

**T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ MERKEZİ ISITMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ
ANALİZİ**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mahir İbrahim KOCAMAZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet YILMAZ

ARALIK 2020

**T.C
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ MERKEZİ ISITMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ
ANALİZİ**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mahir İbrahim KOCAMAZ
(36173618029)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet YILMAZ

ARALIK 2020

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının her aşamasında yardım, öneri, bilgi, tecrübe ve desteklerini esirgemedi beni her konuda yönlendiren danışman hocam Sayın Prof. Dr. Mehmet YILMAZ'a,

Çalışmalarında ayrıca tüm hayatım boyunca olduğu gibi bu çalışmalarım süresince de benden her türlü desteklerini esirgemeyen aileme,

Tezin uygulama aşamasında vermiş oldukları bilgilerle tezin hazırlanmasında bana yardımcı olan İnönü Üniversitesi'nde Makine Mühendisi olarak görev yapan Kemal ÖZER'e,

İnönü Üniversitesi Isı Santrali çalışanları ve Santral Müdürü Mustafa GÜNAYDIN'a,

teşekkür ederim.

ONUR SÖZÜ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum “İnönü Üniversitesi Merkezi Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığına ve yararlandığım bütün kaynakların hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Mahir İbrahim KOCAMAZ



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ	i
ONUR SÖZÜ	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
SEMBOLLER VE KISALTMALAR	vii
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Taraması	5
1.1.1 Bölgesel ısıtma	5
1.1.2 Isıtma sistemlerinin enerji analizi	9
1.1.3 Isıtma sistemlerinin ekserji analizi	12
1.1.4 Isıtma sistemlerinin termoeekonomik analizi	20
1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı	22
2. KURAMSAL TEMELLER	24
2.1 Isıtma Sistemleri	24
2.1.1 Tekil (Bireysel) ısıtma sistemleri	24
2.1.2 Merkezi ısıtma sistemleri.....	24
2.1.2.1 Sıcak sulu merkezi ısıtma sistemleri	25
2.1.2.2 Kızgın sulu merkezi ısıtma sistemleri	26
2.1.3 Bölgesel ısıtma sistemleri.....	27
2.1.3.1 Sıcak sulu bölgesel ısıtma sistemleri	28
2.1.3.2 Kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemleri	28
2.1.3.3 Buharlı bölgesel ısıtma sistemleri	29
2.1.3.4 Tek merkezli bölgesel ısıtma sistemleri	29
2.1.3.5 Çok merkezli bölgesel ısıtma sistemleri.....	29
2.2 Enerji Analizi.....	29
2.2.1 Kütlenin korunumu ilkesi	30
2.2.2 Enerjinin korunumu ilkesi	31
2.3 Ekserji Analizi	32
2.3.1 Termodinamiğin ikinci kanunu	33
2.3.2 Tanımlar	34
2.3.2.1 Çevre ve ortam.....	34
2.3.2.2 Ölü durum.....	34
2.3.2.3 Sınırlı ölü durum.....	34
2.3.3 Ekserji türleri	35
2.3.3.1 Fiziksel ekserji.....	37
2.3.3.2 Kinetik ve potansiyel ekserjiler	38
2.3.3.3 Kimyasal ekserji	39
2.3.4 Ekserji transfer mekanizmaları	42
2.3.4.1 Isı transferi ile ekserji geçişi	42
2.3.4.2 İş ile ekserji geçişi	42
2.3.4.3 Kütle ile ekserji geçişi	43
2.3.5 Ekserji dengesi.....	43
2.3.6 Ekserji verimi	44
2.3.7 Tersinmezlik oranı	45
3. MALZEME VE YÖNTEM	47

3.1 İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali (İÜMIS).....	47
3.1.1 Merkezi ısı santrali	47
3.1.2 Boru hatları.....	54
3.2 Yöntem	54
3.2.1 Yanma analizi	54
3.2.2 Enerji analizi (Birinci kanun analizi).....	57
3.2.3 Ekserji analizi	59
3.2.3.1 Yakıtın ekserji analizi.....	59
3.2.3.2 Kazanın ekserji analizi.....	60
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	65
4.1 Malatya İklimi	65
4.2 Yakıt Tüketimi.....	67
4.3 Yanma Analizi.....	70
4.4 Enerji Analizi.....	77
4.4.1 Kazan enerji analizi	77
4.5 Ekserji Analizi	82
4.6 Literatür Bulgularıyla Karşılaştırma.....	85
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	89
5.1 Sonuçlar.....	89
5.2 Öneriler.....	91
KAYNAKLAR.....	94
EKLER.....	99
ÖZGEÇMİŞ	103

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1: Ülkelerin sektörlere göre ekserji verimleri	4
Çizelge 1.2: Avrupa bölgesel ısıtma kullanım oranları.....	7
Çizelge 1.3: Ekserji ve enerji kavramlarının kıyaslanması.....	13
Çizelge 1.4: Bazı enerji kullanım alanları için enerji ve ekserji verimleri.....	13
Çizelge 1.5: Isıtma sisteminin enerji ve ekserji akımı değerleri	17
Çizelge 2.1: Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri.....	39
Çizelge 2.2: Bazı yakıtların kimyasal ekserjilerinin alt ve üst ısı değere oranları.....	42
Çizelge 3.1: Santraldaki toplam ısı kapasitesinin üniversitedeki birimlere göre dağılımı.....	48
Çizelge 3.2: İnönü Üniversitesi merkezi ısı santrali komponentlerine ait bilgiler.....	50
Çizelge 3.3: Bazı gazların özgül ısı katsayıları.....	56
Çizelge 3.4: Bazı maddelerin mol kütleleri.....	56
Çizelge 3.5: Bazı endüstriyel yakıtların ekserji faktörü (ϕ) değerleri.....	60
Çizelge 3.6: 101 kPa ve 125°C sıcaklık için baca gazlarının ısı kapasiteleri ($T_0=20^\circ\text{C}$).	63
Çizelge 3.7: 101 kPa ve 125°C sıcaklık için baca gazlarının ısı kapasiteleri ($T_0=25^\circ\text{C}$).	63
Çizelge 3.8: Baca gazı bileşenlerinin molar standart kimyasal ekserjileri.....	63
Çizelge 4.1: Malatya'ya gelen doğal gazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri.....	67
Çizelge 4.2: İnönü Üniversitesi merkezi ısı santralinde 2018-2019 ısıtma sezonunda aylara göre tüketilen doğal gaz yakıt miktarları (metreküp).	68
Çizelge 4.3: İnönü Üniversitesi merkezi ısı santralinde 2019-2020 ısıtma sezonunda aylara göre tüketilen doğal gaz yakıt miktarları (metreküp).	68
Çizelge 4.4: Yakıtın hava ile teorik tam yanması durumunda yanma sonucu oluşan gazların molar analizi.	71
Çizelge 4.5: Hava fazlalık katsayısına göre yanma sonucundaki oksijen ve azot değerleri.....	71
Çizelge 4.6: Hava fazlalık katsayısına göre baca gazı miktarları.	71
Çizelge 4.7: Baca gazlarını oluşturan gazların molar oranları (%).	71
Çizelge 4.8: $T_{BG}=125^\circ\text{C}$ için baca gazlarının molar ve kütleli özgül ısıları.	75
Çizelge 4.9: Baca gazlarının özgül ısıları ve sıcaklıkla değişimi ($\lambda=1.15$).	76
Çizelge 4.10: Çeşitli hava fazlalık katsayıları için kazan enerji analiz bulguları ($T_{BG}=125^\circ\text{C}$).	80
Çizelge 4.11: Çeşitli baca gazı sıcaklıkları için kazan enerji analiz bulguları ($\lambda=1.15$)....	81
Çizelge 4.12: Çeşitli hava fazlalık katsayıları için kazan ekserji analiz bulguları ($T_{BG}=125^\circ\text{C}$).....	84
Çizelge 4.13: Çeşitli baca gazı sıcaklıkları için kazan ekserji analiz bulguları ($\lambda=1.15$)...85	
Çizelge 4.14: Kazan ve kazandaki proseslerin enerji ve ekserji verimleri	87

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1: Türkiye’de sektörlere göre enerji tüketim oranları	2
Şekil 1.2: Dünyada konutsal enerji tüketimi	2
Şekil 1.3: Enerji tasarruf oranlarının sektörlere göre dağılımı	3
Şekil 1.4: 1877 yılı «Holly» bölge ısıtma sistemi	5
Şekil 1.5: Dünyada bölgesel ısıtma kullanım oranları	7
Şekil 1.6: Yerel ve bölgesel ısıtma sistemlerinde baca gazlarının yayılış biçimi	8
Şekil 2.1: Bireysel ve merkezi ısıtma sistemlerinde akış şeması	25
Şekil 2.2: Kızgın sulu merkezi ısıtma sistemi	26
Şekil 2.3: Kızgın sulu sistemde buharla basınçlandırma	27
Şekil 2.4: Sürekli akışlı açık bir sistem için kontrol hacmi ve kontrol yüzeyi.....	30
Şekil 2.5: Ekserjinin tanımlanması	32
Şekil 2.6: Ölü durumun şematik gösterimi	35
Şekil 2.7: Sınırlı ölü durumun şematik gösterimi	35
Şekil 2.8: Ekserji türleri	36
Şekil 2.9: Verilen bir durum ile çevre arasında fiziksel ekserji	37
Şekil 2.10: Verilen iki durum ile çevre arasındaki fiziksel ekserji	38
Şekil 3.1: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali	48
Şekil 3.2: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralindeki Kazanlar.....	51
Şekil 3.3: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralindeki Kazanlar.....	52
Şekil 3.4: Buhar kazanının şematik gösterimi	58
Şekil 4.1: Malatya ilinin 2018 yılı ve uzun yıllara ait aylık ortalama dış sıcaklıkları	66
Şekil 4.2: Malatya ilinin 2019 yılı ve uzun yıllara ait aylık ortalama dış sıcaklıkları	66
Şekil 4.3: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinin 2018-2019 ısıtma sezonundaki doğal gaz yakıt sarfiyatları (metreküp).	68
Şekil 4.4: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinin 2019-2020 ısıtma sezonundaki doğal gaz yakıt sarfiyatları (metreküp).	69
Şekil 4.5: 2018-2019 ısıtma sezonuna ait sıcaklığın ve yakıt tüketiminin aylara göre değişimi.	69
Şekil 4.6: 2019-2020 ısıtma sezonuna ait sıcaklığın ve yakıt tüketiminin aylara göre değişimi.	70
Şekil 4.7: Baca gazı miktarının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.	72
Şekil 4.8: Baca gazındaki karbondioksitin mol oranının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.	73
Şekil 4.9: Baca gazındaki suyun mol oranının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.....	73
Şekil 4.10: Baca gazındaki azotun mol oranının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.	74
Şekil 4.11: Baca gazındaki oksijenin mol oranının hava fazlalık katsayısıyla değişimi. ...	74
Şekil 4.12: Baca gazındaki mol oranlarının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.	75
Şekil 4.13: Bir kazan için tipik ısı dengesi.....	78
Şekil 4.14: Kazan enerji veriminin hava fazlalık katsayısına göre değişimi ($T_{BG}=125^{\circ}\text{C}$).	81
Şekil 4.15: Kazan enerji veriminin baca gazı sıcaklığına göre değişimi ($\lambda=1.15$).	82
Şekil 4.16: Kazan ekserji veriminin hava fazlalık katsayısına göre değişimi ($T_{BG}=125^{\circ}\text{C}$).	86
Şekil 4.17: Kazan ekserji veriminin baca gazı sıcaklığına göre değişimi ($\lambda=1.15$).	86
Şekil 4.18: Kazanın enerji ve ekserji verimleri	87

SEMBOLLER VE KISALTMALAR

A	: Alan (m^2)
a	: Özgöl ısı katsayısı sabiti, Teorik hava miktarı
b	: Özgöl ısı katsayısı sabiti
C	: Özgöl ısı (kJ/kgK), Karbon
C_p	: Sabit basınçta özgöl ısı (kJ/kgK)
C_v	: Sabit hacimde özgöl ısı (kJ/kgK)
°C	: Derece santigrat
ç	: Çıkan
E	: Enerji (kJ)
e	: Özgöl enerji (kJ/kg)
e_g	: Giren özgöl enerji (kJ/kg)
e_ç	: Çıkan özgöl enerji (kJ/kg)
e_k	: Özgöl kinetik enerji (kJ/kg)
e_p	: Özgöl potansiyel enerji (kJ/kg)
Ex	: Ekserji (kJ)
Ex^{fiz}	: Fiziksel ekserji (kJ)
Ex^{KİM}	: Kimyasal ekserji (kJ)
Ex^k	: Kinetik ekserji (kJ)
Ex^p	: Potansiyel ekserji (kJ)
ex	: Özgöl ekserji (kJ/kg)
ex^{fiz}	: Özgöl fiziksel ekserji (kJ/kg)
ex^k	: Özgöl kinetik ekserji (kJ/kg)
ex^p	: Özgöl potansiyel ekserji (kJ/kg)
g	: Yerçekimi ivmesi, Giren
H_u	: Alt ısı değer
h	: Entalpi
I	: Tersinmezlik
J	: Joule
K	: Kelvin
kcal	: Kilo kalori
kg	: Kilogram
kh	: Kontrol hacmi
kJ	: Kilojoule

km	: Kilometre
kmol	: Kilomol
kW	: Kilowatt
kWh	: Kilowattsaat
L	: Litre
m	: Metre
$\dot{m}$	: Kütlesel debi (kg/s)
$\dot{m}_g$	: Giren kütlesel debi (kg/s)
$\dot{m}_ç$	: Çıkan kütlesel debi (kg/s)
mbar	: Milibar
mm	: Milimetre
mmSS	: Milimetre Su Sütunu
n	: Mol sayısı
o	: Ortam
P	: Basınç
PM	: Partikül Madde
Q	: Isı transfer miktarı
Q_g	: Giren ısı
$Q_ç$	: Çıkan ısı
$\check{R}$	: Evrensel gaz sabiti (kJ /kmol.K)
S	: Entropi, Kükürt
T	: Sıcaklık
tr	: Tersinir
V	: Hız, Hacim
$\dot{V}$	: Hacimsel debi (m ³ /s)
v	: Özgül hacim (m ³ /kg)
W	: İş
x	: Mol oranı
y	: Kütlesel oran, Yararlı
z	: Yükseklik
Φ	: Yakıt ekserjisinin yakıtın alt ısı değerine oranı, ekserji faktörü
η	: Enerji verimi
λ	: Hava fazlalık katsayısı, Isı iletkenlik katsayısı
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)

ψ	: Ekserji verimi
BG	: Baca gazı
BI	: Bölgesel ısıtma
CHP	: Birleşik ısı ve güç (Cogeneration heat pump)
ÇATES	: Çatalağzı Termik Santrali
DIN	: Deutschland Institute Norm
ETKB	: Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
IEA	: International Energy Agency
İÜMİS	: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali
İYTE	: İzmir İleri teknoloji Enstitüsü
MİS	: Merkezi Isı Santrali
MMO	: Makine Mühendisleri Odası
TL	: Türk Lirası
TSE	: Türk Standartları Enstitüsü
USD	: Amerikan Doları
YEGM	: Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ MERKEZİ ISITMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

MAHİR İBRAHİM KOCAMAZ

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

103 + xi sayfa

2020

Danışman: Prof. Dr. Mehmet YILMAZ

Enerji geçişi, dekarbonizasyon ve sürdürülebilirlik, insan toplumu üzerindeki olumsuz etkilerini azaltmak için iklim değişikliği ile mücadele eden çözümlere atıfta bulunurken sıklıkla kullanılan terimlerdir. Fosil yakıt tüketimi, iklim değişikliğinin başlıca nedenlerinden biri olarak kabul edilmektedir. Fosil yakıtlar endüstriyel üretim, ulaşım, elektrik üretimi ve ısıtma/soğutma amaçlarıyla kullanılmaktadır. Konut ve ticari ısıtma uygulamaları petrol veya doğalgaz gibi fosil yakıtların kullanımına önemli bir katkı sağlamaktadır. Bölgesel ısıtma sistemleri, ısıtma hizmeti sağlamak için kullanılan ve enerji üretiminin yan ürünleriyle beslenen sistemlerdir, ancak ısıtma sektörünün enerji geçişinde ve karbondan arındırılmasında giderek daha fazla önem kazanmaktadırlar. Bölgesel ısıtma sistemlerinde, ısı nispeten düşük özgül karbon emisyonu (kojenerasyon, biyokütle vb.) ile üretilebilir ve özel ağlar aracılığıyla büyük miktarda tüketiciye verimli bir şekilde dağıtılabilir.

Bu tez çalışmasında yıllık ortalama 2 684 211 m³ doğal gaz yakıtı tüketilen İnönü Üniversitesi Merkezi Isıtma Sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Yakıt, kazan ve baca gazlarının enerji ve ekserji analizleri yapılarak enerji ve ekserji verimleri belirlenmiştir. Hava fazlalık katsayısının ve baca gazı sıcaklıklarının enerji ve ekserji verimleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Analiz sonucunda kazan enerji verimi %86.88, kazan ekserji verimi %20.70 olarak hesaplanmıştır. Hava fazlalık katsayısı arttıkça kazan enerji verimi ve ekserji verimi azalmıştır. Aynı zamanda baca gazı sıcaklıklarının artması da kazan enerji verimi ve ekserji veriminin azalmasına neden olmuştur. Enerji verimliliği ve enerji tasarrufu açısından öneriler de bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Bölgesel Isıtma, Enerji, Ekserji, Verim, İnönü Üniversitesi.

ABSTRACT

Master Thesis

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF INONU UNIVERSITY CENTRAL HEATING SYSTEM

MAHİR İBRAHİM KOCAMAZ

Inonu University
Graduate School of Natural and Applied Science
Department of Mechanical Engineering

103 + xi sayfa

2020

Supervisor: Prof. Dr. Mehmet YILMAZ

Energy transition, decarbonisation and sustainability are terms often used when referring to solutions which tackle climate change to reduce its negative impacts on human society. Fossil fuel consumption is widely accepted to be one of the major drivers for climate change. It is used in industrial production, mobility, power generation as well as for heating and cooling purposes. As a matter of fact, residential and commercial heating applications contribute a significant amount to the utilization of fossil fuels such as oil or natural gas. District heating networks are systems used to provide heating service, fueled by the by-products of power generation, but are gaining more and more significance in the energy transition and decarbonisation of the heating sector. In district heating networks, heat can be produced with relatively low specific carbon emission (cogeneration, biomass etc.) and efficiently distributed to a large amount of consumers through dedicated networks.

In this thesis study, energy and exergy analysis of İnönü University Central Heating System, which consumes 2 684 211 m³ natural gas fuel annually, was performed. Energy and exergy efficiency of fuel, boiler and flue gases are determined by making energy and exergy analyzes. The effects of excess air coefficient and flue gas temperatures on energy and exergy efficiency have been investigated. As a result of the analysis, boiler energy efficiency was calculated as 86.88% and boiler exergy efficiency as 20.70%. Boiler energy efficiency and exergy efficiency decreased as the excess air coefficient increased. At the same time, the increase in flue gas temperatures caused a decrease in boiler energy efficiency and exergy efficiency. Suggestions have also been made in terms of energy efficiency and energy saving.

Keywords: District heating, Energy, Exergy, Efficiency, İnönü University.

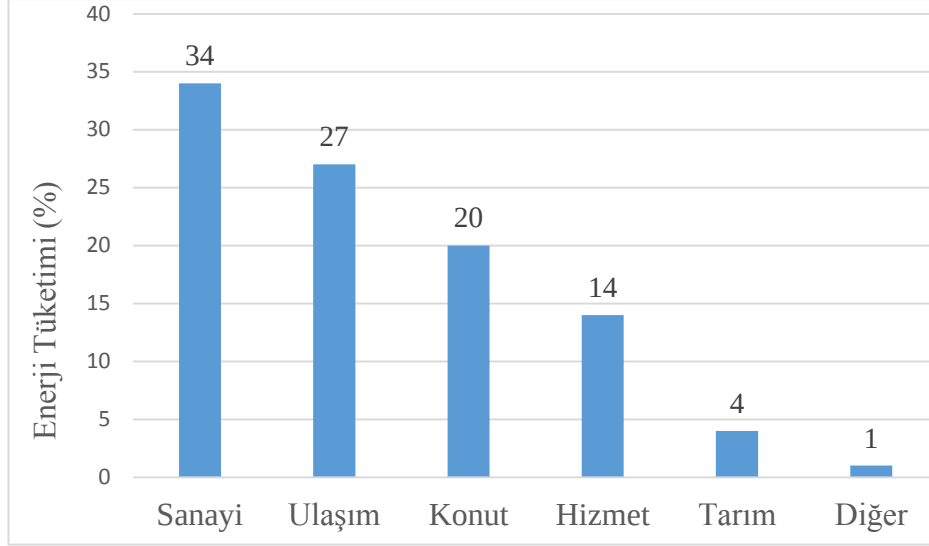
1. GİRİŞ

Teknolojik gelişme ve nüfus artışı yüksek kaliteli enerji kaynaklarına olan talebi artırdığından, doğal kaynakların toplumun her alanında etkin kullanımı giderek daha önemli hale gelmektedir. Doğal kaynaklar tabiatta sınırlı olarak bulunmaktadır. Bu kaynakların yenileme hızı o kadar yavaştır ki yenilenemez olarak kabul edilirler. Diğer taraftan, bu yoğunlaştırılmış enerji kaynaklarının kullanımıyla üretilen yan ürünlerin çevresel etkileri konusunda çok fazla tartışma vardır, ancak genel fikir birliği, fosil yakıtların verimli bir şekilde yakılmasını küresel iklim değişikliğinin başlangıcıyla ilişkilendirmiştir. Bu faktörler, yüksek kaliteli enerji kaynaklarının maliyetini etkilemeye devam edecek ve bu nedenle doğal gaz, kömür ve petrol gibi kaynakların verimli kullanımı öngörülebilir bir gelecek için hayati önem taşıyacaktır (Conklin, 2010).

2008 yılında ABD'de petrol toplam arzın %40'ı ile ana kaynaktı, doğal gaz ve kömür %20'nin biraz üzerindeydi, nükleer elektrik %10 civarındaydı ve geri kalan kısım hidroelektrik ve odun tarafından karşılanmaktaydı. 2007 yılında dünyadaki birincil arzın %34'ü petrole, %21'i gaza, %26.5'i kömüre ve turbaya ve %6'sı da nükleer enerjiye dayanmaktaydı. Hidroelektrik, atık ve yanabilir yenilenebilir kaynaklar %12'lik bir paya sahipken, jeotermal, güneş ve rüzgâr gibi diğer kaynaklar ihmal edilebilir bir orana sahipti (IEA, 2009; Pirouti, 2013).

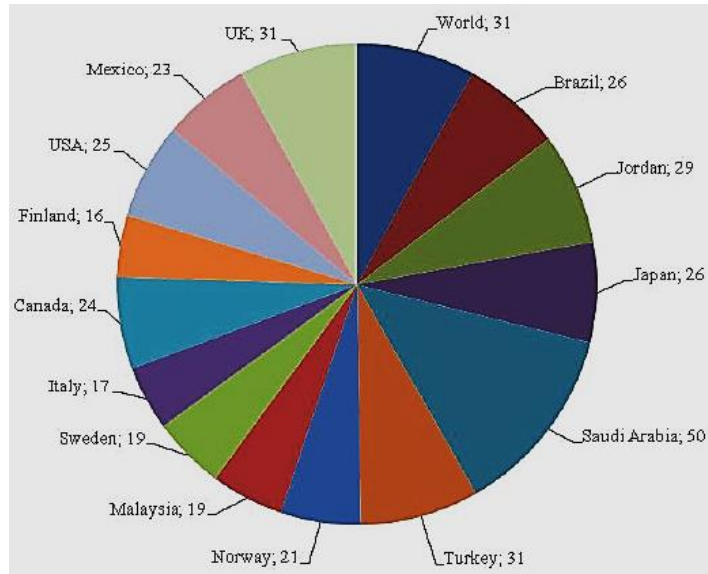
Ülkemiz için kurulu güç 2019 yılında 90.421 MW'a ulaşmıştır. 2019 yılı için kurulu gücümüzün kaynaklara göre dağılımı şu şekildedir: hidrolik enerji: %31.4, doğal gaz: %29.0, kömür: %22.4, rüzgâr: %8.0, güneş: %6.0, jeotermal %1.5, diğer kaynaklar: %1.7 (ETKB, 2019).

Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM, 2018) kaynaklarına göre Türkiye'de enerjinin yaklaşık olarak %95'i konut, ulaşım, sanayi ve hizmet sektörlerinde tüketilmektedir. 2018 yılı verileri itibari ile mevcut enerjinin %34'ü sanayi sektöründe, %27'si ulaşım sektöründe, %20'si konut sektöründe, %14'ü hizmet sektöründe, %4'ü tarım sektöründe ve %1'i diğer sektörlerde harcanmaktadır (Şekil 1.1).



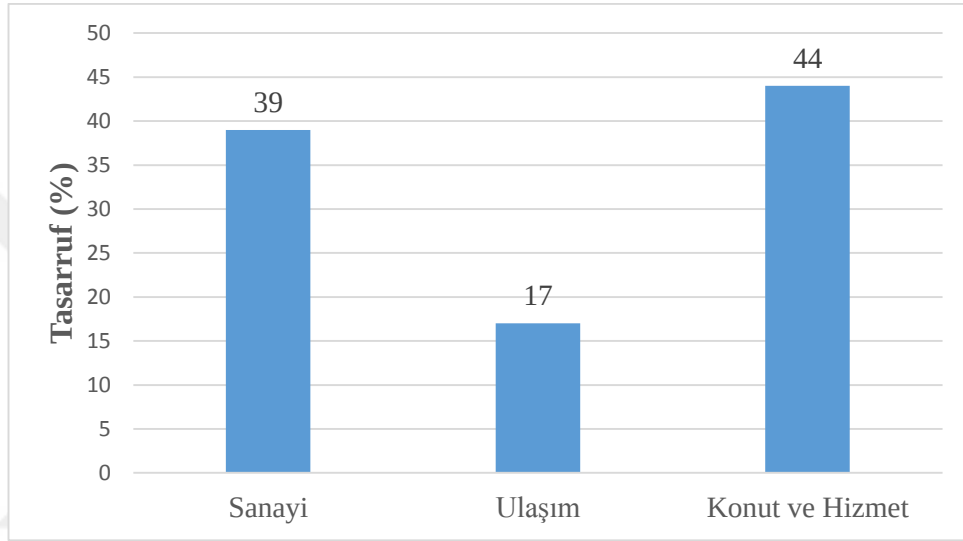
Şekil 1.1: Türkiye’de sektörlere göre enerji tüketim oranları (YEGM, 2018).

Ülkelere bağlı olarak, konutlarda HVAC sistemleri tarafından tüketilen enerji, toplam enerji tüketiminin %16’sı ila %50’si arasında değişmektedir (Şekil 1.2), bu ise çoğunlukla Merkezi Isıtma Sistemlerinde (MIS) ısıtma için kullanılmaktadır (Saidur ve diğ, 2007; Ergün, 2015). Türkiye’de enerji tüketiminin yaklaşık %36’sı binalarda (insanların yaşadığı, alışveriş yaptığı vb.) gerçekleşmektedir. Bu durum, MIS tasarımlarının akılcı enerji kullanımı için çok önemli olduğunu göstermektedir. Akılcı enerji kullanımı, sadece sistemin işleyişinde değil, sistem tasarımı sürecinde de dikkate alınması gereken önemli bir parametredir. Bu tip binalar için doğru tasarım ve performans değerlendirmesi, doğru ve verimli kullanım sağlayacaktır (Ergün, 2015).



Şekil 1.2: Dünyada konutsal enerji tüketimi (Saidur ve diğ, 2007; Ergün, 2015).

Enerji tasarruf oranlarının sektörlere göre dağılımı Şekil 1.3’de gösterilmiştir. Sanayide yakıt kullanımında enerjetik verim %51.4, elektrik kullanımında enerjetik verim %78.1’dir. Sanayide enerji girdisinin %41.6’sı kayıp olmaktadır ve sektörün toplam enerji verimi %58.4’dür. Ulaşım sektöründe giren enerjinin %86.3’ü kayıp olmaktadır. Sektörün enerjetik verimi %13.7 düzeyinde bulunmaktadır. Bu verim değerleri düşük olup, artırılması gerekir. Konut ve hizmet sektörleri göz önüne alındığında bu sektörlerde enerji girdisinin %42.7’sinin kayıp olduğu, enerjetik verimin %57.3 olduğu görülür. Enerji tasarrufu için verim değerlerinin artırılması oldukça önemlidir.



Şekil 1.3: Enerji tasarruf oranlarının sektörlere göre dağılımı.

Çeşitli ülkelerin farklı sektörlerindeki enerji ve ekserji kayıpları analiz edilerek bu sektörlerdeki ekserji verimleri hesaplanmıştır (Ertesvag, 2001). Bunun yanında ekserji girişinin sektörlere göre dağılımı incelenmiş ve bu ülkeler için ortalama ekserji verimleri karşılaştırmalı olarak belirlenmiştir. Bulunan sonuçlar Çizelge 1.1’de gösterilmiştir. Bazı ülkelerin diğerlerinden tam termodinamik anlamında daha “verimli” olduğu görülmektedir. Ancak, bir ülkenin diğerinden “daha iyi” ya da kelimenin daha geniş, günlük anlamında daha “verimli” olduğu söylenemez. Bununla birlikte, belirli bir toplum azaltılmış verime (örneğin, daha fazla elektrikli ısıtma, sanayi tarafından üretilen daha az malzeme) doğru bir yönde geliştiğinde, kelime her iki anlamda da doğrudur. Çizelgeden konut/ticari sektöründe ekserji verimlerinin düşük olduğu görülmektedir, bu nedenle bu sektörde ekserji verimini artıracak çalışmaların önemli kazanımlar sağlayabileceği değerlendirilebilir.

Çizelge 1.1: Ülkelerin sektörlere göre ekserji verimleri (Ertesvag, 2001).

Ülkeler	Toplam Enerji Sektörü	Elektrik Sektörü	Son Kullanıcı				Toplam Toplum
			Sanayi	Ulaşım	Konut /Ticari	Toplam Son Kullanıcı	
Norveç 1995	0.85	0.80	0.46	0.16	0.11	0.27	0.24
İsveç 1994	0.61	0.40	0.36	0.13	0.13	0.22	0.16
İtalya 1990	0.76	0.40	0.42	0.10	0.02	0.21	0.17
Japonya 1985	0.69	0.37	0.41	0.10	0.03	0.26	0.19
Türkiye 1995*	0.74	0.36	0.33	0.15	0.06	0.18	0.13
Brezilya 1987*	0.87	0.63	0.43	0.10	0.12	0.26	0.23
Kanada 1986*	0.81	0.49	0.42	0.23	0.15	0.30	0.24
Finlandiya 1985*	0.56	0.40	0.43	0.10	0.08	0.24	0.13
USA 1970*	0.81	0.36	0.41	0.20	0.14	0.26	0.21
OECD 1990*	0.70	0.38	0.32	0.15	0.07	0.17	0.12
Dünya 1990*	0.71	0.38	0.27	0.16	0.05	0.15	0.10

* Enerji kullanımına ilişkin olmayan kayıplar dâhil edilmemiştir.

Bölgesel ısıtma (BI), birçok binanın merkezi bir santralden veya başka bir ısı kaynağından (jeotermal veya endüstriyel atık su) ısıtılması ve sıcak su ihtiyacının karşılanmasıdır. BI sistemleri, verimli enerji kullanımı ve yenilenebilir enerji hedeflerine katkıda bulunma potansiyeline sahiptir. BI sistemleri, özellikle ısı ve elektriğin tek bir ünite (CHP, Birleşik Isı ve Güç) üretildiği veya mevcut elektrik santrallerinden atık ısının geri kazanıldığı durumlarda birincil enerji tasarrufu sağlar. Ek olarak, BI, biokütle, güneş termal ve jeotermal dâhil olmak üzere çeşitli yenilenebilir ısı kaynaklarından gelen ısıyı kullandırma esnekliğine sahiptir. Tüketiciler için faturaları azaltırken, bireysel ısıtma teknolojilerine uygun maliyetli ve uygulanabilir bir alternatif olabilir. Bununla birlikte, BI'ni alternatif ısıtma teknolojilerine kıyasla rekabetçi hale getirmek için ele alınması gereken bir dizi ekonomik engel (yani yüksek sermaye yatırımı, ısı kayıpları ve pompalama maliyetleri) bulunmaktadır (Pirouti, 2013).

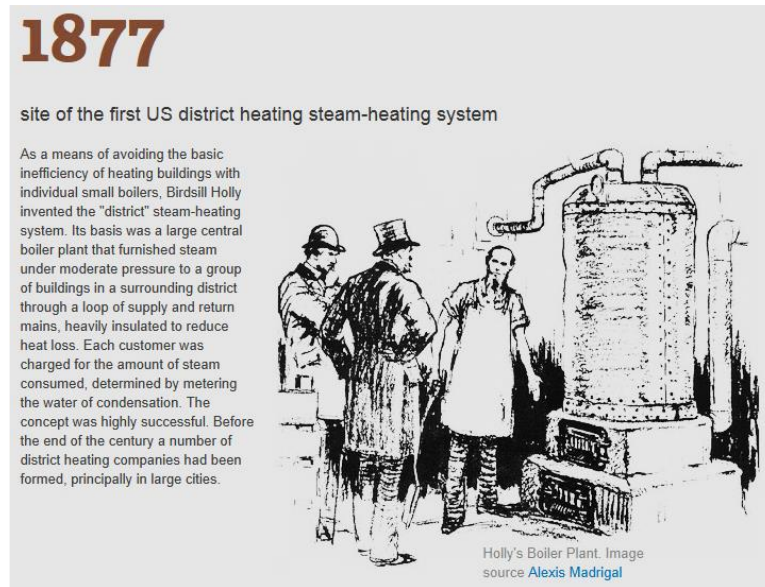
Enerji sistemlerinin etkinliğini belirlemede enerji ve ekserji analizi yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. İnönü Üniversitesi Merkezi Isıtma Sistemi (İÜMIS) yüksek miktarda doğal gaz tüketmekte ve yakıt gideri üniversite bütçesinde yüksek bir meblağ oluşturmaktadır. Bu nedenle İÜMIS için enerji ve ekserji analizi yapılarak verimliliğin belirlenmesi ve verimliliği artıracak yöntemlerin önerilmesi oldukça önem arz etmektedir. Bu çalışmada, 2 adet kazandan, 22 adet eşanjör dairesinden, 8648 m uzunluğunda kızgın buhar dağıtım hatlarından oluşan ve yılda yaklaşık 2 684 211 m³ doğal gaz yakıtı tüketen İÜMIS'nin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

1.1 Literatür Taraması

1.1.1 Bölgesel ısıtma

Bölgesel ısıtma, birçok binanın merkezi bir santralden veya başka bir ısı kaynağından (jeotermal veya endüstriyel atık su) ısıtılması ve sıcak su ihtiyacının karşılanmasıdır. BI ile bir site, bir mahalle veya bir kentin ısıtılması yapılabilmektedir. BI santrali, bir kojenerasyon (bileşik ısı-güç) santrali veya yalnızca ısı üreten bir santral olabilir. Kojenerasyon santrallerinde buhar türbini, gaz türbini veya dizel (gaz) motoru kullanılabilir. Bu santrallerde üretilen ısı, ısı transferi akışkanı olarak sıcak su, kızgın su veya buhar kullanılarak binalara ulaştırılır (Karain, 2017).

Bölgesel ısıtmanın tarihi çok eskilere dayanmaktadır. Romalılar jeotermal sıcak su kullanarak evleri, hamamları ve seraları ısıtmışlardır. 14. yüzyılda Chaudes-Aigues Cantal köyü (Fransa), jeotermal sular tahta borular ile dağıtılarak ısıtılmıştır, bu yerleşim yeri hala BI sistemi ile ısıtılmaktadır. ABD Donanma Akademisi, 1853'te Annapolis kampüsünde ilk BI servisini inşa etmiştir. İlk resmi ticari BI işletmesi, Mühendis Birdsill Holly tarafından 1877 yılında New York'da kurulmuştur. Holly, evler bireysel ısıtma ile ısıtıldığında oluşan enerji kayıplarını fark etmiş ve merkezi ısıtma sistemi kullanarak üretilen ısıyı yüksek izolasyonlu buhar hatları ile evlere taşıyarak kullanılan su miktarına göre tüketim faturası oluşturmuştur (Şekil 1.4). «Holly» BI sistemi fabrikaların da dâhil olmasıyla 3 yıl içinde 5 km'lik bir uzunluğa ulaşmıştır (Pirouti, 2013; Arıcan, 2017).



Şekil 1.4: 1877 yılı «Holly» bölge ısıtma sistemi (Arıcan, 2017).

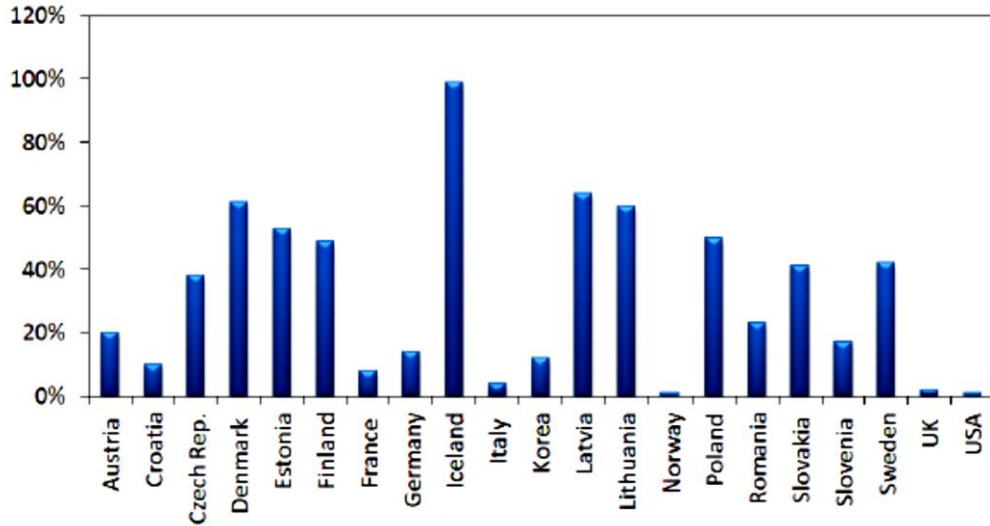
Frederiksborg (Danimarka)'da 1903 yılında kurulan BI sistemi katı atık yakma tesisli bir ısıtma sistemidir. Bu tesis biriken çöpleri yakıp elde edilen ısı ile şehrin ısınma ve sıcak su ihtiyacını karşılamaktadır. Bu tesis Danimarka'nın günümüzdeki gelişmiş BI sisteminin temelini oluşturmuştur. Günümüzde Danimarka'nın ısı gereksiniminin yaklaşık %62'si katı atık yakma tesisli kojenerasyon santraline sahip BI sistemi ile sağlanmaktadır.

BI sistemlerinin kullanım oranı ülkeden ülkeye büyük farklılıklar göstermektedir. 2000 yılında, bazı Avrupa ülkeleri arasında, BI ile ısıtılan konutların oranı Çizelge 1.2'de sunulmuştur. Şekil 1.5 ise dünyada bölgesel ısıtma kullanım oranlarını göstermektedir. Örneğin, ısı temini için BI'nin payı İzlanda'da %99'dan ABD'de yaklaşık %1'e kadar değişmektedir. Kuzey Avrupa ülkeleri BI sistemlerinin ana kullanıcılarıdır. BI sistemleri konut ve hizmet sektörlerindeki binalar için Avrupa ısı pazarının yaklaşık %12'sini kapsamaktadır. Sanayi sektörü için eşdeğer pazar payı yaklaşık %9'dur (Pirouti, 2013). Bölge ısıtma sistemlerini arttırmak AB 2020 yenilenebilir direktifinin hedefleri içindedir.

Ülkemizde ilk bölgesel ısıtma Cumhuriyetin kuruluş yıllarında büyük önder Atatürk döneminde kurulan şeker fabrikalarında başlatılmıştır. Turhal, Alpullu ve Eskişehir şeker fabrikaları, atık ısının bir bölümüyle lojman ve yönetim binalarını ısıtıp sıcak su sağlarken bir bölümüyle de elektrik üretmiştir. Bugün itibarıyla ülkemizde üniversite kampüsleri ve resmi dairelerin lojmanları dışında, diğer ülkelerde uygulandığı gibi BI sistemleri yaygın olarak kullanılmamaktadır. Türkiye'de BI sistemi ile ilgili ilk çalışmalar jeotermal kaynaklı ısıtmaya ilişkindir ve 1983 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi'nde başlamıştır. İlk jeotermal BI sistemi 1996'da İzmir Balçova'da kurulmuştur (Anonim, 2019). İzmir Balçova'da bulunan jeotermal su kaynakları kullanılarak 6631 konut, 2 otel ve 2 üniversiteye ait çeşitli yapılar ısıtılmaktadır. İstanbul Esenyurt'taki 180 MW kurulu güce sahip Doğa Enerji Santrali, projenin başlangıcında bölgesel ısıtma amaçlı dizayn edilmiş ve yakın çevresindeki 10000 daire eşdeğeri konut, okul ve iş merkezlerine çok verimli ve ucuz ısıtma ve sıcak su sağlamaktadır. Soma Kömür Santralindeki buhar türbinlerinden biri bölgesel ısıtmaya destek verecek şekilde modifiye edilmiştir. Soma BI sistemi ile 297 bina ve 1436 bağımsız konutun ısı gereksinimi karşılanmaktadır. Yatağan BI Sistemi projesi ile öncelikle Yatağan ilçesindeki kamu binalarının ısıtma ve sıcak su gereksiniminin, ikinci aşamada ilçedeki tüm binaların sıcak su ve ısınma gereksiniminin karşılanması hedeflenmiştir. Uygulamaya kısmen geçilen proje tamamlandığında Muğla ilinde 10200 ve Yatağan ilçesinde 6300 olmak üzere toplam 16500 konut ısıtılacaktır (MMO, 2009; Aydın, 2018).

Çizelge 1.2: Avrupa bölgesel ısıtma kullanım oranları (Arıcan, 2017).

AB Ülkesi	Evlerde Bölgesel Isıtma Oranı
İzlanda	%95
Danimarka	%60
Estonya	%52
Polonya	%52
İsveç	%50
Çek Cum.	%49
Finlandiya	%49
Slovakya	%40
Macaristan	%16
Avusturya	%13
Almanya	%12
Hollanda	%3
İngiltere	%2



Şekil 1.5: Dünyada bölgesel ısıtma kullanım oranları (Pirouti, 2013).

BI teknolojileri tipik olarak 1., 2., 3. ve 4. nesil olarak sınıflandırılırlar. 1. nesil BI sistemleri, ısı taşıyıcı olarak buharı kullanmıştır. 1930'dan önce kurulan neredeyse tüm BI sistemleri bu teknolojiyi kullanmaktaydı. Daha sonra, tipik olarak yaklaşık 120°C olan yüksek sıcaklıkta suya sahip 2. nesil BI sistemleri tanıtıldı. Isı taşıyıcı olarak 90°C sıcaklıkta basınçlı su kullanan 3. nesil BI sistemleri, 1970'lerde başladı. 4. nesil BI sistemleri, evsel sıcak su sistemlerine benzer şekilde 55-60°C'lik düşük bir besleme sıcaklığı kullanırlar (Pirouti, 2013).

Bölgesel ısıtma, çok çeşitli kaynaklardan gelen ısıyı kullanabilir. Bunlar arasında fosil yakıtlar, endüstriyel ve elektrik üretim süreçlerinden kaynaklanan atık ısı, elektrik ve biyokütle, güneş termal ve jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynakları yer almaktadır.

Enerji dönüşüm sistemlerinde CHP, kazan veya ısı pompaları bir ısı eşanjör aracılığıyla doğrudan veya dolaylı olarak BI ağına bağlanabilmektedir (Pirouti, 2013).

Bölgesel ısıtma, başta hava kirliliğinin kontrolü olmak üzere çok çeşitli yakıtların kolayca kullanılabilmesi, yangın tehlikesinin yerleşim yerlerinden uzak olması, enerjinin daha verimli kullanılması gibi birçok avantajlar sağlamaktadır. Ayrıca bu sistemlerde yanma verimi yüksek kazanlar kullanıldığı için yakıtların yanması sonucu bacadan atılan zararlı gaz miktarları da azalmaktadır. Bölgesel ısıtmasının en büyük dezavantajı ise ilk yatırım maliyetinin yüksek olmasıdır. Ancak planlı ve düzenli yerleşim bölgeleri ile maliyeti azaltmak mümkün olmaktadır (MMO, 2009).

Bölgesel ısıtmayla aşağıda verilen faydalar görülür:

- (a) Geniş bir kullanıcı yelpazesi için nakliye ve ısı kullanımına izin verir.
- (b) Isı talebini karşılamak için çeşitli enerji üretim teknolojilerinin birlikte çalışmasını sağlar.
- (c) Enerji üretimi maliyetlerini düşürür.
- (d) CHP kullanımıyla yakıt verimliliğini artırır.
- (e) Bireysel ısıtma sistemlerine kıyasla işçilik ve bakım maliyetlerini azaltır.

Tüm bu avantajlar, (a) CO₂ emisyonlarında önemli azalma (Şekil 1.6), (b) sürdürülebilir enerji kaynaklarının erişimini genişletme; (c) yakıt çeşitliliği yoluyla enerji tedarik güvenliğini iyileştirme gibi faydalı sonuçlar sağlamaktadır.



(a) Yerel ısıtma yapıldığında duman hemen yere çöker.

(b) Bölge ısıtma sistemi uygulandığında duman geniş alana yayılır.

Şekil 1.6: Yerel ve bölgesel ısıtma sistemlerinde baca gazlarının yayılış biçimi (MMO, 2009).

BI'nin pek çok faydası olmakla birlikte aşağıdaki gibi özetlenebilecek bazı dezavantajları da bulunmaktadır (Pirouti, 2013):

- (a) Yüksek yatırım maliyetleri;
- (b) Kurulum sırasındaki zorluklar (güçlendirme, yol kazma vb.);
- (c) Boru şebekelerinde ısı kayıpları ve pompanın elektrik enerjisi tüketimi;
- (d) Sistemi çalıştıracak bir kuruluşa sahip olma gerekliliği.

1.1.2 Isıtma sistemlerinin enerji analizi

Türkiye’de enerjinin beşte biri konut sektöründe tüketilmektedir. Tüketilen bu enerjinin %85’i ısıtma ve sıcak su elde edilmesi amacıyla kullanılmaktadır (Dağsöz, 2011). Bu nedenle, konut sektöründe enerjinin etkin ve verimli kullanımı ile oldukça büyük ekonomik kazanç elde edilebilir. Konutlarda enerji verimliliği ve ekonomikliği, “konutların yapı özellikleri ve bileşenleri” ile “ısıtma sistemlerinin türü ve özellikleri” iki temel başlığı altında incelenebilir. Konutların yapı ve özelliklerinde enerji verimliliği;

- (a) Yapı elemanlarında ısı yalıtımı,
- (b) Bölgelere göre pencere konstrüksiyonu,
- (c) Isıtma sistemlerinin iyi projelendirilmesi ve otomatik kontrol,
- (d) Bina içi konfor şartlarının Avrupa ve dünya standartlarına göre uygunluğu,

kullanılarak sağlanabilir. Bu yönde yapılan çalışmalar, belirtilen kurallara uyulması durumunda binalarda ortalama yaklaşık %40 enerji tasarrufu sağlanacağını göstermektedir. Enerji verimliliği ve ekonomikliği açısından ısıtma sistemlerinin türü ve özellikleri ikinci kısmı kapsamaktadır. Isıtma sistemleri içerisinde BI, enerji kaynaklarının etkin bir şekilde kullanılmasını, ısı gereksiniminin düzenli, yeterli ve genellikle daha ucuza karşılanmasını sağlamaktadır (Çomaklı, 2003).

BI ısıtma sistemlerinin kurulmasında, ekonomik şartlar ve iklim koşulları önemli rol oynar. Bu şartlar her bölge için, hatta her ülke için değişiklikler arz eder. Örneğin Batı Almanya için yapılan bir çalışmada bölge ısıtmanın 62-65 MW/km² ısı yük yoğunluğunda ekonomik olduğu tespit edilmiştir (Yılmaz, 1988). Dolayısıyla bölge ısıtmasında ısı yük yoğunluğu önemli bir faktör olmaktadır.

Benonysson ve diğ. (1995) BI sistemlerinde besleme sıcaklıklarının seçilmesi konusunu incelemiştir. Amaç fonksiyonu işletme maliyetlerini en aza indirmek olan tüketicileri, bölgesel ısıtma ağını ve üretim tesisini içeren bir matematiksel model geliştirilmiştir. Hava sıcaklıklarının değişken olması ve buna bağlı olarak ısı ihtiyacının da sürekli

değişmesinden dolayı ısıtma sistemlerinde otomatik kontrol sistemlerinin dinamik olarak çalışması gerekliliği vurgulanmıştır.

Yıldırım (2003) İzmir Teknoloji Enstitüsü'nün bölgesel ısıtma sisteminin analizini yapmıştır. Yıldırım bu analizi yaparken sistemi iki ana aşamada incelemiştir. Birincisi jeotermal kaynakla çalışan ısı pompası sistemini ayrı olarak ele almış daha sonra yakıt olarak fuel-oil kullanılan sistemi incelemiştir. Bu sonuçları elde etmek için MATLAB programından yararlanmıştır.

Türkeri (2007) bireysel ve merkezi ısıtma sistemlerinin tanıtımını yaparak ilk yatırım, işletme ekonomisi ve enerji tasarrufu bakımından karşılaştırmasını yapmıştır. Boylerli merkezi ısıtma sistemi ile kombili bireysel ısıtma sistemleri ilk yatırım maliyeti, işletme giderleri, amortisman giderleri, diğer giderler ve yıllık toplam maliyet açısından değerlendirilmiştir. Kocaeli'nde ısıtılan toplam kullanım alanı 2200 m² olan 5 katlı ve 20 daireli bir bina incelenmiştir. Doğal gaz ile çalışan, üflemlili brülörlü çelik kazan ve dik tip serpantinli boylerli merkezi ısıtma sistemi ile doğal gaz ile çalışan hermetik kombili bireysel ısıtma sistemi karşılaştırılmıştır. Bireysel ısıtma sisteminin ilk yatırım maliyetleri her daire için ayrı bir kombi gerekmesi ve her daireye gaz ve elektrik hattı çekilmesi nedeniyle daha yüksek olmuştur. Yüksek yakıt tüketimi ve yardımcı enerji giderleri nedeniyle bireysel sistemde işletme giderleri daha yüksek bulunmuştur. Bireysel sistemin ilk yatırım maliyetinin yüksek olması yıllık amortisman giderlerinin yüksek olmasına, daha yüksek bakım onarım ve temizlik giderleri diğer giderlerin yüksek olmasına neden olmuştur. İnceleme 20 daireli bir apartman için toplam maliyet açısından merkezi sistemin daha uygun olduğunu ortaya çıkarmıştır.

Terhan (2010) yaptığı yüksek lisans tezinde Atatürk Üniversitesi Isıtma Merkezindeki baca gazlarından atılan kayıp enerjinin geri kazanılması ve geri kazanılan bu enerjinin kullanım potansiyelini araştırmıştır. Baca gazı kayıp enerjisinin geri kazanılarak sistemde kullanımı ile kazan verimi artacak, yakıt tasarrufu sağlanacaktır. Bacadan atılan ısıdan faydalanmak için,

- sadece yakma havasının ısıtılması,
- sadece sıcak su elde edilmesi,
- hem yakma havası ısıtılması hem de sıcak su elde edilmesi,
- hem yakma havası ısıtılması hem de mahal ısıtması,

olmak üzere dört yöntem önerilmiş ve bu yöntemlerin uygulanabilirliği araştırılmıştır. Bu yöntemlerin kullanılmasıyla elde edilecek enerji geri kazanım potansiyeli belirlenmiştir. Kazandan 180°C’de çıkan baca gazlarının 50°C’ye kadar soğutulması kayıp enerjinin yaklaşık %37’sinin geri kazanılmasını sağlayacaktır. Bu işlem aynı zamanda kazan verimini %90.63’ten %93.90’a artıracaktır. Yapılan hesaplamalar bir yılda 413 763.07 m³ yakıt tasarrufu yapılabileceğini göstermiştir.

Kılıç (2017) örnek bir endüstriyel kazanda verimin artırılması için yaptığı çalışmada şu sonuçlara ulaşmıştır: (a) Kazan %34 fazla havayla çalışmaktadır. Fazla hava oranının %10 azaltılması ile yılda 222 471 949 kcal’lik enerji ve 6742 USD mali tasarruf oluşacaktır. (b) Kazan yüzeyinde büyük miktarda yüzey ısı kayıpları oluşmaktadır. Bu kayıpların %50 azaltılması ile yılda 171 525 170 kcal’lik enerji ve 5198 USD mali tasarruf oluşacaktır. 2600 USD’lik bir yatırım gerektiren bu önerinin basit geri ödeme süresi yaklaşık 2 yıl olarak bulunmuştur. (c) Baca gazı 185°C sıcaklıkta çevreye atıldığından reküperatör kullanılarak atık ısı geri kazanılabilir. 41000 USD’lik bir yatırım gerektiren reküperatörün kurulması yılda 764 717 800 kcal enerji tasarrufu oluşturacaktır. Yatırımın basit geri ödeme süresi 2.21 yıl olarak hesaplanmıştır. (d) Önerilerin uygulanması sonucunda CO₂ salınımlarında önemli iyileşmeler sağlanacaktır.

Karain (2017) Zonguldak Çatalağzı beldesi için BI sisteminin termodinamik ve ekonomik analizi ile CO₂, SO₂ ve PM salınımlarına etkilerini inceleyen bir yüksek lisans tez çalışması yapmıştır. Bu çalışmada ÇATES-B Termik Santrali’nde elektrik üretmek için yapılan çevrim sonucunda sistemden kullanılmadan atılan enerjinin daha verimli kullanılabilmesi için Çatalağzı beldesinde BI sistemi kurulmasının yolları araştırılmıştır. Bölgesel ısıtma için gerekli olan ısı, buhar türbininden ara buhar alınarak sağlanmıştır. Bölgenin toplam ısıtma yükünü belirlemek için yalıtımlı bir referans konut seçilmiş, beldedeki hane sayısı da dikkate alınarak öncelikle referans konut için ısı kaybı hesabı ve ısıtma suyu hesabı yapılmış, sonrasında tüm bölge için ihtiyaç çıkarılmıştır. Santral ile bölge arasında sıcak akışkanı taşıyacak boruların çapı ekonomik boru çapı hesaplama yöntemi ile hesaplanmış ve boru hattında meydana gelen ısı kaybı belirlenmiştir. Kurulacak olan sistemin ilk yatırım, işletme, bakım onarım maliyetleri hesaplanmış, ayrıca sistemin kurulması halinde evsel ısıtmadan kaynaklı azalacak olan sera gazı miktarları belirlenmiştir. Çeşitli çaplarda toplam 58 km’lik bir boru hattı şebekesi tasarlanmıştır. Sistemin ilk yatırım maliyeti 10 023 357.00 TL, işletme dönemi toplam maliyetleri ise yıllık 2 129 714.40 TL olarak hesaplanmıştır. Enerji verimliliği, ekonomiklik ve sera

gazları emisyonlarının azaltılması açısından Çatalağzı'nda bölgesel ısıtma sisteminin kurulmasının yararlı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

1.1.3 Isıtma sistemlerinin ekserji analizi

Enerji bütün ülkeler için önemli bir parametredir ve enerji planlanmasının özenli bir şekilde yapılması gerekir. Binaların MIS tasarımı enerjinin akılcı kullanımı açısından çok önemlidir. Akılcı enerji kullanımı, sadece sistemin işleyişinde değil, sistem tasarımı sürecinde de dikkate alınması gereken önemli bir parametredir. Termodinamik analiz, özellikle MIS'nin tasarım aşamasında, sistemi oluşturan cihazların sistemi ve seçimi için önemlidir. Bu analiz genellikle birinci yasa analizi olarak da bilinen enerji analizi ile yapılır. Ancak sadece enerji analizi yeterli değildir. Minimum enerji ve maksimum iş elde etmek için II. Yasanın da dikkate alınması gerekir. Bu tip binalar için doğru tasarım ve performans değerlendirmesi, doğru ve verimli kullanım sağlayacaktır (Ergün ve diğ, 2015).

Termodinamiğin Birinci Yasası geleneksel olarak enerji kullanımını analiz etmek için kullanılır, ancak enerjinin kalite yönünü hesaba katmaz. “Belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek maksimum işi veren özellik” kullanılabilirlik (availability) olarak adlandırılmaktadır. Son yıllarda kullanılabilir kavramının yerine daha çok ekserji (exergy) kavramının kullanılması yaygınlaşmıştır. Ekserji, termodinamiğin ikinci kanununun sonucudur ve “belirli bir durumda belirli bir enerji miktarının yararlı iş potansiyelini belirlememizi sağlayan bir özellik”tir. Termodinamiğin ikinci kanunu, enerjinin kalitesinin veya iş yapma potansiyelinin sayısal olarak belirlenmesine imkân sağlar. Bu işlevler, ekserji adı verilen bir özelliğin tanımlanmasına yol açmıştır. Ekserji, “enerjinin işe potansiyel dönüştürülebilirliği” olarak tanımlanır ve “bir kaynaktan elde edilen maksimum işi” temsil eder (Saidur ve diğ, 2010; Ergün ve diğ, 2015). Ekserji ve enerji kavramları ile ilgili olarak Çizelge 1.3’de karşılaştırma yapılmıştır.

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin korunumu ile ilişkilidir ve sistemin performansının nasıl, nerede ve ne oranda azaldığı hakkında herhangi bir bilgi sağlamaz. Ekserji analizi ise enerji sistemlerinin tasarımı, optimizasyonu (en iyilendirilmesi) ve performansını değerlendirmek için kullanılan faydalı bir yöntemdir. Sistemin maksimum performansının belirlenmesi ve kayıp yerlerinin tespit edilmesi için ekserji analizi kullanılır (Yumrutaş ve diğ, 2002; Ergün, 2010). Ekserji analizi, termal ve termo-kimyasal sistemlerin tasarımında, simülasyonunda ve performans değerlendirmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Çizelge 1.4’de bazı enerji ve ekserji kullanım alanlarıyla ilgili sayısal değerler verilmiştir.

Çizelge 1.3: Ekserji ve enerji kavramlarının kıyaslanması (Özgener ve Hepbaşı, 2003).

Ekserji	Enerji
Madde ve çevresel faktörlerin her ikisine de bağlıdır.	Yalnızca madde faktörüne bağlı olup, çevresel faktörlerden bağımsızdır.
Termodinamiğin ikinci kanunu sebebiyle tersinir sistemler için sınırlı değildir.	Tüm sistemler için termodinamiğin ikinci kanunu ile sınırlıdır.
İş veya iş üretme yeteneğidir.	Hareket veya hareketi üretme yeteneğidir.
Tersinir sistemlerde daima korunur, ancak tersinmez sistemlerde daima tüketilir.	Sistemde daima korunur; vardan yok veya yoktan var edilemez.
Miktarın ve entropi sebebi ile niteliğin bir ölçüsü durumundadır.	Miktarın bir ölçüsü durumundadır.
Çevreyle denge durumunda (ölü hal) sıfıra eşittir.	Sıfırdan farklı değerler alabilir (Einstein' denklemine göre, mc^2 'ye eşit durumdadır).

Çizelge 1.4: Bazı enerji kullanım alanları için enerji ve ekserji verimleri (Dincer, 2000; Çomaklı, 2003).

Kullanım Alanı	Enerji Verimi	Ekserji Verimi
Elektrik üretimi ya da tüketimi	0.90-0.95	0.30
Endüstriyel buhar üretimi	0.85	0.25
Dizel gücü ile ulaşım	0.40	0.10
Benzin gücü ile ulaşım	0.25	0.10
Bir yerin ısıtılması ya da soğutulması	0.50-0.80	0.05
Kullanım suyunun ısıtılması	0.50-0.70	0.05
Aydınlatma	0.05	0.05

Nakicenovic ve diğ. (1996) bölgesel ve küresel enerji dengelerine ikinci yasa (ekserji) analizi uygulayarak küresel enerji verimliliğini araştırmışlardır. Prosedür, birincil ekserjiden nihai ve faydalı ekserjiye kadar, enerji dönüşümünün her aşamasında enerji ve ekserji verimliliğinin değerlendirilmesini içermektedir. Mevcut küresel birincil ekserji verimliliğinin faydalı ekserji verimliliğe oranının teorik maksimum değerin yaklaşık onda biri kadar olduğu ve hizmet verimliliğinin ise daha da düşük olduğu sonucuna varmışlardır.

Song (2000) birincil enerji girdisinden son kullanıcılara ulaşana kadar toplam enerji sistemi açısından ısıtmanın bir analizini sunmuştur. Mevcut ısıtma sistemlerinin performansını ortak bir temeli baz alarak araştırmak için ekserji temelli 'spesifik tüketim analizi' olarak adlandırılan bir metodoloji önerilmiştir. Isıtma sistemleri, toplam enerji sistemi açısından incelenerek gerçek yakıt maliyetleri ekserjiye dayalı olarak

hesaplanmıştır. Bu metodoloji takip edilerek bir ısıtma sisteminin emisyon seviyesini etkileyen temel faktörler gözden geçirilmiştir. Düşük emisyon elde etmek için termodinamik ısıtma olarak da adlandırılan "tersinir ısıtma modu"nun kullanılması gerektiği belirtilmiştir. Kombine ısı güç santrallerinin kullanılması ve ısıtma için kullanılan akışkan sıcaklığının düşük tutulması durumunda enerji maliyetlerinin düştüğü ve çevresel kirlenmenin de azaldığı vurgulanmıştır.

Çomaklı ve diğ. (2006a) tarafından BI sistemine sahip Atatürk Üniversitesi kampüsünün boru dağıtım hatlarındaki enerji ve ekserji kayıpları incelenmiştir. Isıtma sistemi 11985 m uzunluğunda kızgın su dağıtım hatlarından oluşmaktadır. Dağıtım hatlarında yüksek miktarda ısı kaybı olduğu, bunun da yüksek yakıt tüketimine neden olduğu gözlemlenmiştir. Yıllık yaklaşık 780 ton yakıtın boru kanallarındaki ısı kayıpları nedeniyle harcandığı belirlenmiştir. Sistemin yıllık yakıt tüketimi 10000 ton olduğundan dağıtım hatlarında oluşan kayıpların oranı %7.8 olarak gerçekleşmiştir. Borulardaki mevcut yalıtım kalınlığının 12 cm artırılması durumunda bu kayıplarda yaklaşık %25 oranında (180 ton yakıt) bir azalma oluşacağı belirlenmiştir.

Çomaklı ve diğ. (2006b) Atatürk Üniversitesi merkezi ısıtma sisteminin baca gazlarının enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Baca gazı sıcaklığı arttıkça baca kayıplarının arttığı belirlenmiştir. Baca gazının sıcaklığının yüksek olması durumunda baca gazı ısısından yararlanılması ve baca gazı çıkış sıcaklığının 130°C'nin altına düşmemesi gerektiği vurgulanmıştır. Baca gazı sıcaklığındaki her 25°C'lik artış enerji verimini %1.31, ekserji verimini ise %0.4 azaltmıştır. Atık baca gazından geri kazanılacak ısının (a) kazan giriş havasının ısıtılması, (b) tesisin sıcak su ihtiyacının karşılanması, (c) sanayi tesislerinde çeşitli proseslerin enerji ihtiyacının karşılanması ve (d) ısı pompaları için ısı kaynağı olarak kullanılması önerilmiştir.

Söğüt ve diğ. (2009) buharlı bir ısıtma sistemi olan kampüs özelliğine sahip bir yerleşkedeki bir eşanjör dairesinin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Farklı sistem tercihlerinin ekserji verimine ve CO₂ salınımına etkileri araştırılmıştır. Eşanjör dairesinin enerji verimi ve ekserji verimi sırasıyla %77.26 ve %27.67 olarak belirlenmiştir. Verimliliğin artırılması ve çevresel etkilerin azaltılmasına yönelik öneriler yapılmıştır. Isıtma sistemlerinde yenilenebilir enerjilerin kullanılmasının ekserjetik verimi artıracığı vurgulanmıştır.

Bursa Uludağ Üniversitesi Tıp Fakültesi Hastanesi klima ve havalandırma projesi ile ameliyathane ve yoğun bakım odaları DIN 1946/4 (1999) standardına göre tasarlanarak

yapılmıştır. Tüfekçi (2009) yaptığı yüksek lisans tezinde, ameliyathane ve yoğun bakım odaları VDI 2167 standardında verilen standartlara göre yapılsaydı sistemin enerji harcamaları nasıl değişirdi sorusuna yanıt aramıştır. Proje üzerindeki değerlerle, VDI 2167 standardında istenenlere göre yapılan hesaplamalar sonucu bulunan değerler karşılaştırılmıştır. Ayrıca tek bir ameliyat odası için ekserji analizi yapılarak ekserji kayıpları incelenmiştir. Sistem soğutma durumunda çalışırken en yüksek ekserji kaybının aydınlatmada, ısıtma durumunda çalışırken ise en yüksek ekserji kaybının nemli havada olduğu gözlemlenmiştir.

Ergün (2010) tarafından yapılan yüksek lisans tezinde Ankara’da bulunan 80.000 m²’lik bir alışveriş merkezinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Isıtma sisteminin enerji analizi en düşük verimin eşanjörde, en yüksek verimin ise kazanda; ekserji analizi en düşük verimin kazanda, en yüksek verimin ise eşanjörde olduğunu göstermiştir. Yaz soğutma sistemi için yapılan enerji analizlerinde en yüksek verimin chillerde, en düşük verimin ise fan coil hattında; ekserji analizlerinde ise en düşük verimin chillerde en yüksek verimin klima santrali hattında olduğu gözlemlenmiştir. Kış soğutma sistemi için yapılan enerji analizlerinde en yüksek verimin klima santralleri, en düşük verimin ise dry coolerde, ekserji analizlerinde ise en düşük verimin fan coillerde en yüksek verimin ise soğutma eşanjöründe olduğu bulunmuştur. Isıtma sisteminin enerji ve ekserji verimi sırasıyla %90 ve %23 olarak hesaplanmıştır. Ekserji analizinin daha gerçekçi değerler ortaya koyduğu ve buna bağlı olarak chillerde ve kazanda yapılacak iyileştirmelerin sistemlerin performanslarını arttırarak enerji verimliliği sağlayacağı vurgulanmıştır.

Üniversite güç santrallerinde mevcut olan veri toplama sistemleri eğitim ve araştırma çalışmalarında kullanılabilir. Massachusetts Üniversitesi, kampüs için buhar ve elektrik üreten bir Birleşik Isı ve Güç (CHP) tesisine sahiptir. Gopalakrishnan ve diğ. (2011) bu santralden gerçek zamanlı verileri kullanmak yoluyla termodinamik çalışmalar yapacak bir yöntem sunmuştur. Yöntem, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının tesisin santral bileşenlerine uygulanmasını içermektedir. Enerji ve ekserjiye dayalı bir ısı denge programı olan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Isı dengesi, enerji santrali performansı hakkındaki anlayışımızı arttırmaktadır. Program ayrıca eyalet ve federal düzenleyici kurumlara rapor vermek için yararlı olan sistem emisyonlarını da hesaplamaktadır.

Tekin (2013) yaptığı yüksek lisans tezinde kazan, klima santrali, fan-coil ve eşanjör gibi merkezi ısıtma bileşenlerinin enerji ve ekserji hesaplama metodolojilerini vermiştir. Kazan, klima santrali, fan-coil ve eşanjörün enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve bu elemanların

enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Dış hava sıcaklığı, yanma havası miktarı, yanma havası sıcaklığı, sıcak su debisi ve gidiş-dönüş suyu sıcaklık farkının ekserji verimliliği ve yakıt tüketimine olan etkileri incelenmiştir. Teorik iyileştirmeler önerilmiştir.

Akdemir (2013) İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mimarlık Fakültesi'ndeki mevcut bir binanın enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Binanın enerji seviyesi belirlenmiş ve ekserji veriminin iyileştirilmesi amacıyla bina kabuğunda iyileştirmeler yapılması ve alternatif HVAC sistemlerinin kullanılması önerilmiştir. EDSL-TAS yazılımı kullanılarak yapının mimari ayrıntıları ve malzeme bilgisi verileri girilerek yapı üç boyutlu olarak modellenmiştir. İyileştirmelerin yapılmasıyla konfor koşulları ve enerji seviyesi iyileşmiştir. Bina kabuğunda yapılan iyileştirmeler binanın ısıtma yüklerini %69.42, soğutma yüklerini %34.4 azaltmıştır. Binanın mevcut HVAC sisteminin ekserji veriminin %2-14 aralığında olduğu belirlenmiştir. Hava kaynaklı ısı pompası kullanıldığında ekserji veriminin %4-18, toprak kaynaklı ısı pompası kullanıldığında ise ekserji veriminin %8-21 aralığında olduğu tespit edilmiştir.

Filiz ve diğ. (2014) Kardemir'de bulunan atık gaz yakıtlı bir buhar kazanının enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Bu buhar kazanı yakıt olarak demir çelik üretimi sırasında açığa çıkan atık gazlardan kok gazı, konverter gazı ve yüksek fırın gazını kullanmaktadır. Kazanın enerji verimi %91, ekserji verimi %46 olarak hesaplanmıştır. Enerji kaybı ve ekserji yıkımı sırasıyla 6445.5 kW ve 21185.81 kW olarak bulunmuştur. Kazanda oluşan enerji kaybı ve ekserji yıkımını azaltmak amacıyla iyileştirme önerilerinde bulunulmuştur.

Altundağ (2015) İstanbul'daki bir özel hastanenin ameliyathanesi için özel olarak tasarlanan 3500 m³/h debili klima santralindeki (hijyenik klima) ısıtma hattının ekserji analizini yapmıştır. Doğal gaz yakıtlı kazanı olan ısıtma sisteminde üretilen sıcak su, boylerler kullanılarak kullanım suyu, fan-coiller kullanılarak mahal ısıtma, klima santralleri kullanılarak da hijyenik alan ve mahal ısıtmasında kullanılmaktadır. Farklı zaman aralıklarında yapılan ölçümler sonucu elde edilen veriler kullanılarak tek bir ameliyathane odasının ekserji analizi yapılmıştır. Kazan ekserji kaybı 554.28 kW ve kazan ekserji verimi %21.92 olarak belirlenmiştir. Klima santrali ekserji kaybı 3.11 kW ve klima santrali ekserji verimi %20.22 olarak elde edilmiştir. Analiz sonucu bazı iyileştirmelerin yapılması önerilmiştir.

Çomaklı ve Terhan (2015) bir BI sistemindeki doğal gaz yakıtlı kazanlardan atılan baca gazının ekserji analizini yapmıştır. Analizde BI sisteminin gerçek işletme verileri kullanılmıştır. Atık baca gazı ısısından yararlanan bir ısı geri kazanım sisteminin

kullanılması önerilmiştir. Önerilen sistemle geri kazanılan ısı, BI sistemine yakın bir konumda bir binanın ısıtılmasında kullanılmıştır. Kazanlardaki adyabatik yanma sıcaklığı 1846°C, toplam tersinmezlik oranı %61 ve ekserji verimi %32.77 olarak bulunmuştur. Isıtma sisteminin baca gazı ekserji kayıp oranı %6.14 olarak belirlenmiştir. Isı geri kazanım sistemindeki ekonomizerin ekserji verimi %89 olarak bulunmuştur. Önerilen sistemin uygulanması ile baca gazındaki ekserji kaybının %3.38'inin geri kazanılabileceği belirlenmiştir.

Yücer (2016) ekserji kavramını anlatarak düşük ekserjili sistemlere ilişkin bilgi vermiştir. Isıtma sistemlerini değerlendirirken ısı üretim basamağından bina kabuğuna kadar her bir basamaktaki enerji ve ekserji akımlarının incelenmesi gerektiği vurgulanmıştır. Örnek bir ısıtma sisteminin enerji ve ekserji akımı değerleri hesaplanmıştır (Çizelge 1.5). Giren toplam ekserji akısının 107 kW olduğu sistemde en büyük ekserji kaybı akısı ısı üretim basamağında (65.23 kW) gerçekleşmiştir. Isıtma sisteminin enerji verimi %45.7, ekserji verimi %3.5 olarak hesaplanmıştır. Isıtma sistemlerinde ekserji verimi yüksek, düşük ekserji kaybı oluşturan ekipmanların tercih edilmesi gerektiği vurgulanmıştır.

Çizelge 1.5: Isıtma sisteminin enerji ve ekserji akımı değerleri (Yücer, 2016).

Basamaklar	Toplam Enerji (kW)	Toplam Ekserji (kW)
Birincil Enerji Dönüşümü	113.93	107
Üretim	87.63	82.38
Dağıtım	77.99	17.15
Isıtıcı	55.72	12.61
İç Ortam Havası	52.94	11.93
Bina Kabuğu	52.94	3.78

Akyol (2016) ölçümler yapılarak elde edilen güncel sistem verilerine dayalı bir performans değerlendirmesi yapmak amacıyla Bigadiç-Balıkesir jeotermal bölgesel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Analizler, ısıtma sürecindeki farklı yük dalgalanmalarını kapsayabilmesi ve sistemin genel performansı hakkında daha doğru bilgi verebilmesi için 2011 ve 2012 yıllarındaki altı farklı dış sıcaklık koşulunda; kullanımına Şubat 2015'te başlanan kalorimetre uygulamasının etkilerini ortaya koyabilmesi için ise 2016 yılındaki üç farklı yük durumunda yapılmıştır. Isıtma sezonunda sistemin enerji ve ekserji verimleri, sırasıyla, %45.10-51.55 ve %15.60-34.79 arasında değişmiştir. En önemli potansiyel iyileştirmelerin pik güç üniteleri, isale hattı, ısı eşanjörleri, atık termal suyun değerlendirilmesi ve sistem binalarında olduğu bulunmuştur. Kalorimetre uygulamasına geçilmesiyle 2016 yılında %19-48 oranında daha az ısı enerjisi tüketilerek 494 ton yakıt

tasarrufu sağlanmıştır. Tüm iyileştirme önerilerinin hayata geçirilmesiyle sistemin, 2016 yılı çalışma koşulları altında, 2011-2012 ısıtma sezonuna göre 1334 ton daha az kömür tüketeceği ve atık jeotermal suyun sera ısıtmasında değerlendirilmesiyle yılda 233 ton kömüre eşdeğer 3.157 GWh'lık ısıtma yapılabileceği hesaplanmıştır.

Terhan ve Çomaklı (2017) bir üniversitenin bölgesel ısıtma sistemindeki doğal gaz yakıtlı kazanlarının enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Kazanlar ve bileşenleri için kütle, enerji ve ekserji dengesi denklemleri oluşturulmuştur. Kazanlarda enerji veya ısı kayıpları incelenmiş ve bunların en büyüğünün baca gazlarının ısı kaybı olduğu belirlenmiştir. Isıtma sisteminin enerji ve ekserji verimliliği incelenmiş ve tersinmezliklerin yerleri belirlenerek enerji, ekserji akış diyagramları gösterilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, baca gazı enerji ve kazanlardaki ekserji kayıpları oranı sırasıyla %16.81 ve %6.14 olarak bulunmuştur. Kazanların enerji ve ekserji verimliliği %82 ve %32.78 olarak hesaplanmıştır. Kazanlardaki tersinmezliğin maksimum olduğu yer yanma odası olarak belirlenmiş ve adyabatik yanma sıcaklığı 1846 °C olarak hesaplanmıştır.

Yüksek enerji tüketimi olan Ege Üniversitesi Uluslararası Bilgisayar Enstitüsü binasının enerji tasarruf performansı incelenmiştir (Kılıçlı, 2018). Mevcut binanın ve standartlara uygun iyileştirme yapılan binanın enerji ve ekserji analizleri yapılarak enerji tasarruf potansiyeli saptanmıştır. Mevcut binanın 192.57 kWh/m²yıl değerindeki yıllık enerji tüketimi önerilen iyileştirmeler sonucunda 153.08 kWh/m²yıl değerine azalmıştır. İyileşme %21 oranında bir enerji tasarrufu oluşturmuştur. Mevcut binanın yıllık maksimum ekserji verimi %5.76 olarak belirlenmiştir. Ekserji verimi, hava kaynaklı ısı pompasında %9.89'a, toprak kaynaklı ısı pompasında ise %16.22'ye yükselmiştir.

Sever (2018) Ankara'da bulunan 70000 m²'lik kapalı alana sahip bir alışveriş merkezinin ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Isıtma sistemlerinde en yüksek enerji veriminin kazan sisteminde, en yüksek ekserji veriminin ise fan coil sisteminde olduğu belirlenmiştir. Enerji ve ekserji analizleri soğutma sistemleri için de yapılmış; chiller sistemi için performans katsayısı, fan-coil ve klima sistemleri için ısı verimleri hesaplanmıştır. Soğutma sistemlerinde en yüksek ekserji veriminin chiller sistemine ait olduğu ve en yüksek enerji veriminin ise fan-coil sisteminden elde edildiği görülmüştür. Enerji ve ekserji analizleri sonuçlarına göre sistemden elde edilen enerjinin büyük bir kısmının enerji formunda olduğu tespit edilmiştir.

Aydın (2018) üç kazan, on bir eşanjör dairesi bulunan ve yaklaşık olarak yıllık 500 ton

özel kalorifer yakıtı tüketimi olan Munzur Üniversitesi Isı Merkezinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Hava fazlalık katsayısının (HFK) ve baca gazı sıcaklıklarının enerji ve ekserji verimleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kazan enerji verimi %94 ve kazan ekserji verimi %19.3 olarak bulunmuştur. Sistemin optimum hava fazlalık katsayısı ile çalışması durumunda enerji veriminde %1.3 ve ekserji veriminde ise %0.3 'lük bir artış olacağı hesaplanmıştır. Otomasyon sistemi yardımıyla hava fazlalık katsayısı ve baca gazı sıcaklıklarının kontrol edilmesi sonucunda yılda yaklaşık olarak %1.5-2 civarında yakıt tasarrufu sağlanacağı hesaplanmıştır. Isıtma sistemlerinde dış hava şartlarına bağlı olarak yakıt tüketiminin düzenli olarak değişimini sağlayacak dinamik otomatik kontrol sisteminin kullanılmasının çok önemli olduğu vurgulanmış; Munzur Üniversitesi Isıtma merkezinde mevcut olan pasif otomatik kontrol sistemi yerine dinamik otomatik kontrol sisteminin kullanılması önerilmiştir. Ayrıca, yakıt enerjisinin %5.7'sinin baca gazları ile dışarı atıldığı vurgulanarak bu oranın optimum seviyeye çekilebilmesi için iyileştirme çalışmaları yapılması gerektiği vurgulanarak ekonomizer kullanılması önerilmiştir.

Oğur (2019) Adıyaman Üniversitesi Araştırma ve Uygulama Hastanesi binasında bulunan ısıtma hattının ekserji ve enerji analizini yapmıştır. Doğal gaz yakıtlı kazandan elde edilen sıcak su boyler vasıtasıyla kullanım suyu, fan-coil vasıtasıyla mahal ısıtması, klima santrali vasıtasıyla da istenilen mahallerin ısıtmasında kullanılmaktadır. Ortalama ekserji kaybı kazanda 43526.79 kW, klima santralinde 2624.65 kW, fan-coilde 953.73 kW olarak bulunmuştur. Kazan verimi %75, klima santralinin verimi %88, fan-coilin verimi %92 olarak belirlenmiştir. Enerji analizi yapılarak kazandaki ortalama kaybın 7116.86 kW, klima santralinde 2624.65 kW, fan-coilde ise 945 kW olduğu hesaplanmıştır. Ortalama kazan enerji verimi %51.5 olarak tespit edilmiştir. Sonuçlar değerlendirilerek gerekli iyileştirme önerilerinde bulunulmuştur.

Yapılan bir yüksek lisans tezinde, binada kurulu mevcut ısıtma ve soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizlerinin yapıp sistem performanslarının tespit edilmesi, yapılması gereken iyileştirmelerinin yapılarak sistemin termoekonomik bir yapıya kavuşturulması amaçlanmıştır (Sevim, 2019). Analiz için seçilen bina Manisa Celal Bayar Üniversitesi Rektörlük Binasıdır. Binada, mevcut ısıtma tesisatı bünyesindeki sıcak su kazanlarında enerji kaynağı (yakıt) olarak doğal gaz, soğutma sistemi bünyesindeki hava soğutmalı su soğutma gruplarında ise enerji kaynağı olarak elektrik kullanılmaktadır. Isıtma sisteminde en büyük ekserji yıkımının sıcak su kazanında, soğutma sisteminde ise en büyük ekserji yıkımının su soğutma grubunda olduğu belirlenmiştir. Isıtma ve soğutma sistem

verimliliklerinin arttırılması için iyileştirme önerilerinde bulunulmuştur.

Gül (2020) Bolu’da restore edilen bir otelin ısıtma ve soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Isıtma sistemi için yapılan enerji analizi sonucunda en düşük verimin eşanjörde, en yüksek verimin kazanda; ekserji analizi sonucunda en düşük verimin kazanda, en yüksek verimin ise fan coilde olduğu belirlenmiştir. Soğutma sisteminde yapılan enerji analizlerinde ise en yüksek verimin chillerde, en düşük verimin fan coil ve klima santrali hattında; ekserji analizlerinde en düşük verimin chillerde en yüksek verimin klima santrali ve fan coil hattında olduğu gözlemlenmiştir. Ekserji analizinin enerji analizinden daha gerçekçi değerler ortaya koyduğu vurgulanmış, ekserji analizine bağlı olarak, chillerde ve kazanda iyileştirmeler yapılarak enerji verimliliği sağlanabileceği ileri sürülmüştür.

1.1.4 Isıtma sistemlerinin termoekonomik analizi

Ekserji analizinden hareket edilerek, sistemlerin ekonomiklik analizi de yapılabilir. Ekserji bazlı ekonomik analiz “eksergonomi veya termoekonomi” olarak adlandırılır. 1970’li yıllardan sonra bu konularda birçok çalışmalar yapılmıştır. El- Sayed ve Evans ısı güç sistemleri için termoekonomik analiz ile sistem tesis optimizasyonunu belli bir matematik modele oturtmuşlardır. Bundan sonraki yıllarda ekserji ve termoekonomi alanında çalışmalar artmış ve bu konuda oldukça fazla makale yayınlanmıştır (Çomaklı, 2003).

Adamo ve diğ. (1997) ekserjoekonomik teoriden türetilen bir yaklaşım kullanarak bölgesel ısıtma sistemlerini optimize edecek bir yöntem sunmuşlardır. Maliyet fonksiyonu türetilmiş ve optimum boru boyutu ile yalıtım kalınlığına karşılık gelen minimum değeri belirlemek için iteratif yöntem kullanmışlardır. Yöntem, İtalya’da üç yüz (300) km boru dağıtım şebekesi bulunan bir BI sistemini analiz etmek için kullanılmıştır. Optimum değerlerin kullanılması halinde yıllık 55380 \$ tasarruf edilebileceği belirlenmiştir.

Dört kazan, 50’den fazla eşanjör dairesi, 11988 m kızgın su dağıtım hattı içeren ve yıllık yaklaşık olarak 10000 ton özel kalorifer yakıtı tüketen Atatürk Üniversitesi Isıtma Merkezinin enerji, ekserji ve termoekonomik analizi yapılmıştır (Çomaklı, 2003). Sistem için matematik model oluşturulmuş ve bu model yazılan bilgisayar programı ile çözülmüştür. Kazanda oluşan tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri belirlenmiş, kazanda elde edilen suyun ekserjetik maliyeti hesaplanmıştır. Kazanın enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %91.41, %24.81; tüm sistemin enerji verimi %83, ekserji verimi %10.8 olarak belirlenmiştir. Sistemin optimum hava fazlalık katsayısı ile çalışması durumunda

enerji veriminde %2.5, ekserji veriminde %1 artış olacağı tespit edilmiştir. Kazandan elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyeti, yakıt maliyetinin yaklaşık 3.5 katı olarak hesaplanmıştır. Sistemin otomatik kontrolünde ve binalarda gerçekleştirilecek iyileştirmeler sonucunda yıllık yaklaşık 3000 ton yakıt tasarruf edilebileceği saptanmıştır.

Dilek (2007) yaptığı çalışmada mevcut bir bina olan Konya Bilişim Meslek Lisesi'ndeki ısıtma sisteminin enerji, ekserji ve ekonomik analizini yapmıştır. Enerji analizi için her bir odayı ayrı ayrı incelemiştir. Ekserji analizi için ise sistemi ısı üretici, radyatörler ve odalar olmak üzere üç parçaya bölmüştür. Enerji kullanımı, ekserji tüketimi, sistemin ilk yatırım ve yıllık işletme maliyetine olan etkilerini görmek amacıyla en düşük dış hava sıcaklığı, yapı bileşenlerinin ısı yalıtımı, yakıt türü, sıcak su rejimi ve ısı üreticinin türüne (kazan, ısı pompası, kojenerasyon ile ısı pompası) göre kıyaslamalar yapılmıştır. En yüksek ısı kaybının infiltrasyondan kaynaklandığı, ancak taze hava ihtiyacı nedeniyle hava değişim sayısının düşürülmemesi gerektiği vurgulanmıştır. En düşük enerji kullanımı, ekserji tüketimi ve yıllık işletme maliyeti, kojenerasyon ünitesinin ısı pompası ile kullanılması ile elde edilmiş, ancak yüksek sermaye maliyeti nedeniyle uzun bir geri ödeme süresine (45.3 yıl) sahip olduğu belirlenmiştir. En kısa geri ödeme süresinin (3.2 yıl) pencerelerin kalitesinin 12 mm hava boşluklu 4 mm'lik çift cama yükseltilmesi durumunda elde edildiği belirlenmiştir.

Saidur ve diğ. (2010) endüstriyel kazanların enerji, ekserji ve ekonomik analizini yapmışlardır. Kazanlar için enerji, ekserji verimliliği, enerji kayıpları ve ekserji yıkımı tanımlanmış ve değişken hızlı sürücü ve ısı transferini artırmak için nano akışkanlar kullanarak kazan enerji tüketimini azaltmanın yolları, enerji ve ekonomik faydaları analiz edilmiştir. Kazanın enerji verimi %72.46, ekserji verimi %24.89 olarak belirlenmiştir. Kazanın enerji ve ekserji verimleri diğer araştırmacıların bulduğu sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yanma odasının ekserji yıkımına en büyük katkıyı sağladığı ve bunu kazan sisteminin ısı değiştiricisinin takip ettiği belirlenmiştir. Kazanın fanında enerji tasarrufu sağlamak için değişken hızlı sürücünün kullanılması ve baca gazından ısı geri kazanımı gibi çeşitli enerji tasarruf önlemleri kazanın enerji kullanımının azaltılması amacıyla kullanılmıştır. Kazan baca gazından ısı geri kazanımı için geri ödeme süresinin yaklaşık 1 yıl olduğu bulunmuştur. Değişken hızlı sürücü 19 kW motorla kullanıldığında elde edilen geri ödeme süresinin kazan fanında enerji tasarrufu için ekonomik olarak uygun olduğu belirlenmiştir.

Verda ve Kona (2012) ekserjinin bölgesel ısıtma sistemlerinin analizi için uygun bir nicelik olduğunu ve termoeconominin bölgesel ısıtma sistemlerinin tasarımlarını ve işletmelerini geliştirmek için yararlı bir şekilde kullanılabileceğini gösteren bir çalışma yapmışlardır. Termoeconomik teorilerin üç olası uygulaması sunulmuştur: ısıtma mevsimi boyunca ikmal sıcaklığının değişimi, yeni kullanıcıların bağlantı fırsatları ve ağa bağlı binalarda enerji tasarrufu girişimlerinin etkileri.

Verda ve diğ. (2016) hem kullanıcı hem de üretici tarafında bölgesel ısıtma sistemlerinde maliyet değerlendirmelerini çözmek için termoeconomik analizin kullanılmasını önermişlerdir. Yaklaşım, ısıtma sistemlerinde ısının üretilmesinden binalarda kullanılmasına kadar olan ısının maliyet oluşumundaki yatırım ve işletme maliyetleri ile termodinamik tersinmezliklerin etkilerini dikkate alarak bölgesel ısıtmada bir maliyet değerlendirmesine olanak tanımaktadır. İşletme koşullarına, topolojiye ve kullanıcıların/üreticilerin karakteristiklerine bağlı olarak çeşitli maliyet terimlerinin nicel bir değerlendirmesini sağlamak için basit örnekler analiz edilmiştir.

1.2 Tezin Amacı ve Kapsamı

Enerji, ekserji ve termoeconomik analiz, enerji sistemleri için oldukça önem arz etmektedir. Bu yüksek lisans tezinin amacı merkezi ısıtma sistemlerinde enerji ve ekserji analizinin yapılarak enerjinin etkin, verimli ve ekonomik kullanma yöntemlerinin araştırılmasıdır. İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali'nin (MIS) enerji ve ekserji analizini yapmak ve enerji verimliliği ile enerji tasarrufu açısından öneriler de bulunmak amacıyla bu tez yapılmıştır. 2 adet kazandan, 22 adet eşanjör dairesinden, 8648 m uzunluğunda kızgın buhar dağıtım hatlarından oluşan ve yılda yaklaşık 2 684 211 m³ doğal gaz yakıtı tüketen İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali'nin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali'nin enerji ve ekserji analizinin yapılabilmesi için gerekli bilgiler Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığı'ndan alınmıştır. Yakıt ekserjisi, kazan yüzeylerinden olan ekserji kaybı, baca gazının ekserjisi, kızgın buharın ekserjisi ve kazandaki tersinmezlikler hesaplanmıştır. Kazanın ekserji ve enerji verimleri bulunmuştur. Enerji verimliliği ve enerji tasarrufu açısından öneriler de bulunulmuştur.

Yüksek Lisans tezi 1. Giriş, 2. Kuramsal Temeller, 3. Malzeme ve Yöntem, 4. Bulgular ve Tartışma, 5. Sonuç ve Öneriler, 6. Kaynaklar olmak üzere 6 bölümden oluşmaktadır. Tezin

1. Giriş bölümünde amaç, kapsam belirtilmiş ve literatür taramasına yer verilmiştir. 2. Kuramsal Temeller kısmında ilk olarak ısıtma sistemleri ve türlerine ilişkin bilgilendirme yapılmış, daha sonra enerji ve ekserji analizine ilişkin kuramsal temeller verilmiştir. 3. Malzeme ve Yöntem bölümünde İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali hakkında bilgi sunulmuş daha sonra yanma analizi, enerji analizi ve ekserji analizi metodolojisi verilmiştir. 4. Bulgular ve Tartışma bölümünde santralden alınan veriler kullanılarak Merkezi Isı Santrali için yanma, enerji ve ekserji analizi hesaplamaları yapılmış ve elde edilen bulgular sunularak tartışılmıştır. Ayrıca elde edilen bulgular literatür sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. 5. Sonuç ve Öneriler bölümünde elde edilen bulgular öz olarak verilmiş ve enerji verimliliği ile enerji tasarrufu açısından öneriler de bulunulmuştur. Tezde yararlanılan kaynaklar Kaynaklar bölümünde sunulmuştur.



2. KURAMSAL TEMELLER

2.1 Isıtma Sistemleri

Bir ve birden fazla hacmi istenilen sıcaklığa çıkarmak ve bu sıcaklıkta kararlı bir şekilde tutma işlemine ısıtma; bu işlemleri yapan tesislere de ısıtma sistemleri denir. Isınma ihtiyacı, insan vücudu ile çevresi arasındaki ısı alışverişi ile bir ısı değişimi dengesi kurma ve ısı konfor ortamını sağlama gereğinden doğmuştur (Kısa, 2011).

Isıtma sistemleri tekil (bireysel) ısıtma, merkezi ısıtma ve bölgesel ısıtma olma üzere üç ana grupta toplanmaktadır.

2.1.1 Tekil (Bireysel) ısıtma sistemleri

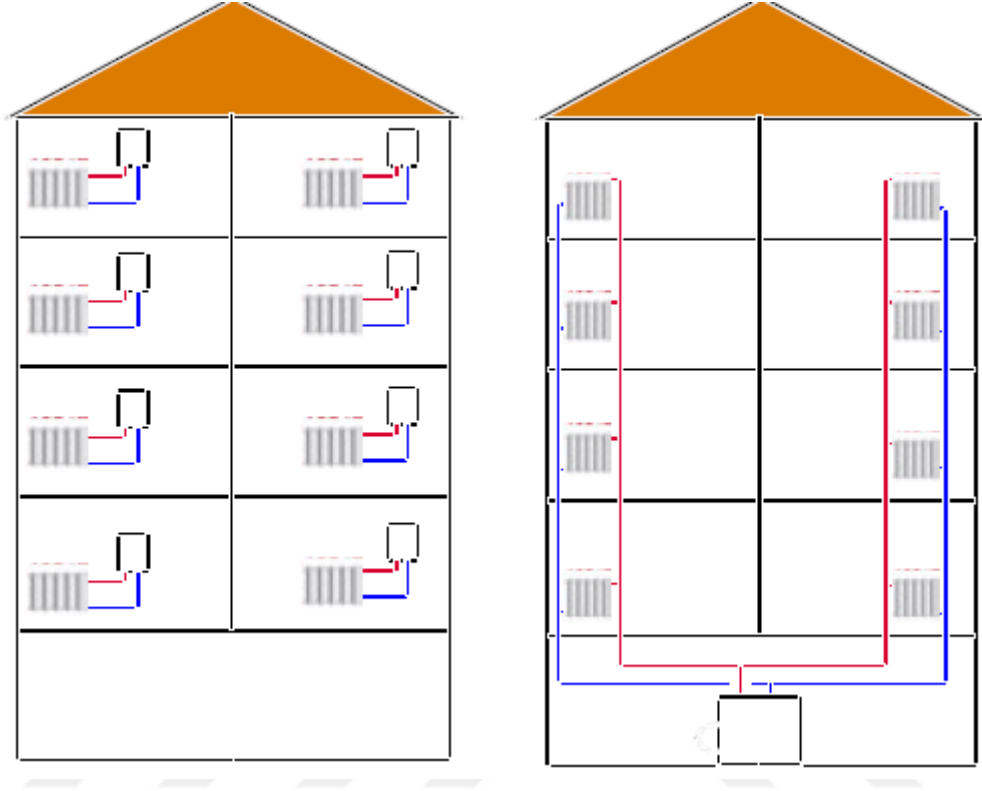
Kombi veya kazan tipi ısıtma cihazları kullanarak yapılacak kat kaloriferi sistemi ile villa tipi binaların veya tesisatı bulunmayan çok katlı binaların bağımsız olarak ısıtılmasıdır (Şekil 2.1). Bu tesisatın ilk tesis ve işletme masrafları merkezi sistemlere göre daha fazladır. Merkezi kalorifer tesisatı bulunan binalarda kat sahipleri arasında çıkan anlaşmazlıklar nedeniyle, bu tip tesisatın uygulama sahası gün geçtikçe artmış bulunmaktadır. Ayrıca bu sistemle ısıtılan dairelerin büyük çapta işletme avantajları vardır (Kısa, 2011):

- (a) Değişik sıcaklıklara ayarlanabilir olması,
- (b) Tatil günlerinde tamamen söndürülebilmesi,
- (c) Dairede kısmi ısıtmanın yapılabilmesi,
- (d) Otomatik kontrol düzeniyle büyük çapta yakıt tasarrufunun sağlanabilmesidir.

2.1.2 Merkezi ısıtma sistemleri

Isıtılacak binaların bodrum katlarında ayrı ayrı kazan daireleri tesis etmek suretiyle kazanlarda üretilen ısının taşıyıcı bir akışkan vasıtasıyla istenen ortamlara yerleştirilmiş ısıtıcılara gönderilmesi suretiyle gerçekleştirilen ısıtmaya merkezi ısıtma denir. Merkezi ısıtma sistemlerinin akış şeması Şekil 2.1’de verilmektedir. Merkezi ısıtma sistemleri sıcak

sulu merkezi ısıtma sistemi ve kızgın sulu merkezi ısıtma sistemi olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.



Şekil 2.1: Bireysel ve merkezi ısıtma sistemlerinde akış şeması (Türkeri, 2007).

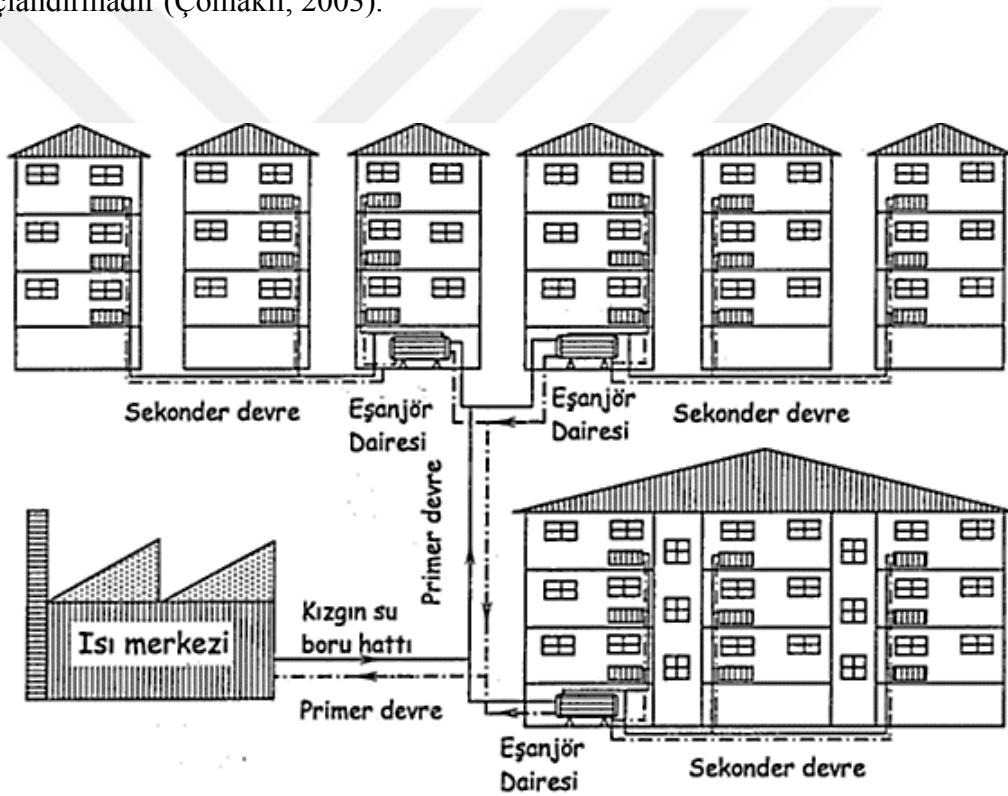
2.1.2.1 Sıcak sulu merkezi ısıtma sistemleri

Bir sıcak su sistemi genel olarak sıcak su kazanı, su taşıyıcı borular, ısıtıcı elemanlar, sirkülasyon pompası, genleşme kabı, otomatik kontrol cihazları ve ara parçalarından oluşur. Isıtıcı akışkan olarak sıcaklığı 110°C 'nin altında bulunan sıcak su kullanılır. Sıcak su sistemlerinin büyük çoğunluğu atmosfere açıktır ve su sıcaklığı 90°C değerini aşmaz. Sıcak su kazanında üretilen sıcak su, borularla ısıtılacak hacimlere yerleştirilmiş radyatör, sıcak hava apareyi gibi ısıtıcı elemanlara taşınır. Burada soğuyarak ısınıp oda hacmine bırakan sıcak su kazana geri döner (Kısa, 2011).

Sıcak sulu tesislerde başlıca uygulanan üç sistem; alttan dağıtım ve alttan toplamalı ısıtma sistemi, üstten dağıtım ve alttan toplamalı ısıtma sistemi, üstten dağıtım ve üstten toplamalı ısıtma sistemidir.

2.1.2.2 Kızgın sulu merkezi ısıtma sistemleri

Bu sistemlerde 180°C 'ye kadar ısıtılmış kızgın su kullanılır. Isı merkezinde üretilen ısı, kızgın su vasıtasıyla eşanjör dairelerine aktarılır. Binaların ısıtılması genellikle sekonder devredeki $90/70^{\circ}\text{C}$ 'de ki su ile sağlanır. Bu sistemlerde iki devre vardır. Birinci devre ısı merkezi ile eşanjörler arasındaki kızgın su devresidir. İkinci devre ise eşanjörler ile radyatörler arasındaki devredir (Şekil 2.2). Kızgın su tesisatında sistem atmosfere kapalıdır. Bu sistemler büyük kapasiteli gerçek bölge ve şehir ısıtılması amacı ile kullanılır. Suyun buharlaşmasını önlemek için su üzerine sürekli karşı basınç uygulanır. Kızgın sulu sistemlerin basınçlandırılmasında birkaç yöntem kullanılır. Bunlar; önem sırasına göre azotla basınçlandırma, buhar ile basınçlandırma ve pompa ile basınçlandırmadır (Çomaklı, 2003).

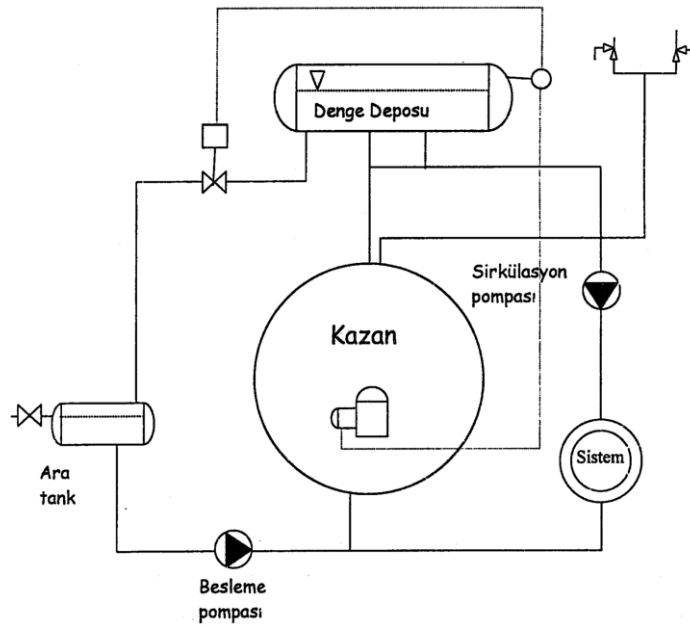


Şekil 2.2: Kızgın sulu merkezi ısıtma sistemi (Çomaklı, 2003).

Şekil 2.3 buharla basınçlandırma yöntemini göstermektedir. Buharla basınçlandırma da denge deposu ile kızgın su kazanı emniyet gidiş ve dönüş hatları ile bağlantılıdır. Kazan tamamen su ile doludur. Denge kabında ise buhar ve su birlikte bulunur. Denge deposunun üstündeki buhar hacmi sistemdeki suyun genleşmesi ve sistemin basınçlandırılması için kullanılır. Bütün sistem her zaman suyun sıcaklığına karşı gelen doyma basıncında tutulmalıdır (Isısan, 1997).

2.1.3 Bölgesel ısıtma sistemleri

Bölgesel ısıtma sistemi, bir veya birçok enerji kaynağında üretilen ısınn ön yalıtımlı boru sistemleri vasıtası ile ısı kullanıcılarına (endüstri tesisleri, toplu konut uygulamaları, mahalle ve şehir vb.) taşınarak ısınma ve sıcak su ihtiyaçlarının karşılandığı büyük ölçekli ısıtma sistemleridir (İYTE, 2007). Bölgesel ısıtma sistemine ısı, genellikle birleşik ısı ve güç (diğer adı kojenerasyon) sistemi, katı atık (çöp) yakma tesislerinin atık ısısı, endüstriyel atık ısı, jeotermal enerji, güneş enerjisi vb. ısı kaynaklarından sağlanır.



Şekil 2.3: Kızgın sulu sistemde buharla basınçlandırma (Isısan, 1997).

Bölgesel ısıtma sistemlerinde ısı taşıyıcı akışkan olarak su veya buhar kullanılır. Buhar genellikle buhar ihtiyacı olan endüstriyel sistemlerde kullanılır. Su sıcaklığı, 100°C'ye kadar olan sistemler sıcak sulu, 110-180°C arasında olanlar ise kızgın sulu sistemler olarak adlandırılır. Bölgesel ısıtma sistemleri kendi içinde 5 gruba ayrılır. Bunlar sıcak sulu bölge ısıtması, kızgın sulu bölge ısıtması, buhar ile bölge ısıtması, tek merkezli bölge ısıtması ve çok merkezli bölge ısıtmasıdır.

Bölgesel ısıtma sistemi, kullanılan akışkanın özelliğine, ısı dağıtım şebeke türüne ve üretilen ısınn kullanım amaçlarına göre sınıflandırılır (Çomaklı ve diğ, 2006a):

- Akışkan sıcaklığına göre;
 - Sıcak sulu ısıtma sistemleri,

- Kızgın sulu ısıtma sistemleri,
- Buharlı ısıtma sistemleri.
- Isı taşıyıcı akışkanın ve boru şebekesinin binalara bağlanma şekillerine göre;
 - Direkt sistem: Bu sistemde kazandan çıkan sıcak akışkan doğrudan radyatörlere verilir.
 - İndirekt sistem: Bu sistemde genellikle kızgın su ve sıcak su devresi olmak üzere iki devre vardır. Birinci devrede kazanda üretilen kızgın su, ikinci devrede sıcak su dolaşır. Hacimlerdeki radyatörlerde ikinci devredeki 90/70°C sıcaklıktaki su dolaştırılır.
- Isı merkezinin türüne göre;
 - Yalnızca ısıtma amaçlı ısı üretimine dayalı bölgesel ısıtma,
 - Bileşik ısı güç santralli bölgesel ısıtma.

Isıtma sistemlerinde en verimli ve ekonomik olan sistemler merkezi ve bölgesel ısıtma sistemleridir.

2.1.3.1 Sıcak sulu bölgesel ısıtma sistemleri

İlke olarak su sıcaklığı 120°C'nin altındadır. Ancak uygulamada genellikle 90/70°C sistemler kullanılır. 90/70°C sıcak su kullanıldığında sistemi tek devreli yapmak mümkündür. Bu durumda binaların altındaki ısı değiştiriciler ortadan kalkar. Ayrıca basınç düşük olduğundan kullanılan cihaz ve elemanlar daha ucuz, sistem daha basit ve güvenlidir. Buna karşılık düşük sıcaklık ve düşük sıcaklık farkı nedeniyle boru çapları büyük ve ısıtıcı yüzey miktarları fazladır. Bir diğer dezavantaj da sistemdeki su miktarının fazlalığıdır (Kısa, 2011).

2.1.3.2 Kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemleri

100°C üzerindeki sıcaklıktaki suya kızgın su adı verilir. Ancak ısıtma tesisatında 120°C ve üzerindeki sıcaklıktaki suya kızgın su denilmektedir. Kızgın su tesisatında sistem atmosfere kapalıdır. Basınçlandırma bir pompa veya denge kabı denilen bir basınçlı kap ile gerçekleştirilir. Denge kabı bir genleşme kabı olarak da düşünülebilir (Kısa, 2011).

2.1.3.3 Buharlı bölgesel ısıtma sistemleri

Buhar ile bölge ısıtması genellikle endüstriyel tesisler için geçerlidir. Eğer sistemde, başka amaçlarla buhar üretiliyorsa, ısıtma için de aynı buhardan yararlanılabilir. Tesisatta mevcut buhar yoksa sadece ısıtma amacı ile buharlı bölge ısıtması günümüzde yaygın olarak kullanılmamaktadır (Kısa, 2011).

2.1.3.4 Tek merkezli bölgesel ısıtma sistemleri

Şehir ısıtmaları hariç genellikle bölge ısıtmaları tek ısı merkezli sistemlerdir. Bu sistemde dallanan tip şebeke kullanılır. Dallanan tip şebekede, bütün kullanma yerleri bir tek kol ile beslenir. Dolayısıyla bu sistem tamir ve boru patlamaları halinde zorluklar yaratır. Sadece problem olan noktada değil, bu noktadan sonraki bütün kullanma yerlerinde besleme kesilir. Boru şebekesini bir, iki, üç veya dört borulu yapmak mümkündür. Bir borulu sistem sadece buharlı tesisat için geçerlidir. Bu sistemde tek borudan kullanıcıya buhar ulaştırılır. Ancak kondens geri gönderilmez. Pahalı bir işletme sistemi olup, çok özel durumlarda kullanılır. İki borulu sistem en yaygın kullanılan sistemdir. Bir boru buhar veya kızgın su gidiş, diğer boru kondens veya kızgın su dönüş borusudur (Kısa, 2011).

2.1.3.5 Çok merkezli bölgesel ısıtma sistemleri

Büyük şehir ısıtmalarında sistemin kullanım güvenliği açısından aynı kullanım noktasına farklı santrallerden besleme yapabilmek esastır. Çok merkezli bölge ısıtması boru dağıtım şebekesi olarak iki ana tiptir: (a) Ring şebeke, (b) Luplu (alt bölge) şebeke.

Ring şebeke daha büyük sistemler için uygun olup, özellikle birden fazla ısı santrali bulunduğu kullanılır. Herhangi bir arıza halinde, kullanım yerlerinin başka koldan beslenebilme imkânı bulunmaktadır.

Luplu şebekede ise pik yük ısı santralleri ve boylerler bulunmaktadır. Bu sistem en büyük şebekelerde kullanılır. Sistemin çalışma güvencesi artırılmış ve her kullanıcıya en az iki noktadan ulaşılabilme olanağı getirilmiştir (Kısa, 2011).

2.2 Enerji Analizi

Enerji tesislerindeki ünitelerde proseslerin daha verimli bir şekilde gerçekleştirilmesini sağlamak için uzun süredir termodinamiğin birinci kanunu olarak bilinen enerji analizi kullanılmıştır. Termodinamiğin birinci kanunu veya diğer bir ifade ile enerjinin korunumu ilkesi enerjinin değişik biçimleri arasındaki ilişkileri ve genel olarak enerji etkileşimlerini

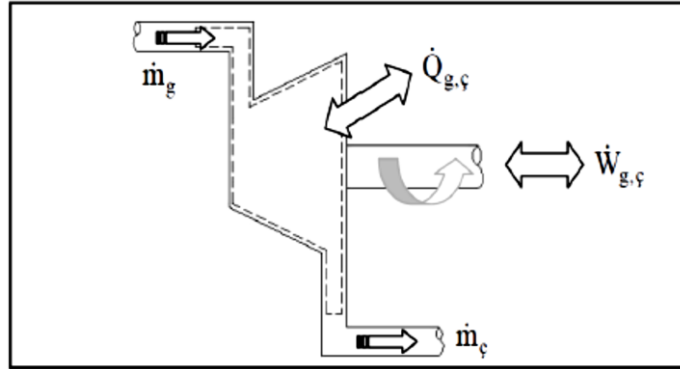
incelemek için sağlam bir temel oluşturur. Termodinamiğin birinci kanunu, deneysel gözlemlere dayanarak, enerjinin var veya yok edilemeyeceğini, ancak bir biçimden diğerine dönüşebileceğini ifade ettiğinden dolayı enerjinin niceliği ile ilgilidir (Çengel ve Boles, 1996; Filiz, 2012).

2.2.1 Kütlenin korunumu ilkesi

Kütlenin korunumu ilkesi doğanın en temel ilkelerinden biridir. Kütle de enerji gibi yok olmaz ve süreçler sırasında korunur. Kütlenin korunumu yasası, kontrol hacmine giren ve çıkan kütleyle göre kontrol hacmi içerisindeki kütle dengesini ifade eder (Çengel ve Boles, 1996). Şekil 2.4’de sürekli akışlı bir sistem için belirlenen kontrol hacmi görülmektedir. Bu kontrol hacmi için kütlenin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Kontrol hacmine} \\ \text{giren toplam kütle} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Kontrol hacminden} \\ \text{çıkan toplam kütle} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Kontrol hacmi içindeki} \\ \text{toplam kütle değişimi} \end{array} \right)$$

$$\sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_\varphi = \Delta \dot{m}_{kh} \quad (2.1)$$



Şekil 2.4: Sürekli akışlı açık bir sistem için kontrol hacmi ve kontrol yüzeyi (Filiz, 2012).

Bu bağıntı birim zamandaki giriş, çıkış ve değişim cinsinden ise aşağıdaki gibi yazılır:

$$\sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_\varphi = \frac{dm_{kh}}{dt} \quad (2.2)$$

Sürekli akışlı açık sistemde kontrol hacmi içerisindeki kütle zamanla değişmediğinden dolayı sürekli akışlı açık sistem için kütlenin korunumu ifadesi aşağıdaki şekilde yazılabilmektedir:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi \quad (2.3)$$

Kütlenin korunumu denklemi akışkanlar mekaniğinde genellikle süreklilik denklemi olarak

adlandırılır. Bir kesitten birim zamanda akan kütle miktarına kütleli debi denir.

2.2.2 Enerjinin korunumu ilkesi

Enerji çevrede değişiklik yapma yeteneğidir ve ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, kimyasal ve nükleer gibi değişik türlerde bulunabilir. Sistemin toplam enerjisi, belirtilen enerjilerin var olanlarının toplamına eşittir. Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesine dayanır. Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin var veya yok edilemeyeceği ancak bir biçimden diğerine dönüştürülebileceğini ifade eder. Bir kontrol hacmi için termodinamiğin birinci kanunu veya enerjinin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir (Şekil 2.4):

$$\left(\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kontrol hacminin} \\ \text{toplam} \\ \text{enerjisinin} \\ \text{değişimi} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{kontrol hacmine} \\ \text{geçen toplam} \\ \text{enerji} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{kontrol hacmine} \\ \text{giren toplam} \\ \text{enerji} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{kontrol hacminden} \\ \text{çıkan toplam} \\ \text{enerji} \end{array} \right)$$

$$\frac{dE_{kh}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g e_g - \sum \dot{m}_\varphi e_\varphi \quad (2.4)$$

Sürekli akışlı açık sistemde kontrol hacminin toplam enerjisi sabittir. Bu durum, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmadığı anlamına gelir. Böylece sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur. Bir sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin birinci kanunu veya enerjinin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{kontrol hacmine} \\ \text{geçen toplam enerji} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{kontrol hacminden} \\ \text{çıkan toplam enerji} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{kontrol hacmine} \\ \text{giren toplam enerji} \end{array} \right)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\varphi e_\varphi - \sum \dot{m}_g e_g \quad (2.5)$$

Kontrol hacmine giren akış halindeki akışkanın birim kütlelerinin toplam enerjisi,

$$e_g = h_g + e_{kg} + e_{pg} \quad (2.6)$$

$$e_g = h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \quad (2.7)$$

Kontrol hacminden çıkan akış halindeki akışkanın birim kütlenin toplam enerjisi,

$$e_{\zeta} = h_{\zeta} + e_{k\zeta} + e_{p\zeta} \quad (2.8)$$

$$e_{\zeta} = h_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} \quad (2.9)$$

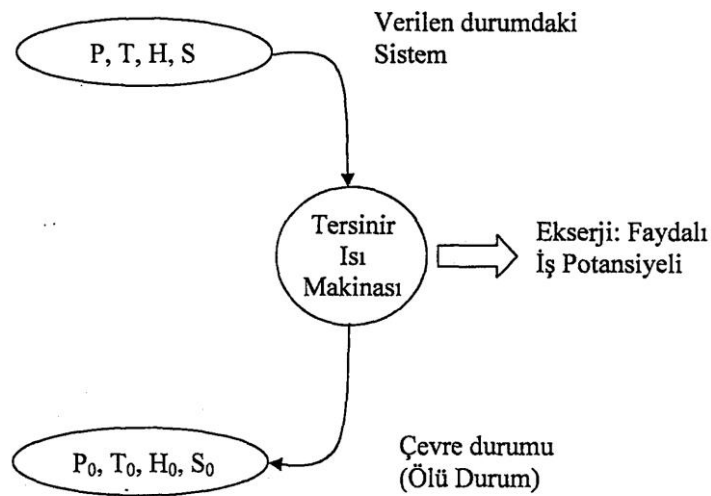
olarak yazılabilir. Burada e özgül enerjii, h entalpiyi, e_k kinetik enerjii ve e_p potansiyel enerjii göstermektedir.

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilirse, birinci kanun eşitliği aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{\zeta} h_{\zeta} - \sum \dot{m}_g h_g \quad (2.10)$$

2.3 Ekserji Analizi

Ekserji kelimesi Yunanca ex (dış) ve ergon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiştir. Bugüne kadar bilim insanları ekserji için çeşitli tanımlamalar yapmışlardır. Ekserji, kısaca belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iştir. Szargut'a göre (2005) ekserji, “verilen şartlardaki bir sistemin çevresi ile (ölü hal) aynı şartlara getirilmesi ile elde edilebilecek en büyük iştir” (Şekil 2.5). Fran Bosnjakovic'e göre ekserji “tersinir bir süreç sonunda çevre ile sistemin denge haline gelmesi durumunda elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır” (Rosen ve Dincer, 1997; Üçgül ve Koyun, 2004). Ekserji, iş (=düzenli hareket) ya da iş üretebilme kabiliyetidir (Özgener ve Hepbaşlı, 2019).



Şekil 2.5: Ekserjinin tanımlanması (Çomaklı, 2003; Szargut, 2005).

Ekserji analizi, ikinci yasaya dayanan bir termodinamik analiz olup, enerji sistemlerini ve hal değişimlerini gerçekçi ve anlamlı biçimde değerlendirmeye ve karşılaştırmaya yarayan bir analizdir. Ekserji analizi sonucu bulunan ekserji veya ikinci yasa verimi ile gerçek sistem performansı maksimum performansla karşılaştırılabilir. Bu karşılaştırmaya göre sistemde meydana gelen termodinamik kayıpların yerleri, miktarları ve nedenleri belirlenebilir. Dolayısıyla, ekserji analizinden elde edilen sonuçlar, sistem performansının iyileştirilmesinde ve daha iyi tasarımların yapılmasında kullanılarak, sistemin en iyi performans değerinde çalışması sağlanabilir (Filiz, 2012).

2.3.1 Termodinamiğin ikinci kanunu

Birinci kanun enerjinin niceliği üzerinde durur ve enerjinin bir biçimden diğerine dönüşümü sırasındaki değişimleri sayısal değerlerle ifade eder. Farklı enerji kaynaklarının nitelikleri arasında ayırım yapmaz. Termodinamiğin ikinci kanunu, hal değişimlerinin hangi yönde gerçekleşebileceklerini belirler ve enerjinin niceliği yanında niteliği de olduğunu vurgular. İkinci kanun, bir enerji kaynağının maksimum iş potansiyeli üzerinde durur. Bir sistemde entropi üretimi, iş yapma imkânlarının değerlendirilememesine ve enerji niteliğinin azalmasına neden olur. İkinci kanun, temel mühendislik sistemlerinin verimlerinin üst sınırını ve kimyasal reaksiyonların hangi oranda tamamlanacaklarını belirler (Çengel ve Boles, 1996; Filiz, 2012).

Bir kontrol hacmi için termodinamiğin ikinci yasası aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{dS_{kh}}{dt} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi + \sum_j \frac{Q_j}{T_j} + \dot{S}_0 \quad (2.11)$$

Burada eşitliğin sol tarafındaki terim kontrol hacmindeki entropi değişimini; sağ tarafındaki birinci, ikinci ve üçüncü terimler ise entropi transferini; dördüncü terim ise kontrol hacmi içerisindeki tersinmezliklerden dolayı entropi üretimini göstermektedir. Bir sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin ikinci kanunu aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{S}_0 = \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi - \sum \dot{m}_g s_g - \sum_j \frac{Q_j}{T_j} \quad (2.12)$$

2.3.2 Tanımlar

2.3.2.1 Çevre ve ortam

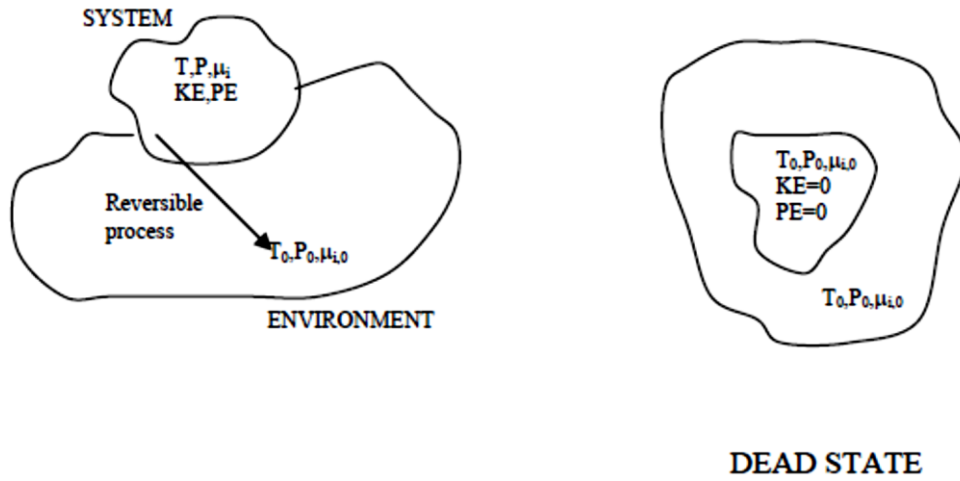
Termodinamikte sistemin sınırı dışında kalan her şey **çevre**, içerdiği değişik fazların yoğun özellikleri sistemin geçirdiği termodinamik durum değişimine (süreçe) bağlı olarak değişmeyen ve tekdüze (üniform) olan çevrenin bir parçası da **ortam** olarak adlandırılır. Ortamı oluşturan bütün maddelerin, süreç sırasında doğal termodinamik kararlılıklarını korudukları ve ortamın değişik bölümlerinin termodinamik (ısı, mekanik ve kimyasal) dengede olduğu varsayılır (Yüncü, 2010). Uygulamalarda çevre atmosfer, denizler ve dünya kabuğu ile ifade edilmektedir.

2.3.2.2 Ölü durum

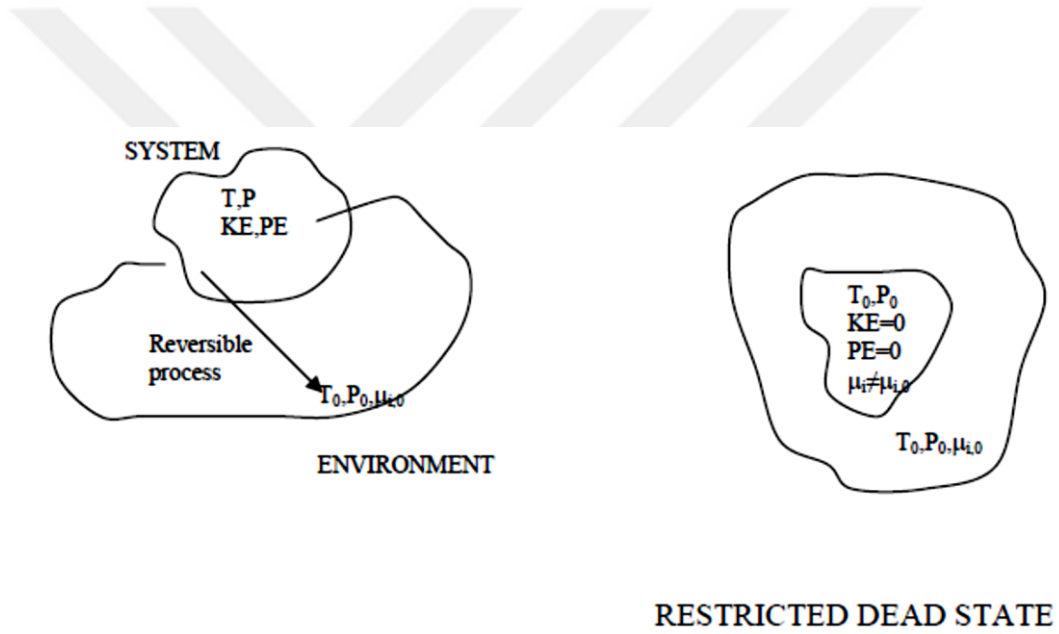
Bir sistemin termodinamik durumu, ortamın termodinamik durumundan farklı ise sistemin, ortam ile ısı (ısı enerjisi), iş (mekanik enerji) ve kimyasal enerji alışverişi yaparak iş üretebilme şansı vardır. İş üretebilme şansı, sistemin termodinamik durumu ortamın termodinamik durumuna yaklaştıkça azalır, sistemin durumu ortamın durumuyla aynı olduğunda, sistemin ortam ile ısı, iş ve kimyasal enerji alışverişi yaparak iş üretebilme şansı kalmaz. Basit sıkıştırılabilir saf maddeden oluşan sistemin, iş üretebilme şansının kalmadığı bu termodinamik durum **ölü durum** olarak adlandırılır (Şekil 2.6). Ölü durumda sistemin sıcaklığı T ortam sıcaklığı T_0 'a, basıncı P ortam basıncı P_0 'a ve kimyasal bileşimi de ortamın kimyasal bileşimine eşit olacaktır. Ölü durumda sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri ortamın kinetik ve potansiyel enerjilerine eşit, sıfır olacaktır.

2.3.2.3 Sınırlı ölü durum

Kontrol kütlelerinin sınırı kütle alışverişine müsaade etmiyorsa (impermeable) ve termodinamik durumu da ortamın termodinamik durumundan farklı ise sistemin ortam ile sadece ısı ve iş alışverişi yaparak iş üretebilme şansı vardır. Sistem ortamla ısı ve mekanik dengeye eriştiğinde, sistemin ortam ile ısı ve iş alışverişi yaparak iş üretebilme şansı kalmayacaktır. Sistemin ortam ile mekanik ve ısı dengede olduğu bu termodinamik durum da **sınırlı ölü durum** olarak adlandırılır (Şekil 2.7). Sınırlı ölü durumda sistemin sıcaklığı T ortam sıcaklığı T_0 'a ve basıncı P ortam basıncı P_0 'a eşittir ve sistemin kimyasal bileşimi ortamın kimyasal bileşiminden farklıdır. Sınırlı ölü durumda da sistemin kinetik ve potansiyel enerjilerinin yine sıfır olduğu kabul edilir.



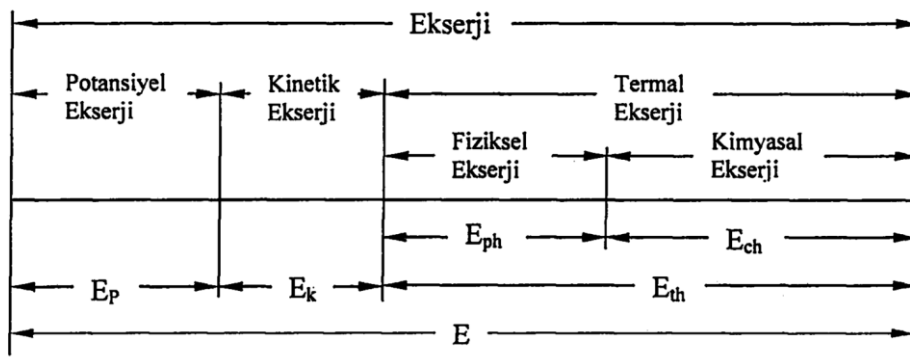
Şekil 2.6: Ölü durumun şematik gösterimi (Dilek, 2007).



Şekil 2.7: Sınırlı ölü durumun şematik gösterimi (Dilek, 2007).

2.3.3 Ekserji türleri

Bir sistemin ekserjisi potansiyel, kinetik ve termal ekserji olmak üzere 3 kısımdan oluşur (Şekil 2.8). Kinetik ve potansiyel ekserji, sistemin potansiyel ve kinetik enerjisine eşittir. Fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamı ise termal ekserjiyi oluşturur.



Şekil 2.8: Ekserji türleri (Çomaklı, 2003).

Akış halindeki bir maddenin nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin olmaması durumunda, ekserji potansiyel, kinetik, fiziksel ve kimyasal ekserji olmak üzere dört bileşene ayrılabilir. Buna göre toplam özgül ekserji ve toplam ekserji şöyle yazılabilir:

$$ex^{top} = ex^k + ex^p + ex^{fiz} + ex^{kim} \quad (2.13)$$

$$\dot{Ex}^{top} = \dot{Ex}^k + \dot{Ex}^p + \dot{Ex}^{fiz} + \dot{Ex}^{kim} \quad (2.14)$$

Burada ex^k kinetik ekserjiyi, ex^p potansiyel ekserjiyi, ex^{fiz} fiziksel ekserjiyi ve ex^{kim} kimyasal ekserjiyi göstermektedir. Diğer bir tanımlamada ise fiziksel ekserji ex^{fiz} , kinetik ekserji ex^k ve potansiyel ekserji ex^p 'nin toplamı **termomekanik ekserji** olarak adlandırılmıştır (Yüncü, 2010). Buna göre,

$$ex^{top} = ex^{tm} + ex^{kim} \quad (2.15)$$

olmaktadır. Burada ex^{tm} termomekanik ekserjiyi göstermektedir.

Bulunduğu çevresine göre hareketsiz bir sistemde, kinetik ve potansiyel ekserjiler, $\dot{Ex}^k = \dot{Ex}^p = 0$ olarak düşünülebilir ve buna göre sistemin toplam ekserjisi fiziksel ve kimyasal ekserji bileşenlerinden oluşur. Toplam özgül ekserji ve toplam ekserji ifadeleri tekrar düzenlenecek olursa aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$ex^{top} = ex^{fiz} + ex^{kim} \quad (2.16)$$

$$\dot{Ex}^{top} = \dot{Ex}^{fiz} + \dot{Ex}^{kim} \quad (2.17)$$

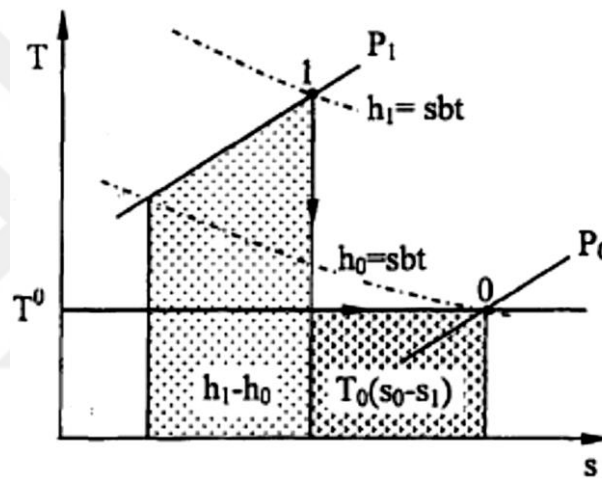
2.3.3.1 Fiziksel ekserji

Fiziksel ekserji, ortama göre hareketsiz durumda olan sistem ($ex^k = ex^p = 0$) başlangıç durumundan (P, T) sınırlı ölü duruma (P_0, T_0) geçerken elde edilebilecek maksimum teorik yararlı iş olarak tanımlanmaktadır (Bejan, 1996).

Bir akımın fiziksel ekserjisi **akış ekserjisi** olarak adlandırılır ve aşağıdaki eşitlikle hesaplanır (Şekil 2.9):

$$ex^{fiz} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (2.18)$$

Burada h ve s indis kullanmaksızın mevcut durumdaki entalpi ve entropiyi h_0 ve s_0 ise, çevre şartlarında, akışkanın entalpi ve entropisini göstermektedir.

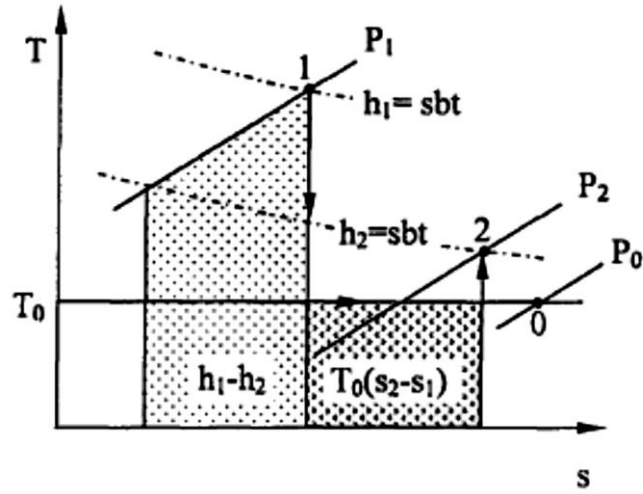


Şekil 2.9: Verilen bir durum ile çevre arasında fiziksel ekserji (Çomaklı, 2003).

Bir akımın bir proses sırasındaki iki noktası arasındaki fiziksel ekserji farkı ise;

$$ex_1^{fiz} - ex_2^{fiz} = h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2) \quad (2.19)$$

bağıntısı ile ifade edilir (Şekil 2.10). Daha sonra bu değerler kütleli debisiyle çarpılarak toplam fiziksel ekserjiler hesaplanır.



Şekil 2.10: Verilen iki durum ile çevre arasındaki fiziksel ekserji (Çomaklı, 2003).

(2.18) denklemi ideal gazlar için şu şekilde yazılabilir (Dilek, 2007):

$$ex_{gaz}^{fiz} = C_p \cdot \left[(T - T_0) - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R \cdot T_0 \cdot \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (2.20)$$

(2.18) denklemi sıkıştırılabilir maddeler için şu şekilde yazılabilir (Dilek, 2007)

$$ex_{sivi}^{fiz} = C \cdot \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] \quad (2.21)$$

2.3.3.2 Kinetik ve potansiyel ekserjiler

Kinetik enerji ve potansiyel enerji mekanik enerji formları olup çevrenin sıcaklık ve basınç değerlerinden bağımsızdır. Bu bağlamda bu enerjilerin tamamının işe dönüşmesi mümkündür. Kinetik ekserji ve potansiyel ekserji kendi enerji miktarlarına eşittir ve aşağıdaki şekilde ifade edilirler:

$$ex^k = \frac{V^2}{2} \quad (2.22)$$

$$ex^p = gz \quad (2.23)$$

Burada V hız ve z çevreden olan yükseklik farkıdır. Sistemin çevresiyle aynı referans değerlerde olduğu durumlarda ex^k ve ex^p değerleri “0” olur. Bu durumlarda fiziksel ekserji daha çok ön plana çıkar.

2.3.3.3 Kimyasal ekserji

Kimyasal ekserji, bir sistemin kimyasal bileşiminin çevreninkinden ayrılmasıyla ilişkili ekserji bileşenidir. Kontrol kütlenin ortam ile enerji ve kütle alışverişi yaparak, kontrol kütleyi oluşturan maddelerin ortamı oluşturan maddelerle kimyasal reaksiyona girmeden ortam ile mekanik, ısı ve kimyasal dengeye ulaşması sırasında üretebileceği en fazla iş kimyasal ekserji olarak tanımlanır. Kimyasal ekserji, ortamı oluşturan maddelerden herhangi birini (ölü durumda) ortam sıcaklığında ve basıncında (sınırlı ölü durumda) ortamdaki diğerlerinden ayırmak için gerekli en az iş olarak da tanımlanabilir (Yüncü, 2010).

Standart kimyasal ekserji

Kimyasal ekserji, bir sistemin kimyasal bileşiminin çevreninkinden ayrılmasıyla ilişkili ekserji bileşenidir. Basitlik açısından, standart bir ortama göre belirlenen standart kimyasal ekserji dikkate alınır. Standart kimyasal ekserji, T_0 sıcaklığında ve P_0 basıncındaki ortamın standart bileşimlerine dayanır. Mühendislik değerlendirmeleri için kabul edilen iki standart ekserji referans ortamı vardır. İlk model, termodinamik teoremin denge gerekliliğine dayanmaktadır ve bu modelin gaz fazının kimyasal bileşimi, doğal atmosferin bileşimine tatmin edici bir şekilde yaklaşmaktadır. Bununla birlikte, genel olarak ikinci model, doğal çevrenin bileşimine daha yakın kimyasal bileşime sahip bir ekserji referans ortamı sunar. Bu modelde, dikkate alınan ve doğal ortamda bol miktarda bulunan her kimyasal element için bir referans madde seçilir. Bu iki referans ortam modeline göre seçilen maddeler için hesaplanan standart kimyasal ekserji değerleri tablolardan alınabilir (Bejan ve diğ., 1996; Dilek, 2007). Bazı maddelerin bu iki modele göre hesaplanan standart kimyasal ekserjileri Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1: Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri (Yüncü, 2010).

Madde	Kimyasal Formülü	Standart Kimyasal Ekserji (kJ/kmol) Model 1	Standart Kimyasal Ekserji (kJ/kmol) Model 2
Azot	N ₂ (gaz)	639	720
Oksijen	O ₂ (gaz)	3951	3970
Karbondioksit	CO ₂ (gaz)	14176	19870
Su	H ₂ O (gaz)	8636	9500
Su	H ₂ O (sıvı)	45	900
Karbon (grafit)	C (katı)	404589	410260
Hidrojen	H ₂ (gaz)	235249	236100
Sülfür	S (katı)	598158	609600
Sülfür dioksit	SO ₂ (gaz)	301939	313400
Azot monoksit	NO (gaz)	88851	88900

Çizelge 2.1 (devam) : Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri (Yüncü, 2010).

Azot dioksit	NO ₂ (gaz)	55565	55600
Hidrojen sülfat	H ₂ S	799890	81200
Amonyak	NH ₃ (gaz)	336684	337900
Oksijen	O (gaz)	231968	233700
Hidrojen	H (gaz)	320822	331300
Metan	CH ₄ (gaz)	824348	831650
Etan	C ₂ H ₆ (gaz)	1482033	1495840
Metanol	CH ₃ OH (gaz)	715069	722300
Metanol	CH ₃ OH (sıvı)	710747	718000
Etil alkol	C ₂ H ₅ OH (gaz)	1348328	1363900
Etil alkol	C ₂ H ₅ OH (sıvı)	1342086	1375700

Gaz ve gaz karışımlarının standart kimyasal ekserjileri

1 mol ideal gazın kimyasal ekserjisi o gazın standart kimyasal ekserjisi olarak adlandırılır ve ideal gazın standart kimyasal ekserjisi,

$$\overline{ex}_i^{st kim} = -\tilde{R}T_0 \ln(x_i) \quad (2.24)$$

bağıntısı ile bulunur. Burada x_i i gazının mol oranıdır (Yüncü, 2010).

Sıcaklığı T_0 , basıncı P_0 olan ve her birinin mol oranı x_i olan, n sayıda ideal gazdan oluşan 1 mol ideal gaz karışımının kimyasal ekserjisi de o gazın karışımının standart kimyasal ekserjisi olarak tanımlanır ve aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır:

$$\overline{ex}_{kar}^{st kim} = \sum_{i=1}^n x_i \overline{ex}_i^{st kim} + \tilde{R}T_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln(x_i) \quad (2.25)$$

Burada x_i terimi her bir gazın kısmi basınçlarını, $\overline{ex}_i^{st kim}$ terimi gazların standart kimyasal ekserji değerlerini, $\tilde{R}$ evrensel gaz sabitini, T_0 ise referans çevre sıcaklığını göstermektedir. Gazların standart kimyasal ekserji değerleri $\overline{ex}_i^{st kim}$ gazların standart kimyasal ekserjilerini veren çizelgelerden bulunur.

Yakıtların kimyasal ekserjilerinin hesaplanması

Yakıtların kimyasal ekserjileri katı, sıvı ve gaz olma durumlarına göre farklı şekillerde hesaplanmaktadır. Yakıtların kimyasal ekserjileri, yakıtı oluşturan bileşenlere bağlı olarak hesaplanmaktadır ve karmaşık işlemler içermektedir. Yakıtların kimyasal ekserjisinin hesaplanmasını basitleştirmek için yakıt ekserjisinin yakıtın alt ısı değerine oranı,

$$\phi = \frac{ex_F^{kim}}{H_u} \quad (2.26)$$

olarak ifade edilen *ekserji faktörü* (ϕ) tanımlanmıştır. Burada, ex_F^{kim} yakıtın özgül kimyasal ekserjisini ve H_u yakıtın net kalorifik değerini (alt ısı değerini) belirtmektedir. Yakıtın özgül ekserji değeri kütlesi ile çarpılarak yakıtın toplam ekserjisi hesaplanır (Szargut, 2005).

Yakıtların kimyasal ekserjilerinin hesaplanabilmesi için ekserji faktörünün (ϕ) değerinin bilinmesine gereksinim vardır. Bu amaçla ekserji faktörünün (ϕ) yakıt bileşenlerinin fonksiyonu olarak hesaplanmasına imkân veren korelasyonlar türetilmiştir. Bu korelasyonlar katı ve sıvı yakıtlar için ayrı ayrı tanımlanmıştır.

C, H, O ve N içeren, ayrıca içerisinde bulunan Oksijen/Karbon (O/C) kütleli oranı 0.667'den küçük olan ve nem içermeyen katı fosil yakıtlar için ekserji faktörü (ϕ):

$$\phi_{katı} = 1.0437 + 0.1882 \frac{y_{H_2}}{y_C} + 0.061 \frac{y_{O_2}}{y_C} + 0.0404 \frac{y_{N_2}}{y_C} \quad (2.27)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada y değerleri karbon, hidrojen, oksijen ve azotun yakıtın içerisindeki kütleli oranını ifade etmektedir. Bu bağıntı yukarıda belirtilmiş olan O/C oranını sağlayan odun haricindeki katı fosil yakıtların büyük bir bölümü için $\pm\%1$ sapma ile uygulanabilmektedir (Szargut, 2005).

Odun ve O/C oranı “ $2.67 > O/C > 0.667$ ” aralığında bulunan nem içermeyen katı fosil yakıtlar için ise aşağıdaki bağıntı yine $\pm\%1$ sapma ile uygulanabilir (Szargut, 2005);

$$\phi_{katı} = \frac{1.0438 + 0.1882 \frac{y_{H_2}}{y_C} + 0.2509 \left(1 + 0.7256 \frac{y_{H_2}}{y_C} \right) + 0.383 \frac{y_{N_2}}{y_C}}{1 - 0.3035 \frac{y_{O_2}}{y_C}} \quad (2.28)$$

Kükürt'ün etkisi de dikkate alınarak sıvı yakıtlar için ekserji faktörü (ϕ) ise $\pm\%0.38$ sapma ile aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Szargut, 2005):

$$\phi_{sıvı} = 1.4 + 0.17 \frac{y_{H_2}}{y_C} + 0.04 \frac{y_{O_2}}{y_C} + 0.22 \left(1 - 2.1 \frac{y_{H_2}}{y_C} \right) + 0.04 \frac{y_{N_2}}{y_C} \quad (2.29)$$

Yukarıdaki bağıntılardan ϕ hesaplandığında bazı yakıtların ekserjilerinin alt ısı değerlerine oranları yaklaşık olarak Çizelge 2.2'deki gibi bulunur.

Çizelge 2.2: Bazı yakıtların kimyasal ekserjilerinin alt ve üst ısı değere oranları (Çomaklı, 2003).

Yakıttaki kütle oranlar						
Yakıt	C	H ₂	N ₂ +S	O ₂	φ/H _u	φ/H _ü
Linyit	70	5	2	23	1.17	1.04
Kok	95	1	2	2	1.06	1.04
Fuel-oil	85	14	1	-	1.07	0.99

2.3.4 Ekserji transfer mekanizmaları

Ekserji; ısı transferi, iş alışverişi ya da kütle transferi yolu ile transfer edilebilir.

2.3.4.1 Isı transferi ile ekserji geçişi

Bir kontrol hacmi için ısı geçişinin ekserji geçişi olarak karşılığı, çevre sıcaklığı ile sistem sıcaklığı arasında çalışan bir ısı makinasından elde edilebilecek işe eşit olmaktadır. Isı makinasından elde edilebilecek işe bağlı olarak ısı transferinin ekserji eşdeğeri,

$$\dot{E}_{x_Q} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T_b} \right) \delta \dot{Q} \quad (2.30)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Eğer üniform sıcaklık dağılımı var ise ısı transferinin ekserji eşdeğeri,

$$\dot{E}_{x_Q} = \left(1 - \frac{T_o}{T_b} \right) \dot{Q} \quad (2.31)$$

şeklinde hesaplanır. Burada $\dot{Q}$ birim zamandaki ısı geçişi, T_b sisteme ısı transferinin olduğu noktada sistemin sınırının sıcaklığı ve T_o ortam sıcaklığıdır (Yüncü, 2010).

2.3.4.2 İş ile ekserji geçişi

İş ile ekserji geçişinde ekserji eşdeğeri yararlı işe eşittir ve şöyle ifade edilmektedir (Dilek, 2007):

$$\dot{E}_{x_w} = \dot{W} - P_o \frac{dV}{dt} \quad (2.32)$$

Burada $P_o \frac{dV}{dt}$ terimi çevreye karşı yapılan işi göstermektedir. Sürekli rejim veya rijit sistemlerde çevreye karşı yapılan iş sıfıra eşit olur ve (2.32) denklemini şu hale indirgenir:

$$\dot{E}_{x_w} = \dot{W} \quad (2.33)$$

2.3.4.3 Kütle ile ekserji geçişi

Kütle enerji ve entropiye sahip olduğu gibi ekserjiye de sahiptir. Bir sistemin kütle ile ekserji geçişi de kütleli debisiyle doğru orantılıdır:

$$\dot{E}x = \dot{m}ex \quad (2.34)$$

Adyabatik sistemlerde ısı geçişiyle olan ekserji transferi değeri, kapalı sistemlerde de kütle geçişiyle olan ekserji transferi değeri sıfıra eşittir.

2.3.5 Ekserji dengesi

Bir sistemin bir hal değişimi sırasındaki ekserji değişimi sisteme giren ekserjiler ile çıkan ekserjiler ve ekserji yıkımı arasındaki fark kadardır ve ekserji dengesi en genel haliyle,

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_\zeta - \dot{E}x_{yokolan} = \Delta \dot{E}_{sistem} \quad (2.35)$$

şeklinde ifade edilir (Yüncü, 2010).

Bir kapalı sistemin hal değişimi sırasında birim zamandaki ekserji dengesi,

$$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta \dot{Q} + Ex_1 - Ex_2 - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{sistem}}{dt}\right) - T_0 \dot{S}_{üretim} = \frac{dEx_{sistem}}{dt} \quad (2.36)$$

ile ifade edilir. Bu denklemde sisteme ısı geçişi ve sistemin yaptığı iş değerleri pozitif alınmıştır ve denklemde $T_0 \dot{S}_{üretim}$ terimi ekserji yıkımını temsil eder.

Bir kontrol hacmi ele alındığında ise bu hacme giren ve çıkan kütle terimlerinin katkısı da bu denkleme eklenir. Yeni durumda kontrol hacminin hal değişimi sırasında birim zamandaki ekserji dengesi için kh alt indisi kontrol hacmini, g alt indisi giren akımı, ζ alt indisi çıkan akımı belirtmek üzere,

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{kh} + \sum_{giren} \dot{m}_g (ex_a)_g - \sum_{cikan} \dot{m}_\zeta (ex_a)_\zeta - \left(\dot{W}_{kh} - P_0 \frac{dV_{kh}}{dt}\right) - T_0 \dot{S}_{üretim} = \frac{dEx_{kh}}{dt} \quad (2.37)$$

ifadesi türetilir (Yüncü, 2010). Burada ex_a özgül akış ekserjisini göstermektedir.

Türbinler, kompresörler, ısı değiştiriciler, borular vb. gibi ekipmanların kontrol hacimlerinde sürekli akışlı hal değişimi yaklaşımı yapılabilir ve bu durumda proses sırasında kütlelerinde, entropilerinde, hacimlerinde ve ekserjilerinde zamana bağlı değişim

yoktur; yani $dV_{kh}/dt = 0$ ve $dEx_{kh}/dt = 0$ olur. Böylece bir kontrol hacmi için sürekli akışlı hal değişimi sırasında ekserji dengesi,

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{kh} + \sum_{giren} \dot{m}_g (ex_a)_g - \sum_{cikan} \dot{m}_\zeta (ex_a)_\zeta - \dot{W}_{kh} - T_0 \dot{S}_{üretim} = 0 \quad (2.38)$$

halini alır.

Bir akımın iki noktası arasında veya sürekli akışlı bir kontrol hacminin hal değişimi için ekserji dengesi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır:

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{kh} + \dot{m}(ex_{ag} - ex_{ac}) - \dot{W}_{kh} - T_0 \dot{S}_{üretim} = 0 \quad (2.39)$$

Burada $\dot{m}$ akımın kütleli debisini simgeler ve akımın ekserjisindeki değişim,

$$ex_{ag} - ex_{a\zeta} = h_g - h_\zeta - T_0(s_g - s_\zeta) + \frac{V_g^2}{V_\zeta^2} + g(z_g - z_\zeta) \quad (2.40)$$

şeklinde ifade edilir.

2.3.6 Ekserji verimi

Ekserji verimi, termodinamik performansı değerlendirmek için kullanılan bir parametredir. Ayrıca ikinci kanun verimi, etkinlik veya rasyonel verim olarak da adlandırılır. Ekserji verimi, termodinamiğin ikinci kanununa göre verimliliği hesaplar ve termodinamik bakış açısından bir enerji sisteminin performansının gerçek bir ölçüsünü verir.

Ekserji verimini tanımlarken, analiz edilen termodinamik sistem için hem bir ürünü hem de bir yakıtı tanımlamak gerekir. Ürün, sistem tarafından üretilen istenen sonucu temsil eder ve yakıt, ürünü üretmek için harcanan kaynakları temsil eder. Ekserji verimi, bir prosesin ürününün yakıt ile ekserji açısından karşılaştırmasına atıfta bulunur ve ekserji verimi için genel bir ifade,

$$\psi = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Giren ekserji}} = \frac{\dot{Ex}_{urun}}{\dot{Ex}_{yakit}} \quad (2.41)$$

şeklinde yazılabilir. Sürekli akışlı bir sistem için ekserji dengesi kullanıldığında ekserji verimi,

$$\psi = 1 - \frac{\text{Ekserji yikimi}}{\text{Giren ekserji}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{Ex}_{yakit}} \quad (2.42)$$

olarak yazılabilir.

Ekserji verimi, iş üreten sistemlerde,

$$\Psi = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (2.43)$$

şeklinde de ifade edilebilir. Burada W_y yararlı işi, W_{tr} tersinir işi simgeler. İş tüketen sistemlerde ise bu denklemin tersi geçerlidir.

2.3.7 Tersinmezlik oranı

Tersinmezlik, ekserji kaybı olarak da isimlendirilir. Tersinmezlik, ekserji dengesinden;

$$I = \sum_{giren} \dot{E}x_g - \sum_{çikan} \dot{E}x_{ç} \quad (2.44)$$

veya entropi artışı (Gouy-Stodola) ilkesinden hareketle,

$$I = T_0 \left(\sum_{ç} \dot{S}_{ç} - \sum_g \dot{S}_g \right) = T_0 \Delta \dot{S} \quad (2.45)$$

bağıntıları kullanılarak hesaplanır (Çomaklı, 2003).

Bir sistemin performansını değerlendirmek için iki farklı tersinmezlik oranı tanımlanmıştır. Bunlardan biri sistemin toplam tersinmezliğinin veya sistemin her bir elemanındaki tersinmezliğin sisteme giren toplam ekserjiye oranıdır. Tersinmezlik oranına aynı zamanda kayıp ekserji oranı da denilmektedir ve bu oran,

$$y = \frac{\sum_i I_i}{\sum \dot{E}x_g} \quad (2.46)$$

veya;

$$y_i = \frac{I_i}{\sum \dot{E}_{x,g}} \quad (2.47)$$

bağıntılarından hesaplanır. Bir sistemde ekserji verimi ve tersinmezlik oranı y_i ' lerin toplamı 1'e eşittir:

$$\Psi + y_1 + y_2 + y_3 + ... + y_N = 1 \quad (2.48)$$

Bir diğ er tersinmezlik oranı ise sistemdeki her bir elemanın tersinmezliğinin sistemin toplam tersinmezliğine oranı olarak tanımlanmaktadır:

$$y_i^* = \frac{I_i}{I} \quad (2.49)$$

Tersinmezlik oranları kullanılarak bir sistemin benzer veya farklı elemanları arasında performans karşılaştırılması yapılabilmektedir. Bu sayede her bir elemanın ne ölç ude iyileştirilebileceğine karar verme olanağı oluşmaktadır ( omaklı, 2003).



3. MALZEME VE YÖNTEM

3.1 İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali (İÜMIS)

3.1.1 Merkezi ısı santrali

İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali 1975 yılında İnönü Üniversitesi Rektörlüğü'nün verdiği yetkiyle Yapı İşleri Teknik Daire Başkanlığı tarafından kurulmuştur. Şekil 3.1'de İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali gösterilmiştir. Santralde daha önce fuel-oil yakıtı kullanılmakta iken 2006 yılında santralde dönüşüm yapılarak yakıt olarak doğal gaz kullanılmaya başlanılmıştır. Santral kızgın buhar kazanları, yakıt depoları, tamir ve bakım atölyesi ve eşanjör dairesinden oluşmaktadır. Üretilen kızgın buhar ile kampüs içerisindeki binaların (fakülteler, lojmanlar ve sosyal tesisler) ısıtma ve sıcak su ihtiyacı karşılanmaktadır. Bu amaçla santralde üretilen kızgın buhar, ana dağıtım hatları ve ana hatlara bağlanan yan hatlar ile kampüs içerisindeki 22 adet eşanjör dairesine gönderilmektedir. Santralden 110°C sıcaklık ve ortalama 5 atü basınçta gönderilen kızgın buhar, ısısını suya verdikten sonra 53 °C sıcaklıkta geri dönmektedir. Santraldeki boru hatlarının toplam uzunluğu 8648 m olup borular çelik malzemeden imal edilmiş ve PE kaplama kullanılmıştır. Kazanlar DIN 4702'ye uygun yapısal test edilmiş ve DIN 4751'e göre 110°C maksimum gidiş suyu sıcaklıklarına müsaade edilen, kapalı ısıtma tesisatları için imal edilmiştir. Kazanlar DIN 51603'ye uygun sıvı yakıt ve EN 437 veya yerel mevzuatlara uygun gaz yakılması ile bu yakıtların verimli yanmasını sağlayacak şekilde imal edilmiştir. Kazanlar, TSE'nin ilgili standartlarına (TS 497, TS EN 303-1-2-4) uygundur. Kazanlar, Avrupa Gaz Yakıtlı Cihazlar Direktifi 90/396/EWG'ye uygun CE işaretiyle sahiptir. Kazanlar, DIN ISO 9001 kalite sertifikasına sahiptir. Kazan gövdesi minimum 80 mm kalınlıkta, çepeçevre mineral esaslı etkin bir yalıtım malzemesi ile izole edilmiştir. Kazan kapılarında yüksek sıcaklığa dayanıklı, yüksek ısı izolasyonu özelliğine sahip zamanla dökülmeyen özel yalıtım malzemesi kullanılmıştır. Kazan üzerinde orijinal yürünebilir kazan üst sacı vardır. Kazan çelik dış sacları çift kat fırın boya ile kaplıdır. Kazan üzerinde; emniyet ventili, su seviye presostatı, basınç presostatları için ayrı bağlantı ağızları vardır. Kazanın işletme basıncı 3 bar olup maksimum işletme basıncı 5 bar'dır.

Santraldaki toplam ısı kapasitesi 16 538 000 kcal/h olup üniversitedeki birimlere göre dağılımı Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali.

Çizelge 3.1: Santraldaki toplam ısı kapasitesinin üniversitedeki birimlere göre dağılımı.

Sıra No	Birim	Isı Kapasitesi [kcal/h]
1	Mühendislik Fakültesi	2 500 000
2	Üçlü Amfi	200 000
3	BESYO	280 000
4	Güzel Sanatlar Fakültesi	860 000
5	Eğitim Fakültesi	3 000 000
6	İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi	2 700 000
7	Kütüphane	490 000
8	Bilgi İşlem Daire Başkanlığı	1 260 000
9	Rektörlük	518 000
10	Araştırma Merkezleri	500 000
11	İnternet Merkezi	1 200 000
12	Mediko Sosyal Tesisleri	2 400 000
13	1 ve 2 No’lu Kapalı Spor Salonları	630 000

Kazanlarda 195°C’ye kadar ısınan kızgın buhar, genleşme tankında toplanmaktadır. Burada şebeke dönüş kolektöründen gelen 53°C’de ki su ile üç yollu DN 50 standardındaki motorlu vanalar vasıtasıyla karıştırılarak sıcaklığı 110°C’ye düşürülüp gidiş kolektöründe toplanmaktadır. Gidiş kolektöründen gidiş hatları ile kullanım yerlerine iletilmektedir.

Kazanlardaki yanma, rotatif (dönel) brülörler ile sağlanmaktadır. Yanma için gerekli olan hava, sıcak hava apareyi cihazı vasıtası ile basılmaktadır. Hava girişine konulan klapeler yükleme kademelerine göre brülör tarafından ayarlanmaktadır. Yakıt miktarına göre iki kademe mevcut olup brülör kapasiteleri 110 m³/h'dır. Eğer yeterli hava brülöre gelmezse emniyet kumandası ile brülörün çalışması durdurulmaktadır. İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali komponentlerine ait bilgiler Çizelge 3.2'de verilmiştir.

İÜMIS'de BOYUTSAN markalı 2 adet kızgın buhar kazanı bulunmaktadır (Şekil 3.2, 3.3). Yakıt olarak doğal gaz kullanılmaktadır. Kazanlar degazör, basınç esneme (düşürme) aparatı, emniyet ventili, yanma odası, regülatör, acil tahliye butonu, gaz basınç adaptörü, klapeler, manometre, presostat yaylı emniyet valfi, otomatik besleme cihazı, kondens deposu, armatürler, sayaç grubu ve 4 adet radyal fandan oluşmaktadır. Buhar kazanı üzerine monte edilen otomatik besleme cihazı, su seviyesini otomatik olarak ayarlar, seviye düşünce kondens deposunu çalıştırır, su yok ise brülörü durdurur ve ikaz işaretini yakar.

Santralde eşit kapasiteli 2 adet skoç tipi, su borulu, ışınlı kızgın buhar kazanı bulunmaktadır. Bu kazanlar 10 080 000 kcal/h kapasitelidir. Buhar kazanları 4 inç'lik 2x250 m²'lik ana boruya sahip olup tipi alev tipli ve her kazanda 2 adet tazyik bulunmaktadır.

Isı merkezinde iki adet yüksek tazyikli buhar kazanında doğal gaz yakılmakta ve bu maksatla her kazanda 2 adet olmak üzere toplam 4 adet Johnson marka dönel tip, yakıcı, cebri basınçlı ve çift kademeli brülörler kullanılmaktadır. Brülörlerin gücü yakıt yüklemesine göre 192 ve 814 kW arasında değişmekte olup elektrik güçleri 3 kW'dir. Johnson brülörlerinin çalışması yakıtın alçak tazyikli hava ve dönel kısmı ile püskürtülmesi esasına dayanmaktadır. Yakıt - hava karışımı pnömatik sistemlidir ve gerekli gaz basıncını, hava klapesinin ardında hava basıncı ve yanma odasındaki karşı basınç ölçümünün sonucuna göre otomatik olarak ayarlamaktadır. Modülasyon aralığı %40-100 arasında değişmektedir. Brülör namlusu türbülanssız olup iki pollü ve radyo / TV dalgalarından etkilenmeyen ateşleme sistemine sahiptir. Alev kontrolü iyonizasyon sistemlidir. Brülördeki ateşleme işleminin ardından doğal gaz basıncı 300 mbar olmaktadır. Brülörde yakıt-hava karışımı 12000 Volt'luk bir transformatör ile elektrik vasıtasıyla ateşlenir ve ardından doğal gaz tutuşur.

Çizelge 3.2: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Ssantrali komponentlerine ait bilgiler.

KAZAN	
Marka ve Tip / Adet	BOYUTSAN Skoç Tipi, Isınımli / 2 Adet
Yapım Yılı	2006
Kapasite	10 080 000 kcal/h
Isı Gücü (Q) / İşletme Basıncı	5109.98 kW / 3 Bar
Kazan Yüzeyi Yalıtım Cinsi / Kalınlığı	Mineral Esaslı Malzeme / 80 mm
	5560 mm Uzunluk
Kazan Dış Ölçüleri	3170 mm Genişlik
	3490 mm Yükseklik
BRÜLÖR	
Sayı	4 Adet
Marka	Johnson
Kapasite	110 m ³ /h
Tip	Dönel, Yakıcı, Cebri Basıncılı ve Çift Kademeli
Güç	810 kW
Elektrik Gücü	3 kW
Modülasyon Aralığı	%40 - %100 arası
Namlu Tipi	Türbülanssız, İki Pollü
BACA	
Sayı	3 Adet
Duman Isı Kapasitesi	1426 m ³ /h
Baca Gazı Giriş / Çıkış Basıncıları	4 bar/1 bar
Tip	316 Cr-Ni Çift Cidarlı Paslanmaz Çelik
Yalıtım Cinsi / Kalınlığı	Taşyünü / 5 cm
Baca Çapı (φ) / Yüksekliği (h)	120 cm / 19.5 m
GENLEŞME TANKI	
Sayı	4 Adet
Tip	Silindirik Gövdeli Kapalı Genleşme Deposu
Emniyet Ventili Çapı	11 / 2 "
Membran Malzemesi	EPDM
Kapasite	1000 L
Ön Gaz Basıncı	22 bar
Anma Basıncı	4 bar
YAKIT	
Tip	Doğal gaz
Yıllık Yakıt Miktarı	2 684 211 m ³ /yıl
HİDROFOR TESİSATI	
Sayı	2 Adet
İşletme Basıncı	3 ile 4 kg/cm ² Arası
Tip	Frekans Konvertörlü, Paket Tipli, Düşey Milli
Hacimsel Debi	7 m ³ /h
Motor Gücü	2 kW
KOLEKTÖR	
Sayı	4 Adet
Kolektör Ağzı Çapları	20 mm
Boru Çapları	57 mm, 83 mm, 108 mm, 159 mm
Yalıtım Kalınlıkları	3 mm, 3.25 mm, 3.71 mm, 4.5 mm
Tip	Dikişli Boru Tipi

Çizelge 3.2 (devam) : İnönü Üniversitesi merkezi ısı santrali komponentlerine ait bilgiler.

BOYLER	
Sayı	2 Adet
Tip	Süper Tip Hızlı, Dikey ve Tek Serpantinli
Su Kapasitesi	1000 L
İşletme Basıncı	10 bar
Su Gidiş Sıcaklığı	95°C
Buhar Gidiş Sıcaklığı	160°C
Yalıtım Malzemesi Markası / Tipi	Cetaprotect / Çift Kat Köpük Kaplama
BORU HATLARI	
İmal Edildiği Malzeme	Çelik
İkaz Bandı Genişliği	40 cm
Sıkıştırılabilir Malzeme Genişliği	71.68 cm
Boru Basıncı	19 bar
Yalıtım Malzemesi Tipi / Kalınlığı	Cam Yünü / 25 mm
ŞÖNT POMPASI	
Sayı	2 Adet
Hacimsel Debi	13 m ³ /h
Yükseklik	3 mSS
Güç	3 kW
Tip	Düz Boruya Takılabilen, İnline, Tekli
YANGIN SUYU POMPASI	
Sayı	2 Adet
Debi	120 m ³ /h
Yükseklik	60 mSS
Motor Gücü	45 kW
Frekans	2900 d/dk



Şekil 3.2: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralindeki kazanlar.



Şekil 3.3: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralindeki kazanlar.

Duman boruları toplam 3 adet olup cebri çekmelidir. Duman boruları tecrit edilmiş duman bacası ve iç ateş tuğlası ile örülmüştür. Borular 316 Cr-Ni 3 mm'lik paslanmaz çelikten üretilmiş olup çapları 4 inçtir. Ayrıca baca çapları 120 cm ve baca yükseklikleri 19.5 m'dir. Bacalar 450 mm çaplı 5 cm'lik taşıyıcı malzeme ile izole edilmiştir. Duman borularında dumanın ısı kapasitesi $1.426 \text{ m}^3/\text{h}$ olup giriş basıncı 4 bar çıkış basıncı ise 1 bar'dır. Bacalar ayrıca temizleme kapağı, kondens suları boşaltma musluğu, duman kanalı test manşonu, şapka ayağı ve topraklamadan oluşmaktadır. Her bir bacanın gaz tüketimi $82 \text{ m}^3/\text{h}$ 'dir.

Santralde iki adet 2000 lt'lik hidrofor mevcuttur. Gerekli kapasitede iki adet su pompası ile donatılmış olan hidroforların işletme basıncı 3 ile 4 kg/cm^2 arasında değişmektedir. Hidroforu şebekeye su kesildiği veya azaldığı zaman sokmak gerekmektedir. Hidroforlar frekans konvertörlü olup hacimsel debisi $7 \text{ m}^3/\text{h}$ 'dir. Üst tarafındaki suyun yüksekliği 50 mSS, alt taraftaki su yüksekliği ise 40 mSS'dir. Ayrıca hidroforlara bağlı olarak çalışan biri yedek olmak üzere 2 adet pompa bulunmaktadır. Hidroforların motor güçleri 2 kW, paket tipli, tam otomatik, frekans konvertörlü ve düşey millidir.

Kazan dairesinde kalorifer, buhar, sıcak su, yangın ve soğuk su tevzileri müstakil kolektörlerden yapılmaktadır. Sistemde 4 adet ana kolektör hattı bulunmakta olup kolektör ağzı çapları 20 mm'dir. Boruların çapları sırasıyla 57 mm, 83 mm, 108 mm, 159 mm olup yalıtım kalınlıkları ise sırasıyla 3 mm, 3.25 mm, 3.71 mm ve 4.5 mm'dir. Kolektörlerin

boru tipi dikişli boru tipidir. Bütün tevzi boruları üzerinde ait oldukları blok ve kısımlar madeni etiketler ile işaretlenmiştir. Bloklarda meydana gelecek olan arızalar için kolon musluklarından branşman ve kolonlar kapatılacağı gibi, devrelerdeki kolektörlerde bulunan tahliye vanalarından da kapatılabilmektedir.

Eşanjör dairesinde kazanlara bağlı olarak çalışan 2 adet boyler bulunmaktadır. Kazandan buraya yaklaşık 195°C’de gelen kızgın buharın sıcaklığı burada 110°C’ye düşürülerek her bir fakültenin eşanjör dairesine ayrı ayrı gönderilmektedir. Burada ayrıca SAM-SON marka otomatik kontrol sistemi bulunmaktadır. Bunun nedeni her fakültenin suyun sıcaklığını istenilen şekilde ayarlamak istemesidir. Fakülteleme yaklaşık 110°C’de gönderilen kızgın buhar burada dolaşıma girerek sıcaklığını soğuk suya vermekte, sıcaklığı yaklaşık 53°C’ye düştüğünde ise yoğunlaşarak soğuk suya dönüşüp tekrar merkezi santralde bulunan kazana gelmektedir. Sirkülasyon bu şekilde devam etmektedir. Boylerler süper tip hızlı boyler tipinde olup, dikey ve tek serpantinlidir. Su kapasiteleri 1000 lt’dir. Tek serpantinli olmasının avantajı ise bu tip serpantinler en küçük noktalara kadar ulaştığı için hem ekonomik olması hem de eski tip boylerlerde görülen “lejyonerji” adlı bakteriyi engelleyerek insan sağlığına zararlı olmamasıdır. Boylerlerin işletme basıncı 10 bar olup kullanma suyu gidiş sıcaklığı 95°C, buhar gidiş sıcaklığı ise 160°C’dir.

Sistemde ısıtma kazanlarında 2 adet ve ısıtma tesisatında 2 adet olmak üzere toplam 4 adet genleşme tankı mevcut olup ısıtma kazanlarındaki genleşme tanklarının kapasiteleri 1000 L, ön gaz basınçları 2.2 bar, emniyet ventili çapları 1 1/2" ve anma basınçları 4 bar’dır. Isıtma tesisatı kapalı genleşme tankları ise PN 16 çelikten imal edilmiş olup kapasiteleri 1500 L, ön gaz basınçları 2.5 bar, emniyet ventili çapları 1 1/2" ve anma basınçları 4 bar’dır. Kapalı genleşme depolarının içerisindeki membran, EPDM malzemeden üretilmiş olup, 100°C akışkan sıcaklıklarına kadar kullanılabilmektedir. Kapalı genleşme depoları değişik işletme ihtiyaçlarını karşılayabilecek şekilde imal edilmiştir.

Sistemde kazan dönüş suyu sıcaklığı kritik sıcaklık olan 53°C’nin altına düştüğünde şönt pompası devreye girerek dönüş suyunun sıcaklığını artırmaktadır. Şönt pompasının hacimsel debisi 13 m³/h, yüksekliği 3 mSS, gücü 3 kW, tipi ise düz boruya takılabilen, inline, tekli tip ve frekans konvertörlüdür. Şönt pompası 2 adet olup bir tanesi yedekte beklemekte, duruma göre devreye girmektedir.

Sistemde 4 adet ısıtma tesisatı hava apareyi sirkülasyon pompası, 4 adet ısıtma tesisatı radyatör sirkülasyon pompası, 2 adet süper tip hızlı boyler sirkülasyon pompası, 2 adet

kullanma sıcak suyu sirkülasyon pompası olmak üzere toplam 12 adet sirkülasyon pompası bulunmaktadır.

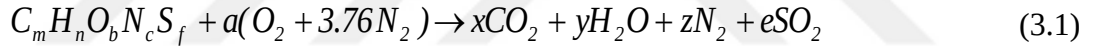
3.1.2 Boru hatları

Boru hatları çelik malzemeden imal edilmiş olup asfalt veya kum zeminden 10.06 cm aşağıdan, kumla kaplı zeminden ise 51.68 cm aşağıdan geçmektedir. Boruların ikaz bandı genişliği 40 cm olup rengi sarıdır. Sıkıştırılabilir malzeme genişliği ise 71.68 cm'dir. Akış esnasında boruların basıncı 19 bar olarak ölçülmektedir. Beton zeminle borular arasındaki uzaklık ise 100 cm'dir. Ayrıca borular 25 mm kalınlığında camyünü yalıtım malzemesiyle kaplanmış olup dış tarafları da alüminyum folyo ile kaplanmıştır. Kızgın boru hatları galeri sistemi denilen yerin altından geçen borulardan oluşmaktadır.

3.2 Yöntem

3.2.1 Yanma analizi

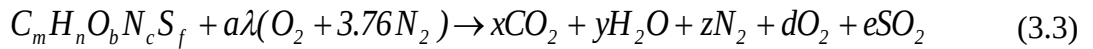
Yakıtın hava ile teorik tam yanması reaksiyonu sonucunda meydana gelen yanma ürünleri aşağıda verilmiştir (Terhan, 2010):



Teorik hava miktarı (a) oksijen dengesinden bulunur:

$$a = x + e + \frac{y}{2} - \frac{b}{2} \quad (3.2)$$

Yakıtın fazla hava ($\lambda > 1$) ile yanması durumunda ise yanma denklemi şöyle olmaktadır:



Yanma denklemi denkleştirilirse karbon denkliği, hidrojen denkliği, kükürt denkliği, oksijen denkliği ve azot denkliğinden x , y , e , d ve z mol oranları şöyle bulunur:

$$C \rightarrow x = n_{CO_2} = m \quad (3.4)$$

$$H \rightarrow y = n_{H_2O} = \frac{n}{2} \quad (3.5)$$

$$S \rightarrow e = n_{SO_2} = f \quad (3.6)$$

$$O \rightarrow d = n_{O_2} = \frac{b}{2} + a\lambda - x - \frac{y}{2} - e \quad (3.7)$$

$$N \rightarrow z = n_{N_2} = \frac{c}{2} + 3.76a\lambda \quad (3.8)$$

Toplam baca bazı miktarı kmol cinsinden şöyle bulunur:

$$n_{BG} = n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{SO_2} \quad (3.9)$$

Baca gazını oluşturan bileşenlerin mol oranları ise aşağıdaki eşitlikler kullanılarak bulunur:

$$\text{Karbondiyoksit oranı} : x_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{BG}} \quad (3.10)$$

$$\text{Su buharı oranı} : x_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{BG}} \quad (3.11)$$

$$\text{Azot oranı} : x_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{BG}} \quad (3.12)$$

$$\text{Oksijen oranı} : x_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{BG}} \quad (3.13)$$

$$\text{Kükürt dioksit oranı} : x_{SO_2} = \frac{n_{SO_2}}{n_{BG}} \quad (3.14)$$

Özgül ısı sıcaklığın bir fonksiyonu olduğundan baca gazlarını oluşturan bileşenlerin her birinin molar özgül ısıları aşağıdaki eşitlikle bulunur (Terhan, 2010):

$$\bar{C}_p = a + bT_{BG} + cT_{BG}^2 + dT_{BG}^3 \quad kJ/kmol.K \quad (3.15)$$

Burada T_{BG} baca gazlarının sıcaklığını göstermektedir ve birimi K'dir. a, b, c ve d katsayılarının değerleri Çizelge 3.3'den alınabilir. Yanma gazlarının karışımı da, ideal gazların karışımından oluştuğu kabul edilerek baca gazlarının ortalama molar özgül ısısı aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır (Terhan, 2010):

$$\bar{C}_{p,ORT} = x_{CO_2} \bar{C}_{p,CO_2} + x_{H_2O} \bar{C}_{p,H_2O} + x_{O_2} \bar{C}_{p,O_2} + x_{N_2} \bar{C}_{p,N_2} + x_{SO_2} \bar{C}_{p,SO_2} \quad (3.16)$$

Çizelge 3.3: Bazı gazların özgül ısı katsayıları (Çengel ve Boles, 1996).

Gaz	a	b	c	d
CO ₂	22.26	5.981x10 ⁻²	-3.501x10 ⁻⁵	7.469x10 ⁻⁹
H ₂ O	32.24	0.1923x10 ⁻²	1.055x10 ⁻⁵	-3.595x10 ⁻⁹
O ₂	25.48	1.520x10 ⁻²	-0.7155x10 ⁻⁵	1.312x10 ⁻⁹
N ₂	28.90	-0.1571x10 ⁻²	0.8081x10 ⁻⁵	-2.873x10 ⁻⁹
SO ₂	25.78	5.795x10 ⁻²	-3.812x10 ⁻⁵	8.612x10 ⁻⁹

Yakıtın, havanın ve baca gazlarının mol kütlelerinin hesaplanma yöntemi aşağıda verilmiştir. Yakıtın mol kütlesi,

$$Ma_{YAKIT} = mMa_C + nMa_H + bMa_O + cMa_N + fMa_S \quad (3.17)$$

şeklinde hesaplanır. Burada Ma_{YAKIT} yakıtın mol kütlesini, Ma_C karbon atomunun mol kütlesini, Ma_H hidrojen atomunun mol kütlesini, Ma_O oksijen atomunun mol kütlesini, Ma_N azot atomunun mol kütlesini ve Ma_S ise kükürdün mol kütlesini göstermektedir ve birimleri kg/kmol'dur. Çizelge 3.4 bazı maddelerin mol kütlelerini vermektedir.

Çizelge 3.4: Bazı maddelerin mol kütleleri (Eyriboyun, 2009; Aydın, 2018; Çengel ve Boles, 1996).

Madde	Simgesi	Mol Kütlesi (kg/kmol)	Yuvarlatılmış Mol Kütlesi (kg/kmol)
Karbon	C	12.011	12
Hidrojen	H	1.008	1
Oksijen	O	15.999	16
Azot	N	14.008	14
Kükürt	S	32.064	32
Karbondioksit	CO ₂	44.009	44
Su	H ₂ O	18.015	18
Hava	Karışım	28.964	29

Havanın mol kütlesi şöyle hesaplanır:

$$Ma_{HAVA} = x_{O_2} Ma_{O_2} + x_{N_2} Ma_{N_2} \quad (3.18)$$

Burada Ma_{HAVA} havanın mol kütlesini, Ma_{O_2} oksijenin mol kütlesini ve Ma_{N_2} azotun mol kütlesini göstermektedir. Birimleri kg/kmol'dur. x_{O_2} ve x_{N_2} havadaki oksijen ve azotun mol oranları olup sırasıyla 0.21 ve 0.79'dır.

Baca gazının mol kütlesi aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır:

$$Ma_{BG} = x_{CO_2} Ma_{CO_2} + x_{H_2O} Ma_{H_2O} + x_{O_2} Ma_{O_2} + x_{N_2} Ma_{N_2} + x_{SO_2} Ma_{SO_2} \quad (3.19)$$

Burada Ma_{BG} baca gazının mol kütleini, Ma_{CO2} karbondioksitin mol kütleini, Ma_{H2O} suyun mol kütleini, Ma_{O2} oksijenin mol kütleini, Ma_{N2} azotun mol kütleini ve Ma_{SO2} kükürt dioksitin mol kütleini göstermektedir. Birimleri kg/kmol'dur.

Kütlenin korunumu yasası uygulanırsa baca gazlarının kütleli debisi, yakıtın ve havanın kütleli debilerinin toplamına eşit olur:

$$\dot{m}_{BG} = \dot{m}_{YAKIT} + \dot{m}_{HAVA} \quad (3.20)$$

Buradaki $\dot{m}_{BG}$ baca gazının kütleli debisini, $\dot{m}_{YAKIT}$ yakıtın kütleli debisini, $\dot{m}_{HAVA}$ havanın kütleli debisini göstermektedir ve birimleri kg/s'dir.

Havanın kütleli debisi aşağıdaki eşitlik kullanılarak bulunur (Terhan, 2010):

$$\dot{m}_{HAVA} = \frac{\dot{m}_{YAKIT} 4.76 a \lambda Ma_{HAVA}}{Ma_{YAKIT}} \quad (3.21)$$

Gaz ve sıvı yakıtlar için yakıtın kütleli debisi

$$\dot{m}_{YAKIT} = \dot{V}_{YAKIT} \rho_{YAKIT} \quad (3.22)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanır. Burada $\dot{V}_{YAKIT}$ yakıtın hacimsel debisi olup birimi m³/s'dir. ρ_{YAKIT} ise yakıtın ortam şartlarındaki yoğunluğudur.

Baca gazının birim zamandaki mol miktarı da aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır:

$$\dot{n}_{BG} = \frac{\dot{m}_{BG}}{Ma_{BG}} \quad (3.23)$$

Burada $\dot{n}_{BG}$ baca gazının birim zamandaki mol sayısını göstermektedir ve birimi kmol'dur.

3.2.2 Enerji analizi (Birinci kanun analizi)

Buhar kazanının şematik gösterimi Şekil 3.4'de verilmektedir. Kazan için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılmaktadır (MEGEP, 2012):

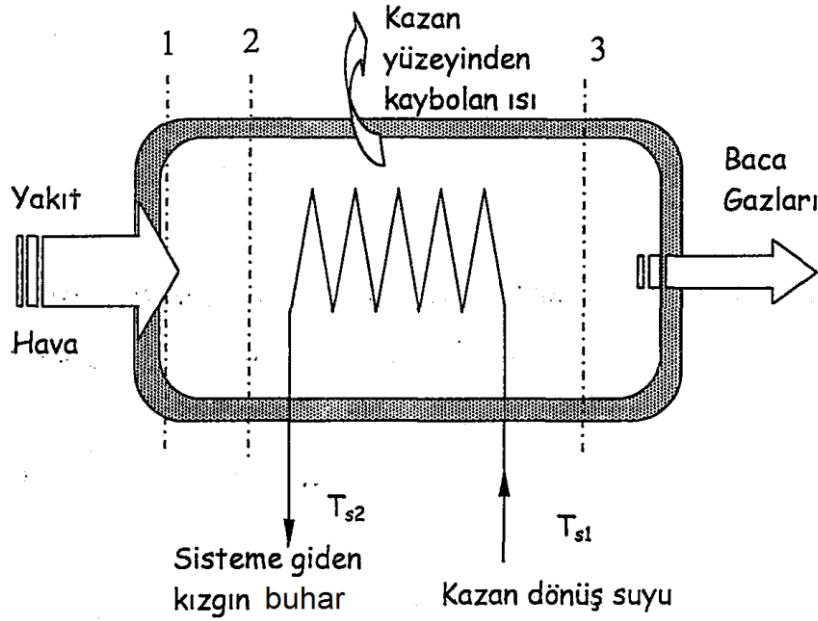
$$\dot{E}_{YAKIT} = \Delta \dot{E}_{SU} + \dot{E}_{BG} + \dot{E}_{KAYIP} \quad (3.24)$$

Burada $\dot{E}_{YAKIT}$ yakıt enerjisini, $\Delta \dot{E}_{SU}$ kazanda suya aktarılan enerjiyi, $\dot{E}_{BG}$ baca gazları ile dışarı atılan enerjiyi, $\dot{E}_{KAYIP}$ kazan yüzeylerinden çevreye olan ısı kayıplarını göstermektedir.

Yakıt enerjisi yakıtın alt ısı değeri kullanılarak hesaplanmaktadır:

$$\dot{E}_{YAKIT} = \dot{V}_{YAKIT} H_U \quad kJ/m^3 \quad (3.25)$$

Bu eşitlikte $\dot{E}_{YAKIT}$ yakıtın yanması sonucu elde edilen enerjiyi (kJ/yıl) göstermektedir. $\dot{V}_{YAKIT}$ yakıtın birim zamandaki sarfiyatı olup katı yakıtlar için kg, gaz ve sıvı yakıtlar için m³'tür. H_U ise yakıtın alt ısı değeridir ve katı yakıtlar için kJ/kg, gaz ve sıvı yakıtlar için kJ/m³'tür.



Şekil 3.4: Buhar kazanının şematik gösterimi (Çomaklı, 2003).

Yakıtın yanmasıyla elde edilen yakıt enerjisinin bir kısmı baca gazlarıyla dışarı atılmaktadır. Baca gazlarının taşıdığı enerji; baca gazları sıcaklığından ileri gelen duyulur enerji ve baca gazlarındaki su buharının taşıdığı gizli enerjidir. Baca gazlarının duyulur enerjisi ve baca gazlarındaki su buharının gizli enerjisi sırasıyla aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanmaktadır:

$$\dot{E}_{BG-DUYULUR} = \dot{m}_{BG} \bar{C}_{P,ORT} (T_{BG} - T_0) \quad kJ/yıl \quad (3.26)$$

$$\dot{E}_{BG-GIZLI} = \dot{m}_{BG} x_{H_2O} Ma_{H_2O} h_{fg} \quad kJ/yıl \quad (3.27)$$

Burada h_{fg} suyun buharlaşma ısısı olup birimi kJ/kg'dır. Baca gazları ile dışarı atılan enerji baca gazlarının duyulur enerjisi ve baca gazlarındaki su buharının gizli enerjisinin toplanması ile elde edilmektedir:

$$\dot{E}_{BG} = \dot{E}_{BG-DUYULUR} + \dot{E}_{BG-GIZLI} \quad (3.28)$$

Kazanda suya aktarılan enerji şöyle bulunmaktadır:

$$\Delta \dot{E}_{SU} = \dot{m}_{SU} (h_{B,\zeta} - h_{S,G}) \quad (3.29)$$

$\dot{E}_{KAYIP}$ kazan yüzeylerinden çevreye olan ısı kayıplarını göstermektedir:

$$\dot{E}_{KAYIP} = \dot{Q}_K \quad (3.30)$$

Kazan yüzeylerinden çevreye olan ısı kayıpları genellikle %0.5-1 civarında bir değer alınmaktadır (Akkaya, 1995; Zabielskiene, 2002; Çomaklı, 2003).

(3.24) ve (3.29) eşitliklerinden hareketle suyun debisi;

$$\dot{m}_{SU} = \frac{\dot{E}_{YAKIT} - \dot{E}_{BG} - \dot{E}_{KAYIP}}{h_{B,\zeta} - h_{S,G}} \quad (3.31)$$

şeklinde hesaplanmaktadır (Kotas, 1995; Rosen 1999).

Kazanın enerji verimi,

$$\eta_I = \frac{\Delta \dot{E}_S}{\dot{E}_{YAKIT}} = \frac{\dot{m}_{SU} (h_{B,\zeta} - h_{S,G})}{\dot{m}_{YAKIT} Hu} \quad (3.32)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır.

3.2.3 Ekserji analizi

3.2.3.1 Yakıtın ekserji analizi

Yakıtların standart kimyasal ekserjileri katı, sıvı ve gaz olma durumlarına göre farklılık gösterir. Doğal gaz gibi gaz yakıtların standart kimyasal ekserjisi aşağıda verilen formüllerle hesaplanabilir (Kaushik and Singh, 2014; Çomaklı ve Terhan, 2015):

$$n_y \bar{e}_{X,\theta,y} = -\Delta G^o + \sum_{\bar{U}} n_{\bar{U}} \bar{e}_{X,\theta,\bar{U}} - \sum_R n_R \bar{e}_{X,\theta,R} \quad (3.33)$$

$$\Delta G^o = \Delta H^o - T \Delta S^o \quad (3.34)$$

$$\Delta G^o = \left(\sum_{\bar{U}} n_{\bar{U}} \bar{h}_{f,\bar{U}}^o - \sum_R n_R \bar{h}_{f,R}^o \right) - T_0 \left(\sum_{\bar{U}} n_{\bar{U}} \bar{s}_{\bar{U}}^o - \sum_R n_R \bar{s}_R^o \right) \quad (3.35)$$

Burada h_f^o 25°C sıcaklık ve 1 atm basınçtaki oluşum entalpisini, s^o mutlak entropiyi göstermektedir. Alt indis olarak gösterilen $\bar{u}$ doğal gaz yanma denklemindeki ürünleri, r

reaktanları, n mol sayısını, $e_{X,0}$ standart molar kimyasal ekserjiyi göstermektedir.

Yakıtın standart molar kimyasal ekserjisi mol sayısı ile çarpılarak yakıtın toplam ekserjisi hesaplanır (Çomaklı ve Terhan, 2015):

$$\dot{E}_{X,YAKIT} = (\dot{m}_Y / Ma_Y) \bar{e}_{X,0,Y} \quad (3.36)$$

Görüldüğü gibi yakıtların kimyasal ekserjileri, yakıtı oluşturan bileşenlere bağlı olarak hesaplanmaktadır ve karmaşık işlemler içermektedir. Yakıtların kimyasal ekserjisi daha basit olarak *ekserji faktörü* (ϕ) kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{E}_{X,YAKIT} = \dot{m}_Y \Phi Hu \quad (3.37)$$

Burada Hu yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg), Φ ise yakıt ekserjisinin alt ısı değere oranıdır ve ekserji faktörü olarak adlandırılır. Ekserji faktörü değerleri yakıtların kimyasal bileşimlerinden hesaplanmaktadır. Bazı endüstriyel yakıtların ekserji faktörü (ϕ) değerleri Çizelge 3.5’de verilmiştir. Bu yöntemle ilişkin ayrıntılı bilgi ikinci bölümde verilmiştir.

Çizelge 3.5: Bazı endüstriyel yakıtların ekserji faktörü (ϕ) değerleri (Kotas, 1995; Filiz, 2012).

Yakıt	Ekserji faktörü (ϕ)
Kok Gazı	1.05
Farklı Kömür Türleri	1.06
Turba	1.16
Odun	1.15
Farklı Fuel Oil ve Petrol	1.04
Doğal Gaz	1.04
Hava Gazı	1.00
Yüksek Fırın Gazı	0.98
Hidrojen	0.985
Karbonmonoksit	0.973
Kükürt	2.017

3.2.3.2 Kazanın ekserji analizi

Yakıt ve hava kazana T_0 , P_0 şartlarında girdiği durumda ekserji denklemi aşağıdaki gibi yazılmaktadır (Şekil 3.4) (Kotas, 1995; Çomaklı, 2003):

$$\dot{E}_{X,YAKIT} = (\dot{E}_{XB,G} - \dot{E}_{XS,G}) + \dot{E}_{X,KAYIP} + \dot{E}_{X,BG} + \sum_i I_i \quad (3.38)$$

Burada birinci terim yakıt ekserjisini, parantez içerisindeki terim suya aktarılan ekserjiyi, üçüncü terim kazan yüzeylerinden kaybolan ısıyla meydana gelen ekserji kaybını,

dördüncü terim baca gazları ile dışarı atılan ekserjiyi ve beşinci terim kazanda oluşan toplam tersinmezlikleri ifade etmektedir. Bu terimlere ilişkin ayrıntılı bilgi aşağıda verilmiştir.

Kazan yüzeylerinden olan ekserji kayıpları $\dot{E}_{X;KAYIP}$:

Kazan yüzeylerinden olan ekserji kayıpları, sadece kazan yüzeylerinden kaybolan ısı ile meydana gelmektedir. Kazan yüzeylerinden olan ekserji kayıpları (Çomaklı, 2003),

$$\dot{E}_{X;KAYIP} = \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_0}{T_Y} \right) \quad (3.39)$$

bağıntısı ile hesaplanmaktadır. Burada $\dot{Q}_K$ kazan yüzeylerinden çevreye olan ısı kaybını, T_Y ise kazan yüzey sıcaklığını göstermektedir.

Baca gazı ekserjisi $\dot{E}_{X;BG}$:

Baca gazının ekserjisi, kimyasal ve fiziksel ekserji olmak üzere iki kısımdan oluşur. Baca gazı birkaç gazın karışımından oluşmaktadır. Baca gazı bileşenlerinin ideal gaz olduğu ve bu nedenle karışımın ideal gaz karışımı kabulü ile karışımın kimyasal ekserjisi ve fiziksel ekserjisi aşağıda verilen bağıntılardan hesaplanmaktadır (Çomaklı, 2003):

$$\dot{E}_{X,BG} = \dot{E}_{X,KIM} + \dot{E}_{X,FIZ} \quad (3.40)$$

$$\dot{E}_{X,KIM} = \dot{n}_T ex_F^{KIM} \quad (3.41)$$

$$ex_F^{KIM} = \sum_k x_k ex_k^{KIM} + \tilde{R}T_0 \sum_k x_k \ln x_k \quad (3.42)$$

$$\dot{E}_{X,FIZ} = \sum_k \dot{n}_k ex_{FIZ,k} \quad (3.43)$$

$$\sum_k \dot{n}_k ex_{FIZ,k} = (T_{BG} - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,k}^{\varepsilon} \quad (3.44)$$

Bu denklemler dikkate alınarak (3.40) denklemi yeniden düzenlenirse baca gazı ekserjisi eşitliği,

$$\dot{E}_{X,BG} = \dot{n}_T \left(\sum_k x_k ex_k^{KIM} + \tilde{R}T_0 \sum_k x_k \ln x_k \right) + (T_{BG} - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,k}^{\varepsilon} \quad (3.45)$$

olarak bulunur. Yukarıdaki denklemlerde; n baca gazı hacmini, ex_k^{KIM} her bir gazın

standart kimyasal ekserjisini, x gazların hacimsel oranlarını, $C_{p,kBG}^\varepsilon$ her bir gazın baca gazı sıcaklığına karşılık gelen ekserjetik ısı kapasitesini göstermektedir. Ekserjetik ısı kapasiteleri Kotas (1995) tarafından verilen bağıntılar yardımıyla aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır (Çomaklı, 2003):

$$C_{p,k}^\varepsilon = \frac{1}{(T - T_0)} \left((T - T_0) C_p^h - T_0 \ln \frac{T}{T_0} C_p^s \right) \quad (3.46)$$

Burada C_p^h entalpi değişiminden kaynaklanan sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesini ve C_p^s entropi değişiminden kaynaklanan sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesini ifade etmektedir. Entalpi değişiminden kaynaklanan sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesi C_p^h ,

$$C_p^h = \left[\frac{h - h_0}{T - T_0} \right] = \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T \overline{C_p} dT \quad (3.47)$$

$$C_p^h = \frac{1}{T - T_0} \left[a(T - T_0) + \frac{b}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{c}{3}(T^3 - T_0^3) + \frac{d}{4}(T^4 - T_0^4) \right] \quad (3.48)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Entropi değişiminden kaynaklanan sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesi C_p^s ,

$$C_p^s = \left[\frac{s - s_0}{\ln(T/T_0)} \right] = \frac{1}{\ln(T/T_0)} \int_{T_0}^T \frac{\overline{C_p} dT}{T} \quad (3.49)$$

$$C_p^s = \frac{1}{\ln(T/T_0)} \left[a \ln(T/T_0) + b(T - T_0) + \frac{c}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{d}{3}(T^3 - T_0^3) \right] \quad (3.50)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. a , b , c ve d katsayıları Çizelge 3.3’de verilmiştir. (3.48) ve (3.50) eşitlikleri, (3.46) eşitliğinde yerine yazılırsa gazlar için ekserjetik ısı kapasitesi şöyle bulunur:

$$C_p^\varepsilon = \frac{1}{(T - T_0)} \left[(a - bT_0)(T - T_0) + \frac{b - cT_0}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{c - dT_0}{3}(T^3 - T_0^3) + \frac{d}{4}(T^4 - T_0^4) - aT_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] \quad (3.51)$$

$T_0=20^\circ\text{C}$ ortam sıcaklığı ve $P_0=101$ kPa ortam basıncında (3.48), (3.50) ve (3.51) bağıntıları kullanılarak 125°C baca gazı sıcaklığı için bazı gazların ortalama molar ısı

kapasiteleri ve ekserjetik ısı kapasiteleri hesaplanmış ve Çizelge 3.6'da verilmiştir. $T_0=25^\circ\text{C}$ ortam sıcaklığı ve $P_0=101$ kPa ortam basıncında (3.48), (3.50) ve (3.51) bağıntıları kullanılarak 125°C baca gazı sıcaklığı için bazı gazların ortalama molar ısı kapasiteleri ve ekserjetik ısı kapasiteleri hesaplanmış ve Çizelge 3.7'de verilmiştir. Baca gazları entalpisi için ortalama izobarik özgül ısı kapasitesi değerleri Çizelge A.1'de, baca gazları entropisi için ortalama izobarik özgül ısı kapasitesi değerleri Çizelge A.2'de, baca gazları için ortalama izobarik özgül ısı kapasitesi değerleri Çizelge A.3'de verilmiştir. Çizelge B.1 bilinen bazı gazların mükemmel-gaz özgül ısılarını vermektedir. Çizelge 3.8'de baca gazlarına ait bileşenlerin molar kimyasal ekserjileri verilmiştir.

Çizelge 3.6: 101 kPa ve 125°C sıcaklık için baca gazlarının ısı kapasiteleri ($T_0=20^\circ\text{C}$).

Gazlar	C_p^h (kJ/kmol.K)	C_p^s (kJ/kmol.K)	C_p^e (kJ/kmol.K)
CO ₂	39.03	38.93	5.76
H ₂ O (g)	34.02	34.00	4.96
O ₂	29.93	29.90	4.37
N ₂	29.21	29.20	4.25

Çizelge 3.7: 101 kPa ve 125°C sıcaklık için baca gazlarının ısı kapasiteleri ($T_0=25^\circ\text{C}$).

Gazlar	C_p^h (kJ/kmol.K)	C_p^s (kJ/kmol.K)	C_p^e (kJ/kmol.K)
CO ₂	39.13	39.04	5.47
H ₂ O (g)	34.04	34.02	4.70
O ₂	29.96	29.93	4.15
N ₂	29.22	29.21	4.03

Çizelge 3.8: Baca gazı bileşenlerinin molar standart kimyasal ekserjileri (Filiz, 2012).

Baca Gazı Bileşenleri	Standart Molar Kimyasal Ekserji ($e_{\bar{x}}^{KIM}$) (kJ/kmol)
CO ₂	20140
H ₂ O	11710
O ₂	3970
N ₂	720
SO ₂	303500

Kızgın buharın ekserjisi ($\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G}$) :

Suyun kimyasal ekserjisinin hesaplanabilmesi için ölü haldeki (T_0 ve P_0) suyun doyma basıncının ve atmosferdeki suyun standart kısmi basıncının bilinmesi gerekmektedir. Bu değerler kullanılarak kazana giren besleme suyunun molar özgül kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanır (Filiz, 2012):

$$\left(\bar{e}x^{kim}\right)_{besleme\ suyu} = \tilde{R}T_0 \ln\left(\frac{P_{doyma}(T_0)}{P_{00}}\right) \quad (3.52)$$

Buradaki P_{doyma} suyun doyma basıncı ve P_{00} atmosferdeki suyun standart kısmi basıncıdır. Besleme suyunun özgül fiziksel ekserjisi aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır:

$$ex^{FIZ} = (h_{SUG} - h_0) - T_0(s_{SUG} - s_0) \quad (3.53)$$

$$\dot{E}x^{fiz} = \dot{m}_{SU} [(h_{SUG} - h_0) - T_0(s_{SUG} - s_0)] \quad (3.54)$$

Kızgın buharın ekserjisi, ekserji değişimi bağıntısından hareketle şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G} = \dot{m}_{SU} [(h_{B\zeta} - h_{SG}) - T_0(s_{B\zeta} - s_{SG})] \quad (3.55)$$

Kazandaki toplam tersinmezlik:

Kazandaki toplam tersinmezlik (3.38) eşitliğinden yararlanılarak,

$$\sum_i I_i = \dot{E}_{X;Y} - (\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G}) - \dot{E}_{X;K} - \dot{E}_{X;BG} \quad (3.56)$$

şeklinde hesaplanır.

Kazanın ekserji verimi:

Kazanın ekserji verimi aşağıdaki eşitlik kullanılarak bulunmaktadır:

$$\eta_{II} = \Psi = \frac{\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G}}{\dot{E}_{X,YAKIT}} \quad (3.57)$$

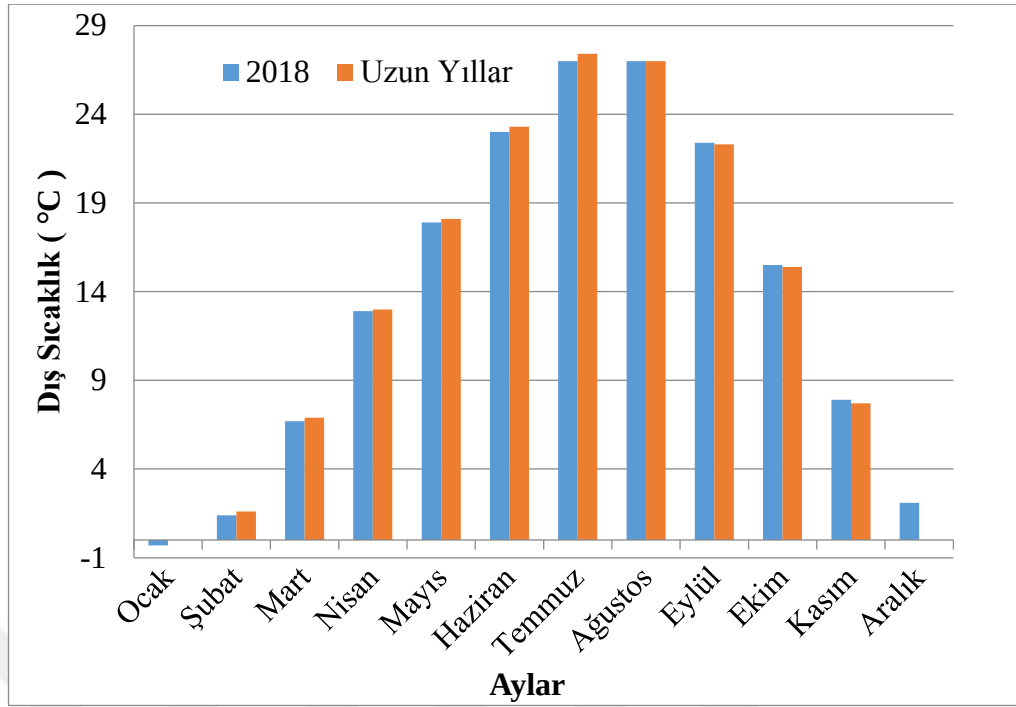
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu yüksek lisans tezinde İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Yıllık ortalama 2 684 211 m³ doğal gaz yakıtı tüketilen sistemde yakıt, kazan ve baca gazlarının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

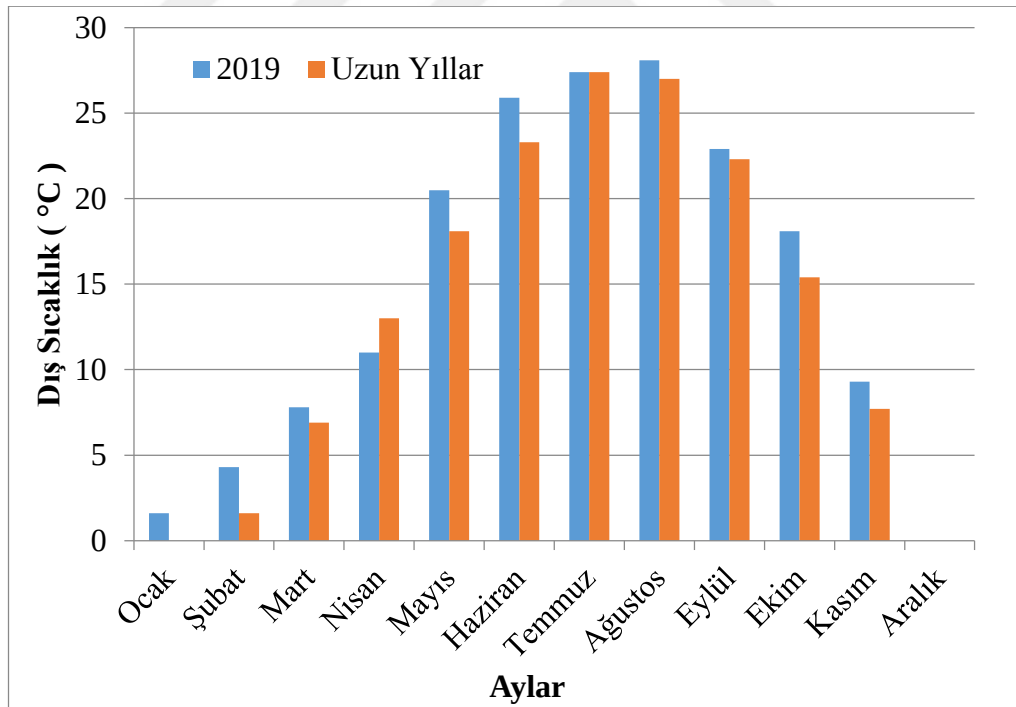
4.1 Malatya İklimi

Malatya, Doğu Anadolu Bölgesinin yukarı Fırat bölümünde bir ilimizdir. Rakımı 977 metredir. 35 54' ve 39 03' kuzey enlemleri ile 38 45' ve 39 08' doğu boylamları arasında kalmaktadır. Malatya Havzası'nın iklim özellikleri Doğu Anadolu genelinde görülen karasal iklim özelliklerinden farklıdır. Malatya ilinde sert kara iklimi hüküm sürer. Kışlar soğuk ve uzun, yazlar sıcak ve kurak geçer. Yıllık yağış ortalaması 383 mm'dir. Yılın bir ayı karla örtülüdür. Malatya'da yıllık sıcaklık ortalaması 13.7°C'dir. Yılın en soğuk ayı olan ocak ayı ortalaması -1°C, en sıcak ayı olan temmuz ayı ortalaması 26.8°C ve minimum sıcaklık -22.2°C'dir. Günlük ve yıllık sıcaklık farkları da oldukça fazladır (Öztan, 1977; Sunkar ve diğ. 2013; Anonim, 2020).

Şekil 4.1'de Malatya ilinin 2018 yılı ve uzun yıllara ait aylık ortalama dış sıcaklık değerleri verilmiştir. Şekil 4.2 ise Malatya ilinin 2019 yılı ve uzun yıllara ait aylık ortalama dış sıcaklık değerlerini vermektedir. Ortalama sıcaklığın en yüksek olduğu ay 27.5°C ile Ağustos, en düşük olduğu ay ise -0.9°C ile Ocak ayıdır. Sıcaklık derecesinin 25.0°C ve daha yukarı çıktığı YAZ GÜNLERİ sayısı ortalama olarak 132.5 gündür. Yaz günleri Nisan'da başlamakta, Ekim ayında son bulmaktadır. Kasım'da başlayan kış günleri Mart ortalarında son bulmaktadır. Sıcaklığın -0.1°C ve daha aşağı olduğu DONLU GÜNLER ortalama sayısı 74 gündür. Donlu günler en erken Ekim sonlarında başlayıp, Nisan başlarında son bulmaktadır. Sıcaklığın -10.0°C ve daha aşağı düştüğü ŞİDDETLİ DONLU GÜNLER sayısı ortalama 9 gündür. Şiddetli donlu gün Aralık sonunda başlamakta, Mart başında son bulmaktadır (Öztan, 1977).



Şekil 4.1: Malatya ilinin 2018 yılı ve uzun yıllara ait aylık ortalama dış sıcaklıkları (MGM, 2018).



Şekil 4.2: Malatya ilinin 2019 yılı ve uzun yıllara ait aylık ortalama dış sıcaklıkları (MGM, 2019).

4.2 Yakıt Tüketimi

İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinde yakıt olarak doğal gaz kullanılmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan yakıtın kimyasal içeriği için AKSA DOĞAL GAZ DAĞITIM A.Ş.'nin Malatya'ya gelen doğal gazda yaptığı ölçümler dikkate alınmış ve Çizelge 4.1'de ortalamaları verilmiştir. Alınan bu verilere göre doğal gazın kapalı formülü,



olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1: Malatya'ya gelen doğal gazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri (Aksa, 2020).

Parametre	Değer
Metan (%)	92.3844
Etan (%)	3.2689
Propan (%)	1.2069
i-Bütan (%)	0.2218
n-Bütan (%)	0.3025
i-Pentan (%)	0.0795
n-Pentan (%)	0.0640
Hekzan+ (%)	0.0567
Azot (%)	2.0888
Karbondiyoksit (%)	0.3265
Bağıl Yoğunluk	0.6061
Atmosfer basıncı (bar)	0.9055

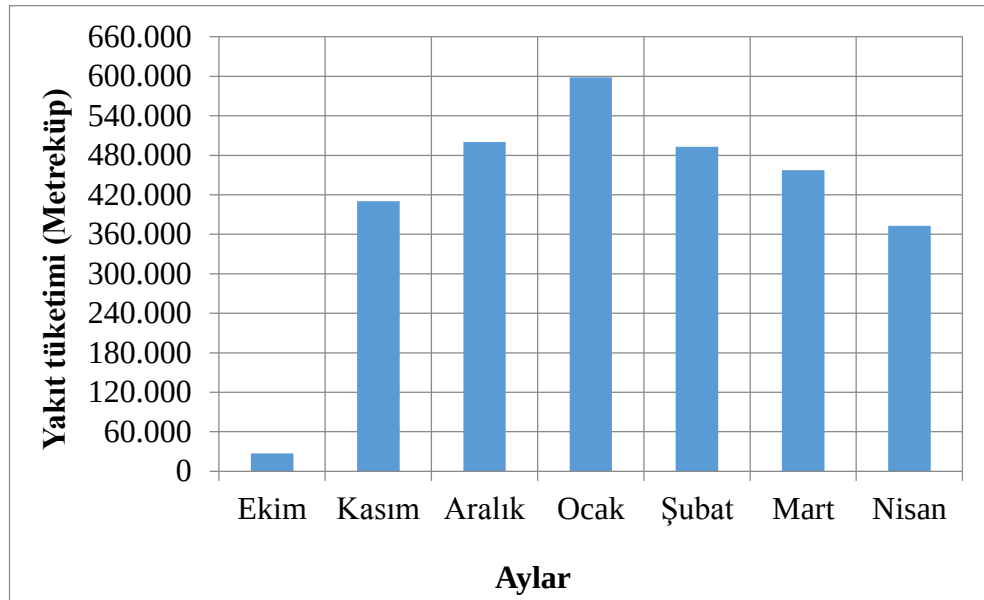
2018-2019 ve 2019-2020 ısıtma sezonlarında, İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinde aylara göre tüketilen doğal gaz yakıt miktarları sırasıyla Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3'te verilmiştir. 2018-2019 ısıtma sezonunda yıllık toplam yakıt tüketiminin 2 859 722 m³, 2019-2020 ısıtma sezonunda yıllık toplam yakıt tüketiminin 2 508 700 m³ olduğu hesaplanmıştır. İki ısıtma sezonunun ortalaması alındığında yıllık toplam yakıt tüketiminin 2 684 211 m³ olduğu görülmektedir. Şekil 4.3'te 2018-2019 ısıtma sezonunda aylara göre tüketilen doğal gaz yakıt miktarları gösterilmiştir. Şekil 4.4 2019-2020 ısıtma sezonunda aylara göre tüketilen doğal gaz yakıt miktarlarını göstermektedir. 2018-2019 ısıtma sezonuna ait sıcaklığın ve yakıt tüketiminin aylara göre değişimi Şekil 4.5'te, 2019-2020 ısıtma sezonuna ait sıcaklığın ve yakıt tüketiminin aylara göre değişimi ise Şekil 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.2: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinde 2018-2019 ısıtma sezonunda aylara göre tüketilen doğal gaz yakıt miktarları (metreküp).

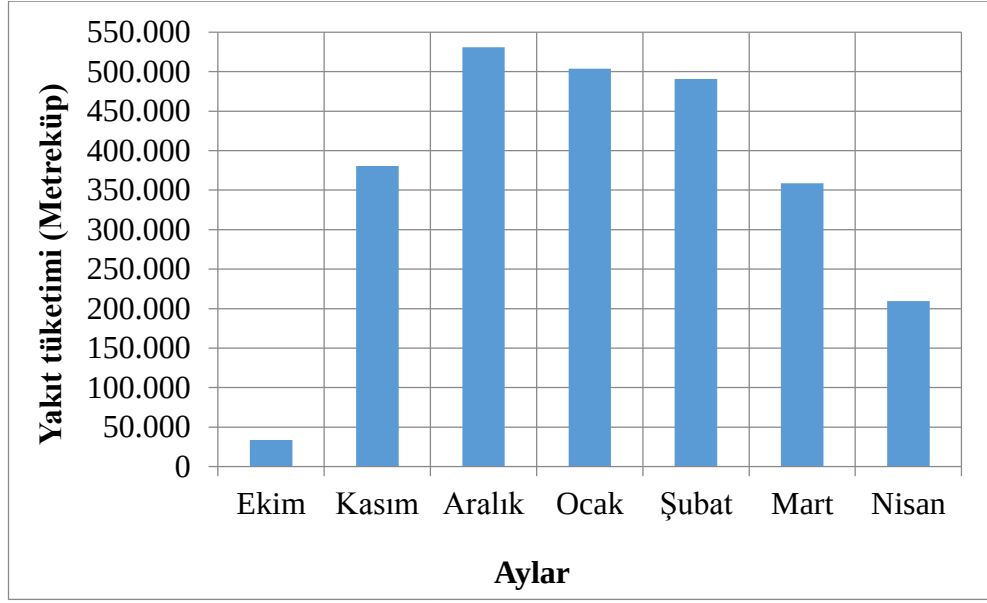
Ay	Doğal Gaz Tüketimi (m³)	Maliyet (TL)
Ekim 2018	27 158	46 864.50
Kasım 2018	410 322	698 284.01
Aralık 2018	500 044	856 608.56
Ocak 2019	598 694	1 026 978.10
Şubat 2019	492 865	837 277.97
Mart 2019	457 555	779 861.20
Nisan 2019	373 084	634 510.31
Toplam	2 859 722	4 880 384.65

Çizelge 4.3: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinde 2019-2020 ısıtma sezonunda aylara göre tüketilen doğal gaz yakıt miktarları (metreküp).

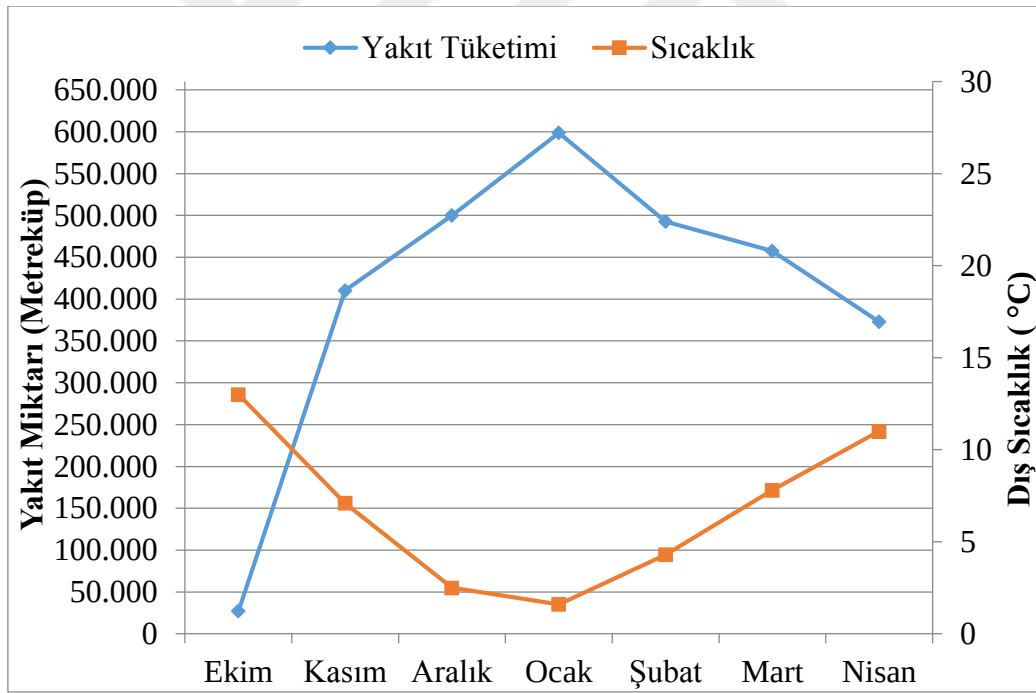
Ay	Doğal Gaz Tüketimi (m³)	Maliyet (TL)
Ekim 2019	33 837	66 388.96
Kasım 2019	380 543	739 989.06
Aralık 2019	530 744	962 434.46
Ocak 2020	503 568	985 512.40
Şubat 2020	490 827	960 678.75
Mart 2020	358 729	729 387.06
Nisan 2020	209 759	421 173.87
Toplam	2 508 700	4 865 564.56



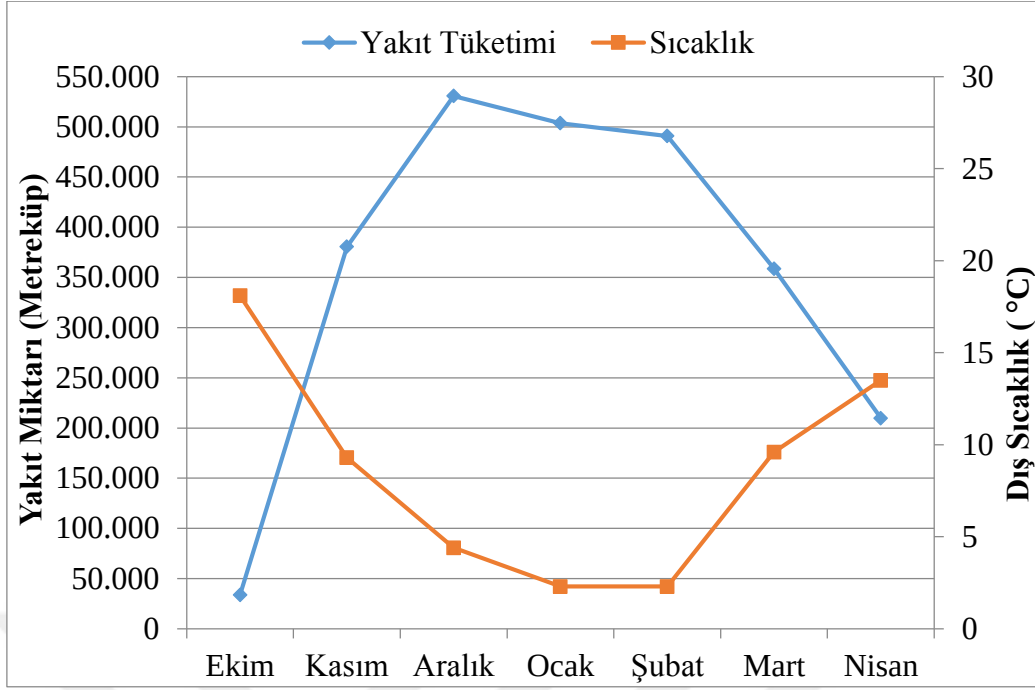
Şekil 4.3: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinin 2018-2019 ısıtma sezonundaki doğal gaz yakıt sarfiyatları (metreküp).



Şekil 4.4: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinin 2019-2020 ısıtma sezonundaki doğal gaz yakıt sarfiyatları (metreküp).



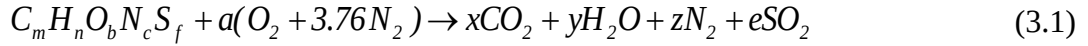
Şekil 4.5: 2018-2019 ısıtma sezonuna ait sıcaklığın ve yakıt tüketiminin aylara göre değişimi.



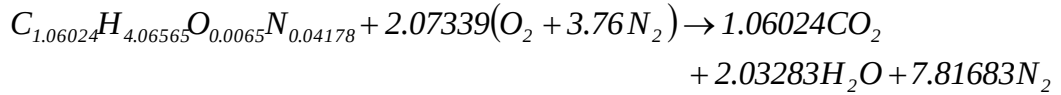
Şekil 4.6: 2019-2020 ısıtma sezonuna ait sıcaklığın ve yakıt tüketiminin aylara göre değişimi.

4.3 Yanma Analizi

Yakıtın hava ile teorik tam yanması durumunda yanma denklemi aşağıdaki şekilde olmaktadır:

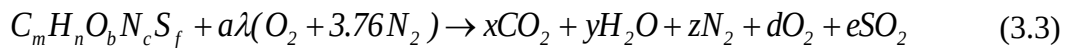


Teorik tam yanma sonucunda oluşan gazların mol oranları hesaplanmış ve Çizelge 4.4'te verilmiştir. İÜMIS'de kullanılan doğal gazın teorik tam yanması durumunda yanma denklemi şöyle olmaktadır:



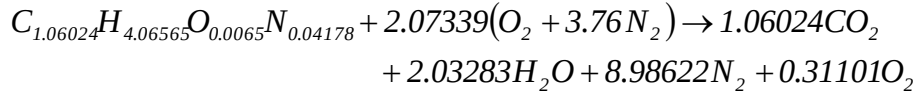
olmaktadır.

Yakıtın fazla hava ($\lambda > 1$) ile yanması durumunda ise yanma denklemi şöyle olmaktadır:



Yanmanın fazla hava ($\lambda > 1$) ile olması durumunda oluşan gazların mol oranları farklı hava fazlalık katsayıları (λ) için hesaplanmış ve Çizelge 4.5'te verilmiştir. Görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı arttıkça yanma sonucundaki oksijen ve azot miktarı artmaktadır.

İÜMİS’de kullanılan doğal gazın fazla hava ($\lambda=1.15$) ile yanması durumunda yanma denklemi şöyle olmaktadır:



Çizelge 4.4: Yakıtın hava ile teorik tam yanması durumunda yanma sonucu oluşan gazların molar analizi.

Yakıtın Kimyasal Formülü		Mol Oranları	
m	1.06024	x	1.06024
n	4.06565	y	2.03283
b	0.00653	z	7.81683
c	0.04178	d	0
f	0	e	0
$a = x + e + y/2 - b/2$		2.07339	

Çizelge 4.5: Hava fazlalık katsayısına göre yanma sonucundaki oksijen ve azot değerleri.

Oksijen ve Azot Değerleri	Hava Fazlalık Katsayısı (λ)					
	$\lambda=1$	$\lambda=1.05$	$\lambda=1.10$	$\lambda=1.15$	$\lambda=1.20$	$\lambda=1.25$
d (kmol)	0	0.10367	0.20734	0.31101	0.41468	0.51835
z (kmol)	7.81683	8.20662	8.59642	8.98622	9.37601	9.76581

Baca gazı miktarları hesaplanmış ve hava fazlalık katsayısına göre baca gazı miktarları Çizelge 4.6’da verilmiştir. Hava fazlalık katsayısı (λ) arttıkça yanma sonucundaki baca gazı miktarları artmaktadır.

Çizelge 4.6: Hava fazlalık katsayısına göre baca gazı miktarları.

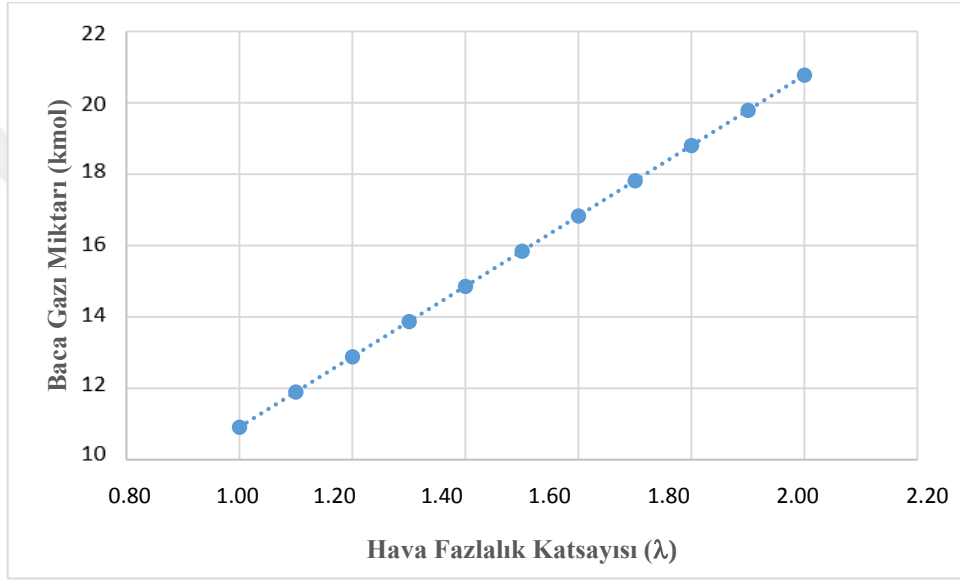
Oksijen ve Azot Değerleri	Hava Fazlalık Katsayısı (λ)					
	$\lambda=1$	$\lambda=1.05$	$\lambda=1.10$	$\lambda=1.15$	$\lambda=1.20$	$\lambda=1.25$
n_{BG} (kmol)	10.90989	11.40336	11.89682	12.39029	12.88376	13.37722

Çizelge 4.7’de baca gazlarının mol oranlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Hava fazlalık katsayısı (λ) arttıkça yanma sonucunda baca gazı içerisindeki CO_2 ve H_2O oranları azalmaktadır. Diğer taraftan hava fazlalık katsayısı (λ) arttıkça yanma sonucunda baca gazı içerisindeki O_2 ve N_2 oranları ise artmaktadır.

Baca gazı miktarının hava fazlalık katsayısıyla değişimi Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Hava fazlalık katsayısı (λ) arttıkça yanma sonucundaki baca gazı miktarları artmaktadır.

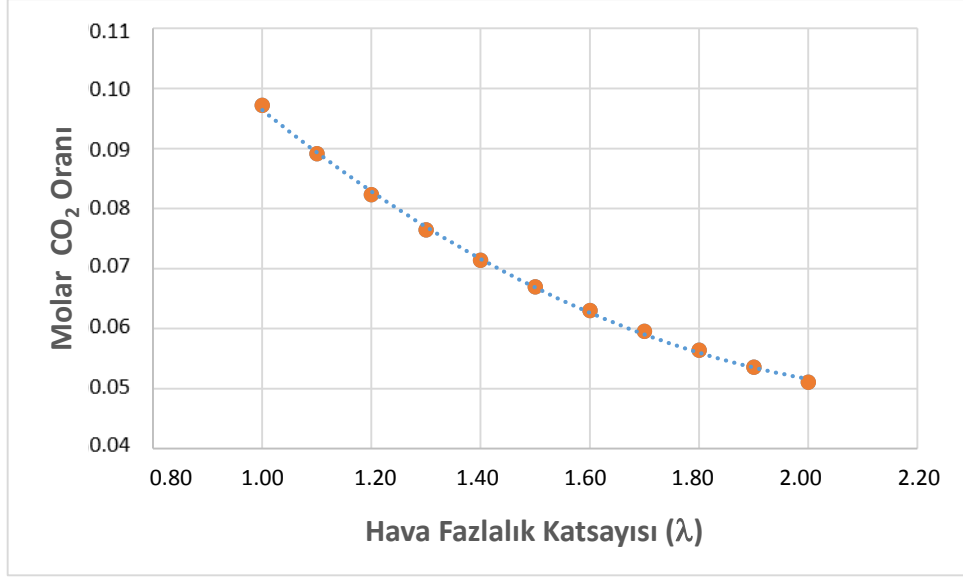
Çizelge 4.7: Baca gazlarını oluşturan gazların molar oranları (%).

Baca gazlarının molar analiz formülü	Hava Fazlalık Katsayısı (λ)					
	$\lambda=1$	$\lambda=1.05$	$\lambda=1.10$	$\lambda=1.15$	$\lambda=1.20$	$\lambda=1.25$
$x_{CO_2} = x/n_{BG}$	9.72	9.30	8.91	8.56	8.23	7.93
$x_{H_2O} = y/n_{BG}$	18.63	17.83	17.09	16.41	15.78	15.20
$x_{O_2} = d/n_{BG}$	0	0.91	1.74	2.51	3.22	3.87
$x_{N_2} = z/n_{BG}$	71.65	71.97	72.26	72.53	72.77	73.00

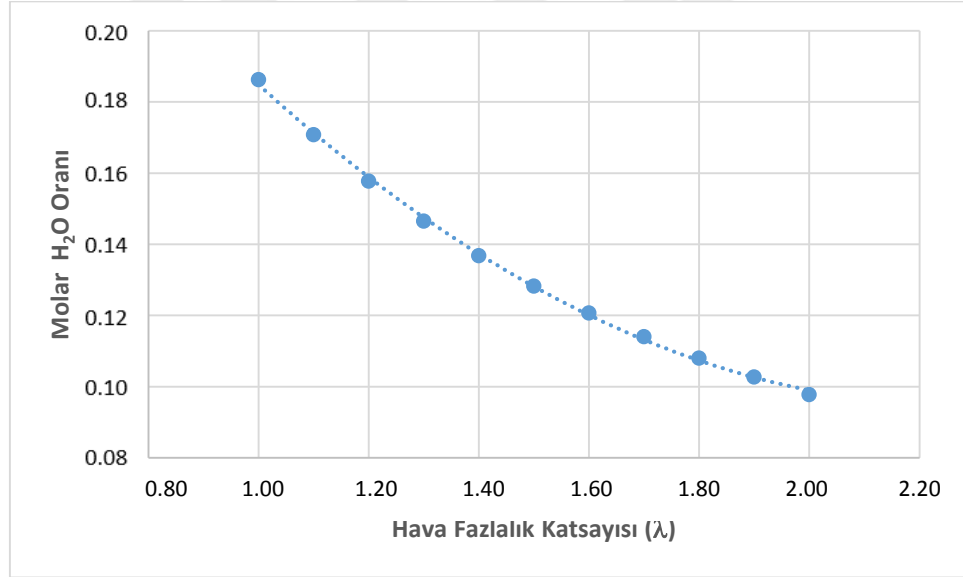


Şekil 4.7: Baca gazı miktarının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.

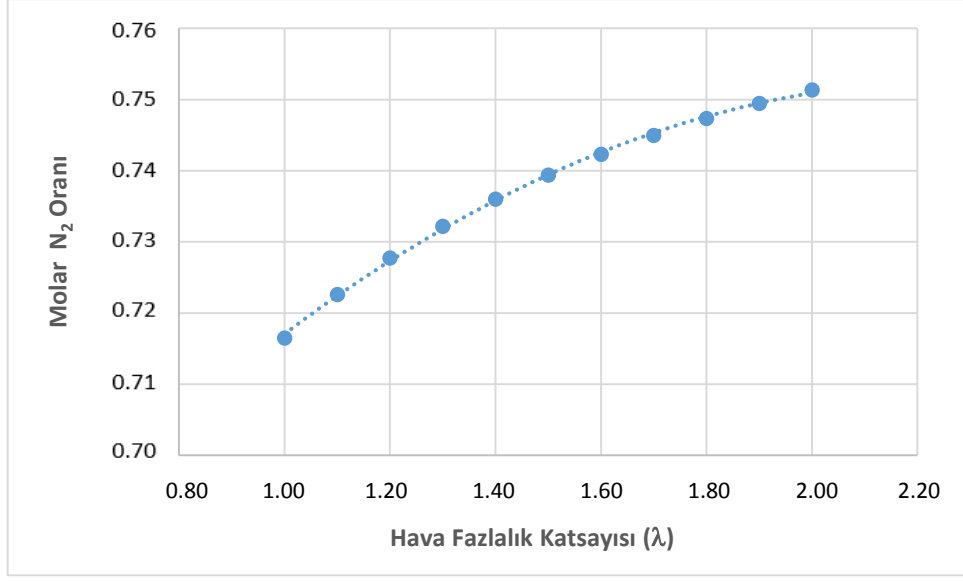
Şekil 4.8 baca gazı içerisindeki karbondioksitin mol oranının, Şekil 4.9 baca gazı içerisindeki suyun mol oranının, Şekil 4.10 baca gazı içerisindeki azotun mol oranının ve Şekil 4.11 baca gazı içerisindeki oksijenin mol oranının hava fazlalık katsayısıyla değişimini göstermektedir. Hava fazlalık katsayısı (λ) arttıkça yanma sonucunda baca gazı içerisindeki CO_2 ve H_2O oranları azalmaktadır. Diğer taraftan hava fazlalık katsayısı (λ) arttıkça yanma sonucunda baca gazı içerisindeki N_2 ve O_2 oranları ise artmaktadır. Başka bir deyişle baca gazı içerisindeki karbondioksit ve su buharı miktarları hava fazlalık katsayısı ile ters orantılı olarak azot ve oksijen miktarları hava fazlalık katsayısı ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Baca gazındaki mol oranlarının hava fazlalık katsayısıyla değişimi toplu olarak Şekil 4.12’de verilmiştir.



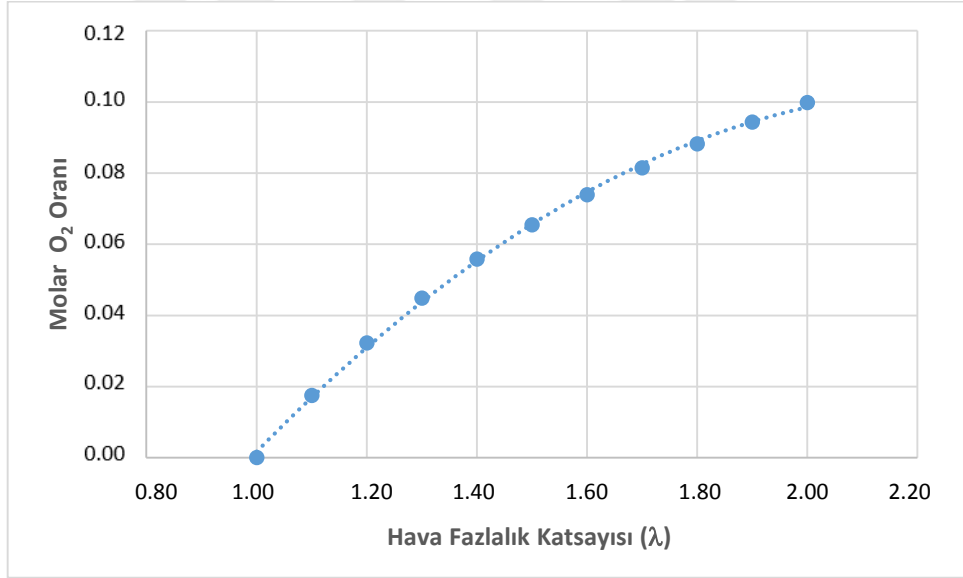
Şekil 4.8: Baca gazındaki karbondioksitin mol oranının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.



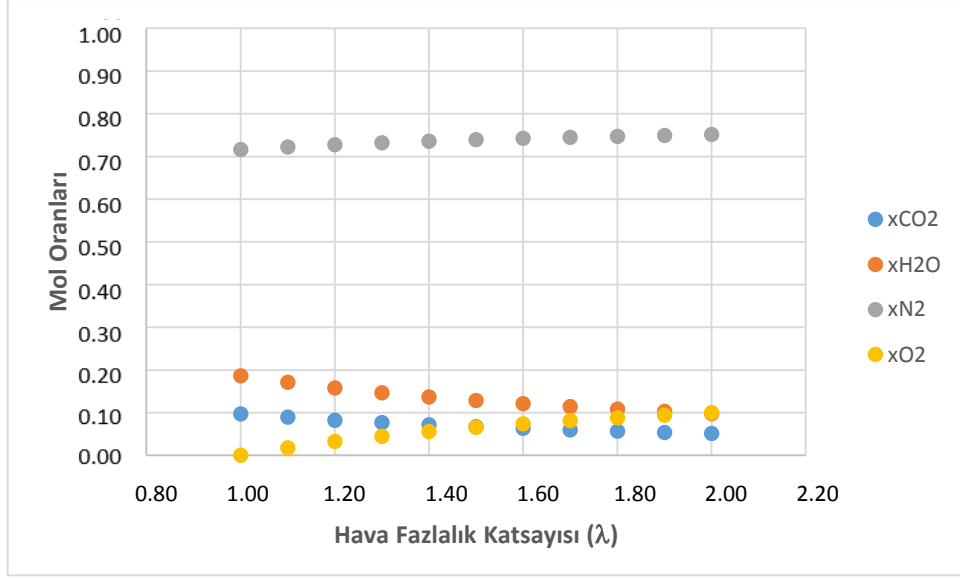
Şekil 4.9: Baca gazındaki suyun mol oranının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.



Şekil 4.10: Baca gazındaki azotun mol oranının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.



Şekil 4.11: Baca gazındaki oksijenin mol oranının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.



Şekil 4.12: Baca gazındaki mol oranlarının hava fazlalık katsayısıyla değişimi.

İÜMIS tarafından yapılan baca gazı ölçümlerinde hava fazlalık katsayısı $\lambda=1.15$ olarak bulunmuştur (Ekim 2019). Bu ölçüm sonucu temel alınarak aşağıdaki hesaplamalarda $\lambda=1.15$ olarak alınmıştır. Diğer taraftan, İÜMIS tarafından yapılan baca gazı ölçüm sonuçlarına dayanarak baca gazı sıcaklığı $T_{BG}=125^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Çizelge 3.3’de verilen özgül ısı katsayıları kullanılarak baca gazı özgül ısı değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan baca gazlarının molar ve kütleli özgül ısı değerleri Çizelge 4.8’de verilmiştir.

Çizelge 4.8: $T_{BG}=125^\circ\text{C}$ için baca gazlarının molar ve kütleli özgül ısıları.

$\bar{C}_p = a + bT_{BG} + cT_{BG}^2 + dT_{BG}^3 \quad \text{kJ/kmol.K}$			
$\bar{C}_{p,CO_2}$	$\bar{C}_{p,H_2O}$	$\bar{C}_{p,O_2}$	$\bar{C}_{p,N_2}$
40.99486	34.45116	30.48045	29.37420
$C_p = \bar{C}_p / M \quad \text{kJ/kg.K}$			
C_{p,CO_2}	C_{p,H_2O}	C_{p,O_2}	C_{p,N_2}
0.93670	1.91395	0.95251	1.04908

Baca gazlarının ($\lambda=1.15$) $T_{BG}=125^\circ\text{C}$ için ortalama molar ve kütleli özgül ısısı,

$$\bar{C}_{p,ORT} = x_{CO_2} \bar{C}_{p,CO_2} + x_{H_2O} \bar{C}_{p,H_2O} + x_{O_2} \bar{C}_{p,O_2} + x_{N_2} \bar{C}_{p,N_2} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} \bar{C}_{p,ORT} &= (0.08557)(40.99486) + (0.16407)(34.45116) + (0.0251)(30.48045) \\ &\quad + (0.72526)(29.37420) \end{aligned}$$

$$\bar{C}_{p,ORT} = 31.22932 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$C_{P,ORT} = \bar{C}_{P,ORT} / Ma_{BG}$$

$$C_{P,ORT} = 31.22932 \text{ kJ/kmol.K} / 27.82887 \text{ kg/kmol} = 1.12219 \text{ kJ/kg.K}$$

olarak hesaplanmıştır. Baca gazlarının ($\lambda=1.15$) farklı baca gazı sıcaklıklarına bağlı olarak hesaplanan ortalama molar ve kütlese özgül ısıları değeri Çizelge 4.9’da verilmiştir.

Çizelge 4.9: Baca gazlarının özgül ısıları ve sıcaklıkla değışimi ($\lambda=1.15$).

Sıcaklık (T _{BG}) (°C)	$\bar{C}_P$ (kJ/kmol.K)	$C_P = \bar{C}_P / M$ (kJ/kg.K)
100	31.04961	1.11573
110	31.12118	1.11831
120	31.19317	1.12089
125	31.22932	1.12219
130	31.26558	1.12349
140	31.33838	1.12611
150	31.41157	1.12874
160	31.48514	1.13138
170	31.55907	1.13404
180	31.63335	1.13671
190	31.70797	1.13939
200	31.78291	1.14208

Yakıt kimyasal formülü ($C_m H_n O_b N_c S_f$) olarak gösterilmektedir. Doğal gazın kapalı formülü $C_{1.06024} H_{4.06565} O_{0.00653} N_{0.04178}$ olarak belirlendiğinden doğal gazın mol kütlesi,

$$Ma_{YAKIT} = mMa_C + nMa_H + bMa_O + cMa_N + fMa_S \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} Ma_{YAKIT} &= (1.06024)(12) + (4.06565)(1) + (0.00653)(16) + (0.04178)(14) + (0)(32) \\ &= 17.47793 \text{ kg/kmol} \end{aligned}$$

olarak hesaplanmıştır. Havanın mol kütlesi aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır:

$$Ma_{HAVA} = x_{O_2} Ma_{O_2} + x_{N_2} Ma_{N_2} \quad (3.18)$$

$$Ma_{HAVA} = (0.21)(32) + (0.79)(28) = 28.84 \text{ kg/kmol}$$

Baca gazının mol kütlesi aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır ($\lambda=1.15$ için):

$$Ma_{BG} = x_{CO_2} Ma_{CO_2} + x_{H_2O} Ma_{H_2O} + x_{O_2} Ma_{O_2} + x_{N_2} Ma_{N_2} \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} Ma_{BG} &= (0.08557)(44) + (0.16407)(18) + (0.0251)(32) + (0.72526)(28) \\ &= 27.82887 \text{ kg/kmol} \end{aligned}$$

Merkezi ısıtma sisteminin tükettiğı doğal gaz miktarı 2 684 211 m³/yıl’dır. Malatya’da

kullanılan doğal gazın yoğunluğu 0.6061 kg/m^3 olarak ölçülmüştür (Çizelge 4.1). Bu veriler kullanıldığında doğal gazın kütleli debisi,

$$\dot{m}_{YAKIT} = \dot{V}_{YAKIT} \rho_{YAKIT} \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_{YAKIT} = (2684211 \text{ m}^3/\text{yil})(0.6061 \text{ kg/m}^3) = 1626900.29 \text{ kg/yil}$$

olarak bulunmuştur.

Havanın kütleli debisi,

$$\dot{m}_{HAVA} = \frac{\dot{m}_{YAKIT} 4.76 a \lambda Ma_{HAVA}}{Ma_{YAKIT}} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{HAVA} &= \frac{(1626900.29 \text{ kg/yil})(4.76)(2.07339)(1.15)(28.84 \text{ kg/kmol})}{(17.47793 \text{ kg/kmol})} \\ &= 30468564.24 \text{ kg/yil} \end{aligned}$$

olarak hesaplanmıştır. Kütleli korunumu yasası uygulanarak baca gazlarının kütleli debisi,

$$\dot{m}_{BG} = \dot{m}_{YAKIT} + \dot{m}_{HAVA} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_{BG} = 1626900.29 + 30468564.24 = 32095464.53 \text{ kg/yil}$$

olarak bulunmuştur.

Baca gazının birim zamandaki mol miktarı da aşağıdaki eşitlik kullanılarak,

$$\dot{n}_{BG} = \frac{\dot{m}_{BG}}{Ma_{BG}} \quad (3.23)$$

$$\dot{n}_{BG} = \frac{32095464.53 \text{ kg/yil}}{27.82887 \text{ kg/kmol}} = 1153315.32 \text{ kmol/yil}$$

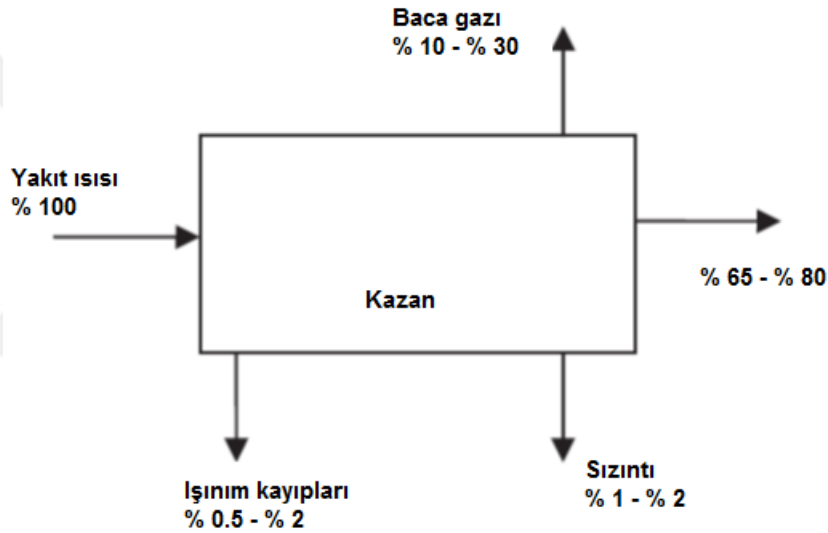
olarak hesaplanmıştır.

4.4 Enerji Analizi

4.4.1 Kazan enerji analizi

Kazan verimliliği, ısıtma ile ilgili enerji tasarrufu üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Bu nedenle suya ısı transferini maksimize etmek ve kazandaki ısı kayıplarını en aza indirmek önemlidir. Kazanlardan olan ısı kayıpları sıcak baca gazı kayıpları, ışıyım kayıpları ve

buhar kazanları durumunda blöf kayıpları vb. kayıplardan oluşmaktadır. Bir kazan tesisinin çalışmasını optimize etmek için enerji israfının muhtemel olduğu yerleri belirlemek gereklidir. Yanan yakıtın ürettiği ısıнын tamamı kazan içerisindeki su veya buhara aktarılamadığından baca gazları yoluyla önemli miktarda enerji kaybedilir. Bir kazandan çıkan baca gazının sıcaklığı tipik olarak 150°C ila 250°C arasında değiştiğinden, ısı enerjisinin yaklaşık %10-30'u baca gazı ile kaybedilir. Bir kazandaki tipik bir ısı dengesi Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Kazandan kaynaklanan ısı kayıplarının çoğu baca gazında ısı olarak görüldüğünden, bu ısıнын geri kazanımı önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlayabilir (Jayamaha, 2008; Beggs, 2002). Bu durum kazanda büyük bir tasarruf potansiyeli olduğunu ve bu nedenle kazan kayıplarını en aza indirerek enerji tasarrufu yapılabileceğini gösterir (Saidur ve diğ, 2010).



Şekil 4.13: Bir kazan için tipik ısı dengesi (Jayamaha, 2008).

Bu bilgiler göz önüne alındığında kazan için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılmaktadır (MEGEP, 2012):

$$\dot{E}_{YAKIT} = \Delta\dot{E}_{SU} + \dot{E}_{BG} + \dot{E}_{KAYIP} \quad (3.24)$$

Doğal gazın alt ısı değeri 8250 kcal/m³ olarak alınıp yakıt enerjisi,

$$\dot{E}_{YAKIT} = \dot{V}_{YAKIT} H_U \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{YAKIT} &= (2\,684\,211 \text{ m}^3/\text{yıl})(8250 \text{ kcal/m}^3) \\ &= 2.214474075 \times 10^{10} \text{ kcal/yıl} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_{YAKIT} &= (2.21474075 \times 10^{10} \text{ kcal/yil}) (4.1868 \text{ kJ/kcal}) \\ &= 9.2715600572 \times 10^{10} \text{ kJ/yil}\end{aligned}$$

olarak hesaplanmıştır.

Baca gazları ile dışarı atılan duyulur enerji şöyle hesaplanmıştır:

$$\dot{E}_{BG-DUYULUR} = \dot{m}_{BG} C_{P,ORT} (T_{BG} - T_0) \quad \text{kJ/yil} \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_{BG-DUYULUR} &= (32\,095\,464.53 \text{ kg/yil}) (1.12219 \text{ kJ/kg.K}) (125 - 20) \\ \dot{E}_{BG-DUYULUR} &= 3\,781\,806\,981 \text{ kJ/yil}\end{aligned}$$

Baca gazları ile dışarı atılan gizli enerji şöyle hesaplanmıştır:

$$\dot{E}_{BG-GIZLI} = \dot{n}_{BG} x_{H_2O} M a_{H_2O} h_{fg} \quad \text{kJ/yil} \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_{BG-GIZLI} &= (1\,153\,315.41 \text{ kmol/yil}) (0.16407) (18 \text{ kg/kmol}) (2188.5 \text{ kJ/kg}) \\ \dot{E}_{BG-GIZLI} &= 7\,454\,119\,126 \text{ kJ/yil}\end{aligned}$$

Baca gazları ile dışarı atılan duyulur enerji ve baca gazları ile dışarı atılan gizli enerji toplanarak baca gazları ile dışarı atılan toplam enerji hesaplanmıştır:

$$\dot{E}_{BG} = \dot{E}_{BG-DUYULUR} + \dot{E}_{BG-GIZLI} \quad (3.28)$$

$$\dot{E}_{BG} = 3\,781\,806\,981 + 7\,454\,119\,126 = 1.1235926107 \times 10^{10} \text{ kJ/yil}$$

$\dot{E}_{KAYIP}$ kazan yüzeylerinden çevreye olan ısı kayıplarını göstermektedir:

$$\dot{E}_{KAYIP} = \dot{Q}_K \quad (3.30)$$

Kazan yüzeylerinden çevreye olan ısı kayıpları için bir kazandaki tipik ısı dengesini gösteren Şekil 4.13'e bakılabilir. Bu kayıp genellikle %0.5-2 civarında bir değer alınmaktadır (Akkaya, 1995; Zabielskiene, 2002; Çomaklı, 2003). Bu çalışmada kazan dairesi kayıpları da dikkate alınarak kazan yüzeylerinden çevreye olan ısı kayıpları %1 alınmıştır:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{KAYIP} &= \dot{Q}_K = 0.01 \times (9.2715600572 \times 10^{10} \text{ kJ/yil}) \\ &= 9.2715600572 \times 10^8 \text{ kJ/yil}\end{aligned}$$

Kazanlara giren su 195°C'ye kadar ısınarak kızgın buhar haline gelmektedir. Kazanların işletme basıncı 3 bardır. Bu veriler kullanıldığında suyun debisi,

$$\dot{m}_{SU} = \frac{\dot{E}_{YAKIT} - \dot{E}_{BG} - \dot{E}_{KAYIP}}{h_{B,\zeta} - h_{S,G}} \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_{SU} = \frac{9.2715600572 \times 10^{10} - 1.123926107 \times 10^{10} - 9.2715600572 \times 10^8}{2855.14 - 83.96}$$

$$\dot{m}_{SU} = 29\,067\,948.84 \text{ kg/yil}$$

olarak hesaplanmıştır.

Kazanda suya aktarılan enerji aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$\Delta \dot{E}_S = \dot{m}_S (h_{B,\zeta} - h_{S,G}) \quad (3.29)$$

$$\Delta \dot{E}_S = (29\,067\,948.84 \text{ kg/yil}) (2855.14 - 83.96 \text{ kJ/kg})$$

$$\Delta \dot{E}_S = 8.0552518460 \times 10^{10} \text{ kJ/yil}$$

Kazanın enerji verimi,

$$\eta_I = \frac{\Delta \dot{E}_{SU}}{\dot{E}_{YAKIT}} \quad (3.32)$$

$$\eta_I = \frac{8.0552518460 \times 10^{10} \text{ kJ/yil}}{9.2715600572 \times 10^{10} \text{ kJ/yil}} = 0.86881 \quad \eta_I = \% 86.881$$

olarak bulunmuştur.

$T_{BG}=125^\circ\text{C}$ baca gazı sıcaklığında elde edilen bulgular Çizelge 4.10'da verilmiştir. Çizelgede farklı hava fazlalık katsayıları için baca gazları ile dışarı atılan toplam enerji, kazanda suya aktarılan enerji ve kazan enerji verimleri gösterilmektedir. Çizelge 4.11 $\lambda=1.15$ hava fazlalık katsayısında elde edilen bulguları vermektedir. Çizelgede farklı baca gazı sıcaklıkları için baca gazları ile dışarı atılan toplam enerji, kazanda suya aktarılan enerji ve kazan enerji verimleri gösterilmiştir.

Kazanların enerji verimini etkileyen en önemli faktör hava fazlalık katsayısıdır. Şekil 4.14 kazan enerji veriminin hava fazlalık katsayısına göre değişimini göstermektedir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça kazan enerji verimi azalmaktadır. Bu sonuç kazanların minimum hava fazlalık katsayısı ile işletilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.

Kazanların enerji verimine etki eden diğer bir faktör baca gazı sıcaklığıdır. Şekil 4.15 kazan enerji veriminin baca gazı sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kazan enerji veriminin baca gazı sıcaklığı arttıkça azaldığı görülmektedir. Baca gazı sıcaklığı arttıkça

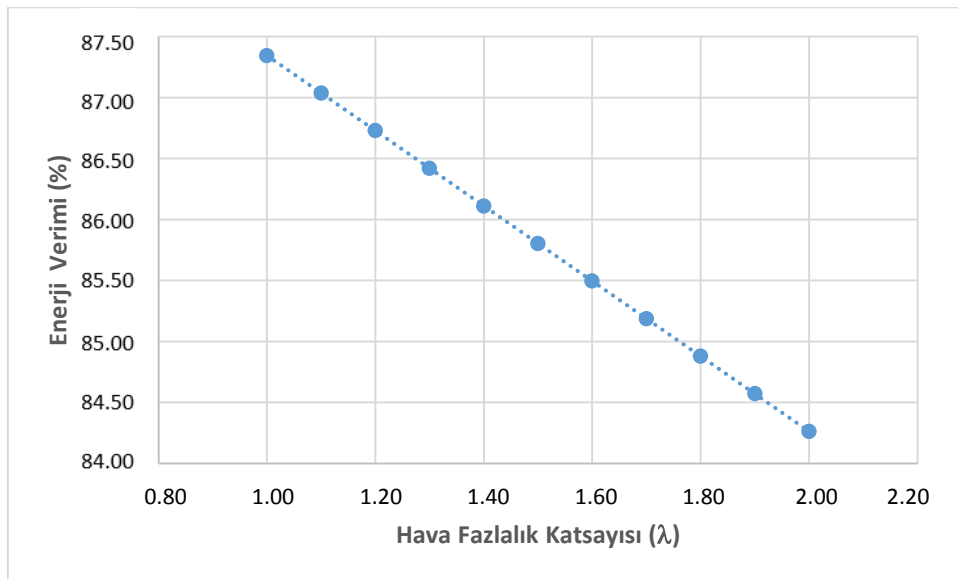
yüksek miktarda enerji bacadan atmosfere atılmakta bu da verimin azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle baca gazı sıcaklığının mümkün olduğunca düşük tutulması gerekir.

Çizelge 4.10: Çeşitli hava fazlalık katsayıları için kazan enerji analiz bulguları ($T_{BG}=125^{\circ}C$).

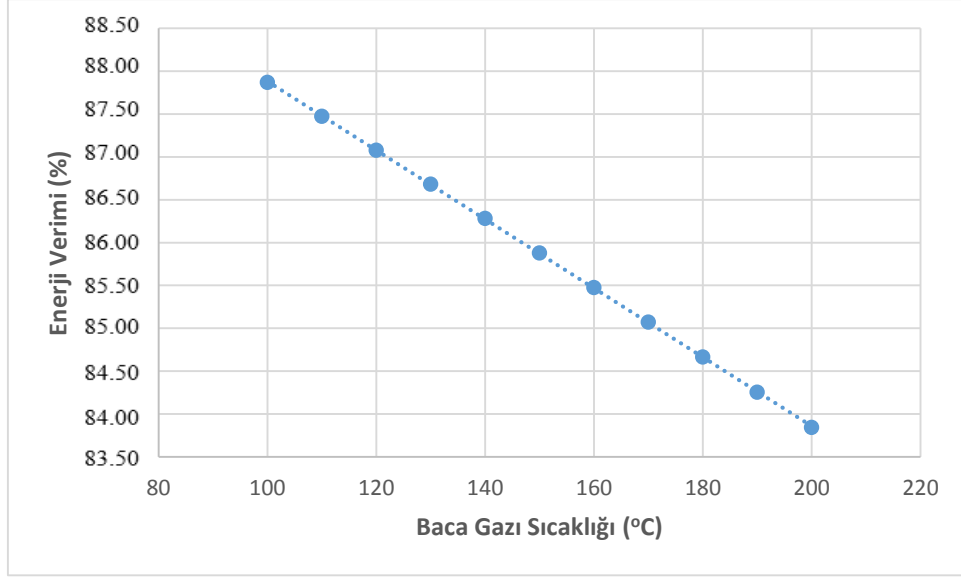
HFK (λ)	$\dot{E}_{BG}$ (kJ/yıl)	$\dot{m}_{SU}$ (kg/yıl)	$\Delta\dot{E}_{SU}$ (kJ/yıl)	η_I
1.0	10807415468	29222579.95	80981029098	0.87343
1.1	11092899658	29119560.95	80695544909	0.87036
1.2	11378440230	29016521.60	80410004337	0.86728
1.3	11664369628	28913341.95	80124074938	0.86419
1.4	11949669943	28810389.30	79838774624	0.86111
1.5	12235456715	28707261.11	79552987851	0.85803
1.6	12520497045	28604402.28	79267947521	0.85496
1.7	12806721645	28501116.10	78981722922	0.85187
1.8	13092154672	28398115.57	78696289895	0.84879
1.9	13377850660	28295020.14	78410593906	0.84571
2.0	13663146048	28192069.27	78125298518	0.84263

Çizelge 4.11: Çeşitli baca gazı sıcaklıkları için kazan enerji analiz bulguları ($\lambda=1.15$).

T_{BG} ($^{\circ}C$)	$\dot{E}_{BG}$ (kJ/yıl)	$\dot{m}_{SU}$ (kg/yıl)	$\Delta\dot{E}_{SU}$ (kJ/yıl)	η_I
100	10318908937	29398861.00	81469535629	0.87870
110	10684460230	29266949.22	81103984336	0.87476
120	11051667650	29134439.81	80736776917	0.87080
130	11420601805	29001307.30	80367842761	0.86682
140	11791281953	28867544.73	79997162613	0.86282
150	12163685628	28733160.22	79624758938	0.85881
160	12537822458	28598150.29	79250622108	0.85477
170	12913750215	28462494.08	78874694351	0.85072
180	13291436804	28326203.19	78497007763	0.84664
190	13670891852	28189274.14	78117552714	0.84255
200	14052124989	28051703.45	77736319577	0.83844



Şekil 4.14: Kazan enerji veriminin hava fazlalık katsayısına göre değişimi ($T_{BG}=125^{\circ}C$).



Şekil 4.15: Kazan enerji veriminin baca gazı sıcaklığına göre değişimi ($\lambda=1.15$).

4.5 Ekserji Analizi

Yakıtın ekserjisi (3.37) denklemi kullanılarak şu şekilde hesaplanmıştır:

$$\dot{E}_{X,YAKIT} = \dot{V}_{YAKIT} \phi H_u \quad (3.37)$$

$$\dot{E}_{X,YAKIT} = (2684211 \text{ m}^3/\text{yil}) (1.04) (8250 \text{ kcal/m}^3) = 2.303053 \times 10^{10} \text{ kcal/yil}$$

$$\dot{E}_{X,YAKIT} = (2.303053 \times 10^{10} \text{ kcal/yil}) (4.1868 \text{ kJ/kcal}) = 9.642422 \times 10^{10} \text{ kJ/yil}$$

Kazan yüzeylerinden olan ekserji kayıpları, sadece kazan yüzeylerinden kaybolan ısı ile meydana gelmektedir. Kazanın ön, arka ve yan yüzeylerinde termal kamera kullanılarak sıcaklıklar ölçülmüştür. Ölçümler sonucunda kazan ön yüzey sıcaklığı yaklaşık 86°C, kazan yan yüzey sıcaklığı yaklaşık 27°C ve kazan arka yüzey sıcaklığı yaklaşık 36°C olarak bulunmuştur. Kazan yüzey sıcaklığı bu sıcaklıkların ortalaması olarak alınmıştır:

$$T_{YUZEY} = \frac{T_{KZON} + T_{KZYAN} + T_{KZARKA}}{3} = \frac{86^\circ\text{C} + 27^\circ\text{C} + 36^\circ\text{C}}{3} = 49.67 = 50^\circ\text{C}$$

Kazan yüzeylerinden olan ekserji kayıpları (Çomaklı, 2003),

$$\dot{E}_{X,KAYIP} = \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_0}{T_Y} \right) \quad (3.39)$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_{X,KAYIP} &= \left(9.271560057 \times 10^8 \text{ kJ/yil} \right) \left(1 - \frac{20 + 273.15}{50 + 273.15}\right) \\ &= 8.607358865 \times 10^7 \text{ kJ/yil}\end{aligned}$$

olarak hesaplanmıştır.

Baca gazı ekserjisi (3.45) denklemi kullanılarak şu şekilde hesaplanmıştır:

$$\dot{E}_{X,BG} = \dot{n}_T \left(\sum_k x_k ex_k^{CH} + \tilde{R}T_0 \sum_k x_k \ln x_k \right) + (T_B - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,kBG}^{\epsilon} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_{X,BG} &= \dot{n}_T \left[(x_{CO_2} ex_{CO_2}^{CH} + x_{H_2O} ex_{H_2O}^{CH} + x_{O_2} ex_{O_2}^{CH} + x_{N_2} ex_{N_2}^{CH}) \right] \\ &+ \dot{n}_T \left[\tilde{R}T_0 (x_{CO_2} \ln x_{CO_2} + x_{H_2O} \ln x_{H_2O} + x_{O_2} \ln x_{O_2} + x_{N_2} \ln x_{N_2}) \right] \\ &+ (T_{BG} - T_0) (\dot{n}_{CO_2} C_{P,CO_2}^{\epsilon} + \dot{n}_{H_2O} C_{P,H_2O}^{\epsilon} + \dot{n}_{O_2} C_{P,O_2}^{\epsilon} + \dot{n}_{N_2} C_{P,N_2}^{\epsilon})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_{X,BG} &= (1153315.41) \times [(0.08557 \times 20140 + 0.16407 \times 11710 + 0.02510 \times 3970 + 0.72526 \times 720)] \\ &+ (1153315.41) \times [(8.314 \times 293.15) ((0.08557) \ln(0.08557) + (0.16407) \ln(0.16407))] \\ &+ (1153315.41) \times [(8.314 \times 293.15) (0.02510 \times \ln 0.02510 + 0.72526 \times \ln 0.72526)] \\ &+ (125 - 20) (98689.20 \times 5.76 + 189224.46 \times 4.96 + 28948.22 \times 4.37 + 836453.53 \times 4.25)\end{aligned}$$

$$\dot{E}_{X,BG} = 1153315.41 \times (4266.47 - 1182.97) + 4544791210.50$$

$$\dot{E}_{X,BG} = 4.10104318 \times 10^9 \text{ kJ/yil}$$

Kızgın buharın ekserjisi, ekserji değişimi bağıntısından hareketle şu şekilde hesaplanmıştır:

$$\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G} = \dot{m}_{SU} [(h_{B\zeta} - h_{SG}) - T_0 (s_{B\zeta} - s_{SG})] \quad (3.55)$$

$$\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G} = (29\ 067\ 948.84) [(2855.14 - 83.96) - (2988.15) (7.28813 - 0.2966)]$$

$$\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G} = 19\ 959\ 662\ 016 = 1.99596 \times 10^{10} \text{ kJ/yil}$$

Kazandaki toplam tersinmezlik (3.55) eşitliğinden yararlanılarak,

$$\sum_i I_i = \dot{E}_{X;Y} - (\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G}) - \dot{E}_{X;K} - \dot{E}_{X;BG} \quad (3.56)$$

$$\sum_i I_i = 9.942422 \times 10^{10} - 1.9959620 \times 10^{10} - 8.607358 \times 10^7 - 4.1010431 \times 10^9$$

$$\sum_i I_i = 72\ 277\ 441\ 67.67 \text{ kJ/yil} = 7.22774416 \times 10^{10} \text{ kJ/yil}$$

olarak hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi kazanda yüksek miktarda tersinmezlik oluşmaktadır.

Kazanlarda yanma ve ısı aktarımı nedeniyle iki tür tersinmezlik meydana gelmektedir.

Yanma nedeniyle oluşan tersinmezlik yakıtın kimyasal enerjisinin ısı enerjisine dönüşümü

sırasında oluşur. Bu tersinmezlik adyabatik yanma sıcaklığı belirlenerek ekserji dengesinden hesaplanır. Kazanlarda oluşan ikinci tür tersinmezlik ise sıcak yanma gazlarının ısısının suya aktarılması esnasında meydana gelir. Yukarıda bulunan toplam tersinmezlik bu iki tersinmezliğin toplamıdır. Diğer taraftan baca gazı ekserjisinden ve kazan yüzeylerinden kaybolan ekserjiden faydalanılamadığından bunlar da tersinmezlik olarak kabul edilirse kazanda oluşan tersinmezlik daha yüksek değerlere ulaşmaktadır.

Kazanın ekserji verimi aşağıdaki eşitlik kullanılarak,

$$\eta_{II} = \Psi = \frac{\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G}}{\dot{E}_{X,YAKIT}} \quad (3.57)$$

$$\eta_{II} = \Psi = \frac{1.9959662016 \times 10^{10} \text{ kJ/yıl}}{9.642422 \times 10^{10} \text{ kJ/yıl}} = 0.20699 = \%20.699$$

olarak bulunmuştur. Görüldüğü gibi kazanda gerçekleşen yüksek tersinmezlikler nedeniyle düşük bir ekserji verim değeri bulunmuştur. Bu ise yakıttan elde edilen enerjinin büyük bir kısmının faydalı işe dönüştürülemediğini göstermektedir. Yanma odası, ekserji yıkımına en fazla katkıda bulunur. Yanma odası girişindeki hava-yakıt karışımının sıcaklığı ile yanma odasındaki sıcaklık arasındaki farkın yüksek olması yanma odasında yüksek oranda ekserji yıkımı oluşturur. Diğer taraftan ısı değiştiricisinde borular arasında farklı sıcaklık gradyentlerinin olması da ekserji yıkımının diğer bir nedenidir. Tüm bu nedenlerle kazanda yanmayı iyileştirecek ve tersinmezlikleri azaltacak önlemlerin alınması oldukça önemlidir.

$T_{BG}=125^{\circ}\text{C}$ baca gazı sıcaklığında elde edilen bulgular Çizelge 4.12’de verilmiştir. Çizelgede farklı hava fazlalık katsayıları için baca gazı ekserjisi, kızgın buharın kazandığı ekserji, toplam tersinmezlik ve kazan ekserji verimleri gösterilmektedir. Çizelge 4.13 $\lambda=1.15$ hava fazlalık katsayısında elde edilen bulguları vermektedir. Çizelgede farklı baca gazı sıcaklıkları için baca gazı ekserjisi, kızgın buharın kazandığı ekserji, toplam tersinmezlik ve kazan ekserji verimleri gösterilmektedir.

Kazanların ekserji verimini etkileyen en önemli faktör hava fazlalık katsayısıdır. Şekil 4.16 kazan ekserji veriminin hava fazlalık katsayısına göre değişimini göstermektedir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça tersinmezlikler artmakta ve buna bağlı olarak kazan ekserji verimi azalmaktadır. Literatür bulgularına göre hava fazlalık katsayısının 1.1’den küçük değerlerinde baca gazı ekserjisi yüksek olmaktadır. Bu durum hava fazlalık katsayısının 1 ve 1’e çok yakın değerlerinde baca gazı ekserjisini oluşturan bileşenlerde kimyasal ekserjinin daha etkin olmasından kaynaklanmaktadır (Çomaklı, 2003). Bu ise kazanların

minimum hava fazlalık katsayısı ile işletilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.

Kazanların ekserji verimine etki eden diğer bir faktör baca gazı sıcaklığıdır. Şekil 4.17 kazan ekserji veriminin baca gazı sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kazan ekserji veriminin baca gazı sıcaklığı arttıkça azaldığı görülmektedir. Baca gazı sıcaklığı arttıkça yüksek miktarda enerji bacadan atmosfere atılmakta bu da ekserji veriminin azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle baca gazı sıcaklığının mümkün olduğunca düşük tutulması gerekir.

4.6 Literatür Bulgularıyla Karşılaştırma

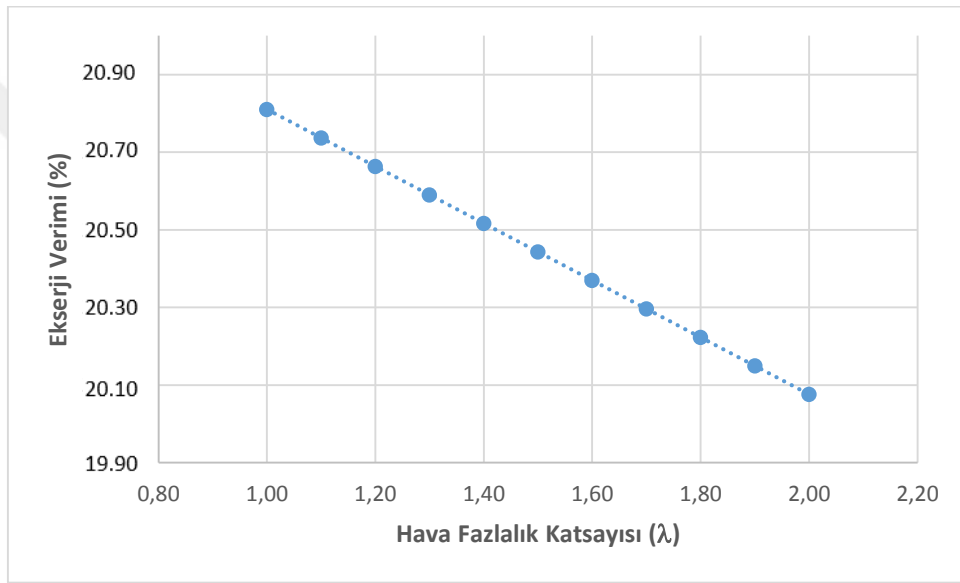
Isı santrallerindeki kazanların enerji ve ekserji analizi ile ilgili birçok çalışma yapılmaktadır. Ekserji kaybının büyük bir kısmı genellikle kazanın yanma odasında gerçekleşmektedir. Bu nedenle yanma odasındaki kayıpların minimuma indirilmesi oldukça önem arz etmektedir. Bu kayıplar, eksik yanma veya yanlış yalıtım nedeniyle olabilir. Çizelge 4.14 ve Şekil 4.18 kazandaki enerji ve ekserji verimlerinin literatürdeki diğer çalışmalarla karşılaştırılmasını göstermektedir. Çizelgeden görüldüğü gibi kazan enerji verimleri %72.46-93.76, kazan ekserji verimleri %19.30-46.00 arasında değişmektedir. Bu çalışmada kazan enerji verimi %86.88, kazan ekserji verimi %20.70 olarak bulunmuştur. Isıtma sistemlerinde enerji analizinde yüksek verimlerin, ekserji analizinde düşük verimlerin ortaya çıktığı görülmektedir.

Çizelge 4.12: Çeşitli hava fazlalık katsayıları için kazan ekserji analiz bulguları ($T_{BG}=125^{\circ}\text{C}$).

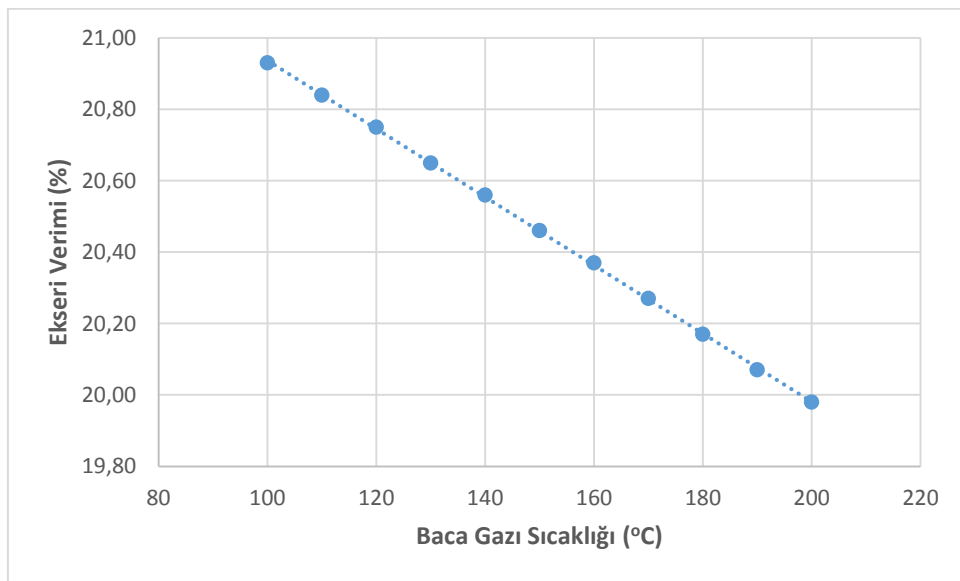
HFK (λ)	$\dot{E}_{x_{BG}}$ (kJ/yıl)	$\dot{E}_{x_{B,G}} - \dot{E}_{x_{S,G}}$ (kJ/yıl)	I_T (kJ/yıl)	η_{II}
1.0	3283344763	20065840292	72988965952	0.2081
1.1	4028631247	19995101747	72314418012	0.2074
1.2	4172861186	19924349232	72240940589	0.2066
1.3	4316408600	19853500371	72168242035	0.2059
1.4	4460776535	19782807387	72094567084	0.2052
1.5	4606453507	19711993867	72019703632	0.2044
1.6	4753592252	19641365304	71943193450	0.2037
1.7	4902211497	19570443297	71865496212	0.2030
1.8	5052269709	19499717430	71786163868	0.2022
1.9	5203699352	19428926404	71705525250	0.2015
2.0	5356422308	19358234642	71623494057	0.2008

Çizelge 4.13: Çeşitli baca gazı sıcaklıkları için kazan ekserji analiz bulguları ($\lambda=1.15$).

T_{BG} (°C)	$\dot{E}x_{BG}$ (kJ/yıl)	$\dot{E}_{XB,\zeta} - \dot{E}_{XS,G}$ (kJ/yıl)	I_T (kJ/yıl)	η_{II}
100	3988934208	20186884617	72162332181	0.2093
110	4034858439	20096306688	72206985878	0.2084
120	4079330055	20005318398	72253502553	0.2075
130	4122432982	19913902248	72301815776	0.2065
140	4164244486	19822053469	72351853051	0.2056
150	4204835847	19729777627	72403537532	0.2046
160	4244272937	19637072336	72456805733	0.2037
170	4282616745	19543923281	72511610981	0.2027
180	4319923827	19450338415	72567888764	0.2017
190	4356246720	19356315352	72625588934	0.2007
200	4391634299	19261851706	72684665002	0.1998



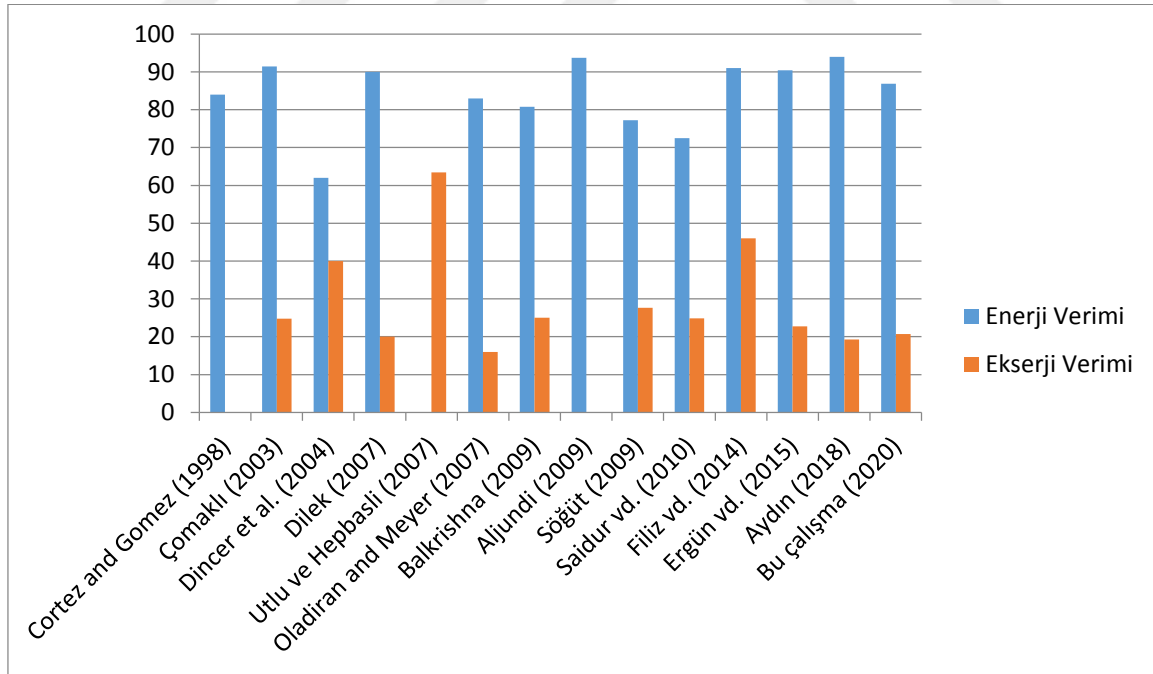
Şekil 4.16: Kazan ekserji veriminin hava fazlalık katsayısına göre değişimi (T_{BG}=125°C).



Şekil 4.17: Kazan ekserji veriminin baca gazı sıcaklığına göre değişimi ((λ=1.15).

Çizelge 4.14: Kazan ve kazandaki proseslerin enerji ve ekserji verimleri.

Eleman	Enerji Verimi (%)	Ekserji Verimi (%)	Ekserji Kaybı (%)	Kaynak
Kazan	84	-	70	Cortez ve Gomez (1998)
Yanma	100	65.67	34.33	Çomaklı (2003)
Isı aktarımı	91.41	37.77	62.23	Çomaklı (2003)
Kazan	91.41	24.81	75.19	Çomaklı (2003)
Isıtma Sistemi	83.00	10.80	-	Çomaklı (2003)
Endüstri	62	40	-	Dincer ve diğ. (2004)
Kazan	90	20	-	Dilek (2007)
Endüstri	63.45-70.11	29.72-33.23	-	Utlu ve Hepbasli (2007)
Endüstri	83	16	-	Oladiran ve Meyer (2007)
Kazan	80.8	25	75	Balkrishna (2009)
Yanma Odası	-	-	28.46	Balkrishna (2009)
Isı Değiştirici	-	-	46.72	Balkrishna (2009)
Kazan	93.76	-	76.75	Aljundi (2009)
Kazan	-	-	58	Raj Kumar (2009)
Eşanjör Dairesi	77.26	27.67	-	Söğüt (2009)
Kazan	72.46	24.89	75.11	Saidur ve diğ. (2010)
Yanma Odası	100	45.18	-	Saidur ve diğ. (2010)
Isı Değiştirici	72.13	48.054	-	Saidur ve diğ. (2010)
Kazan	91	46	-	Filiz ve diğ. (2014)
Kazan	90.40	22.70	-	Ergün ve diğ. (2015)
Klima Santrali	76.40	46.30	-	Ergün ve diğ. (2015)
Fan Coil	73.30	37.73	-	Ergün ve diğ. (2015)
Isı Değiştirici	56.00	51.00	-	Ergün ve diğ. (2015)
Kazan	94	19.3	-	Aydın (2018)
Kazan	86.88	20.70	-	Bu çalışma



Şekil 4.18: Kazan enerji ve ekserji verimleri.

Verimlilik yakıtın alt ısı değerine, akışkana olan ısı geçişine, eksik yanma ve sıcak gazlardan olan enerji kaybı nedeniyle oluşan enerji kaybına bağlıdır. Enerji veriminin

hesaplanması, bir ideallik ölçüsü sağlamadığından çoğu zaman yanıltıcı olabilir. Ayrıca düşük kalite nedeniyle termodinamik olarak önemsizken enerji kayıpları büyük olabilir. Bununla birlikte, ekserji temelli verimlilik ve kayıplar, idealliğe yaklaşım veya ideallikten sapma ölçütleri sağlar. Ekserji analizinin yapılması sistem elemanlarının performansı hakkında daha sağlıklı yorum yapılması ve kayıp yerleri ve oranlarının daha iyi tespit edilebilmesine imkân vermektedir. Çizelge 4.14'den de görüldüğü gibi kazanlardaki ekserji verimleri oldukça düşüktür. Bu, bir kazanın performansını iyileştirmek için fırsatlar olduğunu gösterir. Ancak, bu tersinmezliğin bir kısmının fiziksel, teknolojik ve ekonomik kısıtlamalar nedeniyle önlenemeyeceği unutulmamalıdır (Saidur ve diğ, 2010).



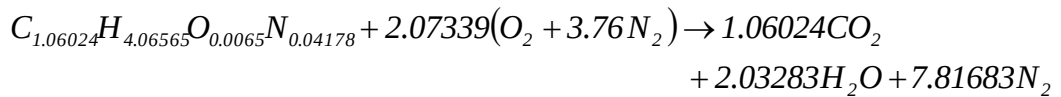
5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu yüksek lisans tezinde İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinin (İÜMIS) enerji ve ekserji yapılmıştır. Yıllık ortalama 2 684 211 m³ doğal gaz yakıtı tüketilen sistemde yakıt, kazan ve baca gazlarının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yakıt ekserjisi, kazan yüzeylerinden olan ekserji kaybı, baca gazının ekserjisi, kızgın buharın ekserjisi ve kazandaki tersinmezlikler hesaplanmıştır. Kazanın ekserji ve enerji verimleri belirlenmiştir. Enerji verimliliği ve enerji tasarrufu açısından öneriler de bulunulmuştur.

5.1 Sonuçlar

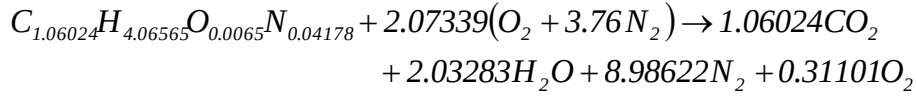
Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir:

- (1) İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santralinde yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan yakıtın kimyasal içeriği için AKSA DOĞALGAZ DAĞITIM A.Ş.'nin Malatya'ya gelen doğalgazda yaptığı ölçümler dikkate alınmış ve alınan bu verilere göre doğalgazın kapalı formülü $C_{1.06024} H_{4.06565} O_{0.00653} N_{0.04178}$ olarak belirlenmiştir.
- (2) İÜMIS, 2018-2019 ısıtma sezonunda yıllık toplam 2 859 722 m³, 2019-2020 ısıtma sezonunda yıllık toplam 2 508 700 m³ yakıt tüketmiştir. İki ısıtma sezonunun ortalaması alındığında yıllık toplam yakıt tüketiminin 2 684 211 m³ olduğu belirlenmiştir. Bunun parasal değeri ise yıllık yaklaşık olarak 4 872 975 TL'dir.
- (3) İÜMIS'de kullanılan doğal gazın hava ile teorik tam yanması durumunda yanma denklemi,



olarak belirlenmiştir.

- (4) İÜMIS'de kullanılan doğal gazın fazla hava ($\lambda=1.15$) ile yanması durumunda ise yanma denklemi şöyle olmaktadır:



- (5) Hava fazlalık katsayısı (λ) arttıkça yanma sonucundaki baca gazı miktarları artmaktadır.
- (6) Hava fazlalık katsayısı (λ) arttıkça yanma sonucunda baca gazı içerisindeki CO₂ ve H₂O oranları azalmakta, O₂ ve N₂ oranları ise artmaktadır.
- (7) İÜMIS’de santral bacalarından yılda $\dot{m}_{BG} = 32095464.53 \text{ kg/yıl}$ baca gazının atmosfere atıldığı hesaplanmıştır.
- (8) İÜMIS’de santral bacalarından baca gazları ile dışarı atılan duyulur enerji ve baca gazları ile dışarı atılan gizli enerji toplanarak baca gazları ile dışarı atılan toplam enerji $\dot{E}_{BG} = 1.1235926107 \times 10^{10} \text{ kJ/yıl}$ olarak bulunmuştur.
- (9) İÜMIS’de kazan yüzeylerinden çevreye yılda $\dot{E}_{KAYIP} = 9.2715600572 \times 10^8 \text{ kJ/yıl}$ ısı kaybı olduğu belirlenmiştir.
- (10) Kazanın enerji verimi 0.8688 olarak hesaplanmıştır ($\lambda=1.15$ ve $T_{BG}=125^\circ\text{C}$ için).
- (11) Hava fazlalık katsayısının 1.00-2.00 aralığında kazan enerji verimleri 0.8734-0.8426 aralığında değişmiştir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça kazan enerji verimi azalmaktadır. Bu sonuç kazanların minimum hava fazlalık katsayısı ile işletilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.
- (12) Baca gazı sıcaklıklarının 100-200 °C aralığında kazan enerji verimleri 0.8787-0.8384 aralığında değişmiştir. Kazan enerji verimi baca gazı sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Baca gazı sıcaklığı arttıkça yüksek miktarda enerji bacadan atmosfere atılmakta bu da verimin azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle baca gazı sıcaklığının mümkün olduğunca düşük tutulması gerekir.
- (13) Kazanın ekserji verimi 0.2070 olarak hesaplanmıştır ($\lambda=1.15$ ve $T_{BG}=125^\circ\text{C}$ için). Bu düşük ekserji verimi, yakıttan elde edilen enerjinin büyük bir kısmının faydalı işe dönüştürülemediğini göstermektedir. Bu nedenle kazanda yanmanın iyileştirilmesi gibi kazan ekserji verimini iyileştirecek önlemler alınmalıdır.
- (14) Hava fazlalık katsayısının 1.00-2.00 aralığında kazan ekserji verimleri 0.2081-0.2008 aralığında değişmiştir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça kazan ekserji verimi azalmaktadır. Bu sonuç kazanların minimum hava fazlalık katsayısı ile işletilmesi

gerektiğini ortaya koymaktadır.

- (15) Baca gazı sıcaklıklarının 100-200 °C aralığında kazan ekserji verimleri 0.2093-0.1998 aralığında değişmiştir. Kazan ekserji verimi baca gazı sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Baca gazı sıcaklığı arttıkça yüksek miktarda enerji bacadan atmosfere atılmakta bu da verimin azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle baca gazı sıcaklığının mümkün olduğunca düşük tutulması gerekir.

5.2 Öneriler

Bu yüksek lisans tezinde İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali'nin (İÜMIS) enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Çalışma sonucunda enerji verimi %87 civarında ekserji verimi ise %21 civarında bulunmuştur. Sistemin veriminin yükselmesi ve enerji tasarrufunun artması amacıyla aşağıdakilerin önerilmesi uygun bulunmuştur:

- (1) Enerji Geri Kazanım Potansiyelinin Belirlenmesi: Kazanlardan baca gazları ile birlikte önemli miktarda enerji kullanılmadan atmosfere atılmaktadır. İÜMIS'de santral bacalarından baca gazları ile atmosfere atılan enerji $\dot{E}_{BG} = 1.1235926107 \times 10^{10} \text{ kJ/yıl}$ değerindedir. Baca gazı sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda bu miktar daha da artacaktır. Literatür araştırması baca gazındaki kayıp enerjinin sistemde geri kullanımının kazan verimini artıracağını, yakıt tasarrufu sağlayacağını ve bu kayıp enerjiden mahal ısıtmasında ve sıcak su elde edilmesinde yararlanılabileceğini göstermektedir. Kazan bacalarından atılan kayıp enerjinin geri kazanımı ve geri kazanılan bu enerjinin kullanım potansiyeli araştırılmalı, ekonomik analiz yapılmalıdır.
- (2) Enerji Geri Kazanım Sistemlerinin Kullanılması: Bacadan atılan gazların ısısı yakma havasının ısıtılması, sıcak su elde edilmesi ve mahal ısıtması amacıyla kullanılabilir. Bu yöntemlerin her birisi için sistem verileri kullanılarak hesaplamalar yapılmalı baca gazından enerji geri kazanım olanakları belirlenmelidir.
- (3) Ekonomizer Kullanılması: Ekonomizerler, her hangi bir ısı kazanının baca gazı sıcaklığını düşürerek düşük sıcaklıktaki bu ısıyı geri kazanan ve yakıttan ekstra tasarruf sağlayan ısı değiştiricileridir. Özellikle fosil enerjinin en fazla tüketildiği alan olan kazan uygulamalarında enerji geri kazanımı açısından önemli yere sahiptirler. İÜMIS'de bacadan atılan gazların ısısından yararlanabilmek için

sisteme ekonomizer kurulmalıdır. Ekonomizer kurulması önemli miktarda enerji ve mali tasarruf oluşturacaktır. Besi suyu ekonomizeri, kullanım suyu ekonomizeri, hava ısıtıcı ekonomizeri gibi ekonomizer çeşitleri bulunmaktadır. Bacadan atmosfere atılacak olan baca gazlarından geri kazanılan ısı; kazan besi suyuna verildiğı zaman “Besi Suyu Ekonomizeri”, kullanım suyuna verildiğı zaman “Kullanım Suyu Ekonomizeri”, brölör yakma havasını ön ısıtma ya da ortam havasını ısıtma amacıyla kullanıldığında “Hava Isıtıcı Ekonomizeri” adı verilir. İÜMIS için atık enerjinin yatırım maliyeti ve geri kazanım optimizasyonu açısından irdelenerek doğru yöntem belirlenmelidir.

- (4) Kazanın Optimum Hava Fazlalık Katsayısı İle Çalıştırılması: İnönü Üniversitesi Merkezi Isı Santrali’nde (İÜMIS) kazan %15 fazla havayla çalıştırılmaktadır. Merkezi Isı Santrallerinde enerji ve ekserji açısından en önemli eleman kazanlardır. Kazanlarda yakıtın fazla hava ile yanması sonucunda önemli bir miktarda enerji gereksiz yere baca gazları ile dışarı atılmaktadır. Sistemin optimum hava fazlalık katsayısı ile çalıştırılması durumunda enerji ve ekserji verimlerinde artış oluşacak ve mali tasarruf sağlanacaktır.
- (5) Baca Gazı Analizörü Kullanılması: Kazanlarda verimin yüksek tutulabilmesi için büyük tesislerde sürekli, küçük tesislerde periyodik olarak baca gazı analizörü kullanma alışkanlığının kazanılması oldukça önem taşımaktadır. Bu amaçla tam otomatik mikro modülasyonlu yakma yönetim ve oksijen trim kontrol sistemleri geliştirilmiştir. Bu sistem, baca gazı analizlerinin sürekli ve otomatik olarak yapılmasına, O₂, CO₂, CO ve baca gazı sıcaklığı gibi baca gazı parametreleri ile yanma veriminin sürekli izlenmesine imkan vermektedir.
- (6) Dinamik Kontrollü Otomatik Kontrol Sistemleri Kullanılması: Isıtma sisteminde dış hava şartlarına bağılı olarak yakıt tüketiminin düzenli olarak değışmesini sağlayan dinamik kontrollü otomatik kontrol sistemleri kullanılmalıdır.
- (7) Uygun Yalıtım Yapılması: Kazan ve dağıtım hatlarında önemli oranda ısı kayıpları meydana gelmektedir. Önemli miktarda yakıt boru hatlarındaki ısı kayıplarını karşılamak için tüketilmektedir. Bu kayıpları azaltmak amacıyla uygun yalıtım yapılmalıdır.

Yukarıda sıralanan maddelerdeki önerilerin uygulanması ile önemli miktarda yakıttan tasarruf edilecek ve maliyetler azalacaktır. Ayrıca yapılacak bu iyileştirmeler ile birlikte

evre de daha az kirletilecek ve insan sağlığı için zararlı olan atık gaz miktarları dolayısıyla karbon ayak izi azaltılacaktır.



KAYNAKLAR

- Adamo, L., Cammarata, G., Fichera, A. & Marletta, L.** (1997). *Improvement of District Heating Network Through Thermoeconomic Approach, Renewable Energy*, 10 (2/3), 213-216.
- Akdemir, M.** (2013). İYTE'deki Mevcut Bir Binanın Dinamik Enerji ve Ekserji Analizi (Yüksek Lisans Tezi). İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir.
- Akkaya, E.** (1995). Kazan bacalarındaki ısı kayıplarının değerlendirilmesi, *Termodinamik*, 47-48.
- Aksa Doğal Gaz Dağıtım A.Ş. Malatya Şubesi.** (2020). Malatya İline Gelen Doğal Gazın İçeriği.
- Akyol, T.** (2016). Bigadiç-Balıkesir Jeotermal Bölgesel Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi (Doktora Tezi). Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Balıkesir.
- Aljundi, I.H.** (2009). Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. *Applied Thermal Engineering*, 29, 324-328.
- Altundağ, A.** (2015). Bir Hastanede Ameliyathane Klima Santrali Isıtma Hattının Ekserji Analizi (Yüksek Lisans Tezi), Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Karabük.
- Anonim.** Erişim: 04 Nisan 2019, https://izmirjeotermal.com.tr/hakkimizda_balcova_narlidere_jeotermal_saha_isletmesi.
- Anonim.** Erişim: 10 Mayıs 2020, <http://www.cografya.gen.tr>.
- Arıcan, E.** (2017). Bölgesel Isıtma Tarihçe ve Avrupa Uygulamaları, TURKOTED.
- Aydın, T.** (2018). Munzur Üniversitesi Isıtma Merkezi Enerji ve Ekserji Analizi (Yüksek Lisans Tezi). Munzur ve Atatürk Üniversitesi Ortak Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Tunceli.
- Balkrishna, M.C.** (2009). Energy and Exergy Analysis of a Captive Steam Power Plant. *Proceedings of the International Conference of Energy and Environmental*, (CEE' 09).
- Beggs, C.** (2002). In: *Energy Management and Conversion*, Amsterdam.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. & Moran, M.J.** (1996). *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons, Inc. 542, New York, USA.
- Benonysson, A., Bohn, B. & Ravn, H. F.** (1995). Operational optimization in a district heating system, *Energy Convers Magmt*, 39 (3-4), 229-242.
- Conklin, E.D.** (2010). Second Law Analysis of a Natural Gas-Fired Steam Boiler and Cogeneration Plant, University of New Mexico, Mechanical Engineering ETDs.

- Cortez, L.A.B. & Gomez, E.O.** (1998). A method for exergy analysis of sugarcane bagasse boilers. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, VI (1), 15.
- Çengel, A.Y. & Boles, M.A.** (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Mc. Graw Hill.
- Çomaklı, K.** (2003). Atatürk Üniversitesi Isıtma Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi Doktora Tez., Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Erzurum.
- Çomaklı, K. & Terhan, M.** (2015). Doğalgaz yakıtlı kazandan çıkan atık baca gazının ekserji analizi, *Mühendis ve Makina*, 56 (670), 58-64.
- Çomaklı K., Yüksel B. & Bakırcı, K.** (2006a). Bölgesel ısıtma sistemleri boru hatlarında meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 91, 33-38.
- Çomaklı, K., Yüksel B., Şahin B. & Karagöz Ş.** (2006b). Kazan bacalarında meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 92, 12-16.
- Dağsöz, A.K.** (1999). *Konutlarda Ekonomik Isınma El Kitabı*. İzocam yayınları. İstanbul.
- Dilek, M.** (2007). Energy and Exergy Analyses of a High School Heating System (Yüksek Lisans Tezi). Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.
- Dincer, I.** (2000). Thermodynamics, exergy, and environmental impact. *Energy Sources*, 22, 723-732.
- Dincer, I., Hussain, M.M. & Al-Zaharnah, I.** (2004). Analysis of sectoral energy and exergy use of Saudi Arabia. *International Journal of Energy Research*, 28, 205–243.
- Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı.** (2019). Ülkemiz İçin Kurulu Güç Verileri, Ankara.
- Ergün, A.** (2010). 80.000 m²'lik Isıtma Soğutma İhtiyacı Olan Bir Alışveriş Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi (Yüksek Lisans Tezi). Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Ankara.
- Ergün, A., Menlik, T. & Özkaya, M.G.** (2015). Energy and exergy analyses of the heating system in a multipurpose building, *Gazi Journal of Engineering Sciences*, 1/1, 195-218.
- Ertesvag, I.** (2001). Society exergy analysis: A comparison of different societies, *Energy*, 26, 253-270.
- Eyriboyun, M.** (2009). Yanma Ders Notları, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Zonguldak.
- Filiz, Ç.** (2012). Bir Buhar Kazanının Enerji ve Ekserji Analizi Yoluyla Performansının Değerlendirilmesi (Yüksek Lisans Tezi). Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Karabük.
- Filiz, Ç., Uysal, C., Kılıç, E. & Kurt H.** (2014). Bir Buhar Kazanının Enerji ve Ekserji Analizi Yoluyla Performansının Değerlendirilmesi. *ISITES Akademik Platform* (pp. 551-562). Karabük - TÜRKİYE.
- Gopalakrishnan, H., Suresh, N. & Kosanovic, D.** (2011). Energy and Exergy Analysis of a University Power Plant, University of Massachusetts.
- Gül, M.** (2020). Bir Otel Örneğinde Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi (Yüksek Lisans Tezi). Bolu Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Bolu, 2020.

- International Energy Agency.** (2009). World Energy Outlook, Paris, France.
- Isısan.** (1997). *Kalorifer Tesisatı*, No: 153, İstanbul.
- İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü.** (2007). Jeotermal Enerji Araştırma ve Uygulama Merkezi Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi (TESKON) Raporu, İzmir.
- Jayamaha, L.** (2008). In: Energy Efficient Building Systems, Hardbook. McGrawHill Education, Europe.
- Karain, A.** (2017). Zonguldak Çatalağzı Beldesi İçin Bölgesel Isıtma Sisteminin Termodinamik ve Ekonomik Analizi ile CO₂, SO₂ ve PM Salınımına Etkilerinin İncelenmesi (Yüksek Lisans Tezi). Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak.
- Kaushik, S.C. & Singh, O.K.** (2014). Estimation of chemical exergy of solid, liquid and gaseous fuels used in thermal power plants, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry.
- Kılıç, F.Ç.** (2017). Endüstriyel kazanlarda enerji verimliliği ve emisyon azalımı fırsatları, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 5(2), 147-158.
- Kılıçlı, A.** (2018). Ege Üniversitesi Bünyesindeki Mevcut Bir Binanın Enerji-Ekserji Analizi ve İyileştirme Önerileri (Doktora Tezi). Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Güneş Enerjisi Anabilim Dalı, İzmir.
- Kısa, O.** (2011). Akdeniz Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi, Isıtma Sistemleri Ders Notları, Antalya.
- Kotas, T.** (1995). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Krieger Publishing Comp., 328, U.S.A.
- Makina Mühendisleri Odası Zonguldak Şubesi.** (2009). Çates Atık Isısı ile Bölgesel Isıtma İmkânları, MMO Zonguldak Şube Enerji Komisyonu Raporu, Zonguldak.
- MEGEP.** (2012). Kimya Teknolojisi, Kazanlar, 524KI0097, Ankara.
- Meteoroloji Genel Müdürlüğü.** (2018). Malatya İlinin İklim Verileri, Ankara.
- Meteoroloji Genel Müdürlüğü.** (2019). Malatya İlinin İklim Verileri, Ankara.
- Nakicenovic, N., Gilli, P. & Kurz, R.** (1996). Regional and global exergy and energy efficiencies, *Energy*, 21(3), 223-237.
- Oğur, E.** (2019). Adıyaman Üniversitesi Araştırma ve Uygulama Hastanesi Doğal Gaz Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi (Yüksek Lisans Tezi). Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Elazığ.
- Oladiran, M.T. & Meyer, J.P.** (2007). Energy and exergy analyses of energy consumptions in the industrial sector in South Africa. *Applied Energy*, 84, 1056-1067.
- Özgener, L. & Hepbaşlı, A.** (2003). HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulamaları, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir.
- Özgener, L. & Hepbaşlı, A.** (2019). HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulamaları, 6. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir.
- Öztan, G.** (1977). *Malatya İklimi*. Gıda, Tarım ve Hayvancılık Bakanlığı, Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü, Ankara.

- Pirouti, M.** (2013). Modelling and Analysis of a District Heating Network (PhD Thesis). Cardiff University, School of Engineering.
- Raj K., Kaushik, S.C. & Ashok K.** (2009). Energy and Exergy Analysis of Non-Reheat Thermal Power Plant. *Proceedings of International Conference on Energy and Environment*, March 19-21, ISSN:2070-3740.
- Rosen, M. & Dinçer, I.** (1997). On exergy and environmental impact, *Int. J. Energy Research*, 21, 643-654.
- Rosen, M. & Dincer I.** (1999). Exergy analyses of waste emissions, *Energy Research*, 23 (13), 1999.
- Saidur, R., Ahamed, J.U. & Masjuki, H.H.** (2010). Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers, *Energy Policy*, 38, 2188–2197.
- Saidur, R., Masjuki H.H. & Jamaluddin M.Y.** (2007). An application of energy and exergy analysis in residential sector of Malaysia, *Energy Policy*, 35(2), 1050-1063.
- Sever, Z.O.** (2018). Bir Alışveriş Merkezi Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi (Yüksek Lisans Tezi). Bozok Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yozgat.
- Sevim, S.** (2019). Manisa Celal Bayar Üniversitesi Rektörlük Binası Isıtma ve Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi (Yüksek Lisans Tezi). Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Manisa.
- Song, Z.P.** (2000). Total energy system analysis of heating, *Energy*, 25, 807-822.
- Söğüt, Z., Akyüz, E. & Karakoç, H.** (2009). Isıtma Sistem Seçimlerinde Ekserjetik Verimliliğin Etkisinin İncelenmesi. *Nuclear&Renewable Energy Resources Conference with International Participation*, (pp 28-29). Ankara, Turkey [in Turkish].
- Sunkar, M., Hatun, Ü. & Toprak, A.** (2013). Malatya Havzası ve Çevresinde İklim Özelliklerinin Meyveciliğe Etkisi. *3rd International Geography Symposium – GEOMED, Symposium Proceedings*, ISBN: 978-605-62253-8-3.
- Szargut, J.** (2005). *Exergy Method: Technical and Ecological Applications*, WIT Press, Southampton, Boston.
- Tekin, S.** (2013). Merkezi Isıtma Sistemlerinin Termodinamik Analizi ve Çeşitli Parametre Değişimlerinin Ekserji Verimliliği ve Yakıt Tüketimine Etkisinin İncelenmesi (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Aydın Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Termodinamik Bilim Dalı, İstanbul.
- Terhan, M.** (2010). Atatürk Üniversitesi Isıtma Sistemi Kazan Bacalarında Isı Geri Kazanım Potansiyelinin Araştırılması (Yüksek Lisans Tezi). Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Erzurum.
- Terhan, M. & Comaklı, K.** (2017). Energy and exergy analyses of natural gas-fired boilers in a district heating system, *Applied Thermal Engineering*, 121, 380-387.
- Tüfekçi, H.** (2009). Hastanelerde Kullanılan Klima Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi (Yüksek Lisans Tezi), Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

- Türkeri, A.** (2007). Bireysel ve Merkezi Isıtma Sistemlerinin Tanıtımı ve Karşılaştırılması. Sanayide ve Konutlarda Doğalgaz Semineri, *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, (pp 181-188), İzmir.
- Utlı, Z. & Hepbaslı, A.** (2007). A review and assessment of the energy utilization efficiency in the Turkish industrial sector using energy and exergy analysis method. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11, 1438-1459.
- Üçgül, İ. & Koyun, T.** (2004). Silindirik yansıtıcı iki yüzeyli kolektörler ile düz yüzeyli kolektörlerin I. ve II. yasa verimliliklerinin irdelenmesi, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 45(530), 18-24.
- Verda, V., Caccin, M. & Kona, A.** (2016). Thermoeconomic cost assessment in future district heating networks, *Energy*, 117, 485-491.
- Verda V. & Kona A.** (2012). Thermoeconomics as a tool for the design and analysis of energy savings initiatives in buildings connected to district heating networks. *In: International Journal of Applied Thermodynamics*. - ISSN 1301-9724.
- Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü.** (2018). Türkiye Enerji Verimliliği Gelişim Raporu.
- Yıldırım, N.** (2003). District Heating System of IZTECH Campus and Its Integration to the Existing System (Yüksek Lisans Tezi). İzmir Teknoloji Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir.
- Yılmaz, T.** (1988). Bölge Isıtması (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Yumrutas, R., Kunduz, M. & Kanoglu, M.** (2002). Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems, *Exergy An International Journal*, 2, 266-272.
- Yücer, C.T.** (2016). Ekserji analizi yöntemi kullanılarak bina ısıtma sistemlerinin incelenmesi, *Mühendis ve Makina Dergisi*, 57 (681), 59-64.
- Yüncü, H.** (2010). *Ekserji Analizi (İkinci Kanun Verimi & Termoekonomi)*, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara.
- Zabielskiene, R.M.** (2002). *Boilers and Boiler Houses*, Study Guide, VGTU, 83, Vilnius, Lithuania.

EKLER

Ek A: Baca Gazlarının Isı Kapasiteleri

Çizelge A.1 : Baca gazları entalpisi için ortalama izobarik özgül ısı kapasitesi (C_p^h) değerleri ($T_0=298.15$ K, $P_0=101.325$ kPa) (Çomaklı, 2003).

$C_p^h = \frac{1}{T - T_0} \left[a(T - T_0) + \frac{b}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{c}{3}(T^3 - T_0^3) + \frac{d}{4}(T^4 - T_0^4) \right] \text{ (kJ/kmol)}$					
Sıcaklık (K)	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	O ₂	N ₂
300	37.21	33.56	39.93	29.42	29.07
350	38.21	33.75	40.84	29.69	29.14
400	39.16	33.95	41.70	29.96	29.21
450	40.07	34.16	42.52	30.22	29.30
500	40.94	34.38	43.29	30.47	29.39
550	41.76	34.61	44.01	30.71	29.49
600	42.54	34.84	44.69	30.94	29.59
650	43.29	35.09	45.33	31.16	29.70
700	43.99	35.35	45.93	31.37	29.82
750	44.67	35.61	46.50	31.58	29.94
800	45.30	35.87	47.03	31.78	30.06
850	45.91	36.15	47.52	31.97	30.19
900	46.48	36.42	47.98	32.15	30.32
950	47.02	36.71	48.41	32.33	30.46
1000	47.53	36.99	48.81	32.50	30.60
1050	48.02	37.28	49.18	32.66	30.74
1100	48.47	37.57	49.53	32.82	30.88
1150	48.91	37.86	49.85	32.97	31.02
1200	49.32	38.15	50.14	33.11	31.16
1250	49.71	38.44	50.42	33.25	31.30
1300	50.07	38.74	50.67	33.39	31.43
1350	50.42	39.03	50.91	33.52	31.57
1400	50.75	39.31	51.13	33.64	31.71
1450	51.07	39.60	51.34	33.76	31.84
1500	51.37	39.88	51.53	33.88	31.97
1550	51.65	40.16	51.71	33.99	32.09
1600	51.93	40.43	51.88	34.10	32.21
1650	52.19	40.70	52.04	34.20	32.33
1700	52.45	40.97	52.19	34.30	32.44
1750	52.69	41.22	52.34	34.40	32.54
1800	52.93	41.47	52.49	34.49	32.64
1850	53.17	41.71	52.63	34.59	32.73
1900	53.40	41.94	52.77	34.68	32.82
1950	53.62	42.16	52.92	34.76	32.89
2000	53.85	42.38	53.06	34.85	32.96
2050	54.08	42.58	53.21	34.93	33.02
2100	54.31	42.77	53.37	35.02	33.07
2150	54.54	42.95	53.53	35.10	33.11
2200	54.78	43.11	53.71	35.18	33.13

Çizelge A.2 : Baca gazları entropisi için ortalama izobarik özgül ısı kapasitesi (C_p^s) değerleri ($T_0=298.15$ K, $P_0=101.325$ kPa) (Çomaklı, 2003).

$$C_p^s = \frac{1}{\ln(T/T_0)} \left[a \ln \frac{T}{T_0} + b(T - T_0) + \frac{c}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{d}{3}(T^3 - T_0^3) \right] \text{ (kJ/kmol)}$$

Sıcaklık (K)	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	O ₂	N ₂
300	37.21	33.56	39.93	29.42	29.07
350	38.18	33.74	40.82	29.69	29.14
400	39.07	33.93	41.62	29.93	29.21
450	39.88	34.11	42.34	30.16	29.28
500	40.63	34.30	43.01	30.38	29.36
550	41.32	34.49	43.62	30.58	29.44
600	41.96	34.69	44.18	30.77	29.52
650	42.56	34.88	44.69	30.95	29.61
700	43.11	35.08	45.17	31.11	29.70
750	43.63	35.27	45.61	31.27	29.79
800	44.12	35.47	46.01	31.42	29.88
850	44.57	35.67	46.38	31.56	29.97
900	45.00	35.86	46.73	31.70	30.07
950	45.39	36.06	47.05	31.83	30.16
1000	45.77	36.26	47.34	31.95	30.26
1050	46.12	36.45	47.62	32.07	30.35
1100	46.45	36.65	47.87	32.18	30.44
1150	46.76	36.84	48.10	32.28	30.54
1200	47.05	37.04	48.32	32.38	30.63
1250	47.32	37.23	48.52	32.48	30.72
1300	47.58	37.41	48.71	32.57	30.81
1350	47.83	37.60	48.88	32.66	30.90
1400	48.06	37.78	49.05	32.74	30.98
1450	48.28	37.96	49.20	32.83	31.07
1500	48.49	38.14	49.34	32.90	31.15
1550	48.69	38.31	49.47	32.98	31.23
1600	48.88	38.48	49.60	33.05	31.30
1650	49.07	38.65	49.72	33.12	31.37
1700	49.24	38.81	49.83	33.19	31.44
1750	49.41	38.97	49.94	33.25	31.51
1800	49.58	39.12	50.05	33.31	31.57
1850	49.73	39.26	50.15	33.37	31.63
1900	49.89	39.41	50.25	33.43	31.69
1950	50.04	39.54	50.35	33.49	31.74
2000	50.19	39.67	50.45	33.55	31.78
2050	50.34	39.80	50.55	33.60	31.82
2100	50.49	39.92	50.65	33.66	31.86
2150	50.64	40.03	50.76	33.71	31.89
2200	50.79	40.14	50.87	33.76	31.92
2250	50.94	40.24	50.98	33.81	31.94

Çizelge A.3 : Baca gazları için ortalama izobarik özgül ısı kapasitesi (C_p^e) değerleri
($T_0=298.15$ K, $P_0=101.325$ kPa) (Çomaklı, 2003).

$$C_p^e = \frac{1}{(T - T_0)} \left((T - T_0) C_p^h - T_0 \ln \frac{T}{T_0} C_p^e \right) \text{ (kJ/kmol)}$$

Sıcaklık (K)	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	O ₂	N ₂
300	0.124	0.112	0.133	0.0982	0.097
350	3.015	2.645	3.218	2.330	2.281
400	5.562	4.767	5.909	4.215	4.094
450	7.845	6.589	8.299	5.843	5.636
500	9.916	8.186	10.44	7.272	6.973
550	11.81	9.607	12.39	8.544	8.150
600	13.56	10.88	14.18	9.687	9.201
650	15.18	12.06	15.82	10.72	10.15
700	16.69	13.13	17.33	11.67	11.01
750	18.11	14.14	18.74	12.54	11.80
800	19.43	15.07	20.05	13.35	12.54
850	20.68	15.96	21.27	14.10	13.23
900	21.85	16.80	22.40	14.80	13.87
950	22.96	17.59	23.47	15.46	14.47
1000	24.00	18.35	24.47	16.07	15.04
1050	24.99	19.08	25.41	16.65	15.58
1100	25.93	19.78	26.29	17.20	16.10
1150	26.81	20.45	27.12	17.71	16.59
1200	27.66	21.10	27.90	18.20	17.05
1250	28.46	21.73	28.63	18.67	17.50
1300	29.22	22.34	29.33	19.11	17.93
1350	29.95	22.93	29.98	19.53	18.34
1400	30.64	23.50	30.61	19.94	18.74
1450	31.30	24.06	31.19	20.32	19.12
1500	31.93	24.60	31.75	20.69	19.48
1550	32.54	25.12	32.29	21.04	19.83
1600	33.12	25.63	32.79	21.38	20.17
1650	33.68	26.12	33.28	21.70	20.49
1700	34.21	26.60	33.74	22.01	20.80
1750	34.73	27.06	34.19	22.31	21.09
1800	35.24	27.51	34.62	22.60	21.37
1850	35.72	27.94	35.04	22.88	21.64
1900	36.20	28.36	35.45	23.15	21.89
1950	36.66	28.76	35.85	23.41	22.14
2000	37.11	29.15	36.24	23.66	22.36
2050	37.56	29.52	36.62	23.91	22.58
2100	38.00	29.87	37.01	24.14	22.78
2150	38.43	30.21	37.39	24.38	22.96
2200	38.87	30.53	37.77	24.60	23.13
2250	39.30	30.84	38.15	24.82	23.29

Ek B: Bazı Gazların Özgöl Isıları

Çizelge B.1 : Bilinen bazı gazların mükemmel-gaz özgöl ısıları (Çengel ve Boles, 1996).

$c_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ (T K ve c_p kJ/kmol · K birimlerinde)								
Madde	Kimyasal formülü	a	b	c	d	Sıcaklık aralığı, K	% hata	
							Maks.	Ort.
Azot	N ₂	28.90	-0.1571×10^{-2}	0.8081×10^{-5}	-2.873×10^{-9}	273–1800	0.59	0.34
Oksijen	O ₂	25.48	1.520×10^{-2}	-0.7155×10^{-5}	1.312×10^{-9}	273–1800	1.19	0.28
Hava	—	28.11	0.1967×10^{-2}	0.4802×10^{-5}	-1.966×10^{-9}	273–1800	0.72	0.33
Hidrojen	H ₂	29.11	-0.1916×10^{-2}	0.4003×10^{-5}	-0.8704×10^{-9}	273–1800	1.01	0.26
Karbon monoksit	CO	28.16	0.1675×10^{-2}	0.5372×10^{-5}	-2.222×10^{-9}	273–1800	0.89	0.37
Karbon dioksit	CO ₂	22.26	5.981×10^{-2}	-3.501×10^{-5}	7.469×10^{-9}	273–1800	0.67	0.22
Su buharı	H ₂ O	32.24	0.1923×10^{-2}	1.055×10^{-5}	-3.595×10^{-9}	273–1800	0.53	0.24
Azot oksit	NO	29.34	-0.09395×10^{-2}	0.9747×10^{-5}	-4.187×10^{-9}	273–1500	0.97	0.36
Azot oksit	N ₂ O	24.11	5.8632×10^{-2}	-3.562×10^{-5}	10.58×10^{-9}	273–1500	0.59	0.26
Azot dioksit	NO ₂	22.9	5.715×10^{-2}	-3.52×10^{-5}	7.87×10^{-9}	273–1500	0.46	0.18
Amonyak	NH ₃	27.568	2.5630×10^{-2}	0.99072×10^{-5}	-6.6909×10^{-9}	273–1500	0.91	0.36
Kükürt	S ₂	27.21	2.218×10^{-2}	-1.628×10^{-5}	3.986×10^{-9}	273–1800	0.99	0.38
Kükürt dioksit	SO ₂	25.78	5.795×10^{-2}	-3.812×10^{-5}	8.612×10^{-9}	273–1800	0.45	0.24
Kükürt trioksit	SO ₃	16.40	14.58×10^{-2}	-11.20×10^{-5}	32.42×10^{-9}	273–1300	0.29	0.13
Asetilen	C ₂ H ₂	21.8	9.2143×10^{-2}	-6.527×10^{-5}	18.21×10^{-9}	273–1500	1.46	0.59
Benzen	C ₆ H ₆	-36.22	48.475×10^{-2}	-31.57×10^{-5}	77.62×10^{-9}	273–1500	0.34	0.20
Metanol	CH ₃ O	19.0	9.152×10^{-2}	-1.22×10^{-5}	-8.039×10^{-9}	273–1000	0.18	0.08
Etanol	C ₂ H ₅ O	19.9	20.96×10^{-2}	-10.38×10^{-5}	20.05×10^{-9}	273–1500	0.40	0.22
Hidrojen klorür	HCl	30.33	-0.7620×10^{-2}	1.327×10^{-5}	-4.338×10^{-9}	273–1500	0.22	0.08
Metan	CH ₄	19.89	5.024×10^{-2}	1.269×10^{-5}	-11.01×10^{-9}	273–1500	1.33	0.57
Etan	C ₂ H ₆	6.900	17.27×10^{-2}	-6.406×10^{-5}	7.285×10^{-9}	273–1500	0.83	0.28
Propan	C ₃ H ₈	-4.04	30.48×10^{-2}	-15.72×10^{-5}	31.74×10^{-9}	273–1500	0.40	0.12
n-Bütan	C ₄ H ₁₀	3.96	37.15×10^{-2}	-18.34×10^{-5}	35.00×10^{-9}	273–1500	0.54	0.24
i-Bütan	C ₄ H ₁₀	-7.913	41.60×10^{-2}	-23.01×10^{-5}	49.91×10^{-9}	273–1500	0.25	0.13
n-Pentan	C ₅ H ₁₂	6.774	45.43×10^{-2}	-22.46×10^{-5}	42.29×10^{-9}	273–1500	0.56	0.21
n-Heksan	C ₆ H ₁₄	6.938	55.22×10^{-2}	-28.65×10^{-5}	57.69×10^{-9}	273–1500	0.72	0.20
Etilen	C ₂ H ₄	3.95	15.64×10^{-2}	-8.344×10^{-5}	17.67×10^{-9}	273–1500	0.54	0.13
Propilen	C ₃ H ₆	3.15	23.83×10^{-2}	-12.18×10^{-5}	24.62×10^{-9}	273–1500	0.73	0.17

Kaynak: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics* (Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1984) izin alınarak kullanılmıştır.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Mahir İbrahim KOCAMAZ

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2016, İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2020, İnönü Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı