

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİYOGAZ BESLEMELİ ENERJİ DÖNÜŞÜM SANTRALİNİN TERMODİNAMİK
ENERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ: ZONGULDAK

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SADIK ROJDA TAYBILLIOĞLU

OCAK 2024

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİYOGAZ BESLEMELİ ENERJİ DÖNÜŞÜM SANTRALİNİN TERMODİNAMİK
ENERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ: ZONGULDAK

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Sadık Rojda TAYBILLİĞLU

DANIŞMAN: Prof. Dr. Adnan TOPUZ

ZONGULDAK

Ocak 2024

KABUL:

Sadık Rojda TAYBILLIĞLU tarafından hazırlanan “Biyogaz Beslemeli Enerji Dönüşüm Santralinin Termodinamik Enerji ve Termoekonomik Analizi: Zonguldak” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 22/01/2024.

Danışman: Prof. Dr. Adnan TOPUZ

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine
Mühendisliği Bölümü

Üye: Prof. Dr. Engin GEDİK

Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

Üye: Doç. Dr. Beytullah ERDOĞAN

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine
Mühendisliği Bölümü

ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

....../....../20....

Prof. Dr. Fikret GÖLGELEYEN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Sadık Rojda TAYBİLLİĞLU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİYOGAZ BESLEMELİ ENERJİ DÖNÜŞÜM SANTRALİNİN TERMODİNAMİK ENERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ: ZONGULDAK

Sadık Rojda TAYBILLİĞLU

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Adnan TOPUZ

Ocak 2024, 99 sayfa

Hızla artan dünya nüfusunun taleplerinin karşılanması adına mal ve hizmetler üretimi için gerekli enerji miktarındaki artış yeni enerji kaynakları arayışlarına sevk etmekle birlikte yeni enerji kaynaklarının verimli kullanılması için mühendislik çözümleri geliştirilmiştir. Yerel yönetimlerin belirlediği sahalarda düzenli depolanan atıklar, bir yandan şehir atık yönetimine katkı sağlarken diğer yandan çeşitli enerji dönüşüm santralleri aracılığı ile faydalı iş elde edilmektedir. Bu çalışmada, Zonguldak ili Merkez ilçesi Sapça mevkinde bulunan evsel atık biyokütle enerji dönüşüm santrali ile atık ısı enerjisinin geri kazandırılması için tasarlanan sistemin enerji, ekserji ve ekserjiekonomik analizleri ESS (Engineering Equation Solver) programı yardımıyla incelenmiştir. Gaz motorunda gerçekleşen alev sıcaklığı maksimum 1980 K, çığ noktası 331,15 K ve kayıp baca gazı enerjisinin parasal değeri 268.343,00 \$ olarak hesaplanmıştır. Sistemde üretilen enerji miktarı 1706 kW ve termal verim %56 olarak hesaplanarak termal verimin artması sağlanmıştır. Dizayn edilen sistemde en fazla; ekserji yok oluşu 952,7 kW ile evaporatörde, ekserji verimi %89,78 ile pompada, ekserji maliyeti

ÖZET (devam ediyor)

5,287 \$/h ile türbinde, ekserji yok oluş maliyeti 3,8030 \$/h ile türbinde gerçekleşmiş ve sistemin amortisman süresi 3,1 yıl olarak bulunmuştur. Bu çalışmada ki amaç; temel kavramlar ile birlikte biyokütle enerji santrallerinin işleyiş süreçleri ve santral bileşenlerinin neler olduğunu anlamak, çevrim boyunca gerçekleşen enerji, ekserji ve ekserjiekonomi değerlerini hesaplayarak literatüre katkıda bulunmak hedeflenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Biyogaz, Yenilebilir Enerji, Landfill Beslemeli Gaz Motoru, Ekserjiekonomi

Bilim Kodu: 625.04.00.

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THERMODYNAMIC ENERGY AND THERMOECONOMIC ANALYSIS OF A BIOGAS FED ENERGY CONVERSION POWER PLANT: ZONGULDAK

Sadık Rojda TAYBILLİĞLU

**Zonguldak Bülent Ecevit University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor: Prof. Dr. Adnan TOPUZ

January 2024, 99 pages

The increase in the amount of energy required for the production of goods and services in order to meet the demands of the rapidly growing world population has led to the look for new energy sources, and engineering solutions have been developed for the efficient use of new energy sources. While wastes regularly stored in areas determined by local governments to contribute to city waste management, on the other hand, best practices are provided from the product obtained from waste through various energy conversion centers. In this study, the energy, exergy and exergy-economic analysis of the system designed to recover waste heat energy with the domestic waste biomass energy conversion power plant located in the Sapça district of the Central district of Zonguldak province was examined with the help of ESS (Engineering Equation Solver) program. The maximum flame temperature in the gas engine is 1980 K, the dew point is 331.15 K and the monetary value of the lost flue gas energy is calculated as \$268,343.00. The amount of energy produced in the system was calculated as 1706 kW and showed an increase in the thermal efficiency by calculating the thermal energy

ABSTRACT (continued)

as 56%. In the designed system, the maximum exergy dissipation was realized in the evaporator with 952.7 kW, exergy efficiency in the pump with 89.78%, exergy cost in the turbine with 5.287 \$/h, exergy dissipation cost in the turbine with 3.8030 \$/h and the period of redemption in the system was found to be 3.1 years. The aim of this study is to understand the basic concepts of biomass power plants and their components, to contribute to the literature by calculating the energy, exergy and exergy-economy values realized during the cycle.

Keywords: Biogas, Renewable Energy, Landfill Fed Gas Engine, Exergy-economy

Science Code: 625.04.00.

TEŞEKKÜR

Öğrenim hayatım boyunca bana desteklerini esirgemeyen TAYBILLIOĞLU ailesi olmak üzere;

Yüksek lisans öğrenimin boyunca derslerimde ve tez çalışmamda, bana danışmanlık ederek yönlendiren çok değerli tez danışmanım Prof. Dr. Adnan TOPUZ'a;

Tez çalışmam kapsamında bana yardımcı ve yol gösterici olan Doç.Dr. Beytullah ERDOĞAN'a;

Yüksek öğrenim hayatı bakış açımı olumlu yönde değiştiren Doç.Dr. Göker TÜRKAKAr'a;

Tesis içerisindeki prosesler hakkında bilgi edinmem ve tesis verilerine ulaşmam konusunda yardımlarını esirgemeyen Arel Enerji yetkilileri ve çalışanlarına şükranlarımı bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL:	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
EK AÇIKLAMALAR DİZİNİ.....	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xix
 BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	 1
1.1 GENEL BİLGİ	1
1.1.1 Enerji Kaynakları.....	1
1.1.2 Faydalı İş ve Güç Üretim Sistemleri	3
1.1.3 Enerji Dönüşüm Sistemleri	4
1.2 TERMOEKONOMİK ANALİZ	5
 BÖLÜM 2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	 7
2.1 GİRİŞ.....	7
2.2 LİTERATÜR TARAMASI	7
2.2.1 Enerji Kaynakları ve Enerjinin Önemi	7
2.2.2 Termodinamik Çevrim Analizi.....	9
2.2.3 Ekserji Analizi	11
2.2.4 Termoeconomik Analiz	14
2.2.5 Biyokütle.....	17
2.3 DEĞERLENDİRME	18

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 3 KATI ATIK VE BİYOKÜTLE	19
3.1 GİRİŞ.....	19
3.1.1 Biyokütle İşleme Teknolojileri	19
3.1.2 Biyokütlenin Avantaj ve Dezavantajları.....	21
3.1.3 Biyokütle Kaynaklarında Kullanılan Çevrim Teknikleri	21
3.1.4 Biyogaz Bileşenleri ve Oluşum Safhaları.....	22
3.1.5 Biyogaz Tesis Çeşitleri ve Biyogaz Üretimini Etkileyen Faktörler	23
BÖLÜM 4 ENERJİ DÖNÜŞÜMÜNDE PİSTONLU MOTOR KULLANIMI VE KOJENERASYON	25
4.1 GİRİŞ.....	25
4.1.1 Piston Motorlu Güç Çevrimi	26
4.1.2 Kojenerasyon	27
BÖLÜM 5 TERMODİNAMİĞİN TEMEL PRENSİPLERİ	29
5.1 GİRİŞ.....	29
5.1.1 Açık ve Kapalı Sistemler	30
5.1.2 Enerji Biçimleri	31
5.1.3 Basınç	31
5.1.4 Sıcaklık	31
5.1.5 Isı ve Özgül Isı.....	31
5.1.6 Sistem Özellikleri	32
5.1.7 Yoğunluk ve Özgül Ağırlık	32
5.1.8 Hal ve Denge	32
5.2 TERMODİNAMİK FORMÜLLER	33

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 6 YÖNTEM VE ANALİZ	35
6.1 DOĞRULAMA ÇALIŞMASI.....	35
6.2 ISIL GÜÇ ÇEVİRİM SANTRALİ MODELLEME VE ANALİZİ	40
6.2.1 Tesis Modellemesi	40
6.2.2 Tesis Termodinamik Analizi	42
6.2.2.1 Kimyasal Tepkime Analizi	43
6.2.2.2 Enerji ve Ekserji Analizi	49
6.3 BACA GAZI'NIN SİSTEME KAZANDIRILMASI.....	50
BÖLÜM 7 BULGULAR.....	61
7.1 BULGULAR	61
BÖLÜM 8 SONUÇ VE DEĞERLENDİRME.....	65
KAYNAKLAR.....	67
EK AÇIKLAMALAR	75
ÖZGEÇMİŞ	99



ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1 Biyogaz oluşum safhaları	23
Şekil 4.1 Çeşitli çalışma yüklerinde motor ceket ısısı ile ısıtılan suyun çıkış sıcaklığı	27
Şekil 4.2 Çeşitli çalışma yüklerinde egzoz gazı ile ısıtılan suyun çıkış sıcaklığı	27
Şekil 4.3 Piston motorlu kojenerasyon tesis bileşenleri şeması	28
Şekil 6.1 Santral kütle akış şeması.	40
Şekil 6.2 konteyner tipi gaz motoru, Zonguldak.	41
Şekil 6.3 Isıl güç çevrim kütle akış şeması a) çevrime ait gerçek kütle akış şeması, b) ideal kütle akış şeması	43
Şekil 6.4 Proses ve ORÇ kullanıldığı kütle akış diyagramı.	52
Şekil 6.5 Dizayn edilen çevrim kütle akış şeması.	52
Şekil 7.1 Sistem enerji ve ekserji değerleri.	62
Şekil 7.2 Ekserji akışı.	62
Şekil 7.3 Birim ekserji maliyeti.	63
Şekil 7.4 Ekserji maliyeti.	63



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1 Enerji kaynaklarının genel sınıflandırılması	2
Çizelge 1.2 Güç çevrimlerinin kategorize edilmesi	4
Çizelge 1.3 Enerji dönüşüm çeşitleri.....	5
Çizelge 3.1 Biyokütlenin avantaj ve dezavantajları	21
Çizelge 3.2 Biyokütle çevrim teknikleri	22
Çizelge 3.3 Biyogaz bileşenleri.....	22
Çizelge 5.1 Termodinamik eşitlikler.....	33
Çizelge 5.2 Ekserjiekonomi eşitlikleri.	34
Çizelge 6.1 Biyogaz beslemeli gaz motorlu kojenerasyon sisteminin enerji ve ekserji analiz sonuçları	35
Çizelge 6.2 Biyogaz beslemeli gaz motorlu kojenerasyon sistemi alt bileşenleri için ilk yatırım (İY) ve işletme ve bakım maliyetleriyle (İB) ilişkili maliyet oranları	36
Çizelge 6.3 Gaz motorlu kojenerasyon sistemi alt bileşenlerinin ekserjiye bağlı yakıt (F) ve ürün (P) maliyetleri, ekserji yıkım maliyetleri, eksergoekonomik faktörleri ve toplam yatırım maliyetleri	37
Çizelge 6.4 Abuşoğlu vd. (2013) ile doğrulama hesaplamalarının kıyaslanması.	38
Çizelge 6.5 Maliyet oran yüzdesel fark.....	39
Çizelge 6.6 Ekserji yıkım maliyetleri, termodinamik faktör ve toplam yatırım maliyetleri arası oluşan yüzdesel fark.	39
Çizelge 6.7 Oluşum entalpisi ile mükemmel gaz özellikleri.....	46
Çizelge 6.8 Belli haldeki duyulur entalpinin enerji değeri.....	46
Çizelge 6.9 Yanma ürün ve girdilerine ait termodinamik özellikler.....	47
Çizelge 6.10 Ceket suyu enerji ve ekserji denklem takımları.	50
Çizelge 6.11 Motor enerji ve ekserji denklem takımları.	50
Çizelge 6.12 Bazı organik Rankine çevrim üretici firmaları	51
Çizelge 6.13 Kojenerasyon sistemi enerji ve ekserji eşitlikleri.	53
Çizelge 6.14 Sistem bileşen güç, ekserji ve verim değer tablosu.	54
Çizelge 6.15 İlk yatırım maliyet denklemleri.....	56
Çizelge 6.16 İlk yatırım maliyeti.....	56

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 6.17 Seviyelendirilmiş ilk yatırım ve işletme maliyet ilişkisi.....	56
Çizelge 6.18 Ekserjiye bağlı maliyet denklemleri.	57
Çizelge 6.19 Ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyet tablosu.....	58
Çizelge 6.20 Termoekonomik sonuçlar.	59



EK AÇIKLAMALAR DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
EK A: Jenbacher Marka Gaz Motoru Kataloğu	75
EK B: TMM Marka Blower Kataloğu	77
EK C: TCG Marka Gaz Motoru Kataloğu	79
EK D: Başkent Doğalgaz Ocak Ayı Birim Fiyat Listesi.....	80
EK E: Gaz Motoru Enerji Analizi EES Kodu	81
EK F: Alt Çevrim Enerji Analizi EES Kodu.....	84
EK G: Buhar Türbini Fiyat Ve Teknik Katalog	89
EK H: Alt Çevrim Termoeconomik Analizi EES Kodu	94



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
m	: Kütle (kg)
$(m_g)'$	: Sisteme giren kütleli debi (kg/sn)
$(m_ç)'$	: Sistemden çıkan kütleli debi (kg/sn)
$Q'_{(g,ç)}$	: Sisteme giren yada çıkan ısı akışı (kW)
$W'_{(g,ç)}$	: Sisteme giren ya da çıkan iş akışı (kW)
V	: Hacim (m ³)
ϑ	: Özgül hacim (m ³ /kg)
γ	: Özgül ağırlık (gr-ağırlık/cm ³)
g	: Yerçekimi ivmesi (m.s ⁻²)
u	: Birim kütlenin iç enerjisi (kJ.kg ⁻¹)
k_e	: Kinetik enerji (joule)
p_e	: Potansiyel enerji (joule)
h	: Entalpi (kJ.kg ⁻¹)
h_0	: Ortam sıcaklığına bağlı entalpi
s	: Entropi (kJ. kg ⁻¹ .K ⁻¹)
z	: Yükseklik (metre)
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı (kJ. kg ⁻¹ .K ⁻¹)
c_i	: Birim ekserji maliyeti (\$/kJ)
C'_i	: Ekserji maliyeti (\$/h)
$c_{(f,k)}$	: Ekserjiye bağlı yakıt maliyeti (\$/kJ)
$c_{(p,k)}$	: Ekserjiye bağlı ürün maliyeti (\$/kJ)
$Z'_k{}^{\text{İY}}$	: Düzeltilmiş ürün ilk yatırım maliyeti (\$/saat)
$Z'_k{}^{\text{İB}}$	: Düzeltilmiş işletme maliyeti (\$/saat)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

f	: Faiz oranı
ϕ	: İşletme ve bakım maliyet faktörü
N	: Yıllık çalışma saati
n	: Sistem ömrü
CRF	: Anapara geri kazanım faktörü
r_i	: Bağlı faktör
f_i	: Termodinamik faktör
$C_{(D,i)}$	: Ekserji yıkım maliyeti (\$/saat)
y_k	: Ekserji yıkım oranı
η	: Birinci yasa verimi
E	: Ekserji verimi
T_0	: Ortam sıcaklığı (K)
U	: Isı transfer katsayısı ($kW/(m^2.K)$)
A	: Alan m^2
ΔT_{log}	: Logaritmik sıcaklık (K)

KISALTMALAR

EES	: Engineering Equation Solver
İYM	: İlk Yatırım Maliyeti
SPECO	: Specific Exergy Costing

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 GENEL BİLGİ

İnsanlık tarihinin büyüklüğü göz önüne alındığında, kısa süre içerisinde üretim toplumundan tüketim toplumuna hızla geçiş sağlandı. Dünya nüfusundaki hızlı artış ve artan uluslararası rekabet, mal ve hizmet üretiminin hızla artmasına neden oldu. Tüketim toplumlarının enerji talebi mal ve hizmet üretimiyle birlikte paralel olarak artırdı, sınırlı enerji kaynaklarının sonlu olduğu gerçeğini insanlara fark ettirdi ve ucuz ve sürdürülebilir alternatif enerji kaynaklarına yönelmesine neden oldu.

Bu bağlamda, sınırlı enerji kaynaklarının toplam rezerv miktarlarındaki azalışla birlikte elde edilmesinde yaşanan zorluklar, fosil yakıtların getirdiği çevre kirliliği, üretim için enerjiye duyulan açlık, uluslararası rekabeti güçlendirmek için ucuz enerji arayışı, fosil kaynakların yerini alabilecek, çevreye az zarar veren, yenilenebilir enerji kaynaklarının keşfedilmesine ve keşfedilen kaynakların ihtiyaca göre dönüştürme tekniklerinin geliştirilmesine neden olmuştur.

Bu arayış, enerji kaynaklarının sınıflandırılmasına, elde edilme yöntemlerinin belirlenmesine, enerji kaynaklarının dönüştürme teknolojilerinin bulunmasına ve ayrıştırılmasına, tesis bileşenlerinin belirlenmesine ve nihayet en küçük yapı taşının toplam verimliliğe olan etkisine kadar uzanan literatür çalışmalarına konu oldu.

1.1.1 Enerji Kaynakları

Genel olarak, enerji kaynakları kullanım biçimlerine ve dönüşebilirliklerine göre sınıflandırılmaktadır. Kullanım biçimine göre yenilenebilir ve yenilenemez enerji kaynakları olarak sınıflandırılırken, dönüşümlerine göre yapılan sınıflandırma ise birincil ve ikincil enerji

kaynakları olarak belirlenmiştir. Enerji kaynaklarının sınıflandırılması Çizelge 1.1’de tablo halinde verilmiştir [1].

Çizelge 1.1 Enerji kaynaklarının genel sınıflandırılması [1]

ENERJİ KAYNAKLARI			
Kullanılışlarına Göre Enerji Kaynakları	Yenilenemez	Fosil Kaynaklı	Kömür Petrol Doğal gaz
		Çekirdek Kaynaklı	Uranyum Toryum
	Yenilenebilir	Hidrolik Güneş Biyokütle Rüzgar Jeotermal Dalga, Gel-git Hidrojen	
Dönüşümlerine Göre Enerji Kaynakları	Birincil (Primer)	Kömür Petrol Doğal gaz Nükleer Biyokütle Hidrolik Güneş Rüzgar Dalga, Gel-git	
	İkincil (Seconder)	Elektrik, Benzin, Mazot, Motorin İkincil Kömür Kok, Petrokok Hava gazı Sıkıştırılmış petrol gazı	

Enerji kaynaklarının yetersizliğinin, ülkelerin yaşam standartlarının düşmesine neden olduğu gibi enerji üreten ülkelere bağımlı hale getirmektedir. Ülkeler bu sorunu aşabilmek için yeni enerji kaynakları bulmaya ve kaynakları verimli kullanmaya ihtiyaç duymaktadır. Bu nedenle, enerjinin verimli kullanılmasını yeni bir enerji kaynağı olarak görmek mümkündür. Günümüzde üretimin temel girdisi olan enerji, toplumların refah seviyesini belirleyen en önemli unsur haline gelmiş olması, enerji üretimi ile gelişmişlik seviyesi arasında bağlantı ve verimlilik artış arayışları hız kesmeden devam etmekte ve çeşitli literatür araştırmalarına konu olmaktadır [2].

1.1.2 Faydalı İş ve Güç Üretim Sistemleri

Faydalı iş ve güç üretim sistemlerinin hangi koşullar altında incelenmesi gerektiğini anlamamız ve sistem çözümlenmesini yapabilmemiz için sistemlerin sınıflandırılması veya gruplandırılması gerekir.

Enerji dönüşüm sistemlerinin hepsi termodinamik çevrim prensiplerine göre çalışmaktadır. Termodinamik çevrimler, soğutma çevrimi ve güç çevrimi olarak ikiye ayrılırlar.

Soğutma, düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı transferinin sağlanması ile oluşur. Soğutmanın gerçekleştirildiği sistemlere soğutma makineleri denir. Soğutma makineleri soğutma çevrim prensiplerine göre çalışmaktadır. Soğutmada amaçlanan işe yönelik sistem tasarımı, soğutma çevrim prensipleri içerisinde kalarak gerçekleştirilir. Faydalı iş üretimi gerçekleştirilen soğutma çevrimleri, buhar sıkıştırmalı soğutma ve gaz akışlı soğutma çevrim esasına göre çalışan sistemlerdir. Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde ara akışkan buharlaştırılır, buhar fazında sıkıştırılır ve yoğunlaştırılır. Gaz akışlı soğutma sistemlerinde iş akışkanını çevrim boyunca sistem içerisinde gaz fazında kalır.

Faydalı güç üretimi gerçekleştiren çevrimler, ara akışkanın sahip olduğu faza göre sınıflandırılır. Bunlar, buharlı ve gaz akışlı güç çevrim sistemleridir. Gaz akışlı çevrimlerde ara akışkan çevrim boyunca gaz fazında kalırken buhar çevrimlerinde ara akışkan buhar fazından sıvı faza geçişi sağlanmaktadır. Güç üretim çevrimi yapan makineler motor olarak adlandırılırken güç üretim çevrimi yapan sistemler güç santrali olarak tanımlanmıştır. Güç çevrimi boyunca ara akışkan ilk haline dönmeyebilir. Bu tür sistemler açık sistemler olarak tanımlanmıştır. Açık sistemlerde kullanılan ara akışkan çevrim tamamlandıktan sonra sistem içerisinde kalmayarak dışarı atılır ve çevrim başlangıcında sisteme yeni ara akışkan ilave edilir. Güç çevrimi boyunca ara akışkanın kapalı devre içerisinde dolaştırıldığı sistemler ise kapalı çevrim olarak adlandırılır. Kapalı çevrimde kullanılan ve iş üreten ara akışkan başlangıç haline dönerek sistem içerisinde dolaşımının sağlandığı sistemler kapalı çevrim prensiplerine göre çalışmaktadır.

Güç çevrimleri yanma şekline göre de ayrıca sınıflandırılmıştır. Yanmanın sistem içerisinde gerçekleştirildiği ve net güç elde edildiği sistemler içten yanmalı sistemler olarak tanımlanırken yanmanın dışarıda gerçekleştirildiği ve sistemin ihtiyaç duyduğu enerji

kaynağının dışarıdan sağlandığı sistemler ise dıştan yanmalı sistemler olarak tanımlanmıştır. İçten yanmalı sistemlere otomobil motorları örneklendirileceği gibi kömürün dışarda yakılarak sistemin ihtiyaç duyduğu enerji girişinin sağlandığı termik santraller dıştan yanmalı sistemlere örnek verilebilir [3]. Güç çevrimleri kategorize edilmiş hali Çizelge 1.2’de tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 1.2 Güç çevrimlerinin kategorize edilmesi.

Akışkan Fazına Göre	1. Gaz Akışlı Güç Çevrimleri 2. Buharlı Güç Çevrimleri
Sistem Tasarımına Göre	1. Açık Güç Çevrimleri 2. Kapalı Güç Çevrimleri
Yanma Şekline Göre	1. İçten Yanmalı Güç Çevrimleri 2. Dıştan Yanmalı Güç Çevrimleri

1.1.3 Enerji Dönüşüm Sistemleri

Enerji, sistemin iş yapabilme yeteneği veya potansiyeli olarak tanımlanmıştır. Enerji doğrudan ölçülememektedir. Mevcut bir durumu değiştirmek için uygulanan güç miktarının ölçülmesi ile iş enerji miktarı belirlenebilir.

Enerji; potansiyel ve kinetik enerji, ısı enerji, kimyasal enerji, nükleer enerji, solar enerji, rüzgar enerjisi, hidrolik enerji, jeotermal enerji ve elektrik enerjisi olarak çeşitlendirilebilir. Bütün enerji çeşitlerinden elde edilmek istenen nihai amaç, birincil ya da ikincil enerji kaynaklarından faydalı iş eldesidir. Örnek verilirse, içten yanmalı motorlar ile kimyasal enerji mekanik enerjiye dönüştürülürken nükleer enerji ile atom enerjisi buhar türbin vasıtasıyla elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Enerji türlerine göre dönüşüm çeşitlilik örneklemeleri Çizelge 1.3’deki gibi özetlenebilir. Günümüzde kullanılan ve teknolojileri herkes tarafından bilenen dönüşüm tekniklerinin özetlendiği Çizelge1.3 incelediğimizde, enerji dönüşüm sistemlerini hidrolik, termik, nükleer ve yenilenebilir enerji sistemleri olarak sınıflandırmanın mümkün olduğu görülmektedir.

Çizelge 1.3 Enerji dönüşüm çeşitleri.

Enerji Türü	Dönüşüm Şekli	Örnek
Kinetik ve Potansiyel Enerji	Hareket enerjisi elde ile enerjisinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi	Hidroelektrik Enerji Santralleri, Med-Cezir Hidroelektrik Enerji Santralleri, Depresiyon Enerji Santralleri
Isıl Enerji	Buhar elde edilmesi ile buharın sahip olduğu kinetik enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi	Jeotermal Santraller, Termik Enerji Santralleri, Doğalgaz Çevrim Santralleri, Biyogaz Santralleri
Kimyasal Enerji	(1) Yanma sonucu elde edilen ısı enerjisi ile buhar elde edilmesi ve buharın sahip olduğu kinetik enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi (2) Yanma sonucu oluşan yüksek basıncın hareket enerjisine dönüştürülmesi (3) Reaksiyon sonucu oluşan elektron hareketliliğinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi	Isıl Güç Santralleri ¹ , İçten Yanmalı Motorlar ² , Piller ³
Nükleer Enerji	Atom enerjisi ile buhar elde edilmesi ve buharın sahip olduğu kinetik enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi	Nükleer Enerji Santralleri
Solar Enerji	(1) Güneş enerjisinin fotovoltaik elektrik enerjisine dönüştürülmesi (2) Güneş enerjisinin ısı enerjisine dönüştürülmesi	Güneş Enerji Turları ¹ , Su Isıtma ²
Rüzgar Enerjisi	Rüzgarın sahip olduğu hareket enerjisi ile mil işinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi	Rüzgar Enerji Santralleri
Jeotermal Enerji	Yer kabuğu altındaki yüksek sıcaklıklardan doğrudan ya da dolaylı olarak buhar elde edilmesi ile buharın sahip olduğu kinetik enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi	Jeotermal Enerji Santralleri

1.2 TERMOEKONOMİK ANALİZ

Gerçek ve tüzel kişilere ait ekonomiler günlük hayatta direk olarak etki etmektedir. İster şirketlerin muhasebesel verileri, isterse gerçek kişilerin gündelik hayatları olsun, yaşamın her anında ekonomik verileri görmemiz ve karşılaşmamız mümkündür. Toplum içerisindeki yer alan ailenin ekonomisi ve yaşamı bilimsel olarak incelendiği gibi şirketlerinde sahip olduğu

ekonomik yapılar iktisadi olarak incelenmekte ve her an değerlendirmeye tabi tutulmaktadır. Bu nedenle, her alanda oluşan maliyetleri bağımsız olarak ölçmek ve bu ölçümleri karşılaştırmalı olarak değerlendirmek çok önemlidir. Bu nedenle; ekonomide yeni bir kavram olarak literatüre giren termoekonomi, termodinamik ile ekonomik verilerin birleştirildiği bir yöntem olarak geliştirilmiştir.

Maliyetler çoğu zaman finansallar ile ilişkilidir. Makro ölçekte maliyetleri fiyat değerlemesi belirlerken mikro ölçekte finansa erişim kolaylığı, finansın zaman değeri, sistem işletme maliyeti, sistem verimsizliklerinden kaynaklanan maliyetler ile sistem kayıplarının neden olduğu maliyetleri içermektedir.

Termodinamik disiplin ile ekonominin buluşma noktası olan termoekonomik analiz literatürde yöntem olarak ikiye ayrılmıştır. Birinci yöntem termodinamik fonksiyonel analizi, ikinci yöntem ise özgül ekserji maliyet analizidir. Termodinamik fonksiyonel analiz, yapısal bağ katsayısı kullanarak tersinmezlik maliyetlerinin hesaplandığı yöntemdir. Özgül ekserji maliyet analiz ise ortalama maliyetlerin hesaplandığı ve maliyet muhasebesinin yapıldığı metottur.

Sistemdeki ekserji yıkımı ve ekserji kaybı termodinamik verimsizliklere yol açmaktadır. Bu verimsizlikleri en aza indirmek termodinamik optimizasyon olarak adlandırılır. Ekserji yıkımı sistemdeki tersinmezlikler sonucu oluşur. Ekserji kaybı ise sistemden atılan ve kullanılmayan ekserjidir. Termoekonomi, termodinamik verimsizliklerinin sistem maliyetlerine dahil edildiği bir analiz yöntemidir. Bu maliyetlerin en aza indirilmesi ise termoekonomik optimizasyon olarak tanımlanmaktadır [4].

Her iki metodunda amacı, sistem veya bileşene ait maliyet verileri ile termodinamik verilerinin buluşturmak, karşılaştırma yapmak ve yatırımın yapılabilirlik yönünü veya gerçekleştirilen yatırımı termoekonomik açıdan incelemektir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 GİRİŞ

Bu bölümde, enerji kaynakları, çevrim sistemlerinin termodinamik açıdan incelenmesi, ekserji analizi, termoekonomi ve biyogaz üzerine literatür araştırması ve değerlendirme yapılmıştır.

2.2 LİTERATÜR TARAMASI

2.2.1 Enerji Kaynakları ve Enerjinin Önemi

Yürük ve Erdoğan (2015), dünya enerji ihtiyacının %24,2 doğalgazdan, % 29 kömürden ve % 32,8 petrolden, %14 ise nükleer enerji, hidrolik enerji ve yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılandığından bahsetmişlerdir [5].

Kapluhan (2014), hammadde ve enerji kaynaklarının kapasitesinin sınırlı olmasıyla birlikte hammadde ve enerji gereksinimleri sürekli artış göstermekte olduğunu belirtmiştir. Sınırlı birincil enerji kaynakları, insanlığı geleneksel olmayan yeni enerji kaynakları arayışına sevk etmekte olduğundan bahsetmiştir. Birincil enerji kaynaklarının sınırlı olmasının yanı sıra enerji fiyatlarındaki artış, nüfus artışı, endüstrileşme, ulusal enerji kaynaklarının değerlendirilmesi zorunluluğu, yakıtların çevreye vermiş olduğu zararlar ve iklim değişikliği gibi konular yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını zorunlu hale getirmekte olduğunu vurgulamıştır [6].

Çukurçayır ve Sağır (2008), mevcut enerji kaynakları ile yenilenebilir enerji kaynaklarını sınıflandırarak enerji darboğazı oluşum ihtimaline dikkat çekmişlerdir. 2050 yılına kadar yenilebilir enerji kaynaklarının yenilenemez enerji kaynaklarının yerine ikame edilme

oranının %50 olması gerektiğine vurgu yaparak aksi bir durumun sosyal dengeyi, küresel barışı ve çevresel dengeleri bozabileceğini belirtmişlerdir [7].

Yılmaz (2012), Türkiye'nin, genç nüfusu ile birlikte gelişmekte olan bir ülke olması nedeniyle, ilerleyen yıllarda enerjiye olan talebinin artacağı yönünde görüş bildirmiştir. Birincil enerji kaynak ihtiyacının %71,8'ini ithal etmekte olan Türkiye'nin yenilenebilir enerji kaynakları elde etmesi ile dışa olan bağımlılığını büyük oranda azaltacağını belirterek mevcut linyit rezervleri ile termik santrallere 20.000 MW ilave güç eklenebileceğine, yaklaşık olarak 31.500 MW jeotermal gücün konut ve sera ısıtması için kullanılabileceğine, rüzgar ve güneş enerjisinin taşıdığı büyük potansiyelin göz ardı edilmemesine dikkat çekmiştir [8].

Koçaslan (2010), sürdürülebilir kalkınmanın sağlanabilmesi için iktisadi, sosyal ve çevresel politikalarının senkronize olarak yürütülmesi gerektiğine vurgu yapmıştır. Sürdürülebilir kalkınmanın sağlanabilmesi için enerji kaynaklarının iyi değerlendirilmesi ve ülkelerin enerji politikaları içerisinde enerjinin kesintisiz, ucuz ve güvenli bir şekilde sağlanabilmesinin öncelikli hale getirilmesi gerektiğini belirtmiştir. Mevcut koşullarda, Türkiye'nin bağımsız enerji politikaları yürütebilmesi için sahip olunan rüzgar enerjisi potansiyelinin öncelikli değerlendirilmesi ve bu alanda teşvikler sağlanarak yatırımların artırılması gerektiğini belirtmiştir [9].

Kademli (2021), Türkiye'nin 93 GW kurulu gücüne ilave edilebilecek 60 GW hidrolik, 46 GW güneş, 47 GW rüzgar, 30 GW jeotermal ve 6 GW biyokütle yenilenebilir enerji kaynağı potansiyeli taşıdığını belirtmiştir. Enerji kaynak çeşitliğinin yerli imkanlar ile artırılmasının bağımsız enerji, ekonomi ve siyasal politikaların yürütülmesinde büyük önem arz etmekte olduğunu vurgulayarak enerji yatırımlarının artırılmasının ülke ekonomisi için çarpan etkisi yaratacağı konusunda görüş bildirmiştir [10].

Tutar ve Eren (2015), yenilebilir enerji kaynağı olan hidrojen enerjisine dikkat çekmişlerdir. Hidrojen enerjisinin elde edilme yöntemleri, depolanması ve taşınması konularına değinmişlerdir. Dünya'da ve Türkiye'de hidrojen enerjinin yeri ve önemini belirterek, Türkiye'de hidrojen esaslı yürütülen projelerin neler olduğunu sıralamışlardır. Geleceğin enerji kaynağının hidrojen enerjisi olduğuna vurgu yapmışlardır [11].

2.2.2 Termodinamik Çevrim Analizi

Termodinamik çevrimlerin hepsi Termodinamiğin I. Kanunu yasalarına göre değerlendirilir. Termodinamiğin I. Kanunu enerjinin korunumu prensibine dayanmakta olup enerjinin ne yaratılabileceği ne de yok olabileceğini belirtir. Sistem üzerinde gerçekleşen bir süreçte, enerji girişleri ve çıkışları arasındaki fark, sistemin iç enerjisinde bir değişiklik olarak ifade edilir. Temelde, sistemde meydana gelen bu değişimler entalpi kavramı ile açıklanır ve entalpinin korunumu söz konusudur.

Literatürde enerjinin korunumu ilkesi çerçevesinde gerçekleştirilen araştırmalarda; Karaağaç ve ark. (2019) yaptıkları çalışmada, doğal gaz yakıtlı kombine bir çevrim santraline termodinamik denge denklemleri uygulayarak; Brayton çevrimi için 45MW güç %38 verim, Rankine çevrimi için 12MW güç %24 verim, kombine çevrim için 57MW güç ve %48 verim elde edilmekte olduğunu bulmuşlardır. Çevre sıcaklık şartlarının sistem üzerindeki etkilerini incelenmiş sıcaklığın artması ile güç miktarının azalmakta olduğunu tespit etmişlerdir [12].

Dekan (2019)'nin yapmış olduğu tez çalışmasında, biyokütle yakıtlı kombine güç çevrim santrali ile aynı kapasitede Rankine çevrim esasına göre çalışan güç santralinin üst ve net verim değerlerini karşılaştırmıştır. Isıl gücü 19,2 MWe olan bir tesisin performansı; klasik Rankine çevrimi ile %18,7 üst verim, %17,7 net verim hesaplanırken kombine güç santralinde %38,7 üst verim, net verim ise %37,65 olarak hesaplamıştır [13].

Kombine güç çevrimleri, gaz ve buhar çevrimlerinin beraber kullanıldığı çevrimlerdir. Hosseini ve ark. (2017) yaptıkları çalışmada, kombine güç çevrimli elektrik santralinde optimum performansı sağlamak için türbine ek ateşleme sistemi yerleştirerek enerji santrali verimliliğini %6 artırarak CO_2 emisyonunu %5,63'e kadar düşürmüşlerdir [14].

Çevrim santrallerinin analizlerinin yapıldığı çalışmalarının yanı sıra çevrim santrallerinde kullanılan ekipmanlarında ayrıntılı incelendiği literatür çalışmaları mevcuttur. Bu bağlamda; Çelik (2022), biyogaz yakıtlı reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motoru incelemiştir. Yapılan çalışmada, maksimum güç ve tork 17 sıkıştırma oranında elde edilmiş, emme basıncı 2,6 bar'da maksimum verim edilmiştir ve biyogaz bileşiğindeki metan oranının artması ile yakıtın ısı değeri artmakta olduğu ortaya konulmuştur [15].

Variş ve Özçira (2022), biyogaz enerji üretim tesisinde yirmi altı adet gaz motoruna ait atık ısının potansiyelinin belirlenmesi adına egzoz gazı hız, debi, sıcak ve basınç ölçümleri yapılarak optimizasyon çalışması yapmış ve gaz motoru atık ısının değerlendirilmesinin tesis verimine ve toplam enerji üretim kapasitesine katkıda bulunduğunu belirlemişlerdir [16].

Şentürk ve ark. (2014), 91 kW elektrik üreten kojenerasyon sistemine, 50 kW soğutma gücü veren absorpsiyonlu soğutucunun sisteme bağlanması ile trijenerasyon çevrim verimini EES programı yardımıyla kojenerasyon verimi %42, absorpsiyonlu soğutucunun verimi COP=0.78, trijenerasyon verimi ise %69 olduğunu hesaplamışlardır. Elde ettikleri sonuçlar ile çevrim sonucunda oluşan atık ısının sisteme aktarılması verim artışına sebebiyet verdiğini belirtmişlerdir [17].

Ünver ve Kılıç (2005), kombine çevrim güç santralinin termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Güç santralinin tam yükte ve çevre koşullarının 0°C, 15°C ve 42°C olduğu ortamda sisteme ait tersinmezlikleri ve faydalı gücü hesaplamışlar ve çevre sıcaklığının artması ile tersinmezliklerin artmakta olduğunu ve faydalı işin azalmakta olduğunu belirtmişlerdir. Yine aynı çalışmada, çevre koşullarının 15°C olduğu ortamda santralin %50, %75 ve %100 kapasitede çalışması durumunda sisteme ait tersinmezlik ve faydalı güç değerleri hesaplanmış ve yük artışı ile çevrimden elde edilen gücün ve tersinmezliklerin artmakta olduğunu belirtmişlerdir [18].

Ceylan ve Özgür (2021), süperkritik Brayton çevriminin termodinamik analizini gerçekleştirerek sabit basınçta türbin giriş sıcaklık artışının enerji verimine olan etkisini incelemişlerdir. Ara akışkan olarak CO₂ ve havanın kullanıldığı Brayton çevriminde türbin giriş basıncının artırılması ile enerji, ekserji ve net güç üretimini olumlu yönde etkilemekte olduğu belirtilirken, sabit basınç altında türbin sıcaklığının artırılmasının enerji verimini ve net gücü artırmasına karşılık ekserji verimini düşürmekte olduğunu belirlemişlerdir. Gaz türbinlerinin kullanımının yaygınlaşması ile düşük dereceli atık ısı kaynaklarının sisteme geri kazandırılmasının tek başına yeterli olmayacağını belirterek sistemde farklı akışkanlar kullanılmasının hem verim artışına hem de maliyetleri en aza indirilmede etkili bir yöntem olduğuna vurgu yapmışlardır [19].

Fu ve ark. (2015) yaptıkları çalışmada, 250 kW ORÇ sistem tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sıvısı olarak R245fa kullanılmıştır. Termodinamik çevrim analizi için, iki basınç

altında çalışan iş akışkanının göstereceği performans değerlendirmesi yapılacağından kazan basıncını 2,265 MPa, soğutucu basıncını 0,242 MPa olarak tasarlamışlardır. Tasarım koşulları altında sistem net güç 243 kW ve sistem verimliliği %9,5 olarak hesaplanmıştır. Sistemin ısı kaynağı sıcaklığını değiştirerek (106 C°) sistem net gücünü 225 kW, termal verimi %7,94, geri iş oranını %6,7 olarak bulunmuş ve ısı kaynağı sıcaklık değişimlerinin sistem termodinamik karakteristikleri üzerinde hızlı bir değişime yol açmakta olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, ısı kaynağı sıcaklığının artırılması ile sistemin termal veriminin ve net güç çıkışının lineer olarak önemli ölçüde artış göstermekte olduğunu tespit etmişlerdir [20].

2.2.3 Ekserji Analizi

Enerji kaynaklarının verimli kullanılması gerekliliği, gerekçeleri ile birlikte, literatürlerde açıkça belirtilmiştir. Çalışma içerisinde de değinilen enerjinin verimli kullanılması konusu, termodinamik bağıntılar yardımıyla daha anlaşılır hale gelmiştir. Termodinamiğin I. ve II. Kanunları enerji kaynaklarının etkin kullanılmasını sağlayan bilinçsel yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır.

Termodinamiğin I. kanuna göre bütün enerji formları yok edilmez. Literatür ve kaynaklara bakıldığında Termodinamiğin I. Kanunu, enerji ve enerjinin korunumu ile ilgili olduğu, sistem içerisinde gerçekleşen hal değişimlerinin yarattığı enerji giriş ve çıkışlarının hesaplandığı yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır.

Gerçek sistemler incelendiğinde, sisteme giren veya aktarılan enerjinin tamamının kullanılmadığı görülür. Peki, Termodinamiğin I. Kanunu'na göre enerji korunuyor ise sistem içerisinde kullanılmayan enerjiye ne oluyor sorusu akla gelecektir. Bu soru, Termodinamiğin II. Kanunu ile cevaplanmakta olup entropi ve ekserji kavramları ile açıklanmaktadır. Entalpi'nin korunumundan söz etmek mümkünken entropi ve ekserjinin korunumu söz konusu değildir.

Kaynaklarda ekserji, sistemin çevresi ile denge haline getirilmesi sonucunda elde edilebilecek maksimum faydalı iş olarak tanımlanmaktadır. Farklı bir tanım ifadesi ile Yücer ve Kudak (2020) ekserji kavramını, ortam şartları dikkate alınarak elde edilebilecek en büyük iş potansiyeli ve enerjinin kalite ölçüsü olarak tanımlamışlardır [21].

Ekserji üzerine yapılan literatür çalışmaları içerisinde; Yılmaz (2018), jeotermal enerji destekli güç ve deniz suyundan temiz su üretim çevriminin termodinamik analizi yapmıştır. Ara akışkan olarak CO₂'nin kullanıldığı organik rankine çevrimine ait enerji ve ekserji verimlerini sırası ile %10,18 ve %56,83 olarak hesaplamıştır. Sistemdeki toplam ekserji yıkımının 3714 kW olduğunu hesaplayarak sistemdeki en yüksek ekserji yıkımının 1911 kW ile kondenserde gerçekleşmekte olduğunu tespit etmiştir [22].

Atalay'ın (2004) yapmış olduğu tez çalışmasında, Denizli Kızıldere bulunan tek kademeli jeotermal güç santralinin Termodinamiğin I. ve II. Kanunları esas alınarak incelemesini yapmıştır. Güç santralinin birinci yasa verimini %4,9 olarak hesaplarken ikinci yasa verimini %20,5 olarak hesaplamıştır. Çevrim boyunca çok yüksek ekserji kayıpları meydana gelmekte olduğuna dikkat çekerek en yüksek ekserji kaybının jeotermal suyun sistemden atılması esnasında meydana gelmekte olduğunu belirtmiştir. Toplam ekserji akışını 54.497,9 kW olarak hesaplamış ve bu değer %80'nin sistem içerisinde kayba uğradığını geriye kalan %20'lik kısmın net işe dönüştürülmekte olduğunu belirtmiştir [23].

Kılıç (2016) yapmış olduğu çalışmada, ara akışkan olarak R123 ve SES 36 akışkanlarının kullanıldığı organik Rankine veriminin ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Değişken çalışma koşullarında ekserji veriminin hesaplandığı çalışmada; kondenser ve evaporatör giriş sıcaklıkları sırası ile 60°C ve 40°C olduğu sistem şartlarında R123 akışkanı için en yüksek ekserji verimi olan %24,5 elde edilmiştir. Kondenser ve evaporatör giriş sıcaklıkları sırası ile 60°C ve 40°C olduğu sistem şartlarında SES 36 ara akışkanı için en yüksek ekserji verimini %28 olarak hesaplamıştır. R123 akışkanının kullanıldığı organik Rankine çevriminde ekserji verimini artırmak için evaporatör sıcaklığının düşük tutularak kondenser sıcaklığının artırılması gerektiğini konusunda önermede bulunmuştur [24].

Çomaklı ve Terhan (2015) yapmış oldukları çalışmada, doğalgaz yakıtlı kazandan sistem dışına atılan baca gazının ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Doğalgaz yakıtlı 60 MW güce sahip kazanın baca gazı kayıp ısı enerjisinin sisteme tekrar kazandırılması için kazana en yakın mahal ısıtmasının gerçekleştirildiği sistem tasarımı üzerinde termodinamik çözümleme yapmışlardır. Tüm sistem için, baca gazı kayıp fiziksel ekserjisi 529,14 kW hesaplanırken kimyasal ekserji 339,09 kW olarak bulmuşlardır. Baca gazı ekserji kaybı tüm sistem için %6,14 oranında gerçekleşme olduğuna belirtilmiştir [25].

Ünal ve Özkan (2014), Tunçbilek Termik Santralinin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada sistem bileşenlerine giren ve çıkan enerji miktarları ile ekserji miktarları gruplandırılmış gösterimi yapılarak ekserji verimi kazanda %63,85, türbinde %89,05, kondenserde %63,78, evaporatörde %95,74 ve pompada %85 olarak hesaplamışlardır [26].

Tozlu ve ark. (2018) yaptığı çalışmada, Gaziantep'te bulunan katı atıktan enerji üretim tesisini kullanarak, organik Rankine çevrimine göre entegre edilmiş, S-CO₂ ara akışkan kullanan çevrim santralini modelleyerek termodinamik analiz yapmışlardır. Yapılan termodinamik analiz sonucunda toplam güç üretimini 1530 kW, sistemin enerji verimini %23,3, ekserji verimini %61,6 olarak hesaplamışlardır. Sistemde en fazla ekserji yıkımının olduğu yer ise evaporatör ve ısı değiştirgeci olduğunu saplamışlardır. Isı değiştirgecine giren ve çıkan akışkanların fazları, debileri ve sıcaklık farklarının ekserji yıkımında kritik rol oynadığını tespit etmişlerdir. Sistemde üretilen her 1 kW elektrik için, 0,188 m³ CO₂ ve 0,028 m³ n-Hexane akışı tasarlanmış, 1530,88 kW-saat elektrik üretimi için 172,82\$ CO₂, 698,49\$ n-Hexane tüketim maliyeti bulunmuştur. Toplam 1530,88 kWh elektrik üretim bedeli ise 111,43\$ olarak hesaplamışlardır [27].

Feng, ve ark. (2015) yaptıkları çalışmada, reaktif organik Rankine çevrimi (RORÇ) ile ideal organik Rankine çevrimlerinin karşılaştırmalı termodinamik performans ve ekserji-ekonomi verileri incelemişlerdir. Soğutucu çıkış sıcaklığı, kazan sıcaklığı, aşırı ısınma derecesi, sıkışma noktası sıcaklığı ve aşırı soğuma derecesi parametreleri değiştirerek ekserji ve enerji maliyeti üzerinde etkilerini incelemişlerdir. Kazan çıkış sıcaklığının enerji maliyetleri ile ters diğer parametreler ile doğru doğrusal hareket etmekte olduğunu saplamışlardır. Rejeneratif organik Rankine çevriminin basit organik Rankine çevrimine göre %8,1 oranında daha yüksek ekserji verimliliği sağlarken, enerji maliyetlerinde %21,1 oranında artış olduğu tespit etmişlerdir. Tesis dizayn isterlerinin karşılaştırılması ve maksimum fayda sağlanabilmesi için RORÇ ile BORÇ optimizasyonu Pareto sınır çözümü ve uyum eğrilerini kullanmışlardır [28].

Meyer, ve ark. (2013) tarafından Yeni Zelanda Canterbury Üniversitesinde, ORÇ konusunda tecrübe kazanmak ve kendi öz kaynaklarını kullanarak güç çevrim santrali tasarım ve inşasını gerçekleştirebilmek adına yapılan çalışmada, 30 kW gücünde dizel türbinden elde ettikleri 220 C° sıcaklığındaki egzoz gaz enerjisini ara akışkanı buharlaştırmak için kullanmış ve buharlaştırıcıya enerjiyi termal yağ aracılığı ile taşımışlardır. Sistem çalışma sıvısı olarak

HFC-M1 seçilmiş, otomobil turbo şarjında kullanılan radyal türbini geliştirerek sisteme entegre edilmiştir ve sistemin performans analizlerini yapmışlardır. Sistemi, farklı tip ara akışkan, türbin, pompa ve soğutucu ve/veya soğutucu akışların kullanılabileceği şekilde tasarlamışlardır. Böylelikle, değişken parametreler içerisinde ORÇ güç sisteminin karakteristik davranışlarının belirlenmesini amaçlamışlardır [29].

Hung ve ark. (2010), düşük sıcaklığa sahip enerji kaynağından beslenen organik rankine çevrim sisteminden yüksek verim elde etmek için R11, R12, R113, R114, R123, R152a, R500, R502, C7H8, C6H6, C8H10 gibi onbir çeşit akışkanı sistem içerisinde denemişlerdir. En uygun akışkan seçimi yapabilmek için sonuçların karşılaştırıldığı bir çalışma ortaya koymuşlardır [30].

Oh ve ark. (1996), 1000 kW gücündeki gaz türbini kojenerasyon sistemini farklı çalışma yüklerinde sistemin termodinamik enerji analizi, ekserji analizi, sistem verimi ve bileşenlere ait giriş çıkış verileri hesaplanarak gerçek sistem verileri ile karşılaştırmışlardır. Gaz türbini baca gazı çıkış sıcaklığı ve kütleli debi hesaplamaları ile sistemden ölçülen değerlerin örtüşmekte olduğu tespit edilirken gerçek güç çıkışının hesaplanana göre biraz daha fazla gerçekleşme olduğunu yapılan çalışmada göstermişlerdir [31].

2.2.4 Termoekonomik Analiz

Daha öncede bahsedildiği üzere termoekonomi, termodinamik verimsizliklerinin sistem maliyetlerine dahil edildiği bir analiz yöntemi olarak benimsenmiştir. Termoekonomi’de kullanılan fonksiyonel analiz ve özgül ekserji maliyet (SPECO) yöntemlerinin uygulandığı birçok literatür çalışması yapılmıştır. Yapılan bu çalışmalarda;

Çolpan ve Yeşin (2006), Bilkent üniversitesi yerleşkesi içerisinde yer alan gaz/buhar kombine çevrim kojenerasyon ünitesi için termodinamik ve termoekonomik analiz gerçekleştirmişler ve termoekonomi olarak özgül ekserji maliyeti (SPECO) yöntemini uygulamışlardır [32].

Keçebaş (2011), Afyon ilinde bulunan jeotermal güç santralinin termodinamik ve termoekonomik analizini yapmıştır. Analizde, ısıtma sistemi performansı, enerji ve ekserji verimlilikleri, ekserji kayıpları ve kayıp maliyet oranları değerlendirmelerini gerçek sistem verileri kullanılarak yapmıştır. Çalışmada tüm sistemin verimi %37,59, ekserji verimi %47,54

olarak bulunmuştur. En büyük enerji kaybının (ekserji yıkımı) ısı değiştiricisi ve geri enjeksiyon kuyusunda meydana gelmekte olduğu tespit etmiştir. Enerji kayıp oranını 5,36 kW/\$, ekserji kayıp oranı ise 0,2 kW/\$ olarak hesaplamıştır [33].

Quoilin, ve ark. (2011) tarafından yapılan çalışmada, atık ısı geri kazanımlı düşük kapasiteli organik rankine çevrim prensibi ile çalışan sisteminin ekserji ve ekserjiekonomik optimizasyonu yapılmıştır. Farklı ara akışkanlarda sistem performansı değerlendirilmiş ve dikkate alınabilecek iş akışkanı olarak R245fa, R113, n-bütan, n-pentan ve R1234yf organik akışkanlar olarak belirlemişlerdir. Ekonomik optimizasyon için 2.136 €/kW özgül maliyet, 4,2 kW net çıkış gücü, ve % 4,47 sistemin verimi değerleri ile n-bütan akışkanı belirlenmiş ve aynı akışkan için sistem verimi %5,22 olarak hesaplamışlardır [34].

Darabadi ve ark. (2018), 30MW güç üretim kapasiteli bir gaz türbin çevrimi, buhar jeneratörü, oksijensiz çürütme ve ön ısıtıcı eşanjöründen oluşan kojenerasyon sistemi için biyogaz ve doğalgaz kullanılması ile termodinamik ve termoekonomik analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Değerlendirme sonucunda, biyogaz kullanılması durumunda ekserji verimi %47, sistem maliyeti 97.71 \$/MWh, doğalgaz kullanılması durumunda ekserji verimi %50, sistem maliyeti 66.7 \$/MWh olduğu hesaplanmıştır [35].

Güç santrallerinde, tesis işletim modellemesinin iyi yapılması, termodinamik inceleme ve analiz yönteminin doğru seçilmesi ve yardımcı programlar kullanılması önem arz etmektedir. Bu bağlamda; Durmuşoğlu ve Üst (2013) kapalı çevrim ile çalışan, rejeneratörlü, basınç kayıplı tersinmez bir gaz türbin tesisinin, ekserji ve ekonomik performans analizini ve optimizasyonunu yapmışlardır. Literatürde ekserji-ekonomi analiz yöntemleri arasında sık kullanılan SPECO/AVCO metodunu kullanılarak analitik sonuç ve bulguları yorumlamışlardır. Ayrıca; ekserjiye bağlı ekonomik analizin yapılmasının önemini göstermişlerdir [36].

Al-Sulaiman ve ark. (2013), üç trijenerasyon sistemine ait termoekonomik verileri karşılaştırma olarak incelemişlerdir. SOFC-trijenerasyon sistemi için ekserji başına maksimum elektrik maliyeti yaklaşık olarak 21 \$/GJ bulmuş iken biyokütle trijenerasyon sistemi için 19 \$/GJ, güneş trijenerasyon sistemi için 17,5 \$/GJ hesaplamışlardır. Ekserji maliyetlerini ise SOFC-trijenerasyon sistemi için 38 \$/GJ, biyokütle trijenerasyon sistemi için 26 \$/GJ ve güneş trijenerasyon sistemi için 24\$ /GJ olarak hesaplamışlardır. İnceledikleri

sistem arasında termoekonomik açıdan en düşük birim maliyetinin güneş trijenerasyon sistemine ait olduğunu belirtmişlerdir [37].

Kabul ve Alkan (2016), toprak kaynaklı ısı pompasında farklı soğutucu akışkanlar kullanarak sistemin enerji, ekserji ve termoekonomik incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Sistemde kullanılan ısı değiştiricilerin tümü ters akışlı olarak ele almışlardır. Çevre ve Şehircilik Bakanlığının 2014 yılına ait birim fiyatları esas alınarak ısı değiştirici yüzey alanlarına karşılık gelen maliyetleri regresyon analizi yöntemi ile çözümleme getirmişlerdir. Yapılan çalışmada, buharlaştırıcı sıcaklığı sabit kalarak yoğunlaştırıcı sıcaklığını artırdıklarında buharlaştırıcı alanında artış, yoğunlaştırıcı alanında azalma olduğunu görerek maliyet analiz çalışması gerçekleştirmişlerdir [38].

Kanoğlu ve Çengel (1999), jeotermal enerjinin üretim, ısıtma ve soğutma enerjisi olarak kullanılması durumundaki termoekonomik verileri incelemişlerdir. Jeotermal enerjinin elektrik üretiminden kullanılması ile elde edilen ekonomik değere oranla üretim, ısıtma ve soğutma enerji dönüşümlerinin sağlanmasının daha büyük ekonomik potansiyele sahip olduğunu göstermişlerdir [39].

Ark. (2017), termodinamik çevrim prensiplerine göre çalışan mevcut tesislerin termodinamik ve termoekonomik analizleri yapılarak maliyetleri artıran verimsiz ekipmanların tespit edilmesinin önemine vurgu yapmışlardır. 7500 kW güç üreten Rankine çevrimli jeotermal güç tesisinde yaptıkları termodinamik analizde ekserji kayıpları türbinde 2670 kW, reküperatörde 1700 kW, kondenserde 1035 kW, separatörde 880 kW, organik sıvı pompasında 421 kW, üretim pompasında 349 kW, ön ısıtıcıda 306 kW ve enjeksiyon pompasında 33 kW olarak hesaplayarak elektriğin birim ekserji maliyetini 7,96 \$/GJ olarak bulmuşlardır [40].

Lazzarettoa ve Tsatsaronisb (2006), termal sistemlerin termik, mekanik ve kimyasal ekserji formlarına göre ekserji maliyetlerinin hangi disiplin içerisinde hesaplanması gerektiği konusunda çalışma yapmışlardır. SPECO yöntemi kullanarak tüm ekserji formlarına göre yakıt, ürün ve işletme maliyetlerini formülleştirilmişlerdir [41].

Mete (2012), kömür beslemeli buhar türbinli kojenerasyon sisteminin termoekonomik analizi yapmıştır. Bileşik güç sistemine ait tüm ekserji yıkım ve ekserji verimlerini hesaplayarak en fazla ekserji yıkımının kazanda gerçekleşmekte olduğunu belirtmiştir. Sistemi ekserji maliyet

yöntemi ile ekonomik açıdan incelererek elektrik üretim maliyetini 0,12 TL/kWh olarak, sistemi amortisman süresini 1,6 yıl olarak hesaplamıştır [42].

Yıldırım ve Yeşilata (2013), absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonu üzerine yapmış oldukları çalışmada ısı transfer alanını optimizasyon parametresi olarak kullanmışlardır. 2010 yılına ait Bayındırlık ve İskan Bakanlığı İnşaat ve Tesisat Birim Maliyet fiyatları esas alınarak ısı değiştirici maliyetlerinin yüzey alanı ile değişiminden elde edilen maliyet denklemlerini Yapısal Bağ Katsayıları Yöntemi kullanarak termoeconomik optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Termoeconomik optimizasyon sonucunda sistem bileşenlerine ait optimum ısı transfer yüzey alanlarını belirleyerek sistemin ilk durumunda meydana gelen tersinmezlikleri %72,5 oranında azaltmışlar ve sistem optimizasyonu için gerekli yatırımın amortisman süresini 4,2 yıl olarak hesaplamışlardır [43].

Oyekale ve ark. (2020), güneş ve biyokütle beslemeli organik Rankine çevrim esasına göre çalışan kojenerasyon ünitesi tasarlayarak sistemin enerji, ekserji ve termoeconomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Termoeconomik açıdan sistem alt bileşenlerinin birim maliyet denklemleri oluşturularak ekserjiye dayalı maliyet hesaplamaları gerçekleştirmişlerdir. Sistemin ekserji verimini %11 olarak hesaplamışlardır. Speco yöntemi ile elektrik üretim maliyetini 12,1 c€/kWh hesaplanırken geleneksel yöntemlere de göre hesaplama yaparak elektrik üretim maliyetini 10,5 c€/kWh olarak bulmuşlardır [44].

2.2.5 Biyokütle

Toklu ve ark. (2010) yenilenebilir enerji kaynaklarının arasında olan biyokütle bileşenleri atmosfer için zararlı olmadığı gibi biyokütleden doğru yöntemle elde edilen ürün, depolama ve yanma ürünleri çevresel kirlilik etkisi yaratmadığını vurgulamışlardır [45].

Ercan'ın (2019) yapmış olduğu tez çalışmasında, biyokütle yakıtlı kızgın yağ kazanından termal yağ elde edilmesi ve bu termal yağdan ORC türbini vasıtasıyla elektrik ve proses ısısı üretilmesini incelemiştir. ORC çevriminin geleneksel Rankine çevrime göre avantaj ve dezavantajları sıralamıştır. Ayrıca, ORC çevrime ait termodinamik analiz sonucunda termal yağdan Organik Rankine çevrime aktarılan ısı 35.695kW, brüt elektrik üretiminin ise 5.839kWe olduğunu hesaplamıştır [46].

Drescher ve ark. (2007), biyokütle enerjisi ile beslenen bir çevrim santralinde farklı ara akışkan kullanarak yaptıkları çalışmada, sistemin maksimum sıcaklığının 573K, basıncın ise 0,9-1,5 MPa değerlerinde olması gerektiği sonucu varmışlardır [47].

Di Maria ve ark. (2014), oksijenli/oksijensiz çürümeyle organik atıktan elde edilen ısının ORÇ için enerji performans analizi yapmış, biyogazın en iyi enerji performansını 1,5 ila 2 katı sıkıştırma oranında, maksimum 335 - 340 K hava sıcaklığında elde etmişlerdir. Bu sıcaklıkta bir mikro-ORÇ kullanarak biyogazın enerjinin %20 elektrik enerjisine dönüştürülmüştür [48].

2.3 DEĞERLENDİRME

Yukarıda incelenen literatürde yapılan çalışmalar ışığında; bu çalışmada, Zonguldak ili Şapça mevkinde bulunan evsel atık biyokütle tesisinde, içeriğinde %54,95 CH₄ (Metan) bulunan biyogaz beslemeli, 1501 kW nominal güce sahip, Innio Jenbacher marka ve JMS420 GS-B.L 50 Hz tipindeki gaz motorunun 555 °C'de atmosfere sevk edilen baca gaz enerjinin değerlendirilmesi adına atık ısı geri kazanım sistemi tasarlanmış ve sistemin enerji, ekserji ve ekserjiekonomi analizleri yapılmıştır. 2024 yılına ait güncel maliyet bilgileri ve SPECO yöntemiyle gerçekleştiren ekserjiekonomi verileri araştırmacıların faydasına sunulmuştur.

BÖLÜM 3

KATI ATIK VE BİYOKÜTLE

3.1 GİRİŞ

Çevre Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı'na katı atık; üretici veya tüketicinin aynı ortamda bulunmak istemediği, toplumun huzurunu ve çevreyi korumak adına, düzenli olarak bertaraf edilmesi gereken katı madde ve arıtma çamuru olarak tanımlanmıştır [49]. Yenilenebilir enerji kaynağı sınıflandırmasında yer alan biyokütle ise; her türlü organik, evsel, tarımsal olan katı atıkların tamamına verilen addır.

Katı atıklar, tüzel ya da gerçek kişiler tarafından vahşi ve düzenli depolama yöntemleri ile toplanmaktadır. Vahşi depolama, katı atıkların çevre ve insan sağlığı gözetmeksizin açık arazide rastgele depolanması şeklidir. Çevre ve insan sağlığının ön planda tutulduğu katı atık toplama yöntemi ise düzenli depolamadır [50]. Düzenli depolanan katı atıklardan biyokütle edilmesi ve biyokütlenin işlenmesi neticesinde içeriğinde zengin ya da fakir metan gazı olan biyogaz oluşumu sağlanabilmektedir.

3.1.1 Biyokütle İşleme Teknolojileri

Katı atıkların bertaraf edilmesini ile istenmeyen ürünlerin ortamdaki uzaklaştırılması, toplumun huzuru ve çevrenin korunmasına adına bir faaliyet oluştururken diğer taraftan geliştirilen üretim teknikleri ile biyokütleden faydalı ürün elde edilmektedir [51].

a) Islak Fermantasyon

Kuru madde oranının düşük olduğu hayvansal atıkların düzenli depolanması ile metan gazı elde edilme prensibine dayanır. Organik atıklara su takviyesi yapılarak 15 ila 28 gün boyunca fermantasyona bırakılır. Fermantasyon sonucunda metan gazı açığa çıkar. Elde edilen metan gazı temizlenerek ısı-güç çevrim sistemine gönderilip elektrik ve ısı enerjisi elde edilir.

Çevrim sisteminden elde edilen ısı enerjisi ise fermentasyon tanklarına yönlendirilerek çürüme işleminin gerçekleşmesi sağlanır.

b) Kuru Fermentasyon

Katı madde oranının yüksek olduğu organik atıklardan metan gazı elde edilmesi prensibine dayanır. Sızdırmaz depolarda 15 ila 28 gün boyunca çürümeye bırakılan organik atıkta gerçekleşen fermentasyon sonucunda metan gazı elde edilir. Metan gazı ısı-güç çevrim sistemine yönlendirilerek ısı ve elektrik enerjisi elde edilir. Fermentasyon sonunda organik atık mekanik ayrıştırma işlemi yapılır. Ayrıştırma sonucunda elde edilen katı kısım preslenerek çöğ yakma ve çimento üretim tesislerine gönderilir.

c) Proliz

Katı madde oranı yüksek olan organik atıklar 400 °C’de ısıtma işlemine tabi tutularak ayrışması sağlanır. Genellikle lastik gibi selülozik içerikli atıklar bu işleme tabi tutulur. Isıtma işlemi sırasında biyochar denilen karbon gübresi, hidrojen ağırlıklı singaz gazı ve prolitik yağ açığa çıkar. Prolitik yağ, motorda yakılarak elektrik enerjisi elde edilir.

d) Gazlaştırma

Kısa süreliğine oksijensiz ortamda 900 °C’de ısıtma işleme tabi tutulan organik atıklardan singaz ve karbon gübresi elde edilmesi prosesinden oluşur.

e) Plazma Gazlaştırma

Katı madde oranı yüksek olan atıkların yüksek ısılarda ortadan kaldırılması yöntemidir. Bu yöntem ile atık üzerine 7.000 ila 11.000 kW enerji uygulanarak hem katı atık bertaraf edilmiş olur hem de daha yüksek enerji elde edilmesi amaçlanır.

f) Yakma

Bu yöntem ile faydalı ürün elde etme imkanı olmayan, katı madde oranı yüksek atıkların bertaraf edilmesi amaçlanır. Bu yöntem genellikle şehir çöpleri için uygulanmaktadır. Şehir

çöplerinin yakılması sonucu açığa çıkan ısı enerjisi ile buhar elde edilir. Elde edilen buhar ısı-güç çevrim sistemlerine yönlendirilerek elektrik enerjisine dönüştürülür. Yakma işlemi sonucunda açığa çıkan baca gazlarına doğru filtreleme işlemi uygulanmaz ise çevreye büyük zararlar verebilir. Yanma ürünleri arasında yer alan küller, parke ve kaldırım taşı yapımında kullanılır.

g) Landfill (Düzenli Depolama)

Ayrıştırmaya tabi tutulan veya tutulmayan şehir çöplerinin, sahada depolaması sonucu ortaya çıkan metan gazının değerlendirmeye alınması yöntemidir. Çöp toplama sahasına kurulacak yeterli borulama sistemi ile sahadan toplanan gaz yakılarak elektrik enerjisine dönüştürülür.

3.1.2 Biyokütlenin Avantaj ve Dezavantajları

Biyokütlenin enerji kaynağı olarak kullanılmasında olumlu ve olumsuz yönler bulunmaktadır. Bu olumlu ve olumsuz yönler Çizelge 3.1’de özetlenmiştir.

Çizelge 3.1 Biyokütlenin avantaj ve dezavantajları [52]

OLUMLU YÖNLERİ	OLUMSUZ YÖNLERİ
•Hemen her yerde oluşturulabilmesi, •Üretim ve çevrim teknolojilerinin iyi bilinmesi, •Her ölçekte enerji verimi için uygun olması, •Düşük ısı şiddetlerinin yeterli olması, •Depolanabilir olması, • 5-35 °C arasında sıcaklık gerektirmesi, •Sosyo-ekonomik gelişmelerde önemli olması, •Çevre kirliliği oluşturmaması, •Asit yağmurlarına yol açmaması.	•Düşük çevrim verimine sahip olması, •Tarım alanları için rekabet oluşturmaması, •Su içeriğinin fazla olması,

3.1.3 Biyokütle Kaynaklarında Kullanılan Çevrim Teknikleri

Biyokütle kaynaklarından kullanılan çevrim teknikleri ve uygulama alanları Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Biyokütle çevrim teknikleri [52].

BİYOKÜTLE	ÇEVİRİM YÖNTEMLERİ	YAKITLAR	UYGULAMA ALANLARI
Orman Atıkları	Havasız Çürütme	Biyogaz	Elektrik Üretimi
Tarım Atıkları	Piroliz	Etanol	Isınma
Enerji Bitkileri	Doğrudan Yakma	Hidrojen	Su Isıtma
Hayvansal Atıklar	Fermantasyon	Metan	Otomobiller
Organik Çöpler	Gazlaştırma	Metanol	Uçaklar
Algler	Hidroliz	Sentetik Yağ	Roketler
Enerji Ormanları	Biyofotoliz	Dizel	Ürün Kurutma

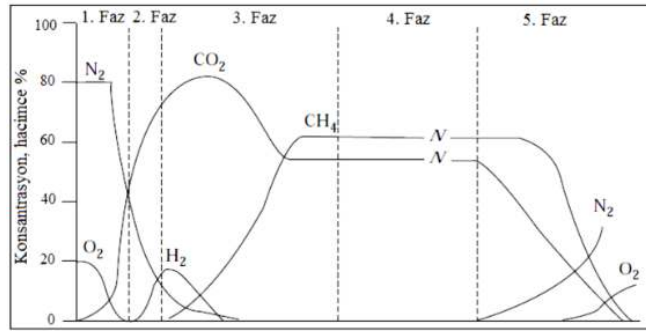
3.1.4 Biyogaz Bileşenleri ve Oluşum Safhaları

Biyokütlenin işenmesi sonucunda açığa çıkan biyogaz içerisinde genellikle metan gazı (CH_4), karbondioksit gazı (CO_2) ve azot gazı (N_2) oluşan bileşik olmasına rağmen içerisinde hidrojen sülfür (H_2S), hidrojen (H_2), amonyak (NH_3), oksijen (O_2) ve karbonmonoksit (CO)’de bulunur [53]. Genel olarak, biyogaz içerisinde bulunan bileşen yüzdesel oranları Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3 Biyogaz bileşenleri [7]

Bileşenler	CH_4	CO_2	H_2	N_2	H_2O	H_2S
Yüzdelik	40-70	30-60	5-10	1-2	0,3	Eser Mikt.

Karışımındaki metan oranının artması yakıt kalitesinin artışına sebebiyet vermektedir. Biyokütleden elde edilen metan gaz oranını artırılması yönünde gazın saflaştırılması, çöp sularının sahadan uzaklaştırılması, çöp sahası üzerinin örtülmesi gibi çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Biyokütlenin düzenli depolanması ve üzerinin örtülmesi ile çürüme sürecinin başlaması ve elde edilen biyogaz oluşumu bir dizi fazdan meydana gelir. Bu fazlar ilk uyum, geçiş, asit, metan ve olgunlaşma fazlarından oluşur. Katı atığın biyokütle haline getirilmesi sonrasında on beş ila yirmi gün arasında çürümeye bırakılması ile biyogaz oluşumu gerçekleştiği literatürlerde belirtilmiş ve çürüme bırakılan biyoküttele gerçekleşen gaz oluşum safhaları Şekil 3.1’de açıkça gösterilmiştir [50].



Şekil 3.1 Biyogaz oluşum safhaları [50].

3.1.5 Biyogaz Tesis Çeşitleri ve Biyogaz Üretimini Etkileyen Faktörler

Biyogaz tesisleri genel olarak; Organik atıklardan elde edilen biyogaz tesisler, atık su arıtması ile elde edilen biyogaz tesisleri, belediye katı atıklarından elde edilen biyogaz tesisleri, endüstriyel biyogaz tesisleri ve çöp gazı geri kazanım tesisleri olarak sınıflandırılabilirler.

Biyogaz üretimi çevre şartlarına ve üretim tekniklerine bağlı olan biyolojik bir süreçtir. Çevre faktörlerinin uygunluğu biyogaz üretiminde oldukça etkilidir [54]. Bu faktörler;

- Reaktör sıcaklığı,
- Organik yükleme hızı,
- Ph değeri,
- C/N oranı,
- Toksit madde,
- Karıştırma,
- Bekleme süresi,
- Hidrojen sülfür oluşumu,
- Basınç,

olarak belirtilmiştir. Biyokütle'den uygun teknolojiler ile istenilen enerji formlarının elde edilmesinin, yenilenebilir ve güvenli bir enerji kaynağı olduğu literatürlerde de açıkça belirtilmiştir [55].



BÖLÜM 4

ENERJİ DÖNÜŞÜMÜNDE PİSTONLU MOTOR KULLANIMI VE KOJENERASYON

4.1 GİRİŞ

Enerji dönüşümlerinde, türbinlerin yanı sıra bildiğimiz ve teknolojiye aşına olduğumuz dört zamanlı içten yanmalı motorlarında tercih edilmektedir. Görece ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin düşük olması ile birlikte modüler yapıda tasarlanmış olması enerji dönüşümlerinde motorların kullanılmasını cazip hala getirmektedir.

İçten yanmalı motorlar, ısı enerjini mekanik enerjiye çeviren makineler olarak tanımlanmaktadır [56]. İçten yanmalı motorların yanma odasına tek tip yakıt sevk edilir ve bu yakıtın yanması sonucu açığa çıkan enerjiden faydalanılır. Bu tek tip yakıt girdisi ile birden fazla formda enerji elde ettiğimiz motorun bulunduğu sisteme ise ısıl güç çevrim santrali denir. Yakıt girdisi genellikle fuel-oil, biyogaz ve doğalgaz kullanılır. Isı ve elektrik enerjinin aynı anda elde edildiği sistemlerdir [57]. İçten yanmalı motorlarda yakıt girdisi olarak hidrojenin alternatif enerji kaynağı olarak kullanıldığını göreceğimiz yakın bir gelecekte bizi beklemektedir [58]. Konuya bağlı araştırma ve geliştirme süreçleri devam etmektedir. Hidrojen enerjisinin dönüşüm tesislerinde yakıt olarak kullanılması ve tesis verimliliği üzerindeki etkileri de ayrıca araştırılması ve literatüre kazandırılması gerekir.

Kojenerasyon kavramını, ısıl güç santrallerinde elektrik ve ısı enerjisinin aynı anda üretilmesi ve üretilen enerjinin faydalı işe dönüştürülmesi olarak tanımlanmıştır [59]. Elektrik ve ısı formlarının aynı sistem üzerinde üretilmesi olarak tanımlanan kojenerasyon, elektrik üretiminde açığa çıkan atık enerjinin geri kazanılmasını sağlamak ve toplam verimi artırmaya yönelik yapılan sistem bileşenlerinin bütünüdür. Kojenerasyon çeşitleri ise buhar türbinli, gaz türbinli, piston motorlu, yakıt hücresi ve mikro türbin kojenerasyon sistemleri olarak beşe ayrılmaktadır. Basit çevrimle elektrik enerjisi üreten tesislerin verimi %30-40,

kombine çevrimlerde verim %55'e kadar çıkabilmekte iken kojenerasyon sistemi ile dışarı atılan atık enerjinin büyük bir bölümünün sıcak su, buhar, absorpsiyonlu soğutma gibi enerji formlarına dönüştürülmesi suretiyle sistem verimi daha da yukarılara çıkartılabilmektedir [60].

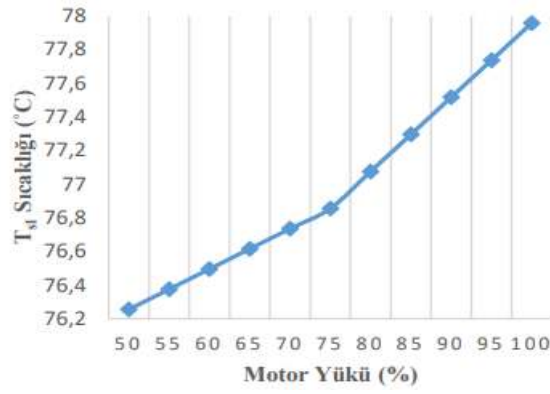
4.1.1 Piston Motorlu Güç Çevrimi

Küçük ve orta ölçekli enerji dönüşüm tesislerinde genellikle piston motoru kullanılır. Pistonlu motorların ilk yatırım maliyetleri düşük olmasına karşın çevrim santrallerinde sürekli çalışması ve açığa çıkan yüksek ısı nedeniyle bakım maliyetleri yüksektir [61].

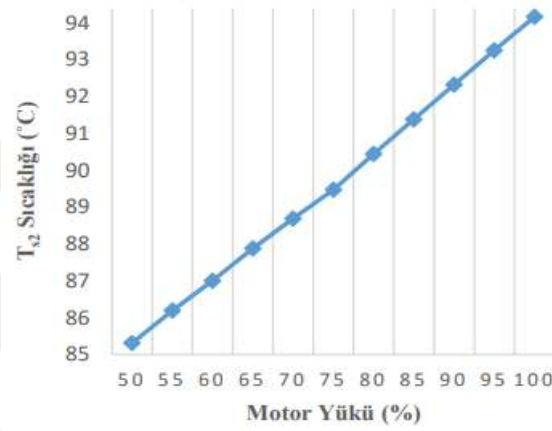
İçten yanmalı motorlarda kullanılan yakıt enerjinin %35-40'luk kısmı mekanik güce, %30-35'lik kısmı ceket suyu ısısına, %25-30'luk kısmı egzoz gazı ısısına, %7-10'luk kısmı ise kayıp enerjiye dönüşmektedir [62].

Pistonlu motorların çalışması sırasında ortaya çıkan ısının sistemden uzaklaştırılması için ceket suyu kullanılır. Ceket suyu motor içerisinde dolaşarak motor gövdesini soğutur. Motor yağının soğutulması da sistemin devamlı çalışabilmesi açısından önem arz etmektedir. Sistem tarafından motor yağına aktarılan ısı enerji, ceket suyunda olduğu gibi, kojenerasyon sistemi için ısı kaynağı niteliği taşımaktadır [57].

İçten yanmalı motorlarda ceket suyu, yağ soğutma ve baca gazı ile birlikte bir atık ısı enerjisi meydana gelmektedir. Pistonlu motorların çeşitli çalışma yüklerinde, motor ceket suyu ile ısıtılan suyun sıcaklığının 78 C°'ye, egzoz gazı ile ısıtılan suyun sıcaklığının ise 95 C°'ye kadar çıkabilmektedir. Gaz motorunun çalışma yüklerine göre, ceket ısısı ile ısıtılan suya ait sıcaklık değerleri Şekil 4.1 verilmiştir. Burada, 1356 kW mekanik güce sahip gaz motoru %50 kapasitede çalıştırılır ise sistemin ürettiği olduğu ceket suyu sıcaklığı ile ısı değiştirgecinde bulunan suyun sıcaklığı 76,2°C'ye, %100 kapasite ile çalıştırılması durumunda ise suyun sıcaklığını 78°C'ye kadar çıkartılması mümkündür. Egzoz gazı ısısı ile ısıtılan suyun sıcaklık değerleri ise Şekil 4.2'de verilmiştir. Burada, 1356 kW mekanik güce sahip gaz motoru %50 kapasitede çalıştırılır ise sistemin sistemden atılan baca gaz sıcaklığı ile ısı değiştirgecinde bulunan suyun sıcaklığı 85°C'ye, %100 kapasite ile çalıştırılması durumunda ise suyun sıcaklığını 94°C'ye çıkartılması mümkündür [63]. Kojenerasyon sistemleri için bu atık ısıların değerlendirilmesi sistem verimliliğini artırmada büyük öneme sahiptir.



Şekil 4.1 Çeşitli çalışma yüklerinde motor ceket ısısı ile ısıtılan suyun çıkış sıcaklığı [63].



Şekil 4.2 Çeşitli çalışma yüklerinde egzoz gazı ile ısıtılan suyun çıkış sıcaklığı [63].

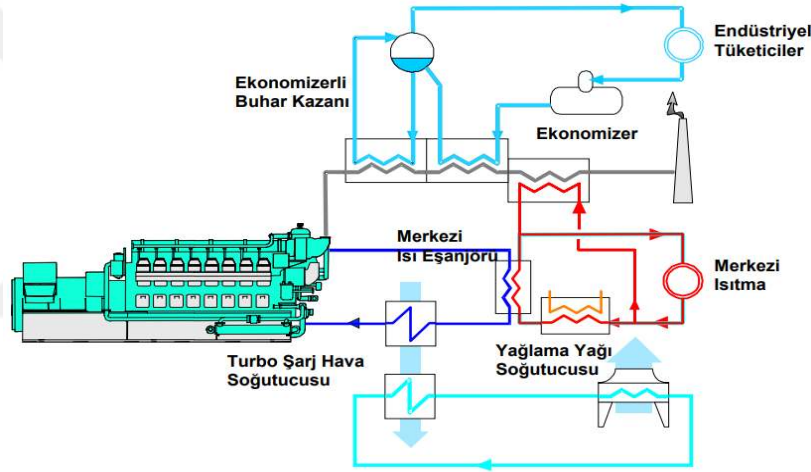
4.1.2 Kojenerasyon

20. yüzyıldan itibaren birçok Avrupa devletleri ile Rusya bölgesel ısıtma sistemlerini kullanmışlar ve günümüzde de kullanılmaya devam edilmektedir. Bölgesel ısıtmada başat rol alan İskandinav ülkeleri ısı temininin büyük bir bölümünü bölgesel ısıtmadan karşılamaktadır. Bölgesel ısıtma ile tek noktadan ısıtma, sıcak su ve proses ısı ihtiyaçlarının karşılanıyor olması yakıt fiyatlarının artıyor olsa bile üretim maliyetlerinin aşağıya çekilmesinde büyük etken olmuştur. Global ölçekte bölgesel ısıtmanın yaygınlaşması ve teknolojik gelişmeler ile birlikte kojenerasyon merkezi ısıtma uygulamaları hızla artmıştır [64].

Enerji tasarrufu sağlamak adına Avrupa ülkeleri, kojenerasyon yöntemlerinin uygulandığı ısı ve güç üretim tesislerine odaklanmış ve bu tesislerin yaygınlaşması adına Avrupa Birliği 11 Şubat 2004 tarihinde Kojenerasyon (CHP) Yönergesi çıkartmıştır [65].

Bütün dünya devletleri enerji politikalarını sürdürülebilir, kaliteli ve ucuz enerji üretimini sağlamak adına sürekli teknolojik gelişmelerle birlikte güncellemektedir. Ülkemiz, enerji üreten değil enerji ithal eden bir olması nedeniyle Avrupa devletlerine kıyasla bu teknolojik gelişme ve atılımlardan uzun süre mahrum kalmıştır. Türkiye'nin ilk kojenerasyon sistemine 1992 yılında kavuşmuş ve doğalgazın ülke genelinde yaygınlaşması ile kojenerasyon sistemleri de ülkemizde yaygınlaşmıştır [66].

Daha önce teknik tanımlama yaptığımız kojenerasyon sistem teknolojisinin bilinir ve uygulanabilir olması, uygulama alanlarının yaygınlığı ve aktif olarak kullanılması sebebi ile kojenerasyon ve kojenerasyon sistemleri üzerine birçok literatür çalışması yapılmıştır. Kojenerasyon sistemlerinin beş türünden biri olan piston motorlu kojenerasyon tesisi kütle akış şeması Şekil 4.3'de verilmiştir.



Şekil 4.3 Piston motorlu kojenerasyon tesis bileşenleri şeması [64].

Kullanım amacına göre tasarlanan kojenerasyon tesislerinin verimini artırmaya yönelik çalışmalar hem tasarım aşamasında hem de kullanım aşamasında iken metot önermeleri ve uygulamaları gerçekleştirilmiştir [67].

Kojenerasyon sistemlerinin avantajları;

- Ucuz maliyetli enerji elde edilir,
- Orta ve küçük ölçekli işletmelerce kolaylıkla işletilebilir,
- Ülkelerin toplam enerji maliyetlerini önemli ölçüde azaltır,
- Çevreye verilen zarar en aza indirilir,
- Çok farklı yakıt türleri ile çalışılmasına imkan verir,
- Hat kayıpları yok denecek kadar azdır, olarak özetlenebilir [68].

BÖLÜM 5

TERMODİNAMİĞİN TEMEL PRENSİPLERİ

5.1 GİRİŞ

Termodinamik, enerjinin çalışma ve ısı transferiyle ilişkili olduğu fiziksel bir bilim dalıdır. İçerdiği "termo" kelimesi sıcaklık anlamına gelirken, "dinamik" kelimesi ise hareketle ilgili olanı ifade eder. Termodinamik, enerjinin çeşitli formlarını ve enerjinin nasıl transfer edildiğini, dönüştürüldüğünü ve etkileşimde bulunduğunu inceler. Termodinamiğin temel amacı, sistemler arasındaki enerji alışverişini anlamak ve bu enerji değişimlerini, sıcaklık, basınç, hacim, entropi gibi temel kavramlar arasındaki ilişkileri matematiksel olarak ifade etmektir.

Termodinamik, bir sistemi çevresinden ayıran bir sınırın var olduğu bir sistem-çevre ayrımı yapar. Sistem, incelenen ve analiz edilen bölgedir, çevre ise sisteme etki eden dış faktörlerin bulunduğu bölgedir.

Termodinamik süreçler, sistem ve çevre arasında enerji alışverişi ile gerçekleşir. Termodinamiğin temel kavramları arasında sıcaklık, basınç, hacim, enerji, iç enerji, entropi ve iş bulunur. Termodinamik, ısı ve işin nasıl etkileşim içerisinde bulunduğu, enerji dönüşümleri ve verimlilikleri, enerji akışlarını ve termodinamik denge durumlarını inceler. Termodinamik, geniş bir uygulama alanına sahiptir ve mühendislik, kimya, fizik, biyoloji ve malzeme bilimi gibi birçok disiplinde kullanılır. Maddenin farklı hallerdeki davranışlarını inceleyen termodinamiğin temel prensipleri:

a) Birinci Yasası (Enerjinin Korunumu İlkesi veya İç Enerji Prensibi): Enerjinin korunumu ilkesi, enerjinin ne yaratılabileceğini ne de yok edilebileceğini belirtir. Sistem üzerinde gerçekleşen bir süreçte, enerji girişleri ve çıkışları arasındaki fark, sistemin iç enerjisinde bir değişiklik olarak ifade edilir.

b) İkinci Yasası (Entropi İlkesi): Enerjinin doğası gereği belirli bir yönde akışı ifade eder. Entropi ilkesi, bir sistemin entropisinin, izole bir sistemin sürekli olarak artması gerektiğini söyler. Entropi, sistemin düzensizliğini veya rastgeleliğini ölçen termodinamik fonksiyonlar bütünüdür. Doğal süreçler genellikle entropi artışıyla karakterizedir.

c) Üçüncü Yasası (Mutlak Sıfır İlkesi): Sıcaklığın mutlak sıfıra yaklaştığı zaman sistemin entropisinin belirli bir değere yaklaştığını ifade eder. Bu yasa, mutlak sıfır sıcaklığında (0 Kelvin veya -273.15°C) entropinin sıfır olacağını öngörür. Pratikte mutlak sıfır ulaşılamaz olsa da, bu yasa, entropi değerlerini karşılaştırırken referans olarak kullanılır.

d) Sıfırıncı Yasa (Termal Denge İlkesi): Aralarında ısı ve madde alışverişi olan düzlemler termal dengede ise düzlemler kendi aralarında da termal dengede olacağını ifade eder.

şeklinde tanımlanır. Bu yasalar, termodinamiğin uygulama alanlarında, enerji sistemlerinin tasarımında, ısı motorlarında, enerji verimliliğinde ve çevresel sürdürülebilirlik gibi konularda kullanılır.

5.1.1 Açık ve Kapalı Sistemler

Termodinamik sistem, belirli bir kütleyi veya uzayı incelemek üzere ayrılmış bölgeye verilen addır. Sistemin dışında kalan bölgeye ise çevre olarak tanımlanır. Sistemi çevresinden ayıran hayali ya da gerçek yüzey de sistem sınır olarak adlandırılmıştır. Sistemin sınırları sabit veya hareketli olabilir. Termodinamik sistemler açık ya da kapalı sistem olarak ikiye ayrılmışlardır. Kapalı sistemler; sistem sınırları içerisinde kütle giriş veya çıkışının olmadığı sistemlerdir. Ancak enerji, iş ya da ısı formunda kapalı sistem sınırlarından içeri girebilir ya da dışarı çıkabilir. Kapalı sistemlerin hacimlerinin sabit olmayabilir. Açık sistemler ise sistem sınırlarından ısı, iş ve kütle giriş-çıkışının gerçekleştiği sistemlerdir. Açık ve kapalı sistemlerde uygulanan termodinamik bağıntı ve formüller birbirinden farklıdır. Bu yüzden termodinamik problem çözümlenmeden önce sistem türü ve sınırlarının belirlenmesi büyük önem arz etmektedir.

5.1.2 Enerji Biçimleri

Enerji, bir cismin ya da sistemin iş yapabilme kabiliyetidir. Enerji ısı, kinetik, mekanik, potansiyel, manyetik gibi biçimler alabilir. Bunun tümü sistemi oluşturan enerji bütünüdür ve toplamı sistemin toplam enerjini verir.

Termodinamik çözümlerlerde, sistemin enerjisi makroskobik ve mikroskobik olarak iki grupta incelenir. Makroskobik enerji, sistem bütününe dış referans noktasına göre sahip olduğu enerjidir. Bunlar, kinetik ve potansiyel enerjidir. Mikroskobik enerji, maddenin moleküller yapısı ve moleküler hareketliliği ile ilgilendirilir. Mikroskobik enerji “iç enerji” olarak tanımlanır. Bir sistemin sahip olduğu enerji; iç enerji, kinetik ve potansiyel enerjilerinin toplamına eşittir.

5.1.3 Basınç

Basınç, sıvı ve gazların birim alana uyguladığı kuvvet olarak tanımlanır. Katıların birim alana uyguladığı kuvvet ise normal gerilme olarak tanımlanmıştır.

5.1.4 Sıcaklık

Sıcaklık, maddenin iç enerji seviyesinin ölçüsüdür. Moleküllerin kinetik enerjinin bir fonksiyonudur. Yaygın olarak Celsius °C sıcaklık birimi kullanılır. Celsius, standart atmosfer basıncındaki suyun donma ve erime sıcaklığına göre ölçeklendirilmiştir. Mutlak sıcaklık ise Kelvin'dir. Suyun erime sıcaklığı Celsius ölçeğinde sıfır olarak kabul edilmiştir. Ancak, bu değerin altında da sıcaklıklar bulunmaktadır. Mümkün olan en düşük sıcaklık -273,15 °C'dir. Bu sıcaklığa mutlak sıfır sıcaklık derecesi denir. Kelvin ölçeği ise -273,15 °C'yi başlangıç noktası olarak kabul etmektedir. Mutlak sıfır sıcaklık seviyesi maddenin moleküler hareketliliğe ve ısı enerjisine sahip olmadığı değerdir.

5.1.5 Isı ve Özgül Isı

Isı geçişi sıcaklık farkından dolayı gerçekleşir ve ısı bir enerji biçimidir. Bir maddenin sıcaklığının değişmesi cinsine, ısıya, kütlesine ve sıcaklık farkına bağlıdır. Eşit kütlelerdeki farklı cins maddelerin sıcaklıklarını artırabilmek için farklı miktarlarda ısıya ihtiyaç vardır.

Farklı maddelerin birim kütle sıcaklığını 1 °C veya 1 K artırabilmek için gerekli ısı miktarı özgül ısı olarak tanımlanmıştır. Gazların ısıtılması için sabit hacimde ve sabit basınçta olmak üzere iki farklı durum söz konusudur. Gazların, sabit hacimde ısıtılması durumunda sıcaklığı ve basıncı artar. Gazların birim kütlelerinin sabit hacimde 1 °C yükseltmek için gereken enerji C_v özgül ısı ile tanımlanmıştır. Gazların, sabit basınçta ısıtılması durumunda sıcaklık ve hacimde artış meydana gelir. Gazın genleşmesi sonucu hacim değişimi ile iş yapılabilir. Gazların birim kütlelerinin sabit basınçta 1 °C artırabilmek için gereken enerji ise C_p ile tanımlanmıştır. C_p her zaman C_v 'den büyüktür.

Özgül hacmi ve yoğunluğu sabit maddelere sıkıştırılamayan madde denir. Sıvılar ve katılar sıkıştırılmaz madde olarak değerlendirilirler. Sıkıştırılamayan bir madde için sabit basınç ve hacimde özgül ısılar birbirine eşittir.

5.1.6 Sistem Özellikleri

Bir sistemi diğerlerinden ayıran her bir niteliğine özellik adı verilir. Yaygın olarak kullanılan özelliklerin başında basınç, sıcaklık, hacim ve kütlelerdir. Özellikle maddenin yağın ya da yaygın özellikleri dikkate alınır. Yağın özellikler sıcaklık, basınç, yoğunluk gibi sistemin kütlelerinden bağımsızdır. Yaygın özellikler ise sistemin kütlesiyle orantılıdır.

5.1.7 Yoğunluk ve Özgül Ağırlık

Birim hacmin kütlesi yoğunluk olarak tanımlanmış ve denklem (5.1)'de, birim kütle hacmi özgül hacim olarak tanımlanmış ve denklem (5.2)'de, birim maddenin birim hacminin ağırlığı özgül ağırlık olarak tanımlanmış ve denklem (5.3)'de verilmiştir.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (5.1)$$

$$\vartheta = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad (5.2)$$

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (5.3)$$

5.1.8 Hal ve Denge

Değişim geçirmeyen herhangi bir sistem bilinen özelliklerin hepsi ölçülebilir ya da hesaplanabilir. Elde edilen özelliklerin tümü sistemin durumunu yani halini belirler.

Termodinamik, denge halleri ile ilgilenir. Denge halindeki bir sistem çevre ile etkileşimi kesildiğinde bulunduğu halde kalmaya devam eder. Termodinamikte en çok kullanılan durum özellikleri basınç, sıcaklık, hacim, özgül hacim, iç enerji, entalpi ve entropi'dir. Bir sistemin hali iki yeğin özelliğinin bilinmesi ile tanımlanabilmektedir.

Sistemin termodinamik dengede kalabilmesi için; mekanik, ısı, faz ve kimyasal dengenin sağlanması gerekir.

5.2 TERMODİNAMİK FORMÜLLER

Daha önce bahsedildiği üzere enerji formları, enerji formlarının dönüşümü, enerji formlarının birbirleri ve çevre ile olan etkileşimler termodinamik bağıntılar ile açıklanmaktadır. Termodinamik hesaplamalarda kullanılan bu eşitlikler Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1 Termodinamik eşitlikler.

Açıklama	Eşitlik	Denklemler Numarası
Kütle dengesi	$\Sigma \dot{m}_t = \Sigma \dot{m}_g + \Sigma \dot{m}_ç$	(5.4)
Enerji dengesi	$\Delta \dot{E}_s = \Sigma \dot{E}_g - \Sigma \dot{E}_ç$	(5.5)
Akış işi enerji denklemi	$\Sigma \dot{E}_{g,ç} = \dot{Q}_{g,ç} + \dot{W}_{g,ç} + \dot{m}_{g,ç}(u + P\vartheta + k_e + p_e)$	(5.6)
Sistem net iş	$W_{net} = W_T - W_P$	(5.7)
Ekserji dengesi	$\dot{E}_{x,g} - \dot{E}_{x,ç} - \dot{E}_{x,dist} = \Delta E_{x,sistem}$	(5.8)
Isı ile ekserji geçişi	$\dot{E}_{x,ısı} = \dot{Q} * \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$	(5.9)
Kütle ile ekserji akısı	$\dot{E}_{x,kütle} = \dot{m} \left[(h - h_o) + \frac{V^2}{2} + gz - T_o(S - S_o) \right]$	(5.10)
İş ile ekserji geçişi	$\dot{E}_{x,iş} = \dot{W}$	(5.11)
Ekserji yok oluşu	$\dot{E}_{x,dist} = T_o S_{üretim}$	(5.12)
Termal verim	$\eta_{th} = \frac{Elde Edilen}{Harcanan} = \frac{W_{net}}{Q_g}$	(5.13)
Pompa izantropik verim	$\eta_p = \frac{W_{t,s}}{W_{t,a}} = \frac{(h_{ç,s} - h_g)}{(h_{ç,a} - h_g)}$	(5.14)
Türbin izantropik verim	$\eta_t = \frac{W_{t,a}}{W_{t,s}} = \frac{(h_g - h_{ç,a})}{(h_g - h_{ç,s})}$	(5.15)
İkinci yasa verimi	$\eta_{II} = \frac{Elde Edilen Ekserji}{Harcanan Ekserji}$	(5.16)
Aktarılan ısı enerjisi	$\dot{Q} = \dot{m} * c_p * \Delta T$	(5.17)

5.3 TERMOEKONOMİK FORMÜLLER

Bu çalışmanın termoeconomik analizinde literatürde yer alan SPECO (Specific Exergy Costing) özgül ekserji maliyeti yöntemi benimsenmiştir. Bu yöntem, termodinamik analiz ile ekonomik analizi birleştiren ve oluşturulan çeşitli parametrelerin karşılaştırıldığı analiz şeklidir. SPECO yönteminde oluşturulan parametreler ilk yatırım ve işletme maliyetleri, birim ekserji maliyeti, ekserji makiyeti, ürün ya da yakıt maliyet oranı, birim ekserji başına ortalama maliyet, bağıl maliyet farkı, termodinamik faktör, ekserji yıkım maliyet oranı ve geri ödeme süresidir. Bu bağlamda, ekserjiye bağlı ekonomik eşitlikler Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5.2 Ekserjiekonomi eşitlikleri.

Açıklama	Eşitlik	Denklemler Numarası
Birim ekserji maliyeti	$c_i = \frac{\dot{C}_i}{\dot{E}x_i}$	(5.24)
İlk yatırım ve işletme maliyetleri toplamı	$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}$	(5.25)
Düzeltilmiş yatırım ve işletme maliyetleri	$\dot{Z}_k = \frac{PEC_i * CRF * \varphi}{N * 3600}$	(5.26)
Sermaye geri kazanım faktörü	$CRF = \frac{f * (f + 1)^n}{(f + 1)^n - 1}$	(5.27)
Yakıt ekserji ortalama maliyet	$c_{F,i} = \frac{\dot{C}_{F,i}}{\dot{E}x_{F,i}}$	(5.28)
Ürün ekserji ortalama maliyet	$c_{P,i} = \frac{\dot{C}_{P,i}}{\dot{E}x_{P,i}}$	(5.29)
Bağıl maliyet farkı	$r_i = (c_{P,i} - c_{F,i}) / c_{F,i}$	(5.30)
Termodinamik faktör	$f_i = \frac{\dot{Z}_i}{\dot{Z}_i + \dot{C}_{D,i}}$	(5.31)
Ekserji yıkım maliyeti	$\dot{C}_{D,i} = c_{F,i} * \dot{E}x_{D,i}$	(5.32)
Elektrik birim maliyeti	$C_{el} = \frac{PEC_{top} * CRF * \varphi}{N * \dot{W}_{net}}$	(5.33)
Geri ödeme süresi	$AS = \frac{\log \frac{(\dot{W}_{net} * N * C_{el}) - PEC_{top} * (\varphi - 1)}{(\dot{W}_{net} * N * C_{el}) - PEC_{top} * (\varphi - 1) - (i * PEC_{top})}}{\log(1 + i)}$	(5.34)
Ekserji maliyet denklemi	$\sum \dot{C}_{c,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{g,k} + \dot{C}_{q,k}$	(5.35)
Ekserji Yıkım Oranı	$y_k = \frac{\dot{E}_{x,k}}{\sum \dot{E}_{x,k}}$	(5.36)

BÖLÜM 6

YÖNTEM VE ANALİZ

6.1 DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

Doğrulama çalışmasında kapsamında Abuşoğlu vd. (2013) yapmış olduğu çalışma ele alınmıştır [69]. İlgili makalede yer alan enerji ve ekserji analiz sonuçları Çizelge 6.1’de verilmiştir. Tabloda verilen $\dot{Q}$ sisteme giren ya da çıkan ısı enerjisini, $\dot{W}$ sisteme giren ya da çıkan iş enerjisini, $\dot{E}_{xF}$ sisteme giren ekserji, $\dot{E}_{xP}$ sistemden çıkan ekserjiyi, $\dot{E}_{xy}$ ekserji yok oluşunu ve $\mathcal{E}$ ikinci yasa verimini göstermektedir.

Çizelge 6.1 Biyogaz beslemeli gaz motorlu kojenerasyon sisteminin enerji ve ekserji analiz sonuçları [69].

Sistem bileşeni	Hal no	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{E}_{xF}$ (kW)	$\dot{E}_{xP}$ (kW)	$\dot{E}_{xy}$ (kW)	$\mathcal{E}$ (%)
Türbin (T)	68-69	-	159,6	182	159,6	22,4	87,7
Kompresör (T)	65-66	-	138,9	138,9	100,2	38,7	72,1
Pompalar							
P11	48-49	-	2,71	3	2	0,58	78,6
P12	52-53	-	10,34	10,34	8	2	79,1
P13	59-57	-	5,25	5	4	1	76,9
P14	62-63	-	18,55	18,55	14,95	4	80,6
Ara soğutucu							
Su hattı	57-58	99,45	-	16,28	7,95	8,33	48,8
Hava-yakıt hattı	66-67	-99,66	-				
EGHE							
Su hattı	50-51	453,2	-	188,4	71,5	116,9	37,9
Egzoz hattı	69-70	-456,1	-				
HE-1							
Soğuk su hattı	49-50	609,7	-	165,2	93,8	71,4	56,8
Sıcak su hattı	53-54	-1054	-				

Çizelge 6.1 (devam ediyor)

HE-2							
Soğuk su hattı	55-56	41,09	-	12	6	6	50
Sıcak su hattı	58-59	-104,7	-				
LOHE							
Yağ hattı	60-61	510,4	-	96,8	51,5	45,3	53,2
Su hattı	54-55	-359,4	-				
Gaz motoru	-	-	1.000	4.053.621	10001	3.053.621	24.871
					1.071,52	2.982.122	26.652
				4.593.523	2.125,73	1.927.923	46.613
Kojenerasyon	-	1.713,8	1.000	4.053,62	1.071,5	2.982,12	26,65
		-2073,9					

İlgili makalede yer alan biyogaz beslemeli gaz motoruna ait sistem alt bileşenleri için ilk yatırım ve işletme maliyetleri Çizelge 6.2’de verilmiştir. İYM ilk yatırım maliyetini, $\dot{Z}_k^{iY}$ ve $\dot{Z}_k^{iB}$ düzeltilmiş işletme ve yatırım maliyetlerini, $\dot{Z}_k^{TOPLAM}$ ise düzeltilmiş işletme ve yatırım maliyet toplamalarını ifade etmektedir.

Çizelge 6.2 Biyogaz beslemeli gaz motorlu kojenerasyon sistemi alt bileşenleri için ilk yatırım (İY) ve işletme ve bakım maliyetleriyle (İB) ilişkili maliyet oranları [69].

Sistem bileşeni	İYM (\$)	$\dot{Z}_k^{iY}$ (\$/saat)	$\dot{Z}_k^{iB}$ (\$/saat)	$\dot{Z}_k^{TOPLAM}$ (\$/saat)
Kompresör (T)	38.461,50	0,09	0,005	0,095
Türbin(T)	38.461,50	0,09	0,005	0,095
P11	2.412,60	0,006	0,0002	0,0062
P12	1.853,10	0,0043	0,0009	0,0052
P13	1.573,40	0,0036	0,0007	0,0043
P14	2.237,81	0,005	0,0001	0,0051
Ara soğutucu	17.482,50	0,04	0,008	0,048
EGHE	19.580,40	0,05	0,001	0,051
HE-1	8.898,60	0,02	0,0004	0,0204
HE-2	8.898,60	0,02	0,0004	0,0204
LOHE	6.993,00	0,02	0,0004	0,0204
Gaz motoru	419.580,40	0,96	0,1	1,06
Diğer sistem bileşenleri	3.496,50	0,0084	0,0006	0,0091
Toplam sistem bileşenleri İYM	569.930,10			
Kurulum maliyeti	184.615,40	-	-	-
Boru tesisatı ve döşeme maliyeti	195.804,20	-	-	-
Kontrol sistemi	67.132,90	-	-	-

Çizelge 6.2 (devam ediyor)

Elektrik tesisatı toplam maliyeti	72.727,30	-	-	-
Toplam saha içi maliyet	1.079.720,30	-	-	-
Toplam saha dışı maliyet	69.930,10	-	-	-
Toplam maliyet	1.149.650,40	-	-	-
Toplam dolaylı maliyet	69.930,10	-	-	-
Toplam sabit sermaye yatırımı	1.219.580,50	-	-	-
Diğer giderler	17.482,50	-	-	-
Toplam yatırım maliyeti	1.237.062,90	-	-	-

İlgili makalede yer alan kojenerasyon sistemine ait ekserjiye bağlı yakıt (F) ve ürün (P) maliyetleri, ekserji yıkım maliyetleri, termodinamik faktörler ve toplam yatırım maliyetleri Çizelge 6.3’de verilmiştir. $c_{f,k}$ ekserjiye bağlı yakıt maliyeti, $c_{p,k}$ ekserjiye bağlı ürün maliyeti, $\dot{E}_{xy}$ ekserji yıkımını, $\dot{C}_y$ ekserji yıkım maliyetini ve f eksergoekonomik faktörü göstermektedir.

Çizelge 6.3 Gaz motorlu kojenerasyon sistemi alt bileşenlerinin ekserjiye bağlı yakıt (F) ve ürün (P) maliyetleri, ekserji yıkım maliyetleri, eksergoekonomik faktörleri ve toplam yatırım maliyetleri [69].

Sistem alt bileşeni	$c_{f,k}$ (\$/GJ)	$c_{p,k}$ (\$/GJ)	$\dot{E}_{xy}$ (kW)	$\dot{C}_y$ (\$/saat)	$\dot{Z}_k^{TOPLAM}$ (\$/saat)	f (%)
Kompresör (T)	25,00	30,80	38,70	3,76	0,10	2,46
Türbin (T)	23,53	27,00	22,40	1,90	0,10	4,77
Ara soğutucu	11,05	47,80	8,33	0,33	0,01	1,43
EGHE	23,53	62,24	116,94	9,91	0,01	0,51
LOHE	38,28	58,60	45,30	6,24	0,00	0,33
HE-1	9,28	18,25	71,40	2,39	0,01	0,85
HE-2	38,28	49,50	6,00	0,83	0,05	2,41
P11	25,00	39,19	0,58	0,05	0,05	10,70
P12	25,00	32,87	2,14	0,19	0,02	2,65
P13	25,00	33,73	1,21	0,11	0,02	3,83
P14	25,00	34,22	3,60	0,32	0,02	1,56
Gaz motoru	7,25	25,00	2982,12	77,83	1,06	1,34

Sistem giriş ve çıkış verileri esas alınarak yapılan enerji ve ekserji analizi doğrulama çalışması sonucunda Çizelge 6.1 ile arasında oluşan farklar Çizelge 6.4’de verilmiştir.

Çizelge 6.4 Abuşoğlu vd. (2013) ile doğrulama hesaplamalarının kıyaslanması.

Sistem bileşeni	$\dot{Q}$ (kW) <i>FARK</i>	$\dot{W}$ (kW) <i>FARK</i>	$\dot{E}_{XF}$ (kW) <i>FARK</i>	$\dot{E}_{XP}$ (kW) <i>FARK</i>	$\dot{E}_{XY}$ (kW) <i>FARK</i>	ε <i>FARK</i>
Türbin (T)		0,00063	0,0011	0,00063	0,00489	0,0005705
Kompresör (T)		0	0	0	0,000258	0,000693
Ara soğutucu						
Su hattı	0,004647		0,00123	0,006202	0,00395	0,0045286
Hava-yakıt hattı	0,002602					
EGHE						
Su hattı	0,004655		0,001063	0,012604	0,00511	0,0098588
Egzoz hattı	0,000657					
HE-1						
Soğuk su hattı	0,006194		0,00121	0,01117	0,012622	0,009763
Sıcak su hattı	0,000948					
HE-2						
Soğuk su hattı	0,049285		0,017812	0,035733	0,00017	0,0179153
Sıcak su hattı	0,02346					
LOHE						
Yağ hattı	0,000784		0,006551	0	0,01433	0,006721
Su hattı	0,000556					

İlk yatırım ve maliyet verileri esas alınarak yapılan hesaplanan maliyet oran analizi doğrulama çalışması sonucunda Çizelge 6.2 ile arasında oluşan farklar Çizelge 6.5’de verilmiştir. Burada, $\dot{Z}_k^{iY}$ düzeltilmiş ilk yatırım maliyetini, $\dot{Z}_k^{iB}$ ise düzeltilmiş işletme ve bakım maliyetini ifade etmektedir.

Çizelge 6.5 Maliyet oran yüzdesel fark.

Sistem bileşeni	$\dot{Z}_k^{iy}$ (\$/saat) FARK	$\dot{Z}_k^{ib}$ (\$/saat) FARK
Kompresör (T)	0,000555247	0,000526039
Türbin(T)	0,000555247	0,000526039
P11	0,062322946	0,060191518
P12	0,008988246	0,007444169
P13	0,022801303	0,019160584
P14	0,045619393	0,044764937
Ara soğutucu	0,02272172	0,019006744
EGHE	0,090750436	0,08881298
HE-1	0,039846375	0,039095619
HE-2	0,039846375	0,039095619
LOHE	0,221747098	0,216457961
Gaz motoru	0,022701822	0,020604269
Diğer sistem bileşenleri	0,026142194	0,035738675

Doğrulama çalışması kapsamında, Çizelge 6.3 verilen gaz motoru alt bileşenlerine ait ekserji yıkım maliyetleri, termodinamik faktör ve toplam yatırım maliyetleri arası oluşan yüzdesel fark Çizelge 6.6’da verilmiştir.

Çizelge 6.6 Ekserji yıkım maliyetleri, termodinamik faktör ve toplam yatırım maliyetleri arası oluşan yüzdesel fark.

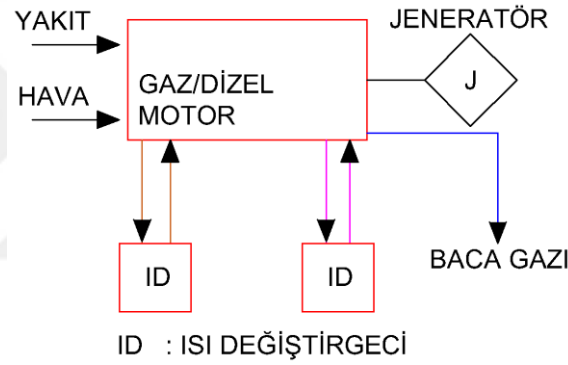
Sistem alt bileşeni	$\dot{E}_{xy}$ (Kw) FARK	$\dot{C}_y$ (\$/saat) FARK	$\dot{Z}_k^{TOPLAM}$ (\$/saat) FARK	f FARK
Kompresör (T)	0,00	0,08	0,00	0,07
Türbin (T)	0,005	0,000	0,001	0,004
Ara soğutucu	0,004	0,008	0,873	0,888
EGHE	0,005	0,005	0,889	0,109
LOHE	0,014	0,014	0,744	0,222
HE-1	0,013	0,014	0,760	0,045
HE-2	0,000	0,004	1,261	0,037

6.2 ISIL GÜÇ ÇEVİRİM SANTRALİ MODELLEME VE ANALİZİ

6.2.1 Tesis Modellemesi

Metodoloji, enerji dönüşüm süreçlerinin matematiksel modellerini içerir. Bu modeller, sistemdeki enerji akışları ve dönüşümleri açıkça ifade edilmiştir. Matematiksel modelleme, sistem davranışını anlamak ve tasarım parametrelerini optimize etmek için kullanılır.

Enerji üretim santralleri karmaşık ve kompleks yapılardır. Gerçek bir güç santralinde, çevrimi oluşturan birçok bileşen ve ekipman bulunmaktadır. Bu nedenle, sistemin modellenmesinin yapılması ve termodinamik kabuller yapmak sistemin çözülmesi için oldukça önemlidir. Zonguldak ili Sapça mevkinde bulunan biyogaz güç çevrim santralinin şematik modellemesi Şekil 6.1’de verilmiştir.



Şekil 6.1 Santral kütle akış şeması.

Bu santral modellemesinde; landfill yöntemi ile elde edilen biyogaz, içten yanmalı motora sevk edilmek suretiyle motor krank hareketinden, jeneratörler yardımıyla, elektrik enerjisi elde edilmektedir. İçten yanmalı gaz motoru, ceket suyu ve motor yağı ısı değiştirgecinde soğutma işlemine tabi tutulmuştur. Biyogaz’ın yakılması sonucunda açığa çıkan egzoz gazı ise atmosfere sevk edilmektedir.

Enerji dönüşüm santrali için doğru ve güvenilir verilerin elde edilmesi, sistem analizi ve tasarımında önemli rol oynar. Bu nedenle, veri toplama süreçleri, enerji dönüşüm santrallerinde başarılı bir metodolojinin temelini oluşturur.

Evsel atık biyogaz gaz dönüşüm tesisinde; Innio Jenbacher marka ve JMS420 GS-B.L tipinde iki adet gaz motoru, negatif basınç yaratan TMM Blower marka ve HLB 22 30 tipinde iki adet

vakum makinası ve bir adet harici soğutma ünitesi bulunmaktadır. Gaz motoru nominal 1.501 kW güç üretebilirken, vakum makinası 18.5 kW güç tüketmektedir. Cihazlara ait kataloglar verileri sırası ile EK A ve EK B’de verilmiş olup sahada bulunan gaz motorlarını gösterir görseller Şekil 6.2’de verilmiştir.



Şekil 6.2 konteyner tipi gaz motoru, Zonguldak.

Termodinamik analizi yapılacak çöp gazı dönüşüm tesisinin sistem bileşenlerine ait basınç ve sıcaklık değerleri: 100 kPa ve 13,8 °C olan ortamda açığa çıkan biyogaz vakum pompası sahadan çekilmektedir. Vakum pompası basıncı 361 kPa, çıkış sıcaklığı ise 60,4 °C’dir. Hava ve yakıt, karışım odasında istenilen dozajlama değerine getirilerek motora 101 kPa ve 13,5 °C’de sevk edilmektedir. Yanma sonucu açığa çıkan egzoz gaz sıcaklığı 555 °C’dir. Motorun çalışma esnasında ürettiği elektriksel güç 1359 kW, nominal güç 1501 kW’dır. Ceket suyu ve motor yağı sırası ile 84,6 °C ve 79,2 °C’de sistemden ayrılmaktadır. Üretici firma değerlerine göre termal verim %42,9’dır (EK A). Çöp gazı bileşen oranları ise; %54,95 CH₄ (Metan), 328,3ppm H₂S (Hidrojen Sülfür), %39,33 CO₂ (Karbondiyoksit), %0,05 O₂ (Oksijen) olarak belirlenmiş olup geriye kalan %5,67 H₂ (Hidrojen) olarak kabul edilmiştir.

Benzer iş ve kapasitede olan ve EK C verilen gaz motoru üretici firma verileri esas alınarak; ceket suyu basıncı 140 kPa, debisi 55 m³/h, motor yağı soğutma sistemi basıncı 412 kPa, debisi 35 m³/h olarak alınmıştır.

Ceket suyu ve motor yağı dönüş sıcaklıklarının 70 C° olduğu, sistemin tamamının adyabatik olduğu, motor içerisinde tam yanmanın gerçekleştiği ve baca gaz içeriğinde serbest halde oksijenin bulunmadığı kabulleri yapılarak termodinamik hesaplamalar yapılmıştır.

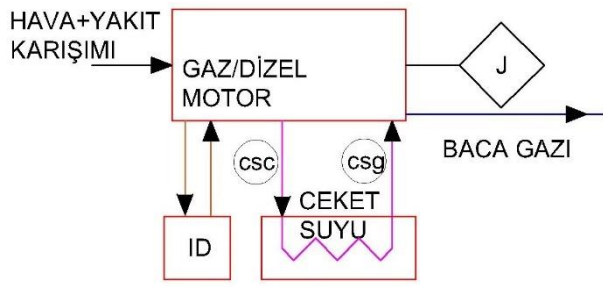
Zonguldak Belediyesi 2022 yılı faaliyet raporuna göre, 36.621,4 ton düzenli depolanan evsel atıklardan 3.538.893,48 TL bertaraf etme ücreti ve katılım payı alınmıştır. Merkez Bankası veri tabanından 2022 yılı ortalama dolar alış fiyatı 16,4 TL olarak görülmüştür. Buna göre, bertaraf etme ve katkı ücreti 215.786,19 \$ olarak gerçekleşmiştir (URL-1;2023).

EPDK 2024 Yenilenebilir Enerji Kaynakları Destekleme Mekanizması faaliyet raporunda, EÜ/10250-1/04931 lisans numaralı, AREL YENİLENEBİLİR ENERJİ ZONGULDAK BES TESİSİ' nde ana kaynak kurulu güç 3002 kWe, yıllık üretim miktarı 33.112.500 kW, alım fiyatı 13,3 \$cent/kWh olarak belirtilmiştir (URL-2,2023).

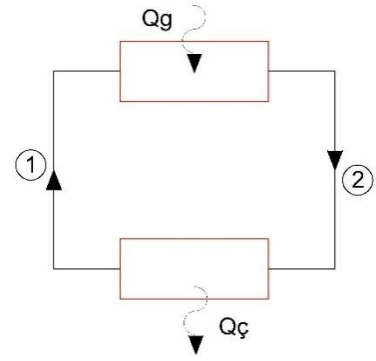
Bu çalışmada, literatürlerde belirtildiği gibi toplam verimini ve üretilen enerji miktarını artırmak amacıyla sistemin ürettiği atık ısı enerjisinden yararlanmak hedeflenmekte ve elde edilecek güç miktarı belirlenmeye çalışılmıştır. Bu sayede, enerji santrallerinin verimlilik değerlerini yukarıya çekmek hedeflenmiştir. Sistem tasarımı isterlere göre değişmektedir. Atık ısı enerjisinin tamamı elektrik enerjisine ya da elektrik, proses ısı ve soğutma enerjilerinin üretildiği kojenerasyon veya trijenerasyon sistemleri de ihtiyaca göre dizayn edilebilir.

6.2.2 Tesis Termodinamik Analizi

Endüstri uygulamaların tamamında iş makine veya sistemlerinin kesintisiz ve kararlı halde çalışması istenir. Kararlı halde çalışan proses uygulamalarının tamamında sistem ve bileşenlerine ait dört temel termodinamik unsuru dikkate almak gerekir. Bunlar; kütle korunumu, Termodinamiğin I ve II. yasaları ile ekserji dengesidir. Bu yasalarla, sistemde bulunan ve iş üreten ara akışkanın hal ve değişimlerinin incelenmesi ile sistemin ürettiği ya da tükettiği enerji, entropi ve ekserji miktarını belirlememiz mümkündür. Gerçek gaz akışlı güç santralleri karmaşık yapıya sahiptir ve sistemin gerçek kütle akış şeması Şekil 6.3(a)'da verilmiştir. Karmaşık olan sistem çözümünü kolaylaştırmak için hava standardı kabulü yaparak yeni bir kütle akış şeması oluşturulmuş ve Şekil 6.3(b)'de verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 6.3 Isıl güç çevrim kütle akış şeması a) çevrime ait gerçek kütle akış şeması, b) ideal kütle akış şeması

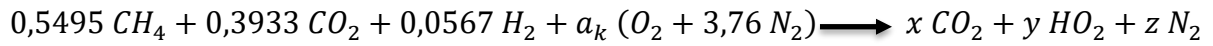
Çevrime ait giriş ve çıkış değerleri;

$$P_{1,hava} = 101 \text{ kPa}, T_{1,hava} = 13,5^\circ\text{C}, T_{2,hava} = 555^\circ\text{C}, \eta_{th} = 0,492, W_{m,n} = 1.501 \text{ kW}$$

$$m_{cs} = 55 \frac{m^3}{h}, m_y = 35 \frac{m^3}{h}, P_{cs} = 140 \text{ kPa}, P_y = 412 \text{ kPa}, T_{csg} = 70^\circ\text{C}, T_{csç} = 84,6^\circ\text{C}$$

$$T_{yg} = 70^\circ\text{C}, T_{yç} = 79,2^\circ\text{C}, T_0 = 13,8^\circ\text{C}, P_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

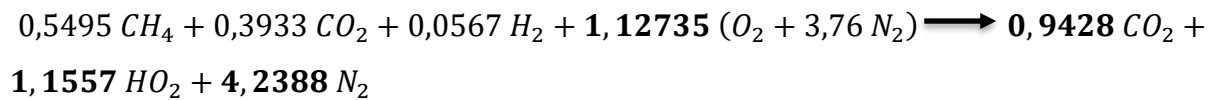
olarak verilmiş olup baca gazı çıkış oranlarına göre kimyasal yanma denklemi ise,



şeklinde düzenlenmiştir.

6.2.2.1 Kimyasal Tepkime Analizi

Yanma reaksiyonuna ait denklem takımı çözümlenmesi yapıldığında yanma sonucu oluşan ürünlere ait mol oranları;



olarak hesaplanmıştır. Yanma denkleminde bakıldığında, havanın stokiyometrik katsayı oranının %12,735 olduğu görülmektedir. Stokiyometrik hava oranı, yakıtın tam yanması için gereken minimum hava miktarını yüzdesel olarak gösterimidir.

Kimyasal tepkime eşitlikleri kütlenin korunumu kanununa göre denkleştirilirler. Tepkimeye giren atomlar, bağ enerjisi ile bağlı olduğu bileşikten koparak tepkime sonunda farklı bir bileşiğe bağlanmış olsa bile tepkimeye giren atomların toplam kütlesi ile çıkan ürünlerin toplam kütlesi birbirine eşit olacaktır. Bu durum, tepkimeye giren ve çıkan ürünlerin mol sayılarının eşit olmayabileceğini fakat kütlelerinin eşit olması gerektiğini göstermektedir.

Stokiyometrik oran havanın kütlesini göstermez. Havanın kütlesi oksijenle azot atomlarının oluşturduğu toplam küttedir. Bu toplam kütlenin yakıt kütleline bölünmesi (Denklem 6.1) sonucunda hava yakıt karışım oranı $14,68 \text{ kg}_{hava}/\text{kg}_{yakıt}$ olarak elde edilir.

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} \quad (6.1)$$

Yanma ürünlerinin çiğ noktası, yanma ürünlerinin soğulması sonucu baca gazı içerisindeki su buharının yoğunlaşmaya başladığı sıcaklık değeri olarak tanımlanmaktadır. Yanma ürünündeki su buharının kısmi basıncına karşılık gelen sıcaklık değeri olan çiğ noktası (Denklem 6.2) yaklaşık olarak 58°C olarak bulunmuştur. Baca gazı soğumasının çiğ noktasında gerçekleşmesi absorbe edilen enerji miktarını değiştirmektedir. Baca gazı çıkış sıcaklık değerinin çiğ noktasının altında veya üstünde olduğunun kontrol edilmesi doğru sonuçlara ulaşılması için önemlidir.

$$P_{su} = \left(\frac{N_{su}}{N_{ürün}} \right) \cdot P_{ürün} \quad (6.2)$$

Kimyasal tepkime sırasında bir sistemin enerjisindeki değişim, hal değişimi ve kimyasal bileşimdeki değişimlerden oluşur (Denklem 6.3).

$$\Delta E_{sistem} = \Delta E_{hal} + \Delta E_{kimyasal} \quad (6.3)$$

Kimyasal tepkime sonunda giren ürünlerin hal değişiminden söz edilemeyeceği için $\Delta E_{hal} = 0$ olacaktır ve sistemin enerji değişimi kimyasal bileşimdeki değişime eşit olacaktır. O halde, standart referans hale göre sürekli akışta enerji denklik bağıntısından tepkime esnasında transfer edilen ısı ve iş miktarı denklem (6.4) ile verilmiştir. Tepkime esnasında iş giriş ve çıkışı olmadığından sistem içinde gerçekleşen ısı transferi giren ve çıkan ürünlerin entalpi değişimine eşit olacağından denklem (6.4) ifadesini denklem (6.5) şeklinde yazabiliriz.

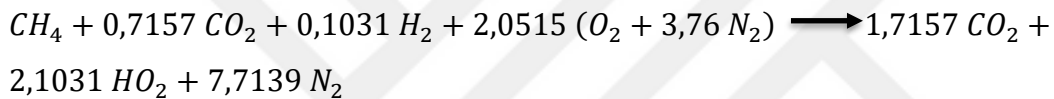
$$Q - W = H_{ürün} - H_{girdi} \quad (6.4)$$

$$Q = H_{ürün} - H_{girdi} \quad (6.5)$$

Tepkime esnasında oluşan ısı transferi aynı zamanda sistemin tepkime entalpisine de eşittir. Tepkime entalpisini, h_T gösterimi ile ifade edilmekte ve eşitlik denklem (6.6)'da verilmiştir.

$$h_T = H_{ürün} - H_{girdi} \quad (6.6)$$

Tepkime entalpisini, belli bir haldeki ürünün sahip olduğu entalpi ile aynı halde sisteme giren ürünlerin sahip olduğu entalpi arasındaki fark olarak tanımlanmış ve 1 mol yakıtın belli bir basınç ve sıcaklıkta tamamen yanması sonucu açığı çıkan enerji miktarını ifade edilmiştir [3]. O halde, bir mol yakıt için kimyasal yanma aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.



Denklem 6.6 ifadesini, gazların referans sıcaklıktaki entalpi değerlerine göre yazılacak olursak denklem (6.7)'yi elde edilmiş ve birim kütle için gerçekleşen tepkime entalpisini $\bar{h}_T = 69.120 \text{ (kj/kg)}$ CH_4 olarak bulunmuş olacaktır.

$$\bar{h}_T = \sum N_{\bar{u}} \bar{h}_{ol,\bar{u}}^o - \sum N_g \bar{h}_{ol,g}^o \quad (6.7)$$

$$\sum N_{\bar{u}} \bar{h}_{ol,\bar{u}}^o = (N \bar{h}_{ol,\bar{u}}^o)_{CO_2} + (N \bar{h}_{ol,\bar{u}}^o)_{H_2O} = -1.183.733,91 \text{ kj/kmol}$$

$$\sum N_g \bar{h}_{ol,g}^o = (N \bar{h}_{ol,g}^o)_{CH_4} = 74.850 \text{ kj/kmol}$$

Bulunan bu değer aynı zamanda tepkimeye ait üst ısı değere eşittir. Aynı ifadeyi alt ısı değeri hesaplamak için hazırlanırsa alt ısı değeri 37.980 kj/kg olarak bulunmuş olacaktır.

Abyabatik alev sıcaklığı için 25°C ve 1 atm basınçtaki oluşum entalpileri ile 298 K'deki mükemmel gaz özellikleri Çizelge 6.7'de verilmiştir.

Çizelge 6.7 Oluşum entalpisi ile mükemmel gaz özellikleri.

Madde	$\bar{h}_{ol}^o$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298 K}$ kJ/kmol
CH_4	-74.850	-
CO_2	-393.520	9364
H_2	-	8468
O_2	-	8682
N_2	-	8669
HO_2 Buhar	-241.820	9904

Tam yanma gerçekleşen, ısı ve iş giriş çıkış olmayan, kinetik ve potansiyel enerjinin ihmal edildiği adyabatik yanmada odası için denklem (6.4) eşitliğinden denklem (6.8) sonucu elde edilir. Mol kesirlerine göre denkleştirilmiş kimyasal tepkimenin baca gazı enerjisi denklem 6.8'den 838.752 kJ olarak hesaplanmıştır. Denklemde belirtilen $N_{ü,g}$ 1 mol yakıt için giren ve çıkan ürünlerin mol sayısını, $\bar{h}_{ol}^o$ standart referans haldeki oluşum entalpisini, $\bar{h}$ belli haldeki duyulan entalpi ve $\bar{h}^o$ 25°C'de 1 atm'deki standart referans hale göre duyulan entalpi olarak verilmiştir.

$$\sum N_{\bar{u}}(\bar{h}_{ol}^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_{\bar{u}} = \sum N_g(\bar{h}_{ol}^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_g \quad (6.8)$$

$$1,7157 \bar{h}_{CO_2} + 2,1031 \bar{h}_{H_2O} + 7,7139 \bar{h}_{N_2} = 838.752 \text{ kJ}$$

İdeal gazların 1980 K sıcaklığındaki duyulur entalpisini göre enerji miktarı hesaplandığında, baca gazı ürünlerine ait enerji miktarını 836.834,04 kJ olarak hesaplamış ve dolayısıyla yanmaya ait maksimum abdayabatik alev sıcaklığını 1980 K olarak belirlemiş olacağız. 1980 K sıcaklıktaki duyulur ısı hesabı Çizelge 6.8'de verilmiştir.

Çizelge 6.8 Belli haldeki duyulur entalpinin enerji değeri.

Sıcaklık	Ürün	$N_{\bar{u}}$	$\bar{h}$	$N_{\bar{u}} \cdot \bar{h}$
1980 K	CO_2	1,7157	99606	170894,014
	H_2O	2,1031	81573	171556,176
	N_2	7,7139	64090	494383,851
Toplam Enerji (kJ)				836.834,04

Sistemin sahip olduğu ekserji ve ekserji yıkımı sistem tarafından üretilen entropi ile ilişkilidir. Bu ilişkinin yanma özelinde incelenmemesi, termodinamik analizinin eksik yapılmasına

sebebiyet verecektir. Tüm sistemler için geçerli olan entropi denkliği denklem (6.9)'da verilmiştir.

$$S_{giren} - S_{çıkan} + S_{üretim} = \Delta S_{sistem} \quad (6.9)$$

Burada, hal değişimleri sırasında sistemde gerçekleşen entropi farkları ile sistemin üretmiş olduğu entropi değerinin toplanması sonucunda sisteme ait entropi değişimi elde edilmekte olduğu görülmektedir. Aynı denklemi yanma ürünleri için yazacak olursak, 1 mol yakıt başına sisteme doğru gerçekleşen ısı transferinin yaratmış olduğu entropi denkliği Denklem 6.10'daki gibi ifade edilir. Denklem (6.10) ifadesini tepkimeye göre daha açık ifade ile yazılırsa denklem (6.11) eşitliği elde edilmiş olur. Denklem (6.11) eşitliğine göre tepkimeye ait ürün ve girdilerin termodinamik özellikleri tablo haline getirdiğimizde Çizelge 6.9'da elde etmiş oluruz.

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{ol} = S_{ürün} - S_{girdi} \quad (6.10)$$

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{ol} = \sum N_{\bar{u}} \bar{S}_{\bar{u}} - \sum N_g \bar{S}_g \quad (6.11)$$

Çizelge 6.9 Yanma ürün ve girdilerine ait termodinamik özellikler (üniversal gaz sabiti $R_u=8,3143 \text{ kJ/kmol.K}$).

	N_i	y_i	$\bar{S}_i^o(T, 1 \text{ atm})$	$-R_u \ln y_i P_{toplam}$	$N_i \bar{S}_i$
CH_4	1	1	186,16	0	186,16
CO_2	0,7157	0,067621	213,8	22,39733	153,01666
H_2	0,1031	0,009741	130,68	38,5068	13,473108
O_2	2,0515	0,193831	205,04	13,64183	420,63956
N_2	7,71364	0,728806	191,61	2,630209	1478,0106
$S_{girdi} = 2251,2999$					
CO_2	1,7157	0,148768	213,8	15,84178	366,81666
$HO_2 \text{ Buhar}$	2,1031	0,182360	188,83	14,14906	397,12837
N_2	7,7139	0,668872	191,61	3,3437	1478,0604
$S_{ürün} = 2242,0054$					

Kimyasal tepkime ürünleri ve girenlerine ait termodinamik verilerin denklem (6.11) eşitliğinde yerine yazılması ile entropi üretimini 9,26 kJ/kmol.K hesaplanacaktır. Böylece, yanmaya ait ekserji yıkımını denklem (6.12) eşitliği ile 2.657 kJ/kmol olarak hesaplamış oluruz.

$$X_{yıkım} = T_0 \cdot S_{ol} \quad (6.12)$$

$$X_{yıkım} = (286,95 \text{ K}) \cdot \left(9,26 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}\right) = 2.657 \text{ kJ/kmol}$$

Baca Gazı Enerjisi:

Baca gazı enerjisi duyulur ve gizli ısı enerjilerinin toplamına eşittir. Baca gazı duyulur ısısı, baca gazı sıcaklığının yaratmış olduğu ve hissedilen sıcaklığı olarak, gizli ısı ise baca gazı içerisindeki su buharının taşıdığı ısı miktarı olarak ifade edilmektedir [70]. Duyulur ısı (Denklem 6.13) ve gizli ısı (Denklem 6.14) matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\dot{E}_{DI} = \sum_{i=1}^N n_i \cdot \bar{c}_{pi} \cdot (T_{baca} - T_0) \quad (6.13)$$

$$\dot{E}_{GI} = N_{H_2O} \cdot \bar{h}_{fg} \quad (6.14)$$

Baca Gazı Mol Kesir Oranları:

Toplam baca gazı miktarı mol cinsinden denklem (6.15) ile, baca gazı bileşenlere ait mol kesirleri denklem (6.16) ile, baca gazı ortalama özgül ısı değeri denklem (6.17) ile ifade edilmiştir. İlgili denklem takımları ile baca gaz ürünlerinin mol kesirlerini $X_{CO_2} = 0,1487$, $X_{HO_2} = 0,1823$, $X_{N_2} = 0,6688$ şeklinde, ortalama özgül ısı değerini ise $c_{p,ort} = 0,9880 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ şeklinde bulmuş oluruz.

$$nbg = nO_2 + nCO_2 + nHO_2 + nN_2 \quad (6.15)$$

$$X_{CO_2} = nCO_2/nbg, X_{HO_2} = nHO_2/nbg, X_{N_2} = nN_2/nbg, X_{O_2} = nO_2/nbg \quad (6.16)$$

$$c_{p,ort} = c_{p,CO_2} \cdot X_{CO_2} + c_{p,O_2} \cdot X_{O_2} + c_{p,HO_2} \cdot X_{HO_2} + c_{p,N_2} \cdot X_{N_2} \quad (6.17)$$

Denklem eşitlikleri ile elde edilen değerler Denklem 6.13'de yerine yazılırsa duyulur ısı enerjisini $\dot{E}_{DI} = 3.388.59 \text{ kJ/kg}$ olarak buluruz. $\bar{h}_{fg}$ ile ifade edilen buharlaşma gizli ısı değerinin denklem (6.14)'de yerine yazılması ile de gizli ısı enerjisi $\dot{E}_{GI} = 46934,8 \text{ kJ/kg}$ bulunmuş olur.

Kayıp baca gazı enerjisinin yıllık parasal değeri denklem (6.15) ile verilmiş ve eşitlikteki f ifadesi 1 m^3 doğalgaz'ın birim fiyatı olarak alınmıştır [71]. Ancak, analiz yaptığımız biyogaz içerisinde bulunan metan oranı yüzdesi ile birim fiyat değeri alınan ($13,63 \text{ TL/m}^3$ %90 metan oranı) yakıt içeriğindeki metan oranı birbirinden farklı olacaktır. Bu yüzden f ifadesini belirlerken, birim fiyatı ve metan oranı bilinen yakıt fiyatına göre biyogaz birim fiyatının indirgenmesi gerekir. Bu bilgiler ışığında ayda 25 gün, günde 24 saat çalışma esasına göre faaliyet gösteren tesisin atmosfere sevk edilen baca gazı enerjisi yoluyla kaybedilen parasal değer büyüklüğü (Denklem 6.15) yılda 8.146.895 milyon Türk Lirası, günümüz kur değeri ile 268.343 \$ olarak hesaplanmış oluruz.

$$P_{kay} = \frac{E_{bg,duy} + E_{bg,giz}}{4,18 * H_u} * f * 60 * 60 * 25 * 24 * 12 \quad (6.15)$$

6.2.2.2 Enerji ve Ekserji Analizi

Bu bölümde, Şekil 6.3(b) verilmiş olan kütle akış diyagramının enerji ve ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Ceket suyuna ait enerji ve ekserji hesaplamaları için Çizelge 6.9'da verilen eşitlikler kullanılmıştır. Burada verilen; $\dot{m}_{csc}$ ve $\dot{m}_{csg}$ giren ve çıkan kütleli debiyi, $\Sigma \dot{E}_{g,\zeta}$ sisteme giren ve çıkan enerjileri, $\dot{Q}_{g,\zeta}$ sisteme giren ve çıkan ısı enerjisini, $\dot{W}_{g,\zeta}$ sisteme giren ve çıkan iş enerjisini, u iç enerji, $P\theta$ akış işi, k_e kinetik enerjii ve p_e potansiyel enerjii ifade etmektedir. Çizelge 6.10'da verilen eşitliklerin çözümü ile ceket suyu ile sistemden dışarı atılan enerji miktarı $\dot{Q}_{csc,ıkan} = 866,8 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır.

Sistemin motor bileşenine ait enerji ve ekserji hesaplamalarında Çizelge 6.11'de belirtilen eşitlikler kullanılmıştır. Eşitliklerden yararlanılarak yapılan hesaplamada kütleli debi $\dot{m}_{hava} = 6,176 \text{ kg/sn}$, ekserji yok oluşu $\dot{X}_{dist,m} = 1443 \text{ kW}$, entropi üretimi $\dot{S}_{üretim} = 5,03 \text{ kJ/kg.K}$, sisteme giren enerji $\dot{Q}_g = 3499 \text{ kW}$ ve ikinci yasa verimi $\eta_{II} = 0,5017$ olarak bulunmuştur. İlgili çözümlemeye ait EES program kodlamaları EK E'de verilmiştir. Burada; h_1 ve h_2 birinci ve ikinci hal durumunda akışkanın sahip olduğu entalpi miktarını, T_0 Kelvin cinsinden çevre sıcaklık değerini, $S_{1,2}$ birinci ve ikinci hal durumunda akışkanın sahip olduğu entropi miktarını, S_0 ve h_0 çevre sıcaklığında akışkanın sahip olduğu entropi ve entalpi değerini, $\psi_{1,2}$ birim ekserji akısını ve $\dot{S}_{üretim}$ ise sistemin üretmiş olduğu entropi miktarı olarak verilmiştir.

Çizelge 6.10 Çeket suyu enerji ve ekserji denklem takımları.

Açıklama	Eşitlik	Denklemler Numarası
Kütle dengesi	$\dot{m}_{csc} = \dot{m}_{csg}$	(6.16)
Enerji dengesi	$\Sigma \dot{E}_g = \Sigma \dot{E}_ç$	(6.17)
Sürekli akış için ekserji	$\Sigma \dot{E}_{g,\varphi} = \dot{Q}_{g,\varphi} + \dot{W}_{g,\varphi} + \dot{m}_{g,\varphi}(u + P\vartheta + k_e + p_e)$	(6.18)
Yoğunluk	$\rho = \frac{m}{V}$	(6.19)

Çizelge 6.11 Motor enerji ve ekserji denklem takımları.

Açıklama	Eşitlik	Denklemler Numarası
Kütlenin korunumu	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{hava}$	(6.20)
Termal verim	$\eta_{th} = \frac{Elde\ Edilen}{Harcanan} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_g}$	(6.21)
Isı yoluyla giren enerji	$\dot{Q}_g = \dot{m}_{hava}(h_2 - h_1)$	(6.22)
Birim ekserji akısı	$\psi_{1,2} = (h_{1,2} - h_0) - (T_0(S_{1,2} - S_0))$	(6.23)
Isı yoluyla aktarılan ekserji	$\dot{E}_{x,ısı} = \dot{Q} * \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$	(6.24)
Ekserji miktarı	$\dot{E}_{1,2} = \dot{m}_{hava}\psi_{1,2}$	(6.25)
Ekserji dengesi	$\dot{E}_{x,g} - \dot{E}_{x,\varphi} - \dot{E}_{x,dist} = \Delta E_{x,sistem}$	(6.26)
Entropi dengesi	$\dot{S}_g - \dot{S}_ç + \dot{S}_{üretim} = \Delta S_{sistem}$	(6.27)

6.3 BACA GAZI'NIN SİSTEME KAZANDIRILMASI

Atık ısının geri kazanımı konusunda birçok literatür araştırması vardır. Tokgöz ve Özgün (2019) yapmış olduğu çalışmada, atık ısı geri kazanım sistemlerine yönelik literatür araştırması yapmış ve geri kazanım yöntemlerini sekiz ana başlıkta toplamışlardır [72].

Bunlar:

- Isı borusu ile atık ısı geri kazanımı
- Eşanjör uygulamaları ile atık ısı geri kazanımı
- Isı pompası ile atık ısı geri kazanımı
- Ekonomizer ile atık ısı geri kazanımı
- Rekuperatör ile atık ısı geri kazanımı
- Kazan uygulamalarında atık ısı geri kazanımı
- Atık Isı Geri Kazanımlarında ORÇ uygulamaları
- Gaz türbinlerinde atık ısı geri kazanımı

İçten yanmalı motorların üretmiş olduğu atık ısı enerjisinin sisteme kazandırılması için en uygun yöntem buharlı ve organik bazlı Rankine çevriminin kullanılmasıdır. Dünyada, organik Rankine çevrimi kurulu güç bakımından en büyük üretici firmaları Turboden, Ortat ve Maxxtec olarak sıralayabiliriz. Bu firmalarla birlikte piyasada bulunan diğer üretici firma isimleri, firma ürünlerine ait genel kapasite bilgileri Çizelge 6.12’de ayrıca verilmiştir [73].

Çizelge 6.12 Bazı organik Rankine çevrim üretici firmaları [73].

Üretici	Uygulama Alanı	Elektrik Üretim Kapasitesi (kWe)	Kaynak Isısı (C°)	WHR : Atık Isı Geri Kazanım Jeo: Jeotermal Enerji Bio: Biyokütle Enerjisi Solar: Güneş Enerjisi Bio-CHP : Kojenerasyon Enerjisi
ORMAT, US	Jeo , WHR, Solar	200-70.000	150-300	
Turboden, Italy	Bio-CHP, WHR, Geo.	200-2.000	100-300	
Adoratec/Maxxtec, Germany	Bio-CHP	315-16.000	300	
Opcon, Sweden	WHR	350-800	<120	
GMK, Germany	WHR, Geo., Bio-CHP	50-50.000	120-350	
Bosch KWK, Germany	WHR	65-325	120-150	
Turboden PureCycle, US	WHR, Geo.	280	91-149	
GE CleanCycle	WHR	125	>121	
Cryostar, France	WHR, Geo.		100-400	
Tri-o-gen, Netherlands	WHR	160	>350	
Electratherm, US	WHR, Solar	50	>93	

Eyidoğan (2014) doktora çalışmasında, atık ısıları sıcaklıklarını göre sınıflandırarak geri kazanım teknolojilerini konusunda önermede bulunmuştur. Ayrıca, prosese uygun ORC modül temini yapılsa bile en büyük sorunun ısı değiştiricisinin sisteme entegrasyonu ile ORC sistemi optimizasyonu olduğunu vurgulamıştır [74].

Düşük sıcaklıklardaki (<350 C°) atık ısı enerjisinin geri kazanımı için en uygun yöntemin organik Rankine çevrimi olduğu, içten yanmalı motorlarda ise organik ve buharlı bazlı Rankine çevrimlerinin tercih edildiği literatürde belirtilmiştir. Yapmış olduğumuz bu çalışmada, literatüre bağlı kalarak sistem tasarımı buhar bazlı basit Rankine çevrimine göre yapılmıştır.

Yüksek sıcaklığa sahip atık ısı için Şekil 6.4’de verilen kütle akış diyagramındaki gibi ikinci bir ısı değiştirgeci ile baca gaz sıcaklığı düşürülebilir. Bu sayede daha düşük baca sıcaklığı elde edilerek sisteme ORÇ entegrasyonu sağlanabilir. Burada, baca gazı ilk proses ısı değiştirgecine 350 °C’den büyük sıcaklıkta girmekte ve sistemi 350 °C’den daha düşük bir sıcaklıkta terk etmektedir. Isı değiştirgecinde gerçekleşen hal değişimlerini enerji dengesi

YAKIT
HAVA

GAZ/DİZEL MOTOR

JENERATÖR

ISI DEĞİŞTİRGEÇİ

BACA GAZI >350 °C

PROSES UYGULAMASI

BACA GAZI <350 °C

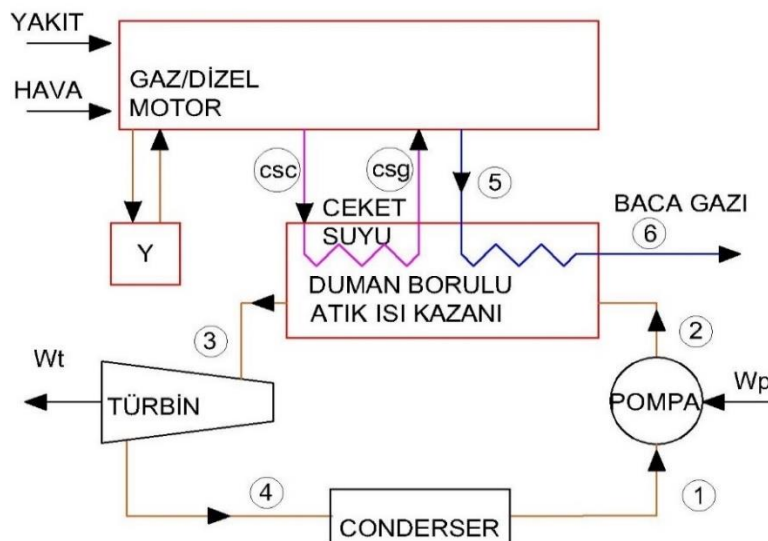
ISI DEĞİŞTİRGEÇİ

ORÇ UYGULAMASI

BACA GAZI <180 °C

ID : ISI DEĞİŞTİRGEÇİ

Tasarlanan sistem, basit buharlı Rankine çevrim esasına göre, EK G’de verilen türbin özelliklerine göre tasarlanmıştır. Türbin giriş basıncı 130 kPa ve 300 °C, çıkış basıncı ise 2 kPa ve 86,6 °C’dir. Evaporatör beslemesi baca gazından sağlanmaktadır. Duman borulu atık ısı kazanından geçişi sağlanan egzoz gazının kütleli debisi $\dot{m}_{egzoz} = 6,176 \text{ kg/sn}$ ve buhar çevriminin debisi $\dot{m}_{rankine} = 0,5 \text{ kg/sn}$ ’dir. Baca gazı, duman borulu atık ısı kazanına 555°C’de girmekte ve atmosfere 180°C’de’ye sevk edilmektedir. Dizayn edilen sistemin kütle akış şeması Şekil 6.5’te verilmiştir. Adyabatik olduğu kabul edilerek tasarlanan sistemin enerji, ekserji ve ekserji verim hesaplamaları Çizelge 6.13’de yer alan eşitlikler yardımı ile çözülmüştür.



52

Çizelge 6.13 Kojenerasyon sistemi enerji ve ekserji eşitlikleri.

Bileşen	Eşitlikler
Pompa	$\dot{W}_p = (\dot{m}\gamma_1(P_2 - P_1))/\eta_p = \dot{m}(h_2 - h_1)$ $\chi_1 = \dot{m}((h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0))$ $\chi_2 = \dot{m}((h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0))$ $s_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_2 - s_1)$ $\chi_{\text{dist}} = T_0 * s_{\text{üretim}} = \chi_{\text{giren}} - \chi_{\text{çıkan}}$ $\chi_{\text{giren}} = \chi_1 + \dot{W}_p$ $\chi_{\text{çıkan}} = \chi_2$ $\eta_{II} = \chi_{\text{çıkan}}/\chi_{\text{giren}}$ $\dot{W}_{p,rr} = \chi_2 - \chi_1$
Türbin	$\dot{W}_t = \dot{m}(h_2 - h_1)$ $\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_t - \dot{W}_p$ $\chi_3 = \dot{m}((h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0))$ $\chi_4 = \dot{m}((h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0))$ $s_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_4 - s_3)$ $\chi_{\text{dist}} = T_0 * s_{\text{üretim}} = \chi_{\text{giren}} - \chi_{\text{çıkan}}$ $\chi_{\text{giren}} = \chi_3$ $\chi_{\text{çıkan}} = \chi_4 + \dot{W}_t$ $\eta_{II} = \chi_{\text{çıkan}}/\chi_{\text{giren}}$ $\dot{W}_{t,rr} = \chi_3 - \chi_4$
Evaporatör	$\chi_{csc} = \dot{m}_{cs}((h_{csc} - h_0) - T_0(s_{csc} - s_0))$ $\chi_{csg} = \dot{m}_{cs}((h_{csg} - h_0) - T_0(s_{csg} - s_0))$ $\chi_5 = \dot{m}_{egzoz}((h_5 - h_{0,air}) - T_0(s_5 - s_{0,air}))$ $\chi_6 = \dot{m}_{egzoz}((h_6 - h_{0,air}) - T_0(s_6 - s_{0,air}))$ $\chi_2 = \dot{m}((h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0))$ $\chi_3 = \dot{m}((h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0))$ $\chi_{\text{dist}} = \chi_{\text{giren}} - \chi_{\text{çıkan}}$ $\chi_{\text{giren}} = \chi_2 + \chi_5 + \chi_{csc}$ $\chi_{\text{çıkan}} = \chi_3 + \chi_6 + \chi_{csg}$ $\eta_{II} = \chi_{\text{çıkan}}/\chi_{\text{giren}}$ $Q_{egzoz} = \dot{m}_{egzoz}(h_5 - h_6)$ $Q_{cs} = \dot{m}_{cs}(h_{csc} - h_{csg})$ $Q_{\text{aktarılan}} = (Q_{egzoz} + Q_{cs})\eta_{\text{evaporatör}}$ $\eta_{II} = \chi_{\text{çıkan}}/\chi_{\text{giren}}$
Soğutucu	$Q_{\text{aktarılan}} = \dot{m}(h_4 + h_1)$ $\chi_4 = \dot{m}((h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0))$ $\chi_1 = \dot{m}((h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0))$ $\dot{X}_{\text{Isl}} = \dot{Q} * \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$ $\chi_{\text{giren}} = \chi_4$ $\chi_{\text{çıkan}} = \chi_1 + \dot{X}_{\text{Isl}}$ $\eta_{II} = \chi_{\text{çıkan}}/\chi_{\text{giren}}$

Isı yolu ile ekserji geçişi (Denklem 5.9) eşitliğinde, kaynak ve çevre sıcaklıkları arasındaki fark ne olursa olsun, ısı geçişinin olan her noktada mutlaka bir ekserji geçişinin söz konusu olduğu görülmektedir. Kaynak sıcaklığının çevre sıcaklığından büyük olduğu durumda; sisteme doğru ısı geçişi var ise sistemin ekserjisi azalır, sistemden dışarı atılan ısı geçişinde ise sistemin ekserjisi azalır. Kaynak sıcaklığının çevre sıcaklığından küçük olduğunda ise bunun tam tersi durum gerçekleşir. Kaynak sıcaklığı ile çevre sıcaklığının eşit olduğunda ise

ısı yolu ile ekserji geçişi yoktur. Bununla birlikte, kimyasal tepkimeler, karışımlar, sürtünme, sıcaklık farkı ile ısı geçişi, genişleme ve sıkıştırma tersinmezlikleri her zaman entropi üretir. Entropi üreten sistem veya bileşenlerde ise ekserji yok oluşu meydana gelir ve tersinmez durumlar için ekserji yok oluşu daima sıfırdan büyük olur. Bu bilgiler ışığında kondenserde gerçekleşen ekserji akışını incelediğimizde, bileşen üzerinden dışarı doğru atılan ısı enerjisi ekserji geçişine yol açacaktır. Tüm sistem ve bileşenler için ekserji azalışı söz konusu olduğundan, sistemden dışarı atılan ısı geçişi için kaynak sıcaklığımızın da çevre sıcaklığından büyük olması gerekir. Bu nedenle, kondenserdeki hal değişimi tersinmez olduğundan sistem tasarımı ölçütlerini belirlemede kaynak sıcaklığı 290 K olarak kabul edilmiştir.

Şekil 6.5'deki kütle akış şemasına ait giren ve çıkan enerji, ekserji, ekserji verim değerleri Çizelge 6.14 verilmiştir. Burada, $\dot{Q}$ ısı yolu ile gerçekleşen enerji miktarını, $\dot{W}$ iş yolu ile gerçekleşen enerji miktarını, $\dot{E}_{x,g}$ sisteme giren ekserji miktarını, $\dot{E}_{x,\phi}$ sistemden çıkan ekserji miktarını, $\dot{E}_{x,dist}$ sistemdeki ekserji yok oluşunu ve ε ise ekserji verimini ifade etmektedir. İlgili çözümlemeye ait EES program kodlamaları EK F'de verilmiştir.

Çizelge 6.14 Sistem bileşen güç, ekserji ve verim değer tablosu.

SİSTEM BİLEŞENLERİ	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{E}_{x,g}$ (kW)	$\dot{E}_{x,\phi}$ (kW)	$\dot{E}_{x,dist}$ (kW)	ε
TÜRBİN	-	205,3	376,2	228,5	147,7	60,74%
POMPA	-	0,08	0,127	0,114	0,013	89,78%
EVAP. EGZOZ	2459,00	-				
EVAP. ÇEKET SUYU	914,80	-	1549	595,9	952,7	38,48%
EVAP. RANKİNE	1500,00	-				
KONDENSER	1295,00	-	23,12	13,67	9,453	59,12%

Baca gazı enerjilerinden yararlanarak dizayn edilen alt çevrimde üretilen toplam faydalı iş miktarı 1706 kW (Denklem 6.29), termal verim (Denklem 6.30) ise %56 oranında gerçekleşmiştir.

$$\dot{W}_{\text{çevrim}} = \dot{W}_{m,n} + \dot{W}_{net} \quad (6.29)$$

$$\eta_{th} = \frac{\text{Elde Edilen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_g} \quad (6.30)$$

Sistem tasarımı için ayrıca dikkat edilmesi gereken önemli bir hususta, üst çevrimde dışarı atılan enerji miktarının, alt çevrim girdi parametrelerini karşılayıp karşılamadığının kontrol edilmesidir. Alt çevrim ara akışkanının iş yapabilmesi için sisteme girecek gücün üst çevrimden sağlanması, dizayn edilen sistemin termodinamik dengede olup olmadığının bir göstergesi olacaktır. Termodinamik denge kriteri dikkate alındığında, sistemde sadece baca gazı enerji ile alt çevrimi termodinamik dengede tutacağı açıkça görülmektedir. Alt çevrime aktarılan ısı miktarının optimize edilmesi ekserji yok oluşunu azaltacağından, hesaplamalarda ceket suyu enerjisi dikkate alınmamıştır.

Baca gazı atık ısı enerjisinden yararlanmak için dizayn edilen sistemin enerji ve ekserji analizleri yapıldıktan sonra termodinamik ve ekonomi arasındaki ilişkide incelenmelidir. Bu bağlamda, Bölüm 1.2 ve 5.3’de bahsedilen SPECO analiz disiplinine bağlı kalarak sistemin termodinamik ve ekonomi arasında gerçekleşen bağıntı incelenmiştir.

Bileşenlerin ilk yatırım maliyetleri, teklif ve fiyat araştırması esasına göre belirlenmiş ve buhar türbinin ilk yatırım maliyeti Howden Turbo firması tarafından 429.000,00€ olarak verilmiştir (EK G). Yatırım maliyet bilgilerine ulaşamayan çevrim bileşenleri için literatür kaynak verileri esas alınmış ve maliyet denklemleri Çizelge 6.15’de verilmiştir [75].

Maliyet denklem sonuçlarının belirlenebilmesi için ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanlarının bilinmesi gerekir. Isı transferi gerçekleşen bileşenlerin yüzey alanları Denklem 6.31 ile bulunabilir. Burada, $\dot{Q}$ aktarılan ısı miktarını, U ısı transfer katsayısını ve ΔT_{log} ise ortalama logaritmik sıcaklık (Denklem 6.32) değerlerini ifade etmektedir. Kondenser ve evaporatör’ün ısı transfer katsayısı sırası ile $0,5 \text{ kW/m}^2.K$ ve $0,125 \text{ kW/m}^2.K$ olarak alınmıştır [76-77].

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{log}} \quad (6.31)$$

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (6.32)$$

Çizelge 6.15 İlk yatırım maliyet denklemleri [75].

Ekipman	Maliyet Denklemi	Maliyet Değeri
Türbin	$4405(\dot{W}_T)^{0,7}$	-
Pompa	$3540(\dot{W}_p)^{0,71}$	589,10\$
Evaporatör	$1397(A_{Eva})^{0,89}$	47.376,00\$
Kondenser	$1397(A_{kon})^{0,89}$	25.408,00\$

Teklif, araştırma ve maliyet denklem takımı ile belirlenen ilk yatırım maliyetleri Çizelge 6.16’da verilmiştir. Burada, İYM ilk yatırım maliyeti ifadesi olarak verilmiştir.

Çizelge 6.16 İlk yatırım maliyeti.

Ekipman	Maliyet Denklemi İYM	Teklif ve Araştırma İYM	PEC_i İlk Yatırım Maliyeti
Türbin	-	429.000,00\$	429.000,00\$
Pompa	589,10\$	-	589,10\$
Evaporatör	47.376,00\$	-	47.376,00\$
Kondenser	25.408,00\$	-	25.408,00\$

Küçük (2022) araştırmasında, sistemin yıllık çalışma saati olarak 7446 değerini kullanmıştır. Tozlu ve ark. (2018), işletme giderlerini her bileşen için yatırım maliyetinin %20’si olarak belirlemişlerdir. Ekerjiekonomik hesaplamalarda literatürde yer alan kabulleri kendi çalışmamızda da kullanarak seviyelendirilmiş ilk yatırım ve işletme maliyetleri bulunmuştur. Seviyelendirilmiştir ilk yatırım ve işletme maliyetleri Çizelge 6.17’de verilmiştir. Denklem 5.27 ile hesaplanan CRF değeri 0,06722 olarak bulunmuştur. Burada “f” faiz oranı, n” ise sistem ömrü olarak belirtilmiştir. Faiz oranı 0,03 olarak, sistem ömrü ise 20 yıl olarak alınmıştır. CRF değerinin belirlenmesi sonrasında seviyelendirilmiş maliyetler Denklem 5.26 ile hesaplanmıştır. Burada, PEC_i ilk yatırım ve işletme maliyetini, φ ise toplam işletme ve bakım maliyet faktörü (1,06), N ise yıllık çalışma saati olarak ifade edilmiştir.

Çizelge 6.17 Seviyelendirilmiş ilk yatırım ve işletme maliyet ilişkisi.

Bileşen	PEC (x10 ³ \$)	$\dot{Z}_k^{CI}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^{OM}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^T$ (\$/h)
Türbin	429	4,105	0,8210	4,9260
Pompa	0,5891	0,0056	0,0011	0,0067
Evaporatör	47,376	0,4533	0,0906	0,5440
Kondenser	25,408	0,2431	0,0486	0,2917
Toplam Satın Alma Maliyet	502,373	4,807	0,9614	5,7680

Sisteme ait her bir bileşene ait ekserji maliyet denklemi Denklem 5.35’de verilmiştir. Bu denklemdeki $\dot{C}_{g,k}$ giriş, $\dot{C}_{ç,k}$ çıkış, $\dot{C}_{w,k}$ iş ve $\dot{C}_{q,k}$ ısıya bağlı ekserji maliyetleri olarak verilmiştir. $\dot{Z}_k$ seviyelendirilmiş ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin toplamıdır. Ekserjiye bağlı maliyet denklemleri ve denklemleri çözmeye yardımcı denklemler Çizelge 6.18’de verilmiştir. Yardımcı denklemlerin belirlenirken; kondenser bileşeni için giriş ekserji birim maliyeti sıfır denklem eşitliğinin çözümü için kütle ve ısı yolu ile çıkış birim ekserji maliyetleri eşit, pompa bileşeni için kütle çıkış ve iş yolu ile giriş birim ekserji maliyetleri eşit, evaporatör bileşeni için tasarım ve maliyetlendirme sadece alt çevrim için yapıldığından baca gazı giriş birim ekserji maliyeti sıfır ve eşitliğin çözümü için baca gazı ve evaporatör çıkış birim ekserji maliyetleri eşit olarak alınmıştır.

Çizelge 6.18 Ekserjiye bağlı maliyet denklemleri.

Bileşen	Maliyet Denklemi	Yardımcı Eşitlikler
Türbin	$c_4\dot{E}_4 + c_T\dot{W}_T = c_3\dot{E}_3 + \dot{Z}_T$	—
Pompa	$c_2\dot{E}_2 = c_1\dot{E}_1 + c_p\dot{W}_p + \dot{Z}_p$	$c_2 = c_p$
Evaporatör	$c_3\dot{E}_3 + c_6\dot{E}_6 = c_2\dot{E}_2 + c_5\dot{E}_5 + \dot{Z}_{eva}$	$c_5 = 0$ $c_3 = c_6$
Kondenser	$c_1\dot{E}_1 + c_q\dot{E}_q = c_4\dot{E}_4 + \dot{Z}_{cond}$	$c_4 = 0$ $c_q = c_1$

Maliyet denklemlerinin çözümlenmesi ile her noktada gerçekleşen birim ekserji maliyetleri belirlenmiş olur. Her bir düğüm noktasına gerçekleşen birim ekserji ve ekserjiye bağlı maliyetler Çizelge 6.19’da verilmiştir. Ekserjiye bağlı maliyetler en fazla türbin, evaporatör ve kondenserde gerçekleşmiştir. Burada, pompanın birim ekserji maliyeti $64,1 \times 10^{-6}$ \$/kj iken ekserji maliyeti 0,0146 \$/h olarak, türbinin birim ekserji maliyeti $7,153 \times 10^{-6}$ \$/kj iken ekserji maliyeti 5,287 \$/h olarak, ısı yolu ile atılan enerjinin birim ekserji maliyeti $5,93 \times 10^{-6}$ iken ekserji maliyeti 0,2907 \$/h olarak gerçekleşmiştir. Evaporatör ve kondenser yatırım ve birim ekserji maliyetleri farklı olsa da ekserji maliyetleri birbirine yakındır. Bunun nedeni olarak, bileşenler üzerinde gerçekleşen ekserji akışları arasındaki farktan kaynaklanmakta olduğu söylenebilir.

Birim ekserji maliyetleri farklı olsa da ekserji maliyetleri birbirine yakın olan bileşenler için, evaporatör üzerinden aktarılan ısı enerji miktarının artırılması ve dolayısıyla ekserji yıkımının azaltılması ile sistemden daha fazla faydalı iş elde edilmesi veya türbin gücünün artırılması

yolu ile sistemin ihtiyaç duyduğu enerji miktarının artırılması, kondenser üzerinden aktarılan ısı enerji miktarının azaltılması, ekserji maliyet oranlarını anlamlı şekilde düzeltilmiş olacaktır. Ayrıca, ilk yatırım maliyetlerinde gerçekleştirilecek iyileştirmeler de birim ekserji maliyetine etki edecektir.

Çizelge 6.19 Ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyet tablosu.

	$\dot{E}_x$ (kW)	c_i (\$/kJ)	$\dot{C}_i$ (\$/h)
1	0,0496	$5,93 \times 10^{-6}$	0,0010
2	0,1139	$64,1 \times 10^{-6}$	0,0263
3	376,2	$266,2 \times 10^{-9}$	0,3606
4	23,12	0	0
5	1548	0	0
6	218,8	$266,2 \times 10^{-9}$	0,2097
cq	13,62	$5,93 \times 10^{-6}$	0,2907
Türbin	205,3	$7,153 \times 10^{-6}$	5,287
Pompa	0,08	$64,1 \times 10^{-6}$	0,0146

Ekserjiye bağlı birim maliyetler ve ekserji akış maliyetlerinin incelemesinin yanı sıra ürün maliyet oranı $c_{P,k}$ (Denklem 5.29), yakıt maliyet oranı $c_{F,k}$ (Denklem 5.28), ekserji yıkım maliyet oranı $\dot{C}_D$ (Denklem 5.32), ekserji yıkım oranı (Denklem 5.36), bağıl maliyet farkı r (Denklem 5.30) ve termodinamik faktör f değerleri (Denklem 5.31) ekserjiekonomi içerisinde incelenmelidir ve ilgili değerler Çizelge 6.20’de verilmiştir. İncelenen sistemde yakıt maliyetleri olmadığı için bağıl maliyet farkı hesaplanmamıştır. Sistemde en yüksek ekserji yıkımı sırası ile evaporatör, türbin ve kondenserde gerçekleşmektedir. Buna karşılık ekserji yıkım maliyetleri aynı sıra ile ilerlemeyip en yüksek türbin, evaporatör ve kondenserde gerçekleştiği görülmektedir. Bunun nedeni, türbinin ürettiği güce oranla ilk yatırım maliyetinin yüksek olmasının yanı sıra ekserji yıkımının yüksekliğinden kaynaklanmaktadır. Türbin tarafında güç çıkışının yükseltilmesi, ekserji yıkımını azaltacağı gibi ekserjiye bağlı maliyetleri de azaltacaktır.

Termodinamik faktör, yatırım maliyetleri ile ekserji yıkım maliyetleri arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Minimum f değeri, ekserji yıkım maliyetlerinin yatırım maliyetlerine oranla fazla olduğunu göstermektedir. Aynı şekilde yüksek f değeri ise yatırımın maliyetlerinin ekserji yok oluş maliyetlerine oranla daha anlamlı olduğunu göstermektedir. Bu tanımlama ile termodinamik faktörü incelediğimizde, en yüksek termodinamik faktör 69,44% pompada

gerçekleşmiştir. Diğer yandan f değeri, türbin tarafında 56,43%, evaporatörde 37,32% ve kondenserde ise 59,13% oranında gerçekleşmiştir. Bu bileşenlerde termodinamik faktörün iyileştirilmesi için yatırım maliyetlerinin, ekserji yok oluşunu ve ekserji yıkım maliyetlerinin düşürülmesi gerekir. Ayrıca, sermaye yatırım maliyetleri en yüksek türbin bileşeni için gerçekleşmiş ve 4,9260 \$/h olarak hesaplanmıştır.

Ekserji ekonomi verileri özelden genele doğru genişleterek incelendiğinde, egzoz gazı atık ısı enerjisinden elde edilen faydalı iş miktarının artırılması ve bunu sağlamak adına sisteme proses ısı üreticinin ilave edilmesi ya da türbin çıkış gücünün artırılması gerektiği anlaşılmaktadır.

Sistem amortisman bedeli Denklem 5.34 ile hesaplanarak 3,1 yıl olarak bulunmuştur. C_{el} değeri YEKDEM alım fiyatı olan 13,3 \$cent/kWh olarak alınmıştır. Ekserjiekonomik sonuçlar, EES kodlaması sonucu elde edilmiş ve kodlar EK H’da verilmiştir.

Çizelge 6.20 Termoekonomik sonuçlar.

Bileşen	$C_{P,k}$ (\$/kJ)	$E_{x,dist}$ (kW)	$\dot{C}_D$ (\$/h)	$\gamma_{ky,k}$ (%)	f (%)	$\dot{Z}_k^T$ (\$/h)
Türbin	$7,153 \times 10^{-6}$	147,7	3,8030	0,13	0,5643	4,9260
Pompa	$64,1 \times 10^{-6}$	0,013	0,0029	-	0,6944	0,0067
Evaporatör	$266,2 \times 10^{-9}$	952,7	0,9135	0,86	0,3732	0,5440
Kondenser	$5,93 \times 10^{-6}$	9,453	0,2017	0,01	0,5913	0,2917

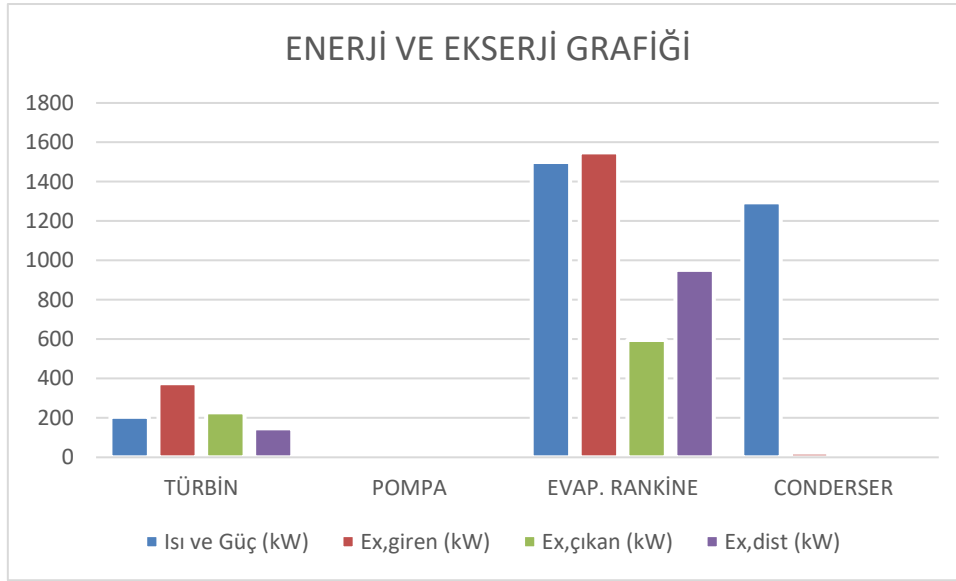


BÖLÜM 7

BULGULAR

7.1 BULGULAR

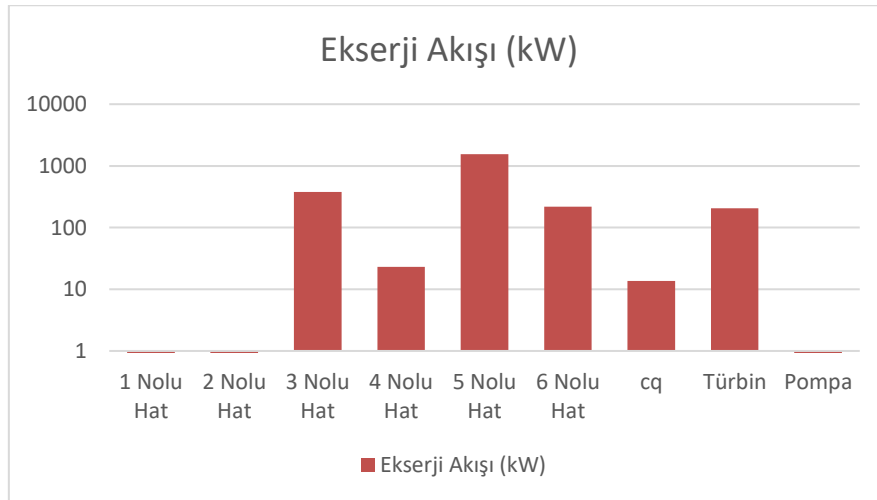
Birinci bölümden itibaren edindiğimiz bilgiler ışığında, enerji kaynaklarının verimli kullanılmasının sürdürülebilir enerji politikalarının devamlılığı ve ucuz enerjiye olan ihtiyacın karşılanması açısından ne kadar önemli olduğunu literatür çalışmalarının hepsinde vurgulanmıştır. Bu amaçla yaptığımız çalışmada, baca gazı yolu ile kaybedilen enerji miktarını 268.343 \$ olarak hesaplamış ve bu kaybolan değerin geri kazanılması ana amacımız olmuştur. Baca gazı atık ısı enerjinin sisteme geri kazandırılması için Şekil 6.5’de verilen kütle akış şemasına sahip sistem tasarımı yapılmış ve sisteme ait enerji, ekserji ve ekserjiekonomi çözümleme yapılmıştır. Sisteme ait enerji ve ekserji analiz sonuçları Şekil 7.1’de grafik haline getirilmiştir. Verilen grafikte, kondenser üzerinde ısı yolu ile aktarılan ısıнын tamamının dışarı verildiği ve ekserji yok oluşunun dışarı atılan enerji miktarına oranla çok düşük kaldığı görülmektedir. Evaporatör tarafında ise, bacanın sahip olduğu ekserji miktarının büyük bir bölümünün bacadan dışarı atılmaktadır. Bu durum, evaporatör tarafında ekserji yok oluşunun diğer bileşenlere kıyasla fazla olmasına ve ekserji veriminin düşük çıkmasına neden olmuştur. Evaporatör tarafında ekserji verimini artırmak için türbinin ihtiyaç duyduğu buharlaşma enerjinin artırılması ya da sisteme proses ısı üreticisi ilave edilmesi gerekir.



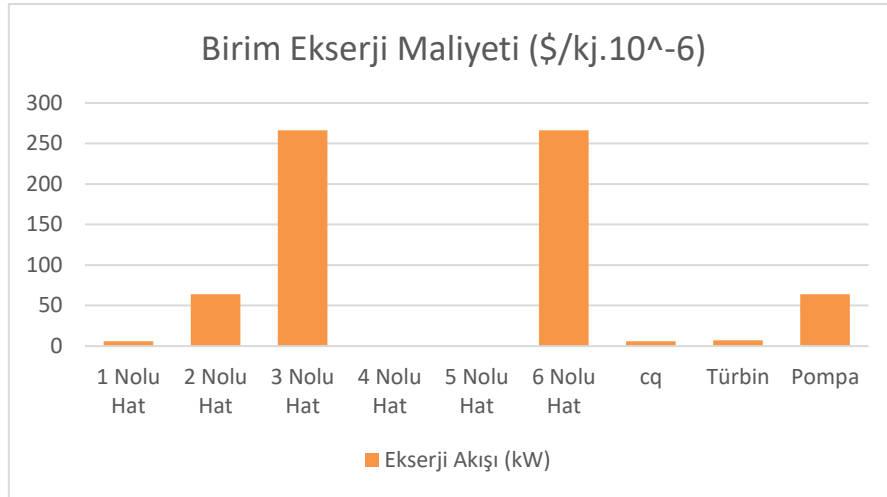
Şekil 7.1 Sistem enerji ve ekserji değerleri.

Düğüm noktalarına ait ekserji akısı Şekil 7.2, birim ekserji maliyeti Şekil 7.3 ve ekserji maliyetleri Şekil 7.4’de grafik halinde verilmiştir. Grafikler incelendiğinde; en yüksek ekserji akışının baca girişi tarafında gerçekleşmiştir. Evaporatörde birim ekserji maliyeti en yüksek değeri almıştır. Ekserji maliyeti ise en yüksek türbinde gerçekleşmiştir. Düğüm noktalarında birim ekserji maliyeti baca gazı ve evaporatör çıkışında meydana gelmiştir.

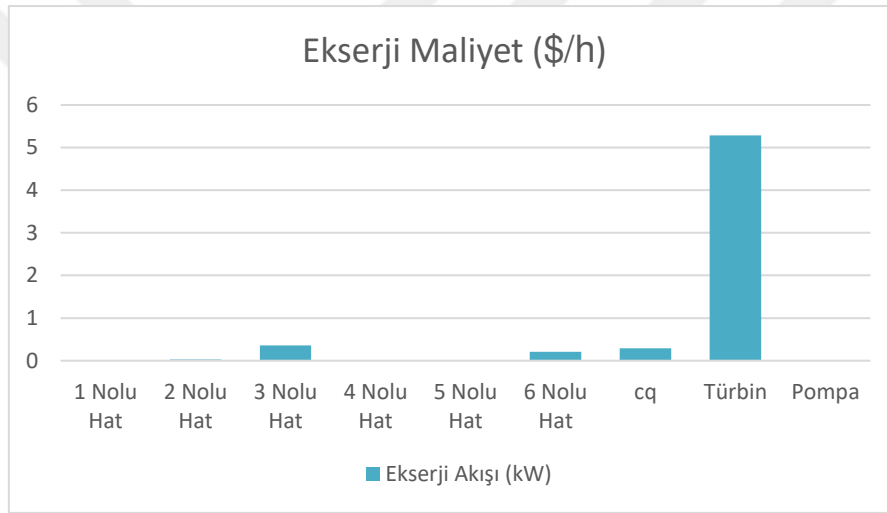
Birim ekserji maliyeti türbin tarafında düşük olmasına karşın ekserji maliyeti en yüksek değeri almıştır. Bu durum, ilk yatırım maliyetinin yüksekliğinin ekserji akışına göre fazla olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 7.2 Ekserji akışı.



Şekil 7.3 Birim ekserji maliyeti.



Şekil 7.4 Ekserji maliyeti.



BÖLÜM 8

SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Birincil enerji kaynaklarının sonlu olması, üretim ve dönüşüm maliyetlerinin getirdiği yükler, ülkelerin sürdürülebilir enerji politikalarında değişikliğe sevk etmiştir. Mühendislik çalışmaları ve bilimsel araştırmalar bu değişime öncülük etmektedir. Değişimi sağlayan yeni teknoloji ve yöntemlerle enerji elde edilmesi yöntemlerinin arandığı gibi mevcut sistemlerinin verimi artırmaya yönelik birçok literatür çalışması mevcuttur. Yapılan araştırmalar, ülkelerin enerji ihtiyaçlarını karşılamaları yönünde çeşitlendirme fırsatı verdiği gibi ekonomilerine de ciddi katkılar sağlamıştır.

Bu çalışmada, Zonguldak Atık Çöp Gazı Dönüşüm Tesisi'nde landfill yöntemiyle elde edilen metan gazının yakılması sonucunda açığa çıkan enerjinin faydalı işe dönüştürülmesi ve enerji dönüşümünün verimli kullanılması adına yöntemler aranmış ve bu çalışmada aşağıda belirtilen sonuçlar elde edilmiştir:

- Kayıp baca gazı enerjinin parasal değeri 268.343,00 \$'dır.
- Alt çevrim için ekserji yok oluşu en fazla 952,7 kW ile evaporatörde gerçekleşmiştir.
- Ekserji verimi en fazla %89,78 ile pompada gerçekleşmiştir.
- İlk yatırım ve işletme sermayesine göre en fazla birim ekserji maliyeti evaporatör girişi ve pompada gerçekleşmiştir.
- Ekserji akısına göre en fazla ekserji maliyeti 5,287 \$/h ile türbinde gerçekleşmiştir.
- En fazla ekserji yok oluş maliyeti 3,8030 \$/h ile türbinde gerçekleşmiştir.
- Termodinamik faktör en fazla %69'la pompada oluşmuştur.
- Sistemin amortisman süresi 3,1 yıl olarak bulunmuştur.

Sistem üzerinde gerçekleşen ekserji, ekserji yıkışları ve ilk yatırım maliyetlerinin azaltılması ekserjiekonomi açısından çok önemlidir. Ekserji yıkılışlarını azaltmak için faydalı güç çıkışının artırılması gerekir. Bu bağlamda, türbin gücünün artırılması suretiyle sistemin ihtiyaç

duyduğu enerji miktarının artırılması veya sisteme proses ısı üreticinin ilave edilmesi sistem parametrelerini olumlu yönde etkileyecektir.



KAYNAKLAR

- [1] **Koç E ve Kaya K** (2015). Enerji Kaynakları–Yenilenebilir Enerji Durumu. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 56 (668): 36-47.
- [2] **Karhan G** (2016). Enerji Yoğunluğu ve Ülkelerin Gelişmişlik Düzeyleri Arasındaki İlişkinin Analizi: BRİCS-T Ülkeleri Üzerine Bir Araştırma. *Doktora Tezi*, İnönü Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü, İktisat Anabilim Dalı, Malatya.
- [3] **Çengel Y A ve Boles M A** (2008). *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla*. 6.Baskı, Güven Bilimsel, İzmir.
- [4] **Al-Sulaiman F A, Dincer I and Hamdullahpur F** (2013). *Thermoeconomic Optimization of Three Trigenation Systems Using Organic Rankine Cycles: Part I – Formulations*. *Energy Conversion and Manegement*, 69 (2013): 119-208.
- [5] **Yürük F ve Erdoğan P** (2015). Düzce İlının Hayvansal Atıklardan Üretilebilecek Biyogaz Potansiyeli ve K-Means Kümeleme ile Optimum Tesis Konumunun Belirlenmesi, *İleri Teknoloji Bilimleri Dergisi*, 4 (1): 47-56.
- [6] **Kapluhan E** (2014). Enerji Coğrafyası Açısından Bir İnceleme: Biyokütle Enerjinin Dünyadaki ve Türkiye’deki Kullanım Durumu. *Marmara Coğrafya Dergisi*, 30:97-125.
- [7] **Çukurçayır M A ve Sağır H** (2008). Enerji Sorunu, Çevre ve Alternatif Enerji Kaynakları. *Selçuk Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi*, 20: 257-278.
- [8] **Yılmaz M** (2012). Türkiye’nin Enerji Potansiyeli ve Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Elektrik Enerjisi Üretimi Açısından Önemi. *Ankara Üniversitesi Çevre Bilimleri Dergisi*, 4 (2): 33-54.
- [9] **Koçaslan G** (2012). Sürdürülebilir Kalkınma Hedefleri Çerçevesinde Türkiye’nin Rüzgâr Enerji Potansiyelinin Yeri ve Önemi. *Sosyal Bilimler Dergisi*, (1): 53-61.
- [10] **Kademli M** (2021). Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Sürdürülebilir Kalkınma ve Ekonomik Büyümedeki Rolü ve Önemi. *Yeni Türkiye*, 27 (117): 218-227.
- [11] **Tutar F ve Eren M** (2015). Geleceğin Enerjisi: Hidrojen Ekonomisi ve Türkiye. *Uluslararası İktisadi ve İdari İncelemeler Dergisi*, (6).
- [12] **Karaağaç M, Kabul A ve Yiğit F** (2019). *Kombine Doğalgaz Çevrim Santralinin Performans Analizi*. *Journal of Polytechnic*, 22 (2): 319-325.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [13] **Dekan S** (2019). Biyokütle Yakıtlı Bir Birleşik Gaz-Buhar Güç Çevrimi Tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.
- [14] **Hossein S, Barzegaravval H, Ganjehkaviri A, Wahid M and Jaafar M** (2017). *Modelling and Exergoeconomic-environmental Analysis of Combined Cycle Power Generation System Using Flameless Burner for Steam Generation*. Energy Conversion and Management, 135: 362–372.
- [15] **Çelik T** (2022). Biyogaz Yakıtlı Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Motorun Modellemesi ve Çalışma Parametrelerinin Optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, Batman Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı, Batman.
- [16] **Varis C and Ozcira S** (2022). *Energy Generation by Organic Rankine Cycle in a Biogas Power Plant*. 10.Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Konferansı, Aralık 2022. (PDF) Bir Biyogaz Enerji Santralinde Organik Rankin Çevrim ile Enerji Eldesi Energy Generation by Organic Rankine Cycle in a Biogas Power Plant (researchgate.net)
- [17] **Şentürk S, Galip M, Tezcan F ve Mutlu G** (2014). EES Programı Kullanılarak Bir Trijenerasyon Sisteminin Termodinamik Analizi. *2.Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi*, Balıkesir.
- [18] **Unver U ve Kılıç M** (2005). Bir Kombine Çevrim Güç Santralinin Termodinamik Analizi. *Mühendis Makine Dergisi*, 45 (545): 47-56.
- [19] **Ceylan V ve Özgür A E** (2021). Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi. *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 12 (1): 500-509.
- [20] **Fu B, Lee Y and Hsieh J** (2015). Design, Construction, and Preliminary Results of a 250-kW Organic Rankine Cycle System. *Applied Thermal Engineering*, 80: 339-346.
- [21] **Yücer C T ve Kudak H** (2020). Sürdürülebilirlik Kavramı ve Ekserji Analizi: Binaların Isıtma Sistemlerine Yönelik Bir Uygulama. *DÜMF Mühendislik Dergisi*, 11 (2): 623-633.
- [22] **Yılmaz F** (2018). Jeotermal Enerji Destekli Güç ve Temiz Su Üretim Sisteminin İncelenmesi ve Termodinamik Analizi. *Academic Platform Journal of Engineering and Science*, 6 (2): 86-93.
- [23] **Atalay Ö** (2004). Jeotermal Sistemlerin Ekserji Analizi:Kızıldere Örneği. *Yüksek Lisans Tezi*, Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Denizli.
- [24] **Kılıç B** (2016). Organik Rankine Çevriminin Ekserji Verimi Analizi. *Mesleki Bilimler Dergisi (MBD)*, 5 (2): 1-5.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [25] **Çomaklı K ve Terhan M** (2015). Doğalgaz Yakıtlı Kazandan Çıkan Atık Baca Gazının Ekserji Analizi. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 56 (670): 58-64.
- [26] **Ünal F ve Özkan D B** (2014). Tunçbilek Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, (143).
- [27] **Tozlu A, Özahi E and Abuşoğlu A** (2018). Thermodynamic And Thermoeconomic Analyses Of An Organic Rankine Cycle Adapted Gas Turbine Cycle Using S – CO₂, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33: 3, 917-928.
- [28] **Feng Y, Zhang Y, Lin B, Yang J and Shi Y** (2015). Comparison Between Regenerative Organic Rankine Cycle (RORC) and Basic Organic Rankine Cycle (BORC) Based on Thermoeconomic Multi-objective Optimization Considering Exergy Efficiency and Levelized Energy Cost (LEC). *Energy Conversion and Management*, 96, 58-17.
- [29] **Meyer D, Wong C, Engel F and Krumdieck S** (2013). *Desing and Build Of A 1 Kilowatt Organic Rankine Cycle Power Generator*. 35th New Zealand Geothermal Workshop.
- [30] **Hung T C, Wang S K, Kuo C H, Pei B S and Tsai K F** (2010) A Study of Organic Working Fluids on System Efficiency of an ORC Using Low-grade Energy Sources, *Energy*, 35: 1403-1411.
- [31] **Oh S D, Pang H S, Kim S M and Kwak H Y** (1996). Exergy Analysis For a Gas Turbine Cogeneration System. *Transactions of the ASME*, 118, 782-791.
- [32] **Çolpan C Ö and Yeşin T** (2006). Energetic, Exergetic, And Thermoeconomic Analysis Of Bilkent Combined Cycle Cogeneration Plant. *International Journal of Energy Research*, 30, 875-894
- [33] **Keçebaş A** (2011). Performance and Thermo-economic Assessments of Geothermal District Heating System: A Case Study in Afyon, Turkey. *Renewable Energy*, 36, 77-83.
- [34] **Quoilin S, Declaye S, Tchanche B and Lemort V** (2011). Thermo-economic Optimization of Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 31, 2885-2893.
- [35] **Darabadi Z A, Khoshbakhti S R, Mirmasoumi S and Bahlouli K** (2018). Extensive Thermodynamic and Economic Analysis of The Cogeneration of Heat and Power System Fueled By The Blend of Natural Gas and Biogas. *Energy Conversion and Management*, 164: 329-343.
- [36] **Durmuşoğlu Y and Üst Y** (2013). Effect Analyis And Optimization Of Irreversibilities Of eksergeoeconomic Cost On A Gas Turbine Power Plant, *Journal of Engineering and Natural Sciences, Sigma* 31, 263-281.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [37] **Al-Sulaiman F, A Dincer I and Hamdullahpur F** (2013). Thermoeconomic Optimization of Three Trigeneration Systems Using Organic Rankine Cycles: Part II – Applications. *Energy Conversion and Manegement*, 69 (2013): 209-216.
- [38] **Kabul A ve Alkan R** (2016). Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik ve Termoekonomik Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36(1):119-131.
- [39] **Kanoğlu M and Çengel Y A** (1999). Economic Evaluation of Geothermal Power Generation, Heat, and Cooling. *Energy*, 24, 501-509.
- [40] **Ergün A, Ozkaymak M, Koc G A, Ozkan S and Kaya D** (2017). Exergoeconomic Analysis of A Geothermal Organic Rankine Cycle Power Plant Using The SPECO Method. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 36 (3): 936-942.
- [41] **Lazzarettoa A and Tsatsaronisb G** (2006). SPECO: A Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems. *Energy*, 31: 1257-1289.
- [42] **Mete S** (2012). Buhar Çevrimli Kojenerasyon Sisteminin Termoekonomik Optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- [43] **Yıldırım E ve Yeşilata B** (2013). Düşük Sıcaklıkta Isı Kaynağı Kullanan Bir Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termoekonomik Optimizasyonu. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 33 (2): 111-117.
- [44] **Oyekale J, Petrollese M, Heberle F, Brüggemann D and Cau G** (2020). Exergetic and Integrated Exergoeconomic Assessments of A Hybrid Solar-biomass Organic Rankine Cycle Cogeneration Plant. *Energy Conversion and Management*, 215 (2020): 112905.
- [45] **Toklu,E, Güney M S, Isik M, Comaklı O and Kaygusuz K** (2010). Energy Production, Consumption, Policies and Recent Developments in Turkey, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14: 1172-1186.
- [46] **Ercan E** (2019). Organik Rankine Çevrimli Biyokütle Enerji Tesisinin Teknik ve Ekonomik Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
- [47] **Drescher U and Brüggemann D** (2007). Fluid Selection for The Organic Rankine Cycle (ORC) in Biomass Power and Heat Plants, *Applied Thermal Engineering*, 27, 223–228.
- [48] **Di Maria F, Micale C and Sordi A** (2014). Electrical Energy Production From the Integrated Aerobic-anaerobic Treatment of Organic Waste by ORC, *Renewable Energy*, 66, 461-467.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [49] Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı (12.10.2023) Katı atık, Türkiye Cumhuriyeti Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı. Adres: <https://csb.gov.tr/ssb/kati-atik>
- [50] Topçu E (2019). Nüfusu 100.000 Olan Bir İlçeye Kurulabilecek Çöpten Elektrik Üretim Santrali Modellemesi ve fizibilite Çalışmasının Yapılması. *Yüksek Lisans Tezi*, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
- [51] Denizel A (2021). Biyokütle. *Mühendis ve Makine Güncel Dergisi*, Aralık 2021, 60:45-47.
- [52] Koçer N ve Ünlü A (2007). Doğu Anadolu Bölgesinin Biyokütle Potansiyeli Ve Enerji Üretimi. *Yüksek Lisans Tezi*, Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları. Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Çevre Mühendisliği Bölümü, Elâzığ.
- [53] Khan I U, Othman M H D, Hashim H, Matsuura T, Ismail A F and Azelee I W (2017). Biogas as a Renewable Energy Fuel – A Review of Biogas Upgrading, Utilisation and Storage. *Energy Conversion and Management* 150, 277-294.
- [54] Güler Ü N (2020). Yerli Kaynaklardan Biyogaz Üretimi ve Oksi Biyogaz Yanması. *Yüksek Lisans Tezi*. Gazi Üniversitesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara.
- [55] Üçgül İ ve Akgül G (2010). Biyokütle Teknolojisi. *Yekarum Dergisi*, 1 (1): 3-11.
- [56] Danacıoğlu O S ve Solmaz H (2018). SI-HCCI Modlarında Çalışan İçten Yanmalı Motorlu Bir Taşıtın MATLAB/SİMULİNK ile Modellenmesi. *Proceedings on International Conference on Technology and Science*, December 13-15.
- [57] Paksoy A K (2019). Gaz Motorlu Bir Isıl Güç Çevrim Santralinin Atık Isı Geri Kazanımının Termodinamik Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kahramanmaraş.
- [58] Kahraman N, Akansu S O ve Albayrak B (2019). İçten Yanmalı Motorlarda Alternatif Yakıt Olarak Hidrojenin Kullanılması. *Mühendis ve Makine*, 48 (569), 9-15.
- [59] Karanfil G, Göçen B, İnanç F, Karayel H C and Ünver Ü (2021). Evsel Kojenerasyon Sistemleri. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 25, 198-206.
- [60] Orhan İ (2003). Kojenerasyon Tesislerinde Kullanılan Güç Teknolojileri. *Yüksek Lisans Tezi*, Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivil Havacılık Anabilim Dalı, Eskişehir.
- [61] Hewett M J, Linner K L, Briefer A and Strom S D (1996). Opportunities to Expand Cogeneration in Minnesota. *Center for Energy and Environment*. CEE/TR96-1CM, USA (1996).
- [62] Bala H (2002). Çöplük Gazı ile Kojenerasyon Uygulaması. *Yüksek Lisans Tezi*, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [63] **İmal M, Kısakesen T and Kaya A** (2016). Enerji Ekonomisi Açısından Kojenerasyon ve Trijenerasyon Teknolojilerinin Isıtma-Soğutma Kapasitelerinin Analizi:KSÜ Sağlık Uygulama ve Araştırma Hastanesi Örneği. *KSU Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 19 (2).
- [64] **Gün R** (2009). Kojenerasyon Sistemlerinin Ekonomik Analizi ve Bir Uygulama. *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- [65] **Pravadaloğlu S** (2011). Yerinde Enerji Üretimi-Kojenerasyon Sistemleri. EMO İ.Ş.E.V. Komisyon Üyesi, TEAS Enerji Mühendislik Ltd.Şti.
- [66] **Değirmencioğlu H A** (2009). *Kojenerasyon Sistemleri*. Ege Bölgesi Enerji Forumu, 12-13 Ekim 2009, Denizli.
- [67] **Karaali R ve Öztürk İ T** (2007). Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemlerinin Verimini İyileştirme Yöntemlerinin İncelenmesi. *Mühendis ve Makine*, 49 (577): 16-21.
- [68] **Kaya M** (2009). Bileşik Isı-Güç Santralının Enerji Üretimi ve Maliyet Açısından İncelenmesi. *C.B.Ü Soma Meslek Yüksekokulu Teknik Bilimler Dergisi*, 1 (11).
- [69] **Abuşoğlu A, Demir S ve Kanoğlu M** (2013). Biyogaz Beslemeli Gaz Motorlu Bir Kojenerasyon Sisteminin Termoekonomik Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 33 (2): 9-21.
- [70] **Çomaklı K ve Terhan M** (2011). Sıcak Su Üretimi İçin Baca Gazı Atık Enerjinin Kullanımı. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 124, 43-51.
- [71] **Terhan M ve Çomaklı K** (2015). Baca Gazı Atık Isısı ile Kazan Yakma Havasının Ön Isıtılmasının Fizibilitesi. *Mühendis Makine Dergisi*, 56 (668): 56-63.
- [72] **Tokgöz N ve Özgün Ö** (2019). Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerine Yönelik Literatür Araştırması ve Sanayiden Örnek Vaka İncelemesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34 (2), 57-72.
- [73] **Quoilin S, Broek M V D, Declaye S, Dewallef P and Lemort V** (2013). Techno-economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22 (2013): 168–186.
- [74] **Eyidoğan M** (2014). Organik Rankine Çevrimli Güç Üretim Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. Doktora Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [75] **Aksar M** (2022). Mevcut Bir Buhar Üretim Sistemine Atık Isı Geri Kazanımı İçin Entegre Edilen Kalina Çevriminin Farklı Çalışma Koşullarında Optimizasyonu ve Termodinamik, Çevresel, Ekonomik Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*. İskenderun Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [76] **Ghaebi H, Namin A S and Rostamzadeh H** (2018). Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery. *Journal of Cleaner Production*, 189, 279–296.
- [77] **Tempesti D and Fiaschi D** (2013). Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy. *Energy*, 58, 45–51.





EK AÇIKLAMALAR

EK A: Jenbacher Marka Gaz Motoru Kataloğu

JENBACHER

JENBACHER TYPE 4

An efficiency milestone

Based on the proven design concepts of types 3 and 6, the modern Jenbacher type 4 engines in the 800 to 1500 kW power range are characterized by a high-power density and outstanding efficiency. The enhanced control and monitoring provide easy preventive maintenance, high reliability and availability.



Reference installations

J416 AGR Fenland Glasshouse, UK

Energy source	Engine type	Electrical output	Thermal output	Commissioning
Pipeline gas	1 x J416 1 x J520 1 x J524	9 MW	11.2 MW	2022

AGR's Fenland Glasshouse and energy center includes a combined heat and power (CHP) plant comprising three high-efficiency Jenbacher engines that deliver electricity, while an exhaust cooling system delivers recovered CO₂ to help the plants grow. Additionally, an innovative 33 MWh heat pump system provides renewable hot water heating for the facility.



J420 Heslerhof, Germany

Energy source	Engine type	Electrical output	Thermal output	Commissioning
Biogas	1 x J420	156 MW	1.8 MW	2021

With the installation of a Jenbacher J420 engine and investments into a large buffer storage tank and a gas storage tank, the biogas plant at the Heslerhof farm in Germany was converted into a renewable storage power plant with flexible, power market-driven operation. The farm generates its own power, which is used to supply all the electricity it requires, and surplus power is fed into the grid at attractive feed-in tariffs at market rates.



J420 Chok Yuen Yung Industry Co., LTD, Thailand

Energy source	Engine type	Electrical output	Thermal output	Commissioning
Biogas	5 x J420	7.1 MW	5.2 MW	2012, 2017

Five Jenbacher J420 biogas-fueled engines produce more than enough electric power to supply Chok Yuen Yung Industry Co., LTD's tapioca starch factory. The excess electricity produced by the engines – about 1000 kW – is supplied to the public grid to further reduce the facility's power costs.



J420 Hefei Xiaomiao Organic Waste Treatment Center Project, China

Energy source	Engine type	Electrical output	Thermal output	Commissioning
Biogas	2 x J420	3 MW	1.2 MW	2021

At the Hefei Xiaomiao Organic Waste Treatment Center Project, organic waste is pretreated and turned into biogas through anaerobic digestion at a nearly 87,000-square-meter facility. Two Jenbacher J420 biogas-fueled gensets power the facility and also supply power to the local grid.



Technical features

Feature	Description	Advantages
Heat recovery	Flexible arrangement of heat exchanger, two stage oil plate heat exchanger on demand	- High thermal efficiency, even at high and fluctuating return temperatures
Gas dosing valve	Electronically controlled gas dosing valve with high degree of control accuracy	- Very quick response time - Rapid adjustment of air / gas ratio - Large adjustable caloric value range
Four-valve cylinder head	Enhanced swirl and channel geometry using advanced calculation and simulation methods (CFD)	- Reduced charge-exchange losses - Central spark-plug position resulting in optimal cooling and combustion conditions
Crack connecting rod	Applying a technology—tried and tested in the automotive industry—in our powerful stationary engines	- High dimensional stability and accuracy - Reduced connecting rod bearing wear - Easy to maintain

Technical data

Configuration	V 70 ¹		
Bore (mm)	145		
Stroke (mm)	162		
Displacement / cylinder (lit)	3.06		
Speed (rpm)	1,800 / 1,200 (60 Hz) 1,500 (50 Hz)		
Mean piston speed (m/s)	7.4 (1,200 1/min) 9.3 (1,500 1/min) 11.2 (1,800 1/min)		
Scope of supply	Generator set, cogeneration system, generator set / cogeneration in container		
Applicable gas types	Natural gas, flare gas, biogas, landfill gas, sewage gas, special gases (e.g. coal mine gas, coke gas, wood gas, pyrolysis gas)		
Engine type	J412	J416	J420
No. of cylinders	12	16	20
Total displacement (lit)	36.7	48.9	61.1

Dimensions l x w x h (mm)		
Generator set	J412	5,400 x 1,800 x 2,200
	J416	6,200 x 1,800 x 2,200
	J420	7,100 x 1,900 x 2,200
Cogeneration system	J412	6,000 x 1,800 x 2,200
	J416	6,700 x 1,800 x 2,200
	J420	7,100 x 1,800 x 2,200
Container 40-foot	J412	12,200 x 3,000 x 2,700
	J416	12,200 x 3,000 x 2,700
	J420	12,200 x 3,000 x 2,900
Weights empty (kg)		
Generator set	J412	11,200
	J416	13,500
	J420	17,200
Cogeneration system	J412	11,800
	J416	14,100
	J420	17,800

Outputs and efficiencies

Natural gas		1,500 1/min 50 Hz					1,800 1/min 60 Hz					1,200 1/min 60 Hz				
NOx ¹	Type	Pei (kW)	Pth (kW)	η _{el} (%)	η _{th} (%)	η _{tot} (%)	Pei (kW)	Pth (kW)	η _{el} (%)	η _{th} (%)	η _{tot} (%)	Pei (kW)	Pth (kW)	η _{el} (%)	η _{th} (%)	η _{tot} (%)
500 mg/m ³	J412	901	928	43.4	44.6	88.0	951	960	41.6	46.9	88.5	630	618	42.8	41.9	84.7
	J416	1202	1244	43.4	44.9	88.3	1141	1281	41.8	46.9	88.7	846	824	43.0	41.9	85.0
	J416	1000	1029	43.3	44.6	87.9										
	J420	1561	1606	43.7	46.3	90.0	1560	1723	42.7	47.2	89.9	1057	1029	43.0	41.9	84.9
	J420	1561	1633	42.4	49.7	92.1										
250 mg/m ³	J412	901	957	42.1	45.2	87.4	951	1003	40.6	47.9	88.5	630	641	41.8	42.5	84.4
	J416	1202	1285	42.3	45.2	87.5	1141	1338	40.8	47.9	88.7	846	856	42.1	42.6	84.7
	J416	1000	1046	42.7	44.7	87.4										
	J420	1562	1695	42.7	45.6	88.3	1560	1775	41.8	47.6	89.4	1057	1085	41.7	42.8	84.6
	J420	1561	1806	41.4	50.5	91.9										
Biogas		1,500 1/min 50 Hz					1,800 1/min 60 Hz									
NOx ¹	Type	Pei (kW)	Pth (kW)	η _{el} (%)	η _{th} (%)	η _{tot} (%)	Pei (kW)	Pth (kW)	η _{el} (%)	η _{th} (%)	η _{tot} (%)					
500 mg/m ³	J412	748	750	42.1	42.2	84.3										
	J412	901	919	42.6	43.5	88.1	951	916	41.1	44.2	85.3					
	J412	934	914	43.3	42.3	85.8										
	J416	995	993	42.3	42.1	84.4										
	J416	1202	1221	42.8	43.5	86.2	1141	1220	41.3	44.2	85.5					
	J416	1248	1225	43.3	42.4	85.7										
	J420	1488	1524	42.7	43.5	86.2	1564	1651	42.1	44.5	86.6					
250 mg/m ³	J420	1561	1548	43.3	42.9	86.2										
	J412	885	922	42.0	43.6	85.6	951	933	40.4	44.3	84.7					
	J416	1190	1228	42.2	43.5	85.7	1141	1217	40.6	44.0	84.7					
	J420	1487	1537	42.1	43.8	85.7	1564	1692	41.4	44.8	86.0					

¹ Technical data according to ISO 3046
² Total heat output with a tolerance of
 +/- 8%, exhaust gas outlet temperature
 120°C, for biogas gas outlet
 temperature 180°C

All data according to full load and
 subject to technical development and
 modification. Further engine versions
 available on request.



Contact us:
jenbacher.com/en/contact
jenbacher.com/en

1 36 1 23 004-EN

In general, "ready for H₂" Jenbacher units can be converted to operate on up to 100% hydrogen in the future. Details on the cost and timeline for a future conversion may vary and need to be clarified individually.

© copyright 2023 IMHO. Information provided is subject to change without notice.

IMHO, JENBACHER, and the IMHO logo are trademarks in the European Union or elsewhere owned by IMHO Jenbacher GmbH & Co. or one of its affiliates. All other trademarks and company names are property of their respective owners. Jenbacher is part of the IMHO Group.

JENBACHER

EK B: TMM Marka Blower Kataloğu

HLB 2230

BASINÇ DEĞERLERİ TABLOSU PRESSURE STATS

İp (inlet)	İp Type		HLB 2230 / DN150							
	rpm		1500	1800	2200	2600	2800	3000	3200	3400
300	Q	m³/h	1008	1162	1323	2083	2270	2450	2637	2820
	DT	°C	31	30	29	28	28	28	27	27
	P _s	kW	11,9	14,6	16,6	24,7	26,9	27,6	30,0	32,4
	P _{motor}	kW	15	18,5	22	30	30	37	37	45
	Lp(A) _{motor}	dB	82	85	88	93	94	95	97	98
	Lp(A) _L	dB	<70	<70	<70	71	72	73	75	76
400	Q	m³/h	1048	121	1382	2089	2229	2409	2590	2770
	DT	°C	43	41	39	38	38	37	37	37
	P _s	kW	15,7	19,2	21,5	29,3	32,3	35,0	38,3	41,1
	P _{motor}	kW	20	30	30	37	37	45	45	55
	Lp(A) _{motor}	dB	83	87	91	94	96	97	98	99
	Lp(A) _L	dB	<70	<70	<70	72	74	75	76	77
500	Q	m³/h	1078	1282	1447	2098	2188	2375	2555	2735
	DT	°C	56	53	50	49	48	47	47	47
	P _s	kW	19,5	23,7	26,6	35,9	39,2	42,8	46,3	49,8
	P _{motor}	kW	30	30	37	45	55	55	55	75
	Lp(A) _{motor}	dB	85	88	92	96	97	98	100	101
	Lp(A) _L	dB	<70	<70	70	74	75	76	79	79
600	Q	m³/h	970	1258	1612	1875	2058	2340	2520	2700
	DT	°C	69	65	61	59	58	58	57	57
	P _s	kW	23,3	29,2	35,3	42,4	46,2	50,7	54,3	58,3
	P _{motor}	kW	30	37	45	55	55	75	75	75
	Lp(A) _{motor}	dB	86	90	94	97	98	100	101	102
	Lp(A) _L	dB	<70	<70	72	75	76	79	79	80
700	Q	m³/h	949	1218	1583	1944	2024	231	2488	267
	DT	°C	83	78	73	70	69	68	68	67
	P _s	kW	27,1	32,8	40,7	49,0	53,3	57,7	62,2	66,9
	P _{motor}	kW	37	45	55	75	75	75	75	90
	Lp(A) _{motor}	dB	87	91	95	98	100	101	102	103
	Lp(A) _L	dB	<70	<70	73	76	79	79	80	81
800	Q	m³/h	600	181	1448	1809	2084	2276	2456	
	DT	°C	99	92	87	83	82	81	80	
	P _s	kW	30,0	36,9	46,9	56,3	61,9	67,4	73,4	
	P _{motor}	kW	37	45	75	75	75	90	90	
	Lp(A) _{motor}	dB	88	92	96	99	101	102	103	
	Lp(A) _L	dB	<70	70	74	77	79	80	81	
900	Q	m³/h		947	1511	1874	2043	2248		
	DT	°C		107	98	95	93	92		
	P _s	kW		40,3	51,3	62,4	67,7	73,5		
	P _{motor}	kW		55	75	75	90	90		
	Lp(A) _{motor}	dB		92	97	100	102	103		
	Lp(A) _L	dB		71	75	78	80	81		
1000	Q	m³/h				1833	2002			
	DT	°C				106	104			
	P _s	kW				67,8	72,8			
	P _{motor}	kW				90	90			
	Lp(A) _{motor}	dB				101	103			
	Lp(A) _L	dB				80	82			

Ap (mbar)	Tip Type	HLB 2230 / DN150							
		rpm	1500	1800	2200	2600	2800	3000	3400
200	Q	m ³ /h	1152	1385	1752	2113	2291	2474	2840
	DT	°C	25	24	24	23	23	23	22
	P _s	kW	8,1	10,1	13,0	16,2	17,9	19,9	24,1
	P _{motor}	kW	11	15	18,5	22	22	30	30
	Lp(A) _{sond.}	dB	81	85	89	92	93	95	97
	Lp(A) _h	dB	<70	<70	<70	<70	71	72	75
250	Q	m ³ /h	1077	1350	1711	2072	2258	2439	2799
	DT	°C	35	33	32	31	31	31	30
	P _s	kW	10,1	12,3	15,7	19,5	21,5	23,7	28,2
	P _{motor}	kW	15	19	23,5	30	30	30	37
	Lp(A) _{sond.}	dB	82	86	90	93	95	96	98
	Lp(A) _h	dB	<70	<70	<70	71	73	74	76
300	Q	m ³ /h	1036	1310	1670	2037	2217	2398	2765
	DT	°C	46	44	42	41	40	40	39
	P _s	kW	11,9	14,6	18,5	22,7	25,0	27,5	32,6
	P _{motor}	kW	15	19,5	22	30	30	37	45
	Lp(A) _{sond.}	dB	84	87	91	95	96	97	100
	Lp(A) _h	dB	<70	<70	<70	73	74	75	78
350	Q	m ³ /h	1001	1268	1635	1996	2177	2361	2724
	DT	°C	60	57	54	52	52	51	50
	P _s	kW	11,9	15,9	21,2	26,0	28,5	31,2	36,9
	P _{motor}	kW	18,5	22	30	37	37	45	45
	Lp(A) _{sond.}	dB	85	89	93	96	98	99	101
	Lp(A) _h	dB	<70	<70	71	74	76	77	79
400	Q	m ³ /h	960	1228	1595	1958	2138	2322	2685
	DT	°C	78	73	68	66	65	64	63
	P _s	kW	15,7	19,2	24,1	29,3	32,1	35,0	41,1
	P _{motor}	kW	22	30	30	37	45	45	55
	Lp(A) _{sond.}	dB	87	91	94	98	99	100	103
	Lp(A) _h	dB	<70	<70	72	76	77	79	81
450	Q	m ³ /h		1181	1548	1915	2095	2276	2642
	DT	°C		93	86	83	81	80	78
	P _s	kW		21,5	26,9	32,6	35,6	38,8	45,5
	P _{motor}	kW		30	37	45	45	55	55
	Lp(A) _{sond.}	dB		93	96	99	101	102	105
	Lp(A) _h	dB		71	74	77	79	80	83
500	Q	m ³ /h							
	DT	°C							
	P _s	kW							
	P _{motor}	kW							
	Lp(A) _{sond.}	dB							
	Lp(A) _h	dB							

rpm : Blower Speed

Q [m³/h] : Air Intake Capacity

DT [°C] : Temperature Differential

P_s [kW] : Shaft PowerP_{motor} [kW] : Absorbed Motor PowerLp(A)_{sond.} [dB] : Noise Pressure Level for Blower Unit Without Acoustic HoodLp(A)_h [dB] : Noise Pressure Level for Blower Unit With Acoustic Hood

The sound pressure levels (Lp(A)) are based on measurements taken outdoors at a distance of 1m from the machine (tolerance of ± 3 dB) with sound insulated pipes.

Reference Conditions: Inlet Pressure: 1013 hPa

Inlet Temperature: 20 °C

Dry Air - 12 kg/m³

Performance data are non-binding examples only.

rpm : Blower Devri

Q [m³/h] : Hava Debişi

DT [°C] : Hava Sıcaklık Farkı

P_s [kW] : Blower Güç TakvimiP_{motor} [kW] : Önerilen Motor GücüLp(A)_{sond.} [dB] : Akustik Kabinin Gürültü SeviyesiLp(A)_h [dB] : Akustik Kabinin Gürültü Seviyesi

Gürültü seviyeleri (Lp(A)) açık ortamda, blower setinden 1m mesafeden, yalıtılmış borular kullanılarak (± 3 dB tolerans ile) ölçülmüştür.

Referans Koşulları: Giriş Basıncı: 1013 hPa

Giriş Sıcaklığı: 20 °C

Kuru Hava - 12 kg/m³

Sunulan performans verileri bağlayıcı olmayan örneklerdir.

EK C: TCG Marka Gaz Motoru Kataloğu

İL-TEKNO MWM GAZ MOTORLARI / MWM GENSSETS

TCG 2020 1200-1560-2000 kW



Motor Tipi / Motor Type		TCG 2020 VI2	TCG 2020 VI6	TCG 2020 V20
Elektrik çıkış gücü ¹⁾	kW	1200	1560	2000
Devir sayısı	dev/dak	1500	1500	1500
Egzoz sıcaklığı	°C	414	430	414
Egzoz debisi	kg/h	6488	8530	10851
Yanma havası debisi	kg/h	6273	8248	10494
Havaalandırma debisi ²⁾	kg/h	30300	40200	50300
Silindir çap/strok mesafesi	mm	170/195	170/195	170/195
Piston deposman hacmi	dm ³	53	71	89
Sıkıştırma oranı		13:1	13:1	13:1
Ortalama piston hızı	m/s	9,8	9,8	9,8

Enerji Değerleri / Energy Balance

Elektrik çıkış gücü ¹⁾	kW	1200	1560	2000
Ceket suyu ısıtma	kW ± %8	609	774	1005
Intercooler ısıtma LT	kW ± %8	106	134	178
Egzoz ısıtma (120°C'ye)	kW ± %8	582	806	972
Yakıt tüketimi	kW ± %5	2750	3608	4577
Elektrik verimi	%	43,6	43,2	43,7
Isı verimi	%	47,2	47,5	47,1
Toplam verim	%	90,8	90,7	90,8

Sistem Parametreleri / System Parameters

Ceket suyu akış miktarı	m ³ /h	43	55	71
Ceket/intercooler su hacmi ⁴⁾	dm ³	111/20	151/20	210/25
Intercooler su akış miktarı	m ³ /h	35	35	40
Ceket/interco. su basınç kaybı	Bar	1,1/1,4	1,4/1,4	1,5/0,6
Ceket suyu sıcaklığı giriş/çıkış	°C	80/93	80/93	80/93
Interco. su sıcaklığı giriş/çıkış	°C	40/43	40/44	40/45
Egzoz karşı basınç	mbar	30/50	30/50	30/50
Yağlama yağı hacmi	dm ³	205	265	300
Yağlama yağı tüketimi	g/kWh ± %20	0,20	0,20	0,20

Ölçüler / Measurement

Uzunluk	mm	4790	5430	6200
Geniçlik	mm	1810	1810	1710
Yükseklik	mm	2210	2210	2190
Makine ağırlığı	kg	11,700	13,320	17,900

1) Motor güçleri ve yanma havası debileri ISO 3046/1'e göre

2) Δ T = 13 K'de yanma havası debisi hacmi

3) 50 Hz'de çalıştırıldığında

4) %25 hacimsel glkol konsantrasyonuna göre

* Bu sayıdaki verilen değerler sadece ön bilgi vermek amaçlı olup bağlayıcı değildir. Tebliğ ile sunulan bilgiler nihai değildir.

EK D: Başkent Doğalgaz Ocak Ayı Birim Fiyat Listesi

BASKENTGAZ
Emisyonlu Gaz

YIL: 2024 AY: 01-02 OCAK

DOĞAL GAZ PERAKENDE SATIŞ TARİFELERİ VE FİYATLARI

KONUT/MESKEN TÜKETİCİLERİ (EVSEL TÜKETİCİLERİ):

MÜŞTERİ/TARİFE TİPİ	TARİFE KADEMESİ	KADEME ARALIĞI (Sm ³)	DOĞAL GAZ PERAKENDE SATIŞ FİYATI	
			(TL/Sm ³)	(TL/KWH)
ABONE	BASKENT01 BASKENT02	0-75.000	5,712182	0,53685921
ST (MESKEN)	BASKENT03	75.001-100.000	5,712182	0,53685921
ST (MESKEN)	BASKENT04 BASKENT05 BASKENT06 BASKENT07	100.001-1.000.000	5,032808	0,47300827
ST (MESKEN)	BASKENT08	1.000.001-10.000.000	4,497206	0,42266974
ST (MESKEN)	BASKENT09	10.000.001-100.000.000	4,287106	0,40292350
ST (MESKEN)	BASKENT10	100.000.001 ve üzeri	4,205521	0,39525573

ELEKTRİK ÜRETİMİ:

MÜŞTERİ/TARİFE TİPİ	TARİFE KADEMESİ	KADEME ARALIĞI (Sm ³)	DOĞAL GAZ PERAKENDE SATIŞ FİYATI	
			(TL/Sm ³)	(TL/KWH)
ELEKTRİK ÜRETİMİ (KADEME-1)	BASKENT01 BASKENT02 BASKENT03	0-100.000	13,631548	1,28116053
ELEKTRİK ÜRETİMİ (KADEME-1)	BASKENT04 BASKENT05	100.001-300.000	12,952174	1,21730959
ELEKTRİK ÜRETİMİ (KADEME-2)	BASKENT06 BASKENT07	300.001-1.000.000	12,952174	1,21730959
ELEKTRİK ÜRETİMİ (KADEME-2)	BASKENT08	1.000.001-10.000.000	12,416572	1,16697106
ELEKTRİK ÜRETİMİ (KADEME-2)	BASKENT09	10.000.001-100.000.000	12,206472	1,14722482
ELEKTRİK ÜRETİMİ (KADEME-2)	BASKENT10	100.000.001 ve üzeri	12,124887	1,13955705

EK E: Gaz Motoru Enerji Analizi EES Kodu

"TERMODINAMİK ANALİZ"

"MOTOR ÇEVİRİMİ"

"Verilenler"

P1=101

T1=13,5

P2=P1

T2=555

eta_th=0,429 "katalog termal verim"

W_m=1501

m_cs=55 [m³/h]

Tcs_g=70

Tcs_c=84,6

Pcs=140

m_y=35 [m³/h]

Ty_g=70

Ty_c=79,2

Py=412

Tx=13,8

T0=273,15+13,8

P0=101,325

Tk=1980 "adyabatik alev sıcaklığı"

"ÇÖZÜMLEME"

"Ceket Suyu Enerji Çıkışı"

rho_csg=density(Water;T=Tcs_g;x=0)

rho_csc=density(Water;T=Tcs_c;x=0)

hcs_g=enthalpy(Water;T=Tcs_g;P=Pcs)

hcs_c=enthalpy(Water;T=Tcs_c;P=Pcs)

scs_g=entropy(Water;T=Tcs_g;P=Pcs)

scs_c=entropy(Water;T=Tcs_c;P=Pcs)

Qcs_çikan=((rho_csc*m_cs)/3600)*hcs_c-((rho_csg*m_cs)/3600)*hcs_g

"Motor Enerji ve Ekserji Analizi"

$$\eta_{th} = W_m / Q_{giren}$$

$$h1 = \text{enthalpy}(\text{Air_ha}; T=T1; P=P1)$$

$$h2 = \text{enthalpy}(\text{Air_ha}; T=T2; P=P2)$$

$$s1 = \text{entropy}(\text{Air_ha}; T=T1; P=P1)$$

$$s2 = \text{entropy}(\text{Air_ha}; T=T2; P=P2)$$

$$Q_{giren} = m_{hava} * (h2 - h1)$$

$$h0 = \text{enthalpy}(\text{Air_ha}; T=Tx; P=P0)$$

$$s0 = \text{entropy}(\text{Air_ha}; T=Tx; P=P0)$$

$$\psi_1 = (h1 - h0) - (T0 * (s1 - s0))$$

$$\psi_2 = (h2 - h0) - (T0 * (s2 - s0))$$

$$S_{\dot{u}motor} = (m_{hava} * (s2 - s1)) - (Q_{giren} / Tk) \text{ "Süretim>0 olmalı"}$$

$$X_{mgiren} = m_{hava} * (\psi_1) + (Q_{giren} * (1 - (T0 / Tk)))$$

$$X_{mcikan} = m_{hava} * \psi_2$$

$$X_{distmotor} = X_{mgiren} - X_{mcikan}$$

$$X_{distmotor_dogrulama} = T0 * S_{\dot{u}motor} \text{ "ekserji yok olusu ikinci yol: entropi üretimi ile hesaplanması"}$$

$$\eta_{II} = W_m / (Q_{giren} * (1 - (T0 / Tk)))$$

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$\eta_{II} = 0,5017$$

$$h_1 = 286,8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{cs_g} = 293,2 \text{ [kJ/kg]}$$

$$m_y = 35 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$P_2 = 101 \text{ [kPa]}$$

$$\psi_2 = 250,5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{giren} = 3499 \text{ [kW]}$$

$$s_0 = 6,82 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$$

$$scs_c = 1,13 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$$

$$T_0 = 287 \text{ [K]}$$

$$T_{cs_c} = 84,6 \text{ [C]}$$

$$T_x = 13,8 \text{ [C]}$$

$$W_m = 1501 \text{ [kW]}$$

$$X_{mcikan} = 1547 \text{ [kW]}$$

$$\eta_{th} = 0,429$$

$$h_2 = 853,4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$m_{cs} = 55 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$P_0 = 101,3 \text{ [kPa]}$$

$$P_{cs} = 140 \text{ [kPa]}$$

$$P_y = 412 \text{ [kPa]}$$

$$\rho_{csc} = 968,8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$s_1 = 6,82 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$$

$$scs_g = 0,9551 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$$

$$T_1 = 13,5 \text{ [C]}$$

$$T_{cs_g} = 70 \text{ [C]}$$

$$T_{y_c} = 79,2 \text{ [C]}$$

$$X_{distmotor} = 1443 \text{ [kW]}$$

$$X_{mgiren} = 2990 \text{ [kW]}$$

$$h_0 = 287,1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{cs_c} = 354,4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$m_{hava} = 6,176 \text{ [kg/s]}$$

$$P_1 = 101 \text{ [kPa]}$$

$$\psi_1 = -0,2643 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{cs_{çikan}} = 866,8 \text{ [kW]}$$

$$\rho_{csg} = 977,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$s_2 = 7,921 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$$

$$S_{ümotor} = 5,03 \text{ [kJ/sn}\cdot\text{K]}$$

$$T_2 = 555 \text{ [C]}$$

$$T_k = 1980 \text{ [K]}$$

$$T_{y_g} = 70 \text{ [C]}$$

$$X_{distmotor,dogrulama} = 1443 \text{ [kW]}$$

EK F: Alt Çevrim Enerji Analizi EES Kodu

"TERMODINAMİK ANALİZ"

"DİZAYN EDİLEN ÇEVİRİMİN ENERJİ ANALİZİ"

"Verilenler"

$T_5=555[\text{C}]$

$T_6=180[\text{C}]$

$P_5=101,325[\text{kPa}]$

$P_6=P_5$

$\dot{m}_{\text{gaz}}=6,176[\text{kg/s}]$ "baca gazı"

$\dot{m}_{\text{dot}}=0,5 [\text{kg/s}]$

$P_3=130 [\text{kPa}]$

$T_3=300 [\text{C}]$

$P_4=2 [\text{kPa}]$

$T_4=86,6$

$T_x=13,8 [\text{C}]$

$T_0=T_x+273,15$

$P_0=101,325 [\text{kPa}]$

$\eta_p=0,83$

$\eta_t=0,83$

$P_1=P_4$

$P_2=P_3$

$h_0=\text{enthalpy}(\text{Water};T=T_x;x=0)$

$s_0=\text{entropy}(\text{Water};T=T_x;x=0)$

"Pompa Çözümlemesi"

$h_1=\text{enthalpy}(\text{Water};P=P_1;x=0)$

$s_1=\text{entropy}(\text{Water};P=P_1;x=0)$

$v_1=\text{volume}(\text{Water};P=P_1;x=0)$

$w_p=(v_1*(P_2-P_1))$

$h_{2s}=w_p+h_1$

$s_{2s}=s_1$

$\eta_p=(h_{2s}-h_1)/(h_2-h_1)$

$s_2=\text{entropy}(\text{Water};P=P_2;h=h_2)$

T2=temperature(Water;h=h2;s=s2)

Wp_dot=m_dot*(h2-h1)

S_üretim_p=m_dot*(s2-s1) "S_üretim>0 olmalıdır.ekserji yıkımı ikini yol; Ex_dist_pompa=T0*S_üretim"

psi_1=(h1-h0)-(T0*(s1-s0))

psi_2=(h2-h0)-(T0*(s2-s0))

Ex_dot_1=m_dot*psi_1

Ex_dot_2=m_dot*psi_2

Wp_dot_tr=m_dot*(psi_2-psi_1)

Ex_dot_pompa_g=Ex_dot_1+Wp_dot

Ex_dot_pompa_ç=Ex_dot_2

Ex_dist_pompa= Ex_dot_pompa_g-Ex_dot_pompa_ç

Ex_dist_pompa_dogrulama=T0*S_üretim_p

eta_II_pompa=Ex_dot_pompa_ç/Ex_dot_pompa_g

"Türbin Çözümlemesi"

T3_sat=t_sat(Water;P=P3) "T3sat<T3 oldugu için kızgın buhar"

h3=enthalpy(Water;T=T3;P=P3)

s3=entropy(Water;T=T3;P=P3)

h4=enthalpy(Water;T=T4;P=P4)

s4=entropy(Water;T=T4;P=P4)

wt=h3-h4

Wt_dot=wt*m_dot

Wnet_dot=Wt_dot-Wp_dot

S_üretim_t=m_dot*(s4-s3) "S_üretim>0 olmalıdır.ekserji yıkımı ikini yol; Ex_dist_t=T0*S_üretim_t"

$$\text{psi}_3 = (h_3 - h_0) - (T_0 * (s_3 - s_0))$$

$$\text{psi}_4 = (h_4 - h_0) - (T_0 * (s_4 - s_0))$$

$$\text{Ex_dot}_3 = \dot{m} * \text{psi}_3$$

$$\text{Ex_dot}_4 = \dot{m} * \text{psi}_4$$

$$\text{Wt_dot_tr} = \dot{m} * (\text{psi}_3 - \text{psi}_4)$$

$$\text{Ex_dot_turbin_g} = \text{Ex_dot}_3$$

$$\text{Ex_dot_turbin}_\varphi = \text{Ex_dot}_4 + \text{Wt_dot}$$

$$\text{Ex_dist_turbin} = \text{Ex_dot_turbin_g} - \text{Ex_dot_turbin}_\varphi$$

$$\text{Ex_dist_turbin_dogrulama} = T_0 * S_{\text{üretim_t}}$$

$$\text{eta_II_turbin} = \text{Ex_dot_turbin}_\varphi / \text{Ex_dot_turbin_g}$$

"Evaporatör Çözümlemesi"

$$T_{cs_g} = 70$$

$$T_{cs_c} = 84,6$$

$$P_{cs} = 140$$

$$\rho_{csc} = \text{density}(\text{Water}; T = T_{cs_g}; x = 0)$$

$$\dot{m}_{cs} = 55 * \rho_{csc} / 3600$$

$$h_{cs_g} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_{cs_g}; P = P_{cs})$$

$$s_{cs_g} = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_{cs_g}; P = P_{cs})$$

$$h_{cs_c} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_{cs_c}; P = P_{cs})$$

$$s_{cs_c} = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_{cs_c}; P = P_{cs})$$

$$h_{air} = \text{enthalpy}(\text{Air_ha}; T = T_x; P = P_0)$$

$$s_{air} = \text{entropy}(\text{Air_ha}; T = T_x; P = P_0)$$

$$h_5 = \text{enthalpy}(\text{Air_ha}; T = T_5; P = P_5)$$

$$s_5 = \text{entropy}(\text{Air_ha}; T = T_5; P = P_5)$$

$$h_6 = \text{enthalpy}(\text{Air_ha}; T = T_6; P = P_6)$$

$$s_6 = \text{entropy}(\text{Air_ha}; T = T_6; P = P_6)$$

$$\text{psi}_{cs_g} = (h_{cs_g} - h_0) - (T_0 * (s_{cs_g} - s_0))$$

$\psi_{cs,c}=(h_{cs,c}-h_0)-(T_0*(s_{cs,c}-s_0))$
 $\psi_5=(h_5-h_{air})-(T_0*(s_5-s_{air}))$
 $\psi_6=(h_6-h_{air})-(T_0*(s_6-s_{air}))$

$\dot{Ex}_{cs,g}=m_{cs}*\psi_{cs,g}$
 $\dot{Ex}_{cs,c}=m_{cs}*\psi_{cs,c}$
 $\dot{Ex}_5=m_{egzoz}*\psi_5$
 $\dot{Ex}_6=m_{egzoz}*\psi_6$

$\dot{Ex}_{\text{evaporatör}_g}=\dot{Ex}_{\text{dot}_2}+\dot{Ex}_{\text{dot}_5}$
 $\dot{Ex}_{\text{evaporatör}_ç}=\dot{Ex}_{\text{dot}_3}+\dot{Ex}_{\text{dot}_6}$

$\dot{Ex}_{\text{dist}_{\text{evaporatör}}}=\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{evaporatör}_g}}-\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{evaporatör}_ç}}$

$\eta_{II_{\text{evaporatör}}}=\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{evaporatör}_ç}}/\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{evaporatör}_g}}$

$Q_{\text{eva}_{egzoz}}=m_{egzoz}*(h_5-h_6)$
 $Q_{\text{eva}_{cs}}=m_{cs}*(h_{cs,c}-h_{cs,g})$
 $Q_{\text{eva}_{rankine}}=\dot{m}_{\text{dot}}*(h_3-h_2)$

"Condenser Çözümlemesi"

$Q_{\text{condenser}}=\dot{m}_{\text{dot}}*(h_4-h_1)$

$S_{\text{üretim}_{\text{cond}}}=(Q_{\text{condenser}}/290)+\dot{m}_{\text{dot}}*(s_1-s_4)$
 $\dot{Ex}_{\text{dist}_{\text{condenser}_{\text{dogrulama}}}}=T_0*S_{\text{üretim}_{\text{cond}}}$ "sıfırdan büyük olmalı"

$\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{condenser}_g}}=\dot{Ex}_{\text{dot}_4}$
 $\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{condenser}_ç}}=\dot{Ex}_{\text{dot}_1}+Q_{\text{condenser}}*(1-(T_0/(290)))$

$\dot{Ex}_{\text{dist}_{\text{condenser}}}=\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{condenser}_g}}-\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{condenser}_ç}}$

$\eta_{II_{\text{condenser}}}=\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{condenser}_ç}}/\dot{Ex}_{\text{dot}_{\text{condenser}_g}}$

"Sistem Çözümlemesi"

$W_{\text{dot}_m}=1501$
 $Q_{g_{üst}}=3051$

$W_{\text{dot}_{\text{çevrim}}}=W_{\text{net}_{\text{dot}}}+W_{\text{dot}_m}$

$$\eta_{\text{çevrim_th_toplam}} = W_{\text{dot_çevrim}} / Q_{\text{g_üst}}$$

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$\eta_{II, \text{condenser}} = 0,5912$$

$$\eta_{II, \text{turbine}} = 0,6074$$

$$Ex_{\text{dist, condenser, dogrulama}} = 9,453$$

$$Ex_{\text{dist, pompa, dogrulama}} = 0,01296 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_1 = 0,04962 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_4 = 23,12 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{condenser, g}} = 23,12 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{cs, g}} = 306,8 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{pompa, g}} = 0,1268 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{turbine, ç}} = 228,5 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{eva cs}} = 914,8 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{güst}} = 3051 \text{ [kW]}$$

$$S_{\text{üretim, t}} = 0,5147$$

$$\dot{W}_{\text{ptr}} = 0,06425 \text{ [kW]}$$

$$\dot{W}_m = 1501 \text{ [kW]}$$

$$\eta_{II, \text{evaporatör}} = 0,3848$$

$$\eta_{\text{çevrim, th, toplam}} = 0,5592$$

$$Ex_{\text{dist, evaporatör}} = 952,7 \text{ [kW]}$$

$$Ex_{\text{dist, turbine}} = 147,7 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_2 = 0,1139 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_5 = 1548 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{condenser, ç}} = 13,67 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{evaporatör, g}} = 1549 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{pompa, ç}} = 0,1139 \text{ [kW]}$$

$$m_{\text{egzoz}} = 6,176 \text{ [kg/s]}$$

$$Q_{\text{eva egzoz}} = 2459 \text{ [kW]}$$

$$S_{\text{üretim, cond}} = 0,03294$$

$$\dot{W}_{\text{net}} = 205,3 \text{ [kW]}$$

$$\dot{W}_t = 205,3 \text{ [kW]}$$

$$\dot{W}_{\text{çevrim}} = 1706 \text{ [kW]}$$

$$\eta_{II, \text{pompa}} = 0,8978$$

$$Ex_{\text{dist, condenser}} = 9,453 \text{ [kW]}$$

$$Ex_{\text{dist, pompa}} = 0,01296 \text{ [kW]}$$

$$Ex_{\text{dist, turbine, dogrulama}} = 147,7 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_3 = 376,2 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_6 = 219,8 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{cs, c}} = 472,4 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{evaporatör, ç}} = 595,9 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Ex}_{\text{turbine, g}} = 376,2 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{condenser}} = 1295 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{eva rankine}} = 1500 \text{ [kW]}$$

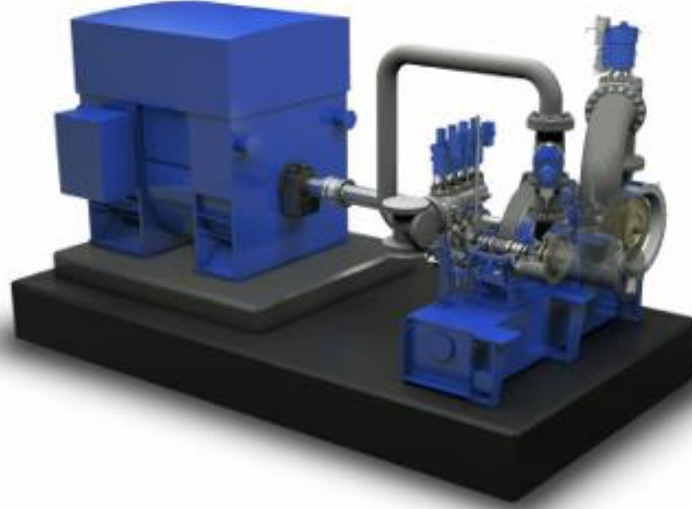
$$S_{\text{üretim, p}} = 0,00004517$$

$$\dot{W}_p = 0,07721 \text{ [kW]}$$

$$\dot{W}_{\text{tr}} = 353,1 \text{ [kW]}$$



EK G: Buhar Türbini Fiyat ve Teknik Katalog



Price Indication

AREL energy

Howden Turbo (former AG KK&K / Siemens Turbomachinery Equipment GmbH)

To: AREL

For:

Project: AREL energy

Our reference Howden:

HTOFKW0387-2A

Your ref:

Date:

01.15.2024

Howden Turbo GmbH, Hessheimer Str. 2, 67227 Frankenthal (Pfalz), Germany

Contact: Frederik Weismann

Tel: +496233852497

E-Mail: Frederik.Weismann@howden.com

Web: www.howden.com/turbo

Revolving Around You™



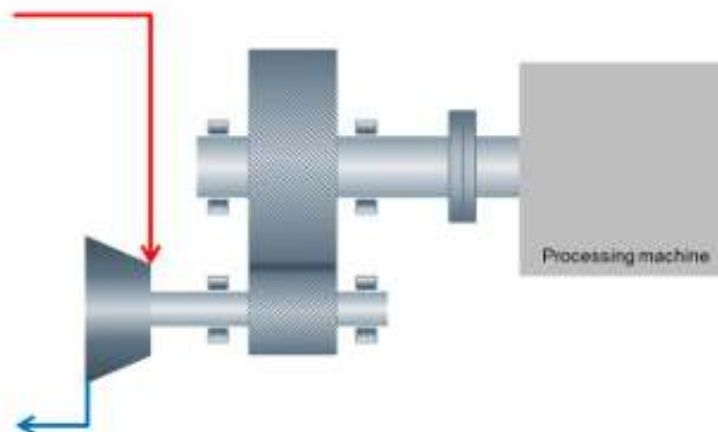
Customer: AREL
 Project: AREL energy
 Date: 01/15/2024

Our ref Howden: HTQFKW0387-2A
 Your ref:



Operating Data BASE AFA 3,5

Operating point		1				
Name		BP 1				
Inlet						
Inlet pressure	bar(a)	13				
Inlet temperature	°C	300				
Massflow	kg/h	1800				
Exhaust						
Exhaust pressure	bar(a)	0.2				
Exhaust temperature	°C	86.6				
Performance						
Outlet speed	rpm	3000				
Frequency	Hz	50				
Power at terminals	kW	170				



Customer: AREL
Project: AREL energy
Date: 01.15.2024

Our ref Howden: HTOFKW0387-2A
Your ref:



1 pc. Turbo Generator BASE AFA 3,5

Steam turbine

- Steam turbine, comprising a steam casing attached to an integral gearbox
- Turbine wheel in overhung design, to reduce leakage steam and start-up time
- Exhaust piping in axial direction, for enabling mounting on plain ground
- Pneumatically controlled inlet valve
- Thermal insulation of hot casing by mineral wool and high quality sheet metal cladding
- Lubrication oil supply completely integrated into base plate of turbine and gearbox

Integrated Gearbox

- Gearbox from our production lines, matched to the customized load cases
- Sleeve bearings for improving the gearbox efficiency
- Ground gearing, for low vibration levels and low noise

Integrated lube oil system

- Oil reservoir, sized for 3min retention time
- Mechanical main oil pump
- Electrical auxiliary oil pump, for start-up and emergency
- Water-cooled oil cooler
- Duplex oil filter, for change-over without stopping turbine

INCLUDED in BASE scope:

- Highly efficient air-cooled asynchronous generator, optimized for required power range, incl. coupling
- Local control panel, with Siemens PLC and graphical touch panel
- Switch gear panel for connection to the grid

Limits of supply

- Flanges of turbine
- Top of foundations
- Terminal boxes of turbine auxiliary equipment

Exclusions

- First fill of oil
- Foundations
- Field cabling between turbo generator and remote panels or other connections
- Protective equipment for removing condensate droplets
- Interface installation to other supervision units

Customer: AREL
Project: AREL energy
Date: 01.15.2024

Our ref Howden: HTOFKW0387-2A
Your ref:



Codes and Standards

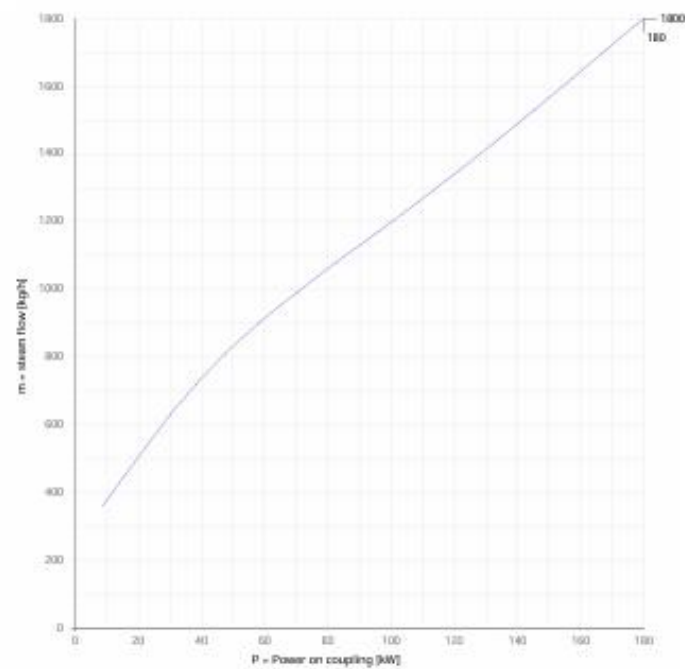
- | | |
|--|-------------------------|
| • Construction of Steam Turbines | DIN 4312 |
| • Gearbox | DIN 3960, 3961/62, 3990 |
| • Acceptance Test of Steam Turbines | DIN 1943 |
| • Safety of machinery – Temperatures of touchable surfaces | DIN EN 563 |
| • Mechanical vibration – Balance quality requirements of rigid rotors | DIN ISO 1940 |
| • Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts | DIN ISO 10816 |
| • Shaft vibrations of turbosets | VDI 2059 |
| • Calculation, manufacturing rules and testing of pressure parts | AD-Merkblätter |
| • Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth | ANSI / AGMA 2101 - C95 |
| • National Electric Manufacturers Association, Steam turbines for mechanical drive service | NEMA SM 23 |

Customer: AREL
Project: AREL energy
Date: 01.15.2024

Our ref Howden: HTOFKW0387-2A
Your ref:



Steam Flow / Performance Diagram BASE AFA 3,5



Customer: AREL
Project: AREL energy
Date: 01.15.2024

Our ref Howden: HTOFKW0387-2A
Your ref:



Project: AREL energy

Dear Sir or Madam,

Thank you very much for your inquiry and the interest you have shown in our products. We are pleased to give you our price indication. Please note that it shall not be considered to be a firm or binding offer by Howden.

1x Steam Turbo Generator type BASE AFA 3,5	429,000.00 €
--	--------------

Payment terms
Incoterms® 2020
Delivery time

Milestone related payment terms
FCA Frankenthal
approx. 9 months

If you should have any more questions, please do not hesitate to contact us. We will be pleased to assist you.

Sincerely yours,

Howden Turbo GmbH

EK H: Alt Çevrim Termoekonomik Analizi EES Kodu

"TERMODINAMİK ANALİZ"

"DİZAYN EDİLEN ÇEVİRİMİN TERMÖEKONOMİK ANALİZİ"

"Verilenler"

$i=0,03$ "Faiz Oranı"

$N=7446$ "Yıllık Çalışma Saati"

$n_x=20$ "Sistem Ömrü"

$W_t=205,3$

$W_p=0,08$

$W_{\text{cevrım}}=1706$

$Ex_{\text{dot_türbin_giren}}=376,2$

$Ex_{\text{dot_türbin_çıkan}}=228,5$

$X_{\text{dist_TURBIN}}=Ex_{\text{dot_türbin_giren}}-Ex_{\text{dot_türbin_çıkan}}$

$Ex_{\text{dot_pompa_giren}}=0,1268$

$Ex_{\text{dot_pompa_çıkan}}=0,1139$

$X_{\text{dist_POMPA}}=Ex_{\text{dot_pompa_giren}}-Ex_{\text{dot_pompa_çıkan}}$

$Ex_{\text{dot_evaporatör_giren}}=1549$

$Ex_{\text{dot_evaporatör_çıkan}}=595,9$

$X_{\text{dist_EVA}}=Ex_{\text{dot_evaporatör_giren}}-Ex_{\text{dot_evaporatör_çıkan}}$

$Ex_{\text{dot_condenser_giren}}=23,12$

$Ex_{\text{dot_condenser_çıkan}}=13,67$

$X_{\text{dist_COND}}=Ex_{\text{dot_condenser_giren}}-Ex_{\text{dot_condenser_çıkan}}$

$Q_{\text{condenser}}=1295$

$Q_{\text{eva}}=1500$

$Q_{\text{egzoz}}=2459$

$T_k=290$

$T_0=273,15+13,8$

$Ex_{\text{dot_1}}=0,04962$

$Ex_{\text{dot_2}}=0,1139$

$Ex_{\text{dot_3}}=376,2$

$Ex_{\text{dot_4}}=23,12$

$Ex_{\text{dot_5}}=1548$

$$Ex_dot_6=218,8$$

$$Ex_dot_q=Qcondenser*(1-(T0/Tk))$$

$$T_eva_c=300$$

$$T_eva_g=17,5$$

$$Ueva=0,125$$

$$T_log_eva=(T_eva_c-T_eva_g)/(\log_{10}(T_eva_c/T_eva_g))$$

$$A_eva=Qeva/(Ueva*T_log_eva)$$

$$T_cond_c=17,5$$

$$T_cond_g=86,6$$

$$Ucond=0,5$$

$$T_log_cond=(T_cond_g-T_cond_c)/(\log_{10}(T_cond_g/T_cond_c))$$

$$A_cond=Qcondenser/(Ucond*T_log_cond)$$

$$Maliyet_Türbin=4405*(Wt^{0,71})$$

$$Maliyet_Pompa=3540*(Wp^{0,71})$$

$$Maliyet_Eva=1397*(A_eva^{0,89})$$

$$Malitet_Kond=1397*(A_cond^{0,89})$$

$$C_turbin|CI=429000 \text{ "Türbin Yatırım Maliyeti ART ENERJİ BASE SST-040"}$$

$$C_pompa|CI=589,1$$

$$C_evap|CI=47376$$

$$C_cond|CI=25408$$

$$C_T|CI=C_turbin|CI+C_pompa|CI+C_evap|CI+C_cond|CI$$

"Çözümleme"

$$CRF=(i*(1+i)^{nx})/((1+i)^{nx}-1)$$

$$Z_türbin|CI=C_turbin|CI*1,06*(CRF/N)$$

$$Z_pompa|CI=C_pompa|CI*1,06*(CRF/N)$$

$$Z_evap|CI=C_evap|CI*1,06*(CRF/N)$$

$$Z_cond|CI=C_cond|CI*1,06*(CRF/N)$$

$$Z_türbin|OM=Z_türbin|CI*0,2$$

$$Z_pompa|OM=Z_pompa|CI*0,2$$

$$Z_evap|OM=Z_evap|CI*0,2$$

$$Z_cond|OM=Z_cond|CI*0,2$$

$SIGMA_Zk|CI=Z_türbin|CI+Z_pompa|CI+Z_evap|CI+Z_cond|CI$
 $SIGMA_Zk|OM=Z_türbin|OM+Z_pompa|OM+Z_evap|OM+Z_cond|OM$
 $SIGMA_Zk|T=SIGMA_Zk|CI+SIGMA_Zk|OM$

$SIGMA_Zk|Turbin=Z_türbin|CI+Z_türbin|OM$
 $SIGMA_Zk|Pompa=Z_pompa|CI+Z_pompa|OM$
 $SIGMA_Zk|Evap=Z_evap|CI+Z_evap|OM$
 $SIGMA_Zk|Cond=Z_cond|CI+Z_cond|OM$

"Birim Ekserji Maliyet Denge Denklemleri"

$c4=0$

$c1=cq$

$c5=0$

$c3=c6$

$ct=cp$

$c4*Ex_dot_4*3600+ct*Wt*3600=c3*Ex_dot_3*3600+SIGMA_Zk|Turbin$
 $c2*Ex_dot_2*3600=c1*Ex_dot_1*3600+cp*Wp*3600+SIGMA_Zk|Pompa$
 $c3*Ex_dot_3*3600+c6*Ex_dot_6*3600=c2*Ex_dot_2*3600+c5*Ex_dot_5*3600+SIGMA_Zk|Evap$
 $c1*Ex_dot_1*3600+cq*Ex_dot_q*3600=c4*Ex_dot_4*3600+SIGMA_Zk|Cond$

"Ekserji Maliyetleri"

$C_dot_1=c1*Ex_dot_1*3600$

$C_dot_2=c2*Ex_dot_2*3600$

$C_dot_3=c3*Ex_dot_3*3600$

$C_dot_4=c4*Ex_dot_4*3600$

$C_dot_5=c5*Ex_dot_5*3600$

$C_dot_6=c6*Ex_dot_6*3600$

$C_dot_q=cq*Ex_dot_q*3600$

$C_dot_T=ct*Wt*3600$

$C_dot_P=cp*Wp*3600$

"Ekserji Yıkım Maliyeti"

$C_D_TURBIN=ct*X_dist_TURBIN*3600$

$C_D_POMPA=cp*X_dist_POMPA*3600$

$C_D_EVA=c6*X_dist_EVA*3600$

$C_D_COND=cq*X_dist_COND*3600$

$F_TURBIN=SIGMA_Zk|Turbin/(SIGMA_Zk|Turbin+C_D_TURBIN)$

$$F_{POMPA} = \text{SIGMA_Zk|Pompa} / (\text{SIGMA_Zk|Pompa} + C_D_POMPA)$$

$$F_{EVA} = \text{SIGMA_Zk|Evap} / (\text{SIGMA_Zk|Evap} + C_D_EVA)$$

$$F_{COND} = \text{SIGMA_Zk|Cond} / (\text{SIGMA_Zk|Cond} + C_D_COND)$$

"Ekserji Yıkım Oranı"

$$X_dist_Toplam = X_dist_TURBIN + X_dist_POMPA + X_dist_EVA + X_dist_COND$$

$$y_TURBIN = X_dist_TURBIN / X_dist_Toplam$$

$$y_POMPA = X_dist_POMPA / X_dist_Toplam$$

$$y_EVA = X_dist_EVA / X_dist_Toplam$$

$$y_COND = X_dist_COND / X_dist_Toplam$$

"Amortisman Süresi"

$$W_{net} = 205,3$$

$$C_{el} = 0,133$$

$$A = W_{net} * C_{el} * N$$

$$B = C_T | CI * (1,06 - 1)$$

$$C = i * C_T | CI$$

$$D = \log_{10}(1 + i)$$

$$E = \log_{10}((A - B) / (A - B - C))$$

$$AS = E / D$$

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A = 203312	AS = 3,08	A _{cond} = 26,03	A _{eva} = 52,42
B = 30142	C = 15071	c1 = 5,929E-06	c2 = 24,09E-6
c3 = 258,6E-9	c4 = 0	c5 = 0	c6 = 258,6E-9
Cel = 0,133	cp = 7,139E-06	cq = 5,929E-06	CRF = 0,06722
ct = 7,139E-06	C _{cond} ^{CI} = 25408	Ċ ₁ = 0,001059	Ċ ₂ = 0,009879
Ċ ₃ = 0,3502	Ċ ₄ = 0	Ċ ₅ = 0	Ċ ₆ = 0,2037
Ċ _p = 0,002056	Ċ _q = 0,2907	Ċ _T = 5,276	C _{D,COND} = 0,2017
C _{D,EVA} = 0,8872	C _{D,POMPA} = 0,0003315	C _{D,TURBIN} = 3,796	C _{evap} ^{CI} = 47376
C _{pompa} ^{CI} = 589,1	C _{turbin} ^{CI} = 429000	C _T ^{CI} = 502373	D = 0,01284
E = 0,03954	Ė _{x1} = 0,04962	Ė _{x2} = 0,1139	Ė _{x3} = 376,2
Ė _{x4} = 23,12	Ė _{x5} = 1548	Ė _{x6} = 218,8	Ė _{condenser,giren} = 23,12
Ė _{condenser,çıkan} = 13,67	Ė _{evaporatör,giren} = 1549	Ė _{evaporatör,çıkan} = 595,9	Ė _{pompa,giren} = 0,1268
Ė _{pompa,çıkan} = 0,1139	Ė _q = 13,62	Ė _{türbin,giren} = 376,2	Ė _{türbin,çıkan} = 228,5
F _{COND} = 0,5913	F _{EVA} = 0,3801	F _{POMPA} = 0,9533	F _{TURBIN} = 0,5648
i = 0,03	Malitet _{Kond} = 25408	Maliyet _{Eva} = 47376	Maliyet _{pompa} = 589,1
Maliyet _{Türbin} = 193082	N = 7446	nx = 20	Q _{condenser} = 1295
Qegzoz = 2459	Qeva = 1500	Σ _{Zk} ^{CI} = 4,807	Σ _{Zk} ^{Cond} = 0,2917
Σ _{Zk} ^{Evap} = 0,544	Σ _{Zk} ^{OM} = 0,9614	Σ _{Zk} ^{Pompa} = 0,006764	Σ _{Zk} ^I = 5,768
Σ _{Zk} ^{Turbin} = 4,926	T0 = 287	Tk = 290	T _{cond,c} = 17,5
T _{cond,g} = 86,6	T _{eva,c} = 300	T _{eva,g} = 17,5	T _{log,cond} = 99,5
T _{log,eva} = 228,9	U _{cond} = 0,5	U _{eva} = 0,125	W _{cetim} = 1706
W _{net} = 205,3	Wp = 0,08	Wt = 205,3	X _{dist,COND} = 9,45
X _{dist,EVA} = 953,1	X _{dist,POMPA} = 0,0129	X _{dist,Toplam} = 1110	X _{dist,TURBIN} = 147,7

Y_{COND} = 0,008511

Z _{cond} ^{CI} = 0,2431
Z _{pompa} ^{CI} = 0,005637

Y_{EVA} = 0,8584

Z _{cond} ^{OM} = 0,04862
Z _{pompa} ^{OM} = 0,001127

Y_{POMPA} = 0,00001162

Z _{evap} ^{CI} = 0,4533
Z _{türbin} ^{CI} = 4,105

Y_{TURBIN} = 0,133

Z _{evap} ^{OM} = 0,09067
Z _{türbin} ^{OM} = 0,821

No unit problems were detected.

ÖZGEÇMİŞ

Sadık Rojda TAYBILLIOĞLU, İlk, orta ve lise öğrenimini Çorum'da tamamladı. 2005 yılında Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Ardından doğal gaz dağıtım sektöründe mühendis ve orta düzey yönetici pozisyonlarında 19 yıl boyunca aktif olarak çalıştı. 2021 yılında Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesinde yüksek lisans programına başladı ve öğrenimine halen daha devam etmektedir.

