

**YALOVA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR DOĞALGAZ KOMBİNE ÇEVİRİM GÜÇ SANTRALİNDE ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bahadır Sercan GÜMÜŞ

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2019

**BİR DOĞALGAZ KOMBİNE ÇEVİRİM GÜÇ SANTRALİNDE ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Bahadır Sercan GÜMÜŞ
145103003**

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Selçuk MERT

HAZİRAN 2019

YALOVA Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 145103003 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Bahadır Sercan GÜMÜŞ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**BİR DOĞALGAZ KOMBİNE ÇEVİRİM GÜÇ SANTRALİNDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Selçuk MERT**
Yalova Üniversitesi



Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Müslüm ARICI**
Kocaeli Üniversitesi



Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Selçuk MERT
Yalova Üniversitesi



Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DİREK
Yalova Üniversitesi



Teslim Tarihi : 16 Mayıs 2019
Savunma Tarihi : 13 Haziran 2019



ÖNSÖZ

Bu bitirme tezinin ortaya çıkarılmasında sabır ve ilgisiyle bana yol gösteren, bilgi ve tecrübesiyle katkılarını esirgemeyen tez danışmanım sayın Dr.Öğr. Üyesi Mehmet Selçuk MERT'e teşekkür ederim.

Bu tez çalışmasını destekleyen, Yalova Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine (BAP Proje No: 2018/YL/0022) teşekkür ederim.

Sevgi, ilgi ve fedakarlıklarıyla bana her daim destek olmuş sevgili eşim Cansu GÜMÜŞ'e sonsuz sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs2019

Bahadır Sercan GÜMÜŞ
Enerji Sistemleri Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. DÜNYA VE TÜRKİYE ENERJİ GÖRÜNÜMÜ	3
2.1 Dünya Enerji Durumu	3
2.2 Türkiye Enerji Durumu	4
3. DOĞAL GAZ KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİ VE TERMODİNAMİK KAVRAMLAR.....	7
3.1 Kombine Çevrim Yapısı.....	7
3.2 Termodinamik Kavramlar	11
3.2.1 Carnot verimi	12
3.2.2 İdeal rankine çevrimi	13
3.2.3 İdeal brayton çevrimi	15
3.2.4 Kombine çevrim güç santrallerinde verim ifadesi	17
3.2.5 Ekserji kavramı ve ikinci yasa verimi	20
3.2.5.1 Potansiyel ekserji	21
3.2.5.2 Kinetik ekserji	22
3.2.5.3 Fiziksel ekserji	22
3.2.5.4 Kimyasal ekserji.....	22
3.2.5.5 Isı, iş ve kütle ile ekserji transferi	23
3.2.5.6 Isı ile ekserji aktarımı.....	23
3.2.5.7 İş ile ekserji aktarımı.....	23
3.2.5.8 Kütle ile ekserji aktarımı.....	24
3.2.5.9 Ekserji dengesi	24
3.3 Literatür Araştırması	25
4. SANTRAL TANITIMI VE ANALİZİ	33
4.1 Ekserji Analizleri.....	34
4.1.1 Genel akım şeması	34
4.1.2 Yakıt ekserjisi	37
4.1.3 Havanın kimyasal ekserjisi	39
4.1.4 Kompresör	39
4.1.5 Yanma odası	41
4.1.6 Gaz türbini	42
4.1.7 Atık ısı kazanı	44
4.1.8 Buhar türbini grubu.....	47
4.1.9 Kondenser	51
4.2 Santral Modellemesi.....	55

5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	61
6. KAYNAKLAR.....	63
ÖZGEÇMİŞ.....	67



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: CO ₂ azaltım senaryosu (UEA, 2017).	1
Şekil 2.1: Enerji görünümü projeksiyonu (BP, 2018).	3
Şekil 2.2: Dünya güç sektörü görünümü (BP, 2018).	4
Şekil 2.3: Türkiye birincil enerji tüketimi (ETKB, 2018)	5
Şekil 2.4: Türkiye 2017 yılı kurulu gücü dağılımı (TEİAŞ, 2018).	5
Şekil 2.5: Türkiye 2018 elektrik üretim dağılımı (TEİAŞ, 2018).	6
Şekil 2.6: Türkiye DKGS kurulu gücü gelişimi (TEİAŞ, 2018).	6
Şekil 3.1: Kombine çevrim santrali genel akım şeması.....	8
Şekil 3.2: Kombine çevrim santrali T-s diyagramı (Çengel, 1998).....	9
Şekil 3.3: Basit rankine çevrimi.....	13
Şekil 3.4: Rankine çevrimi T-s diyagramı.....	14
Şekil 3.5: Brayton çevrimi ve P-V, T-s diyagramları (Çengel ve Boles 2007).	16
Şekil 3.6: Sıcaklık ve verim etkileşimi (Kehlhofer, 2009).	19
Şekil 4.1: Tesis genel akım şeması.	35
Şekil 4.2: Kompresör akım şeması.	40
Şekil 4.3: Gaz türbini akım şeması.	43
Şekil 4.4: Atık ısı kazanı akım şeması.	45
Şekil 4.5: Buhar türbini grubu akım şeması.	47
Şekil 4.6: Kondenser akım şeması.....	52
Şekil 4.7: Tesis ekserji tahribi.	53
Şekil 4.8: Tesis ekserjetik verimleri.	54
Şekil 4.9: Tesis geliştirme potansiyeli.	54
Şekil 4.10: Aspen HYSYS soğutucu çevrim ve gaz türbini modellemesi.....	56
Şekil 4.11: Aspen HYSYS modellemesi sonuçlarında elde edilen bulgular.	57
Şekil 4.12: Aspen HYSYS atık ısı kazanı modellemesi.	59

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: İlk kombine çevrim güç santralleri (Wood, 1970)	36
Çizelge 4.1: Santral genel akım çizelgesi.	36
Çizelge 4.2: Yakıtın kimyasal özellikleri.	37
Çizelge 4.3: Denkleştirilmiş yanma reaksiyonu.	38
Çizelge 4.4: Yanma reaksiyonu ürünleri özellikleri.	38
Çizelge 4.5: Kompresör akım değerleri.	40
Çizelge 4.6: Kompresör ekserji hesaplamaları.	41
Çizelge 4.7: Gaz türbini akım bilgileri.	42
Çizelge 4.8: Gaz türbini ekserji hesaplamaları.	44
Çizelge 4.9: Atık ısı kazanı akım bilgileri.	45
Çizelge 4.10: Atık ısı kazanı ekserji hesaplamaları.	46
Çizelge 4.11: Atık ısı kazanı ekserji hesaplamaları.	46
Çizelge 4.12: Buhar türbini grubu akım bilgileri.	48
Çizelge 4.13: Yüksek basınç türbini ekserji hesaplamaları.	49
Çizelge 4.14: Orta basınç türbini ekserji hesaplamaları.	50
Çizelge 4.15: Alçak basınç türbini ekserji hesaplamaları.	50
Çizelge 4.16: Kondenser akım bilgileri.	51
Çizelge 4.17: Kondenser ekserji hesaplamaları.	53
Çizelge 4.18: Modelleme sonuçları özet tablosu.	58
Çizelge 4.19: Soğutma grubunun sıcaklıklara göre COP değerleri.	58



KISALTMALAR

AB	: Alçak basınç
AF	: Emre amadelik (availabilityfactor)
CH	: Kimyasal (chemical)
COP	: Performans katsayısı (coefficient of performance)
CT	: Soğutma kulesi (coolingtower)
DEA	:Dearatör
DKGS	: Doğal gaz kombine güç santrali
ETKB	: Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
FOH	: Plansız devre dışı kalma süresi (forcedoutagehours)
GT	: Gaz türbini
HRSG	: Atık ısı kazanı (heatrecoverysteamgenerator)
IEA	: Uluslararası Enerji Ajansı (International EnergyAgency)
KÇGS	: Kombine gaz ve buhar çevrim güç santrali
kg	: Kilogram
kJ	: Kilojoule
kV	: Kilo-Volt
kW	:Kilowatt
kWh	:Kilowatt-saat (kilowatt-hour)
MW	: Megawatt
MWh	: Megawatt-saat (megawatt-hour)
OB	: Orta basınç
PH	: Hesaplamaya dahil edilen saat (periodhour)
RF	: Güvenilirlik (reliabilityfactor)
SOH	: Planlı devre dışı kalma süresi (scheduledoutagehours)
ST	: Buhar türbini (steamturbine)
TEİAŞ	: Türkiye elektrik iletim anonim şirketi
TEP	: Ton eşdeğer petrol
YB	: Yüksek basınç



SEMBOLLER

Ch	: Kimyasal (chemical)
\dot{E}_x	: Ekserji (kW)
ex	: Birim kütlerdeki ekserji (kJ/kg)
h	: Entalpi (kJ/kg)
h_0	: Çevre (ölü hal) entalpisi (kJ/kg)
m	: Kütle (kg)
\dot{m}	: Kütlesel debi (kg/s)
η	: Verim
η_{II}	: İkinci yasa verimi (ekserjetik verim)
K	: Kelvin
P	: Basınç (bar)
PH	: Fiziksel (physical)
R	: Gaz sabiti (J/mol.K)
s	: Entropi (kJ/kg.K)
s_0	: Çevre (ölü hal) entropisi(kJ/kg.K)
\dot{S}_i	: Entropiüretimi (kJ/kg.K)
T	: Sıcaklık (K)
tr	: Tersinir
Q	: Isı (Joule)
\dot{Q}	: Birim zamandaki ısı akısı (kW)
V	: Hız (m/s)
W	: İş
\dot{W}	: Birim zamandaki iş (kW)
x_i	: Gaz kısmi basıncı
z	: Yükseklik (m)



BİR DOĞALGAZ KOMBİNE ÇEVİRİM GÜÇ SANTRALİNDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

ÖZET

Sürekli artan nüfus ile sanayileşme oranı ve buna bağlı olarak artan enerji ihtiyacı enerjinin daha verimli kullanılmasını ve tasarruf edilmesini gerekli kılmaktadır. Özellikle, ülkemiz açısından değerlendirildiğinde giderek artan enerji talebinin karşılanmasında ithal kaynakların ön planda olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, halihazırda ülkemizde elektrik ihtiyacının yaklaşık %32'si doğalgaz yakıtlı kombine çevrim güç santrallerinden sağlanmaktadır. Ülkemizin sürdürülebilir kalkınma hedeflerine ulaşabilmesi için enerji verimliliği önemli bir konudur. Bu bakımdan, güç santrallerinde enerjinin verimli kullanılması ile elde edilecek tasarruf, ülkemizin geleceği ve güvenliği için büyük önem arz etmektedir. Türkiye kurulu gücünde 25 bin MW'lık bir paya sahip olan doğalgaz kombine çevrimli güç santralleri (DKÇGS'ler) düşünüldüğünde santraller bazındaki çok küçük bir verim artışı dahi ülkede milyonlarca liralık tasarruf sağlayabilir. Böylece, kaynaklar daha etkin ve verimli kullanılabilir.

Bu çalışmada, 770 MW kurulu güce sahip bir doğalgaz kombine çevrim santralinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bu amaçla, santralden çalışma şartları ile ilgili veriler toplanarak belirlenen kısımlar için Aspen paket programı ile tesis benzetimi yapılmış, elde edilen sonuçlar mevcut proses verileri ile karşılaştırılmıştır. Bununla beraber; kütle, enerji ve ekserji denklemleri kurularak, sisteme ait her bir birimin ayrı ayrı enerji ve ekserji analizleri yapılmış, ikinci yasa verimleri hesaplanmıştır. Alınan sonuçlar doğrultusunda, santral proseslerinden kazanılabilecek enerji miktarı hesaplanarak ekserjetik geliştirme potansiyelleri ortaya konulmuştur. Son olarak, elde edilen bulgular temelinde, kompresör giriş havasının soğutulmasıyla sağlanabilecek iyileştirme ve bu işlemin sistem performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır.



ENERGY AND EXERGY ANALYSIS IN A NATURAL GAS COMBINED CYCLE POWER PLANT

SUMMARY

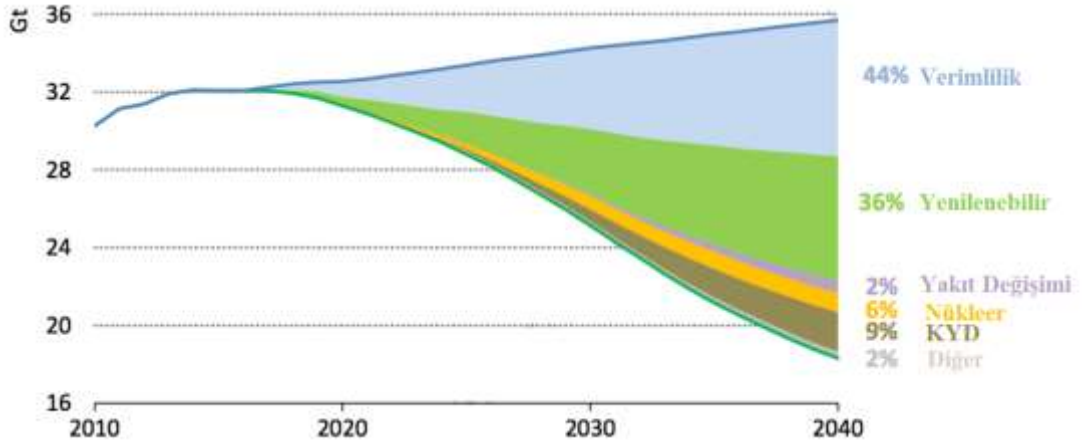
The continues increasing population and industrialization rate and the increasing energy demand makes it a necessity to use energy more efficiently. When viewed from the perspective of Turkey, imported resources come to the forefront in meeting this increasing demand. Approximately 32% of our electricity need is generated through natural gas-fired combined cycle power plants while the vast majority of our natural gas is imported. Energy efficiency is of the utmost importance for Turkey in order to enter a sustainable development era. In this respect, efficient use and savings of energy in Turkey's electricity production plants has a great importance for the security and future of Turkey. Natural gas fueled combined steam and gas cycle power plants having a share of 25 thousand MW installed capacity in Turkey that if the plants are able to provide even a small increase in energy efficiency, will return millions of Turkish Liras back to the economy. Thus, resources of earth could be used in a efficient and effective way.

In this study, a 770 MW natural gas fueled combined cycle power plant was analyzed and assessed in terms of energetic and exergetic performance. For this purpose, real data-set was collected from the plant and designated processes created in a simulation environment using Aspen HYSYS packed programme and results were compared with calculations and real process data. Furthermore, by establishing mass, energy and exergy balances and equations in every vital equipment of the plant; separate energy and exergy analyzes were performed and second law efficiencies were calculated. In accordance with the results, the energy amount that can be recovered from the power plant processes is calculated and the potential exergetic improvements are determined. Finally, on the basis of the findings obtained, the improvement of the cooling effect of the compressor inlet air and its effect on the system performance were investigated.



1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında enerji ve enerjiyi verimli kullanmak tüm dünya ülkelerinin başlıca odak noktalarından biri haline gelmiştir. Özellikle, ekonomik ve politik olarak bağımsızlaşmaya gidilen, çok ulusluluk politikalarının yerini ulusalcılığa bıraktığı günlerde bu odak noktalarının önemi de artmaktadır. Bu bağlamda, dünya üzerindeki sınırlı bir ömre sahip enerji kaynaklarından azami düzeyde fayda sağlayacak şekilde bu kaynakların kullanılması, ülkeler tarafından elzem görülmektedir. Gün geçtikçe artan yeni ve yenilenebilir enerji üretim teknolojilerinin yanı sıra, enerji verimliliği 21.yy'da kendisinden yeni bir arz kaynağı olarak söz ettirmektedir. Öyle ki, günümüz dünyasında CO₂ salınımlarının azaltımında başrolü düşünülenin aksine yenilenebilir enerji kaynakları değil enerji verimliliği çalışmaları almaktadır. Şekil 1.1'de Paris Anlaşması Taahhüdü gereğince azaltımı gerçekleştirilmesi beklenen CO₂ azaltımı senaryosunda, enerji verimliliğinin azaltımdaki payı %44, yenilenebilir enerji kaynaklarının payı ise %36 olarak verilmektedir (Uluslararası Enerji Ajansı, 2017).



Şekil 1.1: CO₂ azaltım senaryosu (Uluslararası Enerji Ajansı, 2017).

Çevresel etkilerinin yanı sıra, Türkiye gibi enerjide dışa bağımlı ülkelerin hem jeopolitik konumlarını korumaları ve geliştirmeleri, hem de ekonomik yüklerinin azaltımında sahip oldukları veya dışarıdan aldıkları enerji kaynaklarını mümkün olan en yüksek verimde kullanmaları mecburiyet haline gelmiştir. Bu bağlamda, ülkemiz kurulu gücünün %25'ini oluşturan doğalgaz kombine çevrimli güç santrallerinin (DKÇGS'lerin) verimliliğinin de mercek altına alınması oldukça önemlidir. Bu çalışmada, bahse konu santrallerden birisinin enerji ve ekserji analizleri yapılmış olup potansiyel gelişim imkânları ortaya konulmuştur.

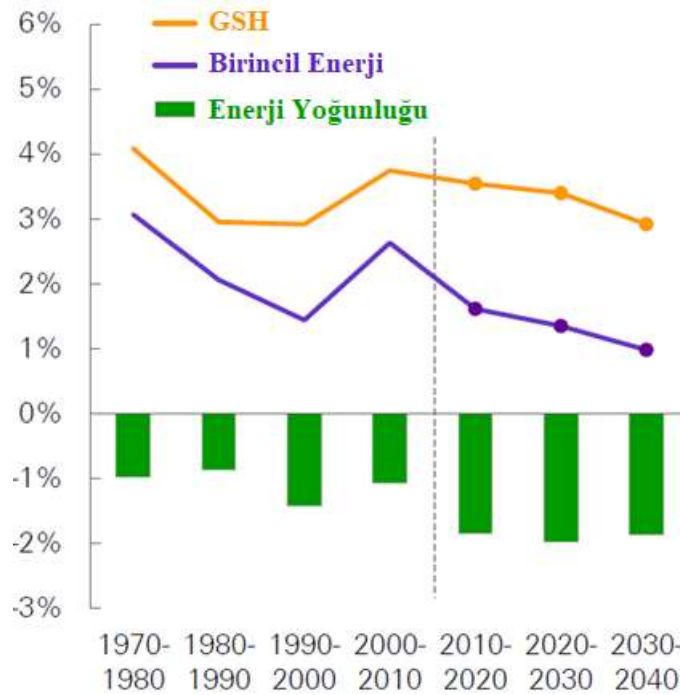
Kombine çevrimli santraller, adından da anlaşılacağı üzere, birden fazla ısıl çevrimin bir enerji üretim santrali içerisinde beraber kullanılması prensibine dayanmaktadır. Bu çevrimler, DKÇGS'ler için genellikle Brayton ve Rankine çevrimleridir. Burada ana amaç, kullanılan yakıtın enerjisinden mümkün olduğunca fazla yararlanabilmek, en az miktarda ısıyı çevreye vermektir.

Sürekli gelişen teknoloji sayesinde artık gaz türbinlerinin çıkış sıcaklıklarının daha fazla olması ve gelişen malzeme teknolojileriyle kombine çevrimli güç santrallerinin de verimi artmaktadır. Ülkemizde de önemli bir arz kaynağı olarak görülen bu santrallerin kayıplarının en aza indirilerek enerji verimliliğinin sağlanması ülkemiz enerji ithalatında ciddi derecede azaltım sağlayabilir. Bu noktada ise, geleneksel verim hesaplarının yanı sıra termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını temel alan ve ekserji olarak bilinen analiz yöntemiyle kullanılabilir enerji kayıplarının yeri, nedeni ve büyüklüğü saptanabilir. Bu sayede, sistem verimlilik ve ekonomik açıdan değerlendirilebilir. Bu çalışmada, bir doğalgaz kombine çevrim santralinin yapısı incelenerek enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bunun için, sistemi oluşturan her bir bileşen termodinamik analize tabi tutulmuştur. Yapılan analizler sonucunda, bileşenlerin verimleri hesaplanarak en çok ekserji yok oluşunun hangi bileşende olduğu ortaya konulmuştur. Bunun için bir doğalgaz kombine çevrim santraline ait işletim bilgileri sahadan toplanmış ve analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın son bölümünde ise santralin sahip olduğu potansiyel iyileştirme önerilerinde bulunulmuştur.

2. DÜNYA VE TÜRKİYE ENERJİ GÖRÜNÜMÜ

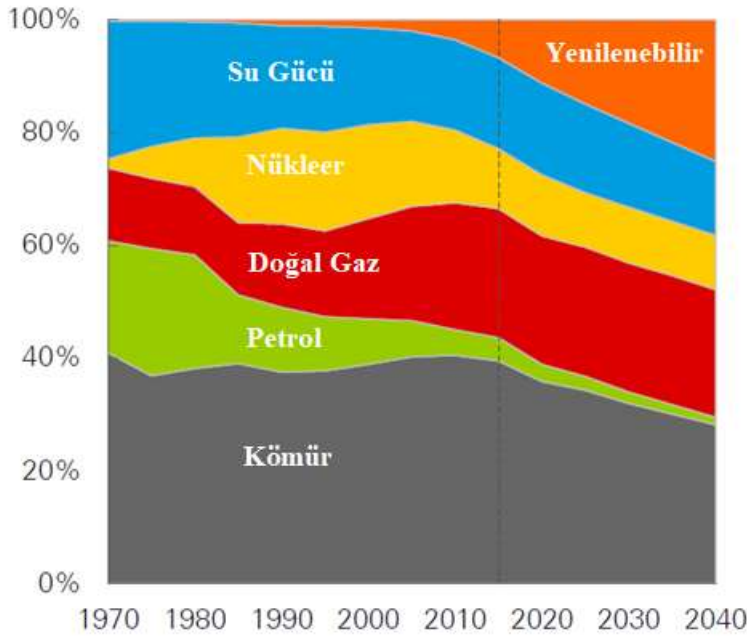
2.1 Dünya Enerji Durumu

Dünya ekonomisinin geride bırakılan yıllardaki eğilime benzer şekilde her yıl %3 büyüyeceği tahmin edilmektedir. Büyüyen ekonomi ile birlikte, dünya nüfusunun da 2040 yılında 9,2 milyara ulaşması beklenmektedir (BP, 2018). Büyümenin ve sanayileşmenin sonucunda dünya, günümüzde her zamankinden daha çok enerjiye bağlı durumdadır. Dünya genelinde artan bilinç düzeyi ile yenilenebilir kaynaklarının hızlı gelişimi göz önünde olsa da fosil yakıtların egemenliği ise halen devam etmektedir. Çalışılan senaryolara göre, 2040 yılına kadar dünya hasılasının iki katına çıkacağı, buna rağmen enerji talebindeki artışın geçtiğimiz 25 yıl boyunca gerçekleşen artışa nazaran sadece %30 oranında artacağı belirtilmektedir (BP, 2018). Bu da önümüzdeki dönemlerde %2'nin altında kalacak bir oranda artış anlamına gelmektedir. Bunun temel nedeni ise enerji verimliliği çalışmaları olarak gösterilmiştir. Şekil 2.1'de bu durum üç farklı değişkenin kesişimi olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.1: Enerji Görünümü Projeksiyonu (BP, 2018).

Dünya güç sektörüne bakıldığında, sektördeki fosil yakıtların egemenliği açıkça görülebilmektedir. Günümüzde neredeyse tüm enerji projeksiyon çalışmaları yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilen enerjinin giderek artacağını öngörmektedir. Ancak bu artış, sanayi devriminin ve buna bağlı olarak enerji tüketiminin hızla arttığı, tüm dünyada fosil yakıtların bu ihtiyacı karşıladığı bir sektörde henüz çok küçük paylara sahip olduğundan fosil yakıtlara denk düzeye erişebilmesi uzun zaman alacaktır. Şekil 2.2’de bu durum özet olarak gösterilmiştir.

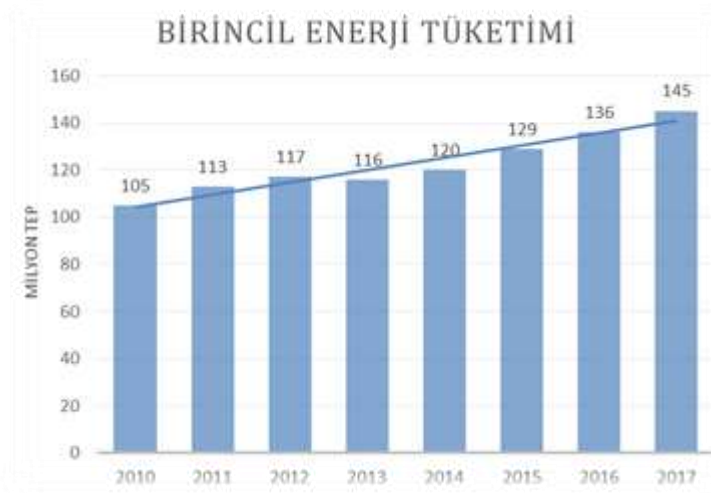


Şekil 2.2: Dünya güç sektörü görünümü (BP, 2018).

Dünya güç sektörüne bakıldığında doğalgazın payının %20 noktasında olduğu ve gelecekte de özellikle sıvılaştırılmış doğalgazın depolanabilme ve kolay taşınabilme özelliklerinden dolayı yaygınlaşması ile bu payı koruyacağı öngörülmektedir.

2.2 Türkiye Enerji Durumu

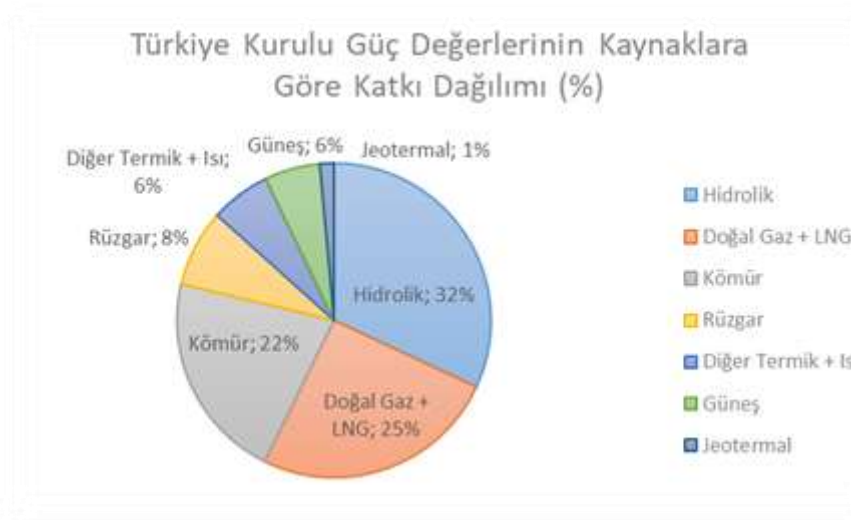
Gelişen ve büyüyen bir ekonomi olarak Türkiye'nin enerji ihtiyacı da her geçen gün artmakta olup yapılan projeksiyonlara göre Türkiye'nin birincil enerji ihtiyacının 2023 yılına kadar her yıl ortalama %3 ile %6 arasında bir oranla artması öngörülmektedir. 2014 yılı sonunda 120 milyon ton eşdeğer petrol (TEP) olan birincil enerji tüketimi 2015 sonu itibarıyla 129 milyon TEP değerine, 2016 yılında, 136 milyon TEP değerine ve 2017 yılında ise 145 milyon TEP değerine ulaşmıştır (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Aralık 14, 2018).



Şekil 2.3: Türkiye birincil enerji tüketimi (ETKB, 2018).

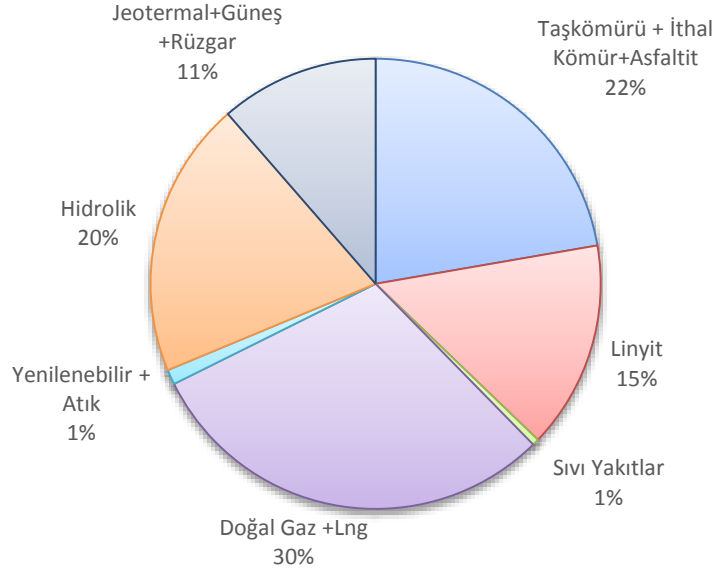
2018 yılı sonu itibariyle Türkiye toplam kurulu gücü 88 bin MW değerinin üzerine çıkmıştır. Bunun yaklaşık olarak 22 bin MW'lık kısmı doğalgaz kombine çevrim santrallerinden meydana gelmektedir.

Türkiye enerji üretiminde önemli bir paya sahip doğalgaz kombine çevrim santralleri, ülkemizde diğer enerji üretim yöntemlerine göre daha yaygın olarak kullanılan ve nispeten daha çevreci olarak görülen santrallerdir. Diğer fosil yakıtlara kıyasla doğalgazın çevreci yapısı ve kolay temin edilebilmesi de kullanım oranını oldukça arttırmaktadır. 2018 yılı verilerine göre, DKÇGS'lerin Türkiye kurulu gücü içerisindeki payı ise %25 olmuştur (Türkiye Elektrik İletim ve Dağıtım A.Ş., Aralık 14, 2018). Türkiye kurulu güç değerlerinin kaynaklara göre dağılımı Şekil 2.4'te verilmektedir (TEİAŞ, 2018).



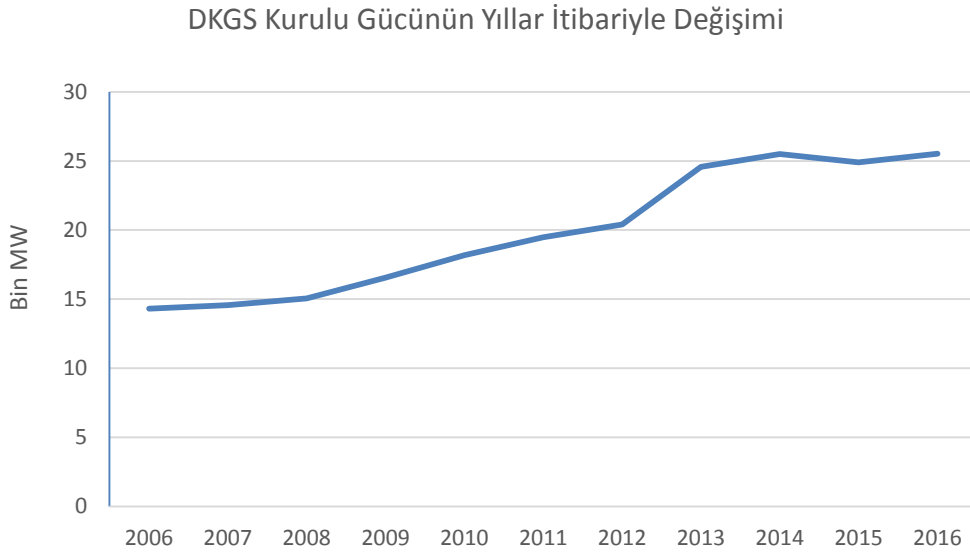
Şekil 2.4: Türkiye 2017 yılı kurulu gücü dağılımı (TEİAŞ, 2018).

2018 yılı elektrik üretim istatistiklerine bakıldığında en fazla elektrik üretimi yapan santrallerin kömür santralleri olduğu görülmektedir. DKÇGS'leri ise %30'luk pay ile ikinci sırada bulunmaktadır. %20 pay ile de hidrolik üçüncü sıradadır. Bu ilk üç elektrik üretim metodu beraberce toplam üretilen elektriğin %88'ini üretmişlerdir.



Şekil 2.5: Türkiye 2018 elektrik üretim dağılımı (TEİAŞ, 2018).

Şekil 2.6'da Türkiye DKÇGS kurulu gücünün yıllar içerisindeki değişimi verilmiştir (Türkiye Elektrik İletim ve Dağıtım A.Ş, Şubat 14, 2018).



Şekil 2.5: Türkiye DKGS kurulu gücü gelişimi (TEİAŞ, 2018).

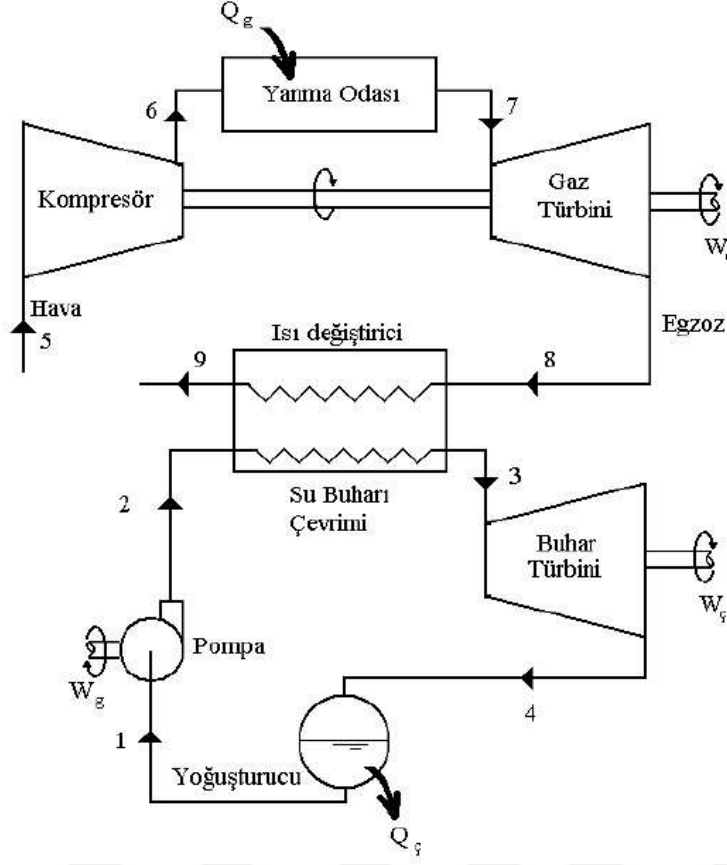
3. DOĞALGAZ KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİ VE TERMODİNAMİK KAVRAMLAR

3.1 Kombine Çevrim Yapısı

Kombine çevrim tanımı tek başlarına belli bir seviyeye kadar verimli olabilen gaz türbini ve buhar türbininin birlikte kullanılmasına dayanmaktadır.

Kombine gaz ve buhar türbini güç santrallerinde; yakıt, atmosferden alınmış ve filtre edilmiş hava ile istenilen oranlarda karıştırılarak gaz türbinin yanma odasına verilir ve yakılır. Yanma sonucu oluşan yüksek basınç ve sıcaklıktaki gaz genişleyerek türbin kanatlarına çarpar ve bir kısım enerjisini bırakır. Bu enerji sayesinde gaz türbini ile aynı şaftı paylaşan jeneratör şaftı döner ve elektrik üretilir. Çıkan egzoz gazlarının ısı enerjisi tekrar kullanılmak istenildiğinden atık ısı kazanına gönderilir. Atık ısı kazanı basit olarak bir ısı değiştiricisinden farklı değildir. İçerisinde yüzey alanını artırma amacıyla boru demetleri bulunan atık ısı kazanının içerisinden sıcak egzoz gazları ve su geçirilerek suyun buharlaşması sağlanır. Üretilen bu buhar ise buhar türbinlerine gider ve burada enerjilerini türbin kanatlarını döndürmek için kullanarak çürük buhar olarak türbinden ayrılırlar.

Kombine çevrim santralleri, oldukça yüksek verimler elde edilebilir sistemler olduğundan ve nispeten çevresel etkilerinin kontrol edilebilir olması bakımından günümüzde oldukça yaygın şekilde kullanılmaktadırlar. Kombine çevrim güç sistemlerinin ana üniteleri gaz türbini, atık ısı kazanı ve buhar türbinidir. Şekil 3.1’de basit bir kombine çevrim güç santralinin şeması verilmiştir.



Şekil 3.1: Kombine çevrim santrali genel akım şeması.

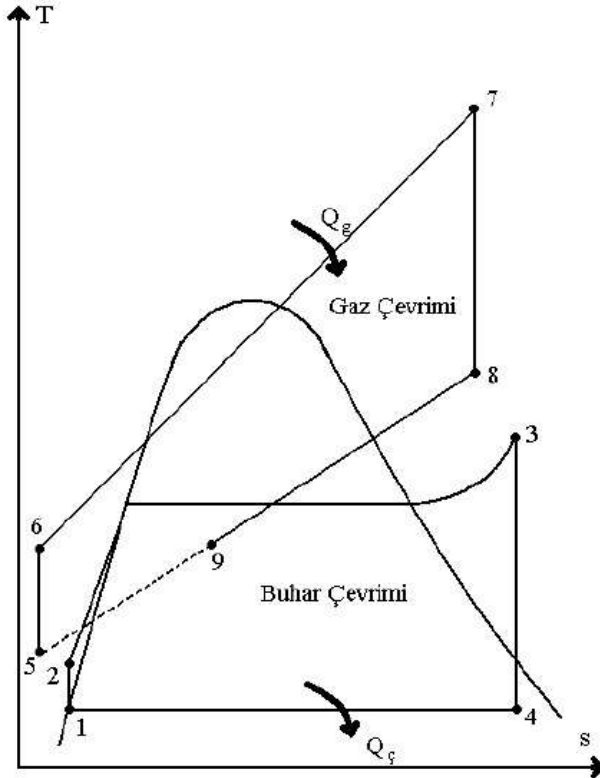
Günümüzdeki gelişmiş gaz türbinleri yanma odası sıcaklıkları 1.400°C 'ye kadar çıkabilmektedir. Bu değer buhar türbinleri giriş sıcaklığı için ise 620°C 'dir. Gaz türbinleri çıkış sıcaklıkları ise genellikle 500°C 'nin üzerindedir.

Gaz türbininden çıkan egzoz gazlarının ihtiva ettiği enerji atık ısı olarak tanımlanabilir. Bu atık ısı buhar kazanına gönderilerek buradaki ısı değiştiriciler sayesinde enerjisini buhar kazanındaki suya vererek suyu buharlaştırır. Buharın özellikleri buhar türbini için yeterli görülmezse yine egzoz gazlarından elde edilen veya ek bir yanma ile sağlanan sistemlerle beslenen kızdırıcıya gönderilir. Burada kuruluk derecesi yükseltelen buhar, şartlandırılmış bir halde buhar türbinine verilir. Buhar türbini kanatlarına çarparak enerjisini bırakan buhar, türbin kanatlarını döndürmüş, buhar türbinine bağlı olan jeneratör sayesinde elektrik üretilmiş olur. Türbinden çıkan düşük basınç ve sıcaklıktaki buharın sisteme tekrar beslenebilmesi için yoğuşturucuda su haline dönüştürülmesi gerekmektedir.

Yoğuşan bu suya kondensat da denir. Kondensat pompaları ile bu su içerisindeki yoğuşmamış gazların alınması ve sistemin basınç yönünden dengeli çalışabilmesi için akış degazöre yönlendirilir. Degazör aynı zamanda besleme suyu tankıdır. Su buradan pompalar vasıtasıyla tekrar buhar kazanına basılır. Böylelikle çevrim tamamlanmış olur.

Yukarıda tek basınç kademeli bir kazan/buhar türbini grubu için su/buhar çevrimi basit olarak açıklanmıştır. Ancak, kazan/buhar türbini gruplarının tekrar kızdırmalı veya tekrar kızdırmaz, iki ya da üç basınç kademeli olmaları durumunda; ekonomizer, buharlaştırıcı ve kızdırıcı bölümleri de her bir basınç kademesi için kazan içinde ayrı ayrı yer alırlar ve bu basınç kademelerine bağlı olarak su/buhar çevrimi de kendi içinde ayrı çevrimlerdir.

Şekil 3.2’de bir kombine güç çevrim santralinin T-s diyagramı verilmiştir. Kombine çevrim güç santralleri genellikle bir gaz yani Brayton ve buhar yani Rankine çevrimi ortaklığıyla çalışırlar.



Şekil 3.2: Kombine çevrim santrali T-s diyagramı (Çengel, 1998).

Kombine çevrimler, ısı-güç üretiminde günümüzde var olan en verimli yöntem konumundadır. Kombine çevrimin en büyük avantajı, fosil yakıtlı santraller içinde en yüksek verime sahip olmasıdır. KÇGS'lerinin diğer avantajı ise işletmedeki esnekliktir. Tam yük harici yüklerde de oldukça yüksek verimlilikte çalışabilmektedirler. Bununla beraber, kazandan veya buhar türbininden alınacak ara buharın bölgesel ısıtmada ya da proses buharı olarak kullanılmasıyla santral birleşik ısı-güç (kojenereasyon) sistemi olarak da hizmet verebilir.

KÇGS'lerinin diğer bir avantajı yakıt esnekliğidir. Özellikle maksimum yanmalı KÇGS'lerdefuel-oil, kömür gibi yakıtlar tüketilebilmektedir. Ayrıca, istenildiği takdirde gaz türbin brülörleri çift yakıt yakabilecek şekilde de dizayn edilebilmektedir. KÇGS'lerin genelinde elektrik üretiminin büyük kısmı gaz türbinlerinde yapıldığından dolayı buhar türbini soğutma ve buhar çevrimi için gerekli olan su miktarı da geleneksel termik güç santrallerinden azdır. Bununla beraber yoğuşturucu, ısı değiştirici ve diğer ekipmanların boyutu da azalarak toplam maliyeti düşmektedirler. Bunun yanı sıra, daha az taze besleme suyu ihtiyacı da hem çevresel hem de finansal yönden artıdır. KÇGS'nin yapım süreleri, gaz türbini güç santrallerinden sonra diğer tip santraller arasında en kısa olanıdır. Geleneksel termik santraller ve nükleer güç santrallerine göre daha az alan kaplamaktadır.

Özellikle karbon ticareti gibi bir piyasanın oluşturulmaya ve işlerlik kazandırılmaya çalışıldığı günümüzde KÇGS'ler düşük emisyon değerleri ile bu alanda da oldukça ilgi çekici olmuşlardır. Geleneksel termik santrallere göre %40 daha az CO₂ salımı, sifıra yakın partikül madde salınımı ve sınırlamaların çok altındaki NO_x salımı ile çevresel etki açısından üstünlükleri görülmektedir. Bunun iki ana nedeni: KÇGS'lerinin yüksek verimlilikleri ve yakıt olarak kullanılan doğalgazın yapısıdır. Nükleer yakıtlı santraller ise neredeyse hiç CO₂ salınımı yapmamaktadırlar. KÇGS'ler düşük NO_x, sifıra yakın partikül madde salınımı ve gelecekte vaat ettiği karbon yakalama ve depolama sistemleriyle dikkat çekmektedir (Kehlhofer, 2009).

Bir güç üretim santrali için emre amadelik şu şekilde tanımlanır;

$$AF = \frac{PH - SOH - FOH}{PH} \quad (3.1)$$

Burada PH, saat cinsinden işleme alınan zaman dilimidir. Genellikle bir yıl yani 8.760 saat olarak alınır. SOH, planlı bakım ve onarımlar yüzünden devre dışı kalma süresidir. FOH ise plan dâhilinde olmayan arızalar ve bakımlar yüzünden devre dışı kalınan süredir.

Güvenilirlik ise;

$$RF = \frac{PH - FOH}{PH} \quad (3.2)$$

şeklinde tanımlanır. Emre amadelik toplam süre içerisinde, planlı bakımlardaki kayıplar dahil santralin güç ürettiği veya üretime hazır olduğu sürenin oranıdır. Güvenilirlik ise toplam süre içerisinde santralin güç üretebileceği sürenin oranıdır.

Bu iki terim özellikle elektrik ticaretinde önemli rol oynamaktadır. Santralin ticari başarısı açısından bu iki terim doğrultusunda planlama yapılmalı ve elektrik satışları maksimum kar ile gerçekleştirilmelidir.

3.2 Termodinamik Kavramlar

Bu çalışmada gaz ve buhar çevrimlerinin bir arada kullanıldığı güç santralleri incelenmektedir. Bu santraller arasında en yaygın olanı da Brayton çevrimine göre çalışan gaz çevrimi ve Rankine çevrimine göre çalışan buhar çevrimidir. Termodinamik açıdan konunun daha iyi anlaşılabilmesi için öncelikle ideal şartlarda alınabilecek en yüksek verimin hesaplandığı Carnot verim ifadesi, daha sonra ise kombine çevrim santrallerini oluşturan buhar yani Rankine çevrimi sonrasında gaz yani Brayton çevrimi ele alınacak ve sonrasında kombine çevrim güç santralleri için termodinamik kavramlardan bahsedilecektir.

Bu iki çevrimin bir arada kullanılmasının ana sebebi tek başına gaz türbininin dışarıya atacağı atık ısının sisteme tekrar kazandırılarak buhar türbininde mekanik enerjiye dönüştürülmesidir. Bu atık ısı rejeneratif sistemlerle gaz türbini çıkışında tekrar değerlendirilse de sistemde halen ciddi miktarda atık ısı boşa gitmektedir. Bu ısının atık ısı kazanlarında değerlendirilmesi fikri ile kombine çevrim güç santralleri ortaya çıkmıştır. KÇGS'lerin ısı verimleri tek başına gaz türbini ve buhar türbininden yüksektir.

3.2.1 Carnotverimi

İdeal bir termodinamik sistemde alınabilecek en yüksek verim Carnot verimi olarak tanımlanır. Carnot verim ifadesi;

$$\eta_c = \frac{T_E - T_A}{T_E} \quad (3.3)$$

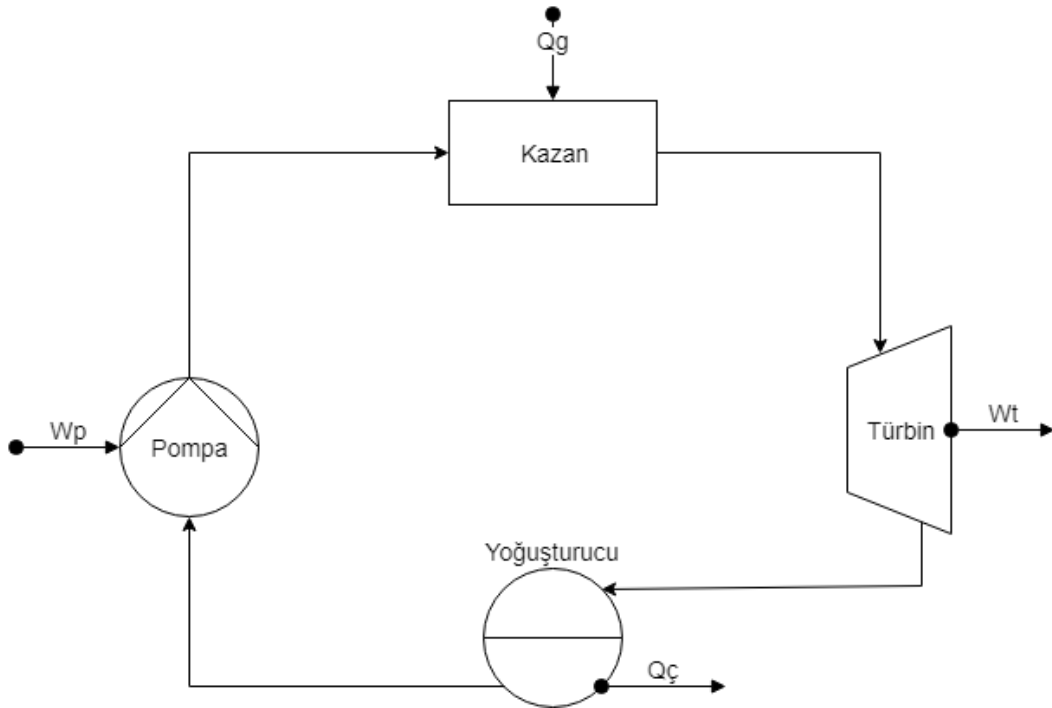
Şeklinde yazılır. Burada η_c Carnot verimi, T_E çalışma ortam sıcaklığı, T_A dış ortam sıcaklığıdır. Carnot verimi ideal koşullar altında çalışır. Gerçekteki kayıplar ve termodinamiğin ikinci verim ifadesinden kaynaklanan tersinmezlikler sebebiyle gerçekte Carnot verimine ulaşamaz. Enerji kayıplarının büyük kısmı ısı kayıpları (ışınım ve taşınım) olmakla beraber geri kalanı da tersinmezliklerden kaynaklanır.

Gerçekte Carnot verimine yaklaşılmadaki sorunlardan birisi uygulamalarda Carnot verim ifadesindeki dış ortam ve çalışma ortamı sıcaklık farklarına ulaşamamasıdır. Bunun çözümü ise santral çalışma sıcaklığını artırmak veya atık ısı çıkışı sıcaklığını dış ortam sıcaklığına olabildiğince yakınlaştırmaktır. Genelde tek çevrimli santraller bu iki metodu bir arada başaramazlar. Bu yüzden yüksek basınç ve alçak basınç türbinleri ile kademeli olarak enerjiden faydalanım sağlanır. Üç kademeli türbin sistemleri de bulunmakta ve kullanılmaktadır. Açık çevrim gaz türbinlerinde ısı değiştiriciler yerine direkt olarak yakıt ısısı çevrime verildiğinden proses sıcaklığı oldukça yüksek olsa da bu durumda da atık ısı sıcaklığı da yüksek kalmaktadır. Buhar türbini çevriminde ise ancak giriş sıcaklığı düşük tutularak çıkış sıcaklığı ortam sıcaklığına yakınlaştırılabilir. Bu yüzden gaz ve buhar çevriminin birlikte kullanılması termal verim açısından en iyi koşulları sağlar.

Sistemin bütününde hiçbir kayıp olmadığı ideal koşullar göz önüne alındığında bu değerlere ulaşılabilir. Ancak kombine çevrim santrallerinde ısı değiştiriciler ve egzoz gazı ısısından buhar üretimi gerçekleştirilirken oluşan ekserji kayıpları diğer sistemlere nazaran daha büyük olduğundan ısı verimleri diğer santral tiplerinin ısı verimlerinden çok da büyük değildir. KÇGS'ler için gerçek verim, Carnot verimlerinin %75'i civarında olup, geleneksel bir termik güç santralinde bu rakam %80 dolaylarındadır (Kehlhofer, 2009).

3.2.2 İdeal rankine çevrimi

Buharlı güç çevrimleri için ideal çevrim Rankine Çevrimi olarak tanımlanır. Bu çevrimin elemanları; basınçlandırma sağlayan pompa, ısıdan yararlanan ve basit olarak bir ısı değiştircisi görevi yapan kazan bölümü, buhar türbini ve buhar türbini çıkışındaki düşük basınç ve sıcaklıktaki su/buhar karışımını yoğuşturarak tekrar sisteme dahil edecek olan yoğuşturucudur. İdeal bir çevrimde kazan ve yoğulturucuda basınç değişimi olmazken pompa ve türbinin ise izantropik şartlarda çalıştığı kabul edilir. Besleme suyu pompa aracılığı ile kazan çalışma basıncına kadar sıkıştırılır. Kazana gelen su aldığı ısı sayesinde buharlaşır. Bu ısı enerjisi; kömür, petrol, biyokütle, nükleer yakıt veya KÇGS için gaz türbini egzoz gazlarının ihtiva ettiği enerji kaynaklı olabilir. Kazan içerisinde ön ısıtma ve kızdırma işlemleri yapılabilir. Kazandan çıkan ve buhar türbini çalışma koşullarına getirilmiş olan buhar, türbin kanatlarına çarpar ve genişleyerek enerjisi bırakır. Jeneratör ile aynı şaft üzerinde bulunan türbin kanatları bu enerji ile dönerek elektrik enerjisi üretilmiş olur. Türbin çıkışında sıcaklığı ve basıncı düşmüş olan su/buhar karışımı yoğuşturucuya girerek bir miktar enerjisini bırakarak yoğuşur ve tekrar su olarak sisteme verilir. Böylece çevrim tamamlanmış olur.



Şekil 3.3: Basit Rankine çevrimi.

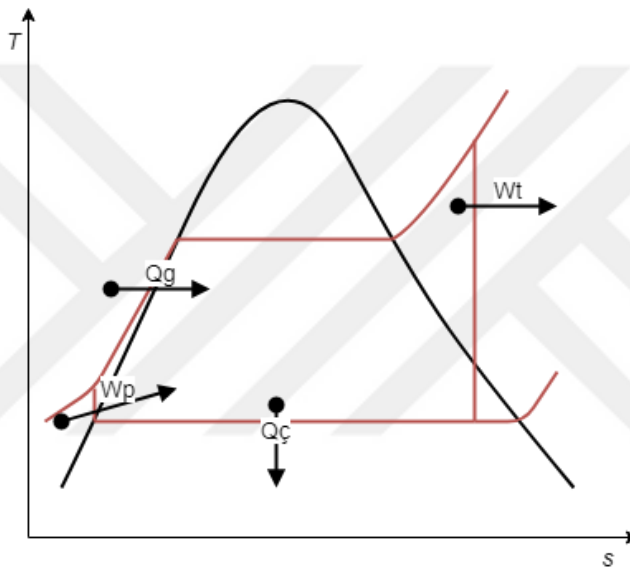
Rankine çevrimi için ısı verim;

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_c}{q_g} \quad (3.4)$$

olarak yazılmaktadır. W_{net} ise;

$$W_{net} = q_g - q_c = W_{türb,ç} - W_{pomp,g} \quad (3.5)$$

olarak tanımlanmaktadır. Burada q_g kazana verilen ısı miktarı, q_c yoğuşturucuda dışarıya atılan ısı miktarıdır.



Şekil 3.4: Rankine çevrimi T-s diyagramı.

Basit Rankine çevrimi için verim artırma yolları basit olarak dışarıya atılan ısının azaltılması veya kazanda yararlanılan ısıdan daha verimli bir şekilde yararlanılmasına dayanmaktadır. Ara ısıtma vb. ek sistemler haricinde basit ideal Rankine çevrimi için verimin yükseltilmesi; yoğuşturucu basıncının düşürülmesi, buharın kızdırılması ve kazan basıncının yükseltilmesi ile olur.

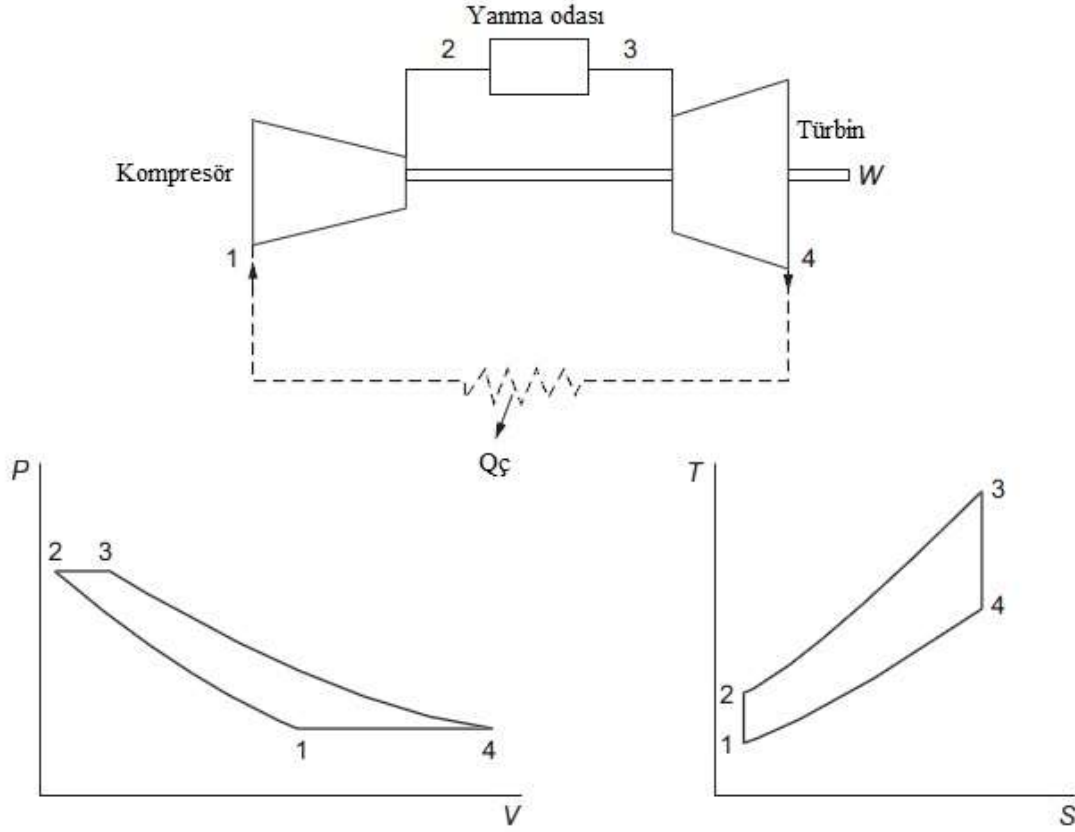
Yoğuşturucu basıncının düşürülmesi ile yoğuşturucudaki basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı da düşecektir. Böylece dışarıya atılan ısının sıcaklığı da düşmüş olup sistemin ısı verimi artmış olur. DKÇGS'lerde de bu durum benzerdir. Bu yüzden, pek çok santralde yoğuşturucular atmosfer şartlarının altında ve hatta vakum altında çalıştırılmaktadırlar.

Buharın kızdırılması, iş akışkanı olan buharın, kazan basıncı sabit tutularak, üzerinde daha fazla enerji taşıyabileceği anlamına gelmektedir. Buhar kızgın buhar bölgesinde daha yüksek sıcaklıklara çıkartılır. Sisteme verilen ilave ısı miktarının ısı verimindeki artıştan daha az olduğu yapılan çalışmalarca görülmüştür. Bu sistemin diğer avantajı ise yüksek kuruluk derecesine sahip buhar elde edilmesidir.

Kazan basıncının yükseltilmesi ile buhar doyma sıcaklığı da yükselecektir. Bununla beraber, sisteme verilen ısı miktarı da artacak ve ısı verim de yükselecektir. Ancak, türbine yeterli kuruluk derecesine sahip olmayan buharın gitme ve türbin kanatlarında korozyona neden olma riski de bu yöntem beraberinde artmaktadır. Yine de, bu risk ara kızdırma ile sağlanan yüksek kuruluk derecesi sayesinde giderilebilmektedir (Çengel ve Boles 2007).

3.2.3 İdeal brayton çevrimi

Gaz türbinleri için ideal çevrim Brayton çevrimi olarak tanımlanır. Basit Brayton çevriminde; dışarıdan alınan taze besleme havası kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır. Bu işlem sırasında basınç artımına bağlı olarak sıcaklık da artacaktır. Basınçlandırılmış ve sıcaklığı artmış olan hava, yakıt ile belirli oranlarda karıştırılarak yanma odasında sabit basınçta yanar. Yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gazlar, gaz türbini kanatlarına çarparak genişler ve türbin kanatlarını döndürerek enerjisini bırakır. Jeneratör türbin shaftı üzerinde olduğundan güç üretimi söz konusudur. Türbinden çıkan gazlar genellikle atmosfere verilerek tekrar çevrime sokulmaz. Bu gazlara egzoz gazı adı verilir. DKÇGS'lerde de kullanılan bu çevrime basit açık Brayton çevrimi denir. Bu çevrimde, yanma yerine ısı girişi, egzoz yerine ise ısı atımı işlemleri getirilirse bu çevrim basit kapalı Brayton çevrimi olarak adlandırılır. Şekil 3.5'te açık Brayton çevrimi modellemesi ile basınç hacim ve sıcaklık entropi grafikleri verilmiştir.



Şekil 3.5: Brayton çevrimi ve P-V, T-s diyagramları (Çengel ve Boles 2007).

Brayton çevriminde ısı verim ifadesi;

$$\eta_{cyc} = \frac{W_{cyc}}{Q_{2,3}} \quad (3.6)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada 4 ile 1 noktalarındaki entalpi farkı KÇGS’lerde kullanılabilen enerji miktarını hesaplama imkânı vermektedir. Atık ısı ismiyle anılan enerjinin kaynağı bu iki nokta arasındaki farktır.

Türbin giriş sıcaklığı ve sıkıştırma oranındaki yükseliş Brayton çevriminin ısı verimini yükseltecektir. Sıkıştırma oranı basitçe kompresör çıkışındaki basıncın, kompresör girişindeki basınca oranını ifade eder. Ancak, sıkıştırma oranındaki artış belli bir noktadan sonra verim üzerindeki etkin artışını kaybeder. Bu yüzden, sıkıştırma oranında bir optimumdeğer yakalamak önemlidir. Günümüzde gaz türbinleri 11-18 sıkıştırma oranında çalışmaktadır. Çevrimde havanın yanma için gerekli oksijen taşıyıcısı olması yanı sıra soğutma görevi de vardır. Bu nedenle, genellikle stokiyometrik yanmanın gerçekleşmesi için gereken havanın %50 fazlasının türbine besleniyor oluşu normal bir durum olarak görülür. Bu

sebeple, hesaplamalarda yanma sonrası gazların tamamının hava olduğu kabulü yapılabilmekte ve hesaplamalarda önemli bir hata oluşmamaktadır. Gaz türbinleri günümüzde tek başlarına elektrik ve ısı üretiminde, oluşturdukları egzoz gazlarının ihtiva ettiği ısı ile kombine çevrim santrallerinde, uçaklarda itiş gücü ve elektrik enerjisi üretim kaynağı olarak kullanılmaktadır. Tek başlarına elektrik üretimi gerçekleştiren gaz türbinlerinde reküperatör veya rejeneratörlü çevrim denilen sistemlerde türbinden çıkan egzoz gazları ile yanma odasına giriş yapan hava ön ısıtma işlemine tabi tutularak atık ısıdan kazanım sağlanmakta ve genel verim artırılmaktadır (Çengel, 1998).

3.2.4 Kombine çevrim güç santrallerinde verim ifadesi

Bölüm 3.2.1’de tek bir ısıl sistem için Carnot verim ifadesine değinilmiş ve yakıtın sadece tek bir ısı makinesi içerisinde yakıldığı öngörülmüştür. Ancak, kombine güç çevrim santrallerinde bu durum farklı olmakla beraber atık ısı kazanlarında ek ateşlemeli uygulamaları da mevcuttur. Genel olarak kombine çevrim santralleri için ısıl verim;

$$\eta_{CC} = \frac{P_{GT} + P_{ST}}{\dot{Q}_{GT} + \dot{Q}_{SF}} \quad (3.7)$$

olarak belirtilir. Burada P_{GT} gaz türbinin ürettiği güç, P_{ST} buhar türbininin ürettiği güç, \dot{Q}_{GT} gaz türbinine verilen ısı, \dot{Q}_{SF} atık ısı buhar kazanına verilen ısıdır. Daha gerçekçi bir verim ifadesine ulaşmak için elektriksel kayıpları ve sistemi çalıştıran araçların harcadıkları güç harcamaları da hesaplamaya dahil edilmelidir. Bu iki kayıp ikincil tüketim (P_{AUX}) olarak adlandırılacaktır. Bu kayıplarla beraber yeni verim ifadesi aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\eta_{CC,net} = \frac{P_{GT} + P_{ST} - P_{AUX}}{\dot{Q}_{GT} + \dot{Q}_{SF}} \quad (3.8)$$

Gaz ve buhar çevrimleri için verim ifadeleri ayrı ayrı yazılmak istenirse; gaz türbini için,

$$\eta_{GT} = \frac{P_{GT}}{\dot{Q}_{GT}} \quad (3.9)$$

ve buhar türbini için,

$$\eta_{ST} = \frac{P_{ST}}{\dot{Q}_{GT,Exh} + \dot{Q}_{SF}} \quad (3.10)$$

olarak yazılır. Burada,

$$\dot{Q}_{GT,Exh} \cong \dot{Q}_{GT}(1 - \eta_{GT}) \quad (3.11)$$

olarak tanımlanır. Bu iki denklem birleştirildiğinde ise;

$$\eta_{ST} = \frac{P_{ST}}{\dot{Q}_{GT}(1 - \eta_{GT}) + \dot{Q}_{SF}} \quad (3.12)$$

denklemini oluştur. Bu denklem buhar çevriminin denklemini gösterir. Unutulmamalıdır ki atık ısı kazanına ve gaz türbinine verilecek eşit miktarda yakıt, gelişmiş gaz türbinlerinde görece daha yüksek giriş sıcaklıkları olduğu için daha iyi yakılacaktır. İlave yanmasız sistemlerde \dot{Q}_{SF} elemanı bulunmadığından dolayı santralin verimi;

$$\eta_{cyc} = \frac{W_{cyc}}{Q_{2,3}} \quad (3.13)$$

haline dönüşür (Kehlhofer, 2009). Bu tip sistemlerde sadece gaz türbinindeki verim değişiminin genel verim üzerine etkisine bakılacak olursa;

$$\frac{\partial \eta_{CC}}{\partial \eta_{GT}} = 1 + \frac{\partial \eta_{ST}}{\partial \eta_{GT}}(1 - \eta_{GT}) - \eta_{ST} \quad (3.14)$$

formülü elde edilir. Gaz türbini verimindeki artış sadece aşağıdaki koşul sağlanıyorsa genel verimi de arttırır;

$$\frac{\partial \eta_{CC}}{\partial \eta_{GT}} > 0 \quad (3.15)$$

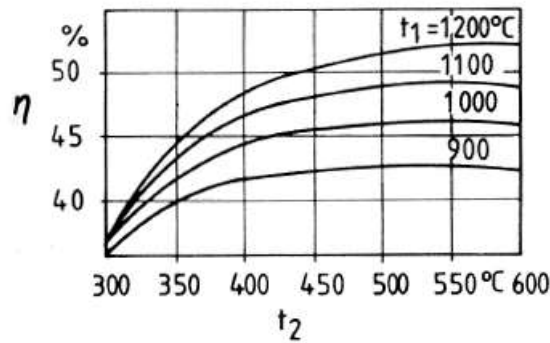
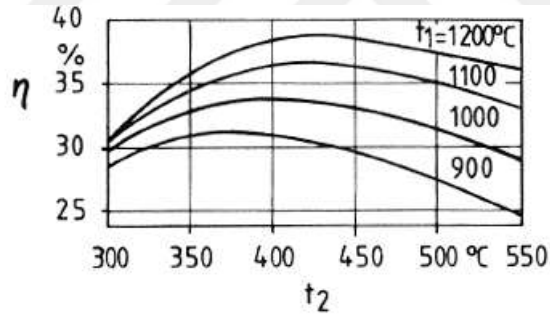
ve,

$$-\frac{\partial \eta_{ST}}{\partial \eta_{GT}} < \frac{1 - \eta_{ST}}{1 - \eta_{GT}} \quad (3.16)$$

formülü gaz türbini verimindeki artışın, buhar çevrimindeki verim üzerine çok büyük bir düşüş yaşatmadığı sürece genel verimi olumlu yönde etkileyeceğini göstermektedir. Gaz türbinin güç üretimindeki payı ne kadar büyük ise bu etki o kadar azalacaktır. Yine de bu, bir buhar türbininin, maksimum verimlilikte çalışan bir gaz türbini ile en iyi ikili olacağı anlamına gelmez. Örneğin, yüksek sıkıştırma oranlı orta-yüksek sıcaklıkta çalışan yüksek verimli gaz türbininin sağladığı çıkış sıcaklığı buhar kazanının optimum çalışma sıcaklığı altında kalabilir. Bu yüzden, gaz türbininin veriminden fedakarlık yapılarak egzoz gazları sıcaklığı artırılır ve buhar kazanı çalışma optimumunu yakalanır ise genel güç çıkışı ilk senaryodan daha yüksek olacaktır (Kehlhofer, 2009).

Atık ısı kazanlarında ilave yanmalı KÇGS'ler için ise verim ifadesi aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\eta_K = \frac{\eta_{GT}\dot{Q}_{GT} + \eta_{ST}(\dot{Q}_{SF} + \dot{Q}_{GT}[1 - \eta_{GT}])}{\dot{Q}_{GT} + \dot{Q}_{SF}} \quad (3.17)$$



Şekil 3.6: Sıcaklık ve verim etkileşimi (Kehlhofer, 2009).

Şekil 3.6'de görüldüğü gibi yanma sıcaklığındaki yaklaşık her 50 °C'lik sıcaklık artışı güç çıkışında %10, genel verimde ise %1-0,5 kadar bir artış sağlamakta olup,

bu konudaki optimizasyon çalışmalarının KÇGS'ler için büyük önem arz ettiği anlaşılmaktadır.

3.2.5 Ekserji kavramı ve İkinci yasa verimi

Ekserji kavramı ilk olarak J.W. Gibbs tarafından 1873 yılında kullanılabilir enerji olarak tanımlanmıştır. Daha sonra pek çok isim altında anılan ekserji kavramı 1956 yılında Z. Rant tarafından ekserji olarak adlandırılmış ve günümüz literatürüne bu şekilde girmiştir.

Ekserji herhangi bir enerji kaynağından elde edilebilecek azami faydalı iş miktarı olarak tanımlanabilir. Ekserji değeri hesaplanırken her zaman referans çevreye göre sistemin denge haline gelene kadar üretebileceği iş miktarı dikkate alınır. Enerjiden farklı olarak ekserji korunumu doğada yoktur. Ancak tersinir veya ideal olarak adlandırılan şartlarda ekserji korunur. Ekserji yok oluşu dilimizde ekserji yıkımı ile de anılmaktadır. Ekserji negatif değerlere sahip olamaz, iş veya işlemler sürecinde üretilen entropiye orantılı olarak tüketilir veya yok olur.

Ekserji kavramı özellikle ısı makinalarının geliştirme potansiyelini anlamada ve termodinamik kayıpların en fazla hangi noktalarda gerçekleştiğinin analizinde kullanılmaktadır. Son yıllarda ise çevre şartlarına bağlı olarak, ekonomik yönden de incelemelerin yapılabildiği ticari optimizasyon programları ekserji analizleri kavramı üzerinden yaygınlaşarak kullanıma girmiştir.

Enerji üretim santrallerinde kullanılan net çıkış gücünün toplam giren enerjiye bölünerek bulunduğu verim ifadesi bir önceki bölümde ifade edilmiştir. İkincil verim ifadesinin ise farkı santralin veya herhangi bir ısı makinesinin üretebileceği faydalı enerji miktarına göre verimi tanımlamasıdır. Özetle, birinci yasa verimi elimizde bulunan gerçek durumu, ikinci yasa verimi ise termodinamik sınırlar içerisinde tersinmezliklerin olmadığı bir senaryoda elde edilebilecek faydalı işe ne kadar yaklaşıldığını ifade etmektedir.

İkinci yasa verimi genel bir ifade ile aşağıdaki gibi formüle edilebilir.

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Giren ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji tahribi}}{\text{Giren ekserji}} \quad (3.18)$$

İş üreten sistemlerde bu ifade,

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{\zeta}}{\dot{W}_{tr}} \quad (3.19)$$

olarak tanımlanabilir. Burada \dot{W}_{ζ} üretilen gücü, \dot{W}_{tr} sistemde termodinamik sınırlar içerisinde tersinir bir çevrimde üretilebilecek faydalı işi göstermektedir. Isı makinelerinde ise bu ifadeyi,

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{termal}}{\eta_{termal,tr}} \quad (3.20)$$

şeklinde yazmak mümkündür. Burada η_{termal} elimizde bulunan gerçek verim değerini, $\eta_{termal,tr}$ tersinir koşullarda bu sistemden azami ne kadar verim elde edilebileceğini göstermektedir. Aynı şekilde verim hesaplamaları standart verim yerine soğutma veya ısıtma performans katsayısı (COP) ile ölçülen makinelerde bu ifadeyi aşağıdaki şekilde yazabiliriz.

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} \quad (3.21)$$

Enerjinin türleri olduğu gibi ekserjinin de türleri bulunmaktadır. Bunlar; potansiyel, fiziksel, kinetik, kimyasal, elektriksel, manyetik ve nükleer ekserji olarak sıralanabilir. Bu çalışma kapsamında fiziksel, kinetik, kimyasal ve potansiyel ekserjiler ele alınacaktır. Ekserjiyi böylelikle aşağıda bulunan denklem halinde yazmak mümkündür.

$$ex = ex^P + ex^K + ex^{PH} + ex^{CH} \quad (3.22)$$

Burada ex^P potansiyel, ex^K kinetik, ex^{PH} fiziksel ve ex^{CH} kimyasal ekserjiyi ifade etmektedir.

3.2.5.1 Potansiyel ekserji

Potansiyel ekserji sıcaklık ve basınçtan bağımsız olarak incelenen durumdaki referans yüksekliğinden kaynaklanan ekserjidir. Burada dönüşüm tamamen mekanik olarak değerlendirildiği için kayıpsız olarak işe dönüşebileceği göz önüne alınır ve yükseklik ile yer çekimi ivmesinin çarpımı şeklinde ifade edilir.

$$ex^P = g \cdot z \quad (3.23)$$

3.2.5.2 Kinetik ekserji

Kinetik enerji de potansiyel enerji gibi sıcaklık ve basınçtan etkilenmez. Potansiyel ekserji ile beraber mekanik ekserjiyi oluştururlar. Kinetik ekserji sahip olunan referans hız değerine göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$ex^K = \frac{1}{2} V^2 \quad (3.24)$$

Akış ekserjisi de kinetik ekserji ile beraber değerlendirilebilir. Basitçe bir akıştan kaynaklanan ekserjiyi ifade eder ve aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

3.2.5.3 Fiziksel ekserji

Fiziksel ekserji bir sistemin çevre (ölü hal) değerinde dengeye ulaşmaya dek alınabilecek azami iş miktarı olarak tanımlanabilir (Kotas, 1995). Basınç ve sıcaklık değerleri kullanılarak aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$ex^{PH} = [h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (3.25)$$

Burada h ve s , akımın T_0 çevre şartına göre hesaplanan entalpi ve entropi değerini ifade etmektedir. h_0 ise çevre şartının entalpisini göstermektedir. Fiziksel ekserji hesabı sonrasında bulunan değere özgül fiziksel ekserji denir ve akımın debisi ile çarpılarak toplam ekserji miktarı bulunabilir.

3.2.5.4 Kimyasal ekserji

Kimyasal ekserji belirli bir bileşimden oluşan akımın kimyasal bir Tepkime sonucunda denge haline geçtiği süre boyunca elde edilebilecek azami iş olarak tanımlanabilir. DKÇGS'ler için bu denklem yakıtın bileşimlerinden kaynaklanan kimyasal ekserjidir. Gaz akışlarındaki ekserji standart kimyasal ekserji tablolarındaki referans değerlere göre aşağıdaki formüle göre hesaplanır (Szargut, 1988).

$$\overline{ex}^{CH} = \sum x_i \overline{ex}_i^{CH} + RT_0 \sum x_i \ln(x_i) \quad (3.26)$$

Burada x_i gazın kısmi basıncını, \overline{ex}_i^{CH} gazların standart ekserjilerini, R değeri evrensel gaz sabitini ve T_0 çevre sıcaklığını ifade etmektedir.

3.2.5.5 Isı, iş ve kütle ile ekserji transferi

Ekserji 3 biçimde aktarılabilir. Bunlar: ısı, iş ve kütle transferleri aracılığı ile gerçekleşir. Bunlardan ısı ve iş kapalı sistemlere veya debi ihtiyacı duymadan diğer ortama ekserji aktarabilirler.

3.2.5.6 Isı ile ekserji aktarımı

Isıdan elde edilebilecek azami iş miktarı, sistem şartlarının çevre şartlarında denge haline ulaşıncaya dek aktarabileceği azami iş kadardır. Burada 3.2.1. bölümünde bahsedilen carnot makinesinin hayali olarak çalıştığı düşünülerek hesaplamalar yapılmaktadır.

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (3.27)$$

Burada $\dot{E}x_Q$ ekserji aktarım miktarını, \dot{Q} ifadesi T sıcaklığındaki ısı aktarımını, T_0 ise çevre sıcaklığını ifade etmektedir. Isı aktarımı T ve T_0 değerlerinin eşit olmadığı hallerde gerçekleşir. T değerinin T_0 değerinden büyük olduğu hallerde ısı aktarımı ve ekserji aktarımı aynı yönlü, küçük olduğu hallerde ters yönlüdür. Her iki halde de hesaplanan değer sistemin üretebileceği ekserji aktarımını ifade eder.

3.2.5.7 İş ile ekserji aktarımı

Ekserji azami iş miktarının tanımı olduğundan dolayı iş ile aktarılan ekserji miktarı işin kendisine eşittir. Ancak sistemde çevreye karşı hacimsel debi içeren bir değişim var ise bu değer ayrıca aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1) \quad (3.28)$$

Burada P sistemin basıncını, V ise özgül hacimsel debiyi ifade etmektedir.

Diğer işlerde ise aktarılan ekserji işin kendisine eşittir.

3.2.5.8 Kütle ile ekserji aktarımı

Bir akımın sahip olduğu entropi değerinden kaynaklanan ekserji miktarı kütleli akış ile doğrudan aktarılabilir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{E}x = \dot{m}.ex \quad (3.29)$$

Kütle ile ekserji aktarımı bünyesinde iş akışkanının ihtiva ettiği entalpi, fiziksel ekserji ve mekanik ekserjiler ile hesaplanabilir. Referans çevre için bu denklemde bulunan ekserji değeri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.30)$$

3.2.5.9 Ekserji dengesi

Ekserji, enerjinin tersine her zaman korunmaz. Bu nedenle ekserji denkleğine ekserji yıkımı ifadesinin eklenmesi gerekir. Sistemin ekserji değişimi giren ekserjiler toplamından çıkan ve yok olan ekserjilerin çıkarılması ile bulunur.

$$\dot{E}x = \dot{E}x_g - \dot{E}x_\zeta - \dot{E}x_y \quad (3.31)$$

Yok olan ekserji miktarı hiçbir zaman sıfırdan küçük olamaz. Sıfıra eşit olduğu durumlar ideal (tersinir) işlemler sırasında gerçekleşmektedir. Sadece entropi üretiminin sıfır olduğu değişimlerde gerçek iş, tersinir işe eşittir.

$$\dot{E}x_y = T_0 \dot{S}_{ii} = 0 \quad (3.32)$$

ise,

$$W = W_{tr} \quad (3.33)$$

eşitliği sağlanır.

Doğada ekserji yok oluşu her bir dış etken veya işlem sayesinde artar. Bu artış ise üretilen entropi ve ortam sıcaklığının çarpımı hesaplanarak bulunabilir.

$$\dot{E}x_y = T_0 \dot{S}_ü \quad (3.34)$$

Kapalı bir sistem için ekserji değişimi sistem sınırlarından herhangi bir madde akışının olmaması nedeniyle sadece ısı, iş veya basınç değerleri ve üretilen ekserji hesaplamaları ile şu şekilde ifade edilebilir.

$$\sum (1 - \frac{T_0}{T_k}) \dot{Q}_k - (\dot{W} - P_0 \frac{dV_{sistem}}{dt}) - T_0 \dot{S}_ü = \frac{dX_{sistem}}{dt} \quad (3.35)$$

Aynı şekilde bir sistemde kütle değişimi de gerçekleşiyorsa 3.34 denkleminde kütle ile gerçekleşen ekserji aktarımı da eklenir.

$$\sum (1 - \frac{T_0}{T_k}) \dot{Q}_k - (\dot{W} - P_0 \frac{dV_{sistem}}{dt}) + (\sum \dot{m} ex_g - \sum \dot{m} ex_ç) - T_0 \dot{S}_ü = \frac{dX_{sistem}}{dt} \quad (3.36)$$

Burada giren ve çıkan akımların kütlelerinden kaynaklanan ekserji değişimi ifadesi,

$$ex_g - ex_ç = (h_g - h_ç) - T_0 (s_g - s_ç) + \frac{V_g^2 - V_ç^2}{2} + g(z_g - z_ç) \quad (3.37)$$

şeklinde açık bir biçimde yazılabilir.

3.3 Literatür Araştırması

Kombine çevrim santralleri ilk olarak 1939 yılında Dr. Meyer'in yaptığı çalışmalar sayesinde ortaya çıkmıştır. Ana fikir atık ısının sisteme tekrar kazandırılmasıdır. Dr. Adolf Meyer BBC şirketi için çalışmakta olup gaz ve buhar türbinlerinin beraber çalıştırılmasındaki avantajları önceden görmüş ve yaptığı çalışmalarda gaz türbini performansının artırılması için kanat malzeme teknolojisinin, soğutma teknolojisinin ve daha yüksek türbin giriş sıcaklıklarının geliştirilmesiyle genel verimin artacağını öne sürmüştür. Buna rağmen, kombine çevrim güç santrallerinin güç kazanması ancak 1960'lara denk gelmektedir. İlk kombine çevrim santrallerinin verimi %32 dolaylarındadır. İlk kombine güç çevrim santrallerinden bazıları tabloda verilmiştir (Wood, 1970).

Çizelge 3.1 : İlk kombineçevrimgüçsantralleri (Wood, 1970).

YIL	ŞİRKET	KONUM	GÜÇ
1949	Oklahoma Gas and Electric Company	Oklahoma, ABD	40 MW
1954	West Texas Utilities	Rio Pecos, New Mexico, ABD	35 MW
1960	BBC	Korneuburg, Avusturya	75 MW
1961	Western Power	Liberal, Kansas, ABD	65 MW
1963	Oklahoma Gas and Electric Company	Horsehoe Lake, Oklahoma, ABD	250 MW
1965	Siemens	Hohe Wans, Avusturya	12.8 MW

1968 yıllarından itibaren gaz türbinlerinin gelişmesi ve buna bağlı olarak egzoz gazlarının çıkış sıcaklıklarının giderek yükselmesiyle kombine çevrim santralleri yüksek termal verimlilikleri ile geleneksel santrallerden üstün hale gelmiş ve sektörde üstünlük sağlamışlardır.

Fiaschi ve Manfrida (1997) yarı kapalı kombine gaz türbini çevriminin ekserji tabanlı analizini gerçekleştirmişlerdir. Çeşitli ortam şartlarına bağlı olarak sistemdeki çeşitli bileşenlerin ekserji analizleri yapılmıştır. Çalışmada yanma, atık ısı kazanı, su püskürt-me/karıştırma ve su geri kazanım sistemleri kayıpların olduğu temel birimler olarak belirlenmiş ve toplam ekserji kaybının %80'den fazlasını oluşturduğu belirlenmiştir. Elde edilen değerlerin standart açık çevrimlere oldukça yakın olduğu ancak kombine çevrimlerin ani yüklenmelerde daha kullanışlı olduğu ifade edilmiştir.

Eriten (1998)doğalgaz yakıtlı KÇGS'lerinin termik ve ekonomik analizini gerçekleştirmiş ve çevre etkilerinden bahsetmiştir. Enerji üretim maliyeti bakımından diğer enerji üretim santralleri ile kıyaslama yapılmıştır. Buna göre hem çevresel hem de ekonomik yönden KÇGS'lerinin üstünlüklerinin altı çizilmiştir.

Tumave diğ. (1999) KÇGS için verim incelemelerinde bulunmuştur. Özellikle gaz türbini egzoz gazları, ısı geri kazanım üniteleri ve ısı değiştiriciler üzerinde durulmuştur. Santralin genel verimi ve ekserji kayıplarının hesaplamalarını yapmışlardır. Sonuç olarak, egzoz gazı sıcaklıklarının çok büyük önem arz ettiğini belirtmişlerdir.

Savruk (2001) bir KÇGS'nin termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Çalışmada gaz türbini için türbin genişleme yolunun soğutmalı ve soğutmasız bölümlere ayrıldığı termodinamik inceleme modeli geliştirilmiş ve Türkiye'deki çeşitli santrallerde uygulaması yapılmıştır. Sonuç olarak türbin giriş sıcaklıklarının

yükseltilmesi ve soğutma sistemlerinin iyileştirilmesinin verime olumlu etki yapacağı belirtilmiştir.

Erdem ve diğ. (2003) çevre sıcaklığının performansa etkilerini incelemiş ve iklim bölgelerine göre gaz türbinindeki performans kayıplarının azaltılması ya da kazançların artırılması için tasarım parametrelerini belirlemişlerdir

Chejne ve Restrepo (2003) ekserji tabanlı ekonomik analiz metotlarını incelemiş ve yeni yaklaşımlar geliştirmişlerdir. Sistemdeki incelemeler yeni ve eski metotlar ile yapılarak karşılaştırılmıştır. Çalışma örnek bir KÇGS'ye uygulanmıştır. Çalışma sonucunda atık buhar için daha önceki metotlarla elde edilmiş değerlerden daha düşük bir ekserji değeri bulunmuştur.

Ünver ve Kılıç (2005) doğalgaz yakıtlı bir kombine çevrim güç santralini termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını kullanarak analiz etmiştir. Santralin çeşitli ortam değişkenlerine ve tam ile kısmi yüke karşı davranışı da dikkate alınmıştır. Çalışmada sistemi oluşturan her bir üniteye faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarları tespit edilmiş ve sistemin genel verimi hesaplanmıştır.

Cihan ve diğ. (2006) kombine çevrimli güç santrali için enerji ve ekserji analizini gerçekleştirerek, en büyük enerji kaybının bacada, en büyük ekserji kaybının da yanma odası, gaz türbini ve atık ısı geri kazanım buhar üreticinde meydana geldiğini belirlemişlerdir.

İyiyuurlar (2006) İzmir ilinde bulunan bir KÇGS'nin termodinamiğin birinci ve ikinci yasa verimlerini farklı çevre koşullarına ve farklı yük durumlarına göre analiz etmiştir. Santraldeki her bileşen için faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarları tespit edilmiş ve sistemin genel verimi hesaplanmıştır.

Rahim (2008) doğalgaz yakıtlı bir KÇGS için tasarım, optimizasyon ve enerji verimliliği çalışmaları yapmıştır. KÇGS yapısı ve modellenmesi konuları incelenmiş ve optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür. Verim ve kapasite artırımı yolları ile kolaylıkla sağlanabilecek tasarruf imkanları da çalışmada verilmiştir. Çalışmada amaç yeni yapılacak santrallerin daha yüksek verimde yapılmalarını sağlamak ve hali hazırda işletmede olan santrallerde rehabilitasyon ve geliştirilmelerini sağlamaktır.

Kehlhofer ve diğ. (2009) "Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants" isimli kitaplarında, kombine çevrimin termodinamik incelemeleri ve çalışma prensiplerini ayrıntılı olarak incelemişler ve bu doğrultuda çeşitli ortam değişkenlerine göre

özellikle verim ve güç çıkışı açısından tespitlerde bulunmuşlardır. Ayrıca KÇGS'lerin bileşenlerini ayrı ayrı incelemiş, tam ve kısmi yüklerdeki KÇGS davranışlarını belirtmiş ve geliştirme potansiyellerinden bahsetmişlerdir. Ayrıca, kojenerasyon, karbon yakalama ve saklama ile tipik KÇGS santrallerinin incelemeleri mevcuttur.

Binay (2009) fuel-oil yakıtlı bir termik santrale gaz türbini eklenerek bir KÇGS'ye dönüştürülmesi ve dönüşüm sonucunun ekonomik analizinin yapılması hususunda bilgiler vermiş ve bu tesisin modellenmesini yapmıştır. Yaptığı çalışma eski teknolojilere sahip termik santrallerin ekonomisi için oldukça önemlidir.

Başaran (2010) KÇGS'lerinin performans ve yaşlılığa bağlı kayıplarının modellenmesi ve ölçülmesi üzerine çalışmalar yapmıştır. Çalışmada 1350 MW gücündeki Ambarlı Santrali incelenmiştir. Santral ve ekipmanları üzerine rehabilitasyon çalışmalarına da yer verilmiştir.

Ersoy (2010) yaptığı çalışmada kojenerasyon tesislerinin birim üretim çıktılarının maliyetleri üzerine yönelmiş ve bu bağlamda santralin ekserji analizi ve maliyet analizi beraberinde ekserjoekonomik analizleri yapılmıştır. Çalışma, KÇGS'lerin ekonomi yönünün ele alınmasından dolayı dikkatleri çekmektedir.

Altay (2010) hâlihazırda devrede olan bir KÇGS için verimlilik ve tasarruf olanaklarının belirlenmesi amacıyla tesisin tanıtımı, modellenmesi ve santral bileşenlerinin incelenerek, analizlerinin yapıp modellesi işlemleri gerçekleştirilmiştir. Bunların haricinde atık ısının bölgesel ısıtma, bölgesel soğutma ve sera ısıtması uygulamalarında kullanılması durumu da çalışmada anlatılmıştır.

Hacıhafizoğlu (2011) kombine çevrimli güç santralinde kompresör, yanma odası ve gaz türbini için kompresör giriş havasının soğutulması, türbin giriş sıcaklığının artırılması ve yanma odasına buhar enjekte edilmesinin ısı ve ekserji verimine etkisini teorik olarak incelemiştir.

Özgür (2011) KÇGS için performans izleme kriterlerini ve yöntemlerini ortaya koymuştur. Tesis bileşenlerinin ayrı ayrı incelenip matematiksel olarak modellenmesi için formülasyonlarının oluşturulması sonrasında MATLAB programında çözümlenmesi sağlanmış ve sonuçlar gerçek bir santral ile kıyaslanarak teyit edilmiştir.

Bayrak ve Güngör (2011) bir tekstil fabrikasını besleyen toplam 11,52 MW kapasiteli dizel motorlu kojenerasyon sisteminin ekserji analizini yapmışlardır.

Tesise giren yakıt enerjisinin %39,86'sının elektrik enerjisine dönüştürüldüğü, %8'inin buhar üretimi, %1,26'sının sıcak su üretimi için kullanıldığı, kalan %50,88'lik kısmın ise ekserji kayıplarını temsil ettiğini hesaplamışlardır. Sistemde en büyük ekserji kaybının dizel motorlarda gerçekleştiğini tespit etmişlerdir.

Mert ve diğ. (2012) Ereğli Demir Çelik Fabrikasında bulunan doğalgaz yakıtlı bir kojenerasyon tesisinin ekserji tabanlı ekonomik analizini; kütle, enerji ve ekserji dengesini hesaplamışlardır. Kojenerasyon sistemi 39,5 MW güç ve saatlik 80 ton buhar üretim kapasitesine sahiptir. Tesiste en yüksek ekserji kaybının yanma odasında olduğu ve burada sistemin performansı açısından geliştirme potansiyeli olduğunu, sistemdeki en yüksek verime sahip bileşenin gaz türbini olduğunu ve en az ekserji kaybının gaz türbininde olduğunu belirtmişlerdir.

Frey ve Zhu (2012) pulverize kömür yakıtlı, doğalgaz yakıtlı ve gazlaştırıcı KÇGS'ler için CO₂ yakalama ve CO₂ yakalama olmadan, sistemlerin tekno-ekonomik analizlerini yapmışlar ve metodlarını ortaya koymuşlardır. Çalışmalar sonucu bu yeni teknolojilerin oldukça verimli ancak henüz işletmeye alınması yönünden gelişmeleri gerektikleri belirtilmiştir.

Yılmazoğlu (2012), çalışmasında gazlaştırıcı KÇGS'lere değinmiş ve yerli termik santrallerde performans güçlendirme yöntemlerini işlemiştir. Gazlaştırma, iyileştirme ve diğer teknolojiler için ekonomik ve termodinamik analizlere de değinmiştir. Özellikle KÇGS sistemleri beraberinde güneş enerjisi ile hibrit bir sistem ve karbon tutma teknolojileri gibi ilgi çekici noktalarıyla önemli bir çalışma yapmıştır.

Ersayın (2012) KÇGS'lerin performans analizinin yapılması ile performansının güçlendirilmesi hedefinde, bir KÇGS'nin performans analizi gerçek verilere göre yapmış ve tesisi termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu yönünden incelemesini yapmıştır. Santral bileşenlerinin ayrı ayrı incelenip kayıpların ve geliştirme potansiyelinin bulunduğu çalışmada KÇGS I.yasa verimi %63,4; II. yasa verimi ise %59,8 olarak bulunmuştur. Sistemdeki en fazla ekserji kaybının yanma odasında olduğu belirtilmiş ve santral üzerinde yapılabilecek iyileştirmelere değinilmiştir.

Şentürk (2013) parabolik oluk tipi güneş enerji sistemi ile modern KÇGS'lerin entegre çalıştırılması fikriyle hibrit bir KÇGS önermiştir. Çalışmada bu tesisin fizibilitesi yapılmış olup KÇGS'lerin güneş enerjisi katkısıyla üretim

maliyetlerinin düşürülebildiği görülmüştür. Çalışmada, güneş enerji sisteminin üretime etkisi ve payı ayrıntılı olarak işlenmiştir.

Suomalainenve diğ. (2013) doğalgaz yakıtlı bir kojenerasyon santrali için ön yakmalı karbon yakalama metodlarını incelemiş ve geliştirme olanaklarıyla beraber avantajlarını belirtmiş ve ekonomik analizlerine değinmiştir. Çalışma kojenerasyon teknolojileri geleceği açısından ileriye ışık tutan çevreci bir yaklaşım sergilemektedir.

Campanarive diğ. (2013) eriyik karbonat yakıt hücreleri kullanarak yüksek verimlilikte CO₂ yakalama metodu üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Çalışmaları doğal gaz yakıtlı bir KÇGS için hesaplanmıştır. Yakıt hücreleri gaz türbinleri ve atık ısı kazan çıkışlarına yerleştirerek CO₂ salınımını %70-85 oranı gibi yüksek bir oranda düşürmeyi başarmışlardır. Gelecek açısından hem ekonomik hem de çevresel etmenler düşünüldüğünde enerji üretiminde bu denli büyük paya sahip olan KÇGS'ler için bu tür teknolojiler büyük önem arz etmektedirler.

Ganjekaviri (2014) KÇGS'lerinin çeşitli çevre şartları altındaki durumlarını dikkate alarak ekserjoekonomik analizlerini yapmış ve bununla beraber santral modellenmesi ve optimizasyonun gerçekleştirilmiştir. Oldukça geniş kapsamlı olan eserde KÇGS'ler için ekonomi, sürdürülebilirlik, karbon tutma teknolojileri ve yakıt tüketimi gibi konular da detaylandırılmıştır. Edinilen sonuçlar doğrultusunda modelleme yapılmış ve optimum dizayn özelliklere göre yeniden yapılandırılmış bir tesiste %6'lık ekserji iyileştirilmesi ve %5,63'lük CO₂ salınımı azaltılması sağlanabileceği görülmüştür.

Tüfekçi (2014) bir KÇGS için tam yük durumundaki gücünü tahmin etmek için modellemeler üzerinde çalışmıştır. 6 yıl boyunca toplanan ortam sıcaklığı, atmosferik basınç, bağıl nem ve buhar türbini çıkışı egzoz basıncı gibi değişkenlerin etkileşimlerinin birleştirilip modele dahil edilmesi ile saatlik olarak tam yük durumu tahmin edilmiştir.

Antonanzasve diğ. (2014) çalışmalarında, özellikle yaz mevsiminde yükselen sıcaklıklarla beraber KÇGS verimlerindeki düşüşün güneş enerji sistemleri ile kompanze edilmesi ele alınmıştır. İspanyada bulunan 51 KÇGS için bu hibrit sistemler düşünülmüş ve genel olarak ülke elektrik ticareti ve yönetimine etkileri tartışılmıştır.

Gopalakrishnan ve Kosanovic (2014) bölgesel ısıtma yapan bir KÇGS'nin ekonomik optimizasyonunu yapmıştır. Optimizasyon sonucu, gerçek verilere uygulandığında ise günlük işletme maliyetlerinde %11'lük azalma ve işletme veriminde %6'lık bir iyileşme görülmüştür. Optimizasyonda çevre şartlarının değişimi ve ısı-güç ihtiyacının değişimi önemli aktörler olarak tanımlanmıştır.

Hoon Kim ve diğ. (2014) çalışmalarında düşük sıcaklıktaki gazlar ve Doğal gaz sıvılaştırması sırasında ortaya çıkan gazlar (LNG soğuk enerjisi) yakıtlarıyla çalışan bir KÇGS'nin termodinamik performans analizini yapmışlardır. Amonyak-su Rankine çevrimi ve LNG Rankine çevrimi incelenmiştir. Türbin giriş sıcaklıkları, yoğunlaştırıcı sıcaklığı ve çevrimdeki amonyak oranının santral üzerindeki etkisi araştırılmış ve ekserji ile ısı transferi özellikleri incelenmiştir.

Breeze (2014) "PowerGeneration Technologies" adlı eserinde özellikle gaz türbinleri üzerinde durmuş ve avantajlarıyla dezavantajlarını belirtmiştir. Özellikle gaz türbinlerinin kolay kurulum ve çeşitli yakıtlardan faydalanabilmelerini öne çıkartmıştır. Gaz ve buhar kombine çevrim santralleri hakkında detaylı bilgi verip verim artırma yöntemlerini irdelemiştir ve hem gaz türbinleri hem de KÇGS'ler üzerine kapsamlı ve bilgilendirici bir esere imza atmıştır.

Mohapatra ve Sanjay (2014) KÇGS'ler için gaz türbinleri girişinin çeşitli tekniklerle soğutulmalarının yarattığı etkileri incelemiş ve bu tekniklerin avantaj ve dezavantajlarını belirtmişlerdir. Bu tekniklerin sonuçları hem gaz hem de KÇGS'ler için incelenmiş ve çeşitli ortam şartlarına göre yorumlamışlardır. Çalışma sonucunda; buhar basınçlandırarak soğutma yapan sistemin gaz çevrimi veriminde %9,47, güç çıkışında ise %17,2 iyileşme sağladığı görülmüş olup KÇGS sistemleri için tavsiye edilmektedir. Yapılan çalışmalar sonucundaki optimum giriş sıcaklığı ise 20 °C olarak bulunmuştur.

Vaccarelli ve diğ. (2014) gelecek için hem çevresel manada hem de ekonomik manada büyük potansiyel vaat eden karbon yakalama ve saklama konusunu incelemiştir. KÇGS egzoz gazlarından karbon yakalama metotlarının enerji ve ekserji analizlerini yapmış ve farklı sistem yerleşimlerini inceleyerek gelecek çalışmalar hakkında önemli bilgiler sunmuştur.



4. SANTRAL TANITIMI VE ANALİZİ

Bu çalışmada incelenen doğalgaz kombine çevrim santrali 770 MW Kurulu güce sahiptir. Santral 2004 yılında ticari işletmeye geçmiştir. Santralde iki adet gaz türbini, iki adet atık ısı buhar kazanı ve bir adet buhar türbini ve ikisi gaz türbinine, biri buhar türbinine bağlı olmak üzere üç adet jeneratör bulunmaktadır. Tek bir gaz türbinine bağlı olan jeneratörün net elektrik çıkış gücü 235 MW, buhar türbinine bağlı olan jeneratörün net elektrik çıkış gücü 325 MW'dır. Santral tam kapasitede çalıştırıldığında yıllık 6,3 milyar kWh elektrik enerjisi üretebilirken, yaklaşık bir milyar m³ doğal gaz tüketmektedir.

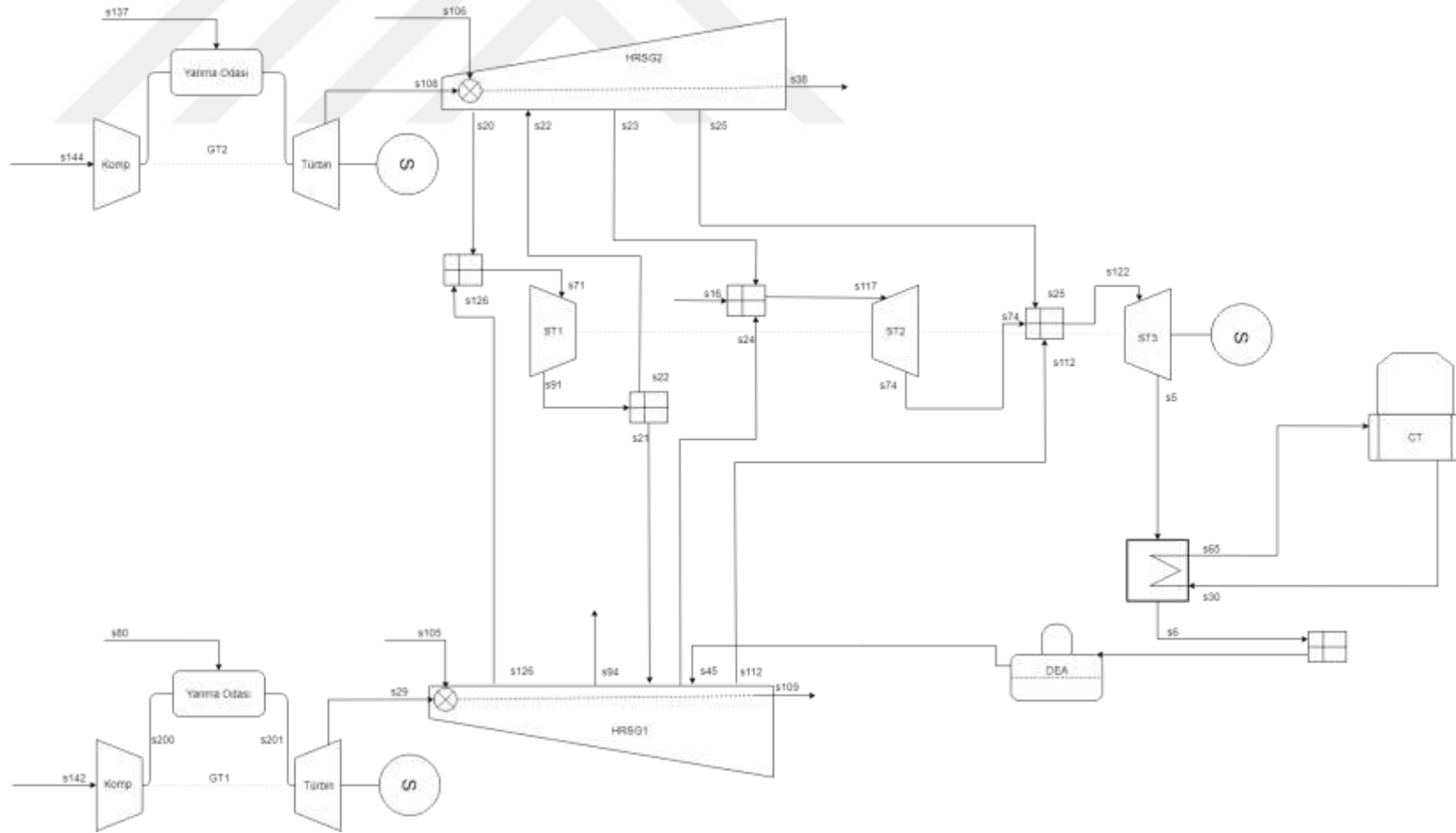
Gaz türbini kompresörü aracılığı ile çekilen ve dış ortamdan alınmadan önce sisleme (foger) ünitesinden geçirilen taze havanın sıcaklığı düşürülür. Böylece kütleli debisinin atrımı sağlanarak gaz türbini kompresör yükü azaltılmış olur. Kompresöre girmeden önce filtrelerden geçirilen hava 18 kademeli bir sıkıştırma işleminden geçirilir. Bu sıkıştırma sonucunda sıcaklığı 380 °C'ye ulaşır ve yanma odasında yakıt ile buluşarak ihtiva ettiği enerjiyi burada bırakır. Yanma sonrası sıcaklığı artan ve genişleyen gaz, türbin kanatlarından geçerken bir miktar enerjisini bırakır ve türbin kanatlarını döndürür. Aynı shaft üzerinde bulunan gaz türbini elektrik jeneratörü de bu hareketi elektrik enerjisine çevirir. Gaz türbinini terk eden sıcak egzoz gazları içerisinde bir çok ısı değiştirici yapının bulunduğu atık ısı kazanına girer. Atık ısı kazanı sıcak egzoz gazlarının ihtiva ettiği enerjiyi kullanarak 3 farklı basınç kademesinde buhar üretmek ve bu buharı ilgili buhar türbinlerine göndermek üzere tasarlanmıştır. Üretilen buhar yüksek, orta ve alçak basınç türbinlerine sırası ile gönderilir ve bu üçlü grup ile aynı shaftı paylaşan buhar türbini elektrik jeneratörü buhar sayesinde ortaya çıkan bu mekanik gücü elektrik enerjisine çevirir. Alçak basınç türbininden çıkan çok düşük basınçlardaki çürük buhar olarak nitelendirilen buhar tekrar yoğunlaştırılmak üzere kondensere gönderilir. Yoğuşarak tekrar su fazına dönen çürük buhar, buradan su tanklarına döndürülerek çevrime tekrar dahil edilir. Jeneratörlerden 16-18 kV gerilimde çıkan elektrik 154 kV gerilimine yükseltilecek şekilde verilmiştir.

4.1 Ekserji Analizleri

4.1.1 Genel akım şeması

Santrale ait akım bilgileri için kullanılan numaralar orijinal isimlendirmeleri ile kullanılmış olup bu çalışma için santral akım şeması basitleştirilmiştir. Şekil 4.1’de akım şeması verilmekte olup Çizelge 4.1’de de santrale ait akımların özelliklerini göstermektedir. Ekserji hesaplamalarında çevre koşullarının 284,95 K sıcaklıkta 1,01 bar basınç altında bulunduğu kabulü yapılmıştır.





Şekil 4.1: Tesis genel akım şeması.

Çizelge 4.1: Santral genel akım çizelgesi.

Akım Numarası	İş Akışkanı	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Debi (kg/s)
S ₁₄₂	Hava	284,95	0,93	593,00
S ₂₀₀	Sıkıştırılmış Hava	653,15	14,20	593,00
S ₂₀₁	Egzoz Gazı	1653,15	14,20	607,29
S ₂₉	Egzoz Gazı	872,15	0,95	607,29
S ₇₁	Kızgın Su Buharı	838,13	120,11	177,98
S ₉₁	Kızgın Su Buharı	624,21	28,66	177,98
S ₁₁₇	Kızgın Su Buharı	837,85	24,97	200,79
S ₇₄	Kızgın Su Buharı	561,53	4,66	200,79
S ₁₂₂	Kızgın Su Buharı	561,53	4,66	208,30
S ₅	Su-Buhar Karışımı	299,87	0,004	208,30
S ₆	Su	299,68	0,03	208,90
S ₃₀	Doymuş Su	289,23	0,93	13.744
S ₆₅	Doymuş Su	297,45	0,93	13.744
S ₂₀	Kızgın Su Buharı	837,15	120,11	89,00
S ₂₂	Kızgın Su Buharı	624,15	28,66	89,00
S ₂₃	Kızgın Su Buharı	837,15	25,00	100,00
S ₂₅	Kızgın Su Buharı	561,15	4,66	3,62

Çizelge 4.1: Santral genel akım çizelgesi (devamı).

S ₃₈	Egzoz Gazı	353,15	0,95	607,27
S ₄₅	Su	425,07	5,01	103,62
S ₁₀₆	Yakıt	300,50	30,00	1,19
S ₁₀₈	Egzoz Gazı	872,55	0,95	607,27

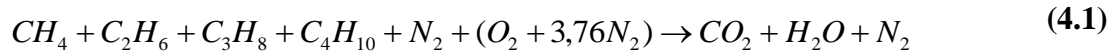
4.1.2 Yakıt ekserjisi

Santralde yakıt olarak sadece doğal gaz kullanılmaktadır. Doğal gaz içerik bakımından büyük oranda metandan oluşmakta olup etan, propan ve azot gibi bileşikleri de bünyesinde barındırır. Yakıtın ekserjisini hesaplamak için daha önce bahsedilmiş olandenklemler kullanılabilir.

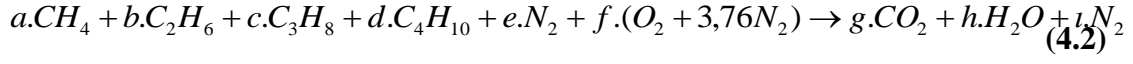
Çizelge 4.2: Yakıtın kimyasal özellikleri.

Bileşen	% (molar)	Molar Kütle (kg/kmol)	Kısmi Basınç	Standart Kimyasal Ekserji (kJ/kmol)
CH ₄	95,59	16	0,06	831,20
C ₂ H ₆	2,52	30	0,0016	14.176
C ₃ H ₈	0,86	44	0,0006	2.152,80
C ₄ H ₁₀	0,34	58	0,00002	2.804,20
N ₂	11,61	28	0,74	0,72
O ₂	3,08	32	0,20	3,97

Yakıtın kimyasal ekserjisini hesaplamak için öncelikle yanma reaksiyonunun denklemini yazarak mol oranlarını bulmamız gerekmektedir. Hesaplamalar ideal koşullar altında tam yanma reaksiyonuna göre yapılmıştır.



4.1 denklemini denkleştirmeyi kolaylaştırmak adına her katsayıyı harf ile ifade edersek 4.2 denklemini elde edilmiş olur:



Reaksiyon katsayıları Çizelge 4.3'te görüldüğü gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 4.3: Denkleştirilmiş yanma reaksiyonu.

Bileşen	mol	Bileşen	mol
a	0,9559	f	3,0875
b	0,025	g	1,047
c	0,009	h	4,081
d	0,0035	i	5,8045
e	0,0065		

Aynı şekilde yanma reaksiyonu sonucu oluşan gazların özellikleri hesaplanarak Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4: Yanma reaksiyonu ürünleri özellikleri.

Bileşen	mol	Molar Kütle (kg/kmol)	Kısmi Basınç	Standart Kimyasal Ekserji (kJ/kmol)
H ₂ O	4,081	18	0,07189	9,50
CO ₂	1,047	44	0,06173	19,48
N ₂	5,8045	28	0,75307	0,72

Yakıtın kimyasal ekserjisi hesaplamalara göre 759.314,24 kJ/kmol olup yakıtın molar ağırlığı olan 16,83 kg'a bu sayının bölünmesi ile yakıtın ekserji değeri 45.124,75 kJ/kg çıkmaktadır. Bu da yüksek kalitede bir doğalgazın enerjisine eşittir.

4.1.3 Havanın kimyasal ekserjisi

Gaz türbinlerine hava 11,8 °C sıcaklık ve 593,44 kg/s debi ile girmektedir. Havanın bileşenleri yaklaşık olarak tüm dünya çapında aynı kabul edilmektedir. Havanın bileşen oranları %21 oksijen, %79 azot olarak değerlendirilebilir. Havanın kimyasal ekserjisi için,

$$\overline{ex}^{CH} = \sum x_i \overline{ex}_i^{CH} + RT_0 \sum x_i \ln(x_i) \quad (4.3)$$

Formülü kullanılabilir. Bu çalışmada, santralin dış ortam sıcaklığı 11,8 °C olarak belirlenmiştir. 11,8 °C için havanın kimyasal ekserjisi

$$\overline{ex}^{CH}_{11,8C^\circ} = 0,21 \times 3951 + 0,79 \times 639 + 8,314 \times 284,95 \times [0,21 \times \ln(0,21) + 0,79 \times \ln(0,79)]$$

$$\overline{ex}^{CH}_{11,8C^\circ} = 116,91 \text{ kJ/kmol} \quad (4.4)$$

$$\overline{ex}^{CH}_{11,8C^\circ} = \frac{116,91 \text{ kJ/kmol}}{28,85 \text{ kg/kmol}} = 4,05 \text{ kJ/kg} \quad (4.5)$$

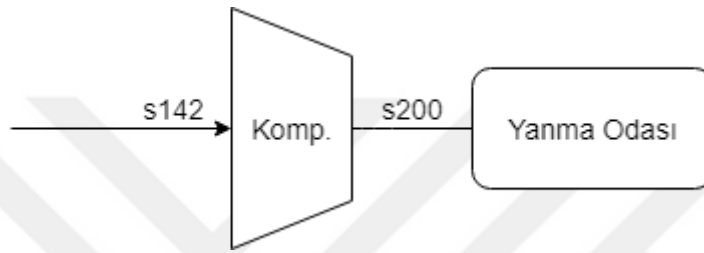
değerine sahiptir.

4.1.4 Kompresör

Yanma odasına basınçlı hava sağlamak üzere kompresör gaz türbininden aldığı güç ile dış ortamdan havayı çeker. Santralde bulunan kompresör 18 kademeli olup dış ortamdan aldığı havayı 14 atm'ye kadar basınçlandırır. Basıncı artan havanın sıcaklığı da 380 °C'ye ulaşır. Santrale giren havanın bileşimi tüm dünyada aynı kabul edilerek %21 O₂, %79 N₂ olarak alınabilir. Kompresöre ait akım özellikleri 4.5 no'lu Çizelge'de verilmektedir.

Çizelge 4.5: Kompresör akım değerleri.

Akım	T ₀ (K)	P ₀ (bar)	Debi (kg/s)	h ₀ (kJ/kg)	s ₀ (kJ/kg.K)
S ₁₄₂	284,95	0,93	593	285,14	1,65055
S ₂₀₀	653,15	14,2	593	659,9	2,49364
Çevre	284,95	1,04	-	285,14	1,65055



Şekil 4.2: Kompresör akım şeması.

Kompresör akış şemasından da görülebileceği gibi kompresöre s₁₄₂ akımı girerek s₂₀₀ olarak çıkmaktadır. Buna göre genel kütle, enerji ve ekserji denklemlerini,

$$\dot{m}_{142} = \dot{m}_{200} \quad (4.6)$$

$$E_{142} + W_{gt} = E_{200} \quad (4.7)$$

$$\dot{E}_{x,142} + \dot{W}_{gt} = \dot{E}_{x,200} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.8)$$

$$\dot{E}_{x,D} = \dot{E}_{x,142} - \dot{E}_{x,200} + \dot{W}_{gt} \quad (4.9)$$

$$\dot{E}_{x,D} = (h_{200} - h_{142}) - T_0(s_{200} - s_{142}) + \frac{V_{200}^2 - V_{142}^2}{2} + g \cdot (z_{200} - z_{142}) \quad (4.10)$$

Burada bulunan ekserji değişimi, giren akımın belirtilen çevre şartlarında basınçlandırılması için gereken asgari enerji anlamına gelmektedir. Böylelikle, giren akımın ekserji artışının asgari kompresör yüküne eşit olduğu söylenebilir.

$$\eta_{II,komp} = \frac{W_{tr}}{W_{min}} \quad (4.11)$$

$$\dot{G}_{pot} = \dot{E}_{x,D} \cdot (1 - \eta_{II,komp}) \quad (4.12)$$

Şeklinde yazılabilir. Gerekli hesaplamalar yapıldığında ise ortaya Çizelge 4.6'dakideğerler ortaya çıkmaktadır.

Çizelge 4.6: Kompresör ekserji hesaplamaları.

Akım	\dot{W}_{min} (MW)	\dot{W}_{tr} (MW)	η_{II} (%)	$\dot{E}_{x,tahrip}$ (MW)	\dot{G}_{pot} (MW)
Komp.	235.173	222.232	0,94	12,94	0,71

Kompresör işindeki ikinci yasa verimi %94,50 çıkmaktadır. Görece yüksekolan bu verim ile hesaplanan geliştirme potansiyeli ise 0,71 MW değerinin üzerindedir.

4.1.5 Yanma odası

Yanma odasına kompresörden çıkan 380 °C sıcaklığa ve 14 atm basınca sahip sıkıştırılmış hava girer ve doğal gaz ile birlikte yanarak 1.380 °C'ye ulaşan sıcaklıklara erişirerek yanma odasını terk eder. Ekserji hesabı için yakıtın kimyasal ekserjisinin hesaplanması gerekmektedir.

$$\dot{m}_{200} + \dot{m}_{80} = \dot{m}_{201} \quad (4.13)$$

$$E_{200} + E_{80} = E_{201} \quad (4.14)$$

$$\dot{E}_{x,200} + \dot{E}_{x,80} = \dot{E}_{x,201} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.15)$$

$$\dot{E}_{x,D} = \dot{E}_{x,200} + \dot{E}_{x,80} - \dot{E}_{x,201} \quad (4.16)$$

$$\eta_{y.o.} = \frac{\dot{E}_{x,201}}{\dot{E}_{x,80} + \dot{E}_{x,200}} \quad (4.17)$$

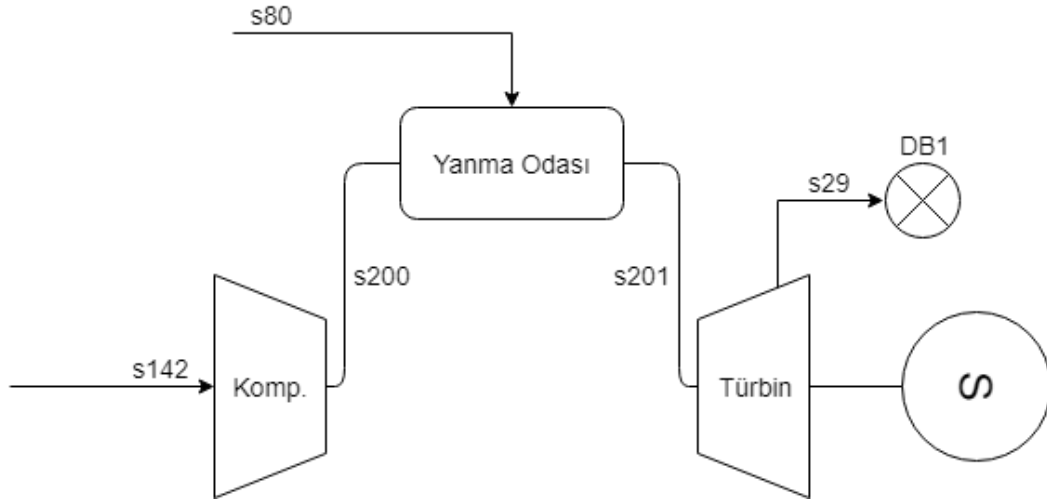
$$\dot{G}_{pot} = \dot{E}_{x,D} \cdot (1 - \eta_{y.o.}) \quad (4.18)$$

4.1.6 Gaz türbini

Santralde 2 adet her biri 235 MW net elektrik kapasitesi bulunan gaz türbini yer almaktadır. Gaz türbini giriş havası kompresöre girmeden önce sisleme ünitesinden geçirilmektedir. Bu ünite, beslenen taze hava üzerine su spreyleyerek suyun sıcaklığının düşürülmesini sağlamaktadır. Bu sayede birim hacim başına emilen hava kütlesi artar. Bu da kompresör yükünü hafifletmektedir. Kombine çevrim santrallerinde gaz türbini giriş havasının soğutulmasının verime katkısı basitçe yaz ve kış aylarındaki verimin hesaplanması ile ortaya konabilir. DKGS'ler yazın daha ince bir havanın dış ortamdaki varlığı sayesinde daha düşük verimlerde çalışmaktadırlar. Daha sonra filtrelerden geçen taze hava 18 kademeli kompresörde sıkıştırılır ve basıncı 14 kat arttırılır. Basınç artışı sonrası sıcaklığı ise 380 °C'ye ulaşır. Sıcak taze hava yanma odasına ulaşarak burada doğal gazın yanma reaksiyonuna yardımcı olur. Yanma odasında oluşan egzoz gazının sıcaklığı 1.380 °C'ye ulaşmaktadır. Yanma odasından çıkan gaz genişleyerek gaz türbini kanatlarına çarpar ve türbin kanatlarını döndürür. Aynı shaft üzerinde bulunan gaz türbini jeneratörü de 3.000 d/dk devrinde dönerek bu enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürür. Oluşan egzoz gazları, içlerinde bulunan enerjiden yararlanılmak üzere atık ısı kazanına gönderilir. Atık ısı kazanında çeşitli ısı eşanjörlerinden geçen gaz, bacadan 80 °C sıcaklığa sahip bir şekilde dışarıya atılır.

Çizelge 4.7: Gaz türbini akım bilgileri.

Akım	T ₀ (K)	P ₀ (bar)	Debi (kg/s)	h ₀ (kJ/kg)	s ₀ (kJ/kg.K)
S ₂₀₁	1653,15	14,29	607,29	1822,585	3,563469
S ₂₉	872,15	0,95	607,29	901,644	2,813196
Çevre	284,95	1,04	-	285,14	1,65055



Şekil 4.3: Gaz türbini akım şeması.

Yakıt ön ısıtma işlemi için kütle ve ekserji denklilikleri;

$$\dot{m}_{81} + \dot{m}_{79} = \dot{m}_{80} + \dot{m}_{84} \quad (4.19)$$

$$\dot{E}_{x,y} = \dot{E}_{x,\zeta} - \dot{E}_{x,g} \quad (4.20)$$

$$\dot{E}_{x,y} = \dot{E}_{x,84} - \dot{E}_{x,81} - \dot{E}_{x,79} - \dot{E}_{x,80} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.21)$$

Giriş havasının soğutulması işlemi için kütle ve ekserji denklilikleri;

$$\dot{m}_{83} + \dot{m}_{143} = \dot{m}_{142} \quad (4.22)$$

$$\dot{E}_{x,D} = \dot{E}_{x,142} - \dot{E}_{x,83} - \dot{E}_{x,143} \quad (4.23)$$

Gaz türbini için kütle ve ekserji denklemleri;

$$\dot{m}_{201} = \dot{m}_{29} \quad (4.24)$$

$$E_{201} = E_{29} + W_{gt} \quad (4.25)$$

$$\dot{E}_{x,201} = \dot{E}_{x,29} + \dot{W}_{gt} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.26)$$

$$\dot{E}_{x,D} = \dot{E}_{x,201} - \dot{E}_{x,29} - \dot{W}_{gt} \quad (4.27)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{gt} + \dot{E}_{29}}{\dot{E}_{201}} \quad (4.28)$$

$$\dot{G}_{pot} = \dot{E}_{x,D} \cdot (1 - \eta_{gt.}) \quad (4.29)$$

Çizelge 4.8: Gaz türbini ekserji hesaplamaları.

Akım	\dot{W}_{tr} (MW)	\dot{W} (MW)	η_{II} (%)	$\dot{E}_{x,tahrip}$ (MW)	\dot{G}_{pot} (MW)
W_{gt}	572,51	559,28	0,97	13,23	0,31

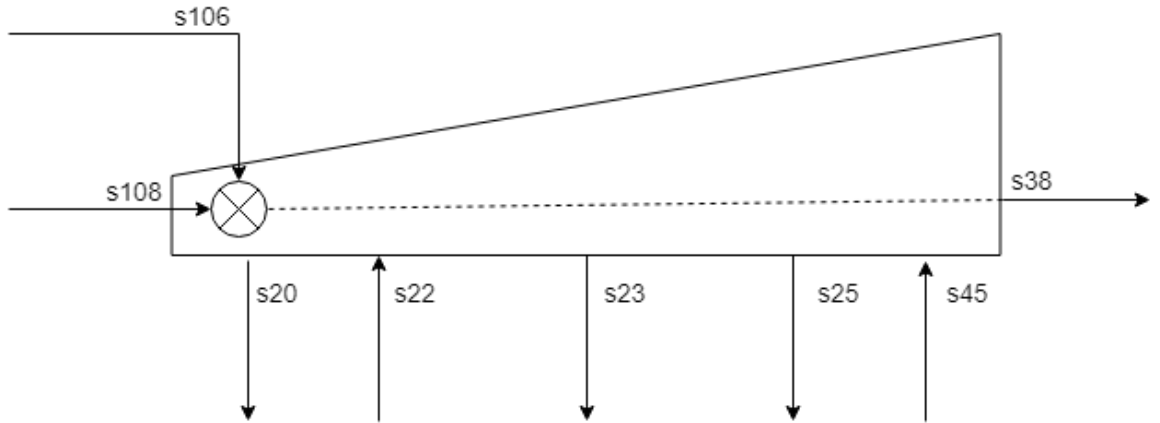
Gaz türbini içerisindeki genişleme eyleminin ikin yasa verimi %97,69 olup oldukça yüksek sayılabilecek verim ile çalışmaktadır. Ekserjideki dönüştürülebilir potansiyelin 0,31 MW değerinde olduğu hesaplanmıştır.

4.1.7 Atık ısı kazanı

Atık ısı kazanı, adından da anlaşılacağı üzere prosesteki ısıların değerlendirilerek yararlı iş üretiminde kullanılmak amacıyla üretilmiş ekipmandır. Yaklaşık 600 °C değerine ulaşan sıcaklıktaki egzoz gazları atık ısı kazanına beslenerek 3 farklı basınç kademesinde kızgın buhar elde edilme işleminde kullanılır. Bu kademeler yüksek basınç buhar türbini için üretilen 120 bar, orta basınç türbini için 26 bar, alçak basınç türbini için 5 bar'dır. Santralde toplam 2 adet atık ısı kazanı bulunmaktadır. Bu atık ısı kazanlarının her biri bir adet gaz türbini egzoz gazı tarafından beslenmektedir. Atık ısı kazanı içerisinde buharlaştırıcılar (evaporatörler), kızdırıcılar, ekonomizerler bulunmaktadır. Atık ısı kazanı egzoz gazlarının enerjisi ile suyu buharlaştırarak yüksek, orta ve alçak basınç türbinlerine göndermektedir. Egzoz gazlarından yeterli seviyede enerji üretilmediği durumlar göz önünde bulundurularak atık ısı kazanı girişine ilave yakıcılar (ductburner) konulmuştur. Aşağıdaki 4.9 numaralı akım özellikleri çizelgesinde s_{108} gaz türbini çıkışındaki egzoz gazını, s_{38} atık ısı kazanı çıkışındaki baca gazını ve s_{106} atık ısı kazanında yakılan ilave yakıtı temsil etmektedir.

Çizelge 4.9: Atık ısı kazanı akım bilgileri.

Akım	T ₀ (K)	P ₀ (bar)	Debi (kg/s)	h ₀ (kJ/kg)	s ₀ (kJ/kg.K)
S ₂₀	837,15	120,11	89,00	3.126,1	6,6317
S ₂₂	624,15	28,66	89,00	3.123,51	6,8111
S ₂₃	837,85	25,00	100,00	3.606,16	7,4998
S ₂₅	561,15	4,66	3,62	3.030,48	7,4058
S ₃₈	353,46	0,95	607,27	350,49	1,8570
S ₄₅	425,07	5,01	103,62	640,09	1,8604
S ₁₀₆	300,15	30,00	1,19	44162	-
S ₁₀₈	872,55	0,95	607,27	908,22	2,8109
Çevre	284,95	1,04	-	49,5676	0,177524



Şekil 4.4: Atık ısı kazanı akım şeması.

$$\dot{m}_{108} + \dot{m}_{106} = \dot{m}_{38} \quad (4.30)$$

$$\dot{E}_{x,D} = \dot{E}_{x,22} + \dot{E}_{x,45} + \dot{E}_{x,106} + \dot{E}_{x,108} - \dot{E}_{x,20} - \dot{E}_{x,23} - \dot{E}_{x,25} - \dot{E}_{x,38} \quad (4.31)$$

$$\eta_{hrsg} = \frac{\dot{E}_{x,20} + \dot{E}_{x,23} + \dot{E}_{x,25} + \dot{E}_{x,38}}{\dot{E}_{x,22} + \dot{E}_{x,106} + \dot{E}_{x,108} + \dot{E}_{x,45}} \quad (4.32)$$

$$\dot{G}_{pot} = \dot{E}_d \cdot (1 - \eta_{hrsg}) \quad (4.33)$$

Çizelge 4.10: Atık ısı kazanı ekserji hesaplamaları.

Akım	$\eta_u(\%)$	$\dot{E}_{x,Tahrip}$ (MW)	\dot{G}_{pot} (MW)
Egzoz	0,82	30,10	5,19

Egzoz gazı giriş ve çıkış özellikleri ile çevre şartlarında hesaplanan geliştirme potansiyeli 5,19 MW olarak ortaya konulmuştur. Bunun yanı sıra yine atık ısı kazanında gerçekleşen değişimler giren ürünler ve çıkan ürünler olarak da hesaplayabilmektedir. Bu hesaplamalar için aşağıdaki çizelgeyi hazırlanmıştır.

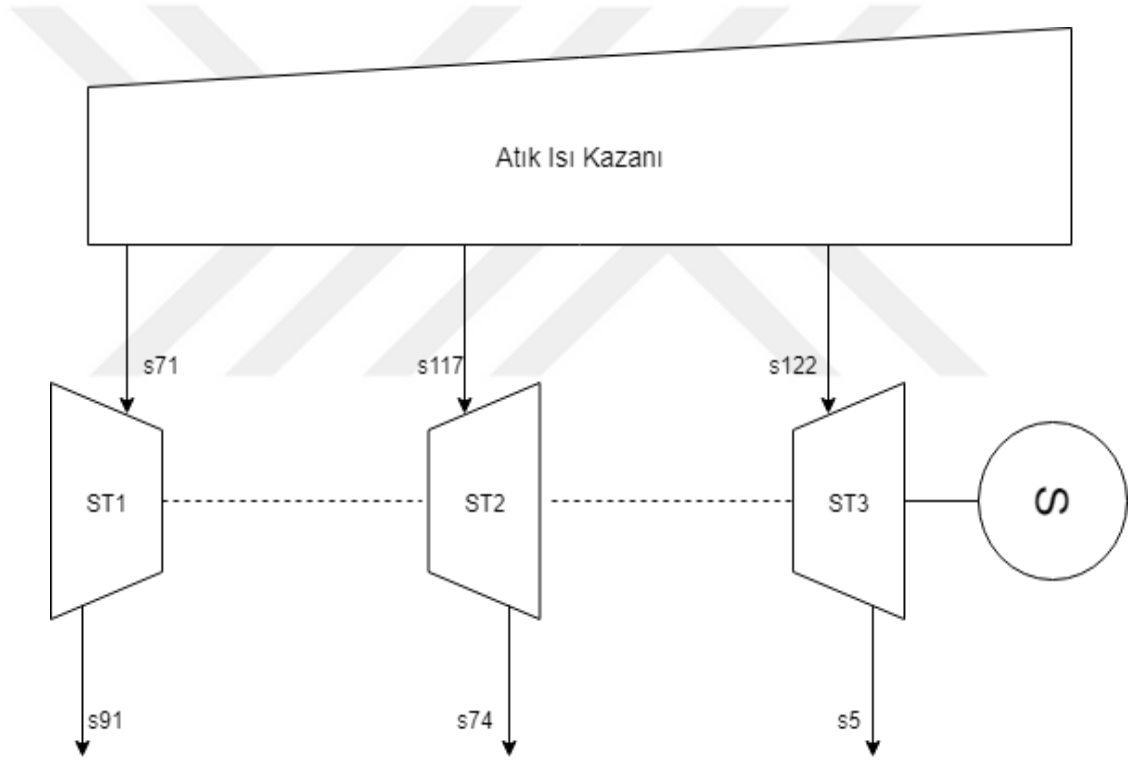
Çizelge 4.11: Atık ısı kazanı ekserji hesaplamaları.

Akım	Δh (kJ/kg)	$T_0 \cdot \dot{S}$ (kW)	\dot{Q} (kW)
S ₂₀	2.833,10	1.454,17	122.724,72
S ₂₂	2.830,51	1.506,80	117.810,33
S ₂₃	3.313,16	1.708,65	160.450,59
S ₂₅	2.737,48	1.681,09	3.824,10
S ₃₈	57,49	54,49	1.821,37
S ₄₅	347,09	55,46	30.218,28
S ₁₀₆	-	-	-
S ₁₀₈	615,22	334,10	170.713,89
Çevre	284,95	1,04	0,177524

İlgili tablo değerlerini kullanarak atık ısı kazanına giren ve çıkan akımların ayrı ayrı referans çevre değerine göre ekserji hesaplamaları sonucunda ise geliştirme potansiyelinin 5,19 MW değerinde olduğu görülmektedir.

4.1.8 Buhar türbini grubu

Buhar türbini grubunun net elektrik çıkışı 325 MW olup 3 kademeli sistemde dizayn edilmişlerdir. Bu kademeler yüksek basınç (120 bar), orta basınç (25 bar) ve alçak basınç(4,6 bar) olarak tasarlanmıştır. Gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı atık ısı kazanında bu 3 kademli buhar türbinine buhar sağlamak üzere kullanılır. Buhar türbinlerinin genel ve basitleştirilmiş akım şeması aşağıda verilmektedir.



Şekil 4.5: Buhar türbini grubu akım şeması.

İlgili akım değerleri ise Çizelge 4.12’de verilmektedir. Akım sıralaması yüksek basınç türbininden düşük basınca doğru verilmiştir.

Çizelge 4.12: Buhar türbini grubu akım bilgileri.

Akım	T ₀ (K)	P ₀ (bar)	Debi (kg/s)	h ₀ (kJ/kg)	s ₀ (kJ/kg.K)
S ₇₁	838,13	120,11	177,98	3.512,36	6,674
S ₉₁	624,21	28,66	177,98	3.119,15	6,772
S ₁₁₇	837,85	24,97	200,79	3.525,52	7,401
S ₉	561,53	4,66	200,79	3.039,736	7,416
S ₁₂₂	561,53	4,66	208,3	3.039,73	7,416
S ₅	299,87	0,04	208,3	2.340	7,767
Çevre	284,95	1,04	-	49,5676	0,17752

Yüksek basınç türbini için denklemler;

$$\dot{m}_{71} = \dot{m}_{91} \quad (4.34)$$

$$\dot{m}_{91} = \dot{m}_{22} + \dot{m}_{21} \quad (4.35)$$

$$E_{91} = E_{22} + E_{21} \quad (4.26)$$

$$\dot{E}_{x,91} = \dot{E}_{x,22} + \dot{E}_{x,21} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.37)$$

$$E_{71} = E_{91} \quad (4.38)$$

$$\dot{E}_{x,71} = \dot{E}_{x,91} + \dot{W}_{bt,1} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.39)$$

$$\eta_{bt,1} = \frac{\dot{W}_{bt,1} + \dot{E}_{91}}{\dot{E}_{71}} \quad (4.40)$$

$$\dot{G}_{pot} = \dot{E}_{x,D} \cdot (1 - \eta_{bt,1}) \quad (4.41)$$

Çizelge 4.13: Yüksek basınç türbini ekserji hesaplamaları.

Akım	\dot{W}_{tr} (MW)	\dot{W} (MW)	η_u (%)	$\dot{E}_{x,tahrip}$ (MW)	\dot{G}_{pot} (MW)
ST ₁	74,96	69,98	0,93	4,99	0,33

YB buhar türbini ikinci yasa verimi %93,34 olarak hesaplanmıştır. Yaklaşık 5 MW değerinde ekserji tahribi bulunan proseste 0,33 MW geliştirme potansiyeli hesaplanmıştır. Orta basınç türbini için denklemler;

$$\dot{m}_{16} + \dot{m}_{23} + \dot{m}_{24} = \dot{m}_{117} \quad (4.42)$$

$$E_{16} + E_{23} + E_{24} = E_{117} \quad (4.43)$$

$$\dot{E}_{x,16} + \dot{E}_{x,23} + \dot{E}_{x,24} = \dot{E}_{x,117} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.44)$$

$$\dot{m}_{117} = \dot{m}_9 \quad (4.45)$$

$$E_{117} = E_9 + W_{bt,2} \quad (4.46)$$

$$\dot{E}_{x,117} = \dot{E}_{x,9} + \dot{W}_{bt,2} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.47)$$

$$\eta_{bt,2} = \frac{\dot{W}_{bt,2} + \dot{E}_{x,9}}{\dot{E}_{x,117}} \quad (4.48)$$

$$\dot{G}_{pot} = \dot{E}_{x,D} \cdot (1 - \eta_{bt,2}) \quad (4.49)$$

Çizelge 4.14: Orta basınç türbini ekserji hesaplamaları.

Akım	\dot{W}_{tr} (MW)	\dot{W} (MW)	η_u (%)	$\dot{E}_{x,tahrip}$ (MW)	\dot{G}_{pot} (MW)
ST ₂	98,36	97,54	0,99	0,82	0,01

OB buhar türbini %99,16 oran ile oldukça yüksek bir verimlilikte çalışmaktadır. 0,82 MW ekserji tahribi bulunan sistemde geliştirme potansiyeli yüksek verimlilik nedeniyle 0,01 MW değerindedir. AB buhar türbini için aşağıdaki enerji, kütle ve ekserji denklikleri yazılabilir;

$$\dot{m}_{25} + \dot{m}_{74} + \dot{m}_{112} = \dot{m}_{122} \quad (4.50)$$

$$E_{25} + E_{74} + E_{112} = E_{122} \quad (4.51)$$

$$\dot{E}_{x,25} + \dot{E}_{x,74} + \dot{E}_{x,112} = \dot{E}_{x,122} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_{122} = \dot{m}_5 \quad (4.53)$$

$$E_{122} = E_5 + W_{bt,3} \quad (4.54)$$

$$\dot{E}_{x,122} = \dot{E}_{x,5} + \dot{W}_{bt,3} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.55)$$

$$\eta_{bt,3} = \frac{W_{bt,3} + \dot{E}_5}{\dot{E}_{122}} \quad (4.56)$$

$$\dot{G}_{pot} = \dot{E}_{x,D} \cdot (1 - \eta_{bt,3}) \quad (4.57)$$

Çizelge 4.15: Alçak basınç türbini ekserji hesaplamaları.

Akım	\dot{W}_{tr} (MW)	\dot{W} (MW)	η_u (%)	$\dot{E}_{x,tahrip}$ (MW)	\dot{G}_{pot} (MW)
ST ₃	166,60	145,75	0,87	20,85	2,61

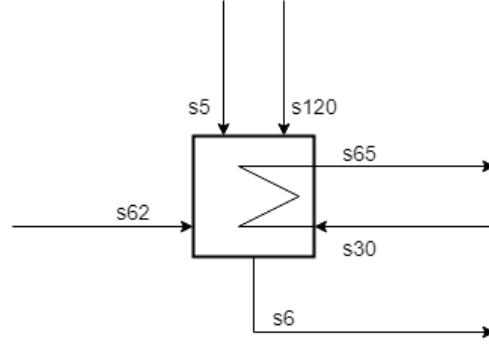
AB buhar türbininin ikinci yasa verimi %87,48 ve ekserji tahribi 20,85 MW olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalara bakıldığında buhar türbinleri arasında en büyük geliştirme potansiyelinin 2,61 MW güçle alçak basınç türbininde olduğu görülmektedir. Toplamda buhar türbini grubunun geliştirme potansiyeli ise 2,95 MW olarak hesaplanmıştır.

4.1.9 Kondenser

Alçak basınç buhar türbininden çıkan çürük buhar kondenserdeyoğuşarak sıvı faza dönüşmekte ve böylelikle tekrar elektrik üretiminde kullanılmak üzere besleme tankına gönderilmektedir. Kondenser işlemi sırasında ısınan su 16 adet cebri hava akışlı ıslak tip soğutma kulesinde soğutulmaktadır. Santralin soğutma suyu bir çaydan alınmaktadır. Çaydan alınan suyun direkt olarak proseste kullanılması mümkün olmadığından santral öncesinde bir arıtma tesisinde işlenmektedir. Buradan ise büyük bir kısmı soğutma suyu olarak kullanılmak üzere santrale gönderilmektedir. Santralin saatlik su işleme kapasitesi 600 m³'tür.

Çizelge 4.16: Kondenser akım bilgileri.

Akım	T ₀ (K)	P ₀ (bar)	Debi (kg/s)	h ₀ (kJ/kg)	s ₀ (kJ/kg.K)
S ₅	299,87	0,04	208,3	2.340	7,767
S ₆	299,68	0,03	208,3	117,17	0,388
S ₆₅	289,23	0,93	13744	101,91	0,360
S ₃₀	297,45	0,93	13744	67,57	0,240
Çevre	284,95	1,04	-	49,5676	0,177524



Şekil 4.6: Kondenser akım şeması.

Burada s_{120} akımı çürük buharı, s_6 sıvı haldeki suyu, s_{30} çürük buharı soğutan suyu, s_5 ve s_{62} bypass hattını temsil etmektedir.

Kondenser için kütle ve ekserji denkleği aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{62} + \dot{m}_{120} = \dot{m}_6 \quad (4.58)$$

s_5 ve s_{62} akımlarının sadece ihtiyaç halinde çalıştığı bilgisi alındığından bu çalışmada akımları sıfır olarak kabul edilmiştir.

$$\dot{m}_{120} = \dot{m}_6 \quad (4.59)$$

$$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{65} \quad (4.60)$$

$$E_6 + E_{65} = E_{120} + E_{30} \quad (4.61)$$

$$\dot{E}_{x,6} + \dot{E}_{x,65} = \dot{E}_{x,120} + \dot{E}_{x,30} + \dot{E}_{x,D} \quad (4.62)$$

$$\dot{E}_{x,D} = \dot{E}_{x,120} + \dot{E}_{x,30} - (\dot{E}_{x,6} + \dot{E}_{x,65}) \quad (4.63)$$

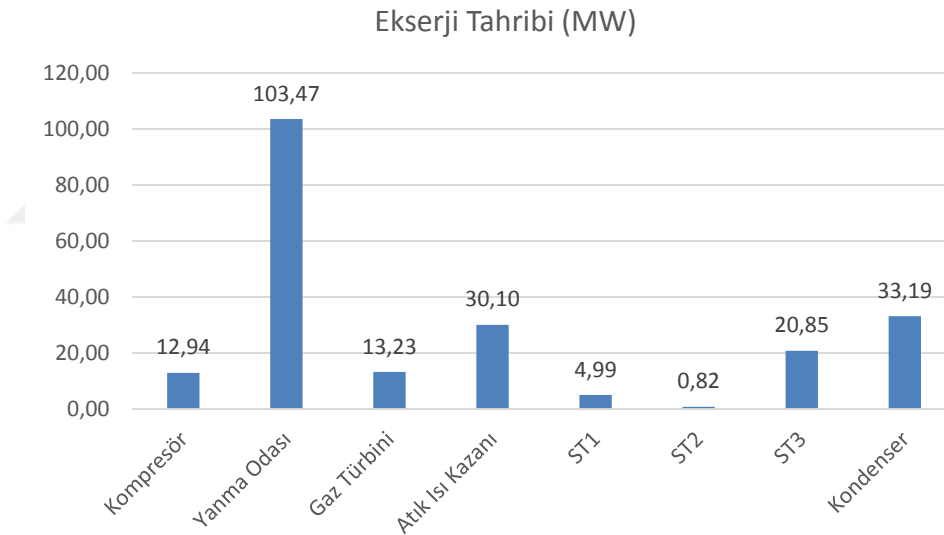
$$\eta_{kond.} = 1 - \frac{T_0 \cdot \dot{S}_u}{\dot{m}_5 \cdot \dot{E}_{x,D}} \quad (4.64)$$

Çizelge 4.17: Kondenserekserji hesaplamaları.

Akım	$T_0 \cdot \dot{S}_{ii}$ (kW)	η_{ii} (%)	$\dot{E}_{x,tahrip}$ (MW)	\dot{G}_{pot} (MW)
Kondenser	3.183	0,44	33,19	18,52

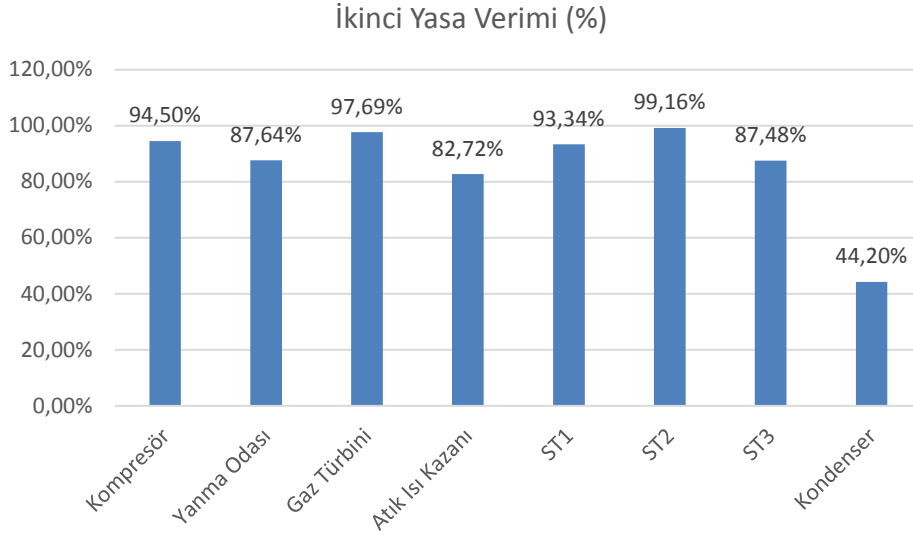
Kondenserin hesaplanan ikinci yasa verimi tüm santral bileşenleri arasında en düşük değeri alarak %44,20 olmuştur. Kondensere giren ve çıkan akımların denklikleri kurulduğunda toplam geliştirme potansiyelinin 18,5 MW sınırında olduğunu görülmektedir.

Şekil 4.7 santral bileşenlerinde ekserji tahribinin hangi boyutlarda olduğunu ortaya koymaktadır. Görüldüğü üzere en fazla yıkım yanma odası ve kondenserde gerçekleşmektedir.



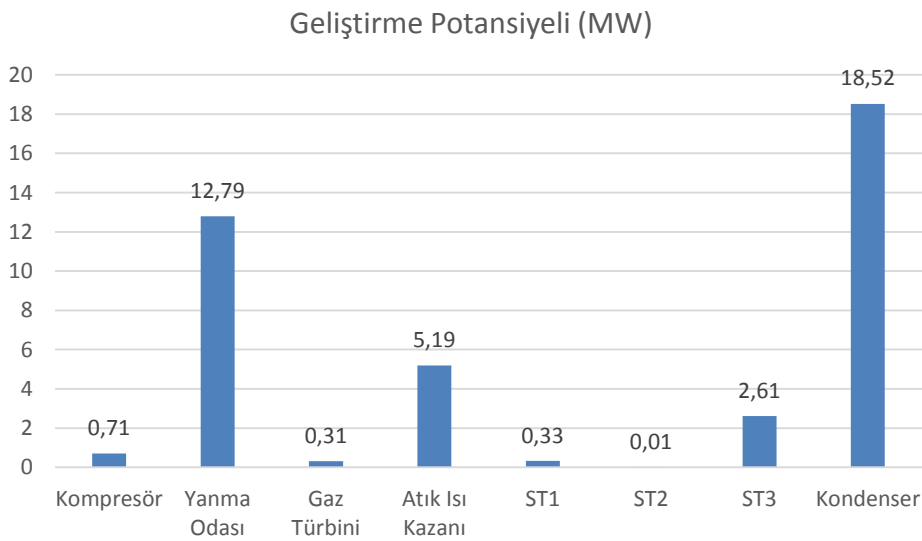
Şekil 4.7: Tesis ekserji tahribi.

Ekserji analizi metodolojisinden yola çıkarak bizlere hangi komponentte ne kadar geri kazanabileceğimiz ekserjinin olduğunu gösteren ifade ise ikinci yasa verimi, yani ekserjetik verimdir. Şekil 4.8'de görüleceği üzere buhar ve gaz türbini grubunun ikinci yasa verimleri oldukça yüksektir. Kondenser ünitesinde ise verimin diğer proseslere nazaran oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bu da tahrip olan ekserjiler içerisinde oranca en az yararlanabileceğimiz ekipmanın kondenser olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.8: Tesis ekserjetik verimleri.

Ekserji analizlerinin en can alıcı noktası olan ekserji yıkımı ve ikinci yasa verimi beraber yıkılan ekserjinin ne kadarlık kısmının geri kazanabileceğini bizlere ifade edebilir. Bu değere de geliştirme potansiyeli adı verilmektedir. Geliştirme potansiyeli, termodinamik sınırları aşmadan proseslerden kazanabileceğimiz azami işi bizlere göstermektedir. Şekil 4.9'da proses bazlı geliştirme potansiyelleri verilmiştir. Görüldüğü üzere en büyük potansiyel kazanç 18,5 MW güç ile kondenser daha sonra 12,79 MW ile yanma odasında ve 5,2 MW'lık güç ile atık ısı kazanında bulunmaktadır.



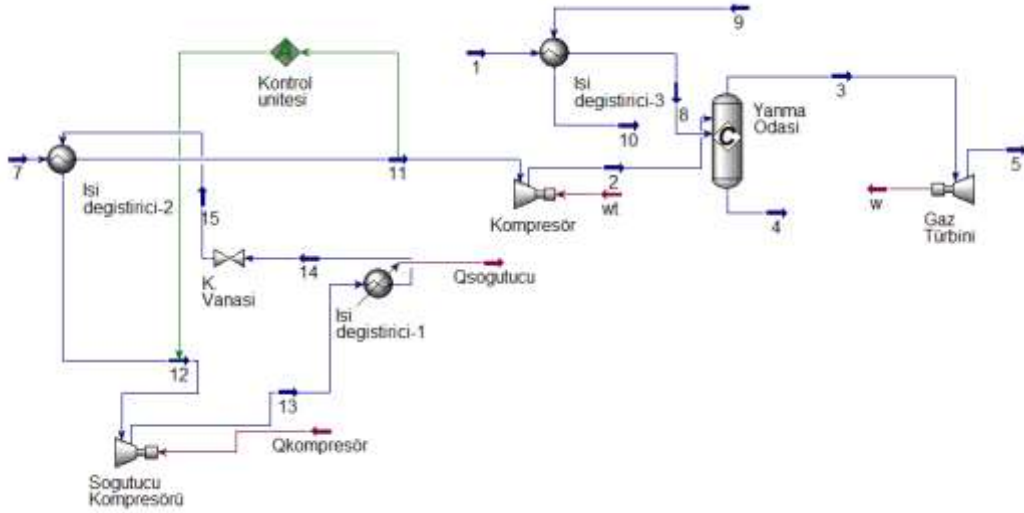
Şekil 4.9: Tesis geliştirme potansiyeli.

4.2 Santral Modellemesi

Bahse konu santralin bilgisayar modellemesi için Aspen HYSYS paket programı kullanılmıştır. Aspen HYSYS aslen bir kimya mühendisliği programı olsa da özellikle buhar türbini modellemelerinde kullanılabileceği gözlemlenmiştir.

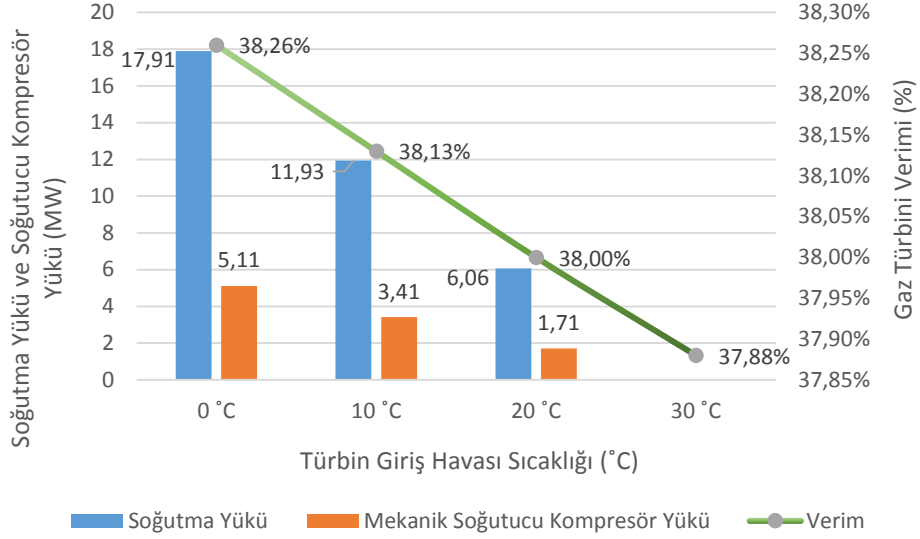
Santral modellemesi için öncelikle Aspen programı üzerinden, üzerinde çalışılacak olan bileşenleri tek tek proje dosyasında tanımlamak gerekmektedir. Bu çalışmada bunlar: Su, metan, etan, propan, nitrojen, oksijen, karbondioksit olarak tanımlanmıştır. Yanma odasında gerçekleşen reaksiyon tam yanma kabul edilerek işlem yapılmıştır. Bileşenler eklendikten sonraki aşamada programın işlem yapacağı iş akışkanı paketini belirtmek gerekmektedir. Çalışmamızda bu “Peng-Robinson” paketi olarak tanımlanmıştır. Bir diğer adım ise modellemede gerçekleştirilecek olan kimyasal reaksiyonların tanımlanmasıdır. Bu işlem için öncelikle reaksiyonlar bölümüne başvurularak ekle butonu aracılığı ile herhangi bir kimyasal reaksiyonun tanımlanması gerekmektedir. Çalışmamızda bu işleme sadece yanma odasında gerçekleşen doğal gazın dönüşümü işlemi tabii tutulmuştur. Reaksiyon tipi olarak dönüşüm seçilmiştir. Kimyasal reaksiyon tanımlandıktan sonra ise iş akışkanı paketine atanması gerekmektedir. Bu işlemlerin ardından ise özellikler bölümü tamamlanmış olup modelleme sayfasına geçilebilir.

Modelleme esnasında kompresöre giren hava sıcaklığının düşürülmesi ve yakıt ön ısıtmasının değişimine bağlı olarak kompresör yükünün, gaz türbini gücünün ne kadar ve nasıl değiştiğini görmek amacıyla dış ortam hava sıcaklığı soğutma ünitesi ve yakıt ön ısıtma sistemi modellemeye dahil edilmiştir. Gaz türbini ve mekanik soğutma çevrimi modellemesi Aspen HYSYS üzerinden Şekil 4.10’da olduğu gibi görülmektedir.



Şekil 4.10: Aspen HYSYS soğutucu çevrim ve gaz türbini modellemesi.

Bu modellemede dış ortam sıcaklığı sabit tutularak kompresör giriş havası önünde gerçekleştirilecek soğutmanın verim üzerindeki etkisini görebilmek amacıyla “ısı degiştirici-2” adlı soğutucu ekipman konulmuş ve bu ekipman Kontrol ünitesine bağlanmıştır. Bu ekipman sonrasında istenilen sıcaklığı kontrol ünitesine belirterek programın soğutma yükünü ve verimi hesaplaması sağlanmıştır. 30 °C’lik dış ortam sıcaklığı baz alınarak türbin giriş havasının 0 °C, 10 °C, 20 °C ve 30 °C’lik sıcaklıklardaki denemeleri gerçekleştirilmiştir. İncelemeler sonucunda gaz türbini verimi sırası ile %38,26, %38,13, %38,00 ve %37,88 olmuştur. Sonuçlar incelendiğinde 30 °C’lik sıcaklık farkının etkisi %0,51’lik verim artışına sebebiyet vermekte olduğu görülmüştür. Bu verim değişiminin ise net güç çıkışına etkisi %1 olmuştur. 30 °C’lik bir düşünün teknik ve ekonomik koşullar nedeni ile yapılabilir olmadığı değerlendirildiğinden sistem tasarımı; dış hava sıcaklığının 30 °C’den 10 °C’ye mekanik sıkıştırılmalı bir soğutucu ile düşürüldüğü senaryo çalışılmıştır.



Şekil 4.11: Aspen HYSYS modellemesi sonuçlarında elde edilen bulgular.

Sıcaklık düştükçe hem kompresör yükünün hem de gaz türbinin ürettiği gücün arttığı ancak gaz türbini gücünün nispeten düşük artış oranları beraberinde verimin de arttığı görülmektedir. Gerçekte de kompresör yükünü azaltmak için özellikle sıcak iklim kuşağına yakın ülkelerde taze havanın soğutulması işlemi verim artırıcı ve nispeten maliyeti düşük önlemler olarak görülmektedir. Giriş havasının soğutulması gölgeleme metotları, su spreyleyerek buharlaşan suyun havadan çektiği enerji ile veya aktif olarak soğutucu grupları kullanılarak gerçekleştirilebilmektedir. Soğutucu grubu yenilenebilir enerji kaynakları ile (örn. Güneş enerjisinden soğutma) yapıldığında işletmeye ilk kurulum maliyeti haricinde bir yük getirmeyecektir.

Çizelge4.18’de gerçekleştirilen modelleme çalışmaları sonucunda elde edilen veriler bulunmaktadır. Net güç çıkışında 30 °C’lik bir sıcaklık farkının %3’leri aşan oranlarda verime olumlu katkısı bulunduğu gözlemlenmiştir. ABD Enerji Bakanlığı tarafından yapılan çalışmalar sonucunda bu tip soğutma sistemlerinin termik santral giriş havalarını soğutmada kullanılmasının bedeli artan kapasite başına 150 \$/kw olarak belirtilmiştir. Ankara ilindeki santrale uygulanan ve 30 °C sıcaklıktan 10 °C’ye düşürülen ortam sıcaklığı uygulamasının kurulum maliyetinin 3,9 milyon TL olduğu ön görülmüştür. Bahse konu sistemin yılda sadece 2 ay boyunca hizmet verdiği düşünüldüğünde yıllık 5,5 bin MWh’e yakın oranda ilave enerjinin üretilebileceği hesaplanmıştır. Sistemin basit geri ödeme süresi ise yaklaşık olarak 3,4 yıldır.

Çizelge 4.18: Modelleme sonuçları özet tablosu.

Giriş Hava Sıcaklığı(°C)	Soğutma Yüğü (MW)	GT Kompresör Gücü (MW)	GT Generatör Gücü (MW)	Net Güç, (MW)	GT Verimi, (%)
0 °C	17,97	227,99	474,71	241,61	38,26
10 °C	11,99	236,07	480,27	240,79	38,13
20 °C	6,00	244,14	485,83	239,98	38,00
30 °C	-	252,19	491,38	239,19	37,88

Çizelge 4.19’da mekanik soğutma çevriminin farklı sıcaklıklardaki COP değerleri sunulmaktadır. Görüldüğü üzere COP değeri 10 °C’lik soğutma sağladığı noktada en yüksek çıkmaktadır.

Çizelge 4.19: Soğutma grubunun sıcaklıklara göre COP değerleri.

Giriş Hava Sıcaklığı(°C)	Soğutma Yüğü (MW)	Soğutucu Kompresör Gücü (MW)	COP
0 °C	17,97	5,11	3,52
10 °C	11,99	3,41	3,52
20 °C	6,00	1,71	3,51
30 °C	-	-	-

İkincil olarak yanma odasına giren yakıtın ön ısıtma işleminden geçirilerek yanma odasına verilmesi yanma verimi üzerinde pozitif bir etki yaratacaktır. Yakıt BOTAŞ doğalgaz hattından santrale verilmekte olup bu çalışmada kullanılan verilerin alındığı anki sıcaklığı 27 °C olarak ölçülmüştür. Bu değerde gaz türbin grubu verimi %38,54 olarak belirlenmiştir. Ana besleme suyundan çıkarak atık ısı kazanında 228 °C sıcaklıklara ulaşan 9 numaralı akım ile yakıtın ısıtılması mümkündür. Yakıtın 73 °C ısıtılarak sıcaklık değerinin 100 °C yapılması sonucunda gaz türbin grubu verimi %38,70 değerine ulaşmaktadır. 200 °C için ise bu değer %38,94 olarak ortaya çıkmıştır. Yakıtın yanma odasına giriş sıcaklığının artması ile verimin artacağı tahmin edilebilir bir olgu olup yaygın şekilde kombine çevrim santralleri tarafından kullanılmaktadır.



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, Brayton ve Rankine çevrimlerinin yer aldığı 770 MW kurulu güce sahip doğalgaz yakıtlı bir kombine çevrim santrali incelenmiştir. Ekserji yöntemi kullanılarak yapılan analizler çerçevesinde tersinmezlikler nedeniyle meydana gelen santral ekipmanlarına ait kayıplar ve bu kayıpların yerleri belirlenmiştir. Bunun sonucunda, kayıp miktarlarına bağlı olarak her bir ekipman için hesaplanan geliştirme potansiyelleri, ekserji verimi ve ekserji tahribi değerleri elde edilmiştir (Çizelge 4.6, 4.8, 4.10, 4.13, 4.14, 4.15, 4.17). Ayrıca, Aspen HYSYS paket programı kullanılarak gerçekleştirilen incelemeye göre 30°C'lik dış ortam sıcaklığı temel alınarak kompresör giriş havasının 0°C, 10 °C, 20 °C ve 30°C'lik sıcaklıklarda sisteme beslendiği durumlar için benzetimler yapılmıştır. Yapılan benzetim ve analiz sonuçlarına göre, gaz türbin grubunun verimi sırası ile %38,26, %38,13, %38,00 ve %37,88 olarak hesaplanmıştır. Sonuçta, dış hava sıcaklığı 30°C olduğunda kompresör giriş havasının soğutulmasıyla birlikte en fazla %0,38'lik verim artışının yanı sıra soğutma için gereken gücün karşılanmasına ek olarak net bir güç çıktısı elde edilebilmektedir. Bu da, aynı santrale inşa edilecek ve 3,4 yıl geri ödeme süresi olan bir giriş havası soğutma sistemi yatırımıyla yıllık 5,5 bin MWh'e yakın oranda ilave enerjinin üretilebileceğini göstermektedir. Genel bir sonuç olarak, gaz türbinli santrallerde, kompresör giriş havasının soğutulması verim artırıcı ve nispeten maliyeti düşük bir önlem olarak önerilmektedir.

Enerji ve ekserji analizi hesaplamaları sonucunda tersinmezliklere bağlı ekserji yıkımının en fazla nerelerde olduğu belirlenmektedir. Sonuçlar incelendiğinde her prosesin kendi içerisinde oluşan tersinmezliklerin giderimi konusunda farklı projeler üretilebilir. Ancak, birçok noktada günümüz teknolojisinin yeterli seviyede olmaması veya tesisin belirtilen çalışma koşullarına uyumunun imkansız olması gibi nedenlerle bu potansiyeller büyük oranlarda geri kazanabilmek oldukça zordur. Yine de belirli noktalarda enerji tasarrufu sağlamak mümkün olabilir. Örneğin, bazı ekipmanlarda yapılabilecek iyileştirmelerle santral genelinde sağlanabilecek toplamda %1,5'lük bir verim artışı, ülke geneline ölçeklendiğinde, 400 MW kurulu güce sahip bir doğalgaz

santrali kadar yıllık tasarruf potansiyeli sunmaktadır. Bu değer de yıllık 1.400 GWh veya 120 bin TEP'lik bir enerji eődeęerine sahiptir.

Sonuç olarak, kombine çevrim güç santralleri tüm dünya ve özellikle Türkiye'de elektrik üretiminde büyük bir paya sahiptir. KGS'ler genellikle doğalgaz yakıtlı oldukları için düşük salınımlarıyla nispeten çevreci görülen, güvenilir enerji dönüşüm sistemleri olmaları ve deęiőken yüklere kolay uyum sağlamaları bakımından popülerliklerini korumaktadırlar.Son derece enerji yoğun tesisler olan KGS'lerde, enerji ve ekserji analizleri sonucunda sağlanabilecek verim artıőları ile büyük miktarda enerji tasarrufları elde edilebilir; dolayısıyla, enerji maliyetleri büyük lde düőürülebilir ve ortaya çıkan emisyon miktarları azaltılabilir. Bu sayede, ülke genelinde yılda milyonlarca lira tasarruf imkânı sağlanabilir.

6. KAYNAKLAR

- Altay, H.**, (2010), “Kombine Çevrim Santrallerinde Verimlilik ve Tasarruf Olanaklarının Belirlenmesi: Örnek Bir Tesisin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü.
- Antonanzas, J., Jimenez, E., Blanco, J., Antonanzas-Torres, F.**, (2014), “Potential Solar Thermal İntegration İn Spanish Combined Cycle Gas Turbines”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Sayı 37, 36-46.
- Başaran, T.**, (2010), “Performance And Degradation Evaluation Of A Combined Cycle Power Plant”, Yüksek Lisans Tezi, Sabancı Üniversitesi, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı.
- British Petroleum (BP)**,(2018), Energy Outlook, Alındığı tarih: 19.05.2018, adres: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/energy-outlook/bp-energy-outlook-2018.pdf>
- Bayrak, M., ve Güngör, A.**, (2011), “Fossil Fuel Sustainability: Exergy Assessment Of Cogeneration System”, International Journal of Energy Research., 35, 162–168.
- Binay E.**, (2009), “Mevcut Bir Termik Santralin Kombine Çevrim Santraline Dönüştürülmesi, Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Boyce, P. M.**, (2002), “Gas Turbine Engineering Handbook”, ABD.
- Breeze, P.**, (2014), “Power Generation Technologies (Second Edition)”, 67-91.
- Campanari, S., Manzolini, G., Chiesa, P.**, (2013), Using MCFC for high efficiency CO₂ capture from natural gas combined cycles: Comparison of internal and external reforming, Applied Energy, Sayı 112, 772-783.
- Chejne, F., Restrepo, J. A.**, (2003), “New Rules for the Exergo-Economic Optimization Methodology”. Energy, Sayı. 28:993–1003.
- Cihan, A., Hacihafizoğlu, O., ve Kahveci, K.**, (2006), “Energy-Exergy Analysis and Modernization Suggestions for A Combined-Cycle Power Plant.” International Journal of Energy Research, Sayı.30.115.
- Çengel, A.Y. ve Boles, M.A.**, (1998), “Thermodynamics, An Engineering Approach”, Mc. Graw Hill, USA.
- Energy Information Administration**, (2007), “International Energy Annual”, ABD, Alındığı tarih: 19.05.2018, Adres: <https://www.eia.gov/totalenergy/data/annual/archive/038407.pdf>
- Erdem, H. H., vd.**, (2003), “Gaz Türbin Sistemlerinde Çevre Sıcaklığının Performansa Etkisi.” 14.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta.

- Eriten, N.**, (1998), “Doğal Gaz Yakıtlı Kombine Çevrim Santrallerinin Termik Ve Ekonomik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Ersayın, E.**, (2012), “Bir Kombine Çevrim Tesisinin Performans Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Bilim Dalı.
- Ersoy, S.**, (2010), “Kombine Çevrim Santrallerinde Isı Maliyetinin Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Facchini, B., Fiaschi, D., Manfreda, G.**, (1997), “SCGT/CC: An Innovative Cycle With Advanced Environmental And Peakload Shaving Features”.
- Frey, H.C., Zhu, Y.**, (2012), “Techno-economic analysis of combined cycle systems”, Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation, 306-328.
- Ganapathy, V.**, (2003), “Industrial Boiler And Heat Recovery Steam Generators, Design, Application And Calculation”, FL, ABD.
- Ganjehkaviri, A., Mohd, Jaafar, M.N., Ahmadi, P., Barzegaravval, H.**, (2014), “Applied Thermal Engineering”, Modelling and optimization of combined cycle power plant based on exergoeconomic and environmental analyses, Sayı 67, Konu 1–2, Haziran 2014.
- Genel Enerji Denge Tabloları (2010-2018)**, ETKB (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı), 2018, Alındığı tarih: 19.01.2019, Adres: <https://www.eigm.gov.tr/tr-TR/Denge-Tabloları/Denge-Tabloları>
- General Electric**, (2014) “Gas Turbine World Performance Specs”, 30th editions, Ocak-Şubat, sayı 44, no.1.
- Gopalakrishnan, H., Kosanovic, D.**, (2014), “Economic Optimization Of Combined Cycle District Heating Systems”, Sustainable Energy Technologies and Assessments, Sayı 7, Eylül 2014, 91-100.
- Hacıhafızoğlu, O.**, (2011), “Energy-Exergy Analysis Of Gas Turbine Cycle In A Combined Cycle Power Plant.” Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research, 27(1), 123–138.
- Hoon, Kim, K., Chun, Kim, K.**, (2014), “Thermodynamic Performance Analysis Of A Combined Power Cycle Using Low Grade Heat Source And LNG Cold Energy”, Applied Thermal Engineering, Sayı 70, Konu 1, 5 Eylül 2014, 50-60.
- Hunt, R., J.**, (2011), “The History of the Industrial Gas Turbine, (Part 1 The First Fifty Years 1940-1990)”, The Independent Technical Forum For Power Generation, Thermal Power Consultant Power Energy Associates Morpeth, Birleşik Krallık.
- İlkk, A.**, (2012), “Trijenerasyon Sistemlerinin Enerji Ve Ekserji Analizi”, Yüksek Lisans Tezi.
- İyiuyurlar, B.**, (2006), “Efficiency Analysis Of A Combined Cycle Power Plant.”, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.

- Kehlhofer, R., Hannemann, F., Stirnimann, F., Rukes, B.,** (2009), “Combined-Cycle Gas&Steam Turbine Power Plants (3rd Edition)”, Oklahoma, ABD.
- Kotas, T.J.,** (1995) The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Reprint Edition, Krieger Publishing Company, Malabar.
- Maslak, C. E., Tomlinson L. O.,** (1994), “GE Combined-Cycle Experience”, GE Industrial & Power Systems, Schenectady, NY.
- Mert, M.S., Dilmaç, Ö.F., Özkan, S., Karaca, F. ve Bolat E.,** (2012), “Exergoeconomic Analysis of a Cogeneration Plant in an Iron and Steel Factory”, Energy, 46, 78-84.
- Mohapatra, A. K., Sanjay.,** (2014), “Thermodynamic assessment of impact of inlet air cooling techniques on gas turbine and combined cycle performance”, Energy, Sayı 68, 15 Nisan 2014, 191-203.
- Özgür, R.,** (2011), “Kombine Çevrim Santrallerinde Performans İzleme Yöntemleri”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Rahim, M.A.,** (2008), “Design, Optimization And Energy Efficiency Of A Natural Gas Combined Cycle Power Plant”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Savruk, N.,** (2001), “Thermodynamic Analysis Of Gas/Steam Combined Cycle Power Plants.”, Yüksek Lisans Tezi , Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Shilke, P.W.,** (2004), ”Advanced Gas Turbine Materials and Coatings”, General Electric, Schenectady, NY., Alındığı tarih: 19.05.2018, Adres: https://stage.geready.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/technical/ger/ger-3569g-advanced-gas-turbine-materials-coatings.pdf
- Şentürk, A. E.,** (2013), “Bir Entegre Güneş Kombine Çevrim Santrali Fizibilite Çalışması”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı.
- Suomalainen, M. S., Arasto, A., Teir, S., Siitonen S.,** (2013), “Improving a Pre-Combustion CCS Concept in Gas Turbine Combined Cycle for CHP Production”, Energy Procedia, Sayı 37, 2013, 2327-2340.
- TEİAŞ (Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi),**(2018),“Türkiye Elektrik Üretim İstatistikleri”, Alındığı tarih: 12.12.2018, Adres: <https://www.teias.gov.tr/tr/elektrik-istatistikleri>
- Tuma, M., Oman, J., Sekavcnik, M.,** (1999), “Efficiency of a Combined Gas-Steam Process. Energy Conversion & Management”, Sayı. 40:1163–1175.
- Tüfekçi, P.,** (2014), “Prediction Of Full Load Electrical Power Output Of A Base Load Operated Combined Cycle Power Plant Using Machine Learning Methods”, International Journal of Electrical Power & Energy Systems, Sayı 60, Eylül, 126-140.

Uluslararası Enerji Ajansı (IEA), (2017), World Energy Outlook, Alındığı tarih:

19.05.2018, Adres: [www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484\(2017\).pdf](http://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484(2017).pdf)

Unver, U., Kılıç, M., (2007), “Second Law Based Thermoeconomic Analysis Of Combined Cycle Power Plants Considering The Effects Of Environmental Temperature And Load Variations”, Int. J. of Energy Research, (DOI: 10.1002/er.1239) Sayı 31 Konu 2 , (148-157).

Vaccarelli, M., Carapellucci, R., Giordano L., (2014), “Energy and Economic Analysis of the CO₂ Capture from Flue Gas of Combined Cycle Power Plants”, Energy Procedia, Sayı 45, 2014, 1165-1174.

Yılmazoğlu, M. Z., (2012), “Gazlaştırıcı Kombine Çevrim Santralleri Ve Yerli Termik Santrallerde Performans Güçlendirilmesi”, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Wood, B., McLellan M., (1970) “Gas Turbine Developments.”, DEUA/ IDGTE Paper.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Bahadır Sercan GÜMÜŞ

Doğum Yeri ve Tarihi: Düzce / 10.02.1991

E-Posta: bahadirsgumus@gmail.com

Lisans: Yalova Üniversitesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü/ 2009-2010

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı - Uzman Yardımcısı (2015-devam ediyor)

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

1. Mert M.S., **Gümüş B.S.**, “Bir Doğalgaz Kombine Çevrim Güç Santralinde Enerji ve Ekserji Analizi” 13. Ulusal Kimya Mühendisliği Kongresi (UKMK-2018), Van, 3–6 Eylül 2018.