



**T. C.
SIVAS CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ERCIYES ÜNİVERSİTESİ ISI MERKEZİ ENERJİ VE EKSERJİ
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Busenur POLAT
(20189215005)**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Tez Danışmanı: Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR
2. Tez Danışmanı: Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN**

**SIVAS
OCAK-2023**

Busenur POLAT'ın hazırladığı ve “**ERCİYES ÜNİVERSİTESİ ISI MERKEZİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı	Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR
	Sivas Cumhuriyet Üniversitesi
2. Danışman	Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN
	Erciyes Üniversitesi
Jüri Üyesi	Prof. Dr. Ertan BUYRUK
	Sivas Cumhuriyet Üniversitesi
Jüri Üyesi	Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU
	Erciyes Üniversitesi
Jüri Üyesi	Doç. Dr. Ümit Nazlı TEMEL
	Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nevcihan GÜR SOY

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

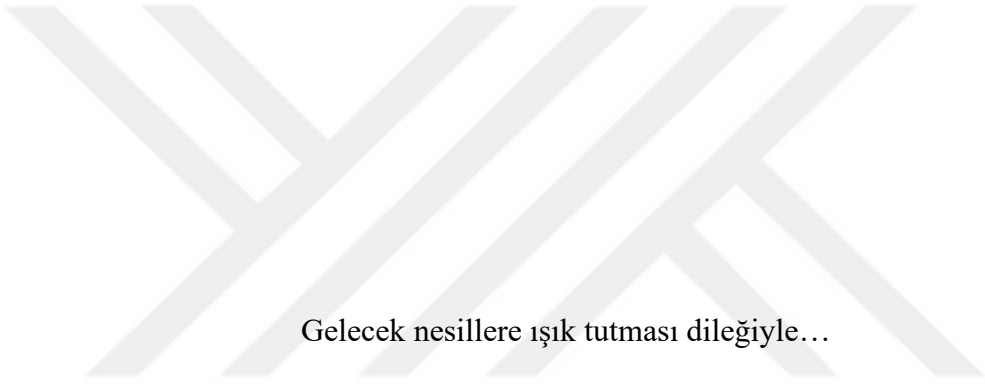
Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.



Bütün hakları saklıdır.

Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© Busenur POLAT, 2023



Gelecek nesillere ışık tutması dileğiyle...

ETİK

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- ✓ Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- ✓ Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu;
- ✓ Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

05.01.2023

Busenur POLAT

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR

Bu çalışmama yön veren her aşamasında yardım, bilgi, tecrübe ve desteklerini eksik etmeyen, sabırlı ve anlayışlı yaklaşımları ile her zaman ilgisini ve hoşgörüsünü derinden hissettiğim değerli danışman hocalarım Sayın Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR'a ve Sayın Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Lisans eğitimimden bu yana akademik hayatıma yön veren, motivasyonumu artıran tecrübelerini ve desteklerini her zaman hissettiğim Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda görev yapan kıymetli hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Tezimde kullandığım sayısal verileri elde etmemde ve Erciyes Üniversitesi Isı Merkezi ile ilgili her türlü bilgiyi tarafıma sunan Isı Merkezi Sorumlusu Sayın Mahmut İBİŞ'e ve Isı Merkezi çalışanlarına teşekkür ederim.

Hayallerimizin peşinden çok farklı yollardan koşsak da varlığını, desteğini her zaman derinden hissettiğim yakın arkadaşım Sayın Dt. Büşra Keleş'e,

Ayrıca beni her zaman destekleyen mesleki tecrübesiyle yardım ve katkılarından dolayı Meslektaşım Sayın Mustafa TAŞER'e ve mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Son olarak bu günlere gelmemde emeği olan sevgilerini ve saygılarını her zaman hissettiğim en büyük destekçilerim annem ve babam olmak üzere değerli aileme teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

ERCIYES ÜNİVERSİTESİ ISI MERKEZİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Busenur POLAT

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR

Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

2023, 71+xvi sayfa

Bu çalışmada Kayseri’de halen faaliyet gösteren Erciyes Üniversitesi Isı Merkezinde bulunan saatte 10 ton buhar üretme kapasitesine sahip buhar kazanının, 9817 m uzunluğunda farklı çaplardaki boru ağlarının ve kullanım biriminin (hastane, fakülte ve konut bina) altında bulunan eşanjör dairelerindeki 96 adet eşanjörün enerji ve ekserji analizi yapılarak, her bir elemanın ekserji kaybı hesaplanmıştır. Bu sonuçlar neticesinde ekserji verimleri (ikinci yasa verimleri) bulunarak sonuçlar grafik halinde verilmiştir. Yapılan analiz sonucunda kazanda ısı verim %93.1, ekserji verimi %28.6 olarak hesaplanmış, Isı Merkezi’nin ikinci yasa verimi %22.7 olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Enerji Analizi, Ekserji Analizi, İkinci Yasa Verimi, Bölgesel Isıtma Sistemi

ABSTRACT

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF ERCİYES UNIVERSITY HEAT CENTER

Busenur POLAT

Master of Science Thesis

Department of Mechanical Engineering

Supervisors: Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR

Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

2023, 71+xvi pages

In this study, energy and exergy analysis of the steam boiler with the capacity of producing 10 tons of steam per hour, 9817 m long pipe networks of various diameters, and 96 heat exchangers in the heat exchanger centers under the usage unit (hospitals, academic institutions, and residences located) in Erciyes University Heat Center, which is still in use in Kayseri, were performed. Each element's exergy loss was calculated. These findings led to the discovery of exergy yields (second law yields). The outcomes are presented graphically. As a result of the analysis, the thermal efficiency in the boiler was calculated as 93.1% and the exergy efficiency as 28.6%. The Heat Center was determined to have a second law efficiency of 22.7%.

Key Words: Energy Analysis, Exergy Analysis, District Heating System, Second Law Efficiency

İÇİNDEKİLER

Sayfa

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR.....	vi
ÖZET	vii
ABSTRACT.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER DİZİNİ.....	xiv
KISALTMALAR DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatürde Yapılan Çalışmalar	2
1.2 Isıtma Sistemine Genel Bakış	8
1.2.1 Bireysel ısıtma	10
1.2.2 Merkezi ısıtma	10
1.2.3 Bölgesel ısıtma	10
2. ERCİYES ÜNİVERSİTESİ ISI MERKEZİNİN TANITIMI	12
2.1 Buhar Kazan Sistemi.....	14
2.2 Su Yumuşatma Sistemi	15
2.3 Degazör	16
2.4 Boru Ağları.....	19
2.5 Eşanjör Daireleri	20
2.6 Kazanlarda Kullanılan Yardımcı Sistemler	23
2.6.1 Fuel-oil ringleri.....	23
2.6.2 Mazot tankları.....	23
2.7 Isı Merkezi ile Alakalı İstatiksel Bilgiler	23
3. MATERYAL VE METOD	28
3.1 Buhar Kazanın Enerji Analizi	28
3.1.1 Kullanılan yakıtın yanma entalpisinin belirlenmesi	28
3.1.2 Baca gazı bileşenlerinin molar debilerinin belirlenmesi	29
3.1.2.1 Baca gazında bulunan O₂'nin molar debisinin belirlenmesi	30
3.1.2.2 Baca gazında bulunan CO₂'nin molar debisinin belirlenmesi.....	30
3.1.2.3 Baca gazında bulunan suyun molar debisinin belirlenmesi.....	31
3.1.2.4 Baca gazında bulunan azotun molar debisinin belirlenmesi.....	32
3.1.3 Baca gazı bileşenlerinin entalpisinin belirlenmesi	33

3.1.4 Kullanılan yakma havasının entalpisinin ve debisinin belirlenmesi	34
3.1.5 Buhar kazanında meydana gelen ısı kaybı	35
3.1.5.1 Buhar kazanı besleme suyunun entalpisinin hesaplanması	35
3.1.5.2 Buharın entalpisinin hesaplanması	36
3.1.6 Buhar kazanının ısı verimi	36
3.2 Buhar Kazanı Ekserji Analizi.....	37
3.2.1 Kazan besleme suyunun ekserjisi	37
3.2.1.1 Kazan besleme suyunun özgül kimyasal ekserjisinin hesaplanması	37
3.2.1.2 Kazan besleme suyunun özgül fiziksel ekserjisinin hesaplanması	38
3.2.2 Buharın ekserjisi	39
3.2.2.1 Buharın özgül fiziksel ekserjisinin hesaplanması	39
3.2.2.2 Buharın özgül kimyasal ekserjisinin hesaplanması	39
3.2.3 Kullanılan yakıtın ekserjisinin hesaplanması	40
3.2.3.1 Kullanılan yakıtın özgül kimyasal ekserjisinin hesaplanması	41
3.2.3.2 Kullanılan yakıtın özgül fiziksel ekserjisinin hesaplanması	41
3.2.3.3 Kullanılan yakıtın toplam ekserjisinin hesaplanması	42
3.2.4 Baca gazı bileşenlerinin ekserjilerinin hesaplanması	42
3.2.4.1 Baca gazının kimyasal ekserjisinin hesaplanması	42
3.2.4.2 Baca gazının fiziksel ekserjisinin hesaplanması	43
3.2.4.3 Baca gazının toplam ekserjisinin hesaplanması	43
3.2.5 Kazana giren yakma havasının ekserjisinin belirlenmesi	43
3.2.5.1 Kazana giren yakma havasının kimyasal ekserjisinin hesaplanması	45
3.2.5.2 Kazana giren yakma havasının fiziksel ekserjisinin hesaplanması	46
3.2.5.3 Kazana giren yakma havasının toplam ekserjisinin hesaplanması	46
3.2.6 Kazanda meydana gelen ekserji kaybının (tersinmezlik) belirlenmesi	47
3.2.7 Buhar kazanının ekserji verimi	47
3.3 Eşanjörün Enerji Analizi	47
3.3.1 Eşanjör enerji veriminin hesaplanması (<i>ηenerji</i>)	49
3.4 Eşanjör Ekserji Analizi	50
3.4.1 Eşanjör buhar devresi giriş ekserji hesabı (<i>Ex, girişbuhar</i>)	51
3.4.2 Eşanjör buhar devresi çıkış ekserji hesabı (<i>Ex, çıkışbuhar</i>)	51
3.4.3 Eşanjör su devresi giriş ekserji hesabı (<i>Ex, girişsu</i>)	51
3.4.4 Eşanjör su devresi çıkış ekserji hesabı (<i>Ex, çıkışsu</i>)	51
3.4.5 Eşanjörde kaybedilen ekserji miktarının hesaplanması (<i>Ex, kayıp</i>)	52
3.4.6 Eşanjörün ekserji veriminin hesaplanması (Ψ)	52

3.5 Borularda Meydana Gelen Enerji ve Ekserji Analizi.....	53
3.5.1 Yalıtım malzemesinin direncinin hesaplanması (Ri).....	55
3.5.2 Kanal direncinin hesaplanması (Rc).....	55
3.5.3 Kanal boşluğu direncinin hesaplanması (Rb)	57
3.6 Elektrik Motorlarının Enerjisi Ve Ekserjisi	62
3.7 Sistemin Toplam Ekserji Veriminin Hesaplanması	62
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	63
KAYNAKÇA.....	67
EK.....	70
EK-1 Yalıtım Malzemesi Teknik Özellikleri	70
EK-2 DIN 2448 Çelik Çekme Boru Ölçü Tablosu	71



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 Isıtma Sistemleri (ETBK,2018)	9
Şekil 2.1 Erciyes Üniversitesi Isı Merkezi Akış Şeması.....	13
Şekil 2.2 1-3-5 Nolu Kazanların Genel Görünüşü (İbiş,2021)	14
Şekil 2.3 2-4-6 Nolu Kazanların Genel Görünüşü (İbiş,2021)	15
Şekil 2.4 Su Yumuşatma Sistemi Genel Görünümü (İbiş,2021)	16
Şekil 2.5 Degazörün Genel Görünümü (İbiş,2021)	17
Şekil 2.6 Degazörden Atmosfere Tahliye Edilen Oksijen (İbiş,2021).....	18
Şekil 2.7 Kazana Giden Besi Hattı Ve Besi Pompaları (İbiş,2021).....	19
Şekil 2.8 Buhar Dağıtım Kolektörleri (İbiş,2021)	19
Şekil 2.9 Boru Ağlarının Genel Görünümü (İbiş,2021).....	20
Şekil 2.10 Eşanjörlerden Dönen Kondens Hattı (İbiş,2021).....	21
Şekil 2.11 Serpantinli Eşanjörün Genel Görüntüsü (İbiş,2021).....	21
Şekil 2.12 Plakalı Eşanjörlerin Genel Görüntüsü (İbiş,2021).....	22
Şekil 2.13 Fuel-Oil Ring Hattı (İbiş,2021)	23
Şekil 2.14 2018 Yılı Doğalgaz Tüketimi ve Buhar Üretimi (İbiş,2021).....	24
Şekil 2.15 2019 Yılı Doğalgaz Tüketimi ve Buhar Üretimi (İbiş,2021).....	24
Şekil 2.16 2020 Yılı Doğalgaz Tüketim ve Buhar Üretimi (İbiş,2021).....	25
Şekil 2.17 Yıllara Göre Doğalgaz Tüketimi ve Buhar Üretimi (İbiş,2021).....	25
Şekil 2.18 Eşanjöre Giren ve Çıkan Su ve Buharın Sıcaklıkları (İbiş,2021)	26
Şekil 2.19 Yıllara Göre Kazan Verimi (İbiş,2021)	27
Şekil 3.1 Buhar Kazanı Enerji Analizi Gösterimi	28
Şekil 3.2 Buhar Kazanının Ekserji Analizi Gösterimi	37
Şekil 3.3 Eşanjörün Enerji Analizi Gösterimi.....	48
Şekil 3.4 Eşanjör Ekserji Analizi Gösterimi	50
Şekil 3.5 Erciyes Üniversitesi 1. Isı Merkezi Boru Ağları (İbiş,2021)	54
Şekil 3.6 Ortalama Galeri Boyutları	56
Şekil 3.7 Ø250 Boru İle İlgili Bilgiler	58
Şekil 3.8 Boru Yalıtımının 10 cm Olması Durumundaki Bilgiler	61
Şekil 4.1 Erciyes Üniversitesi Isı Sanralinin Ekserji Kayıpları	64
Şekil 4.2 Boru Çaplarına Göre Birim Ekserji Kaybı	65

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1 Kullanılacak Doğalgazın Termofiziksel Özellikleri	29
Çizelge 3.2 Kayseri İlinde Kullanılan Doğalgazın Kimyasal İçeriği (Kayserigaz,2021)	30
Çizelge 3.3 Baca Gazında Bulunan Bileşenlerin Molar Debileri Ve Molar Oranları	32
Çizelge 3.4 Bazı Endüstriyel Yakıtların φ Değerleri (Kotas,1995).....	40
Çizelge 3.5 Baca Gazı Bileşenlerinin Molar Debi, Molar Oranları ve Standart Molar Kimyasal Ekserjileri (Yüncü,2010).....	42
Çizelge 3.6 Nemli Hava Bileşenlerinin Molar Debileri, Molar Oranları Ve Standart Molar Kimyasal Ekserjileri (Yüncü,2010)	45
Çizelge 3.7 Eşanjöre Giren, Çıkan Su Ve Buharın Ortalama Sıcaklık Değerleri.	47
Çizelge 3.8 Mevcuttaki (8 cm) Yalıtım Durumunda Boru Çaplarına Göre Hesaplanan Toplam Isı Kaybı ve Toplam Ekserji Kaybı.....	60
Çizelge 3.9 Yalıtımın 10 cm Olması Durumunda Boru Çaplarına Göre Hesaplanan Toplam Isı Kaybı ve Toplam Ekserji Kaybı.....	61

SİMGELER DİZİNİ

T	Sıcaklık, K
P	Basınç, Pa
\dot{m}	Kütlesel Debi, kg/s
\dot{v}	Hacimsel Debi, m ³ /s
h	Entalpi, kJ/kg
s	Özgül Entropi, kJ/kgK
\dot{Q}	Isıl Güç, kW
\bar{R}	Evrensel Gaz Sabiti, kJ/kmolK
\dot{n}	Molar Debi, kmol/s
\bar{c}_p	Öz Isı Kapasitesi, kJ/kmolK
\dot{W}	Güç, kW
η	Verim
\dot{E}_x	Özgül Ekserji, kW
Y	Mol Kesri
e_x	Özgül Ekserji, kJ/kg
M	Molekül Kütlesi, kg/kmol
\dot{I}	Tersinmezlik, kW
ψ	Ekserji Verimi
Nu	Nusselt Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
r	Boru Yarıçapı, mm
D	Boru Çapı, mm
k	Isıl İletkenlik Değeri, W/mK

h_c	Kanal Yüksekliği, mm
Gr	Grashof Sayısı
Ra	Rayleigh Sayısı
β	Hacimsel Genleşme Katsayısı, 1/K
g	Yer Çekim İvmesi, m/s ²
ν	Kinematik Viskozite, m ² /s
Hu	Alt Isıl Değer, kcal/Nm ³ , kj/Nm ³



KISALTMALAR DİZİNİ

g	: Giriş
ç	: Çıkış
o	: Ölü Hal
NŞA	: Normal Şartlar Altında
kim	: Kimyasal
fiz	: Fiziksel
top	: Toplam
KÇ	: Kanal Çevresi
HFk	: Hava Fazlalık Katsayısı
CO₂	: Karbon Dioksit
O₂	: Oksijen
kW	: Kilowatt
MW	: Megawatt
Nm³	: Nominal Metreküp

1. GİRİŞ

Teknolojik gelişmeler, sanayileşme ve dünya nüfusundaki artış enerjiye olan talebi hızla artırmaktadır. Üretimde temel girdi olan enerji, toplumların refah seviyesinin yükselmesi için gerekli bir unsur olup, günlük yaşamda hemen hemen her alanda kullanılmaktadır. Kısaca, iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanan enerji, mekanik(potansiyel ve kinetik), ısı, elektrik, kimyasal ve nükleer gibi değişik türlerde bulunabilmekte, uygun yöntemler ile bir türden bir başka türe dönüşebilmekte olup, farklı şekillerde sınıflandırabilmektedir. Enerji kaynakları genel olarak kullanılışlarına ve dönüştürülebilirliklerine göre sınıflandırılmaktadır. Kullanılışlarına göre yapılan sınıflandırmaya göre enerji kaynakları yenilenebilir ve yenilenemez; dönüştürülebilirliklerine göre ise birincil ve ikincil enerji kaynakları olarak sınıflandırılmaktadır. (Koç E. ve ark.,2015)

Enerjinin herhangi bir değişim ya da dönüşüme uğramamış şekli birincil (primer) enerji olarak adlandırılır. Birincil enerji kaynakları, petrol, kömür, doğal gaz, nükleer, hidrolik, biyokütle, dalga-gelgit, güneş ve rüzgardır. Birincil enerjinin dönüştürülmesi sonucu elde edilen enerji ise ikincil (sekonder) enerji olarak bilinmektedir. Bu bağlamda elektrik, benzin, mazot, motorin, kok kömürü ikincil kömür, petrokok, hava gazı ve sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) ikincil enerji kaynakları olarak sınıflandırılmaktadır. (Koç ve ark., 2015)

Günümüzde binaların ve sistemlerin enerji verimliliğinin artırılması konusunda yoğun çabalar devam etmektedir. Çünkü binalardaki ısıtma, soğutma ve aydınlatma sistemlerinde, dünyadaki fosil tabanlı olan primer enerjinin %30'undan fazlası kullanılmaktadır. Bu bağlamda mevcut bina stoku çevresel problemlerin en büyük sebeplerinden birisidir. Bu probleme karşın binalardaki enerjinin daha verimli kullanılmasına yönelik büyük bir potansiyel bulunmaktadır. Bu potansiyel ekserji kavramıyla ifade edilmektedir. (Çakmanus,2011).

Ekserji, bir enerji türünün (ısıtma, soğutma, elektrik enerjisi) iş yapabilme veya farklı işlerde kullanılabilme kapasitesi olarak tanımlanmaktadır. Örneğin; bir binadaki ısıtma kazanında enerji verimliliği %90'ın üzerinde olabilirken, ekserji verimliliği sadece % 8 civarında bulunmaktadır. Bu durum bina sistemlerindeki iyileştirme potansiyelinin nerelerde olduğunu ifade etmektedir. Aynı durum topluma yönelik mevcut enerji temin ve dağıtım sistemi içinde geçerlidir. Buradaki potansiyelin anlaşılması, fosil tabanlı ve

büyük miktarda CO_2 emisyonu yayan mevcut enerji sistemlerinin yenilenebilir enerji sistemlerine geçişe yardımcı olacaktır. Bunun için yeni ve ekonomik sistemlerin geliştirilmesi ve enerjinin üretiminden nihai kullanımına kadar yüksek verim ile dönüştürülmesini gerektirmektedir. Bunun sonucunda öncelikle ısıtma, soğutma havalandırma, aydınlatma vb. için kullanılan enerji azaltılabilir. Yenilenebilir enerji teknolojileri, ısı pompaları, kojenerasyon sistemleri, termal olarak aktive edilmiş bina ekipmanları, yüksek sıcaklıklı soğutma ve düşük sıcaklıklı ısıtma teknolojileri, termal depolama, atık ısının kullanımı bunun için yararlanılması gereken sistemlerdir. (Çakmanus,2011).

1.1 Literatürde Yapılan Çalışmalar

Literatürde enerji ve ekserji analizleri üzerine birçok makaleler ve çalışmalar bulunmaktadır. Konuyla ilgili olarak kitaplar, makaleler, yayınlar ve tezler özetlenerek aşağıda verilmiştir.

Çomaklı (2003), bu çalışmada, 4 kazan, 50'den fazla eşanjör dairesi, 11.988 m uzunluğunda kızgın su dağıtım hatları bulunan ve yılda yaklaşık 10.000 (on bin) ton özel kalorifer yakıtı tüketen Atatürk Üniversitesinin ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Sistem için oluşturulan matematik model, yazılan bilgisayar programı ile çözülmüştür. Çalışmasında öncelikle kazandaki yanma olayını inceleyerek kazanda meydana gelen tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri tespit etmiştir. Daha sonra ısıtma sisteminin diğer bölgelerinde meydana gelen enerji kayıplarını hesaplamış ve sistem üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca kazanda elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyetini de hesaplamıştır. Analiz sonucunda kazan enerji ve ekserji verimleri sırası ile %91.41, %24.81 bulunurken tüm sistemin enerji verimi %83, ekserji verimi ise %10.8 olarak bulmuştur. Kazanda elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyeti, yakıt maliyetinin yaklaşık 3.5 katı olarak hesaplamıştır. Sonuç olarak gerek sistemin otomatik kontrolünde gerekse binalarda yapılacak iyileştirmeler ile yılda yaklaşık 3000 ton yakıt tasarruf edilebileceğini tespit etmiştir.

Aydın (2018), çalışmasında 3 kazan, 11 eşanjör dairesi bulunan ve yaklaşık olarak yılda 500 ton özel kalorifer yakıtı tüketen Munzur Üniversitesi Isı Merkezinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Çalışmasında öncelikli olarak kazandaki yanma olayını incelemiştir. Yanma olayında hava fazlalık katsayısının (HFK) ve baca gazı sıcaklıklarının enerji ve

ekserji verimleri üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Analiz sonucunda kazan enerji verimi %94 ve kazan ekserji verimi %19.3 olarak bulunmuştur. Sonuç olarak, sistemin otomasyonunda, hava fazlalık katsayısı ve baca gazı sıcaklıklarındaki iyileştirmelerle yılda yaklaşık olarak %1.5-2 civarında yakıt tasarrufu sağlanacağını tespit etmiştir. Bu oran, tüm sistemdeki iyileştirmeler göz önüne alındığında çok ciddi ekonomik tasarruflar sağlanmış olacağını göstermiştir.

Ulusoy (2020), Van Yüzüncü Yıl niversitesi kampüsündeki saatte 8.5 ile 12 ton buhar üretebilen 2 adet buhar kazanının, 49 adet fakülte ve idari bina altlarında bulunan eşanjörler ve bu eşanjörler ile kazan arasında taşıma elemanı olan 8473 m boru hattının enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Yapılan bu analiz sonucunda sistemin en önemli bölgesi olan kazanlardaki toplam enerji verimi ortalama olarak %90, ekserji verimi ise %31 olarak hesaplamıştır. Tüm sistemin ekserjetik verimini ise %29 olarak bulunmuştur.

Erzen (2018), çalışmasında bazı durumları dikkate almayarak (basınç kayıpları, sürtünme kayıpları, kinetik ve potansiyel enerji vb.) Türkiye’de faaliyet gösteren Kangal Termik Santrali nite ekipmanlarının her birinin termodinamik analizini yapıp değerlendirmiştir. Santralde belirlenen otuz beş düğüm noktasının termodinamik özelliklerine bağlı olarak enerji ve ekserji değerleri hesaplamıştır. Her bir ekipman için ekserji yıkımını bulunmuştur. Buna bağlı olarak ikinci yasa verimleri elde etmiştir. Sonuçları grafik olarak vermiştir. Analizin sonucunda, en yüksek ekserji yıkımına sahip olan ekipman %91.7 ile kazan olarak bulunmuştur. Termik santralin ısıl ve ikinci yasa verimleri sırası ile %32.8 ve %53.4 olarak bulunmuştur.

Hammond ve ark. (2001), Birleşik Krallık enerji sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Arz tarafını ana enerji kaynakları açısından incelerken, nihai talep ev, hizmet, sanayi ve ulaşım sektörü olmak üzere dört enerji kullanım gruplarına ayırmışlardır. Yapılan analiz sonucunda enerji piyasasının serbestleştirilmesi ile sürdürülebilir bir enerji stratejisini karşılamak için geliştirilmiş veya yeni enerji teknolojilerine yönelik öneriler sunmuşlardır.

Filiz (2012), Kardemir A.ř.’de bulunan yakıt olarak demir elik üretimi sırasında açığa çıkan atık gazlardan kok gazı, konverter gazı ve yüksek fırın gazının yakıldığı gaz yakıtlı bir buhar kazanında enerji ve ekserji analizini yaparak kazanın performansını değerlendirmiştir. Ayrıca buhar kazanı, ekserji maliyet hesabı ve eksergoekonomik açıdan ekonomik olarak analizler yapmıştır. Kazanı açık sistem olarak tek bir ünite

halinde ele almış ve buna göre enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Kazanın enerji ve ekserji analizi sonucunda, enerji veriminin %91, ekserji veriminin ise %46 olduğunu bulmuştur. Enerji kaybının 6445.5 kW, ekserji yıkımının ise 21185.81 kW olduğunu belirlemiştir. Kazanın 11440.33 kW'lık iyileştirme potansiyeline sahip olduğu, kazandaki ekserji yıkımının kazanda kullanılan yakıt oranının ise 0.54 olduğunu tespit etmiştir.

Liu ve ark. (2013), güneş enerjisinin kullanıldığı ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda güneş enerjili ısıtma sisteminin enerji tasarrufu ve optimizasyonu için büyük öneme sahip olduğu anlaşılmıştır.

Kocamaz (2020), çalışmasında yıllık ortalama $2\ 684\ 211\ m^3$ doğalgaz yakıtı tüketen İnönü Üniversitesi Merkezi Isıtma Sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Yakıt, kazan ve baca gazlarının enerji ve ekserji analizlerini yaparak enerji ve ekserji verimlerini belirlemiştir. Yaptığı analiz sonucunda kazan enerji verimi %86.88, kazan ekserji verimi %20.70 olarak hesaplamıştır. Hava fazlalık katsayısı arttıkça kazan enerji verimi ve ekserji veriminin azaldığını görmüştür. Aynı zamanda baca gazı sıcaklıklarının artması da kazan enerji verimi ve ekserji veriminin azalmasına neden olduğunu gözlemlemiştir.

Hasanuzzaman ve ark. (2011), çalışmalarında yangın borulu bir kazanın enerji tasarrufu, enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır.

Çomaklı ve ark. (2006), yaptıkları çalışmada, bölgesel ısıtma sisteminin kullanıldığı Atatürk Üniversitesi kampüsünde, boru dağıtım hatlarında meydana gelen enerji ve ekserji kayıplarını hesaplamışlardır. Buna göre, kızgın suyun aktarıldığı boru kanallarındaki ısı kayıplarının fazla miktarda yakıt tüketimine sebep olduğunu gözlemlemişlerdir. Yapılan hesaplamalara göre, bir yılda yaklaşık olarak 780 ton yakıt, boru kanallarındaki ısı kayıplarına harcanmaktadır. Sistemin yılda 10 bin ton yakıt harcadığı dikkate alındığında sistemdeki hat kayıpları %7,8 olarak hesaplanmıştır. Borulardaki mevcut yalıtım kalınlığı 12 cm arttırılması durumunda bu kayıplarda yaklaşık %25 oranında (180 ton) bir azalma sağlamanın mümkün olacağını ortaya çıkarmışlardır.

Zhao ve ark. (2010), 300 MW kapasitesine sahip bir güç çevrim sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Analiz sonucunda ortam sıcaklığı ile sistemin ekserji verimi arasında ters orantının olduğunu gözlemlemişlerdir.

Akyol (2006), Atatürk Üniversitesi Kampüsünde bulunan ve yılda yaklaşık 330 kWh/m² ısıtma enerjisine ihtiyaç duyulan lojman binalarının enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Dış duvarları yalıtımsız olan lojman binalarının, başta dış duvar ısı yalıtımı olmak üzere önemli bazı ısı rehabilitasyon çalışmalarını yapmıştır. Bu sayede meydana gelen ısı kayıpları %81 oranında azaldığını görmüştür. Yapılan iyileştirmeler sonucunda eski duruma göre %51,3 daha az ısı kaybı olduğu gözlemlenmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışmada, binaların dış duvarlarından olan ekserji kayıpları da hesaplanmış ve dış duvarlarda %94 oranında daha az ekserji kaybı olduğu görülmüştür.

Tontu ve ark. (2018), sistem performansını tanımlamak için 660 MW kapasitesinde kömür yakan buhar santralinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Analizler %100, %70 ve %40 olmak üzere üç farklı çalışma yükü altında gerçekleştirilmiştir. Tüm tesis bileşenleri için üç farklı çalışma yükünün ekserji yıkımları üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Ek olarak, her bir bileşenin ekserji verimi ve buhar santralinin genel ısıl verimi hesaplanmıştır. Termik santralin birinci kanun verimleri %100, %70 ve %40 çalışma yüklerine göre sırasıyla %41.5, %39.7 ve %36.4 olarak bulunmuştur. Yine aynı çalışma yükleri altında termik santralin ikinci kanun verimleri ise sırasıyla %39.1, %37.4 ve %34.3 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara bakıldığında enerji kayıplarının en çok yoğunlaştırıcuda, ekserji yıkımlarının ise en çok kazanda meydana geldiği görülmüştür. Anetor L. ve ark. (2017), bir buhar santralinin ana alt sistemlerinin ekserji analizi yapmışlardır. Bu çalışmada, alt sistemlerdeki çeşitli mevcut tersinmezliklerden dolayı gerçek ekserji kaybını hesaplamak için entropi üretim hızı ve etkin sıcaklığın çarpımı kullanılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarına göre en yüksek entropi üretim hızı yoğunlaştırıcuda ve besleme suyu ısıtıcılarında olmuştur.

Coşkun (2007), çalışmasında, Balıkesir ilinde bulunan Edremit ve Bigadiç merkezi ısıtma sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Farklı referans sıcaklıklarında sistemde neler olduğunun daha iyi anlaşılabilmesi için enerji ve ekserji akış grafiklerini çizmiştir. Ek olarak kapsamlı bir şekilde Bigadiç ve Edremit için enerji ve ekserji açısından yıllık performans analizi oluşturulmuştur. Enerji ve ekserji akışının referans sıcaklığıyla değişimi incelenmiştir. Ayrıca ortalama dış sıcaklığa bağlı olarak günlük ve aylık enerji talebi hesaplanmıştır. Belirlenen sistem işletme sıcaklık değerlerinde bu enerji ihtiyacını karşılayacak jeotermal akışkan ve network su debileri yıllık periyotta belirlenmiştir. Değişen referans sıcaklığa bağlı olarak enerji ve ekserji verimlerinin nasıl değiştiği grafik olarak gösterilmiştir. Tüm sistem elemanları için farklı referans sıcaklıklarına ait ekserji yıkımı oranları bulunmuştur. Ayrıca jeotermal sistemler için dört

yeni parametre de ortaya konmuştur. Bu parametreler sırasıyla; enerjetik yenilenebilirlik oranı, ekserjetik yenilenebilirlik oranı, enerjetik reenjeksiyon oranı ve ekserjetik reenjeksiyon oranı olarak ortaya konabilir.

Li ve ark. (2016), Çin'de yer alan çelik fabrikalarında endüstriyel atık ısısının bölgesel ısıtma sisteminde kullanımıyla alakalı bir vaka çalışması gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmalarımda ülkedeki kömür tüketimini azaltma ve ısıtma sistemlerinin gücünü artırmayı hedeflemişlerdir.

Sever Z. (2018), çalışmasında Ankara'da bulunan 70000 m²' lik kapalı alana sahip bir alışveriş merkezinin ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri yapmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda ısıtma sistemlerinde en yüksek enerji veriminin kazan sisteminde, en yüksek ekserji veriminin ise fan coil sisteminde olduğu görmüştür.

Dilek (2007), Konya Merkez Bilişim Meslek Lisesi'nin ısıtma sisteminin ekserji, enerji ve ekonomik analizi yapmıştır. Binanın her odası için ısıtma gereksinimi, ısı kaybı hesaplanarak bulunmuştur. Isıtma gereksinimini karşılayacak radyatör boyları seçilmiştir. Ekserji analizi için sistem ısı üreticisi, radyatör ve odalar olmak üzere üç bölüme ayrılmıştır. 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.

Sevim (2019), Manisa Celal Bayar Üniversitesi Rektörlük Binasının kurulu mevcut ısıtma ve soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Bu çalışmada sistem performanslarının tespit edilmesi ve yapılması gereken iyileştirmelerinin neler olacağını belirlenmesi amaçlamıştır. Binada, mevcut ısıtma tesisatı bünyesindeki sıcak su kazanlarında enerji kaynağı (yakıt) olarak doğalgaz, soğutma sistemi bünyesindeki hava soğutmalı su soğutma gruplarında ise enerji kaynağı olarak elektrik kullanılmaktadır. Yapılan analiz sonucunda ısıtma sisteminde en büyük ekserji yıkımının sıcak su kazanında, soğutma sisteminde ise en büyük ekserji yıkımının su soğutma grubunda olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen diğer noktasal veriler de değerlendirildiğinde, ısıtma ve soğutma sistem verimliliklerinin artırılması için gerekli iyileştirme önerileri değerlendirilmiştir.

Özgener ve Ark. (2003), yaptıkları çalışmada enerji analizinin tek başına yetersiz olduğunu aynı zamanda ekserji analizinin de gerekli olduğunu belirtmişlerdir.

Karakoç ve ark. (2012), bir sisteme giren enerjinin nasıl dağıldığını görmek için enerji analizi yapmışlardır. Bu analize göre, sisteme giren 100 birimlik enerjinin hangi amaçlarla kullanıldığı hesaplanarak sistemin verimli çalışıp çalışmadığı hakkında bir yorum yapma olanağı sağlamaktadır.

Madejski ve ark. (2020); çeşitli çalışma koşulları altında kömür yakan buhar kazanının enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Burada buhar kazanının termodinamik modeli oluşturulup simüle edilmiştir.

Kumar vd. (2018), ABD'nin Winconsin'de kömürle çalışan bir elektrik santralının enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Bu analiz sonucunda en yüksek ekserji yıkımının %83.09 ile kazanda meydana geldiği bulunmuştur.

Aljundi (2008), Ürdün'de bulunan Al-Hussein buhar santralının enerji ve ekserji analizini yapmıştır. En yüksek enerji kaybı 134 MW ile yoğunlaştırıcı ve 13 MW ile kazanda meydana gelmiştir. En yüksek ekserji yıkım oranı sırasıyla kazan, türbin, cebri çekişli fan ve yoğunlaştırıcı olduğunu gözlemlemiştir.

Khanmohammadi ve ark. (2013), İran'da bulunan İsfahan buhar santralının ekserji ve ekserji-ekonomik analizlerini yapmışlardır. Bu santrali modellemek için bir simülasyon programı kullanmışlardır. Sistemdeki her bir bileşenin ekserji yıkımlarını belirleyerek maliyet hesabı yapmışlardır.

Hua ve ark. (2011), çalışmalarında Çin'in Kaiyuan eyaletinde bulunan Xiaolongtan termik santralının 300 MW termal sistemi için enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Analiz sonucunda sistemdeki her bir bileşenin ekserji yıkımı ve ekserji verimi farklı çalışma koşulları altında değişebilir olsa da, tüm sistem için toplam ekserji verimi belirli çalışma koşulları altında farklı sıcaklıklarda aynı kaldığını bulmuşlardır.

Baldi ve ark. (2015), gemi enerji sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Bu analiz için yeni bir yöntem önerip gemide bulunan kimyasal tanker için vaka çalışması gerçekleştirmişlerdir.

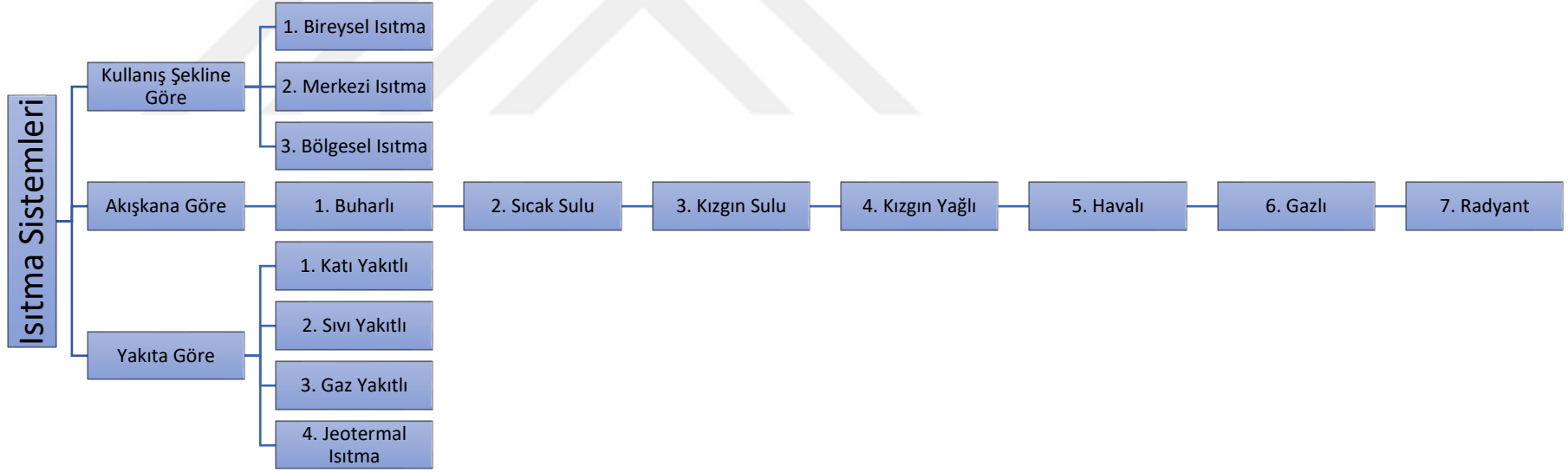
Falk ve ark. (2017), çalışmalarında bölgesel ısıtma sistemlerini simüle etmek için model sunmuşlar ve üç farklı ısı üretim alternatifine (gaz kazanı, jeotermal enerji, güneş enerjisi) sahip bir bölgesel ısıtma sistemi için enerji ve ekserji analizi gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonucunda gaz kazanı sistemi için enerji verimi %84, ekserji verimi %9, güneş enerjisi sistemi için enerji verimi %70, ekserji verimi %12 ve jeotermal enerji kullanılan sistem için enerji verimini %65, ekserji verimini %17 olarak bulmuşlardır.

1.2 Isıtma Sistemine Genel Bakış

Modern ısıtma da kullanılan temel prensip, eski Romalılardan kalan merkezi ısıtma tekniğine dayanmaktadır. Günümüzdeki ısıtma devrelerinin bu eski teknikten farkı, kullanılan sıcak akışkanların cinsi ve sistemin büyüklüğüdür. (MMO, 2018)

Akışkan cinsi açısından günümüzde sıcak su, kaynar su, hava, sıcak yağ veya buhar kullanılabilir. Sistemlerin boyutu (ısı kapasitesi) açısından ise bireysel (kat kaloriferi), merkezi, bölge veya bileşik (kojenerasyon) adı verilen şekillerde sınıflandırmak mümkündür. Ayrıca bütün bu sistemlerde radyatör, konvektör, yerden, duvardan ısıtma gibi değişik ısıtıcı eleman uygulamaları yapılabilmektedir. (MMO, 2018) Bütün bu sistemlerde birincil enerji kaynağı olarak katı, sıvı veya gaz yakacaklar kullanılabilir. Kullanılan sistemlerin ve yakacakların birbirlerine göre çeşitli üstünlük ve sakıncaları bulunabilmektedir. Bu nedenle her değişik uygulamada en uygun sistemin, ısıtıcı akışkanın ve ısıtıcı elemanın seçilebilmesi için bir mühendislik ve ekonomik analizin yapılması gereklidir. Bir ısıtma sisteminin uygun olabilmesi için aşağıdaki koşulları yerine getirmesi gerekmektedir.

- ✓ Isıtılan ortamın sıcaklığı +1 ile -1 °C hassasiyetle kararlı olmalıdır.
- ✓ Hızlı ve etkili bir ayar tertibatına sahip olmalıdır.
- ✓ Yanma ile açığa çıkan gazlar, ısıtılan ortamı ve çevreyi kirletmemelidir.
- ✓ Tesisat tesis, işletme ve bakım giderleri yönünden ekonomik ve verimli olmalıdır.
- ✓ İşletmesi basit olmalıdır. (MMO, 2018)



Şekil 1.1 Isıtma Sistemleri (ETBK,2018)

1.2.1 Bireysel ısıtma

Isı ihtiyacı 10 ile 40 kW arasındaki hacimlerin ısıtılması, kat kaloriferi (veya villa ısıtılması) olarak adlandırılır. Sistemde genellikle yakacak olarak motorin, doğal gaz veya sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) kullanılır. (MMO,2018)

Genellikle ülkemizde uygulamalarda akışkan, sıcaklığı en fazla 90 ° C olan sudur. Sıcak su bir kat kaloriferi kazanı veya kombi adı verilen cihazlarda hazırlanır ve borular ile ısıtılacak ortamdaki ısıtıcılara gönderilir. Özellikle A.B.D.'de bu tip ısıtma tekniğinde kullanılan akışkan yaklaşık 40 ile 50 °C sıcaklıktaki havadır. Bir hava ısıtıcısında ısıtılan hava, kanallar ile ısıtılacak olan ortama gönderilir. Burada belirli miktar dış havada kullanılması, sistemde zorlanmış havalandırma yapılmasını sağlar. (MMO,2018)

Bireysel ısıtma, merkezi sistem ısıtmaya göre ekonomik olmamasına rağmen, bu sistemin kendi başına bağımsız olması en büyük üstünlüğüdür. Bu nedenle bir apartman dairesinde otursa bile ülkemiz insanları tarafından çok tercih edilmektedir. (MMO,2018)

1.2.2 Merkezi ısıtma

Blok halinde yapılmış bir binadaki en uygun ısınma ihtiyacı, merkezi ısıtma sistemi ile karşılanır. Burada binadaki bir kazan dairesinde hazırlanan sıcak su, binadaki her daireye veya birime ayrı ayrı gönderilir. Kazanda her türlü yakacağın yakılması mümkünse de çevre kirliliği açısından doğalgaz ve sıvı yakacak tercih edilmektedir. Merkezi ısıtma sistemi bilinçli olarak kullanılmasıyla hem yatırım hem de işletme açısından bireysel ısıtma sistemine göre daha avantajlıdır. (MMO,2018)

1.2.3 Bölgesel ısıtma

Şehir veya uzaktan ısıtma tekniği adı da verilen bu sistemde, bir ısı merkezinde hazırlanan sıcak akışkan birkaç kilometre uzaklıktaki binalara farklı boru çapları ile taşınır. Genellikle ısı merkezinde hazırlanan ve birinci akışkan adını alan akışkan kaynar su veya buhardır. Bu akışkan her binanın altında bulunan bir ısı değiştirici (eşanjörü) yardımıyla ikinci devredeki ve maksimum 90 °C sıcaklıktaki suyu ısıtır. İkinci devredeki sistem, merkezi sistemde kullanılan devrenin aynısıdır. Prensipte olarak sistemdeki binalar, ısıtma merkezinden bir kilometreden yakınsa, sistemde doğrudan doğruya 90 °C sıcaklıktaki sıcak su kullanılarak tek devreli yapılabilir. Daha yaygın ve dağınık sistemlerde ise birinci devrede sıcaklığı 180 ° C değerine kadar çıkan kaynar su kullanılır. (MMO,2018)

Bölgesel ısıtma; teknik açıdan en ekonomik sistemdir. Özellikle doğalgaz dışında, kömür veya ağır fuel-oil gibi yakacakların kullanılması durumunda, yanmanın ve akışkan sıcaklıklarının tek bir merkezde hassas olarak kontrolü ancak bu sistem ile yapılabilmektedir. Hastaneler, kışlalar, konut siteleri, üniversite kampüsleri bu ısıtma tekniği için uygundur. (MMO,2018)

Bölgesel ısıtmanın diğer bir uygulaması, hem elektrik hem de ısının üretildiği kojenerasyon (birleşik ısıtma) tekniğidir. Özellikle verim açısından çok üstün bir teknik olmasına ve batı ülkelerinde birçok şehirde, kullanılmasına rağmen, yatırım masraflarının nispeten fazla olması nedeniyle, ülkemizde bazı sanayi kuruluşlarının dışında yaygın uygulama alanı bulunmamaktadır. Bölgesel ısıtma merkezleri ve ısıtma şebekeleri sayesinde meydana gelen avantajlar aşağıda belirtilmiştir:

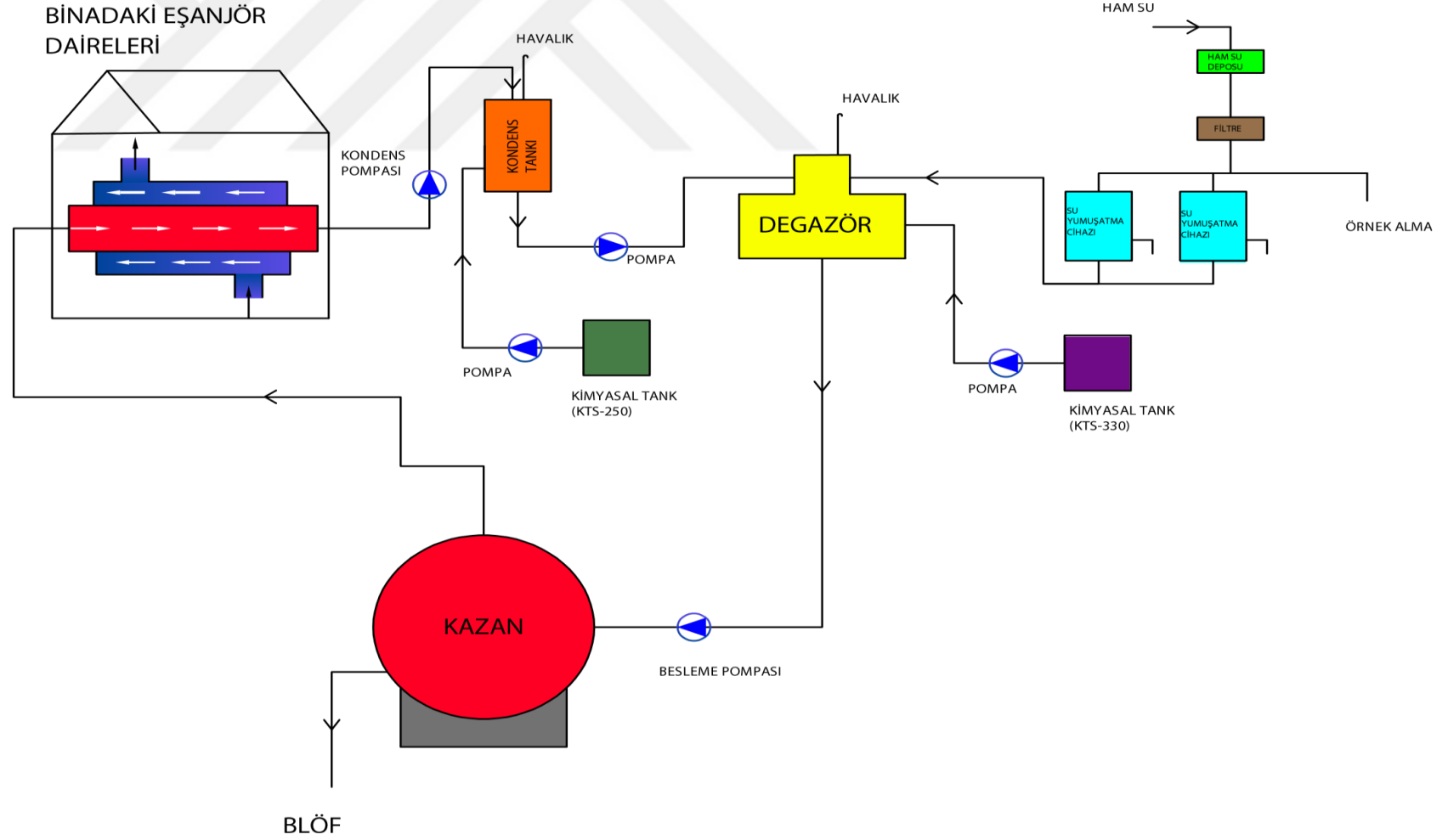
- ✓ Her binada ayrı ayrı gereksinim olan kalorifer kazanları, yakacak ve kül depoları ve kalorifer bacalarına gerek kalmaz. İnşaat ve tesisatın ilk tesis maliyeti azalır. Elde edilen hacimler başka amaçlar için kullanılır.
- ✓ Binalarda ayrı ayrı kazan dairesi bulunmayacağı için buna bağlı olarak yangın ve patlama tehlikeleri ortadan kalkar.
- ✓ Her bina için ayrı ayrı yakacak ikmali, kül nakli sorunu ve kazan dairesi işletmeciliği, dolayısıyla uzman kaloriferci ihtiyacı ortadan kalkar. Yakacak, duman, kurum ve kül pisliği ortadan kalkar.
- ✓ Birçok kalorifer bacası yerine, bölgesel ısıtma merkezinde bir tek ve uygun yükseklikte seçilmiş baca ile gerekli filtreleme tesisleri de öngörülerek çevre kirlenmesi önlenir.
- ✓ Bölgesel ısıtma merkezinde, bir çöp yakma kazanı tesis edilerek, çöplerin imhası ve varsa sistemdeki atık ısının tekrar kazanılarak bölgesel ısıtma şebekesine verilmesi mümkündür.
- ✓ Bölgesel ısıtma şebekesi, bina ısıtması yanı sıra, kullanma sıcak suyunun üretimini sürekli sağlar. (MMO,2018)

2. ERCİYES ÜNİVERSİTESİ ISI MERKEZİNİN TANITIMI

1. Isı Merkezi; Erciyes Üniversitesi'nde bulunan fakülte, yemekhane, hastane gibi alanların ısıtılması için kurulmuş ilk ısı merkezidir. Isı santral mahali Erciyes Üniversitesi kampüsü içinde Araştırma ve Uygulama Hastanesine yakın olacak şekilde kurulmuştur. (İbiş, 2021)

Tesisat galerilerinde bulunan boru ağları vasıtasıyla bölgedeki bulunan kapalı alanlar ısıtılmaktadır. Tesisat galerileri ortalama 3*2.5 m uzunluğunda olup, galeri uzunluğu 6000 m'dir. Bu ısı merkezinden ısıtılan kapalı alan 400326.35 m²'dir. (İbiş, 2021)

Bu ısı merkezinde 6 milyon kcal/h ısı gücünde, toplam 33 milyon kcal/h ısı gücünde 6 adet buhar kazanı bulunmaktadır. Merkez; buhar kazanı sistemi, su yumuşatma sistemi, degazör, kondens tankı, boru ağları sistemlerinden oluşmaktadır. (İbiş, 2021)



Şekil 2.1 Erciyes Üniversitesi Isı Merkezi Akış Şeması

2.1 Buhar Kazan Sistemi

Selnikel marka olan buhar kazanları 6 kcal/h ısıl gücündedir. Bu kazanlar hem fuel-oil hem de doğalgazın yakıt olarak kullanılmasına elverişlidir. Toplamda 6 adet olan buhar kazanlarından 4 tanesi çalışmakta olup 2 tanesi yedek olarak bırakılmıştır. Bu çalışan 4 adet kazandan iki tanesi yaz-kış sürekli çalışmaktadır. Kazanlar maksimum 4 bar 151 °C'de çalışmakta olup bir kazan saatte 10 ton buhar üretmektedir. Her bir kazanda 1 adet 18.55 kW gücünde vantilatör ve 5.5 kW gücünde frekans invertörlü pompa bulunmaktadır. Kazanlar otomatik blöf sistemleri, oransal seviye ve alarm kontrol sistemleri ile çalışmaktadır. Dip blöf vanası zaman ayarlı olup otomatik olarak devreye girmektedir. (İbiş,2021)

Kazan sistemine ait genel görünüm Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.2 1-3-5 Nolu Kazanların Genel Görünüşü (İbiş,2021)



Şekil 2.3 2-4-6 Nolu Kazanların Genel Görünüşü (İbiş,2021)

2.2 Su Yumuşatma Sistemi

Sert sular ısıtma tekniği bakımından uygun değildir. Sertliği giderilmeyen sular kullanılması durumunda buhar kazanı ekipmanlarının kısa sürede kireçtaşı bağlamasıyla boru kesitlerinde daralma meydana gelir. Bu sebepten ötürü kazanlara girecek suyun sertliğini azaltmak için su yumuşatma sistemi kullanılmaktadır. Suyun yumuşatılması işlemi sodyum iyonlarının kullanıldığı iyon değiştirici reçineler ile sağlanır. Bu sayede kazana 0 sertlikte su verilmektedir. Bu durum hem kazan performansını artırmakta hem de kazan ömrünü uzatmaktadır. (İbiş,2021)

Aşağıda su yumuşatma sisteminin genel görünümü Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4 Su Yumuşatma Sistemi Genel Görünümü (İbiş,2021)

2.3 Degazör

Oksijen kazanlarda, pompalarda, kazanda kullanılan diğer tüm ekipmanlarında korozyon oluşumunun temel sebebidir. Kazan besleme suyunda oksijen ile karbondioksitin beraber bulunması durumunda besleme suyu asidik su hale gelip korozyon oluşum hızı artacaktır. Bu durum kazan ve diğer tüm ekipmanlar için istenmeyen bir durumdur. Bunun önüne geçebilmek için degazör kullanılır. Bu cihazda suyun sıcaklığı 102°C'ye çıkarılarak kaynatılır. Degazörün üstünde bulunan domu, suyu damlalara böler ve bu damlaları buhar ile ısıtır. Bu durum yüzey alanını artırarak ısı transfer hızının artırılmasına sebep olur.

Doyma sıcaklığına ulaşan buharda taşınan ayrıışmış oksijen atmosfere tahliye edilir. (İbiş,2021)

Havası alınan su degazörün tank kısmına akıtılarak burada herhangi bir korozyon riskine karşı kazanı korumak için KTS-330 kimyasalı kullanılarak kazan besleme pompası ile kazana gönderilir. (İbiş,2021)

Aşağıdaki degazör tankının genel görüntüsü Şekil 2.5'te ve atmosfere tahliye edilen oksijen Şekil 2.6'da görölmektedir. (İbiş,2021)



Şekil 2.5 Degazörün Genel Görünümü (İbiş,2021)



Şekil 2.6 Degazörden Atmosfere Tahliye Edilen Oksijen (İbiş,2021)

Degazörden çıkan besi suyu kazanlara besi pompaları yardımıyla besi hattı yolu ile gönderilir. Aşağıda kazana giden besi hattı ve besi pompaları Şekil 2.7’de görülmektedir.



Şekil 2.7 Kazana Giden Besi Hattı Ve Besi Pompaları (İbiş,2021)

2.4 Boru Ağları

Kazandan çıkan buhar pompa vasıtası ile tesisat galerilerindeki farklı boru çaplarındaki boru ağları ile binalarda bulunan eşanjör dairelerine gönderilir. (İbiş,2021)

Aşağıda Şekil 2.8’de buharın dağıtımının yapıldığı kollektörler ve Şekil 2.9’da boru ağlarının genel görüntüsü görülmektedir. (İbiş,2021)



Şekil 2.8 Buhar Dağıtım Kollektörleri (İbiş,2021)



Şekil 2.9 Boru Ağlarının Genel Görünümü (İbiş,2021)

2.5 Eşanjör Daireleri

Binaların ısıtılması için plakalı ve serpantinli olarak eşanjörler kullanılmaktadır. Yaklaşık 96 tane eşanjör bulunmakta olup bununun 37 tanesi yedektir. Şekil 2.10'da eşanjörlerden dönen kondens hattı görülmektedir. Şekil 2.11'de ısıtılacak bina altında bulunan eşanjör dairesinde yer alan serpantinli eşanjörün genel görüntüsü görülmektedir. Şekil 2.12'de ise kullanılan plakalı eşanjörün genel görüntüsü görülmektedir. (İbiş,2021)



Şekil 2.10 Eşanjörlerden Dönen Kondens Hattı (İbiş,2021)



Şekil 2.11 Serpantinli Eşanjörün Genel Görüntüsü (İbiş,2021)



Şekil 2.12 Plakalı Eşanjörlerin Genel Görüntüsü (İbiş,2021)

2.6 Kazanlarda Kullanılan Yardımcı Sistemler

Kazanlarda doğalgaz olmaması durumuna karşın yakıt olarak fuel-oil ve mazot kullanılmaktadır.

2.6.1 Fuel-oil ringleri

Santralde iki adet 500 ton beş adet 30 ton fuel-oil tankı bulunmaktadır. Şekil 2.13'te fuel-oil kullanımı durumunda ring hattı görülmektedir. (İbiş,2021).



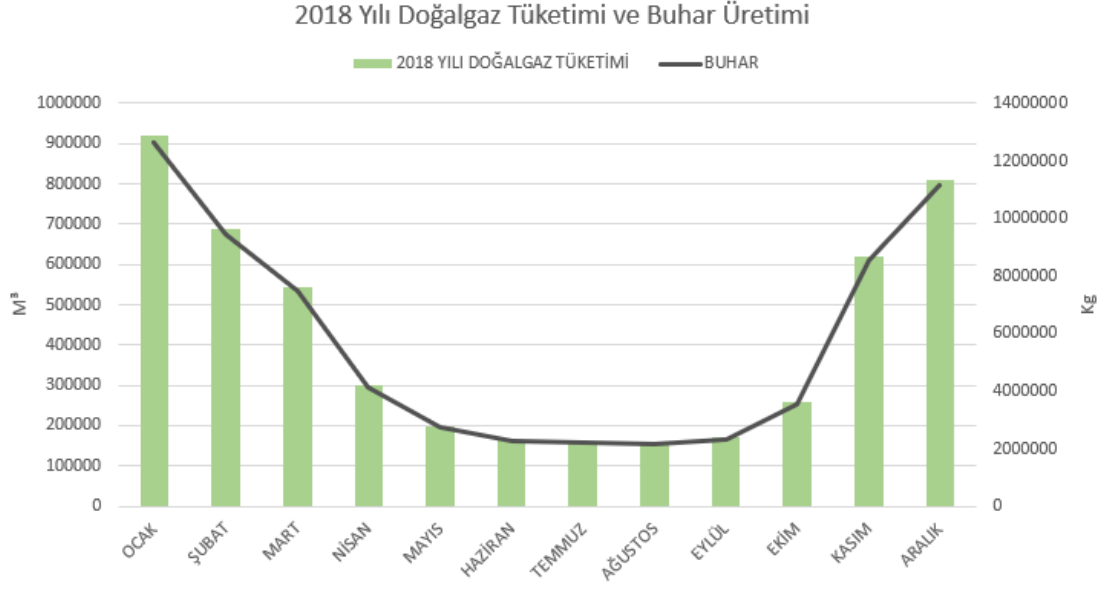
Şekil 2.13 Fuel-Oil Ring Hattı (İbiş,2021)

2.6.2 Mazot tankları

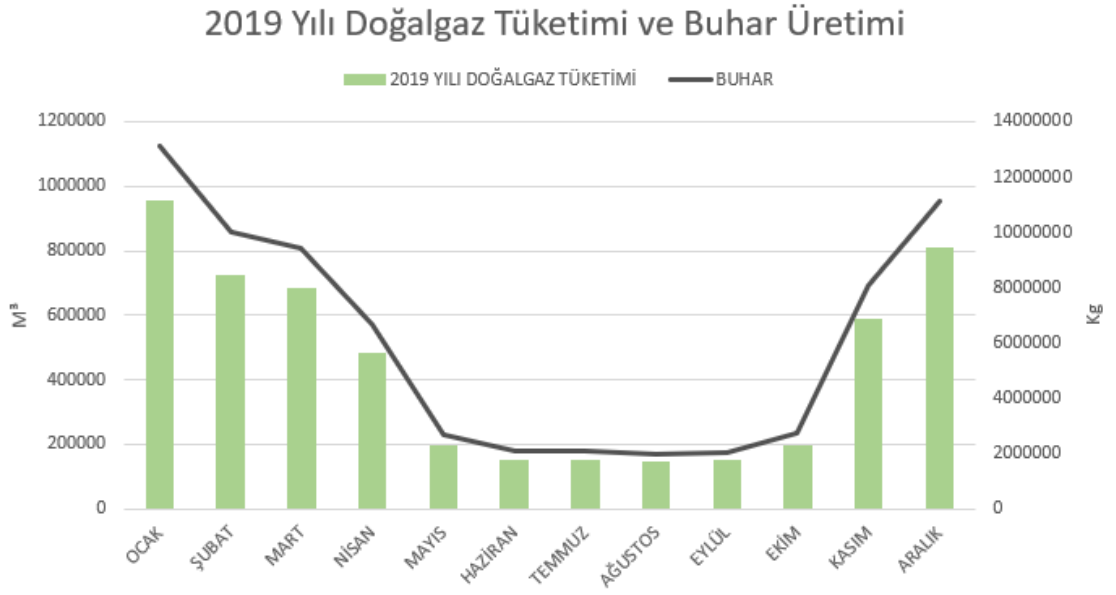
Santralde 1 adet 5 tonluk mazot tankı bulunmaktadır. (İbiş,2021).

2.7 Isı Merkezi ile Alakalı İstatiksel Bilgiler

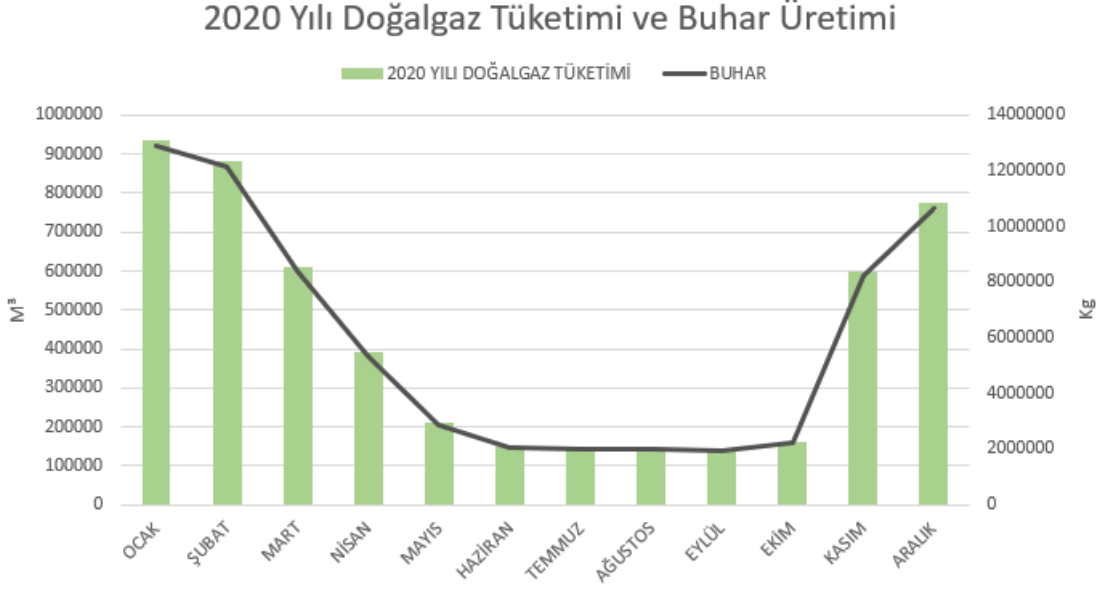
2018,2019,2020 yıllarına ait doğalgaz tüketim miktarı ve buna bağlı olarak üretilen buhar miktarları Şekil 2.14, Şekil 2.15, Şekil 2.16'te gösterilmiştir. Yıllara göre üretilen toplam buhar ve buna karşın tüketilen toplam doğalgaz miktarları da Şekil 2.17'te belirtilmiştir.



Şekil 2.14 2018 Yılı Doğalgaz Tüketimi ve Buhar Üretimi (İbiş,2021)



Şekil 2.15 2019 Yılı Doğalgaz Tüketimi ve Buhar Üretimi (İbiş,2021)

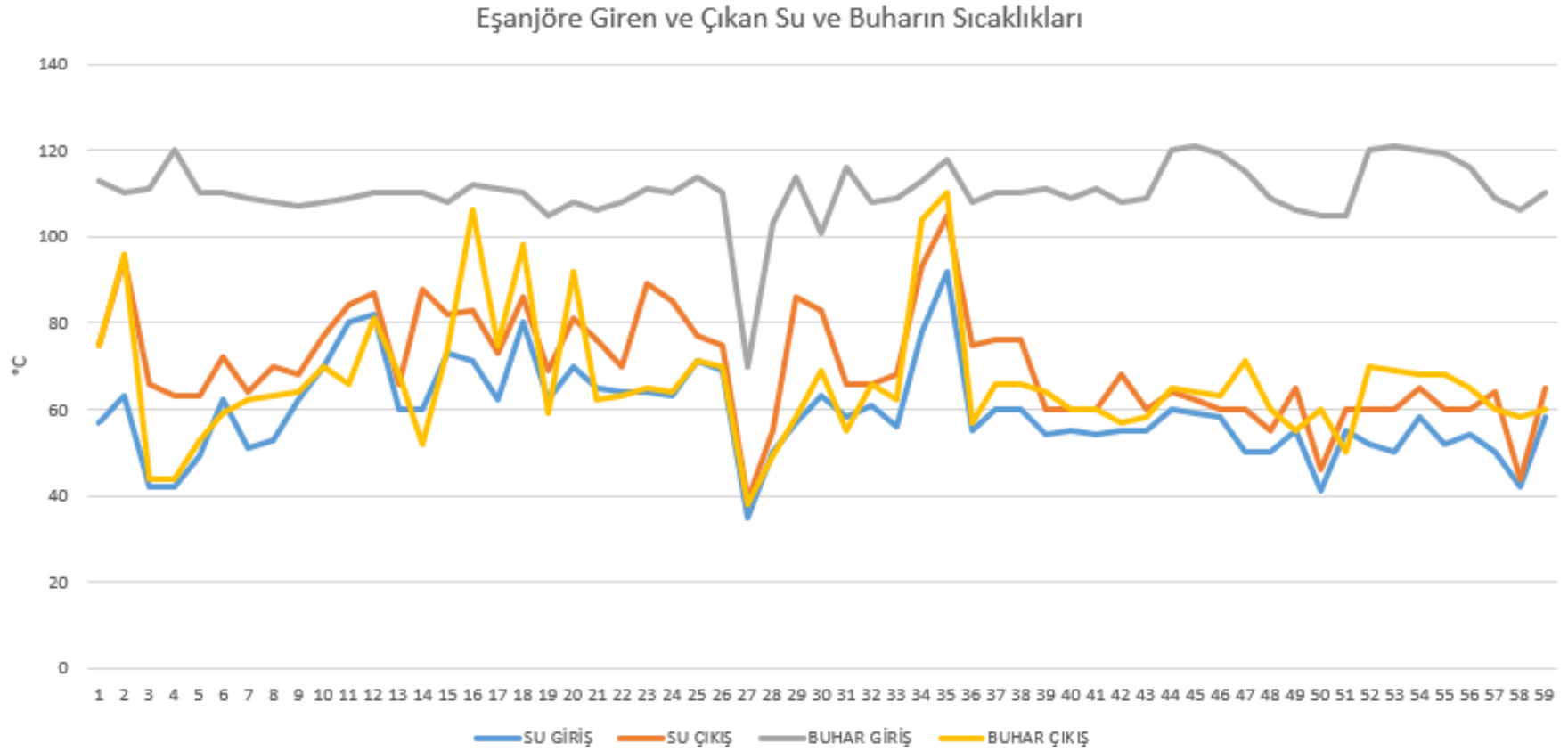


Şekil 2.16 2020 Yılı Doğalgaz Tüketim ve Buhar Üretimi (İbiş,2021)



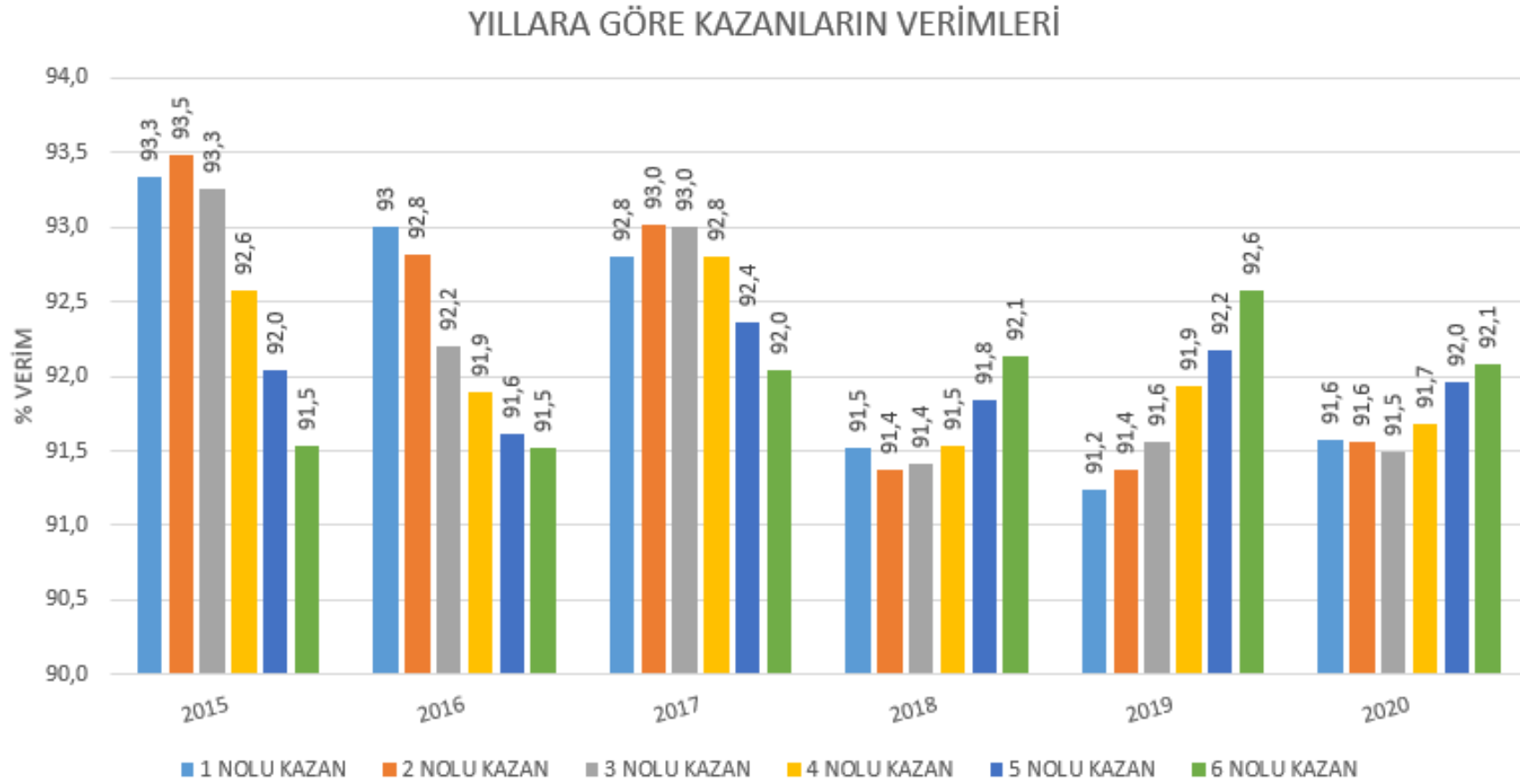
Şekil 2.17 Yıllara Göre Doğalgaz Tüketimi ve Buhar Üretimi (İbiş,2021)

Eşanjöre giren ve çıkan su ve buharın sıcaklıkları Şekil 2.18’de gösterilmiştir.



Şekil 2.18 Eşanjöre Giren ve Çıkan Su ve Buharın Sıcaklıkları (İbiş,2021)

Yıllara göre kazan verimleri Şekil 2.19’da gösterilmiştir.

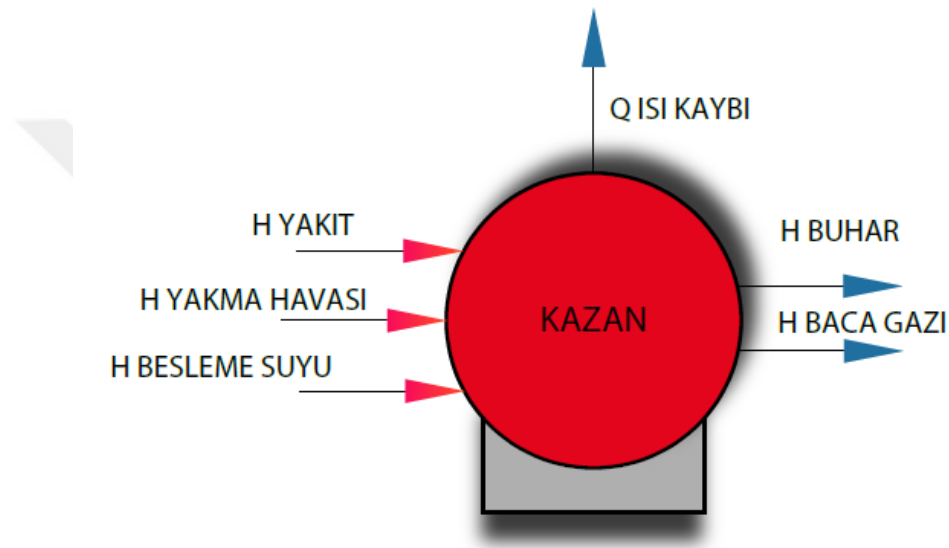


Şekil 2.19 Yıllara Göre Kazan Verimi (İbiş,2021)

3. MATERYAL VE METOD

3.1 Buhar Kazanının Enerji Analizi

Buhar kazanının enerji analizinin yapılabilmesi için kazana giren yakıtın yanma entalpisi, baca gazı bileşenlerinin entalpileri, yakma havasının entalpisi, besleme suyunun entalpisi ve buharın entalpisinin belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 3.1’de buhar kazanının enerji analizi için kontrol hacmi gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Buhar Kazanı Enerji Analizi Gösterimi

3.1.1 Kullanılan yakıtın yanma entalpisinin belirlenmesi

Buhar kazanında kullanılan yakıt doğalgazdır. Yakıtın yanma entalpisi; yakıtın alt ısı değeri ile yakıtın hacimsel debisinin çarpılması ile bulunur.

$$\dot{H}u_{yakıt\ entalpsi} = Hu_{yakıt} * \dot{V}_{yakıt}$$

$$\dot{V}_{yakıt} = \text{Yakıtın hacimsel debisi}$$

$$Hu_{yakıt} = \text{Yakıtın alt ısı değeri}$$

Doğalgaz için alt ısı değeri $8250 \text{ kcal/Nm}^3 = 34541 \text{ kJ/ Nm}^3$ olarak alınmıştır.

Isı Merkezinden alınan doğalgaz tüketim değerlerinin 6 yılın ortalaması $725 \text{ Nm}^3/\text{h} = 0.201 \text{ Nm}^3/\text{s}$ olarak alınmıştır.

$$\dot{H}_{u_{yakıt \text{ entalpi}}} = 34541 \text{ kJ/ Nm}^3 * 0.201 \text{ Nm}^3/\text{s}$$

$$\dot{H}_{u_{yakıt \text{ entalpi}}} = 6942.74 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Buna göre kullanılacak doğalgazın termofiziksel özellikleri Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 Kullanılacak Doğalgazın Termofiziksel Özellikleri

Parametreler	Doğalgaz
Kazana Giriş Basıncı	20 kPa
Mutlak Basınç	121.325 kPa
Kazan Girişindeki Hacimsel Debi	$725 \text{ Nm}^3/\text{h}$
Doğalgazın Alt Isıl Değeri	8250 kcal/Nm^3 34541 kJ/ Nm^3
Kazana Giriş Sıcaklığı	10°C
Kazana Giriş Yoğunluğu	0.72 kg/ Nm^3
Molar Ağırlığı	18 g/kmol (Termo Tablo A27)

3.1.2 Baca gazı bileşenlerinin molar debilerinin belirlenmesi

Erciyes Üniversitesi Isı Merkezinde baca gazı analizörü ile ölçümleri yapılan baca gazı çıkış sıcaklığı ortalama olarak 215°C , baca gazının basıncı 90.4 kPa ve baca gazının hacimsel debisi $2.87 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak alınmıştır. Baca gazının mol sayısı hesaplanırken ideal gaz denklemi kullanılmıştır. (İbiş,2021)

$$P_{bacagazı} * \dot{V}_{bacagazı} = \dot{n}_{bacagazı} * \bar{R} * T_{bacagazı}$$

Termodinamik tablo A2’den evrensel gaz sabiti $\bar{R} = 8.314 \text{ kJ/kmolK}$ olarak alınmıştır.

$$90.4 * 2.87 = \dot{n}_{bacagazı} * 8.314 * 488.15$$

$$\dot{n}_{bacagazı} = 0.064 \text{ kmol/s} \text{ bulunmuştur.}$$

Baca gazı analizöründen %10.21 CO_2 ve %3,14 O_2 değeri okunmuştur. (İbiş,2021)

3.1.2.1 Baca gazında bulunan O_2 'nin molar debisinin belirlenmesi

$$\frac{\dot{V}_{O_2}}{\dot{V}_{bacagazi}} = 0.0314$$

İdeal gaz denkleminde;

$$\frac{\dot{V}_{O_2}}{\dot{V}_{bacagazi}} = \frac{\dot{n}_{O_2}}{\dot{n}_{bacagazi}} = 0.0314$$

$$\frac{\dot{n}_{O_2}}{0.064} = 0.0314$$

$\dot{n}_{O_2} = 0.002$ kmol/s bulunmuştur.

3.1.2.2 Baca gazında bulunan CO_2 'nin molar debisinin belirlenmesi

$$\frac{\dot{V}_{CO_2}}{\dot{V}_{bacagazi}} = 0.1021$$

$$\frac{\dot{V}_{CO_2}}{\dot{V}_{bacagazi}} = \frac{\dot{n}_{CO_2}}{\dot{n}_{bacagazi}}$$

$$\frac{\dot{n}_{CO_2}}{0.064} = 0.1021$$

$\dot{n}_{CO_2} = 0.065$ kmol/s bulunmuştur.

Kayseri ilinde kullanılan doğalgazın kimyasal içeriği Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2 Kayseri İlinde Kullanılan Doğalgazın Kimyasal İçeriği (Kayserigaz,2021)

Yakıtlar	Yakıtın Bileşenleri	Hacimsel Oranları (%)	Hacimsel Debi (m^3/s)
"Doğalgaz 725 Nm^3/h 0.201 Nm^3/s	Metan CH_4	91.76	0.1845
	Etan C_2H_6	3.74	0.0075
	Propan C_3H_8	0.86	0.0017
	Bütan C_4H_{10}	0.46	0.0009
	Azot N_2	2.68	0.0054
	Karbon Dioksit (CO_2)	0.50	0.0010
Total		100	0.201

3.1.2.3 Baca gazında bulunan suyun molar debisinin belirlenmesi

Kimyasal reaksiyonlarda girenler ve ürünler arasında kütleli denklik olmalıdır. Yanma işlemine giren doğalgazın bileşiminde bulunan Hidrojen(H) içeren gazların hacimsel debileri aşağıda verilmiştir.

$$CH_4 \text{ (Metan)} = 0.1845 \text{ m}^3/\text{s}$$

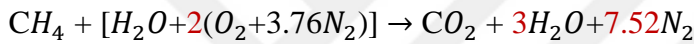
$$C_2H_6 \text{ (Etan)} = 0.0075 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$C_3H_8 \text{ (Propan)} = 0.0017 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$C_4H_{10} \text{ (Bütan)} = 0.0009 \text{ m}^3/\text{s}$$

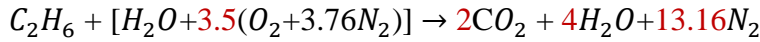
Yukarıdaki tabloda hacimsel debileri verilen gaz yakıtların nemli hava ile yanma denklemleri aşağıda gösterilmiştir.

Metanın Nemli Hava ile Yanma Denklemi



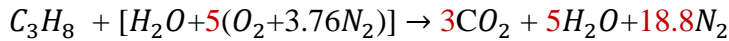
1 kmol (0.1845 m³/s) metan gazının (CH₄) nemli hava ile yanma denkleminde 3 kmol (0.5535 m³/s) su (H₂O) oluşmuştur.

Etanın Nemli Hava ile Yanma Denklemi



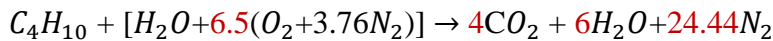
1 kmol (0.0075 m³/s) etan gazının (C₂H₆) nemli hava ile yanma denkleminde 4 kmol (0.03m³/s) su (H₂O) oluşmuştur.

Propanın Nemli Hava ile Yanma Denklemi



1 kmol (0.0017 m³/s) propan gazının (C₃H₈) nemli hava ile yanma denkleminde 5 kmol (0.0085m³/s) su (H₂O) oluşmuştur.

Bütanın Nemli Hava ile Yanma Denklemi



1 kmol (0.0009m³/s) bütan gazının (C₄H₁₀) nemli hava ile yanma denkleminde 6 kmol (0.0054m³/s) su (H₂O) oluşmuştur.

Doğalgazın yanması sonucu oluşan toplam su (H_2O) miktarı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{V}_{H_2O}=0.5535+0.03+0.0085+0.0054$$

$\dot{V}_{H_2O}=0.5974m^3/s$ olarak bulunmuştur.

Aşağıdaki orantıdan hacimsel debisi $0.5974m^3/s$ olan suyun (H_2O) molar debisi hesaplanmıştır. Normal şartlar altında 1 kmol molekülün kapladığı alan $22.4 m^3$ eşittir.

$$22.4 m^3 \text{ NŞA} \quad 1 \text{ kmol}$$

$$0.5974 m^3/s \quad x$$

$\dot{n}_{H_2O}=0.0267 \text{ kmol/s}$ bulunmuştur.

3.1.2.4 Baca gazında bulunan azotun molar debisinin belirlenmesi

Yukarıdaki denklemlerle yapılan işlemler sonucunda baca gazının molar debisi ve baca gazı bileşiminde bulunan CO_2 , H_2O ve O_2 'nin molar debileri hesaplanmıştır. Baca gazının toplam molar debisi 0.064 kmol/s olduğuna göre, yukarıdaki denklemlerle bulunan diğer baca gazı bileşenlerinin molar debilerinden çıkarıldığında azotun (N_2) molar debisi hesaplanmış olur. Buna göre azotun (N_2) molar debisi aşağıdaki gibidir.

$$\dot{n}_{bacagazi} = \dot{n}_{H_2O} + \dot{n}_{O_2} + \dot{n}_{CO_2} + \dot{n}_{N_2}$$

$$0.064 = 0.0267 + 0.002 + 0.0065 + \dot{n}_{N_2}$$

$\dot{n}_{N_2} = 0.0288 \text{ kmol/s}$ olarak bulunur.

Hesaplamalar sonucunda baca gazı bileşenlerinin molar debileri ve molar oranları aşağıdaki Çizelge 3.3'te belirtilmiştir.

Çizelge 3.3 Baca Gazında Bulunan Bileşenlerin Molar Debileri Ve Molar Oranları

Baca Gazı Bileşenleri	Molar Debisi \dot{n}_i (kmol/s)	Molar Oranı $y_i = (\dot{n}_i / \dot{n}_{bacagazi})$
CO_2	0.0065	0.1016
O_2	0.002	0.0312
H_2O	0.0267	0.4172
N_2	0.0288	0.45
Toplam	0.064	1

3.1.3 Baca gazı bileşenlerinin entalpisinin belirlenmesi

Baca gazının entalpi değeri, baca gazının özgül ısı değerine göre belirlenmiştir. Baca gazının entalpi farkı baca gazının özgül ısısı ile baca gazı sıcaklığı ve çevre sıcaklığı farkının çarpımına eşittir. Termodinamik tablodan (Tablo A2) 215°C sıcaklıktaki baca gazı bileşenlerinin entalpi hesabını yapmak için özgül ısı kapasite değeri kullanılarak baca gazının entalpi değeri aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

Baca gazı sıcaklığı 215°C=488.15K'dir.

$$\bar{c}_{pbacagazi} = \frac{\bar{h} - \bar{h}_0}{T - T_0}$$

$$\bar{c}_{pbacagazi} = Y_{CO_2} * \bar{c}_{pCO_2} + Y_{O_2} * \bar{c}_{pO_2} + Y_{N_2} * \bar{c}_{pN_2} + Y_{H_2O} * \bar{c}_{pH_2O}$$

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad [T:Kelvin, c_p=kj/kmol K]$$

$$\bar{c}_{pCO_2} = (22.26) + (5.981 * 10^{-2}) * (488.15) + (-3.501 * 10^{-5}) * (488.15)^2 + (7.469 * 10^{-9}) * (488.15)^3$$

$$\bar{c}_{pCO_2} = 43.98 \text{ kj/kmol K}$$

$$\bar{c}_{pO_2} = (25.48) + (1.520 * 10^{-2}) * (488.15) + (-0.7155 * 10^{-5}) * (488.15)^2 + (1.312 * 10^{-9}) * (488.15)^3$$

$$\bar{c}_{pO_2} = 31.35 \text{ kj/kmol K}$$

$$\bar{c}_{pN_2} = (28.90) + (-0.1571 * 10^{-2}) * (488.15) + (0.8081 * 10^{-5}) * (488.15)^2 + (-2.873 * 10^{-9}) * (488.15)^3$$

$$\bar{c}_{pN_2} = 29.72 \text{ kj/kmol K}$$

$$\bar{c}_{pH_2O} = (32.24) + (0.1923 * 10^{-2}) * (488.15) + (1.055 * 10^{-5}) * (488.15)^2 + (-3.595 * 10^{-9}) * (488.15)^3$$

$$\bar{c}_{pH_2O} = 35.27 \text{ kj/kmol K}$$

$$\bar{c}_{pbacagazi} = Y_{CO_2} * \bar{c}_{pCO_2} + Y_{O_2} * \bar{c}_{pO_2} + Y_{N_2} * \bar{c}_{pN_2} + Y_{H_2O} * \bar{c}_{pH_2O}$$

$$\bar{c}_{pbacagazi} = (0.1016) * (43.98) + (0.0312) * (31.35) + (0.45) * (29.72) + (0.4172) * (35.27)$$

$$\bar{c}_{pbacagazi} = 33.54 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{c}_{pbacagazi} = \frac{\bar{h} - \bar{h}_0}{T - T_0} \Rightarrow 33.54 = \frac{\bar{h} - \bar{h}_0}{488.15 - 298.15}$$

$$h - \bar{h}_0 = 6372.6 \text{ kJ/kmol}$$

Baca gazının entalpisi aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$\dot{H}_{bacagazi} = \dot{n}_{bacagazi} * h - \bar{h}_0$$

$$\dot{H}_{bacagazi} = 0.064 * 6372.6$$

$$\dot{H}_{bacagazi} = 407.85 \text{ kW olarak bulunmuştur.}$$

3.1.4 Kullanılan yakma havasının entalpisinin ve debisinin belirlenmesi

Sistemde kazana yanma havasını sağlayan bir adet vantilatör bulunmaktadır. Emiş yapılan hava saatte 10000 m³'tür. Kazana yakma havasını sağlayan vantilatör 1500 d/dk'da 13930 m³/h maksimum emiş kapasitesine sahip, 3.3 kPa basınçta ve 18.5 kW gücündedir. (İbiş,2021)

Nemli havanın hacimsel debisi $\dot{V}_{nemli\text{hava}} = 2.78 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak alınmıştır.

$$\dot{m}_{nemli\text{hava}} = \dot{V}_{nemli\text{hava}} * \rho_{nemli\text{hava}}$$

$$\dot{m}_{nemli\text{hava}} = 2.78 * 1.2$$

$$\dot{m}_{nemli\text{hava}} = 3.34 \text{ kg/s olarak bulunmuştur.}$$

Yakma havası kazana 2kPa basınçta -10°C sıcaklıkta girmektedir. Buna göre kazana giren yakma havasının özgül entalpisi termodinamik tablodan (Tablo A-17) T=263.15K için h=263,24 kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

Yakma havasının entalpisi, kazana giren nemli havanın kütleli debisi ile kullanılan yakma havasının özgül entalpisi çarpılması ile hesaplanır.

$$\dot{H}_{yakmahavası} = \dot{m}_{nemli hava} * h_{hava}$$

$$\dot{H}_{yakmahavası} = 3.34 * 263.24$$

$\dot{H}_{yakmahavası} = 879.22$ kW olarak bulunmuştur.

3.1.5 Buhar kazanında meydana gelen ısı kaybı

Kazanda üretilen buharın basıncı 400 kPa ve sıcaklığı 151 °C'tur. Kazana gelen besleme suyunun sıcaklığı 102 °C ve basıncı 5 bar'dır. (İbiş,2021). Kazanda meydana gelen ısı kaybı aşağıda yer alan enerji denge denkleminde hesaplanmıştır.

$$Q_{kayıp} = \sum \dot{m}_g h_g - \sum \dot{m}_ç h_ç$$

$$Q_{kayıp} = (\dot{H}_u)_{yakıt} + \dot{H}_{yakmahavası} + \dot{H}_{beslemesuyu} - [\dot{H}_{buhar} - \dot{H}_{baca}]$$

3.1.5.1 Buhar kazanı besleme suyunun entalpisinin hesaplanması

Kazana gelen besleme suyu 102 °C sıcaklıkta 5 bar basınçta ve 2.78 kg/s debide girmektedir. (İbiş,2021). Besleme suyunun entalpi besleme suyunun kütleli debisi ile besleme suyunun özgül entalpisinin çarpılması ile bulunur.

$$\dot{H}_{beslemesuyu} = \dot{m}_{beslemesuyu} * h_{beslemesuyu}$$

Termodinamik tablo (Tablo A-4) den 102 °C için $h_{beslemesuyu} = 427.61$ kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{H}_{beslemesuyu} = 2.78 * 427.61$$

$\dot{H}_{beslemesuyu} = 1188.76$ kW olarak bulunmuştur.

3.1.5.2 Buharın entalpisinin hesaplanması

Kazanda üretilen buharın sıcaklığı 151 °C, 4 bar basınçta ve 2.78 kg/s debidedir. (İbiş,2021). Buharın entalpsi buharın kütleli debisi ile buharın özgül entalpisinin çarpılması ile bulunur.

$$\dot{H}_{buhar} = \dot{m}_{buhar} * h_{buhar}$$

h_{buhar} Termodinamik Tablo A-6'dan 2754.96 kJ/kg olarak alınmıştır. Bu değerler kullanılarak $\dot{H}_{buhar} = 7658.79$ kW olarak hesaplanmıştır.

$$Q_{kayıp} = (\dot{H}_u)_{yakıt} + \dot{H}_{yakmahavası} + \dot{H}_{beslemesuyu} - [\dot{H}_{buhar} - \dot{H}_{baca}]$$

$$Q_{kayıp} = (6942.74) + (879.22) + (1188.76) - [(7658.79) + (407.85)]$$

Buhar kazanında meydana gelen ısı kaybı $Q_{kayıp} = 944.08$ kW olarak bulunmuştur.

3.1.6 Buhar kazanının ısı verimi

$$\eta_{ısıverim} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{giren}} = \frac{\dot{m}_{buhar} * (h_{buhar} - h_{beslemesuyu})}{(\dot{H}_u)_{yakıt}}$$

veya

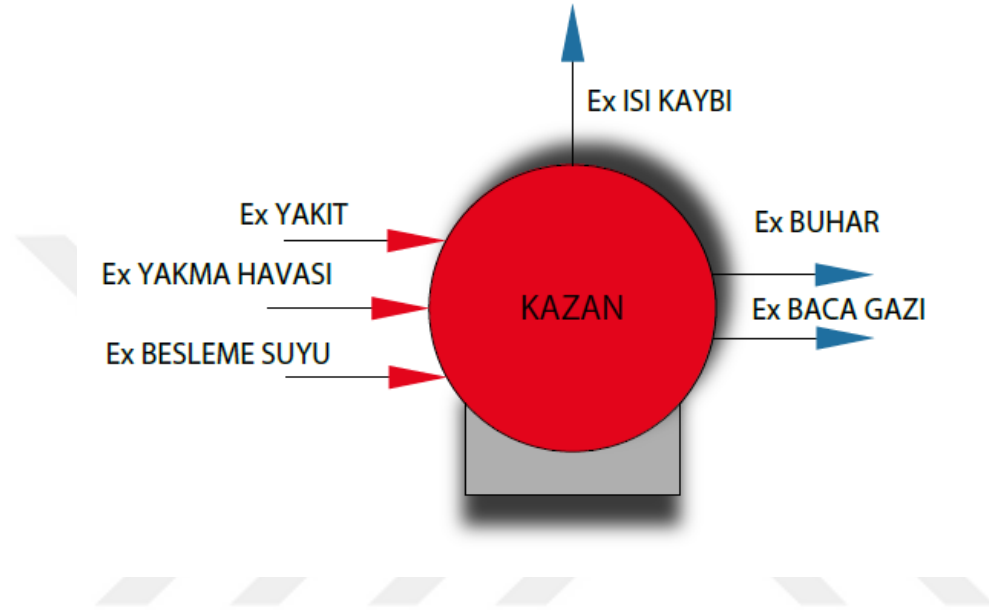
$$\eta_{ısıverim} = \frac{\dot{H}_{buhar} - \dot{H}_{beslemesuyu}}{(\dot{H}_u)_{yakıt}}$$

$$\eta_{ısıverim} = \frac{2.78 * (2754.96 - 427.61)}{6942.74}$$

$\eta_{ısıverim} = 0.931 = \%93.1$ olarak bulunmuştur.

3.2 Buhar Kazanı Ekserji Analizi

Buhar kazanının ekserji analizinin yapılabilmesi için kazana giren yakıtın ekserjisi, baca gazı bileşenlerinin ekserjileri, yakma havasının ekserjisi, besleme suyunun ekserjisi ve buharın ekserjisinin belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 3.2 'de buhar kazanının ekserji analizi için kontrol hacmi gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Buhar Kazanının Ekserji Analizi Gösterimi

3.2.1 Kazan besleme suyunun ekserjisi

Kazana giren besleme suyu sıcaklığı 102 °C basıncı 5 bar'dır. (İbiş,2021). Suyun kimyasal ekserjisinin hesaplanabilmesi için ölü haldeki (T_0 ve P_0) suyun doyma basıncının bilinmesi gerekir. Termodinamik tablodan suyun doyma basıncı $P_{doyma}(25\text{ °C}) = 3.169\text{ kPa}$ atmosferdeki suyun standart kısmi basıncı $P_\alpha = 0.88\text{ kPa}$ (0.0088 bar) (Kotas,1995).

3.2.1.1 Kazan besleme suyunun özgül kimyasal ekserjisinin hesaplanması

$$(\bar{e}_x^{kim})_{beslemesuyu} = \bar{R} * T_0 * \ln\left(\frac{P_{doyma}(T_0)}{P_\alpha}\right)$$

$$(\bar{e}_x^{kim})_{beslemesuyu} = 8.314 * 298.15 * \ln\left(\frac{3.169}{0.88}\right)$$

$$(\bar{e}_x^{kim})_{beslemesuyu} = 3175.98 \text{ kJ/kmol olarak bulunmuştur.}$$

Molar özgül kimyasal ekserji değeri suyun molar ağırlığına oranlanarak birim kütle için kimyasal ekserji değeri bulunur.

$$(e_x^{kim})_{beslemesuyu} = \frac{(\bar{e}_x^{kim})_{beslemesuyu}}{M_{su}}$$

Termodinamik Tablo A-1'den $M_{su}=18.015 \text{ kg/kmol}$ olarak alınmıştır.

$$(e_x^{kim})_{beslemesuyu} = \frac{3175.98 \text{ kJ/kmol}}{18.015 \text{ kg/kmol}}$$

$$(e_x^{kim})_{beslemesuyu} = 176.29 \text{ kJ/kmol olarak hesaplanmıştır.}$$

3.2.1.2 Kazan besleme suyunun özgül fiziksel ekserjisinin hesaplanması

Besleme suyunun özgül fiziksel ekserjisi aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$(e_x^{fiz}) = (h-h_0) - T_0(s-s_0)$$

Besleme suyu 102 °C sıcaklıkta, 5 bar basınçta ve 2.78 kg/s debidedir. Bu şartlar için Termodinamik Tablo A-4 $h=427.61 \text{ kJ/kg}$ ve $s=1.3297 \text{ kJ/kgK}$ olarak hesaplanmıştır.

Ölü hal değerleri ($T_0 = 25^\circ\text{C}$ ve $P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kpa}$) için Tablo A-4'den;

$$h_0 = h_{f@25^\circ\text{C}} = 104.83 \text{ kJ/kg ve}$$

$$s_0 = s_{f@25^\circ\text{C}} = 0.3672 \text{ kJ/kgK olarak alınmıştır.}$$

$$(e_x^{fiz}) = (h-h_0) - T_0(s-s_0)$$

$$(e_x^{fiz}) = (427.61 - 104.83) - [298.15 * (1.3297 - 0.3672)]$$

$$(e_x^{fiz}) = 35.81 \text{ kJ/kg olarak hesaplanmıştır.}$$

Besleme suyunun toplam özgül ekserjisi besleme suyunun özgül fiziksel ekserjisi ve besleme suyunun özgül kimyasal ekserjisinin toplanması ile bulunur.

$$(e_x^{top})_{beslemesuyu} = (e_x^{fiz})_{beslemesuyu} + (e_x^{kim})_{beslemesuyu}$$

$$(e_x^{top})_{beslemesuyu} = 35.81 \text{ kJ/kg} + 176.29 \text{ kJ/kg}$$

$$(e_x^{top})_{beslemesuyu} = 212.1 \text{ kJ/kg}$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{beslemesuyu} = \dot{m}_{beslemesuyu} * (e_x^{top})_{beslemesuyu}$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{beslemesuyu} = \dot{m}_{beslemesuyu} * (e_x^{top})_{beslemesuyu}$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{beslemesuyu} = 2.78 \text{ kg/s} * 212.1 \text{ kJ/kg}$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{beslemesuyu} = 589.64 \text{ kW}$$

3.2.2 Buharın ekserjisi

Kazandan 151 °C sıcaklıkta 4 bar basınçta kızgın buhar çıkmaktadır. (İbiş,2021). Toplam buharın ekserjisi; buharın özgül fiziksel ekserjisi ile toplanması ile bulunur.

3.2.2.1 Buharın özgül fiziksel ekserjisinin hesaplanması

$$(e_x^{fiz})_{buhar} = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

Ölü Hal Değerleri

$$T_0 = 25^\circ\text{C} = 298.15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 = h_{f@25^\circ\text{C}} = 104.83 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = s_{f@25^\circ\text{C}} = 0.3672 \text{ kJ/kgK}$$

Buhara Ait Termodinamik Özellikler

$$T = 151^\circ\text{C}$$

$$P = 0.4 \text{ MPa}$$

$$h = 2754.96 \text{ kJ/kg (Tablo A-6)}$$

$$s = 6.9354 \text{ kJ/kgK (Tablo A-6)}$$

$$(e_x^{fiz})_{buhar} = (2754.96 - 104.83) - [298.15 * (6.9354 - 0.3672)]$$

$$(e_x^{fiz})_{buhar} = 691.82 \text{ kJ/kg}$$

3.2.2.2 Buharın özgül kimyasal ekserjisinin hesaplanması

Buharın özgül kimyasal ekserjisi besleme suyunun özgül kimyasal ekserjisine eşittir.

$$(e_x^{kim})_{buhar} = (e_x^{kim})_{beslemesuyu}$$

$$(e_x^{kim})_{buhar} = 176.29 \text{ kJ/kg}$$

Buharın toplam özgül ekserjisi; özgül fiziksel ekserjisi ile özgül kimyasal ekserjisinin toplanması ile bulunur.

$$(e_x^{top})_{buhar} = (e_x^{fiz})_{buhar} + (e_x^{kim})_{buhar}$$

$$(e_x^{top})_{buhar} = 691.82 \text{ kJ/kg} + 176.29 \text{ kJ/kg}$$

$$(e_x^{top})_{buhar} = 868.11 \text{ kJ/kg}$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{buhar} = \dot{m}_{buhar} * (e_x^{top})_{buhar}$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{buhar} = 2.78 \text{ kg/s} * 868.11 \text{ kJ/kg}$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{buhar} = 2413.35 \text{ kW olarak bulunmuştur.}$$

3.2.3 Kullanılan yakıtın ekserjisinin hesaplanması

Kullanılacak doğalgazın termofiziksel özellikleri Çizelge 3.1 'de gösterilmiştir.

Bazı endüstriyel yakıtların φ değerleri aşağıdaki Çizelge 3.4'te verilmiştir. (Kotas,1995)

Çizelge 3.4 Bazı Endüstriyel Yakıtların φ Değerleri (Kotas,1995)

Yakıt	φ
Kok Gazı	1.05
Farklı Kömür Türleri	1.06
Turbo	1.16
Odun	1.15
Farklı Fuel Oil ve Petrol	1.04
Doğalgaz	1.04
Hava Gazı	1.00
Yüksek Fırın Gazı	0.98
Hidrojen	0.985
Karbon Monoksit (okg)	0.973
Kükürt	2.017

3.2.3.1 Kullanılan yakıtın özgül kimyasal ekserjisinin hesaplanması

$$\varphi = \frac{(e_x^{kim})_{yakıt}}{(Hu)_{yakıt}}$$

$$(e_x^{kim})_{yakıt} = \varphi * (Hu)_{yakıt}$$

$$(e_x^{kim})_{yakıt} = 1.04 * 34541 \text{ kJ/ Nm}^3$$

$$(e_x^{kim})_{yakıt} = 35922.64 \text{ kJ/ Nm}^3$$

3.2.3.2 Kullanılan yakıtın özgül fiziksel ekserjisinin hesaplanması

$$(\bar{e}_x^{fiz})_{yakıt} = \bar{c}_{p,yakıt} * [(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right)] + \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

Denklemden yer alan $\bar{c}_{p,yakıt}$ ifadesi yakıtın özgül ısısını ifade etmektedir. Aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\bar{c}_{p,yakıt}(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad [T:\text{Kelvin}, c_p = \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}}]$$

Yakıt olarak kullanılan doğalgazda yüksek oranda metan gazı bulunduğundan dolayı özgül ısı değeri metan gazına göre belirlenmiştir. Eşitlikte yer alan a, b, c, d kat sayıları Termodinamik Tablo A-2'den alınarak yakıtın sıcaklığa bağlı özgül ısısı hesaplanmıştır.

$$\bar{c}_{p,yakıt}(T) = a + bT + cT^2 + dT^3$$

$$\bar{c}_{p,yakıt}(T) = 19.89 + 5.024 * 10^{-2} * (283.15) + 1.269 * 10^{-5} * (283.15)^2 + (-11.01 * 10^{-9}) * (283.15)^3$$

$$\bar{c}_{p,yakıt}(T) = 34.88 \text{ kJ/kmolK}$$

$$(\bar{e}_x^{fiz})_{yakıt} = \bar{c}_{p,yakıt} * [(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right)] + \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

$$= 34.88 * [(283.15 - 298.15) - 298.15 * \ln \left(\frac{283.15}{298.15} \right)] + 8.314 * 298.15 * \ln \left(\frac{121.325}{101.325} \right)$$

$$(\bar{e}_x^{fiz})_{yakıt} = 460.15 \text{ kJ/kmol}$$

$$(e_x^{fiz})_{yakıt} = \frac{\rho_{doğalgaz}}{M_{doğalgaz}} * (\bar{e}_x^{fiz})_{yakıt}$$

$$(e_x^{fiz})_{yakıt} = \frac{0.72 \text{ kg/Nm}^3}{18 \text{ kg/kmol}} * 460.15 \text{ kJ/kmol}$$

$$(e_x^{fiz})_{yakıt} = 18.406 \text{ kJ/Nm}^3$$

3.2.3.3 Kullanılan yakıtın toplam ekserjisinin hesaplanması

$$\dot{E}_x^{top} = \dot{V}_i(e_x^{kim} + e_x^{fiz})$$

$$\dot{E}_x^{top} = 0.201 \text{ Nm}^3/\text{s} * (35922.64 + 18.406) \text{ kJ/Nm}^3$$

$$\dot{E}_x^{top} = 7224.15 \text{ kW}$$

3.2.4 Baca gazı bileşenlerinin ekserjilerinin hesaplanması

Bacadan atmosfere atılan gazın sıcaklığı 215 °C'dir. Bu gazın hacimsel debisi 2.87 m³/s ve molar debisi 0.064 kmol/s olarak hesaplanmıştır. Baca gazı bileşenlerinin molar debileri, molar oranları ve standart molar kimyasal ekserjileri aşağıdaki Çizelge 3.5'te verilmiştir.

Çizelge 3.5 Baca Gazı Bileşenlerinin Molar Debi, Molar Oranları ve Standart Molar Kimyasal Ekserjileri (Yüncü,2010)

Baca Gazı Bileşenleri	Molar Debi (\dot{n}_i) (kmol/s)	Molar Oranları Y_i	Standart Molar Kimyasal Ekserji (\bar{e}^{kim}) (kJ/kmol)
CO_2	0.0065	0.1016	19870
H_2O	0.0267	0.0312	9500
O_2	0.002	0.4172	3970
N_2	0.0288	0.45	720
Toplam	0.064	1	—

3.2.4.1 Baca gazının kimyasal ekserjisinin hesaplanması

Baca gazının kimyasal ekserjisi aşağıdaki formülden hesaplanmıştır.

$$\bar{e}_x^{kim} = RT_0 \sum Y_i * \ln \left(\frac{Y_i}{Y} \right) = \sum Y_i * \bar{e}^{kim,i} + \bar{R}T_0 \sum Y_i \ln Y_i$$

$$=[(0.1016*19870)+(0.0312*9500)+(0.4172*3970)+(0.45*720)]+8.314*298.15*[0.1016*\ln 0.1016+0.0312*\ln 0.0312+0.4172*\ln 0.4172+0,45*\ln 0.45]$$

$(\bar{e}_x^{kim})_{bacagazi}=3976.25$ kJ/kmol olarak hesaplanmıştır.

3.2.4.2 Baca gazının fiziksel ekserjisinin hesaplanması

Baca gazının fiziksel ekserjisi ise aşağıda verilen molar ekserji eşitliğine göre hesaplanmıştır.

$$(\bar{e}_x^{fiz})_{bacagazi} = \bar{c}_{p,bacagazi} * [T - T_0 - T_0 * \ln(\frac{T}{T_0})] + \bar{R}T_0 \ln(\frac{P}{P_0})$$

Yukarıdaki yer alan eşitlikte baca gazının molar özgül ısı kapasitesi, termodinamik tablodan(Tablo A-2) baca gazında yer alan her bileşen için molar oranı ile molar ısı kapasitelerinin çarpılması ile hesaplanmıştır. Eşitlikte yer alan $\bar{c}_{p,bacagazi}$ önceki bölümde $\bar{c}_{p,bacagazi}=33.54$ kJ/kmolK olarak hesaplanmıştı.

$$(\bar{e}_x^{fiz})_{bacagazi}=(33.54)*[488.15-298.15-298.15*\ln(\frac{488.15}{298.15})] + (8.314 * 298.15 * \ln(\frac{90.4}{101.325}))$$

$(\bar{e}_x^{fiz})_{bacagazi}=1159.56$ kJ/kmol olarak hesaplanmıştır.

3.2.4.3 Baca gazının toplam ekserjisinin hesaplanması

$$(\dot{E}_x^{top})_{bacagazi} = \dot{n}_{bacagazi} [(\bar{e}_x^{kim})_{bacagazi} + (\bar{e}_x^{fiz})_{bacagazi}]$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{bacagazi}=0.064*(3976.25+1159.56)$$

$(\dot{E}_x^{top})_{bacagazi}=328.69$ kW olarak hesaplanmıştır.

3.2.5 Kazana giren yakma havasının ekserjisinin belirlenmesi

Sistemde yakma havası bir adet vantilatör tarafından sağlanmaktadır. Emiş yapılan hava saatte $10000 m^3$ 'tür. Kazana bu yakma havasını sağlayan vantilatör 1500 d/dk 'da $13930 m^3/h$ maksimum emiş kapasitesine sahip, 3.3 kPa basınçta ve 18.5 kW gücündedir. (İbiş,2021).

$$\dot{m}_{nemli\text{hava}} = \dot{V}_{nemli\text{hava}} * \rho_{nemli\text{hava}}$$

$$\dot{m}_{nemli\text{hava}} = (2.78)*(1.2)$$

$$\dot{m}_{nemli\text{hava}} = 3.34 \text{ kg/s olarak hesaplanmıştır.}$$

Nemli hava miktarı, su buharı miktarı ile kuru hava miktarının toplamına eşittir.

$$\dot{m}_{nemli\text{hava}} = \dot{m}_{kuru\text{hava}} + \dot{m}_{subuharı}$$

Su buharı miktarı ve kuru hava miktarı psikometrik diyagrama göre belirlenmiştir. Yaş termometre sıcaklığı 22 °C; kuru termometre sıcaklığı 27 °C olarak alınmıştır. Bu değerlere göre psikometrik diyagramdan özgül nem (ω) = 0.0146 kg su buharı/ kg kuru hava ve bağıl nem % 65 olarak okunmuştur. Psikometrik diyagramdan okunan özgül nem değeri kullanılarak su buharının kütleli debisi hesaplanmıştır.

$$\omega = \frac{\dot{m}_{subuharı}}{\dot{m}_{kuru\text{hava}}}$$

$$\dot{m}_{subuharı} = 0.0146 * \dot{m}_{kuru\text{hava}}$$

$$\dot{m}_{nemli\text{hava}} = \dot{m}_{kuru\text{hava}} + 0.0146 * \dot{m}_{kuru\text{hava}} = 3.34 \text{ kg/s}$$

$$1.0146 * \dot{m}_{kuru\text{hava}} = 3.34$$

$$\dot{m}_{kuru\text{hava}} = 3.29 \text{ kg/s ve } \dot{m}_{subuharı} = 0.05 \text{ kg/s olarak hesaplanmıştır.}$$

Kuru havanın molar debisi; kuru havanın kütleli debisinin kuru havanın moleküler ağırlığına bölünmesiyle bulunur. Kuru havanın moleküler ağırlığı Termodinamik Tablo A1'den 28.97 kg/kmol olarak alınmıştır.

$$\dot{n}_{kuru\text{hava}} = \frac{\dot{m}_{kuru\text{hava}}}{M_{kuru\text{hava}}}$$

$$\dot{n}_{kuru\text{hava}} = \frac{3.29 \text{ kg/s}}{28.97 \text{ kg/kmol}} = 0.11 \text{ kmol/s olarak hesaplanmıştır.}$$

Su buharının molar debisini bulmak için su buharının kısmi basıncı hesaplanıp daha sonra ideal gaz kabulü yapılarak kuru hava içerisindeki su buharının mol sayısına göre bulunmuştur. Buna göre yakma havası içerisindeki su buharının molar debisi aşağıda gösterildiği gibi formülize edilmiştir.

$$\phi = \frac{P_{subuharı}}{P_{doyma}}$$

Su buharının doyma basıncı Termodinamik Tablo A4'den $P_{doyma@25\text{ }^\circ\text{C}}=3.1698\text{ kPa}$ olarak alınmıştır.

Buradan $P_{subuharı} = 2.06\text{ kPa}$ olarak hesaplanmıştır.

$$\frac{\dot{n}_{kuru\text{hava}}}{\dot{n}_{kuru\text{hava}}+\dot{n}_{subuharı}} = \frac{P_{subuharı}}{P_{atm}}$$

Yukarıdaki formüldeki işlem yapılnca $\dot{n}_{subuharı} = 0.0022\text{ kmol/s}$ olarak bulunmuştur.

Çizelge 3.6'da nemli havanın bileşenleri; molar debileri; molar oranları ve standart molar kimyasal ekserjileri gösterilmiştir.

Çizelge 3.6 Nemli Hava Bileşenlerinin Molar Debileri, Molar Oranları Ve Standart Molar Kimyasal Ekserjileri (Yüncü,2010)

Nemli Havanın Bileşenleri	Molar Debisi (\dot{n}_i) (kmol/sn)	Molar Oranları ($\frac{\dot{n}_i}{n_{toplam}}$) (Y_i)	Standart molar kimyasal ekserjisi (\bar{e}_x^{kim}) (kJ/kmol)
O_2	0.11	0.211	3970
H_2O	0.0022	0.004	9500
N_2	0.41	0.785	720
Toplam	0.5222	1	—

$$[\dot{n}_{subuharı}H_2O+\dot{n}_{kuru\text{hava}}(O_2 + 3.76N_2)]$$

$$[0.0022H_2O+0.11(O_2 + 3.76N_2)]$$

$\dot{n}_{N_2}=0.41\text{ kmol/s}$ olarak hesaplanmıştır.

3.2.5.1 Kazana giren yakma havasının kimyasal ekserjisinin hesaplanması

Yakma havasının kimyasal ekserjisi yukarıda Çizelge 3.6'da yer alan değerler kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\bar{e}_x^{kim}=RT_0 \sum Y_i * \ln\left(\frac{Y_i}{Y}\right) = \sum Y_i * \bar{e}^{kim,i} + \bar{R}T_0 \sum Y_i \ln Y_i$$

$$(\bar{e}_x^{kim})_{yakmahavası}=(0.211*3970)+(0.004*9500)+(0.785*720)+(8.314)*(298.15)*$$

$$[(0.211*\ln 0.211)+(0.004*\ln 0.004)+(0.785*\ln 0.785)]$$

$(\bar{e}_x^{kim})_{yakmahavası} = 101.3$ kJ/kmol olarak hesaplanmıştır.

3.2.5.2 Kazana giren yakma havasının fiziksel ekserjisinin hesaplanması

Yakma havasının fiziksel ekserjisi aşağıda yer alan molar ekserji eşitliğine göre hesaplanmıştır.

$$(\bar{e}_x^{fiz})_{yakmahavası} = \bar{c}_{p,hava} * [T - T_0 - T_0 * \ln(\frac{T}{T_0})] + \bar{R}T_0 \ln(\frac{P}{P_0})$$

Yukarıda belirtilen molar ekserji eşitliğindeki $\bar{c}_{p,hava}$ aşağıdaki denklem ile formülize edilmiştir.

$$\bar{c}_{p,hava}(T) = 1.04841 - \frac{3.83719}{10^4} * T + \frac{9.45378}{10^7} * T^2 - \frac{5.49031}{10^{10}} * T^3 + \frac{7.92981}{10^{14}} * T^4$$

$$\bar{c}_{p,hava}(263.15) = 1.04841 - \frac{3.83719}{10^4} * (263.15) + \frac{9.45378}{10^7} * (263.15)^2 - \frac{5.49031}{10^{10}} * (263.15)^3 + \frac{7.92981}{10^{14}} * (263.15)^4$$

$$\bar{c}_{p,hava}(263.15) = 1.003 \text{ kJ/kmol K olarak hesaplanmıştır.}$$

$$(\bar{e}_x^{fiz})_{yakmahavası} = 1.003 * [(263.15 - 298.15) - (298.15) * \ln(\frac{263.15}{298.15})] + (8.314 * 298.15 * \ln(\frac{103.325}{101.325}))$$

Yukarıdaki eşitlikten $(\bar{e}_x^{fiz})_{yakmahavası} = 50.69$ kJ/kmol olarak hesaplanmıştır.

3.2.5.3 Kazana giren yakma havasının toplam ekserjisinin hesaplanması

Kazana giren yakma havasının toplam ekserjisi; yakma havasının fiziksel ekserjisi ile yakma havasının kimyasal ekserjisinin toplanıp yakma havasının toplam molar debisi ile çarpılması sonucunda bulunur.

Kazana giren yakma havasının toplam ekserjisi;

$$(\dot{E}_x^{top})_{yakmahavası} = \dot{n}_{yakmahavası} [(\bar{e}_x^{kim})_{yakmahavası} + (\bar{e}_x^{fiz})_{yakmahavası}]$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{yakmahavası} = 0.5222 * [(101.3) + (50.69)]$$

$$(\dot{E}_x^{top})_{yakmahavası} = 79.37 \text{ kW olarak hesaplanmıştır.}$$

3.2.6 Kazanda meydana gelen ekserji kaybının (tersinmezlik) belirlenmesi

Kazanda meydana gelen tersinmezliklerin toplamı, kazana girenlerin ekserjisi ile kazandan çıkan ürünlerin ekserji farkından bulunur. Ekserji kaybı aşağıdaki eşitlik ile gösterilmiştir.

$$\sum \dot{i} = \sum (\dot{E}_x^{kayıp}) = \sum (\dot{E}_{x,g}) - \sum (\dot{E}_{x,\phi})$$

$$\sum (\dot{E}_x^{kayıp}) = [(\dot{E}_x^{top})_{beslemesuyu} + (\dot{E}_x^{top})_{yakmahavası} + (\dot{E}_x^{top})_{yakıt}] - [(\dot{E}_x^{top})_{bacagazı} + (\dot{E}_x^{top})_{buhar}]$$

$$\sum (\dot{E}_x^{kayıp}) = (589.64 + 79.37 + 7224.15) - (328.69 + 2413.35)$$

$$\sum \dot{i} = \sum (\dot{E}_x^{kayıp}) = 5151.12 \text{ kW olarak hesaplanmıştır.}$$

3.2.7 Buhar kazanının ekserji verimi

Buhar kazanının ekserji verimi aşağıdaki formülden hesaplanmıştır.

$$\Psi = 1 - \frac{\sum \dot{i}}{(\dot{E}_x^{top})_{yakıt}}$$

$$\Psi = 1 - \frac{5151.12}{7224.15}$$

$\Psi = 0.286 = \%28.6$ olarak bulunmuştur.

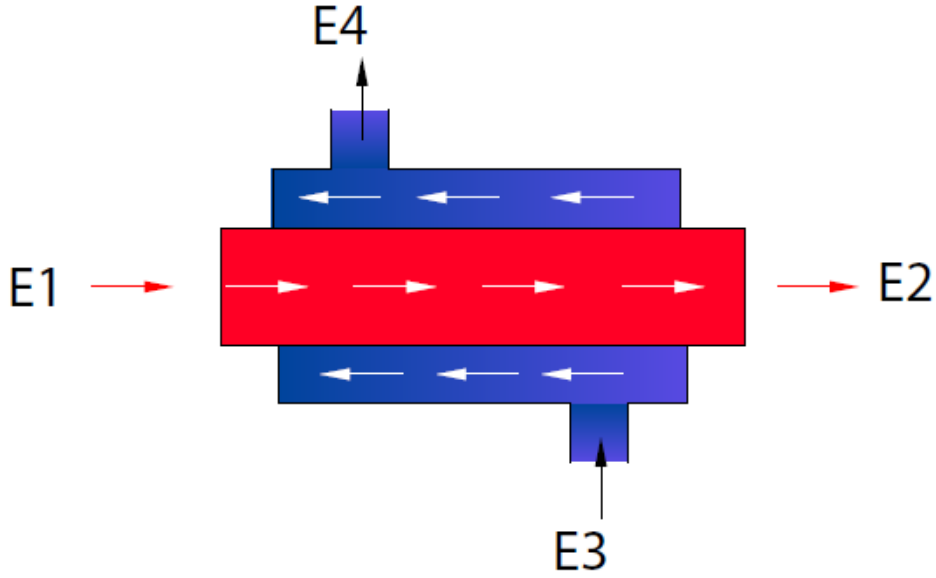
3.3 Eşanjörün Enerji Analizi

Eşanjörler farklı bölgelerde farklı adetlerde bulunduğundan bu bölümde ortalama değerlerle hesap yapılmıştır. Eşanjöre giren su ve buharın ortalama sıcaklık değeri ve eşanjörden çıkan su ve buharın ortalama sıcaklığı aşağıdaki Çizelge 3.7'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.7 Eşanjöre Giren, Çıkan Su Ve Buharın Ortalama Sıcaklık Değerleri.

SU		BUHAR	
Giriş (°C)	Çıkış (°C)	Giriş (°C)	Çıkış (°C)
59.14	70	110.29	66.12

Aşağıda Şekil 3.3’de eşanjörün enerji analizi için kontrol hacmi gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.3 Eşanjörün Enerji Analizi Gösterimi

Eşanjör için kütle ve enerji denklileri aşağıda belirtilmiştir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç$$

Bir başka deyiş ile;

Giren Enerji = Çıkan Enerji + Üretilen Enerji + Kayıp Enerji

$$\dot{E}_g = \dot{E}_ç + \dot{E}_{\text{üretilen}} + \dot{E}_{\text{kayıp}}$$

$$(\dot{E}_1 + \dot{E}_3) = (\dot{E}_2 + \dot{E}_4) + \dot{E}_{\text{kayıp}}$$

$$\Delta \dot{E}_{\text{sıcak}} = (\dot{E}_1 - \dot{E}_2)$$

$$\Delta \dot{E}_{\text{soğuk}} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_3)$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \Delta \dot{E}_{\text{sıcak}} - \Delta \dot{E}_{\text{soğuk}}$$

Eşanjörde buhar devresinden elde edilen enerji; eşanjöre giren buharın kütleli debisi, buharın özgül ısı ve eşanjöre giren ve çıkan buharın sıcaklık farkının çarpılması ile bulunur.

$$\dot{\Delta E}_{buhar} = \dot{m}_{buhar} * c_{buhar} * \Delta T_{sıcak}$$

$$\dot{\Delta E}_{buhar} = 2.78 \frac{kg}{s} * 1.8723 \frac{kJ}{kgK} * (110,29 - 66,12)$$

$$\dot{\Delta E}_{buhar} = 229.90 \text{ kW} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Eşanjörde su devresinden elde edilen enerji; eşanjöre giren suyun kütleli debisi, suyun özgül ısı ve eşanjöre giren ve çıkan suyun sıcaklık farkının çarpılması ile bulunur.

$$\dot{\Delta E}_{su} = \dot{m}_{su} * c_{su} * \Delta T_{soğuk}$$

$$\dot{\Delta E}_{su} = 2.78 \frac{kg}{s} * 1.4108 \frac{kJ}{kgK} * (70 - 59.14)$$

$$\dot{\Delta E}_{su} = 42.59 \text{ kW} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Isı değiştiricilerde kayıp enerji miktarı; sıcak su devresinden geçen buharın enerjisinden, soğuk su devresine aktarılan enerji miktarının çıkartılması ile bulunur.

$$\dot{E}_{kayıp} = \dot{\Delta E}_{sıcak} - \dot{\Delta E}_{soğuk}$$

$$\dot{E}_{kayıp} = \dot{\Delta E}_{buhar} - \dot{\Delta E}_{su} = (229.90 - 42.59) \text{ kW}$$

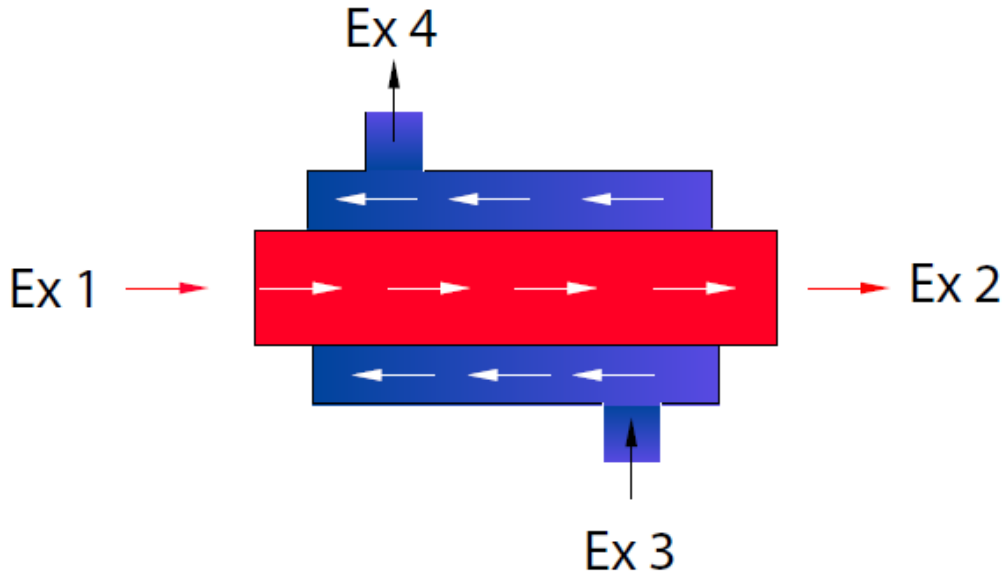
$$\dot{E}_{kayıp} = 187.31 \text{ kW} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

3.3.1 Eşanjör enerji veriminin hesaplanması (η_{enerji})

$$\eta_{enerji} = \frac{\dot{\Delta E}_{su}}{\dot{\Delta E}_{buhar}} = \frac{42.59}{229.90}$$

$$\eta_{enerji} = \%18.5 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

3.4 Eşanjör Ekserji Analizi



Şekil 3.4 Eşanjör Ekserji Analizi Gösterimi

Şekil 3.4’de eşanjörün ekserji analizi için kontrol hacmi verilmiştir.

Eşanjör için ekserji dengesi aşağıda gösterilmiştir.

Giren Ekserji = Çıkan Ekserji + Kayıp Ekserji

$$(\dot{E}_x)_1 + (\dot{E}_x)_3 = (\dot{E}_x)_2 + (\dot{E}_x)_4 + (\dot{E}_x)_{kayıp}$$

$$(\Delta \dot{E}_x)_{sıcak} = (\dot{E}_x)_1 - (\dot{E}_x)_2$$

$$(\Delta \dot{E}_x)_{soğuk} = (\dot{E}_x)_4 - (\dot{E}_x)_3$$

$$(\dot{E}_x)_{kayıp} = (\Delta \dot{E}_x)_{sıcak} - (\Delta \dot{E}_x)_{soğuk}$$

3.4.1 Eşanjör buhar devresi giriş ekserji hesabı ($\dot{E}_{x,girişbuhar}$)

Buhar devresi giriş ekserjisi aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$(\dot{E}_x)_{giren\text{buhar}} = \dot{m}_{buhar} * (c_p)_{giren\text{buhar}} * [(T_{giren\text{sıcaklık}} - T_0) - T_0 * \ln(\frac{T_{giren\text{sıcaklık}}}{T_0})]$$

$$(\dot{E}_x)_{giren\text{buhar}} = 2.78 * 1.8723 * [(383.44 - 298.15) - 298.15 * \ln(\frac{383.44}{298.15})]$$

$$(\dot{E}_x)_{giren\text{buhar}} = 53.50 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

3.4.2 Eşanjör buhar devresi çıkış ekserji hesabı ($\dot{E}_{x,çıkışbuhar}$)

Buhar devresi çıkış ekserjisi aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$(\dot{E}_x)_{çıkan\text{buhar}} = \dot{m}_{buhar} * c_{buhar} * [(T_{çıkan\text{sıcaklık}} - T_0) - T_0 * \ln(\frac{T_{çıkan\text{sıcaklık}}}{T_0})]$$

$$(\dot{E}_x)_{çıkan\text{buhar}} = 2.78 * 1.8723 * [(339.27 - 298.15) - 298.15 * \ln(\frac{339.27}{298.15})]$$

$$(\dot{E}_x)_{çıkan\text{buhar}} = 13.53 \text{ kW} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

3.4.3 Eşanjör su devresi giriş ekserji hesabı ($\dot{E}_{x,girişsu}$)

Su devresi giriş ekserji hesabı aşağıda belirtilen denklem ile bulunmuştur.

$$(\dot{E}_x)_{giren\text{su}} = \dot{m}_{su} * c_{su} * [(T_{giren\text{sıcaklık}} - T_0) - T_0 * \ln(\frac{T_{giren\text{sıcaklık}}}{T_0})]$$

$$(\dot{E}_x)_{giren\text{su}} = 2.78 * 1.4108 * [(332.29 - 298.15) - 298.15 * \ln(\frac{332.29}{298.15})]$$

$$(\dot{E}_x)_{giren\text{su}} = 7.13 \text{ kW} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

3.4.4 Eşanjör su devresi çıkış ekserji hesabı ($\dot{E}_{x,çıkışsu}$)

Su devresi çıkış ekserjisi aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$(\dot{E}_x)_{çıkan\text{su}} = \dot{m}_{su} * c_{su} * [(T_{çıkan\text{sıcaklık}} - T_0) - T_0 * \ln(\frac{T_{çıkan\text{sıcaklık}}}{T_0})]$$

$$(\dot{E}_x)_{\text{çıkansu}} = 2.78 * 1.4108 * [(343.15 - 298.15) - 298.15 * \ln(\frac{343.15}{298.15})]$$

$(\dot{E}_x)_{\text{çıkansu}} = 12.11 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır.

3.4.5 Eşanjörde kaybedilen ekserji miktarının hesaplanması ($\dot{E}_{x,\text{kayıp}}$)

Isı değiştircilerinde kayıp ekserji miktarı, sıcak su devresinden geçen buharın ekserjisinden soğuk su devresine iletilen ekserji miktarının çıkarılması ile hesaplanır.

$$(\dot{E}_{x,\text{kayıp}}) = (\Delta\dot{E}_x)_{\text{sıcak}} - (\Delta\dot{E}_x)_{\text{soğuk}}$$

$$(\Delta\dot{E}_x)_{\text{sıcak}} = (\dot{E}_{x,\text{girenbuhar}}) - (\dot{E}_{x,\text{çıkışbuhar}})$$

$$(\Delta\dot{E}_x)_{\text{sıcak}} = 53.50 - 13.53 = 39.97 \text{ kW}$$

$$(\Delta\dot{E}_x)_{\text{soğuk}} = (\dot{E}_{x,\text{çıkışsu}}) - (\dot{E}_{x,\text{girişsu}})$$

$$(\Delta\dot{E}_x)_{\text{soğuk}} = 12.11 - 7.13 = 4.98 \text{ kW}$$

$$(\dot{E}_{x,\text{kayıp}}) = 39.97 - 4.98 = 34.99 \text{ kW}$$

3.4.6 Eşanjörün ekserji veriminin hesaplanması (Ψ)

$$\Psi = \frac{(\Delta\dot{E}_x)_{\text{soğuk}}}{(\Delta\dot{E}_x)_{\text{sıcak}}}$$

$$\Psi = \frac{4.98 \text{ kW}}{39.97 \text{ kW}} = 0.125 = \%12.5 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

3.5 Borularda Meydana Gelen Enerji ve Ekserji Analizi

1 m uzunluğundaki kanalda oluşan ısı kaybı aşağıdaki formülle hesaplanmıştır. (Çomaklı,2003)

$$Q_{kayıp} = 2 * \left[\frac{(T_w - T_a)}{(R_i + R_b + R_c + R_e)} \right]$$

T_w = Boru hattındaki sıcaklığın aritmetik ortalaması (K)

T_a = Bir günlük ortalama atmosfer sıcaklığı (K)

R_i = Yalıtım malzemesi direnci

R_c = Kanal direnci

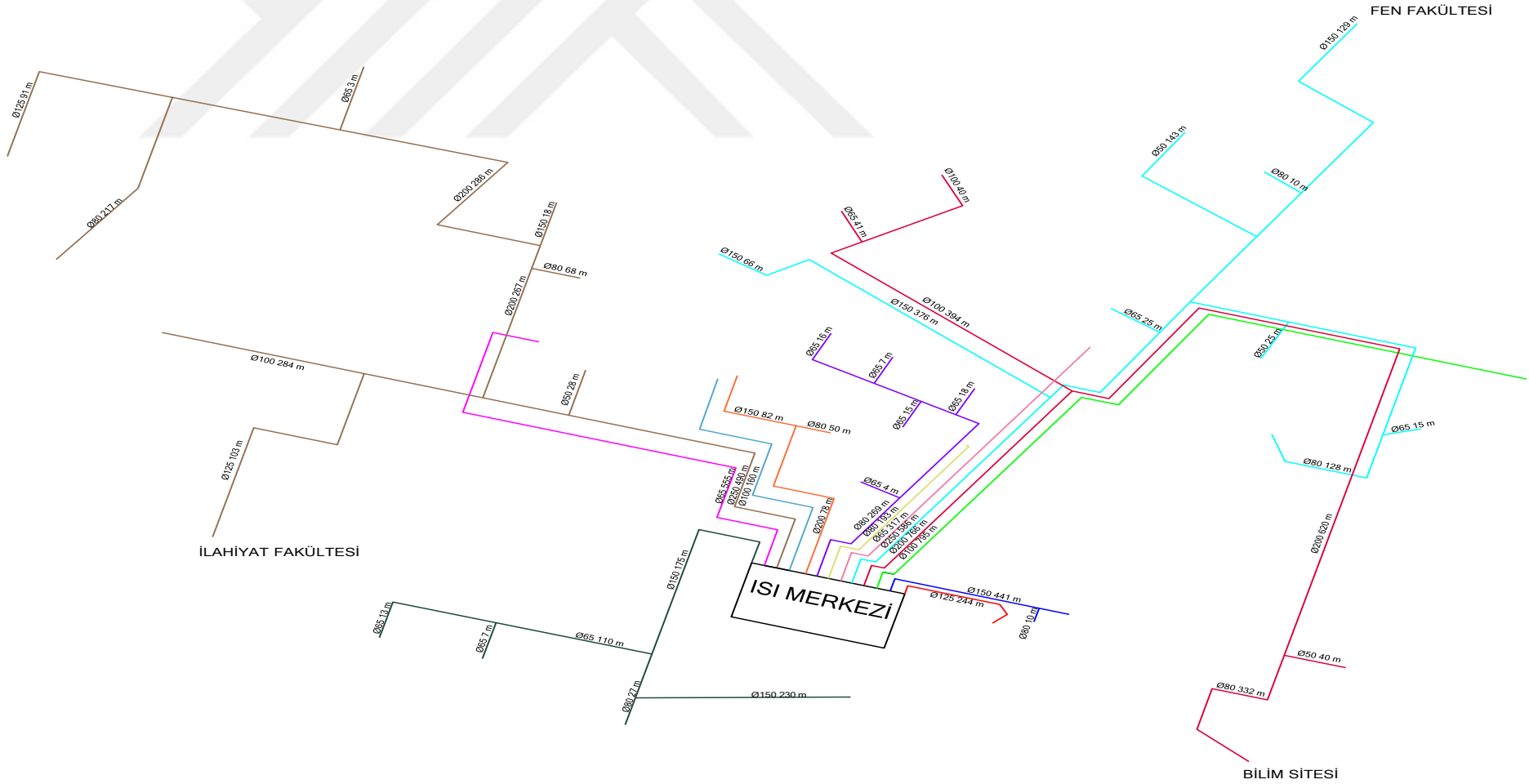
R_e = Toprak direnci

R_b = Kanal boşluğu direnci

$$T_w = \frac{(T_{s,beslemebuharsıcaklığı} + T_{r,dönüşsuyusıcaklığı})}{2}$$

$$T_w = \frac{110.29 + 66.12}{2} = 88.21^\circ\text{C} = 361.36 \text{ K}$$

Aşağıdaki Şekil 3.5’de Erciyes Üniversitesi 1. Isı Merkezinin boru ağları belirtilmiştir.



Şekil 3.5 Erciyes Üniversitesi 1. Isı Merkezi Boru Ağları (İbiş,2021)

Aşağıdaki belirtilen hesaplamalar Ø250 mm boru için yapılmıştır.

3.5.1 Yalıtım malzemesinin direncinin hesaplanması (R_i)

Yalıtım malzemesi direnci aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır. (Çomaklı,2003)

$$\sum R_i = \frac{1}{2 * \pi * k_i} * \ln\left(\frac{\sum r_i}{\sum r_p}\right)$$

k_i = Yalıtım malzemesi ısı iletkenlik değeri (W/mK)

r_i = Yalıtımlı boru yarıçapı (mm)

r_p = Boru yarıçapı (mm)

Yalıtım malzemesi teknik özellikleri EK-1’de belirtilmiştir.

Erciyes Üniversitesi 1. Isı Merkezinde ısıtma sisteminde kullanılan borular DIN2448 çelik çekme borulardır. Bu boruya ait teknik datalar EK-2’de verilmiştir.

EK-1’den $k_{i@150^{\circ}\text{C}} = 0.055 \text{ W/mK}$ olarak alınmıştır.

$$\sum R_i = \frac{1}{2 * \pi * 0.055} * \ln\left(\frac{216,5}{136,5}\right)$$

$$R_i = 1.3354 \text{ mK/W}$$

3.5.2 Kanal direncinin hesaplanması (R_c)

Kanal direnci aşağıda belirtilen denklem ile hesaplanmıştır. (Çomaklı,2003)

$$\sum R_c = \frac{1}{2 * \pi * k_c} * \ln\left(\frac{r_c + t_c}{r_c}\right)$$

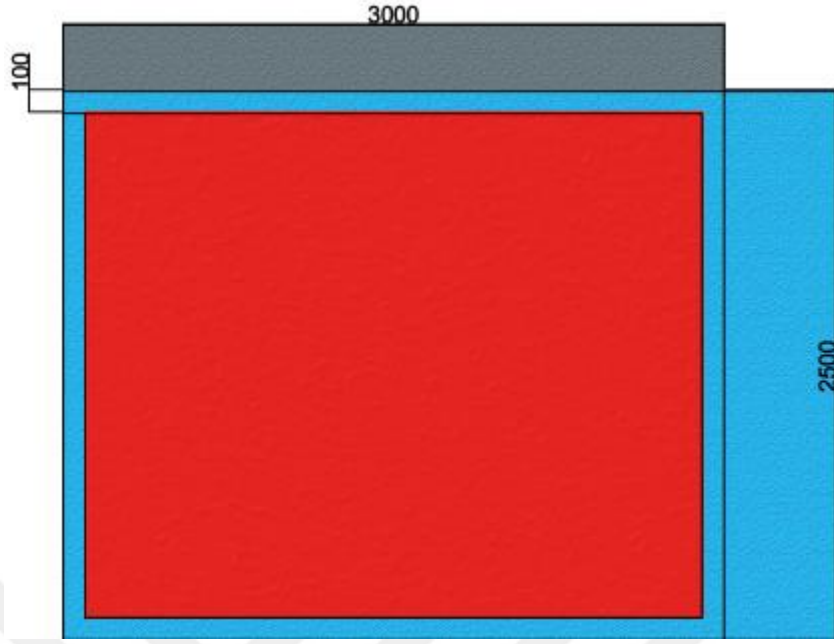
k_c = Kanal malzemesi ısı iletkenlik değeri (W/mK)

t_c = Kanal kalınlığı(mm)

r_c = Kanal yarıçapı (mm)

Kanal yarıçapı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır. Eşitlikte yer alan KÇ değeri ortalama kanal çevresini ifade etmektedir. Şekil 3.6’da ortalama galeri boyutları verilmiştir.

$$r_c = \frac{KÇ}{2 * \pi}$$



Şekil 3.6 Ortalama Galeri Boyutları

$$r_c = \frac{2 * (3000 + 2500)}{2 * \pi} = 1750.70 \text{ mm}$$

TS 825 İzoder hesap programından donatılı normal beton için $k_c = 2.5 \text{ W/mK}$ olarak alınmıştır.

$$\sum R_c = \frac{1}{2 * \pi * 2.5} * \ln\left(\frac{1750.70 + 100}{1750.50}\right)$$

$R_c = 0.035 \text{ mK/W}$ olarak bulunmuştur.

3.5.3 Kanal boşluğu direncinin hesaplanması (R_b)

Kanal boşluğu direnci aşağıda yer alan denklem ile hesaplanmıştır. (Çomaklı,2003)

$$\sum R_b = \frac{1}{2 * \pi * r_i * h_b}$$

r_i = Yalıtımlı boru yarıçapı

h_b = Kanal içi boşluğunun ısı taşınım katsayısı

$$h_b = \frac{k}{D} * \overline{Nu}_D$$

k = Isıl iletkenlik katsayısı (W / mK)

D = Boru çapı (m)

\overline{Nu}_D = Ampirik ortalama Nusselt sayısı

Yatay bir silindirde ortalama Nusselt sayısı aşağıda ampirik bağıntı ile ifade edilmiştir. (Çengel,2015)

$$\overline{Nu}_D = \left[0.6 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(0.559 / Pr \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

$$Ra_D = Gr * Pr$$

Isı transferinde taşınımı karakterize eden boyutsuz Rayleigh sayısı; Grashof sayısı ve Prandtl sayısının çarpılması ile bulunur. Borularda geçerli Grashof bağıntısı aşağıda belirtilmiştir.

$$Gr = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * D^3}{\nu^2}$$

g = Yerçekim ivmesi (m/s^2)

T_s = Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_∞ = Ortam sıcaklığı ($^{\circ}C$)

ν = Kinematik viskozite (m^2/s)

$\beta = \text{Hacimsel genleşme katsayısı} \left(\frac{1}{K}\right)$; İdeal gazlarda $\beta = \frac{1}{T_{film}}$

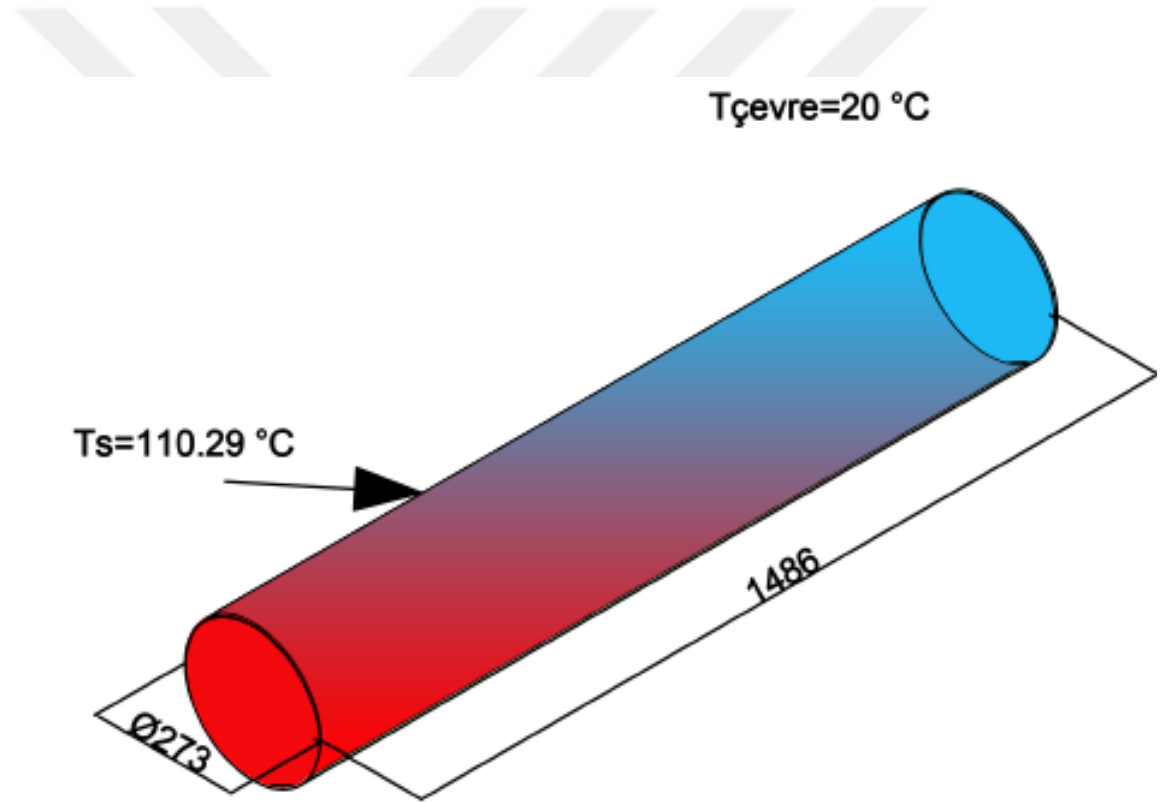
Galeri içi sıcaklığı $T_{\infty} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak alınmıştır.

$$T_{film} = \frac{(T_s + T_{\infty})}{2} \text{ (K)}$$

$$T_{film} = \frac{(110.29 + 20)}{2} = 65.15 \text{ }^{\circ}\text{C} = 338.30 \text{ K}$$

Kanal boşluğu direnci hesabı $\text{Ø}250$ boru için yapılmıştır.

Şekil 3.7'de $\text{Ø}250$ boruya ait bilgiler verilmiştir.



Şekil 3.7 $\text{Ø}250$ Boru İle İlgili Bilgiler

Yapılan Kabuller

1. Sürekli işlem şartları söz konusudur.
2. Hava ideal bir gazdır.
3. Yerel atmosfer basıncı 1 atm'dir.

Yunus Çengel Isı ve Kütle Transferi Esaslar ve Uygulamalar kitabı Tablo A-15'ten

$$T = 65.15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$P = 1 \text{ atm}$ için $k = 0,02845 \frac{W}{mK}$; $\nu = 1.947 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$ ve $Pr = 0.7189$ olarak alınmıştır.

$$Ra_D = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * D^3}{\nu^2} * Pr$$

$$Ra_D = \frac{9.81 * (1/338.30) * (383.44 - 293,15) * 0.433^3}{(1.947 * 10^{-5})^2} * 0.7189$$

$Ra_D = 4.031 * 10^8$ olarak bulunmuştur.

Yukarıda bulunan Rayleigh sayısı ve Prandtl sayısı; ortalama Nusselt ampirik bağıntısında yerine yazılarak $\overline{Nu}_D = 87.24$ olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan ortalama Nusselt sayısı ile kanal içi boşluğunun ısı taşınım katsayısı $5.73 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunmuştur.

$$\sum R_b = \frac{1}{2 * \pi * r_i * h_b} = \frac{1}{2 * 3.14 * 0.2165 * 5.73}$$

$R_b = 0.1283 \text{ mK/W}$ olarak bulunmuştur.

Kayseri ili 4 bölgede olmasından dolayı dış ortam ısısı $-15 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır.(TS 2164) Borular hiçbir şekilde toprak ile temas etmemesinden dolayı toprak direnci (R_e) ihmal edilmiştir. Bulunan direnç değerleri aşağıda yer alan 1 m borudan kaybolan ısı denkleminde yerine yazılmıştır.

$$Q_{kayıp} = 2 * \left[\frac{(361.36 - 258.15)}{(0.1283 + 0.0035 + 1.3354)} \right]$$

$Q_{kayıp} = 140.69 \text{ W/m}$ olarak hesaplanmıştır.

Ø250 mm olan 1486 m uzunluğundaki boruda meydana gelen ısı kaybı 209065.34 W olarak hesaplanmıştır. Bu boruda ısı kayıplarından dolayı ekserji kaybı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{E}_x = \sum Q_{kayıp} \left(1 - \frac{T_0}{T_w}\right)$$

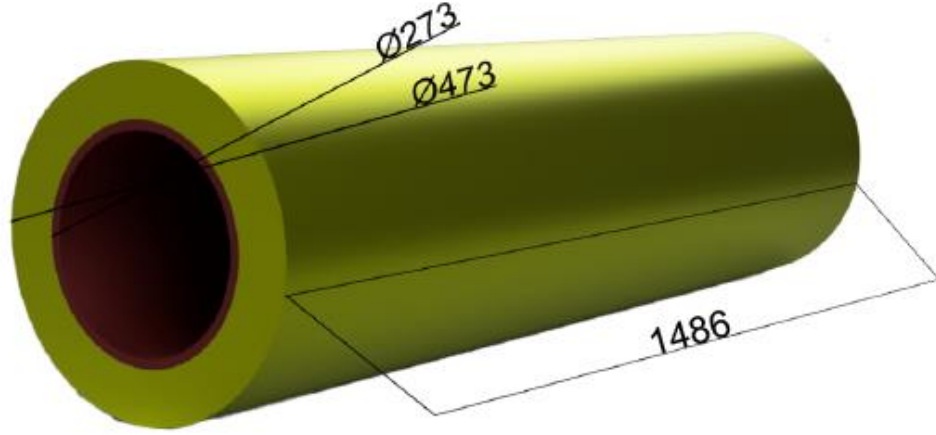
$$\dot{E}_x = 209065.34 * \left(1 - \frac{298.15}{361.36}\right)$$

$\dot{E}_x = 36570.23 \text{ W}$ olarak hesaplanmıştır.

Diğer boru çapları içinde aynı işlemler yapılmış olup sonuçlar aşağıdaki Çizelge 3.8'de belirtilmiştir.

Çizelge 3.8 Mevcuttaki (8 cm) Yalıtım Durumunda Boru Çaplarına Göre Hesaplanan Toplam Isı Kaybı ve Toplam Ekserji Kaybı

D=Boru Çapı (mm)	Toplam Boru Boyu (m)	Isı Kaybı (W/m)	Toplam Isı Kaybı $\sum Q_{kayıp}$ (W)	$\sum \dot{E}_x$ (W)
250	1486	140.69	209065.34	36570.23
200	2017	118.89	239801.13	41946.61
150	1517	98.10	148817.7	26031.56
125	438	86.22	37764.36	6605.83
100	1673	75.50	126311.5	22094.72
80	1304	64.53	84147.12	14719.22
65	1146	58.86	67453.56	11799.14
50	236	51.67	12194.12	2133.02
TOPLAM	9817	694.46	925554.83	161900.3



Şekil 3.8 Boru Yalıtımının 10 cm Olması Durumundaki Bilgiler

Boru yalıtımı 10 cm olması durumunda hesaplamada kullanılan bilgiler Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Analiz sonuçları Çizelge 3.9’da belirtilmiştir.

Çizelge 3.9 Yalıtımın 10 cm Olması Durumunda Boru Çaplarına Göre Hesaplanan Toplam Isı Kaybı ve Toplam Ekserji Kaybı

D=Boru Çapı (mm)	Toplam Boru Boyu (m)	Isı Kaybı (W/m)	Toplam Isı Kaybı $\Sigma Q_{kayıp}$ (W)	$\Sigma \dot{E}_x$ (W)
250	1486	120.52	179092.72	31327.34
200	2017	102.52	206782.84	36170.97
150	1517	85.29	129384.93	22632.33
125	438	75.42	33033.96	5778.38
100	1673	66.48	111221.04	19455.06
80	1304	57.29	74706.16	13067.78
65	1146	52.53	60199.38	10530.22
50	236	46.45	10962.2	1917.53
TOPLAM	9817	606.5	805383.23	140879.6

Yapılan hesaplama sonucunda mevcut boru yalıtımına göre yalıtımın 2 cm artırılması ile 21020.72 W ekserjide kazanç sağlanmıştır. Bu durum ise yakıtta %12.98 (697004.9 m³) yakıt tasarrufu sağlamaktadır.

3.6 Elektrik Motorlarının Enerjisi Ve Ekserjisi

Sistemde elektrik enerjisi çeşitli yerlerde kullanılan elektrik motorları tarafından harcanmaktadır. Elektrik enerjisi ekserjiye eşittir. Bundan dolayı motorları şebekeden çektikleri enerji, sisteme elektrik tarafından verilen ekserjiye eşittir. (Çomaklı,2003)

$$\text{Taze hava vantilatörleri} = 6 \cdot 18.5 \text{ kW} = 111 \text{ kW}$$

$$\text{Kazan Besleme Suyu Pompası ve Kondens Pompası} = 2 \cdot 22 \text{ kW} + 6 \cdot 5.5 \text{ kW} = 77 \text{ kW}$$

$$\text{Brülör Motorları} = 6 \cdot 7.5 \text{ kW} = 45 \text{ kW}$$

3.7 Sistemin Toplam Ekserji Veriminin Hesaplanması

$$\Psi = 1 - \frac{\sum i}{(E_x^{top})_{yakıt}}$$

$$\Psi = 1 - \frac{5581.01}{7224.15} = \% 22.7 \text{ olarak bulunmuştur.}$$

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji; ülkelerin kalkınma düzeyini belirleyen önemli bir göstergedir. Ülkeler için enerji üretimi kadar enerjinin tüketimi de önem arz etmektedir. Mevcut enerjinin ekonomik kullanımının sağlanması gerekmektedir. Bu yüzden de mevcut olarak çalışan işletmelerde enerjinin tasarrufu büyük önem arz etmektedir. Bunun sağlanabilmesi için işletmelerde enerji analizinin yanında bu tüketilen enerjinin kalitesinin optimum düzeyini belirleyen ekserji analizinin de yapılması gerekmektedir.

Bu çalışmada da Kayseri’de bulunan ve halen faaliyet gösteren Erciyes Üniversitesi 1. Isı Merkezi’nin buhar kazanı, boru ağları ve eşanjör daireleri için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Ekserji analizinde ölü hal sıcaklık değeri 25 °C ve ölü hal basınç değeri 100 kPa olarak alınmıştır.

Isı merkezinde 6 milyon kcal/h ısı gücünde, toplam 33 milyon kcal/h ısı gücünde Selnikel marka 6 adet buhar kazanı bulunmaktadır. Bu buhar kazanlarında 0.201 Nm³/sn debide ve 34541 kJ/Nm³ alt ısı değere sahip doğalgaz yakıt olarak kullanılmaktadır. Kazana girecek olan besleme suyu 102 °C’de ve 5 bar basınçta. Kazana giren besleme suyu ise 151 °C sıcaklıkta, 2.78 kg/s debide ve 4 bar basınçta kızgın buhar olarak çıkmaktadır.

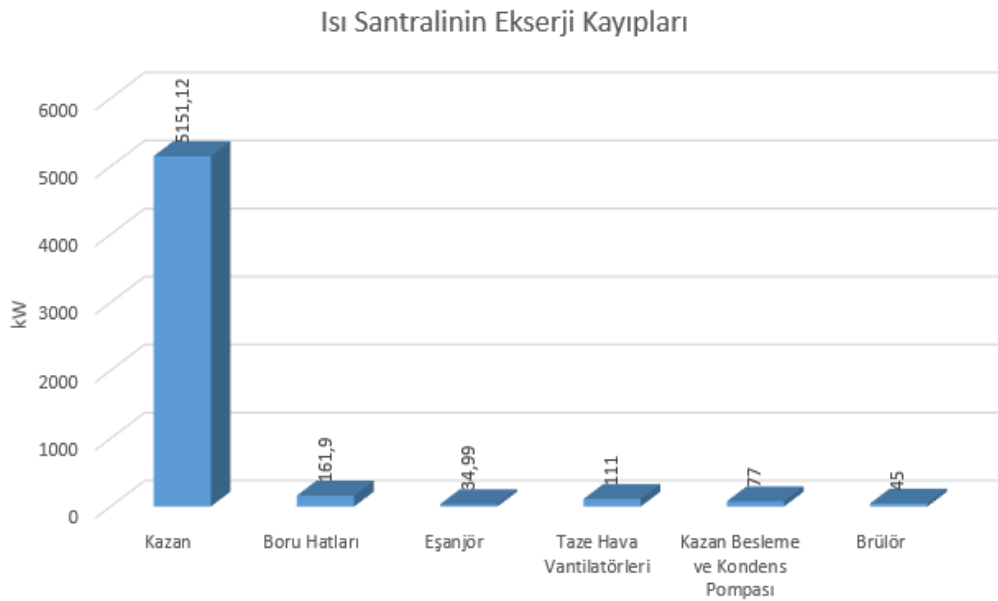
Santralden alınan bu verilere bağlı olarak yapılan hesaplamalar sonucunda çevrimin en önemli elemanı olan kazan da ısı verimi %93.1 olarak hesaplanmıştır ve yapılan ekserji analizi sonucunda ekserji verimi %28.6 olarak hesaplanmıştır. Merkezden elde edilen kazan ısı verimleri ile hesaplama sonucundaki kazan ısı verimleri birbirleri ile uyumludur. Aynı zamanda literatürde yapılan çalışmalarda bulunan kazan ısı verim değerleri ve kazan ekserji verim değerleri yapılan bu çalışma ile de uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Buhar kazanından çıkan kızgın buhar 6000 m uzunluğundaki ortalama 3*2.5 m uzunluğundaki galeri hattında yaklaşık toplam 9817 m uzunluğundaki farklı çaplardaki boru hatları ile binalarda bulunan eşanjör dairelerine gönderilmektedir. Bu sayede mahalın ısıtılması sağlanmış olur. Borularda meydana gelen ısı transferini azaltmak için kullanılan mevcut yalıtım malzemesi cam yünüdür. Yıllara bağlı tahribat ve tamirattan ötürü yalıtım malzemesinin çapları boruların farklı bölümlerinde 6-10 cm arasında değişmektedir. Bu çalışmada ortalama 8 cm olarak alınmıştır. Bu taşınan borularda meydana gelen toplam ısı kaybı 925554.83 W iken toplam ekserji kaybı 161900.3W

olarak hesaplanmıştır. Borularda gerçekleştirilen hesaplamalar sonucunda ekserji hat kayıpları %3.14 olarak hesaplanmıştır. Literatüre bakıldığı zaman Çomaklı (2003) gerçekleştirdiği doktora tezinde boru kanallarındaki ısı kayıplarının fazla miktarda yakıt tüketimine sebep olduğunu ve bu durumun önüne geçebilmek için mevcut yalıtım kalınlığının 12 cm artırılması gerektiği sonucuna varmıştır.

Isıtılacak mahallerin altında yaklaşık 96 eşanjör bulunmaktadır. Bunların 37 tanesi yedektir. Kullanılan eşanjör serpantinli ve plakalı olmak üzere iki çeşittir. Bu çalışmada eşanjörler buhar ve su devresi olmak üzere iki bölüme ayrılmıştır. Burada buhar devresinden su devresine ısı geçişi meydana gelerek soğuk olan akışkanın sıcaklığı artar. Su devresine su ortalama 59.14 °C girmekte ve 70 ° C olarak bina içindeki mahallerin ısıtılması amacıyla radyatörlere gönderilmektedir. Buhar devresine buhar ortalama olarak 110.29 °C girmekte ve 66.12 ° C'de kondens tankına dönmektedir. Isı değiştiricilerinde kütle ve enerji denklileri kurularak sistemin enerji verimi %18.5 olarak bulunmuştur. Eşanjör için yapılan ekserji hesaplamaları sonucunda ikinci yasa verimi %12.5 olarak hesaplanmıştır. Çalışmada gerçekleştirilen hesaplamalar ve analizler sonucunda sistemin ikinci yasa verimi %22.7 olarak hesaplanmıştır.

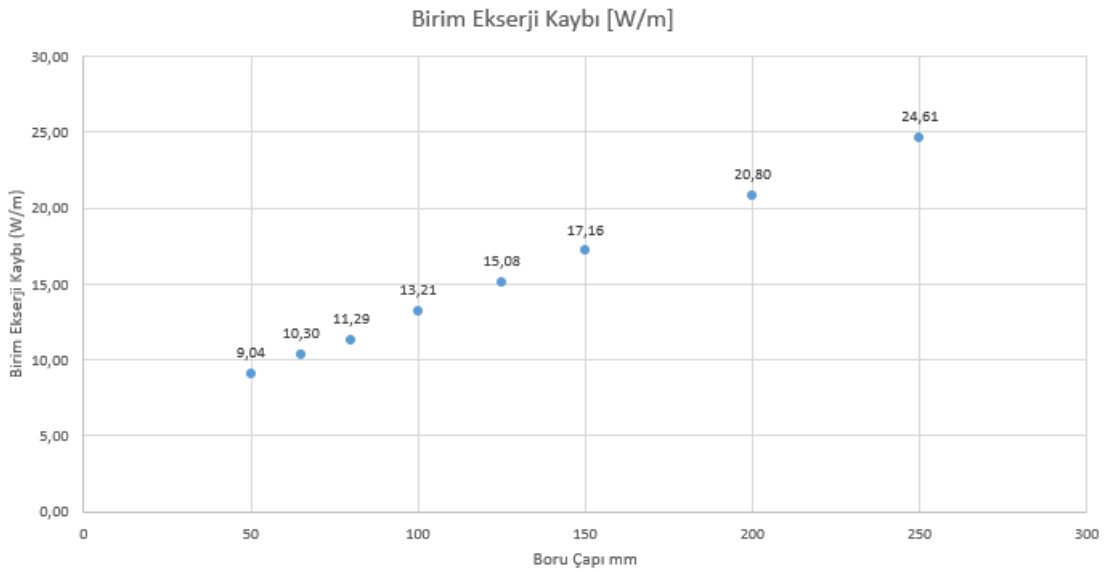
Isı santralinde yapılan hesaplamaların sonucunda ekserji kayıpları aşağıda Şekil 4.1'deki grafikte belirtilmiştir.



Şekil 4.1 Erciyes Üniversitesi Isı Santralinin Ekserji Kayıpları

Grafikten de anlaşılacağı üzere en çok ekserji kaybı buhar kazanında meydana gelmiştir. Kazanın devamında boru ağları, taze hava vantilatörleri, pompa grubu, brülör ve eşanjörler gelmektedir. Lakin eşanjörlerdeki ekserji kaybı kazana göre oldukça düşüktür. Bu durum literatürde yapılan çalışmalar ile uyumludur.

9817 m uzunluğundaki boru ağlarında yapılan analizler sonucunda 1 m boruda meydana gelen ekserji kaybı Şekil 4.2’de belirtilmiştir.



Şekil 4.2 Boru Çaplarına Göre Birim Ekserji Kaybı

Borularda meydana gelen total ekserji kayıplarının hesaplamalarının yapılması sonucunda en yüksek ekserji kaybı Ø200 olan boruda meydana gelmiştir. Bu durumun irdelenmesi sonucunda boru ağının uzunluğunun diğer boru çaplarındaki borulara nazaran daha fazla olması olarak neticelendirilmiştir. Birim Ekserji Kaybı grafiğinden de görüldüğü üzere sistemin boru çapı arttıkça gerçekleşen ekserji kaybı da artmaktadır. Bunun en temel sebebi borunun yüzey alanı arttıkça boru yüzeyinde görülen ısı transfer hızında meydana gelen artıştır. Mevcut yalıtım kalınlığı 2 cm artırılması durumunda toplam ısı kaybı 805383.23 W ve toplam ekserji kaybı 140879.6 W olarak bulunmuştur. Bu durum değerlendirildiğinde boru cidarında gerçekleştirilecek yalıtımın sadece 2 cm artırılması ile 21020.72 W ekserji kazancı ve dolayısıyla kullanılan yakıtta %12.98 (697004.9 m³) tasarruf sağlanacağı sonucuna varılmıştır.

Yapılan enerji ve ekserji analizi sonucunda kazanda meydana ekserji kaybının azaltılması ile sistem veriminde artış gözlenecektir. Kazanda meydana gelen tersinmezliklerin temel sebepleri irdelenmeli ve bu sebepler minimum seviyede tutulmalıdır. Kazan bakımları sayısının artırılarak yapılması ile kazanların ömürleri artırılmış olacak ve kazan boru cidarlarında meydana gelebilecek herhangi bir etmenin bertaraf edilmesini sağlayacaktır. Bu durum sonucunda kazan ve ekipmanları arasında ısı transfer hızında yükseliş meydana gelecek ve kazan veriminde artış olacaktır. Buhar kazanında meydana gelen yanma olayı optimum bir şekilde gerçekleşmesi gerekmektedir. Yanma olayının en uygun şartlarda gerçekleşmesi için optimum yakma havası sağlanmalı ve optimum bir hava fazlalık katsayısında yapılmalıdır. Bunun için kazana yakma havası sağlayan vantilatörlerin ve kazana yakıt gönderen brülörlerin bakımları düzenli olarak gerçekleştirilmelidir. Kazan ekipmanlarında yapılacak küçük iyileştirilmelerle kazanda üretilen buharın ekserjisinde artış meydana gelecektir. Boru ağlarında ekserji kaybını azaltmak için tahribat ve tamiratlardan ötürü meydana gelen yalıtım eksiklikleri optimum yalıtım kalınlığı bulunarak tamamlanmalıdır. Herhangi bir arıza durumunda hemen müdahale edilmelidir. Boru metrajı arttıkça ısı transfer hızı artmaktadır. Isı transfer hızını azaltmak için kazandan çıktıktan sonra yalıtım malzemesi çapı artırılarak uzaklaştıkça yalıtım çapının optimum seviyede kalması sağlanarak yalıtım malzemesinin çapı kademeli olarak azaltılması tavsiye edilir. Bu sayede ekserji kaybı azaltılmış olacaktır. Isı eşanjöründe meydana gelen ekserji kaybını azaltmak için eşanjör içerisindeki plakaların veya serpantinlerin bakım sayısı artırılmalı ve kireçtaşı oluşum riski minimum seviyede tutulmalıdır. Bakım sayısındaki artış sonucunda eşanjör buhar devresinden su devresine ısı transferi artacak ve verim artacak dolayısıyla sistem verimi de artmış olacaktır.

Gerçekleştirilen çalışma sonuçları dikkate alınarak sistem üzerinde iyileştirme yapılması ile ısı merkezinin verimi artacaktır. Optimum seviyede tutulan yakıt ve yanma gazları ile yakıt tasarrufu yapılacak ve doğaya salınacak karbon dioksit gazındaki azalış, sera etkisini azaltıp yaşadığımız bu yeryüzünü gelecek nesillere daha yeşil bir halde bırakmamıza olanak sağlayacaktır. Yeni yapılacak projelerde tasarım aşamasındayken sistemin enerji ve ekserji analizi yapılarak en uygun şekilde tasarımlar yapılması sistem verimini olumlu yönde etkileyeceği yadsınamaz bir gerçektir.

KAYNAKÇA

- Çomaklı, K.** (2003). Atatürk Üniversitesi Isıtma Merkezi Enerji ve Ekserji Analizi. *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), Erzurum.
- Aydın, T.** (2018). Munzur Üniversitesi Isıtma Merkezi Enerji ve Ekserji Analizi. *Munzur ve Atatürk Üniversitesi Ortak Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Tunceli.
- Ulusoy, E.** (2020). Merkezi Bir Isıtma Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi. *Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Van.
- Erzen, S.** (2018). Kangal Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi. *Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Sivas.
- Hammond G. P., Stapleton A. J.** (2001). Exergy analysis of the United Kingdom energy system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2001 215:141,UK. DOI: 10.1243/0957650011538424
- Filiz, Ç.** (2012). Bir Buhar Kazanının Enerji ve Ekserji Analizi Yoluyla Performansının Değerlendirilmesi. *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Karabük.
- Kocamaz, M.İ.** (2020). İnönü Üniversitesi Merkezi Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. *İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Malatya.
- Çomaklı, K., Yüksel, B., Bakırcı, K.** (2006). Bölgesel Isıtma Sistemleri Boru Hatlarında Meydana Gelen Enerji ve Ekserji Kayıpları. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 91, 33-38.
- Çakmanus, İ.** (2011). Düşük Enerjili Sistem Yüksek Performanslı Binalar ve Toplum. *Çakmanus Mühendislik Dergisi*, 6.Sayı (Mart-Nisan 2011).
- Akyol, T.** (2006). Binaların Isı Yalıtımında Enerji ve Ekserji Analizi. *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Balıkesir.
- Tontu, M., Bilgili, M., Sahin, B.** (2018). Performance analysis of an industrial steam power plant with varying loads., *Int. J. Exergy*, Vol. 27, No. 2, pp.231-250
- Anetor, L., Osakue, E.E., Odetunde, C.** (2017). Exergetic analysis of a natural gas-burning steam power plant, *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 15:2, 137-147, DOI: 10.1080/14484846.2016.1188456
- Coşkun, C.** (2007). Balıkesir İli Jeotermal Isıtma Sistemlerinin Enerjetik ve Ekserjetik Analizi. *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Balıkesir.
- Li, Y., Xia, J., Fang, H., Su, Y., Jiang, Y.** (2016). Case study on industrial surplus heat of steel plants for district heating in Northern China.; *Building Energy Research Center, Tsinghua University, China*. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.1050360-5442/>
- Sever, Z.** (2018). Bir Alışveriş Merkezinin Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi. *Bozok Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Yozgat.
- Dilek, M.** (2007). Energy and Exergy Analyses of A High School Heating System / Bir Lise Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Ankara.

Sevim, S. (2019). Manisa Celal Bayar Üniversitesi Rektörlük Binası Isıtma ve Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Manisa.

Hepbaşı, A., Özgener, L. (2003). HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliği ve Uygulamaları. *VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, 8-11 Ekim.

Karakoç, H., Karakoç, N., Erbay, B., Aras, H. (2012). Enerji Analizi. *Anadolu Üniversitesi Web-Ofset Tesisleri*, Eskişehir.

Madejski, P., Zymelka, P. (2020). Calculation methods of steam boiler operation factors under varying operating conditions with the use of computational thermodynamic modelling. Poland. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.1172210360-5442/>

Kumar, S., Kumar, D., Memon, R.A., Wassan, M.A., Ali, M.S. (2018). Energy and exergy analysis of a coal fired power plant, *Mehran University Research Journal of Engineering & Technology Vol.37, No.4, 611-624*, Jamshoro. DOI:10.22581/muet1982.1804.13

Kotas, T.J. (1995). The exergy method of thermal plant analysis. *Krieger publishing company, USA*.

Çengel, Y., Boles, M. (2013). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. Palme Yayıncılık, 978s, Ankara.

Çengel, Y., Ghajar, A.J. (2015). *Isı ve Kütle Transferi Esaslar ve Uygulamalar*. Palme Yayıncılık, 908s, Ankara.

Yüncü, H. (2010). *Ekserji Analizi (İkinci Kanun Verimi & Termoekonomi)*. ODTÜ Basım İşliği, 403s, Ankara.

Koç, E., Kaya, K. (2015). Enerji Kaynakları-Yenilenebilir Enerji Durumu, *Mühendis ve Makina*, cilt 56, sayı 668, 36-47.

TMMOB, (2018). *Kalorifer Tesisatı*, Yayın No: MMO/352/10, 480 s, Ankara.

TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları, 72 s, Ankara

TS 2164 Kalorifer Tesisatı Projelendirme Esasları, 103 s, Ankara

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı (ETBK), (2018). *Binalarda Enerji Yöneticileri Eğitimi*, Cilt 3, 258 s.

İbiş, M. (2021). Kişisel Görüşme. *Erciyes Üniversitesi Isı Merkezi*, Kayseri

Url-1< <https://www.borpametal.com/teknik-tablolar.html>> Alındığı Tarih:12.09.2021

Url-2< <https://www.izocam.com.tr/images/product/technical-image/camyunu-prefabrik-boru43.pdf>> Alındığı Tarih:07.11.2021

Aljundi, I. H. (2008). Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 324-328., Jordan.

DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029

Khanmohammadi, S., Azimian, A.R. and Khanmohammadi, S. (2013). Exergy and exergo-economic evaluation of Isfahan steam power plant, *Int. J. Exergy, Vol. 12, No.2, pp.249 -272.*, İran. DOI: 10.1504/IJEX.2013.053386

Guoqiang L., Hua W., Wenhui M. and Chunwei Y. (2011). Energy and Exergy Analysis for 300MW Thermal System of Xiaolongtan Power Plant. *2011 International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring, pp. 180-184*, China. DOI: 10.1109/CDCIEM.2011.180.

Zhao H., Chai Y. (2010). Exergy analysis of a power cycle system with 300 MW capacity. *2010 International Conference on Advances in Energy Engineering*, pp. 247-250, China. DOI: 10.1109/ICAEE.2010.5557570.

Liu Y., Li Y., Liu J., (2013). Energy and exergy analyses of solar heating system. *2013 International Conference on Materials for Renewable Energy and Environment*, pp. 1000-1003, China. DOI: 10.1109/ICMREE.2013.6893840.

Hasanuzzaman M., Rahim N. A., Saidur R., (2011). Analysis of energy, exergy and energy savings of a fire tube boiler. *2011 IEEE Conference on Clean Energy and Technology (CET)*, pp. 291-296, Malaysia. DOI: 10.1109/CET.2011.6041499.

Baldi F., Johnson H., Gabrieli C., Andersson K. (2015). Energy and exergy analysis of ship energy systems – the case study of a chemical tanker . *International Journal of Thermodynamics* , 18 (2) , 82-93. DOI: 10.5541/ijot.5000070299

Falk, P. M., Dammel, F., Stephan, P. (2017). Exergy analyses of heat supply systems for a building cluster with CARNOT . *International Journal of Thermodynamics* , 20 (4) , 191-198. DOI: 10.5541/eoguijt.299926

EK

EK-1 Yalıtım Malzemesi Teknik Özellikleri

İzocam Camyünü Prefabrik Boru

Özellikler	Sembol	Birim	Tanım						Tolerans	Standart	
Malzeme	-	-	Camyünü						-	TS EN 14303	
Et Kalınlığı	-	mm	Bknz. Tablo						$D_0 < 150 \text{ mm} - T8^*$ $D_0 \geq 150 \text{ mm} - T9^{**}$	TS EN 823	
Uzunluk	-	mm	1200						$\pm 5 \text{ mm}$	TS EN 822	
İç Çap	-	mm	Bknz. Tablo						***	TS EN 13467	
Isıl İletkenlik Beyan Değeri	T	°C	25	50	75	100	125	150	-	TS EN 13787 EN ISO 8497	
	λ_{T_0}	W/m.K	0,033	0,035	0,040	0,045	0,050	0,055			
Kaplama	-	-	Kaplamasız	Al-folyo	Al-folyo (Kraftlı)	ASJ				-	-
Yangına Tepki Sınıfı *	-	-	A1 _l	A2 _l -s1,d0	C _l -s1,d0	D _l -s1,d0				-	TS EN 13501-1
Azami Hizmet Sıcaklığı	-	°C	250						-	TS EN 14707	
Su Emme	-	kg/m ²	max. 1						-	TS EN 13472	
Paketleme	-	-	PE Torba						-	-	

* T8: -5% veya -3 mm; +%5 veya +3 mm. Mutlak olarak büyük değer alınır.

** T9: -6% veya -5 mm; +%6 veya +5 mm. Mutlak olarak büyük değer alınır.

*** $D_0 < 150 \text{ mm}$ ise -0; +4 mm - $D_0 \geq 150 \text{ mm}$ ise -0; +5 mm veya %2. Mutlak olarak büyük değer alınır.

