

168456

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İSTANBUL'DAKİ BİR TURİZM TESİSİNİN  
İKLİMLENDİRME TESİSATININ TERMOEKONOMİK  
ANALİZİ

Makine Müh. Onur ODYAKMAZ

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında Hazırlanan

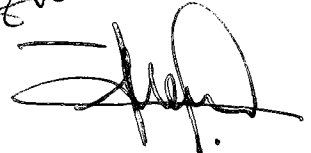
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Düriye BİLGE (YTÜ)

Doç. Dr. Düriye Bilge

Doç. Dr. Galip Temir

Prof. Dr. Mesut ÖZGÜRLER



İSTANBUL, 2005

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTMA LİSTESİ .....	vi
ŞEKİL LİSTESİ .....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ .....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET .....	x
ABSTRACT .....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. GENEL TERMODİNAMİK TANIMLARI ve BAĞINTILARI .....	2
2.1 Entalpi.....	2
2.2 Mükemmel Gazların İç Enerji, Entalpi ve Özgül Isıları.....	2
2.3 Katı ve Sıvıların İç Enerji, Entalpileri .....	2
2.4 Sürekli Akışlı Açık Sistem .....	3
2.4.1 Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütleinin Korunumu .....	3
2.4.2 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu .....	4
2.5 Psikrometri.....	5
2.5.1 Kuru Havanın Özgül Isısı ve Entalpisi .....	5
2.5.2 Nem ve Nemli Hava İle İlgili Tanımlar.....	5
2.5.3 Tesisteki İklimlendirme İşlemleriyle İlgili Bağıntılar .....	6
2.5.3.1 Nemli Havanın Duyulur Isıtılması ve Soğutulması.....	7
2.5.3.2 Soğutma ve Nem Alma.....	8
2.5.3.3 İki Nemli Havanın Adyabatik Karışımı.....	8
2.6 Termodinamiğin İkinci Yasası .....	10
2.6.1 Isıl Verim .....	10
2.6.2 Soğutma Makineleri .....	11
2.6.3 Entropi .....	12
2.6.3.1 Kontrol Hacmi İçin Entropi Dengesi.....	12
2.6.3.2 Entropinin Değişimi ve Değişim Nedenleri .....	13
2.6.3.3 Saf Maddelerin Entropi Değişimi.....	13
2.6.3.4 Sıvı ve Katıların Entropi Değişimleri.....	14
2.6.3.5 Mükemmel Gazların Entropi Değişimleri .....	14
3. TERMOEKONOMİK (EKSERJİEKONOMİK) ANALİZ ve DEĞERLENDİRME .....	15
3.1 Termoekonomik Çözümleme Yöntemi .....	15
3.2 Tersinir İş ve Tersinmezlik.....	16

3.3	Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi.....	17
3.4	Ekserji.....	17
3.5	Ekserji Komponentleri.....	19
3.5.1	Fiziksel Ekserji .....	19
3.5.2	Nemli Havanın ve Suyun Ekserjileri .....	20
3.6	Tesisattaki Kimyasal Reaksiyonlar .....	21
3.6.1	Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Yanma.....	21
3.6.2	Reaksiyona Giren Sistemlerin Entropi Değişimi.....	22
3.6.3	Kimyasal Reaksiyona Giren Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi.....	23
3.6.4	Kimyasal Ekserji.....	24
3.6.4.1	Standart Çevre .....	24
3.6.4.2	Gazlar ve Gaz Karışımlarının Standart Kimyasal Ekserjileri.....	24
3.6.4.3	Yakıtların Standart Kimyasal Ekserjileri.....	25
3.7	Ekserji Kaybı ve Yıkımı (Yok Olması).....	26
3.8	Ekserji Maliyeti .....	27
4.	TERMOEKONOMİK ANALİZ UYGULAMASI.....	29
4.1	Termoekonomik Analizi Yapılacak Tesisatın Tanımı ve Sınıflandırılması .....	29
4.2	Isıtma Sistemi ve İşleyişi .....	31
4.3	Isıtma Sisteminin Termoekonomik Modelleme ve Çözümlemesi .....	32
4.3.1	Isıtma sistemi yükü ve dış hava sıcaklığı ilişkisi.....	33
4.3.2	Isıtma Sistemi Enerji Dengesi .....	35
4.3.3	Isıtma Sisteminin Ekserji Dengesi.....	44
4.4	Isıtma Sisteminin Ekserji Maliyeti Hesabı ve Ekserjiekonomik Tahlili .....	49
4.5	Soğutma Sistemi ve İşleyişi.....	57
4.6	Soğutma Sisteminin Termoekonomik Modelleme ve Çözümlemesi .....	58
4.6.1	Soğutma Sistemi Yükü İle Dış Hava Sıcaklığı ve Güneş Radyasyonu İlişkisi .....	59
4.6.2	Soğutma Sistemi Enerji Dengesi .....	61
4.6.2.1	Soğutma Çevrimi Enerji Dengesi .....	64
4.6.3	Soğutma Sisteminin Ekserji Dengesi .....	71
4.7	Soğutma Sisteminin Ekserji Maliyeti Hesabı ve Ekserjiekonomik Tahlili .....	74
5.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....	82
	KAYNAKLAR.....	85
	EKLER .....	86
	Ek 1 Soğutma Sezonu Güneş Radyasyonu ve Hava Sıcaklığı İçin Carrier HAP 4.10 Dizayn ve Simülasyon Değerleri .....	87
	Ek 2 Isıtma Sistemi Klima Santralinde Gerçekleşen Prosesinin Ashrae Psychrometric Analysis Yazılımı Raporu .....	89
	Ek 3 Soğutma Sistemi Klima Santralinde Gerçekleşen Prosesinin Ashrae Psychrometric Analysis Yazılımı Raporu .....	90
	Ek 4 Chillerde Gerçekleşen Soğutma Çevriminin Cool Pack v1.46 Refrigerant Utility Yazılımı Proses Diyagramı.....	91
	ÖZGEÇMİŞ.....	92

## SİMGE LİSTESİ

$c$	Birim ekserjinin ortalama fiyatı, ( $\text{€}/kJ$ )
$C$	Birim ekserji akımının fiyatı (termoekonomik analiz), ( $\text{€}/h$ )
$C$	Özgül ısı, ( $kJ/(kg \cdot K)$ )
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı, ( $kJ/(kg \cdot K)$ )
$C_p$	Sabit hacimde özgül ısı, ( $kJ/(kg \cdot K)$ )
$CELF$	Sabit eskalasyon düzeltme faktörü
$COP$	Etkinlik katsayısı
$COP$	Etkinlik katsayısı
$CRF$	Kapital geri kazanım faktörü
$e$	Özgül ekserji, ( $kJ/kg$ )
$E$	Ekserji debisi, ( $kJ/h$ )
$\text{€}$	Euro
$f$	Termodinamik faktör
$g$	Özgül Gibbs fonksiyonu, ( $kJ/kg$ )
$G$	Toplam Gibbs fonksiyonu, ( $kJ$ )
$h$	Özgül entalpi, ( $kJ/kg$ )
$\bar{h}$	Yanma entalpisi, ( $kJ/kmol$ )
$\bar{h}_f^\circ$	Oluşum entalpisi, ( $kJ/kmol$ )
$H$	Toplam entalpi, ( $kJ$ )
$i$	Özgül tersinmezlik, ( $kJ/kg$ )
$i_{eff}$	Geri ödeme faktörü, (%)
$I$	Toplam tersinmezlik, ( $kJ$ )
$k$	Özgül ısıların oranı, ( $C_p/C_v$ )
$k$	Bir değere getirilmiş fiyat düzeltme faktörü
$m$	Kütle, ( $kg$ )
$M$	Mol kütlesi, ( $kg/kmol$ )
$n$	Mol miktarı, ( $kmol$ )
$P$	Basınç, (Bar)
$Q$	Isı geçişi, ( $kJ$ )
$r_n$	Eskalasyon, (%)
$s$	Özgül entropi, ( $kJ/kg \cdot K$ )
$T$	Sıcaklık, ( $K$ )
$u$	Özgül iç enerji, ( $kJ/kg$ )
$U$	Toplam iç enerji, ( $kJ$ )
$v$	Özgül hacim, ( $m^3/kg$ )
$V$	Toplam hacim, ( $m^3$ )
$W$	Toplam iş, ( $kJ$ )
$x$	Kuruluk derecesi
$y$	Yok olan ekserji oranı, (%)
$Z$	Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider, ( $\text{€}/h$ )

### Yunan Harfleri

$\Delta$	Miktarda sonlu değişim
$\eta_{th}$	Isıl verim
$\eta_{II}$	İkinci yasa verimi
$\varphi$	Bağıl nem
$\mu$	Kimyasal potansiyel, (kJ/kg)
$\omega$	Mutlak nem, (kg su/kg hava)
$\rho$	Yoğunluk, (kg/m <sup>3</sup> )
$\theta$	Akışkanın toplam enerjisi, (kJ/kg)

### Alt İndisler

0	Çevre hali
1	Başlangıç veya giriş hali
2	Son hal veya çıkış hali
a	Hava
$\varphi$	Çıkış koşulları
D	Tahrip olan
e	Çıkış
f	Yakıt
g	Giriş koşulları
G	Kazanç
i	Giriş
k	Yok edilen (kayıp)
kh	Kontrol hacmi
L	Kayıp
tr	Tersinir durum
v	Buhar
y	Yararlı miktar

### Üsler

.(nokta)	Birim zamanda
-(üst çizgi)	Birim mol için
°(çember)	Standart referans hali
CH	Kimyasal
PH	Fiziksel

## **KISALTMA LİSTESİ**

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
BG	Baca gazı.
DG	Doğal gaz.
DMİ	Devlet Meteoroloji İşleri.
HAP	Hourly Analysis Program.
TS	Türk Standartı.



## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 4.1 İklimlendirme sistemlerinin beraber şematik gösterimi.....	30
Şekil 4.2 Isıtma sisteminin şematik gösterimi.....	32
Şekil 4.3 Isıtma sistemi ısı iletici hava ve su debilerinin, bağıl nemlerinin ve sıcaklıklarının şematik gösterimi.....	38
Şekil 4.4 Kazan sisteminin şematik gösterimi.....	43
Şekil 4.5 Isıtma sisteminde incelenen komponentlerdeki ekserji kayıpları.....	55
Şekil 4.6 Isıtma sisteminde incelenen komponentler için ekserji kaybı oranları.....	56
Şekil 4.7 Isıtma sisteminde incelenen komponentler için $Z$ ve $f$ değerlerinin karşılaştırılması.....	56
Şekil 4.8 Soğutma sisteminin şematik gösterimi.....	57
Şekil 4.9 Soğutma sistemi ısı iletici hava ve su debilerinin, bağıl nemlerinin ve sıcaklıklarının şematik gösterimi.....	63
Şekil 4.10 Su soğutma cihazındaki soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	64
Şekil 4.11 Soğutma çevriminin diyagramda gösterimi, (CoolPack v1.46 yazılımı).....	66
Şekil 4.12 Soğutma çevrimi analizi diyagramındaki değerlerin tablosu, (CoolPack v1.46 yazılımı).....	67
Şekil 4.13 Soğutma çevrimi analizi diyagramındaki değerlerin tablosu, (CoolPack v1.46- Refrigerant Utility modülü).....	68
Şekil 4.14 Soğutma çevrimi analizi diyagramındaki değerlerin tablosu, (CoolPack v1.46 Refrigerant Utility modülü).....	69
Şekil 4.15 Soğutma sisteminde incelenen komponentlerdeki ekserji kayıpları.....	80
Şekil 4.16 Soğutma sisteminde incelenen komponentler için ekserji kaybı oranları.....	80
Şekil 4.17 Soğutma sisteminde incelenen komponentler için $Z$ ve $f$ değerlerinin karşılaştırılması.....	81

## ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 İstanbul için ısıtma sezonu uzun yıllar ortalama iklim verileri, (DMİ, 2004).....	35
Çizelge 4.2 İkinci derece-gün bölgesi için ortalama aylık dış sıcaklık değerleri, (TS825 Ek-2).	35
Çizelge 4.3 Kazanda yakılan doğal gaz yakıtının bileşimi ve bileşimi oluşturan gazların oranları. ....	38
Çizelge 4.4 Kazan içerisine verilen yakma havasının gaz bileşimi ve oranları. ....	39
Çizelge 4.5 Kazandaki yanma reaksiyonuna giren ve çıkan maddelerin entalpileri. ....	41
Çizelge 4.6 Isıtma sistemi noktalarının kütle debisi, basınç ve entalpi değerleri. ....	43
Çizelge 4.7 Isıtma sistemi noktalarının özgül ekserjileri ve toplam ekserji akıları. ....	49
Çizelge 4.8 Isıtma sistemi bileşenlerinin maliyet analizi. ....	50
Çizelge 4.9 Isıtma sisteminde incelenen bileşenler için hesaplanan termoekonomik değerler.	55
Çizelge 4.10 İstanbul için soğutma sezonu uzun yıllar ortalama iklim verileri, (DMİ, 2004).	60
Çizelge 4.11 İstanbul için soğutma sezonu ortalama tasarım sıcaklıkları değerleri, (Carrier HAP 4.10 yazılımının ASHRAE 2001 iklim değerleri simülasyonu). ....	60
Çizelge 4.12 Soğutma sistemi ısı iletici havanın, R22'nin ve suyun, debilerinin, bağlı nemlerinin ve sıcaklıklarının şematik sistem üzerinde gösterimi. ....	71
Çizelge 4.13 Soğutma sistemi noktalarının özgül ekserjileri ve toplam ekserji akıları. ....	74
Çizelge 4.14 Soğutma sistemi bileşenlerinin maliyet analizi. ....	75
Çizelge 4.15 Soğutma sistemi için incelenen bileşenler için hesaplanan termoekonomik değerler. ....	79

## ÖNSÖZ

Dünyanın enerji kaynaklarının sınırlı olması gerçeğinin giderek daha geniş kesimlerce anlaşılması, hükümetlerin enerji politikalarını yeniden gözden geçirmeye ve enerji savurganlığını önlemeye yöneltmiştir. Bu olgu, bilimsel çevreleri de enerji dönüşüm araçlarını yeniden değerlendirmeye ve var olan sınırlı enerji kaynaklarından daha çok yararlanabilmek için yeni yöntemler geliştirmeye itmiştir. Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliğiyle ilgilidir, enerjinin var veya yok edilemeyeceğini vurgular. Bu yasa, bir hal değişimi sırasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar. Termodinamiğin ikinci yasası ise enerjinin niteliğiyle ilgilidir. Daha açık söylenirse, bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin azalması, entropi üretimi, iş yapma olanağının değerlendirilememesi bu yasanın inceleme alanı içerisindedir. İkinci yasa analizi veya dengesi kurularak termodinamik sistemlerin iş potansiyeli anlaşılmaktadır. İkinci yasa değerlendirmesi ayrıca, karmaşık termodinamik sistemlerin optimizasyonu için bir araç olmaktadır. Ekserji analizi adı altında yapılan bu değerlendirmeyle sistemlerin yapabileceği en fazla iş anlaşılmakta ve buna göre dizayn değişikliği, eklentileri ve iyileştirilmesi yoluna gidilmektedir. Bu sistem komponentlerinin herhangi birisi üzerine veya tüm sistem için olabilmektedir.

Dünya üzerinde enerjinin en yoğun biçimde harcandığı ve yoğun entropi üretimine neden olan konut veya ticari iklimlendirme sistemleri ile ilgili ekserji çözümlemesi uygulamalarına ancak son yıllarda rastlanmaktadır (Derbentli, 2000). İklimlendirme sistemlerinin ekserji analizleri sistemin bulunduğu yerdeki iklim özelliklerine bağlı olarak büyük değişimler gösterebildiğini söylemektedirler.

Mühendisler için önemli olan noktalardan birisi de ekserji analizini ekonomik analizle birleştirerek ekserji kaybının maliyetini bulma yoluna gidebilmektir. Ancak bu şekilde enerjinin yerel veya genel olarak gerçek niteliği anlaşılacak gerekli optimizasyon işlemleri öngörülebilir.

Enerji ve ekserji analizinin birlikte yapıldığı termoekonomik analizle enerji ve ekserji kayıplarını en az seviyeye indirme yoluna gidilmesinde bir adım atılmaktadır. Termodinamik sistemlerin ürünleri çevre şartlarına yaklaşıldığı miktarda ekserji kaybı azalacaktır. Böylece çevremizdeki enerji daha akılcı şekilde kullanılacak ve termodinamik sistemlerin çevreye zararlı etkileri de azaltılmış olacaktır.

Tez çalışmamı yöneten, çalışmam boyunca ilgi ve desteğini esirgemeyen, eleştiri ve önerileriyle çalışmama katkıda bulunan değerli hocalarım Doç. Dr. Düriye Bilge ve Doç. Dr. Galip Temir'e, sevgili babam Erol Odyakmaz, annem Ayla Odyakmaz ve meslektaşım, ağabeyim Mert Odyakmaz'a teşekkürlerimi sunarım.

## ÖZET

İstanbul'daki örnek bir turizm tesisinin iklimlendirme sistemlerine yaz ve kış sezonları için termoekonomik analiz metodu uygulanarak, tesisattaki sıcak su kazanı, su soğutma gurubu ve klima santrallerinin termoekonomik analizi ve değerlendirmesi yapılmıştır. Isıtma ve soğutma tesisatları birbirlerinden bağımsız olarak incelenmiştir.

Analizin daha rahat anlaşılması için başta genel termodinamik tanımları, bağıntıları ve psikrometri özetlenmiştir. Kazandaki yanma olayının analizi için kimyasal reaksiyonların termodinamik bağıntıları ve tanımlamaları yazılmıştır. Tersinir iş ve tersinmezlik, standart çevre tanımlamaları yapılmış ve ekserji analizi için, ekserji ve ekserji komponentleri, ekserji kaybı ve yıkımı terimleri açıklanmıştır. Ayrıca ekserji maliyeti hesaplama metodu, bağıntılarıyla özetlenerek anlatılmıştır.

Uygulama bölümünde meteorolojik değerlendirme yapılarak, ısıtma ve soğutma sistemleri için DMİ, ASHRAE ve TS825'in iklim verilerinden derlenen hava sıcaklığı ve güneş radyasyonu değerleriyle sezonluk ortalama sıcaklık kabulü için yorumlar yapılmıştır. Bu değerler ışığında, sistemlerin enerji yükü hesaplama metotları anlatılmıştır. İklim verileri, standart çevre kabulü ve ekserji kayıplarının ilişkisi vurgulanmıştır.

Tesisattaki sürekli akışlı açık sistemlerin belirlenen noktalarındaki enerji ve ekserji akıları hesaplanarak enerji dengeleri ardından da ekserji dengeleri kurulmuştur. Buradan incelenen sistem bileşenleri ve sistem geneli için ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Ardından akımların birim ekserji maliyetleri bulunarak, kazan, su soğutma gurubu ve klima santrallerinin ekserji kayıplarının maliyetleri ile tablolar oluşturulmuştur.

Soğutma çevrimi, psikrometrik prosesler ve ortalama güneş radyasyonu tespiti hesaplamalarında bilgisayar yazılımlarından faydalanılmıştır.

Son olarak, iklimlendirme sistemlerinin ekserji kayıpları ve ekserji maliyetleri bakımından değerlendirilmesi yapılarak, sistem komponentleri arasında karşılaştırma yapılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** İklimlendirme sistemi, iklim, kimyasal reaksiyon, ekserji, termoekonomik analiz.

## ABSTRACT

Thermoeconomic analysis and evaluation have been made on hot water boiler, air cooled water chiller and air handling units by applying the thermoeconomic methods on the air conditioning systems of a typical tourism building in Istanbul. The heating and the cooling plants have been studied independently.

In order to make the analysis more understandable, firstly general thermodynamic definitions, equations and psychometrics have been summarized. Equations and definitions for the chemical reactions have been written for the combustion reaction at the boiler.

Reversible work, irreversibility and standard environment definitions have been clarified and exergy, exergy component, exergy lose and exergy destruction terms for the exergy analysis have been explained. Besides, the calculation method of exergy cost has been summarized.

A meteorological evaluation has been done at the application chapter to comment on the acceptances for the outside temperatures and solar radiation values gained from DMI, ASHRAE and TS825's climatic data. Methods for the energy load calculations for the systems have been explained by the aid of these climatic data.

Energy and exergy flows have been calculated for the specific locations on the continuous flow open systems at the plants to form the exergy and energy equalities. Then, the exergy loses have been found for the each system component and for the whole plant. Afterwards, unit costs of the exergy loses have been calculated for forming the tables containing exergy loses of the boiler, water chiller and air handling units.

Specific computer softwares have been used for the refrigeration cycle, psychometric processes and average solar radiation calculations.

Finally, a comparison has been made between the system components by evaluating the exergy loses and exergy costs of the air conditioning systems.

**Keywords:** Air conditioning system, climatic data, chemical reaction, exergy, thermoeconomic analysis.

## 1. GİRİŞ

Maliyetle ekserji analizini bir araya getirme fikri ilk defa 20. yüzyılın ortalarına doğru ortaya çıkmıştır. Bu konudaki ilk uygulama Benedict'in 1949'daki basılmamış bir notunda yer almıştır. Benedict, bir hava ayırıştırma tesisinde toplam maliyet hesabı yaparken, bunun ne kadarının sistemdeki tersinmezliklerden kaynaklandığını bularak bunu "optimal tasarım-fiyat" hesabında kullanmıştır. Bunun ötesinde, sistemdeki hal değişiklikleri sırasındaki tersinmezliklere ek olarak, ısı, iş ve kütle transferlerinden dolayı da ekserji kayıpları oluşmaktadır.

Enerji dönüşümleri tersinmezliklerle sınırlıdır. Birinci yasaya göre göz ardı edilen bu tersinmezliklerin yerleri ve miktarları ikinci yasa ile belirlenir. Fakat, tersinmezliklerden doğan kullanılabilirlik kaybını azaltmaya yönelik değişiklikler sistem maliyetini artırır, bu nedenle tek yönlü yaklaşımlar gerçekçi olmaz. Sistemden elde edilen ürünün fiyatı da düşünülmelidir.

Ekserji kaybının yüksek olduğu bir ısı sistem komponentinde, birim ekserji maliyetinin düşük olabileceği görülebilmektedir. Diğer yandan, ekserji kaybının nispeten daha az olduğu sistem komponentinde, birim ekserji maliyetinin yüksek olabileceği de görülebilmektedir. Burada önemli olan, ekserji kaybı maliyetinin büyük olduğu yerleri tespit etmektir.

Buradan anlaşılacağı gibi, termodinamik sistemlerin çözümlemesinde birinci yasanın ve ikinci yasanın kullanılıp enerji ve ekserji dengelerinin kurulup ekserji ve enerji kayıplarının tespit edilmesi ısı tesislerin kurulum planlamalarında yeterli olmamaktadır. Bu aşamadan sonra termoeconomik analizi tamamlamak için ekserji kaybı maliyetlerinin de hesaplanması gerekmektedir. Ekserji analizinin parasal değerlerle birleştirilmesinin temelinin bu düşünce oluşturmaktadır.

Günümüzde sınırlı doğal kaynaklardan elde edilen enerjinin (yakıtın) giderek artan tüketim karşısında daha da kıymetli hale geldiği göz önüne alındığında, sistemlerin hem daha ucuz hem de daha verimli olacak şekilde kullanılabilirlik hesaplamaları yapılarak tasarlanması gerekmektedir.

## 2. GENEL TERMODİNAMİK TANIMLARI ve BAĞINTILARI

### 2.1 Entalpi

Özellikle güç üretimi ve soğutmaya ilgili bazı sistemler ve hal değişimleri incelenirken, birkaç özelliğin bileşiminden oluşan  $U+PV$  terimine sıkça rastlanır. Bu terim entalpi olarak tanımlanır ve  $H$  ile gösterilir.

$$H = U + PV \quad (kJ) \quad (2.1)$$

veya birim kütle için,

$$h = u + Pv \quad (kJ/kg) \quad (2.2)$$

Burada basınç  $P$  ve hacim  $V$ 'dir.

### 2.2 Mükemmel Gazların İç Enerji, Entalpi ve Özgül Isıları

Bir hal değişimi sırasında, mükemmel gazın iç enerji ve entalpi değişimleri, aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_v(T) dT \cong C_{v,ort} (T_2 - T_1) \quad (kJ/kg) \quad (2.3)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT \cong C_{p,ort} (T_2 - T_1) \quad (kJ/kg) \quad (2.4)$$

Özgül ısı, bir maddenin birim kütlelerinin sıcaklığını bir derece artırmak için gerekli enerjidir.

Özgül ısıların oranı  $k$  ise:

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.5)$$

İdeal gazlar için sabit hacimde özgül ısı  $C_p$  ve sabit basınçta özgül ısı  $C_v$  arasındaki ilişki,

$$C_p = C_v + R \quad [kJ/(kg \cdot K)] \quad (2.6)$$

bağıntısıyla verilir. Burada  $R$  gaz sabitidir.

### 2.3 Katı ve Sıvıların İç Enerji, Entalpileri

Sıkıştırılmayan maddeler için  $\Delta u$  ve  $\Delta h$  değerleri,

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} C(T) dT \cong C_{ort} (T_2 - T_1) \quad (kJ/kg) \quad (2.7)$$

$$\Delta h = \Delta u + v\Delta P \quad (kJ/kg) \quad (2.8)$$

bağıntılarıyla hesaplanabilir.

## 2.4 Sürekli Akışlı Açık Sistem

Tez konusu olan tesisimizin ısıtma ve soğutma tesisatlarının bileşenleri sürekli akışlı açık sistem kabulüyle incelenecektir. Sürekli akışlı açık sistemle ilgili olarak aşağıdaki gözlemler yapılabilir:

- Kontrol hacmi içinde, yeğin veya yaygın hiçbir özellik zamanla değişmez. Ayrıca, kontrol hacmine giren toplam kütle ve enerji, kontrol hacminden çıkan toplam kütle ve enerjiye eşit olmak zorundadır, çünkü  $m_{kh}$  ve  $E_{kh}$  sabittir.
- Kontrol hacminin sınırlarındaki hiçbir özellik zamanla değişmez. Bu nedenle giren ve çıkan akışkanların özellikleri zamana göre sabittir. Giriş ve çıkıştaki kütle debisi sabittir.
- Sistemin çevresiyle birim zamanda yaptığı ısı alışverişi veya birim zamanda yaptığı iş sabittir.

### 2.4.1 Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütlenin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez ( $m_{KH} = \text{sabit}$ ). Bu durumda, kütlenin korunumu ilkesi uyarınca kontrol hacmine giren toplam kütle, kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olması gerekir.

Birçok girişi ve çıkışı olan genel bir sürekli akışlı açık sistem için, kütlenin korunumu ilkesi aşağıdaki gibidir:

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{KH'ne giren} \\ \text{toplam kütle} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam kütle} \end{array} \right] \quad (2.9)$$

veya,

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (kg/s) \quad (2.10)$$

Burada  $g$  indisi girişi,  $\zeta$  indisi de çıkışı göstermektedir. Lüle, türbin, kompresör, pompa gibi

mühendislik uygulamalarının birçoğunda, sadece bir akış, bu nedenle de bir giriş ve bir çıkış söz konusudur. Bu durumlar için, giriş hali 1 indisiyle, çıkış hali de 2 indisiyle gösterilebilir. Böylece yukarıdaki eşitlik:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (kg/s) \text{ veya, } \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{v_2} V_2 A_2 \text{ olur. Burada}$$

$$\rho = \text{yoğunluk, } kg/m^3$$

$$v = \text{özgül hacim, } m^3/kg$$

$$V = \text{akış yönünde ortalama akış hızı, } m/s$$

$$A = \text{akış yönüne dik kesit alanı, } m^2$$

olmaktadır.

#### 2.4.2 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmaz ( $\Delta E_{KH} = 0$ ). Böylece sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur.

Enerjinin korunumu ilkesi sürekli akışlı açık sistemler için aşağıdaki gibi yazılır:

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{sinirları geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'ye giren} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] \quad (2.11)$$

veya,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum m_g \theta_g - \sum m_g \theta_g \quad (2.12)$$

Burada,  $\theta$  akış işi de içinde olmak üzere akışkanın birim kütesinin toplam enerjisidir.

Giriş ve çıkış halleri sırasıyla 1 ve 2 indisleriyle gösterilir, kütle debisinin değişmediği göz önüne alınırsa ( $\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$ ) ayrıca potansiyel ve kinetik enerjilerin değişmediği kabul edilirse, bir geçişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}[h_2 - h_1] \quad (kW) \quad (2.13)$$

şeklinde yazılır. Bu denklem kütle debisi  $\dot{m}$  ile bölünürse ve iş ihmal edilirse, birinci yasa birim kütle için ifade edilmiş olur:

$$q = h_2 - h_1 = \Delta h \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.14)$$

Burada,

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad (\text{birim kütle geçisi, kJ/kg}) \quad (2.15)$$

olmaktadır. Burada:

$\dot{Q}$  = kontrol hacmi ile çevresi arasında birim zamanda olan ısı geçişi

$\Delta h = h_f - h_g$ . Bir akışkanın entalpi değişimi, giriş ve çıkış halleri için entalpi değerlerinin özellik tablolarından okuyarak kolayca bulunabilir. Mükemmel gazlar için, entalpi değişimi yaklaşık olarak  $\Delta h = C_{p,ori}(T_2 - T_1)$  bağıntısıyla hesaplanabilir. Burada  $(\text{kg/s})(\text{kJ/kg}) = \text{kW}$  olduğu not edilmelidir.

## 2.5 Psikrometri

### 2.5.1 Kuru Havanın Özgül Isısı ve Entalpisi

İklimlendirme uygulamalarında havanın sıcaklığı genellikle  $-10^\circ\text{C}$ 'den  $50^\circ\text{C}$ 'ye kadar değişir. Bu aralıkta kuru hava mükemmel gaz kabul edilebilir ve  $C_p$  değeri, yüzde 0.2'den daha küçük bir hatayla sabit bir ortalama değer olarak  $1.005 \text{ kJ}/(\text{kg K})$  alınabilir. Referans sıcaklığı  $0^\circ\text{C}$  alınırsa, kuru havanın entalpisi ve entalpi değişimi aşağıda verilen bağıntılardan bulunabilir:

$$h_{\text{kuru hava}} = C_p T = [1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})]T \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.16)$$

ve

$$\Delta h_{\text{kuru hava}} = C_p \Delta T = [1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})]\Delta T \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.17)$$

Burada  $T$ ,  $^\circ\text{C}$  olarak havanın sıcaklığını ve  $\Delta T$  sıcaklık değişimini göstermektedir. İklimlendirme uygulamalarında entalpi değişimleri ( $\Delta h$ ) hesaplanır, bu değer seçilen referans sıcaklığından bağımsızdır.

### 2.5.2 Nem ve Nemli Hava İle İlgili Tanımlar

Özgül nem ( $\omega$ ),

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{kg su buhari/kg kuru hava}) \quad (2.18)$$

şeklinde yazılır.

Özgül nem,

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / (R_v T)}{P_a V / (R_a T)} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} \quad (\text{kg su buhari/kg kuru hava}) \quad (2.19)$$

şeklinde ifade edilir.

Bağıl nem  $\phi$  ile gösterilir:

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / (R_v T)}{P_g V / (R_g T)} = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega) P_g} \quad (2.20)$$

Nemli havanın entalpisi,

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (2.21)$$

olur. Ayrıca:

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v \quad (2.22)$$

veya

$$h = h_a + \omega h_g \quad (\text{kJ/kg kuru hava}) \quad (2.23)$$

elde edilir çünkü  $h_v \cong h_g$  'dir.

Bu eşitlikteki  $h_a$  kuru havanın entalpisi,  $h_g$  ise nemli hava sıcaklığındaki su buharının entalpisini göstermektedir. Yaklaşık olarak bu entalpiler eğer özgül ısılar sabit kabul edilirse nemli havanın entalpisi,

$$h = 1.006t + W(2501 + 1.805t) \quad (2.24)$$

olarak ifade edilir. Bu eşitliklerdeki  $t$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) havanın kuru termometre sıcaklığıdır.

### 2.5.3 Tesisteki İklimlendirme İşlemleriyle İlgili Bağlıntılar

Tesisteki iklimlendirme sistemlerindeki proseslerin amacı, ortam ısı yükünü karşılamak üzere

şartlandırılmış havayı ortama üflemeştir. Ortama verilen nemli havanın klima santrallerinde uğradığı prosesler basitleştirilmiş şekilleriyle aşağıdaki bölümlerde özetlenmiştir.

Tesisattaki iklimlendirme işlemleri sürekli akışlı açık sistemlerde gerçekleşir. Bu nedenle işlemlerde sürekli akışlı açık sistemler için kütlelerin (hem kuru hava, hem de su için) ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanmalıdır. Aşağıda bunlarla ilgili termodinamiğin birinci yasa denklemleri özetlenmiştir:

$$\text{Kuru hava kütlesi: } \sum \dot{m}_{a,g} = \sum \dot{m}_{a,\phi} \quad (2.25)$$

$$\text{Su kütlesi: } \sum \dot{m}_{a,g} \omega_g + \dot{m}_{su,g} = \sum \dot{m}_{a,\phi} \omega_\phi + \dot{m}_{su,\phi} \quad (2.26)$$

$$\text{Enerji: } \dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\phi h_\phi - \sum \dot{m}_g h_g \quad (2.27)$$

Burada  $g$  ve  $\phi$  indisleri sırasıyla giriş ve çıkış hallerini göstermektedir.

### 2.5.3.1 Nemli Havanın Duyulur Isıtılması ve Soğutulması

Tesisattaki hava ısıtma cihazlarında (klima santrallerinin ısıtma serpantinlerinde) görülen proses nemli havanın duyulur ısıtılması olayıdır. Bu sistemde hava, içinde sıcak akışkanın (sıcak su) bulunduğu boruların üzerinden geçirilerek ısıtılır. Isıtma işlemi sırasında havadaki nem kütlesi değişmez. Duyulur ısıtma sırasında havanın özgül nemi  $\omega$  sabit kalırken bağıl nemi azalmaktadır.

Nemlendirme veya nem almanın olmadığı ısıtma veya soğutma işlemlerinde kütlelerin korunumu denklemi, kuru hava için  $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$  ve su için  $\omega_1 = \omega_2$  bağlantılarına dönüşür. Enerjinin korunumu denklemi fan işinin ihmal edildiği durumda aşağıdaki biçimi alır:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (2.28)$$

veya

$$q = h_2 - h_1 \quad (2.29)$$

Burada  $h_1$  ve  $h_2$ , havanın sırasıyla giriş ve çıkışta, birim kuru hava kütlesi için verilen entalpilerdir.

### 2.5.3.2 Soğutma ve Nem Alma

Tesisattaki hava soğutma cihazlarında (klima santrallerinin soğutma serpantinlerinde) görülen proses nemli havanın soğutulması ve neminin bir kısmının alınması olayıdır. Bu sistemde hava, içinde soğuk akışkanın (soğuk su) bulunduğu boruların üzerinden geçirilerek soğutulur.

Nemli hava, başlangıçtaki çığ noktasının altındaki bir sıcaklığa soğutulduğunda, içindeki nem sıvı fazında bu havadan ayrılır. Havadan ayrılan suyun sıcaklığı, başlangıçtaki çığ noktası sıcaklığı ile son sıcaklık olan doyma noktası sıcaklığı arasında bir miktar değişmesine rağmen, sistemden damlalar halinde yoğuşarak ayrılan suyun sıcaklığı, havanın sistemi terk ettiği  $t_2$  sıcaklığı olarak kabul edilir.

Enerji ve kütle dengelerini yazarsak:

$$\text{Kuru hava kütlesi: } \dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a \quad (2.30)$$

$$\text{Su kütlesi: } \dot{m}_{a_1} \omega_1 = \dot{m}_{a_2} \omega_2 + \dot{m}_{su} \quad (2.31)$$

$$\text{veya } \dot{m}_{su} = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned} \text{Enerji: } \dot{Q} &= \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta - \sum \dot{m}_g h_g \rightarrow \\ \dot{Q} &= \dot{m}_{a_2} h_2 - \dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{su} h_{su} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) + \dot{m}_{su} h_{su} \end{aligned} \quad (2.33)$$

eşitlikleri bulunabilir. Burada 1 ile g ve 2 ile ç indisleri sırasıyla giriş ve çıkış hallerini göstermektedirler.

### 2.5.3.3 İki Nemli Havanın Adyabatik Karışımı

Tesisteki klima santrallerinin hava karıştırma bölümlerinde gerçekleşen bir işlemdir. Dışarıdan alınan taze hava ile tekrar santrale çekilen ortam havası karışım bölümlerinde karıştırılır.

Böyle bir durumu karışım odalarındaki sürekli akışlı açık sistemin birinci kanun çözümlemesi ile açıklayabiliriz.

Sistem sınırlarından kütle girip çıkmaktadır, bu nedenle kontrol hacmidir. Kontrol hacminde zamana göre bir değişim gözlenmediği için sürekli akışlı açık sistem çözümlemesi yapılmalıdır. Birden çok giriş çıkışı olan bir açık sistem için kütle korunumu ilkesi aşağıdaki gibi olur:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\phi \quad (2.34)$$

Sınırlardan ısı veya iş geçişi olmadığı kabul edilir. Potansiyel ve kinetik enerjilerdeki değişimler ihmal edilirse, enerjinin korunumu aşağıdaki gibi yazılır:

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_\phi h_\phi \quad (2.35)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (2.36)$$

Burada  $\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$  olduğundan, denklem aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3 \quad (2.37)$$

Denklemleri  $\dot{m}_2$  ile bölersek,

$$y h_1 + h_2 = (y + 1) h_3 \quad (2.38)$$

elde edilir. Burada,  $y = \dot{m}_1 / \dot{m}_2$ , debi oranıdır.

Ayrıca, adyabatik karışım olayında kütle ve enerjinin korunumuyla ilgili aşağıdaki üç temel denklem yazılabilir:

$$m_{a1} h_1 + m_{a2} h_2 = m_{a3} h_3 \quad (2.39)$$

$$m_{a1} + m_{a2} = m_{a3} \quad (2.40)$$

$$m_{a1} W_1 + m_{a2} W_2 = m_{a3} W_3 \quad (2.41)$$

Bu denklemlerde, karışımdan sonraki havanın kütleli debisini gösteren  $m_{a3}$  teriminin yok edilmesi halinde,

$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_3}{W_3 - W_1} = \frac{m_{a1}}{m_{a2}} \quad (2.42)$$

bağıntısı yazılabilir.

Burada 1 ve 2, iki farklı akımın karışma hücreğine girmeden önceki hallerini, 3 ise karışımdan sonraki hali simgeler.

## 2.6 Termodinamiğin İkinci Yasası

İkinci yasa enerjinin niceliği yanında niteliğini de ön plana çıkarır. İkinci yasa enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar.

Termodinamiğin ikinci yasası, ısı makineleri ve soğutma makineleri gibi temel mühendislik sistemlerin verimlerinin üst veya kuramsal sınırını ve kimyasal reaksiyonların hangi oranda tamamlanacaklarını belirler.

İkinci yasanın Clausius ifadesine göre termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin başka hiçbir enerji iletişimde bulunmadan düşük sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme ısı vermesi olanaksızdır.

Hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşirken, tersi olan yönde gerçekleşmemektedir. Birinci yasa hal değişimlerinin yönü üzerinde herhangi bir kısıtlama koymaz, fakat birinci yasanın sağlanması hal değişiminin gerçekleşeceği anlamına gelmez.

İkinci yasa enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar.

### 2.6.1 Isıl Verim

Isı makinesine verilen ısıl enerjinin sadece bir bölümü işe dönüşür. Termodinamik bir çevrim oluşturan bir ısı makinesinin çevrimi tamamlaması için dışarıya ısı vermesi gerekmektedir. Bununla birlikte ısı makinesine girilen ısıl enerjinin net işe dönüşebilen bölümü, ısı makinesinin etkinliğinin bir ölçüsüdür ve ısıl verim  $\eta_{th}$  olarak tanımlanır.

Etkinli veya verimin genel bir tanımı, elde edilmek istenen değeri, bunu elde etmek için harcanması gereken değere bölerek yapılabilir.

$$\text{Etkinlik (verim)} = \frac{\text{elde edilmek istenen deger}}{\text{harcanmasi gereken deger}} \quad (2.43)$$

Isı makineleri için elde edilmek istenen değer yapılan net iştir. Bu amaçla harcanması gereken değerse aracı akışkana verilen ısıl enerjidir. Bu durumda ısı makinesinin ısıl verimi şöyle tanımlanabilir:

$$\text{Isıl verim} = \frac{\text{çıkan net iş}}{\text{giren ısıl enerji}} \quad (2.44)$$

$Q_H$  = çevrimle  $T_H$  sıcaklığındaki ortam (yüksek sıcaklıktaki enerji deposu) arasındaki ısı geçişinin mutlak değeridir,

$Q_L$  = Çevrimle  $T_L$  sıcaklığındaki ortam (düşük sıcaklıktaki ısı deposu) arasındaki ısı geçişinin mutlak değeridir

veya,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.45)$$

Bir ısı makinesinin verimi her zaman birden küçüktür, çünkü  $Q_L$  ve  $Q_H$  her zaman artı değerdedir.

### 2.6.2 Soğutma Makineleri

Isı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olur. Bu olgunun tersi kendiliğinden gerçekleşmez. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak soğutma makinelerinin kullanımıyla olanaklıdır.

Soğutma makineleri de ısı makineleri gibi bir çevrimi esas alarak çalışır. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir ve dört elemanla gerçekleştirilir: kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcı.

Tesisteki iklimlendirme sistemindeki, soğuma sezonunda klima santrallerinin soğutma serpantinlerine tesisin ısı yükünü karşılayacak şekilde soğutulmuş su sağlayan su soğutma gruplarında basit bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi bulunduğu kabul edilmiştir. Yani tesisteki soğutma yükü de bir soğutma makinesiyle karşılanır.

Bir soğutma makinesinin verimi etkinlik katsayısı ile ifade edilir ve  $COP_{SM}$  ile gösterilir. Soğutma makinesinin amacı, soğutulan ortamdan ısı çekmektir ( $Q_L$ ). Bu amacı gerçekleştirmek için bir iş yapılması gerekir ( $W_{net,giren}$ ) bu durumda bir soğutma makinesinin etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$COP_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen deger}}{\text{harcanması gereken deger}} = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} \quad (2.46)$$

Bir çevrim için, enerjinin korunumu ilkesi,

$$W_{net,giren} = Q_H - Q_L \quad (kJ) \quad (2.47)$$

olduğundan, soğutma makinesinin etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (2.48)$$

şeklinde de yazılabilir.

### 2.6.3 Entropi

Termodinamiğin ikinci yasası çoğu kez içinde eşitsizliklerin yer aldığı anlatımlara yol açar. Örneğin, tersinmez bir ısı makinesinin verimi, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tersinir bir ısı makinesinin veriminden daha küçüktür.

Entropinin temelini oluşturan Clausius eşitsizliğinin entropi üretimine eşitlenmesiyle bulunan bağıntıyı aşağıdaki gibi yazabiliriz:

$$S_{\text{üretim, çevrim}} \geq -\oint \frac{\delta Q}{T} \quad (2.49)$$

Bu bağıntıda yer alan  $S_{\text{üretim, çevrim}}$  çevrim boyunca üretilen entropidir ve çevrim sırasında oluşan tersinmezliklerin ve mükemmellikten uzaklaşmanın bir ölçüsüdür.  $T$  sistem sıcaklığı,  $Q$  ise hal değişimi sırasındaki ısı geçiştir. Tersinir bir hal değişimi için eşitsizlik hali eşitliğe çevrilebilir.

Sistem sınırlarından iş geçişi sırasında entropi geçişi olmaz. Ancak, sistem içinde enerji daha az kullanılabilir biçimlere dönüşürken entropi üretimi olur.

Hal değişimi sırasındaki entropi üretimi hiçbir zaman sıfırdan küçük olamaz. Isı geçişi olmadığı zaman, entropi değişimi sadece tersinmezliklerden kaynaklanır ve bu etki her zaman entropiyi artırma yönündedir.

Bir hal değişiminin, entropi değişimi hesaplar sonucu negatif olacak şekilde görünürse rahatlıkla bu hal değişiminin gerçekleşmesi olanaksızdır diyebiliriz.

#### 2.6.3.1 Kontrol Hacmi İçin Entropi Dengesi

Düzenli akışlı dengeli açık sistem için toplam entropi üretimini veren bağıntı şöyledir:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g + \sum \frac{Q_R}{T_R} \geq 0 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.50)$$

Çevresiyle ısı alışverişinde bulunan bir giriş ve çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için

yukarıdaki bağıntı sadeleştirilebilir:

$$\dot{S}_{uretim} = \dot{m}(s_{\dot{\zeta}} - s_{\dot{g}}) + \frac{\dot{Q}_{\dot{\zeta}evre}}{T_{\dot{\zeta}evre}} \geq 0 \quad (kW/K) \quad (2.51)$$

Düzgün akışlı dengeli açık sistem için toplam entropi üretimini veren bağıntı şöyledir:

$$S_{uretim} = \sum m_{\dot{\zeta}} s_{\dot{\zeta}} - \sum m_{\dot{g}} s_{\dot{g}} + (S_2 - S_1)_{KH} + \sum \frac{Q_R}{T_R} \quad (kJ/kg) \quad (2.52)$$

Burada 1 ve 2 indisleri sırasıyla kontrol hacminin ilk ve son hallerini, g ve ç indisleri ise sırasıyla kontrol hacmine giriş ve çıkış hallerini göstermektedir. Yukarıdaki denklem, sıcaklığı  $T_R$  ile gösterilen ısı depolarıyla  $Q_R$  miktarda ısı alışverişinde bulunan bir kontrol hacmi içindir.

### 2.6.3.2 Entropinin Değişimi ve Değişim Nedenleri

Termoekonomik analizin temelini oluşturan olgulardan birisi de entropi üretimidir. Tersinmezlikler sonucu entropi sürekli artar. Bu nedenle kapalı bir sistemin entropisi adyabatik bir hal değişimi sırasında azalamaz. Bir hal değişimi sırasında entropi üretimi tersinmezliklerden kaynaklanır, tersinir bir hal değişimi için  $S_{uretim} = 0$  olur. Eğer bir hal değişimi sırasında sı geçişi olmuyorsa veya sistem sınırları içerisinde tersinmezlik yoksa kütle değişmediği takdirde entropi sabit kalır. Bu tür bir hal değişimi içten tersinir adyabatik veya izantropik hal değişimi diye adlandırılır.

İstatistiksel açıdan, entropi moleküler rasgeleliğin, başka bir deyişle herhangi bir anda konumu belirlemedeki belirsizliğin bir ölçüsüdür. Katı fazda bile, moleküller bir nokta etrafında salınım hareketi içindedirler. Bu nedenle konumlarında belirsizlik vardır. Hareketler sıcaklık düştükçe azalır ve mutlak sıfırda moleküller tümüyle hareketsiz olurlar. Bu hal, en üst düzeyde bir moleküler düzeni ve en alt düzeyde bir enerjiyi belirler. Bu nedenle, sıfır mutlak sıcaklıkta saf kristal maddenin entropisi sıfırdır, çünkü moleküllerin konumunda herhangi bir belirsizlik yoktur. Bu sonuç termodinamiğin üçüncü yasası olarak bilinir. Bu entropinin hesaplanabilmesi için bir referans noktasıdır. Bu referans noktasından yola çıkılan entropi değeri, mutlak entropidir ve kimyasal reaksiyonların termodinamik çözümlemesinde kullanılır.

### 2.6.3.3 Saf Maddelerin Entropi Değişimi

Verilen haldeki entropi değerleri diğer özellikler için izlenen yolla belirlenir. Sıkıştırılmış sıvı

ve kızgın buhar bölgelerinde entropi, verilen hal için doğrudan tablodan okunur. Doymuş sıvı buhar karışımı için bölgesinde entropi,

$$s = s_f + x s_{fg} \quad (kJ/kg \cdot K) \quad (2.53)$$

bağıntısından hesaplanır. Bir hal değişimi sırasında saf maddenin entropi değişimi ilk ve son hallerdeki entropi değerlerinin farkıdır:

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) \quad (kJ/K) \quad (2.54)$$

#### 2.6.3.4 Sıvı ve Katıların Entropi Değişimleri

Bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi özgül ısı  $C$ 'nin sıcaklıkla birlikteki çok az değişimi ihmal edildiği kabulüyle, aşağıdaki gibidir:

$$s_2 - s_1 = C_{ori} \ln \frac{T_2}{T_1} \quad [kJ/(kg \cdot K)] \quad (2.55)$$

#### 2.6.3.5 Mükemmel Gazların Entropi Değişimleri

Bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi sabit özgül ısı kabulüyle ilk ve son haller için aşağıdaki gibidir:

$$s_2 - s_1 = C_{v,ori} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = C_{v,ori} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.56)$$

### 3. TERMOEKONOMİK (EKSERJİEKONOMİK) ANALİZ ve DEĞERLENDİRME

Termoekonomi, ekserji analiziyle ekonomik prensipleri, sistemi tasarlayana geleneksel enerji ve ekonomik analizlerin sağlayamadığı, verimli bir sistem tasarımı için çok önemli olan bilgileri sağlamak için, birleştiren bir mühendislik dalıdır. Termoekonomiyi kısaca ekserji tabanlı maliyet minimizasyonu olarak düşünebiliriz.

Termoekonominin temelini oluşturan termodinamik özellikler ekserji kavramına dayalıdır, bu yüzden termoekonomi yerine eksejiekonomi terimi ekserji analiziyle ekonomiyi birleştirmek adına kullanılabilir.

Bu metotlar sistemlerin termodinamik verimsizliklerini değerlendirirler. Bunlar kısaca: ekseji yok olması ve ekserji kayıplarıdır. Yine de çoğunlukla bu verimsizliklerin maliyetini bilmek isteriz. Bu maliyetlerin bilinmesiyle sistemin maliyet verimleri geliştirilebilir ve sistemin son ürün maliyetleri azaltılır.

Bununla birlikte, örneğin bir kojenerasyon sistemi gibi, eğer sistemin birden çok ürünü varsa her bir ürünün üretim maliyetini bilmek isteriz. Bu, elektrik gücünün, soğutulmuş suyun, basınçlı havanın ve çeşitli basınçtaki buharın bir yerde üretilip diğer ünitelere verildiği kimyasal tesisatlardaki bir problemdir. Tesis işletmecisi, tesisat elemanlarının üretildiği yerdeki gerçek maliyeti bilmek ister. Bu maliyetler daha sonra, son ürünü oluşturmak için kullanılan elemanların tip ve büyüklüğüne uygun olarak son ürün maliyetlerine eklenir. Termal sistem tasarımında, bu gibi maliyet ayrımı, maliyet verimini proseslerde, işlemlerde belirlemede ve maliyet verimini yükseltebilecek teknik seçimleri tanımlamaya da olumlu katkıları vardır.

Buna bağlı olarak, termoekonomik analizdeki amaçlar

- Birden fazla ürünü olan sistemlerin ürünlerinin maliyetlerini ayrı ayrı hesaplamak
- Maliyet oluşum prosesini ve sistemdeki maliyet akımını anlamak
- Tek bir bileşendeki belirli bir değişkeni optimize etmek
- Veya tüm sistemin optimizasyonu veya optimizasyona yönelik tavsiyeler olabilir.

#### 3.1 Termoekonomik Çözümleme Yöntemi

Yöntem iki adımda gerçekleştirilir. Birinci adımda termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları kullanılarak ele alınan sistemde, tersinmezlikler nedeniyle kaybolan ekserji miktarları ve

yerleri belirlenir. Ekserji bir sistemin çevre haline gelirken yapabileceği en fazla iştir. Enerjinin tersine, ekserji korunamaz, bir proseste kaybolan ekserji miktarı ve yeri sistemdeki verim kaybının gerçek ölçüsü olmaktadır.

### 3.2 Tersinir İş ve Tersinmezlik

Kullanılabilirlik çözümlenmesi, belirli iki hal arasında çalışan mühendislik sistemlerini incelemek için tek başına yeterli değildir. Çünkü kullanılabilirlik çözümlenmesinde son hal her zaman ölü haldir, gerçek mühendislik sistemlerinde ise çoğunlukla böyle değildir.

Bir sistem genişlerken ve iş yaparken, yapılan işin bir bölümü atmosfer basıncını alt etmek için kullanılır, böylece  $W_{\text{çevre}}$  sistem açısından bir kayıp olur. Buna karşın sistem sıkıştırıldığı zaman, atmosfer basıncı sıkıştırma işlemine yardım eder, böylece  $W_{\text{çevre}}$  sistem açısından bir kazanç olur. Hareketli sınır işi olan sistemlerde basınca karşı yapılan iş önemlidir. Sürekli akışlı sistemlerde çevre işi sıfırdır.

Tersinir iş, belirli iki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanır ve  $W_{tr}$  ile gösterilir. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişimi tümünden tersinir olarak gerçekleştiği zaman elde edilir. Başka bir deyişle, sistemle çevre arasındaki ısı geçişinin tersinir olarak gerçekleştiği, ayrıca sistem içerisinde tersinmezliklerin olmadığı bir hal değişimi söz konusudur. Son hal ölü hal olduğu zaman tersinir iş kullanılabilirliğe eşittir.

Tersinir iş  $W_{tr}$  ile yararlı iş  $W_y$  arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve  $I$  ile gösterilir.

Tüm gerçek hal değişimleri sırasında tersinmezlik sıfırdan büyük (artı) bir değerdir, çünkü iş yapan makineler için iş terimi artıdır ve  $W_{tr} > W_y$  olur, iş gerektiren makineler için ise iş terimi eksidir ve  $|W_{tr}| < |W_y|$  olur. Tersinmezlik, işe dönüştürülebilecek olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir.

Tersinmezlik, iş yapma olanağında eksilme gibi de düşünülebilir. İşe dönüştürülebilecek olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir. Bir hal değişimindeki tersinmezlikler ne kadar az olursa yapılan iş o ölçüde çok olacaktır. Benzer biçimde, iş gerektiren bir makine için, tersinmezlikler ne kadar az olursa, gerekli iş o ölçüde azalacaktır. Karmaşık bir mühendislik sisteminin daha etkin çalışmasını sağlamak için, sistemin her elemanı ile ilgili tersinmezlikleri bulmak ve bunları olabildiğince azaltmak gerekir. Tersinmezliklere örnek olarak dengeli olmayan sıkıştırma ve genişleme, ısı geçişi ve sürtünme verilebilir.

### 3.3 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

Bu şekilde ikinci yasa çözümlemesi, lüle, türbin, kompresör ve ısı değiştiricisi gibi içinde sürekli akışın gerçekleştiği açık sistemler için kullanışlıdır.

Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin ikinci yasası aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0} \quad (3.1)$$

Burada  $\dot{Q}_{\text{çevre}} = -\dot{Q}$  ve  $\dot{S}_{\text{üretim}}$ , açık sistemin toplam entropi üretimidir. Bu birinci kanun da kullanarak ısı geçişi terimi yok edilirse,

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{g}} \left( h_{\text{g}} + \frac{V_{\text{g}}^2}{2} + gz_{\text{g}} - T_0 s_{\text{g}} \right) - \sum \dot{m}_{\text{ç}} \left( h_{\text{ç}} + \frac{V_{\text{ç}}^2}{2} + gz_{\text{ç}} - T_0 s_{\text{ç}} \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.2)$$

bulunur. Bu denklemde verilen  $\dot{W}$ , açık sistemde yapılan gerçek iştir, aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu değildir.

Sürekli akışlı açık sistemin bir girişi ve bir çıkışı varsa potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse, tersinir iş:

$$\dot{W}_{\text{ir}} = \dot{m} \left[ (h_{\text{g}} - h_{\text{ç}}) - T_0 (s_{\text{g}} - s_{\text{ç}}) \right] \quad (kW) \quad (3.3)$$

Veya sistemden geçen birim kütle için:

$$w_{\text{ir}} = (h_{\text{g}} - h_{\text{ç}}) - T_0 (s_{\text{g}} - s_{\text{ç}}) = T_0 \Delta s \quad (kJ/kg) \quad (3.4)$$

Bir açık sistemde birim zamanda tersinmezlik  $\dot{I}$  veya birim kütle için tersinmezlik  $i$ , tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır:

$$\dot{I} = \dot{W}_{\text{ir}} - \dot{W}_{\text{y}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (kW) \quad (3.5)$$

Birim kütle için tersinmezlik ise,

$$i = w_{\text{ir}} - w_{\text{y}} = T_0 s_{\text{üretim}} \quad (kJ/kg) \quad (3.6)$$

### 3.4 Ekserji

Kullanılabilirlik diğer bir deyimle ekserji, ilk defa ABD'de 1940'lı yıllarda MIT Mühendislik

fakültesinde ortaya atılmıştır.

Yeni bir enerji kaynağı, örneğin sıcak yeraltı suyu bulunduğu zaman ilk yapılan işlemlerden biri, kaynakta bulunan enerjinin miktarını yaklaşık olarak belirlemektir. Fakat sadece bu bilgiye sahip olmak, burada bir güç santrali yapmaya karar vermek için yetersizdir. Asıl bilinmesi gereken, kaynağın iş potansiyeli veya kaynağın iş yapma olanağıdır. Başka bir deyişle, kaynakta var olan enerjinin ne kadarının, örneğin bir elektrik jeneratörünü çalıştırmak için kullanılabilir işe dönüştürülebileceğinin bilinmesi gerekir. Enerjinin geri kalanı veya işe dönüştürülemeyen bölümü sonuçta atık ısı olarak çevreye verileceği için önem taşımamaktadır. Bu bakımdan, belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek işi veren bir özelliğin tanımlanması çok yararlı olacaktır. Bu özelliğin adı kullanılabilirlik (ekserji).

Belirli bir haldeki sistemde var olan enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı işiştir.

Sistemden elde edilebilecek en çok işi belirlerken tersinmezlikler hesaba katılmaz. Son olarak, sistemden en çok işi elde edebilmek için, hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması gerekir.

Bir sistemin ölü halde olması, çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeyken sistem, çevre sıcaklığı ve basıncındadır. Başka bir deyişle, çevreyle ısı ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Ölü haldeyken sistem çevresiyle kimyasal reaksiyona girmez, ayrıca çevreyle arasında dengelenmeyen manyetik, elektrik veya yüzey gerilme etkileri yoktur. Sistemin ölü haldeki özellikleri,  $(P_0, T_0, h_0, u_0$  ve  $s_0)$  sıfır indisiyle gösterilir. Aksi belirtilmedikçe, ölü hal sıcaklığı ve basıncı  $T_0 = 25^\circ C$  ve  $P_0 = 1 \text{ bar}$  alınır. Bir sistemin ölü haldeki ekserjisi sıfırdır.

Bir sistemden en çok işi elde edebilmek için sistemin son halinin ölü hal olmak zorunluluğu şöyle açıklanabilir: Sistemin son haldeki sıcaklığı eğer çevre sıcaklığının üzerinde veya altında ise, çevre sıcaklığıyla bu sıcaklık arasında çalışan bir ısı makinesi aracılığıyla iş yapılabilir. Sistemin son haldeki basıncı eğer çevre basıncının üzerinde veya altındaysa bu basınç farkından yararlanarak genişleme işi yapılabilir. Başlangıçta ölü halde bulunan bir sistemden iş elde edilmesi olanaksızdır. Yukarıdakilerden sonuçla, bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir denilebilir. Bu değer, sistemin verilen

başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve ekserji diye adlandırılır.

Verilen bir halde sistemin kullanılabilirliği, sistemin özelliklerinin yanı sıra, çevre koşullarına, başka bir deyişle ölü hale bağlıdır. Bu bakımdan kullanılabilirlik sadece sistemin değil, sistem çevre ikilisinin bir özelliğidir.

### 3.5 Ekserji Komponentleri

Nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilimleri ihmal edilirse, sistemin toplam ekserjisi  $E$  dört komponente bölünebilir. Bunlar, fiziksel ekserji  $E^{PH}$ , kinetik ekserji  $E^{KN}$ , potansiyel ekserji  $E^{PT}$  ve kimyasal ekserji  $E^{CH}$  'dir ve

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (3.7)$$

şeklinde gösterilir. Çevreye göre durgun bir sistemde,  $e^{KN} = e^{PT} = 0$  olarak düşünülebilir.

Ekserji kısaca,

$$e = e^{PH} + e^{CH} \quad (3.8)$$

olarak kabul edilmiştir.

#### 3.5.1 Fiziksel Ekserji

Saf maddelerin fiziksel ekserjisi genel olarak,

$$e^{PH} = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.9)$$

şeklinde verilir. Burada  $u_0$  ve  $s_0$  sırasıyla, bir madde akımının ısı kaynağı olarak kabul edilen  $T_0$  sıcaklığı ve basıncındaki özgül iç enerji ve entropi değerleridir.

Fiziksel ekserji kısaca,

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.10)$$

olarak yazılabilir.

Toplam ekserji akısı:

$$E^{PH} = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (3.11)$$

kısaca,

$$E^{PH} = m.e^{PH} \quad (3.12)$$

olur. Özgül ısı oranı sabit bir ideal gaz kabulü yapılan durumda birim kütle için fiziksel ekserji eşitliği:

$$\frac{e^{PH}}{C_p T_0} = \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} + \frac{k-1}{k} \left[ \ln \frac{P}{P_0} + \frac{T}{T_0} \left( \frac{P}{P_0} - 1 \right) \right] \quad (3.13)$$

olur.

### 3.5.2 Nemli Havanın ve Suyun Ekserjileri

İklimlendirme işlemlerinde termodinamik hal değişimlerinden geçen akışkanlar nemli hava olarak adlandırılan hava-su buharı karışımı ve sudur. Nemli hava, kuru hava ve su buharından oluşan bir mükemmel gaz karışımı olarak ele alınır. Nemli havanın bir karışım olması ve hal değişimi sırasında karışım içindeki su ve kuru hava miktarlarının değişebilmesi, nemli havanın ve suyun ekserjilerini hesaplarırken fiziksel ve kimyasal ekserjilerin göz önüne alınması gerekir. Fiziksel ekserji, bulunan halin çevre halinden fiziksel olarak farklı olmasından kaynaklanır. Başka bir deyişle, sistemin, karışımı oluşturan karışanların miktarı değişmeden çevre haline gelmesi durumunda yapabileceği en fazla yararlı iş veya ekserjidir. Kimyasal ekserji ise karışanların mol oranlarının çevre olarak kabul edilen karışımdaki oranlara eşitlenmesi sürecinde yapılabilecek en fazla yararlı iş veya ekserjiyi gösterir. Bu nedenle hesaplamalarda nemli hava ve suyun kimyasal ekserjileri hesaplanmayacaktır.

Nemli havanın ekserjisi aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilir:

$$e_f = T_0 \left\{ (C_{pa} + wC_{pv}) \left( \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) \right\} + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{w}) \ln \left( \frac{1 + \tilde{w}^o}{1 + \tilde{w}} \right) + \tilde{w} \ln \frac{\tilde{w}}{\tilde{w}^o} \right\} \quad (3.14)$$

$$+ R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{w}) + \ln \frac{P}{P_0} \right\}$$

Bu bağıntıda  $e_f$ , birim kuru hava kütlesi için nemli havanın akış ekserjisi olup, fiziksel ve kimyasal ekserjileri içermektedir. Ayrıca,

$$\tilde{w} = \frac{w}{0.622} \quad (3.15)$$

olarak tanımlanmıştır. Suyun ve saf maddenin akış ekserjisi ise aşağıdaki bağıntıyla

hesaplanabilir:

$$e_f \cong h_f(T) - h_g(T_0) - T_0 s_f(T) - T_0 s_g(T_0) + v_f(T) [P - P_g(T)] - R_v T_0 \ln \left( \frac{x_v^o P_0}{P_g(T_0)} \right) \quad (3.16)$$

Burada suyun ekserjisi kısaca yine denklem (3.10) ile hesaplanabilir.

### 3.6 Tesisattaki Kimyasal Reaksiyonlar

Tesisteki doğal gaz yakıtlı sıcak su kazanındaki yanma olayı bir kimyasal reaksiyondur ve tesisattaki tek kimyasal reaksiyon örneğidir.

Kimyasal denklemler kütle korunumu ilkesine göre dengelenirler. Yani, bir kimyasal reaksiyon sırasında her elementin kütlesi sabit kalır. Kimyasal reaksiyon sırasında mol miktarlarının korunumu söz konusu değildir.

Bir maddenin kütlesi  $m$  ile mol miktarları  $n$  arasındaki ilişki,  $m = nM$  bağıntısıyla verilir.  $M$  mol kütlesidir.

#### 3.6.1 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Yanma

Burada entalpi terimi standart referans halinde oluşum entalpisi  $\bar{h}_f^o$ 'ı vermelidir. Bu düşünceyle, yanma işlemine giren veya çıkan bir karışanın entalpisi, birim mol için aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$\text{Entalpi} = \bar{h}_f^o + (\bar{h} - \bar{h}^o) \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (3.17)$$

Burada parantez içindeki terim standart referans haline göre duyulur entalpiyi göstermektedir. Bu terim, verilen haldeki duyulur entalpi  $\bar{h}$  ile, standart referans hali olan  $25^\circ\text{C}$  sıcaklık ve 1 bar basınçtaki duyulur entalpi  $\bar{h}^o$  arasındaki farka eşittir.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, kimyasal reaksiyonun olduğu sürekli akışlı açık bir sistemde enerjinin korunumu bağıntısı birim zaman için aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{n}_c (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_c - \sum \dot{n}_g (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_g \quad (\text{kJ/s}) \quad (3.18)$$

Burada,  $\dot{n}_c$  ve  $\dot{n}_g$  sırasıyla yanma işleminden çıkan ve yanma işlemine girenlerin mol debilerini göstermektedir.

Yakıtın birim mol miktarına göre ifade edilmiş bağıntıyı, yukarıdaki denklemi her terimi yakıtın mol debisine bölerek elde ederiz:

$$Q - W = \sum n_{\dot{c}} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_{\dot{c}} - \sum n_{\dot{g}} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_{\dot{g}} \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (3.19)$$

Burada  $n_{\dot{c}}$  ve  $n_{\dot{g}}$  sırasıyla yanma işleminden çıkan ve yanma işlemine girenlerin mol miktarlarını göstermektedir.

Denklemi kısaltarak yazarsak:

$$Q - W = H_{y_{\dot{c}}} - H_{y_{\dot{g}}} \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (3.20)$$

Burada,

$$H_{y_{\dot{c}}} = \sum n_{\dot{c}} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_{\dot{c}} \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (3.21)$$

$$H_{y_{\dot{g}}} = \sum n_{\dot{g}} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_{\dot{g}} \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (3.22)$$

olmaktadır. Reaksiyondaki yanma entalpisi biliniyorsa, sürekli akışlı açık sistemin birim mol için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Q - W = \bar{h}_C^o + \sum n_{\dot{c}} (\bar{h} - \bar{h}^o)_{\dot{c}} - \sum n_{\dot{g}} (\bar{h} - \bar{h}^o)_{\dot{g}} \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (3.23)$$

### 3.6.2 Reaksiyona Giren Sistemlerin Entropi Değişimi

Maddelerin entropileri hesaplanırken ortak bir tabana göre uygun bir biçimde hesaplanmalıdır.

Açık sistem için geliştirilen entropi bağıntıları, içinde kimyasal reaksiyonların gerçekleştiği sistemlere de uygulanabilir.

Termodinamik çözümlemede genellikle hesaplanmak istenen değer, bir hal değişimi sırasında sistem sınırları içinde üretilen entropiyle, hal değişimine bağlı olarak çevrede üretilen entropinin toplamıdır.

Açık sistemler için,  $S_{y_{\dot{g}}}$ , yakıtın bir molü için kontrol hacmine giren maddeler;  $S_{y_{\dot{c}}}$ , yakıtın birim molü için kontrol hacminden çıkan yanma sonu ürünleri olarak göz önüne alınır.

Mutlak entropilerle ilgili tablolarda,  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2$ ,  $H_2O$ ,  $OH$  ve  $O$  gibi değişik gazlar için verilen  $\bar{s}^o$  değerleri, verilen sıcaklıkta ve 1 atmosfer basınçta, mükemmel gaz mutlak

entropi değerleri olmaktadır.

Mükemmel gaz karışımındaki bir karışanın entropisi hesaplanırken, sıcaklığının ve kısmi basıncının bilinmesi gerekir. Karışanın sıcaklığı karışımın sıcaklığına eşittir, karışanın kısmi basıncı ise karışımın toplam basıncını karışanın mol oranıyla çarparak bulunur.

### 3.6.3 Kimyasal Reaksiyona Giren Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

Toplam entropi değişimi veya entropi üretimi hesaplandıktan sonra, kimyasal reaksiyonla ilişkili tersinmezlik,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (kJ) \quad (3.24)$$

bağıntısıyla belirlenir. Burada  $T_0$ , çevrenin mutlak sıcaklığıdır.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edildiği ve ısı alışverişinin sadece  $T_0$  sıcaklığındaki çevreyle olduğu sürekli akışlı bir yanma işlemi için tersinir iş:

$$W_{ir} = \sum n_g (\bar{h}_j^o + \bar{h} - \bar{h}^o - T_0 \bar{s})_g - \sum n_{\zeta} (\bar{h}_j^o + \bar{h} - \bar{h}^o - T_0 \bar{s})_{\zeta} \quad (3.25)$$

Yanma işlemine girenler ve yanma sonu ürünleri eğer çevre sıcaklığında ( $T_0$ ) iseler şu sonuç ortaya çıkar:

$$(\bar{h}_j^o + \bar{h} - \bar{h}^o - T_0 \bar{s})_{T_0} = \bar{g}_0 \quad (3.26)$$

$\bar{g}_0$ ,  $T_0$  sıcaklığındaki bir maddenin birim molünün Gibbs fonksiyonudur. Tersinir iş bağıntısı bu durumda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W_{ir} = \sum n_g (\bar{g}_f^o + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^o)_g - \sum n_{\zeta} (\bar{g}_f^o + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^o)_{\zeta} \quad (kJ) \quad (3.27)$$

Bu bağıntıda  $\bar{g}_f^o$ , Gibbs oluşum fonksiyonudur.  $N_2$  ve  $O_2$  gibi  $25^\circ C$  sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta kararlı elementler için, Gibbs oluşum fonksiyonu da oluşum entalpisi gibi sıfırdır.

Yanma işlemine giren, çıkanlar ve çevre  $25^\circ C$  sıcaklık ve 1 bar basınçta alınırsa denklem,

$$W_{ir} = \sum n_g \bar{g}_{f,g}^o - \sum n_{\zeta} \bar{g}_{f,\zeta}^o \quad (kJ) \quad (3.28)$$

olarak sadeleşir.

### 3.6.4 Kimyasal Ekserji

Kimyasal ekserjiyi değerlendirirken (kimyasal kompozisyonu çevresinden farklı olarak ayrılan ekserji komponenti), sistemden ayrılan maddeler çevredeki stabil durumda bulunan uygun eş maddeleri ile karşılaştırılmazdır. Karşılıklı fiziksel veya kimyasal etkileşimlerden doğabilecek iş oluşumları ihtimalini hesaba katmamak için referans maddelerinin dengede karşılıklı denge halinde olmaları gereklidir. Fakat çevremizde böyle bir denge bulunmaz. Kimyasal ekserjiyi değerlendirmek üzere çeşitli öncü alternatif teoriler ortaya çıkarılmıştır. Çevre ortamını termodinamik düşünceden farklılaştırmak üzere ekserji referans çevresi ve termodinamik çevre tanımlamaları kullanılır. Bu yüzden kolaylık açısından standart kimyasal ekserji tanımlamaları, standart bir çevre kabulü üzerine kurulur.

#### 3.6.4.1 Standart Çevre

Standart kimyasal ekserjiler, sıcaklığı  $T_0$  ve basıncı  $p_0$  olan (örneğin  $298\text{ K} = 25^\circ\text{C}$  ve  $1\text{ bar}$ ) standart bir çevreye dayandırılırlar. Standart çevre mümkün oldukça doğal çevrenin kimyasal yapısındaki maddelere uygun olarak yansıtılmaya çalışılır. Referans maddeler genel olarak üç grupta toplanabilir: atmosferdeki gaz fazındaki maddeler, litosferdeki katı maddeler ve okyanuslardaki iyonlar ve non-iyonlar. Mühendislik çalışmaları için iki standart çevre hali kabulü yapılır. Bunlar model I ve model II olarak tanımlanır.

Model I'de, sınırlı bir kimyasal dengedeki nitrik asit ve nitratlarla, atmosferdeki kimyasal bileşenler, okyanuslar ve bir kısım litosfer için sınırsız bir termodinamik denge kabul edilerek düşünülür. Model II daha değişik bir yaklaşımda bulunur. Üzerinde düşünülen ve tamamen dengede olmasalar bile doğal çevreden seçilen her bir kimyasal element için bir referans madde seçimine dayanır. Model I termodinamik teorinin denge gereksinimini karşılarken, Model II tatmin edici bir denge tanımına dayanmaksızın doğal çevrenin madde kompozisyonuna daha yakındır. Bu yüzden kimyasal ekserji hesaplamalarında Model II'den ve model II ile hesaplanmış ve ölçülmüş ekserji değerlerinden yararlanıldı.

#### 3.6.4.2 Gazlar ve Gaz Karışımlarının Standart Kimyasal Ekserjileri

Gaz  $k$ 'nin ideal gaz kabulü ile birim molü için kimyasal ekserjisi:

$$\begin{aligned}\bar{e}_k^{CH} &= -\bar{R}T_0 \ln \frac{x_k^e p_0}{p_0} \\ &= -\bar{R}T_0 \ln x_k^e\end{aligned}\quad (3.29)$$

şeklinde tanımlanır.

Her biri çevrede gaz fazında bulunan N adet gazdan oluşan bir gaz karışımının kimyasal ekserjisi, mol her bir gazın karışımdaki mol oranları kullanılarak bulunabilir. Bütün komponentleri toplayarak, karışımın birim molünün kimyasal ekserjisi aşağıdaki bağıntıyla bulunur:

$$\bar{e}^{CH} = -\bar{R}T_0 \sum x_k \ln \frac{x_k^e}{x_k} \quad (3.30)$$

Yukarıdaki denklemde doğal logaritma terimini (3.29) denklemine uygularsak, alternatif olarak,

$$\bar{e}^{CH} = \sum x_k \bar{e}_k^{CH} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (3.31)$$

elde edilir.

Bu denklem başarılı bir şekilde bizim de kimyasal ekserji hesaplamalarımıza konu olan gaz yakıtlara uygulanabilir. Bağıntı ayrıca ideal gaz modelinin dışındaki gaz karışımlarına da uygulanabilir. Bağıntıdaki  $\bar{e}_k^{CH}$  terimleri, ilgili standart kimyasal ekserjiler tablolarından kullanılan modele göre alınır.

#### 3.6.4.3 Yakıtların Standart Kimyasal Ekserjileri

Prensip olarak, çevrede örneği bulunmayan bir maddenin standart kimyasal ekserjisi, o maddenin, kimyasal ekserjileri bilinen diğer maddelerle (genellikle referans maddelerle) ideal durumda gerçekleşmiş olan reaksiyonundan hareketle değerlendirilir.

Bu durumda yanma reaksiyonundaki sisteminin ekserji dengesi aşağıdaki şekilde kurulur:

$$\begin{aligned} \bar{e}_F^{CH} = & \left[ \bar{g}_F + \left( a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{g}_{H_2O(l)} \right] (T_0, p_0) \\ & + \left[ a \bar{e}_{CO_2}^{CH} + \frac{b}{2} \bar{e}_{H_2O(l)}^{CH} - \left( a + \frac{b}{4} \right) \bar{e}_{O_2}^{CH} \right] \end{aligned} \quad (3.32)$$

Buradaki Gibbs fonksiyonuyla ilgili ilk terim daha kısa şekilde  $-\Delta G$  olarak yazılabilir: bu reaksiyonun Gibbs fonksiyonu değişiminin negatifidir.

Denklemde ilgili model (hesaplamalarımızda model II'yi kullandık) için kimyasal ekserjiler ve Gibbs fonksiyonları değerleri ilgili tablolardan reaksiyondaki maddeler için alınır.

Bağıntıdaki a ve b değerleri hidrokarbon yakıtının atom sayılarıdır. Birden fazla hidrokarbonlu yakıtlar için stokiometrik katsayılar bu katsayıların yerini alır.

Reaksiyona girenleri ve çıkanları mükemmel gaz kabulü ile kimyasal ekserjiler,

$$\bar{e}_F^{CH} = \bar{g}_F + \sum_{i=1}^n v_{p,i} \bar{g}_{p,i} + \sum_{i=1}^n v_{p,i} \bar{e}_{p,i}^{CH} \quad (3.33)$$

olur.

Buradaki Gibbs fonksiyonu,

$$\bar{g}_F = \sum_i v_{r,i} \bar{g}_{r,i} \quad (3.34)$$

ve

$$\sum_{i=1}^n v_{p,i} \bar{e}_F^{CH} = -\bar{R}T_0 \sum_{i=1}^n v_{p,i} \ln \frac{v_{0,i}}{v_{p,i}} \quad (3.35)$$

olmaktadır.

Burada  $v_{p,i}$  ve  $v_{r,i}$  sırasıyla reaksiyona giren ve çıkanların stokiometrik katsayılarıdır. Reaksiyona giren havanın fiziksel ve kimyasal ekserjileri sıfır olarak kabul edilmiştir.

### 3.7 Ekserji Kaybı ve Yıkımı (Yok Olması)

Sistemin herhangi bir elemanı için birim zamanda kaybedilen ekserji miktarı  $E_k$ :

$$E_k = E_i - E_e \quad (3.36)$$

olur ve,

$$E_q - E_{w,e} + \sum_i E_{mass,i} - \sum_e E_{mass,e} = E_k \quad (3.37)$$

veya,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum_i m_i e_i - \sum_e m_e e_e = E_k \quad (3.38)$$

Bu eşitliklerdeki kaybedilen ekserji akısı  $E_k$ , incelenen elemandan başka sisteme (örneğin soğutma suyuna) transfer edilen ekserji akısı  $E_L$  ile eleman içinde tersinmezlikler nedeniyle

tüketilen ve başka hiçbir yerde kullanılmayan ekserji akısı  $E_D$  'nin toplamıdır:

$$E_k = E_D + E_L \quad (3.39)$$

Sistemin tümünde yok edilen ekserji ise, her bir elemanda yok edilen ekserjinin toplamıdır:

$$\sum_{x=1}^n E_{k_x} = E_{k_1} + E_{k_2} + E_{k_3} + \dots + E_{k_n} \quad (3.40)$$

Herhangi bir üniteye veya elemanda yok olan ekserjinin sistemin tümünde yok edilen ekserjiye oranı ( $y_k$ ), ele alınan komponentin sistemin kayıp enerjisinin ne kadarına neden olduğunu gösterir:

$$y_k = \frac{E_k}{\sum E_k} \quad (3.41)$$

### 3.8 Ekserji Maliyeti

Çevresiyle ısı, iş veya madde alışverişinde bulunan sistemlerde yok edilen ekserji verim kaybına yol açar. Kaybolan birim ekserji akısının fiyatı, yani ekserji akısının maliyeti  $C$ , birim ekserji maliyeti  $c$  ile ekserji akısının çarpımıdır:

$$C = cE = cme \quad (3.42)$$

Herhangi bir komponent için maliyet denge denklemi,

$$\sum C_e + C_w = C_q + \sum C_i + Z_i \quad (3.43)$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $Z$  bir komponentin yatırım, işletme, bakım bedellerini kapsayan, bir değere getirilmiş (levelized) parasal gideridir. Bu değer ( $Z$ ) yıllık çalışma süresi sistem ömrü, faiz, eskelyon gibi ekonomik parametrelerin fonksiyonudur.

Birim ekserji akısının maliyeti  $c$ , bu akımı oluşturmak için harcanan paradır. Bir üniteden elde edilmek istenen o ünitenin ürünü ve bu ürünü elde etmek için harcananlar da yakıt olarak tanımlanır. Bir ünitenin yakıtı başka bir üniteden gelen bir akımsa, bunun parasal değeri her iki ünite için de aynıdır. Bir üniteye iki veya daha fazla sayıda akım varsa bunların fiyatları akımların ekserjileri farklı olsa da eşit olur. Bir dış akımın taşıdığı ekserjinin tutarı bu çıktığı üniteye mal edilir. Parasal giderler iki grup altında toplanabilir. Biri ekserji harici, yatırım, işletme, bakım, onarım gibi masraflar, diğeri yok edilen ekserjinin parasal değeridir. bir

üniteyi değerlendirirken bunlardan hangisinin ekserji akımı maliyetinin daha ağırlıklı olduğunu bilmek, o ünitenin iyileştirilebilmesi için nereye odaklanılması gerektiğini gösterir. Bu değerlendirme ölçütü termoeconomik (eksergoekonomik) faktör  $f$  aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$f = \frac{Z}{Z + c_F E_K} \quad (3.44)$$

$f$ 'nin nispeten büyük değeri, ele alınan ünitenin parasal giderlerinin ağırlıklı olarak yatırım, işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Ünitenin veriminin yükseltilmeye çalışılması, örneğin ısı geçişinde sıcaklık farkını azaltmak amacıyla yüzeyini büyütmek ya da verimi yüksek olan daha pahalı donanım kullanmak pek de gerçekçi olmayacaktır. Küçük  $f$  değerleri ise bunun tersini gösterir. Buna göre, yatırım ve işletme masraflarını artırmak pahasına da olsa yüksek verimli donanımlar kullanılmalıdır.



#### 4. TERMOEKONOMİK ANALİZ UYGULAMASI

Termoekonomi terimi bugün literatürde ekserji çözümlmesiyle, ekserjiekonomik analizle veya ikinci yasa çözümlmesi ile eşanlamlı olarak kullanılmaktadır. Bu tezde örnek bir iklimlendirme sistemi için sürekli akışlı açık bir sistem kabulü yaparak termoekonomi metotları sistem elemanlarına uygulanmıştır.

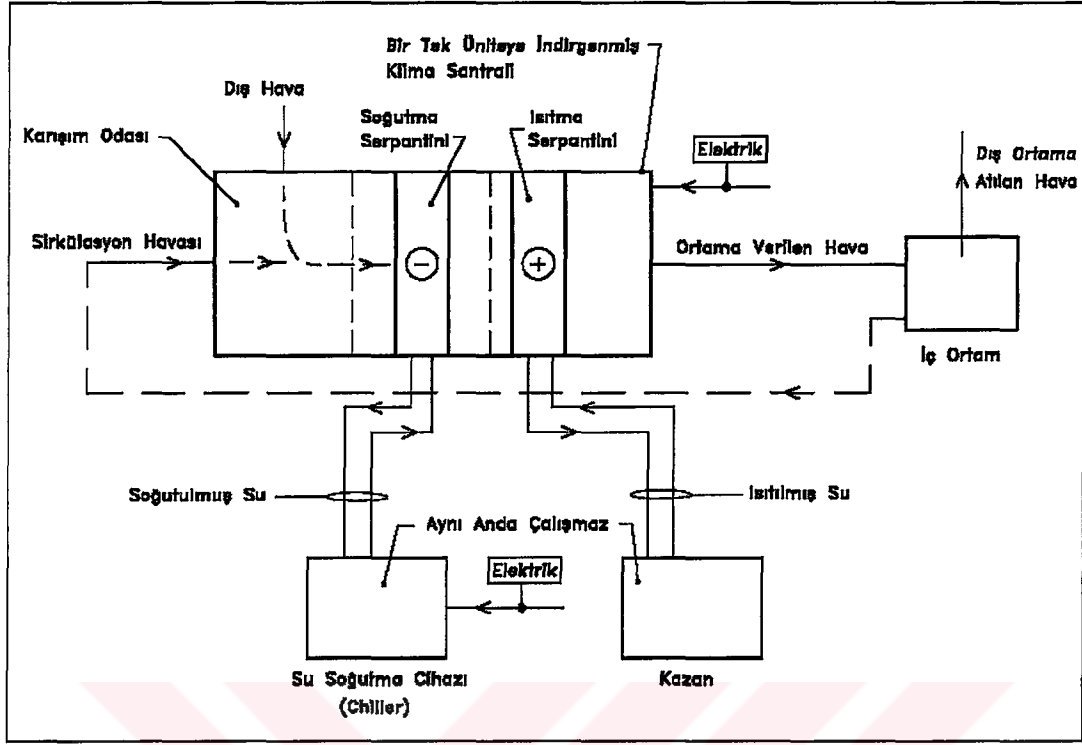
İzleyeceğimiz yöntemde, öncelikle termodinamiğin birinci yasası yardımıyla sistemin enerji dengesi kurulur ardından termodinamiğin ikinci yasası sisteme uygulanarak sistem ekserji kayıpları tespit edilir ve bir tablo oluşturulur. Daha sonra, birim ekserji maliyeti bulunur ve sistem elemanlarının ekserji kayıplarının maliyetleri bulunarak sistemin termoekonomik değerlendirmesi yapılır. Bu değerlendirmedeki amaç, sistemdeki dikkat çekici tersinmezlik kaynaklarını tespit etmek ve alınabilecek olanaklı önlemler hakkında tavsiyeler getirmektir.

##### 4.1 Termoekonomik Analizi Yapılacak Tesisatın Tanımı ve Sınıflandırılması

Tez konusu olan tesis İstanbul'dadır. Tesisin iç ortam sıcaklığı tüm sene boyunca sabit tutulmaktadır. Bunu sağlamak için tesisin ısı kaybını ve kazancını karşılayacak şekilde ısı makinelerinden oluşan iklimlendirme tesisatları kullanılmaktadır.

Tesisin iç ortam sıcaklığı  $25^{\circ}\text{C}$ 'nin altına veya üstüne çıkma eğilimi gösterdiğinde iklimlendirme sistemleri çalışmaya başlar. Bu sistemler ısıtma ve soğutma sistemleri olmak üzere ikiye ayrılır.

Isıtma ve soğutma sistemlerinin çalışma dönemlerini ısıtma sezonu ve soğutma sezonu olarak isimlendirebiliriz. Tesisin ısıtma ve soğutma sistemleri birbirinden tamamen bağımsız olarak çalışabilmektedir.



Şekil 4.1 İklimlendirme sistemlerinin beraber şematik gösterimi.

Tesisteki iç ortam sıcaklığını yıl boyunca sabit tutabilmek için iklimlendirme sistemleri çalıştırılmaktadır. Bunlar ısıtma ve soğutma tesisatlarıdır. Tesisatların önce enerji ve kütle eşitlikleri kurulup şematik olarak kurulan konseptlerinde, ısı transfer akışkanlarının sıcaklık, kütleli debi ve nem özellikleri gösterilmiştir. Ardından bu tesisatların ısı makineleri detaylandırılarak incelenmiştir. Bu tesisatların termoekonomik analizleri alttaki bölümlerde ayrı olarak yapılmıştır.

İklimlendirme ve benzeri proseslerin hesaplamaları için psikrometrik diyagramların yerine daha doğru ve kesin hesaplamalar için ASHRAE'nin Psychrometric Analysis v3.1.31 isimli yazılımından yararlanılmıştır.

Soğutma çevrimi hesaplarında CoolPack v1.46 adlı yazılımdan yararlanılmıştır.

Soğutma sistemi için kullanılan ortalama sıcaklık ve güneş radyasyonu için Carrier E-20II Hap 4.10 yazılımının simülasyon değerleri kullanılmıştır.

Aşağıdaki bölümlerde iklimlendirme sistemleri bağımsız ve detaylı olarak anlatılmıştır.

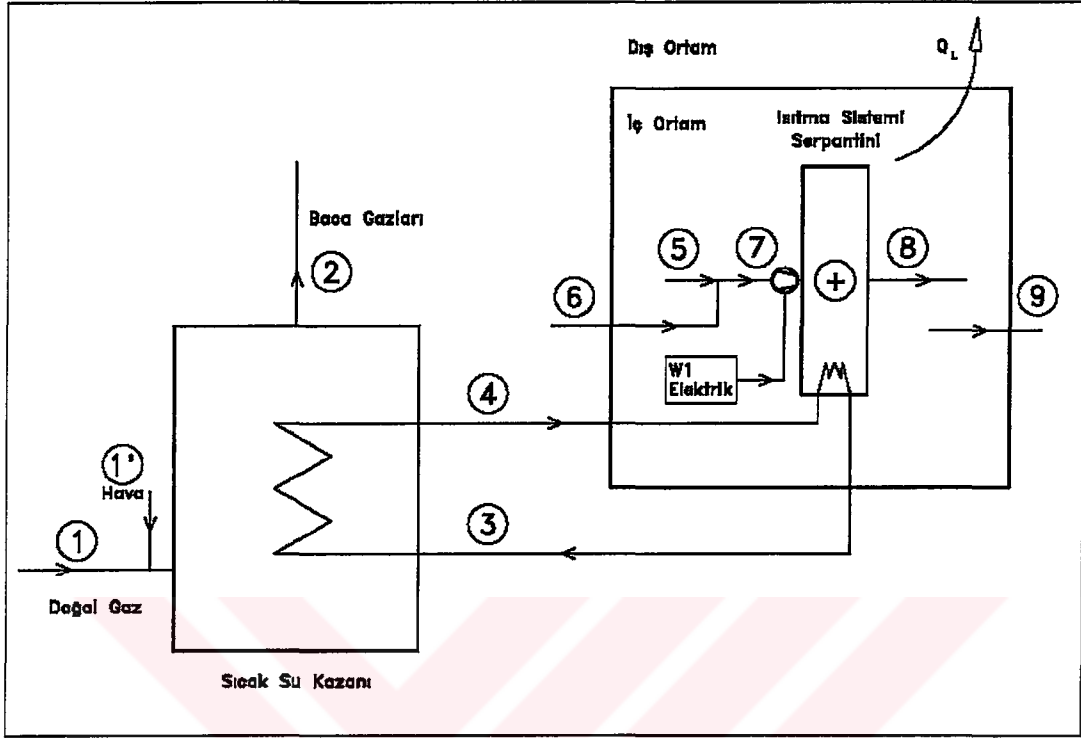
#### 4.2 Isıtma Sistemi ve İşleyişi

Isıtma sistemi Kasım-Nisan ayları arasında 2800 saat çalışmaktadır. Isıtma sistemi genel olarak bir sıcak su kazanı, klima santrallerinin ısıtma serpantinleri ve sıcak suyun taşındığı borulardan oluşmaktadır. Kazanda ısıtılan su borularla klima santraline gönderilir. Klima santralinin serpantinine giren su ısı transfer ederek ortamdan dönen hava ile dış ortamdan alınan taze hava karışımını ısıtır. Isıtılan hava iç ortama üflenerek iç ortam havası sabit sıcaklıkta tutulur. İç ortama verilen hava sıcaklığı sabittir fakat ısı yüküne göre debisi değişmektedir.

Tesis genelinde çalışan klima santralleri tek bir üniteye indirgenmiştir. Bu ünite tesisin tüm ısı yükünü karşılayacak ve tüm klima santrallerini temsil edecek şekilde çalışır.

Sistemin ısıtma suyunu karşılamak üzere doğal gaz yakıtıyla çalışan, atmosferik brülörlü, sabit verimli tipik bir sıcak su kazanı çalıştırılmaktadır. Kazan sistemi de diğer sistemlerinde yapılacağı gibi tek bir cihaza indirgenerek çözümü yapılacaktır.

Sistemin şematik gösterimi aşağıdaki gibidir:



Şekil 4.2 Isıtma sisteminin şematik gösterimi.

Şema üzerindeki numaralar termoekonomik analiz için ekserji tablosunda kullanılacaktır. Ayrıca hesaplarda da bu numaralandırmadan faydalanılmıştır.

### 4.3 Isıtma Sisteminin Termoekonomik Modelleme ve Çözümlemesi

Tesisteki ısıtma sistemi, sistem tanımlamasında açıklandığı gibi tesisteki tüm klima santrallerinin tek bir ünite gibi düşünüldüğü bir klima santrali serpantininden, ısı kaynağı kazandan ve boru sisteminden oluşmaktadır.

Isıtma sisteminin termoekonomik analiz hesaplamaları için aşağıdaki kabuller yapılmıştır ve hesaplamalarda bunların dışında kabul kullanılacaksa kullanıldığı yerde ayrıca belirtilmiştir:

- Isıtma sistemi ve soğutma sistemi birbirlerinden tamamen ayrılmışlardır.
- Isıtma sistemindeki ısıtma suyu, yakıt, baca gazı ve ısıtma havası akımları sürekli akışlı açık sistemdirler.
- Tesisattaki akışkanların basınç düşümleri ihmal edilmiştir.

- Hava kanalları, borular, kazan gibi tesisat bileşenleri ısıya geçişine karşı yalıtımlıdır.
- Tesisteki ısı kaybını karşılamak için klima santralinden ayrılan hava enerji kaybına uğramadan  $25^{\circ}\text{C}$  sıcaklıktaki ortama üflenir.
- Yakıt kazana çevre şartlarında girmektedir.
- Ekserji hesapları için, standart çevre şartı  $25^{\circ}\text{C}$  ve  $1\text{ bar}$  olarak sabittir
- Baca gazı sıcaklığı  $500\text{ K}$  olarak sabittir.
- Kazan ısıl değeri sabit olan doğal gaz yakıtıyla çalışır.
- Kazan verimi sabittir.
- Kazan içi çevre basıncındadır.
- Baca içerisi çevre basıncındadır.
- Tüm sistem akışkanları da çevre basıncındadır.
- Klima santralleri nemlendirme yapmamaktadır.
- Tesisin ısı ihtiyacı, hesaplarda kullanılacak ortalama sıcaklıklar için daha önceden ısı transferi bağıntıları kullanılarak hesaplandığı değer ( $450\text{ kW}$ ) olarak kabul edilmiştir ve hesaplara da bu değer yansıtılmıştır. Hesapta sadece kabullere ve metoda değinilmiştir.
- Hesaplarda dış ortam sıcaklığı bütün ısıtma sezonu için Kasım-Nisan ayları arasında tek bir ortalama değer olarak kullanılacaktır. Bu değer sezon boyunca gerçekleşen çok soğuk günleri ve nispeten ılık günleri kapsayacak bir ortalama değerdir ve detayı aşağıdaki bölümde açıklanmıştır.
- Hesaplamalarda, daha önceki bölümlerde anlatılan yöntemler, kanunlar ve bağıntılar kullanılmıştır.

#### 4.3.1 Isıtma sistemi yükü ve dış hava sıcaklığı ilişkisi

Tesisin ısıtma sisteminin yıl boyunca ortalama 2800 saat çalıştığı kabul edilmiştir. Bu süre boyunca tesis ısı yükünü hesaplayabilmek için dış sıcaklık değerinin bilinmesi gerekir. Fakat dış ortam sıcaklığı gerçekte ısıtma sezonu boyunca sürekli değişmektedir. Bu nedenle tesis ısı ihtiyacını hesaplarken tüm ısıtma sezonunu temsil eden tek bir ortalama değerle çalışılmıştır. Bu ortalama sıcaklık değeri ile hesaplanan tesis ısı yükü, ısıtma sezonu boyunca ısıtma

yükiyle beraber değişen hava, su ve yakıt gibi enerji taşıyan akışkanların debi hesaplarının da gerçekçi ortalama değerler vermesini sağlayacaktır.

Diğer bir kabul ise ısıtma sezonu boyunca aylık ortalama dış sıcaklık değerleri kullanılarak yapılabilirdi. Fakat bu metot, bizi tek bir sıcaklıkla yapılacak hesaptan, benzer hesabı farklı ısıtma sezonu ayları için defalarca tekrarlama yoluna itecekti. Diğer yandan kullanacağımız tek ortalama değer zaten bu ayların ortalaması olduğundan, ilgili hesaplarımızı tek tek her ay ortalaması, her gün ortalaması hatta her saat ortalaması için bile yapmış olsaydık bile sonuç önemsenerek derecede değişmeyecekti. Bununla birlikte aşığıdaki tespitler de önemlidir:

- Modellememizin temelini tesisin ısı ihtiyacı (dolayısıyla dış hava sıcaklığı) oluşturmaktadır,
- Isı ihtiyacı ile sistem akışkanlarının sadece debilerinin değiştii ve diğer özelliklerinin değişmediği kabul edilmiştir,
- Sistemin farklı yükte çalışma durumlarında, ayırt edici tek özellik akışkan debileri olmaktadır.
- Tesisteki ısıtma sistemi cihazlarının farklı debilerdeki (dolayısıyla ısı yüklerindeki) verimlerinin değişmediği kabul edilmiştir.
- Meteorolojik gözlemlerden alınmış gün sıcaklık ortalamalarıyla aylık ortalama değerler elde edilmektedir. Bundan yola çıkarak aylık değerlerden sezonluk ortalama değer elde etme yoluna gidilmiştir.

Fakat bu metot anlık uç şartları göz ardı eder. Yani, sezonda olabilecek en düşük sıcaklığı diğer bir deyişle sistemin tam güçte çalışması durumunu ihmal eder. Diğer yandan, sadece pik şartları değerlendirmek, nispeten daha sıcak günlerin olabileceği tüm yılı kapsayacak olan çalışma için doğru bir yaklaşım olamazdı.

Ayrıca yukarıda belirtildiği gibi tesisteki kazan, ısıtma sezonu boyunca 90/70°C sabit sıcaklık rejiminde çalışmakta ve sadece ısı ihtiyacına bağlı olarak serpantine gönderilen su debisi değişmektedir. Sıcak su akımının enerji ve ekserji dengelerini kurarken, ısıtma sisteminin yükünü tüm ısıtma sezonu için tek bir ortalama değer kullanarak hesaplama yöntemini kabul ettiğimizden, kazandan geçen ısıtma suyu debisi de tek bir ortalama değere indirgenmiştir.

Isıtma sisteminin yük değişimi, ısı kaybının karşılanmak istendiği ortamların ısı kaybıyla

ilişkilidir. Isı kaybı ise iç ve dış ortam sıcaklıkları arasındaki fark ile değişir. İç ortam sıcaklığının  $25^{\circ}\text{C}$  ile yıl boyunca sabit kaldığı kabul edilmektedir.

Tüm ısıtma sezonunu temsil edecek olan dışa hava sıcaklığı çeşitli kaynaklar için farklılıklar göstermektedir. Isıtma sezonu için meteorolojik veri kaynağı olarak DMİ'den ve TS'dan faydalanmıştır. Aşağıda İstanbul ili için Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü'nden ve İstanbul'unda içinde bulunduğu ikinci derece gün bölgesi için TS825 Ek-2'den alınmış olan tüm sene için olan ortalama sıcaklık değerleri tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 4.1 İstanbul için ısıtma sezonu uzun yıllar ortalama iklim verileri, (DMİ, 2004).

Aylar	Kasım	Aralık	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Sezonluk
Ortalama Sıcaklık [ $^{\circ}\text{C}$ ]	11.5	8	5.6	5.6	7.2	11.6	8.2
Ortalama Bağıl Nem [%]	78.2	78.9	78.7	77.4	75.8	73.3	77

Çizelge 4.2 İkinci derece-gün bölgesi için ortalama aylık dış sıcaklık değerleri, (TS825 Ek-2).

Aylar	Kasım	Aralık	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Sezonluk
Ortalama Sıcaklık [ $^{\circ}\text{C}$ ]	9.1	4.9	3.3	4.5	7.2	12.6	7

Burada, TS825'in ısı kaybı hesaplarıyla ilgili bir standart olmasından ve zaten ortalama aylık sıcaklık değerlerinin Devlet Meteoroloji İşleri verileriyle oluşturulmuş olduğundan hesaplamalarda TS825 Ek-2 tablosundan yararlanılacaktır. Ortalama bağıl nem ise Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü verisi olan %77 olarak kabul edilmiştir.

#### 4.3.2 Isıtma Sistemi Enerji Dengesi

Gerekli ısı ihtiyacı (ısı transferiyle olan ısı kaybı ile dış ortamdan alınan taze havayı ortam sıcaklığına kadar ısıtmak için gerekli ısı), hesapları yapıldığında İstanbul'daki tesisin sezonluk ortalama  $7^{\circ}\text{C}$  'lik dış hava sıcaklığı için ısıtma gücü ihtiyacının  $450 \text{ kW}$  olduğu öngörülmüştür ve bu değer hesaplar için kabul edilmiştir. Bu ısı ihtiyacını iletmek için kazana 4 noktasından  $70^{\circ}\text{C}$  sıcaklıkta giren suya bu ısı iletilmelidir. Birinci kanun açık sistem enerji dengesini kurarsak serpantinde transfer olan enerji eşitliği,

$$\dot{Q} = \dot{m}_f h_f - \dot{m}_g h_g \quad (4.1)$$

şeklinde olur.

Burada kütle eşitliği,

$$m_f = m_g = m_4 = m_3 = m \quad (4.2)$$

olarak yazılır.

Ayrıca  $h_4 = h_f$  ve  $h_3 = h_g$  olduğu kabul edilmiştir.

Buradan,

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (4.3)$$

$$450 \text{ kW} = \dot{m}(376.92 - 292.98) \text{ kJ/kg}$$

ve serpantinden geçen su debisi,

$$\dot{m} = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \frac{450 \text{ kW}}{83.94 \text{ kJ/kg}} = \frac{1620000 \text{ kJ/h}}{83.94 \text{ kJ/kg}} = 19300 \text{ kg/h}$$

olarak bulunur.

Klima santrali ısıtma serpantininde ısıtma sezonu boyunca, nemli havanın duyulur ısıtılması prosesi gerçekleşir. İç ortamdan dönen havayla dış ortamdan alınan hava karışarak serpantine girer. Dış ortamdan alınan hava tesisteki insanlar için gerekli taze havadır ve debisi  $\dot{m}_6 = 10000 \text{ kg/h}$  olarak kabul edilmiştir. Karışımın debisi  $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 110000 \text{ kg/h}$  olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca sisteme giren taze hava  $\dot{m}_6 = \dot{m}_9 = 10000 \text{ kg/h}$  kadar hava dış ortama atılmaktadır. Karışım için enerji dengesini yazarsak,

$$m_6 h_6 + m_5 h_5 = m_7 h_7, \quad (4.4)$$

$$10000 \text{ kg/h} \times 19 \text{ kJ/kg} + 100000 \text{ kg/h} \times 44 \text{ kJ/kg} = 110000 \text{ kg/h} \times h_7$$

$h_7 \cong 41.7 \text{ kJ/kg}$  bulunur. Burada karışım sıcaklığı ise benzer eşitliği sıcaklık için kurularak elde edilebilir:

$$m_6 T_6 + m_5 T_5 = m_7 T_7, \quad (4.5)$$

$$10000 \text{ kg/h} \times 7^\circ\text{C} + 100000 \text{ kg/h} \times 25^\circ\text{C} = 110000 \text{ kg/h} \times T_7$$

Buradan  $T_7 = 23.4^\circ\text{C}$  bulunur. Psikrometri ile ilgili denklem (2.19) ve diğer nem ile ilgili bağıntılardan ısıtma serpantinine giriş havasının bağıl nemi yaklaşık %42 olarak bulunur (Ek 2).

Bu defa açık sistem enerji dengesini iç ortama gönderilecek olan havanın serpantinden çıkış entalpisini bulmak için (4.1) bağıntısına değerleri uygularsak,

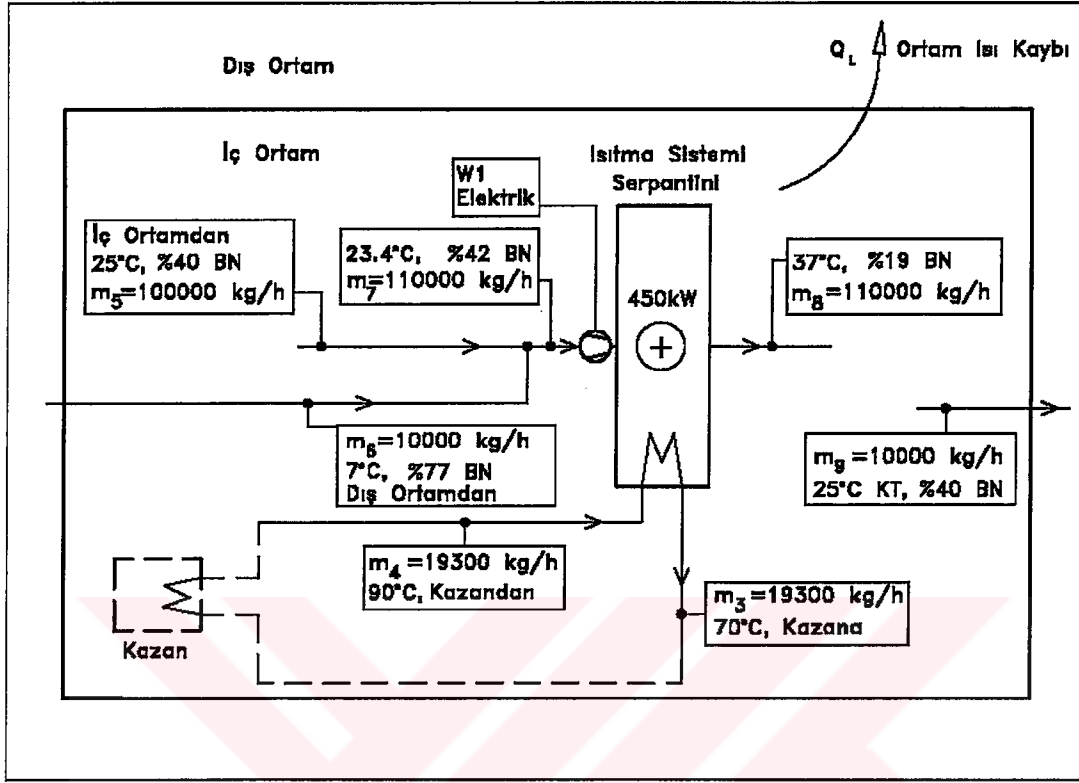
$$450 \text{ kW} = 110000 \text{ kg/h} (h_\zeta - 41.7) \text{ kJ/kg}$$

$$(h_\zeta - 41.7) \text{ kJ/kg} = \frac{450 \text{ kW}}{110000 \text{ kg/h}} = \frac{1620000 \text{ kJ/h}}{110000 \text{ kg/h}} = 14.7 \text{ kJ/kg}$$

eşitliği elde edilir.

Buradan  $h_\zeta = h_8 = 56.4 \text{ kJ/kg}$  ve serpantin çıkış sıcaklığı psikrometriden  $37^\circ\text{C}$  olarak bulunur (Ek 2). Çıkış havasının %19 bağıl nemde olduğu yine psikrometriden görülür (Ek 2).

Aşağıda hesap sonuçlarının da yansıtıldığı ısıtma sisteminin basitleştirilmiş şeması görülmektedir.



Şekil 4.3 Isıtma sistemi ısı iletici hava ve su debilerinin, bağıl nemlerinin ve sıcaklıklarının şematik gösterimi.

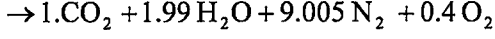
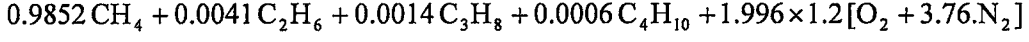
Isıtma sisteminin enerji ve kütle dengesini kurabilmek için kazan sistemi de incelenmelidir. Kazanda ısıtma sezonu boyunca doğal gaz yakıtının çevre havasıyla yakıldığı yanma reaksiyonu gerçekleşir.

Kazanda yakılmak üzere kullanılan yakıtın kompozisyonu aşağıdaki tablodaki gibi kabul edilmiştir.

Çizelge 4.3 Kazanda yakılan doğal gaz yakıtının bileşimi ve bileşimi oluşturan gazların oranları.

Gazlar	Kimyasal Formülü	1 mol yakıttaki mol oranları
Metan	$\text{CH}_4$	0.9852
Etan	$\text{C}_2\text{H}_6$	0.0041
Propan	$\text{C}_3\text{H}_8$	0.0014
Bütan	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	0.0006
Diğer yakıt bileşenleri ihmal edilmiştir.		

Kimyasal reaksiyon denklemi eşitlendikten sonra doğal gaz yakıt için ( $\lambda=1.2$ ) yanma denklemi aşağıdaki gibi olur:



Çevre (yakma) havasının kompozisyonu aşağıdaki tablodaki gibi kabul edilmiştir.

Çizelge 4.4 Kazan içerisine verilen yakma havasının gaz bileşimi ve oranları.

Gazlar	1 mol havadaki mol oranları	%
N <sub>2</sub>	0.79	79
O <sub>2</sub>	0.21	21
Atmosferdeki diğer gazlar ihmal edilmiştir.		

Yakıt ve havanın mol ağırlıkları aşağıdaki gibidir:

Yakıtın mol ağırlığı,

$$\bar{M}_{DG} = \frac{0.9852 \times 16 + 0.0041 \times 30 + 0.0014 \times 44 + 0.0006 \times 58}{0.9913}$$

$$\bar{M}_{DG} = 16.122 \text{ kg/kmol} \text{ olarak elde edilir.}$$

Yakma havasının mol ağırlığı aynı yolla,

$$\bar{M}_{Hava} = \frac{1.996 \times 1.2 (16 \times 2 + 3.76 \times 2 \times 14)}{11.4}$$

$$\bar{M}_{Hava} = 28.84 \text{ kg/kmol} \text{ olarak bulunur.}$$

Hava-yakıt karışımının mol ağırlığı aşağıdaki gibidir:

$$\bar{M}_{DG+Hava} = \frac{0.9852 \times 16 + 0.0041 \times 30 + 0.0014 \times 44 + 0.0006 \times 58 + 2.395 \times (32 + 3.76 \times 28)}{12.39}$$

$$\bar{M}_{DG+Hava} = 27.82 \text{ kg/kmol}$$

Baca gazının mol ağırlığı:

$$\bar{M}_{BG} = \frac{1 \times 44 + 1.99 \times 18 + 9.005 \times 28 + 0.4 \times 32}{12.39}$$

$$\bar{M}_{BG} = 27.82 \text{ kg/kmol}$$

Denkleme göre  $28.84 \text{ kmol}$  yakıt  $16.122 \text{ kmol}$  havayla yakılmaktadır ve bunun sonucunda  $27.82 \text{ kg/kmol}$  atık gaz meydana gelir. Yanma işlemine  $27.82 \text{ kg/kmol}$  hava yakıt karışımı girmektedir.

Kazan sisteminin enerji dengesi aşağıdaki şekilde gerçekleşir:

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri yok sayılırsa, kimyasal reaksiyon sırasında bir sistemin enerji değişimi hal değişimi ve kimyasal bileşimindeki değişimle ilişkili olacaktır. Başka bir anlatımla,

$$\Delta E_{\text{sistem}} = \Delta E_{PH} + \Delta E_{CH} \quad (4.6)$$

olur.

Yanma ürünleri yanma odasından yanma işlemine girenlerin halinde çıkmamaktadır. Kazan sisteminde kazanı  $500K$  sıcaklığında terk eden yanma ürünlerinin hal değişiminden olan bir enerji ve ayrıca yakıtın yanmasıyla açığa çıkan enerjiden söz edilebilir.

Havanın, yakıtın ve yanma ürünlerinin mükemmel gaz oldukları kabul edilirse,  $h = h(T)$  olur ve özellik tablolarından aşağıdaki tablo hazırlanır:

Çizelge 4.5 Kazandaki yanma reaksiyonuna giren ve çıkan maddelerin entalpileri.

Madde	$\bar{h}_f^\circ$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_{298K}$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_{500K}$ (kJ/kmol)
$CH_4(g)$	-74850	-	-
$C_2H_6(g)$	-84680	-	-
$C_3H_8(g)$	-103850	-	-
$C_4H_{10}(g)$	-126150	-	-
$O_2$	0	8682	14770
$N_2$	0	8669	14581
$H_2O(g)$	-241845	9904	16851
$CO_2$	-393520	9364	17665

Yukarıdaki tabloda, kazandaki yanma reaksiyonuna giren yakıt ile yanma ürünü olan baca gazı bileşenlerinin entropi hesaplarında kullanılan özellikleri görülmektedir.

Burada yanma işlemi sırasında çevreye olan ısı geçişi bulunmalıdır. Sürekli akışlı açık sistem için ısı geçişi (3.19) numaralı denklemden,  $\dot{W} = 0$  olduğunu göz önüne alınarak bulunur:

$$Q = \sum n_c (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_c - \sum n_g (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_g \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (4.7)$$

Bulunan tablo değerler yukarıdaki birinci yasa bağıntısında yerine konulursa

$$\begin{aligned}
Q = & (1 \text{ kmol } CO_2) [(-393520 + 17665 - 9364) \text{ kJ/kmol } CO_2] \\
& + (1.99 \text{ kmol } H_2O) [(-241820 + 16851 - 9904) \text{ kJ/kmol } H_2O] \\
& + (0.4 \text{ kmol } O_2) [(0 + 14770 - 8682) \text{ kJ/kmol } O_2] \\
& + (9.005 \text{ kmol } N_2) [(0 + 14581 - 8669) \text{ kJ/kmol } N_2] \\
& - (0.9852 \text{ kmol } CH_4) [(-74850 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298}) \text{ kJ/kmol } CH_4] \\
& - (0.0041 \text{ kmol } C_2H_6) [(-84680 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298}) \text{ kJ/kmol } C_2H_6]
\end{aligned}$$

$$-(0.0014 \text{ kmol } C_3H_8) [(-103850 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298}) \text{ kJ/kmol } C_3H_8]$$

$$-(0.0006 \text{ kmol } C_4H_{10}) [(-126150 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298}) \text{ kJ/kmol } C_4H_{10}]$$

$$Q = -722500 \text{ kJ/kmol yakıt}$$

bulunur. Böylece 0.9913 kmol (15.98 kg) doğal gaz için yanma odasından çevreye 722500 kJ ısı geçişi olmaktadır. Doğal gazın birim kütlesi için bu değer  $\frac{722500}{15.98} = 45210 \text{ kJ/kg DG}$  olur.

Buna göre, kazana 450 kW ısı üretmesi için gerekli olan doğal gaz debisi ise aşağıdaki birinci kanunun enerji eşitliğinden bulunur:

$$\dot{m}_{DG} = \frac{1620000 \text{ kJ/h}}{45210 \text{ kJ/kg}}$$

DG kısaltması doğal gazı simgelemektedir. Buradan bulunan kazanda yakılması gereken doğal gaz debisi,

$$\dot{m}_{DG} = \dot{m}_1 = 35.83 \text{ kg/h 'dir.}$$

Doğal gazı yakmak için gerekli hava miktarını bulmak için yanma işlemi hava yakıt oranı (HY) bulunur,

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} \quad (4.8)$$

$$HY = \frac{328.81 \text{ kg hava}}{15.98 \text{ kg yakıt}} = 20.57 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

Denklem (4.8)'den havanın kütleli debisi,

$$\dot{m}_{hava} = \dot{m}_1 = HY \times \dot{m}_{DG} = 20.57 \text{ kg hava/kg DG} \times 35.83 \text{ kg/h DG} = 737.02 \text{ kg/h hava}$$

bulunur.

Kazana giren toplam kütle debisi, baca gazı kütle debisine eşittir:

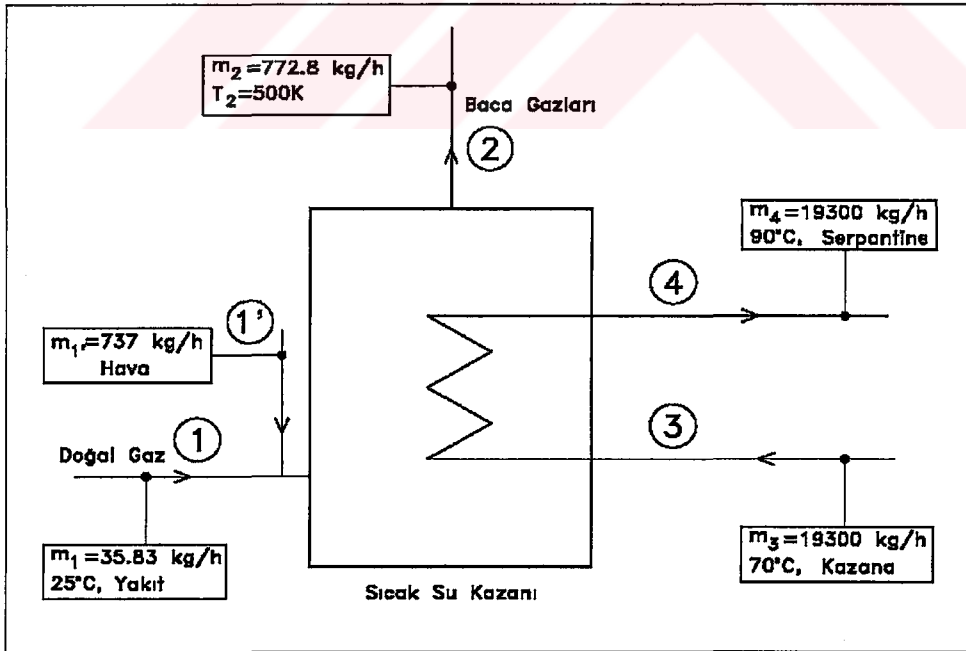
$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_1 = 737.02 \text{ kg/h} + 35.83 \text{ kg/h} = 772.85 \text{ kg/h} \quad (4.9)$$

Bulunan değer, hava yakıt karışımının ve baca gazlarının toplam kütleli debisidir.

Çizelge 4.6 Isıtma sistemi noktalarının kütle debisi, basınç ve entalpi değerleri.

Nokta	Madde	$T$ (K)	$\dot{m}$ (kg/h)	$h$ (kJ/kg)	$P$ (bar)
W1	Elektrik-Fan				
1'	Hava	298	737.02	-	1
1	Yakıt	298	35.83	-	1
2	Baca gazları	500	772.85	-	1
3	Su	343	19300	292.98	1
4	Su	363	19300	376.92	1
5	Nemli Hava	298	100000	44	1
6	Nemli Hava	280	10000	19	1
7	Nemli Hava	296.4	110000	41.7	1
8	Nemli Hava	310	110000	56.4	1
9	Nemli Hava	298	10000	44	1

Yukarıdaki tabloda, ısıtma sisteminin ekserji referans noktalarında bulunan maddelerin çeşitli termodinamik özellikleri görülmektedir.



Şekil 4.4 Kazan sisteminin şematik gösterimi.

### 4.3.3 Isıtma Sisteminin Ekserji Dengesi

Kazan yakıtının ekserjisinin hesaplanması ısıtma sisteminin ekserji hesaplarının ilk adımını oluşturur.

Hesaplamalardan önce kazan ve yakıtla ilgili olarak bazı noktalar vurgulanmalıdır.

Yakıtın ve havanın girişindeki fiziksel ekserjiler ihmal edilmiştir. Yani 1 noktasında sadece yakıtın kimyasal ekserjisi vardır.

Yakıtın ekserjisi aşağıdaki şekilde denklem (3.32)'den hesaplanır.

Toplam Gibbs fonksiyonları Gibbs fonksiyonu tablolarından değerler alınarak denklem (3.34)'den hesaplanır:

$$\bar{g}_{DG} = 0.9852 \times (-50.81) + 0.0041 \times (-32.91) + 0.0014 \times (-23.52) + 0.0006 \times (-17.04)$$

$$\bar{g}_{DG} = -50.23 \text{ kJ/mol}$$

Buradan uygun değerler ekserji tablolarından ve hesaplardan alınıp denklem (3.32)'e konulursa,

$\bar{e}_{DG}^{CH} = [-50.23 - (-394.39) - 1.99 \times (-228.59)] + 2.078 \cong 802 \text{ kJ/mol}$  olarak yakıtın ekserjisi elde edilir.

Yakıtın birim kütle için ekserjisi ise,

$$\bar{e}_{DG}^{CH} = e_1 = \frac{802000 \text{ kJ/kmol}}{16.122 \text{ kg/kmol}}$$

$e_1 = 49755 \text{ kJ/kg}$  olarak bulunur.

Ekserji eşitliğini kurabilmek için dışarı atılan duman gazlarının ekserjisi de hesaplanmalıdır. Yanma ürününün ekserjisi aşağıdaki yöntemle hesaplanır.

Doğal gazın kazanda yanması sonucu yanma denkleminin sağ tarafındaki yanma ürünleri açığa çıkar. Ürünlerin kimyasal ekserjileri ise aşağıda gösterildiği şekilde (3.30) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır. Bulunan değer karışımın birim molünün kimyasal ekserjisidir.

$$x_{CO_2} = \frac{1}{11.395} = 0.0877$$

$$x_{H_2O} = \frac{1.99}{11.395} = 0.1746$$

$$x_{N_2} = \frac{9.005}{11.395} = 0.7902$$

$$x_{O_2} = \frac{0.4}{11.395} = 0.0351$$

$$\begin{aligned} \bar{e}_p^{CH} = & -8.314 \times 298.15 \times \left[ 0.0877 \ln \frac{0.0003}{0.0877} + 0.1746 \ln \frac{0.019}{0.1746} + \right. \\ & \left. 0.7902 \ln \frac{0.7748}{0.7902} + 0.0351 \ln \frac{0.2059}{0.0351} \right] \end{aligned}$$

$$\bar{e}_p^{CH} = 2078.73 \text{ kJ/kmol} = 2.0787 \text{ kJ/mol}$$

olarak ürünün kimyasal ekserjisi bulunur. Burada  $p$  alt indisi ürün anlamına gelmektedir. Bu değer (3.32) numaralı denklemde, kimyasal ekserji hesaplarının anlatıldığı şekilde denklemin ürünlerin ekserjisinin olduğu sağ tarafına alternatif olarak yazılır. Bu değer yukarıda yakıtın ekserjisinin olduğu eşitlikte görülmektedir.

Burada ayrıca  $x$  ile gösterilenler, yanma ürünü içerisindeki bir gazın mol sayısının yanma ürünlerinin toplam mol sayısına oranıdır.

Baca gazının kimyasal ekserjisi ürünün kimyasal ekserjisine dolayısıyla şemadaki 2 noktasının kimyasal ekserjisine eşittir.

$$\bar{e}_2^{CH} = 2.0787 \text{ kJ/mol} \text{ baca gazının kimyasal ekserjisidir.}$$

Baca gazının fiziksel ekserjisi yani  $\bar{e}_2^{PH}$  aşağıdaki gibi bulunur,

Baca gazı sıcaklığı  $T_{BG} = 500K$  'dir.

Baca gazı basıncı  $P_{BG} = 1 \text{ bar}$  'dır.

Baca gazının sabit basınçtaki özgül ısısı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$C_{P_{BG}} = \sum x_k c_{P_k}(T_{BG}, P_{BG}) \quad (4.10)$$

$$C_{P_{BG}} = 0.0877 \times 44.569 + 0.1746 \times 35.337 + 0.7902 \times 29.636 + 0.0351 \times 31.114$$

$$C_{P_{BG}} = 34.59 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\frac{C_{V_{BG}}}{C_{P_{BG}}} = k = 1.373 \text{ olduğu kabul edildi.} \quad (4.11)$$

Buradan sabit hacimdeki özgül ısı,

$$C_{V_{BG}} = \frac{34.59 \text{ kJ/kmol.K}}{1.373} \cong 25.19 \text{ kJ/kmol.K}$$

Baca gazı için fiziksel ekserji eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$\frac{e^{PH}}{C_P T_0} = \left[ \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right] + \ln \left( \frac{P}{P_0} \right)^{(k-1)/k} \quad (4.12)$$

Bu denkleme değerleri yerleştirirsek,

$$\bar{e}_{BG}^{PH} = (34.59 \text{ kJ/kmol.K}) \times 298.15 \text{ K} \times \left[ \frac{500 \text{ K}}{298 \text{ K}} - 1 - \ln \frac{500 \text{ K}}{298 \text{ K}} \right] + 0$$

$$\bar{e}_{BG}^{PH} = 1650.04 \text{ kJ/kmol}$$

olarak baca gazının fiziksel ekserjisi hesaplanmış olur.

Buradan baca gazının sahip olduğu toplam ekserji  $\bar{e}_{BG}^{CH+PH} = \bar{e}_2$  hesaplanabilir. Bunun için aşağıdaki ekserji eşitliğinden yararlanılır.

$$\bar{e}_{BG} = \bar{e}_{BG}^{PH} + \bar{e}_{BG}^{CH} = \bar{e}_2 \quad (4.13)$$

Denkleme değerleri yerleştirirsek baca gazı toplam ekserjisi aşağıdaki gibi bulunur,

$$\bar{e}_2 = 1650.04 \text{ kJ/kmol} + 2078.73 \text{ kJ/kmol} \cong 3729 \text{ kJ/kmol}$$

Baca gazının birim kütle için ekserjisi aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunabilir:

$$e_2 = \frac{3729 \text{ kJ/kmol}}{27.82 \text{ kg/kmol}}$$

$e_2 = 135 \text{ kJ/kg}$  baca gazının toplam ekserjisidir.

3 ve 4 noktalarının ekserjileri saf maddeler için olan ekserji eşitliğinden bulunabilir. İki noktanın ekserjileri aynı yolla, denklem (3.10) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır. Gerekli olan entropi ve entalpi değerleri ise ilgili termodinamik tablolarından okunur. 3 noktasının ekserji eşitliği denklem (3.10)'dan,

$$e_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (\text{kJ/kg})$$

yazılır. Değerleri denklemde yerlerine koyarsak:

$$e_3 = (293.06 - 104.81) \text{kJ/kg} - 298.15 \text{K}(0.9551 - 0.3672) \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$e_3 = 13.06 \text{kJ/kg} \quad 3 \text{ noktasının toplam ekserjisidir.}$$

4 noktasının ekserjisi aynı yöntemle aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$e_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \text{ olur.}$$

Değerleri denklemde yerlerine koyarsak:

$$e_4 = (377.03 - 104.81) \text{kJ/kg} - 298.15 \text{K}(1.1928 - 0.3672) \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$e_4 = 26.1912 \text{kJ/kg} \quad 4 \text{ noktasının toplam ekserjisidir.}$$

5, 6, 7, 8 ve 9 noktalarındaki nemli havanın ekserjileri nemli hava için olan denklemler (3.14) ve (3.15) ile bulunur.

Burada %40 bağıl nemdeki (%40 BN) çevre havası için denklem (3.15)'den,

$$\tilde{w}^o = \frac{0.0080}{0.622} \cong 0.013 \text{ kg nem/kg kuru hava}$$

olmaktadır. Buradan denklem (3.14) ile aşağıdaki ekserjiler hesaplanır.

5 numaralı noktanın ekserjisinin, denklemde değerler yerlerine konulduğunda sıfır olduğu görülür,

$$e_5 = 298 \left\{ (1.005 + 0.008 \times 1.884) \left( \frac{298}{298} - 1 - \ln \frac{298}{298} \right) \right\} + \\ 0.287 \times 298 \left\{ 1.013 \times \ln \frac{1.013}{1.013} + 0.013 \times \ln \frac{0.013}{0.013} \right\} + 0$$

$$e_5 = 0 \text{ kJ/kg}$$

6 numaralı noktanın ekserjisi aynı denklemle,

$$e_6 = 298 \left\{ \left( 1.005 + 0.0048 \times 1.884 \right) \left( \frac{280}{298} - 1 - \ln \frac{280}{298} \right) \right\} + 0.287 \times 298 \left\{ 1.0077 \times \ln \frac{1.013}{1.0077} + 0.0077 \times \ln \frac{0.0077}{0.013} \right\} + 0$$

$e_6 = 0.676 \text{ kJ/kg}$  6 noktasındaki nemli havanın ekserjisidir.

Aynı yolla 7, 8 ve 9 numaralı nemli havaların ekserjilerini hesaplırsak,

$$e_7 = 298 \left\{ \left( 1.005 + 0.0075 \times 1.884 \right) \left( \frac{296.4}{298} - 1 - \ln \frac{296.4}{298} \right) \right\} + 0.287 \times 298 \left\{ 1.012 \times \ln \frac{1.013}{1.012} + 0.012 \times \ln \frac{0.012}{0.013} \right\} + 0$$

$e_7 = 0.0066 \text{ kJ/kg}$

$$e_8 = 298 \left\{ \left( 1.005 + 0.0075 \times 1.884 \right) \left( \frac{310}{298} - 1 - \ln \frac{310}{298} \right) \right\} + 0.287 \times 298 \left\{ 1.012 \times \ln \frac{1.013}{1.012} + 0.012 \times \ln \frac{0.012}{0.013} \right\} + 0$$

$e_8 = 0.242 \text{ kJ/kg}$  ve

$$e_9 = 298 \left\{ \left( 1.005 + 0.008 \times 1.884 \right) \left( \frac{298}{298} - 1 - \ln \frac{298}{298} \right) \right\} + 0.287 \times 298 \left\{ 1.013 \times \ln \frac{1.013}{1.013} + 0.013 \times \ln \frac{0.013}{0.013} \right\} + 0$$

$e_9 = 0 \text{ kJ/kg}$

değerleri bulunur, ekserji tablosuna tüm noktaların ekserjileri işlenir.

Çizelge 4.7 Isıtma sistemi noktalarının özgül ekserjileri ve toplam ekserji akıları.

Nokta	Madde	$\dot{m}$ (kg/h)	$e$ (kJ/kg)	$E$ (kJ/h)
W1	Elektrik-Fan			91836
1'	Hava	772.02	0	0
1	Yakıt	35.83	49755	1782721
2	Baca gazları	772.85	135	104335
3	Su	19300	13.06	252058
4	Su	19300	26.19	505467
5	Nemli Hava	100000	0	0
6	Nemli Hava	10000	0.68	6800
7	Nemli Hava	110000	0.007	770
8	Nemli Hava	110000	0.242	26620
9	Nemli Hava	10000	0	0

Sistem şemalarında da işaretli olan noktaların ekserjileri numaralarıyla birlikte sıralanarak bir tablo oluşturulur. Bu tabloda ayrıca kütleyle ile özgül ekserjilerin çarpımı olan ekserji debileri de görülmektedir.

#### 4.4 Isıtma Sisteminin Ekserji Maliyeti Hesabı ve Ekserjiekonomik Tahlili

Sistemin ilk yatırım maliyeti, kazan, klima santrali, pompalar, borulama ve aksesuarları, otomatik kontrol sistemi, fanlar ve işçilik giderlerinin toplamından oluşur.

Çizelge 4.8 Isıtma sistemi bileşenlerinin maliyet analizi.

Maliyetler	Isıtma Sisteminde İncelenen Bileşenler	
	Kazan	Klima Santralleri
Yatırım maliyeti (€)	60,000	210,000
Yıllık doğalgaz masrafı (€/yıl)	21,800	-
Yıllık elektrik masrafı (€/yıl)	-	5,000
Yıllık vergiler, sigorta ve personel masrafı(€/yıl)	15,500	17,500
Sistemin saatlik masrafı (€/h)	14.75	13.03
Bir değere getirilmiş saatlik masraf Z (€/h)	18.9	16.71

Burada pompalar, borulama ve aksesuarları 17,000 €, fanlar 2,500 €, otomatik kontrol sistemi 10,000 €, işçilik 57,000 € ile ısıtma sisteminin yardımcı bileşen maliyetlerinin toplamı 86,500 € olarak bulunur. Bu fiyatlar analizi yapılan bileşenlerin değerlerine eklenmiştir. Toplam tesisat (ısıtma) yatırım maliyeti ise 270,000 € olmaktadır.

Sistem yılda 2800 saat çalışmaktadır.

Elektriğin şebekeden alış fiyatı 0.07 €/kWh'dir.

Doğal gazın alış fiyatı 0.18 €/m<sup>3</sup>'dir.

İşletme bakım-onarım masrafları olarak yıllık servis (8,000 €), üç kişilik personel (15,000 €), vergi-sigorta giderlerinin (10,000 €) toplamı hesaplanmış ve 33,000 €/yıl olarak bulunmuştur.

Tesis bileşenlerinin ömrü 15 yıl olarak kabul edilmiştir.

Faiz oranı  $r_i = \%3$ , eskalasyon oran  $r_n = \%4$ , geri ödeme oranı  $i_{eff} = \%6$  kabul edilirse parasal giderler için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

Bir değere getirilmiş fiyat düzeltme faktörü ( $k$ ):

$$k = \frac{1+r_n}{1+i_{eff}} \quad (4.14)$$

Anapara geri kazanım faktörü (*CRF*):

$$CRF = \frac{i_{eff}(1+i_{eff})^n}{(1+i_{eff})^n - 1} \quad (4.15)$$

Eskalasyon düzeltme faktörü (*CELF*):

$$CELF = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (4.16)$$

Bir değere getirilme faktörü (*A*):

$$A = \frac{CELF}{1+r_i} \quad (4.17)$$

olarak tanımlanır.

Isıtma sistemi için (4.14), (4.15), (4.16) ve (4.17) numaralı eşitliklerden,

$$k = 0.98$$

$$CRF = 0.103$$

$$CELF = 1.32$$

$$A = 1.282$$

olarak bulunmuştur.

İncelenen ısıtma sistemi kazan, klima santralleri olmak üzere iki kısma ayrılıp her birinin yatırım ve işletme masrafları (4.17) numaralı eşitlikten elde edilen 1.282 değeriyle çarpılırsa ele alınan sistem elemanının bir değere getirilmiş (levelized) parasal değeri (*Z*) bulunur.

Yatırım masrafı 60,000 € olan ve 21,800 €/yıl yakıt masrafı ile toplam 15,500 €/yıl bakım-onarım, personel ve vergi-sigorta gideri olan kazan sistemi için bir değere getirilmiş (levelized) parasal değeri (*Z*) aşağıdaki gibi bulunur,

$$Z_{kazan} = \left[ \frac{60000}{15 \times 2800} + \frac{37300}{2800} \right] \times 1.282 \text{ ve}$$

$Z_{kazan} = 18.9 \text{ €/h}$  olur.

Yatırım masrafı 210,000 € olan ve 5,000 €/yıl elektrik tüketimi masrafı ile toplam 17,500 €/yıl bakım-onarım, personel ve vergi-sigorta gideri olan santral sistemi için bir değere getirilmiş (levelized) parasal değeri ( $Z$ ) aşağıdaki gibi bulunur,

$$Z_{santral} = \left[ \frac{210000}{15 \times 2800} + \frac{22500}{2800} \right] \times 1.282 \text{ ve}$$

$Z_{santral} = 16.71 \text{ €/h}$  olur.

Sistem ekserji dengesi denklem (3.36)'dan kurulur.

Birim zamanda toplam kullanılmayan ekserji miktarı eşitliği, kazan için  $E_{k,kazan}$  olarak yazılırsa,

$$E_{k,kazan} = E_{D+L} = E_1 - E_4 + E_3 - E_2 \quad (4.18)$$

buradan,

$$E_{k,kazan} = 1782721 \text{ kJ/h} - 505467 \text{ kJ/h} + 252058 \text{ kJ/h} - 104335 \text{ kJ/h}$$

$$E_{k,kazan} = 1424977 \text{ kJ/h} = 396 \text{ kW}$$

bulunur.

Aynı işlemler ısıtma sistemi klima santrali serpantini için yapılırsa kullanılmayan ekserji,

$$E_{k,santral,isit} = E_{D+L} = E_4 - E_3 + E_7 - E_8 + E_{W1} \quad (4.19)$$

$$E_{k,santral,isit} = 505467 \text{ kJ/h} - 252058 \text{ kJ/h} + 770 \text{ kJ/h} - 26620 \text{ kJ/h} + 91836 \text{ kJ/h}$$

$$= 319395 \text{ kJ/h} \cong 88.72 \text{ kW}$$

Böylece ısıtma sisteminde kaybolan toplam ekserji,

$$\begin{aligned} E_{k,ısıtma} &= E_{k,kazan} + E_{k,serpantin} = 1424977 \text{ kJ/h} + 319395 \text{ kJ/h} \\ &= 1744372 \text{ kJ/h} = 484.5 \text{ kW} \end{aligned} \quad (4.20)$$

olarak bulunur.

Egzost sistemi, standart çevre ile aynı özelliklerde olan iç havayı dışarı attığı için herhangi bir

ekserji kaybına yol açmaz (soğutma sistemi için de geçerlidir):

$$E_{k, \text{egzost}, \text{isit}} = E_{k, \text{egzost}, \text{sogut}} = E_{D+L} = 0 \quad (4.21)$$

Isıtma sisteminde bina ısı kaybı yüzünden olan ısı geçişinin kullanılabilirliğe etkisi yoktur, çünkü standart çevre şartıyla iç ortam sıcaklığı eşittir ve bu ısının kullanılabilirliği sıfırdır.

Kazanın çalışmasını gerçekleştirmek için gerekli olan birim ekserji maliyeti  $c_1$  ile baca gazı birim ekserji maliyeti eşittir:

$$c_1 = \frac{7.77 \text{ €/h (yakıt masrafı)}}{1782721 \text{ kJ/h}} = 4.36 \times 10^{-6} \text{ €/kJ}$$

$c_1$  ayrıca kazan sistemi kayıp ekserjisinin birim maliyetidir.

Kazanda ısıtılan suyun birim ekserji maliyetini ( $c_3 = c_4$ ) bulmak için kazan ekserji maliyet denklemini yazmak gereklidir. Buradan tek bilinmeyen olan ısıtılan suyun birim ekserji maliyeti ( $c_3 = c_4$ ) bulunur.

Kazan için (3.43) numaralı maliyet denge denklemini yazılırsa,

$$c_1 E_1 - c_2 E_2 + c_3 E_3 - c_4 E_4 + Z_{\text{kazan}} = 0 \quad (4.22)$$

elde edilir.

Burada  $c_1 = c_2 = c_{\text{yakıt}}$  ve  $c_3 = c_4$  olmaktadır. Değerler yerleştirilirse eşitlik aşağıdaki şekli alır:

$$4.36 \times 10^{-6} \text{ €/kJ} \times (1782721 \text{ kJ/h} - 104335 \text{ kJ/h}) - c_3 (505467 - 252058) \text{ kJ/h} + 18.9 \text{ €/h} = 0$$

Buradan,

$$c_3 = c_4 = 1.03 \times 10^{-4} \text{ €/kJ}$$

bulunur.

Kazan için kayıp ekserji maliyeti (3.42)'den aşağıdaki gibi yazılır:

$$C_{k, \text{kazan}} = c_{\text{kazan}} \times E_{k, \text{kazan}} = 4.36 \times 10^{-6} \text{ €/kJ} \times 1424977 \text{ kJ/h} = 6.21 \text{ €/h} \quad (4.23)$$

Kazandan gelen sıcak akım ile elektrik ısıtma sistemi santralının yakıtı olarak kabul edilmiştir. Buna göre santral maliyet denge denklemini denklemin (3.43)'den,

$$c_4 E_4 - c_3 E_3 + c_7 E_7 - c_8 E_8 + c_{W1} E_{W1} + Z_{santral} = 0 \quad (4.24)$$

şeklinde yazılır. Burada  $c_7 = c_8$  olmaktadır.

Fan için (ortama hava üflenebilmesi için) birim ekserji maliyeti aşağıdaki gibidir:

$$c_{W1} = \frac{1.785 \text{ €/h}}{91836 \text{ kJ/h}} = 1.94 \times 10^{-5} \text{ €/kJ}$$

Santral için kayıp ekserjinin birimi maliyeti, yakıt olarak kazandan gelen sıcak su ile santral için gerekli olan elektrik akımlarının maliyetlerinin toplamıdır. Buna göre santral için kayıp ekserji maliyeti denklem (3.42)'den aşağıdaki gibi yazılır,

$$C_{k,santral} = c_{santral} \times E_{k,santral} = (1.03 \times 10^{-4} + 1.94 \times 10^{-5}) \text{ €/kJ} \times 319395 \text{ kJ/h} = 39.09 \text{ €/h} \quad (4.25)$$

Kazan için kaybolan ekserji oranı (3.41) numaralı denklemden,

$$y_{k,kazan} = \frac{396 \text{ kW}}{484.5 \text{ kW}} \cong 0.817 \text{ bulunur. Santral için aynı yöntemle,}$$

$$y_{k,santral} = \frac{88.72 \text{ kW}}{484.5 \text{ kW}} \cong 0.183 \text{ elde edilir.}$$

Kazan için termoekonomik (ekserjiekonomik) faktör denklem (3.44) ile,

$$f_{kazan} = \frac{18.9 \text{ €/h}}{(18.9 + 6.21) \text{ €/h}} = 0.7526$$

olarak hesaplanır.

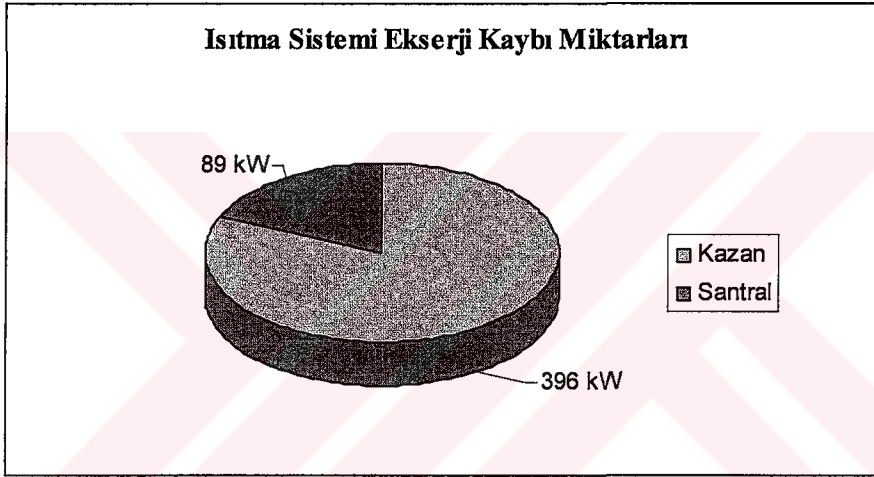
Santral için termoekonomik (ekserjiekonomik) faktör aynı şekilde,

$$f_{santral} = \frac{19.45 \text{ €/h}}{(19.45 + 39.24) \text{ €/h}} = 0.3314$$

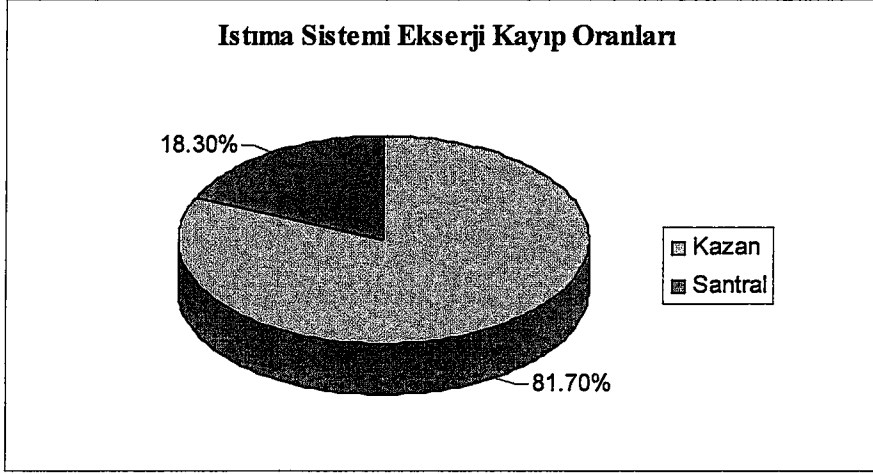
bulunur.

Çizelge 4.9 Isıtma sisteminde incelenen bileşenler için hesaplanan termoekonomik değerler.

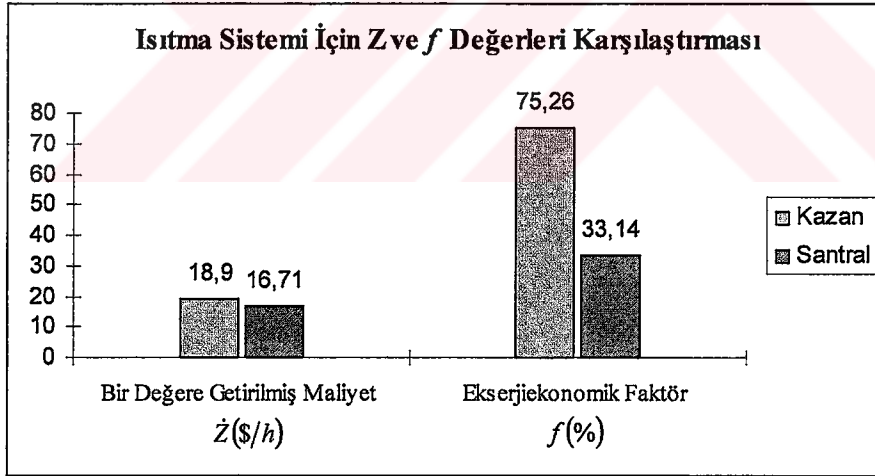
Bileşen	Ekserji Kaybı Miktarı $\dot{E}_k$ (kW)	Ekserji Kayıp Oranı $\gamma$ (%)	Bir Değere Getirilmiş Maliyet $\dot{Z}$ (\$/h)	Ekserjiekonomik Faktör $f$ (%)
Kazan	396	81.7	18.9	75.26
Santral	88.72	18.3	16.71	33.14



Şekil 4.5 Isıtma sisteminde incelenen komponentlerdeki ekserji kayıpları.



Şekil 4.6 Isıtma sisteminde incelenen komponentler için ekserji kaybı oranları.



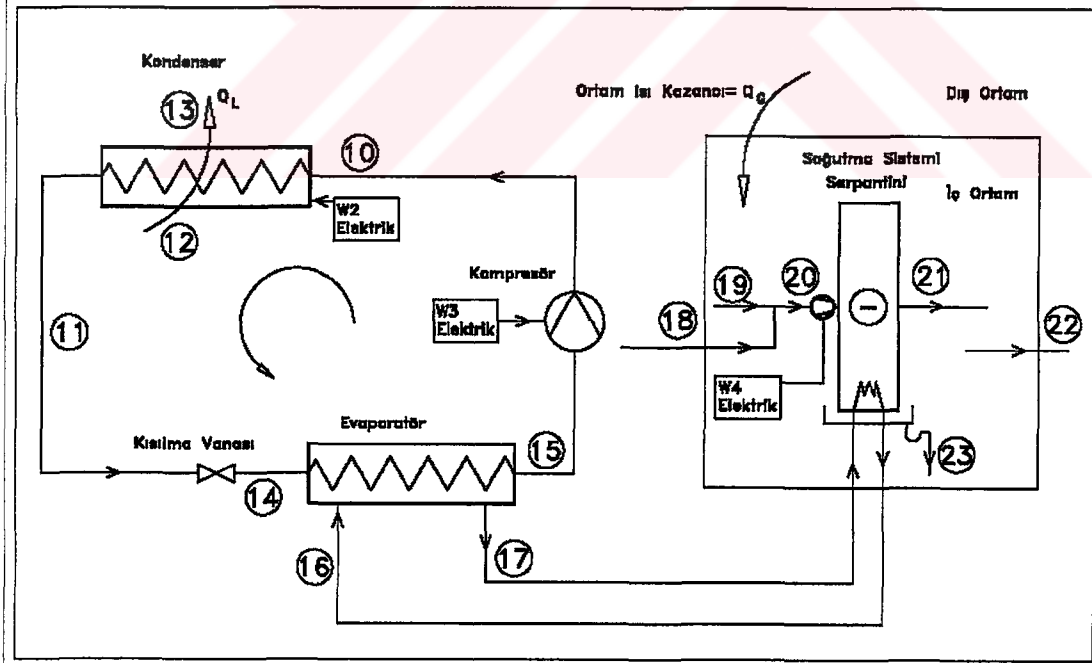
Şekil 4.7 Isıtma sisteminde incelenen komponentler için  $Z$  ve  $f$  değerlerinin karşılaştırılması.

#### 4.5 Soğutma Sistemi ve İşleyişi

Soğutma sistemi Mayıs-Ekim ayları arasında 2800 saat çalışmaktadır. Soğutma sistemi genel olarak bir su soğutucu, klima santrallerinin soğutma serpantinleri ve soğutulmuş suyun taşındığı borulardan oluşmaktadır. Soğutucuda soğutulan su borularla klima santraline gönderilir. Klima santralinin serpantinine giren su ısı transfer ederek ortamdaki dönen hava ile dış ortamdaki taze hava karışımını soğutur ve nemini alır. Soğutulan ve nemli alınan hava iç ortama üflenerek iç ortam havası sabit sıcaklıkta tutulur. Soğutma sistemi iç ortam sıcaklığının  $25^{\circ}\text{C}$ 'nin üzerine çıktığı durumlarda çalışmaya başlar. İç ortama verilen hava debisi sabittir fakat ısı yüküne göre sıcaklığı değişmektedir.

Tesis genelinde çalışan klima santralleri tek bir üniteye indirgenmiştir. Bu ünite tesisin tüm ısı yükünü karşılayacak ve bütün klima santrallerini temsil edecek şekilde çalışır.

Sistemin soğutucu suyunu karşılamak üzere elektrik enerjisiyle çalışan, hava soğutmalı kondenserli, sabit verimli tipik su soğutma gurubu (chiller) çalıştırılmaktadır. Su soğutma sistemi de sistemi de diğer sistemlerin de kabul edildiği gibi tek bir cihaza indirgenerek çözümü yapılacaktır. Sistemin şematik gösterimi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Soğutma sisteminin şematik gösterimi.

#### 4.6 Soğutma Sisteminin Termoekonomik Modelleme ve Çözümlemesi

Tesisteki soğutma sistemi, sistem tanımlamasında açıklandığı gibi tesisteki tüm klima santrallerinin tek bir ünite gibi düşünüldüğü bir klima santrali serpantininden, soğuk su kaynağı soğutma gurubu ve boru sisteminden oluşmaktadır.

Soğutma sisteminin termoekonomik analiz hesaplamaları için aşağıdaki kabuller yapılmıştır ve hesaplamalarda bunların dışında kabul kullanılacaksa kullanıldığı yerde ayrıca belirtilmiştir:

- Isıtma sistemi ve soğutma sistemi birbirlerinden tamamen ayrılmışlardır.
- Soğutma sistemindeki soğutucu su ile R22 ve soğutma havası akımları sürekli akışlı açık sistem oluştururlar.
- Tesisattaki akışkanların basınç düşümleri ihmal edilmiştir.
- Sistem bileşenleri ortam ile ısı transferine karşı yalıtılmıştır. Sadece bina çevresinden kabul edilen miktarda ısı kazancı vardır.
- Ekserji hesapları için, standart çevre şartı  $25^{\circ}\text{C}$  ve  $1\text{ bar}$  olarak sabittir ve hesaplarda değişmemektedir.
- Kompresör bir elektrik motoruyla tahrik edilmektedir.
- Kompresör verimi sabittir.
- Tesisat bileşenlerinin içi çevre basıncındadır.
- Tesisten çekilmesi gereken ısı, hesaplarda kullanılacak ortalama sıcaklıklar ve güneş radyasyonu değerleri için daha önceden ısı transferi bağıntıları kullanılarak hesaplanan değer ( $520\text{ kW}$ ) olarak kabul edilmiştir ve hesaplara da bu değer yansıtılmıştır. Hesapta sadece kabullere ve metoda değinilmiştir.
- Hesaplarda dış ortam sıcaklığı bütün soğutma sezonu için Mayıs-Ekim ayları arasında tek bir ortalama değer olarak kullanılacaktır. Bu değer sezon boyunca gerçekleşen çok sıcak günleri ve nispeten daha az sıcak günleri kapsayacak bir ortalama değerdir ve detayı aşağıdaki bölümde açıklanmıştır.
- Hesaplamalarda, daha önceki bölümlerde anlatılan yöntem, kanun ve bağıntılar kullanılmıştır.

#### 4.6.1 Soğutma Sistemi Yüğü İle Dış Hava Sıcaklığı ve Güneş Radyasyonu İlişkisi

Tesisin soğutma sisteminin yıl boyunca ortalama 2800 saat çalıştığı kabul edilmiştir. Bu süre boyunca tesis ısı yükünü hesaplayabilmek için dış sıcaklık değerinin ve güneş radyasyonu değerlerinin bilinmesi gerekir. Fakat gerçekte dış ortam sıcaklığı ve güneş radyasyonu değerleri soğutma sezonu boyunca sürekli değişmektedir. Bu nedenle tesis ısı yükünü hesaplariken tüm soğutma sezonunu temsil eden tek bir ortalama değerle çalışılmıştır. Bu ortalama sıcaklık ve radyasyon değeri ile hesaplanan tesis ısı yükü, soğutma sezonu boyunca soğutma yüküyle beraber değişen hava, su gibi enerji taşıyan akışkanların debi hesaplarının da gerçekçi ortalama değerler vermesini sağlayacaktır.

Diğer bir kabul ise soğutma sezonu boyunca aylık ortalama dış sıcaklık ve radyasyon değerleri kullanılarak yapılabilirdi. Fakat bu metot, bizi tek bir sıcaklıkla ve radyasyon değeri ile yapılacak hesaptan, benzer hesabı farklı soğutma sezonu ayları için defalarca tekrarlama yoluna itecekti. Diğer yandan kullanacağımız tek ortalama değer zaten bu ayların ortalaması olduğundan, ilgili hesaplarımızı tek tek her ay ortalaması, her gün ortalaması hatta her saat ortalaması için bile yapmış olsaydık bile sonuç önemsenecek derecede değişmeyecekti. Bununla birlikte:

- Modellememizin temelini tesisin ısı yükü (dolayısıyla dış hava sıcaklığı ve güneş radyasyonu) oluşturur,
- Isı yükü ile sistem akışkanlarının sadece debilerinin değiştiği ve diğer özelliklerinin değişmediği kabul edildi,
- Sistemin farklı yükte çalışma durumlarında, ayırt edici tek özellik akışkan debileri olmaktadır.
- Tesisteki soğutma sistemi cihazlarının farklı debilerdeki (dolayısıyla ısı yüklerindeki) verimlerinin değişmediği kabul edildi.
- Meteorolojik gözlemlerden alınmış gün sıcaklık ve güneş radyasyonu ortalamalarıyla aylık ortalama değerler elde edilmektedir. Bundan yola çıkarak aylık değerlerden sezonluk ortalama değer elde etme yoluna gidilmiştir.

Fakat bu metot anlık uç şartları göz ardı eder. Yani, sezonda olabilecek en yüksek sıcaklığı ve güneş radyasyonu değerini diğer bir deyişle sistemin tam güçte çalışması durumunu ihmal eder. Diğer yandan, sadece pik şartları değerlendirmek, nispeten daha az sıcak günlerin olabileceği tüm yılı temsil edecek olan çalışma için doğru bir yaklaşım olamazdı.

Ayrıca yukarıda belirtildiği gibi tesisteki chiller, soğutma sezonu boyunca  $7/12^{\circ}\text{C}$  sabit sıcaklık rejiminde çalışmakta ve sadece ısı yüküne bağlı olarak serpantine gönderilen su debisi değişmektedir. Soğuk su akımının enerji ve ekserji dengelerini kurarken, soğutma sisteminin yükünü tüm soğutma sezonu için tek bir ortalama değer kullanarak hesaplama yöntemini kabul ettiğimizden, chillerden geçen soğutma suyu debisi de tek bir ortalama değere indirgenmiştir.

Soğutma sisteminin yük değişimi, ısı kazancının karşılanmak istendiği ortamların ısı kazancıyla ilişkilidir. Isı kazancı ise iç ve dış ortam sıcaklıkları arasındaki fark ile değişken güneş radyasyonu değerleri ile değişir. İç ortam sıcaklığının  $25^{\circ}\text{C}$  ile yıl boyunca sabit kaldığı kabul edilmektedir.

Tüm soğutma sezonunu temsil edecek olan dışa hava sıcaklığı çeşitli kaynaklar için farklılıklar göstermektedir. Aşağıda İstanbul ili için Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü'nden ve ASHRAE yayınlarından alınmış olan iklim verilerini kullanan Carrier HAP4.10 yazılımı yardımıyla oluşturulan iklim simülasyonunun sıcaklık ve güneş radyasyonu değerleri (EK 1)'de tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 4.10 İstanbul için soğutma sezonu uzun yıllar ortalama iklim verileri, (DMI, 2004).

Aylar	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Sezonluk
Ortalama Sıcaklık [ $^{\circ}\text{C}$ ]	16.4	21	23.3	23.3	19.7	15.5	20
Ortalama Bağıl Nem [%]	73.4	69.6	69.4	70.7	73.4	77.5	72

Çizelge 4.11 İstanbul için soğutma sezonu ortalama tasarım sıcaklıkları değerleri, (Carrier HAP 4.10 yazılımının ASHRAE 2001 iklim değerleri simülasyonu).

Aylar	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Sezonluk
Ortalama Kuru Termometre Sıcaklığı [ $^{\circ}\text{C}$ ]	24	25	26	25.5	24.1	22.4	24.5
Ortalama Yaş Termometre Sıcaklığı [ $^{\circ}\text{C}$ ]	18	20	19.6	19.6	19.1	17.9	19.1

Devlet Meteoroloji İşlerinin uzun yıllar verilerine göre İstanbul ili için Mayıs-Ekim ayları arasındaki soğutma sezonu için ortalama kuru termometre sıcaklık değeri yaklaşık  $20^{\circ}\text{C}$  ve

yine aynı dönem için ortalama bağıl nem %72 olmaktadır.

Soğutma sezonu için diğer tablo Carrier firmasının geliştirdiği HAP 4.10 bilgisayar yazılımı yardımıyla oluşturulmuştur. Bu yazılım, ASHRAE'nin yayınladığı iklim verilerini kullanarak soğutma sezonu için aylar boyunca saatlik maksimum yağ ve kuru termometre sıcaklığı simülasyonu ve on sekiz yön için aylık maksimum güneş radyasyonu simülasyonu yapmaktadır. Bu verilerden hareketle saatlik ve aylık değerler sezonluk ortalama değerlere çevrilmiştir.

Hesaplarda, daha gerçekçi görünen Carrier HAP 4.10 verilerinden oluşturulan ortalama sıcaklıklar ve güneş radyasyonu tablolarının değerleri kullanılacaktır.

#### 4.6.2 Soğutma Sistemi Enerji Dengesi

Eldeki verilerle ısı yükü (iletimle, taşınım, radyasyonla olan ısı kazancı ile dış ortamdan alınan taze havayı soğutmak için gerekli ısı) hesapları yapıldığı varsayımıyla İstanbul'daki tesisin sezonluk ortalama dış hava sıcaklığı ve güneş radyasyonu değerleri için soğutma gücü ihtiyacı 520 kW olduğu kabul edilmiştir. Bu ısıyı çekmek için chillere 16 noktasından 12°C sıcaklıkta giren sudan bu ısı çekilmelidir. Giriş çıkış şartlarındaki suyun entalpisi termodinamik tablolarından okunur. Serpantine girmesi gereken su debisini bulmak için birinci kanun açık sistem enerji dengesini kurarsak;

$$\dot{Q} = \dot{m}_c h_c - \dot{m}_g h_g \quad (4.24)$$

olur.

Buradan kütle eşitliği,

$$\dot{m}_c = \dot{m}_g = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = \dot{m} \quad (4.25)$$

şeklinde yazılır.

Ayrıca  $h_{17} = h_c$  ve  $h_{16} = h_g$  olduğu kabul edilmiştir.

Böylece,

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{17} - h_{16}) \quad (4.26)$$

$$-520 \text{ kW} = \dot{m}(29.42 - 50.4) \text{ kJ/kg}$$

ve

$$\dot{m} = \frac{520 \text{ kW}}{21 \text{ kJ/kg}} = \frac{1878000 \text{ kJ/h}}{21 \text{ kJ/kg}} \cong 89400 \text{ kg/h}$$

bulunur.

Klima santrali soğutma serpantininde soğutma sezonu boyunca nemli havanın soğutulması ve neminin alınması prosesi gerçekleşir. Serpantine iç ortamdan dönen havayla dış ortamdan alınan hava karışarak girer. Tesisteki insanlar için gerekli taze hava debisi  $10000 \text{ kg/h}$  olarak kabul edilmiştir. Dış ortamdan gelen  $\dot{m}_{18} = 10000 \text{ kg/h}$  hava  $24.5^\circ\text{C}$  kuru termometre,  $19.1^\circ\text{C}$  yaş termometre sıcaklığında,  $11.7 \text{ g/kg}$  mutlak nemindedir ve entalpisi  $h_{18} = 54.2 \text{ kJ/kg}$  olarak psikrometriden okunur (Ek 3). Karışımın debisi  $\dot{m}_{20} = 110000 \text{ kg/h}$  olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca sisteme giren taze hava  $\dot{m}_{22} = 10000 \text{ kg/h}$  kadar hava dış ortama atılmaktadır. İç ortamdan dönen  $\dot{m}_{19} = 100000 \text{ kg/h}$  hava ise  $25^\circ\text{C}$  kuru termometre sıcaklığında,  $7.9 \text{ g/kg}$  mutlak nemindedir ve entalpisi  $h_{19} = h_{22} = 45 \text{ kJ/kg}$  olarak psikrometriden ısıtma sisteminde yapıldığı gibi hesaplanarak bulunur. Soğutma serpantininden çıkan hava doymuş durumdadır. Yoğuşan su serpantinden çıkan hava sıcaklığındadır ve havanın serpantin çıkış sıcaklığı yaklaşık  $10^\circ\text{C}$  olarak öngörülmektedir.  $10^\circ\text{C}$  'deki doymuş havanın mutlak nemi  $\omega_{21} = 7.6 \text{ g/kg}$  ve entalpisi yaklaşık  $h_{21} = 29 \text{ kJ/kg}$  olarak psikrometri tablolarından okunur (Ek 3).  $10^\circ\text{C}$  suyun entalpisi  $h_{su} = h_{23} = 42 \text{ kJ/kg}$  olarak aynı şekilde termodinamik tablolarından okunur. Karışım havası yaklaşık  $25^\circ\text{C}$  kuru termometre sıcaklığında,  $\omega_{20} = 8.2 \text{ g/kg}$  mutlak nemindedir ve entalpisi  $h_{20} = 46.1 \text{ kJ/kg}$  olarak psikrometriden okunur (Ek 3). Kuru hava kütlesi:

$$\dot{m}_{a_{20}} = \dot{m}_{a_{21}} = \dot{m}_a \quad (4.27)$$

olur. Yani kuru hava kütlesi süreçte değişmez. Burada  $a$  alt indisi kuru hava anlamındadır.

Su kütlesi ise,

$$\dot{m}_{a_{20}} \omega_{20} = \dot{m}_{a_{21}} \omega_{21} + \dot{m}_{23} \quad (4.28)$$

veya

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_a (\omega_{20} - \omega_{21}) \quad (4.29)$$

şeklinde olur. Enerji dengesi ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_f h_f - \sum \dot{m}_g h_g \rightarrow \dot{Q} = \dot{m}_{21} h_{21} - \dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_{23} h_{23} = \dot{m}_a (h_{21} - h_{20}) + \dot{m}_{23} h_{23} \quad (4.30)$$

Su kütlesi,

$$\dot{m}_{su} = \dot{m}_{23} = (110000 \text{ kg/h})(0.0076 - 0.0082) \text{ kg/kg} = 66 \text{ kg/h} \text{ bulunur.}$$

Burada  $\dot{m}_{21} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_a = 110000 \text{ kg/h}$ 'dır. Buradan enerji eşitliğini kurarsak,

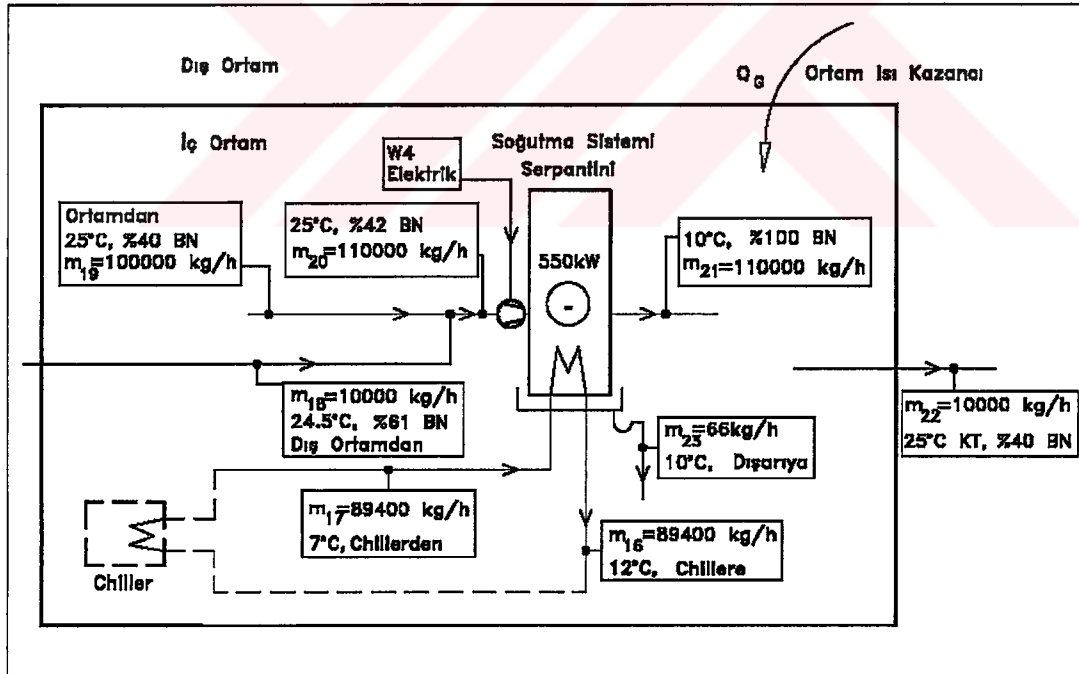
$$\dot{Q} \cong 110000 \text{ kg/h}(29 - 46.1) \text{ kJ/kg} + (66 \text{ kg/h})(42 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q} \cong 1878000 \text{ kJ/h} = -520 \text{ kW} \text{ olarak bulunur ve hesabımızın uygunluğu kontrol edilmiş olur.}$$

Serpantinden çıkan havanın nem kaybından dolayı olan kütlesindeki çok küçük azalma ihmal edilmiştir.

Bu değer daha önce öngörülen soğutma yüküne eşit olduğu görülmektedir. Negatif değer sistemden çekilen ısı anlamındadır.

Aşağıda soğutma sisteminin basitleştirilmiş şeması görülmektedir.

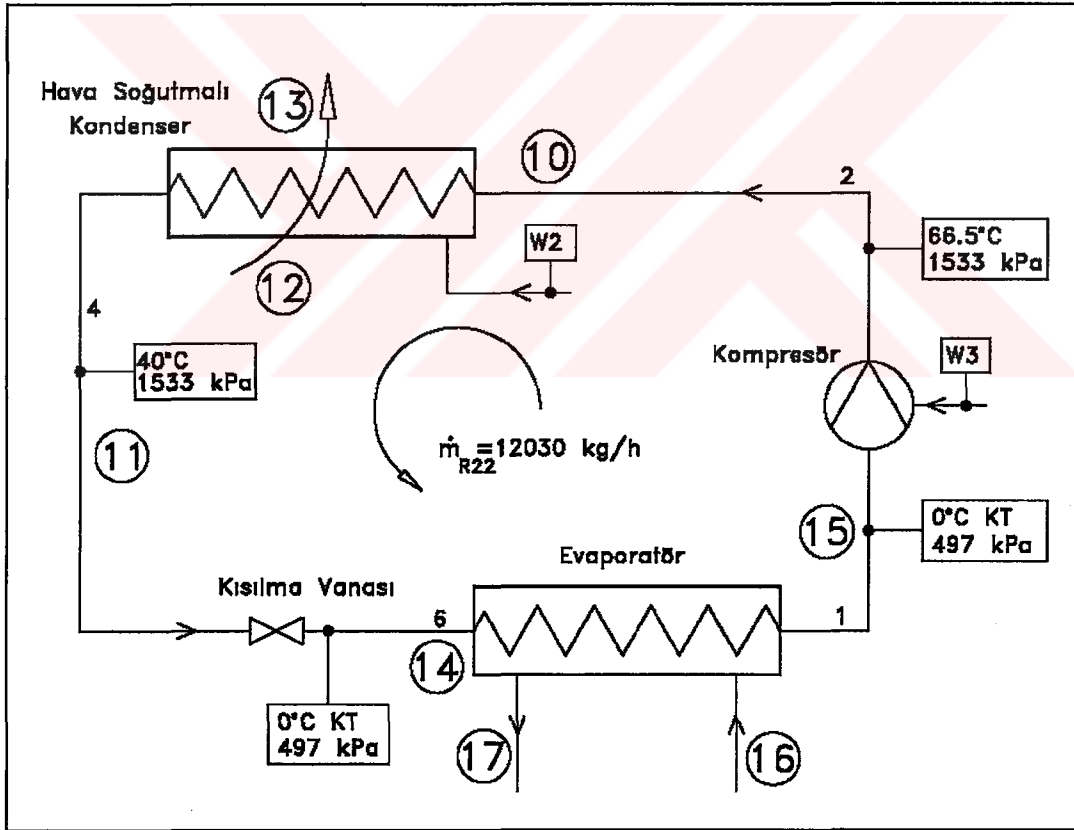


Şekil 4.9 Soğutma sistemi ısı iletici hava ve su debilerinin, bağıl nemlerinin ve sıcaklıklarının şematik gösterimi.

#### 4.6.2.1 Soğutma Çevrimi Enerji Dengesi

Söz konusu soğutma çevriminde bir kademeli, R22 soğutucu gazı ile çalışan bir soğutma çevrimi bulunmaktadır. Kompresörün izentropik verimi %80, elektrik motorunun verimi %90'dır. R22'nin entalpisi kısılma vanasının giriş ve çıkışında sabittir. Yoğuşma sıcaklığı  $T_C = T_{11} = 40^\circ\text{C}$ , buharlaşma sıcaklığı  $T_E = T_{14} = T_{15} = 0^\circ\text{C}$  kabul edilmiştir. Kondenserde aşırı soğutma, evaporatörde aşırı kızdırma yoktur.

Soğutma çevrimi analizinde CoolPack isimli bilgisayar yazılımı kullanılmıştır. Soğutma çevrimi şematik gösterimindeki numaralar CoolPack yazılımına uygunluğun sağlanması nedeniyle aynen yazılımdaki şekliyle kabul edilmiştir ve termoekonomik analiz için iklimlendirme sistemlerindeki akışkanlara verilen numaralarla bir ilgisi yoktur. Evaporatör kapasitesi  $520 \text{ kW}$ 'dir. Soğutma çevriminde kütle akışı sabittir ve R22'nin kütle debisi  $\dot{m}_{R22}$  ile gösterilmektedir (Şekil 4.10).



Şekil 4.10 Su soğutma cihazındaki soğutma çevriminin şematik gösterimi.

Enerji dengesi için gerekli değerler yazılımın çözümleriyle ilgili aşağıdaki tablolardan

okunabilir. Soğutma çevrimi için enerji dengesi aşağıdaki gibidir:

Evaporatör için,

$$\dot{Q}_E = m_{R22}(h_{15} - h_{14}) \quad (4.31)$$

$$520kW = 1872000 kJ/h = m_{R22}(249.9 - 94.3)kJ/kg$$

Buradan,

$$m_{R22} = 12030 kg/h \text{ bulunur.}$$

Kondenser için,

$$\dot{Q}_K = m_{R22}(h_{10} - h_{11}) \quad (4.32)$$

$$\dot{Q}_K = 12030 kg/h(285 - 94.3)kJ/kg$$

Buradan,

$$\dot{Q}_K = 2294121 kJ/h \cong 637.2kW \text{ bulunur.}$$

Gerekli kompresör gücü ise,

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{Q}_K - \dot{Q}_E \quad (4.33)$$

$$\dot{W}_{Comp} = 637.3kW - 520kW = 117.2kW$$

Kompresörün elektrik motoru ise

$$N_{motor} = \frac{\dot{W}_{Comp}}{\eta_{motor}} = \frac{117.2kW}{0.9} = 130.2kW \quad (4.34)$$

olur.

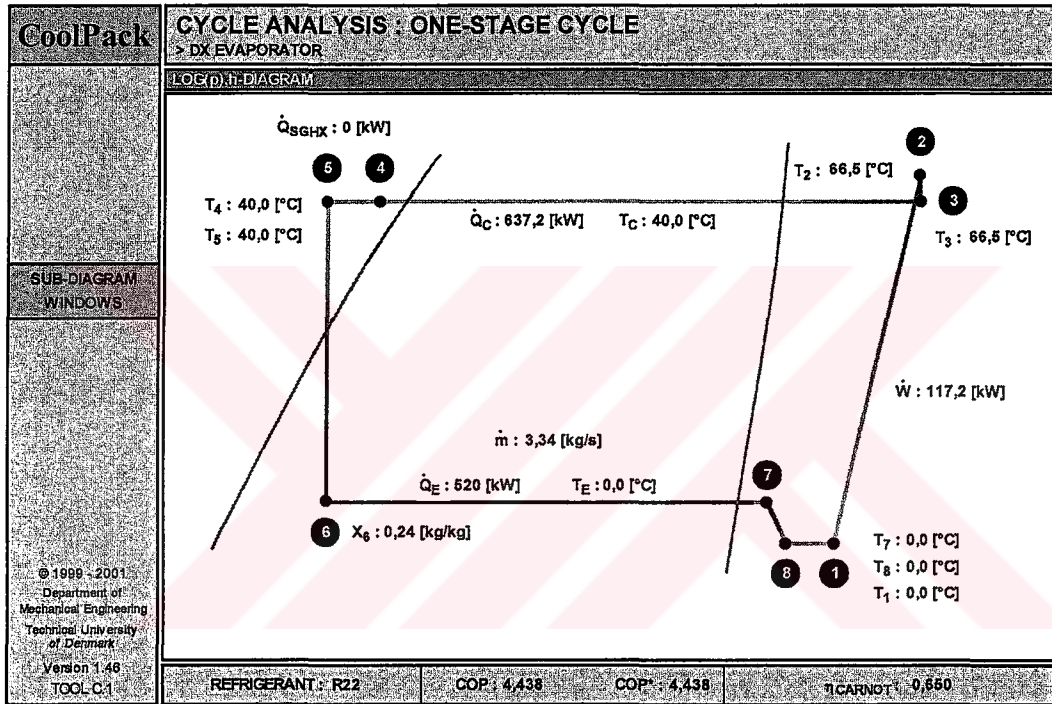
Çevrimin COP'si,

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp}} \quad (4.35)$$

$$COP = \frac{520kW}{117.2kW} = 4.43$$

bulunur. Entropi değerleri ise yine aynı yazılımın hesaplamalarından okunur. Soğutma çevrimine ait değer tablosunda tüm ilgili değerler görülebilmektedir.

Soğutma çevrimi hesaplamalarında Coolpack programının iki farklı modülüyle çalışılmıştır. Bunlardan Refrigeration Utility ile çeşitli soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri hesaplanıp çeşitli diyagramlar üzerinde çevrim gösterilebilir (Şekil 4.13 ve Şekil 4.14). İkinci modül olan Cycle Analysis ile soğutma çevrimi dizaynı yapılmaktadır (Şekil 4.11 ve Şekil 4.12).



Şekil 4.11 Soğutma çevriminin diyagramda gösterimi, (CoolPack v1.46 yazılımı).

1 den 8'e kadar olan numaralar program tarafından otomatik verilen referans işaretlerdir. 7, 8 ve 1 noktaları aynı hal noktasını göstermektedir. Aynı şekilde 1 ile 3 ve 5 ile 4 noktaları da aynı değerleri göstermektedir. Gerçek proses Ek 4'deki diyagramda gösterilmiştir.

STATE POINTS					Additional information
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m <sup>3</sup> ]	
1	0,0	497,2	249,9	21,2	Pressure ratio ( $p_2 / p_1$ ): 3,082
2	66,5	1532,6	285,0	55,9	
3	66,5	1532,6	285,0	55,9	$T_{2,1s}$ : 58,4 [°C]
4	40,0	1532,6	94,3	1131,4	$T_{2,1s}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
5	40,0	1532,6	94,3	1131,4	
6	0,0	497,2	94,3	—	$T_{2,w}$ : 66,5 [°C]
7	0,0	497,2	249,9	21,2	$T_{2,w}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
8	0,0	497,2	249,9	21,2	

		COP: 4,438	COP: 4,438
--	--	------------	------------

Şekil 4.12 Soğutma çevrimi analizi diyagramındaki değerlerin tablosu, (CoolPack v1.46 yazılımı).

Refrigerant: R22

Data:

Te [°C]	=	0,00
Tc [°C]	=	40,00
DT subcooling [K]	=	0,00
DT superheat [K]	=	0,00
Dp condenser [Bar]	=	0,00
Dp liquid line [Bar]	=	0,00
Dp evaporator [Bar]	=	0,00
Dp suction line [Bar]	=	0,00
Dp discharge line [Bar]	=	0,00
Isentropic efficiency	=	0,80

-----

Calculated:

Qe [kJ/kg]	=	155,696
Qc [kJ/kg]	=	190,770
W [kJ/kg]	=	35,074
COP [-]	=	4,44
Pressure ratio [-]	=	3,082

-----

Dimensioning:

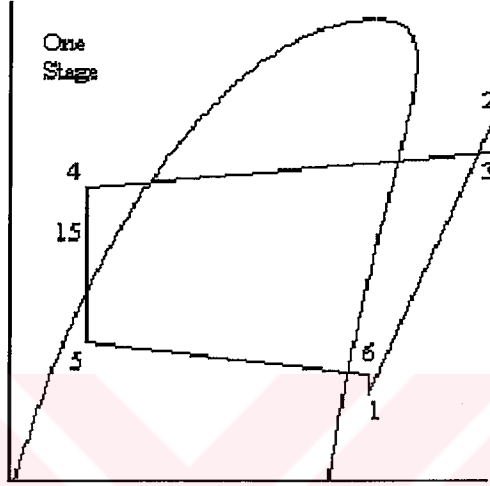
Qe [kW]	=	520,001
Qc [kW]	=	637,143
m [kg/s]	=	3,33983906
V [m <sup>3</sup> /h]	=	566,8160
Volumetric efficiency	=	0,00
Displacement [m <sup>3</sup> /h]	=	0
W [kW]	=	117,142
Q loss [kW]	=	0,000

Şekil 4.13 Soğutma çevrimi analizi diyagramındaki değerlerin tablosu, (CoolPack v1.46-Refrigerant Utility modülü).

\*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\* Coordinates \*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\*

Refrigerant: R22

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle



Point	T [°C]	P [bar]	v [m <sup>3</sup> /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	-0,001	4,976	0,047143	249,970	0,9270
2	66,456	15,335	0,017872	285,044	0,9479
3	66,456	15,335	0,017872	285,044	0,9479
4	40,000	15,335	N/A	94,273	N/A
5	N/A	4,976	N/A	94,273	N/A
6	0,000	4,976	0,047139	249,970	0,9270
15	N/A	15,335	N/A	94,273	N/A

\*\*\*\*\*

Copyright © 1999 Dep. of Energy Engineering, DTU  
 M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen 04-12-25

Şekil 4.14 Soğutma çevrimi analizi diyagramındaki değerlerin tablosu, (CoolPack v1.46 Refrigerant Utility modülü).

Kondensere giriş havasının dış hava şartlarında  $T_g = T_{12} = 24.5^\circ\text{C}$ , çıkış havasının ise  $T_c = T_{13} = 34.5^\circ\text{C}$  olduğu kabul edilmektedir. Kondenser soğutma havasının ısınması

psikrometri bölümünde açıklanan nemli havanın duyulur ısıtılması prosesi şeklinde gerçekleşir. Buna göre çıkış havasının entalpisi  $h_{\zeta} = h_{13} = 64.6 \text{ kJ/kg}$  olarak psikrometriden görülür ve bağıl nemi ise entalpi değeri bulunduğundan sonra yine psikrometriden okunur (Ek 3).

Kondenserin soğutma havası debisi aşağıdaki enerji eşitliğinden bulunabilir:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_a (h_{\zeta} - h_g) \quad (4.36)$$

$$637.2 \text{ kW} = 2293920 \text{ kJ/h} = \dot{m}_a (64.6 - 54.2) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \cong 220570 \text{ kg/h}$$

Burada  $\zeta$  ve  $g$  indisleri sırasıyla giriş ve çıkış durumlarını göstermekte ve  $a$  alt indisi ise hava anlamına gelmektedir.

Çizelge 4.12 Soğutma sistemi ısı iletici havanın, R22'nin ve suyun, debilerinin, bağlı nemlerinin ve sıcaklıklarının şematik sistem üzerinde gösterimi.

Nokta	Madde	$T (K)$	$\dot{m} (kg/h)$	$h (kJ/kg)$	$P (bar)$
W2	Elektrik	-	-	-	-
W3	Elektrik	-	-	-	-
W4	Elektrik	-	-	-	-
10	R <sub>22</sub>	339.5	12030	285	15.33
11	R <sub>22</sub>	313	12030	94.3	15.33
12	Nemli Hava	297.5	220570	54.2	1
13	Nemli Hava	307.5	220570	64.6	1
14	R <sub>22</sub>	273	12030	94.3	4.972
15	R <sub>22</sub>	273	12030	249.9	4.972
16	Su	285	89400	50.4	1
17	Su	280	89400	29.42	1
18	Nemli Hava	297.5	10000	54.2	1
19	Nemli Hava	298	100000	45	1
20	Nemli Hava	298	110000	46.1	1
21	Nemli Hava	283	110000	29	1
22	Nemli Hava	298	10000	45	1
23	Su	283	66	42	1

#### 4.6.3 Soğutma Sisteminin Ekserji Dengesi

Soğutma sistemi genelinde sadece fiziksel ekserjilerin varlığı kabul edilmiştir. Kimyasal reaksiyon olmadığı için, soğutma sistemi bileşenlerinde kimyasal ekserji bulunmamaktadır.

10, 11, 14, 15, 16 ve 17 ve 23 noktalarındaki saf maddelerin (R22'nin ve suyun) ekserjileri ısıtma sistemindeki 3 ve 4 noktalarının ekserji hesaplarıyla aynı yolla, denklem (3.10) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır. Gerekli olan entropi ve entalpi değerleri ise ilgili termodinamik tablolarından okunur. 10 noktasının ekserji eşitliği denklem (3.10)'dan,

$$e_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (kJ/kg) \quad (4.37)$$

şeklinde kurulur. Değerleri denklemde yerlerine koyarsak:

$$e_{10} = (285 - 274.09) kJ/kg - 298K(0.9479 - 1.159) kJ/(kg \cdot K)$$

$$e_{10} = 73.8 kJ/kg \quad 10 \text{ (çevrimdeki 2) noktasının toplam ekserjisidir.}$$

Diğer noktaların ekserjileri ise aynı şekilde hesaplanır,

$$e_{11} = (94.3 - 274.09) kJ/kg - 298K(0.343 - 1.159) kJ/(kg \cdot K)$$

$$e_{11} = 63.38 kJ/kg \quad 11 \text{ (çevrimdeki 4) noktasının toplam ekserjisidir.}$$

Aynı yöntemle 14 ve 15 noktalarındaki R22 ekserjileri hesaplanırsa,

$$e_{14} = (94.3 - 274.09) kJ/kg - 298K(0.358 - 1.159) = 58.9 kJ/kg \quad 14 \text{ noktasının ekserjisi (çevrimdeki 6 noktası),}$$

$$e_{15} = (249.9 - 274.09) kJ/kg - 298K(0.927 - 1.159) = 44.94 kJ/kg \quad 15 \text{ noktasının ekserjisi (çevrimdeki 1 noktası),}$$

bulunur.

Sistemdeki su akışkanlarının ekserjileri ise yine denklem (3.10)'dan 10 ve 11 noktalarında olduğu gibi hesaplanarak aşağıdaki gibi bulunur:

$$e_{16} = (50.4 - 104.81) - 298(0.1806 - 0.3672) = 1.1968 kJ/kg \quad \text{chiller evaporatörüne giren suyun ekserjisi,}$$

$$e_{17} = (29.42 - 104.81) - 298(0.1046 - 0.3672) = 2.8648 kJ/kg \quad \text{chiller evaporatöründen çıkan suyun ekserjisi ve}$$

$$e_{23} = (42.01 - 104.81) - 298(0.1511 - 0.3672) = 1.5978 kJ/kg \quad \text{soğutma serpantininde yoğuşan suyun ekserjisidir.}$$

12, 13, 18, 19, 20, 21 ve 22 numaralı nemli havaların ekserjileri ısıtma sisteminde olduğu gibi (3.17) denklemiyle hesaplanırsa aşağıdaki sonuçlar bulunur,

$$e_{12} = 298 \left\{ \left( 1.005 + 0.0114 \times 1.884 \right) \left( \frac{297.5}{298} - 1 - \ln \frac{297.5}{298} \right) \right\} + 0.287 \times 298 \left\{ 1.018 \times \ln \frac{1.013}{1.018} + 0.018 \times \ln \frac{0.018}{0.013} \right\} + 0$$

$e_{12} = 0.087 \text{ kJ/kg}$  chiller kondenserine giren havanın ekserjisi,

$$e_{13} = 298 \left\{ \left( 1.005 + 0.0114 \times 1.884 \right) \left( \frac{307.5}{298} - 1 - \ln \frac{307.5}{298} \right) \right\} + 0.287 \times 298 \left\{ 1.018 \times \ln \frac{1.013}{1.018} + 0.018 \times \ln \frac{0.018}{0.013} \right\} + 0$$

$e_{13} = 0.239 \text{ kJ/kg}$  chiller kondenserinden çıkan havanın ekserjisi,

$$e_{18} = 298 \left\{ \left( 1.005 + 0.0114 \times 1.884 \right) \left( \frac{297.5}{298} - 1 - \ln \frac{297.5}{298} \right) \right\} + 0.287 \times 298 \left\{ 1.018 \times \ln \frac{1.013}{1.018} + 0.018 \times \ln \frac{0.018}{0.013} \right\} + 0$$

$e_{18} = 0.087 \text{ kJ/kg}$  dış ortamdan klima santraline alınan havanın ekserjisi,

$e_{19} = 0 \text{ kJ/kg}$  iç ortam dolaşım havasının ekserjisi,

$$e_{20} = 298 \left\{ \left( 1.005 + 0.0082 \times 1.884 \right) \left( \frac{297.5}{298} - 1 - \ln \frac{297.5}{298} \right) \right\} + 0.287 \times 298 \left\{ 1.0131 \times \ln \frac{1.013}{1.0131} + 0.0131 \times \ln \frac{0.0131}{0.013} \right\} + 0$$

$e_{20} = 0.00034 \text{ kJ/kg}$  soğutma serpantinine giriş havasının ekserjisi,

$$e_{21} = 298 \left\{ \left( 1.005 + 0.0077 \times 1.884 \right) \left( \frac{283}{298} - 1 - \ln \frac{283}{298} \right) \right\} + 0.287 \times 298 \left\{ 1.018 \times \ln \frac{1.013}{1.012} + 0.012 \times \ln \frac{0.012}{0.013} \right\} + 0$$

$e_{21} = 0.4 \text{ kJ/kg}$  soğutma serpantininden çıkan havanın ekserjisi ve

$e_{22} = 0 \text{ kJ/kg}$  dışarı atılan havanın ekserjisidir.

Çizelge 4.13 Soğutma sistemi noktalarının özgül ekserjileri ve toplam ekserji akıları.

Nokta	Madde	$\dot{m}$ (kg/h)	$e$ (kJ/kg)	$E$ (kJ/h)
W2	Elektrik-Con	-	-	21600
W3	Elektrik-Cmp	-	-	468720
W4	Elektrik-Fan	-	-	137755
10	R <sub>22</sub>	12030	73.8	887814
11	R <sub>22</sub>	12030	63.38	762461
12	Nemli Hava	220570	0.087	19190
13	Nemli Hava	220570	0.239	52716
14	R <sub>22</sub>	12030	58.9	708567
15	R <sub>22</sub>	12030	44.94	540628
16	Su	89400	1.1968	106993
17	Su	89400	2.8648	256113
18	Nemli Hava	10000	0.087	870
19	Nemli Hava	100000	0	0
20	Nemli Hava	110000	0.00034	37.4
21	Nemli Hava	110000	0.4	44000
22	Nemli Hava	10000	0	0
23	Su	66	1.598	105.45

#### 4.7 Soğutma Sisteminin Ekserji Maliyeti Hesabı ve Ekserjiekonomik Tahlili

Sistemin ilk yatırım maliyeti, chiller, klima santrali, pompalar, borulama ve aksesuarları, otomatik kontrol sistemi, fanlar ve işçilik giderlerinin toplamından oluşur. Isıtma sisteminde hesaplandığı gibi, egzost sisteminin ekserji kaybı üzerine etkisi olmadığından burada maliyet analizi de yapılmayacaktır.

Çizelge 4.14 Soğutma sistemi bileşenlerinin maliyet analizi.

Maliyetler	Soğutma Sisteminde İncelenen Bileşenler	
	Chiller	Klima Santralleri
Yatırım maliyeti (€)	100,000 €	220,000 €
Yıllık işletme masrafı (elektrik) (€/yıl)	27,000	7,500
Yıllık vergiler, sigorta ve personel masrafı (€/yıl)	15,500	13,500
Sistemin saatlik masrafı (€/h)	17.56	14.17
Bir değere getirilmiş saatlik masraf (€/h)	22.51	18.16

Burada pompalar 2,000 €, borulama ve aksesuarları 25,000 €, fanlar 4,000 €, otomatik kontrol sistemi 10,000 €, işçilik 60,000 € ile soğutma sisteminin yardımcı bileşen maliyetlerinin toplamı 101,000 € olarak bulunur. Bu fiyatlar analizi yapılan bileşenlerin değerlerine eklenmiştir. Tesisatın toplam (soğutma) yatırım maliyeti ise 320,000 € olmaktadır.

Sistem yılda 2800 saat çalışmaktadır.

Elektriğin şebekeden alış fiyatı  $0.07 \text{ €/kWh}$ 'dir.

İşletme bakım-onarım masrafları olarak yıllık servis (8,000 €), üç kişilik personel (15,000 €), vergi-sigorta giderlerinin (10,000 €) toplamı hesaplanmış ve  $33,000 \text{ €/yıl}$  olarak bulunmuştur.

Tesis bileşenlerinin ömrü 15 yıl olarak kabul edilmiştir.

Faiz oranı  $r_i = \%3$ , eskalasyon oran  $r_n = \%4$ , geri ödeme oranı  $i_{eff} = \%6$  kabul edilmiştir.

Bir değere getirilme faktörü ( $A$ ), soğutma sistemi için (4.14), (4.15), (4.16) ve (4.17) numaralı eşitliklerden,

$$k = 0.98$$

$$CRF = 0.103$$

$$CELF = 1.32$$

$$A = 1.282$$

olarak bulunmuştur.

İncelenen soğutma sistemi chiller, klima santralleri ve olmak üzere iki kısma ayrılıp her birinin yatırım ve işletme masrafları (4.17) numaralı eşitlikten elde edilen 1.282 değeriyle çarpılırsa ele alınan sistem elemanının bir değere getirilmiş (levelized) parasal değeri ( $Z$ ) bulunur.

Yatırım masrafı 100,000 € olan ve 27,000 €/yıl elektrik tüketimi masrafı ile toplam 15,500 €/yıl bakım-onarım, personel ve vergi-sigorta gideri olan chiller sistemi için bir değere getirilmiş (levelized) parasal değeri ( $Z$ ) aşağıdaki gibi bulunur,

$$Z_{chiller} = \left[ \frac{100000}{15 \times 2800} + \frac{42500}{2800} \right] \times 1.282 \text{ ve}$$

$$Z_{chiller} = 22.51 \text{ €/h olarak bulunur.}$$

Yatırım masrafı 220,000 € olan ve 7,500 €/yıl elektrik tüketimi masrafı ile toplam 17,500 €/yıl bakım-onarım, personel ve vergi-sigorta gideri olan santral sistemi için bir değere getirilmiş (levelized) parasal değeri ( $Z$ ) aşağıdaki gibi bulunur,

$$Z_{santral} = \left[ \frac{220000}{15 \times 2800} + \frac{25000}{2800} \right] \times 1.282 \text{ ve}$$

$$Z_{santral} = 18.16 \text{ €/h olarak bulunur.}$$

Sistem ekserji dengesi denklem (3.36)'dan kurulur.

Birim zamanda toplam kullanılamayan ekserji miktarı eşitliği (3.36) numaralı denklemden,

chiller için  $E_{k,chiller}$  olarak yazılırsa,

$$E_{k,chiller} = E_{k,C} + E_{k,E} + E_{k,Ex} + E_{k,Comp} \quad (4.38)$$

elde edilir. Buna göre denklemi oluşturan bileşenlerin ekserji kayıpları denklem (3.36)'dan aşağıdaki şekilde hesaplanır ve kondenserdeki kayıp ekserji,

$$E_{k,C} = (E_{12} - E_{13} - E_{11} + E_{10} + E_{W2}) = 19190 \text{ kJ/h} - 52716 \text{ kJ/h} - 762461 \text{ kJ/h} \quad (4.39)$$

$$+ 887814 \text{ kJ/h} + 21600 \text{ kJ/h}$$

$$E_{k,C} = 113427 \text{ kJ/h} = 31.5 \text{ kW}$$

bulunur. Evaporatördeki kayıp ekserji,

$$E_{k,E} = (E_{16} - E_{17} + E_{14} - E_{15}) \quad (4.40)$$

$$E_{k,E} = 106993 \text{ kJ/h} - 256113 \text{ kJ/h} + 708567 \text{ kJ/h} - 540628 \text{ kJ/h} = 18819 \text{ kJ/h} = 5.23 \text{ kW}$$

bulunur. Kısılma vanasındaki kayıp ekserji,

$$E_{k,Ex} = (E_{11} - E_{14}) = 762461 \text{ kJ/h} - 708567 \text{ kJ/h} \quad (4.41)$$

$$E_{k,Ex} = 53894 \text{ kJ/h} = 14.98 \text{ kW}$$

bulunur. Kompresördeki kayıp ekserji,

$$E_{k,Comp} = E_{15} - E_{10} + E_{W3} = 540628 \text{ kJ/h} - 887814 \text{ kJ/h} + 468720 \text{ kJ/h} \quad (4.42)$$

$$E_{k,Comp} = 121534 \text{ kJ/h} = 33.76 \text{ kW}$$

bulunur.

Chiller için toplam kaybedilen ekserji miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$E_{k,chiller} = 113427 \text{ kJ/h} + 18819 \text{ kJ/h} + 53864 \text{ kJ/h} + 121534 \text{ kJ/h} = 307644 \text{ kJ/h} = 85.45 \text{ kW}$$

Aynı işlemler soğutma sistemi klima santrali serpantini için yapılırsa kullanılmayan ekserji,

$$E_{k,santral,sog} = E_{20} - E_{21} + E_{17} - E_{16} - E_{23} + E_{W4} \quad (4.43)$$

şeklinde yazılır ve buradan,

$$E_{k,santral,sog} = 37.4 \text{ kJ/h} - 44000 \text{ kJ/h} + 256113 \text{ kJ/h} - 106993 \text{ kJ/h} - 105.45 \text{ kJ/h} + 137755 \text{ kJ/h}$$

$$\cong 242806 \text{ kJ/h} = 67.44 \text{ kW}$$

bulunur.

Soğutma sisteminde kaybolan toplam ekserji,

$$E_{k,sog} = E_{k,santral,sog} + E_{k,chiller} = 242806 \text{ kJ/h} + 307644 \text{ kJ/h} = 550450 \text{ kJ/h} = 152.9 \text{ kW} \quad (4.44)$$

olarak hesaplanır.

Chillerdeki çevrimi oluşturan R22'nin birim maliyeti aşağıdaki gibidir:

$$c_{R22} = \frac{9.64 \text{ €/h}}{490320 \text{ kJ/h}} = 1.97 \times 10^{-5} \text{ €/kJ}$$

Chillerde soğutulan suyun birim ekserji maliyetini ( $c_{16} = c_{17}$ ) bulmak için chiller ekserji maliyet denklemini yazmak gereklidir. Buradan tek bilinmeyen olan ısıtılan suyun birim ekserji maliyeti ( $c_{16} = c_{17}$ ) bulunur.

Chiller için (3.43) numaralı maliyet denge denklemi yazılırsa;

$$c_{12}E_{12} - c_{13}E_{13} + c_{16}E_{16} - c_{17}E_{17} + c_{W3}E_{W3} + c_{W2}E_{W2} + Z_{chiller} = 0 \text{ olur.} \quad (4.45)$$

Çevrimde dolaşan R22'nin birim ekserji maliyeti her yerde aynıdır:  $c_{10} = c_{11} = c_{14} = c_{15}$ . Bu durumda eşitlik aşağıdaki şekli alır:

$$1.97 \times 10^{-5} \text{ €/kJ} \times (19190 - 52716 + 490320) \text{ kJ/h} + c_{17} (106993 - 256113) \text{ kJ/h} + 22.51 \text{ €/h} = 0$$

Buradan,

$$c_{16} = c_{17} = 2.11 \times 10^{-4} \text{ €/kJ}$$

bulunur.

Chiller için kayıp ekserji maliyeti denklem (3.42)'den aşağıdaki gibi yazılır:

$$C_{k,chiller} = c_{R22} \times E_{k,chiller} = 1.97 \times 10^{-5} \text{ €/kJ} \times 307644 \text{ kJ/h} = 6.06 \text{ €/h} \quad (4.46)$$

Santralde hava akımı oluşturmak için gerekli (elektrik enerjisinin) birim ekserji maliyeti,

$$c_{W4} = \frac{2.67 \text{ €/h}}{137755 \text{ kJ/h}} = 1.938 \times 10^{-5} \text{ €/kJ}$$

bulunur.

Chillerden gelen soğuk akım ile elektrik, soğutma sistemi santralının yakıtı olarak kabul edilmiştir. Buna göre santral için kayıp ekserji maliyeti denklem (3.42)'den aşağıdaki gibi yazılır:

$$C_{k,santral} = c_{santral} \times E_{k,santral} \\ = (1.938 \times 10^{-5} + 2.11 \times 10^{-4}) \text{ €/kJ} \times 242806 \text{ kJ/h} = 51.23 \text{ €/h} \quad (4.47)$$

Chiller için kaybolan ekserji oranı (3.41) numaralı denklemden,

$$y_{k,chiller} = \frac{85.45 kW}{152.9 kW} \cong 0.559 \text{ bulunur.}$$

Santral için aynı yöntemle,

$$y_{k,santral} = \frac{67.45 kW}{152.9 kW} \cong 0.441 \text{ elde edilir.}$$

Chiller için termoekonomik (ekserjiekonomik) faktör denklem (3.44) ile,

$$f_{chiller} = \frac{22.51 \text{ €/h}}{(22.51 + 6.06) \text{ €/h}} = 0.788$$

olarak hesaplanır.

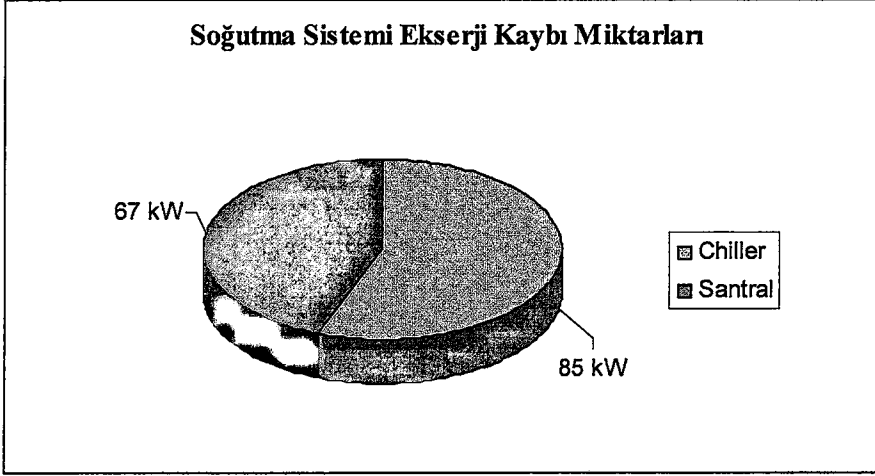
Santral için termoekonomik (ekserjiekonomik) faktör aynı şekilde,

$$f_{santral} = \frac{18.16 \text{ €/h}}{(18.16 + 51.23) \text{ €/h}} = 0.2617$$

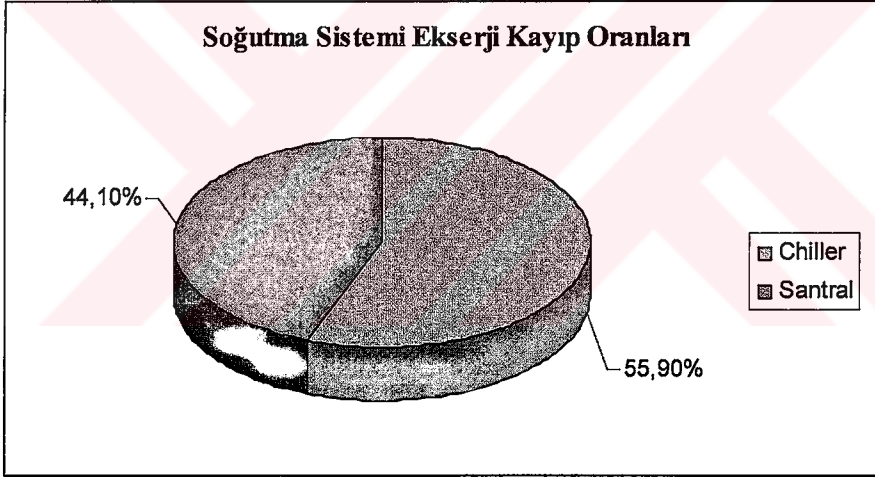
bulunur.

Çizelge 4.15 Soğutma sistemi için incelenen bileşenler için hesaplanan termoekonomik değerler.

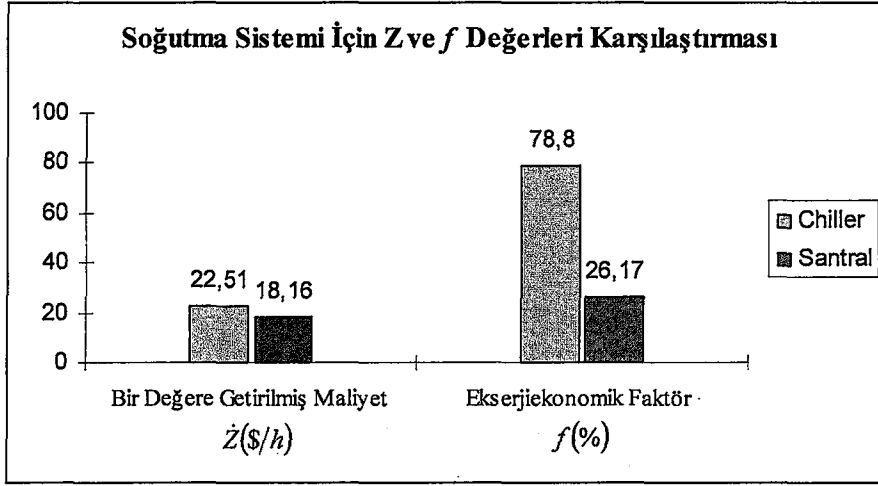
Bileşen	Ekserji Kaybı Miktarı $\dot{E}_L (kW)$	Ekserji Kayıp Oranı $y(\%)$	Bir Değere Getirilmiş Maliyet $\dot{Z} (\$/h)$	Ekserjiekonomik Faktör $f(\%)$
Chiller	85.45	55.9	22.51	78.8
Santral	67.45	44.1	18.16	26.17



Şekil 4.15 Soğutma sisteminde incelenen komponentlerdeki ekserji kayıpları.



Şekil 4.16 Soğutma sisteminde incelenen komponentler için ekserji kaybı oranları.



Şekil 4.17 Soğutma sisteminde incelenen komponentler için Z ve  $f$  değerlerinin karşılaştırılması.

## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Isıtma sistemi genelinde sisteme giren en büyük ekserji akısının doğal gaz olduğu görülmektedir. Kazan sisteminin  $396 kW$  'lık ekserji kaybıyla ekserji veriminin çok düşük olduğu görülmektedir. Baca gazlarıyla birlikte dışarı atılan ekserjinin ise  $396 kW$  'lık toplam ekserji kaybının küçük bir bölümünü ( oluşturduğu görülmektedir. Bunun yanında, baca gazı sıcaklığının artışıyla kayıp ekserji miktarının artacağı da, ekserji hesaplarında kullanılan parametrelerin sıcaklıkla birlikte değişiminden görülebilmektedir.

Kazan bacasıyla ilgili önemli bir nokta ise, baca gazlarının ekserjisinden yararlanmak adına kullanılacak bir ısı geri kazanım sisteminin, baca gazının kullanılabilirliğinin kazan sistemi içinde fazla olmaması nedeniyle, kazan sisteminde kaybolan ekserjinin yanında önemsiz miktarda ekserji geri kazandırabilecektir. Bu bakımdan geri kazanım sisteminin planlamasının çok iyi yapılması gerekmektedir. Diğer yandan bu ekserjinin maliyeti sistem geneline göre yüksek değildir.

Klima santralindeki kayıp ekserjinin, hava akımlarının özelliklerinin standart çevre şartlarından fazla farklı olamamasından dolayı sistem geneline göre küçük bir oran oluşturduğu görülmektedir. Kazanda üretilen ekserjinin maliyeti, klima santralinde üretilen havanın kine oranla çok küçük olduğu görülmektedir. Bu nedenle santraldeki ekserji kayıplarının sistem içinde nispeten düşük tutulacak şekilde planlanması gerekmektedir. Bu bakımdan  $f$  değeri nispeten düşük olan klima santralinin yatırım ve işletme masrafının yüksek olsa dahi veriminin yüksek tutulması gerekmektedir. Kazandan atılan baca gazları sıcaklığının mümkün olduğunca düşük tutulması ve kimyasal ekserjileri düşük baca gazı temini için yanmanın iyi gerçekleştirilmesine çalışılması, kazan sisteminin ekserji kaybı miktarını ve çevreye etkiyi olumlu yönde etkileyecektir.

Soğutma sistemi genelinde en büyük ekserji kaybının ( $85.45 kW$ ) az bir farkla su soğutma cihazında olduğu görülmektedir. Chillerdeki akışkan sıcaklıklarının standart çevreden çok farklı olmamasından dolayı ekserji kayıpları az görünmektedir. Klima santralinde ise chillere yakın oranda ekserji kaybı vardır. Klima santralinde üretilen soğuk hava akımının ekserji maliyeti ise chillerde üretilen soğuk su akımınınkinden çok daha fazladır. Çünkü chillerde üretilen ekserjinin maliyetinin üzerine birde santral işletme ve yatırım masraflarından kaynaklanan maliyetler eklenmiştir. Chillerde üretilen soğuk su klima santralinin yakıtı olarak düşünülmüştür. Isıtma sisteminde de benzer olarak kazanda üretilen sıcak su akımı klima santrali için bir çeşit yakıttır.  $f$  değerinin chillerden çok daha fazla olduğunun görüldüğü

soğutma sistemi klima santralinde ekserji kayıp oranı da yüksek olduğundan, optimizasyon çalışmalarında mümkünse ilk önce klima santralinin iyileştirilmesi düşünülmelidir. Burada sınırlayıcı bir etken de iyileştirilmesi düşünülen sistem bileşeninin gerçekten iyileştirilebilirliğinin var olup olmadığıdır. İncelenen komponent düşünülen kadar iyileştirilemiyorsa bu defa öncelik sırasına göre diğer sistem komponentlerin incelenmesi gerekmektedir. Bunda referans ölçüt ekserji kayıp oranı ve ekserji ekonomik faktörlerdir.

Soğutma sistemi kondenserinden dış havaya soğutma çevriminin tamamlanabilmesi için verilen büyük miktardaki ( $637.2 kW$ ) enerjinin kullanılabilirliği çok azdır. Buraya konulacak bir ısı geri kazanım sisteminin verimi ne kadar yüksek olursa olsun kurulumunun pek de mantıklı olmadığı ve yalnızca  $31.5 kW$ 'lık bir ekserjiyi geri kazanmaya çalışacağı görülmektedir. Bunun sebebi ise kondenserde ısınan çevre havasının sıcaklığının referans çevre özelliklerine yakın olmasındandır.

Isıtma sisteminin ekserji kaybının soğutma sisteminden çok daha fazla olduğu görülmüştür. Bu fark büyük ölçüde kazan sistemindeki kayıptan ( $396 kW$ ) kaynaklanmaktadır.

Kazanda ısıtma sezonu boyunca ekserji kaybı yüzünden  $17,388 €$  boşa harcanmaktadır. Klima santrallerinde ise ısıtma sezonu boyunca ekserji üretiminde kullanılan yaklaşık  $109,452 €$  kullanılmadan yok olmaktadır.

Soğutma sistemindeki su soğutma cihazında (chillerde) kaybolan ekserjinin soğutma sezonu boyunca  $169,68 €$  maliyeti vardır. Soğutma sistemi klima santralinde ise soğutma sezonu boyunca  $143,444 €$ 'lık ekserji kaybı gerçekleşmektedir.

Tesisteki iklimlendirme tesisatın toplam ekserji kaybı  $637.4 kW$  olmaktadır. Bu kaybın senelik maliyeti ise  $287,252 €$  olmaktadır.

Rakamlardan da anlaşıldığı gibi ticari binaların iklimlendirme sistemlerindeki ekserji kayıplarının maliyetleri hiç de küçümsenecek ölçüde değildir. Enerji maliyetlerinin gün geçtikçe yükseldiği günümüzde, enerji kayıplarının önüne geçmenin yanında sistemleri bir de ekserji tarafından bakarak yorumlamanın önemi artmaktadır. Bu da ancak termoekonomik analiz tekniklerinin uygulanmasıyla mümkün olmaktadır. Temeli ikinci yasa dengelerinin ekonomiyile birleştirilmesine dayanan termoekonomi, ekserji verimli ve enerjinin değerini bilen sistemlerin tasarımı için gerekli olduğundan önemi gün geçtikçe artmaya devam edecektir.

Termoekonomik analiz çalışmasında çeşitli kaynaklardan alınan iklim değerleri ışığında

ısıtma ve soğutma sezonu için ısı hesaplarını ilgilendiren ortalama iklim değerleri hesaplama yaklaşım mantığı anlatılmıştır. Bu yaklaşımın değişmesi analiz değerlerini büyük ölçüde değiştirecektir. Sistemin sezon boyunca olan ortalama yükü için bulunan ekserji değerleri pik yükler için de bulunabilirdi. Bu durumda hesaplarda tasarım sıcaklıklarının kullanılması gerekecekti. Referans alınan standart çevre değerleri de ekserji hesaplarını doğrudan etkilemektedir. Standart çevre özellikler ile sistemdeki akışkanların termodinamik özellikleri arasındaki farklar arttıkça ekserji değerleri artmakta, fark azalınca ise ekserji değerleri azalmaktadır. Bu yüzden iklimlendirme tesisatlarındaki ekserji kayıplarını azaltmak için mümkün olduğunca referans çevreye yakın özelliklerde akışkanlar ile çalışan tesisatlar dizayn etmeye çalışılmalıdır. Bu aynı zamanda maliyetine bakmaksızın enerji tasarrufu da sağlayacak ve çevreye olumlu etkiler sağlayacaktır.



**KAYNAKLAR**

ASHRAE Handbooks Fundamentals, (2001), ASHRAE Publications, Atlanta.

Bejan, A., (1997), Advanced Engineering Thermodynamics, Wiley & Sons, New York.

Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M., (1996), Thermal Design and Optimization, John Wiley & Sons, New York.

Çengel, Y. ve Boles, M.A., (1994), Thermodynamics an Engineering Approach, Mc Graw Hill, New York.

Derbentli, T., (2000), "İklimlendirme Sistemlerinde Ekserji Çözümlemesi", IV. Uluslararası Yapıda Tesisat Bilim ve Teknoloji Sempozyumu", 17-19 Nisan 2000, İstanbul.

Temir, G. ve Bilge, D., (2004), "Thermodynamic Analysis of a Trigeration System", Applied Thermal Engineering, 25:411-422.

Temir, G. ve Bilge, D., (2004), "Isıl Sistemlerin Termodinamik Çözümlemesi", Termodinamik Dergisi, 6:63-68.

Turns, S.R., (2000), An Introduction to Combustion, Mc Graw Hill, New York.

Zhang, G.Q., Wang, L., Liu, L., Wang, Z., (2004), "Thermoeconomic Optimization of Small Size Central Air Conditioner", Applied Thermal Engineering, 24:471-485.

**INTERNET KAYNAKLARI**

[1]www.meteor.gov.tr

[2]www.sciencedirect.com

**EKLER**

- Ek 1 Soğutma Sezonu Güneş Radyasyonu ve Hava Sıcaklığı İçin Carrier HAP 4.10  
Dizayn ve Simülasyon Değerleri
- Ek 2 Isıtma Sistemi Klima Santralinde Gerçekleşen Prosesinin Ashrae Psychrometric  
Analysis Yazılımı Raporu
- Ek 3 Soğutma Sistemi Klima Santralinde Gerçekleşen Prosesinin Ashrae  
Psychrometric Analysis Yazılımı Raporu
- Ek 4 Chillerde Gerçekleşen Soğutma Çevriminin Cool Pack v1.46 Refrigerant Utility  
Modülü Yazılımı Proses Diyagramı ve Raporu



## Ek 1 Soğutma Sezonu Güneş Radyasyonu ve Hava Sıcaklığı İçin Carrier HAP 4.10 Dizayn ve Simülasyon Değerleri

TEZ-YTU ONUR ODYAKMAZ	<b>Design Weather Parameters &amp; MSHGs</b>	12.13.2004 08:55
--------------------------	--	---------------------

### Design Parameters:

City Name \_\_\_\_\_ Istanbul  
 Location \_\_\_\_\_ Turkey  
 Latitude \_\_\_\_\_ 41,0 Deg.  
 Longitude \_\_\_\_\_ -28,8 Deg.  
 Elevation \_\_\_\_\_ 36,9 m  
 Summer Design Dry-Bulb \_\_\_\_\_ 30,0 °C  
 Summer Coincident Wet-Bulb \_\_\_\_\_ 21,1 °C  
 Summer Daily Range \_\_\_\_\_ 8,5 °K  
 Winter Design Dry-Bulb \_\_\_\_\_ -3,3 °C  
 Winter Design Wet-Bulb \_\_\_\_\_ -5,7 °C  
 Atmospheric Clearness Number \_\_\_\_\_ 1,00  
 Average Ground Reflectance \_\_\_\_\_ 0,20  
 Soil Conductivity \_\_\_\_\_ 1,385 W/(m·K)  
 Local Time Zone (GMT +/- N hours) \_\_\_\_\_ -3,0 hours  
 Consider Daylight Savings Time \_\_\_\_\_ No  
 Simulation Weather Data \_\_\_\_\_ none/N/A  
 Current Data is \_\_\_\_\_ 2001 ASHRAE Handbook  
 Design Cooling Months \_\_\_\_\_ January to December

### Design Day Maximum Solar Heat Gains

(The MSHG values are expressed in W/m<sup>2</sup>)

Month	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S
January	59.9	59.9	59.9	241.0	467.1	646.3	750.0	787.7	799.8
February	74.1	74.1	138.4	401.1	585.6	729.5	779.8	776.4	764.6
March	89.6	89.6	314.6	511.7	683.8	750.0	749.8	693.9	658.2
April	105.1	216.0	439.0	609.8	686.9	711.9	641.7	549.5	494.5
May	115.9	325.2	506.3	647.9	692.7	657.4	549.3	429.9	364.9
June	142.6	359.7	531.2	654.2	679.8	629.4	508.3	378.2	312.9
July	119.1	315.9	507.4	636.4	670.2	645.0	540.4	419.9	357.4
August	110.5	203.8	429.5	585.3	669.3	686.7	621.9	531.8	479.5
September	92.9	92.9	294.8	485.0	641.4	720.3	717.3	670.0	634.7
October	76.6	76.6	157.5	359.6	574.0	695.7	759.5	755.4	739.5
November	60.7	60.7	60.7	247.4	450.9	631.4	735.8	782.4	784.6
December	53.3	53.3	53.3	185.4	406.8	597.4	716.8	772.5	788.2
Month	SSW	SW	WSW	W	WNW	NW	NNW	HOR	Mult
January	796.3	753.5	636.6	469.4	245.2	59.9	59.9	399.5	1.00
February	777.8	784.1	731.4	592.8	384.0	162.2	74.1	550.9	1.00
March	690.5	741.2	757.4	663.3	529.3	307.1	89.6	687.2	1.00
April	547.9	638.1	710.4	694.9	610.8	433.3	222.9	779.4	1.00
May	429.2	550.7	656.4	694.0	647.3	503.9	326.0	824.7	1.00
June	374.5	512.1	624.0	684.3	649.9	529.9	362.5	835.5	1.00
July	413.8	541.0	637.4	682.3	632.3	498.9	325.4	818.3	1.00
August	528.7	615.1	684.9	670.7	589.9	420.4	220.5	767.2	1.00
September	670.6	718.7	717.4	645.1	475.1	295.0	92.9	660.9	1.00
October	753.7	755.2	698.4	566.7	382.3	128.5	76.6	539.6	1.00
November	775.9	732.6	635.9	451.8	244.9	60.7	60.7	395.8	1.00
December	776.8	711.2	599.0	398.4	192.2	53.3	53.3	331.3	1.00

Mult. = User-defined solar multiplier factor.

## Cooling Design Temperature Profiles

TEZ-YTU  
ONUR ODYAKMAZ12.13.2004  
08:55

Location: Istanbul, Turkey

( Dry and Wet Bulb temperatures are expressed in °C )

Hr	January		February		March		April		May		June	
	DB	WB	DB	WB	DB	WB	DB	WB	DB	WB	DB	WB
0000	14,7	13,5	15,8	14,1	18,0	16,5	19,1	17,1	21,4	17,8	22,5	19,0
0100	14,3	13,3	15,4	13,9	17,6	16,4	18,7	17,0	20,9	17,6	22,0	18,8
0200	13,8	13,2	15,0	13,8	17,2	16,2	18,3	16,9	20,5	17,5	21,6	18,7
0300	13,5	13,0	14,6	13,7	16,8	16,1	18,0	16,7	20,2	17,3	21,3	18,6
0400	13,3	12,9	14,4	13,6	16,6	16,0	17,7	16,6	19,9	17,3	21,0	18,5
0500	13,2	12,9	14,3	13,5	16,5	16,0	17,6	16,6	19,8	17,2	20,9	18,5
0600	13,3	13,0	14,4	13,6	16,7	16,1	17,8	16,7	20,0	17,3	21,1	18,5
0700	13,8	13,1	14,9	13,8	17,1	16,2	18,2	16,8	20,4	17,4	21,5	18,7
0800	14,5	13,4	15,6	14,0	17,9	16,5	19,0	17,1	21,2	17,7	22,3	18,9
0900	15,6	13,9	16,7	14,5	19,0	16,9	20,1	17,5	22,3	18,1	23,4	19,3
1000	16,9	14,4	18,0	14,9	20,2	17,3	21,4	17,9	23,6	18,5	24,7	19,7
1100	18,4	14,9	19,5	15,5	21,7	17,8	22,8	18,4	25,0	19,0	26,1	20,1
1200	19,7	15,4	20,8	16,0	23,0	18,3	24,2	18,8	26,4	19,4	27,5	20,5
1300	20,7	15,8	21,8	16,3	24,1	18,6	25,2	19,1	27,4	19,7	28,5	20,8
1400	21,4	16,0	22,5	16,6	24,7	18,8	25,9	19,4	28,1	19,9	29,2	21,0
1500	21,7	16,1	22,8	16,7	25,0	18,9	26,1	19,4	28,3	20,0	29,4	21,1
1600	21,4	16,0	22,5	16,6	24,7	18,8	25,9	19,4	28,1	19,9	29,2	21,0
1700	20,8	15,8	21,9	16,4	24,2	18,6	25,3	19,2	27,5	19,7	28,6	20,9
1800	19,9	15,5	21,0	16,0	23,2	18,3	24,3	18,9	26,5	19,4	27,7	20,6
1900	18,8	15,1	19,9	15,6	22,1	17,9	23,2	18,5	25,4	19,1	26,6	20,2
2000	17,7	14,6	18,8	15,2	21,0	17,6	22,1	18,2	24,3	18,7	25,4	19,9
2100	16,7	14,3	17,8	14,9	20,1	17,2	21,2	17,8	23,4	18,4	24,5	19,6
2200	15,9	14,0	17,0	14,6	19,2	17,0	20,3	17,6	22,6	18,1	23,7	19,3
2300	15,2	13,7	16,3	14,3	18,5	16,7	19,7	17,3	21,9	17,9	23,0	19,1

Hr	July		August		September		October		November		December	
	DB	WB	DB	WB	DB	WB	DB	WB	DB	WB	DB	WB
0000	23,0	19,0	23,0	19,0	21,9	18,4	20,3	17,1	17,5	15,9	15,3	14,2
0100	22,6	18,8	22,6	18,8	21,5	18,2	19,8	17,0	17,0	15,8	14,8	14,0
0200	22,2	18,7	22,2	18,7	21,1	18,1	19,4	16,8	16,6	15,6	14,4	13,8
0300	21,8	18,6	21,8	18,6	20,7	18,0	19,1	16,7	16,3	15,5	14,1	13,6
0400	21,6	18,5	21,6	18,5	20,5	17,9	18,8	16,6	16,0	15,4	13,8	13,5
0500	21,5	18,5	21,5	18,5	20,4	17,8	18,7	16,6	15,9	15,4	13,7	13,4
0600	21,7	18,5	21,7	18,5	20,6	17,9	18,9	16,7	16,1	15,4	13,9	13,5
0700	22,1	18,7	22,1	18,7	21,0	18,0	19,3	16,8	16,5	15,6	14,3	13,7
0800	22,9	18,9	22,9	18,9	21,7	18,3	20,1	17,1	17,3	15,9	15,1	14,1
0900	24,0	19,3	24,0	19,3	22,9	18,7	21,2	17,5	18,4	16,3	16,2	14,6
1000	25,2	19,7	25,2	19,7	24,1	19,1	22,5	17,9	19,7	16,7	17,5	15,2
1100	26,7	20,1	26,7	20,1	25,6	19,5	23,9	18,4	21,1	17,2	18,9	15,8
1200	28,0	20,5	28,0	20,5	26,9	20,0	25,3	18,8	22,5	17,7	20,3	16,4
1300	29,1	20,8	29,1	20,8	28,0	20,3	26,3	19,1	23,5	18,0	21,3	16,8
1400	29,7	21,0	29,7	21,0	28,6	20,5	27,0	19,4	24,2	18,2	22,0	17,1
1500	30,0	21,1	30,0	21,1	28,9	20,6	27,2	19,4	24,4	18,3	22,2	17,2
1600	29,7	21,0	29,7	21,0	28,6	20,5	27,0	19,4	24,2	18,2	22,0	17,1
1700	29,2	20,9	29,2	20,9	28,0	20,3	26,4	19,2	23,6	18,1	21,4	16,9
1800	28,2	20,6	28,2	20,6	27,1	20,0	25,4	18,9	22,7	17,7	20,4	16,5
1900	27,1	20,2	27,1	20,2	26,0	19,7	24,3	18,5	21,6	17,4	19,3	16,0
2000	26,0	19,9	26,0	19,9	24,9	19,3	23,2	18,2	20,4	17,0	18,2	15,5
2100	25,1	19,6	25,1	19,6	24,0	19,0	22,3	17,8	19,5	16,7	17,3	15,1
2200	24,2	19,3	24,2	19,3	23,1	18,7	21,4	17,6	18,7	16,4	16,4	14,7
2300	23,5	19,1	23,5	19,1	22,4	18,5	20,8	17,3	18,0	16,1	15,8	14,4

## Ek 2 Isıtma Sistemi Klima Santralinde Gerçekleşen Prosesinin Ashrae Psychrometric Analysis Yazılımı Raporu

### STATE POINT & PROCESS REPORT

Report Date: Çarpamba, Aralık 22, 2004  
Project Information: ONUR ODYAKMAZ - TEZ

Altitude: 0 (Meters)  
Barometric Pressure: 760,001 (mm Hg)  
Atmospheric Pressure: 101,325 (kPa)

1, 6

## STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
100,000.0	7.000	5.230	77.0	4.79	0.799	19.078	3.2488	1.2569	5.7868	5.863

2, 5

## STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
100,000.0	25.000	16.198	40.0	7.81	0.855	45.279	10.4785	1.1789	8.5108	8.255

3, 7

## STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
110,000.0	23.364	15.954	42.6	7.63	0.890	42.888	9.8401	1.1856	8.1738	8.976

## Process: Air Mixing

State Point No. 1 Name	Air Flow Standard (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Humidity Ratio (g/kg)	State Point No. 2 Name	Air Flow Standard (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Humidity Ratio (g/kg)
6	100,000.0	7.0	4.8	5	100,000.0	25.0	7.8

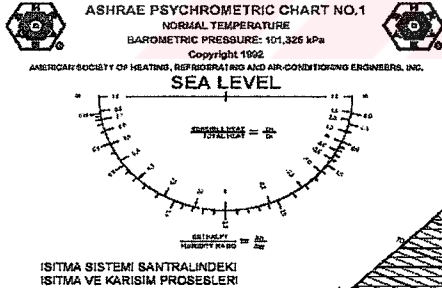
4, 8

## STATE POINT DATA

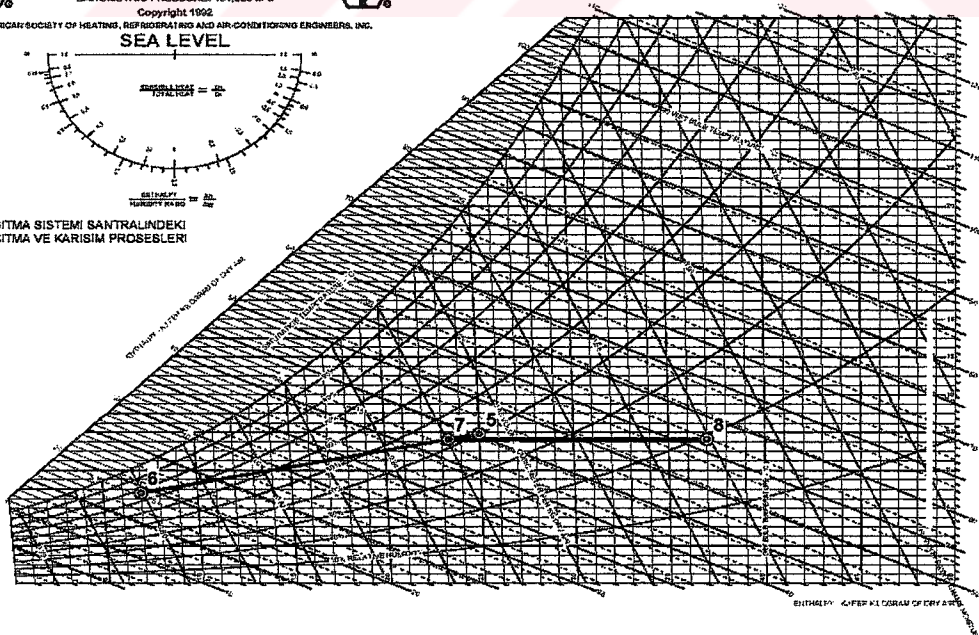
Air Flow (Standard) (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
110,000.0	37.000	19.958	19.5	7.63	0.889	56.784	8.9401	1.1334	8.1738	8.581

## Process: Sensible Heating

Start Point Name	Total Heating (kW)	Total Energy (MJ/hr)	Sensible Energy (MJ/hr)	Latent Energy (MJ/hr)	Moisture Difference (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy / Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
7	424.5	424.482	424.482	0	0.0	1.000	N/A



ONUR ODYAKMAZ - TEZ



## Ek 3 Soğutma Sistemi Klima Santralinde Gerçekleşen Prosesinin Ashrae Psychrometric Analysis Yazılımı Raporu

### STATE POINT & PROCESS REPORT

Report Date: Cuma, Aralık 10, 2004  
 Project Information: SOĞUTMA SİSTEMİ HAVASININ HAZIRLANMASI  
 ONUR ODYAKMAZ-TEZ

Altitude: 0 (Meters)  
 Barometric Pressure: 760,001 (mm Hg)  
 Atmospheric Pressure: 101,325 (kPa)

1, 19

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
100.000,0	25,000	16,196	40,0	7,91	0,855	45,279	10,4765	1,1769	6,5109	9,255

2, 18

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
100.000,0	24,000	19,100	63,4	11,89	0,858	54,372	16,6265	1,1802	14,1951	13,861

3, 20

STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
110.000,0	24,809	16,475	42,0	8,27	0,855	46,106	11,1412	1,1790	6,9392	9,675

Process: Air Mixing

State Point No. 1 Name	Air Flow Standard (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Humidity Ratio (g/kg)	State Point No. 2 Name	Air Flow Standard (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Humidity Ratio (g/kg)
19	100.000,0	25,0	7,9	18	10.000,0	24,0	11,9

4, 21

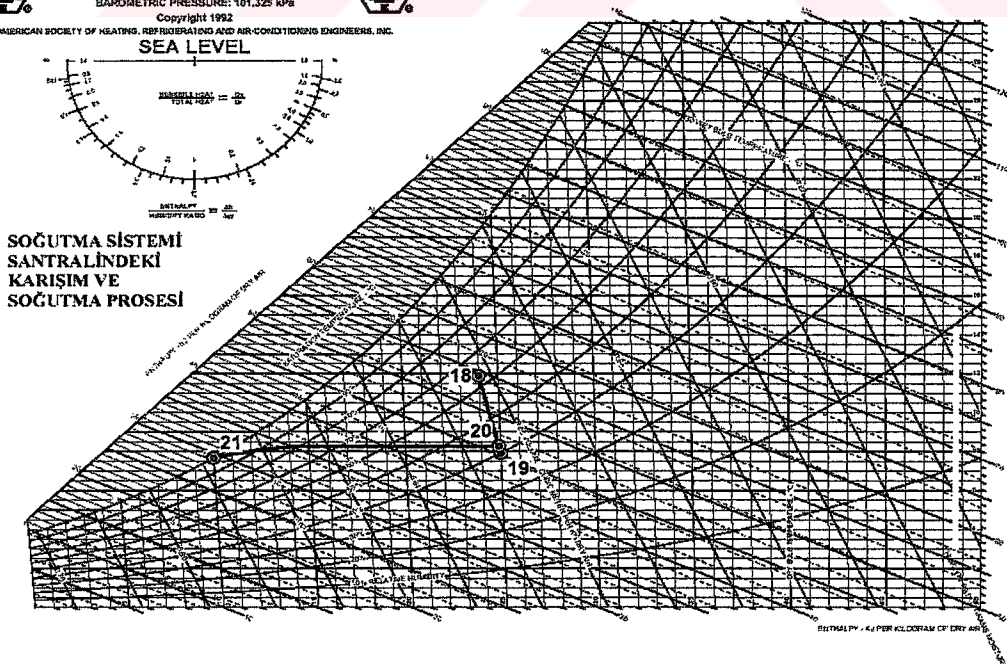
STATE POINT DATA

Air Flow (Standard) (kg/hr)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm Hg)	Absolute Humidity (g/cu.m)
110.000,0	10,000	10,000	100,0	7,66	0,812	26,349	10,0000	1,2415	9,2107	9,437

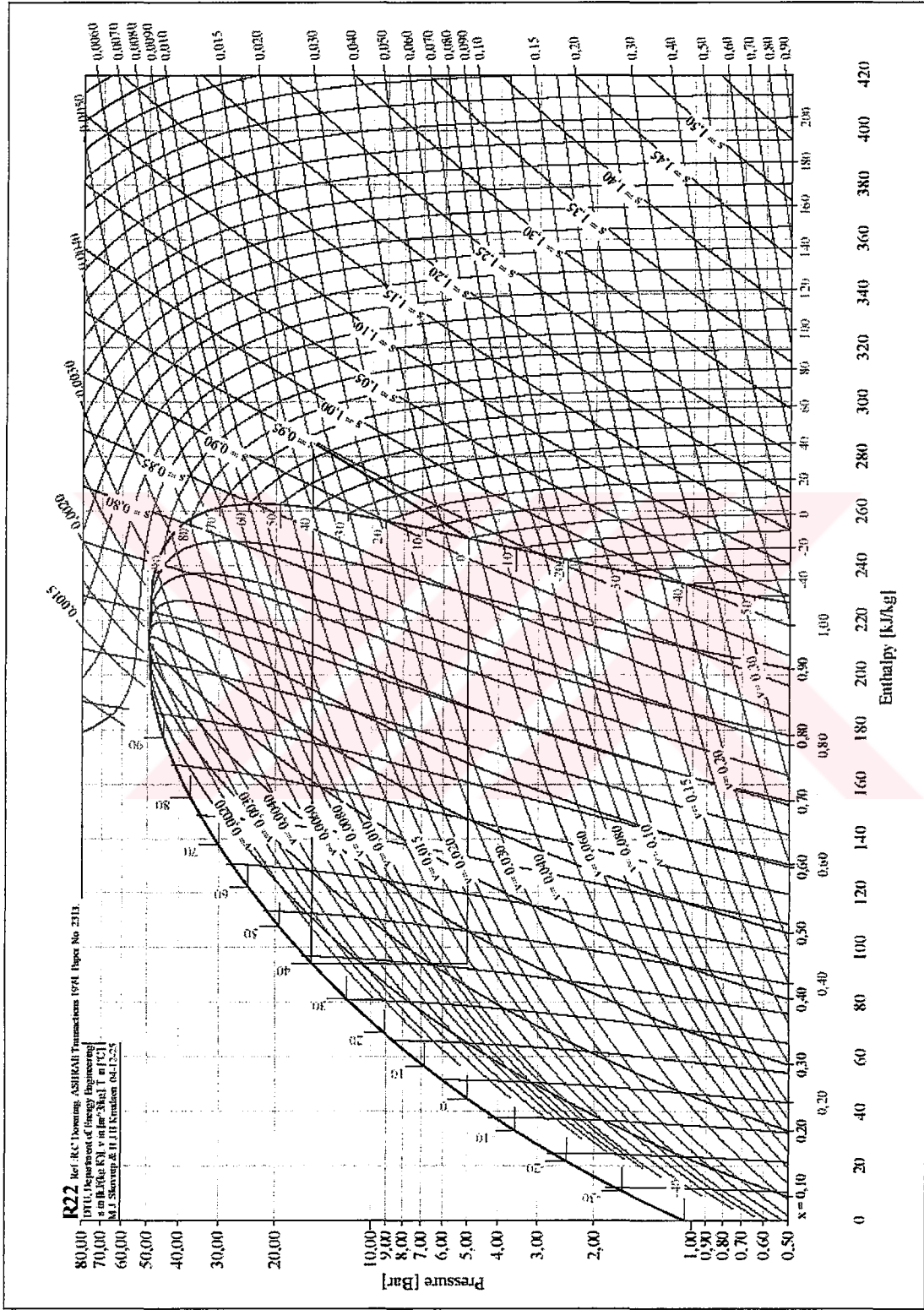
Process: Cooling Coil

Start Point Name	Total Cooling (kW/hr)	Total Energy (W/hr)	Sensible Energy (W/hr)	Latent Energy (W/hr)	Dehumidification (kg/hr)	Sensible Heat Ratio	Enthalpy/ Humidity Ratio (kJ/kg / g/kg)
20	-511,900	-511,900	-464,127	-47,773	-67,5	0,907	27,276

**ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO.1**  
 NORMAL TEMPERATURE  
 BAROMETRIC PRESSURE: 101,325 kPa  
 Copyright 1992  
 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



**Ek 4 Chillerde Gerçekleşen Soğutma Çevriminin Cool Pack v1.46 Refrigerant Utility Yazılımı Proses Diyagramı**



**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 08.07.1978

Doğum yeri Eskişehir

Lise 1989-1996 İSTEK Özel Acıbadem Lisesi

Lisans 1997-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fak.  
Makine Mühendisliği Bölümü

**Çalıştığı kurumlar**

2002-2003 Birikim Mühendislik Ltd Şti.

2003-Devam ediyor Tokar AŞ.

