş ve çıkışlarına uygulanmış ve gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar sonucu kayıp enerji ve ekserji değerlerini belirlemiştir. Ekserji kayıplarının nedeni yanma, akış ve baca gazlarından olduğu sanılmaktadır. Her bir ünite için ortaya çıkan enerji ve ekserji kayıpları birbirileriyle kıyaslanmıştır. Sistemdeki toplam enerji ve ekserji kayıpları sırası ile 2538,84 kW ve 17075,91 kW olarak bulunmuştur. Yapılan enerji ve ekserji analizi sonucunda sistem üzerinde en büyük enerji ve ekserji kayıpları buhar türbininde gerçekleşmiştir ve bu değerler sırası ile 2781,4 kW ve 9034,87 kW olduğu tespit etmiştir [22].

Nami, Mahmoudi ve Nemati (2017), açık çevrim ile çalışan bir gaz türbininden atık ısı geri kazanımı ile S-CO₂ kullanılan bir kapalı çevrim gaz türbini, bu sistemden ortaya çıkan atık ısıdan da organik Rankine çevriminin kullanılmasını tavsiye etmişlerdir [23].

Kaşka (2014) yaptığı çalışmada atık ısıdaki enerjiyi yararlı enerjiye çevirme prensibiyle çalışan bir sistemde reel çalışma datalarını kullanarak enerji ve ekserji analizleri yapmıştır [24].

Galloni, Fontana ve Staccone (2015), bu çalışmalarında R245fa gazının kullanıldığı ufak bir organik Rankine çevrim sistemini Cassino Üniversitesi'nde tasarlamışlardır. Reel proses datalarıyla yapılan analizler doğrultusunda %9 verimle çalışan ve 1,2 kW güç elde eden bir çevrim yapmışlardır [25].

Goodarzi, Kiasat ve Khalilidehkordi (2014), Bu çalışmalarında rejeneratörlü Brayton çevrimi ve ters Brayton çevrimini, rejeneratörsüz çevrimle ısı verimlilik bakımından karşılaştırılmıştır. Rejeneratörlü ve ters Brayton çevrimleri, rejeneratöre gelen havanın bir bölümünün by-pass yapılmasıyla iyileştirilmiştir. Kompresör basınç oranlarının ele alınması ile, by-pass yapılan havanın kütsel debisinin çevrimlerin performansına olan

durumları hesaplanmıştır. Ortaya çıkan sonuçlardan, birinci kompres basınç oranının artmasıyla net güç ve ısıl verimin arttığı gözlemlenmiştir [26].

Tchanche, Pétrissans ve Papadakis (2014), farklı dizayn edilmiş Rankine çevrimlerini yalnızca bir akışkan kullanarak (amonyak-su karışımı) geliştirmeyi hedefleyen bir çalışma yapmışlardır [27].

Desai ve Bandyopadhyay (2015) yaptıkları çalışmada, ısıl kaynak olarak yoğunlaştırıcı güneş kollektörünü kullanarak, Buhar Rankine çevrimini ve organik Rankine çevrimini birbiriyle kıyaslamış ve termoekonomik analizini yapmışlardır [28].

Dincer ve Al-Muslim (2001), Yaptıkları çalışmada ara kızdırmalı buhar türbin sistemini modelleyerek termodinamik analiz uygulamışlardır. Bu sebepten tesiste termodinamik kanunlarından birinci ve ikincisinin analizlerini yapmışlardır. İlk başta tesiste bulunan bütün ekipmanlar için enerji, ekserji ve kütle denge formüllerini yazarak, ekipmanların ısıl gereksinimlerini, ekserji kayıplarını, iş verilerini ve tersinmezliklerini hesaplamışlardır. Bu hesaplamalar yapılırken ara buhar miktarı, kazan basıncı - sıcaklığı ve net işi parametre olarak almış, 400 ile 590 °C ve 10 ile 15 MPa aralığında 120 değişik hal için enerji ve ekserji verim varyasyonlarını araştırmışlardır. Bu araştırmalarda, diğer yapılan termodinamik hesaplamalar Ghazlan termik santrali ile ilişkilidir. Hatta alçak basınç türbinindeki basınç azalmasının yüksek basınç türbinindeki %20'si ve ara kızdırma basıncı, kazan basıncının %19'u olduğu var sayılıp, pompa ile türbin verimleri %90 kabul edilmiştir. Kondanser basıncı ve giriş sıcaklığı sırası ile 7 kPa ve 39 °C, çekilen ara buhar basıncı ise 0,15 MPa olarak kabul edilmiştir. Yapılan araştırmada, değişik basınç verilerinde enerji veriminin ekserjininkinden daha düşük olduğu, en yüksek enerji ve ekserji verimlerinin 14 MPa basıncında gerçekleştiği, ara buhar çekiminde ekserji veriminin azaldığı, kazan sıcaklığı yükseldikçe ekserji bozunumunun yükseldiği, kazandaki basınç yükselişinin ekserjideki bozunumunu çok fazla değiştirmedeği anlaşılmıştır. Çalışma sonucunda, hesaplamalarla bulunan sonuçlar ile Ghazlan tesisinden bulunan reel değerler karşılaştırılıp, aynı doğrultuda olduğu saptanmıştır ve var olan sistemlerin yol gösterici modelin uygunluğu yazılmıştır. Bu çalışma analiz olarak sadece enerji ve ekserjiyi içermektedir [29].

Huang, Hung, ve Chen (2000), Çalışmalarında, buhar enjekteli gaz türbinli kojenerasyon tesisine ekserji analizi yapmışlardır. Tesisdeki gaye farklı çıktı olarak çok foksiyonlu soğutma amaçlanmıştır. Komponentlerde enerji, ekserji ve kütle denge denklemlerini kullanarak ekserji kayıplarını bulmuşlardır. Tesisde değer olarak verilen buharın oranı, buharın sıcaklığı, kompresör basınç oranı ve besleme suyu miktarları alınarak, birinci ve ikinci kanun verimlerini oluşturmuşlar, ısı güç oranlarını bulmuşlardır. Tesise yoğuşma kompresörü ilave edilip, dışarıya bırakılan yoğuşma suyunu sisteme ekleyerek aynı hesapları bir daha yapmışlardır. Lakin kompresörün birinci ve ikinci kanun verimine tesir etmediği görülmüştür. En çok ekserji yıkımının ve ekserji kaçağının sırası ile yanma odası ve bacada olduğunu bildirmişlerdir [30].

Wang ve Dai (2016), yaptıkları çalışmalarında modüler türbin helyum reaktöründen atılan atık ısıyı iki farklı ısı dönüştürücüsü ile transkritik CO₂'nin (T-CO₂) transfer akışkan cinsinde kullanıldığı ayrı iki gaz türbini dizayn etmişlerdir [31].

Yüksel ve Goza, (2014). Yaptıkları çalışmada, İstanbul'da bulunan, 109 yatak kapasiteli, 22000 m² kapalı alana kurulmuş özel bir hastanede yapılması planlanan bir kojenerasyon sisteminin ekonomik analizini yapmışlardır. Ekonomik olarak uygulanabilir yatırım maliyetine sahip olmak, üretilen elektriği ve ısıyı maksimum seviyede kullanabilmek, doğru ekipmanı seçen parametreler oluşturmuşlardır. Motor tahrik ünitesi, sistemin çalışma koşulları dikkate alınarak seçilmiştir. Göz önüne alınan 3 farklı motor tipi arasında, 800 kW gücünde motorun daha verimli çalışacağı belirtiliyor. Belirlenen kojenerasyon sisteminin 2 yıl sonunda ve önümüzdeki 15 yıl içinde itfaya çıkacağı belirtilmekte, 10 milyon TL kar elde edilecektir [32].

Pusat, Akkoyunlu ve Erdem (2014), yapmış oldukları bu çalışmada gaz türbinlerinde bulunan kompresörlerin emiş havalarının kütleli debilerini hesaplamak için bir metot bulmuşlardır. Bu metot esas olarak, yanma odasındaki yanma hesaplamalarını ve atık gazı emisyon aygıtlarından sağlanan ölçüm verileri kullanmışlardır. Bu metotla gaz türbinlerindeki kompresörlerin emiş hava kütleli debisini kolay olarak hesaplamışlardır [33].

Boyaghchi ve Molaie (2015), yapmış oldukları bu çalışmalarında ileri ekserji hesaplamaları ve kanal tarzı brülörlü bir toplu çevrim sisteminin optimizasyonunu yapmışlardır. [34]

Vandani, Joda, ve Boozarjomehry (2016), Yapmış oldukları bu çalışmalarında belli bir toplu çevrim sisteminde doğal gaz yerine dizel yakıtın kullanım ekserjisi, çevresel ve ekonomik tesirleri araştırılmıştır [35].

Jarre, Noussan, ve Poggio (2016), Yaptıkları bu çalışmalarında üç birimli kombine çevrim sisteminin az sayıda senelik saatlik datalarıyla geniş bir inceleme yapmışlardır. Gaz türbininin lokal yüklerde performans çizelgesine ulaşılmış, daha az yüklerde çevrim performansındaki düşüş belirtilmiştir [36].

Hosseini, Barzegaravval, Ganjehkaviri, Wahid, ve Jaafar (2017), çalışmalarında uygun performans şartlarını yapmak için kombine çevrimli elektrik üretim santralinde ilave ateşleme tasarımını gaz türbini sonrasına uygulayarak farklı türden değerleri incelemiştir. Bu model enerji sistemindeki performansın ortalama %6 civarında yükseldiğini ve CO₂ emisyonunun %5,63'e kadar azaldığını göstermiştir. Masraf giderlerinin bu yaklaşım sayesinde %1' den düşük olduğunu ve masraftaki farklılığın dizayn noktası masrafa eşit veya daha yüksek olduğu bulmuşlardır [37].

Karaağaç, Kabul ve Yiğit (2018), tarafından yapılan çalışma, yakıtı doğal gaz olan kombine çevrim sisteminin bilgilerinden yararlanarak termodinamiğin birinci kanun analizi yapılmıştır. Devre, hava sıcaklığı 25 °C ve basıncı 101 325kPa olan net kuvvet verileri Rankine ve Brayton çevrimlerine göre sırasıyla 12MW ve 45MW şeklinde hesaplamış ve farklılaşan hava şartlarının sistemdeki etkisini araştırmıştır. Gaz türbin verimini yaklaşık %38 ve kombine çevrim verimini de %48 olarak hesaplamışlardır. Ortam sıcaklığının 45 °C'lik yükselişi, devrenin net gücünün %22 lik düşüşüne sebebiyet verirken kompresör bölümündeki sıkıştırma işinde de gücün artmasını sağlamıştır. Ortam sıcaklığının yükselmesiyle kompresöre alınan hava debisinde düşüş yaşandığı, bundan dolayı özgül yakıt tüketiminde de %20 düşme olduğu gözlemlenmiştir. Ortam sıcaklığının kombine çevrim sistemine de direk tesirinin olduğu ortaya konmuştur [38].

Goyal, Dondapati, Dang ve Mangal (2014), Hindistan’da bulunan 1260 MW kapasitedeki termik santralin 210MW olan bölümüne ekserji analizi uygulamışlardır. Yapılan çalışma, Hindistan sınırlarında bulunan 210 MW lık Singh Süper Termik Santraline sunulmuştur. Devre döngüsündeki farklı enerji ve ekserji kütle noktalarından yararlanılarak termodinamik denklemler yapılmıştır. Termodinamiğin I. ve II. yasaları sistemdeki türbin, buhar kazanı ve kondenser gibi temel ekipmanlara uygulanmıştır. Yapılan değerlendirmeler sonunda en çok ekserji kaybının buhar kazanında olduğu görülmeye rağmen en fazla enerji yitiminin kondenserde meydana geldiği bulunmuştur [39].

Abdalisousan, Fani, Farhanieh ve Abbaspour (2014), Yaptıkları çalışmada, gelişmiş toplu çevrim enerji sisteminin termodinamik veriminde ciddi gelişmeler temin etmek için çoğunlukla daha fazla verimi olan bir gaz türbin santralının geliştirilmesi gerektiğini belirtmişlerdir [40].

Işık, Berent ve Gök (2017), yaptıkları bu çalışmalarında meydana getirilen sistem öğelerinden türbin için yararlı güç, tersinir güç ve tersinmezlik ölçüleri bulunmuş ve sistemin genel verimi hesap edilmiştir. Bulunan veriler ve değerlendirmeler ışığında, termik santrallerin hazırlanmasında ve kullanılmasında, dizayn ve ekonomi açısından ciddi analizler bulundurmaktadırlar. Böylelikle çağımızda yüksek önemi bulunan enerji tasarrufu ve enerjinin en verimli durumda kullanılması sağlanabileceklerini belirtmişlerdir [41].

Kızılkın ve Akbaş (2016), yapmış oldukları çalışmalarında, güneş enerjisi destekli çok fonksiyonlu trijenerasyon çevriminin enerji ve ekserji analizleri yapmışlardır. Analizi yapılan çevrimde gaz çevrimi verimi %32, buhar çevrimi verimi %28, soğutma sisteminin COP değeri ise 0,77 olarak bulmuşlardır. Ekserji kayıplarına bakıldığında, en yüksek ekserji kaybının 3882 kW ile güneş kulesinde meydana geldiği tespit etmişlerdir [42].

Sungur, Özdoğan, Topaloğlu ve Namlı (2017), yaptıkları çalışmada içten yanmalı motorlara, dıştan yanmalı motorlara, mikro gaz türbinlerine, mikro buhar türbinlerine ve yakıt pillerine dayanan mikro kojenerasyon sistemlerini tanıtmışlardır. Genel olarak termal çıkış gücü, tüm mikro kojenerasyon sistemlerinde elektriksel güçten daha yüksek olduğunu ve sistemlerin toplam verimlerinin de genelde %85’ lerin üstünde olduğunu bildirmişlerdir[43].

Yılmaz ve Şevik (2017), yaptıkları çalışmalarında, yakıt hücresinde, gerilim değeri 5,6 V DC ve akım değeri 0,3 A olarak ölçümü (üretilen güç değeri 1,7 Watt) ile başlanmış ve ilk 4 dakika içerisinde hafif bir düşüş olmakla birlikte 64'ncü dakikaya kadar yaklaşık olarak yakıt hücresi gerilim ve akım dolayısıyla güç üretim değerleri neredeyse sabit olarak kaldığını görmüşlerdir. 64 ile 81'nci dakikalar arasında değerlerde hızlı bir düşüş olduğunu bildirmişler. Güce göre verim değeri ortalama %41,5 olarak, ideal voltaja göre verim değeri ortalama %82,2 olarak bulmuşlardır [44].

Baş, Zıba ve Yılmaz (2017), yapmış oldukları bu çalışmalarında şebeke ve kojenerasyon çevrimi senkronize bir şekilde çalışan bir fabrikanın elektriğini kendi bünyesinde üretmesi amacıyla 2 MW'lık kojenerasyon çevrimi ile beraber 0,6 MW üretime sahip ve 0,8 MW kayıpsız kapasiteli güneş enerji sistemi uygulamasının maliyet analizi gerçekleştirmişlerdir. FV modüller ile üretilen elektriğin, konvansiyonel üretim teknikleri ile üretilen ve ulusal şebekeden alınan elektriğe oranla daha pahalı olduğu sonucuna varmışlardır [45].

Sungur ve Topaloğlu (2018), yaptıkları çalışmada örnek bir pelet kazanında değişik yükleme şartlarında göre meydana gelen yanmayı nümerik olarak irdelemişlerdir. Yapılan hesaplamalarda kazanki ısı güç yükseldikçe baca gazı sıcaklıklarının yükseldiğini yalnız bu durumun kazan veriminde de düşmeye sebep olduklarını ifade etmişlerdir [46].

Sungur, Topaloğlu ve Özbey (2018), yapmış oldukları bu çalışmalarında, pelet yakıtlı kazanlar ve pelet yakıtı ile ilgili genel bilgi vermişlerdir. Piyasadaki pelet yakıtlı kazanların çoğunlukla %90 verimin üstünde olduğu bildirmişlerdir [47].

Yalçın ve Kavaklı (2016), yaptıkları çalışmada, otobüs klima sistemlerinde egzoz gazındaki atık ısıdan yararlanan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi'nin kullanılabilirliğini incelemektedir. Böylece, kompresör tarafından tahrik edilen klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine alternatif bir sistem sağlanacaktır. Volvo-Penta' dan elde edilen bir dizel motorun deney sonuçları incelenmiştir. Dizel motora ait deney sonuçlarından otobüslerde Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi için gerekli atık ısının bulunduğu görülmüştür. Yapılan hesaplamalarda, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi'nin temel elemanlarından olan kaynatıcı dizayn edilmiştir. Mevcut klima sistemlerinde kullanılan kaynatıcı ısı kapasitesini sağlayan egzoz gazı ile çıplak boru kullanılan kaynatıcıdaki boru

sayıları hesaplanmıştır. Ayrıca 100 cm ve 60 cm boyunda, farklı olarak kanatçıklı kaynatıcılar kullanıldığında egzoz gazından 105 kW'a kadar ısı transfer edildiği görülmüştür. Çalışmanın sonucunda otobüslerde absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli atık ısının mevcut olduğu, uygun bir kaynatıcı dizaynı ile bu ısının değerlendirilebileceği görülmüştür [48].

Taşçı, Sungur, Ozbey ve Topaloglu (2017), kişisel binaların ve evlerin ısıtılmasında için üstten beslemeli pelet yakıtlı 60 kW ısı gücüne sahip silindirik bir kazan dizaynı etmişler ve değişik deneyler yapmışlardır. Deneyler aşamasında her bir durum için CO, NOx emisyonları, baca gazı çıkış sıcaklığı ve ısı verim değerlerinin zamanla farklılıklarını kayıt altına alarak reel çalışma durumlarındaki olayları irdelemiş ve değerlendirmelerde bulunmuşlardır. Yaptıkları deneylerde kazan veriminin %93-94 ve baca gazı sıcaklıklarının 110 °C civarlarında olduğunu yazmışlardır. CO emisyonlarının 80-120 ppm arasında olduğunu, NOx emisyonlarının ise 100-110 ppm arasında değiştiğini bildirmişlerdir [49].

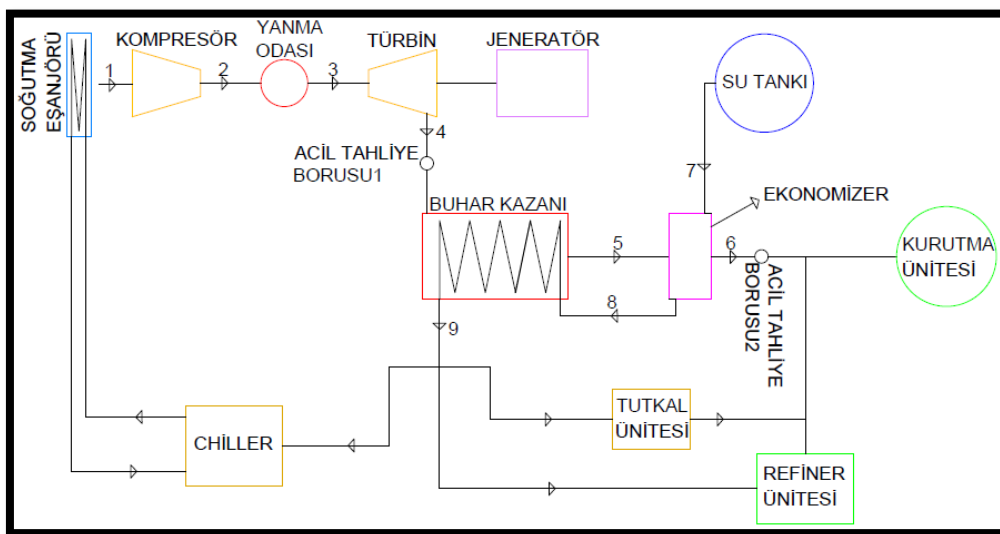
3. MATERYAL ve METOT

Enerji sistemlerinde, her sistemde olduğu gibi, atıkların azaltılması sistemin kapasitesinin artmasına neden olacaktır. Bu sebepten sistemdeki her bir ekipmanda oluşan tersinmezliklerin bulunması, atıkların azaltılması ve sistemin genel kapasitesini arttırmak için yapılan çalışmalar çok önemlidir. Bu çalışmadaki gaz türbini kojenerasyon sisteminin sistem tanımı, tasarımı ve termodinamik analizleri yapılmıştır ve detaylı bir şekilde ele anlatılmıştır.

3.1. Metot

3.1.1. Sistemin tanımı

Basit bir kojenerasyon sistemi kompresör, yanma odası, türbin ve ısı geri dönüşüm sistemlerinden meydana gelmektedir. Bu doğalgaz yakıtlı kojenerasyon sistemiyle hem kullanılan tesisin elektrik ihtiyacını hem de enerji geri dönüşümü ile tesisin ihtiyaç duyduğu ısı ihtiyacı karşılanmaktadır. Kullanılmadan atmosfere bırakılan atık ısının etkin bir şekilde değerlendirilmesiyle de kritik seviyelerde olan hava kirliliğine ciddi katkıları olmaktadır. Kastamonu Entegre Ağaç San. Ve Tic. A.Ş.' ye ait Balıkesir bölgesindeki bir ağaç sanayisinde çalışmakta olan gaz türbini destekli kojenerasyon sistemi Şekil 3.1'de gösterilmektedir.



Şekil 3. 1. Balıkesir ilinde çalışan gaz türbini kojenerasyon sistemi

Sistemin çalışma şemasına genel olarak baktığımızda gaz türbini ve gaz türbininden çıkan atık ısıyı doğru bir şekilde kullanmak için ekonomizer ve buhar kazanı bulunmaktadır. Ayrıca, atık ısının kullanıldığı tutkal, refiner ve chiller ünitesi gösterilmektedir. Kompresörde sıkıştırılan hava içeriye alınmakta, yanma odasında doğalgaz kullanılarak enerjisi arttırılan akışkan türbine girmekte ve bu enerji ile türbine hareket vermektedir. Türbin miline bağlı olan jeneratör, türbinin dairesel hareketi ile dönmeye başlar ve bu olay ile mekanik dairesel enerjiyi elektrik enerjisine çevirir. Elde edilen elektrik enerjisi ile tesisin önemli miktarda elektrik ihtiyacını karşılanmaktadır. Gaz türbininden bırakılan atık ısı ise buhar kazanı ve ekonomizerden geçerek atmosfere gönderilmektedir. Burada atık ısı ekonomizerden geçen şartlandırılmış suyu yaklaşık 104 °C'ye çıkarmaktadır. Ardından, buhar kazanında yaklaşık 184 °C'de doymuş buhar haline getirilmekte olan su, üretim prosesinde kullanılmak üzere dağıtılmaktadır.

3.2. Materyal

3.2.1. Kojenerasyon sistemlerinin tarihsel gelişimi

Amacı elektrik üretimi olan ve ülkemizde de kullanım talebi gün geçtikçe artan, ısı ve elektriği beraber elde edecek bu yeni teknoloji kojenerasyon teknolojileridir. Bu sistemin ilk basit modelleri 20. asrın ilk yarısında yapılmıştır. Fakat yakıtın ucuz olduğu dönemde ise bu sistemlere olan ilgi azalmıştır. Sistem yeniden geliştirilerek 1973-1979 petrol krizlerinden sonra kullanıma tekrardan başlanmıştır.

Kojenerasyon, 20. asrın başlangıcından itibaren, sistemin yerleşim bölümlerinde kurulması ve bölgesel olarak ısıtma işlemi yapması ile başlamıştır. Bölgesel olarak yapılan işler, konut ve işyerlerinde ısıtma, sıcak su elde edilişi ve işletmelere gerekli ısının tedariki bir veya bir çok merkezden olabilir. 1940'lı senelerde yakıt maliyetlerinin düşmesiyle bölge ısıtma çekiciliğini yitirmiştir. Fakat 1970'li senelerde yakıt maliyetlerinin hızlı artışı sebebi ile merkezi ısıtmaya yeniden ilgi ve ihtiyaç duyulmuştur. Ekonomik bakımdan kojenerasyon karlı olmuştur.

Kojenerasyon, merkezi ısıtma sistemlerinin yaygın durumda kullanıldığı coğrafyalarda daha hızlı büyüme ve kullanım imkanı sağlanmıştır. ABD' de yapılar büyük olduğundan sıcak su ile ısıtma yapılamamaktadır. Bu nedenle düşük basınçlı buhar ile ısıtma yapılmaktadır. Bu sebepten merkezle kullanılacak bölge arasında yüksek basınçlı buhar

seçilmiştir. Kullanılan sistemin bu olmasının bir nedeni de, yaz aylarında büyük klima santrallerinde buhara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple bileşik ısı-güç elde eden sistemlerin senelik verimi fazladır. Bu asrın sonuna dek elektriğin %15'inin ABD'de birleşik kojenerasyon sistemlerinden karşılanması umulmaktadır.

1945 senesinden başlayarak İngiltere'de gelişen bölgesel ısıtma bilhassa son 25 senelik zaman içinde kojenerasyon santrallerinin büyümesi ile fazlaca hızlı bir durumda artmıştır.

Fransa'nın başkenti Paris'te ilk büyük buharlı bölge ısıtma santrali kurulmuştur. Santral sürekli geliştirilerek hem buhar elde eden çöp yakma merkezlerinden hem de birleşik ısı-güç elde eden merkezler aracılığıyla beslenmektedir.

Almanya'da 1930'lu yılların sonunda mahal ısıtma sistemleriyle kaynar su ve bilhassa birleşik ısı-güç üretimlerine geçilmiştir. İşletme rantabilitesinin yüksek olması yakıtı çöp olan büyük kapasiteli buhar kazanlarının olmasındandır.

Bu sistemler İskandinav devletlerinde önem arz etmektedir. Bu bölgelerdeki ülke binalarının toplam %30 ile %80'i bu sistemlerle ısıtılmıştır [50].

3.2.2. Kojenerasyon tanımı

Isı ve gücün birleşiminden oluşan sistemlere yada özetle elektriğin ve ısının beraber aynı sistemde üretilmesine Kojenerasyon denir.

Çoğu fabrika elektrik ihtiyaçlarını dışardan karşılar, iklimlendirme ihtiyaçlarını ise kendi işletmelerinde kurulu olan sistemlerden karşılamaktadırlar. Dışarıdan alınan elektrik enerjisinin maliyeti fazla ve voltajdaki dalgalanmalardan dolayı kalitesi ve verimi düşük olmaktadır. Verimi düşük olan sistemlerde üretilen, uzun transfer hatlarıyla gönderilen elektrik enerjisinin verim ve talep güvenilirliği düşündürücü duruma gelmiştir.

İklimlendirme yapmak için ihtiyaç duyulan sıcak su, soğuk su ve buhar farklı santrallerde elde edilebilmesi için ek enerjiye gereksinim duyulmaktadır. Böyle çıkacak olan hallerin önüne geçilmesi, masrafların azaltılması ve talep güvenilirliği ile kalitenin birlikte olması Kojenerasyon sistemleri ile yapılabilir.

Esas hareket mekanizmasında harcanan enerjiden aralıksız elektrik ve faydalı ısı, buhar ya da sıcak su elde edilerek önemli miktarda enerji tasarrufu yapılabilir ve dolayısı ile ekonomik kar elde edilebilir. Basit döngüde aktif olan ve fosil yakıt harcanarak yalnızca elektrik elde eden bir gaz türbini veya motoru ile harcanan enerjinin %30-45 lik miktarı elektrik enerjisine döndürülebilir. Devreden atılan ısı enerjisinin bir miktarı da yararlı enerjiye çevrilerek, toplam harcanan enerjinin %70-90 ı kullanılmış olur [20].

3.2.3. Kojenerasyonun amacı

Dünyadaki enerjinin esas kullanıcıları ticari amaçlı kuruluşlar ve endüstriyel tesislerdir. Asya Pasifik kesiminde bulunan ve büyümekte olan ülkelerde, sanayi kesiminin toplam enerji arzı içinde elektrik, ortalama %20 civarındadır. Kalan arzın fazla olan bölümünü ise termal enerji oluşturmaktadır. Aynı durumda, tropikal iklim kesimlerindeki modern binaların %60 gibi büyük bir kısmının enerji talepleri ise konfor ve soğutma maksatlı olmaktadır. Normalde, ülkenin enerji firmaları elektrik üretirken, mahalli kazan ve soğutucular da kullanıcıların iklimlendirme taleplerini karşılamaktadır.

Büyümekte olan bir çok devlette, termal enerji sistemleri elektrik üretimi için çok ciddi bir kaynaktır. Sisteme verilen gücün dörtte birini tüketiciye elektrik olarak verildiği düşünüldüğünde, güç elde edimi ve alıcıya aktarımın farklı metodu pahalı bir seçenektir. Güç elde edimindeki kaybın en fazla kaynağı güç jeneratörlerinde harcanan değişik termodinamik döngülerindeki zahmetlere bağlı ısının ortamdaki suya veya havaya verilmesidir. Hatta, tüketiciler üretim hattından uzakta olması, ekstra bir transfer ve şebekeye iletim giderine sebep olur. Kojenerasyon kavramının esasını, elde edilen atık ısının büyük bir miktarıyla tüketicilerin iklimlendirme arzlarının giderildiği mahalli güç üretimini içeren termal derecelendirme ilkesini oluşturur. Sözün kısası bütün döngü veriminde ele alınır bir yükseliş vardır.

Kombine ısı-güç motoru (CHP), yada en bilindik ismiyle kojenerasyon, az masraflı yatırımı, kuruluş zamanı daha az, daha az yakıt sarfı ve bunlar ile beraber çevre kirliliği ve giderek çoğalan yakıt cinsine bağlı olarak dünyada farklı güç ve ısı elde edimi imkanlarının yerine uygun bir seçenek olarak görülmektedir.

Yüzyılı aşkın bir zamandır bilinen kojenerasyon, popüleritesini ve büyüyen alakayı 75 ve 80'lerde bulmuştur. Bu konuma varılmasının başlıca etkenleri, az masraflı ve bilinen fazla

elektrik üretim ekipmanları ile rekabet yapabilen faydalı ve küçük çaplı kojenerasyon tesislerinin oluşmasına enerji ücretlerindeki oynamalara sebep olan petrol şokudur. Bir çok ülke seviyesindeki sorumlu, kojenerasyonun büyümesini hızlandırmak için farklı tedbirler almıştır.

80'lerin ortalarına doğru enerji fiyatlarının inmeye başlamasıyla, kimi devletler, özellikle de kapasitesi çok olan ülkeler bu teknolojiye alakalarını kaybetmişlerdir. Örneğin Avrupada üye devletler arasında fazla bir çeşitlilik olduğu görülür. Fransada kojenerasyon devresiyle elde edilen elektrik ortalama %15 iken, Hollanda da bu oran %34'tür.

Kojenerasyonun yeniden değer kazanmasının ana sebepleri hızla fazlalaşan elektrik arzı, devlet seviyesindeki sorumlular ilave güç elde edilmiş kapasitesi mal etmelerindeki sıkıntılar ve enerji harcamasına bağlı çevre emisyonları ve kirliliğinin durdurulamamasındaki yükselen tereddütlerdir. Kojenerasyon zamanımızda şu anki sistemlerin büyütülmesi, yeni endüstriyel alanların yapılması, ömrü tamamlanmış buhar üretim tesislerinin değiştirilmesi gibi planlar yapılıyorsa yada enerjinin masrafı yüksek ise ve enerji satımına imkan varsa önerilir [50].

3.2.4. Kojenerasyonun nasıl çalışır

Kojenerasyon sisteminde yapılan işlemlerde hem ısı, hem de elektrik enerjisi elde edilmektedir. Isı enerjisi ihtiyacı çevreden çevreye değişir, bu sebepten sistemin büyüklüğü bu çevrenin gereksinimlerini karşılamak için planlı bir şekilde yapılmalıdır. Sistemdeki çevrenin bir bölümünü veya tamamını besleyecek biçimde kurgulanmalı ve hatta enerji fazlasını transfer hattı ile satılabilecek durumda tasarlanmalıdır.

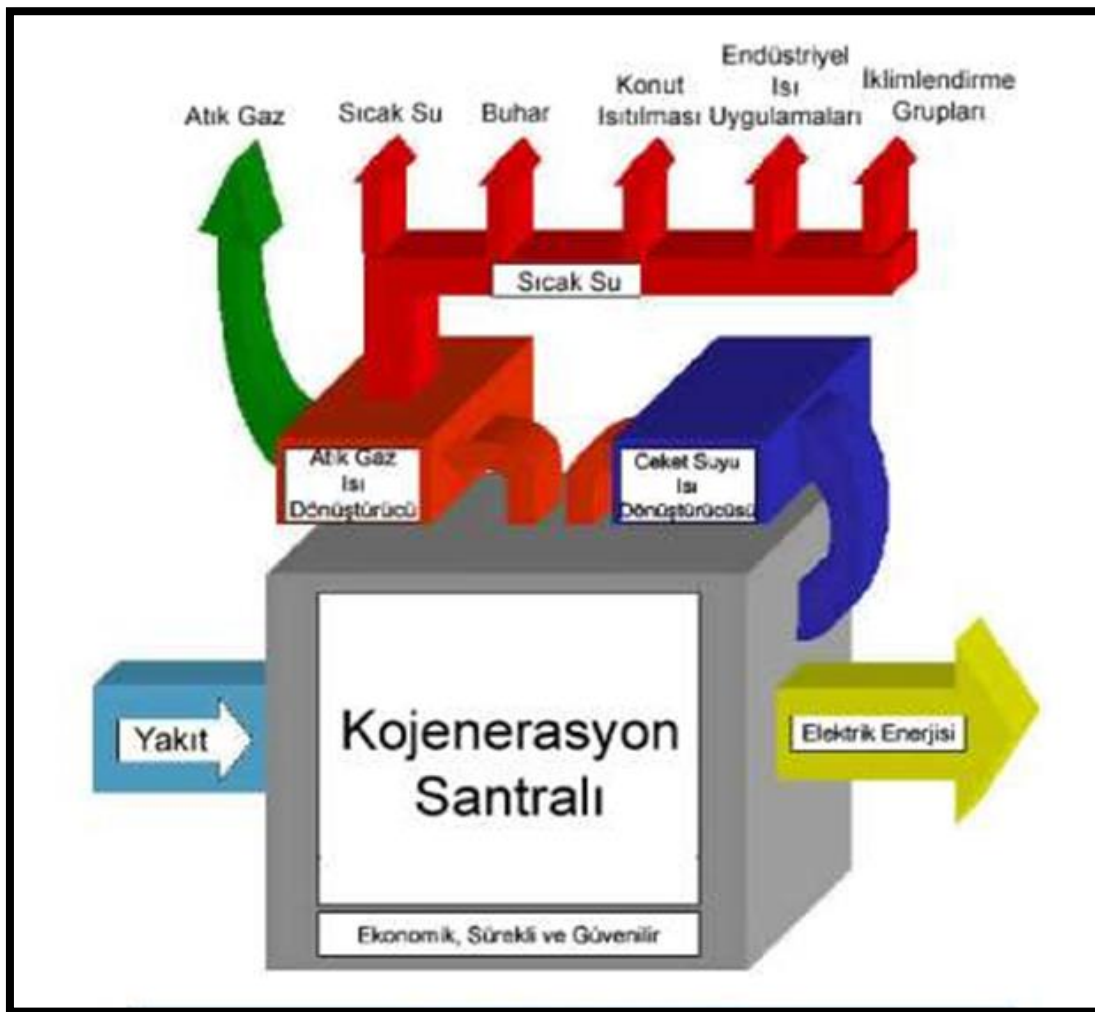
Kojenerasyon sistemi ana olarak 4 kısımdan meydana gelir.

- Esas tahriği sağlayan kısım
- Elektrik jeneratörü
- Isı çevrim kısmı
- Kontrol sistemi

Sistemin gereksinimlerine göre esas tahrik verici kısım gaz türbini veya buhar türbini olabilir. Büyüyen teknoloji ile ilerleyen yıllarda mikro türbin, yakıt hücreleri veya

karıştırma motorları devreye geçecektir. Elektrik generatörüne tahriği türbin sağlar ve kullanılabilir ısı baştan üretilir. Ana ekipmanlar başta güvenilir ve performansları yüksek olmalıdır.

Özetle kojenerasyon sistemleri tek tip yakıttan aynı zamanda hem elektrik hem de ısı enerjisi üretirler, lakin ısı enerjisi transferindeki sorunlardan dolayı kullanıcıya yakın olmaları sistem sebebiyle bir şarttır [50].



Şekil 3. 2. Kojenerasyon Santralinde Üretilen enerji türleri ve kullanım alanları [50].

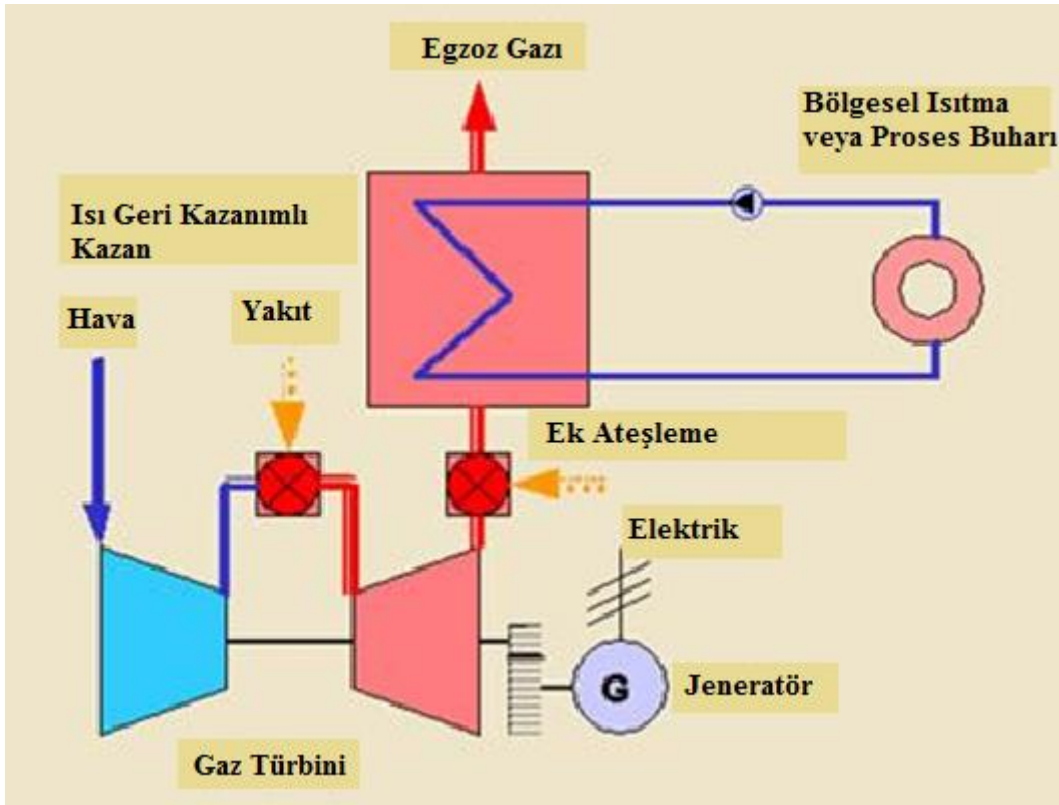
3.2.5. Kojenerasyon üretim teknikleri

Kojenerasyon iki değişik ana hareket ünitesi aracılığı ile uygulanmaktadır.

- gaz türbini
- gaz motoru ya da dizel motor

Gaz türbinli kojenerasyon sistemleri

Gaz türbinli kojenerasyon sistemleri santraldaki enerji talebinin bir kısmını yada bütünü karşılayabilir ve atık ısı bacasından atılan yüksek seviyeli enerji farklı iklimlendirme uygulamaları için tekrar kazanılabilir [50].



Şekil 3. 3. Basit kojenerasyon sistem çizimi [50].



Resim 3. 1. Gaz türbin görseli [50].

Gaz türbini kojenerasyon çalışmaları için genellikle 4,5 MW ile 20 MW arasında kullanımlar vardır. Gaz motorluda ise daha düşük güçlerde, özellikle vatanımızda 1 MW mertebelerinde yapılmaktadır. Fakat uygulanan gaz motor kojenerasyon sistemlerini bu doğrultuda engellemek uygun değildir. Tek modülde 100 KW mertebelerinden 3 MW mertebelerine değin motorların olduğu, bunların çoklu modülleriyle hazırlanan devreler 10 MW mertebelerinde varması Avrupa’da çokça kullanılan sistemlerdir. Görsellerde bulunan bu sistemler kendi kendilerine yalnızca elektrik elde edebilecek pozisyonlardır. Bu sistemleri kojenerasyon sistemi durumuna getirmek için dışarıya salınan atık ısının kullanılabilir ısı durumuna dönüştürülmesi lazımdır. Gaz türbinindeki atılan bu ısı egzoz gazı ısısı halindedir ve atık ısı kazanının özellikleri bu ısıyı prosesin gereksinimine göre sıcak su, kızgın yağ, kızgın su veya buhar elde etmek için kullanılabilir [50].

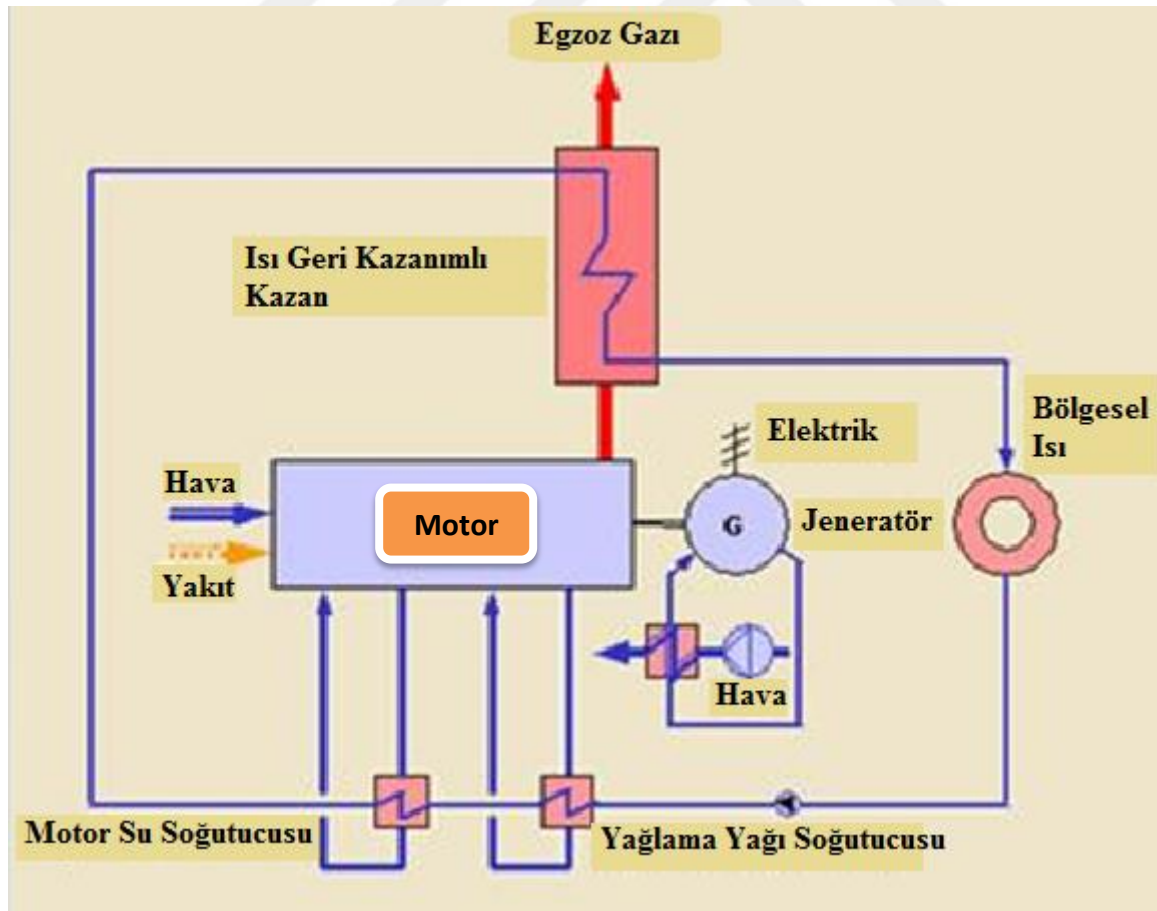
Başka çokça kullanılan alan ise hava ile karıştırılan egzoz gazının doğru kurutma sistemlerinde kullanılmasıdır. Bu kullanımlardan dolayı sistem verimi %80’ lere ulaşabilmektedir.

Son zamanlarda gaz türbinli kojenerasyon santralleri, doğal gazın çokça kullanılabilir durumda olması, teknolojinin hızlı büyümesi, sistem kurma masraflarının büyük ölçüde düşmesi ve daha çok çevre dostu olmasına bağlı olarak hızlı bir ilerleme kaydetmiştir.

Hatta, bir projenin gelişmesi için geçen zaman daha düşmüş ve donanımları modüler yolla transfer edilebilir duruma gelmiştir. Gaz türbininin devreye girme süresi azdır ve duraklamalı prosesler için esnek olabilir. Geri kazanımı düşük olmasına rağmen, daha yüksek sıcaklıklarda daha çok ısı üretilebilmektedir. Kullanıcının gereksiniminden fazla olan ısı ise, yakıtı oksijen yönünden fazla olan egzoz gazıyla birleştirilerek ısı çıkışı daha verimli duruma getirecek ilave doğal gazlı sistem yapmak olağandır [50].

Gaz motorlu kojenerasyon sistemleri

Bu kojenerasyon santralleri içten yanmalı motorlar olarak bilinir. Enerji geri alımı için iki farklı enerji kaynağı vardır. Bunlar, fazla sıcaklıktaki atık gazı ve alçak sıcaklıktaki motor ceket soğutma suyu devresidir. Enerji geri alımı daha az olan devreler için hayli verimli olduğundan, bu devreler oldukça küçük enerji harcayan sistemleri, bilhassa elektrik ihtiyacı ısı enerjiden daha çok olan ve ısı kalitesi yüksek olmasına lüzum olmayan bölgelerde daha faydalıdır [50].



Şekil 3. 4. Gaz motorlu bir kojenerasyon sistemi örnek çizimi [50].

Gaz motorlarında bu durum atıl ısının hemen hemen 3'te 1 oranı atık gazdan, 3'te 2'side motorun soğutma devresinden geri alınmaktadır. Resimde görülen soğutma sistemleri, yağın karterde soğutulması, silindir gömlek soğutması ve turbocharge soğutmasından meydana gelmektedir. Bu duruma egzoz eşanjöründen üretilen ısı ilave edilmektedir.

Motor kojenerasyon devrelerinin soğutma durumuyla geri kazanılan enerji en verimli halde sıcak su olarak elde edilmektedir. Bu şekildeki bir devrede toplam devre verimi %90 mertebelerine çıkabilmektedir.

Dizel geçmişte en çok kullanılan yakıt olmasına karşın, kojenerasyon güç santralleri ağır yakıtla yada doğal gazla da çalıştırılabilmekteydi. Şehir merkezine yakın olan doğal gaz iletim şebekesi, basit yakıt bulma imkanının olması ve daha temzi egzoz emisyonlarının olması sebebi ile gaz motorları daha çok kullanılmaktadır.

Kesintili çalışma yapan yerlerde bu makinaların kullanılması çok uygundur ve ortam ısısındaki farklılaşmaya karşı performansları gaz türbinleri kadar duyarlı değildir. Yatırımların maliyetleri bu makinalarda azdır, lakin işletme ve bakım masrafları çokça aşınmalar sebebi ile fazladır [50].

3.2.6. Kojenerasyonun avantajları

Isı ve gücün birleşmesinden oluşan sistemlere yada özetle elektriğin ve ısının beraber oluşumuna Kojenerasyon denir. Dolayısıyla bu beraberlik, iki enerji olayının da yalnız başlarına farklı bölgelerde elde edilmesinden daha ekonomik durumlar oluşturmaktadır.

-Elektrik elde eder iken aynı anda isteğe göre buhar, sıcak su, kızgın yağ, sıcak gaz veya soğuk su elde etme olanağı sağlarken fazla ürün gamıyla konut yapıları, ticari yapıları ve endüstriyel alanlardaki enerji isteklerine cevap vermektedirler.

- Kaliteli ve yüksek verimde enerji elde edilebilecek olan yakıtlarda, başta doğal gaz gelmekte olup, propan, biyogaz, mazot, çöp gazı vd. olarak sıralanabilir.

- Alçak basınçlı gaz yakıtlar kullanılarak kompresör maliyeti yapılmayabilir.

- Elektriği elde ettikleri yerlerde harcayan bu prosesler transferde yaşanacak kayıplara olmamakta ve egzoz ısısını da kullandıkları için birim enerji masrafları çok az çıkmaktadır.

- Hatlardaki frekans ve gerilim değişimlerinin vermiş olduğu zararı da önlemektedirler. Transfer zayırlarını ve elektronik cihazların yanması sonucu oluşacak olan kayıpları da bertaraf edilmiş olunacaktır.
- Tek bir sistemden; endüstriyel buhar, elektrik ve yakın mesafedeki yerleşmiş alanlara merkezi iklimlendirme olanağı da sunar.
- Gerek üstün teknoloji malzemesi türbin ve motorlar olması, gerekse de bütün çevrim veriminin kojenerasyon ile yükselmesi, başka bir ifade ile egzoz ısı oranını üretecek miktarda ilk yakıttan kar yapıldığı için belirli miktarda kaynak aktif bir şekilde kullanılmış ve emisyon hasarları çok aza düşürülmüş olmaktadır. Bilhassa sera gazı (CO₂) emisyonlarının ciddi derecede düşümü olmaktadır.
- Elektrikte yaşanan kesintiler sistemi durdurmamakta ve arıza ve bakım günlerinde şebekeden tekrar elektrik çekilebilmektedir.
- Mevcut enerji elde edilmesine karşın bölgedeki tüketicinin ihtiyaçlarını vermeye daha yatkın sistemler ve transfer kayıpları gibi enerji kayıplarının yaşanmadığı santraller yapılması,
- Bölgesel ve genel sistem güvenliğinin yükselmesi, kojenerasyon ile bölgesel kullanıcının ısı ve elektrik enerjisiz olmasının önüne geçilebilir. Transfer hatlarında ortaya çıkan sorunlar santralin bölgesel olması nedeni ile daha az yaşanacağından daha enerji elde edilmesi daha güvenilir olacaktır.
- Meydana getirilen faydalı ısı güç oranı çevreye bırakılan sıvı, gaz ve katı ölçüsünün yada emisyonların, sadece elektrik elde edilen merkezi enerji sistemleri veya sadece ısı meydana getiren sistemlere karşın daha düşük olması
- Biyolojik atıklardan da faydalanılmasıyla maliyet verimliliğinin yükselmesi ve atıkların kullanılmasına katkıda bulunması,
- Yüksek miktartlı maliyet düşümü sayesinde ticari ve endüstriyel tüketiciler için rekabet gücünü yükseltmesi,

- Üretim sistemlerinin farklılığının artması nedeniyle rekabetçiliği fazlaştırmaması ve enerji pazarlarında özelleştirmeye imkan sağlaması,
- Kojenerasyon sisteminin eski bir enerji üretim sistemine nazaran daha verimlidir. Bu sistemlerde enerji ve ekonomik kazançlar artar.
- Özetleyecek olursak, kojenerasyon sistemleri fabrikalara yarar sağlarken küresel bakımdan kaynakları daha az tüketmesi ve çevreye daha düşük zarar vermek gibi yararlı sonuçları olan bir yöntemdir [50].

3.2.7. Kullanılan yakıtların karşılaştırılması

Türbin ve motorların yakıt kullanım değerlendirilmesi aşağıda yazılanlar gibi gruplandırılabilir.

Dizel ve gaz motorlarında kullanılan yakıtlar propan, dizel, doğal gaz, No6 fuel oil, No4 fuel oil, çöplük gazı ve diğerleridir. Gazlardan, gaz motorlarında yakılanlar için önemli olan ısı değeri ve metan sayısıdır.

Metan sayısı hesaplama programı bütün üretici firmalarda bulunmakta ve bu yapılan hesaplamalar neticesinde bir gazın kullanılmasında değerlendirilip değerlendirilmeyeceği ile alakalı bilgiler vermektedir. Vuruntu (detonasyon), gaz motorlarında yaşanan en önemli sınırlama olarak isimlendirilen bir arızadır. Bu olayı, motorda tüketilen gazın sıkıştırılması anında lüzumundan erken alevlenerek yanma kimyasında problem oluşturması ve motorda ani dalgalar yaparak zarara sebep olması diye belirtebiliriz. Detonasyon oluşma olasılığı, motor sıkıştırma miktarı yükseldikçe yükselmekte ve metan sayısı yüksek yakıtlar sıkıştırma miktarı yüksek motorlarda kullanılır. Misal, metan sayısı 85 olan doğal gazın 12:1 sıkıştırma miktarlı motorda kullanılırken, metan sayısı 30 olan propan da ise 8:1 sıkıştırma miktarlı motorlarda kullanılabilir. Elektrik veriminin düşmesi, motor sıkıştırma miktarının azaldığına işaret eder. Gaz motorlarında yapılacak özel birkaç değişim tasarımı ile çöplük gazı yakılabilir.

Dizel motorlarda, yakıt olarak dizel direkt yakılabilirken, No6 ve No4 ilk temizleme işlemi yakıt ön hazırlama ekipmanlarında yapıldıktan sonra basınçlandırılarak ve akışkanlığı (vizkozitesi) hazırlandıktan (ısıtıldıktan) sonra kullanılabilir.

Doğal gaz, dizel, LPG, nafta gibi yakıtlar gaz türbinlerinde kullanılabilir. LPG ile çalıştırılması istenen türbinde ilk olarak dizel yakılıp kısa bir süre sonra LPG'ye çevrilmiştir. İlk başta LPG ile çalıştırılmaz [50].

3.2.8. Gaz türbinleri tarihçesi

18. yüzyılda gaz türbinlerinin ilk patenti alındı. Bu patentin alınmasından sonraki patenti alan kişiler ise Dumbell ve Bresson dır [6].

Stirling ve Ericsson 19. yüzyılın hemen başında sıcak hava makinasında sabit basınç ve sabit hacim döngülerini geliştirdiler. Joule ise, 19. yüzyılın ortalarında gaz türbinlerinin günümüzde kullanılan temel döngüsünü buldu [6].

Moss güç çıkışı negatif olan türbini 1902'de (ABD) yaptı. Türbin çalıştırma güç ihtiyacı, elde edilen güçten daha fazla idi [6].

Stolze sıcak hava türbinini 1904'de (Almanya'da) yaptı. Lakin fazla sıcaklıklara dayanımlı malzeme eksikliği ve aerodinamik alanındaki tecrübesizliği sebebiyle hedeflediği başarıyı yakalayamadı [6].

Dr. Moss, Dr. Holzworth, Dr. Lorenzon ve Dr. Böchi gaz türbinlerine 1905 ve 1930 seneleri aralığında aerodinamik ve metalürji alanlarındaki gelişmelerden dolayı önemli faydalar sağladılar [6].

Gaz türbinlerindeki en önemli icat olarak kabul edilen Turbo jet makinesinin geliştirilmesini Frank Whittle Birleşik Krallık Hava Kuvvetlerinde 1930 senesinde yapmıştır [6].

Lokomotif ve hava kuruluşları alanı için tasarlanan gaz türbinlerini 1935 ve 1938 senelerinde İsviçre'nin, Brown Boveri, Sulzer Brothers ve Escher Wyss firmaları yapmışlardır [6].

Gaz türbinlerinde İkinci Dünya Savaşı sonrasında çok hızlı gelişmeler yaşanmış ve çağımızda halen devam etmekte olan ve giderek çoğalan miktarda ticaret ve savaş gemilerine gaz türbinleri yapılmaktadır [6].

3.2.9. Gaz türbinleri

Gaz türbinlerinin 3 temel önemli parçası vardır. Bunlar, kompresör, yanma odası ve türbinidir. Kompresör bulunduğu ortamdaki havayı emip sıkıştırırken havanın sıcaklığını da ayrıca artırır. Sıkıştırılan bu hava, fosil bir yakıtla beraber yanma odasına gönderilir ve yanma işlemi meydana gelir. Yanan gazlar yüksek sıcaklıkta türbine girer ve burada atmosfer basıncına düşer. Oluşan enerjinin büyük bir kısmı kompresörü döndürmek için kullanılırken, artanı ise alternatörün şaftını döndürür. Türbinden çıkış yapan atık gazlar yüksek sıcaklığa sahiplerdir. Kompresör ve Türbinin tek şaft üzerinde bulunduğu gaz türbinleri, sabit devir sayılarında elektrik üretimi yaparlar. Bu sebepten mekanik enerjinin elektrik enerjisine döndüğü kojenerasyon sistemleri genellikle tek şaftlıdır [2].

Gaz türbinlerinde yanma odasına bir miktar buhar verilerek elektrik üretimi artırılabilir. Yanma odasına verilen buhar, kompresörün bastığı havanın %15 ini geçmemelidir. Maksimum miktarda verilen buhar ile elde edilen elektrik verimi türbin modeline bağlı olarak yükselirken, ısı verimi de hızla azalır. Dış ortam sıcaklığının gaz türbin verimlerine etkileri fazladır. Sıcaklığın artması durumunda elektrik üretimi azalırken, yakıt tüketimi yükselir. Gaz türbinleri, genelde düşük kısmi kapasite veriminden dolayı mümkün olduğunca kısmi kapasitede çalıştırılmaz. Çoğunlukla %75 yükten düşük yüklenmez. Kimi zaman yalnızca tam kapasitede çalıştırılıp, düşük kapasitede durdurulurlar [2].

Gaz Türbinlerinin avantajlarını şu şekilde özetleyebiliriz.

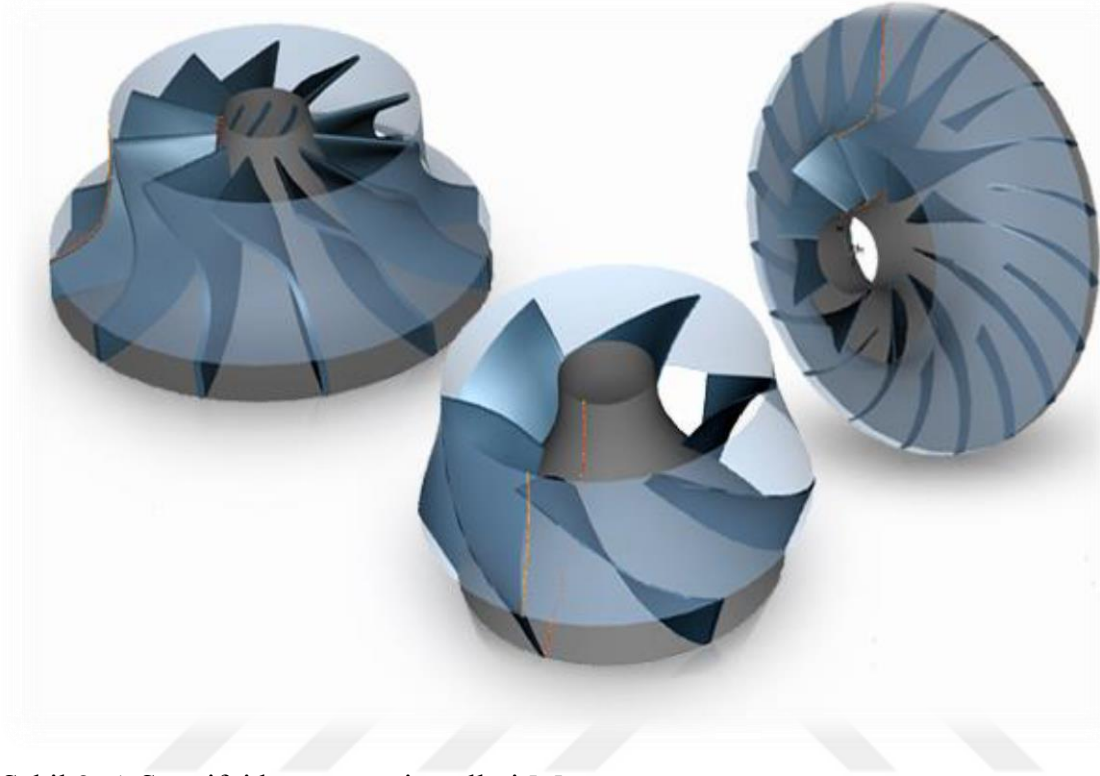
Çevrelediği alanın azlığı, yakıt çeşitliliği, düşük seste ve vibrasyonda çalışıyor olması, montaj ve devreye alınma süresinin kısa vadede yapılması, hava sıcaklığı düşük olan bölgelerde daha fazla güç elde edilebilirliği ve bakımlarının kısa olması [2].

3.2.10. Kompresörler

Gaz türbinlerinde, havanın emilerek sıkıştırılmasını sağlayan makinalardır. Bu sıkıştırma, santrifüj veya eksenel kompresörlerle yapılmaktadır [6].

Santrifüj kompresörler, dairesel hareket yaparak havaya yüksek hızı veren bir çarkı bünyesinde bulunduran sabit bir koruyucu ile bu koruyucuda bulunan ve havanın hızını yavaşlatarak basıncını yükselten belirli miktarda genişleyen kanallardan meydana

gelmektedir. Yüksek hızı havaya veren çarka “impeller” denir. Santrifüj kompresör impelleri Şekil 3.5’de gösterilmektedir [6].



Şekil 3. 5. Santrifüj kompresör impelleri [6].

Hava çark ortasından emilip, diskte bulunan kanakçıklar aracılığı ile yüksek hızlarda döndürülürler. Statik basınç, çark ortasından yanlara doğru yükselmektedir. Arta kalan basınç yükselmesi ise, çarktan hayli bir yüksek hızda ayrılan hava hızının, kesiti artan difüzörde çarkın ortasındaki giriş hızına yakın bir hıza düşürülmesi ile oluşmaktadır [6].

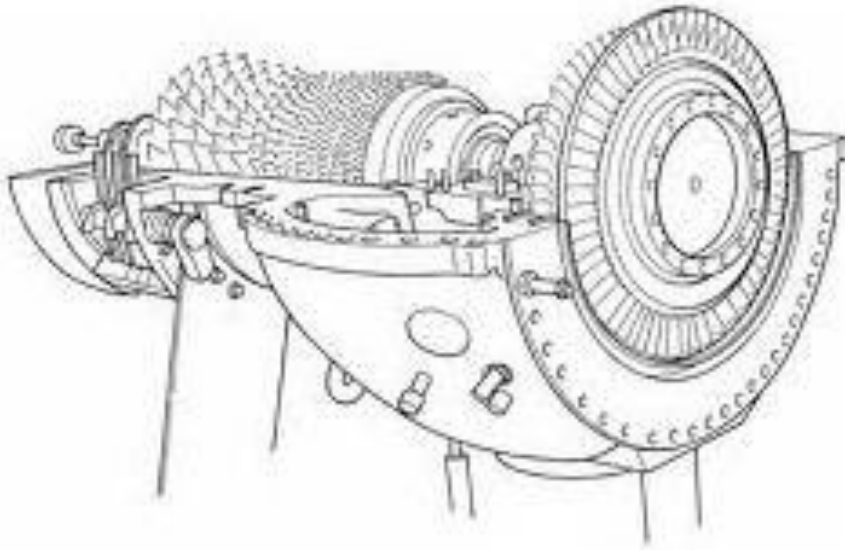
Santrifüj bir kompresörün boyutları Şekil 3.7’de görülmektedir ve aynı değerdeki bir aksenal kompresöre göre daha küçüktür. Pis çevrelerde çalıştığı vakit havanın geçtiği yüzeylerde yığılan atıkların neden olduğu verim yitimine daha az bağımlıdır. Herhangi bir devirde ve yüksek bir kütle akış yelpazesinde verimli bir şekilde basınç oranı üzerine kadar varılabilmektedir. Titanyum gibi materyalların kullanılması, basın seviyesini 6:1’in üzerine yükseltebilmektedir. Isıl verimleri %80-84 civarındadır [6].

Bu kompresörler, çevrim basınç oranında birden fazla kademenin arka arkaya bağlanmasını gerektirdiği endüstriyel gaz türbinleri için kullanışlı değildir. Bu nedenle hava Şekil 3.6’da görüldüğü üzere santrifüj kompresörlerin kademeleri arasında çok

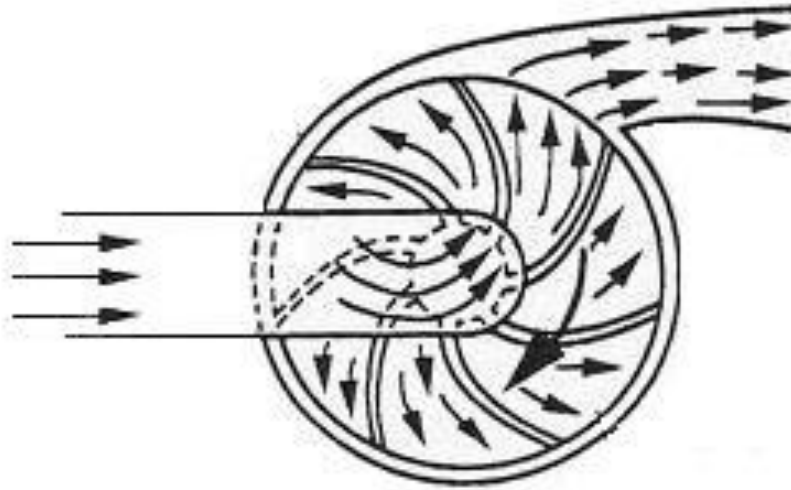
istikamet değişikliği olmaktadır. Bu durumda en çok iki kademe verimli kullanılmaktadır [6].

Eksenel kompresörler aynı çizgide fazla miktarda kompresör kademesinin bir araya getirilmesi ile oluşur. Bir çizgisel kompresör kademesi bir stator ve onu akabinde bir rotordan meydana gelmektedir. Fazla kademeli kompresörlerdeki kademe miktarı 20 ye kadar olabilir. Kompresör başlangıcında olan kılavuz kanatçıkları ilk kompresör kademesinin bir parçası olarak değil, farklı bir parça olarak değerlendirilir [6].

Eksenel kompresörler çoğunlukla uçaklarda kullanılmaktadırlar. Bunun sebebi ön kısımlarının ufak olması ve benzer iş yapan santrifüj kompresörlerden %3-4 daha fazla verim olmalarıdır. Günümüzde eksenel kompresörlerin verimleri %90 ve üzerine, basınç oranları ise 7:1'e kadar yükseltilmiştir [6].



Şekil 3. 6. Eksenel kompresör [6].



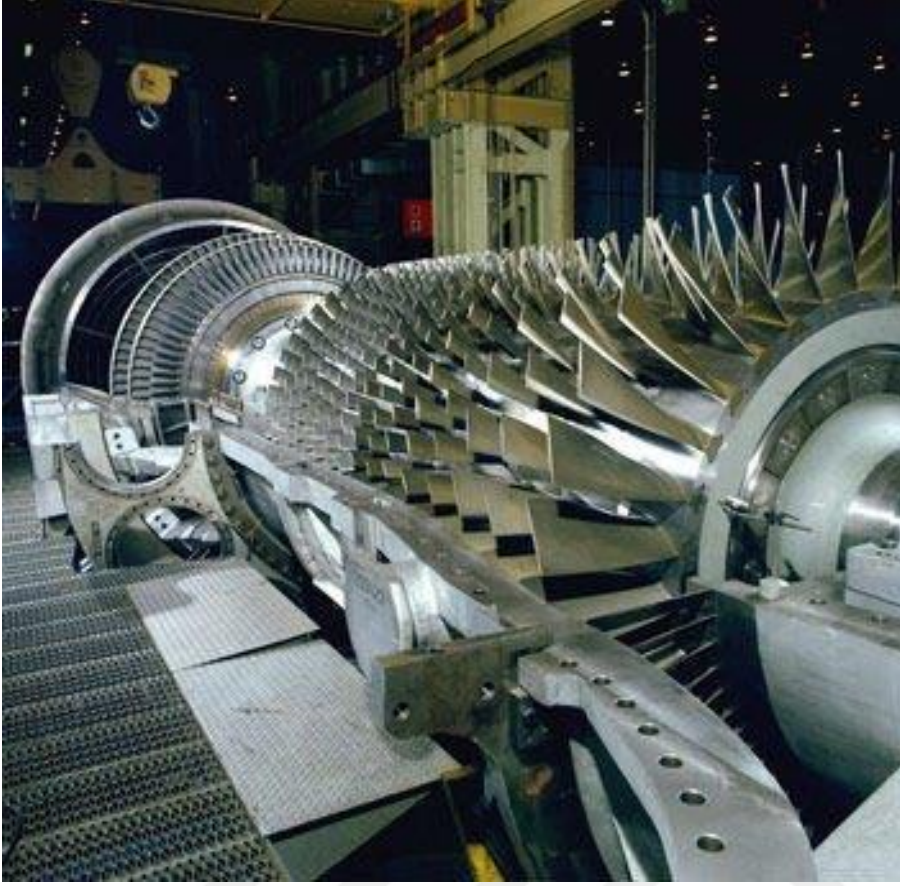
Şekil 3. 7. Santrifüj kompresör [6].

3.2.11. Türbinler

Kompresörler gibi türbinlerde de iki ana tip vardır ve bunlar radyal türbinler ve eksenel türbinlerdir.

Radyal türbinler görünüm bakımından santrifüj kompresörleri andırmakta lakin dışarıya olan akıştan ziyade merkeze doğru akış, lüle kanatçıklar ise difüzör kanatçıkların yerine kullanılmaktadır. Gaz türbinlerinde radyal türbinler gaz türbinlerinin fazla sıcaklıklarda kullanışlı değildir. Radyal türbinlerin tercih sebepleri verimlerinden daha çok, bir arada olmasından, küçük kapasitelerde hızlı kurularak devreye alınmasındandır. Küçük kapasitelerden hariç eksenel türbinlerin verimi daha yüksektir. Eksenel türbinler, gaz türbinlerinin çoğunda kullanılır.

Eksenel bir türbin, kademesi durağan bir lüle yada kanatçıktan sonra hareketli kanatçık dizisinden meydana gelmektedir [6].



Resim 3. 1. Eksenel türbin [6].

3.2.12. Yanma odaları

Gaz türbinlerinin yanma odaları kompresörler aracılığı ile elde edilen bolca havanın ve yakıtın harmanlanması ile yanmanın yapıldığı bölgedir. Oluşan ısı ile genişleyen hava türbin içerisinde yol almaktadır. Ebat ve yük kısıtlamalarından dolayı bu işlemlerin belli bir boyutta en az basınç kaybı ve en çok ısı çıkışıyla yaptırılması zorunludur [6].

3.2.13. Kompresör giriş havası soğutma yöntemleri

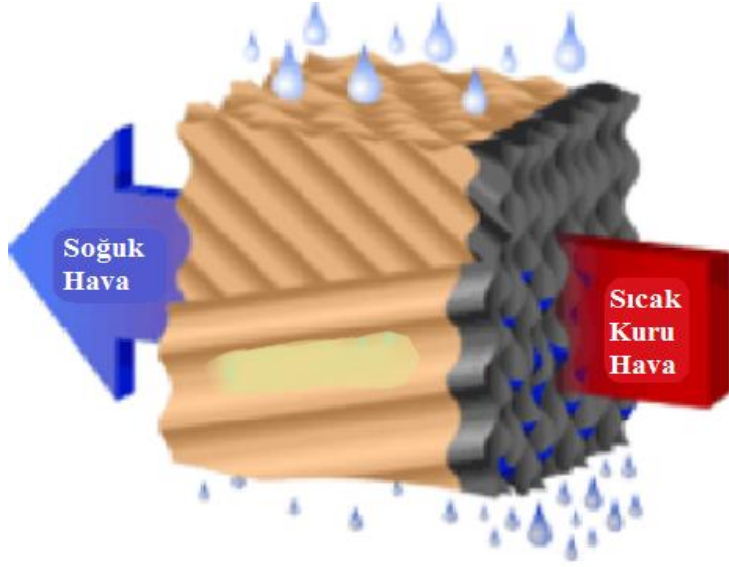
Kompresörlerin giriş havasını soğutmak için temel iki yöntem vardır. Evaporatif soğutma ve kuru yüzeyli soğutma. Evaporatif soğutmanın yatırım maliyeti uygun yalnız, soğutma gücü yaş termometre sıcaklığıyla kısıtlıdır. Kuru yüzeyli soğutmalarda ise proses şekilleri bakımından çok değişik dizaynları vardır. Bunlardan absorpsiyonlu soğutma sistemi fazlaca tercih edilen bir seçenektir. Sebebi ise sistemdeki atıl enerjinin bu yolla kullanılabilmesi ve böylelikle verimin yükseltilmesi mümkündür [6].

3.2.14. Evaporatif soğutma sistemleri

Bu devreler, montaj ve işletme masraflarının az olması sebebi ile ilk olarak kullanılması düşünülen bir santraldir. Yalnız bu soğutma işlemi yaş termometre sıcaklığındadır ve uygulamada kuru termometre sıcaklığı ile yaş termometre sıcaklığında yapılan matematik işlemler sonucundaki farklarının %85-95'ne kadar varılmaktadır. Bu devre hibrit devrelerle beraber çalıştırılabilmektedir.

Su ve giriş havası bu soğutma metodunda birlikte hareket ederler. Şekil 3.8'de görüleceği üzere hava üzerinde bulunan enerjiyi suya vererek suyu ısıtır ve buharlaştırır. Böylece akış havası soğutulmuş olur. Santral nemli olmayan iklimlerde çok daha yararlı veri sunmaktadır. Zira su miktarının absorbesi havanın kuru olduğu iklimlerde daha çok olmasından yaş termometre sıcaklığı bir hayli azdır. Bu durum ise ucuz maliyetlerle bayağı verimli bir soğutma yapılmasını sağlar. Nem tutucular, havanın akma hızıyla orantılı olarak kullanılabilir. İki değişik metot ile su havaya verilebilir. Bu metotlardan ilki evaporatif medianın dışarısından su alta doğru inerken evaporatif mediadan ilerleyen hava suyu absorbe yapar. Bu sistemin tercih edilme sebebi montaj için yeteri kadar yerin olmasıdır. Soğutma devresinin kurulum alanı sınırlı olduğu hallerde spreyleme nozulları havaya suyu iletmek için kullanılır. Bahsi edilen spreyleme nozullarının yerleştirilme şekilleri hava kırış bölümüne çapraz bir şekilde karşılıklıdır. Hava içerisinde bulunan su damlacıklarının ebatı istenilen ölçüden büyük bulunursa su buhar haline gelmeden önce kompresörün kanatlarına varabilmekte ve bu durumun sonucunda kompresörün kanatlarında korozyon oluşumu başlar. Suyu hava girişine enjekte etmek için ultrasonik nozullar yada yüksek basınç nozullarından meydana gelen sistemler kullanılır.

Yüksek basınç nozulları; suya, yüksek basıncı veren yüksek basınç nozul sistemidir. Nozullardan geçen suyun ilk durumdaki basıncı sebebi ile hızı yüksek olur. Nozullara verilen Suyu istenilen basınca getirmek için yüksek basınç pompasından yararlanır. Ultrasonik nozullar: bu nozul sistemi yüksek basınç nozullarının hassasiyetini yükseltmekte kullanılabilir. Ultrasonik sistemdeki bir nozulda su ve havanın birlikte basınçlandırılması oranla su damla ebadlarının küçük olması alçak basınçlarda sağlanabilir. Ultrasonik basınç şok dalgalarını basınç altında suya tatbik etmek sureti ile, su damlacıklarının bölünerek daha düşük ebatlarda olması sağlanır [6].



Şekil 3. 8. Evaporatif Media çalışma prensibi [6].

3.2.15. Kuru yüzeyli soğutma sistemleri

Kuru yüzeyli soğutma sistemlerinin fazlaca dizayn türleri vardır. Bu soğutma sistemlerini şu şekilde sıralayabiliriz.

- 1- Absorbsiyonlu soğutma sistemleri
- 2- Isı depolamalı soğutma sistemleri
- 3- Basit tasarım sürekli soğutma sistemleridir.

Bahsedilen bu sistemlerinde kendi aralarında kazanç ve kayıpları bulunmaktadır. Hangi sistemin kullanılmasının cevabı da soğutma sisteminin kullanılacağı işletmenin çalışma koşulları, işletmenin bulunduğu yerin iklim şartları ve işletmenin soğutmaya varmaya çalıştığı önceliğe göre farklılık göstermektedir. Bu seçeneklere göre talebe en uygun ve en hesaplılar, yapılan ön araştırmalar sonucunda tespit edilerek uygulanmaktadır.

Bu yöntemde hava ile soğutucu akışkan arasında temas yoktur. Soğutucu akışkanın tipi, sistem tasarımına ve istenilen soğutma sıcaklığına göre değişkenlik göstermektedir. Bu sistemlerde çoğunlukla freon gazı türleri ve amonyak türü soğutucu akışkan kullanılmaktadır. lityum bromür ise absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır.

Bu yöntemlerde soğutucu akışkan, boru demetleri içerisinde akarken dış taraftan hareket eden havanın enerjisini alarak buharlaşır. Böylelikle hava soğutulmuş olur. Soğutucu

buharlaştıktan sonra yoğuşması için kondansere gönderilir. Yoğuşan soğutucu akışkan soğutma işlemini tekrarlaması için evaporatöre gelir. Soğutucu akışkanın enerjisini almak için kondanserde çoğunlukla su kullanılır. Enerjiyi alan su deltalar yardımı ile bu enerji dış ortam veya işletme içerisinde ihtiyaç olan bölgelerde kullanılır [6].



4. MATEMATİKSEL MODEL

Gaz türbini destekli kojenerasyon sisteminin enerji analizi sistem üzerinden elde edilen termodinamik veriler göz önünde bulundurularak analiz yapılmıştır. Ayrıca bu veriler, termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak hesaplamalar birbiriyle karşılaştırılmıştır. Sürekli bir akış olduğu kabul edilerek kütle ve enerji denklemleri [5-8];

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g \quad (2)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Burada \dot{Q} ısı akışını temsil ederken \dot{W} iş akışını ifade etmektedir. h_g ve $h_ç$ akışkanın giriş ve çıkış entalpilerini göstermektedir. Kazanda elde edilecek veriler aşağıda verilen denklemlerle bulunabilmektedir;

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{\text{hava}} \quad (3)$$

$$\dot{m}_ç = \dot{m}_{\text{hava}} + \dot{m}_{\text{yakıt}} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{\text{kazan}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} \text{LHV}_{\text{yakıt}} \eta_{\text{kazan}} = \dot{m}_ç h_ç - \dot{m}_g h_g \quad (5)$$

$$\eta_{\text{kazan}} = \frac{\dot{m}_ç h_ç - \dot{m}_g h_g}{\dot{m}_{\text{yakıt}} \text{LHV}_{\text{doğal}}} \quad (6)$$

\dot{Q}_{kazan} , kazana giren ısı miktarını, LHV doğal gaz yakıtının alt ısı değerini (47130 kJ/kg) ve η_{kazan} ise enerji verimini göstermektedir. Türbinde yapılacak enerji analizi için kullanılan denklemler;

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{\text{hava}} + \dot{m}_{\text{yakıt}} = \dot{m}_{\text{egzoz}} \quad (7)$$

$$\dot{W}_{\text{türbin}} = \dot{m}_g (h_g - h_ç) \quad (8)$$

$$\eta_{\text{türbin}} = \frac{h_g - h_ç}{h_g - h_{çs}} \quad (9)$$

şeklinde gösterilmektedir. Bu denklemde $\dot{W}_{\text{türbin}}$ ve $\eta_{\text{türbin}}$ sırasıyla türbinde meydana gelen gerçek güç miktarı ve termal verimini ifade etmektedir. Kompresör veriminin analiz sonuçlarını elde etmek için kullanılan eşitlikler;

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c = \dot{m}_{\text{hava}} \quad (10)$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_g(h_c - h_g) \quad (11)$$

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{h_{c,s} - h_g}{h_c - h_g} \quad (12)$$

kullanılır. Eşitliklerde kullanılan \dot{W}_{komp} , kompresörde harcanan gücü ifade ederken η_{komp} , kompresörün termal verimini temsil etmektedir. Ayrıca buhar kazanı ve ekonomizerde meydana gelen ısı miktarı;

$$\dot{m}_{g,e} = \dot{m}_{c,e} = \dot{m}_{\text{egzoz}} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{g,s} = \dot{m}_{c,s} = \dot{m}_{\text{su}} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{\text{buhar}} = \dot{m}_{g,e}(h_{g,e} - h_{c,e}) = \dot{m}_{g,s}(h_{c,s} - h_{g,s}) \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{\text{eko}} = \dot{m}_{g,e}(h_{g,e} - h_{c,e}) = \dot{m}_{g,s}(h_{c,s} - h_{g,s}) \quad (17)$$

eşitlikleri kullanılarak bulunabilmektedir. Son olarak kojenerasyon sistemiyle basit bir gaz türbini verimini karşılaştırabilmek için;

$$\eta_{G,\text{tür}} = \frac{\dot{W}_{\text{türbin}}}{\dot{Q}_{\text{kazan}}} \quad (18)$$

$$\eta_{\text{kojen}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_{\text{buhar}} + \dot{Q}_{\text{eko}}}{\dot{Q}_{\text{kazan}}} \quad (19)$$

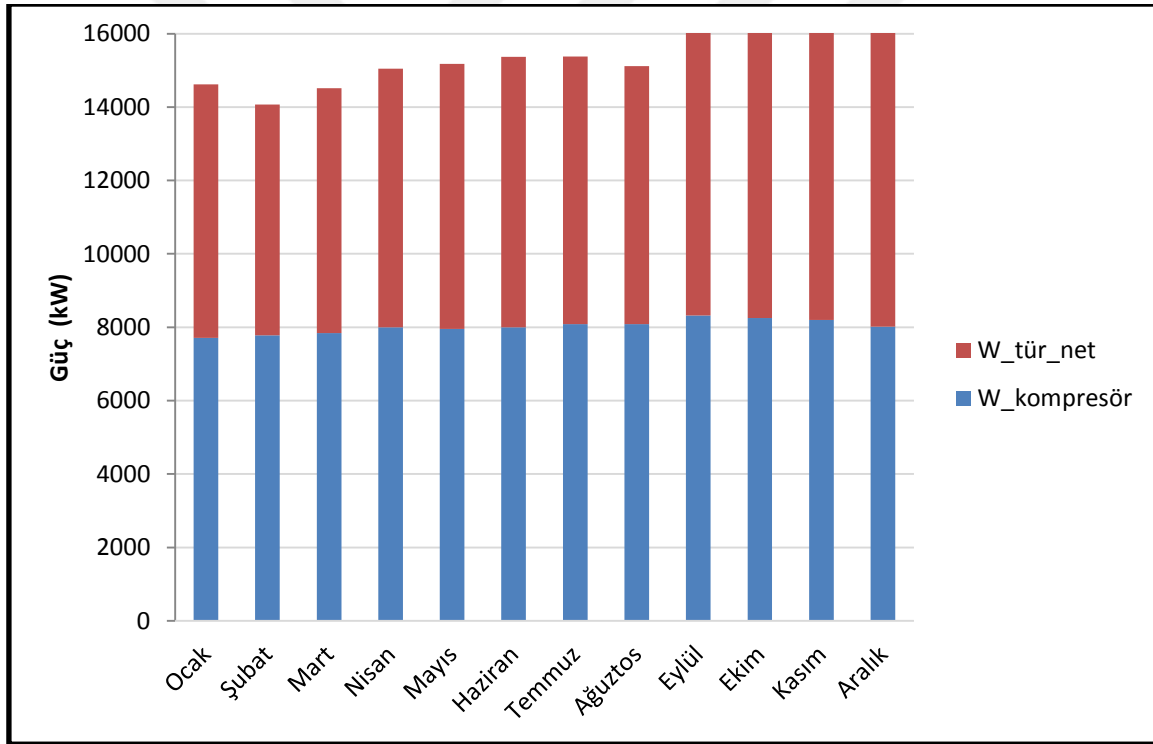
şeklinde bulunabilmektedir. Bu denklemlerde $\eta_{G,tür}$ kojenerasyon sisteminde kullanılan gaz türbininin termal verimini ifade etmektedir. Bunun yanı sıra η_{kojen} kojenerasyon sisteminin termal verimini ifade etmektedir.

Kojenerasyon sisteminin tüm hesaplamalarında kararlı durum şartları göz önüne alınarak analiz hesapları yapılmıştır.



5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

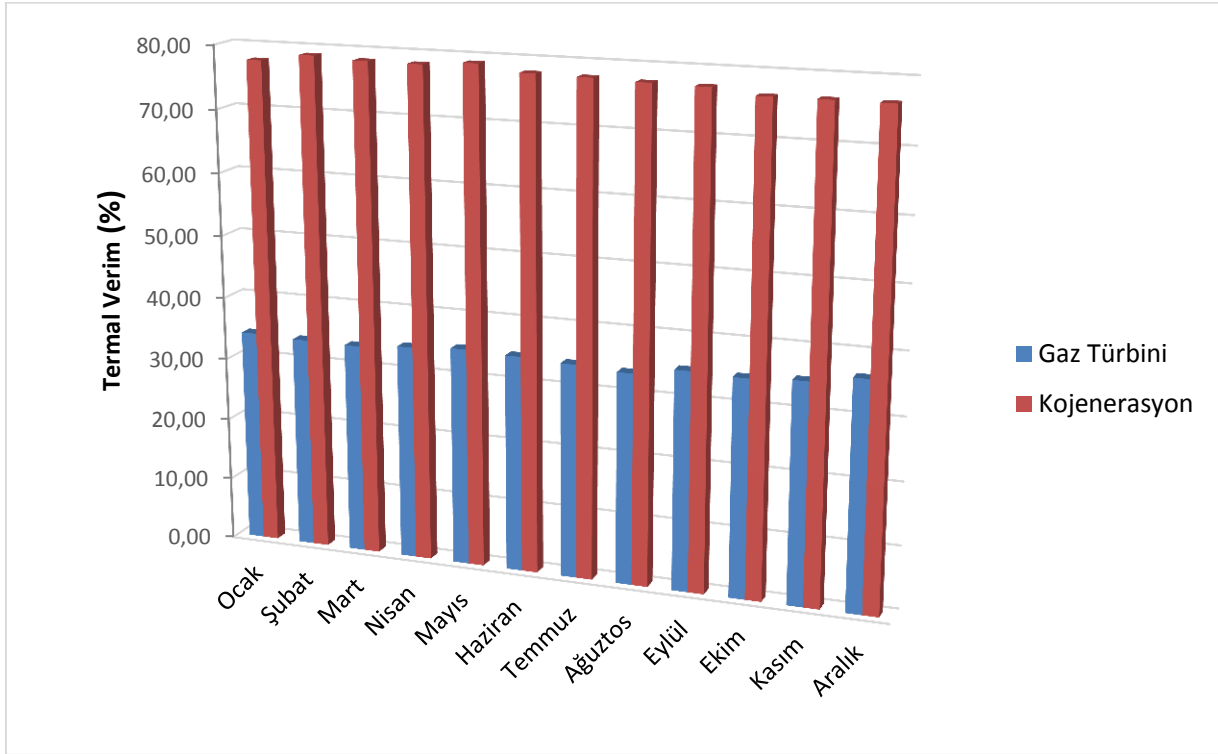
Balıkesir şartlarında ağaç endüstrisinde çalışan bir gaz türbininin normal çalışma şartlarında 2016 yılında kaydedilen aylık ortalama veriler alınmıştır. Bunun yanı sıra kurulu sistemin bulunduğu bölgenin 2016 yılı aylık meteorolojik veriler alınmış ve alınan bu veriler ışığında gaz türbinin her bir ekipmanın termal enerji verimleri incelenmiştir. Buna ek olarak, türbinden çıkan atık gazın enerjisi ile kojenerasyon çevriminin enerji parametreleri incelenmiştir. Elde edilen bu iki veriler ışığında türbin ve kojenerasyon sisteminin gerçek termal verimleri hesaplanarak bu verimlerin kıyaslaması yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda türbin ve kompresör 2016 yılı aylık ortalamalara göre yapmış oldukları net güçlerin grafiği Şekil 5.1’de verilmiştir.



Şekil 5. 1. Türbin ve kompresörün yapmış oldukları net iş grafikleri

Sistemin günlük yakıt miktarı deneysel olarak ölçülmüş ve bir yıl boyunca her ayın yakıt ortalaması alınmıştır. Ayrıca ölçülen yakıt tüketim değerlerine bağlı olarak üretilen gerçek net güç miktarları grafikte toplanarak yakıtın sistem performansına etkisi de incelenmiştir. Bu bulgulara göre türbinin yapmış olduğu net güç aralığı 6200 kW ile 7493 kW arasında değişmektedir. Aynı şekilde kompresörün harcamış olduğu net güç aralığı ise 7706 kW ile 8321 kW arasında olduğu görülmüştür. Türbinden çıkan net güç ile kompresörde harcanan

enerjinin toplamı türbinde üretilen brüt gücü vermektedir. En yüksek net güç aralık ayında ortaya çıkarken en düşük net güç şubat ayında meydana gelmiştir. Ayrıca bu veriler göz önünde bulundurulduğunda gaz türbini ve kojenerasyon sisteminin verimleri Şekil 5.2’de gösterilmiştir.



Şekil 5. 2. Gaz türbini ve kojenerasyon sisteminin termal verimleri

Yukarıdaki grafikte gaz türbininin gerçek termal verimi %33,72 ile %36,45 arasında değişirken, kojenerasyon verimi %76,52 ile %79 arasında değiştiği görülmüştür. Grafikte türbin verimi maksimum aralık ayında çıkmış ve yaklaşık olarak %36,45 bulunmuştur. Kojenerasyon verimi ise %79’e kadar yükseldiği görülmüş ve maksimum verimin Mayıs ayında olduğu ortaya çıkmıştır. Kojenerasyon sisteminin veriminin yüksek çıkmasının temel sebebi gaz türbininden çıkan atık ısının ara ekipmanlar yoluyla faydalı bir şekilde kullanılmasıdır. Bu nedenle, üretim tesisine verilen doymuş buharı elde etmek için ekonomizer ve buhar kazanında kullanılmıştır. Türbinden çıkan atık ısı, kurulu olan sistemde şebekeden gelen şartlandırılmış suyu ekonomizerde ortalama 104°C sıcaklığa yükseltmektedir. Ekonomizerden çıkan su buhar kazanında ortalama 184 °C’ de doymuş buhar haline girmekte ve tesiste ihtiyaç duyulan ekipmanlara dağıtılarak kullanılmaktadır. Maksimum gücün üretildiği aralık ayında ölçülen termodinamik değerler Çizelge 5.1’de verilmektedir.

Çizelge 5.1. Maksimum gücün üretildiği aralık ayında ölçülen bazı termodinamik değerler

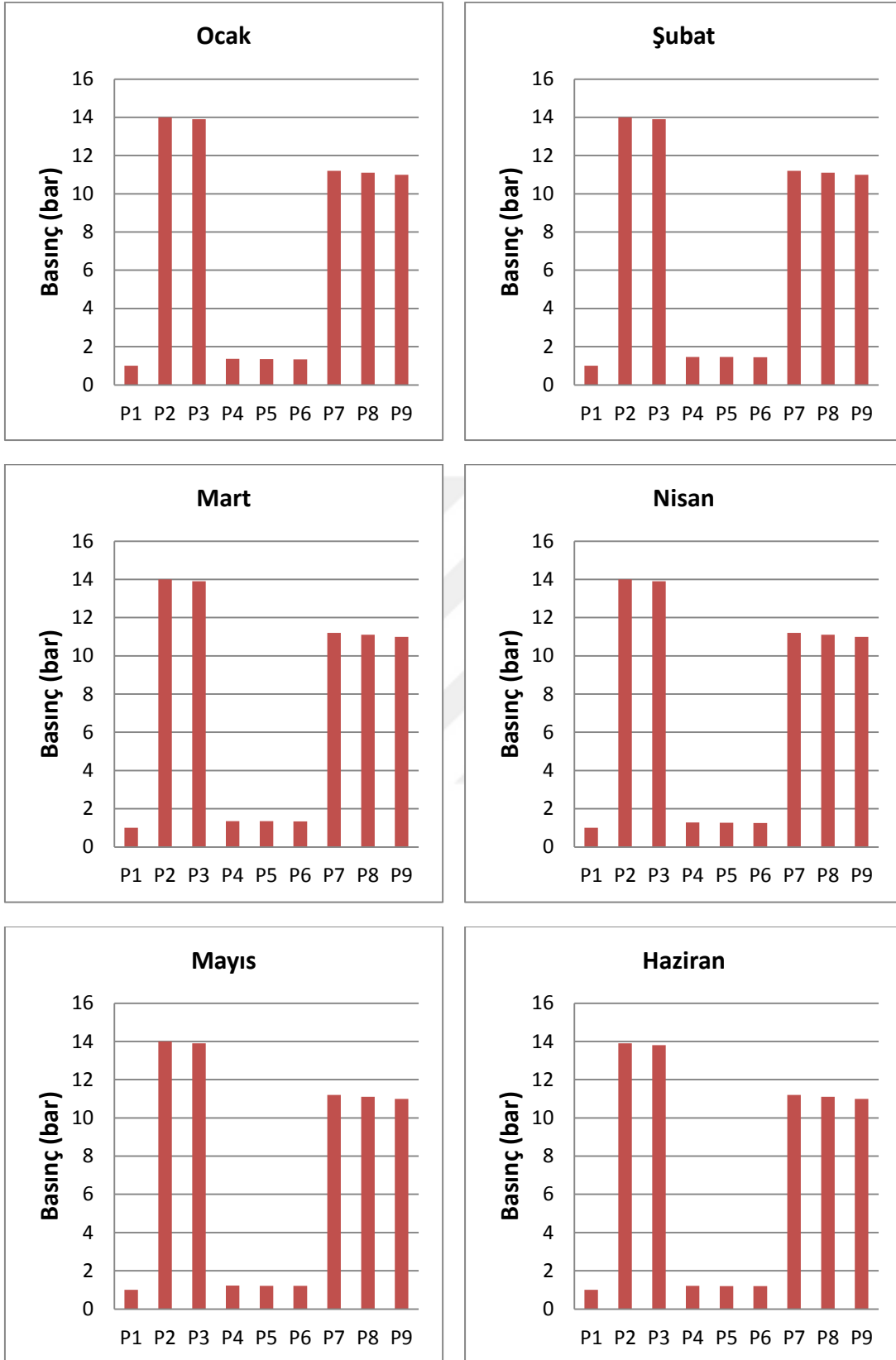
Ekipman	Pgiriş (bar)	Pçıkış (bar)	Tgiriş (K)	Tçıkış (K)	Q̇ (kW)	Ẇ (kW)
Kompresör	1,00	15,00	277,95	619,63	-	8014
Yanma odası	15,00	14,90	619,63	1392,45	20553	-
Türbin (net)	14,90	1,04	1392,45	757,15	-	7493
Buhar kazanı	1,04	1,03	757,15	545,10	7167	-
Ekonomizer	1,03	1,02	545,10	507,41	1074	-

Ölçülen bu gerçek değerler, türbinde üretilen net gücün maksimum olduğu aralık ayında kaydedilmiştir. Türbinde üretilen net gücün aralıkta fazla olmasının sebeplerinden biri o ayda kompresörden içeri alınan havanın soğuk olmasıdır. Ayrıca, aralık ayında kullanılan yakıt miktarının da türbinde üretilen net gücü etkileyebileceği düşünülmektedir. Buhar kazanı ve ekonomizerde kullanılan ısı miktarlarına bakıldığında ise kayda değer bir ısı geri kazanımının olduğu görülmektedir. Minimum gücün üretildiği şubat ayında ölçülen termodinamik değerler Çizelge 5.2’de verilmektedir.

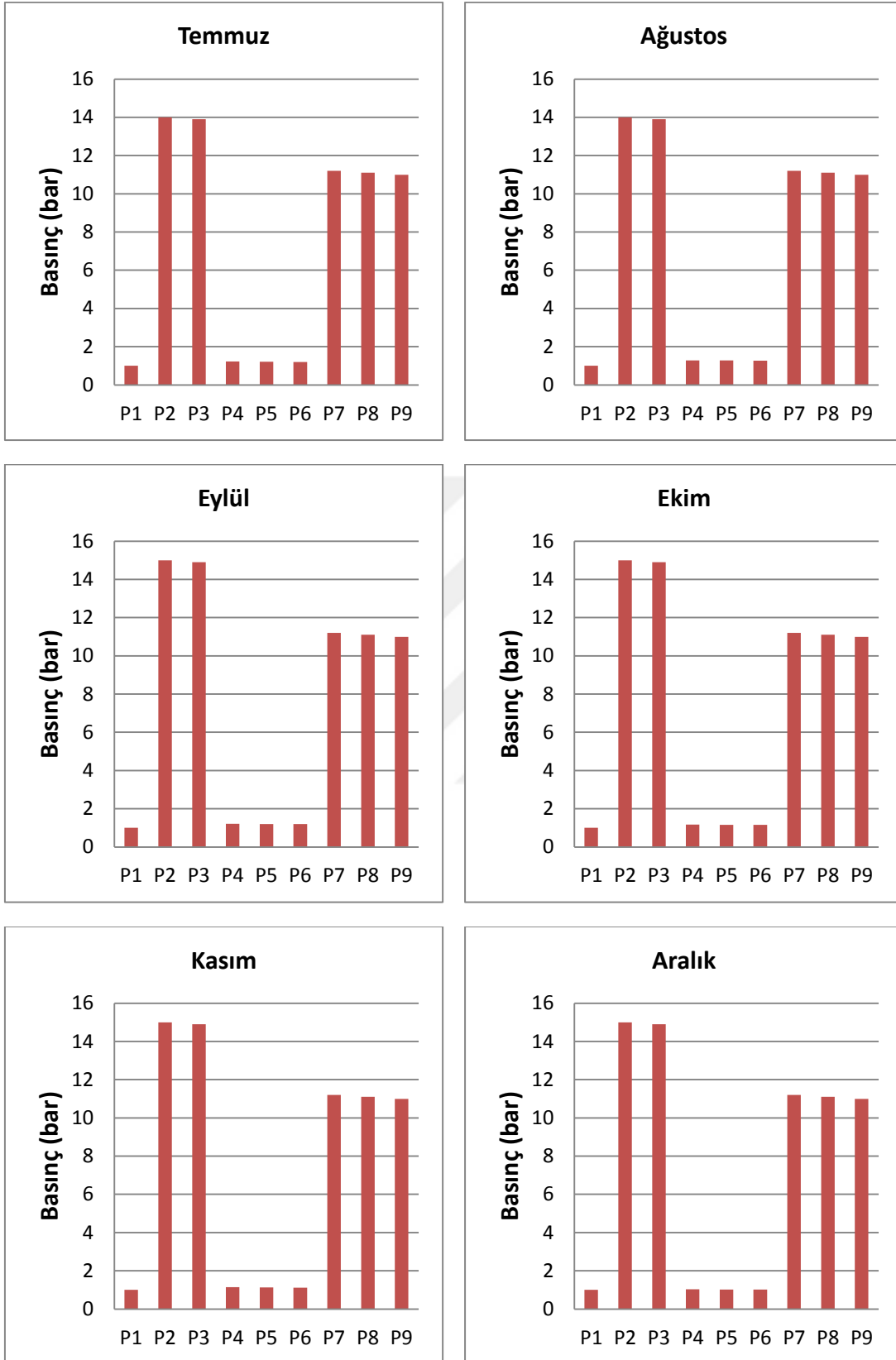
Çizelge 5.2. Minimum gücün üretildiği şubat ayında ölçülen bazı termodinamik değerler

Ekipman	Pgiriş (bar)	Pçıkış (bar)	Tgiriş (K)	Tçıkış (K)	Q̇ (kW)	Ẇ (kW)
Kompresör	1,00	14,00	279,05	609,66	-	7782
Yanma odası	14,00	13,90	609,66	1298,30	18315	-
Türbin (net)	13,90	1,47	1298,30	773,15	-	6200
Buhar kazanı	1,47	1,46	773,15	566,87	7167	-
Ekonomizer	1,46	1,45	566,87	529,63	1074	-

Türbinden minimum net gücün üretildiği şubat ayında ölçülen değerlere baktığımızda her bir ekipmanın giriş-çıkış sıcaklık ve basınç değerleri kaydedilmiştir. Bu parametreler dikkate alınarak yapılan hesaplamalarda türbinde üretilen güç aralık ayına göre daha az üretildiği görülmektedir. Şubat ayında üretilen güç miktarının az olmasını üretim prosesindeki ihtiyacın azalması etkilemiş olabilir. Fakat şubat ayında kompresörden giren havanın sıcaklığı da hesaplanan değerleri etkilemiş olabileceği düşünülmektedir.



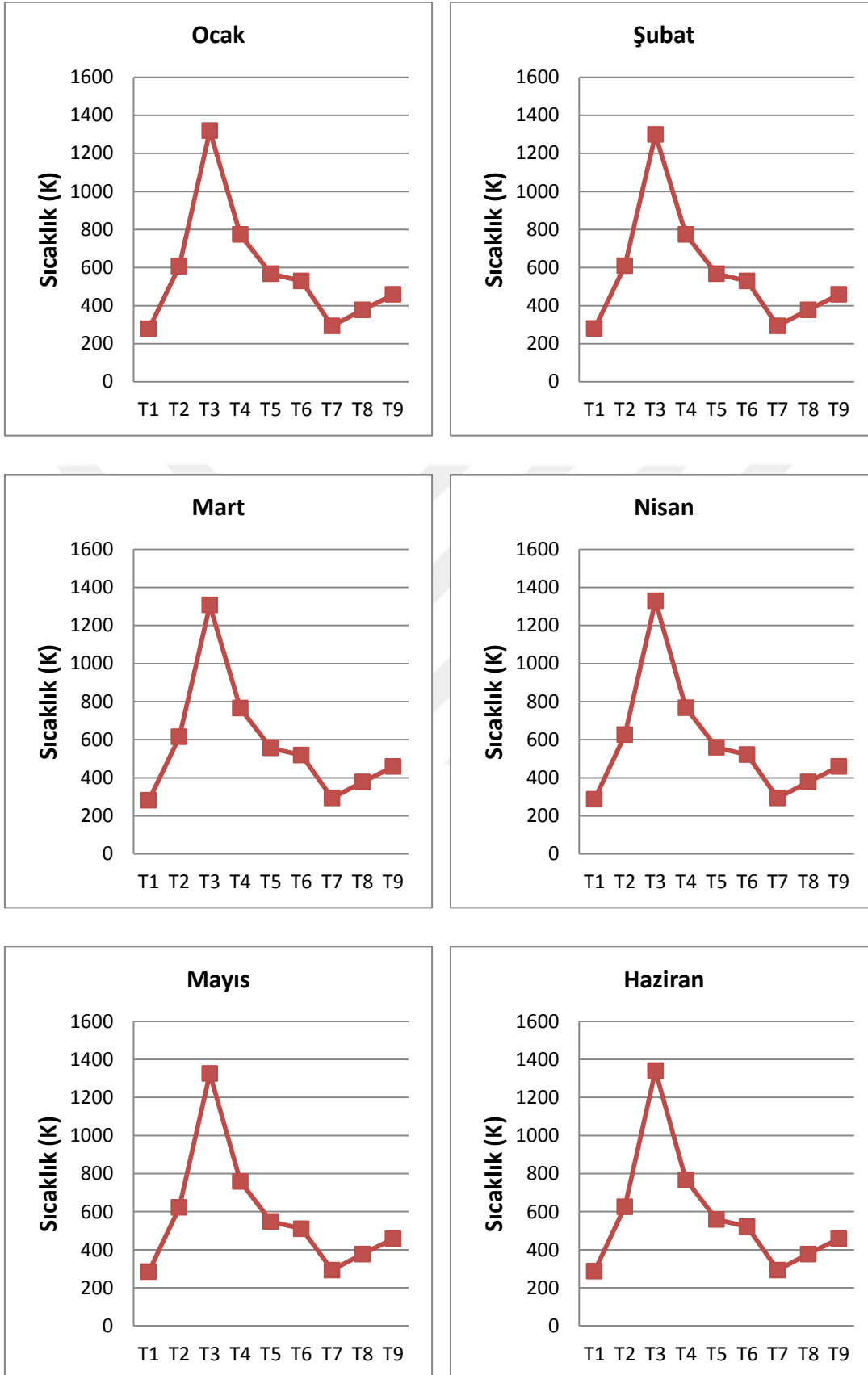
Şekil 5. 3. Kojenerasyon sisteminin 12 aylık basınç grafikleri



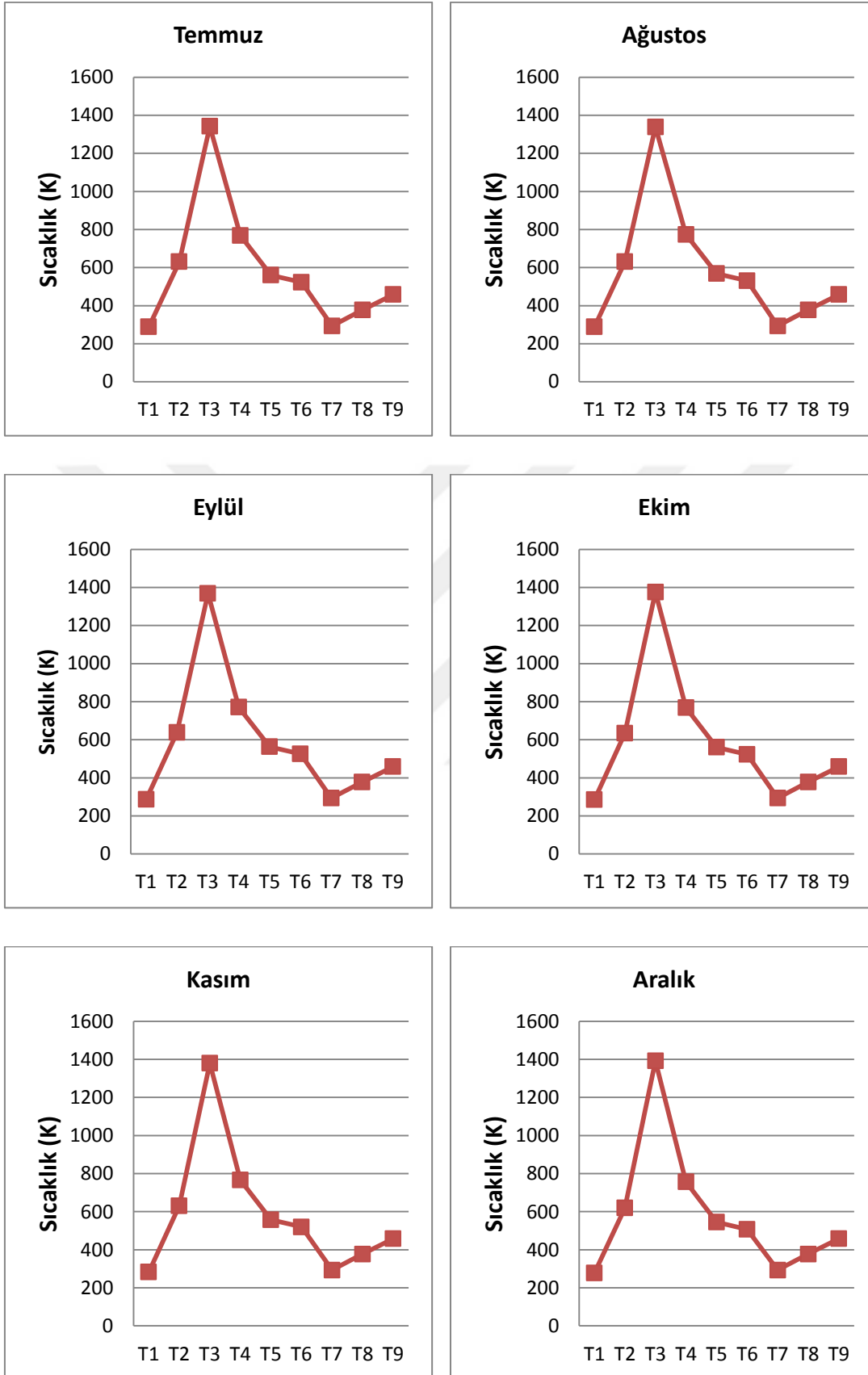
Şekil 5. 3. Kojenerasyon sisteminin 12 aylık basınç grafikleri devamı

Sistem basınçları günlük olarak ölçülüp kaydedilmiştir. Bu ölçümler 2016 yılı bütün aylarda gerçekleşmiş olup her ayın basınç ortalaması alınmıştır. Alınan veriler ışığındaki hazırlanan aylık grafikler Şekil 5.3'te görülmektedir. Bu grafikte gösterilen basınçlar, sistemde bulunan ekipmanlara ait basınçlardır. Bu bulgulara göre sistemdeki basınçlar soğuk havalarda yüksek, sıcak havalarda ise düşük olduğu görülmektedir. Sebebi ise soğuk havada sistemin daha verimli çalışmasıdır.



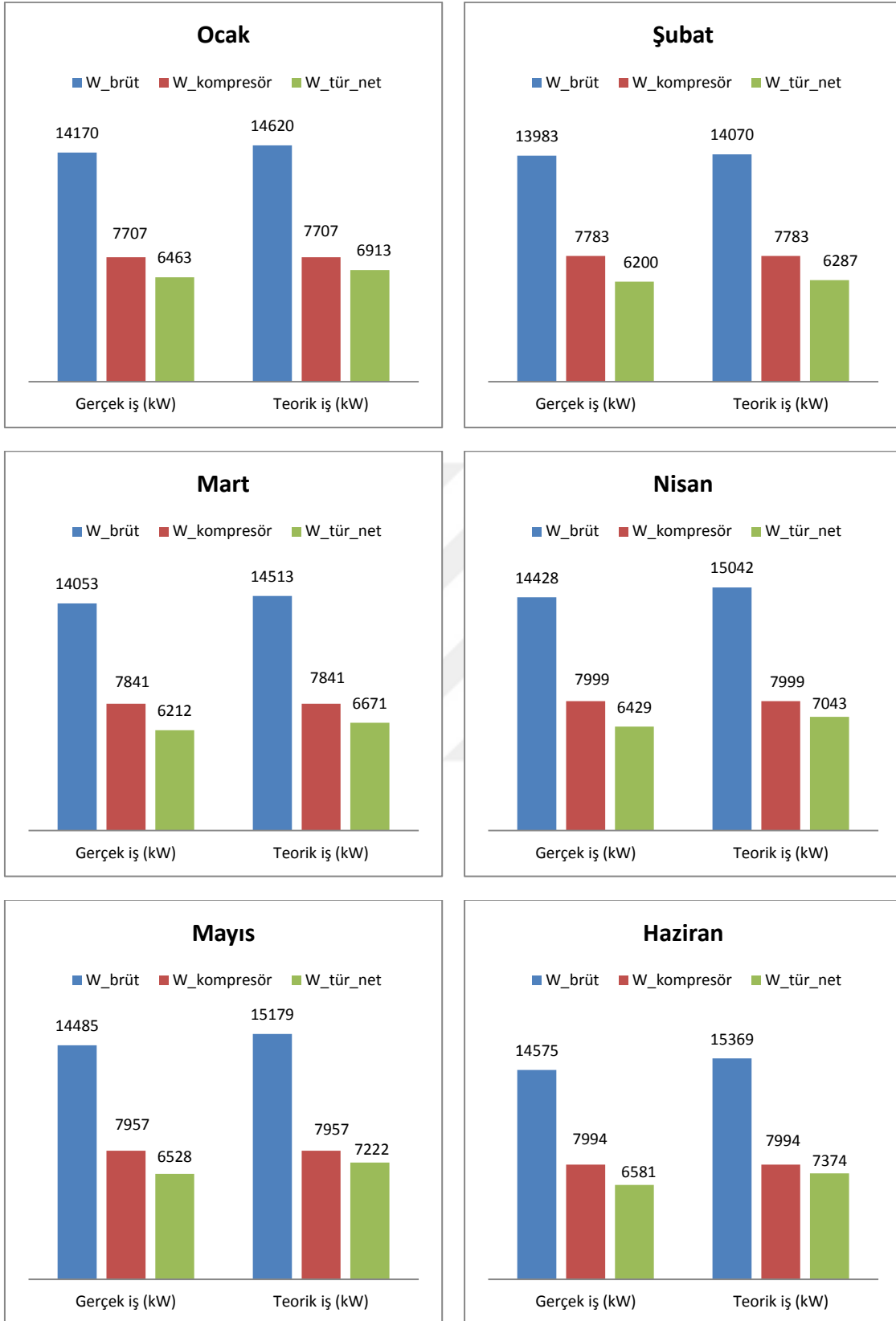


Şekil 5. 4. Kojenerasyon sisteminin 12 aylık sıcaklık grafikleri



Şekil 5. 4. Kojenerasyon sisteminin 12 aylık sıcaklık grafikleri devamı

Sisteme ait sıcaklık bilgileride aynı şekilde günlük olarak ölçülüp kaydedilmiştir. Bu ölçümlerde de 2016 yılı bütün aylarda gerçekleşmiş olup her ayın sıcaklık ortalaması alınmıştır. Alınan veriler ışığındaki hazırlanan aylık graikler Şekil 5.4'te görülmektedir. Bu grafikte gösterilen sıcaklıklar, sistemde bulunan ekipmanlara sıcaklıklardır. Bu bulgulara göre sistemdeki sıcaklıklar soğuk havalarda yüksek, sıcak havalarda ise düşük olduğu görülmektedir. Sebebi ise soğuk havada sistemin daha verimli çalışmasıdır. Ashraf (2001), gaz türbinli kojenerasyon sisteminin verimini arttırmaya yönelik çalışmalarda bulunmuştur. Sistem verimini ve gücünü artırma yöntemlerinden biri kompresörün dış ortamdan emeceği havanın soğutulması olup bu soğutma iki farklı şekilde olabileceğini yazmıştır. Bunlardan birincisi, eğer kompresörün emeceği havanın nem oranı az ise içerisine su enjekte edilerek buharlaştırılmalı soğutma yapmak, ikincisi ise absorpsiyonlu bir soğutma sistemi kullanılarak soğutma işlemi yapılabileceğini bildirmiştir [19]. Elde edilen sonuçlar bu yönüyle literatür ile uyumludur.

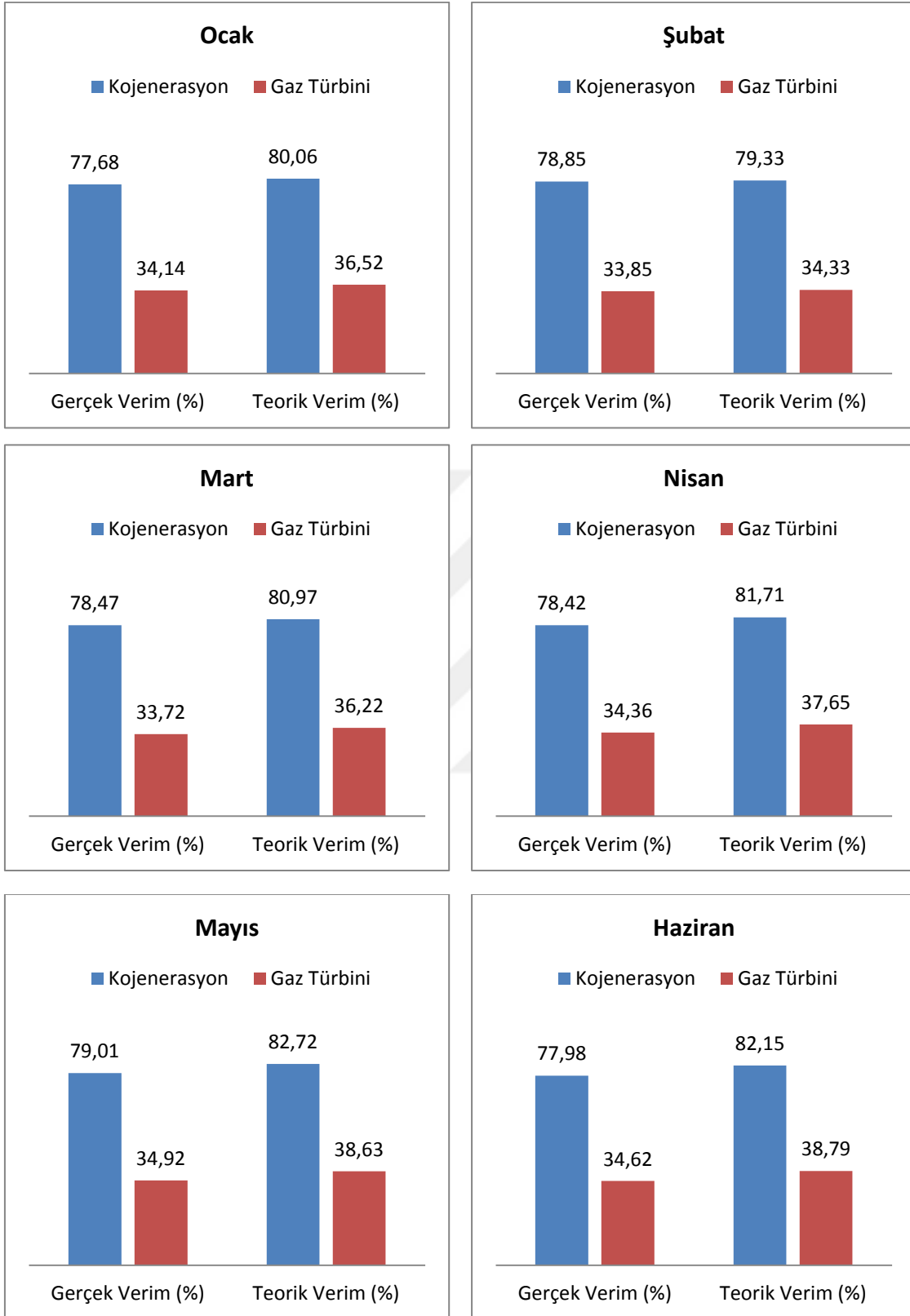


Şekil 5. 5. Sisteminde aylık yapılan teorik ve gerçek işlerin grafikleri

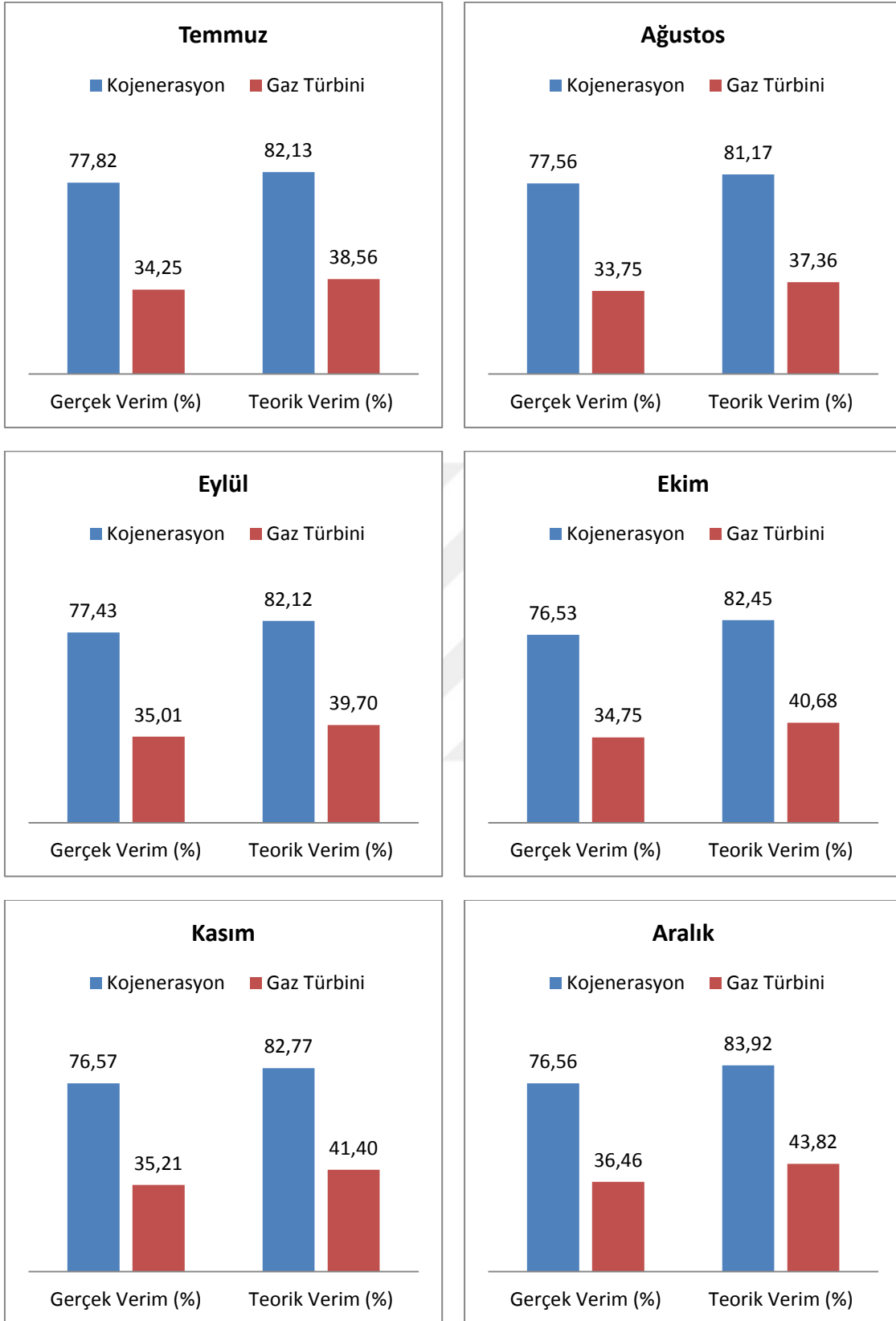


Şekil 5. 5. Sisteminde aylık yapılan teorik ve gerçek işlerin grafikleri devamı

Yukarıdaki grafiklerde ise sistemde elde edilen ve hesaplaması yapılan brüt gücün, kompresör gücünün ve türbinin yaptığı gücün teorik ve gerçek değerlerine ait bilgiler Şekil 5.5'te görülmektedir. Ölçülen bu gerçek değerler, yapılan gerçek ve teorik güçlerin maksimum olduğu durum aralık ayında kaydedilmiştir. Sistemde üretilen bu güçlerin aralıkta ayda fazla olmasının sebeplerinden biri o ayda kompresörden içeri alınan havanın soğuk olmasıdır. Ayrıca, aralık ayında kullanılan yakıt miktarının da türbinde üretilen net gücü etkileyebileceği düşünülmektedir. Minimum güçlerin üretildiği ay ise şubat olarak görülmektedir. Yapılan güçlerin üretildiği şubat ayında ölçülen değerlere baktığımızda her bir ekipmanın giriş-çıkış sıcaklık ve basınç değerleri kaydedilmiştir. Bu parametreler dikkate alınarak yapılan hesaplamalarda sistemde üretilen ve teorik olarak hesaplanan güçler aralık ayına göre daha az üretildiği görülmektedir. Şubat ayında üretilen ve hesaplanan güç miktarının az olmasını üretim prosesindeki ihtiyacın azalması etkilemiş olabilir. Fakat şubat ayında kompresörden giren havanın sıcaklığı da hesaplanan değerleri etkilemiş olabileceği düşünülmektedir.

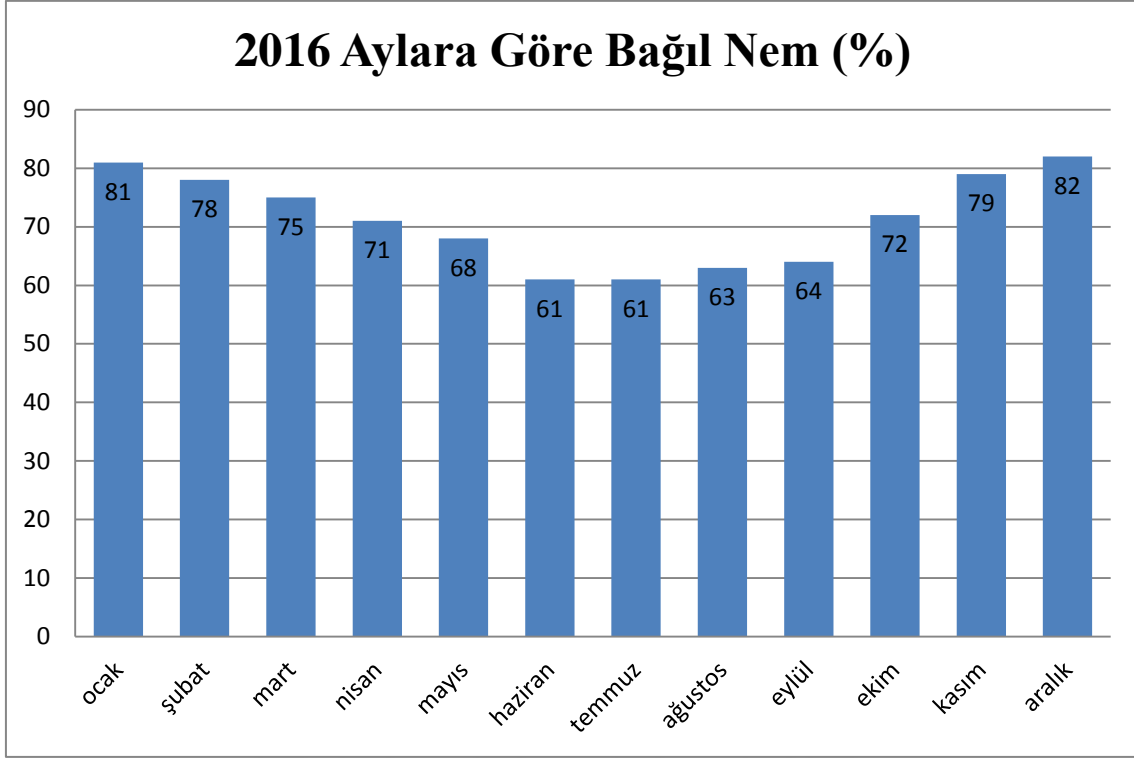


Şekil 5.6.Kojenerasyon sistemi ve türbinin gerçek ve teorik verim grafikleri



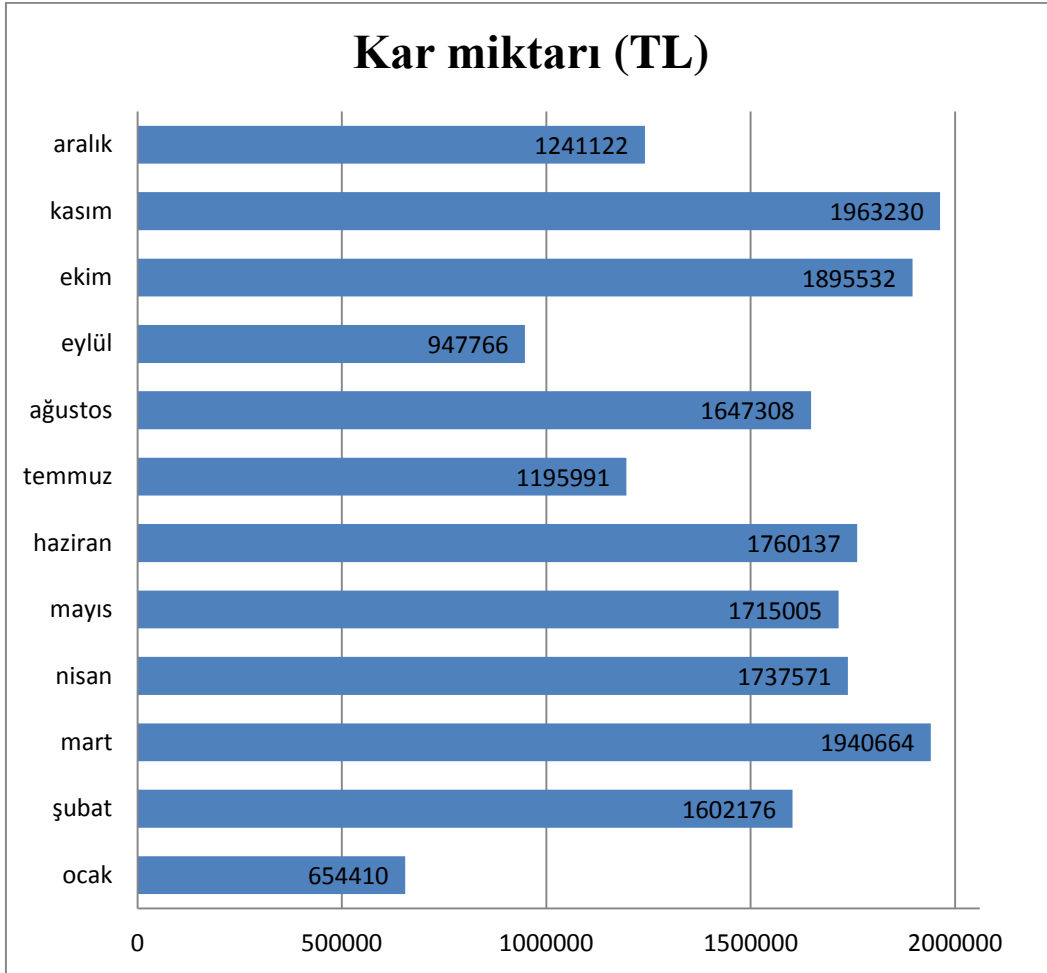
Şekil 5.6.Kojenerasyon sistemi ve türbinin gerçek teorik verim grafikleri devamı

Şekil 5.6' daki grafiklerde gaz türbininin ve kojenerasyon sisteminin gerçek ve teorik termal verimleri görülmektedir. Bu grafikler 2016 yılının aylık ortalamaları hesaplanarak hazırlanmıştır. Gaz türbininin gerçek termal verimi %33,72 ile %36,45 arasında değişirken, kojenerasyon verimi %76,52 ile %79 arasında değiştiği görülmüştür. Grafikte türbin verimi maksimum aralık ayında çıkmış ve yaklaşık olarak %36,45 bulunmuştur. Kojenerasyon verimi ise %79'e kadar yükseldiği görülmüş ve maksimum verimin Mayıs ayında olduğu ortaya çıkmıştır. Kojenerasyon sisteminin veriminin yüksek çıkmasının temel sebebi gaz türbininden çıkan atık ısının ara ekipmanlar yoluyla faydalı bir şekilde kullanılmasıdır. Bu nedenle, doymuş buhar üretimi için sistemde ekonomizer ve buhar kazanında kullanılmıştır. Türbinden çıkan atık ısı, ekonomizerdeki şartlandırılmış suyu yaklaşık 104 °C'ye çıkarmaktadır. Ekonomizerden oluşan sıcak su buhar kazanında yaklaşık 184 °C'de doymuş buhar haline gelmekte ve bu doymuş buhar tesiste ihtiyaç duyulan sistemlere gönderilerek kullanılmaktadır.



Şekil 5. 7. Balıkesir İlinin 2016 yılı aylara göre bağıl nemleri

Balıkesir iline ait bağıl nem grafiği meteoroloji genel müdürlüğünden 2016 yılına ait aylık ortalama veriler alınarak kullanılmıştır. Alınan veriler ışığında hazırlanan grafik Şekil 5.7’de görülmektedir. Bu grafikte gösterilen bağıl nem ortam havasına ait olup, kompresör giriş havası ile beraber emilerek kullanılmıştır. Grafikten de görüleceği üzere bağıl nem yüksek olduğu aylarda kojenerasyon sisteminin veriminin ve gücünün yüksek olduğu görülmektedir. Yani bir nevi bağıl nemin sistem verimini ve gücünü olumlu yönde etkilemektedir. Buradan yola çıkacak olursak bağıl nemin düşük olduğu bölgelerde kompresör içerisine su püskürterek buharlaştırmalı soğutma yapmak kojenerasyon sisteminin verimini ve gücünü yükseltecektir.



Şekil 5. 8. Kojenerasyon sisteminden 2016 yılı aylara göre elde edilen kar miktarları

Yapılan bu çalışmada, verim analizleri sonucunda kojenerasyon sisteminden elde edilen aylık kazanç (TL cinsinden) şekil 5.8'deki grafikte görülmektedir. Bu grafikteki veriler fabrikanın çalışma yaptığı süreler ve verim yüzdeleri ile yapılan analiz sonucunda ortaya çıkan gücün (kW) aylık olarak hesaplanması ile bulunmuştur. Elde edilen veriler ışığında yapılan hesaplamalarda en çok kar 1963230 TL ile kasım ayında yapılmıştır. Bunun sebebi, kasım ayında kojenerasyon sisteminin diğer aylara göre daha çok çalışmış olmasıdır. En az kar ise 654410 TL ile ocak ayında yapılmıştır. Bu ayda en az kar elde edilmesinin sebebi ise arıza ve planlı bakım gibi duruş sürelerinin uzun olmasından kaynaklanmaktadır. Buradan da görüleceği üzere sistem ne kadar çok çalışır ise o kadar çok kar elde edilmiş olur.

Yapılan verim analizleri sonucunda bu tesiste 2016 yılında kojenerasyon sisteminden, sistem çalıştığı süre boyunca toplamda 18300913 TL net kar elde etmiş olacağı hesaplanmıştır.

6. SONUÇ VE TARTIŞMA

Kastamonu Entegreye ait Balıkesir bölgesinde bulunan bir ağaç sanayisinde çalışmakta olan gaz türbini destekli kojenerasyon sisteminin termodinamik değerleri kaydedilmiştir. Bu değerler doğrultusunda türbinin maksimum (7493 kW) ve minimum (6200 kW) net iş değerleri sırasıyla aralık ve şubat aylarında ölçülmüştür. Türbinde meydana gelen brüt iş ise maksimum 15507 kW iken minimum 13982 kW olarak hesaplanmıştır. Gaz türbini ile kojenerasyon sisteminin gerçek termal verimleri hesaplanmış ve sırasıyla maksimum %36,45 ve %79 olarak bulunmuştur. Bu elde edilen değer basit bir gaz türbininin kojenerasyon sistemiyle kullanıldığında yaklaşık verimi %43 daha arttırılacağı görülmüştür.

Kojenerasyon sisteminden yapılan hesaplamalar sonucunda kar miktarları max. 1963230 TL ile kasım ayında ve minimum 654410 ile ocak ayında yapıldığı hesaplanmıştır. Yapılan verim analizleri sonucunda bu tesiste 2016 yılında kojenerasyon sisteminden, sistem çalıştığı süre boyunca toplamda 18300913 TL net kar elde etmiş olacağı hesaplanmıştır.

Ayrıca, ekonomizer çıkışı atık ısı ile sistemde bulunan ve lifleri ısıtmaya yarayan ön ısıtıcı ünitesinde kullanılması arta kalan gazlarında yararlı enerji olarak kullanılmasına ve kojenerasyon sistemin daha verimli olmasına yardımcı olacaktır.

REFERANSLAR

1. Rahim, M. A., ve Gündüz, D. (2013). Gaz Türbinli Bir Isil-Güç (Kojenerasyon) Çevrim Santralının Enerji Ve Ekserji Analizi: Ankara Şartlarında Uygulama. TÜBAV Bilim Dergisi, 6(2), 19-27,
2. Değirmencioğlu, H. A. (2009). Kojenerasyon Sistemleri. Ege Bölgesi Enerji Forumu, Denizli, 12-13.
3. Abuşoğlu, A., Demir, S., ve Kanoğlu, M. (2013). Biyogaz Beslemeli Gaz Motorlu Bir Kojenerasyon Sisteminin Termoeconomik Analizi. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 33(2), 9-21,
4. Karyeyen, S., Aksoy, M. H., Özgören, M., ve Koçak, S. (2012). Konya Sanayisinde Enerji Verimliliği. Bölgesel Araştırma Raporları Serisi, 5,
5. Ünver Ü. (2004). Doğal gaz çevrim santralının meteorolojik şartlara bağlı olarak termodinamik analizi. (Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi)
6. Özdemir E. (2017). Bir gaz türbini çevriminin termodinamik analizi (Master's thesis, Namık Kemal Üniversitesi).
7. Ahmadi, M. H., Mehrpooya, M., ve Pourfayaz, F. (2016). Exergoeconomic analysis and multi objective optimization of performance of a Carbon dioxide power cycle driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink. Energy conversion and management, 119, 422-434.
8. Yıldız, C., Gani, A., Keçecioğlu, Ö. F., Açıkgöz, H., ve Şekkeli, M. (2016). Bir Kojenerasyon Tesisinin Verimlilik Yönünden İncelenmesi: Kahramanmaraş Örnek Çalışması.
9. Akbari A.D. ve Mahmoudi S.M.S. (2014). Thermoeconomic analysis & optimization of the combined supercritical CO₂ (carbondioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle, Energy, 78, 501-512,

10. Coşkun, A., ve Al-Talabani, M. G. H. (2017). Bir kombine çevrim santralının ekserji analizi. *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, 5(3), 537-545.
11. Bolatturk, A., Coskun, A., ve Geredelioglu, C. (2015). Thermodynamic and exergoeconomic analysis of Cayırhan thermal power plant. *Energy Conversion and Management*, 101, 371-378.
12. Kim M.S., Ahn Y., Kim B. ve Lee J.I. (2016). Study on the supercritical CO₂ power cycles for land fill gas firing gas turbine bottoming cycle, *Energy*, 111, 893-909,
13. Aljundi, I. H. (2009). Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. *Applied Thermal Engineering*, 29(2-3), 324-328.
14. Vandani, A. M. K., Bidi, M., ve Ahmadi, F. (2015). Exergy analysis and evolutionary optimization of boiler blowdown heat recovery in steam power plants. *Energy conversion and management*, 106, 1-9.
15. Di Maria F., Micale C. ve Sordi A. (2014). Electrical energy production from the integrated aerobic-anaerobic treatment of organic waste by ORC, *Renewable Energy*, 66, 461-467,
16. Li G. (2016). Organic Rankine cycle performance evaluation and thermoeconomic assessment with various applications part I: Energy and exergy performance evaluation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 477-499,
17. Pu W., Yue C., Han D., He W., Liu X., Zhang Q. ve Chen Y. (2016). Experimental study on organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery, *Applied Thermal Engineering*, 94, 221-227,
18. Özdil N.F.T., Segmen M.R. ve Tantekin A. (2015). Thermodynamic analysis of an Organic Rankine Cycle (ORC) based on industrial data, *Applied Thermal Engineering*, 91, 43-52,
19. Bassily, A. M. (2001). Effects of evaporative inlet and aftercooling on the recuperated gas turbine cycle. *Applied thermal engineering*, 21(18), 1875-1890.

20. Andreasen J.G., Larsen U., Knudsen T. ve Haglind F. (2015). Design and optimization of a novel organic Rankine cycle with improved boiling process, *Energy*, 91, 48-59,
21. Ahmet, K. A. Y. A., Duymaz, M. M., ve Muharrem, İ. M. A. L. (2016). Bir Kâğıt Fabrikasındaki Kojenerasyon Tesisinin Enerji Ve Ekserji Analizi. *Kahramanmaraş Sutcu Imam University Journal of Engineering Sciences*, 19(2), 58-69.
22. Dazlak, S. (2006). Bir Doğalgaz Santralinde Atık Isı Kazanım Tesisinin Enerji ve Ekserji Analizi. *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı Bilim Uzmanlığı Tezi*, 285-290.
23. Nami H., Mahmoudi S.M.S. ve Nemati A. (2017). Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO₂), *Applied Thermal Engineering*, 110, 1315-1330,
24. Kaşka Ö. (2014). Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, *Energy Conversion Management*, 77, 108-117,
25. Galloni E., Fontana G. ve Staccone S. (2015). Design and experimental analysis of a mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid, *Energy*, 90, 768-775,
26. Goodarzi, M., Kiasat, M., ve Khalilidehkordi, E. (2014). Performance analysis of a modified regenerative Brayton and inverse Brayton cycle. *Energy*, 72, 35-43.
27. Tchanche B. F., Pétrissans M. ve Papadakis G. (2014). Heat resources and organic Rankine cycle machines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, 1185- 1199,
28. Desai N. B. ve Bandyopadhyay S. (2016). Thermo-economic analysis and selection of working fluid for solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, 95, 471-481,

29. Dincer, I., ve Al-Muslim, H. (2001). Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plants. *International Journal of Energy Research*, 25(8), 727-739.
30. Huang, Y. C., Hung, C. I., ve Chen, C. O. K. (2000). Exergy analysis for a combined system of steam-injected gas turbine cogeneration and multiple-effect evaporation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 214(1), 61-73.
31. Wang X. ve Dai Y. (2016). An exergoeconomic assessment of waste heat recovery from a Gas Turbine-Modular Helium Reactor using two transcritical CO₂ cycles, *Energy Conversion and Management*, 126, 561-572,
32. Yüksel, F., ve Goza, M. (2014). Kojenerasyon Sistemleri ve Uygulamalı Ekonomik Analizi: Hastane Örneği. *Engineer & the Machinery Magazine*, (651).
33. Pusat, Ş., Akkoyunlu, M. T., ve Erdem, H. H. (2014). Determination Of Inlet Air Flow Rate In Gas Turbines. *Sigma: Journal of Engineering & Natural Sciences/Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, 32(4).
34. Boyaghchi, F. A., ve Molaie, H. (2015). Advanced exergy and environmental analyses and multi objective optimization of a real combined cycle power plant with supplementary firing using evolutionary algorithm. *Energy*, 93, 2267-2279.
35. Vandani, A. M. K., Joda, F., ve Boozarjomehry, R. B. (2016). Exergic, economic and environmental impacts of natural gas and diesel in operation of combined cycle power plants. *Energy conversion and management*, 109, 103-112.
36. Jarre, M., Noussan, M., ve Poggio, A. (2016). Operational analysis of natural gas combined cycle CHP plants: energy performance and pollutant emissions. *Applied Thermal Engineering*, 100, 304-314.
37. Hosseini, S. E., Barzegaravval, H., Ganjehkaviri, A., Wahid, M. A., & Jaafar, M. M. (2017). Modelling and exergoeconomic-environmental analysis of combined cycle power generation system using flameless burner for steam generation. *Energy Conversion and Management*, 135, 362-372.

38. Karaağaç, M. O., Kabul, A., ve Yiğit, F. (2018). Kombine Doğalgaz Çevrim Santralinin Performans Analizi. *Politeknik Dergisi*, 04.02.
39. Goyal, V., Dondapati, R., Dang, R., ve Mangal, S. K. (2014). Exergy Analysis of a 210 MW Unit at 1260 MW Thermal Plant in India. In *Artificial Intelligence, Modelling and Simulation (AIMS)*, 2014 2nd International Conference on (pp. 228-233). IEEE.
40. Abdalisousan, A., Fani, M., Farhanieh, B., ve Abbaspour, M. (2014). Effect of Decision Variables in the Steam Section for the Exergoeconomic Analysis of TCCGT Power Plant: A Case Study. *Energy & Environment*, 25(8), 1381-1404.
41. Işık, E., Berent, H. K., ve Gök, M. (2017) Linyit Yakılan Bir Güç Üretim İstasyonunun Gaz Türbininin. *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 29(2), 23-30.
42. Kızıllıkan, Ö., ve Akbaş, Ç. (2016). Güneş enerjisi destekli çok fonksiyonlu trijenerasyon sisteminin termodinamik analizi.
43. Sungur, B., Özdoğan, M., Topaloğlu, B., ve Namlı, L. (2017). Küresel Enerji Tüketimi Bağlamında Mikro Kojenerasyon Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Değerlendirilmesi. *Engineer & the Machinery Magazine*, 58(686).
44. Yılmaz, A., ve Şevik, S. (2017). Sodyum Borhidrür (NaBH₄) Destekli Bir Hidrojen/Hava PEM Yakıt Hücresi İle Elektrik Üretiminin Deneysel Analizi. *Batman Üniversitesi Yaşam Bilimleri Dergisi*, 7(2/2), 216-227.
45. Baş, Z., Zıba, S., ve Yılmaz, A. S. (2017) Fotovoltaik Üretim Sistemlerinin Şebekeye ve Maliyetlere Etkisinin İncelenmesi.
46. Sungur, B., ve Topaloglu, B. (2018). Numerical Analyses of the Effects of Fuel Load Variation on Combustion Performance of a Pellet Fuelled Boiler. *Bilge International Journal of Science and Technology Research*, 2(1), 1-8.
47. Sungur, B., Topaloğlu, B., ve Özbey, M. (2018). Pelet Yakıtlı Yakma Sistemlerinin Isıl Performans ve Emisyon Açısından İncelenmesi. *Engineer & the Machinery Magazine*, 59(693).

48. Yalçın, E., ve Kavaklı, A. (2016). Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile egzoz gazı atık ısısından faydalanarakotobüs kliması sistemleri için kaynatıcı tasarımı. Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 12(1), 136-152.
49. Taşçı, T., Sungur, B., Ozbey, M., Topaloglu, B. (2017). “Pelet Yakıtlı Silindirik Kazan Tasarımı ve Performans Testleri,” 1st International Symposium on Multidisciplinary Studies and Innovative Technologies, 2-4 Kasım, Tokat.
50. Ayçiçek, E. (2007). Kojenerasyon Sistemleri. Yıldız Teknik Üniversitesi Elektrik-Elektronik Fakültesi, Elektrik Mühendisliği



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı : Haydar
 Soyadı : GÖZALICI
 Uyuğu : T.C.
 Doğum yeri ve tarihi : Karataş / 09.04.1983
 Medeni durumu : Evli
 Telefon no : 0 (544) 551 93 82
 e-mail : haydargozalici@hotmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi / İş Sağlığı ve Güvenliği	Öğrenci
Yüksek lisans	İskenderun Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği	
Lisans	Harran Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2010
Lise	Anafartalar lisesi	2001

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013-Halen	Kastamonu Entegre Ağaç San. Ve Tic. A.Ş.	Mekanik Bakım Mühendisi
2011-2013	Kastamonu Entegre Ağaç San. Ve Tic. A.Ş.	Üretim Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Ali KOÇ, Özkan KÖSE, Hüseyin YAĞLI, Yıldız KOÇ, Haydar GÖZALICI (2018). AĞAÇ SANAYİNDE GAZ TÜRBİNLİ BİR KOJENERASYON ÇEVİRİMİ SİSTEMİNİN TASARIMI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ: BALIKESİR ŞARTLARINDA

UYGULAMA IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu 18-20 Nisan 2018,
Trakya Üniversitesi, Edirne

KOÇ Ali, YAĞLI Hüseyin, KOÇ Yıldız, GÖZALICI Haydar; Atık Buharla Çalışan
Absorbsiyonlu Chillerde Ortam Soğutması; International Congress on Engineering and
Architecture (ENAR-2018)

Hobiler

Kitap okuma



DİZİN**A**

atık ısı 7, 15, 20, 21, 39, 52, 55

B

buhar kazanı iv, 11, 15, 36

E

ekonomizer iv, 15, 39, 52, 55

enerji iv

Enerji xii

G

gaz türbini iv, x, 1, 2, 3, 7, 9, 10, 14, 15, 17, 18, 19, 36,
39, 55, 56

J

jeneratör 15

K

kojenerasyon iv, x, 1, 2, 6, 9, 11, 12, 14, 15, 16, 17, 18,
19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 27, 35, 36, 37, 38, 39, 46,
52, 53, 54, 55

Kompresör viii, xiii, 3, 7, 27, 29, 31, 36, 40

T

Türbin x, xiii, 15, 25, 26, 38, 40

Y

yanma odası 4, 9, 14, 27



TEKNOVERSITE

