

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ ISITMA MERKEZİNİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

131571

Kemal ÇOMAKLI

T-131571

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ERZURUM
2003

Her hakkı saklıdır

Y.Ö. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

131571

Prof. Dr. Bedri YÜKSEL' in danışmanlığında, **Kemal ÇOMAKLI** tarafından hazırlanan bu çalışma 24/05/2003 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **Doktora tezi** olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ

İmza : 

Üye : Prof. Dr. Bedri YÜKSEL

İmza : 

Üye : Prof. Dr. Hanifi SARAÇ

İmza : 

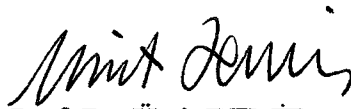
Üye : Doç. Dr. Kadir BİLEN

İmza : 

Üye : Yrd.Doç.Dr. Yusuf Ali KARA

İmza : 

Yukarıdaki sonucu onaylarım



Prof. Dr. Ümit DEMİR

Enstitü Müdürü

ÖZET

Doktora Tezi

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ ISITMA MERKEZİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Kemal ÇOMAKLI

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Prof. Dr. Bedri YÜKSEL

Fosil kökenli enerji kaynaklarının giderek azalması ve toplumların refah seviyesinin yükselmesi enerji maliyetlerinin giderek artmasına neden olmaktadır. Ayrıca insanların kullandıkları temel enerji kaynakları fosil yakıtlar olduğundan önemli çevre problemleri de ortaya çıkmaktadır. Bu sorunlar enerji kullanımında, verimliliği, ekonomikliği ve temiz enerji kaynaklarının kullanımını gündeme getirmektedir. Son yıllarda termal sistemlerin verimlilik analizi, bilim adamlarının en çok ilgilendikleri konular arasına girmiştir. Günümüzde termal sistemlerin analizinde, TDBK'nunun yanında TDİK'nuda kullanılmaktadır. Bu iki kanununa dayanan analiz yöntemine ekserji analizi denilmekte ve termal sistemlerin verimlilik ve ekonomiklik analizinde önemli yer tutmaktadır. Enerji tüketiminin üçte biri, binaların ısıtılması için harcanan ülkemizde ısıtma sistemlerinin enerji ve ekserji analizi de bu açıdan önem arz etmektedir.

Bunlar dikkate alınarak, bu çalışmada, dört kazan, 50'den fazla eşanjör dairesi, 11.988 m uzunluğunda kızgın su dağıtım hatları bulunan ve yılda yaklaşık 10.000 (on bin) ton özel kalorifer yakıtı tüketen Atatürk Üniversitesinin ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Sistem için oluşturulan matematik model, yazılan bilgisayar programı ile çözülmüştür. Çalışmada öncelikle kazandaki yanma olayı incelenerek kazanda meydana gelen tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri tespit edilmiştir. Daha sonra ısıtma sisteminin diğer bölgelerinde meydana gelen enerji kayıpları hesaplanmış ve sistem üzerine etkileri incelenmiştir. Ayrıca kazanda elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyeti de hesaplanmıştır. Analiz sonucunda kazan enerji ve ekserji verimleri sırası ile %91.41, %24.81 bulunurken tüm sistemin enerji verimi %83, ekserji verimi ise %10.8 olarak bulunmuştur. Kazanda elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyeti, yakıt maliyetinin yaklaşık 3.5 katı olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, gerek sistemin otomatik kontrolünde gerekse binalarda yapılacak iyileştirmeler ile yılda yaklaşık 3.000 ton yakıt tasarruf edilebileceği tespit edilmiştir.

2003, 128 sayfa

Anahtar kelimeler: Bölgesel ısıtma, enerji, ekserji verimi, tersinmezlik, termoekonomi

ABSTRACT

Ph.D. Thesis

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF DISTRICT HEATING PLANT OF ATATURK UNIVERSTY

Kemal ÇOMAKLI

Atatürk University
Institute of Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Bedri YÜKSEL

The decrease of energy sources with fossil origin and rising the societies' comfort level cause in the increasing of energy cost. In addition, the substantial environmental problems occur, in vie of that the main energy sources that people use are fossil fuel. These problems increase the importance of productivity, low cost and the importance of clean energy sources in energy consumption. In recent years, the productivity analysis of thermal systems is the one of the most research subject of scientist. In thermal systems analysis, nowadays, SLT also has been used with FLT. The analysis method based these two thermodynamics laws is defined as exergy analysis method. This method takes place importantly in the productivity and economic analysis of thermal systems. However, in our country, which the one-third of energy consumption is used for heating buildings, the energy and exergy analysis of heating systems is considerable.

In this study, the energy and exergy analysis of Atatürk University district heating systems that consumes 10000 tons fuel-oil per year were performed. The system contains four boilers, over fifty heat exchanger rooms and 11988 m length of boiling water distributing network. The mathematical model formed for the system was solved with a written computer program. Firstly, in the study, investigating the combustion in boiler, the place and size of the exergy losses were determined. Then, the energy and the exergy losses in other regions of the system were investigated and the effects of them on overall system were calculated. Besides, the exergetic cost of the boiling water produced in the boiler was calculated as well. On the result of the analysis, the energy and exergy efficiency of the all the system were found %83 and %10.8 while the energy and exergy efficiency of the boiler were found %91.41 and % 24.81 respectively. The exergetic cost of the boiling water was calculated 3.5 as much as the fuel cost. As a result, it was pointed out that the fuel was saved 3000 tons per year with improving the automatic control and the building structure.

2003, 128 pages

Keywords: District heating, energy, exergy efficiency, irreversibility, thermoeconomic

TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarında her türlü desteği sağlayan çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Bedri YÜKSEL'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Eleştiri ve önerilerinden dolayı tez izleme komitesi üyeleri Sayın Prof. Dr. Hanifi SARAÇ ve Sayın Yrd.Doç.Dr. Y.Ali KARA'ya, bilgilerine baş vurduğum Sayın Prof.Dr. Ömer ÇOMAKLI'ya

Bu çalışmamı destekleyen Atatürk Üniversitesi Araştırma Fonuna, çalışmalarım sırasında yardımlarını gördüğüm Isı Merkezi yönetici ve çalışanlarına, ayrıca çalışmalarım sırasında yakından ilgilenen aileme ve mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Kemal ÇOMAKLI

Mart 2003

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER	28
2.1. Termodinamiğin birinci kanunu ve enerji	28
2.2. Termodinamiğin ikinci kanunu ve entropi	29
2.2.1. Tersinmezlikler	29
2.2.2. Entropi	30
2.3. Kontrol hacmi veya açık sistemler	32
2.3.1. Kütle, enerji ve entropi dengeleri	32
2.3.2. Kararlı durumda kütle, enerji ve entropi bağıntıları	33
2.4. Özelik Bağıntıları	34
2.5. İdeal gaz denklemleri	35
2.5.1. İdeal gazların entropi değişimleri	36
2.5.2. İdeal gaz karışımları	37
2.6. Ekserji Kavramı	39
2.6.1. Ekserji Çeşitleri	41
2.6.2. Fiziksel Ekserji	42
2.6.3. Kimyasal Ekserji	45
2.6.3.1. Standart kimyasal ekserji	45
2.6.3.2. Gaz ve gaz karışımlarının standart kimyasal ekserjileri	46
2.6.3.3. Yakıtların kimyasal ekserjilerinin hesaplanması	46
2.6.4. İş Ekserjisi	48
2.6.5. Isı transfer Ekserjisi	48
2.6.6. Tersinmezlik	49

2.6.7. Performans kriterleri	49
2.6.7.1. Rasyonel verim	50
2.6.7.2. Tersinmezlik oranı	51
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	52
3.1. Bölgesel Isıtma Sistemleri	52
3.2. Kızgın Sulu Merkezi Isıtma Sistemi	53
3.2.1. Kazanlar	56
3.2.1.1. Yakıtlar ve Yanma	57
3.2.1.2. Yanma sonu gazlarının hesaplanması	60
3.2.1.3. Yanma Gazları özgül ısıları	63
3.2.1.4. Kazan için enerji ve ekserji analizi	63
3.2.2 Kızgın Boru hatlarındaki enerji ve ekserji kayıpları	70
3.2.3. Eşanjör daireleri	73
3.2.3.1. Eşanjörler	73
3.2.3.1. Isı eşanjörlerinde ekserji kayıpları	76
3.2.4. Elektrik Motorlarının Ekserjisi	77
3.3. Termoekonomi	78
3.3.1.Yapısal Etki katsayıları	79
3.3.2. Ekserjetik Maliyet	80
3.3.3. Sistem Değerlendirmesi İçin Termoekonomik Değişkenler	82
3.3.3.1. Tersinmezlik maliyeti	82
3.3.3.2. Maliyet farkı oranı	83
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	84
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	112
KAYNAKLAR	118
EKLER	123
EK 1.....	123
EK 2.....	126
EK 3.....	128
ÖZGEÇMİŞ	

SİMGELER DİZİNİ

C	: Isı kapasitesi (kJ/kg K), Maliyet (\$)
C_p	: Sabit basınçta ısı kapasitesi (kJ/kg K)
C_v	: Sabit hacimde ısı kapasitesi (kJ/kg K)
D	: Çap (m)
E	: Enerji (kJ)
E_x	: Ekserji (kJ)
e	: Birim Enerji (kJ/kg)
ϵ	: Birim ekserji (kJ/kg)
g	: yerçekimi ivmesi (
h	: Entalpi (kJ/kg), ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)
I	: Tersinmezlik (kJ)
M	: Kütle (kg)
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/h)
N	: ömür (yıl)
n	: Mol miktarı (kmol)
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Basınç (kPa)
P_0	: Çevre basıncı (kPa)
q	: birim ısı geçişi (W/m ²)
Q	: Isı (W)
R	: Gaz sabiti (kJ/kg K)
\dot{R}	: Evrensel gaz sabiti ((kJ/kmol K)
r	: Yarı çap (m)
r_k	: Maliyet farkı oranı (%)
S	: Entropi (K)
T	: Sıcaklık (K)
T_0	: Çevre sıcaklığı (K)
t	: Sistem çalışma süresi (sn/yıl)
U	: İç enerji (kJ)
u	: Birim iç enerji (kJ/Kg)
V_D	: Teorik yanma durumunda gaz miktarı (kmol)
V_{DF}	: Duman gazı miktarı (kmol)
V_{DFK}	: Duman gazı miktarı (kg)
v	: Özgül hacim (m ³ /kg)
W	: İş (kJ)
x	: Hacimsel oran (%)
y	: Tersinmezlik oranı (%), kütleli oran (%)
\dot{Z}	: İlk yatırım oranı (\$/sn)
z	: yükseklik (m)
β	: Genleşme Katsayısı (K ⁻¹)
λ	: Hava fazlalık katsayısı
Ψ	: Ekserji verimi (%)

II : Toplam tersinmezlik (kJ)

İndisler

A : Alan
B : Baca
C : soğuk akışkan
ç : Çıkış
D : Ekserji yok olması (Destruction)
g : Giriş
h : sıcak akışkan
K : Kinetik
k : Kütleli
kh : Kontrol hacmi
max : Maksimum
min : Minimum
P : Potansiyel
ph : Fiziksel
 ΔP : Basınç farkı
ort : Ortalama
 ΔT : Sıcaklık farkı
Ü : Ürün

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 Enerji Dönüşüm Diyagramı	3
Şekil 1.2 Türkiye’de sektörlere göre enerji tüketim oranları	4
Şekil 1.3 Enerji tasarruf oranlarının sektörlere göre dağılımı	4
Şekil 1.4 İstanbul için ısı yük süre eğrisi	10
Şekil 1.5 Bileşik buharlı ısı ve güç santrali	11
Şekil 1.6 Tersinir ve Tersinmez Süreçlerde Ekserji (Kullanılabilir Enerji) İlişkisi ..	14
Şekil 1.7 Türkiye için enerji diyagramı	18
Şekil 1.8 Türkiye için ekserji diyagramı (İleri 1998)	19
Şekil 1.9 Enerji, ekserji, çevre ve ekonomi arasındaki ilişki	22
Şekil 1.10 Atmosferdeki CO ₂ konsantrasyonunun yıllara göre değişimi	25
Şekil 2.1 Isı enerjisinden maksimum değerde iş elde edilmesi	30
Şekil 2.2 Sonlu sıcaklık farkında; sıcaklık, ısı, entropi ve ekserji geçişi	31
Şekil 2.3 Kontrol hacmi	33
Şekil 2.4 Verilen durumla çevre arasında çalışan tersinir ısı makinesi	40
Şekil 2.5 Ekserji çeşitleri	42
Şekil.2.6 Verilen bir durum ile çevre arasındaki fiziksel ekserji	46
Şekil 2.7 Verilen iki durum arasındaki fiziksel ekserji	43
Şekil 2.8 Gazlar için ekserji diyagramı	44
Şekil 3.1. Kızgın Sulu Merkezi Isıtma Sistemi	53
Şekil 3.2. Kızgın sulu sistemde buharla basınçlandırma	54
Şekil 3.3. Isı merkezinde kazanın şematik görünüşü	56
Şekil 3.4. Yakıtın, yanma odasında hava ile yanması	58
Şekil 3.5. Yanma için fazla hava, CO ₂ , O ₂ ve CO ilişkisi	58
Şekil 3.6 Kazanın şematik gösterimi	63
Şekil 3.7. Kanal kesiti ve esas alınan ısı direnç modeli	71
Şekil 3.8. Eşanjör Dairesi ve otomatik kontrolü	73
Şekil 3.9. Eşanjörün şematik görünümü	74
Şekil 3.10. Eşanjörde entropi üretimi	76
Şekil 3.11. Kazanda maliyet dengesi	81
Şekil 4.1. 2001 yılında sıcaklığın aylara göre değişimi	85
Şekil 4.2. 2002 yılında sıcaklığın aylara göre değişimi	85
Şekil 4.3. 2001-2002 ısıtma sezonunda tüketilen yakıt miktarı	86
Şekil 4.4. 2001-2002 ısıtma sezonunda sıcaklığın ve yakıt tüketiminin aylara göre değişimi	86
Şekil 4.5. Kasım ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt	

miktarının günlere göre değişimi	87
Şekil 4.6. Aralık ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi	87
Şekil 4.7. Ocak ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi	88
Şekil 4.8. Şubat ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi	88
Şekil 4.9. Mart ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi	89
Şekil 4.10. Nisan ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi	89
Şekil 4.11 Kazan ekserji Grassman diyagramı	90
Şekil 4.12. Kazandaki tersinmezliklerin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	91
Şekil 4.13. Yanma ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	92
Şekil 4.14. Kazanın enerji veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	92
Şekil 4.15. Kazanın ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	93
Şekil 4.15. Adyabatik alev sıcaklığının hava fazlalık katsayısı ile değişimi	94
Şekil 4.16. Kazanın enerji veriminin adyabatik alev sıcaklığı ile değişimi	94
Şekil 4.17. Kazanın ekserji veriminin adyabatik alev sıcaklığı ile değişimi	95
Şekil 4.18. Baca gazı ekserjisinin baca gazı sıcaklığı ile değişimi	95
Şekil 4.19. Farklı baca gazı sıcaklıklarındaki baca gazı ekserjisinin hava fazlalık katsayısı ile değişim	96
Şekil 4.20. Hava fazlalık katsayısı ile karbondioksit ve oksijen yüzdelerinin değişimi	97
Şekil 4.21. Hava fazlalık katsayısına göre baca gazı bileşenlerinden kimyasal ve fiziksel ekserjinin değişimi	97
Şekil 4.22. Kazan enerji veriminin baca gazı sıcaklığı ile değişimi	98
Şekil 4.23. Kazan ekserji veriminin baca gazı sıcaklığı ile değişimi	98
Şekil 4.24. Borudaki ısı kaybının yalıtım kalınlığı ile değişimi ($\phi 250$ L=1 m $T_d = -15^\circ\text{C}$) ...	100
Şekil 4.25. Borudaki ısı kaybının yalıtım kalınlığı ile değişimi ($\phi 125$ L=1 m $T_d = -15^\circ\text{C}$)	100
Şekil 4.26. Borudaki ısı kaybının yalıtım kalınlığı ile değişimi ($\phi 65$ L=1 m $T_d = -15^\circ\text{C}$)	100
Şekil 4.27. Isıtma sistemi kızgın boru dağıtım hattı	101
Şekil 4.28. Eşanjörler için enerji bant diyagramı	102
Şekil 4.29. Eşanjörler için ekserji bant (Grassman) diyagramı	102
Şekil 4.30 Kazan ekserji veriminin kızgın su sıcaklıkları ile değişimi	104
Şekil 4.31 Kanallarda ısı kayıpları ile meydana gelen ekserji kayıplarının kızgın su sıcaklıkları ile değişimi	104
Şekil 4.32 Kızgın sirkülasyonu ile meydana gelen ekserji kayıplarının kızgın su sıcaklıkları ile değişimi	104
Şekil 4.33 Eşanjörlerde meydana gelen ekserji kayıplarının kızgın su sıcaklıkları ile değişimi	105
Şekil 4.34 Kızgın suyun iletimi sırasında oluşan toplam ekserji kayıplarının kızgın su sıcaklıkları ile değişimi	105

Şekil 4.35 Eşanjörlerde meydana gelen ekserji kayıplarının kızgın su ve kalorifer suyu sıcaklıkları ile değişimi	105
Şekil 4.36. Isıtma sisteminin enerji bant diyagramı	107
Şekil 4.37. Isıtma sisteminin ekserji bant (Grassman) diyagramı	108
Şekil 4.38. Çok katlı binada ısı kayıpları dağılımı (Dağsöz 1999)	109
Şekil 4.39. Maliyet farkı oranının ekserji verimi ile değişimi	111
Şekil 5.1. Kazan için enerji (a), ekserji (b) ve maliyet (c) bant diyagramları	113
Şekil 5.2. Isı kaybından dolayı kanallar üzerinde karların erimesi (fotoğraf, karın yağmasından bir gün sonra çekilmiştir)	114
Şekil 5.2. Erzurum için yalıtım, yakıt ve toplam maliyet eğrisi	115
Şekil 5.3. Radyatör arkalarının yalıtılması	116
Şekil 5.4. Pencereerde perde uygulamasının ısı kayıplarına etkisi	117



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1 Bazı Enerji kullanım alanları için enerji ve ekserji verimleri	20
Çizelge 1.2 Ülkelerin sektörlere göre ekserji verimleri	21
Çizelge 2.1 Çeşitli gazlar için özgül ısı katsayıları	37
Çizelge 2.2 Referans çevre özellikleri	41
Çizelge 2.3 Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri	45
Çizelge 2.4 Bazı yakıtların kimyasal ekserjilerinin alt ve üst ısıl değere oranı	48
Çizelge 3.1. Bazı Yakıtlar için gerekli hava miktarı	59
Çizelge 3.2. 101 kPa ve 150 ⁰ C sıcaklığı için baca gazlarının ısı kapasiteleri	67
Çizelge 4.1. Yakıtın kütleli analizi	84
Çizelge 4.2 Kazanda ekserji değerleri	90
Çizelge 4.3. Kazandaki olayların enerji ve ekserji verimleri	91
Çizelge 4.4. Borularda meydana gelen ısı ve ekserji kayıpları	99
Çizelge 4.5. Sistemde toplam enerji ve ekserji dağılımları	106
Çizelge 4.6. Sistemde enerji ve ekserji akışlarının etki oranları	110
Çizelge 4.7. Kazanda maliyet değerleri	111

1. GİRİŞ

Son yıllarda bilimsel gelişmeler neticesinde ileri teknolojiye dayalı sosyal ve ekonomik yaşam biçimi toplumların tükettiği enerji miktarını daha önceki yüzyıllara göre binlerce kat artırmıştır. Enerji tüketim miktarındaki bu artış; enerji-kaynak üretimi, enerji-çevre, enerji-ekonomi arasındaki ilişkileri ve sorunları beraberinde getirmektedir. Bu nedenle günümüzde enerji üretimi ve tüketimi tüm toplumların en önemli inceleme ve araştırma konularının başında gelmektedir.

Dünya nüfusunun artması ve toplumların hızla sanayileşmesiyle birlikte fosil kaynaklı enerji tüketimini de hızla artırmaktadır. 1800'li yıllarda dünya enerji tüketiminin %5'ni fosil kaynaklar oluştururken günümüzde bu oran %90'lar seviyesindedir. Fosil yakıt tüketimindeki bu hızlı artış, hem kaynak sorununu hemde önemli çevre problemlerini de gündeme getirmektedir.

Toplumların sosyal ve ekonomik yaşamlarının konforlu ve sağlıklı bir şekilde devamı ekonomik, güvenilir, emniyetli, sürekli, verimli ve çevre ile uyumlu bir enerji alt yapısına bağlıdır. Enerji alt yapısı genel anlamda, enerji kaynakları, enerji dönüşüm sistemleri, enerji iletimi dağıtımı ve enerji kullanım sistemleri ile bu sistemleri kullanan toplumlardan oluşmaktadır.

1970'li yıllardaki enerji krizi, enerji kullanımındaki dengeleri olumsuz yönde etkilemiştir. Ülkeler; bu kriz nedeniyle daha önce kurulmuş ve enerji tüketimi yüksek olan çeşitli tesis ve cihazların ısı verimlerinin iyileştirilmesi amacıyla yeniden gözden geçirilmesi gibi çeşitli arayışlara girmişlerdir. Ayrıca fosil yakıtlar dışındaki temiz, yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları konusunda da daha gerçekçi ve ciddi araştırmalar başlatmışlardır.

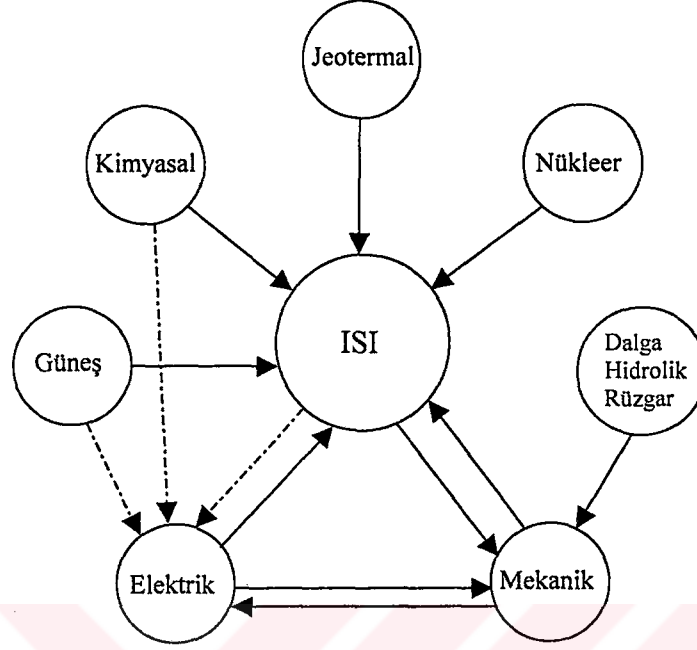
İnsanların yaşaması ve bu yaşamın çağdaş koşullarda sürdürülmesi, gereksinim duyulan enerji ihtiyaçlarının karşılanmasına bağlıdır. Canlıların tümünün doğrudan veya dolaylı

olarak enerjiye ihtiyaçları vardır. Bu taleplerin karşılanması insan yaşamı açısından önem arz etmektedir. İçinde bulunduğumuz dönemde, dünya enerji kaynaklarının sınırlı olması; bilim adamlarını enerjinin daha verimli kullanılmasını araştırmaya, yönetimleri ise enerji politikalarını yeniden gözden geçirmeye yöneltmiştir. Bu gerçek; enerji dönüşüm sistemlerinin yeniden değerlendirilmesine ve enerji kaynaklarının maksimum verimde kullanılması için yeni yöntemler geliştirilmesine neden olmuştur.

Enerjinin etkin kullanımı ve sistemlerdeki verim artışı, enerji tasarrufu sağlayarak savurganlığı ve abartılmış talepleri engeller. Enerji tasarrufu ekonomik büyümeden ve ağdaş yaşam koşullarından ödün vererek enerjinin az kullanılması değildir. Enerji tasarrufu enerji üretiminin ve tüketiminin maksimum verimle gerçekleştirilmesi, enerji kayıplarının minimuma indirilmesi, ekonomik gelişmeden ve yaşam konforunu engellemeden enerji talebini kontrol altına almaktır. Başka bir deyişle üretim hızı ve kalitesi düşmeden verimliliğin artırılmasıdır.

Enerji talebini kontrol altına almak için yapılması gereken enerjiyi verimli kullanmaktır. Enerji verimliliği sayesinde belli miktardaki enerji ile daha fazla ürün elde edilebilir veya belli ürün için daha az enerji tüketilebilecektir. Özellikle büyük tesislerde enerjinin verimli kullanılması, enerji maliyetini düşüreceği gibi kayıp enerjiyi geri kazanmak için yapılan sistemlerin maliyetlerini de en aza indirmiş olacaktır. Ayrıca fosil yakıt kullanılan tesislerde enerji dönüşümü sırasında, çevreye atılan zararlı emisyonları da azalmaktadır.

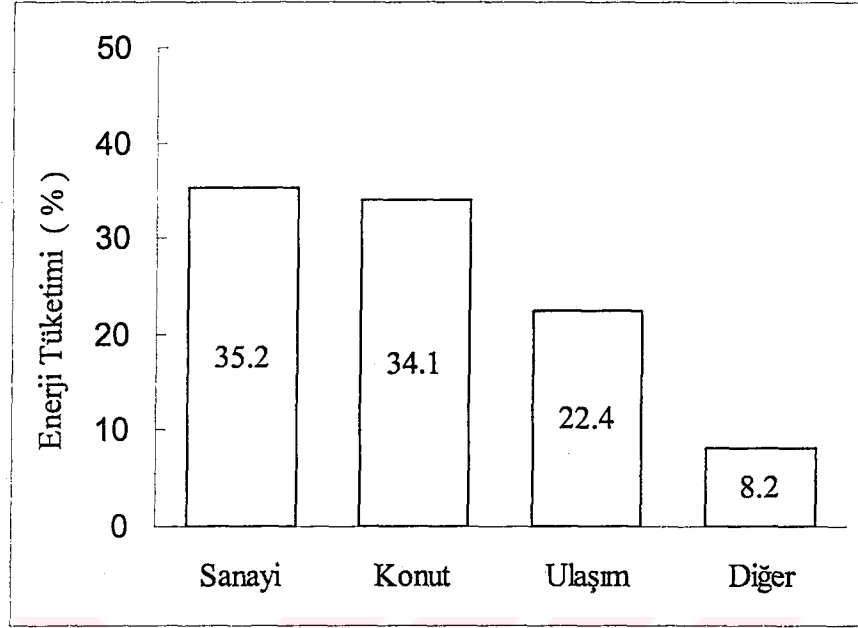
Enerjinin verimli ve maliyet açısından etkin kullanımı, enerjinin bir şekilden diğer şekle dönüşüm yöntemlerinin incelenmesi ile başlamaktadır. Bu enerji dönüşümünün etkilenebiledeği olası değişik yollar, şekil 1.1'de şematik olarak gösterilmiştir. şekilde kesik çizgi ile gösterilen hatlar, gelişmenin bugünkü durumunda büyük bir ölçekte fizibil olan, ama ekonomik bakımdan değerli (rantabil) olmayan enerji dönüşüm yollarını göstermektedir (Hepbaşlı 2001).



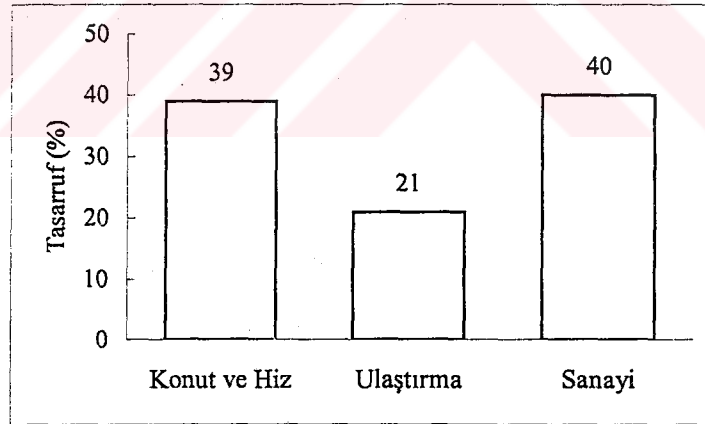
Şekil 1.1 Enerji Dönüşüm Diyagramı

Türkiye’de enerjinin yaklaşık olarak %92’si sanayi, ulaşım ve konut sektörlerinde tüketilmektedir. 1999 yılı verileri itibari ile mevcut enerjinin %35.2’si sanayi sektöründe, %22.4’ü ulaşım sektöründe, %34.1’i konut-hizmet sektöründe harcanmaktadır (şekil 1.2).

Bu sektörlerde tasarruf edilebilecek enerji miktarları şekil 1.3’de gösterilmiştir. Yapılan araştırmalara göre sanayide enerjetik verim, yakıt kullanımında %52.8, elektrik kullanımında %79.3 olarak belirlenmiştir. Sanayi bir bütün olarak ele alındığında, enerji girdisinin %43.7’si kayıp olmaktadır. Bu sektörün toplam enerji verimi ise %56.3 olmaktadır. Ulaşım sektöründe giren enerjinin %88.9’u kayıp olmaktadır. Sektörün enerjetik verimi %11.1 düzeyinde bulunmaktadır. Bu verim değerleri düşük olup, artırılması gerekir. Konut ve işyerlerini kapsayan sektörlerde enerji girdisinin % 43.4’ü kayıplara gitmektedir. Sektörün enerjetik verimi % 56.6 olup, enerji tasarrufu için bu verimin mutlaka artırılması gerekmektedir (Anonymous 1999).



Şekil 1.2 Türkiye’de sektörlere göre enerji tüketim oranları



Şekil 1.3 Enerji tasarruf oranlarının sektörlere göre dağılımı

Yukarıda açıklandığı gibi, Türkiye enerji tüketiminin yaklaşık üçte biri konut sektöründe gerçekleşmektedir. Konutlarda, enerji tüketiminin %85’i ısıtma ve sıcak su için harcanmaktadır (Dağsöz 1999). Bundan dolayı; konut ısıtması ve konut sıcak su ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla kullanılan enerjinin toplam tüketim içindeki payı göz önüne alınacak olunursa, bu alanda enerjinin etkin ve verimli kullanımı yolunda yapılacak çalışmalar sonucunda elde edilecek ekonomik kazancın büyüklüğü açıkça

görülmektedir. Dolayısıyla konutlarda enerji verimliliği ve ekonomikliği, enerji tüketimi açısından önem arz etmektedir. Bu konu iki ayrı kısımda ele alınarak incelenebilir. Birinci kısmı; konutların yapı özellikleri ve bileşenlerini, ikincisi ise ısıtma sistemlerinin türü ve özelliklerini kapsamaktadır. Konutların yapı ve özelliklerinde enerji verimliliği;

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

kullanılarak sağlanabilir. Bu yönde yapılan çalışmalar, bu kurallara uyulması durumunda binalarda ortalama yaklaşık %40 enerji tasarrufu sağlanacağını göstermektedir.

Çomaklı ve Yüksel (2002, 2003), Çelik ve Yüksel (1994), yaptıkları çalışmalarda, Erzurum için dış duvarlarda optimum yalıtım kalınlığını hesaplamışlardır. Yapılan bu çalışmalarda, Erzurum için optimum yalıtım kalınlığı 10 cm bulunmuş ve bu yalıtım kalınlığına uyulması durumunda dış duvarlarda ki ısı kaybının yalıtımsız duvara göre yaklaşık %80 oranında azalacağı vurgulanmıştır.

Aydın (2000), pencerelerdeki iki cam arasındaki hava tabaka kalınlığının ısı kayıplarına etkisini inceleyerek, Ankara, Kars, Trabzon ve Antalya illeri için optimum hava tabaka kalınlıklarını hesaplamıştır. Bu çalışmaya göre hava tabaka kalınlıkları, Antalya için 18-21, Ankara ve Trabzon için 15-18, Kars için 12-15 mm olarak bulunmuştur. Bu değerlere uyulması halinde pencerelerden olan ısı kayıplarının, Antalya'da %40, Trabzon'da %34, Ankara'da %29 ve Kars'ta %21 azalacağı ifade edilmiştir.

Enerji verimliliği ve ekonomikliği açısından ısıtma sistemlerinin türü ve özellikleri ikinci kısmı kapsamaktadır. Isıtma sistemleri içerisinde, bölge ısıtması, enerji kaynaklarının etkin şekilde kullanılmasının yanı sıra ısı ihtiyacının da düzenli, yeterli ve

diğer yöntemlerden genellikle daha ucuza karşılaması açısından da önem kazanmaktadır.

Isıtma sistemleri üç ana grupta toplanmaktadır (TMMOB 1995).

- Lokal ısıtma : Isı, ısıtılacak mahal içerisinde üretilir ve tüketilir.. (şömine, soba, elektrikli ısıtıcılar ile ısıtma şekli).
- Merkezi ısıtma: Bir merkezde üretilen ısı, taşıyıcı akışkan kullanılarak ısıtılacak hacimdeki ısıtıcılara gönderilir. (Bir veya birkaç hacim ve/veya binanın bir kazan dairesinden ısıtılması gibi).
- Bölgesel ısıtma : Bir bölgedeki binaların, küçük bir kentin tamamının veya büyük bir kentin bir kısmının bir merkezde üretilen ısı tarafından ısıtılması şeklindedir (Üniversite kampüsleri gibi).

Bölgesel ısıtma sisteminde kullanılan akışkanı özelliğine, ısı dağıtım şebeke türüne ve üretilen ısının kullanım amaçlarına göre sınıflandırma yapılır.

- a- Akışkan sıcaklığına göre;
 - Sıcak sulu ısıtma sistemleri
 - Kızgın sulu ısıtma sistemleri
 - Buharlı ısıtma sistemler
- b- Isı taşıyıcı akışkanın ve boru şebekesinin binalara bağlanma şekillerine göre
 - Direkt sistem: bu sistemde kazandan çıkan sıcak akışkan doğrudan radyatörlere verilir.
 - İndirekt sistem: Bu sistemde genellikle kızgın su ve sıcak su devresi olmak üzere iki devre vardır. Birinci devrede kazanda üretilen kızgın su İkinci devrede sıcak su dolaşır. Hacimlerdeki radyatörlerde ikinci devredeki 90/70⁰C sıcaklıktaki su dolaştırılır.
- c- ısı merkezinin türüne göre
 - Yalnızca ısıtma amaçlı ısı üretimine dayalı bölgesel ısıtma
 - Bileşik ısı güç santralli bölgesel ısıtma

Isıtma sistemlerinde en verimli ve ekonomik olan sistemler merkezi ve bölgesel ısıtma sistemleridir. İleri (1983), yaptığı çalışmada enerji kaynaklarının (odun, hayvansal atıklar, kömür, petrol, güneş, jeotermal) ülkenin ısı ihtiyacını karşılaması için ferdi kullanılmasının basit ve ucuz bir çözüm olarak önerilemeyeceğini, bunun yerine bölgesel, bileşik ısı güç üretimi ve ısı pompası gibi daha teknik ve verimli büyük sistemlerin kullanılması gerekliliğini vurgulamıştır.

Bölgesel ısıtmada en yaygın kullanılan sistem, kızgın sulu bölgesel ısıtma şeklidir. Kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemleri atmosfere kapalı olup sistemde dolaşan suyun gidiş-dönüş ortalama sıcaklığı 140-150°C sıcaklığındadır. Bu sistemler, ısı merkezinde bulunan kazanlar olmak üzere, ısı iletim hatları, eşanjörler ve tüketim yerleri olmak üzere dört ana kısımdan oluşur. Bu bölümlerdeki enerji kullanımı ve tasarrufu sistemin verimliliği ve ekonomikliği açısından oldukça önemlidir.

Kazanlar ısıtma sistemlerinin ve endüstriyel tesislerin en önemli elemanlarındanır. Tükettikleri enerjinin büyüklüğü nedeniyle, enerji tasarrufu açısından üzerinde öncelikli çalışma yapılması gerekli elemanlardır. Yapılan çalışmalar kazanlarda yapılabilecek iyileştirmeler ile önemli enerji tasarrufunun sağlanabileceğini ortaya koymaktadır (Durmaz ve Özkan 1983).

Kazanların verimliliği, yakıt türüne ve yanma koşullarına bağlıdır. Özellikle sıvı ve gaz yakıtlı kazanlarda kullanılan otomatik kontrol sistemlerinin, kolay kullanılabilirliği ve bu sistemlerin önemli düzeyde gelişmiş olması nedeniyle bu kazanların işletme verimleri, katı yakıt yakan kazanlara göre daha yüksektir. Arısoy (1983), ısı amaçlı kullanılan sıvı yakıt yakan bir kazanda, otomatik kontrol sistemi kullanılarak (radyatör su giriş sıcaklıklarını devamlı kontrol ederek) yakıttan %8 civarında tasarruf sağlanacağını belirtmiştir.

Enerji tasarrufu ile ilgili olarak çeşitli fabrika ve ısıtma sistemlerinde kullanılan kazanlarda yapılan incelemelerde, ısıl verimlerin yaklaşık olarak kömürlü kazanlarda

%60-65, fuel-oil yakan kazanlarda ise %70-75 olduğu görülmüştür. Bu verimlerin basit ve ucuz bir takım önlemlerle %10-15 artırılabilceği ortaya çıkmıştır (Durmaz ve Özkan1983).

Kazanlarda ısı oluşumu yakıtların oksijen ile hızlı bir şekilde reaksiyona girmesi sonucu meydana gelir. Başka bir ifadeyle yakıtta yanan bileşenlerin, hava içerisindeki oksijen ile reaksiyona girmesi sonucu yanma meydana gelmektedir. Yakıt ile havanın tam olarak karışmadığı ve/veya eksik hava kullanılması durumlarında noksan yanma meydana gelmektedir. Bunun sonucunda yakıtın yanmaya iştirak eden bileşenlerinin bir kısmı yanmadan kazandan atılmaktadır. Bu ise kazan verimini düşürmektedir.

Noksan yanmayı önlemek için yanma odasına teorik hava miktarından bir miktar daha fazla hava gönderilir. Bu durumda ise yanmaya iştirak etmeyen fazla hava ısıtılarak baca gazları ile dışarı atılmaktadır. Kazan verimini önemli ölçüde etkileyen bu durum, kazan için verilen minimum hava fazlalık katsayısı kullanılarak aşılmaktadır.

Terzioğlu (1997), Atatürk üniversitesinin ısı merkezinde bulunan kazanların yanma verimi üzerine yaptığı bir çalışmada, kazanların yüksek hava fazlalık katsayısı ile çalıştığını ifade etmiş ve kazanların optimum hava fazlalık katsayısı ile çalışması durumunda yıllık yakıt tüketiminde %5 (450 ton) fuel-oil tasarruf sağlanacağını tespit etmiştir.

Bölgesel ısıtma, başta hava kirliliğinin kontrolü olmak üzere çok çeşitli yakıtların kolayca kullanılabilmesi, yangın tehlikesinin yerleşim yerlerinden uzak olması, enerjinin daha verimli kullanılması gibi bir çok avantajlar sağlamaktadır.

Fosil yakıtların yakılması ile SO₂ ve diğer zararlı duman gazları atmosfere atılmaktadır. Özellikle yanmanın iyi bir şekilde sağlanamadığı lokal tip (soba ve küçük kazanlar) yakıcılarında atmosfere atılan zararlı gaz ve atıkların miktarı, diğer yakma sistemlerine göre oldukça yüksektir. Bölge ısıtılmasında, yanma verimi daha yüksek olan kazanlar

kullanıldığından ve ayrıca baca gazları filtre edilebildiğinden, yanma gazları içindeki zararlı emisyonlar minimize edilmiş olur.

Lokal ve küçük merkezi ısıtma sistemlerinde, ısı değeri yüksek ve temiz yakıtların kullanılması arzu edilir. Bu tür yakıtların fiyatlarının yüksek olması, ithal edilmeleri ve düşük verimle çalışan kazanlarda yakılması işletme masraflarını artırmaktadır. Bölge ısıtılmasında, yanma tek merkezde ve büyük kazanlarla yapıldığından verim ve ayrıca otomatik kontrol sistemlerinin kullanılması sebebiyle daha yüksek verimle ve çok değişik, ucuz yakıtlarla tesisler işletilebilmektedir.

Bölge ısıtılmasında, yakıtın ve külün taşıma maliyetleri diğer ısıtma şekillerine göre daha düşüktür. Yapılan bir çalışmada üç yüz bin nüfuslu bir şehirde bölgesel ısıtma yapılması halinde yakıt ve külün taşıma maliyetlerinde ayrı ısıtma sistemlerine göre %10 tasarruf sağlanabileceği açıklanmıştır (Yılmaz 1988).

Bölgesel ısıtma sistemi tasarımında, herhangi bir andaki tesisin ısı ihtiyacının, işletmenin ihtiyaç duyduğu maksimum ısı ihtiyacına oranı olarak tanımlanan ısı yük ve "ısı yük-süre eğrisi" önemli bir faktördür. Isıl yük-süre eğrisi bölge ısı yükünün yıllık değişimidir. Isıl yük-süre eğrisi ile ısı paylaşım ve enerji paylaşım oranları bölge ısıtılmasında işletme maliyetlerinin hesaplanmasında ve sistemin otomatik kontrolünde önemli rol oynar. Isıl paylaşım ve enerji paylaşım oranları boyutsuz olup aşağıdaki gibi tanımlanırlar.

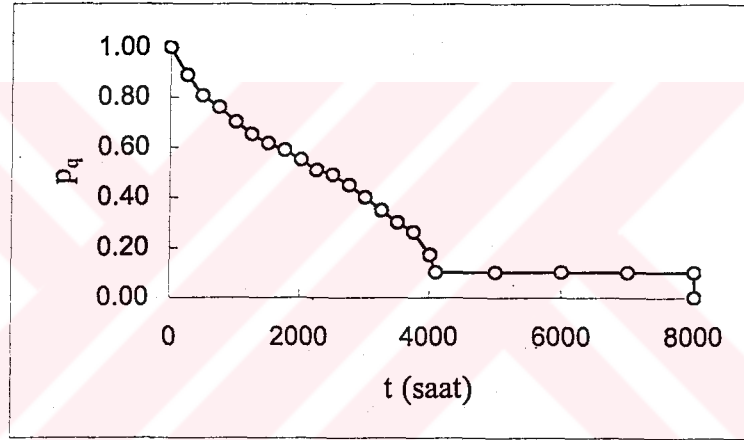
$$p_q = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (1.1)$$

$$P_e = \frac{E}{E_{\text{Toplam}}} \quad (1.2)$$

burada Q ısıtma sisteminin bulunduğu bölgenin herhangi bir andaki ısı ihtiyacı, E ise t süresi sonundaki enerji ihtiyacını, Q_{\max} ve E_{Toplam} ise sırası ile bölgenin maksimum ısı yükünü ve toplam yıllık enerji ihtiyacını göstermektedir. Derbentli (1987) ve Yılmaz

(1988) yaptıkları çalışmalarda İstanbul iklim koşulları için ısı yükünün bir yıllık değişimini hesaplayarak grafik halinde şekil 1.4 de vermişlerdir.

Bölge ısıtma sistemlerinin kurulmasında, ekonomik şartlar ve iklim koşulları önemli rol oynar. Bu şartlar her bölge için, hatta her ülke için değişiklikler arz eder. Örneğin Batı Almanya için yapılan bir çalışmada bölge ısıtmanın $62-65 \text{ MW/km}^2$ ısı yük yoğunluğunda ekonomik olduğu tespit edilmiştir (Yılmaz 1988). Dolayısıyla bölge ısıtmasında ısı yük yoğunluğu önemli bir faktör olmaktadır.

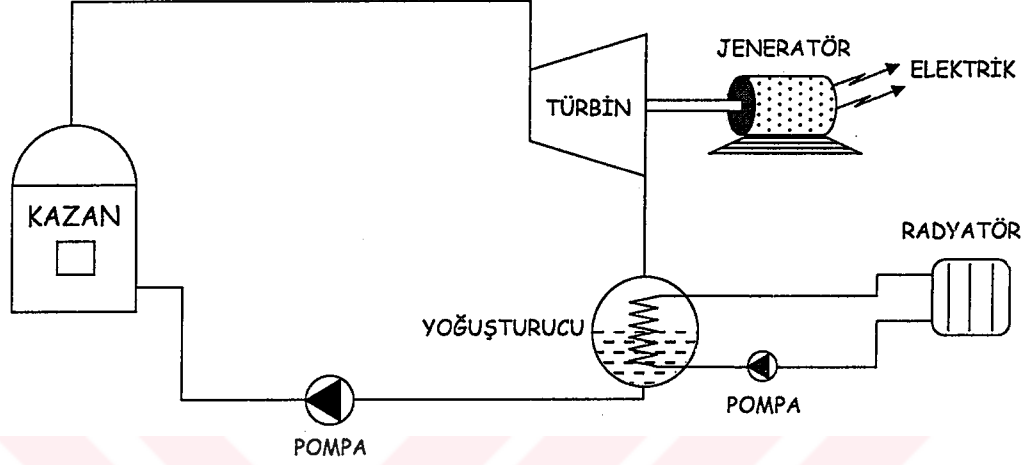


Şekil 1.4 İstanbul için ısı yük-süre eğrisi

Bazı ülkelerde kurulan ısı santralleri sadece bölge ısıtılmasında kullanılmamakta aynı zamanda elektrik enerjisi üretiminde de kullanılmaktadır. Bu tür uygulamalara bileşik ısı güç santralleri denilmektedir. Buhar türbinli, gaz türbinli ve dizel motorlu türleri vardır. Şekil 1.5 de buharlı bir santralin şematik şekli görülmektedir.

Buhar kazanlarında elde edilen yüksek basınç ve sıcaktaki kızgın buhar, türbinde genişlerken iş elde edilir. Bu iş jeneratörde kullanılarak elektrik üretilir. Buhar türbinden çıktıktan sonra sıvı-buhar fazı karışımıdır. Bundan dolayı akışkanın tamamen yoğuşturulması gerekmektedir. Bu işlem, yoğuşturucuda soğutucu akışkan dolaştırılarak gerçekleştirilir. Böylece buhar yoğuşarak sıvı hale gelirken soğutucu akışkanda ısınır. Isınan bu akışkan daha sonra ısıtma veya sıcak su amaçlı kullanılır. Bu

sayede sistemden hem elektrik hemde atılan enerjiden ısı elde edilerek daha yüksek verimler elde edilebilir.



Şekil 1.5 Bileşik buharlı ısı ve güç santrali

Isıtılacak bölgenin büyüklüğü ve ülkenin enerji kaynaklarının durumu, bu santral türlerinin seçimi üzerine büyük katkısı vardır. Bileşik ısı güç santrallerinin hangi güçlerde ekonomik olduğu ülkelere göre değişir. Türkiye koşulları için yapılan bir çalışmada bileşik ısı güç santralleri ile bölge ısıtılmasının 19 MW ve yukarı kapasitelerde ekonomik olduğu tespit edilmiştir. Yani 19 MW'a kadar yalnızca klasik ısı santralleri, daha yukarı kapasitelerde ise bileşik ısı güç santralleri tercih edilmelidir. Bu rakam Polonya için 35 MW olmaktadır (Derbetli 1983).

Bölgesel ısıtma ve bileşik ısı güç santralleri alanında oldukça çok çalışmalar yapılmıştır. Bojic *et al.* (2000), tarafından yapılan çalışmada, merkezi ısıtma sistemlerinde meydana gelen ısınma problemleri incelenmiştir. Her birimin eşit sıcaklıkta ısınması için bir lineer matematik programı geliştiren çalışmacılar, sistemde hem homojenlik hem de binalarda eşit konfor sıcaklığı sağlanmıştır.

Baker ve Sherif (1997), Amerika Birleşik Devletlerinde bir hava alanının bölgesel ısıtma sisteminin enerji analizini yapmışlardır. Bu çalışmada, geliştirdikleri bilgisayar programı ile boru dağıtım şebekelerinin optimizasyon çalışmasını yapmışlardır. Boru

tesisatın çok eski ve karmaşık olması nedeniyle önemli miktarda ısı kayıplarının meydana geldiğini belirleyerek, sistem için ekonomik yalıtım kalınlıkları ve optimum çalışma sıcaklıkları yeniden belirlemişlerdir.

Bohm (2000), yaptığı teorik çalışmada, bölgesel ısıtma sistemlerinde, toprağa gömülü sıcak su borularındaki farklı boru yalıtım kombinasyon durumları (yalıtımsız boru, yalıtımlı boru, iki borunun ayrı yalıtılması veya iki borunun birlikte yalıtılması durumunda, boruların toprağa gömülme derinliği) için ısı kayıp bağıntılarını elde ederek hesaplar yapmışlardır.

Adamo *et al.* (1997), İtalya'da yaptıkları çalışmada, üçyüz (300) km boru dağıtım şebekesine sahip bir bölgesel ısıtma sisteminde termoekonomik analiz metodunu kullanarak optimum boru çaplarını ve yalıtım kalınlıklarını hesaplamışlardır. Optimum değerlere uyulması durumunda boru dağıtım şebekesinden yılda 55380 \$ (dolar) tasarruf edilebileceğini ortaya koymuşlardır.

Gustafson (2000), yaptığı çalışmada, eski binalarda kullanılan enerjiyi aza indirmek için optimizasyon yapmış ve bunun için bir simülasyon programı geliştirmiştir. Bu programı kullanarak ısıtma sistemlerinde ömür-çevrim maliyet karşılaştırması yapmıştır. Burada en önemli vurgulanan sonuç, bölgesel ısıtma sistemlerinde işletme maliyetlerinin düşük olması için binalarda yeniden yalıtım yapılması ve ısı kayıplarının en aza indirilecek şekilde binaların dizayn edilmesidir.

Benonysson *et al.* (1995), bölgesel ısıtma sistemlerini inceleyerek bu sistemlerin optimizasyonu için dinamik bir program geliştirmişler ve bu sistemlerin minimum maliyetli optimum çalışma şartlarını belirlemeye çalışmışlardır. Bu çalışmada, hava sıcaklıklarının değişken olması ve buna bağlı olarak ısı ihtiyacının da sürekli değişmesinden dolayı ısıtma sistemlerindeki otomatik kontrol sistemlerinin dinamik olarak çalışması gerekliliği vurgulanmıştır.

Song (2000), ısıtma sistemlerini, toplam enerji sistemi açısından inceleyerek gerçek yakıt maliyetlerini ekserjiye dayalı olarak hesaplamıştır. Ayrıca bu sistemleri, çevreye yaydıkları zararlı emisyon açısından da incelemiştir. Yapılan bu çalışmada kombine ısı güç santrallerinin kullanılması ve ısıtma için kullanılan akışkan sıcaklığının düşük tutulması durumunda enerji maliyetlerinin düştüğü ve çevresel kirlenmenin de azaldığı vurgulanmıştır.

Bakos *et al.* (1999), merkezi ısıtma sistemlerinde yakıt tasarrufu için enerji yönetim metodu geliştirerek bu metodu gerçek bir sistemde uygulamışlar ve % 14 lük bir yakıt tasarrufu sağlamışlardır.

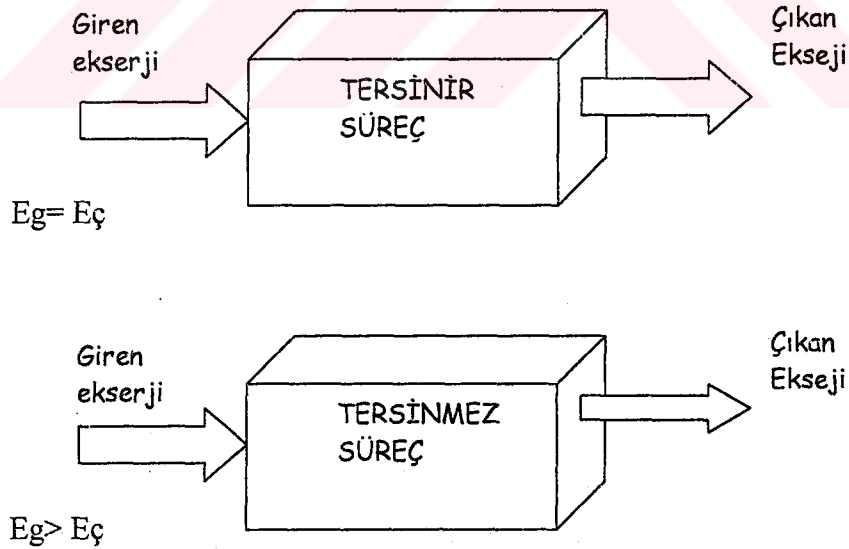
Manninen and Zhu (1998), yaptıkları çalışmada, bir termal ısı güç santralini termodinamik açıdan analiz ederek, sistem için matematiksel optimizasyon yapmışlardır. Termodinamik analiz yaparken termodinamiğin birinci, ikinci kanununu açısından değerlendirilmiş ve termoekonomi kullanılarak sistemin optimum şartları belirlenmiştir.

İnalı vd. (2002), GAP için yaptıkları çalışmada kojenerasyon sistemlerinin teknik ve ekonomik açılardan uygunluğu araştırılarak GAP bölgesi için önemi vurgulanmıştır. GAP bölgesinde uygulanacak kojenerasyon sistemlerinin, enerjinin verimli kullanılmasına ve çevre sağlığına katkısı olacağı ifade edilmiştir.

Bir enerji kaynağının enerji miktarını belirlemek, sistemi kurmak için yeterli bilgi değildir. Asıl bilinmesi gereken, enerji kaynağının iş potansiyeli yada kaynağın iş yapma imkanıdır. Belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek maksimum işi veren özelliğe kullanılabilirlik denilmektedir. Son yıllardaki çalışmalarda, kullanılabilir enerji (availability energy) ile birlikte ekserji (exergy) kavramı bütün dillerde ortak kullanılabilen bir kavram haline gelmiştir(Çengel ve Boles 1994, Büyüktür 1995)

Enerji dönüşüme uğrarken çeşitli süreçlerden geçer. Bu süreçler termodinamik kanunlarına göre incelenir ve enerji dönüşüm sistemleri bu kanunlara göre boyutlandırılır. Enerjinin niceliğini yani, enerjinin korunumunu ifade eden Termodinamiğin I. Kanunu, sistemlerdeki kullanılabilir enerjiyi belirleyemediğinden, araştırmacılar tarafından yetersiz olduğu görülmüştür. Bundan dolayı enerjinin niteliğini inceleyen Termodinamiğin II. Kanununa göre de sistemler incelenmeye başlanmıştır. Özellikle; çalışmaların çoğunda bir enerji sisteminin yapabileceği maksimum yararlı iş çoğunlukla analiz edilmiş ve sistemin kullanılabilirliği buna göre tespit edilmiştir.

İç enerji, ısı enerjisi ve kimyasal enerji gibi enerji türleri tersinir değişime uğradıklarından çevre şartlarında denge durumuna gelirler. Bu denge durumunda hala belirli bir enerjiye sahip oldukları halde enerjilerinin tamamını işe dönüştürmek mümkün olamaz (Onat 1990) . Buradan anlaşılacağı üzere, enerjinin ancak bir kısmı kullanılabilir.



Şekil 1.6 Tersinir ve Tersinmez Süreçlerde Ekserji (Kullanılabilir Enerji) İlişkisi

Enerjinin kullanılabilen kısmı “Ekserji” olarak adlandırılır ve Termodinamiğin II. Kanunu ile belirlenir. Şekil 1.6’da görüldüğü gibi tersinir süreçlerde ekserji sabit kalırken tersinmez süreçlerde ekserjinin bir kısmı veya tamamı harcanır.

Ekserji analizinin önem kazandığı belli başlı alanlar şunlardır (Eğrican 1990):

- Değişik türlerde enerjiler üreten veya farklı nitelik ve nicelikte enerjiler tüketen tesislerde maksimum verimlilik tespiti
- Yapılabilirlik analizleri ve ön tasarım
- Tasarımların en iyilenmesi (optimizasyon)
- İşletme parametrelerinin seçimi ve işletme ekonomisi

Enerji sistemlerinin ikinci kanun kapsamında incelenmesine yönelik çalışmalar, analizde seçilen parametreye bağlı olarak iki ana grupta toplanabilir.

- Entropi bazlı çalışmalar
- Ekserji bazlı çalışmalar

İçerik ve amaç açısından ise

- Sistem performansı, verimlilik, tersinmezliklerin saptanması ve entropi üretiminin tespiti
- İkinci kanun esaslı ekonomik analiz (termoekonomi) çalışmaları

Ekserji kavramının ortaya çıkmasından sonra, enerji dönüşüm sistemlerinde ekserji analizi yapılmış ve sistemlerin gerek verimlilikleri gerekse ekonomik durumları ekserji analizleri ile belirlenmiştir.

Araştırmacılar 20. Yüzyılın başlarında, ikinci kanuna dayalı ekserji analizi ve bununla birlikte kullanılan ekonomik analizlerden yola çıkarak ürünlerin ekserjilerini baz alarak ısı güç sistemlerinde elektriğin gerçek fiyatlarını belirlemişlerdir. 1960’lı yıllarda Tribus ve Evans tarafından deniz suyundan tatlı su eldesi işlemine ekserji verimliliği açısından yaklaşım ve termoekonomi kavramı ilk kez ortaya konulmuştur (Eğrican 1990). Aynı yıllarda farklı araştırmacılar tarafından yapılan çalışmalarda güç santrallerinde ekserji ve termoekonomik analiz birlikte incelenmiştir.

Tekin (1996) yaptığı çalışmada, Erzurum Şeker Fabrikasının ekserji analizini yapmıştır. Bu amaçla sistemin matematik modelini kurarak her bir alt ünite için ekserji bant diyagramı oluşturmuş ve enerji, ekserji kayıp miktarları ile yerlerini belirlemiştir. Ayrıca yapısal bağ katsayıları ile tesisin üniteleri arasındaki etkileşimleri incelemiştir. Sonuçta bazı proses değişkenlerin uygun şekilde ayarlanması ile ekserji kaybında %26'lık bir azalmanın mümkün olacağını ortaya koymuştur.

Moran ve Scuibba (1994), ekserji konusundaki çalışmaları tarayarak ekserji çeşitlerini tanımlamıştır. Ayrıca ekserji analizinin prensiplerini ve pratik temel bağıntılarını ortaya koyarak ekserji çeşitleri için bağıntıları ayrı ayrı çıkarmıştır.

Ertay (1997), Türkiye'de konut ve bina sektöründe enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Bu çalışmada konut sektörü, diğer sektörlerle karşılaştırıldığında, konut sektörünün en düşük ekserji verimliliğine sahip sektör olduğu tespit edilmiştir. Bunun nedeni olarak bu sektörde, ısıtma, pişirme gibi düşük kalitede enerji gerektiren işlemler için yüksek kalitedeki kaynakların tüketilmesi gösterilmektedir.

Gürer (1997), Türk Sanayisinde, enerjiyi yoğun olarak kullanan sektörlerin iyileştirme yöntem ve potansiyellerini belirleyerek, bu iyileştirmelerin ülkenin toplam enerji ve ekserji tüketimi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Bu çalışmada, Demir Çelik sektörü hem yüksek enerji tasarruf potansiyelinden dolayı hem de iyileştirmeler için yapılacak yatırımın düşük olması sebebiyle en çok tasarruf sağlanabilecek sektör olarak belirlenmiştir. Tavsiye edilen iyileştirmeler sonrasında, 2000 yılındaki endüstriyel enerji kullanımındaki tasarruf potansiyeli % 12.2 olarak belirlenmiştir. Aynı şekilde tüm ülke enerji ve ekserji kullanımının % 3.2 azalacağı belirlenmiştir. Yeni tesislerin devreye girmesiyle, 2000-2010 dilimi için endüstriyel ve toplam tasarruf potansiyelleri, sırasıyla %6.1 ve %1.5 olarak belirlenmiştir. Türkiye'nin toplam birinci ve ikinci kanun verimleri, 2000 yılı için sırasıyla %35.1 ve %12.6 olarak, 2010 yılı için %35.6 ve %12.8 olarak bulunmuştur.

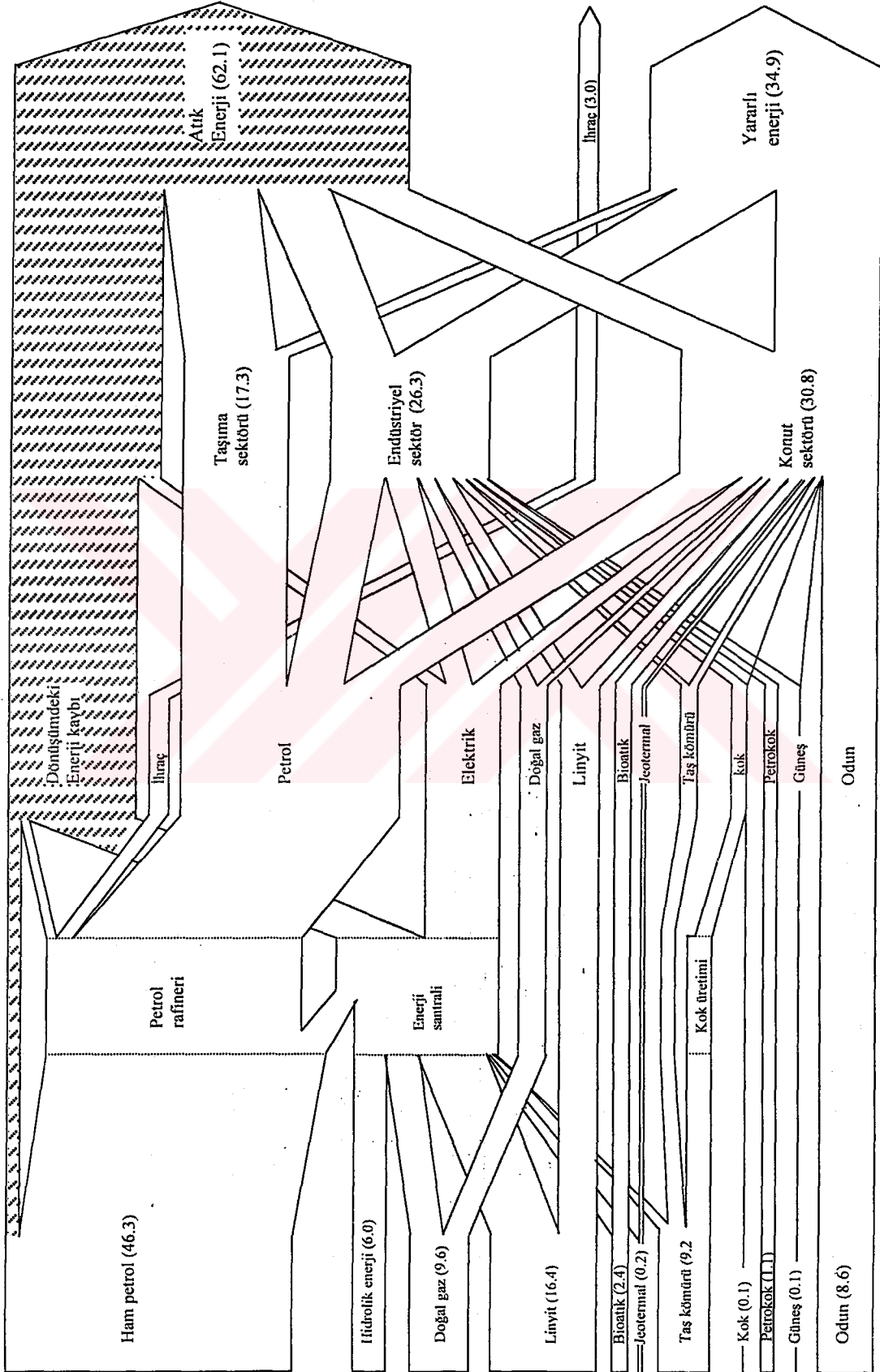
İleri ve Gürer (1998), birlikte yaptıkları çalışmada, ülkemizin enerji ve ekserji durumunu incelemişler ve her bir sektörde enerji ve ekserji kayıplarını belirlemişlerdir. Bu çalışmada, konutlarda harcanan enerjinin, ekserji verimlerinin düşük olduğu ortaya konulmuştur (şekil 1.7 ve şekil 1.8). Şekillerden görüldüğü gibi Türkiye tükettiği enerjinin %62'si atık enerji olarak karşımıza çıkarken, enerjinin ancak %35 i yararlı enerji olarak kullanılmaktadır. Ekserjisinin ise %83.9 kullanılmazken, %13.1'i faydalı ekserji olarak kullanılmaktadır.

Guariello *et al.* (2000), gaz türbinli kojenerasyon ısı güç santralini enerjetik, ekserjetik ve termoeconomik açıdan analiz etmişlerdir. Santralin herbir elemanı için ekserjetik ve ekserjetik ürün maliyetleri çıkarılarak tüm sistem için ekserji ve maliyet analizi yapılmıştır.

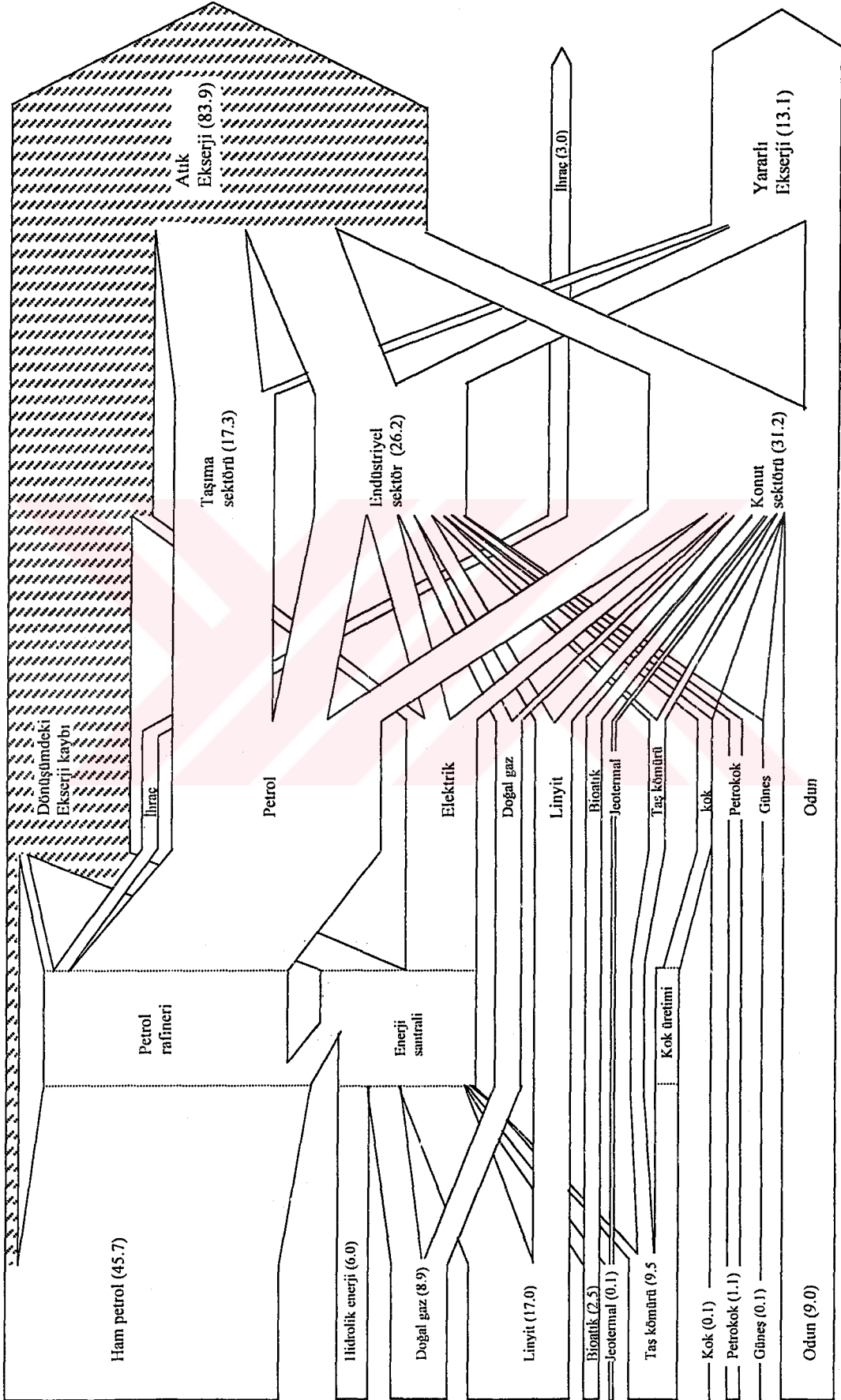
Doldersum (1998), ekseji analiz programı yardımı ile rafinerideki her bir sistemin enerji ve ekserji kayıplarını hesaplamıştır. Yapılacak çalışmalarla rafinerideki ekserji kayıplarında %70 azalma sağlanacağı ve bu sayede önemli oranlarda yakıttan tasarruf sağlanabileceğini ortaya koymuştur.

Nakicenovic *et al.* (1996), ise çeşitli ülkelerin ekserji ve enerji durumlarını sektörlere göre incelemişlerdir. Bu çalışmada da konutlara harcanan yararlı ekserjinin düşük olduğu tespit etmişlerdir.

Dinçer (2000) çalışmasında, soğutma sistemleri için enerji ve ekserji analizini bir örnekle göstermiştir. Çalışmada ayrıca enerji ve ekserji kavramları üzerinde karşılaştırmalı bir yaklaşımla bilgiler sunulmuştur. Bu çalışmada verilen bazı tipik enerji kullanımlarına ait enerji ve ekserji verimlerinin değerleri çizelge 1.1'de verilmiştir. Ayrıca tersinir ve tersinmez süreçlere ait ekserji ilişkisi de şekil 1.6'da verilmiştir.



Şekil 1.7 Türkiye için enerji diyagramı (İleri 1998)



Şekil 1.8 Türkiye için ekserji diyagramı (İleri 1998)

Çizelge 1.1 Bazı Enerji kullanım alanları için enerji ve ekserji verimleri

Kullanım Alanı	Enerji Verimi	Ekserji Verimi
Elektrik Üretimi ya da tüketimi	0.90-0.95	0.30
Endüstriyel Buhar Üretimi	0.85	0.25
Diesel Gücü ile Ulaşım	0.40	0.10
Benzin Gücü ile Ulaşım	0.25	0.10
Bir yerin ısıtılması ya da soğutulması	0.50-0.80	0.05
Kullanım suyunun ısıtılması	0.50-0.70	0.05
Aydınlatma	0.05	0.05

Onat (1990), yaptığı çalışmada, ekserji (kullanılabilir enerji) kaybının minimize edilmesiyle ilgili bazı sosyal örneklerle inceleme yapmış, bu arada kazan ve soğutma sistemi için bir de ekserji analizi örneği vermiştir.

Lee *et al.* (2001), enerji sistemlerinin optimizasyonuna yeni bir yaklaşım getirerek, enerji sistemlerinde optimizasyon parametrelerini belirlemişlerdir. Bu sayede enerji sistemlerinin verimlerinin nasıl artacağını ortaya koymuşlardır.

Sorin *et al.* (1998), kimyasal reaksiyonların ekserji verimlerini hesaplamışlardır. Sorin *et al.* (2000), yaptıkları başka bir çalışmada yeni bir teknik geliştirerek, kimyasal proseslerde azaltılabilir ekserji analizi yapmışlardır. Buldukları sonuçları literatürle karşılaştırarak doğru sonuçları sağlamışlardır.

Song *et al.* (2002), 150 MW'lık bir gaz türbin sisteminde ekserji analizine dayalı bir performans analizi yapmışlardır. Gaz türbin sistemin bütün elemanları için türbinin farklı yük durumlarında ekserji kayıp oranlarını hesaplanmışlardır. Örneğin yanma odasının ekserji kayıp oranı yük durumuna göre %28.3 ile %41.6 arasında değiştiği ortaya çıkmıştır.

Torres ve Gallo (1998), 200 MW elektrik enerjisi ve saatte 2100 ton buhar üreten bir kojenerasyon santralinde birinci kanun ve ekserji verimlerini hesaplayarak ünitelerde meydana gelen tersinmezlikleri hesaplamışlardır. Bu çalışmada, sadece güç üretimi için enerji verimi %9.62, ekserji verimi %8.96; kojenerasyon durumunda enerji verimi %88.4, ekserji verimi %38.75 olarak bulunmuştur.

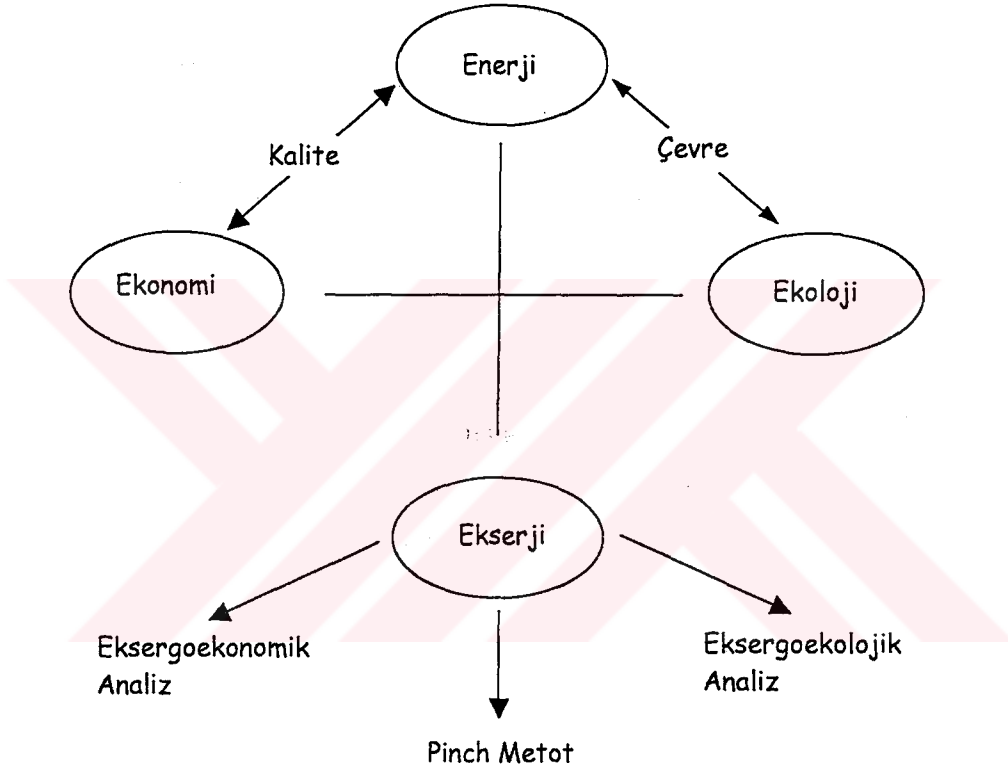
Ertesvag (2001), çeşitli ülkelerin değişik sektörlerindeki enerji ve ekserji kayıplarını analiz ederek bu sektörlerdeki ekserji verimlerini hesaplamıştır. Ayrıca incelenen ülkelerdeki ekserji girişinin sektörler göre dağılımını inceleyerek, bu ülkeler için ortalama ekserji verimlerini karşılaştırmalı bir şekilde elde etmişlerdir. Bu sonuçlar çizelge 1.2’de verilmiştir.

Çizelge 1.2 Ülkelerin sektörler göre ekserji verimleri

	Sanayi	Ulaşım	Konut	Ülke genel Ekserji verimi
Norvec (1995)	0.46	0.16	0.11	0.24
İsvec (1994)	0.36	0.13	0.13	0.16
İtalva(1990)	0.42	0.10	0.02	0.17
Japonva (1985)	0.41	0.10	0.03	0.19
Brezilva(1987)	0.43	0.10	0.12	0.23
Kanada(1986)	0.42	0.23	0.15	0.24
Finlandıva(1985)	0.43	0.10	0.08	0.13
Türkive(1995)	0.33	0.15	0.06	0.13
USA(1970)	0.41	0.20	0.14	0.21
OECD(1990)	0.32	0.15	0.07	0.12
Dünva(1990)	0.27	0.16	0.05	0.10

Verkhivker ve Kosoy (2001), yaptıkları çalışmada Rankin buhar güç santrallerini ve nükleer santrallerini ekserji ve ekonomik açıdan analiz ederek her iki santral için ekserji kayıpları ve enerji ekserji verimlerini hesaplamışlardır. Yapılan bu çalışmada, Rankin buhar güç santralinde, kimyasal ekserjinin %62.03’lük kısmı tersinmezliklere harcandığı tespit edilmiştir.

Enerji ile ekonomi, ekserji ile ekonomi , enerji ile çevre ve ekserji ile çevre arasında kuvvetli bir bağ vardır. Bunlar arasındaki bağ şekil 1.9’da görülmektedir. Enerjinin verimli kullanılmasının yanında ekonomik kullanılması da gerekmektedir. Bundan dolayı enerji sistemlerinin verimliliği ekonomik parametrelerde dikkate alınarak incelenip analiz edilmelidir.



Şekil 1.9 Enerji, ekserji, çevre ve ekonomi arasındaki ilişki

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

Tsatsaronis ve Moran (1997), yaptıkları çalışmada, ekserji verimi, kayıp ekserji miktarı, ekserji kayıp oranı, kayıp ekserji maliyeti, eksergoekonomik faktör ve ilk yatırım maliyeti gibi termoekonomik değişkenleri kullanarak kojenerasyon sisteminde minimum maliyet analizi yapmışlardır. Bu çalışmada, türbinden elde edilen elektriğin maliyeti 18.76 \$/GJ olarak hesaplanırken, ısıtma amaçlı kullanılan sıcak suyun maliyeti ise 27.23 \$/GJ olarak hesaplanmıştır.

Campo *et al.* (1998), şeker fabrikasında bulunan kombine ısı güç üretim sisteminde eşitlik metodu kullanarak sistemin her bir ünitesindeki çıktılar için ekserji ve maliyet analizi yapmışlardır. Özellikle büyük tersinmezliklerin olduğu ünitelerde maliyetinde artışı ve bundan dolayı sistemin ürün maliyetinin arttığını tespit etmişlerdir.

Kim *et al.* (1998), kojenerasyon sisteminde ekserji ve ekonomik analizi birlikte kullanarak sistemden elde edilen elektriğin ve ısının maliyetlerini hesaplamışlardır. Ayrıca değişik yük durumlarında, kimyasal, termal, mekanik, elektrik ve buhar ekserji maliyetlerini hesaplayarak, en düşük ekserji maliyetinin %100 yük durumunda olduğunu tespit etmişlerdir.

Arena *et al.* (1999) yaptıkları çalışmada termal güç üreten bir sistemde farklı üretim yöntemlerine dayanılarak termoekonomik analiz yapmıştır. Burada ekserji akışları (mekanik, termal, fiziksel ve kimyasal ekserji) kullanılarak sistemdeki alt elemanlar ve sistemin tümü için ortalama ekserjetik maliyet hesaplanmıştır.

Erlach *et al.* (1999), yaptıkları çalışmada termoekonomide yaygın olarak kullanılan matematiksel bağıntılar ve standartlar ile yapısal teoriyi, geliştirerek kombine güç sisteminde uygulamışlardır. Bu çalışmada ayrıca termoekonomik hesap yöntemi olan LIFO (last-in-first-out) ile de aynı sistemi analiz etmiş ve gerçek bir enerji sisteminde termoekonomik çözümlemenin kolay bir şekilde yapılabileceğini göstermişlerdir.

Yantovski (2000), eksergonomi konusunda yapılan çalışmaları incelemiş ve eksergonomiye kullanarak sistemlerin optimizasyon bağıntılarını çıkarmıştır. Bu bağıntıları kullanarak minimum ekserji kayıpları için model geliştirmiş ve bu modeli örnek ile göstermiştir. Bu örnekte, bir duvardaki ısı transferi incelenmiş ve termal yalıtım optimizasyonu yapılarak bir metre kareden geçen optimum ısı transferi eksergonomi yardımı ile 49.7 W/m^2 olarak bulunmuştur.

Zhang *et al.* (2000), enerji sistemlerinin optimizasyonu için sistematik eksergoekonomik metodoloji ile enerji ve ekserji maliyetlerini belirleyen “three-link-model” adında yeni bir model geliştirmişler ve bu yöntem ile örnek bir sistemi analiz ederek geliştirdikleri modelin verimli ve etkin olduğunu ortaya koymuşlardır.

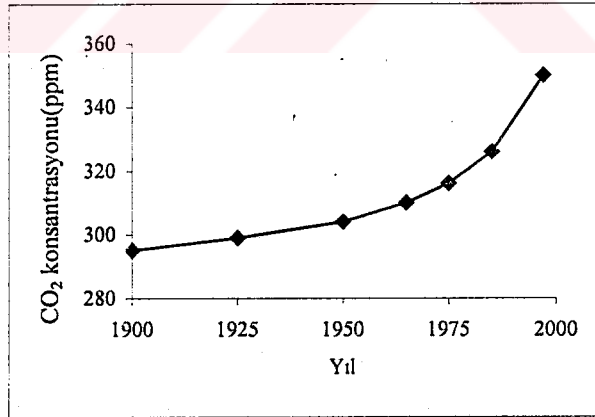
Tsatsaronis ve Park (2002), termal sistemlerin maliyet etkinliğini ve termodinamik performanslarını incelemişler, sistemin geliştirilebilir potansiyelini araştırmışlardır. Bir kojenerasyon sistemini örnek alarak, bu sistemdeki kompresör, türbin, ısı eşanjörü ve yanma odası için önlenebilir ekserji kayıplarını ve yatırım maliyetlerini incelemişlerdir.

Enerji üretimi ve tüketimiyle birlikte ortaya çıkan küresel çevre problemleri günümüzde tüm toplumları tehdit etmektedir. İnsanlar ilk çağlarda basit enerji kaynakları kullanarak enerji ihtiyaçlarını karşılıyorlardı. Dünya nüfusunun artması ve sanayileşme devrimi ile birlikte odun, petrol, kömür, gaz gibi fosil yakıtlar da kullanılmaya başlanılmıştır. Bu yakıtların kullanılmasıyla birlikte atmosferdeki gaz oranları da değişmeye başlamıştır. Atmosferdeki bu dengenin değişmesi, insan ve bitki yaşamını tehdit eden, asit yağmurlarının oluşmasına, ozon tabakası kalınlığının değişmesine ve sera etkisine (küresel ısınmaya) neden olmaktadır. Bu problemler zamanla artarak günümüzde ve gelecekte yerel, bölgesel ve küresel dünyamızı tehdit edecektir (Rosen ve Dinçer 1997, Dinçer ve Rosen 1999).

Fosil yakıtların yoğun bir şekilde yakılması sonucu, başta karbondioksit olmak üzere, atmosferde sera etkisi oluşturan gaz miktarlarının zamanla artması ve buna bağlı olarak

dünyamızın ısınması olayı, sera etkisi nedeniyle küresel ısınma olarak tanımlanmaktadır. Genel olarak sera etkisi yapan gazlar arasında, karbondioksit, metan, karbon monoksit, hidrokarbonlar ve kloroflora karbonlar gibi gazlar bulunmaktadır. Bu gazlar içerisinde de en etkili gaz karbondioksittir.

CO₂ güneşten gelen ve genelde kısa dalga boyunda olan ışınları geçirmekte, buna karşılık, yerden yansıyan ve genellikle uzun dalga boyundaki ışınları atmosferden yayılmasına engel olmaktadır. Bu nedenle, son yüzyılda atmosferde artan CO₂ içeriği dünyanın ortalama sıcaklığında bir artmaya sebep olmuştur. Bu artmanın, yeryüzüne yakın atmosfer tabakalarında ısınma ve hava kürenin yukarı kısımlarında ise soğuma oluşturması nedeniyle yüksek basınç sistemlerinin etkileneceği, buna bağlı olarak da iklim koşullarında aşırı değişmelerin görüleceği tahmin edilmektedir. CO₂ derişimi 1900'lü yıllarda 290 ppm basamağında iken yaklaşık 100 yıl içinde 350 ppm basamağına yükselmiştir. Şekil 1.10'da yıllara göre atmosferdeki CO₂ miktarındaki değişimler görülmektedir (Çomaklı vd. 2002).



Şekil 1.10 Atmosferdeki CO₂ konsantrasyonunun yıllara göre değişimi

Özellikle kömür ve petrol gibi fosil yakıtlardan atmosfere atılan kükürt dioksit, azot oksitler ve karbon gazları, yağmur damlaları ile birleşerek sırayla sülfürik asit, nitrik asit ve karbonik asiti oluşturur. Yer yüzünde tarım alanlarına, binalara, insanlara ve tüm canlılara zarar veren bu asit yağmurları nedeniyle Avrupa, Amerika ve daha bir çok

ülkede ormanlık alanlar zarar görmüştür. Bu zararlar 1985 yılından sonra hesaplanmaya başlanmış ve fosil yakıtların sosyal maliyeti, insanlığa verdiği zarar altında toplanmaya başlanmıştır (Dinçer ve Rosen 1999).

Son yıllarda, birçok araştırmacı tarafından yapılan çalışmalarda, enerji tüketimiyle ortaya çıkan çevre sorunlarını gidermenin yolları araştırılmış ve bu sorunlara çözümler önerilmiştir. Bütün araştırmacıların vardıkları ortak noktalar;

- Enerjinin verimli bir şekilde tüketimi
- Enerji tüketen sistemlerin ekserji açısından analiz edilmesi
- Düşük enerji kayıplı binaların geliştirilmesi
- Yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının yaygınlaştırılması
- Enerji tüketimi konusunda insanların eğitilmesi

şeklinde özetlenebilir (Mohsen ve Akash 2001, Bakos 2000, Bowitz ve Trong 2001, Rosen ve Dinçer 1997, Dinçer 1999, Dinçer ve Rosen 1999, Wang ve Feng 2000, Rosen ve Dinçer 1999).

Yukarıda açıklanan literatür çalışmalarından görüldüğü gibi enerji ve ekserji analizi, enerji sistemleri için oldukça önem arz etmektedir. Önemli bir enerji tüketimine sahip olan Atatürk Üniversitesi ısıtma sisteminde enerji ve ekserji analizinin yapılması oldukça yararlı olacaktır.

Bunlar dikkate alınarak, bu çalışmada, dört kazandan, 53 adet eşanjör dairesinden, 11985 m uzunluğunda kızgın su dağıtım hatlarından oluşan ve yılda yaklaşık 10000 (onbin) ton özel kalorifer yakıtı tüketen Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Sistemden alınan verilerle matematik model oluşturularak bilgisayar programı hazırlanmıştır.

Çalışmada, öncelikle kazandaki yanma olayı incelenerek kazanda meydana gelen tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri tespit edilmiştir. Daha sonra ısıtma sisteminin

diğer bölgelerinde meydana gelen enerji kayıpları incelenmiş ve sistem üzerine etkileri hesaplanmıştır. Ayrıca sistem yapısal bağ katsayıları açısından analiz edilerek kazanda elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyeti hesaplanmıştır.



2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Termodinamiğin Birinci Kanunu ve Enerji

Doğanın en temel kanunlarından biri enerjinin korunumunu ifade eden termodinamiğin birinci kanunudur. Bu kanun bir termodinamik süreç sırasında bir enerjini türünün farklı bir enerji türüne dönüşebileceğini fakat toplam miktarının sabit kalacağını belirtir. Bir başka ifadeyle enerji yoktan var edilemez veya var olan enerji yok edilemez.

Enerji çevrede değişiklik yapma yeteneğidir ve ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, kimyasal ve nükleer gibi değişik türlerde bulunabilir. Sistemin toplam enerjisi, belirtilen enerjilerin var olanlarının toplamıdır. Bir sistemin toplam enerjisi termodinamikte aşağıdaki bağıntılar ile verilmektedir.

$$E = U + E_K + E_P \quad (2.1)$$

veya birim kütle için

$$e = u + e_k + e_p \quad (2.2)$$

Burada e enerji, u iç enerji, e_k kinetik enerji, e_p potansiyel enerjiyi göstermektedir. Kinetik enerji, en genel anlamda sistemin hareketinden dolayı sahip olduğu enerjidir ve

$$e_k = \frac{v^2}{2} \quad (2.3)$$

şeklinde hesaplanır. Potansiyel enerji ise sistemin bir yer çekimi alanındaki yüksekliğe bağlı olarak sahip olduğu enerjidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$e_p = gz \quad (2.4)$$

2.2. Termodinamiğin İkinci Kanunu ve Entropi

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin miktarı üzerinde durur ve enerjinin hal değişimleri sırasındaki dönüşümleri sayısal değerlerle ifade eder. Farklı enerji kaynaklarının nitelikleri arasında ayırım yapmaz. Termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin miktarının yanında kalitesini de ön plana çıkarır. Dolayısıyla ikinci kanun, bir enerji kaynağının maksimum iş potansiyeli üzerinde durur. Bir sistemde entropi üretimi, iş yapma imkanlarının değerlendirilememesi, enerji niteliğinin azalmasına neden olur. Bu bakımdan araştırmacılar bir sistemin değerlendirilmesinde, termodinamiğin birinci kanunu ile ikinci kanununun birlikte düşünülerek analiz edilmesinin daha doğru olacağını söylemişlerdir (Çengel ve Boles 1994). Termodinamiğin ikinci kanununun ortaya çıkardığı en önemli kavramlar tersinmezlik ve entropidir.

2.2.1. Tersinmezlikler

Bazı enerji türleri kayıpsız olarak ısı enerjisine dönüşürken, ısı enerjisi örneğin mekanik enerjiye kayıpsız olarak dönüşmesi mümkün değildir. Kayıpsız olarak enerji dönüşümü tersinir (reversible) süreç olarak adlandırılmıştır. 19. yüzyılda Lord Kelvin, Carnot ve Clausius gibi bilim adamları yaptıkları çalışmalarda termal (ısı) enerjiyle çalışan makinalarda enerji alış-verişinin termodinamiksel esaslarını ortaya koymuşlardır. Bu esaslar, enerjinin değişik çeşitleri arasındaki dönüşümler sırasında bazı düzensizlikler olduğunu göstermiştir. Enerji dönüşümleri sırasında ortaya çıkan düzensizlikler, termodinamiğin ikinci yasasının temelini oluşturmuştur. Bu yasaya göre enerji dönüşümü sırasında oluşan düzensizliklere tersinmezlik adı verilmiştir (Cornelissen 1997)

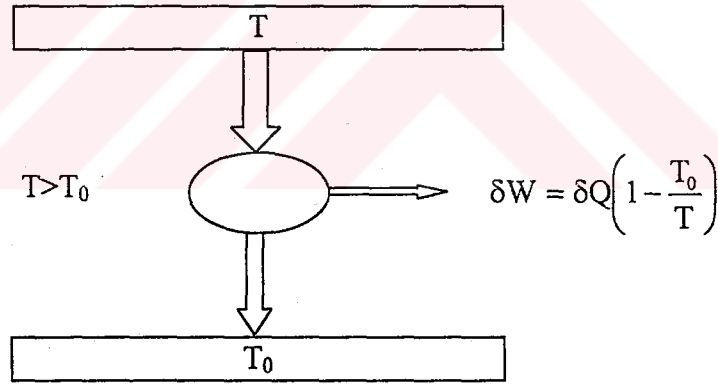
Termodinamiğin ikinci yasasına göre, tüm doğal enerji dönüşüm süreçleri tersinmezdir. Dolayısıyla, ısı enerjisi hiçbir zaman tümüyle mekanik enerjiye dönüşemez. Bu tanıma göre; ısı enerjisinin bir kısmının yok olduğu anlamı çıkmaz. Bunun anlamı, ısı

enerjisinin bir kısmının iş üretme yeteneğinin olmayışdır. Isı enerjisinden maksimum değerde iş elde etme miktarı carnot verimi ile ölçülür. Carnot veriminin büyüklüğü ise sıcak ve soğuk kaynakların sıcaklıklarına bağlıdır (şekil 2.1).

Tersinmezliklere sebep olan birçok etken vardır. Bunlar aşağıda sıralanmıştır.

- Sonlu sıcaklık farkında ısı transferi (şekil 2.2),
- Gazların ve sıvıların sonlu basınç farkıyla genişlemesi,
- Kimyasal reaksiyonlar,
- Farklı kimyasal potansiyellere sahip maddelerin karışması,
- Sürtünme,
- Direnç içerisindeki elektrik akımı,
- Elastik olmayan deformasyon,

Bu etkilerden herhangi birinin olması durumunda süreç tersinmez olur.



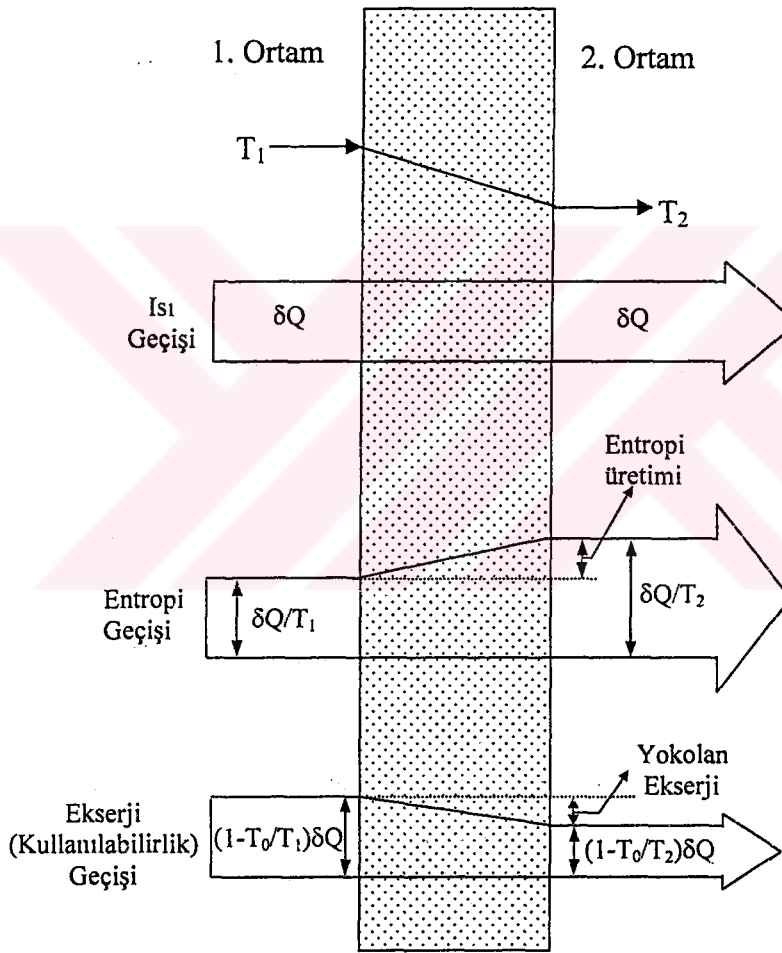
Şekil 2.1. Isı enerjisinden maksimum değerde iş elde edilmesi

2.2.2. Entropi

Enerji dönüşümü sırasında ortaya çıkan düzensizlikler, aynı zamanda entropi kavramının ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bu kavramı ilk kez Clasius kullanmıştır.

$$dS \geq (\delta Q / T)_{\text{terz}} ; \quad dS = (\delta Q / T)_{\text{ter.}} \quad (2.5)$$

Bu ilişki çevredeki entropi artışının ısı enerjisi ile doğru orantılı olduğunun bir ifadesidir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre gerçek enerji dönüşüm süreçlerinde toplam entropi sürekli artar. Entropi, sıcaklık, basınç, vb. fiziksel büyüklükler gibi ölçülemez. Sistemlerdeki entropi değişim miktarı hesaplanarak bulunur. Entropi artışı ancak ısıl denge durumunda sabit kalır.



Şekil 2.2. Sonlu sıcaklık farkında; sıcaklık, ısı, entropi ve ekserji geçişi

En genel halde kapalı bir sistem için entropi değişimi;

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right) + S_G \quad (2.6)$$

bağıntısı ile verilir.

2.3. Kontrol Hacmi veya Açık Sistemler

Mühendislik uygulamalarının çoğunda sisteme kütle girişi ve çıkışı vardır. Bu nedenle kontrol hacmi tanımına gerek duyulmuştur. Kontrol hacminde kütle, enerji ve entropi büyük rol oynar. Bu kısımda kütle, enerji ve entropi değişimi bağıntıları verilmiştir.

2.3.1. Kütle, Enerji ve Entropi Dengeleri

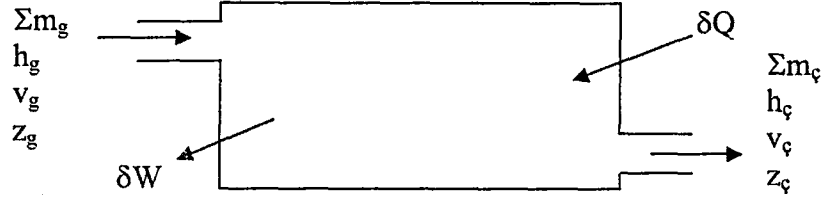
Kütlenin korunumu: Kütlenin korunumu doğada bulunan temel ilkelerden biridir. Kütlede enerji gibi yok olmaz ve süreçler sırasında korunur. Kontrol hacmi için kütlenin korunumu ilkesi aşağıda gösterilmiştir.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_g \dot{m}_g - \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi} \quad (2.7)$$

kütlenin korunumu denklemi akışkanlar mekaniğinde genellikle süreklilik denklemi olarak adlandırılır. Bir kesitten birim zamanda akan kütle miktarına kütleli debi denir.

Kontrol hacmi enerji dengesi: Şekil 2.3 deki kontrol hacmi için enerjinin korunumundan hareketle enerji dengesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{dE_{kh}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum \dot{m}_{\varphi} \left(h_{\varphi} + \frac{V_{\varphi}^2}{2} + gz_{\varphi} \right) \quad (2.8)$$



Şekil 2.3 Kontrol hacmi

Kontrol hacmi entropi dengesi: Entropi, enerji dengesine benzer şekilde kontrol hacmi giriş ve çıkışı için aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\frac{dS_{kh}}{dt} = \sum_g \dot{m}_g s_g - \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi} s_{\varphi} + \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{S}_u \quad (2.9)$$

Burada eşitliğin sol tarafındaki terim kontrol hacmindeki entropi değişimini; sağ tarafındaki birinci, ikinci ve üçüncü terimler ise entropi transferini; dördüncü terim ise kontrol hacmi içerisindeki tersinmezliklerden dolayı entropi üretimini göstermektedir.

2.3.2. Kararlı Durumda Kütle, Enerji ve Entropi Bağlıları

Yukarıda yazılan bağıntılar özelliklerin zamanla değiştiği durumlar için geçerlidir. Ancak özellikleri zamanla değişmeyen yani kararlı olan kontrol hacimleri için kütle enerji ve entropi bağıntıları yeniden düzenlenerek aşağıdaki şekilde yazılmaktadır.

$$\text{Kütle dengesi : } \sum_g \dot{m}_g = \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi} \quad (2.10)$$

$$\text{Enerji dengesi : } \dot{Q}_{kh} - \dot{W}_{kh} = \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi} \left(h_{\varphi} + \frac{V_{\varphi}^2}{2} + gz_{\varphi} \right) - \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (2.11)$$

$$\text{Entropi dengesi : } \dot{S}_u = \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi} s_{\varphi} - \sum_g \dot{m}_g s_g - \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \quad (2.12)$$

2.4. Özelik Bağlıları

T.ds eşitlikleri: İç enerji, entalpi ve entropi arasındaki bağıntılara denir T.ds eşitlikleri denir. Basit sıkıştırılabilir bir sistem için Gibbs denklemini birim kütle için,

$$Tds = du + Pdv \quad (2.13)$$

şeklinde yazılır. Ayrıca entalpi tanımından ($h=u+Pv$) yararlanıp du yerine entalpi cinsinde değeri yazılırsa,

$$h = u + Pv \quad (2.14)$$

$$dh = du + Pdv + v dP \quad (2.15)$$

$$Tds = dh - v dP \quad (2.16)$$

bağıntısı elde edilir. Burada 2.13 ve 2.16 nolu denklemler yeniden düzenlenerek entropideki diferansiyel değişim bulunur.

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{Pdv}{T} \quad (2.17)$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v dP}{T} \quad (2.18)$$

Böylece bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi yukarıdaki bağıntılardan birinin integrale edilmesi ile bulunabilir. Burada maddenin hal denklemini ve dh ile du 'nun sıcaklığa bağlı olarak değişimi bilinmelidir.

Özgül ısılar: Termodinamikte iki özgül ısı yaygın olarak kullanılır. Sabit hacimde özgül ısı c_v ve sabit basınçta özgül ısı c_p 'dir. Bu özgül ısılar sırası ile $u(T,v)$ ve $h(T,p)$ 'in kısmi türevlerinin fonksiyonlarıdır.

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (2.19)$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (2.20)$$

Katıların ve sıvıların entropi değişimleri: Katı ve sıvılar, hacimleri bir hal değişimi sırasında hemen hemen değişmediğinden sıkıştırılmaz madde kabul edilirler. Böylece katı ve sıvılar için $dv = 0$ alınabilir. Ayrıca sıkıştırılmaz maddeler için $c_p = c_v = c$ olduğu göz önüne alınırsa yukarıdaki denklemlerden hareketle katı ve sıvılar için entropi değişimi aşağıdaki basitleştirilmiş bağıntıdan bulunabilir.

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{cdT}{T} \quad (2.21)$$

Bu denklem integre edilerek bir hal değişimi sonundaki entropi değişimi bulunur.

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c(T) \frac{dT}{T} \quad (2.22)$$

Bu son bağıntıdan görüleceği gibi katı ve sıvıların entropi değişimleri yalnızca sıcaklığın fonksiyonudur. Bu denklem kullanılarak katı ve sıvılar için entropi değişimi oldukça hassas bir şekilde hesaplanabilir (Çengel ve Boles 1994).

2.5. İdeal Gaz Denklemleri

Moleküller arası ortalama uzaklığın, moleküllerin çapına oranla çok büyük olduğu ve bu nedenle aralarında karşılıklı çekim kuvvetinin bulunmadığı gazlara ideal gaz adı verilir. Basınçların çok küçük olması veya sıfıra doğru yaklaşması halinde bütün gazlar ideal gaz gibi dikkate alınabilir (Ayhan ve Çomaklı 1992).

Bir maddenin basıncı, sıcaklığı ve özgül hacmi arasındaki bağıntılara hal denklemleri denilmektedir. Bu denklemlerin en yaygın bilineni ve kullanılanı ideal gaz denklemleridir. İdeal gazlar için hal denklemleri;

$$Pv = RT \quad (2.23)$$

$$R = \frac{\tilde{R}}{M} \quad (2.24)$$

bağıntıları ile hesaplanır. $\tilde{R} = 8.314 \text{ kJ/kmol.K}$ üniversal gaz sabitidir. M ise gazın mol ağırlığıdır. İdeal gaz hal denklemi ve entalpi tanımı kullanılarak,

$$h = u + Pv \quad (2.25)$$

$$h = u + RT \quad (2.26)$$

yazılabilir. $u=u(T)$ olduğundan, ideal gazın entalpisi de yalnızca sıcaklığın fonksiyonudur. İdeal gazlarda iç enerji ve entalpinin sadece sıcaklığın fonksiyonu olması nedeniyle sabit hacim ve sabit basınçta ki özgül ısılar sırasıyla c_v ve c_p de yalnızca sıcaklığın fonksiyonudur ($c_v = du/dT$, $c_p = dh/dT$). Çengel ve Boles (1994) ideal gazın özgül ısılarının sıcaklıkla değişimini molar olarak veren üçüncü dereceden polinomları ifade eden bağıntıları aşağıdaki şekilde vermişlerdir.

$$c_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (2.27)$$

$$c_v = (a - \tilde{R}) + bT + cT^2 + dT^3 \quad (2.28)$$

bu denklemlerdeki a, b, c, d sabit katsayıları her bir gaz için farklı değerler almaktadır. Çeşitli gazlar için bu katsayılar çizelge 2.1' de verilmiştir.

2.5.1. İdeal Gazların Entropi Değişimleri

İdeal gazlar için hal denklemleri ile 2.17 ve 2.18 nolu denklemler kullanılarak, entropi değişimleri hesaplanabilmektedir. İç enerji ve entalpi bağıntıları 2.17, 2.18 nolu denklemlerde yerlerine yazılırsa ideal gazın bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi,

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T) \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (2.29)$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.30)$$

şeklinde yazılır.

Çizelge 2.1 Çeşitli gazlar için özgül ısı katsayıları (Çengel ve Boles 1994)

$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ (kJ/kmol.K)				
Gaz	a	b	c	d
Azot	28.90	-0.1571×10^{-2}	0.8081×10^{-5}	-2.873×10^{-9}
Oksijen	25.48	1.52000×10^{-2}	-0.7155×10^{-5}	1.312×10^{-9}
Hava	28.11	0.19670×10^{-2}	0.4802×10^{-5}	-1.966×10^{-9}
Karbonmonoksit	28.16	0.16750×10^{-2}	0.5372×10^{-5}	-2.222×10^{-9}
Karbondioksit	22.26	5.98100×10^{-2}	-3.501×10^{-5}	7.469×10^{-9}
Su buharı	32.34	0.19230×10^{-2}	1.055×10^{-5}	-3.595×10^{-9}
Hidrojen	29.11	-0.1916×10^{-2}	0.4003×10^{-5}	-0.8704×10^{-9}
Kükürtdioksit	25.78	5.7950×10^{-2}	-3.812×10^{-5}	8.612×10^{-9}

2.5.2. İdeal Gaz Karışımları

Bir çok termodinamik uygulamalarda, sistem tek bir gazdan değil bir çok gazın karışımından oluşur. Özellikle yanma sistemlerin çözümlenmesinde gaz karışımları kullanılmaktadır. Bu nedenle karışımların özelliklerinin belirlenmesi önem arz eder. Gaz karışımlarında önemli iki yasa vardır:

1. Dalton toplam basınçlar yasası : $P = \sum_i^N P_i(T, V)$ (2.31)

2. Amagat toplam hacimler yasası : $V = \sum_i^N V_i(T, P)$ (2.32)

Karışımın özelliklerini belirlemek için karışımı oluşturan gazların miktarlarını ve özelliklerini bilmek gerekir. Karışımı oluşturan gazların miktarları kütleli veya mol olarak verilebilir. Bu durumda karışımın toplam miktarı mol ve kütleli olarak;

$$n = \sum_i^N n_i \quad (2.33)$$

$$m = \sum_i^N m_i \quad (2.34)$$

Karışınların mol oranları ve kütleli oranları ;

$$x = \frac{n_i}{n} \quad (2.35)$$

$$y = \frac{m_i}{m} \quad (2.36)$$

şeklinde hesaplanır. Karışımın mol ağırlığı;

$$M = \frac{m}{n} \quad (2.37)$$

veya

$$M = \sum_i^N x_i M_i \quad (2.38)$$

şeklinde hesaplanır. Bir gaz karışımının özellikleri genellikle her bir bileşenin özelliklerinin katkısı da dikkate alınarak bulunur. Buna göre gaz karışımının iç enerji, entalpi, entropi ve özgül ısıları molar ve kütleli olarak;

$$\bar{u} = \sum_{i=1}^N x_i \bar{u}_i \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (2.39)$$

$$u = \sum_{i=1}^N y_i u_i \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.40)$$

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^N x_i \bar{h}_i \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (2.41)$$

$$h = \sum_{i=1}^N y_i h_i \text{ (kJ/kg)} \quad (2.42)$$

$$\bar{s} = \sum_{i=1}^N x_i \bar{s}_i \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (2.43)$$

$$s = \sum_{i=1}^N y_i s_i \text{ (kJ/kg.K)} \quad (2.44)$$

$$\bar{C}_v = \sum_{i=1}^N x_i \bar{C}_{v,i} \quad (2.45)$$

$$C_v = \sum_{i=1}^N y_i C_{v,i} \quad (2.46)$$

$$\bar{C}_p = \sum_{i=1}^N x_i \bar{C}_{p,i} \quad (2.47)$$

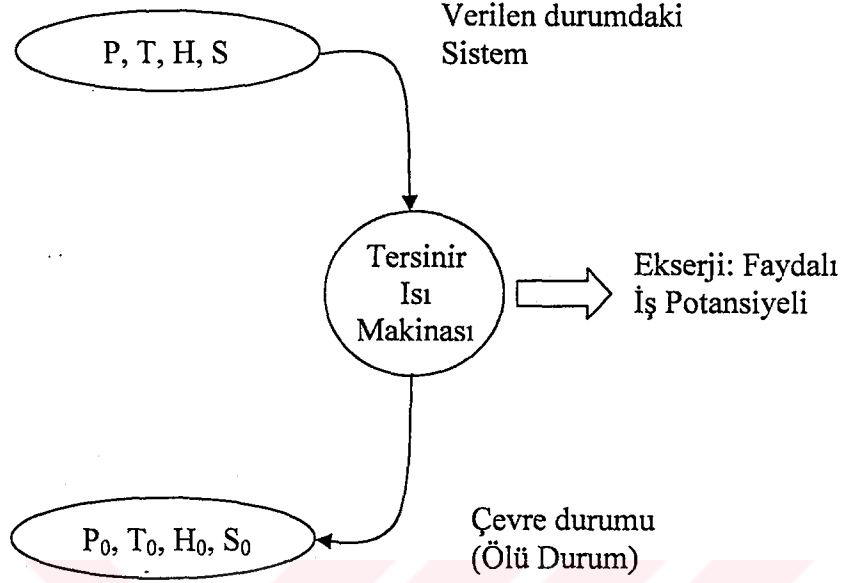
$$C_p = \sum_{i=1}^N y_i C_{p,i} \quad (2.48)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bu denklemlerde özgül ısıların birimleri $\text{kJ/kmol}^{\circ}\text{C}$ ve $\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}$ dir. Karışımı oluşturan gazların özelliklerinin değişimleri ideal gaz denklemleri kullanılarak bulunur.

2.6. Ekserji Kavramı

Ekserji kelimesi Yunanca ex (dış) ve ergon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiştir. İlk kez 1824 yılında Carnot tarafından kullanıldığı kabul edilir (Wall 1998). Ekserji analizi konusundaki çalışmalar ise Gouy ve Stodola ile başlamıştır. Daha sonraki yıllarda F. Bosnjokovic tarafından ekserji geliştirilerek modernize edilmiştir ve bu kavram değişik termodinamik kitaplarında geniş yer almıştır (Szargut 1988).

Rant; ekserjiyi, tamamen başka bir enerjiye dönüşen enerjinin bir çeşidi olarak tanımlamıştır. Daha sonraları ekserji, verilen şartlardaki bir sistemin çevresi ile (ölü hal) aynı şartlara getirilmesi ile elde edilebilecek en büyük iş şeklinde tanımlanmıştır (şekil 2.4) (Szargut 1988).



Şekil 2.4. Verilen durumla çevre arasında çalışan tersinir ısı makinası

Ölü hal: Bir sistemin ölü hal durumunda olması, çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelmektedir. Sistem ölü halde iken çevresi ile eşit sıcaklık ve basınçtır. Yani çevreyle ısıl ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Ölü halde iken sistem çevre ile kimyasal reaksiyona giremez. Sistemin ölü haldeki özellikleri P_0 , T_0 , h_0 , u_0 ve s_0 dır. Ölü hal durumunda $P_0=1$ atmosfer (101.325 kPa) ve $T_0=25^\circ\text{C}$ (298.15 K)'dir (Çengel ve Boles 1994, Doldersum 1998). Referans çevre özellikleri atmosferdeki gaz oranları, deniz suyu, alçı taşı ve kireç taşına göre alınmıştır (Rosen 2000). Bu maddelerin mol oranları ve faz durumları çizelge 2.2 verilmiştir.

Enerjinin faydalı kısmını ekserji oluşturmaktadır. Enerjinin kullanılmayan kısmına ise anerji adı verilmektedir. Buna göre ekserji ve anerji arasında;

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

bağıntısı geçerlidir. Bu tanımlardan hareketle termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu aşağıdaki şekilde daha basit ifade edilebilir. Birinci kanun,

-Bütün termodinamik süreçlerde enerji ve ekserjinin toplamı sabit kalır.

İkinci kanun ise;

- Tersinir süreçlerde ekserji sabit kalır.
- Tersinmez süreçlerde ekserjinin bir kısmı veya tamamı enerjiye dönüşür.
- Enerji ekserjiye dönüşmez.

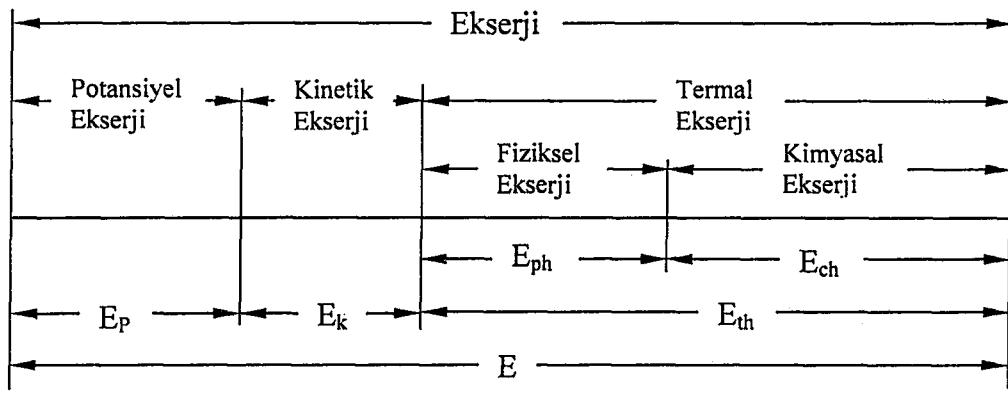
şeklinde ifade edilebilir (Tekin 1996).

Çizelge 2.2 Referans çevre özellikleri (T = 298.15 K, P = 101.315kPa)

Gaz fazları	Mol oranı
N ₂	0.7567
O ₂	0.2035
H ₂ O	0.0303
Ar	0.0091
CO ₂	0.0003
Yoğuşma durumundaki fazlar	
H ₂ O	Sıvı
CaCO ₃	Katı
CaSO ₄ · 2H ₂ O	Katı

2.6.1. Ekserji Çeşitleri

Şekil 2.5 de görüldüğü gibi bir sistemin ekserjisi potansiyel, kinetik ve termal ekserji olmak üzere üç temel kısımdan oluşur (Szargut 1988). Kinetik ve potansiyel ekserji, sistemin potansiyel ve kinetik enerjisine eşittir. Fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamı ise termal ekserjiyi oluşturur.



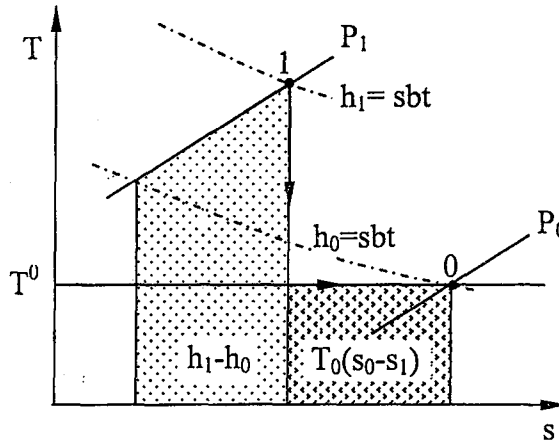
Şekil 2.5 Ekserji çeşitleri

2.6.2. Fiziksel Ekserji

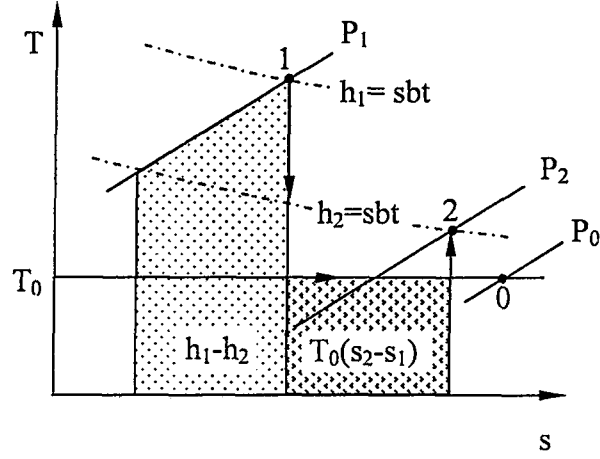
Fiziksel bir olay tersinir süreç yoluyla giriş sıcaklığı T ve giriş basıncı P ilk halinden, T_0, P_0 halindeki çevre şartları ile termodinamik denge haline getirildiğinde elde edilecek maksimum iş fiziksel ekserji olarak tanımlanır.

Fiziksel ekserji şekil 2.6'dan aşağıdaki gibi yazılır.

$$\varepsilon_{ph} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (2.49)$$



Şekil.2.6. Verilen bir durum ile çevre arasındaki fiziksel ekserji



Şekil 2.7. Verilen iki durum arasındaki fiziksel ekserji

Eğer bir sistemde iki durum arasındaki fiziksel ekserji farkı söz konusu ise bu iki durum arasındaki fiziksel ekserji şekil 2.7 den;

$$\varepsilon_{ph1} - \varepsilon_{ph2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (2.50)$$

Şeklinde ifade edilebilir.

Fiziksel ekserji bileşenleri: Fiziksel ekserji aşağıda gösterildiği gibi iki bileşenden oluşmaktadır.

$$\varepsilon_{ph} = \varepsilon_{\Delta T} + \varepsilon_{\Delta P} \quad (2.51)$$

Burada birinci terim fiziksel ekserjinin termal bileşeni olup sıcaklık farkından dolayı ortaya çıkmaktadır ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

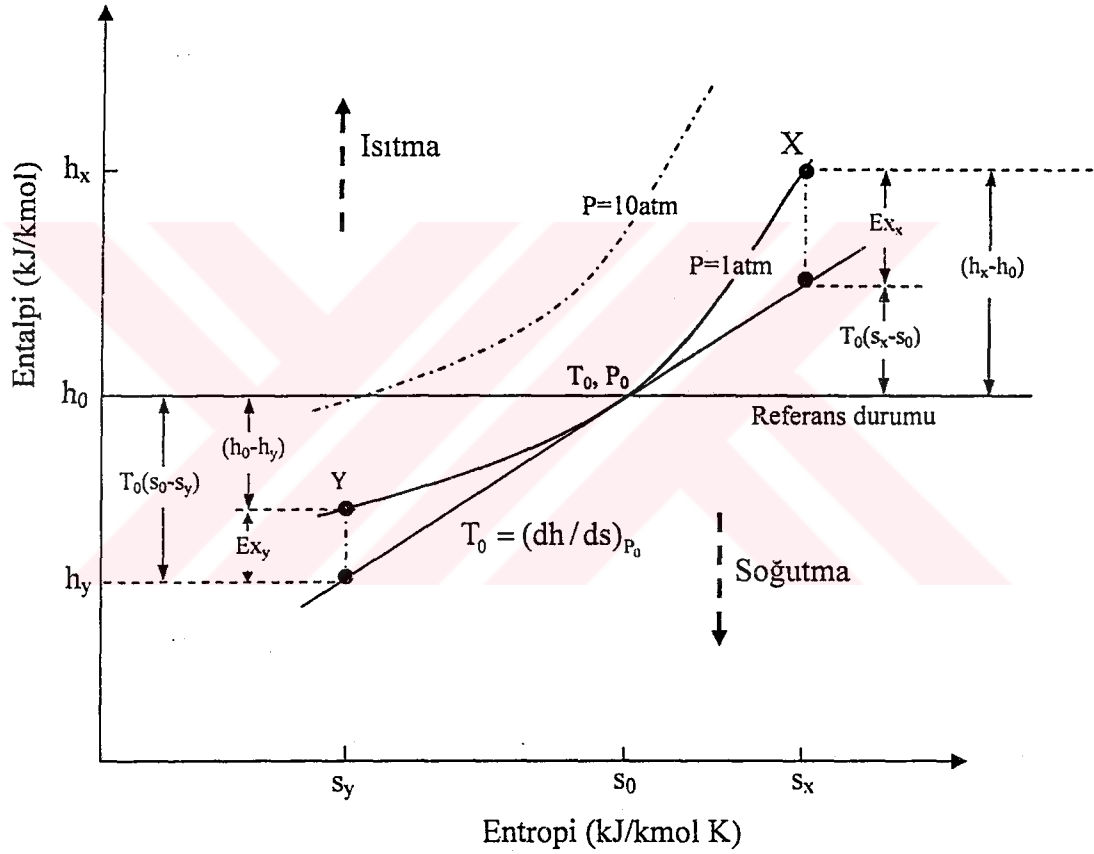
$$\varepsilon_{\Delta T} = \left[- \int_{T_1}^{T_0} \frac{T - T_0}{T} dh \right]_P \quad (2.52)$$

İkinci terim ise basınç bileşeni olup basınç farkından dolayı meydana gelmektedir. Basınç bileşeni izotermal durumda gerçek gazlar için kullanılır. Basınç bileşeni aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\varepsilon_{\Delta P} = T_0(s_0 - s_1) - (h_0 - h_1) \quad (2.53)$$

İdeal gazları fiziksel ekserjileri :

$$\varepsilon_{ph} = c_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + RT_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (2.54)$$



Şekil 2.8. Gazlar için ekserji diyagramı

Katı ve sıvıların fiziksel ekserjileri :

$$\varepsilon_{ph} = c \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] + v_m (P - P_0) \quad (2.55)$$

bağıntıları ile hesaplanır. Şekil 2.8'de ideal gazlar için fiziksel ekserji diyagramı görülmektedir.

2.6.3. Kimyasal Ekserji

Kimyasal ekserji, bir maddenin çevresiyle kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişinden dolayı, yaptığı maksimum iş olarak tanımlanır.

Çizelge 2.3. Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri

Madde	Faz	Mol ağırlığı (kg/kmol)	Standart kimyasal ekserji (kJ/kmol)
Ag	katı	107.8	73730
Al ₂ O ₃	katı	101.9	204270
CO ₂	gaz	44	20140
H ₂ O	gaz	18	11710
H ₂ O	sıvı	18	3120
CH ₄	gaz	16	836510
C ₈ H ₁₈	sıvı	114	5440030

2.6.3.1. Standart Kimyasal Ekserji

Bazı uygun çevre malzemelerinin özellikleri referans alınarak maddelerin standart kimyasal ekserjileri hesaplanmıştır. Standart kimyasal ekserjiler standart çevre (ölü hal) sıcaklığına ($T_0=25^{\circ}\text{C}=298.15\text{K}$) ve basıncına ($P_0=1\text{ atm}$) bağlıdır (Standart çevre özellikleri yukarıda açıklandı). Referans maddeler genellikle üç grupta toplanmıştır. Bunlar; atmosferdeki gaz bileşenler (I. grup), litosferdeki katılar (II. grup) ve deniz, okyanuslardaki iyonik ve iyonik olmayan maddeler (III. grup)'dir. Literatürlerdeki çalışmalarda referans maddeler kullanılarak çeşitli maddeler ve bileşikler için standart kimyasal ekserjiler hesaplanmış ve tablolar halinde çıkarılmıştır (Çengel ve Boles 1994, Kotas 1995, Szargut 1988). Bazı maddeler için standart kimyasal ekserjiler çizelge 2.3'de verilmiştir.

2.6.3.2. Gaz ve Gaz Karışımlarının Standart Kimyasal Ekserjileri

Referans çevre, yani çevre havası çeşitli gazlardan oluşur. Bu gazların standart kimyasal ekserjileri üniversal gaz sabitine (\tilde{R}), çevre sıcaklığına (T_0) ve gaz bileşeninin kısmi basıncına (P_i) bağlıdır. Atmosferdeki bir gazın kısmi basıncı P_i ,

$$P_i = x_i^f P_0 \quad (2.56)$$

şeklinde hesaplanır. Burada x_i^f 'i gazın çevre havasındaki mol oranıdır. Bunlardan hareketle bir gazın kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\varepsilon_0 = \tilde{R}T_0 \ln \frac{P_0}{P_i} \quad (2.57)$$

$$\varepsilon_0 = -\tilde{R}T_0 \ln \frac{x_i^f P_0}{P_0} \quad (2.58)$$

$$\varepsilon_0 = -\tilde{R}T_0 \ln x_i^f \quad (2.59)$$

N adet gazdan oluşan bir gaz karışımının kimyasal ekserjisi ise;

$$\varepsilon_0 = \sum_{i=1}^N x_i \varepsilon_{0,i} + \tilde{R}T_0 \sum_{i=1}^N x_i \ln x_i \quad (2.60)$$

şeklinde hesaplanır.

2.6.3.3. Yakıtların Kimyasal Ekserjilerinin Hesaplanması

Yakıtların kimyasal ekserjileri, katı, sıvı ve gaz olma durumlarına göre farklı şekillerde hesaplanır. Yanabilen kimyasal maddelerin ekserjisi:

$$\varepsilon_0 = -\Delta h_0 + T_0 \Delta s_0 + \tilde{R}T_0 \left(v_{O_2} \ln \frac{P_{O_2}^{00}}{P_0} - \sum_k v_k \ln \frac{P_k^{00}}{P_0} \right) \quad (2.61)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada k indisi yanma ürünlerini ifade eder. Bu ifade kimyasal bileşimleri ve termokimyasal verileri hesaplanabilen gaz yakıtlar için uygulanabilir. Δs_0 reaksiyon entropisinin zorluğundan dolayı, katı ve sıvı yakıtların ekserjisinin yukarıdaki bağıntıdan hesaplanması oldukça zordur. Bundan dolayı Szargut ve Strylska; yakıt ekserjisinin yakıtın ısı değerine oranını ifade eden ϕ değerini geliştirmişlerdir (Kotas 1995). Bu oran;

$$\phi = \frac{\varepsilon_0}{(Hu)} \quad (2.62)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

Katı yakıtlar için aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\phi = 1.0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c} \quad (2.63)$$

Bu ifade de kükürt ve su buharının ekserjileri dikkate alınmamıştır. Her iki ürün dikkate alındığında katı yakıtlar için kimyasal ekserji aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\varepsilon_{0,katı} = \phi \left((Hu)_{katı} + wh_{fg} \right) + (\varepsilon_{0,s} - (Hu)_s) s \quad (2.64)$$

Elde edilen bu bağıntı katı yakıtlar için %1 hassasiyetle uygulanabilir.

Sıvı yakıtlar için kimyasal ekserji oranı ϕ ise kükürdün etkisi de dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\phi_{sıvı} = 1.0401 + 0.1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2.0628 \frac{h}{c} \right) \quad (2.65)$$

$$\varepsilon_{0,sıvı} = \phi_{sıvı} (Hu)_{sıvı} \quad (2.66)$$

Yukarıdaki formüllerden ϕ hesaplandığında, bazı yakıtların ekserjilerinin alt ısı değerlerine oranları yaklaşık olarak aşağıdaki gibi bulunur.

Çizelge 2.4 Bazı yakıtların kimyasal ekserjilerinin alt ve üst ısıl değere oranları

Yakıt	Yakıttaki kütle oranlar (%)				ϵ_0/H_u	$\epsilon_0/H_{\dot{u}}$
	C	H ₂	N ₂ + S	O ₂		
Linyit	70	5	2	23	1.17	1.04
Kok	95	1	2	2	1.06	1.04
Fuel-oil	85	14	1	-	1.07	0.99

2.6.4. İş Ekserjisi

Ekserji maksimum iş potansiyeli olarak tanımlandığından, bütün süreçlerde iş, ekserjiye eşittir.

$$\dot{E}_{x,w} = \dot{W} \quad (2.67)$$

2.6.5. Isı Transfer Ekserjisi

Isı transferinden dolayı meydana gelen ekserji,

$$\dot{E}_{x,Q} = \int_A \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \dot{Q}_i dA \quad (2.68)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Eğer uniform sıcaklık dağılımı varsa ısı transferinden dolayı oluşan ekserji ;

$$\dot{E}_{x,Q} = \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (2.69)$$

şeklinde hesaplanır.

2.6.6. Tersinmezlik

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

$$\dot{I} = \sum_{\text{giren}} \dot{E}_{x,g} - \sum_{\text{çıkan}} \dot{E}_{x,c} \quad (2.70)$$

veya entropi artışı (Gouy-Stodola) ilkesinden hareketle,

$$\dot{I} = T_0 \left(\sum_{\text{ç}} \dot{S}_{\text{ç}} - \sum_{\text{g}} \dot{S}_{\text{g}} \right) = T_0 \Delta \dot{S} \quad (2.71)$$

bağıntıları kullanılarak hesaplanır.

2.6.7. Performans Kriterleri

Bir sistemin performansı termodinamik ve ekonomik açıdan önem arz eder. Sistemlerdeki verimliliğin göstergesi olan performansın iyilik derecesi direkt olarak enerji girdisini etkilemektedir. Bundan dolayı enerji sistemleri için çeşitli performans kriterleri geliştirilmiş ve sistemlerin iyilik dereceleri bu kriterlere göre değerlendirilmiştir.

Daha önceleri bir enerji sistemi için iki temel performans kriteri geliştirilmiştir. Bunlardan birisi enerji sisteminde enerji çıktısının, enerji girdisine oranı olan termal verimidir (birinci kanun verimi). Diğeri ise sistem içerisindeki elemanların (izentropik verimi ve mekanik verim gibi) performans katsayısıdır.

Termal sistemlerin ekserji analizi ile birlikte, çeşitli araştırmacılar tarafından termodinamiğin ikinci kanununa dayalı değişik isimlerde yeni performans kriterleri geliştirilmiştir. Bunlar, CDP (Cumulative degree of perfection), kümülatif ekserji

tüketim katsayısı, tersinmezlik oranı, rasyonel verim ve verim azalması (efficiency defect)'dır (Szargut et al 1988, Kotas 1995, Bejan et al 1996).

Bu performans kriterleri temelde aynı ekserji ve tersinmezlik değerlerinden hareketle sistemin performansını hesaplamaktadır. Daha çok kullanılması bakımından bu tezde Kotas ve Bejan tarafından tanımlanan; rasyonel verim ve tersinmezlik oranı kullanılmıştır.

2.6.7.1. Rasyonel Verim

Bir sistemden alınan veya arzu edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı olarak tanımlanır. Başka bir tanımla; ürünlerin ekserjisinin, yakıtların ekserjisine oranı rasyonel verimdir. Bir sistem için ekserji dengesi,

$$\sum \Delta \dot{E}_{x,g} = \sum \Delta \dot{E}_{x,\varphi} + \dot{I} \quad (2.72)$$

şeklinde verilmektedir. Burada $\sum \Delta \dot{E}_{x,g}$, sisteme giren toplam ekserji transferini, $\sum \Delta \dot{E}_{x,\varphi}$ sistemden alınan toplam ekserji çıktısını ve \dot{I} sistemin toplam tersinmezliğini ifade etmektedir. Bu ekserji dengesinden hareketle rasyonel verim aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi = \frac{\sum \Delta \dot{E}_{x,\varphi}}{\sum \Delta \dot{E}_{x,g}} \quad (2.73)$$

veya;

$$\psi = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_{x,g}} \quad (2.74)$$

2.6.7.2. Tersinmezlik Oranı

Yapılan çalışmalarda iki farklı tersinmezlik oranı tanımlanmıştır. Bunlardan biri sistemin toplam tersinmezliliğinin veya sistemin her bir elemanındaki tersinmezliğin sisteme giren toplam ekserjiye oranıdır. Tersinmezlik oranına aynı zamanda kayıp ekserji oranı da denilmektedir ve bu oran,

$$y = \frac{\sum_i \dot{I}_i}{\sum \Delta \dot{E}_{x,g}} \quad (2.75)$$

veya;

$$y_i = \frac{\dot{I}_i}{\sum \Delta \dot{E}_{x,g}} \quad (2.76)$$

bağıntılarından hesaplanmaktadır. Bir sistemde rasyonel verim ve y_i 'lerin toplamı 1'e eşittir.

$$\psi + y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_N = 1 \quad (2.77)$$

Bir diğer tersinmezlik oranı ise; sistemdeki her bir elemanın tersinmezliğinin sistemin toplam tersinmezliğine oranıdır ve aşağıdaki şekilde gösterilir.

$$y_i^* = \frac{\dot{I}_i}{\dot{I}} \quad (2.78)$$

Tersinmezlik oranları kullanılarak bir sistemin benzer veya farklı elemanları arasında performans karşılaştırılması yapılabilmektedir. Bu sayede her bir elemanın ne ölçüde iyileştirilebileceğine karar verme olanağı sağlamaktadır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Bölgesel Isıtma Sistemleri

Bölge ısıtması, bir merkezde üretilen ısının aracı akışkan ve boru şebekesiyle çok geniş bir alan içerisindeki kullanım yerlerine ulaştırılması olarak tanımlanmaktadır. Bölge ısıtması kavramı, sadece konut ısıtmasının sağlandığı bir sistem değil aynı zamanda konut sıcak su ve bölgedeki endüstriyel sistemler için gerekli ısıyı karşılayan bir sistemler topluluğu da olabilmektedir. Bölge ısıtmasının kullanım alanı bir site olduğu gibi mahalle veya bir şehrin tamamında olabilir.

Kentleşmenin büyük hız kazanması, insan ihtiyaçlarının bir merkezden karşılanmasını da gündeme getirmiştir. Su, kanalizasyon toplu taşıma gibi sosyal hizmetlerin yanında, ısınma ihtiyacının da bir merkezden karşılanması fikri gelişmiştir. İlk bölge ısıtma sistemi, 1877 yılında ABD'nin New York eyaletindeki Lockport' ta kurulmuştur (Yılmaz 1988). Daha sonraki yıllarda Avrupa'nın çeşitli ülkelerinde bölgesel ısıtma sistemi gittikçe yaygınlaşmıştır. Özellikle ikinci dünya savaşı sonrası yeniden yapılanma sürecinde bu sistemler daha da yaygın hale gelmişlerdir.

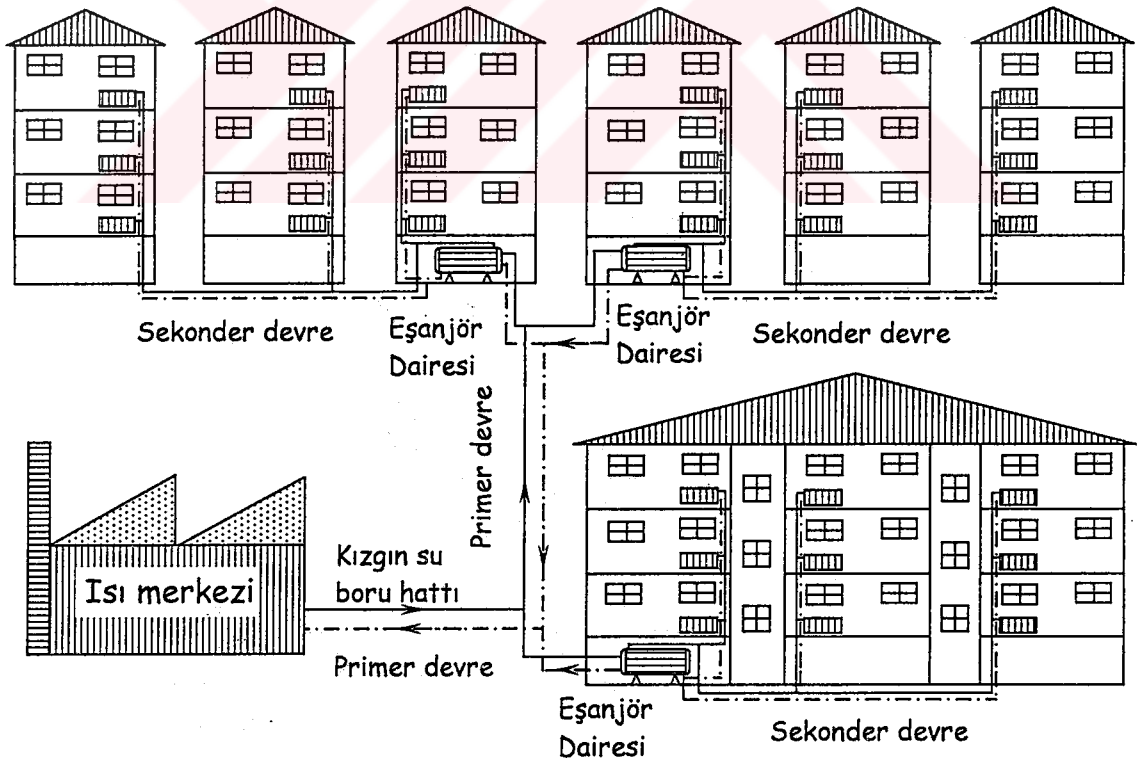
Ülkemizde üniversite kampüsleri ve resmi dairelerin lojmanları dışında, diğer ülkelerde uygulandığı gibi bölge ısıtma sistemi yaygın kullanılmamaktadır. Bölge ısıtması başta hava kirliliğinin azaltılması olmak üzere ekonomik yakıt kullanımı, yangın tehlikesinin azaltılması, enerjinin daha etkin kullanılması gibi bir çok avantajı beraberinde getirmektedir. Ayrıca bu sistemlerde yanma verimi yüksek kazanlar kullanıldığı için yakıtların yanması sonucu bacadan atılan zararlı gaz miktarları da azalmaktadır.

Bölge ısıtma sistemi, ısı santrali, eşanjör daireleri ve boru hatlarından oluşmaktadır. Isı taşıyıcı akışkan olarak su veya buhar kullanılır. Buhar genellikle buhar ihtiyacı olan endüstriyel sistemlerde kullanılır. Su sıcaklığı, 100°C ye kadar olan sistemler sıcak sulu 110-180°C arasında olanlar ise kızgın sulu sistemler olarak adlandırılır. Üniversitemizde

olduğu gibi, uzak mesafeli binalara sahip kampüslerde kızgın sulu ısıtma sistemleri tercih edilir.

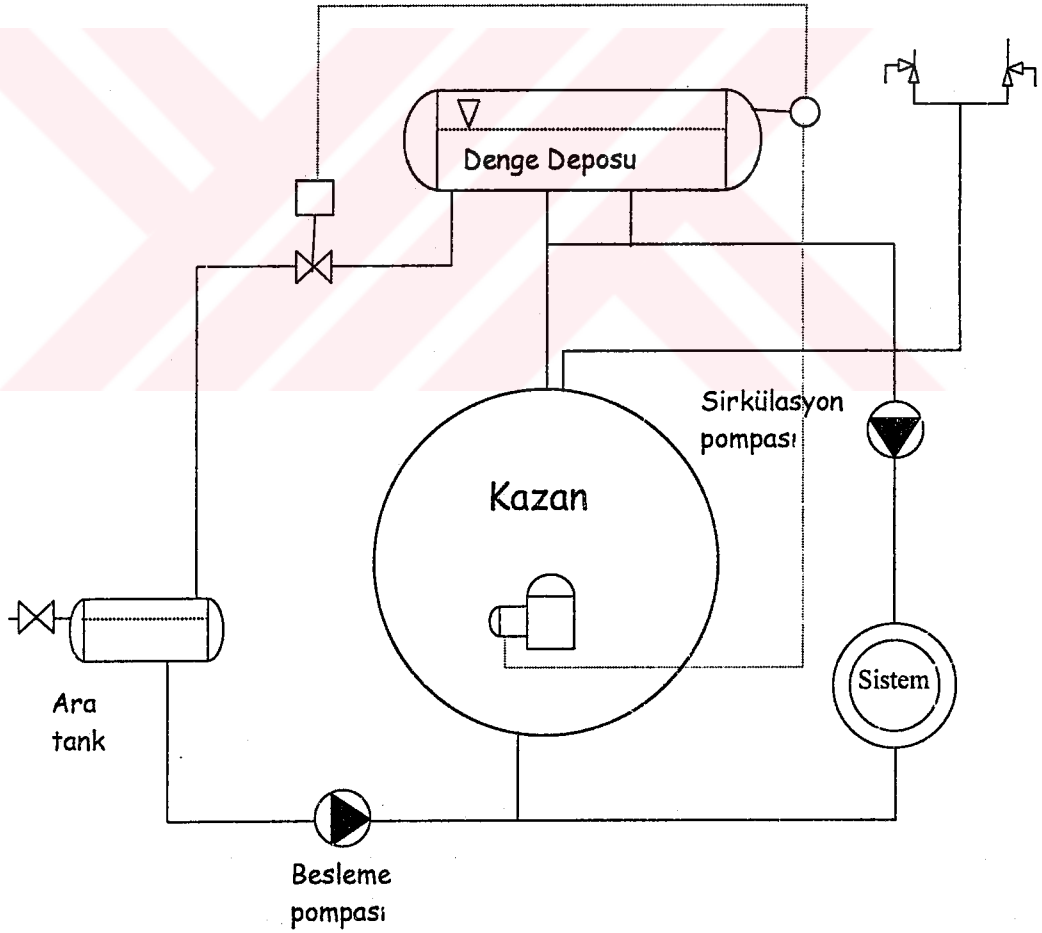
3.2. Kızgın Sulu Merkezi Isıtma Sistemi

Bu sistemlerde 180°C 'e kadar ısıtılmış kızgın su kullanılır. Isı merkezinde üretilen ısı, kızgın su vasıtasıyla eşanjör dairelerine aktarılır. Binaların ısıtılması genellikle sekonder devredeki $90/70^{\circ}\text{C}$ su ile sağlanır. Bu sistemlerde iki devre vardır. Birinci devre ısı merkezi ile eşanjörler arasındaki kızgın su devresidir. İkinci devre ise eşanjörler ile radyatörler arasındaki devredir (şekil 3.1). Kızgın su tesisatında sistem atmosfere kapalıdır. Bu sistemler büyük kapasiteli gerçek bölge ve şehir ısıtılması amacı ile kullanılır.



Şekil 3.1. Kızgın Sulu Merkezi Isıtma Sistemi

Suyun buharlaşmasını önlemek için su üzerine sürekli karşı basınç uygulanır. Kızgın sulu sistemlerin basınçlandırılmasında birkaç yöntem kullanılır. Bunlar; önem sırasına göre azotla basınçlandırma, buhar ile basınçlandırma ve pompa ile basınçlandırma. Üniversitemizde kullanılan buharla basınçlandırma yöntemi, şekil 3.2’de verilmiştir. Buharla basınçlandırma da denge deposu ile kızgın su kazanı emniyet gidiş ve dönüş hatları ile bağlantılıdır. Kazan tamamen su ile doludur. Denge kabında ise buhar ve su birlikte bulunur. Denge deposunun üstündeki buhar hacmi sistemdeki suyun genleşmesi ve sistemin basınçlandırılması için kullanılır. Bütün sistem her zaman suyun sıcaklığına karşı gelen doyma basıncında tutulmalıdır (Isısan 1997).



Şekil 3.2. Kızgın sulu sistemde buharla basınçlandırma

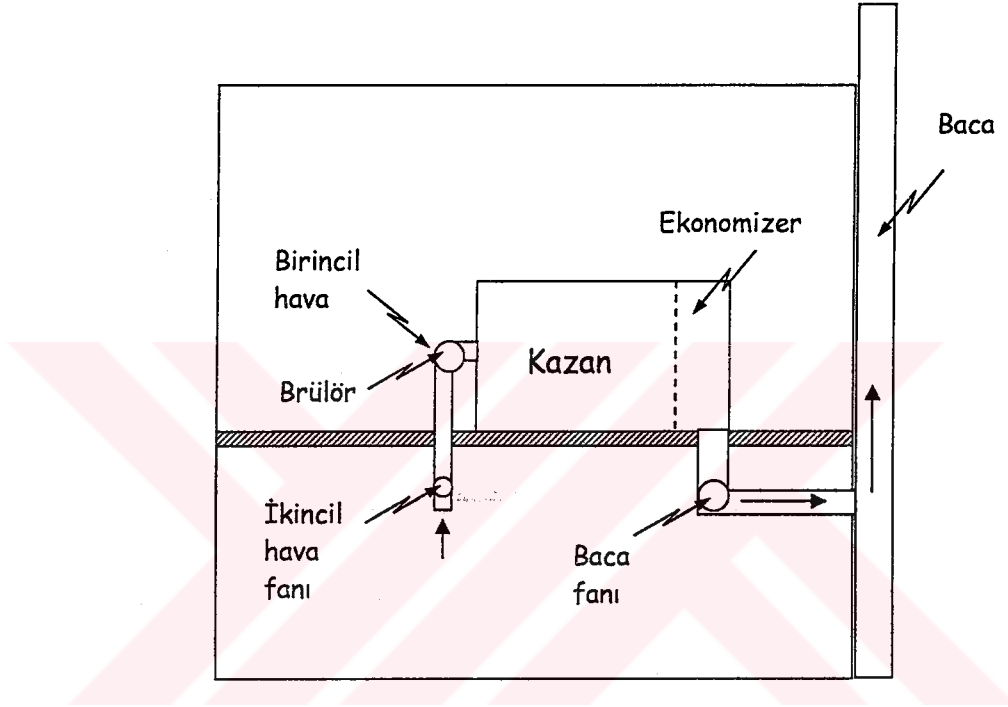
Atatürk üniversitesi merkezi ısı santrali: AÜMIS 1972 yılında Selnikel A.Ş. tarafından kurulmuştur. Santral kızgın su kazanları, yakıt depoları, tamir ve bakım atölyesinden oluşur. Üretilen kızgın su ile kampus içerisindeki binaların (lojmanlar fakülteler hastane ve sosyal tesisler) ısıtma ve sıcak su ihtiyacı karşılanmaktadır. Bu amaçla santralde üretilen kızgın su ana dağıtım hatları ve ana hatlara bağlanan yan hatlar ile kampus içerisindeki 53 adet eşanjör dairelerine gönderilir. Santralden 175-150°C sıcaklık ve ortalama 15 atü basınçta gönderilen kızgın su, 140-110°C sıcaklıkta geri dönmektedir.

Santralde eşit kapasiteli üç adet SHG-SELNİKEL KUBUS HWVI paket tipi, su borulu, ışınlı kızgın su kazanı bulunmaktadır. Bu kazanlar 10.000.000 kcal/h kapasitelidir. Ayrıca bu yıl, bir adet 12.000.000 kcal/h kapasiteli kazan eklenerek kazan sayısı dörde yükseltilmiştir. Eski kazanların ocak kısımları dikdörtgen şeklinde olup yanma odasının her iki yanında sıkı bir şekilde dizilmiş su boruları mevcuttur. Yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklıktaki yanma gazları, yanma odasını terk ettikten sonra ekonomizerden geçirilerek bacaya verilmektedir. Ekonomizerden geçen duman gazları bir aspiratör yardımı ile dışarı atılmaktadır. Isı merkezinde bulunan kazanların bacaya bağlantı şekli şematik olarak şekil 3.3'de verilmiştir.

Kazanlarda 200°C'e kadar ısınan kızgın su, genleşme tankında toplanır. Burada şebeke dönüş kollektöründen gelen 110°C deki su ile üç yollu motorlu vanalar ile karıştırılarak sıcaklığı 180°C ye dönüştürülüp pompalar vasıtasıyla gidiş kollektöründe toplanır. Burada gidiş hatları ile kullanım yerlerine iletilir.

Kazanlardaki yanma RAY-BGE 250 tipi rotatif (dönel) brülörler ile sağlanmaktadır. Fuel-oil brülörlere yaklaşık 50-60°C'ye kadar ısıtılarak pompalar vasıtası ile gönderilir. Yanma için gerekli olan sekonder hava vantilatörler vasıtası ile basılır. Sekonder havanın girişine konulan klapeler yükleme kademelerine göre brülör tarafından ayarlanır. Yakıt miktarına göre sekiz kademe mevcuttur. Maksimum kapasiteleri 1220 kg/saat'tir. Eğer yeterli hava brülöre gelmezse emniyet kumandası ile brülörün çalışması durdurulur.

Brülörler, kazandan çıkan suyun sıcaklığından aldıkları kumanda ile yakıt miktarını değiştirip, yakıt-hava oranını otomatik olarak ayarlayarak çıkış suyu sıcaklığını maksimum 200⁰C de sabit tutarlar.



Şekil 3.3. Isı merkezinde kazanların bacaya bağlantı şekli

3.2.1. Kazanlar

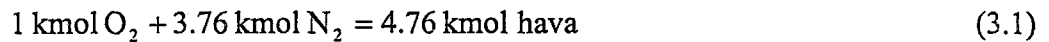
Bilindiği gibi kazanlar, içerisinde yakılan yakıtın yanma enerjisini, sistemde iş gören akışkana aktarmak için kullanılan elemanlardır. Yanma sonucunda oluşan ısının tamamı akışkana aktarılamamaktadır. Isının bir kısmı kazanın yüzeylerinden, diğer kısmı ise baca gazı ile atmosfere atılmaktadır. Kullanılmayan ısının büyüklüğü, kazan verimini etkileyen önemli parametredir. Dolayısı ile yakıt tüketimi de verime bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle kazanların verimliliği, hem enerji açısından hem de ekserji açısından incelenmesi gerekir. Kazanlarda en önemli olay yakıtın hava ile yanmasıdır.

3.2.1.1. Yakıtlar ve Yanma

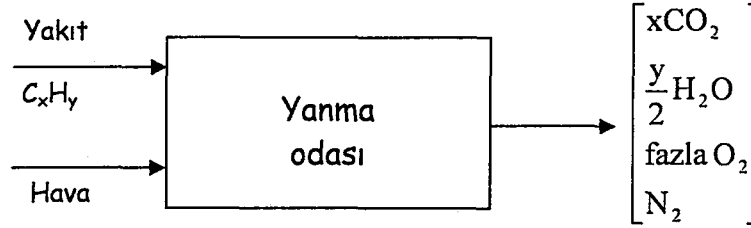
Yakıtlar, kimyasal reaksiyonlar (yanma) yoluyla ısı üretimi için kullanılan maddelerdir. Yakıtları kökeni itibari ile doğal ve yapay, faz durumları bakımından katı, sıvı ve gaz yakıtlar olarak sınıflandırmak mümkündür. Her yakıtın bileşimi analiz sonucu tespit edilir. Yakıtlarda genellikle karbon (C), hidrojen (H), ve kükürt (S) (yanıcı maddeler); oksijen (O₂), azot (N₂) diğer maddeler (olmayan maddeler) bulunur. Katı yakıtlarda ayrıca yanıcı olmayan anorganik bileşenler vardır. Bunlar yanma sonucu kül denilen maddeler olarak ortaya çıkar (Telli 1984). Isıtma santralinde kullanılan yakıtın özellikleri çizelge 4.1'de verilmiştir.

Yanma, yakıtın bünyesindeki yanıcı bileşenlerin, oksitleyici ile hızlı bir şekilde reaksiyona girmesi olayıdır. Bu işlem sırasında açığa çıkan enerji, genellikle sıcak gazlar şeklinde olmasına rağmen çok küçük miktarlarda elektromanyetik (ışık), elektrik (serbest elektronlar ve iyonlar) ve mekanik (ses) şeklinde ortaya çıkar. Yanma için oksitleyici olarak oksijen kullanılır. Oksijen ise havadan temin edilir.

Mol oranı (hacimsel oran) olarak, kuru hava %20.9 oksijen, %78.1 azot, %0.9 argon ve az miktarda karbondioksit, helyum, neon ve hidrojenen oluşur. Yanma işlemleri çözümlenirken kuru havayı oluşturan karışımların mol oranları yaklaşık %21 oksijen ve %79 azot olarak kabul edilmiştir. Böylece yanma işlemine giren her mol oksijen için 3.76 mol azot bulunur.



Bir yanma işleminde yanmanın tam olduğu kabul edilerek, yapılan yanma problemlerinin çözümlerinde sağlanan kolaylıklar vardır. Yanma işlemi sırasında yakıt içindeki karbonun tamamı karbondioksit, hidrojenin tümü su buharına ve kükürtün tamamı kükürtdioksit dönüşüyorsa ve yanma gazları içerisinde O₂ bulunuyorsa, yanma şekli tam yanmadır (şekil 3.4).

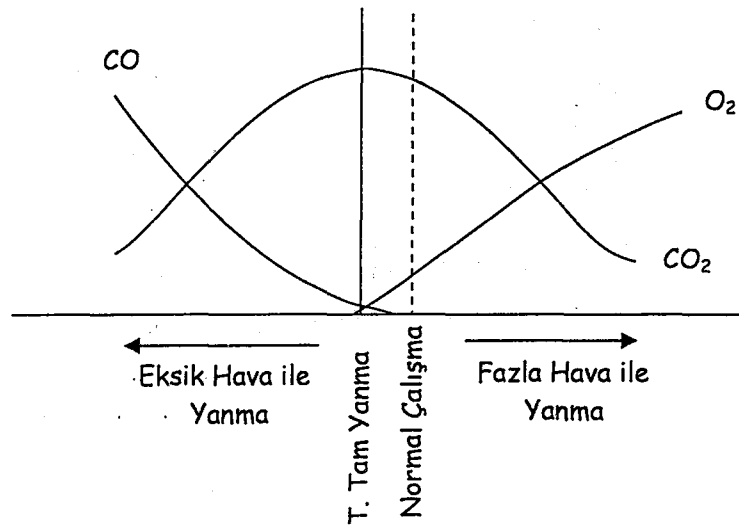


Şekil 3.4. Yakıtın, yanma odasında hava ile tam yanması

Yanma için yeterli oksijenin yanma odasına girmemesi durumunda veya yanma hacmi içerisinde yakıt ve havanın homojen karışmaması gibi nedenlerden dolayı eksik yanma meydana gelir.

Yanma işlemlerinde ayrıca hava/yakıt oranı da kullanılmaktadır. Hava/yakıt oranı birim yakıt için gerekli hava miktarını belirlemede kullanılan büyüklüktür. Genellikle kütleli olarak hesaplanır ve bir yanma işleminde hava kütlesinin yakıt kütlesine oranı olarak tarif edilir.

$$H/Y = \frac{\text{Hava kütlesi}}{\text{Yakıt kütlesi}} = \frac{m_{\text{hava}}}{m_{\text{yakıt}}} \quad (3.2)$$



Şekil 3.5. Yanma için fazla hava, CO₂, O₂ ve CO ilişkisi

Bir yakıtın tam olarak yanması için gerekli minimum hava miktarına stokiometrik veya teorik hava miktarı adı verilir. Bu durumda yakıt teorik hava miktarı ile yandığında yanma ürünleri içerisinde serbest oksijen bulunmaz. Yakıtın teorik havayla yandığı ideal bir yanma işlemine teorik tam yanma denir (şekil 3.5).

Gerçek yanma işlemlerinde, yanmanın tam olmasını sağlamak için genellikle teorik hava miktarından daha fazla hava yanma odasına gönderilir. Fazla hava genellikle fazla hava yüzdesi veya hava fazlalık katsayısı olarak ifade edilir. Hava fazlalık katsayısı, gerçek hava yakıt oranının teorik hava yakıt oranına bölünmesi ile hesaplanır.

$$\text{HFK} = \lambda = \frac{(H/Y)_{\text{Gerçek}}}{(H/Y)_{\text{Teorik}}} \quad (3.3)$$

$$\lambda = \frac{(m_{\text{hava}})_{\text{Gerçek}}}{(m_{\text{hava}})_{\text{Teorik}}} \quad (3.4)$$

Hava fazlalık katsayısı yakıtlara ve yakma sistemlerine göre farklı değerler almaktadır. Bazı yakıtlar için HFK değerleri çizelge 3.1 verilmiştir.

Çizelge 3.1. Bazı Yakıtlar için gerekli fazla hava miktarları

Yakıt	Ocak ve brülör tipi	Fazla Hava (%)
Pülverize Kömür	Su soğutmalı ocaklar	15-20
Kömür	Hareketli ızgara	15-20
Fuel-Oil	-Yüksek verimli / kapasiteli brülör	15-20
	-Endüstriyel fırınlar	10-20
Doğal Gaz	Recister tip brülör	5-10

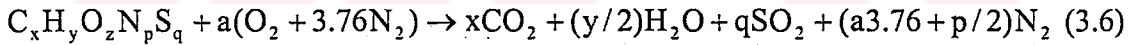
Yanma kimyasal bir olaydır. Yanma sonucu kimyasal enerji termal enerjiye dönüşür. Bu nedenle yanma olayı kimyasal reaksiyonlar için geçerli olan esaslara tabidir. Bir yanma olayı genel olarak;



bağıntısı ile belirlenir. Yanma olayında termodinamiğin birinci, ikinci ve kütle korunumu prensibi geçerlidir.

3.2.1.2. Yanma Sonu Gazlarının Hesaplanması

Yanma sırasında meydana gelen tersinmezliklerin ve ekserjinin hesaplanması için, yakıt hava miktarı ve yanma sonucunda ortaya çıkan yanma ürünlerinin miktarları bilinmesi gerekir. Yanma ve yakma elemanlarının boyutlandırılması ve yakma sisteminin performansı bu değerlere bağlıdır. Yanma hesaplamalarında genellikle hacimsel esaslar kullanılır. 100 kg yakıtın stokiometrik tam yanması sonucunda oluşan gazlar hacimsel olarak aşağıdaki gibi hesaplanır.



Yukarıdaki denklemde oksijen dengesinden teorik hava miktarı (a) bulunur.

$$a = x + q + (y/4) - (z/2) \quad (3.7)$$

100 kg yakıt için

$$x = \frac{100}{12}c \quad (3.8)$$

$$y = \frac{100}{1}h \quad (3.9)$$

$$z = \frac{100}{16}o \quad (3.10)$$

$$p = \frac{100}{14} n \quad (3.11)$$

$$q = \frac{100}{32} s \quad (3.12)$$

burada c, h, o, n, s, sırasıyla yakıt içindeki karbon, hidrojen, oksijen, azot ve kükürt kütleli oranlarını göstermektedir. Bu değerler 3.7 denkleminde yerlerine yazılırsa, 100 kg yakıt için teorik hava miktarı bulunmuş olur.

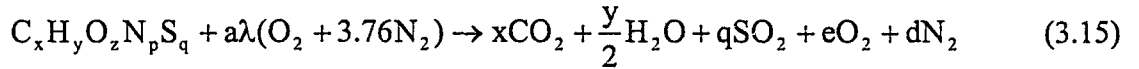
$$a = 25 \left(\frac{c}{3} + \frac{s}{8} + h - \frac{o}{4} \right) \text{ kmol/100kg}_y \quad (3.13)$$

stokiyometrik yanma sonucunda oluşan duman miktarı ise

$$V_D = 25 \left(\frac{4.76c}{3} + 5.76h + \frac{4.76s}{8} + \frac{n}{14} - 0.94o \right) \text{ kmol/100kg}_y \quad (3.14)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Yanmanın fazla hava ile ($\lambda > 1$) olması durumunda:



Yanmanın fazla hava ile olması durumunda yanma gazları içindeki oksijen miktarı e,

$$e = 25(\lambda - 1) \left(\frac{c}{3} + \frac{s}{8} + h - \frac{o}{8} \right) \text{ kmol/100kg}_y \quad (3.16)$$

Azot miktarı d,

$$d = 94\lambda \left(\frac{c}{3} + \frac{s}{8} + h - \frac{o}{8} + \frac{n}{\lambda 52.64} \right) \text{ kmol/100kg}_y \quad (3.17)$$

Duman gazı miktarı V_{DF} ise ;

$$V_{DF} = x + (y/2) + q + e + d \text{ kmol/100kg}_y \quad (3.18)$$

veya

$$V_{DF} = 25[0.1983\lambda(8c + 3s + 24h - 3o) + h - (o/8) + (n/14)] \text{ kmol/100kg}_y \quad (3.19)$$

kütlesel duman gazı miktarı V_{KDF} ;

$$V_{KDF} = 44x + 18(y/2) + 64q + 32e + 28d \text{ kg/100kg}_y \quad (3.20)$$

Duman gazını oluşturan gazların hacimsel oranları

$$\text{Karbondioksit oranı} : x_{CO_2} = \frac{x}{V_{DF}} \quad (3.21)$$

$$\text{Su buharı oranı} : x_{H_2O} = \frac{y}{2V_{DF}} \quad (3.22)$$

$$\text{Kükürtdioksit oranı} : x_{SO_2} = \frac{q}{V_{DF}} \quad (3.23)$$

$$\text{Oksijen oranı} : x_{O_2} = \frac{c}{V_{DF}} \quad (3.24)$$

$$\text{Azot oranı} : x_{N_2} = \frac{d}{V_{DF}} \quad (3.25)$$

Duman gazını oluşturan gazların kütleli oranları

$$\text{Karbondioksit oranı} : y_{CO_2} = \frac{44x}{V_{KDF}} \quad (3.26)$$

$$\text{Su buharı oranı} : y_{H_2O} = \frac{18y}{2V_{KDF}} \quad (3.27)$$

$$\text{Kükürtdioksit oranı} : y_{SO_2} = \frac{64q}{V_{KDF}} \quad (3.28)$$

$$\text{Oksijen oranı} : y_{O_2} = \frac{32e}{V_{KDF}} \quad (3.29)$$

$$\text{Azot oranı} : y_{N_2} = \frac{28d}{V_{KDF}} \quad (3.30)$$

3.2.1.3. Yanma Gazları Özgül Isıları

Yanma gazlarının ideal gaz olduğu kabul edilerek özgül ısıları sıcaklığın fonksiyonu olarak kütleli birimde ve mol biriminde hesaplanmaktadır. Yanma gazlarının karışımı da, ideal gazların karışımından oluştuğu kabul edilerek kütleli birimde özgül ısı C_p :

$$C_p = y_{CO_2} C_{pCO_2} + y_{H_2O} C_{pH_2O} + y_{SO_2} C_{pSO_2} + y_{O_2} C_{pO_2} + y_{N_2} C_{pN_2} \text{ kJ/kg} \quad (3.31)$$

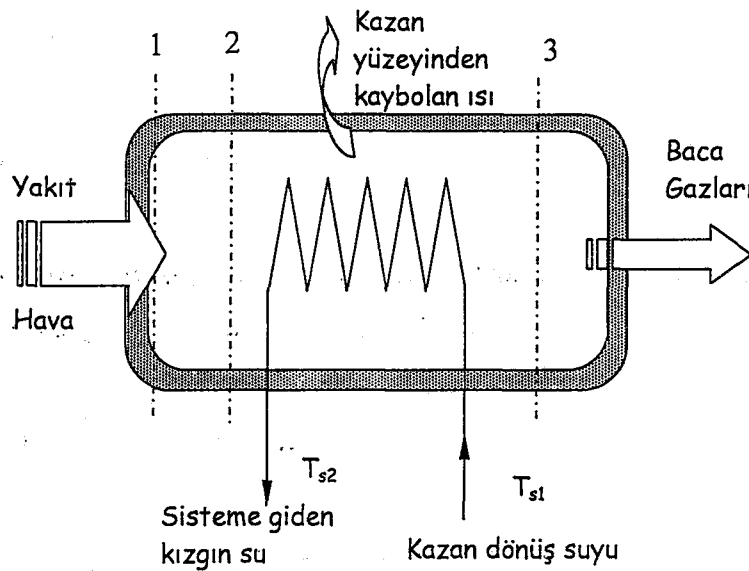
Benzer şekilde Molar özgül ısı,

$$\bar{C}_p = x_{CO_2} \bar{C}_{pCO_2} + x_{H_2O} \bar{C}_{pH_2O} + x_{SO_2} \bar{C}_{pSO_2} + x_{O_2} \bar{C}_{pO_2} + x_{N_2} \bar{C}_{pN_2} \text{ kJ/kmol} \quad (3.32)$$

3.2.1.4. Kazan İçin Enerji ve Ekserji Analizi

Birinci kanun analizi: Yakıt ve havanın kazana, T_0 , P_0 koşullarında girdiği kabul edilerek, enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır (şekil 3.6).

$$\dot{E}_Y = \Delta \dot{E}_S + \dot{E}_B + \dot{E}_K \quad (3.33)$$



Şekil 3.6 Kazanın şematik gösterimi

Burada E_y yakıt enerjisi olup yakıtın alt ısıl değeri ile hesaplanır.

$$\dot{E}_y = \dot{m}_y Hu \quad (3.34)$$

Kazanda suya aktarılan enerji;

$$\Delta \dot{E}_s = \dot{m}_s (h_{s,\varphi} - h_{s,g}) \quad (3.35)$$

$$\Delta \dot{E}_s = \dot{m}_s C_p (T_{s,\varphi} - T_{s,g}) \quad (3.36)$$

Baca gazları ile dışarı atılan enerji;

$$\dot{E}_B = \sum_{i=1}^N \dot{n}_i \bar{C}_{p,i} (T_b - T_0) \quad (3.37)$$

Ayrıca $E_k = Q_k$ olup, kazan yüzeylerin çevreye olan ısı kayıplarını göstermektedir. Genellikle %0.5-1 civarında bir değer alınmaktadır (Akkaya 1995, Zabielskiene 2002). Kazan dairesi kayıpları da dikkate alınarak burada %1 alınmıştır. Bu bağıntılardan hareketle suyun debisi;

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_y Hu - \sum_{i=1}^N \dot{n}_i \bar{C}_{p,i} (T_b - T_0) - \dot{Q}_k}{h_{s,\varphi} - h_{s,g}} \quad (3.38)$$

şeklinde hesaplanır (Kotas 1995, Rosen 1999).

Ekserji analizi (İkinci kanun analizi): Yakıt ve hava kazana, T_0 , P_0 şartlarında girdiğinde, ekserji denklemi aşağıdaki gibi yazılır (Kotas 1995).

$$\dot{E}_{x,y} = (\dot{E}_{x,s,\varphi} - \dot{E}_{x,s,g}) + \dot{E}_{x,k} + \dot{E}_{x,b} + \sum_i \dot{I}_i \quad (3.39)$$

Burada birinci terim yakıt ekserjisini, parantez içerisindeki terim suya aktarılan ekserjiyi, üçüncü terim kazan yüzeylerinden olan ekserji kayıplarını, dördüncü terim

baca gazları ile dışarı atılan ekserjiyi ve beşinci terim ise kazanda oluşan toplam tersinmezlikleri ifade etmektedir. Bu terimler aşağıda açıklanmıştır.

- **Yakıt ekserjisi $E_{X,Y}$:**

$$\dot{E}_{X,Y} = \dot{m}_y \phi H_u \quad (3.40)$$

H_u yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg), ϕ ise yakıt ekserjisinin alt ısı değere oranıdır. Bu değer, yakıtların kimyasal bileşimlerinden hesaplanır. (Bu katsayının hesaplanması ikinci bölümde anlatılmıştı).

- **Kazan yüzeylerinden olan ekserji kayıpları $E_{X,K}$:**

Kazan yüzeylerinden olan ekserji kayıpları, sadece kazan yüzeylerinden kaybolan ısı ile meydana gelmektedir. 2.69 bağıntısından hareketle kazan yüzeylerinden olan ekserji kayıpları;

$$\dot{E}_{X,K} = \dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T_Y}\right) \quad (3.41)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada Q_k kazan yüzeylerin çevreye olan ısı kayıplarını göstermektedir. Burada T_Y kazan yüzey sıcaklığını göstermektedir.

- **Baca Gazı ekserjisi $E_{X,B}$:**

Baca gazı ekserjisi, iki bileşenden oluşur. Bunlar, kimyasal ve fiziksel ekserjidir. Baca gazı birkaç gazların karışımından oluşmaktadır. Baca gazı bileşenlerinin ideal gaz olduğu ve bu nedenle karışımında ideal gaz karışımı kabulü ile karışımın kimyasal ekserjisi ve fiziksel ekserjisi aşağıda verilen bağıntılardan hesaplanır.

$$\dot{E}_{X,B} = \dot{E}_{X,Kim.} + \dot{E}_{X,Fiz.} \quad (3.42)$$

$$\dot{E}_{X, \text{Kim}} = \dot{n}_T \varepsilon^0 \quad (3.43)$$

$$\varepsilon^0 = \sum_k x_k \varepsilon_k^0 + \tilde{R} T_0 \sum_k x_k \ln x_k \quad (3.44)$$

$$\dot{E}_{X, \text{Fiz.}} = \sum_k \dot{n}_k \varepsilon_{\text{Fiz.}, k} \quad (3.45)$$

$$\sum_k \dot{n}_k \varepsilon_{\text{Fiz.}, k} = (T_B - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P, k}^{\varepsilon} \quad (3.46)$$

Bu denklemler dikkate alınarak 3.42 denklemini yeniden düzenlenirse baca gazı ekserjisi ;

$$\dot{E}_{X, B} = \dot{n}_T \left(\sum_k x_k \varepsilon_k^0 + \tilde{R} T_0 \sum_k x_k \ln x_k \right) + (T_B - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P, kB}^{\varepsilon} \quad (3.47)$$

bağıntısı ile bulunur. Yukarıdaki denklemlerde; n baca gazı hacmini, ε^0 her bir gazın standart kimyasal ekserjisini, x gazların hacimsel oranlarını, C_p^{ε} her bir gazın baca gazı sıcaklığına tekabül eden ekserjetik ısı kapasitesini göstermektedir. Ekserjetik ısı kapasiteleri Kotas (1995) tarafından verilen bağıntılardan aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$C_p^{\varepsilon} = \frac{1}{(T - T_0)} \left((T - T_0) C_p^h - T_0 \ln \frac{T}{T_0} C_p^s \right) \quad (3.48)$$

Burada C_p^h , entalpi değişiminden kaynaklanan sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesi; C_p^s , entropi değişiminden kaynaklanan sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesi olup aşağıdaki gibi hesaplanır.

Entalpi değişiminden kaynaklanan sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesi C_p^h ;

$$C_p^h = \left[\frac{h - h_0}{T - T_0} \right] = \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T \bar{C}_p dT \quad (3.49)$$

$$C_p^h = \frac{1}{T - T_0} \left[a(T - T_0) + \frac{b}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{c}{3}(T^3 - T_0^3) + \frac{d}{4}(T^4 - T_0^4) \right] \quad (3.50)$$

Entropi değişiminden kaynaklanan sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesi C_p^s ;

$$C_P^s = \left[\frac{s - s_0}{\ln(T/T_0)} \right] = \frac{1}{\ln(T/T_0)} \int_{T_0}^T \frac{\bar{C}_P dT}{T} \quad (3.51)$$

$$C_P^s = \frac{1}{\ln(T/T_0)} \left[a \ln \frac{T}{T_0} + b(T - T_0) + \frac{c}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{d}{3}(T^3 - T_0^3) \right] \quad (3.52)$$

şeklinde hesaplanır. (Burada a, b, c, d, katsayıları bölüm 2 de verilmişti). 3.50 ve 3.52 denklemleri, 3.48 denkleminde yerlerine yazılırsa gazlar için ekserjetik ısı kapasitesi bulunmuş olur.

$$C_P^e = \frac{1}{(T - T_0)} \left(\begin{aligned} & (a - bT_0)(T - T_0) + \frac{b - cT_0}{2}(T^2 - T_0^2) \\ & + \frac{c - T_0 d}{3}(T^3 - T_0^3) + \frac{d}{4}(T^4 - T_0^4) - aT_0 \ln \frac{T}{T_0} \end{aligned} \right) \quad (3.53)$$

101 kPa ve 150°C sıcaklığı için bazı gazların ısı kapasiteleri çizelge 3.2'de verilmiştir. Farklı sıcaklıklar için programdan hesaplanan sonuçları ise Ek.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. 101 kPa ve 150°C sıcaklığı için bazı gazların ısı kapasiteleri

Gazlar	C_P^h (kJ/kmol K)	C_P^s (kJ/kmol K)	C_P^e (kJ/kmol K)
N ₂	29.46	29.44	4.87
O ₂	28.81	28.68	4.86
H ₂ O(g)	33.64	33.68	5.52
CO	29.44	29.43	4.87
CO ₂	40.46	40.28	6.82
SO ₂	42.08	41.96	7.04

• **Kızgın suyun ekserjisi ($E_{XS,\zeta} - E_{XS,G}$) :**

Kızgın suyun ekserjisi, sıvıların ekserji değişimi bağıntısından hareketle

$$\begin{aligned} \dot{E}_{XS,\zeta} - \dot{E}_{XS,G} &= \dot{m}_s [(h_{s\zeta} - h_{sG}) - T_0 (s_{s\zeta} - s_{sG})] \\ &= \dot{m}_s \left[C_p (T_{s\zeta} - T_{sG}) - T_0 C_p \ln \frac{T_{s\zeta}}{T_{sG}} \right] \end{aligned} \quad (3.54)$$

şeklinde hesaplanır.

• **Kazandaki tersinmezlikler:**

Kazanlarda iki durumda tersinmezlikler meydana gelmektedir. Bunlardan ilki yakıtın hava ile yanması sırasında meydana gelmektedir. Yani kimyasal enerjisinin ısı enerjisine dönüşümü sırasında tersinmezlik oluşur. Bu tersinmezlik ekserji dengesinden hareketle hesaplanır. Yakıtın kimyasal enerjisi yanma sonucunda sıcak gazlara dönüşür. Bunun için yanma sırasındaki sıcaklığın hesaplanması gerekir. Yanmanın adyabatik olduğu kabul edilerek yanma sıcaklığı iterasyon yapılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır (Kotas 1995)

$$\begin{aligned} \dot{m}_y Hu &= \sum_k \dot{n}_k \bar{h}_k \\ &= (T_A - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,k}^h \end{aligned} \quad (3.55)$$

Burada $C_{P,k}^h$, T_A yanma sıcaklığına karşılık gelen yanma gazlarının entalpi değişiminden kaynaklanan sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesidir. Yukarıdaki denklemde eşitliği sağlayan T_A yanma sıcaklığı programda iterasyon yapılarak hesaplanmaktadır. Kazandaki yanma sırasında oluşan tersinmezlik I_1 ;

$$\dot{I}_1 = \dot{E}_{X,Y} - \dot{E}_{X,2} \quad (3.56)$$

şeklinde hesaplanır. Burada $E_{X,2}$ yanma sonunda oluşan gazların sahip oldukları ekserjidir.

$$\dot{E}_{X,2} = (T_A - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,k}^e + \dot{n}_T \left(\sum_k x_k \varepsilon_k^0 + \tilde{R} T_0 \sum_k x_k \ln x_k \right) \quad (3.57)$$

$E_{X,Y}$ ve $E_{X,2}$ değerleri I_1 denkleminde yerlerine yazılırsa meydana gelen tersinmezlik hesaplanmış olur.

$$\dot{I}_1 = \dot{m}_y \phi H_u - \left[\dot{n}_T \left(\sum_k x_k \varepsilon_k^0 + \tilde{R} T_0 \sum_k x_k \ln x_k \right) + (T_A - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,k}^e \right] \quad (3.58)$$

Kazanlarda meydana gelen tersinmezliğin ikincisi ise sıcak yanma gazlarının ısısının suya aktarılması sırasında meydana gelir.

$$\dot{I}_2 = (\dot{E}_{X,2} - \dot{E}_{X,B}) - (\dot{E}_{X,S,C} - \dot{E}_{X,S,G}) - \dot{E}_{X,K} \quad (3.59)$$

Yukarıdaki denklemlerden hareketle I_2 ;

$$\begin{aligned} \dot{I}_2 = & \left[\dot{n}_T \left(\sum_k x_k \varepsilon_k^0 + \tilde{R} T_0 \sum_k x_k \ln x_k \right) + (T_A - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,kA}^e \right] \\ & - \left[\dot{n}_T \left(\sum_k x_k \varepsilon_k^0 + \tilde{R} T_0 \sum_k x_k \ln x_k \right) + (T_B - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,kB}^e \right] \\ & - \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_0}{T_Y} \right) - \dot{m}_s \left[C_p (T_{S,C} - T_{S,G}) - T_0 C_p \ln \frac{T_{S,C}}{T_{S,G}} \right] \end{aligned} \quad (3.60)$$

Denklem yeniden düzenlenirse;

$$\begin{aligned} \dot{I}_2 = & \left[(T_A - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,kA}^e - (T_B - T_0) \sum_k \dot{n}_k C_{P,kB}^e \right] - \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_0}{T_Y} \right) \\ & - \dot{m}_s \left[C_p (T_{S,C} - T_{S,G}) - T_0 C_p \ln \frac{T_{S,C}}{T_{S,G}} \right] \end{aligned} \quad (3.61)$$

şeklinde hesaplanır. Baca gazı ekserjisinden ve kazan yüzeylerinden kaybolan ekserjiden faydalanılmadığından bu değerlerde tersinmezlik olarak kabul edilirse, kazanda oluşan toplam tersinmezlik I_T ;

$$\dot{I}_T = \dot{I}_1 + \dot{I}_2 + \dot{E}_{x,B} + \dot{E}_{x,K} \quad (3.62)$$

şeklinde yazılabilir. Buradaki terimlerin değerleri yerlerine yazılırsa;

$$\dot{I}_T = \dot{m}_Y \phi H_U - \dot{m}_S C_P \left[(T_{SÇ} - T_{SG}) - T_0 \ln \frac{T_{SÇ}}{T_{SG}} \right] \quad (3.63)$$

şeklinde hesaplanır.

- **Kazanın enerji ve ekserji verimleri:**

Kazanın enerji verimi;

$$\eta_I = \frac{\dot{m}_S C_P (T_{SÇ} - T_{SG})}{\dot{m}_Y H_U} \quad (3.64)$$

Ekserji verimi ise

$$\eta_{II} = \psi = \frac{\dot{E}_{xs,Ç} - \dot{E}_{xs,G}}{\dot{E}_{x,Y}} = 1 - \frac{\dot{I}_T}{\dot{E}_{x,Y}} \quad (3.65)$$

bağıntıları ile hesaplanır.

3.2.2 Kızgın Boru Hatlarındaki Enerji ve Ekserji Kayıpları

Boru hatlarından olan ısı kayıpları, bölge ısıtma sistemlerinin ekonomikliğini önemli ölçüde etkilemektedir. Bundan dolayı, kanallardan olan ısı kayıpları en aza indirilmelidir. Boru hatlarında olan ısı kayıpları için değişik kaynaklarda çeşitli yöntemler verilmiştir. Aşağıda iki borulu bir zarf kanalda, birim uzunluğundaki kanaldan olan ısı kaybı yaklaşık olarak hesap edilebileceği bir yöntem verilmiştir (Yılmaz 1988). Bu amaçla şekil 3.7'de görüldüğü gibi bir model kurulmuştur.

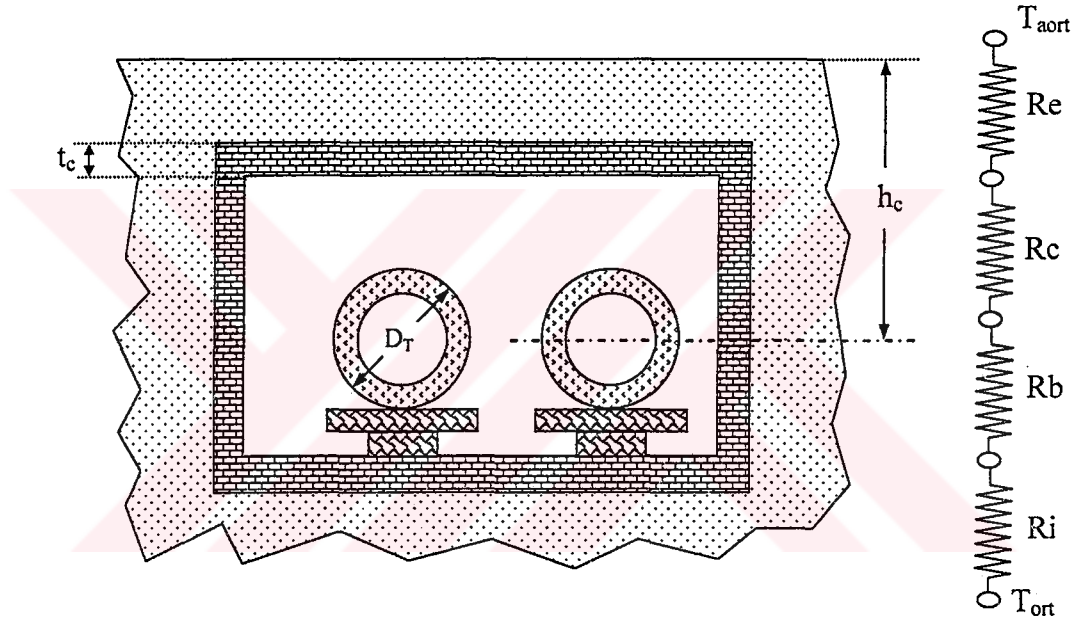
Bu modele göre 1 m uzunluğundaki kanaldan olan ısı kaybı;

$$\dot{Q}_{kk} = 2 \left[\frac{(T_{ort} - T_{aort})}{(R_i + R_b + R_c + R_e)} \right] \quad (3.66)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

T_{ort} : gidiş ve dönüş suyu sıcaklık ortalaması

T_{aort} : Günlük ortalama atmosfer sıcaklığı



Şekil 3.7. Kanal kesiti ve esas alınan ısıl direnç modeli

R_i : Yalıtım malzemesi direnci

$$R_i = \left(\frac{1}{2\pi k_i} \ln(r_i / r_p) \right) \quad (3.67)$$

R_c : Kanal direnci

$$R_c = \left[\frac{1}{2\pi k_c} \right] \ln[(r_c + t_c) / r_c] \quad (3.68)$$

R_e : Toprak direnci

$$Re = \left[\frac{1}{2\pi k_e} \right] \ln \left[\frac{h_c}{r_c} \left\{ 1 + \sqrt{1 - (D_T/h_c)^2} \right\} \right] \quad (3.69)$$

$$r_c = K\dot{C}/(2\pi) \quad (3.70)$$

Rb : Kanal boşluğun direnci

$$Rb = 1/(2\pi r_i h_b) \quad (3.71)$$

şeklinde tanımlanır. Burada KÇ kanal çevre uzunluğu ve h_b kanal içi boşluğunun ısı taşınım katsayısıdır. Taşınım katsayısı Nusselt sayısından bulunur.

$$\bar{h} = \frac{k}{D} \bar{Nu}_D \quad (3.72)$$

Bu konuda bir çok bağıntıyı derleyen Churchill, sabit sıcaklıktaki bir silindir etrafındaki yerel Nusselt sayısı için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir (Incropera 2001).

$$\bar{Nu} = \left[0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (3.73)$$

Burada Ra Rayleigh sayısı olup aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \quad (3.74)$$

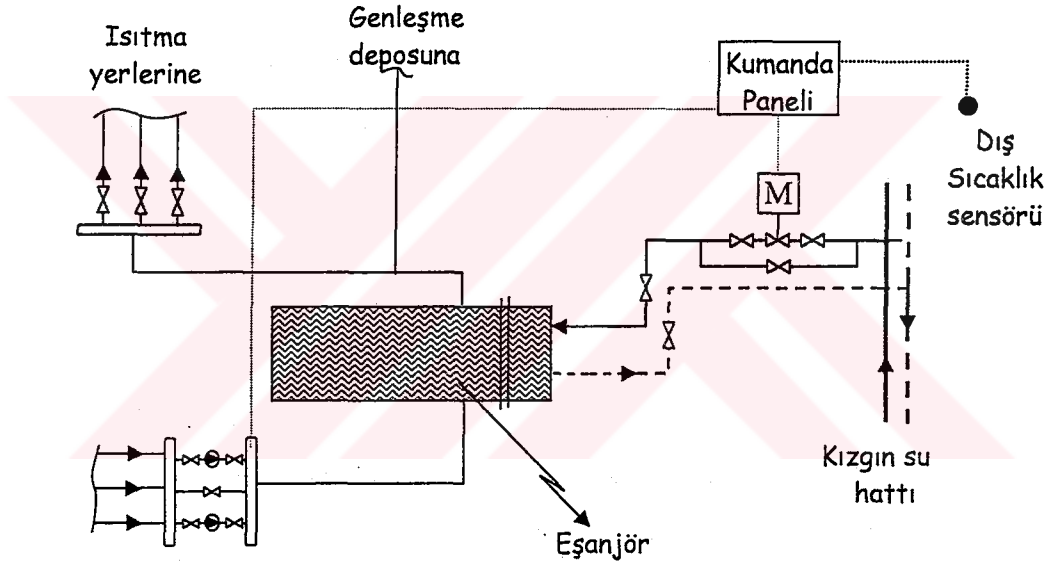
Yukarıdaki bağıntılardan yararlanılarak boru hatlarındaki ısı kayıpları hesaplanmış olur. Dolayısıyla ısı kayıplarından hareketle ekserji kayıpları E_k ise;

$$\dot{E}_k = \dot{Q}_{kk} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ort}} \right) \quad (3.75)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

3.2.3. Eşanjör Daireleri

Kızgın sulu sistemlerde su sıcaklıkları ve basınçları yüksek olduğundan konut ısıtılmasında genellikle dolaylı bağlantı tercih edilir. Yani kazanda üretilen kızgın su ısıtma hacimlerine direkt olarak gönderilemez. Burada kızgın su bir eşanjörden geçirilerek, eşanjörün ikinci devresinden ısıtma için sıcak su ($90/70^{\circ}\text{C}$) elde edilir. Şekil 3.8'de eşanjör bağlantı şeması görülmektedir. İkinci devre sıcaklık kontrolü şekilde görüldüğü gibi motorlu vanalar vasıtası ile yapılır. Dönüş suyu sıcaklığına göre kızgın su debisi bilgisayar ile kumanda edilen motorlu vanalar ile ayarlanır.



Şekil 3.8. Eşanjör Dairesi ve otomatik kontrolü

3.2.3.1. Eşanjörler

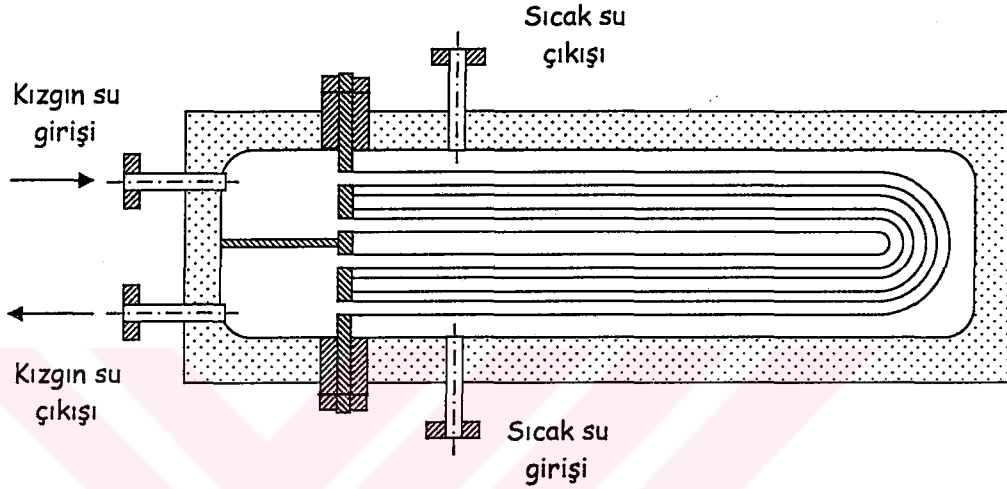
Eşanjörler ısının bir akışkandan diğerine aktarılmasında kullanılırlar. Uygulama alanları çok yaygındır. Ancak burada kızgın sudan $90/70$ sıcak su eldesin de kullanılan boru demetli ısı eşanjörleri dikkate alınacaktır.

Kızgın sudan ($180-140^{\circ}\text{C}$) sıcak su ($90/70^{\circ}\text{C}$) üretiminde genelde boru demetli ısı eşanjörleri kullanılır. Bu eşanjörler üç bölmeden oluşur (şekil 3.9). Bu bölmeler;

- Boru demeti, genellikle çelik borudan imal edilir

- Dış gövde
- Su giriş ve çıkış bölmeleri

Burada kızgın su boru demeti içerisinde akarken sıcak su ise boru dışından akmaktadır. İyi bir ısı geçişi için su akışları ters yönlü bağlanır.



Şekil 3.9. Eşanjörün şematik görünümü

Isı eşanjörlerinde performans genellikle etkinlik katsayısı ile belirlenir. Etkinlik katsayısı transfer edilen gerçek ısı miktarının, teorik olarak transfer edilebilecek maksimum ısı miktarına oranıdır. Bu yüzden etkinlik termodinamiğin birinci kanununa dayanır ve ısı transferi sırasındaki kayıpların özelliklerini belirlemez. Yüksek etkinlik iyi bir performansın göstergesi olmayabilir. Bundan dolayı ısı eşanjörlerinde hem birinci kanuna hemde ikinci kanuna dayalı bir performans değeri tanımlanır. Rasyonel verim olarak tanımlanan bu değer aynı zamanda etkinliği de içerir. Isı eşanjörlerinde etkinlik aşağıdaki gibi yazılır (Incropera 2001).

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (3.76)$$

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h (T_{h,g} - T_{h,\phi})}{C_{\min} (T_{h,g} - T_{c,g})} \quad (3.77)$$

veya

$$\varepsilon \equiv \frac{C_c (T_{c,\varphi} - T_{c,g})}{C_{\min} (T_{h,g} - T_{c,g})} \quad (3.78)$$

eşitlikleri yazılabilir. Etkinlik boyutsuz bir sayı olup, $0 \leq \varepsilon \leq 1$ arasında değişmektedir. Burada $C_h > C_c$ ise $C_{\min} = C_c$, $C_h < C_c$ ise $C_{\min} = C_h$ alınır. Isı eşanjörlerinde basınç değişimleri ihmal edilirse rasyonel ekserji verimi;

$$\psi = \frac{E_c^{\Delta T}}{E_h^{\Delta T}} \quad (3.79)$$

şeklinde hesaplanır. Sıvı akışkanlar için $E_x^{\Delta T}$,

$$\begin{aligned} \dot{E}_x^{\Delta T} &= \dot{E}_\varphi - \dot{E}_g = \dot{H}_\varphi - \dot{H}_g - T_0 (\dot{S}_\varphi - \dot{S}_g) \\ &= \dot{C}_p \left[(T_\varphi - T_g) - T_0 \ln \left(\frac{T_\varphi}{T_g} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.80)$$

bağıntısı ile hesaplanır (Cornelisen 1997). Etkinlik bağıntılarından ve denklem 3.78'den eşanjörler için rasyonel verim ψ ,

$$\psi = \frac{1 - \frac{C_c}{C_{\min}} \frac{1}{\varepsilon (\theta_h - \theta_c)} \ln \left[1 + \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_c} \left(\frac{\theta_h}{\theta_c} - 1 \right) \right]}{1 + \frac{C_h}{C_{\min}} \frac{1}{\varepsilon (\theta_h - \theta_c)} \ln \left[1 - \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_h} \left(1 - \frac{\theta_c}{\theta_h} \right) \right]} \quad (3.81)$$

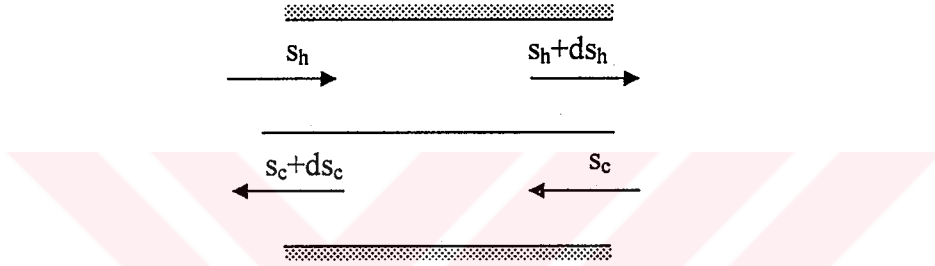
yazılır. Burada $C_h < C_c$ olduğu için $C_{\min} = C_h = m_h C_p$ alınmıştır. Denklemdaki θ_c, θ_h ise sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıklarının çevre sıcaklığına oranıdır.

$$\theta_h = \frac{T_{h,g}}{T_0} \quad (3.82)$$

$$\theta_c = \frac{T_{c,g}}{T_0} \quad (3.83)$$

3.2.3.1. Isı Eşanjörlerinde Ekserji Kayıpları

Isı eşanjörlerinde ısı transfer olayı tersinmez bir süreç olduğundan ekserji kayıpları meydana gelir. Eşanjörlerdeki tersinmezlik ısı transferi ve sürtünmelerden kaynaklanmaktadır. Genellikle sürtünmelerden kaynaklanan tersinmezlik çok küçük boyutta olduğundan ihmal edilmiştir (Poredos 2002). Şekil 3.10'dan hareketle eşanjörlerdeki ekserji bağıntıları çıkarılmıştır.



Şekil 3.10. Eşanjörde entropi üretimi

$$dS_h = -\frac{\delta Q}{T_{h,ort}} \quad (3.84)$$

$$dS_c = \frac{\delta Q}{T_{c,ort}} \quad (3.85)$$

$$dS_{NET} = dS_h + dS_c \quad (3.86)$$

$$dS_{NET} = \delta Q \left(\frac{1}{T_{c,ort}} - \frac{1}{T_{h,ort}} \right) \quad (3.87)$$

şeklinde entropi üretimi hesaplanır. Isı transferi sırasında meydana gelen tersinmezlik Gouy-Stodola bağıntısından hesaplanır.

$$I = T_0 dS_{NET} \quad (3.88)$$

Denklemler yeniden düzenlenirse eşanjörlerde meydana gelen ekserji kayıpları (tersinmezlikler),

$$\dot{E}_{kay} = \dot{I} = \dot{Q}T_0 \left(\frac{T_{h,ort} - T_{c,ort}}{T_{h,ort} \cdot T_{c,ort}} \right) \quad (3.89)$$

şeklinde hesaplanır. Burada Q kızgın veya soğuk su tarafından taşınan ısı miktarı, $T_{h,ort}$, $T_{c,ort}$ kızgın su ve sıcak su gidiş ve dönüş sıcaklıkları ortalamasıdır.

3.2.4. Elektrik Motorlarının Ekserjisi

Sistemde elektrik enerji çeşitli yerlerde kullanılan elektrik motorları tarafından harcanmaktadır. Elektrik enerjisi ekserjiye eşittir. Bundan dolayı motorları şebekeden çektikleri enerji, sisteme elektrik tarafından verilen ekserjiye eşittir. Elektrik motorlarının güçleri, tek fazlı veya üç fazlı olmasına göre değişir. Tek fazlı bir motorun gücü;

$$\dot{W} = V I \cos\phi \quad (3.90)$$

Üç fazlı olması durumunda;

$$\dot{W} = V I \sqrt{3} \cos\phi \quad (3.91)$$

şeklinde hesaplanır. Burada I motorun çektiği akımı, V voltajı ifade eder. $\cos\phi$ güç katsayısı olup motor özelliklerine göre değişir. Bu değer genellikle 0.80 civarındadır (Özyurt 2002). Isıtma merkezinde kullanılan elektrik motorlarının yıllık enerji tüketimleri aşağıda verilmiştir.

Brülör motorları	:5.670x10 ⁸ kJ
Taze hava vantilatörleri	:22.68x10 ⁸ kJ
Baca aspiratörleri	:17.49x10 ⁸ kJ
Sirkülasyon pompaları	:27.49x10 ⁸ kJ

Sirkülasyon pompalarına harcanan elektrik enerjisinin bir kısmı borularda oluşan sürtünmeden dolayı ısıya dönüşmektedir. Bundan dolayı sirkülasyon pompalarına harcanan elektrik enerjisinin tamamı ekserji kayıplarına dönüşmemektedir. Suyun sirkülasyonu ile ortaya çıkan ekserji kayıpları aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir (Poredos and Kitanovski 2002)

$$\dot{E}_{x,wk} = \dot{W}_{SP} - \frac{T_{ort} - T_0}{T_{ort}} \dot{W}_{SP} = \frac{T_0}{T_{ort}} \dot{W}_{SP} \quad (3.92)$$

3.3. Termoekonomi

Isıl sistemlerin termodinamik incelemeleri sonunda, bir proje veya çevrim için tüm enerji akışları ile sistemin veya onun alt bölümlerinin verimleri belirlenir. Amaç bilinmeyen enerji miktarlarının veya özelliklerinin belirlenmesi olabileceği gibi seçeneklerin değerlendirilmesi ve optimizasyon da olabilir. Özel ve basit durumlar dışında, bu incelemelerde enerji hesaplamalarının ikinci kanun parametreleri olan kayıp iş, entropi artışı, tersinmezlik veya ekserji analizleri ile desteklenmesi gerekir.

Ekserji analizleri sistem veya alt bölümlerindeki kayıpları ortaya koyar. Böylece nerede ne kadar iyileştirme potansiyeli olduğu ve bunların önem sıraları dolaylı olarak belirlenmiş olur. Hatta kayıpları en aza indirecek şartlarda belirlenebilir. Mühendislik sistemlerinde bununla birlikte ekonomik kıstaslar da göz önüne alınmalıdır. Örneğin sadece ekserji kaybı dikkate alınarak incelenen bir sistem ekonomik olmayabilir. Bu yüzden termodinamik ve ekonomik prensipleri birlikte değerlendiren analiz yöntemleri geliştirilmiştir. Termodinamikte bu yönüme "Termoekonomi" adı verilmiştir. Termodinamik incelemeler birinci kanun-enerji kavramı ile sınırlı olmasına rağmen termoekonomi birinci kanuna ek olarak ikinci kanun-ekserjiyi kapsar. Sistemlerin ekserji bazlı termoekonomik incelenmesinde iki basamak vardır. Birincisi yapısal etki katsayılarının belirlenmesi, ikincisi ise ekserji bazlı ürün fiyatlandırılmasıdır.

3.3.1 Yapısal Etki Katsayıları

Ekserji analizi tamamlandığında belirlenen çeşitli ekserji akışlarının ve tersinmezliklerin karşılaştırılması, sistemin incelenmesi açısından önemli olmaktadır. Bu katsayıların belirlenmesi ile seçilen bir parametredeki değişimden kaynaklanan yerel tersinmezlik ve ekserji akışlarındaki değişmelerin tüm sistemdeki değişmeye oranı ortaya çıkmaktadır. Böylece alt sistemlerdeki tersinmezlik iyileştirilmesinin tüm sistemi nasıl etkilediği belirlenmiş olur (İleri 1990).

Yapısal bağ katsayısı: Sürekli rejimde çalışan bir sistemi ve onu oluşturan elemanları ele alalım. Sistemi belirleyen parametreler x_1, \dots, x_n , ve elemanlar 1,, m olarak adlandırılınsın. \dot{I}_k ile \dot{I}_T , sırasıyla k elemanındaki ve toplam sistemdeki tersinmezlikler olsun. Bunların oransal değişimleri;

$$\sigma_{k,i} = \frac{\left. \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial x_i} \right|_{x \neq x_i}}{\left. \frac{\partial \dot{I}_k}{\partial x_i} \right|_{x \neq x_i}}$$

$$\sigma_{k,i} = \left. \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{I}_k} \right|_{x_i = \text{değişken}} \quad (3.93)$$

şeklinde hesaplanır. Bu bağıntıda sistemin düzgün rejimde çalıştığı, sistemde üretilen kızgın suyun özelliklerinin sabit olduğu ve girişteki ekserji kalitesinin değişmediği varsayılmıştır. Böylece sistemin tersinmezliğindeki azalma doğrudan gerekli girdi azalmasını vermektedir. Şöyle ki:

- $\sigma_{k,i} > 1$ ise; k elemanındaki ekserji kaybı azaltılırsa bütün sistemdeki ekserji kaybı daha büyük oranda azalma olacaktır. Bu durumda k elemanı x_i , değeri açısından optimize edilerek tüm sistemin ekserji kaybında iyileştirme yapılır.
- $0 < \sigma_{k,i} < 1$ ise; bütün sistemdeki iyileşme k elemanından daha az olmaktadır. Yani k elemanında ekserji kaybını azaltan bir değişim diğer elemanlarda daha

büyük bir ekserji kaybına neden olmaktadır. Bundan dolayı k elemanında yapılacak iyileştirme sınırlıdır.

- $\sigma_{k,i} \leq 0$ ise; k elemanında yapılacak iyileştirme tüm sistem için hiçbir yararı olmayacaktır.

Şeklinde sistem hakkında analiz yapılabilir (Kotas 1995).

3.3.2. Ekserjetik Maliyet

Daha önce bahsedildiği gibi termal sistemlerin kullanılabilirliği, ikinci kanuna dayalı ekserji analizi ile yapıldığı belirtilmişti. Bundan dolayı termoekonomik analizde ürünlerin maliyeti ekserjiye dayalı olarak belirlenir (Bejan 1996). Bir sistemin maliyet dengesi genel olarak;

$$\dot{C}_U = \dot{C}_y + \dot{Z} \quad (3.94)$$

şeklinde yazılabilir. Burada C_U ürün maliyetini, C_y yakıt maliyetini, \dot{Z} ise ilk yatırım oranı göstermektedir ve

$$\dot{Z} = \frac{a}{t_{op}} C_k \quad (3.95)$$

bağıntısı ile hesaplanır. burada t_{op} , kazanın yıllık çalışma saatidir. a ilk yatırım faktörü olup aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$a = \frac{f_R (1 + f_R)^N}{(1 + f_R)^N - 1} \quad (3.96)$$

Burada f_R , faiz oranı, N ise geri ödeme periyodudur. Bu sistemlerde 20 yıl alınır (Kotas 1995). 3.92 bağıntısı çok ürünlü bir sistem için aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\sum \dot{C}_\varphi = \sum \dot{C}_g + \dot{Z} \quad (3.97)$$

Sistemdeki, giren, çıkan ürünler ile ısı ve iş ekserji maliyetlerini;

$$\dot{C}_g = c_g \dot{E}_{x,g} \quad (3.98)$$

$$\dot{C}_\varphi = c_\varphi \dot{E}_{x,\varphi} \quad (3.99)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_{x,q} \quad (3.100)$$

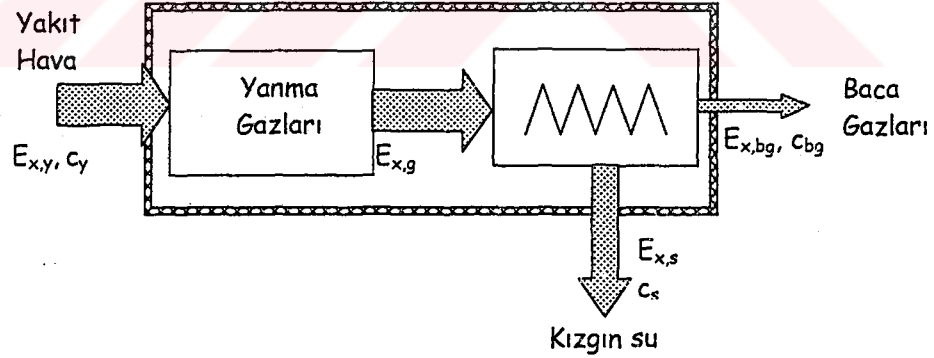
$$\dot{C}_w = c_w \dot{E}_{x,w} \quad (3.101)$$

bağıntıları ile hesaplanır. c_g , c_φ , c_q , c_w , değerleri birim ekserji maliyetini ifade etmektedir. Şekil 3.11 de görülen kazan için ekserji maliyet dengesi

$$C_y + \dot{Z} = C_s + C_{bg} \quad (3.102)$$

şeklinde yazılır. Bu denklem yeniden düzenlenirse kazan için maliyet dengesi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$c_y \dot{E}_{x,y} + \dot{Z} = c_s \dot{E}_{x,s} \quad (3.103)$$



Şekil 3.11. Kazanda maliyet dengesi

Buradan kızgın su için birim maliyet c_s :

$$c_s = \frac{c_y \dot{E}_{x,y}}{\dot{E}_{x,s}} + \frac{\dot{Z}}{\dot{E}_{x,s}} \quad (3.104)$$

şeklinde hesaplanır. $\frac{\dot{E}_{x,y}}{\dot{E}_{x,s}} = \frac{1}{\psi}$ olduğundan 3.103 denklemini yeniden yazılırsa kızgın su maliyeti c_s aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$c_s = \frac{c_y}{\psi} + \frac{\dot{Z}}{\dot{E}_{x,s}} \quad (3.105)$$

burada baca gazlarından hiçbir şekilde faydalanılmadığından baca gazı maliyeti kızgın su maliyetine dahil edilmiştir.

3.3.3. Sistem Değerlendirmesi İçin Termoekonomik Değişkenler

Termoekonomik değişkenler olarak bilinen aşağıdaki özellikler; termal sistemlerin optimizasyonunda ve termoekonomik değerlendirmelerde önemli rol oynarlar. Bunlar :

- a- yakıt maliyeti, c_y
- b- ürün maliyeti, c_u
- c- Tersinmezlik maliyeti, C_D
- d- Maliyet farkı oranı, r_k

Yakıt maliyeti ve ürün maliyetleri önceden hesaplanmıştı. Bundan dolayı diğer üç özellik aşağıda açıklanmıştır.

3.3.3.1. Tersinmezlik Maliyeti

Termal sistemlerde tersinmezliklerden dolayı yok olan ekserjiden faydalanılamamaktadır. Bu ise yakıt maliyetini artırmaktadır. Bundan dolayı tersinmezlik birim maliyeti yakıt birim maliyetine eşit alınmaktadır. Dolayısı ile tersinmezlik maliyeti C_D ;

$$\dot{C}_D = c_y \dot{E}_D \quad (3.106)$$

şeklinde hesaplanır.

3.3.3.2. Maliyet Farkı Oranı

Bir sistemde k elemanının maliyet farkı oranı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$r_k = \frac{c_u - c_y}{c_y} \quad (3.107)$$

daha önceki denklemlerden hareketle bu oran yeniden,

$$r_k = \frac{c_y \dot{E}_{x,D} + \dot{Z}}{c_y \dot{E}_{x,u}} \quad (3.108)$$

şeklinde yazılır. Ekserjetik verim ise

$$\psi = \frac{\dot{E}_{x,u}}{\dot{E}_{x,y}} = 1 - \frac{\dot{E}_{x,D}}{\dot{E}_{x,y}} \quad (3.109)$$

şeklinde hesaplanır. Bu denklem 3.108 denkleminde yerlerine yazılırsa maliyet fark oranı ekserjetik verime bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$r_k = \frac{1 - \psi}{\psi} + \frac{\dot{Z}}{c_y \dot{E}_{x,u}} \quad (3.110)$$

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu çalışmada Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Sistemin verileri kullanılarak bir bilgisayar programı oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlar iki ana kategoride değerlendirilmiştir. Bunlardan birincisini, sistemde bulunan kazan, iletim hatları ve eşanjör dairelerinin enerji ve ekserji analiz sonuçları oluşturmaktadır. Sistemin mevcut çalışma şartlarından alınan sonuçlar yardımı ile hazırlanan program kullanılarak farklı çalışma şartlarındaki sistemin durumu incelenmiştir. İkincisini ise, kazan için termoekonomi sonuçları oluşturmaktadır. Bu farklı araştırma bulguları için detaylı bilgi aşağıda verilmiştir.

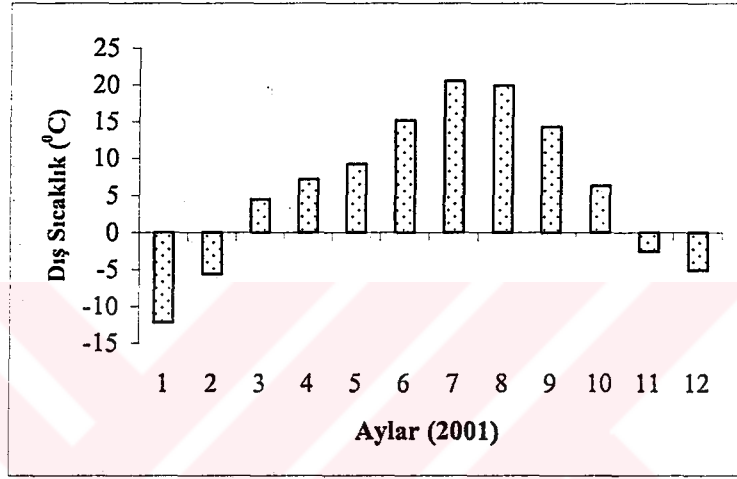
Üniversitemiz ısıtma merkezi kazanları, Eylül 2001-Temmuz 2002 arasındaki bir ısıtma sezonunda, 221 günü ısıtma ve sıcak su, 48 günü ise yalnızca sıcak su olmak üzere 269 gün çalışmıştır. Bu süre içerisinde toplam 9709 ton özel kalorifer yakıtı tüketilmiştir. Kalorifer yakıtına ait özellikler çizelge 4.1'de verilmiştir (kullanılan yakıt sürekli olarak Kimya Müh. tarafından analiz edilmektedir). Çizelgede verilen, ısıl değer, karbon, kükürt verileri analiz sonuçlarının ortalaması alınmış diğer değerler ise kaynaklardan alınmıştır.

Çizelge 4.1. Yakıtın kütleli analizi

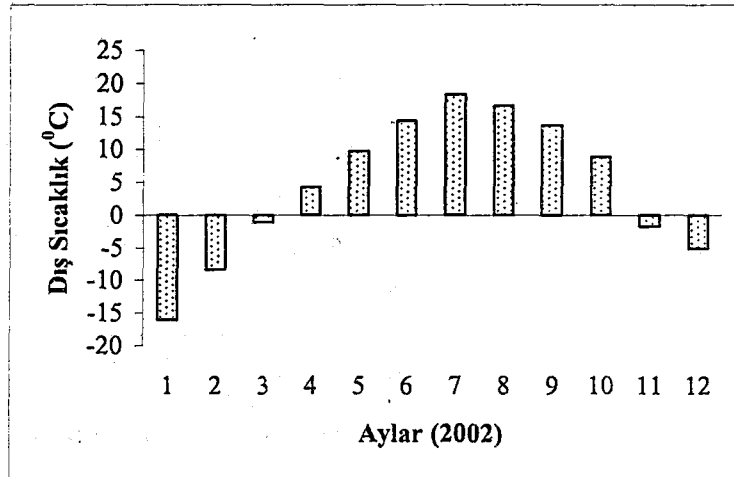
C	H	O	N	S	Hu	Ex
%	%	%	%	%	kJ/kg	kJ/kg
84	11	1.1	2.55	1.35	42650	45458

Şekil 4.1 ve 4.2'de 2001-2002 yıllarına ait aylık ortalama dış sıcaklık değerleri, şekil 4.3'de ise aynı yılları kapsayan ısıtma sezonu boyunca tüketilen aylık ortalama yakıt miktarları verilmektedir. Aylık ortalama dış hava sıcaklığına göre aylık toplam yakıt tüketim miktarları şekil 4.4'de görülmektedir. Şekilden görüleceği gibi aylık toplam yakıt miktarları dış hava sıcaklığına bağlı olarak değişim göstermektedir. Şekil 4.5 , 4.10'da ortalama günlük dış sıcaklık ve tüketilen yakıt miktarlarının aylık değişim eğrileri verilmektedir. Bu grafiklerde de dış hava sıcaklığına bağlı olarak yakıt tüketim

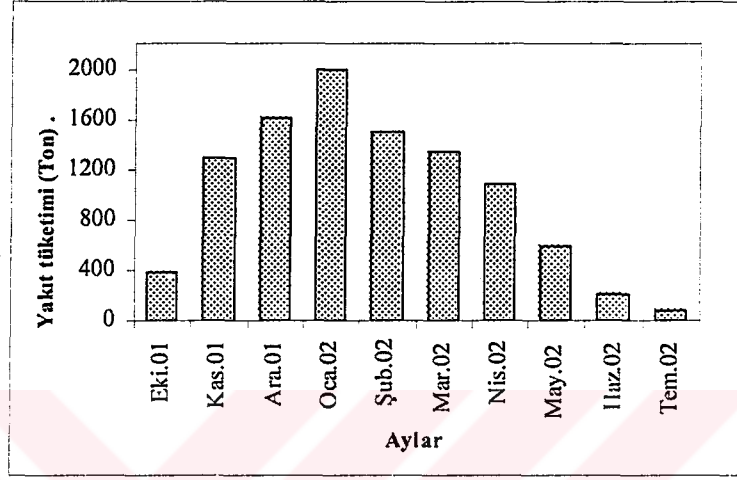
miktarları değişmesine rağmen, sıcaklığın ani değişimlerinde tüketim miktarlarında değişim olmadığı görülmektedir. Bu ise sistemde kullanılan otomatik kontrol sisteminin yeterli düzeyde olmadığını ve bu kontrol sisteminin ani dinamik değişimlere cevap vermediğini göstermektedir. Bundan dolayı, havanın sıcak olduğu zamanlarda gereğinden fazla yakıt yakılmaktadır.



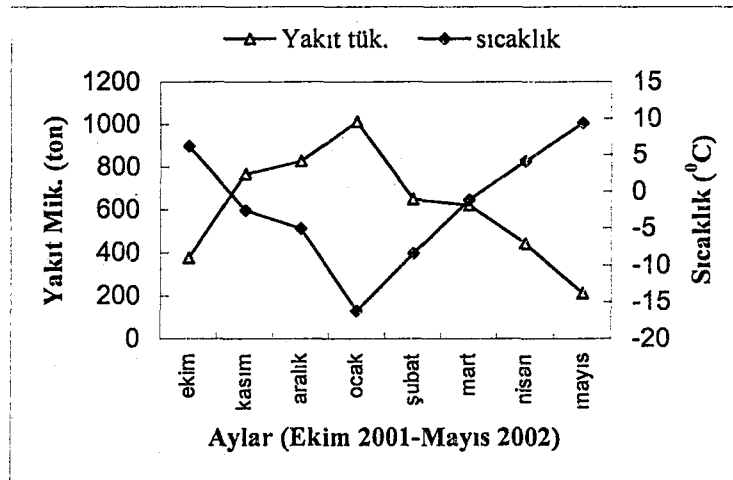
Şekil 4.1. 2001 yılında sıcaklığın aylara göre değişimi



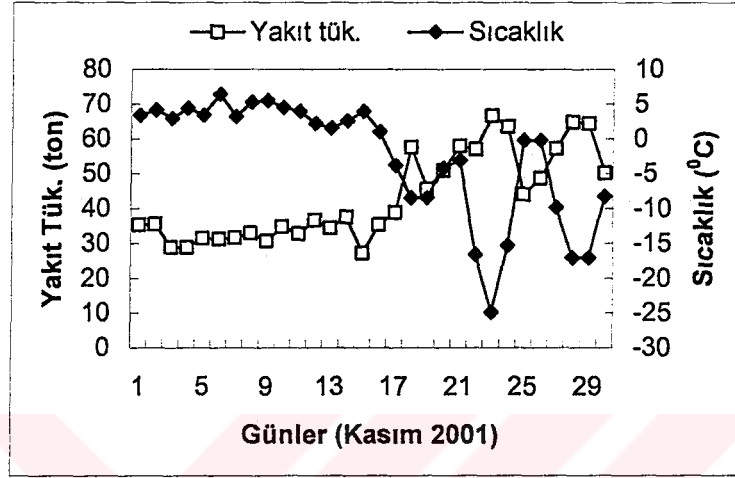
Şekil 4.2. 2002 yılında sıcaklığın aylara göre değişimi



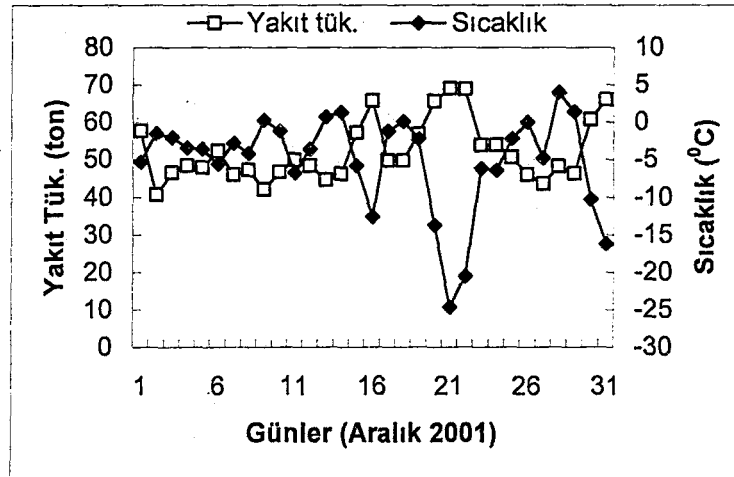
Şekil 4.3. 2001-2002 ısıtma sezonunda tüketilen yakıt miktarı



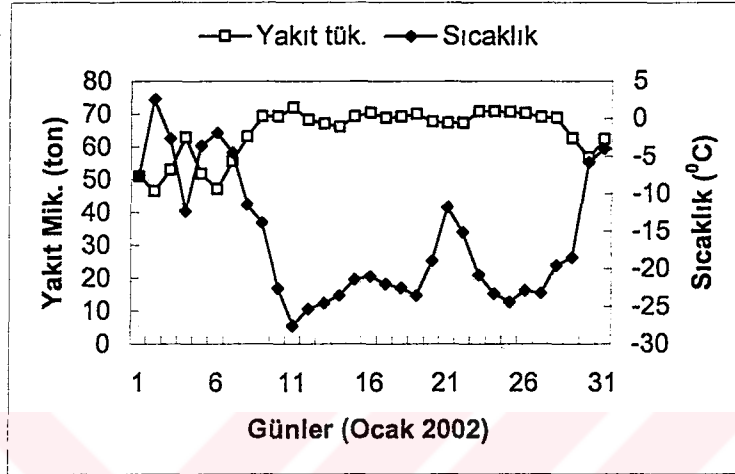
Şekil 4.4. 2001-2002 ısıtma sezonunda sıcaklığın ve yakıt tüketiminin aylara göre değişimi



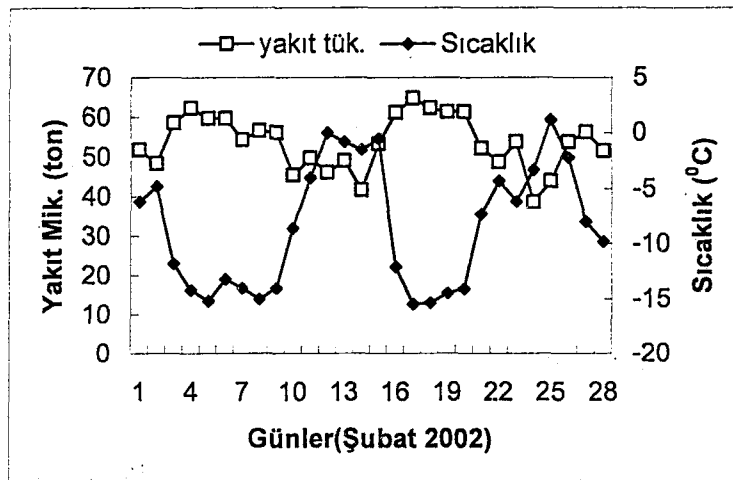
Şekil 4.5. Kasım ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi



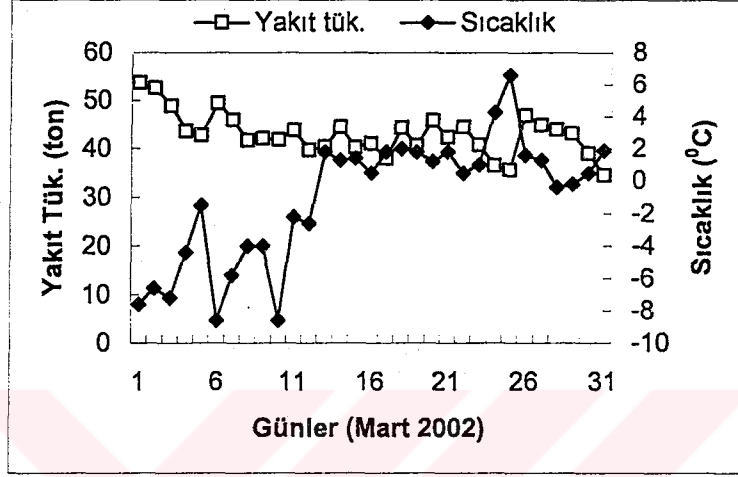
Şekil 4.6. Aralık ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi



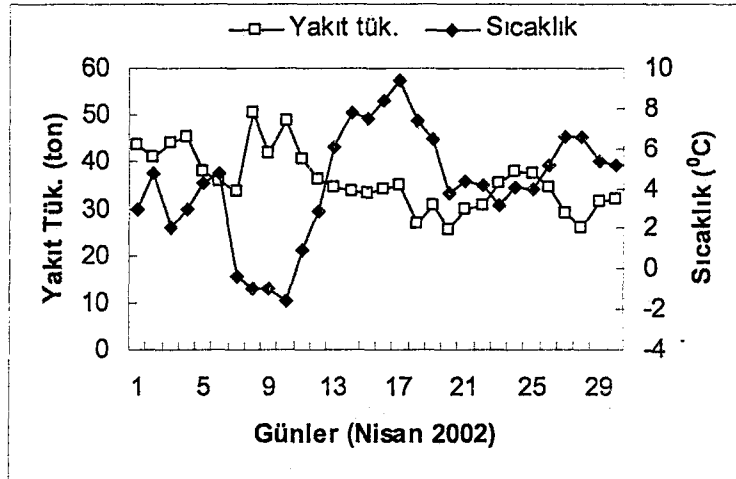
Şekil 4.7. Ocak ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi



Şekil 4.8. Şubat ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi

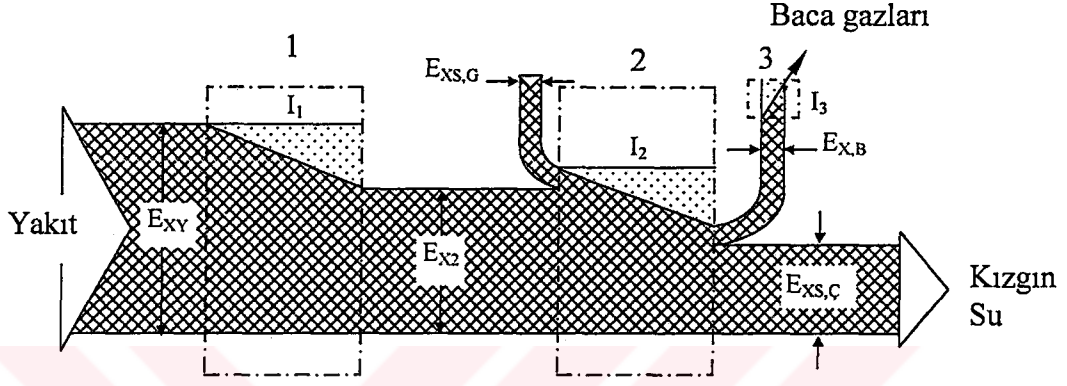


Şekil 4.9. Mart ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi



Şekil 4.10. Nisan ayı için ortalama günlük dış sıcaklığın ve tüketilen yakıt miktarının günlere göre değişimi

Sistemin en önemli elemanlarından biri kazanlardır. Sistemdeki tersinmezliklerin büyük bölümü kazanlarda meydana gelmektedir. Kazan için çizilen ekserji diyagramı şekil 4.11’de verilmiştir. Şekilde belirtilen noktalarındaki ekserji değerleri ise çizelge 4.2 de verilmiştir.



Şekil 4.11 Kazan ekserji Grassman diyagramı

Çizelge 4.2 Kazanda ekserji değerleri

	(kJ)
$E_{X,Y} (10^{11})$	4.41215
$E_{X,S,G} (10^{10})$	6.48850
$E_{X,2} (10^{11})$	2.89745
$I_1 (10^{11})$	1.51470
$I_2 (10^{11})$	1.63534
$E_{X,S,Ç} (10^{11})$	1.74329
$E_{X,B} (10^{10})$	1.67669

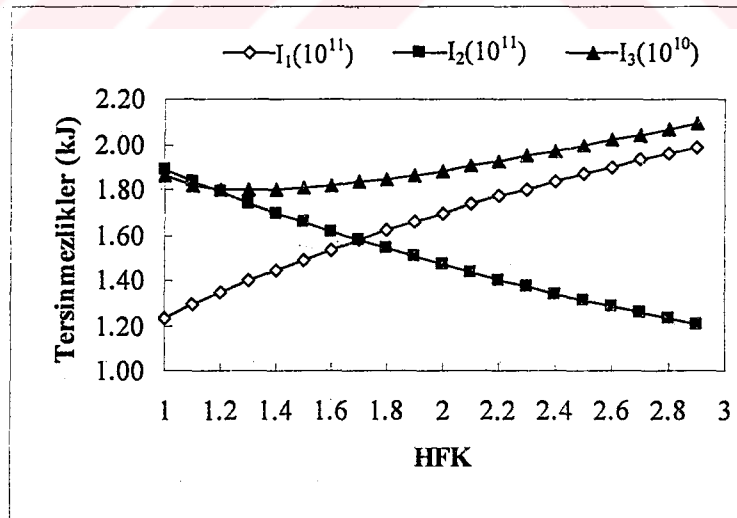
Çizelgeye bakıldığında yanma sırasında oluşan I_1 tersinmezliği ile sıcak gazların ısısının suya aktarılması sırasında oluşan I_2 tersinmezliği oldukça büyük değerlerde çıkmaktadır. Bu durum kazan ekserji verimini de önemli ölçüde düşürmektedir. Kazan için hesaplanan tersinmezlik oranları ve ekserji verimleri çizelge 4.3’de verilmektedir. Çizelgeden görüldüğü gibi kazanda meydana gelen tersinmezliklerin büyüklüğünden

dolayı kazan ekserji verimi yaklaşık %25 dolayında çıkmaktadır. Burada baca gazlarından faydalanılmadığından baca gazları ve kazan yüzeylerinden olan ısı kayıpları tersinmezlik olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 4.3. Kazandaki olayların enerji ve ekserji verimleri

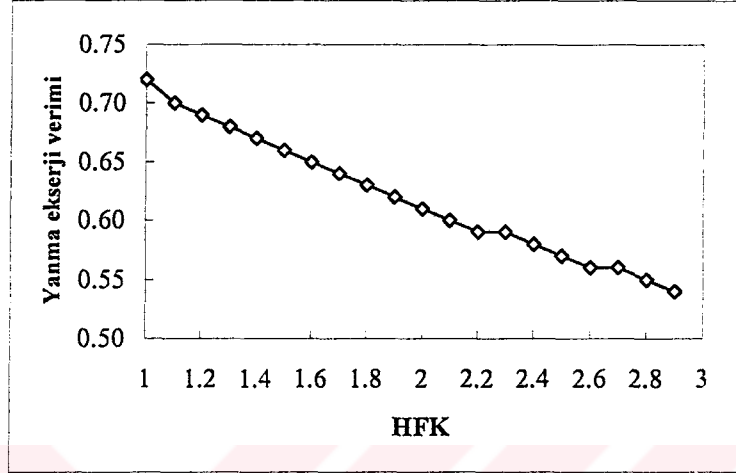
Araç	Enerji verimi	Ekserji verimi	Tersinmezlik oranı
	η (%)	ψ (%)	γ (%)
Yanma	100	65.67	34.33
Isı aktarımı	91.41	37.77	62.23
Kazan	91.41	24.81	75.19

Kazanlardaki tersinmezliklerin büyüklüğüne ve enerji ve ekserji verimlere, etki eden en önemli faktör hava fazlalık katsayısıdır. Hava fazlalık katsayısı arttıkça tersinmezlikler artmakta ve buna bağlı olarak kazan enerji ve ekserji verimleri de düşmektedir. Şekil 4.12'de hava fazlalık katsayısına bağlı olarak tersinmezliklerin değişimi görülmektedir.

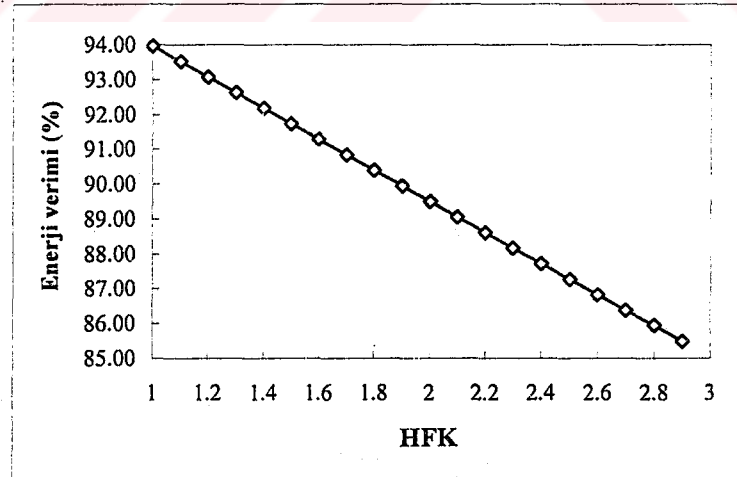


Şekil 4.12. Kazandaki tersinmezliklerin hava fazlalık katsayısı ile değişimi

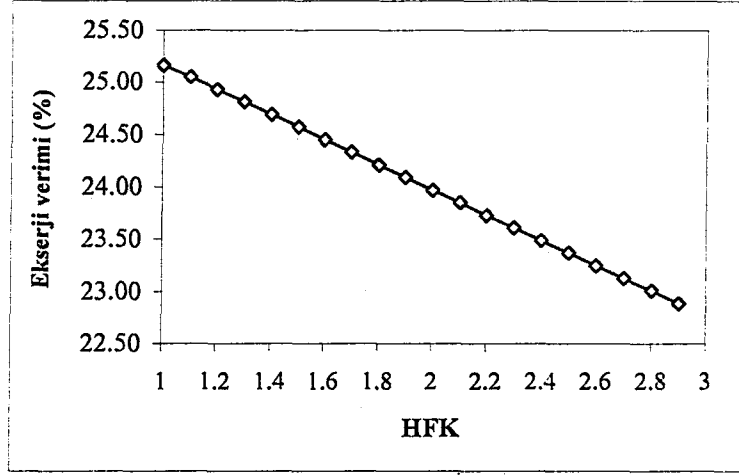
Şekilde 4.13, 4.14, 4.15'de ise sırası ile yanma ekserji veriminin, enerji veriminin, ekserji verimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimleri verilmektedir.



Şekil 4.13. Yanma ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi



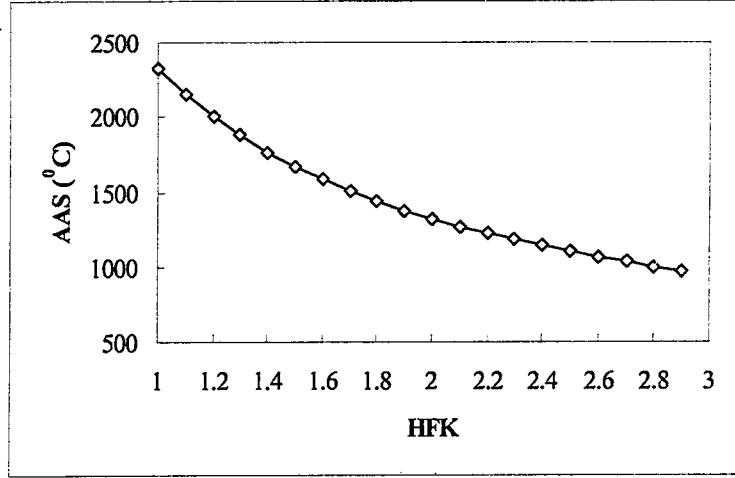
Şekil 4.14. Kazanın enerji veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi



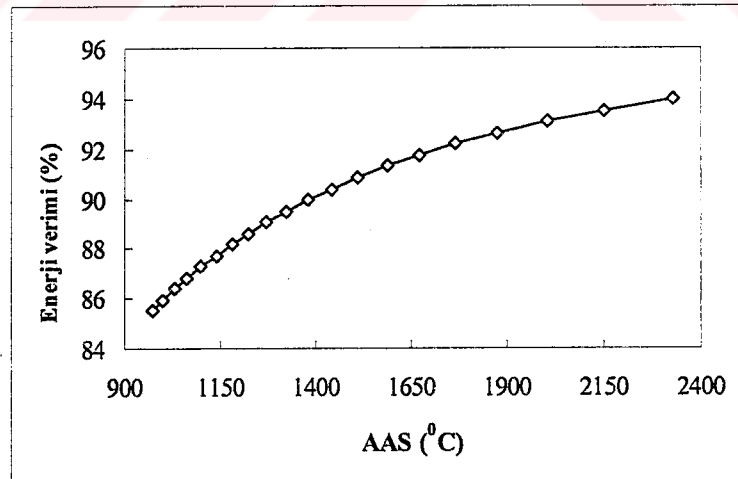
Şekil 4.15. Kazanın ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi

Bu üç grafiklerden görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısına bağlı olarak en çok azalma yanma ekserji veriminde meydana gelmektedir. Bu da, kazanlardaki yanma olaylarının minimum düzeyde hava fazlalık katsayısı ile gerçekleşmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.

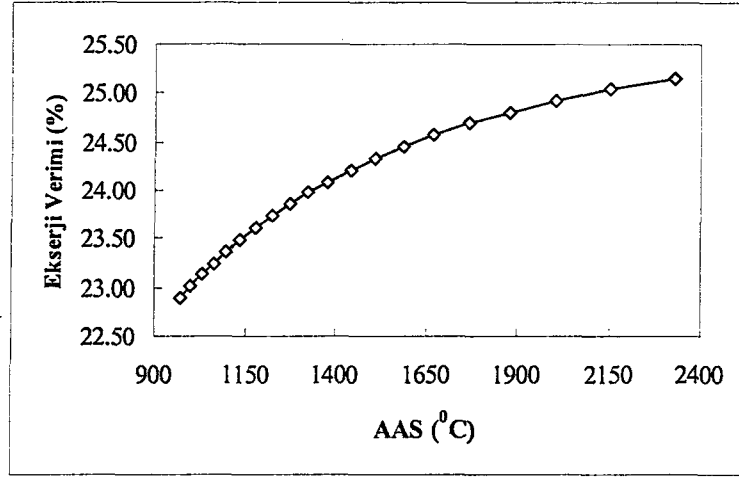
Kazanlardaki tersinmezliklerin büyüklüğüne ve verimlere, etki eden bir diğer önemli faktör ise yanma sıcaklığıdır. Şekil 4.16 ve 4.17’de enerji ve ekserji verimlerinin yanma (adyabatik alev) sıcaklığı ile değişimleri verilmektedir. Enerji ve ekserji verimleri, yanma sıcaklığının 1650°C değerine kadar önemli bir şekilde artarken bu değerden sonra artış oranı azalmaktadır. Ayrıca yanma sıcaklığı hava fazlalık katsayısına bağlı olarak değişimini veren grafik şekil 4.15’de verilmiştir. Yanma sıcaklığı artarken enerji ve ekserji veriminin artması istenen bir durumdur. Ancak yanma sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda azot ve oksijenin birleşerek NO_x oluşturması ise yakma sistemlerinde istenmeyen bir durumdur. Hava kirliliğinin azaltılması ve asit yağmurların oluşumunun önlenmesi açısından yanma gazları içerisinde NO_x miktarlarının az olması istenen bir durumdur.



Şekil 4.15. Adyabatik alev sıcaklığının hava fazlalık katsayısı ile değişimi

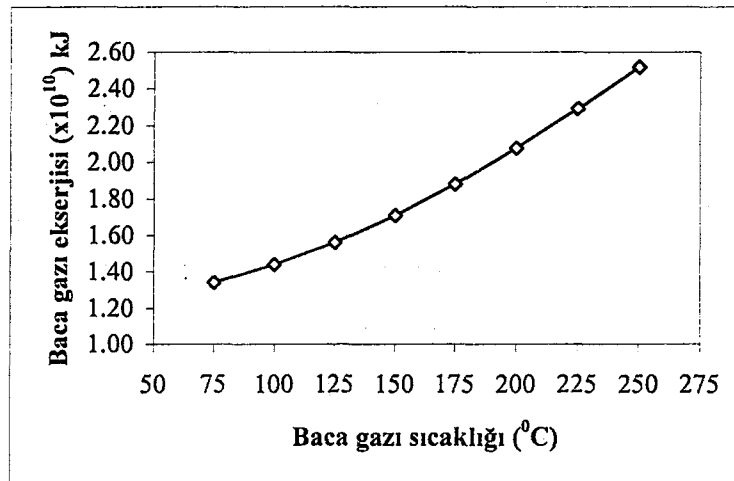


Şekil 4.16. Kazanın enerji veriminin adyabatik alev sıcaklığı ile değişimi

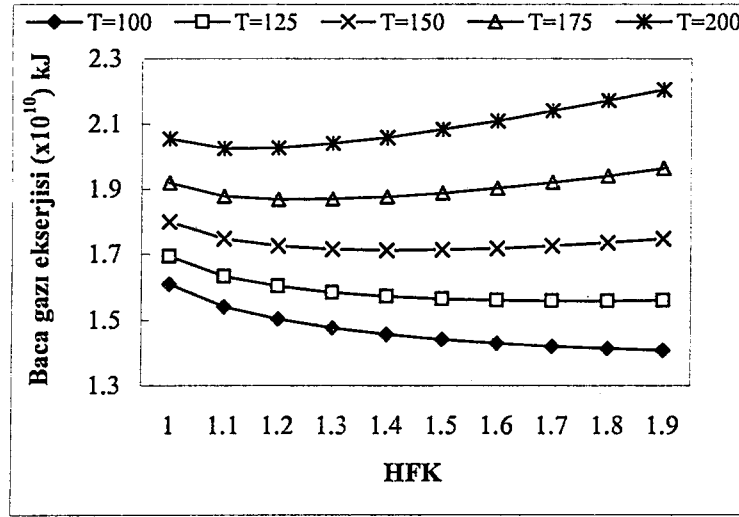


Şekil 4.17. Kazanın ekserji veriminin adyabatik alev sıcaklığı ile değişimi

Kazanlardaki tersinmezliklerin büyüklüğüne ve verimlere, etki eden başka bir diğer faktör ise baca gazı sıcaklığıdır. Baca gazı sıcaklığı arttıkça baca gazı ekserji kayıpları da artmaktadır. Sistemde baca gazlarından yararlanılmadığından yüksek sıcaklıkta baca gazı önemli ölçüde verim düşmesine neden olmaktadır. Şekil 4.18’de baca gazı sıcaklığı ile baca gazı ekserjisinin değişimi görülmektedir.



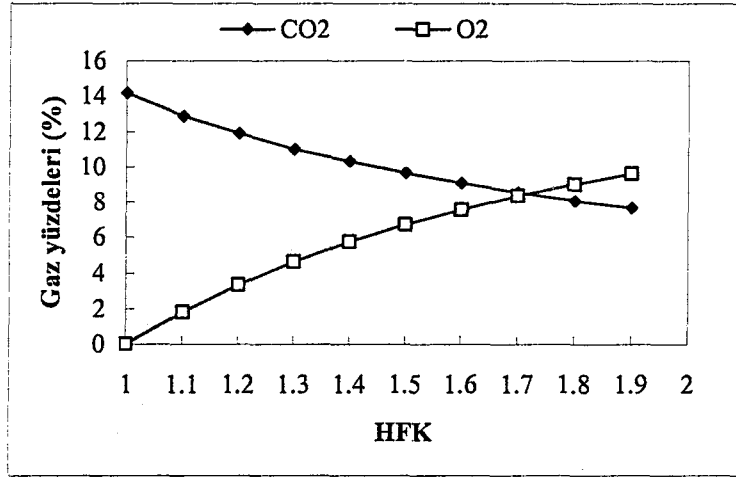
Şekil 4.18. Baca gazı ekserjisinin baca gazı sıcaklığı ile değişimi



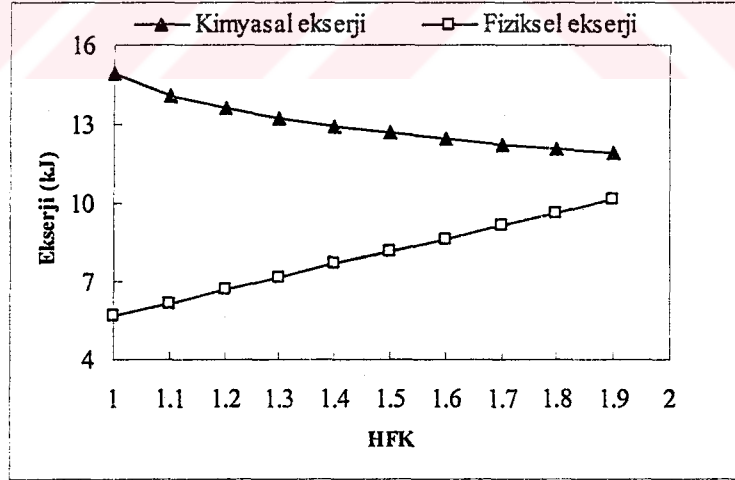
Şekil 4.19. Farklı baca gazı sıcaklıklarındaki baca gazı ekserjisinin hava fazlalık katsayısı ile değişim (T'ler baca gazı sıcaklıklarını $^{\circ}\text{C}$ olarak göstermektedir)

Şekil 4.19'da Farklı sıcaklıklardaki baca gazının ekserjilerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmektedir. Grafikten görüldüğü gibi düşük sıcaklıktaki baca gazlarının ekserjileri hava fazlalık katsayısının artması ile düşerken yüksek sıcaklıktaki baca gazlarının ekserjileri hava fazlalık katsayısının artması ile artmaktadır. Ayrıca hava fazlalık katsayısının 1.1'den küçük değerlerinde de baca gazı ekserji değerleri yüksek olmaktadır. Bunun nedeni, hava fazlalık katsayısının bir ve bire çok yakın değerlerinde baca gazı ekserjisini oluşturan bileşenlerde kimyasal ekserjinin daha etkin olmasından kaynaklanmaktadır. Bu durum şekil 4.21'de açıkça görülmektedir.

Şekil 4.20'de, baca gazı içerisindeki karbondioksit ve oksijen yüzdelerinin hava fazlalık katsayısının artması ile değişimi görülmektedir. Karbondioksit oranının hava fazlalık katsayısı ile ters orantılı değişirken, oksijen oranı doğru orantılı olarak değişmektedir. Şekil 4.21'de ise kimyasal ekserji hava fazlalık katsayısının artması ile azalırken fiziksel ekserji artmaktadır. Buradan kimyasal ekserji karbondioksit oranına, fiziksel ekserji ise oksijen oranına bağlı olduğu sonucu çıkarılabilir.

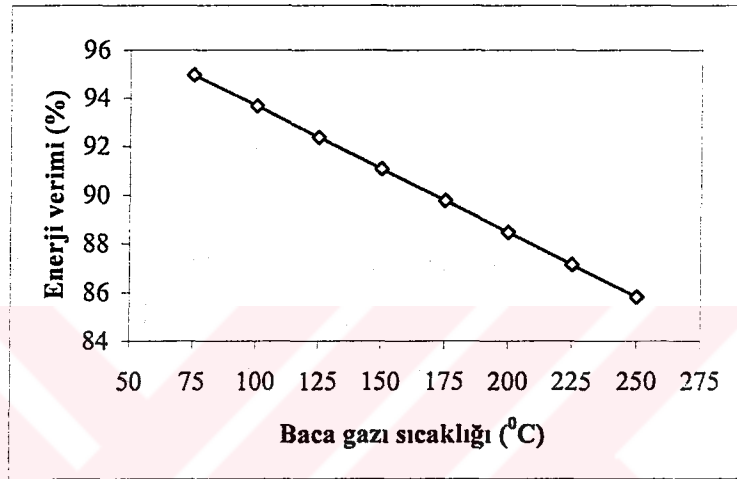


Şekil 4.20. Hava fazlalık katsayısı ile karbondioksit ve oksijen yüzdelerinin değişimi

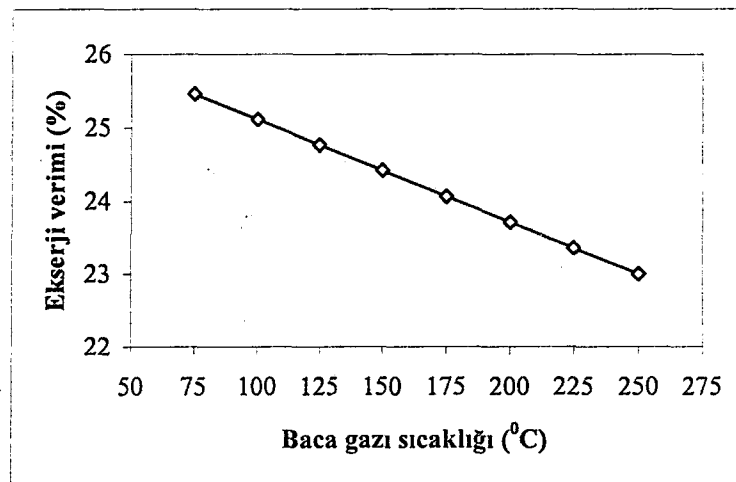


Şekil 4.21. Hava fazlalık katsayısına göre baca gazı bileşenlerinden kimyasal ve fiziksel ekserjinin değişimi

Yukarıda açıklandığı gibi baca gazı sıcaklığı ile baca gazı enerji ve ekserjilerinin artması kazan verimlerinin düşmesine neden olmaktadır. Şekil 4.22 ve 4.23'de bu durum görülmektedir. Baca gazının her 25⁰C sıcaklık artışında enerji veriminde yaklaşık %1.31, ekserji veriminde ise %0.4 düşme meydana gelmektedir.



Şekil 4.22. Kazan enerji veriminin baca gazı sıcaklığı ile değişimi

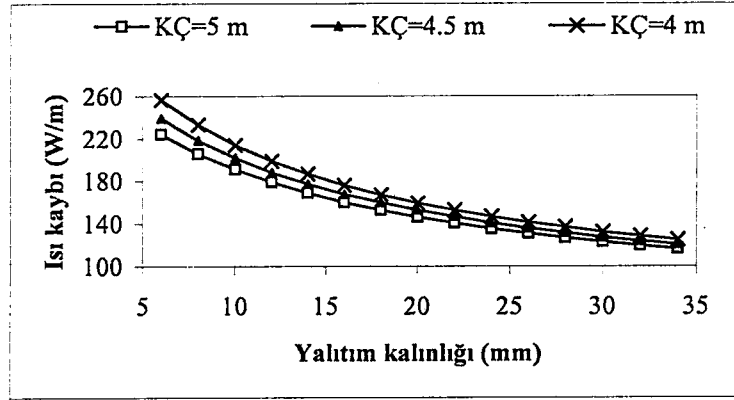


Şekil 4.23. Kazan ekserji veriminin baca gazı sıcaklığı ile değişimi

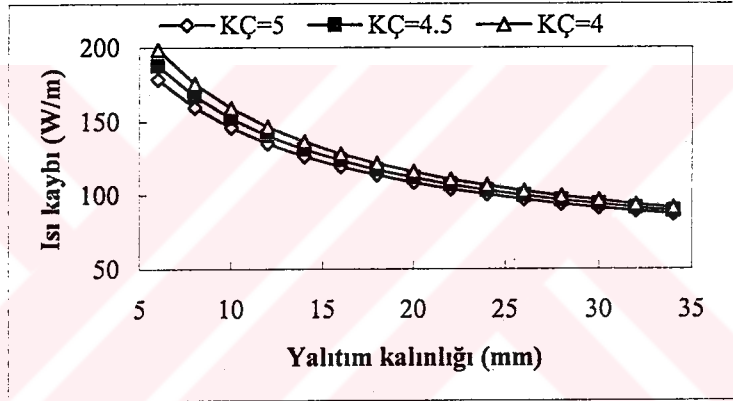
Isıtma sisteminde ısının merkezden eşanjör dairelerine aktarılması için kullanılan boru hatlarında meydana gelen enerji kayıpları oldukça önem arz etmektedir. Isı dağıtım şebekesi, çapları $\phi 65\text{mm}$ ile $\phi 250\text{mm}$ arasında değişen ve toplam uzunluğu yaklaşık 12 km olan boru ağına sahiptir. Boru dağıtım hattı şekil 4.27’de şematik olarak verilmiştir. Borulardaki ısı kayıpları, günlük ortalama dış sıcaklık değerleri dikkate alınarak hesaplanmıştır. Sonuçlar çizelge 4.4’de verilmiştir. Borularda ısı kayıplarının azalmasına etki eden en etken faktör boru yalıtım malzemesi kalınlığıdır. Mevcut borularda 6-10 cm kalınlıklarında yalıtım kullanılmıştır. Zaman zaman yapılan tamiratlar dolayısı ile yalıtım kalınlıklarında farklılıklar meydana gelmiştir. Bu yüzden tüm borularda ortalama 8 cm kalınlığında yalıtım kullanıldığı dikkate alınmıştır. Ayrıca kanalın çevre uzunluğu ortalama 5m alınmıştır. Yalıtım kalınlığı arttıkça ısı kaybı azalmaktadır. Özellikle 20 cm yalıtım kalınlığına kadar yalıtım malzemesi kalınlığının artması ile ısı kayıplarında önemli miktarda azalma meydana gelmektedir. Şekil 4.24, 4.25 ve 4.26’da farklı boru çaplarında meydana gelen ısı kayıplarının yalıtım kalınlığı ile değişimi görülmektedir. Borularda 8 cm yalıtım kalınlığı yerine 20 cm yalıtım kalınlığı kullanılması durumunda ısı kayıplarında yaklaşık ortalama %25 civarında bir azalma sağlanmış olacaktır.

Çizelge 4.4. Borularda meydana gelen ısı ve ekserji kayıpları [$k_e=1 \text{ W/mK}$, $k_c=2.5 \text{ W/mK}$, $k_f=0.065 \text{ W/mK}$ (150°C), $h_c=1.2\text{m}$]

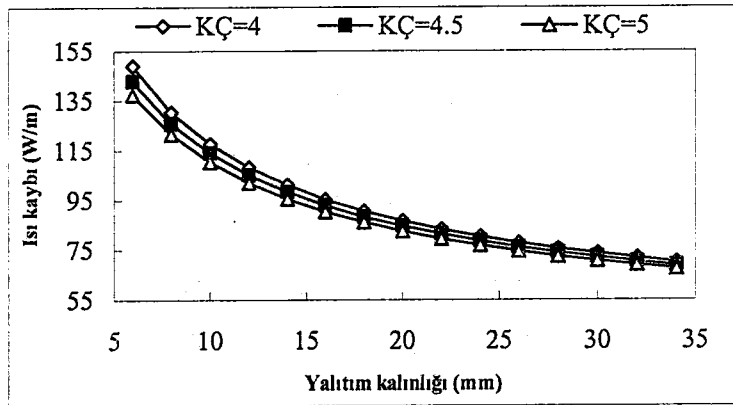
D [mm]	Boru Boyu [m]	Isı Kaybı [kJ] $\times 10^9$	Ekserji Kaybı [kJ] $\times 10^9$
250	3227	11.032	3.067
200	1870	5.825	1.619
150	984	2.701	0.751
125	2759	7.008	1.948
100	1495	3.457	0.961
80	1393	3.092	0.859
65	260	0.528	0.147
Toplam		33.643	9.352



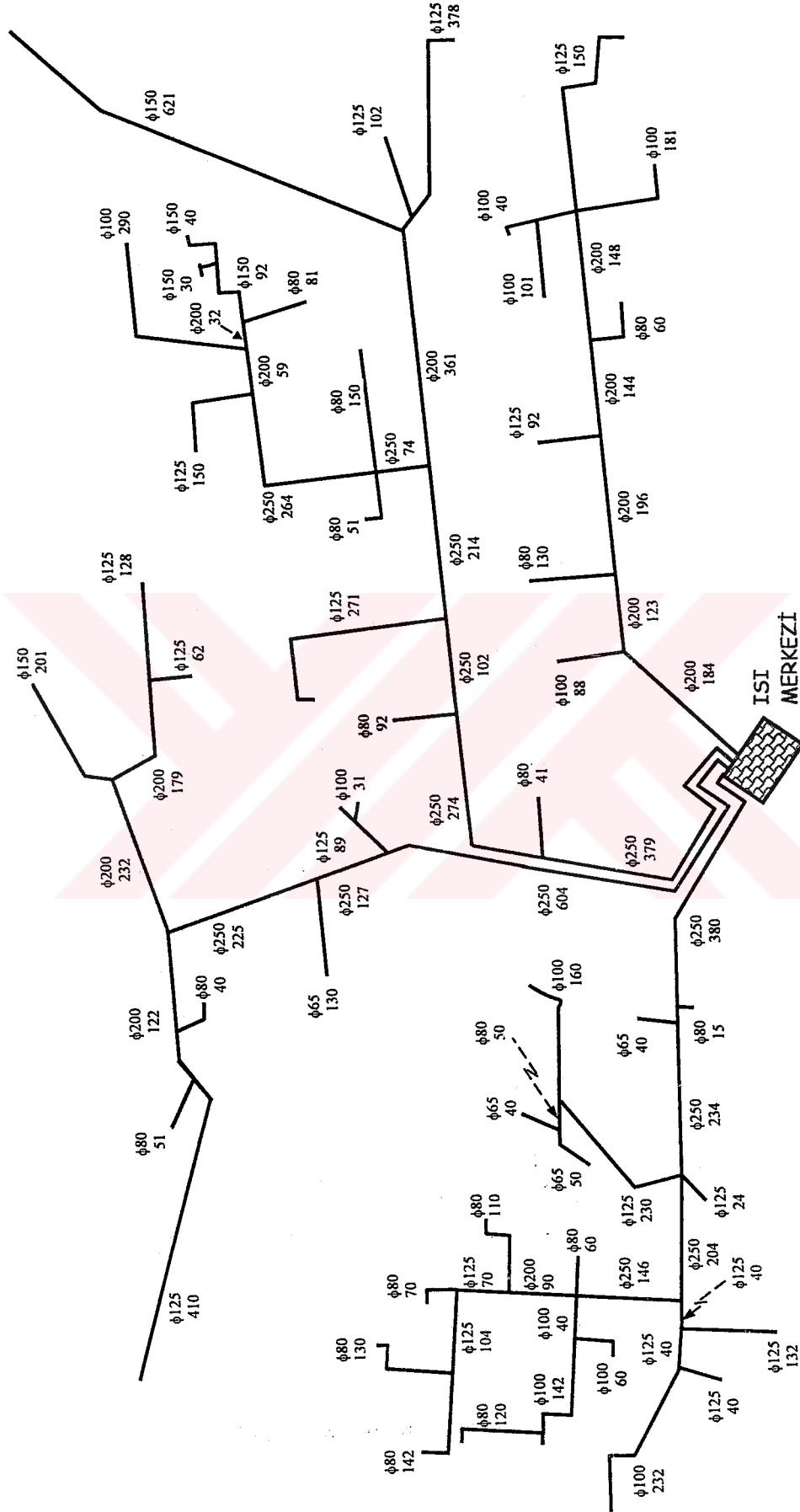
Şekil 4.24. Borudaki ısı kaybının yalıtım kalınlığı ile değişimi ($\phi 250$ L=1 m $T_d = -15^\circ\text{C}$)



Şekil 4.25. Borudaki ısı kaybının yalıtım kalınlığı ile değişimi ($\phi 125$ L=1 m $T_d = -15^\circ\text{C}$)

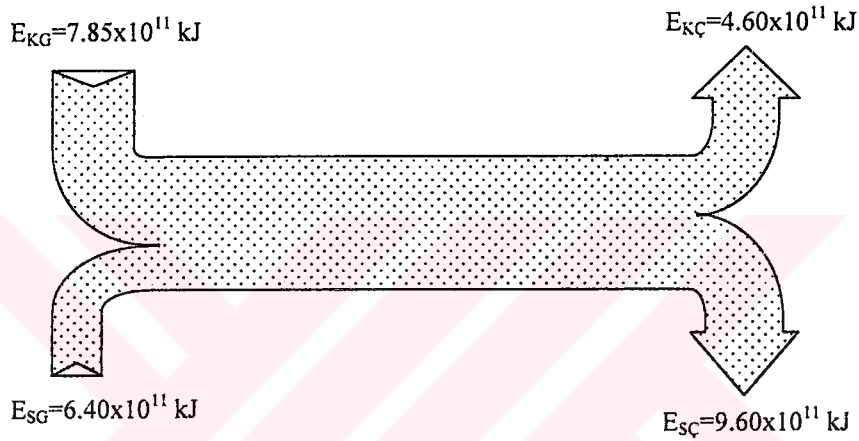


Şekil 4.26. Borudaki ısı kaybının yalıtım kalınlığı ile değişimi ($\phi 65$ L=1 m $T_d = -15^\circ\text{C}$)

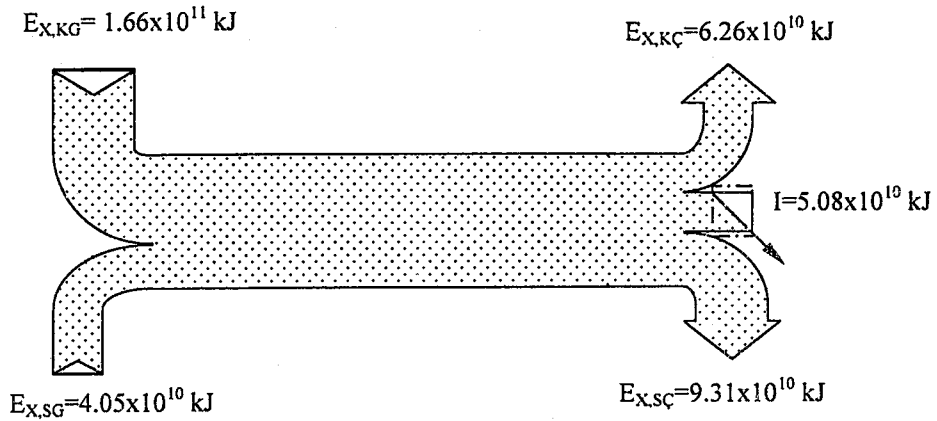


Şekil 4.27. Isıtma sistemi kızgın boru dağıtım hattı (Isıl genişlemeler için kullanılan U uzunlukları boru uzunluklarına eklenmiştir)

Sistemde bulunan eşanjör dairelerindeki eşanjörlerde de önemli miktarda ekserji kayıpları meydana gelmektedir. Şekil 4.28 ve 4.29 de eşanjörler için enerji ve ekserji diyagramları verilmektedir. Şekil 4.29'den görüldüğü gibi eşanjörlerde meydana gelen tersinmezlik 5.08×10^{11} olurken eşanjörlerin ekserji verimleri %50.8, enerji verimleri ise %98 civarında hesaplanmaktadır. Eşanjörlerde meydana gelen tersinmezliğin tüm sistem içerisindeki payı çizelge 4.5'de verilmiştir.



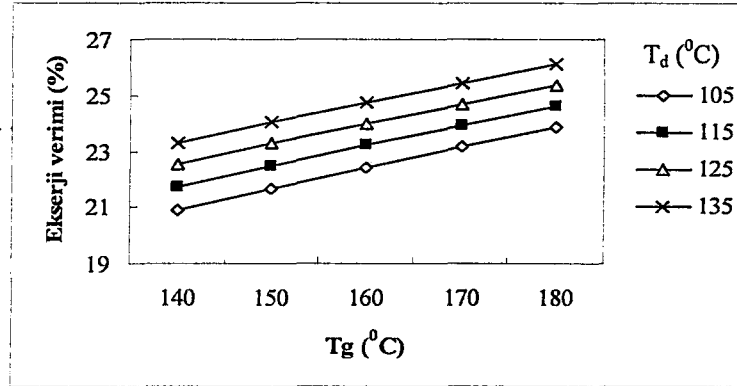
Şekil 4.28. Eşanjörler için enerji bant diyagramı



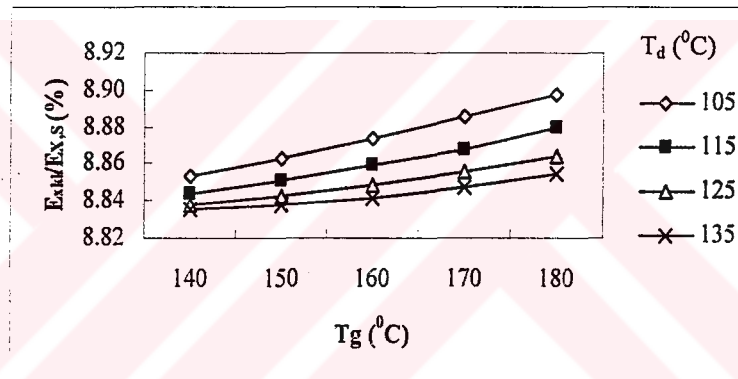
Şekil 4.29. Eşanjörler için ekserji bant (Grassman) diyagramı

Kızgın su dağıtım borularındaki ekserji kayıpları, eşanjörlerdeki ekserji kayıpları, suyun sirkülasyonu için harcanan ekserji kayıpları ve kazan ekserji verimi, kızgın suyun gidiş ve dönüş sıcaklıklarına bağlı olarak değişmektedir. Şekil 4.30'da kazan ekserji veriminin, şekil 4.31'de kızgın su dağıtım hattı ekserji kayıplarının, şekil 4.32'de kızgın su sirkülasyonu ile meydana gelen ekserji kayıplarının, şekil 4.33'de eşanjörlerdeki ekserji kayıplarının, şekil 4.34'de toplam ekserji kayıplarının (kanal ekserji kayıpları, pompalama ekserji kayıpları, eşanjörlerdeki ekserji kayıpları), kızgın su sıcaklıkları ile değişimi verilmektedir. Bu grafiklerde, daha genel olması için her bir ekserji kayıpları kızgın suyun taşıdığı ekserjiye oranı ve kızgın suyun taşınması sırasında oluşan toplam ekserji kayıpları ise toplam giren ekserjiye oranı olarak verilmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi kızgın su gidiş sıcaklığı attıkça kazan verimi artmakta, ancak ekserji kayıpları da artmaktadır. Sıcaklık arttıkça sadece kızgın suyun sirkülasyonu ile ortaya çıkan ekserji kayıpları azalmaktadır. Şekil 4.30 ve şekil 4.34 kıyaslandığında, kızgın su gidiş sıcaklığının 40°C artırılması ile kazan ekserji veriminde %2.9'luk bir artış olurken, aynı sıcaklık artışında kızgın suyun iletimi ile ortaya çıkan toplam ekserji kayıplarında ise %3.05'lik bir artış olmaktadır. Bu değerler bir birlerine yakın gibi görülse de sisteme giren ekserjinin tamamı ekserji kayıpları olarak meydana geldiğinden ekserji kayıplarındaki artış kazan ekserji verimindeki artıştan daha da önemli olmaktadır. Bundan dolayı mümkün olduğunca kazanda üretilen kızgın suyun gidiş sıcaklığı düşük tutulmalıdır. Çünkü şekil 4.34'den görüldüğü gibi üretilen ısının yaklaşık %15' i kızgın suyun iletimi ile oluşan ekserji kayıplarına harcanmaktadır.

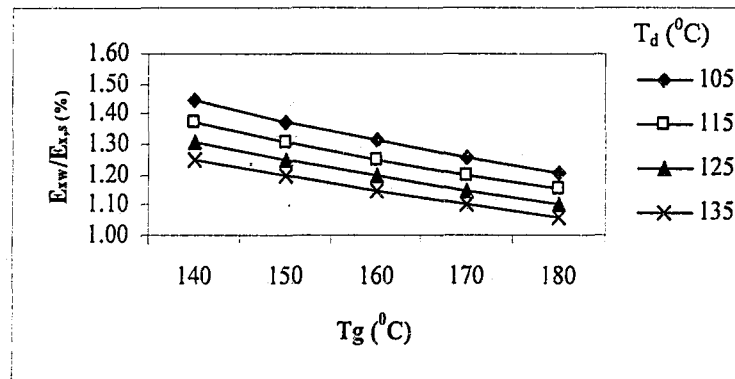
Şekil 4.35 de eşanjörlerde meydana gelen ekserji kayıp oranının kızgın su sıcaklıkları ile kalorifer suyu sıcaklıklarına göre değişimleri verilmektedir. Şekilden görüldüğü kızgın su ortalama sıcaklığı artarken ekserji kayıpları azalmaktadır. Fakat kalorifer tarafı ortalama su sıcaklıkları artarken ekserji kayıpları azalmaktadır. Bundan dolayı eşanjörlerde kızgın su tarafı sıcaklığı ile kalorifer suyu sıcaklıkları yukarıdaki sonuç göz önüne alınarak uygun değerlerde tutulmalıdır.



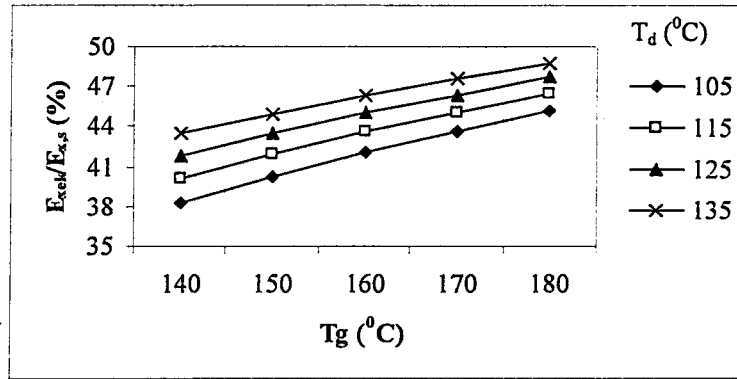
Şekil 4.30 Kazan ekserji veriminin kızgın su sıcaklıkları ile değişimi



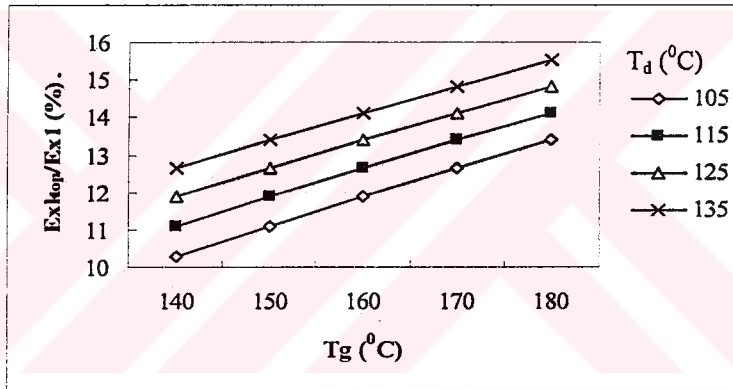
Şekil 4.31 Kanallarda ısı kayıpları ile meydana gelen ekserji kayıplarının kızgın su sıcaklıkları ile değişimi



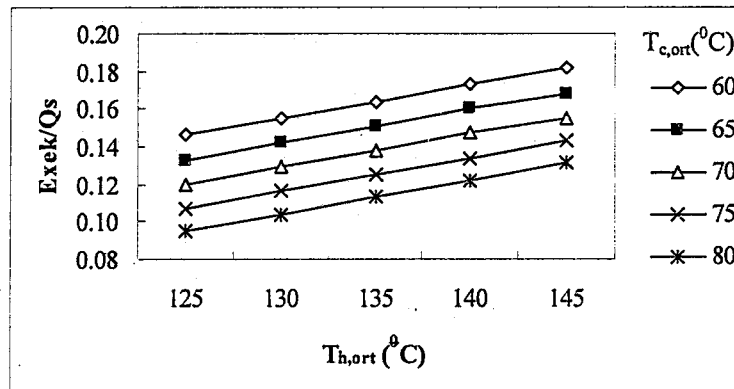
Şekil 4.32 Kızgın sirkülasyonu ile meydana gelen ekserji kayıplarının kızgın su sıcaklıkları ile değişimi



Şekil 4.33 Eşanjörlerde meydana gelen ekserji kayıplarının kızgın su sıcaklıkları ile değişimi



Şekil 4.34 Kızgın suyun iletimi sırasında oluşan toplam ekserji kayıplarının kızgın su sıcaklıkları ile değişimi



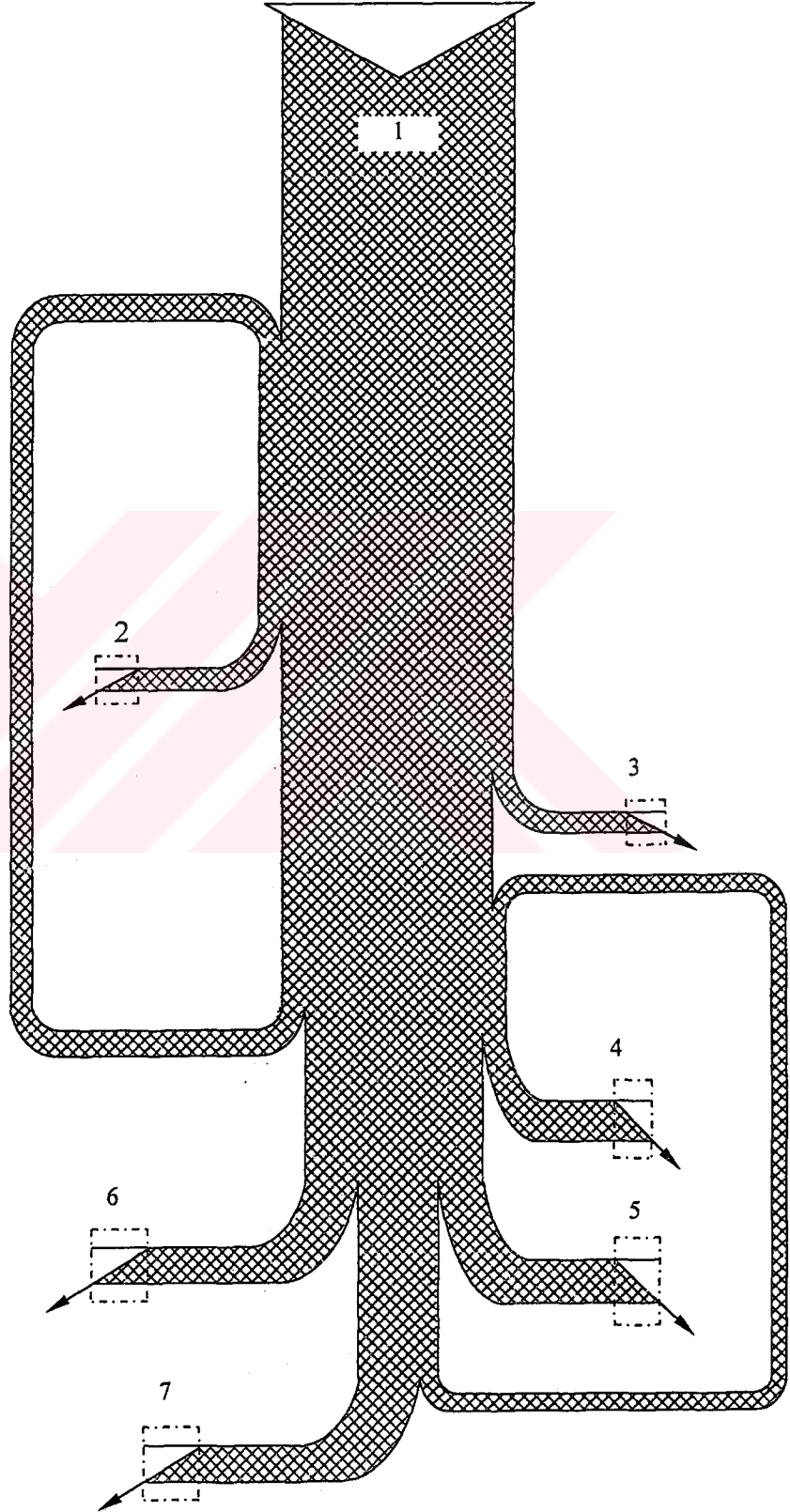
Şekil 4.35 Eşanjörlerde meydana gelen ekserji kayıplarının kızgın su ve kalorifer suyu sıcaklıkları ile değişimi

Kazan dairesi boru hatları ve eşanjörlerde ki toplam enerji ve ekserji dağılımları ve oranları çizelge 4.5 ve şekil 4.36-4.37'de verilmiştir.

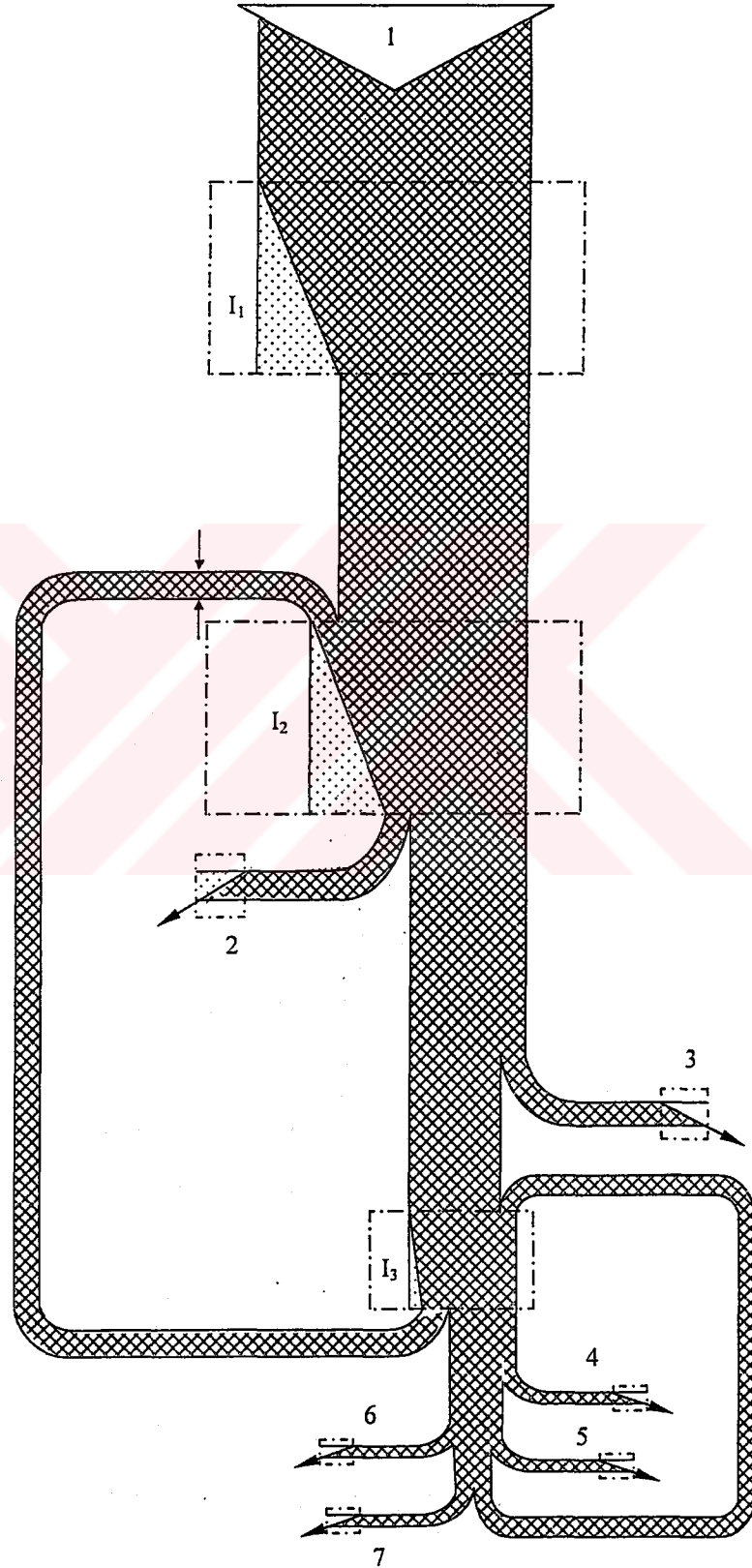
Çizelge 4.5. Sistemde toplam enerji ve ekserji dağılımları

Akım No	Enerji (kJ)	Oran (%)	Ekserji (kJ)	Oran (%)
1	4.2043885×10^{11}	100.00	4.4770186×10^{11}	100.00
2	3.3475640×10^{10}	7.96	1.9717414×10^{10}	4.40
3	3.6183455×10^{10}	8.62	1.1906337×10^{10}	2.66
4	1.2628071×10^{11}	30.03	1.7460826×10^{10}	3.90
5	1.4837984×10^{11}	35.29	2.0516471×10^{10}	4.58
6	4.1041231×10^{10}	9.76	5.6747684×10^9	1.27
7	3.5077975×10^{10}	8.34	4.8502292×10^9	1.08
I ₁	----	----	1.5117346×10^{11}	33.77
I ₂	----	----	1.6556966×10^{11}	36.98
I ₃	----	----	5.0832695×10^{10}	11.36

1. Enerji ve ekserji girişi
2. Bacadan atılan enerji ve ekserji
3. Boru hatlarında meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları
4. Dış duvarlarda meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları
5. Pencereelerde meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları
6. Tavan ve döşemelerde meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları
7. Sıcak su ile meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları
- I₁. Yanma sırasında oluşan tersinmezlikler
- I₂. Kazanda ısının suya aktarılması sırasında oluşan tersinmezlikler
- I₃. Eşanjörlerde oluşan tersinmezlikler



Şekil 4.36 Isıtma sisteminin enerji bant diyagramı

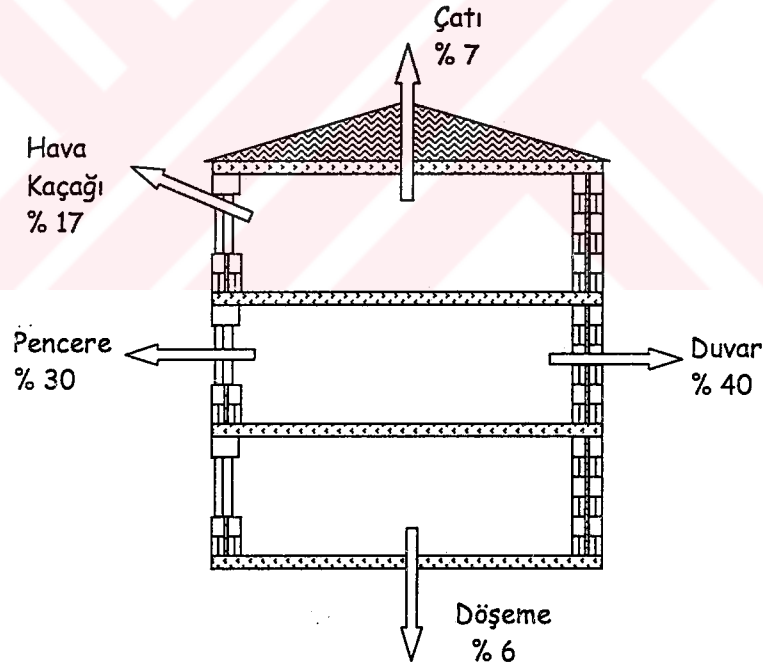


Şekil 4.37 Isıtma sisteminin ekserji bant (Grassman) diyagramı

Yukarıda yapılan enerji ve ekserji kaybı hesaplarında bina bileşenlerindeki ısı kayıplarını hesaplarırken şekil 4.38’de verilen ısı kayıp oranları kabul edilmiştir. Bu oranlar çok katlı binalar için verilmektedir (Dağsöz 1999). Başka ifadeyle hesaplamalarda aşağıdaki oranlar kullanılmıştır.

Dış duvarlar (4)	: %40
Pencereler (5)	: %17+%30 = %47
Tavan ve Döşemeler (6)	: %7+%6 = %13

Ayrıca üniversitemiz lojmanlarında mutfak ve banyolarda kullanılan sıcak su için harcama enerji toplam enerjinin %8.34’nuna tekabül etmektedir. Bu değer ısıtma sisteminin devre dışı kaldığı geçiş aylarında sadece sıcak su için harcanan yakıt miktarından gidilerek elde edilmiştir.



Şekil 4.38. Çok katlı binalarda ısı kayıp oranlarının dağılımı (Dağsöz 1999)

Çizelge 4.5 incelendiğinde, enerjinin yaklaşık %65’i pencere ve duvarlardan olan ısı kayıplarına harcanmaktadır. Ancak sistem ekserjetik açıdan ele alındığında ekserjinin yaklaşık %82’si yanma, kazanda ısı aktarımı ve ısı eşanjörlerinde oluşan

tersinmezliklere harcanmaktadır. Tüm sistemin enerji verimi %83 hesaplanırken, ekserji verimi %10.8 olarak bulunmuştur.

Yapısal bağ katsayıları, sistemin ekserji analizinde bir başka adımı oluşturmaktadır. Bu katsayılar ile sistemdeki ekserjetik değişimler ve iyileştirmeler belirlenebilir. Bundan hareketle sistemin ekserji akış noktalarındaki değişimler ile bu değişimlerin tüm sistemin ekserjisine etkisi hesaplanmış ve çizelge 4.6'da verilmiştir. Genel olarak etki katsayısının değeri mutlak değer olarak ne kadar büyükse seçilen parametrenin tüm sistem üzerindeki olumlu veya olumsuz etkisi o kadar büyüktür.

Çizelge 4.6. Sistemde enerji ve ekserji akışlarının etki oranları

Akım No	Ekserji etki Katsayısı
1	-----
2	0.1439
3	1
4	1
5	1
6	1
7	1
I ₁	0.07
I ₂	0.077
I ₃	1

Çizelge 4.6'dan görüldüğü gibi boru hatlarındaki ekserji kayıpları, duvar, pencere, tavan, döşemelerden, sıcak su ile ve ejanjörlerdeki ekserji kayıplarının etki katsayıları 1 olmaktadır. Bu durumda bu elemanda meydana gelen değişim sadece bu elemanı etkilemekte, diğer ekserji kayıp noktalarını etkilememektedir. Bu kısımda meydana gelen ekserji değişimi, sistemdeki değişime eşit olmaktadır. Diğer noktalarda ise etki katsayıları 0 ile 1 arasında olduğu görülmektedir. Bu durumda bütün sistemdeki iyileşme bu noktalardaki iyileşmeden daha az olmaktadır. Yani bu kısımda ekserji kaybını azaltan bir değişim diğer elemanlarda daha büyük bir ekserji kaybına neden olabilir. Bundan dolayı bu noktalarda yapılacak iyileştirme sınırlıdır.

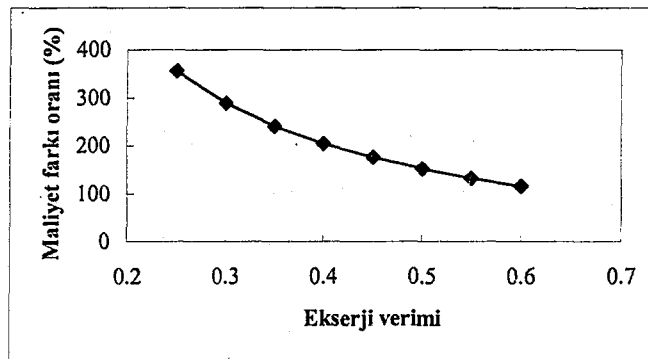
Termoekonomik değişkenler olarak bilinen aşağıdaki özellikler, kazan dairesi için hesaplanarak çizelge halinde aşağıda verilmiştir.

- yakıt maliyeti, c_y
- ürün maliyeti, c_u
- Tersinmezlik maliyeti, C_D
- Maliyet farkı oranı, r_k

Çizelge 4.7. Kazanda maliyet değerleri

	Simge	Birim	Değer
Ekserji verimi	ψ	%	24.81
Kayıp ekserji	$E_D (I)$	GJ/yıl	3.3177×10^5
Kayıp ekserji oranı	y	%	75.19
Yakıt maliyeti	c_y	\$/GJ	10.73
Ürün maliyeti	c_u	\$/GJ	48.26
Kayıp ekserji maliyeti	C_D	\$/yıl	3559892
İlk yatırım Maliyeti	\dot{Z}	\$/h	109.9
Maliyet farkı oranı	r_k	%	349.76

Çizelgeye bakıldığında ürün maliyeti ile yakıt maliyeti arasında oldukça büyük fark çıkmaktadır. Bu fark maliyet farkı oranında belirtildiği gibi % 349'lar seviyesinde olmaktadır. Bu, kazan ekserji veriminin düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 4.39'de ekserji veriminin maliyet farkı oranına etkisi görölmektedir.

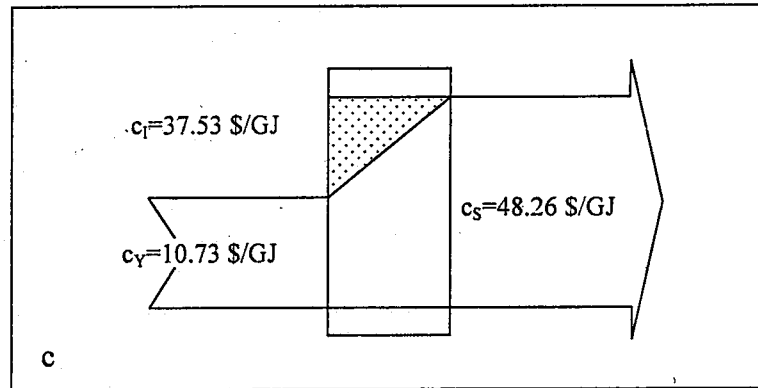
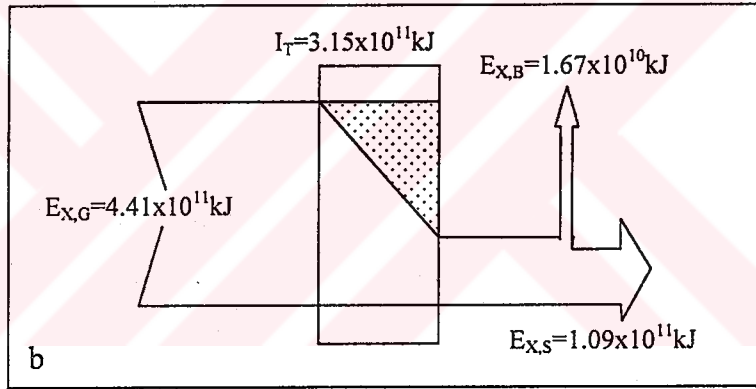
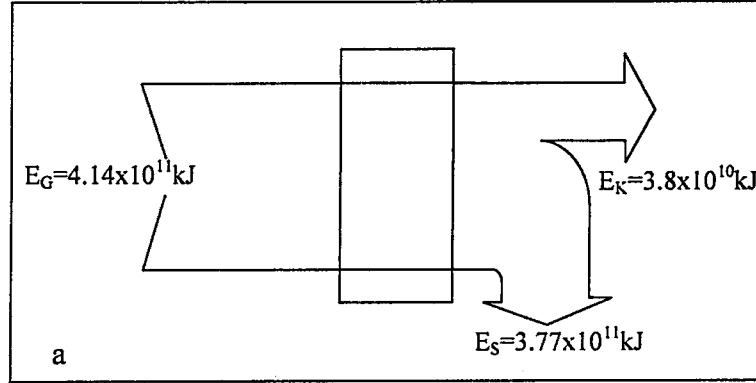


Şekil 4.39. Maliyet farkı oranının ekserji verimi ile değişimi

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bölgemizde enerji tüketiminin büyük bir bölümünün konutlarda ısıtma amaçlı kullanıldığı dikkate alındığında bunun için alınacak önlemler oldukça önem arz etmektedir. İncelemesini yaptığımız üniversitemiz ısıtma sistemi de yılda yaklaşık 10 bin ton yakıt tüketmekte ve üniversitemiz bütçesinin büyük bir bölümünü oluşturmaktadır. Bu açıdan yaptığımız çalışmaların sonuçlarını aşağıdaki gibi özetleyebiliriz.

- Isıtma sisteminde hava sıcaklığına bağlı olarak yakıt tüketiminde değişmesini sağlayacak dinamik kontrollü otomatik kontrol sisteminin mutlaka kullanılması gerekir. Şu anda otomatik kontrol sistemi kullanılmaktadır. Ancak bu kontrol sisteminin dinamik değişimleri karşılamadığı daha önceki grafiklerden görülmüştü. Dış sıcaklık yüksek olduğunda binaların aşırı ısıtıldığı durumlar meydana gelmektedir. Bu da gereksiz yere yakıt kaybına yol açmaktadır.
- Sistemde enerji ve ekserji açısından en önemli eleman olarak kazanlar ortaya çıkmaktadır. Kazanlarda yakıtın fazla hava ile yanması oldukça önemli miktarda enerjinin gereksiz yere baca gazları ile dışarı atılmasını sağlamaktadır. Sistem optimum hava fazlalık katsayısı ile çalışması durumunda enerji veriminde %2.5, ekserji veriminde ise %1 gibi bir artış olacağı tespit edilmiştir. Bu, yılda yaklaşık 250 ton kalorifer yakıtının tasarruf edileceği anlamına gelmektedir. Başka bir deyişle yılda yaklaşık 120000\$ (200 milyar) tasarruf sağlanacaktır.
- Kazanlarda iki kısımda tersinmezlik meydana gelmektedir. Bu tersinmezliklerin büyüklüğü kazan ekserji verimini önemli ölçüde düşürürken ekserjertik ürün maliyetini de artırmaktadır. Şekil 5.1'de özet olarak, kazan için enerji, ekserji ve maliyet diyagramları verilmiştir. Şekillerden görüleceği gibi tersinmezliklerin maliyetinden dolayı ekserjetik ürün maliyetleri de yüksek olmaktadır. Bunun için ekserjetik ürün maliyetini düşürülmesi için kazan ekserji veriminin yüksek olması gerekir.



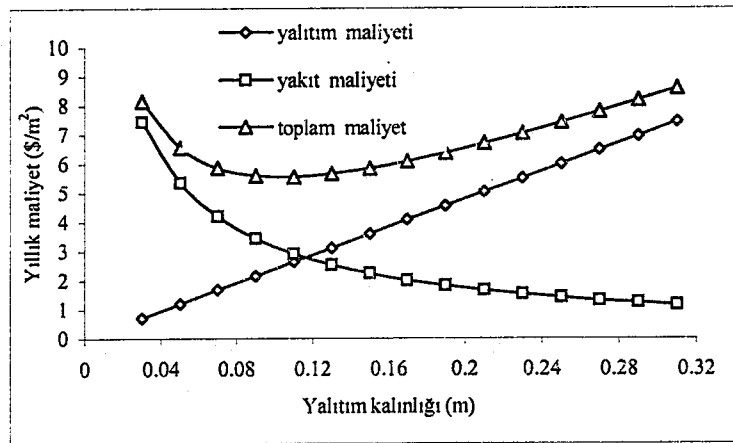
Şekil 5.1. Kazan için enerji (a), ekserji (b) ve maliyet (c) bant diyagramları

- Kazanda baca gazları ile birlikte önemli ölçüde enerji kullanılmadan dışarı atılmaktadır. Özellikle baca gazı sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda daha fazla enerji kullanılamamaktadır. Bunun için baca gazlarının ısısından yararlanılacak bir sistem kurulmalıdır. Örneğin yakıt havası baca gazları ile ısıtılarak kazana gönderilebilir. Ancak baca gazlarının sıcaklığının çok düşmesi durumunda baca gazı içerisindeki kükürt oksitler ile su buharının birleşmesi sonucunda asit oluşmaktadır. Bu ise korozyona neden olduğundan baca gazı sıcaklığının 150°C altına düşülmemesi gerekir. Baca gazı sıcaklığı eğer bu sıcaklıkta tutulabilirse yine önemli ölçüde yakıt tasarruf edilmiş olacaktır.
- Kazanda üretilen kızgın su sıcaklıkları, kazan ekserji verimini artırmasına rağmen, kızgın suyun iletimi sırasında ortaya çıkan ekserji kayıplarını artırdığından düşük tutulmalıdır. Çünkü ekserji kayıp oranı kazan ekserji verimindeki artıştan daha fazla olmaktadır.



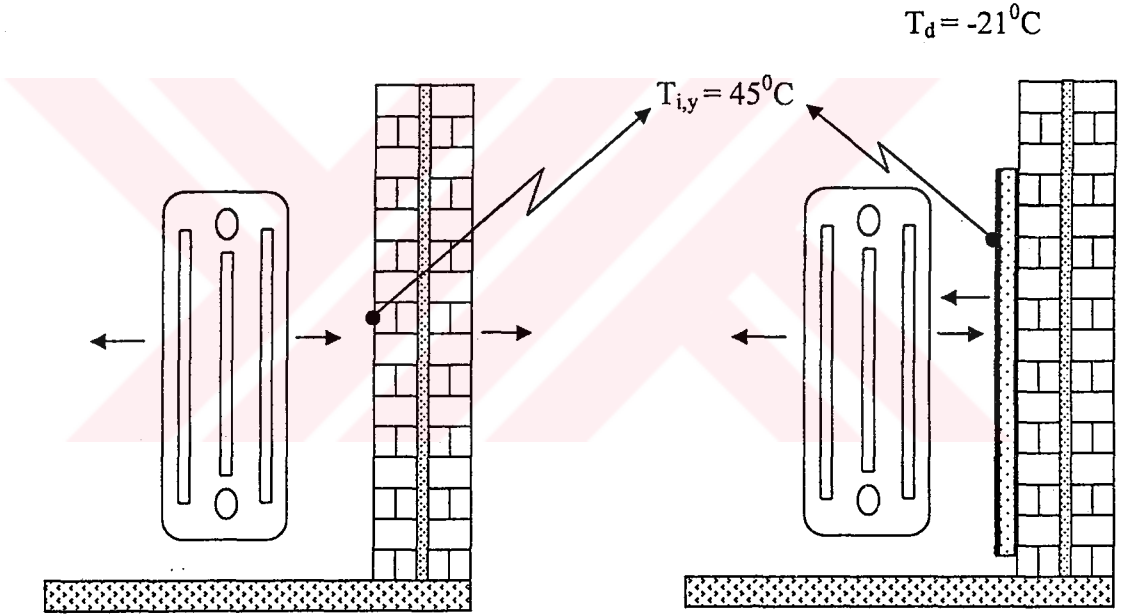
Şekil 5.2. Isı kaybından dolayı kanallar üzerinde karların erimesi (fotoğraf, karın yağmasından bir gün sonra çekilmiştir)

- Kızgın suyun aktarıldığı boru kanallarındaki ısı kayıpları da fazla miktarda yakıt tüketimine sebep olmaktadır. Yapılan hesaplamada bir yılda yaklaşık 780 ton yakıt boru kanallarındaki ısı kayıplarına harcanmaktadır. Ancak şu anda gerek yalıtımın gerekse bazı kanalların bozulmasının dolayısı bu miktar daha da artacaktır. Bu durum kışın açıkça görülmektedir. Kış aylarında çok kar olmasına ve hava sıcaklığının düşük olmasına rağmen kanallar üzerinde hiçbir zaman kar olmamaktadır. Şekil 5.2'de böyle bir durum görülmektedir. Bu fotoğraf kar yağdıktan bir gün sonra çekilmiştir. Borulardaki mevcut yalıtım kalınlığı 12 cm artırılması durumunda bu kayıplarda %25 civarında (180 ton yakıt) bir azalma sağlamak mümkün olacaktır.
- Sistemde mevcut enerji kayıplarının %30'luk kısmı bina dış duvarlarında meydana gelmektedir. Enerji tüketiminin yaklaşık üçte birini teşkil eden bu kayıplar sistemde elde edilecek yakıt tasarrufu açısından oldukça önem arz etmektedir. Dış duvarlarda ısı kayıplarının yüksek olmasının en önemli nedeni ısı yalıtımına yeterince önem verilmemesinden kaynaklanmaktadır. Sadece bina dış duvarlarında kullanılmış olan ısı yalıtımının hem kalınlığı yeterli olmamakta hem de ısı köprüleri vasıtasıyla ısı kayıplarını engellememektedir. Erzurum için yapılan çalışmalarda optimum yalıtım kalınlığı 10 cm civarında bulunmuştur (şekil 5.2).



Şekil 5.2. Erzurum için yalıtım, yakıt ve toplam maliyet eğrisi (Çomaklı ve Yüksel 2003)

- Dış duvarlarda mevcut yalıtım kalınlığı yerine optimum yalıtım kalınlığı (10 cm) kullanılması durumunda elde edilecek tasarruf ortalama %45 civarında olmaktadır. Yani dış duvarlar 10 cm yalıtım kalınlığı ile yapılmış olsa idi, yılda yaklaşık 1350 ton yakıt tasarruf edilmesi mümkün olabilirdi. Ayrıca radyatörlerin dış duvar ile temasta olduğu noktalarda duvar sıcaklığı yüksek olduğundan buralarda da ciddi boyutlarda ısı kayıpları meydana gelmektedir. Bundan dolayı radyatörler ile dış duvar arasına plaka şeklinde ısı yalıtım malzemesi yerleştirilmesi bu ısı kayıplarını azaltacaktır (şekil 5.3). Yine bina çatılarında optimum yalıtım uygulanması durumunda buralardan olan ısı kayıplarında da azalma sağlayacaktır.

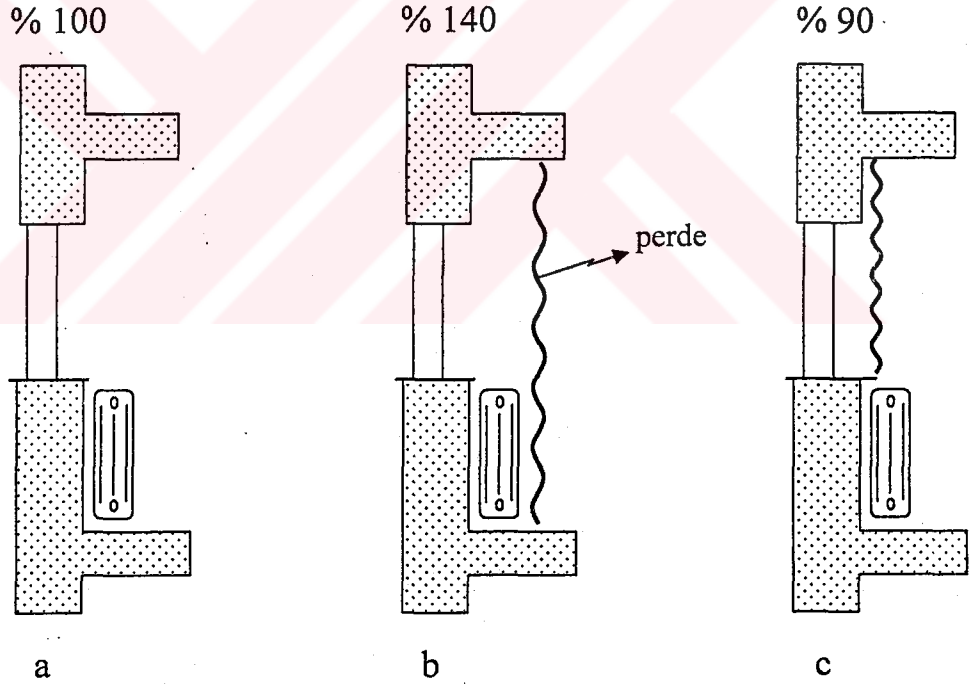


Şekil 5.3. Radyatör arkalarının yalıtılması

- Sistemdeki ısı kayıpların en fazlasını %35'lik kısmı ile pencereler oluşturmaktadır. Gerek pencere alanlarının büyük olmasından gerekse kullanılan pencere konstrüksiyonunun iyi olmayışından pencerelerden olan ısı kayıpları oldukça fazladır. Pencerelerde alınabilecek önlemler şöyle özetlenebilir.
 - a. Pencere camları ile ilgili önlemler
 - b. Pencere kasaları ile ilgili önlemler

c. Perdelerin uygulanması ile ilgili önlemler

Pencerelerde tek cam yerine çift cam kullanılması ve ısı iletim katsayısı küçük malzemelerden yapılması durumunda pencerenin ısı iletim katsayısında yaklaşık %50 azalma sağlamaktadır. Ayrıca ısı cam uygulamasında iki cam arasındaki hava tabaka kalınlığı da pencereden olan ısı kayıplarına önemli ölçüde etki etmektedir. Bunlardan başka pencerelerde kullanılan perdelerin doğru kullanılması durumunda pencerelerden olan ısı kayıplarında %10 azalma sağlanırken (şekil 5.4.c) yanlış uygulama durumunda ise %40'lık bir artış olmaktadır (şekil 5.4.b) (Dağsöz 1999) Tüm bunlar dikkate alındığında ve pencere alanları azaltıldığında pencerelerden olan ısı kayıplarında %50'lere varan bir tasarruf sağlanmış olacaktır.



Şekil 5.4. Pencerelerde perde uygulamasının ısı kayıplarına etkisi

Sonuç olarak yapılacak bu iyileştirmeler ile yılda yaklaşık %30, yakıt tasarruf edilebilecektir. Yeterince enerji tasarrufuna önem verilmediğinden her yıl bu kadar yakıt atmosfere atılmaktadır. Ayrıca yapılacak bu iyileştirmeler ile atmosferde daha az kirlenmiş olacaktır.

KAYNAKLAR

- Abdallah, A.M. and Ismail, A.L., 2001. Saving energy from steam boiler vessels. *Renewable Energy*, 23, 537-550
- Adamo, I., Cammarata, A., Fichera, L., and Marletta, L., 1996. Improvement of a district network through thermoeconomic approach. *Renewable Energy*, 10, 2-3, 213-216.
- Afgan, N.H., Gobaisi, D.A., Carvalho, M.G., and Cumo, M., 1998. Sustainable energy development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2, 235-286
- Akkaya, E., 1995. Kazan bacalarındaki ısı kayıplarının değerlendirilmesi, *Termodinamik*, 47-48.
- Arena, A. P., and Borchiellini, R., 1999. Application of different productive structures for thermoeconomic diagnosis of a combined cycle power plant. *Int. J. Therm. Sci.*, 38, 601-612.
- Arısoy, A., 1983. Binaların ısıtılmasında ısı kapasitenin etkisi. *Isı Bilimi ve Tekniği 4. Ulusal Kongresi*, Ankara, 13-24
- Aydın, O., 2000. Determination of optimum air-layer thickness in double-plane windows. *Energy and Building*, 32, 303-308.
- Ayhan, T., ve Çomaklı, Ö., 1992, *Termodinamik I*, Atatürk Ü. Basımevi 143 Erzurum
- Ayres, R. U., 1998. Analysis eco-thermodynamics: economics and the second law. *Economical Economics*, 26, 189-209.
- Baker, D. K., and Sheriff, S. A., 1997. Heat transfer optimization of a district heating system using search methods. *Int. J. Energy Research*, 21, 233-252.
- Bakos, G. C., 2000. Insulation protection studies for energy saving in residential and tertiary sector. *Energy and Building*, 31, 251-259.
- Bakos, G. C., Spirou, A., and Tsagas, N.F., 1999. Energy management method for fuel saving in central heating insulations. *Energy and Building*, 29, 135-139.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M. J., 1996. *Thermal design and optimization*. John Wiley&Sons, Inc. 542, New York USA.
- Bejan, A., 2002. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *Int. J. Energy Research*, 26, 545-565.
- Benelmir, R. and Feidt, M., 1998. Energy cogeneration systems and energy management strategy. *Energy. Convers. Magmt*, 39, 1791-1802.
- Benonysson, A., Bohn, B., and Ravn, H. F., 1995. Operational optimization in a district heating system, *Energy. Convers. Magmt*, 36, 5, 297-314.
- Bisio, G., 1998. thermodynamic analysis of the main devices for thermal energy upgrading. *Energy Convers. Magmt*, 39, 3-4, 229-242.
- Bisio, G., Bosio, A., and Rubatto, G., Thermodynamics applied to oxygen enrichment of combustion air. *Energy Convers. Magmt*, 43, 2589-2600.
- Bisio, G., 1998. A second-law analysis of the "hot blast stove/gas turbine" combination by applying the parameter "usable exergy". *Energy Convers. Magmt*, 39, 3-4, 217-227.
- Bohn, B., 2000. On transient heat losses from buried district heating pipes. *Int. J. Energy Research*, 24, 1311-1334.
- Bojic, M., Trifunovic, N., and Gustafsson, S.I., 2000. Mixed 0-1 sequential linear programming optimization of heat distribution in a district-heating system., *Energy and Building*, 32, 309-317.

- Bowitz, E., and Trong, M. D., 2001. The social cost of district heating in a sparsely populated country. *Energy Policy*, 29, 1163-1173.
- Çakmanus, İ., 2001. Türkiye'nin enerji problemleri ve çözüm önerileri. *Mühendis Makina*, 42, 492, 29-34.
- Campo, E. R., Cerqueira, S. A., and Nebea, S. A., 1998. Thermo-economic analysis of a Cuban sugar cane mill. *Energy Convers. Magmt*, 39, 16-18, 1773-1780.
- Çelik, C., ve Yüksel, B., 1992. Konutlarda optimum ısı yalıtımı ve enerji verimliliğine etkileri. *Isı bilim tekniği dergisi* 15, 33-40
- Çengel, A.Y. and Boles, M.A., 1994. An engineering approach thermodynamic. Mc. Graw Hill, 985, USA
- Cerqueira, S.A.A., Nebra, S.A., 1999, Cost attribution methodologies in cogeneration systems. *Energy Convers.& Mgmt*, 40, 1587
- Çomaklı, K. ve Yüksel, B., 2002. Erzurum için binalarda optimum yalıtım kalınlığı hesabı. *Yalıtım Dergisi*, 36, 37-42
- Çomaklı, K., Yüksel, B., Ceviz, A., ve Yüksel, F., 2002, Binalarda kullanılan ısı yalıtımının çevresel etkisi. *Ulusal çevre Sorunları Semp. Erzurum*
- Çomaklı, K. and Yüksel, B., 2003. Optimum insulation thickness of external walls for energy saving. *Applied Thermal Eng.*, 23, 473-479
- Cornelissen, R. L., and Hirs, G. G., 1997. Exergetic optimization of a heat exchanger. *Energy Convers. Magmt*, 38, 15-17, 1567-1576.
- Cornelissen, R. L., Hirs, G. G., and Kotas T.J., 1995, An exergy analysis of oil distillation process, *Proceedings of the Second Law Analysis of Energy Systems*, ed. Sciubba and Moran, Roma, Italy, 417-429
- Cornelissen, R. L., 1997, *Thermodynamic and sustainable development*, Febodruk BV, 150, The Netherlands
- Dağsöz A.K., 1999. *Konutlarda ekonomik ısınma el kitabı*. İzocam yayınları, 120, İstanbul.
- Dentice, M., Accadia, D., and Sasso, M., 1998. Exergetic cost and exergoeconomic evaluation of vapour-compression heat pumps. *Energy*, 23, 11, 937-942.
- Derbentli, T., 2000. İklimlendirme sistemlerinde ekserji çözümlemesi. 4. Uluslararası Yapı Tesisatı ve Teknolojisi Sempozyumu, İstanbul, Türkiye.
- Derbentli, T., 1983. Bileşik ısı elektrik üretimi ile bölge ısıtılması. 4. Ulusal Türk Isı Bilimi Tekniği Kongresi. Ankara, Türkiye.
- De Vos, A., 1995. Endoreversible Thermoconomics. *Energy Convers. Magmt*, 36, 1, 1-5.
- Dincer, I., 1997. Energy and GDP analysis of OECD countries. *Energy Convers. Magmt*, 38, 7, 685-696.
- Dincer, I., 1999. Environmental impacts of energy. *Energy Policy*, 27, 845-854.
- Dincer, I., 2000. Thermodynamics, exergy, and environmental impact. *Energy Sources*, 22, 723-732
- Dincer, I., 2002. The role of exergy in energy policy making. *Energy Policy*, 30, 137-149.
- Dincer, I., and Rosen, M. A., 1999. Energy, environment and sustainable development, *Applied Energy*, 64, 427-440.
- Doerell, P.E., 1999. All future energy will have to be "clean". *Applied Energy*, 64, 79-88

- Doldersum, A., 1998. Exergy analysis proves viability of process modification. *Energy Convers. Magmt*, 39, 19-18, 1781-1789.
- Durmaz, A. ve Özkan, M., 1983. Kazanların enerji ekonomisi yönünden incelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği 4. Ulusal Kongresi*, Ankara, 261-276
- Eğrican, N. ve Özdoğan, S., 1990, Enerji sistemlerin ekserji analizine yönelik yeni bazı çalışmaların derlenmesi. *Temodinamiğin İkinci kanunu Çalışma Toplantısı*, Erciyes Üni. 34-1
- El-Sayed, Y.M., 1999, Revealing the cost – efficiency trends of the desing concepts of energy – intensive systems. *Energy Convers.& Mgmt*, 40, 1599
- Erlach, B., Sera, L., and Valero, A., 1999. Structural theory as standart for thermoeconomics, *Energy. Convers. Manag.*, 40, 1627-1649.
- Ertay, H.S., 1997. Energy and exergy utilization in Turkish residential and commercial sector up to 2010.Y. Lisans tezi , ODTÜ Fen Bilimler Ens. Makina Müh. Ana Bilim Dalı 1-161
- Estesvag, I. S., 2001. Society exergy analysis: a comparison of different societies. *Energy*, 26, 253-270.
- Fratzcher, W., 1997. Exergy and possible applications. *Rev. Gen. Therm.*, 36, 690-696.
- Gong, M, and Wall, G., 1997. On exergetics, economics and optimization of technical processes to meet environmental conditions. *Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems*, Beijing, China, 453-460.
- Guaribell Jr. ,F., Cerqueria, A. A. G., and Nebra, S. A., 2000. Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration system. *Energy. Convers. Magmt*, 41, 1191-1200.
- Gustafsson, S.I., 2000. Optimisation of insulation measures on existing buildings. *Energy and Building*, 33,49-55
- Gyftopoulos, E. P., 1997. Fundamentals of analyses of process. *Energy Convers. Magmt*, 38, 1525-1533.
- Gürer, A.T., 1997. Energy and exergy utilization in Turkish industrial sector up to 2010. Y. Lisans tezi , ODTÜ Fen Bilimler Ens. Makina Müh. Ana Bilim Dalı 1-154
- Hasan, A., 1999. Optimizing insulation thickness for buildings using life cycle cost. *Appl. Energy*, 63, 115-124
- Hepbaşlı, A., 2001. Sanayide enerji yönetimi programlarının temelleri. *Termoklima*, 106, 63-76
- Hinderink, A. P., Kerkhof, F. P., Lie, A. B., Swaan Arons, J., and Van der Kooi, H. J., 1996. Exergy analysis with a flowsheeting simulator-I theory: calculations exergies of material streams. *Chem. Eng. Sci.*, 51, 20, 4693-4700.
- Isısan., 1997. Kalorifer tesisatı. *Isısan çalışmaları No:153*, 247, İstanbul
- İleri, A., 1983. Isıtma yöntemlerinin karşılaştırılması. *Isı Bilimi ve tekniği Dergisi*, 6,1
- İleri, A., and Gurer, T., 1998. Energy and exergy utilization in Turkey during 1995. *Energy*, 23, 12, 1099-1106.
- Kim, S., Oh, S., Kwon, Y., and Kwak, H., 1998, Exergoeconomic analysis of thermal system. *Energy*, 23, 5, 393-406.
- Kodal, A., Sahin, B., and Yilmaz, T., 2000. Effects of interval irreversibility and heat leakage on the finite time thermoeconomic performance of refrigerators and heat pumps. *Energy Convers. Magmt*, 41, 607-619.
- Koroneos, C., Spachos, T., and Moussiopoulos, N., 2003. Exergy analysis of renewable energy sources. *Renewable Energy*, 28, 295–310

- Kotas, T.J., 1995, The exergy method of thermal plant analysis, Krieger Publishing Comp. 328, USA
- Krause, A., Tsatsaronis G., and Sauthoff M., 1999. On the cost optimization of district heating facility using a steam-injected gas turbine cycle. *Energy. Convers. Magmt*, 40, 1617-1626.
- Külahoğlu, T., 2001. Termodinamik, entropi, ve iletişim teorisi. *Mühendis Makina*, 42, 492, 21-28.
- Manninen, J., and Zhu, X. X., 1998. Thermodynamic analysis and mathematical optimization of power plants. *Computers Chem. Engng.*, 22, S537-S544.
- Mohsen, M. S., and Akash, B. A., 2001. Some prospects of energy saving in buildings. *Energy. Convers. Magmt*, 42, 1307-1315.
- Moran, M. J., and Sciubba, E., 1994. Exergy analysis: principles and practice. *J. Eng. Gas Turbine and Power*, 116, 285-290.
- Nakicenovic, N., Gilli, P. V., and Kurz, R., 1996. Regional and global exergy and energy efficiencies, *Energy*, 21, 3, 223-237.
- Onat, K., 1990, Kullanılabilir enerji kaybının azaltılması. Termodinamiğin İkinci kanunu Çalışma Toplantısı, Erciyes Üni. 29-1
- Özyurt, Ö., 2002. Isı pompasının süt pastörizasyonunda kullanımının deneysel ve teorik incelenmesi. Doktora Tezi, A.Ü. Fen Bilimler Ens. Makina Müh. Ana Bilim Dalı 1-48
- Poredos, A., and Kitanovski, A., 2002. Exergy loss as a basis for the price of thermal energy. *Energy Convers. Magmt*, 43, 2163-2173.
- Rosen, M.A., 1999. Second law analysis: Approaches and implications. *Int. J. Energy Research*, 23, 415-429.
- Rosen, M.A., 2002. Exergy conservation: an alternative to conserving the already conserved quantity energy. *Exergy*, 2, 59-61.
- Rosen, M. A., and Dincer, I., 1997. On exergy and environmental impact. *Int. J. Energy Research*, 21, 643-654.
- Rosen, M. A., and Dincer, I., 1999. Exergy analysis of waste emissions, *Int. J. Energy Research*, 23, 1153-1163.
- Rosen, M. A., Pedinelli, N., and Dincer, I., 1999. Energy and exergy analyses of cold thermal storage systems. *Int. J. Energy Res.*, 23, 1029-1038.
- Sieniutycz, S., Von Spakovsky, M. R., 1998. Finite time generalization of thermal exergy. *Energy Convers. Magmt*, 39, 14, 1423-1447.
- Song, Z.P., 2000. Total energy system analysis of heating. *Energy*, 25, 807-822
- Song, T. W., Sohn, J. L., Kim, J. H., Kim, T. S., and Ro, S. T., 2002. Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operation conditions. *Exergy*, 2, 105-112.
- Sorin, M., Hammache, A., and Diallo, O., 2000. Exergy load distribution approach for multi-step process design. *Applied Thermal Eng.*, 20, 1365-1380.
- Sorin, M., Bonhivers, J. C., and Paris, J., 1998. Exergy efficient and conversion of chemical reactions. *Energy. Convers. Magmt*, 39, 16-18, 1863-1868.
- Syahrul, S., Hamdullahpur, F., and Dincer, I., 2002. Exergy analysis of fluidized bed drying of moist particles. *Exergy*, 2, 87-98.
- Szargat, J., Morris, D.R., Stewart, F.R., 1988, Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgy processes. Hemisphere, New York , 8

- Tekin T., 1996. Erzurum şeker fabrikasının ekserji analizi. Doktora Tezi, A.Ü. Fen Bilimler Ens. Makina Müh. Ana Bilim Dalı 75-97
- Telli, Z.K., 1984. Yakıtlar ve yanma. Akdeniz Ü. Isparta Müh. Fak. Yayınları, yayın no 17, 154, Isparta
- Terzioğlu, T., 1997. Kazanlarda yanma verimi ve çevre kirliliğine etkisinin incelenmesi. Y. Lisans Tezi, A.Ü. Fen Bilimler Ens. Makina Müh. Ana Bilim Dalı 75-97
- TMMOB., 1995. Kalorifer tesisatı proje hazırlama teknik esasları. Makina Müh. Odası, Yayın No.84, İstanbul
- Tsatsaronis, G., 1995. On the efficiency of energy systems, ECOS'95, Istanbul, Turkey, 53-60.
- Tsatsaronis, G., and Moran, M. J., 1997. Exergy-aided cost minimization, Energy. Convers. Magmt, 38, 15-17, 1535-1542.
- Tsatsaronis, G., and Park, M., 2002. On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment cost in thermal systems. Energy. Convers. Magmt, 43, 1259-1270.
- Tsatsaronis, G., 1993, Thermo-economic analysis and optimization of energy systems, Prog. Energy Combust. Sci., 19, 227-257
- Torres, E. A., and Gallo, L. R., 1998. Exergetic evaluation of a cogeneration system in a petrochemical complex. Energy. Convers. Magmt, 39, 16-18, 1845-1852.
- Verkhivker, G. P., and Kosoy, B. V., 2001. On the exergy analysis of power plants. Energy. Convers. Magmt, 42, 2053-2059.
- Wang, Y., and Feng, X., 2000. Exergy analysis involving resources utilization and environmental influence. Computers and Chemical Eng., 24, 1243-1246.
- Wall, G., 1998, Exergetics. Mölndall, 24
- Wechsato, W., Lorente, S., and Bejan A., 2001. Tree-shape insulated designs for the uniform distribution of hot water over an area. Heat and Mass Transfer, 44, 3111-3123
- Yantovski, E., 2000. Exergonomics in education, Energy, 25, 1021-1031.
- Yehia, M. E., 1999. Revealing the cost-efficiency trends of the design concepts of energy intensive systems. Energy Convers. Magmt, 40, 1599-1615.
- Yılmaz, T., 1988. Bölge ısıtması. Y. Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimler Ens. 3-40
- Zabielskiene, R.M., 2002, Boilers and boiler houses. Study guide. VGTU. 83, ILNIUS
- Zhang, G., Hua, B., and Chen, Q., 2000. Exergoeconomic methodology for analysis and optimization of process systems. Comp., Chem., Eng., 24, 613-618.

EKLER

EK 1. BACA GAZLARININ ISI KAPASİTELERİ

Ek 1.1. Baca gazlar için C_p^h değerleri ($T_0=298.15$ K, $P_0=101.325$ kPa)
$$C_p^h = \frac{1}{T - T_0} \left[a(T - T_0) + \frac{b}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{c}{3}(T^3 - T_0^3) + \frac{d}{4}(T^4 - T_0^4) \right] \text{ (kJ/kmol)}$$

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

Ek 1.2. Baca gazlar için C_p^s değerleri ($T_0=298.15$ K, $P_0=101.325$ kPa)
$$C_p^s = \frac{1}{\ln(T/T_0)} \left[a \ln \frac{T}{T_0} + b(T - T_0) + \frac{c}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{d}{3}(T^3 - T_0^3) \right] \text{ (kJ/kmol)}$$

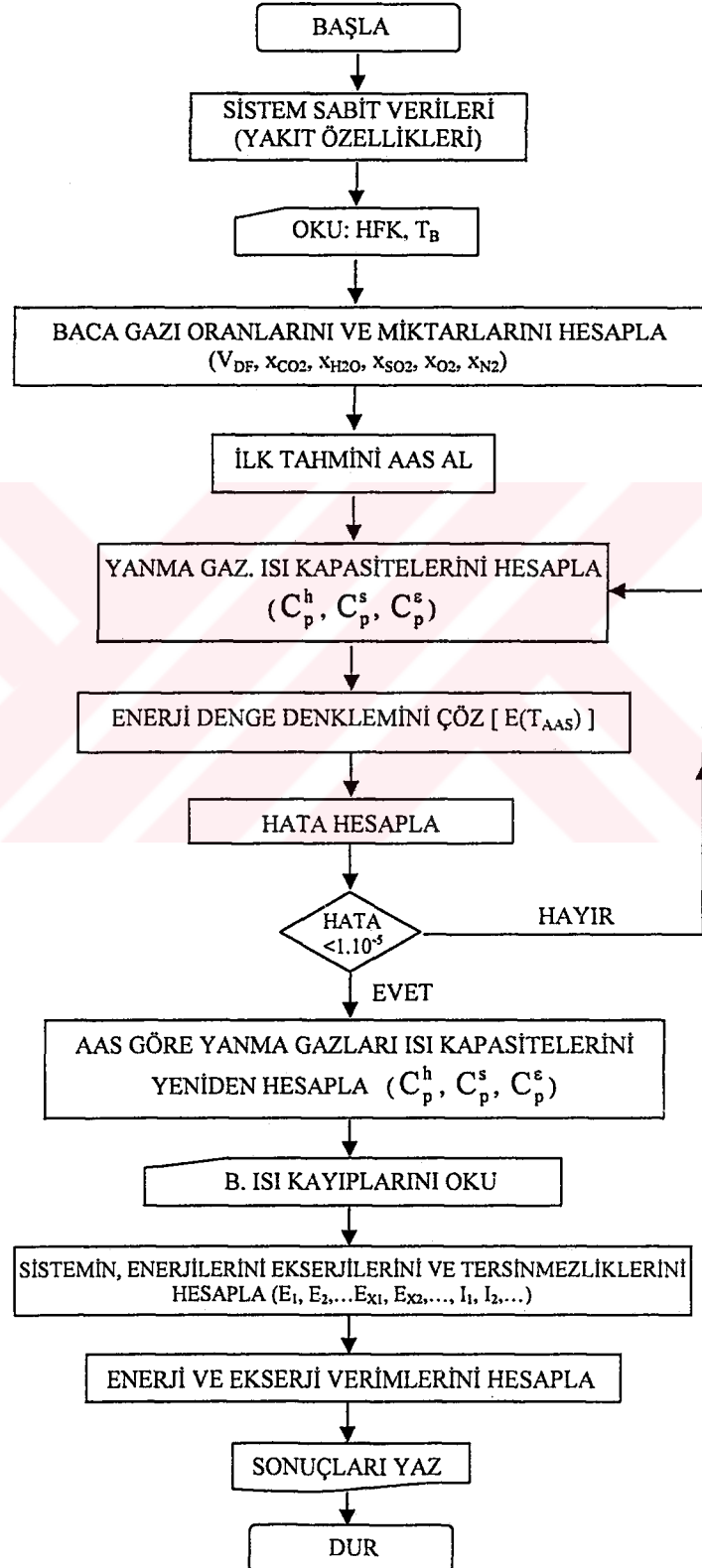
Sıcaklık (K)	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	O ₂	N ₂
300	37.21	33.56	39.93	29.42	29.07
350	38.18	33.74	40.82	29.69	29.14
400	39.07	33.93	41.62	29.93	29.21
450	39.88	34.11	42.34	30.16	29.28
500	40.63	34.30	43.01	30.38	29.36
550	41.32	34.49	43.62	30.58	29.44
600	41.96	34.69	44.18	30.77	29.52
650	42.56	34.88	44.69	30.95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

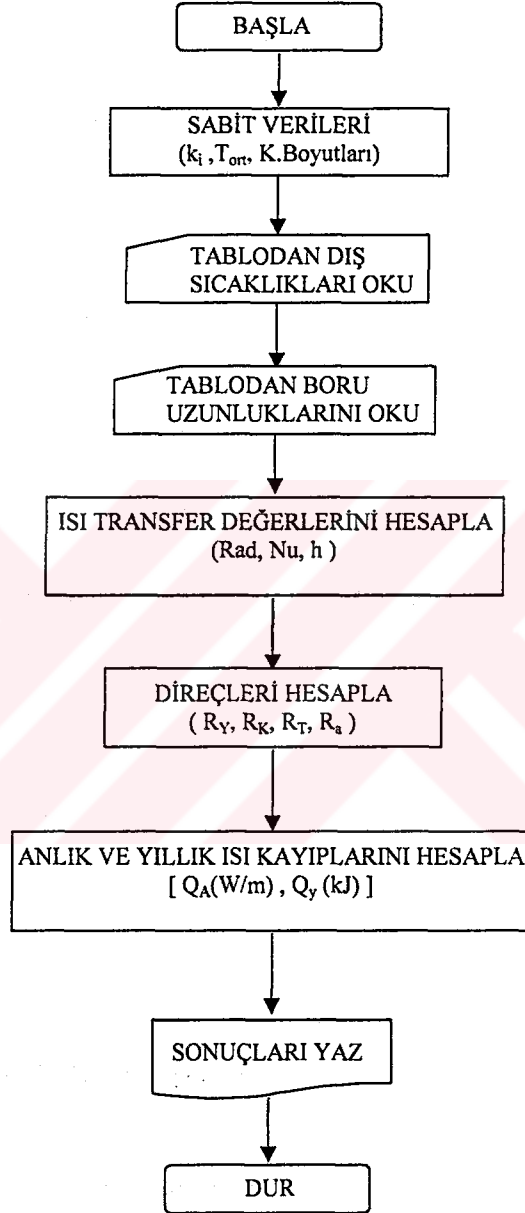
Ek 1.3. Baca gazlar için C_p^e değerleri ($T_0=298.15$ K, $P_0=101.325$ kPa)
$$C_p^e = \frac{1}{(T - T_0)} \left((T - T_0) C_p^h - T_0 \ln \frac{T}{T_0} C_p^s \right) \text{ (kJ/kmol)}$$

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

EK 2. PROGRAM AKIŞ ŞEMALARI

EK 2.1. Ana Program Akış Şeması



EK 2.1. Borularda Isı Kayıpları Programı Akış Şeması

EK 3. HESAPLAMALARDA KULLANILAN VERİLER

EK 3.1. Baca Gazı Ölçüm Sonuçları

Baca gazları “ MRU 95/2D Gasanalyse Computure” markalı anlık ölçüm yapan gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Cihaz bacaya takılan probu sayesinde ölçüm yapmaktadır. Cihaz baca gazı içerisindeki O₂ ve CO₂ değerlerini (%) olarak okurken CO, SO₂ ve NO_x değerlerini ppm ve mg/m³ olarak okumaktadır. Cihazın ölçüm hassasiyeti aşağıda verilmiştir. Ayrıca cihaz gaz sıcaklığını da ölçmektedir.

O ₂	: %2
CO	: 300 ppm ± %5
NO _x	: 300 ppm ± %5
SO ₂	: 300 ppm ± %5
Gaz sıcaklığı	: ± 2 ⁰ C (100 ⁰ C'nin üzerinde)

Ölçüm sonuçları (%):

O ₂	: 6.47
CO ₂	: 9.55
CO	: Eser
NO _x	: Eser
SO ₂	: 0.14
HFK	: 1.47

EK 3.2 Maliyet hesaplamalarında kullanılan değerler

Maliyet hesaplamalarında aşağıdaki değerler kullanılmıştır.

Yakıt fiyatı	: 0.5 \$/kg
Kazan ilk yatırım maliyeti	: 1.1x10 ⁶ \$
Kazan çalışma süresi	: 6000 h/yıl
Faiz oranı	: %5

ÖZGEÇMİŞ

1972 yılında Aşkale'de doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Aşkale'de tamamladı.1990 yılında başladığı KTÜ Müh-Mim Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 1994 yılında mezun oldu. 1997 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı Enerji Bilim dalında yüksek lisansını tamamladı. Aynı yıl doktora çalışmalarına başladı. 1995 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Arş.Gör. olarak çalışmaya başladı. Halen bu göreve devam etmektedir.

