

**T.C.**  
**İSTANBUL AYDIN ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**  
**ENERJİ TERMODİNAMİK BİLİM DALI**

**MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK**  
**ANALİZİ VE ÇEŞİTLİ PARAMETRE DEĞİŞİMLERİNİN EKSERJİ**  
**VERİMLİLİĞİ VE YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Hazırlayan**  
**Serdar TEKİN**

**Tez Danışmanı**  
**Doç. Dr. Zafer UTLU**

**İSTANBUL-2013**



**T.C.**  
**İSTANBUL AYDIN ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**  
**ENERJİ TERMODİNAMİK BİLİM DALI**

**MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK**  
**ANALİZİ VE ÇEŞİTLİ PARAMETRE DEĞİŞİMLERİNİN EKSERJİ**  
**VERİMLİLİĞİ VE YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Hazırlayan**  
**Serdar TEKİN**

**Tez Danışmanı**  
**Doç. Dr. Zafer UTLU**

**İSTANBUL-2013**



T.C.  
İSTANBUL AYDIN ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MÜDÜRLÜĞÜ'NE

Tez Onay Belgesi

Enstitümüz Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Makina Mühendisliği (Tezli) Yüksek Lisans Programı Y1113.080009 numaralı öğrencisi **Serdar TEKİN'** nin "**MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE ÇEŞİTLİ PARAMETRE DEĞİŞİMLERİNİN EKSERJİ VERİMLİLİĞİ VE YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**" adlı tez çalışması Enstitümüz Yönetim Kurulunun 23.07.2013 tarih ve 2013/16 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından **oybirliği / oyçokluğu** ile Yüksek Lisans Tezi olarak **kabul** edilmiştir.

Öğretim Üyesi Adı Soyadı

İmzası

Tez Savunma Tarihi : 05.08.2013

1) Tez Danışmanı : Doç. Dr. Zafer UTLU

2) Jüri Üyesi : Prof. Dr. Olcay KINCAJ

3) Jüri Üyesi : Prof. Dr. Erol AKATA

Not: Öğrencinin Tez savunmasında **Başarılı** olması halinde bu form **imzalanacaktır**. Aksi halde geçersizdir.

## ÖN SÖZ

Günümüz koşullarında enerji; üretim, tüketim, konfor ve sürdürülebilir kalkınmanın anahtar bileşeni haline gelmiştir. Dünya da nüfus artışı, üretim, tüketim ve konfor olguları, ülkelerin ve toplulukların doğal kaynaklara ve enerjiye olan taleplerini sürekli arttırmaktadır. Uluslararası Enerji Ajansı (UEA) tarafından yapılan çalışmalar, mevcut enerji politikaları ve enerji arzı tercihlerinin devam etmesi durumunda dünya birincil enerji talebinin 2007-2030 yılları arasında %40 oranında artacağını göstermektedir.

Dünyadaki sınırlı kaynakların ekonomik biçimde kullanılabilmesi ve gelecek kuşaklara yaşanabilir bir dünya bırakabilmek için enerji verimliliği üzerine daha fazla çalışmaların yapılması gerekmektedir...

Yüksek lisansım boyunca, bilgi ve tecrübesini aktaran ve çalışmalarım ışık tutan kıymetli danışman hocam Doç.Dr. Zafer UTLU'ya, tez çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen değerli mesai arkadaşım Bilgisayar Yüksek Mühendisi Mehmet GÜÇLÜ'ye ve çalışmalarımı her zaman destekleyen sevgili eşim Sonay Göçer TEKİN'e sonsuz şükran ve teşekkürlerimle...

**İSTANBUL-2013**

**Serdar TEKİN**

## İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER DİZİNİ .....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	ix
SEMBOLLER.....	ix
YUNAN HARFLERİ.....	xii
İNDİSLER.....	xiii
TABLolar DİZİNİ .....	xiv
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xv
GRAFİKLER DİZİNİ .....	xvi
GİRİŞ .....	1
1. LİTERATÜR TARAMASI .....	3
2. GENEL TERMODİNAMİK KAVRAM VE PARAMETRELER .....	8
2.1. GENEL TERMODİNAMİK KAVRAMLAR .....	9
2.1.1. Sistem (Termodinamik Sistem) .....	9
2.1.2. Çevre .....	9
2.1.3. Sınır .....	9
2.1.4. Kapalı Sistem (Kontrol Kütlesi) .....	9
2.1.5. Isı .....	10
2.1.6. İş .....	11
2.1.7. Açık Sistem (Kontrol Hacmi) .....	11
2.2. ENERJİNİN BİÇİMLERİ .....	11
2.2.1. Potansiyel Enerji .....	12
2.2.2. Kinetik Enerji .....	12
2.2.3. İç Enerji .....	13
2.2.4. Sistemin Toplam Enerjisi .....	13
2.3. TERMİK DENGİ .....	13
2.4. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASASI .....	13
2.4.1. Kapalı Sistemler (Kontrol Kütlesi) İçin Termodinamiğin Birinci Yasası .....	14

2.4.2. Açık Sistemler (Kontrol Hacmi) İçin Termodinamiğin Birinci Yasası.....	14
2.4.3. Sürekli Akışlı Açık Sistemde Termodinamiğin Birinci Yasası ..	15
2.4.3.1. Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütlelerin Korunumu İlkesi .....	15
2.4.3.2. Sürekli Akışlı Açık Sistemde Enerjinin Korunumu İlkesi .....	15
2.5. TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASI .....	16
2.5.1. Isı Makinesinin Verimi .....	16
2.5.2. Soğutma Makinesi Performans Katsayısı.....	17
2.5.3. Tersinir Hal Değişimi .....	17
2.5.4. İçten Tersinir Hal Değişimleri .....	18
2.5.5. İçten Tersinir Adyabatik (İzantropik) Hal Değişimleri .....	18
2.5.6. Tersinmez Hal Değişimleri .....	18
2.5.7. Carnot Çevrimi .....	18
2.5.8. Ters Carnot Çevrimi .....	18
2.6. ENTROPİ .....	19
2.6.1. Entropinin Artışı İlkesi .....	20
2.6.1.1. Kapalı Sistemler (Kontrol Kütle) İçin Entropinin Artışı İlkesi21	
2.6.1.2. Açık Sistemler (Kontrol Hacmi) İçin Entropinin Artışı İlkesi ..	21
2.6.2. Entropi Transferi .....	21
2.6.2.1. Isı Yolu İle Entropi Transferi .....	21
2.6.2.2. İş İle Entropi Transferi .....	22
2.6.2.3. Kütle Akışı İle Entropi Transferi .....	22
2.6.2.4. Entropi Dengesi .....	22
2.6.3. Açık Sistemler (Kontrol Hacmi) İçin Entropi Dengesi .....	22
2.7. EKSERJİ (KULLANILABİLİRLİK) .....	22
2.7.1. Ölü Hal .....	23
2.7.2. Yararlı İş .....	23
2.7.3. Tersinir İş .....	24
2.7.4. Fiziksel Ekserji .....	24
2.7.5. Kimyasal Ekserji .....	24
2.7.6. Ekserji Transferi .....	25
2.7.6.1. Isı İle Ekserji Transferi .....	25

2.7.6.2. İş İle Ekserji Transferi .....	25
2.7.6.3. Kütle ile Ekserji Transferi .....	25
2.7.7. Ekserji Yıkımı .....	25
2.7.8. Ekserji Dengesi .....	26
2.7.9. İkinci Kanun Verimi .....	26
3. SİSTEMİN TANITILMASI .....	27
3.1. ENERJİ TÜKETİMİ .....	29
3.2. SICAK SULU MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİ .....	30
3.2.1. ISITMA KAZANI .....	31
3.2.2. BRÜLÖR .....	32
3.2.3. KLİMA SANTRALİ .....	33
3.2.4. FANCOİL .....	34
3.3. MODEL BİNA EKİPMAN LİSTESİ .....	35
4.SİSTEMİN TERMODİNAMİK PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ ...	37
4.1. FANCOİL ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ .....	37
4.1.1. FANCOİL ENERJİ ANALİZİ .....	37
4.1.1.1. Fancoil Kütle Dengesi .....	37
4.1.1.2. Fancoil Enerji Dengesi .....	37
4.1.1.3. Fancoil Su Devresinden Elde Edilen Enerji Kazancının Hesaplanması( $\Delta\dot{E}_{fcu.su}$ ).....	38
4.1.1.4. Fancoil Ünitesi Isıtma Kapasitesinin Hesaplanması ( $\dot{Q}_H$ ) ....	38
4.1.1.5. Fancoil Ünitesi İçerisinde Meydana Gelen Enerji Kaybının Hesaplanması ( $\dot{E}_{fcu}$ ) .....	39
4.1.1.6. Fancoil Enerji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{enerji}$ ) .....	39
4.1.2. FANCOİL EKSERJİ ANALİZİ .....	39
4.1.2.1. Fancoil Ekserji Dengesi .....	39
4.1.2.2. Fancoil Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması( $\Delta\dot{E}x_{fcu.su}$ ).....	40
4.1.2.3. Fancoilden Mahale Verilen Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{fcu}$ ) .....	40
4.1.2.4. Fancoil Ekserji Yıkımının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{yıkım}$ ) .....	40



4.1.2.5. Fancoil Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ ) .....	41
4.2. EŞANJÖR ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ .....	41
4.2.1. EŞANJÖR ENERJİ ANALİZİ .....	41
4.2.1.1. Eşanjör Kütle Dengesi .....	42
4.2.1.2. Eşanjör Enerji Dengesi .....	42
4.2.1.3. Eşanjör Sıcak Su Devresinden Elde Edilen Enerji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}_{sıcaksu}$ ) .....	42
4.2.1.4. Eşanjör Soğuk Su Devresine Aktarılan Enerji Miktarının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}_{soğuksu}$ ).....	42
4.2.1.5. Eşanjör Kayıp Enerji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}_{kayıp}$ ) .....	43
4.2.1.6. Eşanjör Enerji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{enerji}$ ) .....	43
4.2.2. EŞANJÖR EKSERJİ ANALİZİ .....	43
4.2.2.1. Eşanjör Ekserji Dengesi .....	44
4.2.2.2. Eşanjör Sıcak Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}x_{sıcaksu}$ ) .....	44
4.2.2.3. Eşanjör Soğuk Su Devresine Aktarılan Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}x_{soğuksu}$ ).....	44
4.2.2.4. Eşanjör Kayıp Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{kayıp}$ ) .....	45
4.2.2.5. Eşanjör Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ ) .....	45
4.3. KLİMA SANTRALİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ .....	45
4.3.1. KLİMA SANTRALİ ENERJİ ANALİZİ .....	46
4.3.1.1. Klima Santrali Kütle Dengesi .....	46
4.3.1.2. Klima Santrali Enerji Dengesi .....	46
4.3.1.3. Klima Santrali Su Devresinden Elde Edilen Enerji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}_{ks.su}$ ) .....	47
4.3.1.4. Klima Santralinden Mahale Olan Isı Transfer Miktarının Hesaplanması ( $\dot{Q}_{ks}$ ) .....	47
4.3.1.5. Klima Santrali İçerisinde Meydana Gelen Enerji Kaybının Hesaplanması ( $\dot{E}_{ks}$ ).....	48
4.3.1.6. Klima Santrali Enerji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{enerji}$ ) .....	48
4.3.2. KLİMA SANTRALİ EKSERJİ ANALİZİ .....	49

4.3.2.1. Klima Santrali Ekserji Dengesi .....	49
4.3.2.2. Klima Santrali Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}x_{ks.su}$ ) .....	49
4.3.2.3. Klima Santralinden Mahale Verilen Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{ks}$ ).....	50
4.3.2.4. Klima Santrali Ekserji Yıkımının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{yıkım}$ ) .....	50
4.3.2.5. Klima Santrali Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ ) .....	50
4.4. ISITMA KAZANI ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ .....	50
4.4.1. ISITMA KAZANI ENERJİ ANALİZİ .....	52
4.4.1.1. Isıtma Kazanı Kütle dengesi .....	52
4.4.1.2. Isıtma Kazanı Enerji Dengesi .....	53
4.4.2. ISITMA KAZANI EKSERJİ ANALİZİ .....	55
4.4.2.1. Yakıtın Ekserji Değerinin Hesaplanması ( $\dot{E}x_{yakıt}$ ) .....	56
4.4.2.2. Isıtma Kazanı Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}x_{su}$ ) .....	56
4.4.2.3. Isıtma Kazanı Yüzeyinden Gerçekleşen Ekserji Kaybı ( $\dot{E}x_{kaz.yüzey}$ ) .....	57
4.4.2.4. Baca Gazından Çıkan Ekserjinin Hesaplanması ( $\dot{E}x_{baca}$ ) .....	57
4.4.2.5. Isıtma Kazanında Meydana Gelen Tersinmezliğin Hesaplanması ( $I_{tersinmezlik}$ ).....	58
4.4.2.6. Isıtma Kazanı Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ ) .....	58
5. SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ .....	59
5.1. FANCOİL ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ ( $T_0= 0\text{ }^\circ\text{C}$ ve $80-70\text{ }^\circ\text{C}$ ÇALIŞMA ARALIĞINDA).....	59
5.1.1. FANCOİL ENERJİ ANALİZİ .....	59
5.1.2. FANCOİL EKSERJİ ANALİZİ .....	60
5.2. EŞANJÖR ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ ( $T_0= 0\text{ }^\circ\text{C}$ ve $90-70\text{ }^\circ\text{C}$ / $10-60\text{ }^\circ\text{C}$ ÇALIŞMA ARALIĞINDA) .....	61
5.2.1. EŞANJÖR ENERJİ ANALİZİ .....	61
5.2.2. EŞANJÖR EKSERJİ ANALİZİ .....	62
5.3. KLİMA SANTRALİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ ( $T_0= 0\text{ }^\circ\text{C}$ ve $90-70\text{ }^\circ\text{C}$ ÇALIŞMA ARALIĞINDA) .....	63

5.3.1. KLİMA SANTRALİ ENERJİ ANALİZİ .....	63
5.3.2. KLİMA SANTRALİ EKSERJİ ANALİZİ .....	65
5.4. ISITMA KAZANI ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ ( $T_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $90\text{-}70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ÇALIŞMA ARALIĞINDA) .....	67
5.4.1. ISITMA KAZANI ENERJİ ANALİZİ .....	67
5.4.2. ISITMA KAZANI EKSERJİ ANALİZİ .....	69
5.4.2.1. Yakıtın Ekserji Değeri Hesaplanması ( $\dot{E}_{x_{\text{yakıt}}}$ ) .....	70
5.4.2.2. Isıtma Kazanı Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}_{x_{\text{su}}}$ ) .....	71
5.4.2.3. Isıtma Kazanında Meydana Gelen Tersinmezliğin Hesaplanması ( $I_{\text{tersinmezlik}}$ ) .....	72
5.4.2.4. Isıtma Kazanı Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{\text{ekserji}}$ ) .....	72
5.4.3. ISITMA KAZANI ( $T_0 = -6, -3, 0, 3, 6, 9, 12, 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $90\text{-}70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ÇALIŞMA ARALIĞINDAKİ TERMODİNAMİK VERİLERİN ANALİZİ) .....	72
6. SONUÇ-ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ .....	77
6.1. DIŞ HAVA SICAKLIĞI İLE TERSİNMEZLİK MİKTARININ DEĞİŞİMİ .....	77
6.2. DIŞ HAVA SICAKLIĞI İLE EKSERJİ VERİMİNİN DEĞİŞİMİ .....	77
6.3. DIŞ HAVA SICAKLIĞI İLE TÜKETİLEN YAKIT MİKTARININ DEĞİŞİMİ .....	78
6.4. EKSERJİ VERİMİ İLE TÜKETİLEN YAKIT MİKTARININ DEĞİŞİMİ .....	79
6.5. ISITMA KAZANI $T_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $90\text{-}70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ÇALIŞMA ARALIĞINDA TÜKETİLEN YAKIT MİKTARI VE BEDELİNİN HESAPLANMASI .....	79
6.6. YANMA HAVASI MİKTARININ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ .....	80
6.7. YANMA HAVASI MİKTARI İLE EKSERJİ VERİMİNİN DEĞİŞİMİ .....	85
6.8. YANMA HAVASI MİKTARI İLE YAKIT TÜKETİMİNİN DEĞİŞİMİ .....	86
6.9. YANMA HAVASI SICAKLIĞININ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ .....	88
6.10. SICAK SU DEBİSİNİN YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ .....	93
6.11. GİDİŞ-DÖNÜŞ SUYU SICAKLIK FARKININ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ .....	95
SONUÇ .....	97
KAYNAKÇA .....	100
TÜRKÇE ÖZET SAYFASI .....	104

İNGİLİZCE ÖZET SAYFASI .....105

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SEMBOLLER

$a_{yüzey}$ : Kazan yüzeyinden gerçekleşen ortalama emisivite oranı

$A_Q$ : Isı ile ekserji transferi

$A_W$ : İş ile ekserji transferi

$A_M$ : Kütle ile ekserji transferi

$A$ : Alan,  $m^2$

$c$ : Özgül ısı,  $kJ/(kg \cdot K)$

$c_p$ : Sabit basınçta özgül ısı,  $kJ/(kg \cdot K)$

$c_v$ : Sabit hacimde özgül ısı,  $kJ/(kg \cdot K)$

COP: Etkinlik katsayısı

$COP_{SM}$ : Soğutma makinesinin etkinlik katsayısı

$COP_{IP}$ : Isı pompasının etkinlik katsayısı

$e$ : Birim kütle için sistemin toplam enerjisi (Özgül enerji),  $kJ/kg$

$E$ : Sistemin toplam enerjisi,  $kJ$

$\dot{E}_X$ : Ekserji,  $kJ$

$\dot{E}_{X_{yıkım}}$ : Ekserji yıkımı,  $kJ$

$h$ : Özgül entalpi,  $kJ/kg$

$H$ : Toplam entalpi,  $kJ$

HHV: Üst ısı değer,  $kJ/kmol$  yakıt

$H_U$ : Yakıtın alt ısı değeri,  $kJ/kg$

$\bar{h}$ : Bileşiğin mükemmel gaz varsayımıyla, belirtilen sıcaklık durumundaki entalpi değeri,  $kJ/kmol$

$\bar{h}_f^0$ : Kimyasal bileşiğin  $25^\circ C$  sıcaklık ve  $1$  atm basınçta formasyon entalpisi,  $kJ/kmol$

$\bar{h}_o$ : Bileşiğin mükemmel gaz varsayımıyla, referans durumdaki ( $25^\circ C$ ) entalpi değeri,  $kJ/kmol$

$i$ : Birim kütle başına tersinmezlik (Özgül tersinmezlik),  $kJ/kg$

$I$ : Toplam tersinmezlik,  $kJ$

ke: Birim kütle için kinetik enerji (Özgül kinetik enerji), kJ/kg

KE: Toplam kinetik enerji, kJ

m: Kütle, kg

$\dot{m}$ : Kütle debisi, kg/s

M: Mol kütlesi, kg/kmol

n: Mol miktarı, kmol

P: Basınç, kPa

$P_0$  : Çevre basıncı, kPa

$P_i$  : Kısmi basınç, kPa

pe: Sistemin birim kütlesi için potansiyel enerji (Özgül potansiyel enerji), kJ/kg

PE: Toplam potansiyel enerji, kJ

$q$  : Birim kütle için ısı geçişi, kJ/kg

$\bar{q}_{yanma}$  : Yakıtın kmol başına açığa çıkan ısı enerjisi, kJ/kmol

$Q$  : Toplam ısı geçişi, kJ

$Q_H$  : Yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposundan (cisimden, kaynaktan) ısı geçişi, kJ

$Q_L$  : Düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposuna (cisime, kuyuya) ısı geçişi, kJ

$\dot{Q}$  : Birim zamanda ısı geçişi, kW

R: Gaz sabiti, kJ/(kg·K)

s: Özgül entropi, kJ/(kg·K)

$S_{\text{üretim}}$ : Özgül entropi üretimi, kJ/(kg·K)

S: Toplam entropi, kJ/K

$S_{\text{üretim}}$ : Toplam entropi üretimi, kJ/K

T: Sıcaklık, °C veya K

$T_0$ : Çevre sıcaklığı, °C veya K

$T_H$ : Yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposunun (cismin, kaynağın) sıcaklığı, K

$T_L$ : Düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposunun (cismin, kuyunun) sıcaklığı, K

u: Özgül iç enerji, kJ/kg

U: Toplam iç enerji, kJ

v: Özgül hacim, m<sup>3</sup>/kg

V: Toplam hacim, m<sup>3</sup>

w: Sistemin birim kütlesi için yapılan iş, kJ/kg

W: Toplam iş, kJ

W<sub>tr</sub>: Tersinir iş, kJ

**YUNAN HARFLERİ**

$\Delta$ : Miktarda sonlu değişim

$\Delta E$ : Sistemdeki toplam enerji değişimi, kJ

$\Delta S$ : Bir hal değişimi sırasında entropinin değişimi, kJ/K

$\mathcal{E}_{\text{yakıt.fiz}}$ : Yakıtın fiziksel ekserji değeri, kJ/kg

$\mathcal{E}_{\text{yakıt.kim}}$ : Yakıtın kimyasal ekserji değeri, kJ/kg

$\Pi_{\text{enerji}}$ : Isıl verim, Birinci yasa verimi, Enerji verimi

$\Pi_{\text{ekserji}}$ : İkinci yasa verimi, Ekserji verimi

$\rho$ : Havanın yoğunluğu, kg/m<sup>3</sup>

$\varphi$ : Yakıtın kimyasal ekserji faktörü

$\omega$ : Özgül nem veya mutlak nem, kg H<sub>2</sub>O/kg kuru hava



**İNDİSLER**

a: Hava

fcu: Fancoil

ks: Klima santrali

fiz : Fiziksel

kim : Kimyasal

r: Reaksiyona giren mol sayısı

ü: Reaksiyondan çıkan mol sayısı

i: İç hava

o: Dış hava

H: Yüksek sıcaklıktaki enerji deposu

L: Düşük sıcaklıktaki enerji deposu

1: Başlangıç veya giriş hali

2: Son hal veya çıkış hali

**TABLolar DİZİNİ**

Tablo 1: Brülör Teknik Verileri

Tablo 2: Model bina ekipman listesi

Tablo 3: Doğalgazın Kimyasal Kompozisyonu

Tablo 4: Fancoil üniteleri ekserji ve enerji verimleri

Tablo 5: Klima santralleri ekserji ve enerji verimleri

Tablo 6 : Yanma reaksiyonuna giren ve çıkan bileşiklerin entalpi değerleri

Tablo 7:  $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  için 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi (kJ/kg)

Tablo 8: Farklı sıcaklıklardaki 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi

Tablo 9:  $T_0 = -6, -3, 0, 3, 6, 9, 12, 15 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $90-70 \text{ }^\circ\text{C}$  çalışma koşullarındaki termodinamik analizler

Tablo 10: Isıtma Kazanı  $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $90-70 \text{ }^\circ\text{C}$  çalışma aralığında tüketilen yakıt bedeli

Tablo 11: Farklı yanma havası sıcaklıklarında 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi

Tablo 12: Farklı yanma havası miktarlarındaki termodinamik değerlerin değişimi

Tablo 13: Farklı sıcaklıklardaki ve  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 'deki yakıt hava karışımında, 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi

Tablo 14:  $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $90-70 \text{ }^\circ\text{C}$  çalışma aralığında %100 taze havalı tam yanma reaksiyonunda ve  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  yakıt hava karışımı sıcaklığında ısıtma sezonu boyunca harcanan yakıt fiyatı

Tablo 15: Sıcak su debisinin azalması ile yakıt tüketiminin değişimi

## **ŞEKİLLER DİZİNİ**

Şekil 1: Sistem, çevre ve sınırlar

Şekil 2:Kapalı sistem

Şekil 3: Kontrol hacmi

Şekil 4:Sürekli akışlı açık sistem

Şekil 5: Carnot çevriminin P-V diyagramı

Şekil 6:Ters Carnot çevriminin P-V diyagramı

Şekil 7: Toplam enerji içerisindeki kullanılabilir ve kullanılamayan kısımlar.

Şekil 8 :Isı merkezi kat planı

Şekil 9: Isıtma Kazanı

Şekil 10: Klima Santrali Ünitesi

Şekil 11: Gizli Tavan Tipi Fancoil Ünitesi

Şekil 12: Fancoil Enerji Dengesi

Şekil 13: Fancoil Ekserji Dengesi

Şekil 14: Eşanjör Enerji Dengesi

Şekil 15: Eşanjör Ekserji Dengesi

Şekil 16: Klima Santrali Enerji Dengesi

Şekil 17: Klima Santrali Ekserji Dengesi

Şekil 18: Isıtma Kazanı şematik şekli

Şekil 19: Isıtma Kazanı kontrol hacmi

Şekil 20: Isıtma Kazanı ekserji dengesi

Şekil 21: Elektronik kontrollü yakma modülü çalışma şeması

Şekil 22: Reküperatör montaj şekli

Şekil 23: Oransal brülör çalışma prensibi

Şekil 24: Ekonomizer montaj şekli

**GRAFİKLER DİZİNİ**

Grafik 1: Enerji Tüketimi (kWh)

Grafik 2: Enerji Tüketimi (TL)

Grafik 3: Dış hava sıcaklığı ile tersinmezlik miktarının değişimi

Grafik 4: Dış hava sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi

Grafik 5: Dış hava sıcaklığı ile tüketilen yakıt miktarının değişimi

Grafik 6: Ekserji Verimi ile tüketilen yakıt miktarının değişimi

Grafik 7: Yanma havası miktarı ile ekserji veriminin değişimi

Grafik 8: Yanma havası miktarı ile yakıt tüketiminin değişimi

Grafik 9: Yanma havası miktarı ile yakıt bedelinin değişimi

## GİRİŞ

“Yaşanan yüksek ekonomik gelişme ve artan refah seviyesinin sonucu olarak ülkemizde enerji sektörünün her alanında hızlı bir talep artışı olduğu gözlemlenmektedir. Türkiye, OECD ülkeleri içerisinde geçtiğimiz 10 yıllık dönemde enerji talep artışının en hızlı gerçekleştiği ülke durumundadır” [1].

“Sürdürülebilir bir ekonomik ve sosyal kalkınma için enerji, ekonominin en temel girdisi olma özelliğini korumaktadır. İthalat bağımlılık oranının yüzde 72 seviyesinde olduğu ülkemizde petrol ve doğalgazın neredeyse tümü, kömürün ise beşte biri ithal edilmektedir” [1].

“Ülkemizin enerji talebini karşılamak için sınırlı olan doğal kaynaklarımızı rasyonel bir şekilde kullanmaya, yeni teknolojilerle enerji üretimini çeşitlendirmeye ve mevcut teknolojilerin verimliliğini arttırmaya, alternatif enerji kaynaklarını değerlendirmeye yönelik politika ve stratejilerin uygulanmasına büyük bir önem verilmektedir. Ayrıca, enerji arz güvenliğimizin sağlanmasında toplumda enerji verimliliği bilincinin yerleştirilmesine ve geliştirilmesine de özel bir önem verilmektedir” [1].

Diğer yandan petrol ve kömür gibi fosil yakıtlar hızla tükenmektedir. Küresel ısınma ve iklim değişikliği, fosil tabanlı enerji kaynaklarının kullanımının azaltılmasını zorunlu kılmaktadır. Ayrıca sürekli artan enerji talebini karşılayabilmek için yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını ve enerji verimliliğine yönelik çabaları arttırmak gerekmektedir. Bu bağlamda, Türkiye’de ise binalarda enerji verimliliğinin artırılması ve fosil yakıtların azaltılması amacıyla 5 Aralık 2009 tarihinde Binalarda Enerji Performans Yönetmeliği (BEP Yönetmeliği) yürürlüğe girmiştir [2].

Dünyada ve ülkemizde enerji tüketiminin yaklaşık %35’i binalarda kullanılmaktadır. Binalarda kullanılan enerjinin ise yaklaşık %80’i ısıtma, soğutma, iklimlendirme ve sıcak su temini için kullanılmaktadır.

Avrupada konutlardaki ortalama enerji tüketimi 100 kWh/m<sup>2</sup> dir. Türkiye de ise konutlarda ortalama enerji tüketimi 200 kWh/m<sup>2</sup> düzeyindedir. Pasif ev bina tasarım kriterlerinde ise ortalama enerji tüketimi 15 kWh/m<sup>2</sup> nin altında olmalıdır [3]. Değerler incelendiği zaman ülkemizdeki konutlarda enerji tüketimi, Avrupadaki konutların tükettiği enerji miktarının iki katına ulaştığı

görülmektedir. Bu kısa ve çarpıcı bilgi bile konutlardaki enerji tüketim durumumuzu ve bu konularda yapılacak çalışmalarda büyük bir enerji tasarruf potansiyeline sahip olduğumuzu göstermektedir.

Hal böyle iken; ülkemizdeki binalarda kurulan HVAC (Heating Ventilation and Air Conditioning) sistemlerinde yeterli analizler yapılmamaktadır. HVAC (Heating Ventilation and Air Conditioning) sistemlerini kurarken proje aşamasından başlayıp, inşa ve işletme sürecini de göz önüne alan ömür boyu maliyet, enerji ve ekserji analizleri yapılarak minimum enerji tüketimli sistemlerin kurulmasının önü açılmalıdır.

Enerji, ekserji, termoekonomik ve egzergoekonomik analizler yapılarak kurulan, optimum yüksek enerji verimli HVAC (Heating Ventilation and Air Conditioning) sistemlerinin, ülkemizdeki binalarda enerji kullanımını %30-40 oranında azaltabileceği öngörülmektedir.

Bu tasarruf potansiyeli, enerji ithalatında %72 dışa bağımlı olan ülkemizde, bu konuda daha çok ve fazla sayıda çalışma ve analizler yapılması gerekliliğini ortaya koymaktadır.

## 1. LİTERATÜR TARAMASI

Heperkan, Kesgin vd. tarafından 2002 yılında yapılan çalışmada; enerji analizi ve entropi analizi yöntemleri hakkında ayrıntıya inmeden temel bilgiler verilirken, kullanılabilir enerji analizi yöntemi ayrıntılı bir şekilde irdelenmiştir. Daha sonra buhar sıkıştırılmalı, absorpsiyonlu ve hava genleşmeli soğutma çevrimlerinin teorik kullanılabilir enerji analizleri yapılmıştır. Son bölümde ise tüm elemanlarında tersinmezlikler bulunan iki kademeli buhar sıkıştırılmalı bir soğutma sisteminin kullanılabilir enerji analizi sayısal olarak yapılmış ve elemanlardaki tersinmezliklerin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmadan çıkarılan sonuçlara göre, kompresör girişi ile buharlaştırıcı çıkışı arasında bulunan emiş borusunda akış sürtünmesi ile oluşacak basınç düşüşü ve çevreden olan ısı kazancının sistem performansına etkisi çok büyük olmaktadır. Dolayısıyla soğutma sistemleri dizaynında emiş borusunda basınç kaybı ve ısı kazancını en aza indirecek tedbirlerin alınmasına özel bir önemin verilmesi gerekmektedir [4].

Ekmekçi vd. tarafından 2005 yılında yapılan çalışmada; çeşitli iklimlendirme sistemlerinin termodinamiğin ikinci kanunu esas alınarak ekserji analizi yapılmıştır. Kütle, enerji, entropi, ekserji korunumu ve ekserji verimi eşitlikleri geliştirilerek önce ısıtma ve soğutma, nemlendirerek ısıtma, nem alarak soğutma, buharlaştırarak soğutma ve hava akımlarının ısı transferi olmaksızın karıştırılması şeklindeki iklimlendirme sistemlerinin ana proseslerinin analizleri yapılmıştır. Daha sonra bir yaz kliması sisteminin temel uygulaması, baypas yöntemi kullanılan uygulaması ve tekrar ısıtma yöntemi kullanılan uygulamasının analizleri yapılarak ekserji verimleri karşılaştırılmıştır. Daha kompleks iklimlendirme sistem analizlerini yapmak adına çift bölmeli yaz kliması sistemlerinde tekrar ısıtılmalı, değişken hava miktarlı ve çift borulu yöntemlerin analizleri ayrı ayrı yapılarak ekserji verim sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu sistemlerin ekserji analizleri yapılırken genel termodinamik prensipler kullanılmıştır. Ekserji analizine farklı bir yaklaşımla yaz ve kış klima sistemleri, nem alarak soğutma prosesinin ekserji verimleri hesaplanmış, dur-

gun hal seçimine göre sonuçların nasıl etkilendiği gösterilmiş ve Chengqin et. al.'ın 'Principles of exergy analysis in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes' isimli çalışmasıyla karşılaştırılmıştır. Ekserji ısı, mekanik ve kimyasal ekserji olarak üç şekilde incelenerek nemli havanın ekserjisi bulunmuş, grafiklendirilmiştir. Buna bağlı olarak buharlaştırarak soğutma yöntemleri incelenip grafikleri oluşturulmuş ve bu sonuçlar da Chengqin et. al.'ın çalışmasındaki sonuçlarla karşılaştırılmıştır [5].

Yamankaradeniz vd. tarafından 2009 yılında yapılan çalışmada; DIN 1946/4 (1999) standardına göre tasarlanmış Bursa Uludağ Üniversitesi Tıp Fakültesi Hastanesi klima ve havalandırma projesinin ameliyathane ve yoğun bakım odaları, VDI 2167 standardında verilen standartlara göre yapılsaydı sistemin enerji harcamalarının ne derece değişeceği incelenmiştir. Proje üzerindeki değerlerle, VDI 2167 standardında istenenlere göre yapılan hesaplamalar sonucu bulunan değerler kıyaslanmıştır. Ayrıca tek bir ameliyat odası için ekserji analizi yapılmış ve ortamdaki ekserji kayıpları incelenmiştir. Sistem soğutma durumunda çalışırken en yüksek ekserji kaybı aydınlatma görülürken, ısıtma durumunda çalışırken ise en yüksek ekserji kaybı nemli havada görülmüştür [6].

Kılıçarslan vd. tarafından 2011 yılında yapılan çalışmada; doğalgaz yakıtlı bireysel bir ısıtma sistemi farklı çalışma şartları altında deneysel olarak incelenmiştir. Deney tesisatı; kombi, farklı yüzey alanlarına sahip üç adet radyatör ve gaz analiz cihazından oluşmaktadır. Su sıcaklığı, su debisi, gaz debisi ve dış hava sıcaklığı gibi değiştirilebilen sistem parametreleri ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen değerler Mühendislik Denklem Çözücüsü (Engineering Equation Solver, EES-V8.901-3D) yazılımı kullanılarak geliştirilen bir programda kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Ayrıca değiştirilen sistem parametrelerinde kombininin bacasından atılan egzoz gazlarının da analizi yapılmıştır. Su sıcaklığı ve su debisi arttırıldığında ortama verilen ısı miktarı, radyatörde üretilen entropi miktarı ve tersinmezlik-



ler artmıştır. Fakat, gaz debisindeki artış miktarı fazla olmadığından, ısı miktarı, entropi üretimi ve tersinmezlik değerlerinde fazla değişim olmamıştır [7].

Özkaya, Menlik v.d tarafından 2010 yılında yapılan çalışmada; yaklaşık 3 yıl süren deneylerden elde edilen veriler kullanılarak Ankara'da ki 80.000 m<sup>2</sup>'lik ısıtma soğutma ihtiyacı olan bir alışveriş merkezinin enerji (termodinamiğin 1. kanunu) ve ekserji (termodinamiğin 2. kanunu) analizleri yapılmıştır. Isıtma sistemi için yapılan enerji analizlerinde en düşük verimin eşanjörde, en yüksek verimin ise kazanda; ekserji analizlerinde ise en düşük verimin kazanda, en yüksek verimin ise eşanjörde olduğu tespit edilmiştir. Yaz soğutma sistemi için yapılan enerji analizlerinde en yüksek verimin chillerde, en düşük verimin ise fan coil hattında; ekserji analizlerinde ise en düşük verimin chillerde en yüksek verimin klima santrali hattında olduğu tespit edilmiştir. Kış soğutma sistemi için yapılan enerji analizlerinde en yüksek verimin çalışan klima santralleri, en düşük verimin ise dry coolerda ekserji analizlerinde ise en düşük verimin fan coillerde en yüksek verimin ise soğutma eşanjöründe olduğu tespit edilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlara göre yapılan değerlendirmelerde termodinamiğin 2. kanununa dayalı olan ekserji analizinin daha gerçekçi değerler ortaya koyduğu ve buna bağlı olarak, chillerde ve kazanda yapılacak iyileştirmelerin sistemlerin performanslarını arttırarak enerji verimliliği sağlayacağı ortaya konulmuştur [8].

Yamalı vd. tarafından 2004 yılında; Ankara'da, ısıtma yükü 25,5 kW olan çift katlı evin analizi yapılmıştır. Binadaki mahallerin ısıtma yükleri ve her mahal için döşemeden ısıtma paneli modellenmiş, bunun sonucunda da soğurmalı ısı pompasının kapasitesi belirlenmiştir. Evaporatör güneş enerjisi ile beslenirken jeneratöre yüksek sıcaklık girişi doğal gaz ile çalışan yardımcı birimler ile karşılanmaktadır. Kollektörün aldığı enerji depolama tankından geçirilerek ısı pompasına aktarılmaktadır. Analizler depolama tankının referans sıcaklığına göre yapılmıştır. Depolama tankından beslenen suyun sıcaklığı önceden belirlenmiş sıcaklık değerini aştığında doğrudan döşemeden ısıtmaya verilmiştir. Ekserji analizleri Mathcad programından yararlanılarak

yapılmıştır. Exergy analizi, tersinmezliğin soğurma sistem veriminde etkisi olduğunu göstermiştir. Bu çalışma ısı yönden hangi bileşenlerin düzenlenmesi gerektiğini göstermiştir. Tasarım yöntemi su-lityum bromit ısı pompası çevrimine uygulanmıştır ve her bir bileşendeki entalpi, entropi, exergy, sıcaklık, debi, enerji ve ekserji verimleri gerçekleştirilip ve tablolştırılmıştır [9].

Yüksel vd. tarafından 2003 yılında yapılan çalışmada; dört 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 analizi yapılmıştır. Sistem için oluşturulan matematik model, yazılan bilgisayar programı ile çözülmüştür. Çalışmada öncelikle kazandaki yanma olayı incelenerek kazanda meydana gelen tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri tespit edilmiştir. Daha sonra ısıtma sisteminin diğer bölgelerinde meydana gelen enerji kayıpları hesaplanmış ve sistem üzerine etkileri incelenmiştir. Ayrıca kazanda elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyeti de hesaplanmıştır. Analiz sonucunda kazan enerji, ve ekserji verimleri sırası ile %91.41, %24.81 bulunurken tüm sistemin enerji verimi %83, ekserji verimi ise %0.8 olarak bulunmuştur. Kazanda elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyeti, yakıt maliyetinin yaklaşık 3.5 katı olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, gerek sistemin otomatik kontrolünde gerekse binalarda yapılacak iyileştirmeler ile yılda yaklaşık 3.000 ton yakıt tasarruf edilebileceği tespit edilmiştir [10].

Baker vd. tarafından 2007 yılında yapılan çalışmada; Konya Merkez Bilişim Meslek Lisesi'nin ısıtma sisteminin ekserji, enerji ve ekonomik analizi sunulmuştur. Binanın her odası için ısıtma gereksinimi, ısı kaybı hesaplanarak bulunmuştur. Isıtma gereksinimini karşılayacak radyatör boyları seçilmiştir. Ekserji analizi için sistem üç bölüme ayrılmıştır: Isı üretici, radyatörler ve odalar. 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 yapı-

mıştır. Sonuçlar göstermiştir ki en yüksek ısı kaybı infiltrasyondan dolayıdır fakat bu değer taze hava ihtiyacı nedeniyle düşürülmemelidir. En düşük enerji kullanımı, ekserji tüketimi ve yıllık işletme maliyeti, kojenerasyon ünitesinin ısı pompası ile kullanılması ile elde edilir, fakat yüksek sermaye maliyeti nedeniyle uzun bir geri ödeme süresine sahiptir (45.3 yıl). En kısa geri ödeme süresi (3.2 yıl) pencerelerin kalitesinin 12 mm hava boşluklu 4 mm'lik çift cama yükseltilmesi durumunda hesaplanmıştır [11].

Kurt vd. tarafından 2012 yılında yapılan çalışmada; Kardemir A.Ş.'de bulunan, yakıt olarak demir çelik üretimi sırasında açığa çıkan atık gazlardan kok gazı, konverter gazı ve yüksek fırın gazının yakıldığı gaz yakıtlı bir buhar kazanında enerji ve ekserji analizi yapılarak kazanın performansı değerlendirilmiştir. Ayrıca buhar kazanı, ekserji maliyet hesabı ve eksergoekonomik açıdan ekonomik olarak analiz edilmiştir. Kazan açık sistem olarak tek bir ünite halinde ele alınmış ve buna göre enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Kazanın enerji ve ekserji analizi sonucunda, enerji veriminin % 91, ekserji veriminin ise % 46 olduğu bulunmuştur. Enerji kaybının 6445.5 kW, ekserji yıkımının ise 21185.81 kW olduğu belirlenmiştir. Kazanın 11440.33 kW'lık iyileştirme potansiyeline sahip olduğu, kazandaki ekserji yıkımının kazanda kullanılan yakıtı oranının ise 0.54 olduğu tespit edilmiştir. Kazanda üretilen buharın ekserji maliyeti 7.33 \$/h, eksergoekonomik faktörü ise 0.992 olarak bulunmuştur [12].

“Merkezi Isıtma Sistemlerinin Termodinamik Analizi ve Çeşitli Parametrelerin Ekserji ve Yakıt Tüketimine Etkisinin İncelenmesi” isimli tezin içeriğinde; Isıtma kazanı, klima santrali, fancoil ve eşanjör gibi merkezi ısıtma bileşenlerinin enerji ve ekserji hesaplamalarıyla ilgili detaylı bilgiler sunulmuştur. Merkezi ısıtma sistemi bileşenleri incelenerek enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve her birinin enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Dış hava sıcaklığı, yanma havası miktarı, yanma havası sıcaklığı, sıcak su debisi ve giriş-dönüş suyu sıcaklık farkının ekserji verimliliği ve yakıt tüketimine olan

etkileri incelenmiş ve bu etkiler sayısal verilerle ifade edilmiş ve sistem üzerinde teorik iyileştirmeler yapılmıştır.

## 2. GENEL TERMODİNAMİK KAVRAM VE PARAMETRELER

### 2.1. GENEL TERMODİNAMİK KAVRAMLAR

Tezin ilerleyen kısımlarında yapılacak hesaplama ve analizlerin daha iyi anlaşılabilmesi için termodinamiğin genel kavramları aşağıda açıklanmıştır.

#### 2.1.1. Sistem (Termodinamik Sistem)

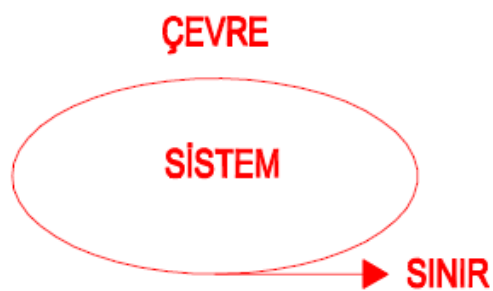
Sistem, belirli bir kütle, olay veya olayların incelenmek üzere göz önüne alınan ve çevresinden belirlenmiş bir sınır ile ayrılmış olan bir bölgeyi belirtmektedir.

#### 2.1.2. Çevre

Sistem sınırları dışında kalan bölgeye sistemin çevresi denilmektedir.

#### 2.1.3. Sınır

Sistemi çevresinden ayıran gerçek veya sanal yüzeye sınır denilmektedir. Matematik olarak sanal sınırın kalınlığı sıfır olarak kabul edilmektedir, dolayısıyla kütlesi ve hacmi yoktur.



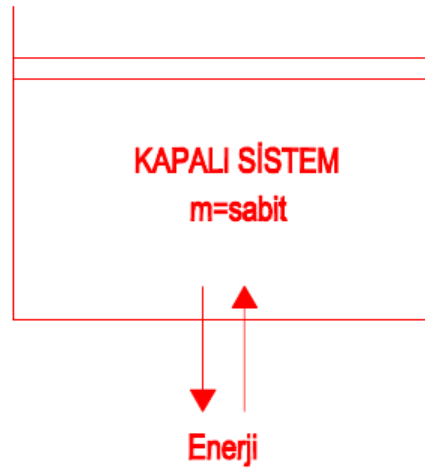
Şekil 1: Sistem, çevre ve sınırlar

#### 2.1.4. Kapalı Sistem (Kontrol Kütlesi)

Sınırlarından kütle giriş ve çıkışı olmayan sistemlerdir. Kapalı sistemler çevresi ile kütle alışverişinde bulunmaz fakat enerji alışverişinde bulunabi-

lır. Bu enerji alışverişı ısı veya iş biçiminde olabilir. Kapalı sistemin hacmi değişken olabilir [13].

Çevresi ile kütle alışverişinin yanı sıra enerji alışverişinde de bulunmayan sistemlere izole edilmiş veya ayrıık sistemler denilmektedir. Bu tür sistemlerin sınırları, hem kütle hem de enerji geçişine kapalıdır.



Şekil 2: Kapalı sistem

Kapalı bir sistemin sınırlarından kütle geçişi olamaz fakat enerji geçişi olabilir. Enerji kapalı bir sistemin sınırlarından ısı veya iş olarak geçebilir [13].

### 2.1.5. Isı

Isı, iki sistem arasındaki sıcaklık farkından dolayı gerçekleşen bir hal değişimi sırasındaki enerji geçiştir Q ile gösterilir birimi kJ veya BTU dur.

Sistemin birim kütlesi için ısı geçişi  $q = \frac{Q}{m}$  dir. (kJ/kg) (1)

Isı geçişi iletim (kondüksiyon), taşınım (konveksiyon) ve ışıınım (radyasyon) yolu ile gerçekleşir.

Isı geçişinin olmadığı bir hal değişimi “adyabatik hal değişimi” olarak adlandırılmaktadır. Adyabatik hal değişimi sırasında sistemle çevresi arasında ısı geçişi olmaz [13].

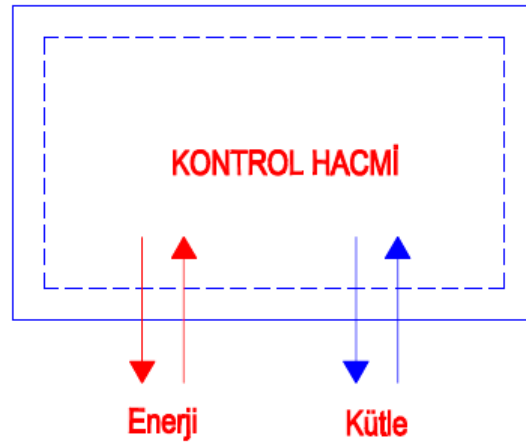
### 2.1.6. İş

Bir kuvvetin, belirli bir yol boyunca etkide bulunması sonucu aktarılan enerjidir [13].  $W$  ile gösterilir ve birimi kJ' dır.

$$\text{Sistemin birim kütlesi için yapılan iş, } w = \frac{W}{m} \text{ (kJ/kg)} \quad (2)$$

### 2.1.7. Açık Sistem (Kontrol Hacmi)

Sınırlarından kütle ve enerji geçişi olan sistemlere açık sistem veya kontrol hacmi denilmektedir. Açık sistemler çevresi ile hem kütle hem de enerji alışverişinde bulunabilir. Açık sistemin sınırına kontrol yüzeyi denilmektedir.



Şekil 3: Kontrol hacmi

Kontrol hacminin sınırlarını hem kütle hem de enerji geçebilir [13].

## 2.2. ENERJİNİN BİÇİMLERİ

Bir sistem, çevresini veya başka bir sistemi etkileyerek onun özelliklerinde herhangi bir değişiklik meydana getirebilmesi için bir enerjiye sahip olmalıdır. Bu durumda enerji iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanabilir [14].

Enerji hareket veya hareket üretme kabiliyeti olarak da tanımlanabilir [15].

Enerji ile doğadaki bütün iş ve oluşlar arasında bir sebep sonuç bağlantısı vardır. Enerji, çevre ve sistemlerin özelliklerini, durumlarını, birbirlerine göre konumlarını ve şekillerini etkileyip onlar üzerinde değişiklikler meydana getirebilme potansiyeline sahiptir. Enerjinin korunumu prensibine göre; enerji

yoktan varedilemez ve yok edilemez. Enerji farklı biçimlere dönüşebilir fakat toplam miktarı daima sabit kalır.

Enerji, sadece madde ya da enerji akış parametrelerine bağlıdır ve çevresel parametrelere bağlı değildir. Sıfırdan farklı değerleri vardır. Tüm prosesler için termodinamiğin birinci yasasıyla gösterilir ve tüm prosesler için termodinamiğin ikinci yasasıyla sınırlıdır. Hareket ya da hareket üretme kabiliyetidir. Bir prosesde her zaman korunur, ne vardan yok olur, ne de yoktan varedilir. Miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür [15].

Enerji; ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, manyetik, kimyasal, nükleer gibi değişik biçimlerde bulunmaktadır.

### 2.2.1. Potansiyel Enerji

Herhangi bir sistemin veya kütleinin, referans bir sistem veya çevreye göre yüksekliğine bağlı olarak içerdiği enerjiye potansiyel enerji denilmektedir.

$$PE = m \cdot g \cdot z \quad (3)$$

formülü ile gösterilir ve birimi kJ dur. Burada m cismin kütleini, g yerçekimi ivmesini, Z ise sistemin referans sistemden olan yüksekliğini göstermektedir.

Birim kütle için potansiyel enerji,

$$pe = g \cdot z \quad (\text{kJ/kg}) \quad (4)$$

### 2.2.2. Kinetik Enerji

Herhangi bir sistemin veya kütleinin, referans bir sistem veya çevreye göre hareketinden ve hızından dolayı sahip olduğu enerjiye kinetik enerji denilmektedir.

$$KE = \frac{m \cdot V^2}{2} \quad (5)$$

formülü ile gösterilir ve birimi kJ dur. Burada m cismin kütleini, V cismin hızını göstermektedir.

$$\text{Birim kütle için kinetik enerji } ke = \frac{V^2}{2} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (6)$$



### 2.2.3. İç Enerji

Bir sistemi meydana getiren moleküllerin kinetik ve potansiyel enerjilerinin toplamı sistemin iç enerjisini oluşturmaktadır [14].  $U$  ile gösterilir ve birimi kJ' dur.

### 2.2.4. Sistemin Toplam Enerjisi

Sistemin toplam enerjisi, kinetik, potansiyel ve iç enerjilerin toplamına eşittir.

$$E = U + KE + PE = U + \frac{m \cdot V^2}{2} + m \cdot g \cdot z \quad (\text{kJ}) \quad (7)$$

Birim kütle için sistemin toplam enerjisi, özgül enerji olarak adlandırılmaktadır.

$$e = u + ke + pe = u + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \quad (\text{kJ/kg}) \quad (8)$$

## 2.3. TERMİK DENGE

Sistemle çevresi arasında termik etkileşim olmaması hali, termik denge olarak tanımlanmaktadır. Termik denge halinde sistemle çevresi arasındaki sıcaklıklar birbirine eşittir.

Herhangi üçüncü bir sistemle termik denge halinde olan iki sistem kendi aralarında da termik denge halindedir. Bu ifadeye termodinamiğin sıfıncı yasası denilmektedir [14].

## 2.4. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASASI

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu olarak bilinmektedir. Sistemle çevresinin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevresi tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır.

Enerji yoktan varedilemez ve yok edilemez ancak bir şekilden diğer bir şekle dönüştürülebilir [14].

$$\Delta E_{\text{sistem}} + \Delta E_{\text{çevre}} = 0 \quad (9)$$

### 2.4.1. Kapalı Sistemler (Kontrol Kütlesi) İçin Termodinamiğin Birinci Yasası

Kapalı bir sistemin toplam enerjisi, çevresiyle veya başka bir sistemler olan ısı veya iş alışverişi sonucunda değişebilir. Kapalı sistemlerin sınırlarından kütle geçişi olmaz [13].

$$Q - W = \Delta E \quad (\text{kJ}) \quad (10)$$

Q: Kapalı sistem sınırlarından gerçekleşen net ısı geçişi  $(= \sum Q_g - \sum Q_\zeta)$

W: Net iş.  $(= \sum W_g - \sum W_\zeta)$

$\Delta E$ : Sistemdeki toplam enerji değişimi  $(= E_2 - E_1)$

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (\text{kJ}) \quad (11)$$

Sistemdeki iç enerji değişimi,  $\Delta U = m \cdot (u_2 - u_1)$  (12)

Sistemdeki kinetik enerji değişimi,  $\Delta KE = \frac{m \cdot (V_2^2 - V_1^2)}{2}$  (13)

Sistemdeki potansiyel enerji değişimi,  $\Delta PE = m \cdot g \cdot (z_2 - z_1)$  (14)

### 2.4.2. Açık Sistemler (Kontrol Hacmi) İçin Termodinamiğin Birinci Yasası

Kontrol hacmi, sınırlarından kütle ve enerji geçişi olan sistemlerdir. Kontrol hacminin sınırına kontrol yüzeyi denilmektedir.

Açık Sistem (Kontrol Hacmi) İçin Kütle Korunumu İlkesi; Kontrol hacmine giren toplam kütle ile çıkan toplam kütle farkı, kontrol hacmi içindeki toplam kütle değişimini vermektedir [13].

$$\sum m_g - \sum m_\zeta = \Delta m_{KH} \quad (15)$$

Açık Sistem (Kontrol Hacmi) İçin Enerjinin Korunumu İlkesi;

Kontrol hacminin enerjisi, ısı ve iş ek olarak kütle giriş çıkışı ile de değişebilir.

$$Q - W - \sum E_g - \sum E_\zeta = \Delta E \quad (\text{kJ}) \quad (16)$$

Q Kapalı sistem sınırlarından gerçekleşen net ısı geçişi, W net iş,  $\sum E_g$  kontrol hacmine giren kütlelerin toplam enerjisi,  $\sum E_ç$  kontrol hacminden çıkan kütlelerin toplam enerjisini göstermektedir.

### 2.4.3. Sürekli Akışlı Açık Sistemde Termodinamiğin Birinci Yasası

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacminden sürekli kütle akışı vardır. Türbin, pompa, kazan, yoğuşturucu ve ısı değiştirici gibi sistemler bu grupta incelenebilir.

#### 2.4.3.1. Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütlelerin Korunumu İlkesi

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez. Birim zamanda kontrol hacmine giren toplam kütle, birim zamanda kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşittir [13].

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (\text{kg/s}) \quad (17)$$

#### 2.4.3.2. Sürekli Akışlı Açık Sistemde Enerjinin Korunumu İlkesi

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin toplam enerjisi sabittir. Birim zamanda, ısı, iş veya kütle ile giren enerji, çıkan enerjiye eşittir. Kontrol hacminin enerjisinde bir değişim olmaz ( $\Delta E_{K,H}=0$ )

$$\dot{Q} - \dot{W} - \sum \dot{E}_{giris} - \sum \dot{E}_{çikis} = 0 \quad (18)$$

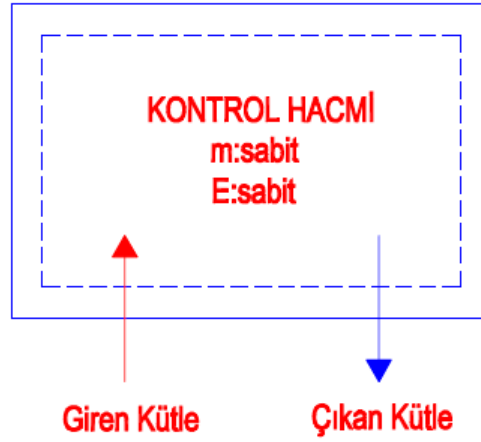
$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{E}_{çikis} - \sum \dot{E}_{giris} \quad (19)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \cdot [(h_ç - h_g) + (\frac{V_ç^2 - V_g^2}{2}) + g \cdot (Z_ç - Z_g)] \quad (20)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \cdot (\Delta h + \Delta ke + \Delta pe) \quad (21)$$

$\dot{W}$ ,  $\Delta ke$ ,  $\Delta pe$  sürekli akışlı açık sistemlerde sıfıra eşittir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (22)$$



Şekil 4: Sürekli akışlı açık sistemde kontrol hacmine giren kütle, kontrol hacminden çıkan kütleyle eşittir.

## 2.5. TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASI

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliği üzerinde durmaktadır ve enerjinin bir biçimden diğerine dönüşümü sırasındaki değişimleri matematiksel olarak ifade etmektedir. İkinci yasa ise enerjinin niceliği yanında niteliğini de ön plana çıkartır ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koymaktadır [13].

### 2.5.1. Isı Makinesinin Verimi

Isı makinesi, ısıyı işe dönüştüren makinelerdir [13].

Isıl verim şu şekilde hesaplanır,

$$\eta_{enerji} = \frac{W_{net\text{çıkkan}}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (23)$$

$W_{net\text{çıkkan}}$  ısı makinesinin yaptığı net işi,  $Q_H$  makineye verilen ısı,  $Q_L$  makinenin çevreye verdiği ısıyı göstermektedir.

Kelvin-Planck ifadesine göre; termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin sadece bir kaynaktan ısı alıp net iş üretmesi olanaksızdır. Bir ısı makinesi, sürekli çalışabilmek için hem yüksek sıcaklıktaki bir ısı

enerji deposuyla hem de düşük sıcaklıktaki bir ısı enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunmak zorundadır. Hiçbir ısı makinesinin verimi %100 olamaz [13].

Clausius ifadesine göre termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin, başka hiçbir enerji etkileşiminde bulunmadan, düşük sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme ısı vermesi olanaksızdır. Soğuk bir cisimden daha sıcak bir cisme çevreden iş almadan ısı enerji aktaran bir makine yapılamaz [13].

### 2.5.2. Soğutma Makinesi Performans Katsayısı

Soğutma makinesi ve ısı pompaları, düşük sıcaklıktaki bir ortamdaki ısıyı daha düşük sıcaklıktaki bir ortama transfer ederler. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak soğutma makinelerinin kullanımıyla olanaklıdır [13]. Soğutma makinesi verimi şu şekilde hesaplanır,

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{W_{netgiren}} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (24)$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{W_{netgiren}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (25)$$

### 2.5.3. Tersinir Hal Değişimi

Bir yönde gerçekleştikten sonra çevre üzerinde hiçbir iz bırakmadan ters yönde de gerçekleşebilen hal değişimleridir [13].

Eğer bir hal değişimi gerçekleştikten sonra hem sistem hem de çevre, gerçekleşen işlemde dolayı hiçbir iz kalmadan tekrar ilk hallerine dönebilirlerse bu hal değişimi tersinirdir. Tersinir hal değişimleri sırasında maksimum iş elde edilir. Kusursuz sistemlerdir. Gerçekte mümkün değildir [13].

#### 2.5.4. İçten Tersinir Hal Değişimleri

Sistem içerisinde tersinmezlik olmayan ve ısı geçişi sırasında sıcaklığın sabit kaldığı hal değişimleridir [13].

#### 2.5.5. İçten Tersinir Adyabatik (İzantropik) Hal Değişimleri

Sistem içerisinde tersinmezlik olmayan ve ısı geçişi olmayan hal değişimleridir [13].

#### 2.5.6. Tersinmez Hal Değişimleri

Tersinmez hal değişimleri bir yönde gerçekleştikten sonra hiçbir iz bırakmadan ilk hallerine dönmeleri mümkün değildir. Gerçek olaylardaki bütün hal değişimleri tersinmezdir. Sürtünme, genişleme, sıkıştırma ve ısı geçişi gibi faktörler hal değişimlerinin tersinmez olmasına yol açmaktadır [13].

#### 2.5.7. Carnot Çevrimi

En çok bilinen tersinir çevrimdir. İki sabit sıcaklıkta, ikisi adyabatik olan dört hal değişiminden oluşan tümenden tersinir bir çevrimdir. Carnot ısı makinesi çevrimi olarak da adlandırılır. Kapalı sistemlerde ve sürekli akışlı açık sistemlerde gerçekleştirilebilir [13].

#### 2.5.8. Ters Carnot Çevrimi

Carnot ısı makinesi çevrimi, tümenden tersinir bir çevrimdir. Onu oluşturan tüm hal değişimleri ters yönde gerçekleştirilebilir. Bu gerçekleştiği zaman elde edilen çevrime Ters Carnot çevrimi denir. Carnot soğutma çevrimi olarak ta adlandırılır.

$Q_H$  yüksek sıcaklıktaki ısı deposundan alınan ısıyı,  $Q_L$  düşük sıcaklıktaki ısı deposuna verilen ısıyı,  $T_H$  yüksek sıcaklıktaki ısı deposunun mutlak sıcaklığını,  $T_L$  düşük sıcaklıktaki ısı deposunun mutlak sıcaklığını göstermektedir.

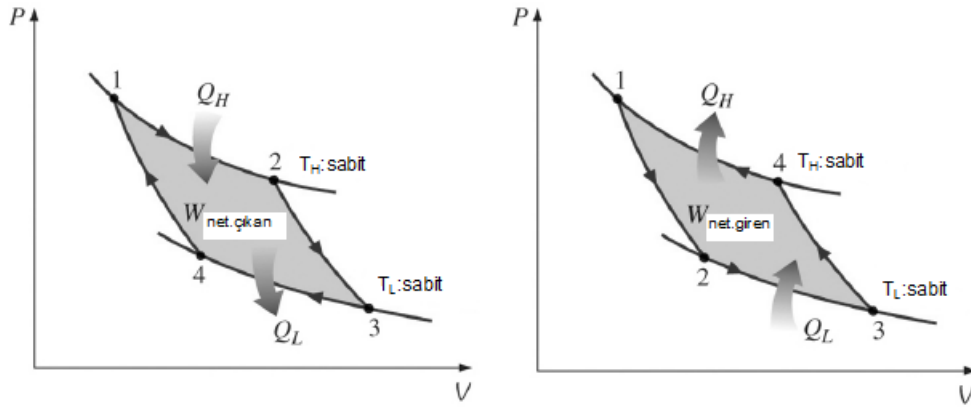
$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{tr} = \frac{T_H}{T_L} \quad (\text{Tersinir bir makinenin Q-T ilişkisi}) \quad (26)$$

$$\eta_{th.tr} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (\text{Tersinir ısı makinelerinin verimi}) \quad (27)$$

$$COP_{SM.tr} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (\text{Tersinir soğutma makinelerinin performans katsayısı})$$

(28)

$$COP_{IP.tr} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (\text{Tersinir ısı pompalarının performans katsayısı}) \quad (29)$$



Şekil 5: Carnot çevriminin P-V diyagramı Şekil 6: Ters Carnot çevriminin P-V diyagramı [13].

## 2.6. ENTROPİ

Entropi bir sistemin düzensizliğinin ölçüsüdür. Termodinamiğin birinci yasasına göre enerjinin korunumu ilkesine göre enerjinin miktarı gerçek bir hal değişiminde korunmaktadır aynı zamanda termodinamiğin ikinci yasasına göre enerjinin miktarı korunurken niteliği azalmaktadır. Nitelikteki bu azalmanın sebebi düzensizliğin yani entropinin artmış olmasıdır [13].

Entropi gerçek hal değişimleri sırasında artmaktadır. Maddenin mikroskobik düzeydeki davranışına bakılırsa, entropi moleküler düzensizlik veya moleküler rastgelelik olarak görülebilir. Bir sistemdeki düzensizlik ve asimetri, moleküllerin konumlarını belirsizleştirdiği gibi entropiyide arttırmaktadır [13].

Entropi S ile gösterilir

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{içten.tr} \quad (\text{kJ/K}) \quad (30)$$

Birim kütle için entropi veya özgül entropi s ile gösterilir ve birimi kJ/kgK dir. Entropide tüm diğer özellikler gibi belirli hallerde belirli değerler alır. Bu nedenle iki hal değişimi arasındaki entropi değişimi  $\Delta S$  izlenen yola bağlı değildir [6].

$$\text{Clasius Eşitsizliği} \quad \oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{içten.tr} \leq 0 \quad (\text{kJ/K}) \quad (31)$$

Clasius eşitsizliğine göre termodinamik bir çevrim üzerinde entropinin integrali sifıra eşit veya sıfırdan küçüktür [13].

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{içten.tr} = 0 \quad (\text{İçten tersinir hal değişimleri için}) \quad (32)$$

Bir hal değişimi sırasında entropinin değişimi,

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{içten.tr} \quad (\text{kJ/K}) \quad (33)$$

### 2.6.1. Entropinin Artışı İlkesi

Evrende gerçekleşen bütün hal değişimleri, hareket, iş ve oluşlar entropiyi arttırmaktadır. Entropinin artma sebebi sistemde ve evrende var olan düzensizlik ve tersizmezliklerdir. Bir hal değişimi sırasında üretilen entropi,entropi üretimi olarak adlandırılır ve  $S_{üretim}$  ile gösterilir.

$$S_{üretim} = \Delta S_{toplam} = \Delta S_{sistem} + \Delta S_{çevre} \geq 0 \quad (\text{kJ/K}) \quad (34)$$

$$S_{üretim} = \Delta S_{toplam} > 0 \quad (\text{Tersinmez hal değişimi durumunda}) \quad (35)$$

$$S_{üretim} = \Delta S_{toplam} = 0 \quad (\text{Tersinir hal değişimi durumunda}) \quad (36)$$

$$S_{üretim} = \Delta S_{toplam} < 0 \quad (\text{Gerçekleşmesi mümkün değil}) \quad (37)$$



### 2.6.1.1. Kapalı Sistemler (Kontrol Kütlesi) İçin Entropinin Artışı İlkesi

$$\Delta S_{sistem} = S_2 - S_1 = m \cdot (s_2 - s_1) \quad (\text{kJ/K}) \quad (38)$$

$$\Delta S_{\text{çevre}} = \sum \frac{Q_R}{T_R} \quad (\text{kJ/K}) \quad (39)$$

### 2.6.1.2. Açık Sistemler (Kontrol Hacmi) İçin Entropinin Artışı İlkesi

Sıcaklığı  $T_R$  ile gösterilen ısı deposuyla  $\dot{Q}_R$  miktarda ısı alışverişinde bulunan bir kontrol hacmini incelersek

$\dot{S}_{\text{üretim}}$ : Birim zamandaki toplam entropi üretimi (kW/K)

$T_R$ : Isıl enerji deposunun sıcaklığı (K)

$\dot{Q}_R$ : Isıl enerji deposuyla birim zamanda yapılan ısı alışverişi (kW)

Çevrenin birim zamandaki entropi değişimi

$$\frac{dS_{\text{çevre}}}{dT} = \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \quad (\text{kW/K}) \quad (40)$$

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\text{ç}} \cdot s_{\text{ç}} - \sum m_{\text{g}} \cdot s_{\text{g}} + (s_2 - s_1) + \sum \frac{Q_R}{T_R} \quad (\text{kW/K}) \quad (41)$$

## 2.6.2. Entropi Transferi

Entropinin sistemler arası transferi üç şekilde gerçekleşmektedir. Termodinamik kanunlarına göre entropi transferi ısı, iş ve kütle yolu ile gerçekleşebilmektedir.

### 2.6.2.1. Isı Yolu İle Entropi Transferi

İki sistem arasında sıcaklık yüksek olandan düşük olana doğru kendiliğinden transfer olmaktadır. Bu arada ısıyla beraber entropide transfer olmaktadır.

$$S_{\text{ısı}} = \frac{Q}{T} \quad (42)$$

### 2.6.2.2. İş İle Entropi Transferi

İş yoluyla entropi transferi sifıra eşittir.

$$S_{i\dot{s}} = 0 \quad (43)$$

### 2.6.2.3. Kütle Akışı İle Entropi Transferi

Bir sisteme kütle girişi olduğu zaman, giren kütlelerin sahip olduğu entropi miktarı kadar bu sistem içerisinde entropi transferi olmaktadır.

$$S_{k\ddot{u}lle} = m \cdot s \quad (44)$$

### 2.6.2.4. Entropi Dengesi

Termodinamik sistemlerdeki entropi değişimi aşağıdaki formülle ifade edilir,

(Sisteme Giren Entropi)-(Sistemden Çıkan Entropi)+(Toplam Entropi Üretimi)=(Sistemdeki Toplam Entropi Değişimi) [13].

$$S_{giri\dot{s}} - S_{çıkı\dot{s}} + S_{\ddot{u}retilen} = \Delta S_{sistem} \quad (45)$$

### 2.6.3. Açık Sistemler (Kontrol Hacmi) İçin Entropi Dengesi

Kontrol hacmi için entropi dengesi şu şekilde ifade edilmektedir,

(Giren Entropi)-(Çıkan Entropi)+(Üretilen Entropi)=0 [16].

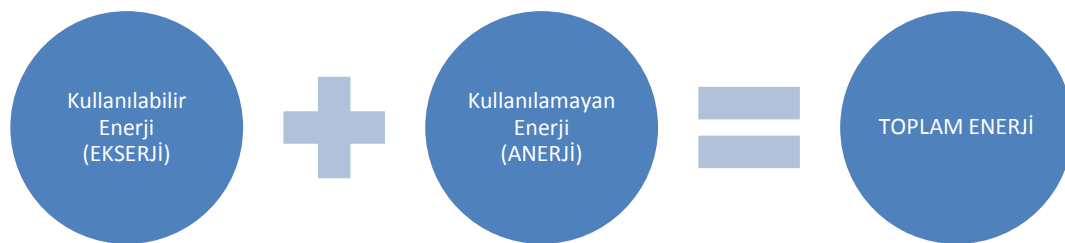
$$\dot{S}_{giren} - \dot{S}_{çıkan} + \dot{S}_{\ddot{u}retim} = 0 \quad (46)$$

$$\sum_{giren} \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_{giren} S - \sum_{çıkan} \frac{\dot{Q}}{T} - S + \dot{S}_{\ddot{u}retim} = 0 \quad (47)$$

## 2.7. EKSERJİ (KULLANILABİLİRLİK)

Kullanılabilirlik, bir sistemin sahip olduğu enerji ile yapabileceği maksimum işi göstermektedir. Enerjinin kullanılabilir durumdaki değerli kısmı ekserji olarak tanımlanır. Enerji ise enerji akışı içerisindeki dönüştürülemez bölümü ifade eder.

Termodinamik bakış açısından ekserji; bir referans çevreyle denge haline gelirken, bir sistem ya da madde veya enerji akışıyla üretilebilecek maksimum miktarda iş olarak tanımlanır. Ekserji, referans çevreye göre tamamen kararlı dengede olmamanın sonucu olarak, değişime neden olan akış ya da sistemin potansiyelinin bir ölçüsüdür. Enerjiden farklı olarak, ekserji; korunum yasasına uğramaz (ideal veya tersinir prosesler hariç olmak üzere). Ekserji daha çok, gerçek proseslerdeki tersinmezlikler nedeniyle, tüketilir ya da yok edilir. Bir proses boyunca ekserji tüketimi, prosesle ilişkili tersinmezlikler nedeniyle ortaya çıkan entropiyle orantılıdır [22].



Şekil 7: Toplam enerji içerisindeki kullanılabilir ve kullanılmayan kısımlar.

### 2.7.1. Ölü Hal

Ölü hal, sistemin çevresiyle termodinamik denge halidir. Ölü haldeyken sistem, çevre sıcaklığı ve basıncındadır. Sistem çevreyle ısı ve mekanik dengededir. Ölü haldeyken sistem çevreyle kimyasal reaksiyona girmez ve sistemin kullanılabilirliği sıfıra eşittir [13].

### 2.7.2. Yararlı İş

Yararlı iş, gerçek iş ile çevre işi arasındaki farka eşittir (13).

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0 \cdot (V_2 - V_1) \quad (\text{kJ}) \quad (48)$$

$$W_y = P_0 \cdot (V_2 - V_1) = m \cdot P_0 \cdot (v_2 - v_1) \quad (\text{kJ}) \quad (49)$$

$W_y$  yararlı iş,  $W$  gerçek iş,  $W_{\text{çevre}}$  çevre işi,  $P_0$  çevre basıncı,  $(V_2 - V_1)$  hacim değişimini göstermektedir.

### 2.7.3. Tersinir İş

Tersinir iş, bir sistemin, iki durum arasındaki hal değişimi sırasında üretebileceği maksimum yararlı iştir. Tersinir iş ile yararlı iş arasındaki fark tersinmezliği gösterir [13].

Tersinmezlik şu formülle hesaplanır,

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 \cdot S_{\text{üretim}} \quad (\text{kJ}) \quad (50)$$

Birim kütle başına tersinmezlik,

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 \cdot s_{\text{üretim}} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (51)$$

Bir hal değişimi sırasında birim zamanda oluşan tersinmezlik,

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (\text{kW}) \quad (52)$$

Sistem iki durum arasında tersinmez bir hal değişimi gerçekleştirir ise tersinmezlik sıfıra eşit olur. O zaman tersinir iş yararlı işe eşit olur.

### 2.7.4. Fiziksel Ekserji

Fiziksel ekserjiyi değiştiren iki faktör sıcaklık ve basınçtır. Sıcaklık ve basınç koşulları değiştiği zaman maddenin fiziksel ekserjisi değişmektedir [23].

$$\dot{E}x_{fiz} = c_p \cdot (T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0}) + R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P}{P_0} \quad (53)$$

$c_p$  maddenin sabit basınç altındaki özısı kapasitesi (kJ/kgK)

### 2.7.5. Kimyasal Ekserji

Kimyasal ekserji, maddenin çevre koşullarından ölü hale gelinceye kadar gerçekleşen süreçten elde edilebilecek maksimum iş olarak ifade edilebilir [24].

Farklı kompozisyonlardaki maddelerin kimyasal ekserjileri çoğunlukla çevredeki görünen bileşenlerle ilişkilidir [25].

$$\dot{E}x_{kim} = R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P_0}{P_{\infty i}} \quad (54)$$

$P_{\infty i}$  :saf bileşenlerin konsantrasyonlarının kısmi basınçlarını göstermektedir.

### 2.7.6. Ekserji Transferi

Ekserji transferi üç şekilde gerçekleştirilebilir. Termodinamik kanunlarına göre, ekserji transferi ısı, iş ve kütle yolu ile gerçekleşebilmektedir.

#### 2.7.6.1. Isı İle Ekserji Transferi

İki sistem arasında ısı geçişi halinde, ısıyla beraber ekserji geçişi de olmaktadır [8].

$$A_Q = \left[1 - \left(\frac{T_0}{T}\right)\right] \cdot Q \quad (55)$$

#### 2.7.6.2. İş İle Ekserji Transferi

İş ile gerçekleştirilen ekserji geçişi yararlı işe eşittir. Hacim değiştiren kapalı sistemlerde ekserji transferi iş ile çevre işinin farkına eşittir. Bunun dışındaki diğer işlerde işin kendisine eşittir [13].

$$A_W = W_y = W - W_{\text{çevre}} \quad (\text{Sınır işi için}), \quad (56)$$

$$W_{\text{çevre}} = P_0 \cdot (V_2 - V_1) \quad (57)$$

$$A_W = W \quad (\text{Diğer biçimlerdeki iş}) \quad (58)$$

#### 2.7.6.3. Kütle ile Ekserji Transferi

Bir sisteme kütle girişi olduğu zaman, giren kütlenin sahip olduğu ekserji miktarı kadar bu sistem içerisine ekserji transferi olmaktadır.

$$A_M = m \cdot \psi \quad (59)$$

### 2.7.7. Ekserji Yıkımı

Ekserji yıkımı sistem içerisinde üretilen entropi ile sıcaklığın çarpımına eşittir. Ekserji yıkımı sistem içerisindeki tersinmezlikler ve entropi üretiminden kaynaklanmaktadır. Bir prosesteki ekserji yıkımı daima sıfır ve sıfırdan bü-

yüktür. Ekserji yıkımının sıfırdan küçük olması mümkün değildir. Sıfıra eşit olması gerçekte mümkün değildir. Çünkü gerçek bütün proseslerde daima bir entropi üretimi söz konusudur [13].

$$\dot{E}x_{yıkam} = T_0 \cdot S_{üretilen} \geq 0 \quad (60)$$

$$\dot{E}x_{yıkam} = 0 \text{ (Tersinir Proseslerde)}$$

$$\dot{E}x_{yıkam} > 0 \text{ (Tersinmez Proseslerde)}$$

$$\dot{E}x_{yıkam} < 0 \text{ (İmkansız)}$$

### 2.7.8. Ekserji Dengesi

Bir sistemdeki ekserji değişimi sisteme giren toplam ekserji ile sistemden çıkan toplam ekserji ve sistemdeki ekserji yıkımının farkına eşittir [13].

$$\begin{aligned} & (\text{Toplam Ekserji Girişi}) - (\text{Toplam Ekserji Çıkışı}) - (\text{Toplam Ekserji Yıkımı}) \\ & = (\text{Sistemdeki Toplam Ekserji Değişimi}) \end{aligned}$$

$$\dot{E}x_{giriş} - \dot{E}x_{çıkış} - \dot{E}x_{yıkam} = \Delta \dot{E}x_{sistem} \quad (61)$$

### 2.7.9. İkinci Kanun Verimi

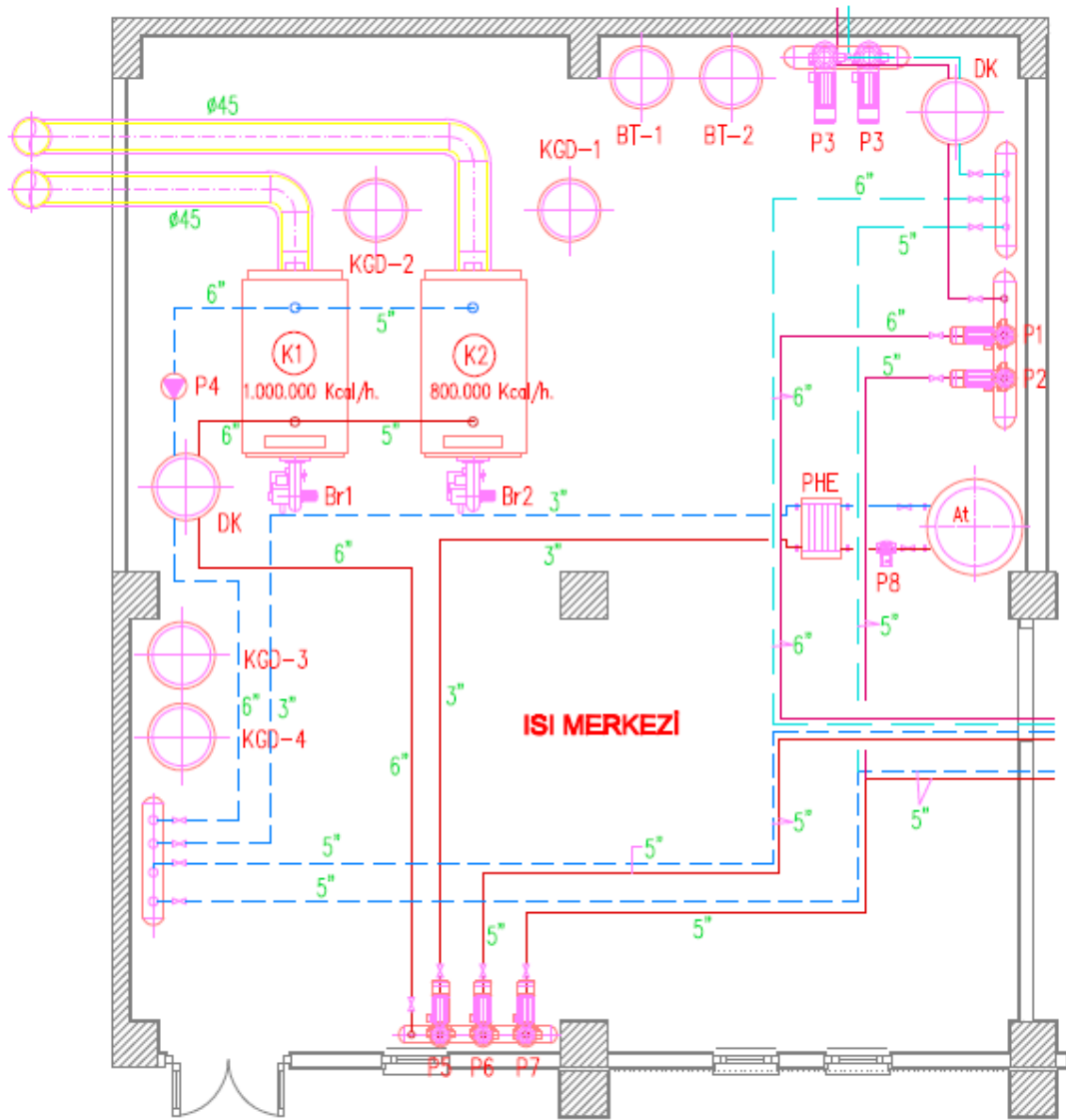
Termodinamiğin ikinci kanun verimi her iki şekilde aşağıdaki formüllerle ifade edilmektedir.

$$\eta_{ekserji} = \frac{\text{Sistemden alınan kullanılabilirlik}}{\text{Sisteme verilen kullanılabilirlik}} \quad (62)$$

$$\eta_{ekserji} = 1 - \frac{\text{Tersinmezlik}}{\text{Sisteme verilen kullanılabilirlik}} \quad (63)$$

### 3. SİSTEMİN TANITILMASI

Model bina, İstanbul Bakırköyde mevcut bir kamu binasıdır. Bina 4 katlı bir bina olup 17.000 m<sup>2</sup> kapalı alana sahiptir. Binanın toplam ısı yükü 1750 kW'dır. Isıtma sistemi merkezi sistem doğalgazla çalışan 2 adet ısıtma kazanı ile yapılmaktadır. Isı dağıtıcı olarak 8 adet klima santrali ve 160 adet fancoil ünitesi bulunmaktadır. Yaz soğutması hava soğutmalı chiller ünitesi ile yapılmaktadır. Fancoil hattı 2 borulu, klima santrali hatları ise 4 borulu sistem olarak tasarlanmıştır.



Şekil 8 : Isı merkezi kat planı

K1: Isıtma Kazanı 1.000.000 kcal/h

K2: Isıtma Kazanı 800.000 kcal/h

Br1: Brülör 232-1163 kW

Br2: Brülör 377-1512 kW

P1: Klima santrali soğutma pompası

P2: Fancoil soğutma pompası

P3: Chiller soğutma pompası

P4: Kazan pompası

P5: Boyler pompası

P6: Klima santrali ısıtma pompası

P7: Fancoil ısıtma pompası

P8: Sıcak su sirkülasyon pompası

KGD1, KGD2: Kapalı genişleme deposu

KGD3, KGD4: Kapalı genişleme deposu

BT1: Büzülme tankı

BT2: Büzülme tankı

At: Akümülyasyon tankı

PHE: Plakalı eşanjör

P9: Plakalı eşanjör sirkülasyon pompası

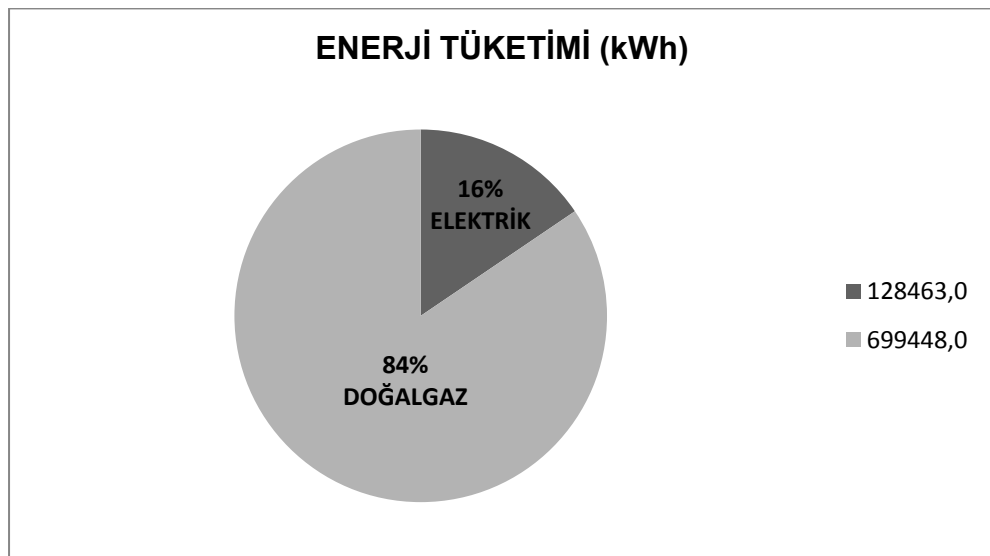


### 3.1. ENERJİ TÜKETİMİ

Model bina için İstanbul ili 2013 yılı Aralık-Ocak-Şubat aylarına ait olan 3 aylık dönemde kullanılan toplam enerji miktarı 827.921 kWh ve ödenen toplam enerji tüketim bedeli 117.129 TL dir. Model binanın 3 aylık enerji kullanımı m<sup>2</sup> başına 48,7 kWh/m<sup>2</sup> değerindedir. 3 aylık enerji ölçümlerini dikkate alırsak yıllık tüketim 194,8 kWh/m<sup>2</sup> değerinde olmaktadır.

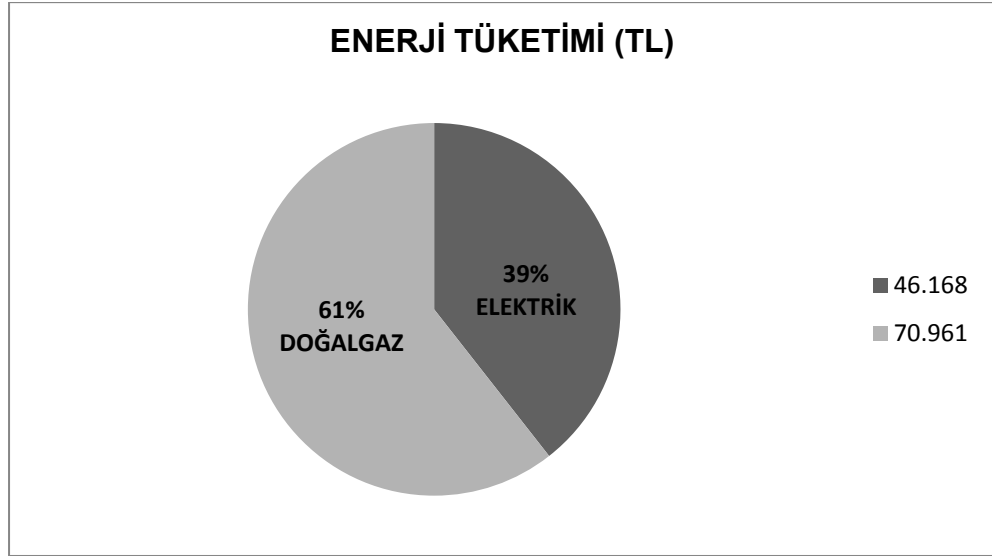
Isıtma için kullanılan toplam enerji miktarı 699.448 kWh ve ödenen bedel 70.961 TL (Doğalgaz birim fiyatı 0,10145 TL/kWh. İGDAŞ 01.03.2013 tarihi itibarıyla doğalgaz perakende satış tarifesi KDV dahil birim fiyatıdır.) ve aynı dönem için elektrik enerjisi toplam tüketimi 128.473 kWh ve ödenen bedel 46.168 TL dir.(Elektrik birim fiyatı 0.360 TL/kWh. İstanbul BEDAŞ 01.03.2013 tarihi itibarıyla elektrik perakende satış tarifesi KDV dahil birim fiyatıdır.)

3 ay içerisinde tüketilen enerjinin **%84'ü** ısınma amaçlı doğalgaz tüketimi,kalan **%16'lık** kısmı ise elektrik enerjisi tüketimi şeklinde gerçekleşmiştir. Grafik1' de model binanın Enerji Tüketimi (kWh) gösterilmiştir.



Grafik 1: Enerji Tüketimi (kWh)

Enerjiye ödenen bedel gözönüne alındığında yaklaşık olarak %61 doğalgaz ve %39 ise elektrik tüketimi şeklinde gerçekleşmiştir. Grafik2' de model binanın Enerji Tüketimi (TL) gösterilmiştir.



Grafik 2: Enerji Tüketimi (TL)

### 3.2. SICAK SULU MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİ

Bir sıcak su sistemi genel olarak sıcak su kazanı, su taşıyıcı borular, ısıtıcı elemanlar, sirkülasyon pompası, genleşme kabı, otomatik kontrol cihazları ve çeşitli donatım ve ara parçalarından oluşur. Isıtıcı akışkan olarak sıcaklığı 110°C değerinin altında bulunan sıcak su kullanılır. Sıcak su kazanında üretilen sıcak su borularla ısıtılacak hacimlere yerleştirilmiş radyatör, fancoil, klima santrali ve sıcak hava apareyi gibi ısıtıcı elemanlara taşınır. Burada soğuyarak ısınıp oda hacmine bırakan sıcak su, kazana geri döner. Suyun dolaşımı eski sistemlerde doğal olarak (gravite ile), yeni sistemlerde ise daha ekonomik ve konforlu olduğu için sirkülasyon pompaları ile sağlanır. Sistemde mevcut suyun ısınması sırasında artan hacim, genleşme kabı adı verilen bir depoda toplanır. Modern sistemlerde ise dış hava sıcaklığına göre çalışan elektronik panelli sistemler kullanılır. Su sıcaklığı 90/70°C yerine 70/55°C seçilerek, düşük sıcaklık ısıtması konforu sağlanabilir. Sıcak sulu sistemler çeşitli kriterlere göre aşağıdaki sınıflara ayrılırlar;

- a- Dolaşım şekline göre; doğal dolaşım, pompalı dolaşım.

- b-Uygulama büyüklüğüne göre; kat kaloriferi, merkezi blok ısıtması, bölgesel ısıtma.
- c- Genleşme kabına göre; açık veya kapalı genleşme kabı.
- d- Boru tesisatına göre; tek borulu, çift borulu
- e- Dağıtım ve toplama biçimine göre; alttan dağıtma ve toplama, üstten dağıtma alttan toplama.

Doğal dolaşimli sıcak su sistemlerinde su gravite yardımı ile dolaşır. Kazanda ısınan su hafifler ve sistemin üst kısımlarına çıkar. Burada radyatörlerde soğuyup ağırlaşarak tekrar kazana geri döner. Dolaşım hızı geliş ve dönüşteki su sıcaklıkları arasındaki farka bağlıdır. Basınç farkları küçük olduğu için, büyük boru çapları gerektirir. Genellikle çift borulu olarak yapılır. Çift borulu sistemler içinde ise; sürtünme kayıplarının daha dengeli dağıldığı üstten dağıtma alttan toplama sistemi doğal dolaşım için en uygun çözümdür. Doğal dolaşimli sistemler bugünkü uygulamalarda yerlerini tamamen pompalı sistemlere bırakmışlardır. Model binamızdaki gibi pompalı sistemlerde sistemin bütün elemanlarında iyi bir dolaşım temin edilebilmektedir. Isıtma yükünün değişimine uygun olarak sistemdeki suyun sıcaklığı her noktada hızlı bir şekilde değiştirilebilir. Bu sistemde suyun çalışma sıcaklıkları esnekler. 90°C olan çalışma sıcaklığı için dizayn edilmiş bir sistem, bahar ayları gibi ısı yükünün az olduğu zamanlarda daha düşük sıcaklıklarda çalıştırılabilir [30].

### 3.2.1. ISITMA KAZANI

Merkezi sistem olarak 1 adet 1.000.000 kcal/h ve 1 adet 800.000 kcal/h kapasiteli olmak üzere 2 adet ısı kazanı mevcuttur. Doğalgazla çalışan çelik ısıtma kazanı Şekil 9' da gösterilmiştir.

Kazan teknolojisi olarak şu özelliklere sahiptir. Basınçlı yanma sayesinde alev aynı hücre içerisinde geri döndürülür. Brülör alevi ile ikinci kez karşılaşan gazlar ve yarı yanmış yakıt partiküllerini tekrar yakarak ısıya dönüştürür ve zararlı atıklar tamamen yok edilir. Çift geçişli yoğun yanmanın meydana geldiği alev gömleği odasında oluşan parlak alev, "radyasyon ısı transferi" yolu ile yanma hücresinden suya taşınır. Gaz oyalayıcı türbülötörler, alev boruları içindeki duman ve gazların hızını arttırarak bu böl-

gedeki taşınım (konveksiyon) ısı iletiminin optimal seviyede tutulması sağlanır [27].



Şekil 9 : Isıtma Kazanı [27]

### 3.2.2. BRÜLÖR

Isıtma sisteminde 1 adet 1163 kW kapasiteli ve 1 adet 1512 kW kapasiteli olmak üzere 2 adet brülör bulunmaktadır. Brülör, yakıt hava karışımının birleştiği ve yanmanın sağlandığı kısımdır. Isıtma sistemleri içerisinde yakıtın tüketildiği nihai ekipmandır. Brülörün çalışma verimi ve parametreleri dengeli ve verimli bir yakma sistemi üzerinde çok etkilidir. Model binadaki brülörler 2 kademeli olarak çalışmaktadır ve yakıt olarak doğalgaz ile çalışmaktadır. Detaylı teknik veriler Tablo1' de gösterilmiştir.

Tablo 1: Brülör Teknik Verileri [29]

### İki Kademeli Brülörler

MODEL		RS 70	RS 100	RS 130	RS 190
Brülör çalışma şekli		İki kademe			
Maksimum güçte modülasyon oranı		2 ÷ 1			
Servomotor	tipi	LKS210		SQN31	
	çalışma zamanı s	15			
Güçü	kW	192/465÷814	232/698÷1163	372/930÷1512	470/1279÷2290
	Mca/h	165/400÷700	200/600÷1000	320/800÷1300	405/1100÷1970
Çalışma sıcaklığı	°C min./max	0/40			
<b>YAKIT/HAVA VERİLERİ</b>					
Net kalorifik değer ( G 20 gaz )	kWh/Nm <sup>3</sup>	10			
G20 gaz yoğunluğu	kg/Nm <sup>3</sup>	0,71			
G20 gaz debisi-tüketimi	Nm <sup>3</sup> /h	19/46,5÷81,4	23/70÷116	37/93÷151	47/128÷229
Net kalorifik değer ( G25 gaz )	kWh/Nm <sup>3</sup>	8,6			
G25 gaz yoğunluğu	kg/Nm <sup>3</sup>	0,78			
G25 gaz debisi-tüketim	Nm <sup>3</sup> /h	22/54÷95	27/81÷135	43/108÷176	55/149÷266
Net kalorifik değer ( LPG )	kWh/Nm <sup>3</sup>	25,8			
LPG gaz yoğunluğu	kg/Nm <sup>3</sup>	2,02			
LPG gaz debisi	Nm <sup>3</sup> /h	7,4/18÷32	9/27÷45	14,4/36÷59	18/50÷89
Fan	tipi	Type (01)	(01)	(01)	(02)
Hava sıcaklığı	Max. °C	60			

### 3.2.3. KLİMA SANTRALİ

Klima santrali, atmosferden veya iç mahalden alınan havayı çeşitli koşullardan geçirdikten sonra istenilen iklim şartlarına getiren ve iklimlendirilmiş havanın arzu edilen mahale gönderilmesini sağlayan cihazların genel adıdır.

Klima santralleri model olarak Karışım Havalı, Isı Geri Kazanımlı ve % 100 Taze Havalı olmak üzere 3 ana grupta toplanmaktadır. Klima santralleri iç yapısı, vantilatör, aspiratör, hava ayar damperi, filtre, ısıtma serpantini, soğutma serpantini, damla tutucu, nemlendirme ünitesi ve nem alma ünitesi gibi çeşitli bileşenlerden meydana gelmektedir (Şekil 10).

Model binanın ısıtılması fancoilere ilave olarak 1 adet 26.500 m<sup>3</sup>/h, 1 adet 6.100 m<sup>3</sup>/h, 1 adet 13.300 m<sup>3</sup>/h, 2 adet 7.500 m<sup>3</sup>/h, 1 adet 3.500 m<sup>3</sup>/h ve 1 adet 4.500 m<sup>3</sup>/h olmak üzere 8 adet klima santrali ile yapılmaktadır. Sadece 26.500 m<sup>3</sup>/h olan klima santrali %20 taze hava ile çalışmaktadır. Diğer 7 santralin hepsi %100 taze hava ile çalışacak şekilde sistem tasarımı yapılmıştır. Klima santrali hatları 4 borulu olarak tasarlanmıştır. Kışın ısıtma kazandırılan sıcak su, klima santrali ısıtma serpantinlerinde dolaşmak suretiyle santral karışım hücresindeki havanın ısıtılmasını sağlar. Burada ısıtılan karışım havası mahallere ısınmış taze hava olarak gönderilmektedir. Santral yükü 3 yollu motorlu vanalarla kontrol edilmektedir. Yazın ise soğutma gurbundan gelen soğuk suyun soğutucu serpantinlerden dolaştırılması ile karışım hücresindeki hava soğutulup mahallere soğuk hava gönderilmektedir.



Şekil 10 : Klima Santrali Ünitesi [28]

### 3.2.4. FANCOİL

Model binada 40 adet 1,9 kW kapasiteli, 50 adet 2,6 kW kapasiteli ve 60 adet 3,2 kW kapasiteli olmak üzere toplam 160 adet gizli tavan tipi fancoil ünitesi tesis edilmiştir. Fancoil üniteleri kışın ısıtma kazanından gelen sıcak suyun fancoil ısıtma serpantinlerinden geçirilerek ortam havasının ısıtılmasını sağlamaktadır. Hava sirkülasyonu tamamen mahal havasından sağlanmaktadır. Ortam sıcaklığı termostat vasıtasıyla 2 yollu vanalara kumanda edilmek suretiyle sağlanmaktadır. Yazın ise soğutma gurubundan gelen soğutulmuş suyun fancoil soğutma serpantinlerinden geçirilmesi suretiyle ortam havası soğutulmaktadır. Model binadaki fancoil üniteleri 2 borulu olarak tesis edilmiştir yani yaz ve kış aynı boru sistemi kullanılmaktadır (Şekil 11).



Şekil 11 : Gizli Tavan Tipi Fancoil Ünitesi

### 3.3. MODEL BİNA EKİPMAN LİSTESİ

Model binanın ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemleriyle ilgili cihaz ve ekipmanlar Tablo 2’de miktarları ve teknik özellikleriyle birlikte listelenmiştir.

Tablo 2: Model bina ekipman listesi

EKİPMAN	MİKTAR (ADET)	TEKNİK ÖZELLİK
Isıtma Kazanı	1	1.000.000 kcal/h, Konstrüksiyon basıncı 3 bar
Isıtma Kazanı	1	800.000 kcal/h, Konstrüksiyon basıncı 3 bar
Isıtma Genleşme Tankı	2	1500 LT
Kazan Bacası	2	Ø450 Paslanmaz Çelik
Brülör	1	1163 kW
Brülör	1	1512 kW
Isıtma Boyleri	1	500 LT
Isıtma Eşanjörü	1	25.000 kcal/h, Plakalı Eşanjör, Test Basıncı 8 bar
Klima Santrali hattı ısıtma pompası	2	12,7 m <sup>3</sup> /h - Motor 2,2 kW - 1450 d/d - 11 mss
Fancoil hattı ısıtma pompası	2	10 m <sup>3</sup> /h - Motor 0,75 kW - 1450 d/d - 9 mss
Boyer ısıtma pompası	2	5 m <sup>3</sup> /h - Motor 0,37 kW - 1450 d/d - 7 mss
Radyatör ısıtma pompası	1	3,9 m <sup>3</sup> /h - Motor 2,2 Kw - 1450 d/d - 7mss
Kazan Sirkülasyon Pompası	1	33,4 m <sup>3</sup> /h - Mot1,1 kW - 1450 d/d - 5 mss
Eşanjör Sirkülasyon Pompası	1	2,3 m <sup>3</sup> /h - Motor 0,4 kW - 1450 d/d - 5mss
Klima Santrali	1	%20 - 26.500m <sup>3</sup> /h - IK123kW -SK65kW - Motor 11kW
Klima Santrali	1	%100 - 17.700m <sup>3</sup> /h - IK184kW -SK122kW - Motor 11kW
Klima Santrali	1	%100 - 6.100m <sup>3</sup> /h - IK66kW -SK40kW - Motor 3kW
Klima Santrali	1	%100 - 13.300m <sup>3</sup> /h - IK138kW -SK95kW - Motor 7,5kW
Klima Santrali	2	%100 - 7.500m <sup>3</sup> /h - IK74kW -SK50kW - Motor 4kW

Klima Santrali	1	%100 - 3.500m <sup>3</sup> /h - IK30kW -SK30kW - Motor 2,2kW
Klima Santrali	1	%100 - 4.500m <sup>3</sup> /h - IK39kW -SK30kW - Motor 2,2kW
Vantilatör	2	7500m <sup>3</sup> /h - Motor 2,2kW
Aspiratör	1	14.310m <sup>3</sup> /h - Motor 5,5kW
Aspiratör	1	4.140m <sup>3</sup> /h - Motor 1,5kW
Aspiratör	1	11.970m <sup>3</sup> /h - Motor 5,5kW
Aspiratör	1	3.150m <sup>3</sup> /h - Mot1,5kW
Aspiratör	1	4.050m <sup>3</sup> /h - Mot1,5kW
Aspiratör	1	14.000m <sup>3</sup> /h - Motor 3kW
Fancoil	40	Isıtma kapasitesi 1,9 kW
Fancoil	50	Isıtma kapasitesi 2,6 kW
Fancoil	70	Isıtma kapasitesi 3,2 kW

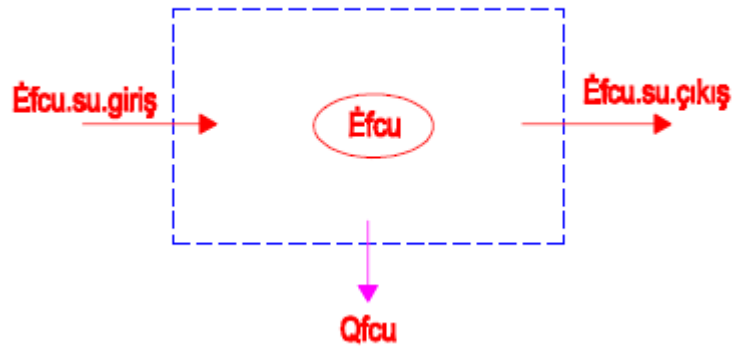


## 4. SİSTEMİN TERMODİNAMİK PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

### 4.1. FANCOİL ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Fancoil, su devresinden elde ettiği ısı kazancını, hava yolu ile mahalın ısıtılıp soğutulmasında kullanmaktadır. Fancoil enerji ve ekserji analizi ile verimlerinin hesaplanması aşağıdaki şekil ve formüllerle açıklanmaktadır.

#### 4.1.1. FANCOİL ENERJİ ANALİZİ



Şekil 12 : Fancoil Enerji Dengesi

#### 4.1.1.1. Fancoil Kütle Dengesi

Kütlenin korunumu kanununa göre, birim zamanda fancoil kontrol hacmine giren toplam kütle, birim zamanda fancoil kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşittir.

$$\sum_{\text{giriş}} \dot{m} = \sum_{\text{çıkış}} \dot{m} \quad (64)$$

#### 4.1.1.2. Fancoil Enerji Dengesi

Giren Enerji=Çıkan Enerji+Üretilen(Faydalı) Enerji+Kayıp Enerji

$$\dot{E}_{fcu.su.giriş} = \dot{E}_{fcu.su.çıkış} + \dot{Q}_{fcu} + \dot{E}_{fcu} \quad (65)$$

$$\dot{E}_{fcu.su.giriş} - \dot{E}_{fcu.su.çıkış} = \dot{Q}_{fcu} + \dot{E}_{fcu} \quad (66)$$

$$\Delta \dot{E}_{fcu.su} = \dot{Q}_{fcu} + \dot{E}_{fcu} \quad (67)$$

Formüldeki  $\Delta\dot{E}_{fcu.su}$  fancoil ünitesinde dolaşan suyun enerji değişim miktarını,  $\dot{Q}_{fcu}$  fancoil ünitesinden mahale olan ısı transfer miktarını,  $\dot{E}_{fcu}$  fancoil ünitesi içerisinde meydana gelen enerji kaybını göstermektedir. Birimleri W olarak ifade edilmektedir [17].

#### 4.1.1.3. Fancoil Su Devresinden Elde Edilen Enerji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}_{fcu.su}$ )

$$\Delta\dot{E}_{fcu.su} = \dot{m}_{fcu.su} \cdot c_{su} \cdot (T_{fcu.su.giriş} - T_{fcu.su.çıkış}) \quad (68)$$

$\Delta\dot{E}_{fcu.su}$  su devresinden elde edilen ısı enerjisi kazancı olup birimi W olarak ifade edilmektedir.  $\dot{m}_{fcu.su}$  (kg/s) fancoil devresinde dolaşan suyun debisini,  $c_{su}$  (j/kg · °C) suyun özgül ısısını,  $T_{fcu.su.giriş}$  (°C) fancoil ünitesine giren suyun sıcaklığını,  $T_{fcu.su.çıkış}$  (°C) fancoil ünitesinden çıkan suyun sıcaklığını göstermektedir [17].

#### 4.1.1.4. Fancoil Ünitesi Isıtma Kapasitesinin Hesaplanması ( $\dot{\phi}_H$ )

$\dot{\phi}_H$  fancoil ünitesi ısıtma kapasitesi olup,  $\Delta\dot{E}_{fcu.su}$  su devresinden elde edilen ısı enerjisi kazancına eşittir ve birimi W olarak gösterilmektedir [17].

$$\Delta\dot{E}_{fcu.su} = \dot{\phi}_H = \dot{m}_{fcu.su} \cdot c_{su} \cdot (T_{fcu.su.giriş} - T_{fcu.su.çıkış}) \quad (69)$$

$$\dot{\phi}_H = \dot{\phi}_T + \dot{\phi}_V \quad (70)$$

$\dot{\phi}_T$  Mahal ısı kaybı olup aşağıdaki şekilde hesaplanır,

$$\dot{\phi}_T = [(A_{pencere} \cdot U_{pencere}) + (A_{duvar} \cdot U_{duvar}) + (A_{zemin} \cdot U_{zemin})] \quad (71)$$

$A_{pencere}$ ,  $A_{duvar}$ ,  $A_{zemin}$  sırasıyla pencere, duvar ve zemin alanlarını göstermektedir (m<sup>2</sup>).  $U_{pencere}$ ,  $U_{duvar}$ ,  $U_{zemin}$  sırasıyla pencere, duvar ve zemin ısı geçiş katsayısını göstermektedir. (W/ m<sup>2</sup>K).

$\dot{\phi}_V$  Mahal havalandırma ısı kaybı olup aşağıdaki şekilde hesaplanır,

$$\dot{\phi}_V = c_a \cdot \rho \cdot V_n \cdot (1 - \eta_v) \cdot (T_i - T_0) \quad (72)$$

$c_a$  havanın özgül ısısı (J/kg °C),  $\rho$  havanın yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>),  $V_n$  vantilatör kapasitesi (m<sup>3</sup>/h),  $\eta_v$  vantilatör verimi,  $T_i$  iç hava sıcaklığı (°C),  $T_o$  dış hava sıcaklığını (°C) göstermektedir.

#### 4.1.1.5. Fancoil Ünitesi İçerisinde Meydana Gelen Enerji Kaybının Hesaplanması ( $\dot{E}_{fcu}$ )

$$\Delta\dot{E}_{fcu.su} = \dot{Q}_{fcu} + \dot{E}_{fcu} \quad (73)$$

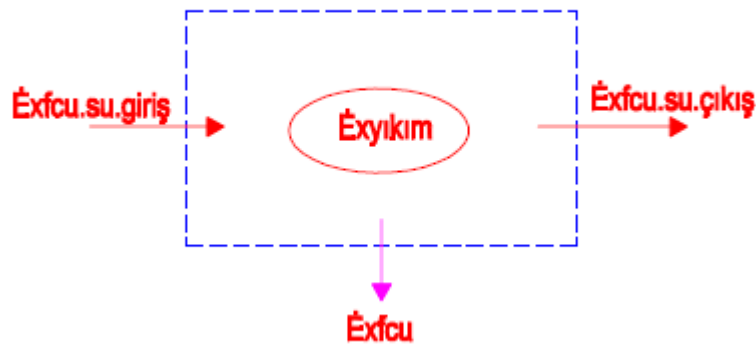
$$\dot{E}_{fcu} = \Delta\dot{E}_{fcu.su} - \dot{Q}_{fcu} \quad (74)$$

#### 4.1.1.6. Fancoil Enerji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{enerji}$ )

Enerji verimi, fancoil ünitesinden mahale olan ısı transfer miktarının fancoil ünitesinde dolaşan suyun enerji değişim miktarına bölünmesiyle elde edilmektedir [13].

$$\eta_{enerji} = \frac{\dot{Q}_{fcu}}{\Delta\dot{E}_{fcu.su}} \quad (75)$$

### 4.1.2. FANCOİL EKSERJİ ANALİZİ



Şekil 13 : Fancoil Ekserji Dengesi

#### 4.1.2.1. Fancoil Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_{fcu.su.giriş} = \dot{E}x_{fcu.su.çıkış} + \dot{E}x_{fcu} + \dot{E}x_{yıkam} \quad (76)$$

$$\dot{E}x_{fcu.su.giriş} - \dot{E}x_{fcu.su.çıkış} = \dot{E}x_{fcu} + \dot{E}x_{yıkım} \quad (77)$$

$$\Delta \dot{E}x_{fcu.su} = \dot{E}x_{fcu} + \dot{E}x_{yıkım} \quad (78)$$

Formüldeki  $\Delta \dot{E}x_{fcu.su}$  fancoil ünitesindeki su devresinden elde edilen ekserji kazancını,  $\dot{E}x_{fcu}$  fancoil ünitesinden mahale verilen ekserji miktarını,  $\dot{E}x_{yıkım}$  fancoil ünitesi içerisinde meydana gelen ekserji yıkımını göstermektedir. Birimleri W ile ifade edilmektedir [17].

#### 4.1.2.2. Fancoil Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta \dot{E}x_{fcu.su}$ )

$$\Delta \dot{E}x_{fcu.su} = \dot{m}_{fcu.su} \cdot \left[ (h_{su.giriş} - h_{su.çıkış}) - T_o \cdot (s_{su.giriş} - s_{su.çıkış}) \right] \quad (79)$$

$$\Delta \dot{E}x_{fcu.su} = P_{fan} = \frac{I_{kap}}{\eta} \quad (80)$$

$\dot{m}_{fcu.su}$  (kg/s) fancoil ünitesi su devresinde dolaşan suyun debisi,  $h_{su.giriş}$  (kJ/kg) fancoil ünitesi giriş noktasındaki suyun entalpi değeri,  $h_{su.çıkış}$  (kJ/kg) fancoil ünitesi çıkış noktasındaki suyun entalpi değeri,  $T_o$  (°C) dış ortam sıcaklığı,  $s_{su.giriş}$  (kJ/kgK) fancoil ünitesi giriş noktasındaki suyun entropi değeri,  $s_{su.çıkış}$  (kJ/kgK) fancoil ünitesi çıkış noktasındaki suyun entropi değeridir [17].

#### 4.1.2.3. Fancoilden Mahale Verilen Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{fcu}$ )

$$\dot{E}x_{fcu} = \dot{\phi}_H \cdot \left( 1 - \frac{T_o}{T_r} \right) \quad (81)$$

$\dot{\phi}_H$  (W) fancoil ünitesi ısıtma kapasitesi,  $T_o$  (°C) çevre sıcaklığı,  $T_r$  (°C) referans sıcaklığı göstermektedir [17].

#### 4.1.2.4. Fancoil Ekserji Yıkımının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{yıkım}$ )

Ekserji yıkımı, su devresinden elde edilen ekserji kazancı ile mahale verilen ekserji miktarının farkına eşittir [17].

$$\dot{E}x_{yıkam} = \Delta\dot{E}x_{fcu.su} - \dot{E}x_{fcu} \quad (82)$$

#### 4.1.2.5. Fancoil Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ )

Ekserji verimi, mahale verilen ekserji miktarının su devresinden elde edilen ekserji kazancına bölünmesiyle hesap edilmektedir [17].

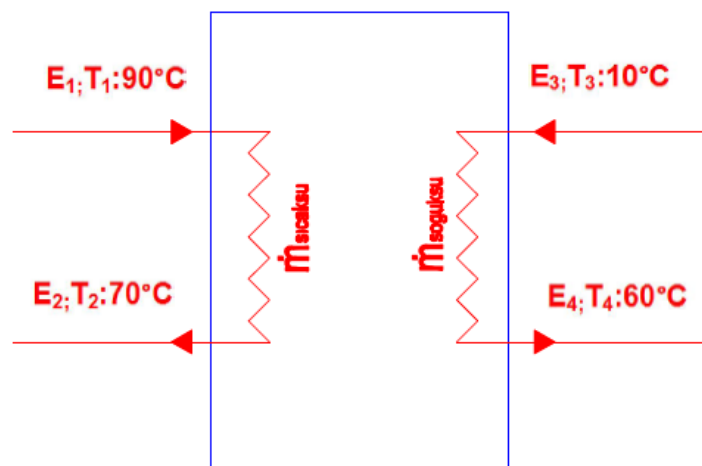
$$\eta_{ekserji} = \frac{\dot{E}x_{fcu}}{\Delta\dot{E}x_{fcu.su}} \quad (83)$$

$$\eta_{ekserji} = \frac{\dot{E}x_{fcu}}{P_{fan}} \quad (84)$$

## 4.2. EŞANJÖR ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Eşanjör, sıcak su devresinden elde ettiği ısı kazancını, soğuk suya aktararak kullanım sıcak su talebini karşılamaktadır. Eşanjör enerji ve ekserji analizi ile verimlerinin hesaplanması aşağıdaki şekil ve formüllerle açıklanmaktadır.

### 4.2.1. EŞANJÖR ENERJİ ANALİZİ



Şekil 14 : Eşanjör Enerji Dengesi

#### 4.2.1.1. Eşanjör Kütle Dengesi

Kütlenin korunumu kanununa göre, birim zamanda eşanjör kontrol hacmine giren toplam kütle, birim zamanda eşanjör kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşittir.

$$\sum_{\text{giriş}} \dot{m} = \sum_{\text{çıkış}} \dot{m} \quad (85)$$

#### 4.2.1.2. Eşanjör Enerji Dengesi

Giren Enerji=Çıkan Enerji+Üretilen(Faydalı) Enerji+Kayıp Enerji

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_3 = \dot{E}_2 + \dot{E}_4 + \dot{E}_{\text{kayıp}} \quad (86)$$

$$\dot{E}_1 - \dot{E}_2 = \dot{E}_4 - \dot{E}_3 + \dot{E}_{\text{kayıp}} \quad (87)$$

Sıcak su devresinden elde edilen enerji kazancı,  $\Delta \dot{E}_{\text{sıcaksu}} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2$  eşitliği ve soğuk su devresine aktarılan enerji miktarı,  $\Delta \dot{E}_{\text{soguksu}} = \dot{E}_4 - \dot{E}_3$  eşitliği ile gösterilirse;

$$\Delta \dot{E}_{\text{sıcaksu}} = \Delta \dot{E}_{\text{soguksu}} + \dot{E}_{\text{kayıp}} \text{ eşitliği elde edilir} \quad (88)$$

$\dot{E}_{\text{kayıp}}$  eşanjör içerisindeki kayıp enerji miktarını göstermektedir.

#### 4.2.1.3. Eşanjör Sıcak Su Devresinden Elde Edilen Enerji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta \dot{E}_{\text{sıcaksu}}$ )

$$\Delta \dot{E}_{\text{sıcaksu}} = \dot{m}_{\text{sıcaksu}} \cdot c_{su} \cdot (T_1 - T_2) \quad (89)$$

$\Delta \dot{E}_{\text{sıcaksu}}$ , eşanjör sıcak su devresinden elde edilen ısı enerjisi kazancı olup birimi W olarak ifade edilmektedir.  $\dot{m}_{\text{sıcaksu}}$  (kg/s) eşanjör sıcak su devresinde dolaşan suyun debisini,  $c_{su}$  (j/kg°C) suyun özgül ısısını,  $T_1$  (°C) eşanjör ünitesine ısıtma kazanından gelen suyun sıcaklığını,  $T_2$  (°C) eşanjör ünitesinden ısıtma kazanına dönen suyun sıcaklığını göstermektedir.

#### 4.2.1.4. Eşanjör Soğuk Su Devresine Aktarılan Enerji Miktarının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}_{soğuksu}$ )

$$\Delta\dot{E}_{soğuksu} = \dot{m}_{soğuksu} \cdot c_{su} \cdot (T_4 - T_3) \quad (90)$$

$T_3$  (°C) şebekeden gelen soğuk suyun sıcaklığını,  $T_4$  (°C) eşanjör ünitesinden çıkan kullanım suyu sıcaklığını göstermektedir.

#### 4.2.1.5. Eşanjör Kayıp Enerji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}_{kayıp}$ )

Eşanjör ünitesindeki kayıp enerji miktarı, sıcak su devresinden elde edilen enerji kazancından soğuk su devresine aktarılan enerji miktarının çıkarılmasıyla aşağıdaki formül ile hesaplanır;

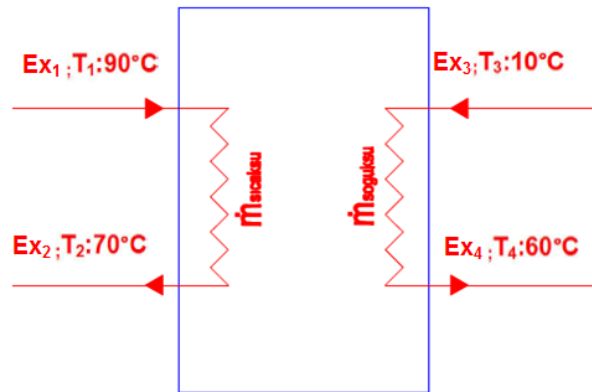
$$\dot{E}_{kayıp} = \Delta\dot{E}_{sıcaksu} - \Delta\dot{E}_{soğuksu} \quad (91)$$

#### 4.2.1.6. Eşanjör Enerji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{enerji}$ )

Eşanjör enerji verimi, soğuk suya aktarılan enerji miktarının sıcak su devresinden elde edilen enerji kazancına bölünmesi ile aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$\eta_{enerji} = \frac{\Delta\dot{E}_{soğuksu}}{\Delta\dot{E}_{sıcaksu}} \quad (92)$$

### 4.2.2. EŞANJÖR EKSERJİ ANALİZİ



Şekil 15 : Eşanjör Ekserji Dengesi

#### 4.2.2.1. Eşanjör Ekserji Dengesi

Giren Ekserji=Çıkan Ekserji+Kayıp Ekserji

$$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_3 = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{kayıp} \quad (93)$$

$$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{kayıp} \quad (94)$$

Sıcak su devresinden elde edilen ekserji kazancı,  $\Delta\dot{E}x_{sıcaksu} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2$  eşitliği ve soğuk su devresine aktarılan ekserji miktarı,

$\Delta\dot{E}x_{soğuksu} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_3$  eşitliği ile gösterilirse;

$$\Delta\dot{E}x_{sıcaksu} = \Delta\dot{E}x_{soğuksu} + \dot{E}x_{kayıp} \quad \text{eşitliği elde edilir} \quad (95)$$

#### 4.2.2.2. Eşanjör Sıcak Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}x_{sıcaksu}$ )

$$\Delta\dot{E}x_{sıcaksu} = \dot{m}_{sıcaksu} \cdot [(h_1 - h_2) - T_0 \cdot (s_1 - s_2)] \quad (96)$$

$\Delta\dot{E}x_{sıcaksu}$ , eşanjör sıcak su devresinden elde edilen ekserji kazancı olup birimi W olarak ifade edilmektedir.  $\dot{m}_{sıcaksu}$  (kg/s) eşanjör sıcak su devresinde dolaşan suyun debisini,  $T_0$ (°C) çevre sıcaklığını,  $h_1$ (kJ/kg) eşanjör sıcak su giriş noktasındaki entalpi değerini,  $s_1$  (kJ/kgK) eşanjör sıcak su giriş noktasındaki entropi değerini,  $h_2$ (kJ/kg) eşanjör sıcak su çıkış noktasındaki entalpi değerini,  $s_2$  (kJ/kgK) eşanjör sıcak su çıkış noktasındaki entropi değerini göstermektedir.

Eşanjör sıcak su devresinde dolaşan suyun debisi aşağıdaki formül ile bulunur;

$$\dot{m}_{sıcaksu} = \frac{\Delta\dot{E}x_{sıcaksu}}{c_{su} \cdot (T_1 - T_2)} \quad (97)$$

#### 4.2.2.3. Eşanjör Soğuk Su Devresine Aktarılan Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}x_{soğuksu}$ )

$$\Delta\dot{E}x_{soğuksu} = \dot{m}_{soğuksu} \cdot [(h_4 - h_3) - T_0 \cdot (s_4 - s_3)] \quad (98)$$



$\Delta\dot{E}x_{\text{soguksu}}$ , eşanjör soğuk su devresine aktarılan ekserji miktarı olup birimi W olarak ifade edilmektedir.  $\dot{m}_{\text{soguksu}}$  (kg/s) eşanjör soğuk su devresinde dolaşan suyun debisini,  $T_0$ (°C) çevre sıcaklığını,  $h_3$  (kJ/kg) eşanjör soğuk su giriş noktasındaki entalpi değerini,  $s_3$  (kJ/kgK) eşanjör soğuk su giriş noktasındaki entropi değerini,  $h_4$ (kJ/kg) eşanjör kullanım sıcak su çıkış noktasındaki entalpi değerini,  $s_4$  (kJ/kgK) eşanjör kullanım sıcak su çıkış noktasındaki entropi değerini göstermektedir.

Eşanjör soğuk su devresinde dolaşan suyun debisi aşağıdaki formül ile bulunur;

$$\dot{m}_{\text{soguksu}} = \frac{\Delta\dot{E}x_{\text{soguksu}}}{c_{su} \cdot (T_4 - T_3)} \quad (99)$$

#### 4.2.2.4. Eşanjör Kayıp Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{\text{kayıp}}$ )

Eşanjör ünitesindeki kayıp ekserji miktarı, sıcak su devresinden elde edilen ekserji kazancından soğuk su devresine aktarılan ekserji miktarının çıkarılmasıyla aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$\dot{E}x_{\text{kayıp}} = \Delta\dot{E}x_{\text{sıcaksu}} - \Delta\dot{E}x_{\text{soguksu}} \quad (100)$$

#### 4.2.2.5. Eşanjör Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{\text{ekserji}}$ )

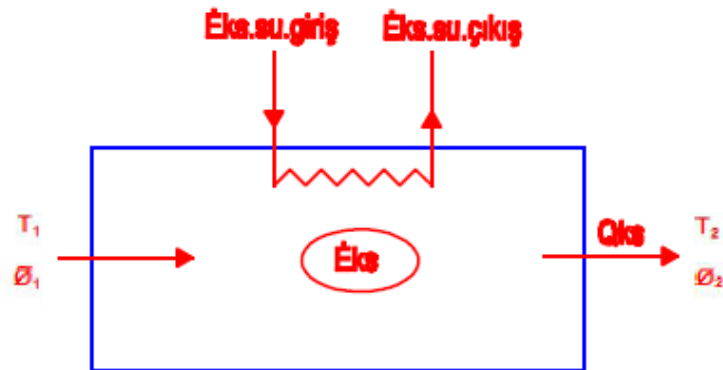
Ekserji verimi, soğuk suya verilen ekserji miktarının su devresinden elde edilen ekserji kazancına bölünmesiyle hesap edilmektedir.

$$\eta_{\text{ekserji}} = \frac{\Delta\dot{E}x_{\text{soguksu}}}{\Delta\dot{E}x_{\text{sıcaksu}}} \quad (101)$$

### 4.3. KLİMA SANTRALİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Klima santrali, fancoilde olduğu gibi su devresinden elde ettiği ısı kazancını, hava yolu ile mahalın ısıtılıp soğutulmasında kullanmaktadır. Klima santrali enerji ve ekserji analizi ile verimlerinin hesaplanması aşağıdaki şekil ve formüllerle açıklanmaktadır

### 4.3.1. KLİMA SANTRALİ ENERJİ ANALİZİ



Şekil 16 : Klima Santrali Enerji Dengesi

#### 4.3.1.1. Klima Santrali Kütle Dengesi

Kütlenin korunumu kanununa göre, birim zamanda klima santrali kontrol hacmine giren toplam kütle, birim zamanda klima santrali kontrol hacminden çıkan toplam kütleye eşittir.

$$\sum_{\text{giriş}} \dot{m} = \sum_{\text{çıkış}} \dot{m} \quad (102)$$

#### 4.3.1.2. Klima Santrali Enerji Dengesi

Giren Enerji=Çıkan Enerji+Üretilen(Faydalı) Enerji+Kayıp Enerji (10).

$$\dot{E}_{ks.su.giriş} = \dot{E}_{ks.su.çıkış} + \dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{ks.kayıp} \quad (103)$$

$$\dot{E}_{ks.su.giriş} - \dot{E}_{ks.su.çıkış} = \dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{ks.kayıp} \quad (104)$$

$$\Delta \dot{E}_{ks.su} = \dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{ks.kayıp} \quad (105)$$

Formüldeki  $\Delta \dot{E}_{ks.su}$  klima santralinde dolaşan suyun enerji değişim miktarını,  $\dot{Q}_{ks}$  klima santralinden mahale olan ısı transfer miktarını,  $\dot{E}_{ks.kayıp}$  klima santrali içerisinde meydana gelen enerji kaybını göstermektedir (W).

#### 4.3.1.3. Klima Santrali Su Devresinden Elde Edilen Enerji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}_{ks.su}$ )

$$\Delta\dot{E}_{ks.su} = \dot{m}_{ks.su} \cdot c_{su} \cdot (T_{ks.su.giriş} - T_{ks.su.çıkış}) \quad (106)$$

$\Delta\dot{E}_{ks.su}$  su devresinden elde edilen ısı enerjisi kazancı olup birimi W olarak ifade edilmektedir.  $\dot{m}_{ks.su}$  (kg/s) klima santrali su devresinde dolaşan suyun debisini,  $c_{su}$  (j/kg · °C) suyun özgül ısısını,  $T_{ks.su.giriş}$  (°C) klima santraline giren suyun sıcaklığını,  $T_{ks.su.çıkış}$  (°C) klima santralinden dönen suyun sıcaklığını göstermektedir [17].

#### 4.3.1.4. Klima Santralinden Mahale Olan Isı Transfer Miktarının Hesaplanması ( $\dot{Q}_{ks}$ )

$$\text{Kuru hava kütle dengesi } \dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (107)$$

$$\text{Su kütle dengesi } \dot{m}_{a1} \cdot \omega_1 = \dot{m}_{a2} \cdot \omega_2 \quad (\omega_1 = \omega_2) \quad (108)$$

$$\text{Enerji dengesi } \dot{Q}_{ks} = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1) \quad (109)$$

$\dot{m}_a$  kuru hava debisi (kg/h);  $\omega_1$  klima santrali hava giriş noktasındaki nem miktarı;  $\omega_2$  klima santrali hava çıkış noktasındaki nem miktarı;  $h_1$  klima santrali hava giriş noktasındaki entalpi değeri (kJ/kg);  $h_2$  klima santrali hava çıkış noktasındaki entalpi değerini (kJ/kg) göstermektedir [13].

Klima santrali hava giriş noktasındaki nemli havanın kısmi basıncı;

$$P_{v1} = \phi_1 \cdot P_{g1} \quad (110)$$

Klima santrali hava giriş noktasındaki kuru havanın kısmi basıncı;

$$P_{a1} = P_1 - P_{v1} \quad (111)$$

$$\text{Kuru hava yoğunluğu; } v_1 = \frac{R_a \cdot T_1}{P_{a1}} \quad (112)$$

$\phi_1$  klima santrali hava giriş noktasındaki nem oranı;  $P_1$  klima santrali hava giriş noktasındaki toplam basınç (kPa);  $R_a$  gaz sabiti (kPa·m<sup>3</sup>/kg·K);  $T_1$  klima santrali hava giriş noktasındaki sıcaklık (°C) [13].

$$\text{Kuru hava debisi; } \dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} \quad (113)$$

$$\text{Giriş noktasındaki havanın nem miktarı; } \omega_1 = \frac{0,622 \cdot P_{v1}}{P_1 - P_{v1}} \quad (114)$$

$h_1$  klima santrali hava giriş noktasındaki entalpi değeri (kJ/kg);

$$h_1 = C_p \cdot T_1 + \omega_1 \cdot h_{g1} \quad (115)$$

$h_2$  klima santrali hava çıkış noktasındaki entalpi değeri (kJ/kg);

$$h_2 = C_p \cdot T_2 + \omega_2 \cdot h_{g2} \quad (116)$$

$C_p$  havanın özgül ısı;  $h_{g1}$  klima santrali hava giriş noktasındaki doymuş buhar entalpisi (kJ/kg);  $h_{g2}$  klima santrali hava çıkış noktasındaki doymuş buhar entalpisi (kJ/kg) dir.

Klima Santralinden Mahale Olan Isı Transfer Miktarı;

$$\dot{Q}_{ks} = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1) \quad (117)$$

#### 4.3.1.5. Klima Santrali İçerisinde Meydana Gelen Enerji Kaybının Hesaplanması ( $\dot{E}_{ks}$ )

$$\Delta \dot{E}_{ks.su} = \dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{ks} \quad (118)$$

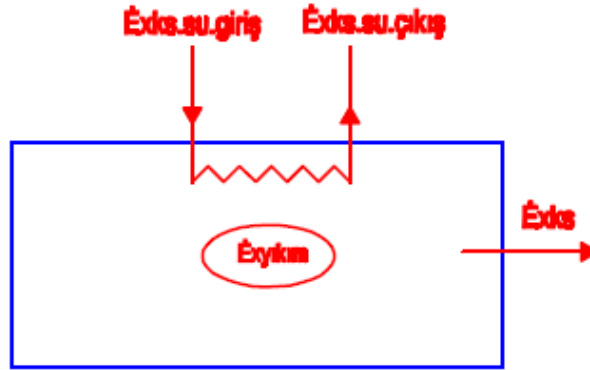
$$\dot{E}_{ks} = \Delta \dot{E}_{ks.su} - \dot{Q}_{ks} \quad (119)$$

#### 4.3.1.6. Klima Santrali Enerji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{enerji}$ )

Enerji verimi, klima santralinden mahale olan ısı transfer miktarının klima santralinde dolaşan suyun enerji değişim miktarına bölünmesiyle elde edilmektedir.

$$\eta_{enerji} = \frac{\dot{Q}_{ks}}{\Delta \dot{E}_{ks.su}} \quad (120)$$

### 4.3.2. KLİMA SANTRALİ EKSERJİ ANALİZİ



Şekil 17 : Klima Santrali Ekserji Dengesi

#### 4.3.2.1. Klima Santrali Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_{ks.su.giris} = \dot{E}x_{ks.su.cikis} + \dot{E}x_{ks} + \dot{E}x_{yikim} \quad (121)$$

$$\dot{E}x_{ks.su.giris} - \dot{E}x_{ks.su.cikis} = \dot{E}x_{ks} + \dot{E}x_{yikim} \quad (122)$$

$$\Delta \dot{E}x_{ks.su} = \dot{E}x_{ks} + \dot{E}x_{yikim} \quad (123)$$

Formüldeki  $\Delta \dot{E}x_{ks.su}$  klima santrali su devresinden elde edilen ekserji kazancını,  $\dot{E}x_{ks}$  klima santralinden mahale verilen ekserji miktarını,  $\dot{E}x_{yikim}$  klima santrali içerisinde meydana gelen ekserji yıkımını göstermektedir.

#### 4.3.2.2. Klima Santrali Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta \dot{E}x_{ks.su}$ )

$$\Delta \dot{E}x_{ks.su} = \dot{m}_{ks.su} \cdot \left[ \left( h_{su.giris} - h_{su.cikis} \right) - T_o \cdot \left( s_{su.giris} - s_{su.cikis} \right) \right] \quad (124)$$

$\dot{m}_{ks.su}$  (kg/s) klima santrali su devresinde dolaşan suyun debisi,  $h_{su.giris}$  (kJ/kg) klima santrali giriş noktasındaki suyun entalpi değeri,  $h_{su.cikis}$  (kJ/kg) klima santrali çıkış noktasındaki suyun entalpi değeri,  $T_o$  (°C) dış ortam sıcaklığı,  $s_{su.giris}$  (kJ/kgK) klima santrali giriş noktasındaki suyun entropi değeri,  $s_{su.cikis}$  (kJ/kgK) klima santrali çıkış noktasındaki suyun entropi değeridir

#### 4.3.2.3. Klima Santralinden Mahale Verilen Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{ks}$ )

$$\dot{E}x_{ks} = \dot{\phi}_H \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_r} \right) \quad (125)$$

$\dot{\phi}_H$  (W) klima santrali ısıtma kapasitesi,  $T_0$  (°C) çevre sıcaklığı,  $T_r$  (°C) referans sıcaklığı göstermektedir [17].

#### 4.3.2.4. Klima Santrali Ekserji Yıkımının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{yıkım}$ )

Ekserji yıkımı, su devresinden elde edilen ekserji kazancı ile mahale verilen ekserji miktarının farkına eşittir [17].

$$\dot{E}x_{yıkım} = \Delta\dot{E}x_{ks.su} - \dot{E}x_{ks} \quad (126)$$

#### 4.3.2.5. Klima Santrali Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ )

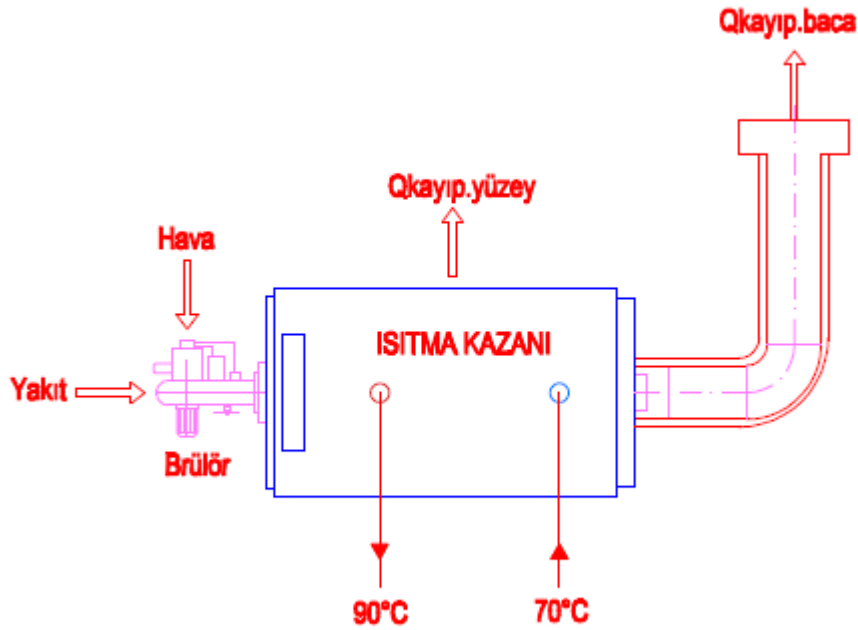
Ekserji verimi, mahale verilen ekserji miktarının su devresinden elde edilen ekserji kazancına bölünmesiyle hesap edilmektedir [17].

$$\eta_{ekserji} = \frac{\dot{E}x_{ks}}{\Delta\dot{E}x_{ks.su}} \quad (127)$$

$$\eta_{ekserji} = \frac{\dot{E}x_{ks}}{P_{fan}} \quad (128)$$

### 4.4. ISITMA KAZANI ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Şekilde ısıtma kazanı şematik olarak gösterilmektedir. Brülör kısmında yanma sonucu reaksiyona giren yakıt hava karışımı ile elde edilen ısı enerjisi bina içerisine sıcak su olarak gönderilmektedir. Mahallerdeki ısı transferi sonucu enerjisi azalan su tekrar ısıtma kazanına dönmektedir. Yanma sonucunda oluşan ürünler, baca gazı olarak atmosfere salınmaktadır.



Şekil 18 : Isıtma Kazanı şematik şekli

İncelenen ısıtma kazanında yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Doğalgaz büyük oranda Metan ( $\text{CH}_4$ ), daha düşük oranlarda Etan ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), Propan ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ), Bütan ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ), Azot ( $\text{N}_2$ ), Karbondioksit ( $\text{CO}_2$ ), Hidrojensülfür ( $\text{H}_2\text{S}$ ) ve Helyum ( $\text{He}$ ) gibi çeşitli hidrokarbonlar içermektedir. Bu bileşenlerin oranı gazın kaynağına göre farklılıklar göstermektedir [18].

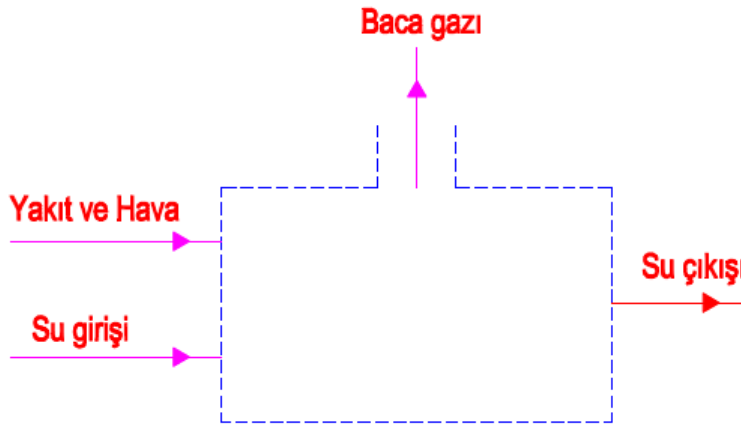
Tablo 3: Doğalgazın Kimyasal Kompozisyonu [2]

Doğalgazın Kimyasal Kompozisyonu		Rusya Gazı	Cezayir Gazı
Metan ( $\text{CH}_4$ )	Min.%82	98,52%	91,40%
Etan ( $\text{C}_2\text{H}_6$ )	Max. %12	0,41%	8,01%
Propan ( $\text{C}_3\text{H}_8$ )	Max. %4	0,14%	0,27%
Bütan ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ )	Max.%2,5	0,06%	
Karbondioksit ( $\text{CO}_2$ )	Max. %3	0,03%	0,02%
Azot (Nitrojen) ( $\text{N}_2$ )	Max. %5,8	0,81%	
Pentan ve diğer ağır karbonlar	Max. %1	0,03%	0,30%

Oksijen (O <sub>2</sub> )	Max. %0,5		
Hidrojen Sülfür (H <sub>2</sub> S)	Max.5,35 mg/m <sup>3</sup>		

#### 4.4.1. ISITMA KAZANI ENERJİ ANALİZİ

Isıtma Kazanı enerji analizi için öncelikle binanın ve sistemin ısı kaybı hesapları yapılmalıdır. Yapılan ısı kaybı hesabına göre ısıtma kazanı kapasitesi tayin edilerek uygun ısıtma kazanı seçimi yapılmalıdır. Bu çalışmada dış hava sıcaklığı ( $T_0=0$  °C) için binanın ısı kaybı  $\dot{Q}_{ısıtma} = 1750$  kW olarak hesap edilmiştir.



Şekil 19 : Isıtma Kazanı kontrol hacmi

Enerji analizi gerçekleştirebilmek için gerekli olan kütle dengesi ve enerji akışı yukarıdaki kontrol hacminde gösterilmektedir. Termodinamik analizlere göre, kontrol hacmi için kütle ve enerji dengesi şu şekilde ifade edilmektedir [13].

##### 4.4.1.1. Isıtma Kazanı Kütle dengesi

Kütlenin korunumu kanununa göre, birim zamanda ısıtma kazanı kontrol hacmine giren toplam kütle, birim zamanda ısıtma kazanı kontrol hacminden çıkan toplam kütleye eşittir.



$$\sum_{\text{giriş}} \dot{m} = \sum_{\text{çıkış}} \dot{m} \quad (129)$$

#### 4.4.1.2. Isıtma Kazanı Enerji Dengesi

Enerjinin korunumu kanuna göre, kontrol hacmine giren ve çıkan enerjilerin toplamı birbirine eşittir.

Toplam Giren Enerji = Toplam Çıkan Enerji+Toplam Kayıp Enerji

$$E_{\text{yakıt}} + E_{\text{su.giriş}} = E_{\text{su.çıkış}} + E_{\text{kayıp}} \quad (130)$$

Bu formülde  $E_{\text{yakıt}}$  yakıtın yanması sonucu elde edilen enerji miktarını,  $E_{\text{su.giriş}}$  kontrol hacmine giren suyun taşıdığı enerji miktarını,  $E_{\text{su.çıkış}}$  kontrol hacminden çıkan suyun taşıdığı enerji miktarını,  $E_{\text{kayıp}}$  sistemden kaybolan enerji miktarını göstermektedir. Kaybolan enerji, mahallerdeki ısı kaybının karşılanması, kazan yüzeyinden kayıplar ve baca gazının içerdiği enerji miktarı şeklinde açıklanmaktadır.

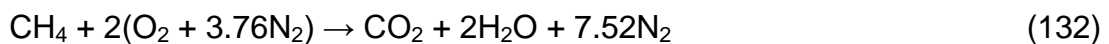
Isıtma kazanı yüzeyinden kaybolan enerji miktarı şu formülle hesaplanmaktadır [17];

$$\dot{Q}_{\text{yüzey}} = A_{\text{yüzey}} \cdot a_{\text{yüzey}} \cdot (T_{\text{yüzey}} - T_0) \quad (131)$$

Bu formülde,  $A_{\text{yüzey}}$  ısıtma kazanının yüzey alanını,  $a_{\text{yüzey}}$  kazan yüzeyinden gerçekleşen ortalama emisivite oranının değerini,  $T_{\text{yüzey}}$  ısıtma kazanı yüzey sıcaklığını ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_0$  ise dış hava sıcaklığını ( $^{\circ}\text{C}$ ) göstermektedir [17].

Bu çalışmada, ısıtma kazanı yakıtı olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Doğalgaz olarak %98,52' si Metandan oluşan Rusya gazı kullanıldığı için hesaplamalarda gazın %1,48' lik kısmını oluşturan etan, propan, bütan, karbondioksit, azot, pentan ve diğer ağır karbonlar hesaba dahil edilmeyip ihmal edilmiştir.

1 m<sup>3</sup> doğalgazın tam yanması için yaklaşık olarak 10 m<sup>3</sup> taze havaya ihtiyaç duyulmaktadır. Doğalgazın yanma reaksiyonu kimyasal olarak şu şekilde ifade edilmektedir. Taze hava miktarının yetersiz kalması durumu, gereksiz yakıt tüketimi ve hava kirliliğine sebep olmaktadır [18].



Doğalgaz, yeterli miktar hava ile aynı sıcaklık ve basınç altında buluşturulduğu zaman yanma işlemi oluşur.

Yanma sonucunda açığa çıkan ısı enerjisi, yakılan yakıtın birim mol başına şu formülle ifade edilmektedir [13].

$$\bar{q}_{yanma} = \sum_{reaksiyon} n_r \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} + \bar{h}_o)_{reaksiyon} - \sum_{üretilen} n_{\bar{u}} \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} + \bar{h}_o)_{üretilen} \quad (133)$$

$n_r$  : Reaksiyona giren kimyasal bileşiğin mol sayısı

$n_{\bar{u}}$  : Reaksiyondan çıkan kimyasal bileşiğin mol sayısı

$\bar{h}_f^0$  : Kimyasal bileşiğin 25 °C sıcaklık ve 1 atm basınçta formasyon entalpisi (kJ/kmol)

$\bar{h}$  : Bileşiğin mükemmel gaz varsayımıyla, belirtilen sıcaklık durumundaki entalpi değeri (kJ/kmol);  $\bar{h}_o$  : Bileşiğin mükemmel gaz varsayımıyla, referans durumundaki (25 °C) entalpi değeri (kJ/kmol)

1 kmol metanın yanması sonucu açığa çıkan enerji şu şekilde hesaplanır;

$$Q_{yanma} = \frac{\bar{q}_{yanma}}{M_{yakıt}} \quad (134)$$

$q_{yanma}$  : 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi (kJ/kg);

$\bar{q}_{yanma}$  : Yakıtın kmol başına açığa çıkan ısı enerjisi (kJ/kmol);

$M_{yakıt}$  : Yakıtın mol ağırlığı (kg/kmol)

$M_{CH_4}$  : 16,043 kg/kmol (Metanın mol ağırlığı)

$$\eta_{ısıtma} = \frac{\dot{Q}_{ısıtma}}{\dot{Q}_{yanma}} \quad (135)$$

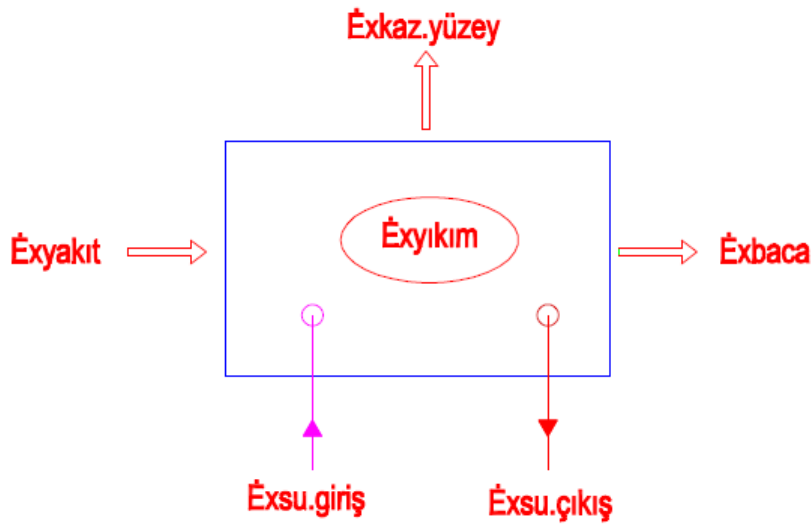
$$\dot{Q}_{yanma} = \eta_{ısıtma} \cdot \dot{Q}_{ısıtma} \quad (136)$$

$$\dot{Q}_{yanma} = \dot{m}_{yakıt} \cdot q_{yanma} \quad (137)$$

$$\dot{m}_{yakıt} = \frac{\dot{Q}_{yanma}}{q_{yanma}} \quad (138)$$

$\eta$ : Isıtma kazanının yanma verimi,  $\dot{Q}_{yanma}$ : Yanma sırasında açığa çıkan enerji değeri (kW);  $\dot{m}_{yakıt}$ : Yakıtın debisi (kg/s);  $q_{yanma}$ : 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi (kJ/kg)

#### 4.4.2. ISITMA KAZANI EKSERJİ ANALİZİ



Şekil 20: Isıtma Kazanı ekserji dengesi

Ekserji analizi, kontrol hacmine giren ve çıkan ekserjilerin dengesinin yazılmasıyla gerçekleştirilir. Ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılır;

Ekserji dengesi;

Toplam Giren Ekserji=Toplam Çıkan Ekserji + Ekserji Yıkımı

$$\dot{E}x_{yakıt} + \dot{E}x_{hava} + \dot{E}x_{su.giriş} = \dot{E}x_{su.çıkış} + \dot{E}x_{kaz.yüzey} + \dot{E}x_{baca} + \dot{E}x_{yıkım} \quad (139)$$

Hava ile giren ekserji değeri ( $\dot{E}x_{hava}$ ) ihmal edilmiştir.

$$\dot{E}x_{yakıt} = \dot{E}x_{su.çıkış} - \dot{E}x_{su.giriş} + \dot{E}x_{kaz.yüzey} + \dot{E}x_{baca} + \dot{E}x_{yıkım} \quad (140)$$

$$\dot{E}x_{yakıt} = \Delta\dot{E}x_{su} + \dot{E}x_{kaz.yüzey} + \dot{E}x_{baca} + \dot{E}x_{yıkım} \quad (141)$$

$$\dot{E}x_{yakıt} = \Delta\dot{E}x_{su} + \dot{I}_{tersinmezlik} \quad (142)$$

Su devresinden elde edilen ekserji kazancı;

$$\Delta\dot{E}x_{su} = \dot{E}x_{su.çıkış} - \dot{E}x_{su.giriş} \quad (143)$$

Isıtma Kazanında oluşan toplam Tersinmezlik;

$$\dot{I}_{\text{tersinmezlik}} = \dot{E}x_{\text{kaz.yüzey}} + \dot{E}x_{\text{baca}} + \dot{E}x_{\text{yıkım}} \quad (144)$$

$$\dot{I}_{\text{tersinmezlik}} = \dot{E}x_{\text{yakıt}} - \Delta\dot{E}x_{\text{su}} \quad (145)$$

#### 4.4.2.1. Yakıtın Ekserji Değerinin Hesaplanması ( $\dot{E}x_{\text{yakıt}}$ )

$$\dot{E}x_{\text{yakıt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} \cdot (\varepsilon_{\text{yakıt.fiz}} + \varepsilon_{\text{yakıt.kim}}) \quad (146)$$

$\dot{E}x_{\text{yakıt}}$  : Yakıtın ekserji değeri (kW)

$\dot{m}_{\text{yakıt}}$  : Yanmaya giren yakıtın debisi (kg/s)

Yakıtın fiziksel ekserji değeri aşağıdaki formülle hesaplanır [26].

$$\varepsilon_{\text{yakıt.fiz}} = c_p \cdot T_0 \cdot \left[ \frac{T}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right] + R \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (147)$$

$\varepsilon_{\text{yakıt.fiz}}$  : Birim yakıtın sahip olduğu fiziksel ekserji (kJ/kg);  $C_p$  : Gazın öz ısı değeri (kJ/kgK);  $R$  : Gaz sabiti (kJ/kgK);  $T$  : Yakıtın sıcaklığı (K);  $T_0$  : Çevre sıcaklığı (K);  $P$  : Yakıtın  $T$  sıcaklığındaki basınç değeri (Kpa);  $P_0$  : Yakıtın  $T_0$  sıcaklığındaki basınç değeri (Kpa) [26].

Yakıtın kimyasal ekserji değeri aşağıdaki formülle hesaplanır [17],

$$\varepsilon_{\text{yakıt.kim}} = H_U \cdot \varphi \quad (148)$$

$H_U$  : Yakıtın alt ısıl değeri (kJ/kg);  $\varphi$  : Yakıtın kimyasal ekserji faktörü

$$\varphi = \left[ 1,0401 + 0,1728 \frac{H}{C} + 0,0432 \frac{O}{C} + 0,2169 \frac{S}{C} \cdot \left( 1 - 2,0628 \frac{H}{C} \right) \right] \quad (149)$$

$H/C$ ,  $O/C$ ,  $S/C$  oranları elementlerin kütleli ağırlık oranlarıdır. Bu çalışmada  $\varphi = 1.04$  kabul edilmiştir [23].

#### 4.4.2.2. Isıtma Kazanı Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}x_{\text{su}}$ )

$$\Delta\dot{E}x_{\text{su}} = \dot{E}x_{\text{su.çıkış}} - \dot{E}x_{\text{su.giriş}} \quad (150)$$

Kazanın su devresinden elde edilen ekserji kazancı şu şekilde hesaplanır;

$$\Delta\dot{E}x_{\text{su}} = \dot{m}_{\text{su}} \cdot \left[ \left( h_{\text{su.çıkış}} - h_{\text{su.giriş}} \right) - T_0 \cdot \left( s_{\text{su.çıkış}} - s_{\text{su.giriş}} \right) \right] \quad (151)$$

$\Delta\dot{E}x_{\text{su}}$  : Su devresinden elde edilen ekserji kazancı (kW)

$\dot{m}_{su}$  : Su devresinde dolaşan akışkanın debisi (kg/s)

$h_{su.çıkış}$  : Isıtma kazanı çıkışındaki suyun entalpi değeri (kJ/kg)

$h_{su.giriş}$  : Isıtma kazanı girişindeki suyun entalpi değeri (kJ/kg)

$T_0$  : Çevre sıcaklığı (K)

$s_{su.çıkış}$  : Isıtma kazanı çıkışındaki suyun entropi değeri (kJ/kgK)

$s_{su.giriş}$  : Isıtma kazanı girişindeki suyun entropi değeri (kJ/kgK)

#### 4.4.2.3. Isıtma Kazanı Yüzeyinden Gerçekleşen Ekserji Kaybı ( $\dot{E}x_{kaz.yüzey}$ )

Kazan yüzeyinden gerçekleşen ekserji kaybı şu şekilde hesaplanmaktadır [9].

$$\dot{E}x_{kaz.yüzey} = \dot{Q}_{yüzey} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey}}\right) \quad (152)$$

$\dot{E}x_{kaz.yüzey}$  : Isıtma Kazanı yüzeyinden gerçekleşen ekserji kaybı (kW)

$\dot{Q}_{yüzey}$  : Isıtma kazanı yüzeyinden gerçekleşen ısı kaybı (kW)

$T_0$  : Çevre sıcaklığı (K)

$T_{yüzey}$  : Kazan yüzey sıcaklığı (K)

#### 4.4.2.4. Baca Gazından Çıkan Ekserjinin Hesaplanması ( $\dot{E}x_{baca}$ )

Baca gazından kaybolan ekserji şu şekilde hesaplanmaktadır [17].

$$\dot{E}x_{baca} = \dot{m}_{bg} \cdot (\dot{E}x_{baca.fiz} + \dot{E}x_{baca.kim}) \quad (153)$$

$\dot{E}x_{baca}$  = Baca gazından çıkan ekserji değeri (kW)

$\dot{m}_{bg}$  : Baca gazı debisi (kg/s)

$\dot{E}x_{baca.fiz}$  : Baca gazı birim fiziksel ekserji değeri (kJ/kg)

$\dot{E}x_{baca.kim}$  : Baca gazı birim kimyasal ekserji değeri (kJ/kg)

$$\dot{E}x_{baca.fiz} = \left[ c_p \cdot (T_{bg} - T_0) - T_0 \cdot \ln \frac{T_{bg}}{T_0} \right] \quad (154)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{baca.kim} = R \cdot T_0 \cdot [YN_2 \cdot \ln \frac{YN_2}{0,7567} + YO_2 \cdot \ln \frac{YO_2}{0,2035} + YCO_2 \cdot \ln \frac{YCO_2}{0,000345}] \\ + YCO \cdot [b_{CO} + \frac{T_{fg} - T_0}{T_{fg}} \cdot (h_{CO}^0 - b_{CO})] + R \cdot T_0 \cdot \ln YCO \frac{P_{fg}}{P_o} \end{aligned} \quad (155)$$

#### 4.4.2.5. Isıtma Kazanında Meydana Gelen Tersinmezliğin Hesaplanması

(İtersinmezlik);

Isıtma kazanında meydana gelen toplam tersinmezlik, kazan yüzeyinden meydana gelen ekserji kaybı, bacadan kaybolan ekserji kaybı ve kazan içerisinde meydana gelen ekserji yıkımlarının toplamına eşittir. Ayrıca toplam tersinmezlik, yakıtın ekserjisinin, su devresinden elde edilen ekserjinin çıkarılması yoluyla da hesap edilebilir,

$$\dot{I}_{tersinmezlik} = \dot{E}x_{kaz.yüzey} + \dot{E}x_{baca} + \dot{E}x_{yıkım} \quad (156)$$

$$\dot{I}_{tersinmezlik} = \dot{E}x_{yakıt} - \Delta \dot{E}x_{su} \quad (157)$$

#### 4.4.2.6. Isıtma Kazanı Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ )

Kazan ekserji verimi şu şekilde hesaplanmaktadır [9],

$$\eta_{ekserji} = \frac{\Delta \dot{E}x_{su}}{\dot{E}x_{yakıt}} \quad (158)$$

$$\eta_{ekserji} = 1 - \frac{\dot{I}_{tersinmezlik}}{\dot{E}x_{yakıt}} \quad (159)$$

## 5. SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

### 5.1. FANCOİL ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

( $T_0=0\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $80\text{-}70\text{ }^\circ\text{C}$  ÇALIŞMA ARALIĞINDA)

Isıtma Kapasitesi=1,9 kW

$$h_{80}=334,91\text{ kJ/kg} \quad s_{80}=1,0753\text{ kJ/kgK}$$

$$h_{70}=292,98\text{ kJ/kg} \quad s_{70}=0,9549\text{ kJ/kgK} \quad [13].$$

$$T_0=0\text{ }^\circ\text{C} \quad T_i=20\text{ }^\circ\text{C} \quad T_r=25\text{ }^\circ\text{C}$$

#### 5.1.1. FANCOİL ENERJİ ANALİZİ

Fancoil Kütle Dengesi

$$\sum_{\text{giriş}} \dot{m} = \sum_{\text{çıkış}} \dot{m}$$

Fancoil Enerji Dengesi

Giren Enerji=Çıkan Enerji+Üretilen(Faydalı) Enerji+Kayıp Enerji

$$\dot{E}_{fcu.su.giriş} = \dot{E}_{fcu.su.çıkış} + \dot{Q}_{fcu} + \dot{E}_{fcu}$$

$$\dot{E}_{fcu.su.giriş} - \dot{E}_{fcu.su.çıkış} = \dot{Q}_{fcu} + \dot{E}_{fcu}$$

$$\Delta \dot{E}_{fcu.su} = \dot{Q}_{fcu} + \dot{E}_{fcu}$$

Fancoil Su Devresinden Elde Edilen Enerji Kazancının Hesaplanması

( $\Delta \dot{E}_{fcu.su}$ )

$$\Delta \dot{E}_{fcu.su} = \dot{m}_{fcu.su} \cdot c_{su} \cdot (T_{fcu.su.giriş} - T_{fcu.su.çıkış})$$

$$\Delta \dot{E}_{fcu.su} = 0,0375 \cdot 4186,8 \cdot (80-70) = 1570\text{ W}$$

Fancoil İçerisinde Meydana Gelen Enerji Kaybının Hesaplanması ( $\dot{E}_{fcu}$ )

$$\Delta \dot{E}_{fcu.su} = \dot{Q}_{fcu} + \dot{E}_{fcu}$$

$$\dot{E}_{fcu} = \Delta \dot{E}_{fcu.su} - \dot{Q}_{fcu}$$

$$\dot{E}_{fcu} = 1570 - 1430 = 140\text{ W}$$

Fancoil Enerji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{\text{enerji}}$ )

$$\eta_{enerji} = \frac{\dot{Q}_{fcu}}{\Delta\dot{E}_{fcu.su}}$$

$$\eta_{enerji} = \frac{1430}{1575} = 0,91$$

### 5.1.2. FANCOİL EKSERJİ ANALİZİ

Fancoil Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_{fcu.su.giriş} - \dot{E}x_{fcu.su.çıkış} = \dot{E}x_{fcu} + \dot{E}x_{yıkım}$$

$$\Delta\dot{E}x_{fcu.su} = \dot{E}x_{fcu} + \dot{E}x_{yıkım}$$

$$\Delta\dot{E}_{fcu.su} = \dot{\phi}_H = \dot{m}_{fcu.su} \cdot c_{su} \cdot (T_{fcu.su.giriş} - T_{fcu.su.çıkış})$$

$$\dot{m}_{fcu.su} = \frac{1570}{4186,8 \cdot (80 - 70)} = 0,0375 \text{ kg / s}$$

Fancoil Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması  
( $\Delta\dot{E}x_{fcu.su}$ )

$$\Delta\dot{E}x_{fcu.su} = \dot{m}_{fcu.su} \cdot \left[ (h_{su.giriş} - h_{su.çıkış}) - T_o \cdot (s_{su.giriş} - s_{su.çıkış}) \right]$$

$$\Delta\dot{E}x_{fcu.su} = 0,0375 \cdot [(334,91 - 292,98) - 273 \cdot (1,0753 - 0,9549)] = 339,77 \text{ W}$$

Fancoilden Mahale Verilen Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{fcu}$ )

$$\dot{E}x_{fcu} = \dot{\phi}_H \cdot \left( 1 - \frac{T_o}{T_r} \right)$$

$$\dot{E}x_{fcu} = 1570 \cdot (1 - 273/298) = 131,71 \text{ W}$$

Fancoil Ekserji Yıkımının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{yıkım}$ )

$$\dot{E}x_{yıkım} = \Delta\dot{E}x_{fcu.su} - \dot{E}x_{fcu}$$

$$\dot{E}x_{yıkım} = 339,77 - 131,71 = 208,06 \text{ W}$$

Fancoil Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ )

$$\eta_{ekserji} = \frac{\dot{E}x_{fcu}}{\Delta\dot{E}x_{fcu.su}}$$



$$\eta_{ekserji} = \frac{131,71}{339,77} = 0,388$$

Bina içerisinde mevcut olan farklı kapasitelerdeki fancoillerin analizi yapılmış ve aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Tablo 4: Fancoil üniteleri ekserji ve enerji verimleri

Fancoil Ünite	$\Delta \dot{E}_{fcu.su} = \dot{Q}_H$ (W)	$Q_{fcu}$ (W)	$\dot{m}_{fcu.su}$ (kg/s)	$\Delta \dot{E}_{x_{fcu.su}}$ (W)	$\dot{E}_{x_{fcu}}$ (W)	$\dot{E}_{x_{fcu.yıkım}}$ (W)	$\Psi_{ekserji}$	$\eta_{enerji}$
Tip1	1570	1430	0,0375	339,77	131,71	208,06	0,388	0,91
Tip2	2225	1992	0,05314	481,52	186,66	294,86	0,388	0,90
Tip3	3000	2711	0,07165	649,24	251,68	397,56	0,388	0,90

## 5.2. EŞANJÖR ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

( $T_0 = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C} / 10-60^\circ\text{C}$  ÇALIŞMA ARALIĞINDA)

Isıtma kazanından eşanjöre giren su sıcaklığı  $90^\circ\text{C}$ , dönen suyun sıcaklığı  $70^\circ\text{C}$  dir. Eşanjöre  $10^\circ\text{C}$ 'de giren soğuk su,  $60^\circ\text{C}$  kullanım sıcak suyu olarak binaya gönderilmektedir.

$$h_{90} = 376,92 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{90} = 1,1925 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{70} = 292,98 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{70} = 0,9549 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{10} = 42,01 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{10} = 0,1510 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{60} = 251,13 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{60} = 0,8312 \text{ kJ/kgK} \quad [13].$$

### 5.2.1. EŞANJÖR ENERJİ ANALİZİ

Eşanjör Enerji Dengesi

Giren Enerji = Çıkan Enerji + Üretilen (Faydalı) Enerji + Kayıp Enerji

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

$$\dot{E}_1 - \dot{E}_2 = \dot{E}_4 - \dot{E}_3 + \dot{E}_{kayıp}$$

$$\Delta \dot{E}_{sıcaksu} = \Delta \dot{E}_{soğuksu} + \dot{E}_{kayıp}$$

Eşanjör Sıcak Su Devresinden Elde Edilen Enerji Kazancının Hesaplanması

( $\Delta \dot{E}_{sıcaksu}$ )

$$\Delta \dot{E}_{sıcaksu} = \dot{m}_{sıcaksu} \cdot c_{su} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$\Delta \dot{E}_{sıcaksu} = 0,35 \cdot 4186,8 \cdot (90 - 70) = 29307,6 \text{ W}$$

Eşanjör Soğuk Su Devresine Aktarılan Enerji Miktarının Hesaplanması

( $\Delta \dot{E}_{soğuksu}$ )

$$\Delta \dot{E}_{soğuksu} = \dot{m}_{soğuksu} \cdot c_{su} \cdot (T_4 - T_3)$$

$$\Delta \dot{E}_{soğuksu} = 0,125 \cdot 4186,8 \cdot (60 - 10) = 26167,5 \text{ W}$$

Eşanjör Kayıp Enerji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}_{kayıp}$ )

$$\dot{E}_{kayıp} = \Delta \dot{E}_{sıcaksu} - \Delta \dot{E}_{soğuksu}$$

$$\dot{E}_{kayıp} = 29307,6 - 26167,5 = 3140,10 \text{ W}$$

Eşanjör Enerji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{enerji}$ )

$$\eta_{enerji} = \frac{\Delta \dot{E}_{soğuksu}}{\Delta \dot{E}_{sıcaksu}}$$

$$\eta_{enerji} = \frac{26167,5}{29307,6} = 0,893$$

## 5.2.2. EŞANJÖR EKSERJİ ANALİZİ

Eşanjör Ekserji Dengesi

Giren Ekserji = Çıkan Ekserji + Kayıp Ekserji

$$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_3 = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{kayıp}$$

$$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{kayıp}$$

$$\Delta \dot{E}x_{sıcaksu} = \Delta \dot{E}x_{soğuksu} + \dot{E}x_{kayıp}$$

Eşanjör Sıcak Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması

( $\Delta \dot{E}x_{sıcaksu}$ )

$$\Delta \dot{E}x_{sıcaksu} = \dot{m}_{sıcaksu} \cdot [(h_1 - h_2) - T_0 \cdot (s_1 - s_2)]$$

$$\Delta \dot{E}x_{sıcaksu} = 0,35 \cdot [(376,92 - 292,98) - 273 \cdot (1,1925 - 0,9549)]$$

$$\Delta \dot{E}x_{sıcaksu} = 6,67632 \text{ kW} = 6676,32 \text{ W}$$

Eşanjör Soğuk Su Devresine Aktarılan Ekserji Miktarının Hesaplanması

( $\Delta \dot{E}x_{soğuksu}$ )

$$\Delta \dot{E}x_{soğuksu} = \dot{m}_{soğuksu} \cdot [(h_4 - h_3) - T_0 \cdot (s_4 - s_3)]$$

$$\Delta \dot{E}x_{soğuksu} = 0,125 \cdot [(251,13 - 42,01) - 273 \cdot (0,8312 - 0,1510)]$$

$$\Delta \dot{E}x_{soğuksu} = 2,928174 \text{ kW} = 2928,175 \text{ W}$$

Eşanjör Kayıp Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{kayıp}$ )

$$\dot{E}x_{kayıp} = \Delta \dot{E}x_{sıcaksu} - \Delta \dot{E}x_{soğuksu}$$

$$\dot{E}x_{kayıp} = 6676,32 - 2928,175 = 3748,145 \text{ W}$$

Eşanjör Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ )

$$\eta_{ekserji} = \frac{\Delta \dot{E}x_{soğuksu}}{\Delta \dot{E}x_{sıcaksu}}$$

$$\eta_{ekserji} = \frac{2928,175}{6676,32} = 0,438$$

### 5.3. KLİMA SANTRALİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

( $T_0 = 0^\circ \text{C}$  ve  $90-70^\circ \text{C}$  ÇALIŞMA ARALIĞINDA)

$$h_{90} = 376,92 \text{ kJ/kg} \quad s_{90} = 1,1925 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{70} = 292,98 \text{ kJ/kg} \quad s_{70} = 0,9549 \text{ kJ/kgK}$$

$$T_0 = 0^\circ \text{C}; \quad T_i = 20^\circ \text{C}; \quad T_R = 25^\circ \text{C}; \quad T_{ks.su.giriş} = 90^\circ \text{C}; \quad T_{ks.su.çıkış} = 70^\circ \text{C}$$

#### 5.3.1. KLİMA SANTRALİ ENERJİ ANALİZİ

Klima Santrali Kütle Dengesi

$$\sum \dot{m}_{giriş} = \sum \dot{m}_{çıkış}$$

Klima Santrali Enerji Dengesi

Giren Enerji = Çıkan Enerji + Üretilen (Faydalı) Enerji + Kayıp Enerji

$$\dot{E}_{ks.su.giriş} = \dot{E}_{ks.su.çıkış} + \dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{ks}$$

$$\dot{E}_{ks.su.giriş} - \dot{E}_{ks.su.çıkış} = \dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{ks}$$

$$\Delta \dot{E}_{ks.su} = \dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{ks}$$

Klima Santrali Su Devresinden Elde Edilen Enerji Kazancının Hesaplanması  
( $\Delta \dot{E}_{ks.su}$ )

$$\Delta \dot{E}_{ks.su} = \dot{m}_{ks.su} \cdot c_{su} \cdot (T_{ks.su.giriş} - T_{ks.su.çıkış})$$

$$\Delta \dot{E}_{ks.su} = 3,284 \cdot 4186,8 \cdot (90-70) = 275000 \text{ W}$$

Klima Santralinden Mahale Olan Isı Transfer Miktarının Hesaplanması ( $\dot{Q}_{ks}$ )

$$\text{Enerji dengesi } \dot{Q}_{ks} = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)$$

Klima santrali hava giriş noktasındaki nemli havanın kısmi basıncı;

$$P_{v1} = \phi_1 \cdot P_{g1}$$

$$P_{v1} = 0,30 \cdot (0,8721 \text{ kPa}) = 0,262 \text{ kPa}$$

Klima santrali hava giriş noktasındaki kuru havanın kısmi basıncı;

$$P_{a1} = P_1 - P_{v1}$$

$$P_{a1} = 100 - 0,262 = 99,738 \text{ kPa}$$

Kuru hava yoğunluğu;

$$v_1 = \frac{R_a \cdot T_1}{P_{a1}}$$

$$v_1 = \frac{(0,287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3 / \text{kg} \cdot \text{K} \cdot 278 \text{ K})}{99,738 \text{ kPa}} = 0,79995 \text{ m}^3 / \text{kg kuru hava}$$

Kuru hava debisi;

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{9750 \text{ m}^3 / \text{h}}{0,79995 \text{ m}^3 / \text{kg}} = 12188,22 \text{ kg} / \text{h}$$

Giriş noktasındaki havanın nem miktarı;

$$\omega_1 = \frac{0,622 \cdot P_{v1}}{P_1 - P_{v1}}$$

$$\omega_1 = \frac{0,622 \cdot (0,262 \text{ kPa})}{99,738 \text{ kPa}} = 0,00163$$

$h_1$  klima santrali hava giriş noktasındaki entalpi değeri (kJ/kg)

$$h_1 = C_p \cdot T_1 + \omega_1 \cdot h_{g1}$$

$$h_1 = (1,0059 \text{ kJ / kg}^\circ\text{C}) \cdot (5^\circ\text{C}) + (0,00163) \cdot (2510,6 \text{ kJ / kg}) = 9,12 \text{ kJ / kg}$$

$h_2$  klima santrali hava çıkış noktasındaki entalpi değeri (kJ/kg);

$$h_2 = C_p \cdot T_2 + \omega_2 \cdot h_{g2}$$

$$h_2 = (1,005 \text{ kJ / kg}^\circ\text{C}) \cdot (25^\circ\text{C}) + (0,00163) \cdot (2547,2 \text{ kJ / kg}) = 29,28 \text{ kJ / kg}$$

Klima Santralinden Mahale Olan Isı Transfer Miktarı;

$$\dot{Q}_{ks} = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{ks} = (12188,22 \text{ kg / h}) \cdot (29,28 \text{ kJ / kg} - 9,12 \text{ kJ / kg}) = 245711 \text{ W}$$

Klima Santrali İçerisinde Meydana Gelen Enerji Kaybının Hesaplanması ( $\dot{E}_{ks}$ )

$$\Delta \dot{E}_{ks.su} = \dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{ks}$$

$$\dot{E}_{ks} = \Delta \dot{E}_{ks.su} - \dot{Q}_{ks}$$

$$\dot{E}_{ks} = 275000 - 245711 = 29289 \text{ W}$$

Klima Santrali Enerji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{enerji}$ )

$$\eta_{enerji} = \frac{\dot{Q}_{ks}}{\Delta \dot{E}_{ks.su}}$$

$$\eta_{enerji} = \frac{245711}{275000} = 0,89$$

### 5.3.2. KLİMA SANTRALİ EKSERJİ ANALİZİ

Klima Santrali Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_{ks.su.giriş} = \dot{E}x_{ks.su.çıkış} + \dot{E}x_{ks} + \dot{E}x_{yıkam}$$

$$\dot{E}x_{ks.su.giriş} - \dot{E}x_{ks.su.çıkış} = \dot{E}x_{ks} + \dot{E}x_{yıkam}$$

$$\Delta \dot{E}x_{ks.su} = \dot{E}x_{ks} + \dot{E}x_{yıkım}$$

$$\Delta \dot{E}x_{ks.su} = \dot{m}_{ks.su} \cdot c_{su} \cdot (T_{ks.su.giriş} - T_{ks.su.çıkış})$$

$$\dot{m}_{ks.su} = \frac{275000}{4186,8 \cdot (90 - 70)} = 3,28 \text{ kg / s}$$

Klima Santrali Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta \dot{E}x_{ks.su}$ )

$$\Delta \dot{E}x_{ks.su} = \dot{m}_{ks.su} \cdot \left[ (h_{su.giriş} - h_{su.çıkış}) - T_o \cdot (s_{su.giriş} - s_{su.çıkış}) \right]$$

$$\Delta \dot{E}x_{ks.su} = 3,28 \cdot [(376,92 - 292,98) - 273 \cdot (1,1925 - 0,9549)] = 62645,46 \text{ W}$$

Klima Santralinden Mahale Verilen Ekserji Miktarının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{ks}$ )

$$\dot{E}x_{ks} = \dot{\phi}_H \cdot \left( 1 - \frac{T_o}{T_r} \right)$$

$$\dot{E}x_{ks} = 275000 \cdot \left( 1 - \frac{273}{298} \right) = 23070,47 \text{ W}$$

Klima Santrali Ekserji Yıkımının Hesaplanması ( $\dot{E}x_{yıkım}$ )

$$\dot{E}x_{yıkım} = \Delta \dot{E}x_{ks.su} - \dot{E}x_{ks}$$

$$\dot{E}x_{yıkım} = 62645,46 - 23070,47 = 39574,99 \text{ W}$$

Klima Santrali Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ )

$$\eta_{ekserji} = \frac{\dot{E}x_{ks}}{\Delta \dot{E}x_{ks.su}}$$

$$\eta_{ekserji} = \frac{23070,47}{62645,46} = 0,368$$

Bina içerisinde mevcut olan farklı kapasitelerdeki klima santrallerinin analizi yapılmış ve aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Tablo 5: Klima santralleri ekserji ve enerji verimleri

Klima Santrali	$\Delta \dot{E}_{ks.su} = \dot{Q}_H$ (W)	$Q_{ks}$ (W)	$\dot{m}_{ks.su}$ (kg/s)	$\Delta \dot{E}x_{ks.su}$ (W)	$\dot{E}x_{ks}$ (W)	$\dot{E}x_{ks,yıkım}$ (W)	$\eta_{ekserji}$	$\eta_{enerji}$
KS01	275000	245711	3,28	62645,46	23070,47	39574,99	0,368	0,89
KS02	250000	223030	2,99	56950,42	20973,15	35977,26	0,368	0,89
KS03	87500	76863	1,04	19932,65	7340,60	12592,04	0,368	0,88
KS04	187500	167588	2,24	42712,81	15729,87	26982,95	0,368	0,89
KS05	105000	94504	1,25	23919,17	8808,72	15110,45	0,368	0,90
KS06	105000	94504	1,25	23919,17	8808,72	15110,45	0,368	0,90
KS07	49500	44102	0,59	11276,18	4152,68	7123,50	0,368	0,89
KS08	63500	56703	0,76	14465,41	5327,18	9138,22	0,368	0,89

#### 5.4. ISITMA KAZANI ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

( $T_0 = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  ÇALIŞMA ARALIĞINDA)

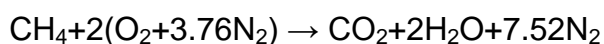
$$h_{90} = 376,92 \text{ kJ/kg} \quad s_{90} = 1,1925 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{70} = 292,98 \text{ kJ/kg} \quad s_{70} = 0,9549 \text{ kJ/kgK} \quad [13].$$

$$T_0 = 0^\circ\text{C}; \quad T_i = 20^\circ\text{C}; \quad T_R = 25^\circ\text{C}; \quad T_{\text{kazan.su.giriş}} = 70^\circ\text{C}; \quad T_{\text{kazan.su.çıkış}} = 90^\circ\text{C}$$

##### 5.4.1. ISITMA KAZANI ENERJİ ANALİZİ

Doğalgazın tamamının metandan oluştuğu kabul edilerek, doğalgaz yanma denklemi şu şekilde yazılabilir;



Tablo 6 : Yanma reaksiyonuna giren ve çıkan bileşiklerin entalpi değerleri [13].

	<b>Bileşik</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}(273 K)$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}(450 K)$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (kJ/ kmol)
Reaksiyona giren bileşikler	CH <sub>4</sub>	-74850	0	-	0
	O <sub>2</sub>	0	7946	-	8682
	N <sub>2</sub>	0	7937	-	8669
Reaksiyondan çıkan bileşikler	CO <sub>2</sub>	-393520	-	15483	9364
	H <sub>2</sub> O	-241820	-	15080	9904
	N <sub>2</sub>	0	-	13105	8669

$$\bar{q}_{yanma} = \sum_{\text{reaksiyon}} n_r \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} + \bar{h}_o)_{\text{reaksiyon}} - \sum_{\text{üretilen}} n_{\bar{u}} \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} + \bar{h}_o)_{\text{üretilen}}$$

$n_r$  : Reaksiyona giren kimyasal bileşiğin mol sayısı

$n_{\bar{u}}$  : Reaksiyondan çıkan kimyasal bileşiğin mol sayısı

$$\bar{q}_{yanma} = [1(-74850) + 2(0 + 7946 - 8682) + 7,52(0 + 7937 - 8669)] - [1(-393520 + 15483 - 9364) + 2(-241820 + 15080 - 9904) + 7,52(0 + 13105 - 8669)]$$

$$\bar{q}_{yanma} = 745503,64 \text{ kJ/kmol CH}_4$$

$M_{\text{CH}_4} = 16,043 \text{ kg/kmol}$  (1 kmol metanın kütlesi)

$$q_{yanma} = \frac{\bar{q}_{yanma}}{M_{\text{yakıt}}}$$

$$q_{yanma} = \frac{745503,64}{16,043}$$

$$q_{yanma} = 46469,09 \text{ kJ/kg}$$

$\dot{Q}_{yanma}$  : Yanma sırasında açığa çıkan ısı enerjisi değeri (kW)

$Q_{\text{ısıtma}} : 1750 \text{ kW}$  ( $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  için binanın ısı kaybı)



$\eta = 0.90$  (Isıtma kazanı üretici firma katalog bilgilerine göre, kazanın yanma verimi)

$$Q_{yanma} = \frac{Q_{ısıtma}}{\eta} = \frac{1750}{0,90} = 1944,44 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{yakıt} = \frac{Q_{yanma}}{q_{yanma}} = \frac{1944,44}{4646,09} = 0,04184 \text{ kg/s} = 150,64 \text{ kg/h}$$

Tablo 7:  $T_0 = 0^\circ \text{C}$  için 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi (kJ/kg)

$T_0 = (0^\circ \text{C})$ için						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/kmol)	$\bar{h}(273\text{K})$ (kJ/kmol)	$\bar{h}(450\text{K})$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_0(298\text{K})$ (kJ/kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	7946		8682	-1472
N <sub>2</sub>	7,52	0	7937		8669	-5504,64
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
$q_{yanma}$ (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						745503,64
$q_{yanma}$ (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						46469,09

#### 5.4.2. ISITMA KAZANI EKSERJİ ANALİZİ

$$\dot{E}x_{yakıt} = \dot{E}x_{su,çıkış} - \dot{E}x_{su,giriş} + \dot{E}x_{kaz.yüzey} + \dot{E}x_{baca} + \dot{E}x_{yıkım}$$

$$\dot{E}x_{yakıt} = \Delta \dot{E}x_{su} + \dot{E}x_{kaz.yüzey} + \dot{E}x_{baca} + \dot{E}x_{yıkım}$$

$$\dot{E}x_{yakıt} = \Delta \dot{E}x_{su} + \dot{I}_{tersinmezlik}$$

$$\Delta \dot{E}x_{su} = \dot{E}x_{su,çıkış} - \dot{E}x_{su,giriş}$$

Isıtma Kazanında oluşan toplam Tersinmezlik;

$$\dot{I}_{\text{tersinmezlik}} = \dot{E}x_{\text{kaz.yüzey}} + \dot{E}x_{\text{baca}} + \dot{E}x_{\text{yıkım}}$$

$$\dot{I}_{\text{tersinmezlik}} = \dot{E}x_{\text{yakıt}} - \Delta \dot{E}x_{\text{su}}$$

#### 5.4.2.1. Yakıtın Ekserji Değerinin Hesaplanması ( $\dot{E}x_{\text{yakıt}}$ )

$$\dot{E}x_{\text{yakıt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} \cdot (\varepsilon_{\text{yakıt.fiz}} + \varepsilon_{\text{yakıt.kim}})$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt}} = \dot{E}x_{\text{yakıt.fiz}} + \dot{E}x_{\text{yakıt.kim}}$$

$\dot{E}x_{\text{yakıt}}$  : Yakıtın ekserji değeri (kW)

$\dot{m}_{\text{yakıt}}$  : 0,04184 kg/s

$$\varepsilon_{\text{yakıt.fiz}} = c_p \cdot T_0 \cdot \left[ \frac{T}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right] + R \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt.fiz}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} \cdot \varepsilon_{\text{yakıt.fiz}}$$

$\varepsilon_{\text{yakıt.fiz}}$  : Birim yakıtın sahip olduğu fiziksel ekserji (kJ/kg)

$c_p$  : 2,254 kJ/kgK

$R$  : 0,5183 kJ/kgK

$T$  : 298 K

$T_0$  : 273 K

$P$  : 600 kPa

$P_0$  : 101 kPa

$$\dot{E}x_{\text{yakıt.fiz}} = 0,04184 \cdot \{ 2,254 \cdot 273 \cdot [ (298/273) - 1 - \ln(298/273) ] + 0,5183 \cdot 273 \cdot \ln(600/101) \}$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt.fiz}} = 10,651 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt.fiz}} = 10,651 \text{ kW}$$

$$\varepsilon_{\text{yakıt.kim}} = H_U \cdot \varphi$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt.kim}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} \cdot \varepsilon_{\text{yakıt.kim}}$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt.kim}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} \cdot H_U \cdot \varphi$$

$H_U$  : 56785 kJ/kg

$\varphi$  : 1.04 Yakıtın kimyasal ekserji faktörü

$$\dot{E}x_{\text{yakıt.kim}} = 1.04 \cdot 56785 \cdot 0,04184$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt.kim}}=2471,15 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt}} = \dot{E}x_{\text{yakıt.fiz}} + \dot{E}x_{\text{yakıt.kim}}$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt}} = 10,611 + 2471,15$$

$$\dot{E}x_{\text{yakıt}} = 2481,80 \text{ kW}$$

#### 5.4.2.2. Isıtma Kazanı Su Devresinden Elde Edilen Ekserji Kazancının Hesaplanması ( $\Delta\dot{E}x_{\text{su}}$ )

$$\Delta\dot{E}x_{\text{su}} = \dot{E}x_{\text{su.çıkış}} - \dot{E}x_{\text{su.giriş}}$$

$$\Delta\dot{E}x_{\text{su}} = \dot{m}_{\text{su}} \cdot \left[ (h_{\text{su.çıkış}} - h_{\text{su.giriş}}) - T_0 \cdot (s_{\text{su.çıkış}} - s_{\text{su.giriş}}) \right]$$

$\Delta\dot{E}x_{\text{su}}$  : Su devresinden elde edilen ekserji kazancı (kW)

$$h_{90} = 376,92 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{70} = 292,98 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{90} = 1,1925 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_{70} = 0,9549 \text{ kJ/kgK}$$

$$\dot{m}_{\text{su}} = \frac{Q_{\text{ısıtma}}}{(h_{90} - h_{70})} = \frac{1750}{(376,92 - 292,98)}$$

$$\dot{m}_{\text{su}} = 20,848 \text{ kg/s} = 75053,61 \text{ kg/h}$$

$$T_0 : 273 \text{ K}$$

$$\Delta\dot{E}x_{\text{su}} = (20,848) \cdot [(376,92 - 292,98) - 273 \cdot (1,1925 - 0,9549)]$$

$$\underline{\Delta\dot{E}x_{\text{su}} = 397,684 \text{ kW}}$$

#### 5.4.2.3. Isıtma Kazanında Meydana Gelen Tersinmezliğin Hesaplanması

(İtersinmezlik);

$$\dot{I}_{\text{tersinmezlik}} = \dot{E}x_{\text{yakıt}} - \Delta\dot{E}x_{\text{su}}$$

$$\dot{I}_{\text{tersinmezlik}} = 2481,80 - 397,684$$

$$\underline{\dot{I}_{\text{tersinmezlik}} = 2084,11 \text{ kW}}$$

#### 5.4.2.4. Isıtma Kazanı Ekserji Veriminin Hesaplanması ( $\eta_{ekserji}$ )

$$\eta_{ekserji} = \frac{\Delta \dot{E}x_{su}}{\dot{E}x_{yakıt}}$$

$$\eta_{ekserji} = \frac{\Delta \dot{E}x_{su}}{\dot{E}x_{yakıt}} = \frac{397,684}{2481,80}$$

$$\eta_{ekserji} = 0,16$$

#### 5.4.3. ISITMA KAZANI $T_0 = -6, -3, 0, 3, 6, 9, 12, 15^\circ\text{C}$ ve $90-70^\circ\text{C}$ ÇALIŞMA ARALIĞINDAKİ TERMODİNAMİK VERİLERİN ANALİZİ

Isıtma kazanı için,  $T_0 = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  aralığındaki hesaplamalar yukarıda detaylı şekilde gösterilmiştir.  $T_0 = -6, -3, 3, 6, 9, 12, 15^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  aralığındaki hesaplamalarda benzer şekilde yapılarak aşağıdaki tablolarda gösterilmiştir.

Tablo 8: Farklı sıcaklıklardaki 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi

$T_0 = (-6^\circ\text{C})$ için						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (267 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	7770		8682	-1824
N <sub>2</sub>	7,52	0	7761		8669	-6828,16
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
$q_{yanma}$ (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						743828,12
$q_{yanma}$ (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						46364,65

<b>T<sub>0</sub>= (-3 ° C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (270 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	7858		8682	-1648
N <sub>2</sub>	7,52	0	7849		8669	-6166,40
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH<sub>4</sub>)</b>						<b>744665,88</b>
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kg CH<sub>4</sub>)</b>						<b>46416,87</b>

<b>T<sub>0</sub>= (0 ° C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (273 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	7946		8682	-1472
N <sub>2</sub>	7,52	0	7937		8669	-5504,64
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH<sub>4</sub>)</b>						<b>745503,64</b>
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kg CH<sub>4</sub>)</b>						<b>46469,09</b>

<b>T<sub>0</sub>= (3 ° C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (276 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	8033		8682	-1298

N <sub>2</sub>	7,52	0	8024		8669	-4850,40
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
q <sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						746331,88
q <sub>yanma</sub> (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						46520,72

T <sub>o</sub> = (6 °C) için						
	n	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (279 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	8121		8682	-1122
N <sub>2</sub>	7,52	0	8112		8669	-4188,64
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
q <sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						747169,64
q <sub>yanma</sub> (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						46572,94

T <sub>o</sub> = (9 °C) için						
	n	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (282 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	8209		8682	-946
N <sub>2</sub>	7,52	0	8199		8669	-3534,40
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72

CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						747999,88
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						46624,69

<b>T<sub>o</sub> = (12 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (285 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	8297		8682	-770
N <sub>2</sub>	7,52	0	8287		8669	-2872,64
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						748837,64
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						46676,91

<b>T<sub>o</sub> = (15 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (288 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	8384		8682	-596
N <sub>2</sub>	7,52	0	8374		8669	-2218,40
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						749665,88
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						46728,53

Tablo 9:  $T_0 = -6, -3, 0, 3, 6, 9, 12, 15^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  çalışma koşullarındaki termodinamik analizler

$Q_{\text{ısıtma}}$ (kW)	$Q_{\text{yanma}}$ (kW)	$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kmol)	$T_0$ ( $^\circ\text{C}$ )	$\dot{E}_{\text{xyakıt}}$ (kW)	$\Delta E_{\text{xsu}}$ (kW)	$\dot{m}_{\text{yakıt}}$ (kg/h)	$\dot{E}_{\text{ters.}}$ (kW)	$\eta_{\text{ekserji}}$ %
2095	2327,78	46364,65	-6	2977,55	427,405	180,74	2550,14	0,144
1923	2136,11	46416,87	-3	2729,40	412,545	165,67	2316,86	0,151
1750	1944,44	46469,09	0	2481,80	397,684	150,64	2084,11	0,160
1578	1752,78	46520,72	3	2234,76	382,823	135,64	1851,94	0,171
1405	1561,11	46572,94	6	1988,24	367,963	120,67	1620,27	0,185
1233	1369,44	46624,69	9	1742,26	353,102	105,74	1389,16	0,203
1060	1177,78	46676,91	12	1496,80	338,242	90,84	1158,56	0,226
888	986,11	46728,53	15	1251,89	323,381	75,97	928,51	0,258

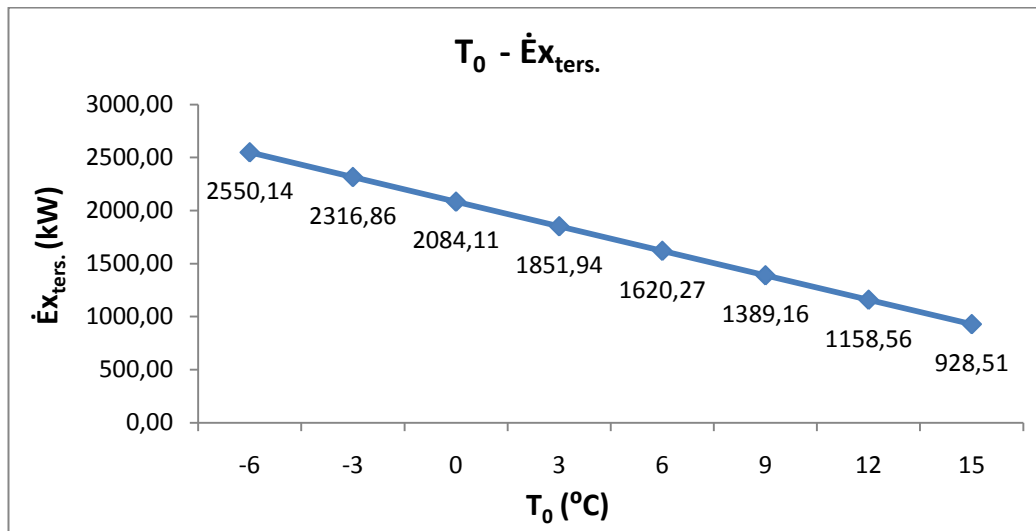


## 6. SONUÇ-ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Isıtma kazanının farklı dış hava koşullarında ve 90-70°C aralığındaki çalışma koşullarındaki performansı farklı şekillerde ele alınmıştır. Dış hava sıcaklığı ile tersinmezlik miktarının değişimi, dış hava sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi, dış hava sıcaklığı ile tüketilen yakıt miktarının değişimi ve ekserji verimi ile tüketilen yakıt miktarının değişimleri aşağıda analiz edilmiştir.

### 6.1. DIŞ HAVA SICAKLIĞI İLE TERSİNMEZLİK MİKTARININ DEĞİŞİMİ

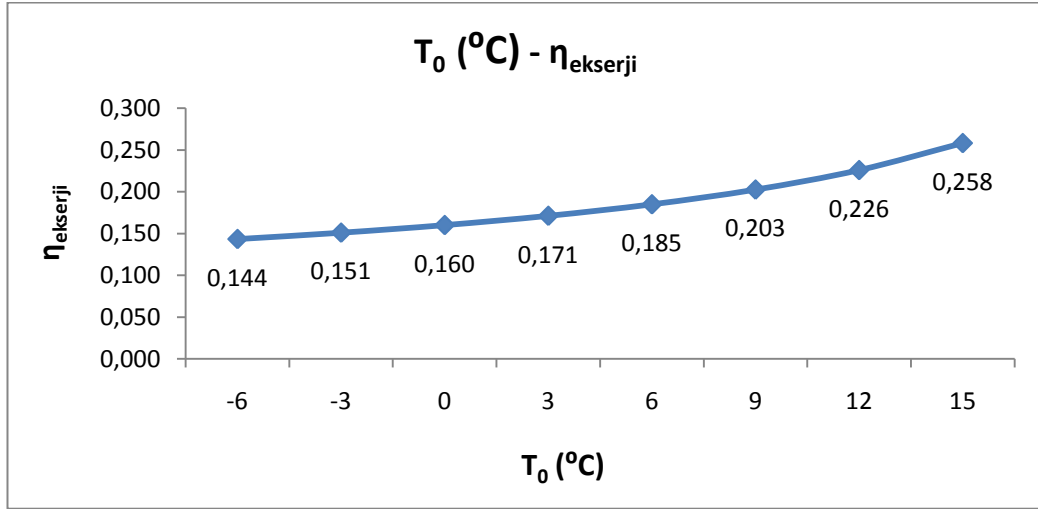
Aşağıdaki grafikte dış hava sıcaklığı ile tersinmezlik miktarının değişimi gösterilmektedir. -6°C dış hava koşullarındaki tersinmezlik miktarının 2550,14 kW; -3°C dış hava koşullarındaki tersinmezlik miktarının 2316,86 kW; 0°C dış hava koşullarındaki tersinmezlik miktarının 2084,11 kW olduğu ve dış hava sıcaklığı arttıkça tersinmezlik miktarının azaldığı görülmektedir.



Grafik 3: Dış hava sıcaklığı ile tersinmezlik miktarının değişimi

### 6.2. DIŞ HAVA SICAKLIĞI İLE EKSERJİ VERİMİNİN DEĞİŞİMİ

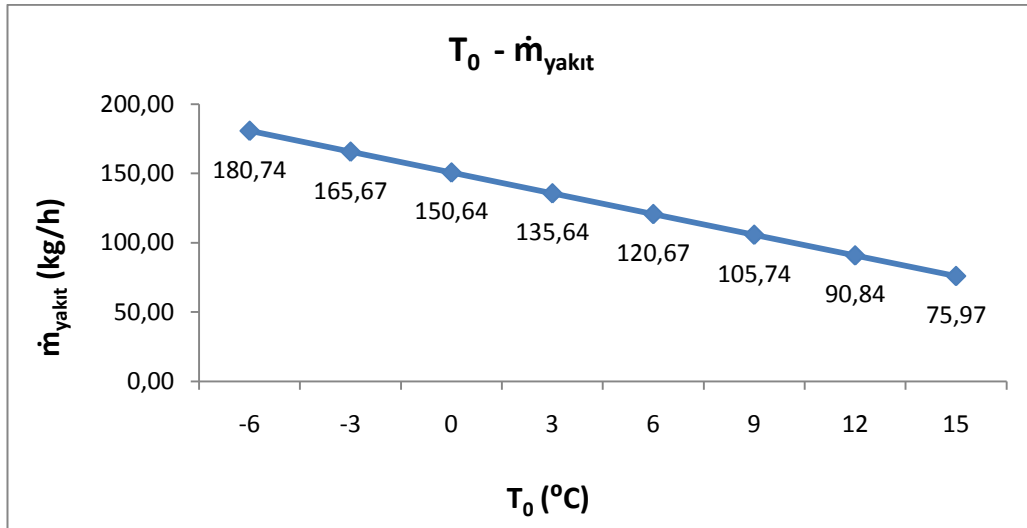
Aşağıdaki grafikte dış hava sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi gösterilmektedir. -6°C dış hava koşullarındaki ekserji verimi 0,144; -3°C dış hava koşullarındaki ekserji verimi 0,151 ve 0°C dış hava koşullarındaki ekserji veriminin 0,160 olduğu ve dış hava sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin arttığı görülmektedir.



Grafik 4: Dış hava sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi

### 6.3. DIŞ HAVA SICAKLIĞI İLE TÜKETİLEN YAKIT MİKTARININ DEĞİŞİMİ

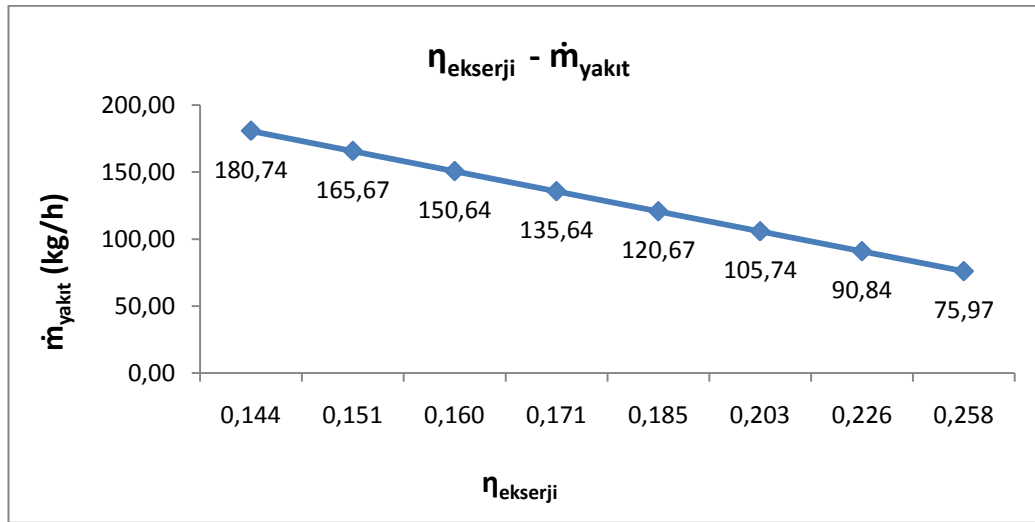
Aşağıdaki grafikte dış hava sıcaklığı ile tüketilen yakıt miktarının değişimi gösterilmektedir. -6°C dış hava koşullarındaki saatlik yakıt tüketimi 180,74 kg/h, -3°C dış hava koşullarındaki saatlik yakıt tüketimi 165,67 kg/h ve -0°C dış hava koşullarındaki saatlik yakıt tüketiminin 150,64 kg/h olduğu ve dış hava sıcaklığı arttıkça tüketilen yakıt miktarının azaldığı görülmektedir.



Grafik 5: Dış hava sıcaklığı ile tüketilen yakıt miktarının değişimi

#### 6.4. EKSERJİ VERİMİ İLE TÜKETİLEN YAKIT MİKTARININ DEĞİŞİMİ

Aşağıdaki grafikte ekserji verimi ile tüketilen yakıt miktarının değişimi gösterilmektedir. 0,144 ekserji veriminde yakıt tüketimi 180,74 kg/h; 0,151 ekserji verimi için tüketilen yakıt miktarı 165,67 kg/h ve 0,160 ekserji verimi için tüketilen yakıt miktarının 150,64 kg/h olduğu ve ekserji verimi arttıkça tüketilen yakıt miktarının azaldığı görülmektedir.



Grafik 6: Ekserji Verimi ile tüketilen yakıt miktarının değişimi

#### 6.5. ISITMA KAZANI $T_o = 0^\circ\text{C}$ ve $90-70^\circ\text{C}$ ÇALIŞMA ARALIĞINDA TÜKETİLEN YAKIT MİKTARI VE BEDELİNİN HESAPLANMASI

Model binanın yakıt tüketim miktarı; ısıtma kazanı  $0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  aralığında çalıştığı kabul edilerek bir aylık ısıtma sezonu için hesaplanmıştır. Isıtma sezonu 1 ay boyunca, ayda 30 gün ve günde 24 saat olacak şekilde toplamda 720 saat olarak kabul edilmiştir.

Toplam Tüketilen Yakıt Miktarı =  $150,64 \text{ kg/h} * 720\text{h} * 56785 \text{ kJ/kg} * 1/3600$   
kWh/kJ

=1710818,48 kWh olarak bulunur.

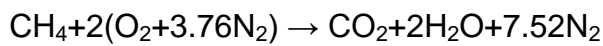
Tablo 10: Isıtma Kazanı  $T_0 = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  çalışma aralığında tüketilen yakıt bedeli

$\dot{m}_{\text{yakıt}}$ (kg/h)	Isıtma Sezonu Süresi (h)	Tüketilen Yakıt Mik- tarı (kg)	Tüketilen Yakıt Miktarı (kWh)	Yakıt Bi- rim Fiyatı (TL/kWh)	Toplam Yakıt Fiyatı (TL)	KDV Dahil Toplam Yakıt Fiyatı (TL)
150,64	720	108460,8	1710818,48	0,085	145.419,57 TL	171.595,09 TL

Doğalgazın birim fiyatı 0,085 TL/kWh olduğu göz önüne alınırsa ısıtma sezonu boyunca hesaplanan yakıt kullanım bedeli 171.595,09 TL olarak hesaplanmıştır.

## 6.6. YANMA HAVASI MİKTARININ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ

Doğalgazın tamamının metandan oluştuğu kabul edilerek, yanma denklemi şu şekilde yazılabilir



1 m<sup>3</sup> doğalgazın tam yanması için yaklaşık olarak 10 m<sup>3</sup> taze havaya ihtiyaç duyulmaktadır. Yukarıdaki hesaplamaların tümü 1 m<sup>3</sup> doğalgazın 10 m<sup>3</sup> hava ile tam olarak birleştiği şekilde %100 yanma havası şeklinde ele alınıp hesaplanmıştır. Doğalgazın yetersiz taze hava ile birleştiği zaman ortaya çıkacak yanma ve tüketilecek yakıt değerlerinin analizi aşağıda detaylı şekilde gösterilmiştir. %100 den başlayıp %50 ye kadar olan eksik yanma havası halindeki haller incelenmiştir.

Doğalgazın farklı miktarlarda yanma havasına maruz kalması sonucu, 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi aşağıdaki tablolarda hesaplanarak gösterilmektedir. Aşağıda tablolarda da görüldüğü gibi %100 taze havalı tam yanma durumunda 1 kmol metanın yanması sonucu elde edilen ısı enerjisi 46469,09 kJ/kg iken %90 taze havalı yanma reaksiyonunda 41822,18 kJ/kg; %80 taze havalı yanma reaksiyonunda 37175,27 kJ/kg dır. Taze yanma havası miktarı azaldıkça 1 kmol metanın

yanması sonucu elde edilen ısı enerjisi miktarıda azalmaktadır. %50 taze havalı yanma reaksiyonunda 23234,55 kJ/kg değerine kadar düşmektedir.

Tablo 11: Farklı yanma havası sıcaklıklarında 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi

<b>T<sub>o</sub>= (0 °C) için Yanma Havası %100</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (273 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	7946		8682	-1472
N <sub>2</sub>	7,52	0	7937		8669	-5504,64
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850				0
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH<sub>4</sub>)</b>						745503,64
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kg CH<sub>4</sub>)</b>						46469,09

<b>T<sub>o</sub>= (0 °C) için Yanma Havası %90</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (273 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	1,8	0	7946		8682	-1325
N <sub>2</sub>	6,768	0	7937		8669	-4954,18
CO <sub>2</sub>	0,9	-393520		15483	9364	-348661
H <sub>2</sub> O	1,8	-241820		15080	9904	-425959
N <sub>2</sub>	6,768	0		13105	8669	30022,85
CH <sub>4</sub>	0,1	-74850				-7485
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH<sub>4</sub>)</b>						670953,28
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kg CH<sub>4</sub>)</b>						41822,18

<b>T<sub>0</sub>= (0 ° C) için Yanma Havası %80</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (273 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	1,6	0	7946		8682	-1178
N <sub>2</sub>	6,016	0	7937		8669	-4403,71
CO <sub>2</sub>	0,8	-393520		15483	9364	-309921
H <sub>2</sub> O	1,6	-241820		15080	9904	-378630
N <sub>2</sub>	6,016	0		13105	8669	26686,98
CH <sub>4</sub>	0,2	-74850				-14970
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH<sub>4</sub>)</b>						<b>596402,91</b>
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kg CH<sub>4</sub>)</b>						<b>37175,27</b>

<b>T<sub>0</sub>= (0 ° C) için Yanma Havası %70</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (273 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	1,4	0	7946		8682	-1030
N <sub>2</sub>	5,264	0	7937		8669	-3853,25
CO <sub>2</sub>	0,7	-393520		15483	9364	-271181
H <sub>2</sub> O	1,4	-241820		15080	9904	-331302
N <sub>2</sub>	5,264	0		13105	8669	23351,10
CH <sub>4</sub>	0,3	-74850				-22455
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH<sub>4</sub>)</b>						<b>521852,55</b>
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kg CH<sub>4</sub>)</b>						<b>32528,36</b>

<b>T<sub>0</sub>= (0 ° C) için Yanma Havası %60</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (273 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850

O <sub>2</sub>	1,2	0	7946		8682	-883
N <sub>2</sub>	4,512	0	7937		8669	-3302,78
CO <sub>2</sub>	0,6	-393520		15483	9364	-232441
H <sub>2</sub> O	1,2	-241820		15080	9904	-283973
N <sub>2</sub>	4,512	0		13105	8669	20015,23
CH <sub>4</sub>	0,4	-74850				-29940
q <sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						447302,18
q <sub>yanma</sub> (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						27881,46

<b>T<sub>o</sub>= (0 °C) için Yanma Havası %50</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (273 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	1	0	7946		8682	-736
N <sub>2</sub>	3,76	0	7937		8669	-2752,32
CO <sub>2</sub>	0,5	-393520		15483	9364	-193701
H <sub>2</sub> O	1	-241820		15080	9904	-236644
N <sub>2</sub>	3,76	0		13105	8669	16679,36
CH <sub>4</sub>	0,5	-74850				-37425
q <sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						372751,82
q <sub>yanma</sub> (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						23234,55

Tablo 12: Farklı yanma havası miktarlarındaki termodinamik değerlerin değişimi

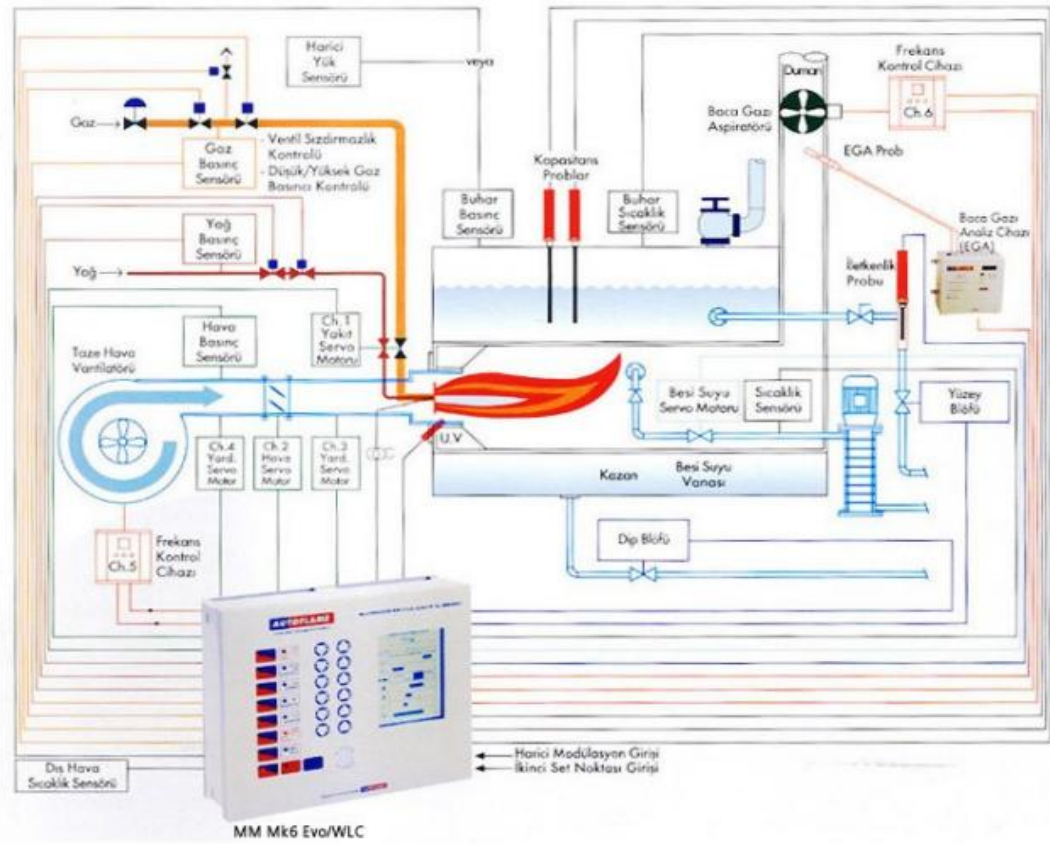
Çalışma Koşulları	$Q_{\text{ısıtma}}$ (kW)	$Q_{\text{yanma}}$ (kW)	$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kmol)	$\dot{E}_{\text{yakıt}}$ (kW)	$\dot{m}_{\text{yakıt}}$ (kg/h)	$\dot{E}_{\text{ters.}}$ (kW)	$\eta_{\text{ekserji}}$
To:0 °C 90-70 Yan.Hav. %100	1750	1944,44	46469,09	2481,80	150,64	2084,11	0,160
To:0 °C 90-70 Yan.Hav. %90	1750	1944,44	52049,12	2215,73	134,49	1818,05	0,179
To:0 °C 90-70 Yan.Hav. %80	1750	1944,44	37175,27	3102,25	188,30	2704,56	0,128
To:0 °C 90-70 Yan.Hav. %70	1750	1944,44	32528,36	3545,42	215,20	3147,74	0,112
To:0 °C 90-70 Yan.Hav. %60	1750	1944,44	27881,46	4136,33	251,06	3738,64	0,096
To:0 °C 90-70 Yan.Hav. %50	1750	1944,44	23234,55	4963,59	301,28	4565,91	0,080

Yapılan hesaplamalar sonucunda, farklı yanma havası miktarlarındaki termodinamik değerlerin değişimi Tablo 12' de gösterilmektedir. Tabloda görüldüğü gibi yanma havası miktarı azalıp tam yanma koşullarından uzaklaşılırdıkça ekserji verimi azalmakta ve tüketilen yakıt miktarı artmaktadır.

Brülörde elektronik yakma sistemlerinin kullanımı ile, yakıt/hava oranı çok hassas olarak yapılarak tam yanma sağlanabilmektedir. Bu ayar yakıt ve hava servomotorları kumanda edilerek yapılmaktadır. Bu elektronik yakma kontrol sistemi ile ayrıca kazanın değişen yük durumlarına göre brülörün oransal çalışması sağlanabilmektedir [20].

Aşağıdaki şekilde elektronik yakma yönetim sistemi modülü gösterilmektedir.

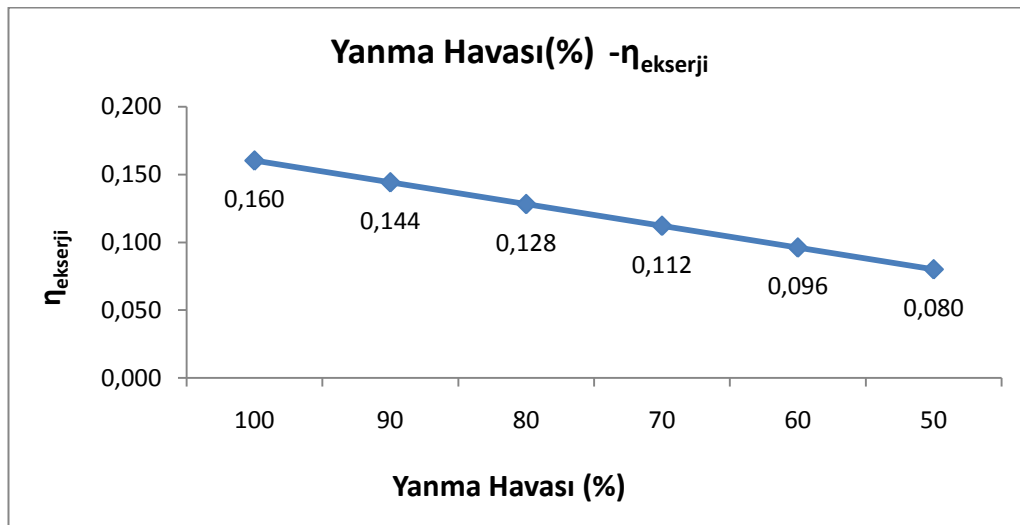




Şekil 21: Elektronik kontrollü yakma modülü çalışma şeması [20]

## 6.7. YANMA HAVASI MİKTARI İLE EKSERJİ VERİMİNİN DEĞİŞİMİ

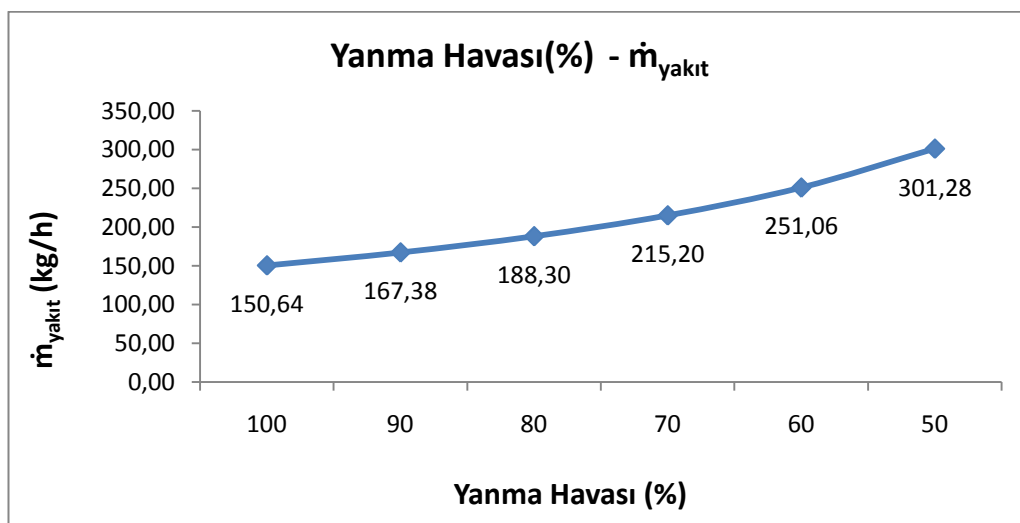
$T_0 = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  çalışma aralığında  $1\text{ m}^3$  doğalgaz %100 taze hava ile yanma gerçekleştirdiğinde ekserji verimi 0.160 olarak gerçekleşmektedir. %90 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde ekserji verimi 0.144 ve %80 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde ekserji verimi 0.128 olmaktadır. Aşağıdaki grafikten de anlaşıldığı gibi yanma havası miktarı azaldıkça ekserji verimi de azalmaktadır.



Grafik 7: Yanma havası miktarı ile ekserji veriminin değişimi

### 6.8. YANMA HAVASI MİKTARI İLE YAKIT TÜKETİMİNİN DEĞİŞİMİ

$T_0 = 0^\circ\text{C}$  ve  $90\text{-}70^\circ\text{C}$  çalışma aralığında  $1\text{ m}^3$  doğalgaz %100 taze hava ile yanma gerçekleştirdiğinde yakıt tüketimi  $150,64\text{ kg/h}$  olmaktadır. Doğalgaz %90 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde  $167,38\text{ kg/h}$ ; %80 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde  $188,30\text{ kg/h}$  olmaktadır ve %50 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde yakıt tüketimi  $301,28\text{ kg/h}$ ' a ulaşmaktadır. Grafikten ve rakamlardan da anlaşıldığı gibi tam yanma şartlarından uzaklaştıkça ve doğalgaz yetersiz yanma havası ile reaksiyona girdikçe yakıt tüketimi artmaktadır.

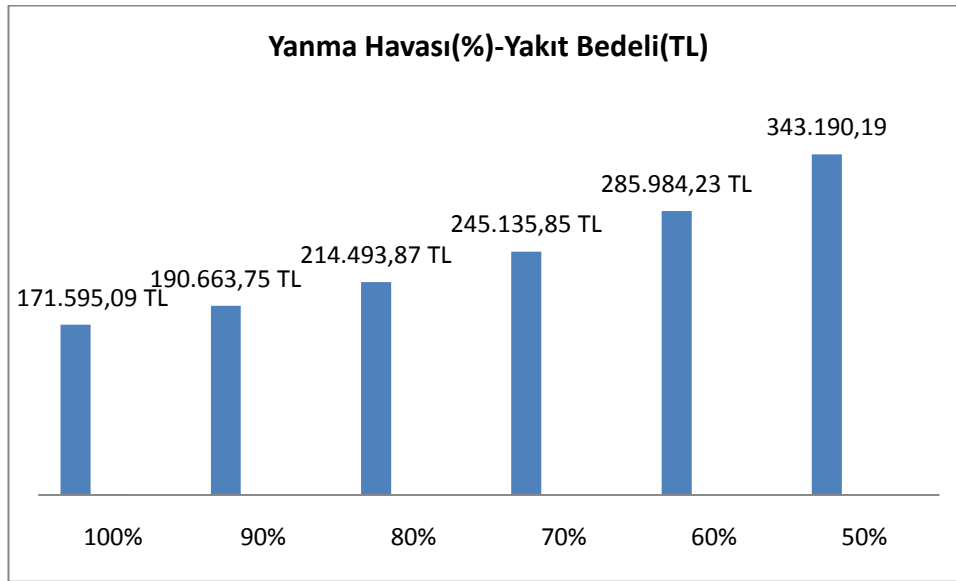


### Grafik 8: Yanma havası miktarı ile yakıt tüketiminin değişimi

$T_0 = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  çalışma aralığında doğalgazın tam yanma ve eksik yanma durumlarındaki yakıt tüketim miktarları ve bedelleri aşağıdaki tabloda gösterilmektedir. %100 yanma havası için ısıtma sezonunda kullanılan yakıt miktarı 1.710.818,48 kWh ve yakıt bedeli 171.595,09 TL; %90 yanma havası için kullanılan yakıt miktarı 1.900.934,66 kWh ve yakıt bedeli 190.663,75 TL; %80 yanma havası için kullanılan yakıt miktarı 2.138.523,10 kWh ve yakıt bedeli 214.493,87 TL olduğu görülmektedir. Grafikten de anlaşıldığı gibi yanma havası miktarı azalıp tam yanma koşullarından uzaklaşılıp harcanan yakıt miktarı ve yakıt için ödenen miktar artmaktadır. Isıtma sezonu boyunca doğalgazın tam yanması sonucu ödenecek miktar 171.595,09 TL iken %20 eksik yanma havası sonucunda yakıt için ödenecek miktar 214.493,87 TL'yi bulmaktadır. Aradaki fark 42.898,78 TL'dir.

Rakamlar kıyaslandığı zaman, yakıtın tam yanma ve yarım yanma koşullarının yakıt miktar ve bedelleri üzerindeki etkisi daha iyi anlaşılmaktadır. %10 eksik yanma havası sonucunda yakıt maliyeti yaklaşık %12 oranında artarken, %20 eksik yanma havası neticesinde yakıt maliyeti %25 oranında artmaktadır ve %50 eksik yanma havası neticesinde yakıt maliyeti %200'e varan oranlarda artış göstermektedir. Rakamlar kıyaslandığı zaman yanma havası miktarının yakıt tüketimi üzerinde ciddi oranlarda etkisinin bulunduğu görülmektedir.

Sistemlerin proje tasarım ve gerçekleştirilmesi durumunda ve ayrıca işletme şartlarında yakıtın yeterli miktarda taze hava ile reaksiyona sokulması sonucu elde edilecek ekonomik kazançlar göz önünde bulundurulmalıdır. Yanma havasının hassas kontrol edilebilmesi için oransal kontrollü havalandırma sistemleri tesis edilmelidir.



Grafik 9: Yanma havası miktarı ile yakıt bedelinin değişimi

### 6.9. YANMA HAVASI SICAKLIĞININ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ

Doğalgazın yanması sırasında yakıt hava karışımındaki havanın sıcaklığı; bileşiğin mükemmel gaz varsayımıyla, belirtilen sıcaklık durumundaki entalpi değerini ( $\bar{h}$ ) belirlemektedir. Yukarıda yapılan hesaplamaların tümünde yakıt hava karışımı sıcaklığı dış hava sıcaklığı ile aynı varsayılarak yapılmıştır. Şimdi ise yakıt hava karışımı sıcaklığı 50°C mertebesine yükseltilerek bu durumun, 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi ( $q_{yanma}$ ) miktarındaki değişimi, ekserji verimi üzerindeki etkisi ve yakıt tüketimi üzerindeki etkisi incelenmiştir.

$T_o = -6, -3, 0, 3, 6, 9, 12$  ve 15°C için yanma reaksiyonu hesaplamalarına göre aşağıdaki tablolarda da görüldüğü gibi  $q_{yanma}$  değeri 47334,66 kJ/kg olarak bulunmaktadır.

Tablo 13: Farklı sıcaklıklardaki ve 50°C'deki yakıt hava karışımında, 1 kmol metanın yanma reaksiyonuna girmesi sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi

Yanma Havası Sıcaklığı Sabit 50 °C için						
<b>T<sub>o</sub>= (-6 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (323 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	9413,5		8682	1463
N <sub>2</sub>	7,52	0	9393,3		8669	5446,74
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850		13228	8682	0
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH<sub>4</sub>)</b>						759390,02
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kg CH<sub>4</sub>)</b>						47334,66

<b>T<sub>o</sub>= (-3 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (323 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	9413,5		8682	1463
N <sub>2</sub>	7,52	0	9393,3		8669	5446,74
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850		13228	8682	0
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH<sub>4</sub>)</b>						759390,02
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kg CH<sub>4</sub>)</b>						47334,66

<b>T<sub>o</sub>= (0 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (323 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	9413,5		8682	1463

N <sub>2</sub>	7,52	0	9393,3		8669	5446,74
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850		13228	8682	0
q <sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						759390,02
q <sub>yanma</sub> (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						47334,66

<b>T<sub>0</sub>= (3 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (323 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	9413,5		8682	1463
N <sub>2</sub>	7,52	0	9393,3		8669	5446,74
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850		13228	8682	0
q <sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						759390,02
q <sub>yanma</sub> (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						47334,66

<b>T<sub>0</sub>= (6 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (323 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	9413,5		8682	1463
N <sub>2</sub>	7,52	0	9393,3		8669	5446,74
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850		13228	8682	0
q <sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						759390,02

$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kg CH <sub>4</sub> )	47334,66
---	----------

<b>T<sub>o</sub> = (9 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (323 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	9413,5		8682	1463
N <sub>2</sub>	7,52	0	9393,3		8669	5446,74
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850		13228	8682	0
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						759390,02
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						47334,66

<b>T<sub>o</sub> = (12 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (323 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	9413,5		8682	1463
N <sub>2</sub>	7,52	0	9393,3		8669	5446,74
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850		13228	8682	0
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kmol CH <sub>4</sub> )						759390,02
$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kg CH <sub>4</sub> )						47334,66

<b>T<sub>0</sub>= (15 °C) için</b>						
	<b>n</b>	$\bar{h}_f^0$ (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (323 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}$ (450 K) (kJ/ kmol)	$\bar{h}_0$ (298K) (kJ/ kmol)	$n \cdot (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}_0)$
CH <sub>4</sub>	1	-74850				-74850
O <sub>2</sub>	2	0	9413,5		8682	1463
N <sub>2</sub>	7,52	0	9393,3		8669	5446,74
CO <sub>2</sub>	1	-393520		15483	9364	-387401
H <sub>2</sub> O	2	-241820		15080	9904	-473288
N <sub>2</sub>	7,52	0		13105	8669	33358,72
CH <sub>4</sub>	0	-74850		13228	8682	0
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kmol CH<sub>4</sub>)</b>						759390,02
<b>q<sub>yanma</sub> (kJ/kg CH<sub>4</sub>)</b>						47334,66

T<sub>0</sub>= 0 °C ve 90-70 °C çalışma aralığında %100 taze havalı tam yanma reaksiyonunda elde edilen ekserji verimi 0.160, tüketilen yakıt miktarı 150,64 kg/h ve ısıtma sezonunda harcanan yakıt bedeli 171.595,09 TL olarak hesaplanmıştır.

Aynı şartlarda, sadece yakıt hava karışımı 50°C sıcaklığında sabit tutulduğu zaman ekserji verimi 0.163, yakıt tüketiminin 147,88 kg/h ve ısıtma sezonunda harcanan yakıt bedeli 168.451,16 TL olarak hesaplanmaktadır.

Tablo 14: T<sub>0</sub>= 0 °C ve 90-70 °C çalışma aralığında %100 taze havalı tam yanma reaksiyonunda ve 50°C yakıt hava karışımı sıcaklığında ısıtma sezonu boyunca harcanan yakıt fiyatı

<b>m<sub>yakıt</sub> (kg/h)</b>	<b>Isıtma Sezonu Süresi (h)</b>	<b>Tüketilen Yakıt Mik- tarı (kg)</b>	<b>Tüketilen Yakıt Miktarı (kWh)</b>	<b>Yakıt Birim Fiyatı (TL/kWh)</b>	<b>Toplam Yakıt Fiyatı (TL)</b>	<b>KDV Dahil Toplam Yakıt Fiyatı (TL)</b>
147,88	720	106473,6	1679473,16	0,085	142.755,22 TL	168.451,16 TL

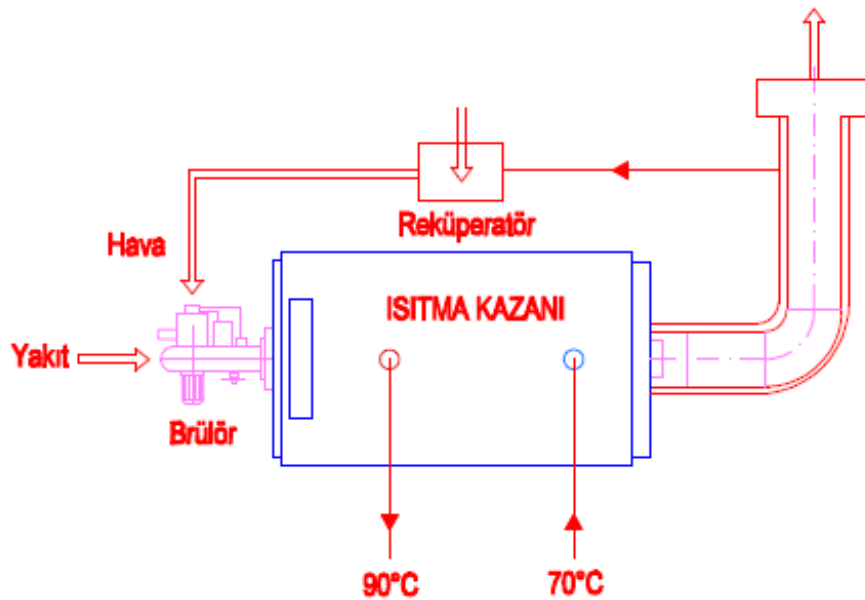
Yanma havasının 50°C sıcaklığında tutulması ile elde edilen ekonomik kazanç ısıtma sezonu için 3143,93 TL olarak hesaplanmaktadır. Bu rakam yaklaşık %2 oranında bir enerji tasarrufuna tekabül etmektedir. Büyük tüke-



timli tesislerde %2 oranındaki enerji tasarrufu göz önüne alınması gereken bir durumdur.

Rekuperatör; atık baca gazlarından elde edilen ısının yakma havasının ısıtılmasında kullanılmaktadır. Rekuperatörden geçirilen yüksek sıcaklıktaki baca gazı ile yanma havasının ısıtılması mümkündür.

Yanma havasının 50°C'ye getirilmesi ile yakıt tüketimi %2 oranlarında azaltılabilmektedir. Yanma havası sıcaklığı arttıkça yakıt tüketim miktarı azalmaktadır. Ayrıca kazan yanma havasının ısıtılması; kazanda sürekli bir ateşlemenin olmasını ve hızlı yanma gerçekleşmesini sağlamaktadır.

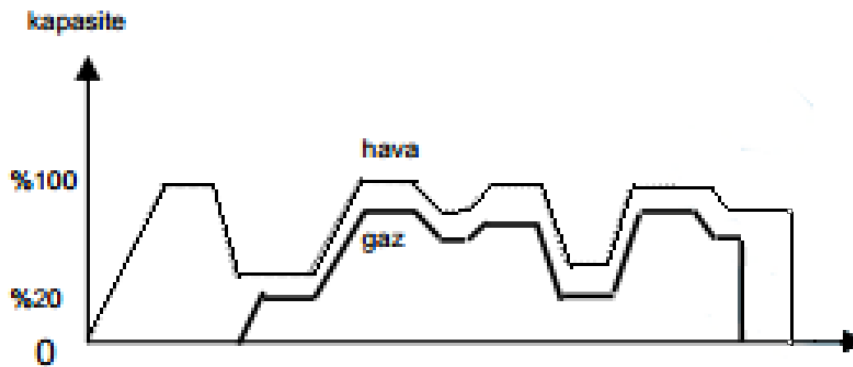


Şekil 22: Rekuperatör montaj şekli

### 6.10. SICAK SU DEBİSİNİN YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ

Kurulan ısıtma soğutma sistemlerindeki akış dengesizliklerinin (hidrolik dengesizlik) giderilmesi enerji kontrolü açısından oldukça önemlidir [21]. Isıtma sistemlerinde etkin bir enerji tasarrufu için sıcak su debisinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Sıcak su debisinin kontrolü ısıtma mahallerine yerleştirilen termostatik vanalar yardımıyla yapılmaktadır. Mahal sıcaklığı istenilen seviyeye geldiği zaman termostatik vana yardımıyla ısıtıcıya giren sıcak suyun debisi azaltılmaktadır. Suyun debisindeki azalma ile orantılı olarak ısıtma

enerjisi talebi de azalacağından kazandaki yanma fonksiyonları oransal brülör yardımıyla ayarlanmalıdır. Oransal brülör, ısı yükünün değiştiği zaman brülör kapasitesinin değişen yüke göre ayarlanmasını sağlamaktadır. Böylece kullanılan yakıt miktarı da otomatik olarak azalmaktadır.



Şekil 23: Oransal brülör çalışma prensibi [31]

$T_o = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$  ve  $90\text{-}70 \text{ } ^\circ\text{C}$  çalışma aralığında  $1750 \text{ kW}$  ısıtma ihtiyacında sistemde dolaşan sıcak su debisi  $20,848 \text{ kg/s}$ ; sıcak sudan elde edilen ekserji miktarı  $397,684 \text{ kW}$ , ekserji verimi  $0.160$ , tüketilen yakıt miktarı  $150,64 \text{ kg/h}$  ve ısıtma sezonunda tüketilen toplam yakıt miktarı  $1.710.818,48 \text{ kWh}$  ve toplam yakıt bedeli  $171.595,09 \text{ TL}$  olarak hesaplanmıştır.

Yine  $T_o = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$  ve  $90\text{-}70 \text{ } ^\circ\text{C}$  çalışma aralığında binanın ısıtma rejimine girmesi ile birlikte ısı ihtiyacının %20 azaldığını ve sıcak su debisinin  $16,6784 \text{ kg/s}$ 'ye miktarına düştüğünü gözönüne alalım. Bu durumda ısı enerjisi talebi su debisindeki azalaya paralel olarak  $1400 \text{ kW}$ 'a düştüğünden sıcak sudan elde edilen ekserji miktarı  $318,44 \text{ Kw}$ 'a ve tüketilen yakıt miktarı oransal brülörün yanma fonksiyonu ile  $120,51 \text{ kg/h}$  mertebesine düşmektedir ve bu çalışma koşullarındaki ısıtma sezonunda tüketilen toplam yakıt miktarı  $1.368.632,07 \text{ kWh}$  ve toplam yakıt bedeli  $137.273,80 \text{ TL}$  olarak hesaplanmaktadır. Görüldüğü gibi sıcak su debisindeki %20 lik azalma, oransal brülör ile yakıt tüketimini de aynı oranda azaltmaktadır. Yakıt tüketimindeki bu azalma ısıtma sezonu için  $34.312,29 \text{ TL}$  tasarruf tutarına tekabül etmektedir.

Sıcak su debisindeki bu azalmaya rağmen, ısıtma kazanındaki brülör sabit kademeli kullanılmış olsaydı kazanın yanma parametrelerinde herhangi

bir değişiklik olmayacak ve talebin üzerinde ısı enerjisi üretilerek %20 oranında fazla yakıt tüketimi gerçekleşecektir.

Tablo 15: Sıcak su debisinin azalması ile yakıt tüketiminin değişimi

Çalışma Koşulları	$Q_{\text{ısıtma}}$ (kW)	$Q_{\text{yanma}}$ (kW)	$q_{\text{yanma}}$ (kJ/kmol)	$\dot{E}_{\text{yakıt}}$ (kW)	$m_{\text{su}}$ (kg/s)	$\Delta E_{\text{xsu}}$ (kW)	$\dot{m}_{\text{yakıt}}$ (kg/h)	$\eta_{\text{ekserji}}$
$T_o: 0^\circ\text{C}$ 90/70°C	1750	1944,44	46469,09	2481,80	20,848	397,684	150,64	0,160
$T_o: 0^\circ\text{C}$ 90/70°C Su debisi değ.	1400	1555,56	46469,09	1985,44	16,678	318,144	120,51	0,160

### 6.11. GİDİŞ-DÖNÜŞ SUYU SICAKLIK FARKININ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ

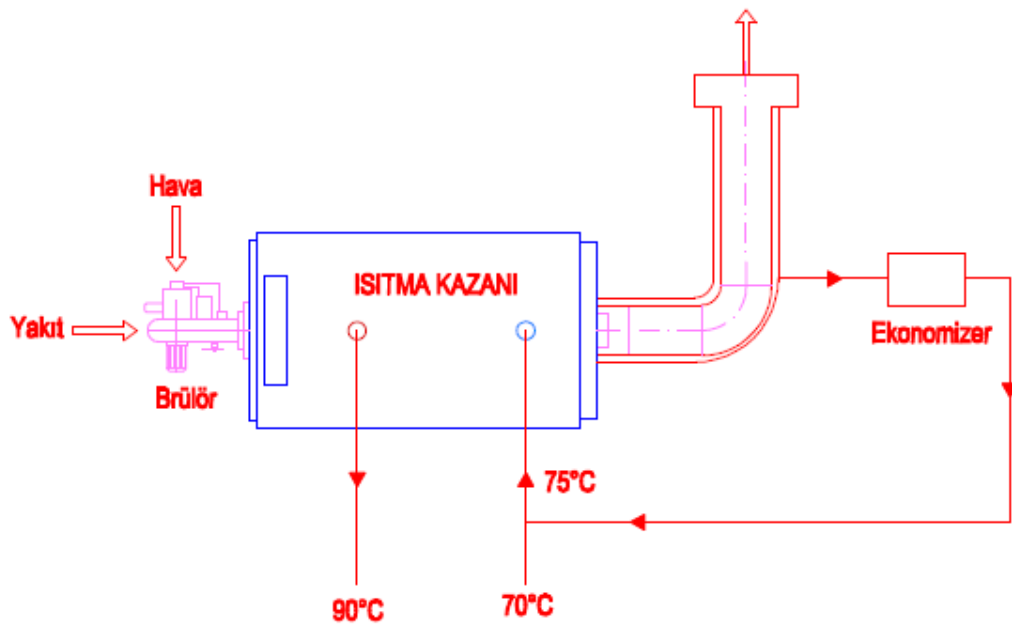
Örnek çalışmamızda  $T_o = 0^\circ\text{C}$  ve 90-70  $^\circ\text{C}$  çalışma aralığında 1750 kW ısıtma ihtiyacında sistemde dolaşan sıcak su debisi 20,848 kg/s; sıcak sudan elde edilen ekserji miktarı 397,684 kW ekserji verimi 0.160, tüketilen yakıt miktarı 150,64 kg/h ve ısıtma sezonunda tüketilen toplam yakıt miktarı 1.710.818,48 kWh ve toplam yakıt bedeli 171.595,09 TL olarak hesaplanmıştır.

Tesisat dönüş suyu sıcaklığının 5  $^\circ\text{C}$  artması ile çalışma şartları  $T_o = 0^\circ\text{C}$  ve 90-75  $^\circ\text{C}$  aralığında gerçekleşecektir. Gidiş ve dönüş suyu sıcaklık farkının 20  $^\circ\text{C}$ 'den 15  $^\circ\text{C}$ 'ye düşmesi ile birlikte oransal brülör yanma parametrelerini düzenleyerek yakıt tüketimini de aynı oranda azaltacaktır.  $T_o = 0^\circ\text{C}$  ve 90-75  $^\circ\text{C}$  çalışma koşullarında sıcak sudan elde edilen ekserji miktarı 305,823 kW, bina ısı enerjisi talebi 1350 kW ,ekserji verimi 0.160, tüketilen yakıt miktarı 116,21 kg/h ve bu çalışma koşullarında ısıtma sezonunda tüketilen toplam yakıt miktarı 1.319.796,97 kWh ve toplam yakıt bedeli 132.375,64 TL olarak hesaplanmıştır.

Hesaplamalardan da anlaşıldığı gibi, tesisat dönüş suyu sıcaklığındaki 5 $^\circ\text{C}$ 'lik artış ile yakıt tüketiminde %25 oranlarında bir azalma görölmektedir. Yakıt miktarındaki bu azalma ısıtma sezonu için 39.219,45 TL tasarruf bedeline tekabül etmektedir.

Analizlerden anlaşıldığı üzere, tesisat dönüş suyu sıcaklığının artması ve gidiş dönüş suyu sıcaklık farkının azalması önemli oranlarda tasarruf potansiyeli içermektedir. Tesisat dönüş suyu sıcaklığının artması iki şekilde gerçekleşmektedir. Birincisi bina ısıtma ihtiyacı talebinin dış hava koşulları ve kullanıma bağlı olarak azalması ile olmaktadır. İkincisi ise dönüş suyu sıcaklığının başka bir ısı kaynağından cebri olarak beslenmesi suretiyle arttırılmasıdır. Baca gazlarındaki atık ısı önemli bir potansiyele sahiptir. Baca gazlarının tekrar kullanımıyla oldukça büyük oranlarda enerji tasarrufları sağlanabilmektedir.

Ekonomizerler, atık baca gazlarında bulunan ısının bir bölümünü tekrar kazanmak amacıyla kullanılan sistemlerdir. Atık baca gazlarından geri kazanılan bu ısı kazan besleme suyuna veya kazan dönüş suyuna aktarılarak kazan yanma kapasitesinin azaltılmasını sağlarlar ve bu sayede yukarıda hesaplamalarla gösterildiği gibi önemli enerji tasarrufları sağlanmaktadır.



Şekil 24: Ekonomizer montaj şekli

## SONUÇ

“Merkezi Isıtma Sistemlerinin Termodinamik Analizi ve Çeşitli Parametrelerin Ekserji ve Yakıt Tüketimine Etkisinin İncelenmesi” isimli tezin içeriğinde; Isıtma kazanı, klima santrali, fancoil ve eşanjör gibi merkezi ısıtma bileşenlerinin enerji ve ekserji hesaplamalarıyla ilgili detaylı bilgiler sunulmuştur. İstanbul Bakırköyde bulunan bir kamu binasının Merkezi ısıtma sistemi bileşenleri incelenerek enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve her birinin enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Dış hava sıcaklığı, yanma havası miktarı, yanma havası sıcaklığı, sıcak su debisi ve gidiş-dönüş suyu sıcaklık farkının ekserji verimliliği ve yakıt tüketimine olan etkileri incelenmiş ve bu etkiler sayısal verilerle ifade edilmiş ve sistem üzerinde teorik iyileştirmeler yapılmıştır.

Fancoil ünitesi tip1 için enerji verimi 0,91 ekserji verimi 0,388; Klima santrali 01 için enerji verimi 0,89 ekserji verimi 0,368; Isıtma kazanı enerji verimi 0,90 ekserji verimi 0,16; Eşanjör ünitesi enerji verimi 0,893 ekserji verimi 0,438 olarak hesaplanmıştır. Çeşitli değişkenler incelenerek; dış hava sıcaklığı arttıkça tersinmezlik miktarının azaldığı, ekserji veriminin arttığı ve tüketilen yakıt miktarının azaldığı görülmüştür.

-6°C dış hava koşullarındaki ekserji verimi 0,144 yakıt tüketimi 180,74 kg/h; -3°C dış hava koşullarındaki ekserji verimi 0,151 yakıt tüketimi 165,67 kg/h ve 0°C dış hava koşullarındaki ekserji veriminin 0,160 yakıt tüketiminin 150,64 kg/h olduğu ve dış hava sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin arttığı görülmüştür.

Model binanın yakıt tüketim miktarı; ısıtma kazanı 0°C ve 90-70 °C aralığında çalıştığı kabul edilerek bir aylık ısıtma sezonu için hesaplanarak Toplam Tüketilen Yakıt Miktarı 1710818,48 kWh olarak bulunmuştur. Bir sezon için tüketilen toplam yakıt bedeli 171.595,09 TL olarak hesaplanmıştır.

$T_o = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  çalışma aralığında  $1\text{ m}^3$  doğalgaz %100 taze hava ile yanma gerçekleştirdiğinde ekserji verimi 0.160 olarak gerçekleşmektedir. %90 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde ekserji verimi 0.144 ve %80 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde ekserji verimi 0.128 olmaktadır. Yanma havası miktarı azaldıkça ekserji verimi de azalmaktadır.

Yanma havası miktarının yakıt tüketimine etkisi incelenmiş ve yanma havası miktarı azaldıkça yakıt tüketiminin arttığı görülmüştür.  $T_o = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  çalışma aralığında  $1\text{ m}^3$  doğalgaz %100 taze hava ile yanma gerçekleştirdiğinde yakıt tüketimi,  $150,64\text{ kg/h}$  olmaktadır. Doğalgaz %90 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde  $167,38\text{ kg/h}$ ; %80 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde  $188,30\text{ kg/h}$  olmaktadır ve %50 taze hava ile yanma gerçekleştiğinde ise yakıt tüketimi  $301,28\text{ kg/h}$ ' a ulaşmaktadır. Tam yanma şartlarından uzaklaştıkça ve doğalgaz yetersiz yanma havası ile reaksiyona girdikçe yakıt tüketimi artmaktadır.

Yanma havası sıcaklığının yakıt tüketimine etkisi incelenmiş ve  $T_o = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70^\circ\text{C}$  çalışma aralığında %100 taze havalı tam yanma reaksiyonunda tüketilen yakıt miktarı  $150,64\text{ kg/h}$  ve ısıtma sezonunda harcanan yakıt bedeli 171.595,09 TL olarak hesaplanmıştır. Aynı şartlarda, sadece yakıt hava karışımı  $50^\circ\text{C}$  sıcaklığında sabit tutulduğu zaman yakıt tüketiminin  $147,88\text{ kg/h}$  ve ısıtma sezonunda harcanan yakıt bedeli 168.451,16 TL olarak hesaplanmaktadır. Yanma havasının  $50^\circ\text{C}$  sıcaklığında tutulması ile elde edilen ekonomik kazanç ısıtma sezonu için 3143,93 TL olarak hesaplanmaktadır.  $25^\circ\text{C}$ 'den  $50^\circ\text{C}$ 'ye çıkarılan yanma havası ile yakıt tüketiminde %2'lik bir azalma sağlandığı görülmüştür. Yanma havası sıcaklığı, sisteme takılan bir reküperatör vasıtasıyla atık baca gazları ısısı kullanılarak arttırılmıştır.

Sıcak su debisinin yakıt tüketimine etkisi incelenmiş ve sıcak su debisi azaldıkça yakıt tüketiminin azaldığı görülmüştür. Sistemde oransal brülör kullanılarak değişken ısı talepleri karşısında sıcak su debisinin azaltılabileceği ve aynı oranda yakıt miktarının da azalacağı gösterilmiştir.  $T_o = 0^\circ\text{C}$  ve  $90-70$

$^{\circ}\text{C}$  çalışma aralığında 1750 kW ısıtma ihtiyacında sistemde dolaşan sıcak su debisi 20,848 kg/s; ısıtma sezonunda tüketilen toplam yakıt miktarı 1.710.818,48 kWh ve toplam yakıt bedeli 171.595,09 TL olarak hesaplanmıştır. Yine  $T_o = 0^{\circ}\text{C}$  ve 90-70  $^{\circ}\text{C}$  çalışma aralığında binanın ısıtma rejimine girmesi ile birlikte ısı ihtiyacının %20 azalarak sıcak su debisinin 16,6784 kg/s'ye düştüğü ve bu durumda ısıtma sezonunda tüketilen toplam yakıt miktarı 1.368.632,07 kWh ve toplam yakıt bedeli 137.273,80 TL olarak hesaplanmaktadır.

Gidiş-dönüş suyu sıcaklık farkının yakıt tüketimine etkisi incelenmiş ve gidiş-dönüş suyu sıcaklık farkı arttıkça yakıt tüketiminin azaldığı görülmüştür. Tesisat dönüş suyu sıcaklığının 5  $^{\circ}\text{C}$  artması ve gidiş ve dönüş suyu sıcaklık farkının 20  $^{\circ}\text{C}$ 'den 15  $^{\circ}\text{C}$ 'ye düşmesi ile, tüketilen yakıt miktarı 116,21 kg/h ve bu çalışma koşullarında tüketilen toplam yakıt miktarı 1.319.796,97 kWh ve toplam yakıt bedeli 132.375,64 TL olarak hesaplanmıştır. Yakıt miktarındaki bu azalma ısıtma sezonu için 39.219,45 TL tasarruf bedeline tekabül etmektedir. Gidiş-dönüş sıcaklık suyundaki 5  $^{\circ}\text{C}$ 'lik artış ile yakıt tüketiminde %25 azalma olduğu görülmüştür. Sisteme atık baca gazı ısılarından faydalanmak için ekonomizer takılmıştır.

## KAYNAKÇA

[1] "T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı 2011 Yılı Faaliyet Raporu", **ETKB Strateji Geliştirme Başkanlığı**, 2012, s.5.

[2] "Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği", **Resmi Gazete**, sayı 27075, 05.12.2008.

[3] RUBACI, Eda; "Konutlarda Enerji Tasarrufu", **İzolasyon Dünyası Dergisi**, sayı 58, 2006, s.54-55.

[4] ERTAŞ, Kaan, KESGİN, Uğur, HEPERKAN, Arif; **Soğutma sistemlerinde kullanılabilir enerji (ekserji) analizi / Availability (exergy) analysis in refrigeration systems -Yüksek Lisans Tezi**, İstanbul, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2002

[5] KAYA, Murat, EKMEKÇİ, İsmail; **Birleşik çevrim santralinde ekserji analizi ve atık ısısının değerlendirilmesi / Evaluation exergy analysis of the combined power plant and waste heat –Yüksek Lisans Tezi**, Sakarya, Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005

[6] TÜFEKÇİ, Hande, YAMANKARADENİZ, Recep; **Hastanelerde kullanılan klima sistemlerinin enerji ve ekserji analizi / Energy and exergy analysis of hospital ventilation and air conditioning systems-Yüksek Lisans Tezi**, Bursa, Uludağ Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2009

[7] YETİK, Tuğba, KILIÇARSLAN, Ali; **Doğalgaz yakıtlı bireysel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizi / Energy and exergy analyses of a natural gas-fired residential heating system-Yüksek Lisans Tezi**, Çorum, Hitit Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2011



[8] ERGÜN, Alper, ÖZKAYA, Musa Galip, MENLİK, Tayfun; **80.000 m<sup>2</sup>'lik ısıtma soğutma ihtiyacı olan bir alışveriş merkezinin enerji ve ekserji analizi / Energy and exergy analyses of a shopping center which needs 80.000 m<sup>2</sup> heating and cooling-Yüksek Lisans Tezi**, Ankara, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2010

[9] SARI, Özgür Gökmen, YAMALI, Cemil; **Exery analysis of solar assisted absorption heat pump for floor heating system / Döşemeden ısıtma sistemleri için güneş destekli soğurmalı ısı pompasının ekserji analizi-Yüksek Lisans Tezi**, Ankara, Orta Doğu Teknik Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği Bölümü, 2004

[10] ÇOMAKLI, Kemal, YÜKSEL, Bedri; **Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizi / Energy and exergy analysis of district heating plant of Atatürk University – Doktora Tezi Yazar**, Erzurum, Atatürk Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2003

[11] DİLEK, Murat, YEŞİN, Tülay, BAKER, Derek; **Energy and exergy analyses of a high school heating system / Bir lise ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizi-Yüksek Lisans Tezi**, Ankara, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, 2007

[12] FİLİZ, Çağdaş, KURT, Hüseyin; **Bir buhar kazanının enerji ve ekserji analizi / Evaluation of the performance of a steam boiler by using energy and exergy analysis-Yüksek Lisans Tezi**, Karabük, Karabük Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2012

[13] ÇENGEL, A.Yunus, Micheal, A.Boles; **Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik**, çev. Taner Derbentli, İstanbul, Literatür Yayıncılık, 2. baskı, 2008.

[14] BÜYÜKTÜR, A.Rasim; **Termodinamiğin Temel Yasaları**, İstanbul, Birsen Yayınevi, 4. baskı, 1995.

[15] ÖZGENER, Leyla, HEPBAŞLI, Arif; “HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği Ve Uygulamaları”, **VI Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi**, (2003).

[16] KANOĞLU, Mehmet, DİNÇER, İbrahim, ROSEN, A.Marc; **Exergy Analysis of Psychrometric Processes for HVAC&R Applications**,USA, ASHRAE Transactions, 2007.

[17] YUCER, Cem Tahsin, HEPBAŞLI, Arif; “Thermodynamic analysis of building using exergy analysis method”, **Energy and Buildings**, sayı 43, 2011, s.536-542.

[18] İGDAŞ, “Gaz&Teknoloji / Doğalgaz / Kimyasal ve Fiziksel Özellikleri” [www.igdas.com.tr](http://www.igdas.com.tr), 2012.

[19] **Doğalgaz Şebeke-Tesisat Bilgileri ve Doğalgaz Kullanımında Emniyet**, İstanbul, Pegi Teknik Yayınları, baskı 03 Rev.4, 2005

[20] HIZIROĞLU, Serdar; “Yakma Yönetim ve Brülör Kontrol Sistemleri”, **VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi**, (2005).

[21] DOĞAN, Veli; “Hidrolik Dengesizlik (Balanslama)”, **MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi**, sayı 128, Mart/Nisan 2012, s.5.

[22] DINCER, İbrahim; “The Role of Exergy in Energy Policy Making”, **Energy Policy**, cilt no 30, 2002, s. 137-149.

- [23] Szargut, Jan; **Exergy Method Technical and Ecological Applications**, Great Britain, Silesian University of Technology, 2005
- [24] Szargut, Jan; "Potantiel balance of chemical processes (in Polish)", **Arc. Budowy Maszyn**, sayı 4(11), 1957, s. 89-117.
- [25] Wall, Göran, "Exergy, ecology and democracy-concepts of vital society", **ProceedingsofENSEC'93**, In:eds.**J.Szargut,Z.Kolonda,G.Tsatronis,and A.Ziebig,Cracow**,1993, s. 111-121.
- [26] Kotas, T.J., **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**,Great Bratin, Anchor Brendon Ltd.,Tiptree, Essex, ,1985.
- [27] ERENSAN, "Sıvı ve Gaz Yakıtlı Sıcak Su Kazanı-NA.R Serisi", [www.erensan.com.tr](http://www.erensan.com.tr), 2013.
- [28] Systemair-HSK, "Klima Santralleri", [www.hsk.com.tr](http://www.hsk.com.tr), 2013.
- [29] RİELLO Brülör, "Doğalgaz Brülörleri/RS-RS/M Serileri,İki Kadameli ve Oransal Gaz Brülörleri", [www.riello.com.tr](http://www.riello.com.tr) , 2013, s.3.
- [30] "Isısan Yayınları No 265 Isıtma Tesisatı Kitabı Bölüm04", İstanbul, Isısan Akademi, 2000.
- [31] İGDAŞ, "Gaz Brülörleri", [www.igdas.com.tr](http://www.igdas.com.tr), 2012, s.2.

## ÖZET

“Merkezi ısıtma sistemlerinin termodinamik analizi ve çeşitli parametrelerin ekserji ve yakıt tüketimine etkisinin incelenmesi” isimli bu tezin temel amacı enerji ve ekserji verimi yüksek ısıtma sistemleri kurulması ve yakıt tüketiminin minimum düzeylere indirilmesidir.

Tezin içeriğinde; termodinamiğin 1. ve 2. kanunları, ile enerji, ekserji ve entropi kavramları anlatılmıştır. Isıtma kazanı, klima santrali, fancoil ve eşanjör gibi merkezi ısıtma bileşenlerinin enerji ve ekserji hesaplamalarıyla ilgili detaylı bilgiler sunulmuştur. Merkezi ısıtma sistemi bileşenleri incelenerek enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve her birinin enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Dış hava sıcaklığı, yanma havası miktarı, yanma havası sıcaklığı, sıcak su debisi ve gidiş-dönüş suyu sıcaklık farkının ekserji verimliliği ve yakıt tüketimine olan etkileri incelenmiş ve bu etkiler sayısal verilerle ifade edilmiştir. Sistem üzerinde teorik iyileştirmeler yapılmıştır.

Sistem üzerinde yapılacak iyileştirmelerin ekonomik geri dönüşüm süresi, hidrolik dengesizliklerin giderilmesi ve işletme koşullarının ekserji verimliliği üzerindeki etkilerinin incelenmesi üzerine gelecekte bu alanda yapılması gereken çalışmalar olarak karşımıza çıkmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** enerji verimliliği, enerji analizi, ekserji analizi, merkezi ısıtma sistemleri, yakıt tüketiminin azaltılması,

## **ABSTRACT**

The main aim of this thesis, called “Thermodynamic analyse of central heating systems and examination of various parameters effect on exergy and fuel consumption”.

1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> rules of thermodynamic, as well as energy, exergy entropy terms are described in the content of the thesis. Detail informations about energy and exergy calculations of central heating components, like heating boiler, air conditioning plant, fancoil and heat exchanger are presented. Energy and exergy units analysed by examining the components of central heating systems and each energy, exergy efficiency calculated. The effects of exterior temperature, amount of combustion air, combustion air temperature, hot water flowrate and return water temperature difference on exergy efficiency and fuel consumption analysed and these effects expressed by digital data. System enhanced theoretically.

Economic recycling duration of the improvements on system, overcoming the problem of hydraulic imbalance and the examination of the operating condition effects on exergy efficiency will be required study subjects in the future.

**Key Words:** energy efficiency, energy analyse, exergy analyse, central heating systems and reduction of fuel consumption

