

**DOĞALGAZ YAKITLI BİR KAZANDA BACA
GAZINDAN ENERJİ GERİ KAZANIMI ve
YOĞUŞMA OLAYININ ENERJİ, EKSERJİ
ve EKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ**

Meryem TERHAN

Doktora Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI

2015

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

DOKTORA TEZİ

**DOĞALGAZ YAKITLI BİR KAZANDA BACA GAZINDAN
ENERJİ GERİ KAZANIMI ve YOĞUŞMA OLAYININ ENERJİ,
EKSERJİ ve EKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ**

Meryem TERHAN

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Enerji Bilim Dalı**

**ERZURUM
2015**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

DOĞALGAZ YAKITLI BİR KAZANDA BACA GAZINDAN ENERJİ GERİ
KAZANIMI ve YOĞUŞMA OLAYININ ENERJİ, EKSERJİ ve EKONOMİK
YÖNDEN İNCELENMESİ

Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI danışmanlığında, Meryem TERHAN tarafından hazırlanan bu çalışma 30/01/2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı – Enerji Bilim Dalı'nda Doktora tezi olarak **oybirliği/oy çokluğu (5./.)** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Hanifi SARAÇ

İmza

Üye : Prof. Dr. M. Akif CEVİZ

İmza

Üye : Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

İmza

Üye : Doç. Dr. Turan ÇALBAN

İmza

Üye : Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI

İmza

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu 05.02.2015 tarih ve 05./156 nolu kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak

ÖZET

Doktora Tezi

DOĞALGAZ YAKITLI BİR KAZANDA BACA GAZINDAN ENERJİ GERİ KAZANIMI ve YOĞUŞMA OLAYININ ENERJİ, EKSERJİ ve EKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ

Meryem TERHAN

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI

Bu çalışmada doğalgaz yakıtlı bir kazanda baca gazındaki duyulur ve gizli enerji kayıplarının geri kazanımı araştırılmış ve gizli enerjinin geri kazanımı için baca gazındaki su buharının yoğuşması olayı incelenmiştir. Bu nedenle Atatürk Üniversitesi bölgesel ısıtma sistemindeki gerçek işletme verileri alınmıştır. Bu sisteme ait enerji geri kazanımı için uygulanabilir çeşitli senaryolar düşünülmüştür. Bu senaryolarda kullanılan ekonomizer, yoğuşmalı ekonomizer ve hava ön ısıtıcısı gibi ısı değiştiricilerin seçimi, tasarımı ve tüm senaryoların enerji, ekserji ve ekonomik analizi yapılmıştır. Yoğuşmalı ekonomizer tasarım hesaplarında sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda her biri 80 m² yüzey alanına sahip 316 kalite yatay paslanmaz çelik borulardan yapılmış 3 adet yoğuşmalı ekonomizer yardımıyla 184 adet lojman dairesinin sıcak su ihtiyacı karşılanabilmektedir. Bu senaryonun yaklaşık maliyeti 205 176,06 TL olup sistemin geri ödeme süresi 3 aydır. Sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı şimdiki değer metodu kullanılarak 12 443 041,31 TL olarak hesaplanmıştır.

2015, 183 sayfa

Anahtar Kelimeler: enerji, enerji verimliliği, ısı geri kazanımı, baca gazlarından enerji geri kazanımı, baca gazı yoğuşması, yoğuşmalı ekonomizer, ekserji, ekonomik analiz

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

INVESTIGATION IN TERMS OF ENERGY, EXERGY AND ECONOMICAL OF WATER VAPOUR CONDENSING AND ENERGY RECOVERY FROM FLUE GAS IN A NATURAL GAS FIRED BOILER

Meryem TERHAN

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Energy Department

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Kemal ÇOMAKLI

In this study, recovery of sensible and latent energy losses from flue gas in a natural gas fired boiler was researched and investigated water vapour condensing in flue gas for recovery of latent energy. For this reason, actual operation data were taken in Ataturk University district heating system. Various feasible scenarios were thought for energy recovery relating to this system. Selection and design of heat exchangers which were used in these scenarios and energy, exergy and economical analysis of all of the scenarios were done. Finite difference method was used in the condensing economizer design calculations. As a result of calculations, hot water needs of 184 flats could be supplied adding out of boilers in the heating system three condensing economizer having 80 m² heat transfer area made of AISI 316 stainless steel horizontal pipes. Capital cost of is 205 176,06 TL and payback period is three months of this scenario. During 20 years economic life total savings of the system was calculated 12 443 041,31 TL with present value metod.

2015, 183 pages

Keywords: energy, energy efficiency, heat recovery, heat recovery from flue gas, condensing of flue gas, condensing economizer, exergy, economical analyses

TEŞEKKÜR

Bu alıŐma sűresince her tűrlű yardım ve desteęini esirgemeyen tez danıŐmanım Sayın Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI'ya, doktora tez izleme komitesinde yer alan saygı deęer hocalarım Sayın Prof. Dr. Bayram ŐAHİN'e ve Sayın Doç. Dr. Turan ÇALBAN'a içtenlikle teŐekkűrlerimi sunarım.

Ayrıca TŪBİTAK'a 2211-C kodlu Yurt İçi Őncelikli Alanlara Yűnelik Doktora TeŐvik Bursu kapsamında bu tez çalıŐmasına saęladıęı katkılardan dolayı Őűkranlarımı sunarım.

Ayrıca her zaman ve her konuda yanımda olan, desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme ve çalıŐmaya sağladığı katkılardan dolayı Yusuf DİKAN'a teŐekkűr ederim.

Meryem TERHAN

Ocak, 2015

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Literatür Araştırması	7
2. KURAMSAL TEMELLER.....	21
2.1. Isı Transfer Analizi.....	21
2.2. Enerji Analizi	47
2.3. Ekserji Analizi.....	55
2.3.1. Isıtma sisteminin ekserji analizi	60
2.3.1.a. Kazanın ekserji analizi.....	60
2.3.1.b. Isı değıştiricilerdeki ekserji kayıpları	64
2.4. Ekonomik Analiz.....	65
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	70
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	77
4.1. Isı Transfer Analiz Bulguları.....	77
4.2. Enerji Analiz Bulguları	120
4.3. Ekserji Analiz Bulguları.....	136
4.4. Ekonomik Analiz Bulguları.....	150
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	161
KAYNAKLAR	170
EKLER.....	174
EK 1.....	174
EK 2.....	175
EK 3.....	176
EK 4.....	177

EK 5.....	178
EK 6.....	179
EK 7.....	181
ÖZGEÇMİŞ	184

SİMGELER DİZİNİ

μ	Dinamik viskozite (kg/m.s)
A	Isı transfer alanı (m ²)
a	Teorik hava miktarı (kmol)
C _p	Sabit basınçta ısı kapasitesi (kJ/kg.K)
C _p ^e	Ekserjetik ısı kapasitesi (kJ/kmol.K)
d	Çap (m)
E	Enerji (kJ)
E _x	Ekserji (kJ)
f	Sürtünme faktörü
g	Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
Gr	Grashof sayısı
H	Taşıyım ısı transfer katsayısı (W/m ² .k)
h _f ⁰	Ölü haldeki oluşum entalpisi (kJ/kmol)
HD	Hurda değer (TL)
h _{fg}	Suyun buharlaşma ısısı (kJ/kg)
H _U	Yakıtın alt ısı değeri (kJ/m ³)
i	Faiz oranı (%)
İ	Tersinmezlik (kJ)
j	Yayıyım kütle akısı (kg/s.m ²)
k	Isıl iletkenlik (W/m.K)
k _m	Kütle taşıyım katsayısı (kg/s.m ²)
L	Uzunluk
Le	Lewis sayısı
m	Kütle (kg)
M _A	Mol kütlesi (kg/kmol)
n	Ekonomik ömür (yıl)
n	Mol sayısı (kmol)
NTU	Transfer birim sayısı
Nu	Nusselt sayısı

P	Basınç (kPa)
P ₀	Çevre basıncı (kPa)
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı transfer hızı (W)
R	Isıl direnç (K/W)
r	Yarıçap (m)
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
R _u	Evrensel gaz sabiti (kJ/kmol.K)
s ⁰	Ölü haldeki mutlak entropi (kJ/kmol.K)
Sc	Schmidt sayısı
St	Stanton sayısı
t	Zaman (s)
T	Sıcaklık (°C)
T _A	Yanma sıcaklığı (°C)
T _{çiğ}	Çiğlenme noktası sıcaklığı (°C)
T _{doy}	Doyma sıcaklığı (°C)
TM	Büyük tamir ve bakım giderleri (TL)
T _o	Çevre sıcaklığı (°C)
T _s	Yüzey sıcaklığı (°C)
U _o	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² .K)
V	Hız (m/s)
W	Güç (kW)
x	Mol oranı
YK	Yıllık kar (TL)
YM	İlk yatırım maliyeti (TL)
α	Isıl yayınım katsayısı (m ² /s)
β	Hacimsel genleşme katsayısı (1/K)
ε	Isı değiştirici etkinliği
ε _{x,0}	Standart molar kimyasal ekserji (kJ/kmol)
ζ	Basınç düşümü katsayısı
η	Verim

η_{II}	İkinci yasa verimi
λ	Hava fazlalık katsayısı
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)

İndisler

$\bar{\nu}$ (üst çizgi)	Mol başına miktar
$\dot{\nu}$ (üst nokta)	Birim zamanda miktar
1	Başlangıç veya giriş durumu
2	Son veya çıkış durumu
atm	Atmosferik
b	Bulk
C_2H_6	Etan
C_3H_8	Propan
C_4H_{10}	Bütan
C_5H_{12}	Pentan
C_6H_{14}	Hekzan
CH_4	Metan
CO_2	Karbondioksit
çiğ	Çiğlenme
eff	Efektif
f	Film
H_2O	Su
i	Arayüzey
i	İç
İM	İşletme giderleri
l	Sıvı
lm	Logaritmik
max	Maksimum
min	Minimum

N ₂	Azot
o	Dış
O ₂	Oksijen
ort	Ortalama
r	Reaktan
s	Yüzey
SO ₂	Kükürt dioksit
sp	Sirkülasyon pompası
sw	Yoğuşan su
ü	Ürün
v	Buhar
w	Duvar
y	Yakıt
yoğ	Yoğuşma

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Yoğuşma kategorileri.....	21
Şekil 2.2. Gaz karışımının yoğuşması	22
Şekil 2.3. Yoğuşan gaz karışımının sıcaklık ve derişim gradyanı	23
Şekil 2.4. Kontrol hacmi ve değişkenler	23
Şekil 2.5. Gövde tarafındaki boru demetlerinin dizilişii.....	25
Şekil 2.6. Isı değiştiricideki boruların hücrelere ayrıştırılması.....	31
Şekil 2.7. Yoğuşma olmadığında baca gazı ve soğuk su arasındaki termal dirençler	32
Şekil 2.8. Kondenzen soğuk su tarafına termal dirençler	35
Şekil 2.9. Kazanın şematik gösterimi	60
Şekil 3.1. Atatürk Üniversitesi ısı merkezi	71
Şekil 3.2. Senaryo 1'e ait sistem şeması.....	72
Şekil 3.3. Senaryo 2'e ait sistem şeması	73
Şekil 3.4. Senaryo 3'e ait sistem şeması	74
Şekil 3.5. Senaryo 4'e ait sistem şeması	75
Şekil 3.6. Senaryo 5'e ait sistem şeması	76
Şekil 4.1. U dönüşlü sıralı borulu yoğuşmalı ekonomizer örneğii.....	77
Şekil 4.2. Su tarafı ısı transfer katsayısının boru iç çapı ile değişimi.....	78
Şekil 4.3. Su tarafı ısı transfer katsayısının suyun kütlelel debisi ile değişimi	79
Şekil 4.4. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısının boru çapı ile değişimi	80
Şekil 4.5. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısının N_y ile değişimi	80
Şekil 4.6. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısının S_y ile değişimi	81
Şekil 4.7. Baca gazı giriş sıcaklığına göre ısı transfer alanının değişimi	82
Şekil 4.8. Baca gazı sıcaklığının ısı transfer alanı ile değişimi	82
Şekil 4.9. Su sıcaklığının ısı transfer alanı ile değişimi.....	83
Şekil 4.10. Baca gazı, su ve çiiğlenme sıcaklıklarının ısı transfer alanı ile değişimi.....	84
Şekil 4.11. Baca gazı giriş sıcaklığı ile ısı transfer alanı arasındaki ilişki.....	84
Şekil 4.12. Boru dış çapı ile ısı transfer alanı arasındaki ilişki.....	85

Şekil 4.13. Yoğuşmayan gazların ve su buharının mol kesirlerinin yoğuşmalı kısımdaki ısı transfer alanı ile değişimi.....	86
Şekil 4.14. Yoğuşma hızının ısı transfer alanı ile değişimi	86
Şekil 4.15. Kütle taşınım katsayısının yoğuşmalı kısımdaki ısı transfer alanı ile değişimi	87
Şekil 4.16. Yoğuşma hızının hava fazlalık katsayısı ve yükseklikle değişimi	88
Şekil 4.17. Yoğuşma veriminin hava fazlalık katsayısı ve yükseklikle değişimi.....	88
Şekil 4.18. Yoğuşmalı kısımda su sıcaklığının T_i ve ortalama T_i ile değişimi	89
Şekil 4.19. Yoğuşmalı kısımda baca gazı sıcaklığının T_i ve ortalama T_i ile boru boyunca değişimi	89
Şekil 4.20. Yoğuşmalı kısımdaki sıcaklıkların boru boyunca değişimi.....	90
Şekil 4.21. Su tarafı basınç düşümünün suyun kütleli debisi ile değişimi	91
Şekil 4.22. Su tarafı basınç düşümünün borunun iç çapı ile değişimi	92
Şekil 4.23. Baca gazı tarafındaki basınç düşümünün borunun çapı ile değişimi.....	92
Şekil 4.24. Basınç düşümünün N_y ile değişimi	93
Şekil 4.25. Basınç düşümünün N_z ile değişimi	93
Şekil 4.26. Basınç düşümünün sıralı ve şaşırtmalı dizilişte S_y ile değişimi.....	94
Şekil 4.27. Yoğuşmalı ekonomizer programında suyun ve baca gazının fiziksel özelliklerinin hesaplanması	95
Şekil 4.28. Yoğuşmalı ekonomizer programında su ve baca gazı tarafı ısı transfer katsayılarının hesaplanması	95
Şekil 4.29. Yoğuşmalı ekonomizer programında yoğuşmasız kısmın hesaplanması	96
Şekil 4.30. 1. senaryoda tasarlanan ekonomizerin görünüşleri.....	97
Şekil 4.31. 1. senaryoda kullanılacak ekonomizerin yerleşimi.....	98
Şekil 4.32. 2. senaryonun 50°C çıkış baca gazı sıcaklığı için tasarlanan ekonomizerin görünüşleri	100
Şekil 4.33. 2. senaryo için tasarlanan yoğuşmalı ekonomizerin yerleşimi	104
Şekil 4.34. 3. senaryo için tasarlanan hava ön ısıtıcısının görünüşleri	111
Şekil 4.35. 3. senaryo için tasarlanan hava ön ısıtıcısının yerleşimi.....	113
Şekil 4.36. 4. senaryo için kullanılacak hava ön ısıtıcısı ve ekonomizerin yerleşimi...	115
Şekil 4.37. 5. senaryo için kullanılacak hava ön ısıtıcısı ve yoğuşmalı ekonomizerin yerleşimi	118

Şekil 4.38. Enerji analizi programında doğalgazın kapalı formülünün hesaplanması	121
Şekil 4.39. Enerji analizi programında çığlenme noktasının hesaplanması.....	122
Şekil 4.40. Enerji analizi programında baca gazından geri kazanılan enerji miktarının hesaplanması.....	123
Şekil 4.41. Baca gazının duyulur enerjisinin sıcaklıkla ve hava fazlalık katsayısıyla değişimi	123
Şekil 4.42. Baca gazının taşıdığı enerjinin sıcaklıkla değişimi	124
Şekil 4.43. Suyun kısmi basıncının yükseklikle değişimi	125
Şekil 4.44. Çığlenme noktası sıcaklığının yükseklikle değişimi	125
Şekil 4.45. Çığlenme noktası sıcaklığının hava fazlalık katsayısı ile değişimi	126
Şekil 4.46. Baca gazı çıkış sıcaklığına göre farklı hava fazlalık katsayılarında yoğuşan su miktarı	126
Şekil 4.47. Baca gazının soğutulduğu sıcaklığa göre farklı hava fazlalık katsayılarında kazan verimi.....	127
Şekil 4.48. Senaryo 1'in kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması	130
Şekil 4.49. Senaryo 2, 50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması	131
Şekil 4.50. Senaryo 2, 45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması	132
Şekil 4.51. Senaryo 2, 40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması	133
Şekil 4.52. Senaryo 3'ün kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması	134
Şekil 4.53. Senaryo 4'ün kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması	135
Şekil 4.54. Senaryo 5'in kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması	136
Şekil 4.55. Kazan ekserji grassman diyagramı	139
Şekil 4.56. Senaryo 2, $T_{bgç}=45^{\circ}\text{C}$ durumu için ekserji grassman diyagramı	140
Şekil 4.57. Senaryo 1'e ait ekserji dengesi	142
Şekil 4.58. Senaryo 1'e ait ekserji grassman diyagramı	142
Şekil 4.59. Senaryo 2'nin 50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumuna ait ekserji dengesi.....	143

Şekil 4.60. Senaryo 2'ye ait 50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için ekserji grassman diyagramı.....	144
Şekil 4.61. Senaryo 2'ye ait 45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumuna için ekserji dengesi.....	144
Şekil 4.62. Senaryo 2'ye ait 45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için ekserji grassman diyagramı.....	145
Şekil 4.63. Senaryo 2'ye ait 40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumuna için ekserji dengesi.....	145
Şekil 4.64. Senaryo 2'ye ait 40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için ekserji grassman diyagramı.....	146
Şekil 4.65. Senaryo 3'e ait ekserji dengesi	147
Şekil 4.66. Senaryo 3'e ait ekserji grassman diyagramı	147
Şekil 4.67. Senaryo 4'e ait ekserji dengesi	148
Şekil 4.68. Senaryo 4'e ait ekserji grassman diyagramı	148
Şekil 4.69. Senaryo 5'e ait ekserji dengesi	149
Şekil 4.70. Senaryo 5'e ait ekserji grassman diyagramı	149
Şekil 4.71. Baca gazı giriş sıcaklığına göre geri ödeme süresinin değişimi.....	150
Şekil 4.72. Senaryo 1'in uygulama projesi	151
Şekil 4.73. Senaryo 2'nin uygulama projesi	154
Şekil 4.74. Senaryo 3'ün uygulama projesi	156
Şekil 4.75. Senaryo 4'ün uygulama projesi	158
Şekil 4.76. Senaryo 5'in uygulama projesi	159

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Nu sayılarının Re aralıklarında ve boru demetlerinin dizilişine göre korelasyonları.....	27
Çizelge 2.2. Nz sayısına göre F düzeltme faktörünün bulunması	28
Çizelge 2.3. Doğalgazın kapalı formülünün hesaplanması.....	47
Çizelge 2.4. Referans çevre özellikleri (T=25°C, P=1 atm)	58
Çizelge 2.5. Çeşitli gazların özgül ısı katsayıları.....	62
Çizelge 2.6. Önemli kesikli birleşik faiz formülleri ve sembollerle gösterimi.....	67
Çizelge 4.1. 80°C ortalama sıcaklıktaki suyun fiziksel özellikleri	97
Çizelge 4.2. 116,8°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri	98
Çizelge 4.3. Senaryo 1 için ekonomizer tasarım sonuçları	99
Çizelge 4.4. 35°C ortalama sıcaklıktaki suyun fiziksel özellikleri	101
Çizelge 4.5. 104,33°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri	101
Çizelge 4.6. Senaryo 2, 50°C baca gazı çıkış durumu için yoğuşmalı kısım kütle transfer sonuçları	102
Çizelge 4.7. Senaryo 2, 50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları.....	103
Çizelge 4.8. 101,83°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri	105
Çizelge 4.9. Senaryo 2, 45°C baca gazı çıkış durumu için yoğuşmalı kısım kütle transfer sonuçları	106
Çizelge 4.10. Senaryo 2, 45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları.....	107
Çizelge 4.11. 99,33°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri	108
Çizelge 4.12. Senaryo 2, 40°C baca gazı çıkış durumu için yoğuşmalı kısım kütle transfer sonuçları	109
Çizelge 4.13. Senaryo 2, 40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları.....	110
Çizelge 4.14. 35°C ortalama sıcaklıktaki havanın fiziksel özellikleri.....	112
Çizelge 4.15. 145°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri	112
Çizelge 4.16. Senaryo 3'e ait hava ön ısıtıcısı tasarım hesap sonuçları	114

Çizelge 4.17. 104°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri	115
Çizelge 4.18. Senaryo 4 için ekonomizer tasarım sonuçları	116
Çizelge 4.19. 86°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri	118
Çizelge 4.20. Senaryo 5 için yoğuşmalı kısım kütle transfer sonuçları.....	119
Çizelge 4.21. Senaryo 5 için yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları	120
Çizelge 4.22. Erzurum'a gelen doğalgazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri	121
Çizelge 4.23. Isı merkezindeki otomasyon sisteminden alınan veriler.....	128
Çizelge 4.24. Alınan verilere göre enerji analiz sonuçları.....	128
Çizelge 4.25. Alınan verilere göre senaryolara ait enerji analiz sonuçları	129
Çizelge 4.26. Doğalgazın standart molar kimyasal ekserjisinin hesaplanması için gerekli veriler	137
Çizelge 4.27. Tek bir kazan için ekserji analiz sonuçları	138
Çizelge 4.28. Senaryolardaki ısı değiştiricilerin ekserji analiz sonuçları	141
Çizelge 4.29. Senaryoların uygulanması durumunda baca gazından geri kazanılabilecek enerji ve ekserji verimleri.....	150
Çizelge 4.30. Senaryo 1'in ekonomik analiz sonuçları.....	153
Çizelge 4.31. Senaryo 2'nin ekonomik analiz sonuçları.....	155
Çizelge 4.32. Senaryo 3'ün ekonomik analiz sonuçları.....	157
Çizelge 4.33. Senaryo 4'ün ekonomik analiz sonuçları.....	158
Çizelge 4.34. Senaryo 5'in ekonomik analiz sonuçları.....	160
Çizelge 5.1. Senaryoların analiz sonuçları.....	169

1. GİRİŞ

Enerji, insanoglunun bugünkü sahip olduğu medeniyetin temel taşlarından biri olup enerji üretimi ve tüketimi, üzerinde durulması ve strateji geliştirilmesi gereken konuların başındadır (Akdeniz vd 2007). Enerji kaynaklarının en önemlisini oluşturan fosil yakıt rezervlerinin hızla tükenmekte oluşu ve enerji tüketimindeki hızlı artışa paralel olarak bu kaynakların yol açtığı ozon tabakasının incelmeye, sera gazı emisyonları gibi çevresel sorunlar enerji verimliliğini gündeme getirmiştir. Enerjiyi üretmek kadar, üretilen enerjiden verimli şekilde faydalanmakta artık ülkelerin önemli konularından biri haline gelmiştir. Enerji verimliliği; binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işlemlerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan enerji tüketiminin azaltılmasıdır (Özgür 2008).

Enerjinin çeşitlenmesi ve endüstrinin her kesiminde, toplumun her katmanında yer alması önemli ekonomik faaliyetlerden biri olmasına neden olmuş ve ekonominin bir dalı olan enerji ekonomisini doğurmuştur. Enerji yatırımlarının ağır parasal yükü, uzun süre alması ve enerji ihtiyaçlarının belirtilmesinde kullanılan elemanlardaki belirsizlik genel olarak enerji planlamalarında çok dikkatli ve duyarlı davranmayı gerektirmektedir. Bu yüzden de enerji ekonomisi önem kazanmaktadır. Günümüzde, enerji kaynaklarının kullanımı giderek önem kazanmaktadır. Geleneksel yakıtların kullanım şekilleri kendi içlerinde farklılıklar gösterdiği gibi gerek çevreye olan olumsuz etkileri gerekse rezervlerinin azalması sonucunda alternatif enerji kaynaklarına yönelmek zorunda kalınmıştır (Angın 2007).

Enerjinin daha etkili ve verimli bir şekilde kullanılmasına bugün için alternatif bir enerji kaynağı olarak yaklaşılmaktadır. Özellikle enerji tüketimi yüksek olan tesislerde, enerjinin verimli kullanılması enerji maliyetini düşürebileceği gibi, kayıp enerjiyi geri kazanmak için yapılan sistemlerin maliyetlerini de en aza indirmiş olacaktır. Ayrıca fosil yakıt yakılan sistemlerde enerji dönüşümü sırasında, çevreye atılan zararlı emisyonların minimum miktarda olması çevreyi de daha az kirletecektir (Çomaklı vd 2006).

Günümüzde enerji ihtiyacının önemli bir kısmı fosil yakıtlarla karşılanmaktadır ve bu yakıtların rezervleri sınırlı olduğundan maliyetleri yüksektir. Bu nedenle fosil yakıtlardan alternatif enerji kaynaklarına geçişte kaynaklar mümkün olduğunca verimli kullanılmalıdır. Sınırlı enerji kaynaklarının verimli kullanılmasında en dikkat çekici yöntemlerden biri de atık ısı enerjisinin geri kazanımıdır (Varol 1991).

Kazanlar içerisinde yakılan yakıtın yanma enerjisini sistemde iş gören akışkana aktarmak için kullanılan elemanlar olup yanma sonucunda oluşan ısının tamamı akışkana aktarılamaz. Isının bir kısmı kazan yüzeylerinden salınırken diğer bir kısmı da baca gazı ile atmosfere atılmaktadır (Çomaklı 2003). Kazandaki enerji kayıplarının çoğu atmosfere salınan baca gazının taşıdığı ısıdan kaynaklanır. Bu ısı duyulur ve gizli ısıya sahiptir. Son zamanlarda biyolojik ve çevresel sebeplerden dolayı kazanlarda doğalgaz kullanımı yaygınlaşmıştır. Bu temiz yakıt, diğer yakıtlara göre karbon yerine daha fazla hidrojen içerdiği için egzoz baca gazları içerisinde gizli ısının eşlik ettiği daha fazla su buharı mevcuttur. Bundan dolayı baca gazından gizli ısı geri kazanımı kazan verimini artırmak için doğalgaz yakıtlı kazanlarda çok önemlidir (Osakabe *et al.* 2001).

Kazanlar, genellikle baca gazlarıyla yanma enerjisinin %20'sini kaybedebilirler ve baca gazı yoğunlaştırıcısı sayesinde çalışma şartlarına bağlı olarak bu enerjinin %50'den fazlası geri kazanılabilir (Cortina 2006).

Yoğuşmalı ekonomizerler, kazandan çıkan baca gazının enerjisini geri kazandıran ısı değiştiricileridir. Bu sistemlerde baca gazı sıcaklığı su buharının çığlenme noktasının altına düşürülür. Duyulur ve gizli ısının her ikisi de baca gazlarından geri kazanılır ve kazanın termal verimliliği gözle görülür şekilde artar. Günümüzde yoğuşmalı ekonomizerlerin gaz yakıtlı sistemlerde kullanımı daha yaygınlaşmıştır. Çünkü diğer yakıtlara oranla doğalgazda yoğunlaşma daha az koroziftir ve yanma ürünlerindeki nem miktarı daha fazla olduğu için enerji verimliliği daha yüksektir. Yoğuşmalı ısı değiştiricilerinin yüzeylerindeki korozyon üzerinde durulması gereken önemli bir

problemdir ve bunun için paslanmaz çelik, teflon kaplamalı ve cam ısı değiştircileri kullanılır (Butcher and Litzke 1994).

Geleneksel bir kazanda baca gazı çıkış sıcaklığı genellikle 150°C'den yüksektir. Bazı kazanlarda baca gazı sıcaklığı 40-50°C'ye düşürölüp içerisindeki su buharı yoğuşturulup baca gazındaki gizli ısı geri kazanılabilir. Böyle bir durumda kazanın termal verimi büyük ölçüde artar. Kazanlarda yakıt olarak doğalgaz kullanıldığında yanma ürünleri içerisindeki su buharının hacimsel oranı %20 gibi yüksek bir değerdedir. Bu oran diğer yakıt türlerinde daha düşüktür. Baca gazları içerisinde daha fazla su buharı geri kazanılabilecek gizli ısının da daha fazla olması anlamına gelir. Baca gazı çıkış sıcaklığının azalmasıyla birlikte kazan termal verimi de artmış olur. Ayrıca, gaz yakıtlı kazanın işletme masrafları kömür yakıtlıya göre daha pahalıdır. Sonuç olarak, gaz yakıtlı kazanda su buharının yoğuşturulup gizli ısının geri kazanılması daha uygundur (Che *et al.* 2005).

Doğalgaz yakıtlı kazandan çıkan baca gazı, su buharı ve gazlardan meydana gelir. Baca gazı çiğlenme sıcaklığının altındaki bir sıcaklığa kadar soğutulduğunda ise baca gazı içerisindeki su buharı yoğuşacaktır. Yalnız buradaki yoğuşma saf bir su buharının yoğuşması olayı değildir. Yoğuşan su buharının yanında yoğuşmayan gazlarda bulunur ve bu yoğuşmayan gazlar buradaki ısı transferinde etkilidirler. Baca gazını çiğlenme noktası altına kadar soğutmak için yoğuşmalı ekonomizer denilen ısı değiştircileri kullanılır. Baca gazının yoğuşmalı bir ekonomizerde yoğuşması olayı, gövde içinde yatay borularının dışında yoğuşmayan gazların varlığında buharın film yoğuşmasıdır. Baca gazı yoğuşabilen su buharı ile yoğuşmayan gazlardan oluşur. Bu nedenle buradaki ısı transferi olayı incelenirken sadece su buharı değil yoğuşmayan gazların varlığı da dikkate alınmak zorundadır.

Buharın sıcaklığı, doyma sıcaklığının altına düşürölürse yoğuşma meydana gelir. Yoğuşma, film yoğuşma ve damlalı yoğuşma olarak iki türde gözlenmiştir. Film yoğuşmada yoğuşma sıvısı yüzeyi ıslatır ve yerçekimi etkisiyle aşağı doğru kayan bir sıvı filmi oluşturur. Uygulama da yoğuşmanın normal olarak gerçekleşme şekli de film

yoğuşma şeklidir. Damlalı yoğuşmada yoğuşan buhar, yüzey üzerinde damlacıklar oluşturur. Damlalı yoğuşmada ısı transfer hızları, film yoğuşmada elde edilenin on katından fazla olduğundan ısı transferi uygulamalarında damlalı yoğuşma şekli tercih edilir. Ancak sürdürülebilir damlalı yoğuşmayı gerçekleştirmek için çeşitli buhar katkıları ve yüzey kaplamaları denenmiş fakat yoğuşma uzun süreli olmayıp film yoğuşmaya dönüşmüştür. Bu yüzden ısı transferi cihazı tasarımını film yoğuşmaya göre yapmak genel uygulamadır. Uygulamalarda boru uzunluğunun çaptan çok büyük olduğu düşünülürse bir yoğuşturucuda boruların dış yüzeyindeki yoğuşma ısı transferini en üst düzeye çıkarmak için borular yoğuşturucuya yatay olarak yerleştirilir. Alttaki borularda yukarıdaki borulardan üstlerine dökülen yoğuşma sıvısı nedeniyle ortalama sıvı film kalınlığı çok daha kalın olur ve böylesi dizilişlerde alttaki borularda ortalama ısı transfer katsayısı daha küçüktür (Çengel 2011).

Yoğuşmalı bir kazandan farklı olarak yoğuşmalı ısı değiştiricisinde buharın kızgın buhar halinde içerisinde olduğu boru demetleri üzerinden akan baca gazındaki su buharı yoğuşmayan gazlarla birlikte dir. Su buharı doyma sıcaklığına ulaştığında daha düşük sıcaklıkta olan boru duvarında yoğuşur. Boru duvarı tamamen veya kısmen ıslanır. Su filmi boru çevresinde gaz sınır tabakasıyla çevrilir, tabakalar arasındaki konsantrasyon farkıyla ilerleyen difüzyonla su filmi ve sınır tabaka ara yüzeyinde su buharı yoğuşması meydana gelir. Filme transfer edilen ısı iki çeşit olup gazların zorlanmış taşınımından kaynaklı duyulur ısı ile su buharının yoğuşmasına bağlı gizli ısıdır. Baca gazlarının akış yolu boyunca su buharı miktarı su buharının doyma sıcaklığındaki kısmi basıncının azalması ve yoğuşmanın ilerlemesiyle aşamalı şekilde azalır. Yoğuşmalı bir ısı değiştirici de ısı transfer olayına kütle transferi de eşlik eder. Önceki çalışmalar ısı transfer katsayısının taşınım-yoğuşma birleşiminde yoğuşmasız duruma göre daha yüksek olduğunu, fakat saf buhar yoğuşmasından daha düşük olduğunu göstermiştir. Yoğuşmayan gazların varlığındaki yoğuşma olayı saf buhar yoğuşmasından farklıdır (Che *et al.* 2005).

Yatay borular ve kısa düşey levhalar üzerindeki yoğuşmada yoğuşan sıvı filminin hareketi laminerken düşey borular ve uzun düşey levhalarda türbülanslı olabilir. Pratikte

çok kullanılan, kovan-boru tipi yoğuşturuculardır. Bu tipte yoğuşma, yatay boruların dışında olup genellikle laminer bölgededir (Genceli 1997).

Deneysel çalışmalar, buharın içerisinde yoğuşmayan gazların bulunmasının yoğuşma ısı transferine zarar verdiğini göstermektedir. Buharın içerisinde az miktarlarda yoğuşmayan gaz varlığı bile yoğuşma ısı transfer katsayısında önemli düşüşe sebep olur. Çünkü yoğuşmayan bir gazla karışmış olan buhar yoğuştuğu zaman yüzey çevresinde yalnız yoğuşmayan gaz kalır. Bu gaz buhar ile yüzey arasında bir engel rolü oynar ve buharın yüzeye ulaşmasını engeller. Bu durumda da buhar yüzeye ulaşmak için ilk önce yoğuşmayan gazın içerisine nüfuz etmesini gerektirir ki bu işlem de yoğuşma etkinliğini düşürür. Yüksek akış hızında ise durgun haldeki yoğuşmayan gazı yüzey civarından uzaklaştırır ve ısı transferini artırır (Çengel 2011).

Yoğuşmayan gazların varlığında su buharı yoğuşması için ana taşınım eşitliğini Colburn ve Hougen geliştirmiştir. Buna göre duvar sıcaklığı, çiglenme noktası sıcaklığından düşük olduğu zaman boru yüzeyinde su yoğuşması meydana gelir ve bunun sonucunda da baca gazından sıvı-buhar ara yüzeyine doğru su buharı difüzyonu oluşur. Duyulur ısı baca gazından sıvı-buhar ara yüzeyine transfer olur, buna ilave olarak da yoğuşan su buharından da gizli ısı transfer edilir. Soğuk suya ısı transferi, duyulur ve gizli ısının toplamıdır (Jeong *et al.* 2010).

Yakıt sistemlerinin karşılaştırılmasında enerji verimi yanında ekserji veriminin de dikkate alınması gerekir. Çünkü enerji verimi, sistemlerin karşılaştırılmasında her zaman yeterli olmayabilir. Enerji veriminin giderilmesi gereken ilk eksikliği, pratikte farklı kalitelerde olan enerji türlerini eşit olarak değerlendirmesidir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ifade edilen bu duruma göre iş, ısıdan daha değerlidir. Çünkü iş tümüyle ısıya dönüşürken ısı tümüyle ve devamlı olarak işe dönüşmez. Bir sistemden onu çevre şartlarına indirgeyerek elde edilebilecek maksimum faydalı iş miktarı, sistemin ve çevrenin bir özelliği olup ekserji olarak tanımlanır. Enerjinin aksine ekserjinin korunumu değil yok oluşu söz konusudur (Bilgen 2000).

Ekserji, enerjinin faydalı kısmı, başka enerji formuna dönüştürülebilen kısımdır. Bir madde ya da bir enerji akışına bağlı ekserji; baca gazı, soğutma suyu ve ısı kaybı şeklinde çevreye atılır. Ekserji kaybı, termodinamiğin ikinci kanun analizi de denilen ekserji analizinden saptanır. Termodinamiğin ikinci kanunu, hem bir enerji taşıyıcının gerçek termodinamik değerini hem de proses ya da sistemlerden olan kayıp hesaplarının yapılabilmesi sonucu ile bir enerji dengesini tamamlar ve geliştirir. Ekserji yokoluşu sistem içindeki tersinmezliklerin sonucunda meydana gelir. Karmaşık termodinamik sistemlerin optimizasyonunda, termodinamiğin ikinci kanununun çok güçlü bir vasıta olduğu kanıtlanmıştır. İkinci kanunun ışığında mühendislik cihazlarının performanslarının belirlenebilmesi için; kullanılabilirlik, tersinir iş, tersinmezlik ve ikinci kanun veriminin tanımlamaları ile işe başlanmıştır. Kullanılabilirlik, verilen bir durumdaki sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iş miktarıdır (Tekel 2006).

Ekserji analizi çeşitli süreçlerin ortak bir temele dayandırılarak tutarlı bir şekilde değerlendirilmesine olanak sağlar. Ayrıca her süreçteki en verimsiz aşamaları ve bunların nedenlerini belirlemekte kullanılabilir (Mançuhan 2011). Ekserji analizi ikinci kanuna dayandırıldığından dolayı prosesdeki tersinmezliklerin enerji analizine göre daha iyi tespit edilmesini sağlamaktadır. Proseslerin ve güç tesislerinin artan karmaşıklığı, enerji kaynaklarının optimum kullanımını sağlamak için tam bir termodinamik analize gereksinim doğurmuştur. Bu sebeple bazı termodinamikçiler hem birinci hem de ikinci kanunun birleştirilmesiyle oluşan yeni bir metot kullanırlar. Bu metoda kullanılabilirlik analizi denilmektedir (Dazlak 2006).

Dünya çapında rekabetin ön plana çıktığı bugünkü şartlar, en gelişmiş ürünü, en kısa sürede, en ucuza üretmek veya ilk yatırım ve işletme maliyetlerinden toplam maliyeti en düşük olanı seçmeyi gerektirmektedir. Ekonomik analiz bir mühendisin tasarım için göz önüne alması gereken en önemli husustur. Ülkemizin enerji kaynaklarının kısıtlı olması, yaşanan yüksek enflasyon ve değişken banka faizleri ekonomik analizin önemini daha da artırmaktadır. Mekanik tesisatta yalıtım kalınlığı, alternatif bir enerji kaynağının seçimi, bir ısı geri kazanımı uygulaması, bir ısı değiştiricinin boyutlarının belirlenmesi, kısaca tüm mühendislik tasarımları bir ekonomik analiz sonucu yapılmalıdır. Ekonomik

analiz verilerinin sürekli değişmesi bu seçimleri basit eşitlik ve tablolar yardımı ile yapılmasına imkân vermemektedir ve her farklı uygulama için doğru yöntemin bulunması ve kullanılması esastır. Bu yüzden her seçim için özgün bir ekonomik analiz yapma gerekliliği doğmaktadır (Özdemir ve Parmaksızoğlu 2003).

Mühendislik ekonomisi, sınırlı kaynaklar altında alternatif kullanımları belirleyen, ihtiyaç duyulan bilgileri toplayan ve bu bilgileri en iyi alternatifi seçmek için analiz eden operasyonel seviyede ekonomi bilimidir ve paranın para kazandığı gerçeğini dikkate alır. Belirli bir iş için mühendislik tasarımı, mümkün olan en iyi tasarım olabilir fakat ekonomik olarak rekabet edilebilecek bir tasarım değilse uygulamaya konulmamalıdır (Okka 2006).

1.1. Literatür Araştırması

Bölgesel ısıtma sistemlerinin enerji ve ekserji analizi, kazan baca gazlarından enerji geri kazanımı ve baca gazı yoğuşturucusu ile ilgili tez konusunu ilgilendiren yayınların özetleri aşağıda verilmiştir.

Gibbs (1987) yaptığı çalışmada paket bir kazana ilave edilen ekonomizer kullanımıyla meydana gelen yakıt tasarrufunu incelemiştir. Yakıt tasarrufu iki ana başlık altında incelenmiştir. Bunlar;

- Kazandan çıkan baca gazlarından direk ısı geri kazanımı yardımıyla elde edilen yakıt tasarrufu
- Kazan çekişinin azalması ve soğuma kayıplarının minimize edilmesiyle elde edilen yakıt tasarrufudur. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda ortalama %6-16 arasında yakıt tasarrufu elde etmiştir.

Aras (1991) yaptığı çalışmada doğalgaz yakan sistemlerde yüksek sıcaklıklı baca gazları yardımıyla kazan yakma havasının ısıtılması veya 55°C'de sıcak su eldesi için reküperatör tasarımını ele almış ve reküperatör tasarımı için bir hesap yöntemi sunmuş,

örnek bir proje hazırlamıştır. Dizayn edilen reküperatörleri teknik ve ekonomik yönlerden mukayese etmiştir. Aşağıdaki sonuçlara varmıştır.

- Doğalgaz yakan sistemlere reküperatör ilavesiyle baca gazları 194°C'den 60°C'ye soğutulurken, baca gazından 1 045 000 kcal/h ısı çekileceği,
- Kazan veriminin %92'den %99,96'a yükseleceği,
- Baca gazında 19,57°C'lik soğumanın kazan verimini %1 artıracakını,
- Kazan besleme suyunu ısıtmak için reküperatör kullanıldığında 5 Nm³/h yakıt tasarrufu sağlanacağı,
- Kazan yakma havasının ısıtılması ile hızlı yanma ve ateşlemenin daha stabil olacağı

Selbaş (1992) çalışmasında atık ısı geri kazanım cihazlarını tanıtmış ve bu cihazların seçimindeki bazı kriterleri belirlemiştir. Atık ısı geri kazanım sistemi kurulmasına karar verildikten sonra, ne tip bir cihaz kullanılacağı ve diğer cihazlara göre üstünlüklerinin belirlenmesi gerektiğini, ısı geri kazanım cihazı belirlendikten sonra geri kazanılabilecek ısı miktarı hesaplanıp cihazın maliyetinin bulunması, ekonomik analize ışık tutan geri ödeme süresinin belirlenmesini gerekliliklerini öne sürmüştür.

Butcher and Litzke (1994) yaptıkları çalışmada küçük kömür yakıtlı kazanlarda kullanılan yoğuşmalı ekonomizerlerin verimliliği ve partikül emisyonlarının kontrolü açısından potansiyel kullanımını hesaplamışlardır. Isı transferi ve partikül mekanizmalarının analizini ve bu küçük kazanlara entegre edilen hava ve su soğutmalı ekonomizerlerle deneysel çalışmalar yapmışlardır.

Sinanoğlu vd (1996) yaptıkları çalışmada enerji geri kazanım aparatı olarak ekonomizer, reküperatör ve rejeneratörün önemi, endüstrideki yeri üzerine çalışmalar yapmışlardır. Buhar kazanları için somut örneklemeler yaparak net enerji geri kazanımını ve buna bağlı olarak kazan büyüklükleri göz önünde tutularak amortisman sürelerini çıkartmışlardır.

Alkhamis *et al.* (1998) yaptıkları çalışmada Mutah Üniversitesi kampusunun ısı geri kazanımını incelemişlerdir. Isı geri kazanımı için öğrenci mutfağının iyi bir kaynak olacağını düşünmüşlerdir. Mutfak fırınından atmosfere atılan baca gazlarındaki enerjiyi geri kazanmak için bir ısı değiştiricisi tasarlamışlardır. Yaptıkları araştırmalar sonucunda ısı değiştirici sistemi yardımıyla atık ısının %60'dan fazlasının geri kazanılabileceğini ve bu yatırımın oldukça ekonomik olacağını belirtmişlerdir.

Bilgen (2000) yaptığı tez çalışmasında ülkemizde kullanılan bazı yakıtların kimyasal ekserji değerlerini hesaplamış ve elde edilen değerlere göre yakıtları kalite açısından birbirleriyle karşılaştırmıştır.

Farthing (2011) çalışmasında ekonomizer kullanarak kazan besleme suyunun ısıtılması sonucunda besleme suyunun her 10°C'lik artışında %1'lik yakıt tasarrufu elde edileceğini hesaplamış, örnek bir ekonomizer için ekonomik analiz yapmıştır. Bu analize göre ekonomizer kurulum maliyeti toplam 37 520,00 \$, yıllık toplam tasarruf 18 749,74 \$ olup ekonomizer kurulumunun geri ödeme süresi 2 yıl bulunmuştur.

Osakabe (2000) çalışmasında oksijenle yakılan baca gazındaki gizli ısı geri kazanımı için ısı değiştirici tasarımını önermektedir. Baca gazı akış yönü boyunca ısı değiştiricisindeki bir boyutlu ısı ve kütle denklileri yapılmıştır. Borularda buhar yoğunlaşması için modifiye edilmiş Sherwood sayısı dikkate alınarak duvardaki kütle absorpsiyon etkisine dikkat çekilmiştir. Borulardaki ısı ve kütle transferi analog korelasyonla değerlendirilmiş ve borulardaki film yoğunlaşma ısıl direnci ihmal edilmiştir. Oksijen ve yağın yanmasıyla oluşturulan baca gazından gizli ısı geri kazanımı için düzenlenen bir ısı değiştiricisinde ısıl ve hidrolik davranışların deneysel çalışmaları yapılmıştır.

Osakabe *et al.* (2001) paslanmaz çelik yatay borular üzerindeki yoğunlaşma ısı transferini, doğalgaz yakıtlı bir kazanın gerçek baca gazı kullanılarak deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyler, baca gazının farklı hava fazlalık katsayılarında ve geniş bir aralıktaki duvar sıcaklıklarında yürütülmüştür. Yaptıkları çalışmalarına göre yoğunlaşma

modeli, çığ noktasının yakınında damlacıklı yoğuşmaya benzerdir. Duvar sıcaklığının azalmasıyla birlikte boru duvarını kaplayan sıvı film tabakası da artmıştır. Yüksek duvar sıcaklıklarının olduğu bölgede kütle ve ısı transfer davranışı, benzeşim korelasyonlarıyla örtüşmektedir. Fakat düşük duvar sıcaklıklarının olduğu bölgedeki ısı transfer katsayısı korelasyonlarla hesaplanandan daha yüksektir.

Kolev and Kolev (2002) yaptıkları çalışmada doğalgaz yakan bir kazanda oluşan baca gazlarının ısısının geri kazanımı için lamelli yeni bir tip ısı değiştiricisi tasarlamışlardır. Kazanılan bu atık ısı, bölgesel ısıtma sistemindeki kazanların besleme suyunun ısıtılması için kullanılmaktadır. Isı ve kütle balanslarını içeren denge denklemlerinin hesaplanması için matematiksel bir model oluşturmuşlardır.

Çomaklı (2003) yaptığı tez çalışmasında Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Yapılan çalışmada kazandaki yanma olayı incelenerek kazanda meydana gelen tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri tespit edilmiştir. Bölgesel ısıtma sisteminin diğer bölgelerinde meydana gelen enerji kayıpları hesaplanmış ve sistem üzerine etkileri incelenmiştir. Ayrıca kazanda elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyeti de hesaplanmıştır.

Che *et al.* (2005) yaptıkları çalışmada gaz yakıtlı yoğuşmalı kazandaki yoğuşmalı ısı değiştiricinin iletim-taşınım ısı ve kütle transfer karakteristikleri incelenmiştir. Baca gazlarının içerisindeki yoğuşmayan gazların varlığı nedeniyle gaz buharı içinde sürüklenen su buharı yoğuşurken kütle ve ısı transfer analizi için Colburn-Hougen metodu kullanılmıştır. Deneylerde tek sıralı düz borulu bir ısı değiştiricisi tasarlanmış olup buhar-hava karışımı kullanılmıştır. Boyut analizi kullanılarak yeni bir boyutsuz Ch faktör sayısı elde edilmiştir. Deneysel çalışmalarda elde edilen taşınım-iletim transfer katsayısı zorlanmış taşımından 1,5-2 kat daha yüksek olarak bulunmuştur.

Alkan vd (2006) yaptıkları çalışmada günde 50 ton buhar kapasiteli, 7 bar basınçta ve 185°C sıcaklıkta buhar üreten bir buhar kazanını ele almışlardır. Buhar kazanına verilen yakma havası, baca gazı veya blöf ile ön ısıtılmasının analizlerini yaparak kazan verimi

üzerine etkisini incelemişlerdir. Yakma havasının atıl olan kaynaklardan baca gazı veya blöf ile ısıtılması kazan verimini yaklaşık %2 oranında artırdığını gözlemlemişlerdir. Bu çalışmada buhar kazanı ve sistemlerinin yalnızca bir kısmındaki atıl ısıların geri kazanılmasıyla yapılacak tasarruf vurgulanarak mevcut sistemlerde enerji tasarrufu uygulamalarının önemine değinilmiştir. Tasarlanan sistemlerden yaklaşık olarak 10 000 \$'lık döviz tasarrufu sağlanması, dışa olan enerji bağımlılığının azalmasına neden olacaktır.

Cortina (2006) yaptığı tez çalışmasında İsveç bölgesel ısıtma sistemlerine ve baca gazı atık ısısından faydalanmak için yoğuşmalı ekonomizer tasarımı ve bu ekonomizerle geri kazanılan enerji miktarının hesaplamalarını yapmıştır. Hesaplamalarda Visual Basic bilgisayar programından yararlanılmıştır. Bacadan faydalanılan ısı ile bölgesel ısıtma sistemindeki binaların ısıtma sistemi için sıcak su elde edilebileceği düşünülmüştür. Yoğuşmalı ekonomizeri ise kuru ve ıslak kısım olarak iki bölgeye ayırıp hesaplamaları buna göre yapmıştır. Kuru kısım 11,4 m² ve ıslak kısım 18,7 m² olarak hesaplanmıştır.

Çomaklı vd (2006) yaptıkları çalışmada kazan bacalarında meydana gelen enerji ve ekserji kayıplarını incelemişlerdir. Örnek olarak fuel-oil kullanılan Atatürk Üniversitesi merkezi ısıtma istemi kazan bacalarındaki enerji ve ekserji kayıplarını analiz etmişlerdir. Baca gazının her 25°C sıcaklık artışında enerji veriminde yaklaşık %1,31 ve ekserji veriminde ise %0,4 düşme meydana geldiğini, bacadan atılan ısıdan faydalanılarak, kazan giriş havasının ısıtılması, tesisin sıcak su ihtiyacının karşılanması veya sanayi tesislerinde çeşitli proseslerin enerji ihtiyacının karşılanabileceği, baca gazı ısısının ısı pompaları için çok iyi bir kaynak olabileceğini belirtmişlerdir.

Dazlak (2006) yaptığı tez çalışmasında Bursa'da kurulu BOSEN enerji santrali üzerindeki atık ısı geri kazanım tesisindeki gerçek işletme verileri kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Sistemdeki her bir ünitenin ekserjileri ve tersinmezlikleri hesaplanmış ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Tesisteki toplam enerji ve ekserji kaybı sırasıyla 2 538,84 kW ve 17 075,91 kW olarak bulunmuştur.

Durkin (2006) çalışmasında ekonomik ve çevresel nedenlerden dolayı yoğuşmalı kazan kullanan bir ısıtma sistemi tasarımına ve düşük sıcaklık ısıtmasına(maksimum 54°C) yer vermiş, kazan sistem verimi üzerine açıklayıcı bilgiler sunmuştur.

Terzi ve Arcaklıoğlu (2006) yaptıkları çalışmada sanayide enerji geri kazanımı konusunda bilgiler vermiş, ayrıca AKG Yalıtım A.Ş.'de gerçekleştirilen enerji geri kazanımı örneğini anlatmışlardır. İlgili firmada enerji geri kazanımı için ikişer adet ekonomizer, eşanjör, flash buhar tankı ve plakalı eşanjör kullanılmıştır. Ayrıca toplam yakıt tasarrufu 15-18 bin TL arasında olup doğalgaza geçiş ve yapılan tasarruf çalışmaları sonucunda net kazanç ise 124 bin TL'dir. Geri kazanım için harcanan masrafın kısa sürede kendini amorti ettiği görülmektedir. AKG Yalıtım A.Ş. örneğinde ise geri ödeme süresinin 4 ay ile 1 yıl arasında değiştiği sonucuna varılmıştır.

Willems (2006) çalışmasında enerji tasarrufu sağlayan kazan tasarımı, kontrol sistemleri ve ısı geri kazanım sistemlerinin gelişmelerini incelemiştir. Kazan verimliliğinin sistem verimliliğinin tasviri için tek başına yeterli olmadığını ve sistem veriminin daha geniş kapsamlı değerlendirilmesi gerektiği sonucuna varmıştır. Ayrıca kazanlardaki kayıpların azaltılmasıyla verimin %80 ve üzerine çıkabileceğini ve yapılacak iyileştirmelerle her yıl 100 000 dolar değerinde yakıt tasarrufu elde edilebileceğini belirtmiştir.

DeFrees and Stuckey (2007) çalışmalarında 180°C sıcaklıkta tesisten çıkan baca gazındaki atık ısıyı geri kazanmak için 37 m² alana sahip teflon kaplamalı bir yoğuşmalı ekonomizer tasarlamışlardır. Ortalama 15°C sıcaklığındaki şebeke suyu, 50°C'ye ısıtılması için 180°C'teki baca gazı ekonomizer yardımıyla 60°C'ye kadar düşürülmüş ve yıllık yakıt tasarrufunu 4 357 GJ olarak hesaplamışlardır.

Dilek (2007) tez çalışmasında Konya Merkez Bilişim Meslek Lisesi'nin ısıtma sisteminin ekserji, enerji ve ekonomik analizini yapmıştır. Enerji kullanımı, ekserji tüketimi, sistemin ilk yatırım ve yıllık işletme maliyetine olan etkilerini görmek amacıyla en düşük dış hava sıcaklığı, yapı bileşenlerinin ısı yalıtımı, yakıt türü, sıcak su rejimi ve ısı üreticinin türüne göre kıyaslamalar yapılmıştır.

Olgun vd (2007) yaptıkları çalışmada bir meyve suyu hazırlama tesisinde doğalgaz ile çalışan, yüksek basınçlı buhar kazanının ve bu kazanın baca hattına bağlı iki adet ekonomizerin verim tespitlerini yapmış, uluslararası benzer uygulamalarla karşılaştırmışlardır. Üretici firmanın kazan için verdiği %89,5 verim yerine %90,11 ve 1. ekonomizer için verdiği %5 verim yerine %4,18 ve 2. ekonomizer için verdiği %2,5 yerine %4,05 verim hesaplamışlardır. Sonuç olarak üretici firmanın taahhüt ettiği %97 sistem veriminin sağlandığını tespit etmişlerdir.

Pena and Blanco (2007) yaptıkları çalışmada doğalgaz yakıtlı bir kazana bağlı ekonomizerdeki fiziksel çığlenme noktasını belirlemek amacıyla yeni bir metot geliştirmişlerdir. Yoğuşan suyun toplam miktarının hesaplanmasının yanında yoğuşmanın hangi bölgede oluştuğunu belirlemeyi başarmışlardır.

Bujak (2008) çalışmasında kazanlarda termal verimliliği araştırmak için kazan yanma odasının bir modelini yapmış ve kütle, ısı değişimlerini incelemiştir. Enerji dengesini hesaplamış ve bir buhar kazanının yanma odasında 18 ay boyunca deneyler yapmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda sistemdeki baca gazlarından ekonomizer yardımıyla %4-7 arasında ısı geri kazanımı sağlamıştır.

Dalkılıç vd (2008) çalışmasında bir fabrikadaki fırına ait yüksek sıcaklıktaki atık baca gazı enerjisinden yararlanmak için örnek bir ısı değiştiricisi uygulaması yapmış ve hesaplamaları yapılan ısı değiştiricisi sayesinde tesisteki sıcak su ihtiyacının ya da mahal ısıtmasının atık baca gazı sıcaklığından yararlanarak sağlanmasının mümkün olacağı sonucuna varmışlardır.

Ertem vd (2008) yaptıkları çalışmada endüstriyel tav fırınlarında enerji kayıplarının görüldüğü başlıca kısımları incelemişler, enerji verimlilik analizi yapmışlardır. Termal verim bulunarak fırının enerji akışını gösteren Sankey diyagramı oluşturmuşlardır. Baca gazı bileşenleri yüzdesel olarak belirlenmiş, bu bilgilerden yola çıkarak baca gazından olan kayıp tespit edilmiştir. Fırının yüzey kayıpları ile tavlanan malzemeye aktarılan

enerji bulunmuştur. Analiz sonucunda fırındaki kayıpların azaltılmasına yönelik görüş ve önerilere yer verilmiştir.

Levy *et al.* (2008) yaptıkları çalışmada kömür yakıtlı bir güç santralindeki baca gazından su buharı geri kazanımı için yoğunlaşma ısı değiştirici kullanımını araştırmışlardır. Pilot ölçekli ısı değiştirici testlerini, su buharı yoğunlaşma hızı ve operasyon şartları, ısı değiştirici tasarımı, baca gazındaki nem konsantrasyonunu belirlemek için uygulanmıştır.

Topaç (2008) yaptığı tez çalışmasında petrol ve petrol türevi yakıtlara uygulanabilen kimyasal ekserji hesaplama yöntemlerini sunmuştur. Yapılan çalışma sonucunda kimyasal ekserji hesaplamalarında termodinamik verilerin çok önemli olduğuna ve bu tip verilerin eksikliğinin uygulanabilecek yöntemleri kısıtladığına dikkat çekilmiştir. Tezde sunulan yöntemler uygulanarak termodinamik verilere ulaşılan petrol türevi yakıtların kimyasal ekserji değerleri hesaplanmıştır.

Saidur *et al.* (2009) çalışmalarında endüstriyel kazanlarda enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Kazan fanını değişik hızlarda çalıştırmak ve baca gazından ısı geri kazanımı gibi birkaç enerji tasarruf yöntemlerine değinmişlerdir. Yaptıkları analiz çalışmasında sonuçların bir kısmı aşağıda verilmiştir.

- Ekserji verimi, enerji veriminden daha düşük olarak bulunmuştur.
- Bir kazanda ekserji yok oluşuna en büyük katkıyı yanma sağlamaktadır. Kazanda tüm enerji kullanımı 19 270,8 kJ/s ve ekserji yok oluşu yaklaşık 10 320 kJ/s olarak bulunmuştur. Isı aktarımında enerji kaybı %22,5 ve ekserji kaybı %52'dir. Baca gazıyla enerji kaybı ise %9,2'dir.
- Baca gazından ısı geri kazanımı, bir kazanda enerji tasarrufu için etkili yöntemlerden biridir.
- Kazan fan motorunda VSD sisteminin kullanımıyla 82 856 kWh'lık enerji tasarruf edilmiştir. Bunun parasal değeri de 18 642 RM olarak hesaplanmıştır.

- Baca gazından enerji tasarrufu için nano sıvılar kullanılmış, elde edilen enerji tasarrufu 671,913 GJ olup tasarruf oranı %8'dir. Parasal değeri ise 43 861,002 RM'dir.
- Kazandaki ısı geri kazanım sisteminin geri ödeme süresi 1 yıldır. 19 kW'lık VSD'li fan motoru sisteminin geri ödeme süresi ise 3 yıl olarak hesaplanmıştır.

Zolkowski (2009) Shaw'ın 50 üretim fabrikasında yaptığı çalışmasında ısı geri kazanımı için çeşitli uygulamalar yapmıştır. Bunlardan bazıları; atık su için kazan blöf suyunun ısıtılması, kazan besleme suyunun ısıtılması, kazan baca gazlarından ısı geri kazanılması ve proses suyu ısıtılmasıdır. Bu çalışmalardan baca gazlarından ısı geri kazanımı için temassız ve temaslı yoğuşmalı ekonomizer gibi farklı seçenekler düşünülmüştür. Temassız ekonomizer sisteminin geri ödeme süresi 2 yıl olarak hesaplanmıştır.

Bhattacharjee (2010) çalışmasında endüstriyel atık ısı geri kazanım sistemleri için birkaç uygulama sunmuştur. Bunlardan biri de kimya fabrikasında yoğuşmalı ekonomizer kullanımıyla ilgilidir. Yoğuşmalı ekonomizerde kazan baca gazları çığlenme noktasından daha aşağıya soğutulurak ısı geri kazanılır. Kazanılan bu ısı genellikle besleme suyunu ısıtmakta kullanılır. Yoğuşmalı ekonomizer kullanımıyla tasarruf edilen doğalgaz miktarı 273 802 m³ olup bunun parasal değeri 104 580 \$'dır. Bu sistemin uygulama maliyeti 347 000 \$ olup geri ödeme süresi 3,32 yıldır.

Dunbar (2010) yaptığı tez çalışmasında Yates Güç Santralinde düşük baca gazı sıcaklığı (120-125°F) kullanan tesiste baca gazındaki suyun %23-24 geri kazanılmıştır. Bunun için ısı değiştirici tasarımı, teorik ve deneysel çalışmalar yapmıştır. Deneysel çalışmalarda su soğutmalı ısı değiştiricisi kullanmıştır. Isı değiştiricide baca gazı boruların dışından, boruların içinden de soğutucu su geçmektedir. Hava soğutmalı ısı değiştiricisinin de tasarımı için de kanat kullanılması düşünülmüş, bunun dizaynı, yapımı ve deneysel testlerinin pahalı olması nedeniyle nümerik simülasyonu yapılmıştır.

Ergün (2010) yaptığı tez çalışmasında üç yıl süren deneylerden elde ettikleri verilerin kullanılmasıyla Ankara'daki 80 000 m²'lik ısıtma soğutma ihtiyacı olan bir alışveriş merkezinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Analizden elde edilen sonuçlara göre

yapılan değerlendirmelerde ekserji analizinin daha gerçekçi değerler ortaya koyduğu ve buna bağlı olarak yapılacak iyileştirmelerin sistemin performansını artırarak enerji verimliliği sağlayacağı ortaya konulmuştur.

Hwang *et al.* (2010) alışmalarında gaz yakıtlı su ısıtıcısına gizli ısıyı geri kazanmak için titanyum tüplü bir ısı değiştiricisi kullanılmasıyla ısı ve kütle transferi karakteristiklerini hesaplamaya yönelik deneyler yapmışlar ve aşağıdaki sonuçlara ulaşmışlardır.

- Isı değiştiricinin termal verimi, şaşırtmalı sıralı tipte titanyum ısı değiştirici kullanılmasıyla %93'e ulaşabilir.
- Isı değiştiricinin tüm iletkenliği, tüplerin düzenine sıkı sıkıya bağlıdır. şaşırtmalı sıralı tp biçiminin UA'sı düz sıralı tp tipine göre iki kat daha yüksektir.
- Nusselt ve Sherwood sayısı açısından ısı ve kütle transfer performansı şaşırtmalı sıralı tp biçiminde yaklaşık %50'leri bulmakta ve düz sıralı tp biçiminden de %10 daha yüksektir.
- Gaz yakıtlı su ısıtıcıları için gizli ısı geri kazanımlı titanyum tüplerinin kullanılması durumunda Nusselt ve Sherwood sayısı en iyi Zhukauskas korelasyonu ile uyumuştur.
- Isı iletim katsayısı yoğuşmayla birlikte yoğuşmasız durumdan 3-5 kat daha yüksektir.

Jeong *et al.* (2010) yaptıkları çalışmada baca gazı içerisindeki su buharının yoğuşma hızını ve baca gazından soğuk suya ısı transfer etmek için bir yoğuşmalı baca gazı ısı değiştiricisindeki ısı ve kütle prosesleri için analitik bir model oluşturmuşlardır. Analitik modelin geçerliliğini göstermek için pilot ölçekli bir ısı değiştirici kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar analitik modelle çok iyi bir uyum göstermiştir. Isı değiştiricinin toplam ısı transfer alanı 6,74 m² olarak bulunmuştur. Ayrıca tüm sistem tek boyutlu eş kontrol hacimlerine ayrıştırılmıştır. Ayrıştırılan hücre sayısı 1 000'dir.

Keçebaş *et al.* (2011) yaptıkları çalışmada Afyon jeotermal bölgesel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizini, performans değerlendirmesini ve optimizasyonunu yapmışlardır. Isıtma sisteminden alınan gerçek verilerin kullanılmasıyla sistemin

performans değerlendirilmesi, enerji ve ekserji verimleri, tersinmezlikleri hesaplanmıştır. Sistemin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %37,59 ve %47,54 olarak bulunmuştur.

Torio and Schmidt (2010) yaptıkları çalışmada Almanya'daki küçük bir bölgesel ısıtma sistemini temel alarak sisteme ait enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Sistemdeki atık ısıları belirleyerek sistemin performansını artırmaya çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre kazan çıkış suyu sıcaklığının 95°C'den 57,7°C'ye düşürülmesi ekserji verimini %32'den %39,3'e yükseltmiştir. Dönüş suyu sıcaklığının da 40,8°C'den 37,7°C'ye düşürülmesi ekserji performansını %3,7 artırmıştır.

Hazell (2011) yaptığı tez çalışmasında 550 MW'lık güce sahip kömür yakıtlı bir tesiste 6 milyon lb/hr'lik baca gazı oluşmaktadır. Bu baca gazının %10'u nem içermektedir. Bu nemi geri kazanabilmek için bir su soğutmalı yoğuşmalı ekonomizer modeli oluşturulmuştur. Hesaplamalarda Matlab programından faydalanılmıştır. Ayrıca iki vaka çalışması düşünülmüş, bunların ekonomik analizi yapılmıştır. Baca gazı içerisinde oluşacak olan sülfürik asiti uzaklaştırmak için de desülfürizasyon ünitesi düşünülmüştür.

Hill (2011) tez çalışmasında atık ısı geri kazanım sistemi tasarımı yapmıştır. Tesiste 400 hp iki adet doğalgaz yakıtlı kazanlarda 120 psig buhar üretilmektedir. Kazanlardan çıkan baca gazları 485°F civarındadır. Bu tesis için birçok ısı geri kazanım sistemi düşünülmüştür. Bunlardan en yüksek verim sağlayan ekonomizerlerle baca gazının sıcaklığını düşürürken diğer taraftan kazan besleme suyunun sıcaklığını artırmaktır. Bunun için iki adet ısı değiştiricisi düşünülmüştür. 1. ısı değiştiricisi baca gazlarındaki duyulur enerjiyi geri kazanmakta 485°F olan baca gazı sıcaklığını 260°F'a düşürmektedir. Kazan besleme suyunu da 225°F'den 400°F'a yükseltmektedir. Bu uygulama için gaz-sıvı karşı geçişli çapraz-akış gövde borulu ısı değiştirici seçilmiştir. Egzoz bacası içerisine yatay olarak yerleştirilmiş kanatlı 3 feet uzunluğunda tüpler yerleştirilmiştir. Isı değiştirici 3 feet uzunluğunda sıralı 5 tüpten oluşmaktadır. Yüzey alanı 460 ft² olup tüplerin çapları 0,875 inçtir. İkinci ısı değiştiricisi olarak yoğuşmalı

ekonomizer tasarımı yapılmıştır. Bu ısı değiştiricisinde 260°F olan baca gazı sıcaklığı, 135°F'a kadar dūřür÷lmüştür ki bu sıcaklık çığlenme noktasının altındadır. Bu ısı değiştiricisi ise 3 feet uzunluğunda kanatlı sıralı 7 tüpten oluşmaktadır. Isı transfer yüzey alanı 1 500 ft² olup tüplerin çapı 1 inçtir. Bu ısı değiştiricilerin sisteme eklenmesiyle 6 570 MMBtu/yr yakıt tasarrufu sağlanmış olup bunun parasal değeri 57 356 \$/yr olarak hesaplanmıştır.

Levy *et al.* (2011) çalışmaları, kömür yakıtlı güç santrallerine baca gazından su buharı geri kazanımı için yoğuşmalı büyük ölçekli ısı değiştirici tasarımı, geri ödeme süresini ve ısı değiştirici borularında su ve sülfürik asit birikimini, ısı değiştirici malzemesinin laboratuvar dayanım testlerini içermektedir.

Li *et al.* (2011) yaptıkları çalışma, su buharı ve yoğuşmayan gaz karışımının yoğuşturucudaki kütle ve ısı transferi modelinin cebirsel ve diferansiyel eşitliklerini içerir. Yoğuşturucu duvarının yüzey sıcaklıkları, gaz-buhar karışımının ve soğutucunun bulk sıcaklıkları ve yoğuşturma hızını önceden bilmek için kullanılmıştır. Buradan elde edilen veriler sistem için hazırlanmış deneysel verilerle karışılaştırılmış ve uyumlu oldukları gör÷lmüştür.

Mançuhan (2011) yaptığı çalışmada yaş tuğla kurutulan bir tünel kurutucudan alınan ölçüm verilerinden yararlanarak enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Mevcut tünel kurutucu için gereken toplam enerji girdisi, ekserji yok oluşu, ekserji verimi hesaplanmıştır. Yaş tuğla bağlı suyu buharlaşmasının en yüksek oranda ekserji yok oluşuna sebep olduğu gör÷lmüştür. Bacadan atılan kurutma havasının ekserji yok oluşuna önemli katkısı olurken taşıyıcı paletler, kurutulmuş tuğlalar ve tuğla yapısındaki bağlı sudan ileri gelen ekserji yok oluş değerlerinin oldukça düşük olduğu hesaplanmıştır. Tünel kurutucu ekserji verimi %47,3 ve ekserji kaybı ise %52,7'dir.

Shi *et al.* (2011) yaptıkları teorik ve deneysel çalışmada ısı geri kazanımlı buhar jeneratöründen duyulur ve gizli ısı geri kazanımı için kompakt kanatlı borulu bir ısı değiştiriciden yararlanılmıştır. Kanatlı borulu ısı değiştiricinin ısı transfer

karakteristikleri ve basınç düşümü teorik olarak çalışılmıştır. Birleşik iletim-taşınım ısı transfer korelasyonu ısı ve kütle transfer analog modeli kullanılarak elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar Colburn faktör(j) ve friction faktörünün(f) nemli hava için kuru havadan daha büyük olduğunu göstermektedir.

Tetik (2011) yaptığı tez çalışmasında doğalgaz yakıtlı bireysel ısıtma sisteminden elde edilen deneysel verileri toplayıp Mühendislik Denklem Çözücüsü yazılımında kullanarak geliştirilen bir programda sistemin enerji ve ekserji analizi ile baca gazı egzoz analizini yapmıştır.

Chen *et al.* (2012) çalışmalarında 40 MW'lık büyük ölçekli bir bölgesel ısıtma sistemine yoğuşmalı kazan ilave edilmesinin fizibilitesini yapmışlardır. Yoğuşmalı kazanlarla baca gazı içerisindeki su buharından gizli ısı geri kazanımıyla birlikte tüm ısıtma sisteminin geleneksel kazanlardan daha yüksek verimlere ulaşabileceği belirtilmiştir. Bu çalışmada tek geçişli gövde borulu yoğuşmalı ısı değiştirici tasarımı yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar temel alınarak paslanmaz çelik konstrüksiyon malzemesi kullanılması durumunda yaklaşık 4 900 m²'lik toplam ısı transfer alanı gerektiği, ısı değiştiricinin karbon çelikten yapılarak tüplerin dışının korozyona dayanıklı polipropilen ile kaplanması durumunda ise bu kaplamanın boru duvarının ısı direncini artıracığı için ısı transfer alanı yaklaşık 5 800 m² olarak hesaplanmıştır. Ekonomik analiz için net şimdiki değer hesaplama yöntemine göre karbon çelikli ısı değiştiricinin geri ödeme süresi 2 yıl, paslanmaz çelikli ısı değiştiricinin geri ödeme süresi 5 yıl olması nedeniyle karbon çelik yoğuşturucu tercih edilmiştir.

Goel (2012) tez çalışmasında güç santrallerindeki baca gazından atık ısı ve suyun geri kazanımı için yoğuşturmalı ısı değiştirici tasarımı ve performansı ile ekonomik analizini yapmıştır. Ayrıca ısı değiştirici için santrale yerleştirilmesiyle ilgili beş farklı düzenleme yapılmıştır.

Canlı vd (2013) yaptıkları çalışmada üç farklı tipteki ısı değiştiricisinin ısı transfer yüzey alanlarının dağılımı, tersinmezlik değerleri, tersinmezliğin sıcaklık ve basınç bileşenleri, ekserji verimleri gibi değerleri hesaplanarak karşılaştırmalar yapmışlardır.

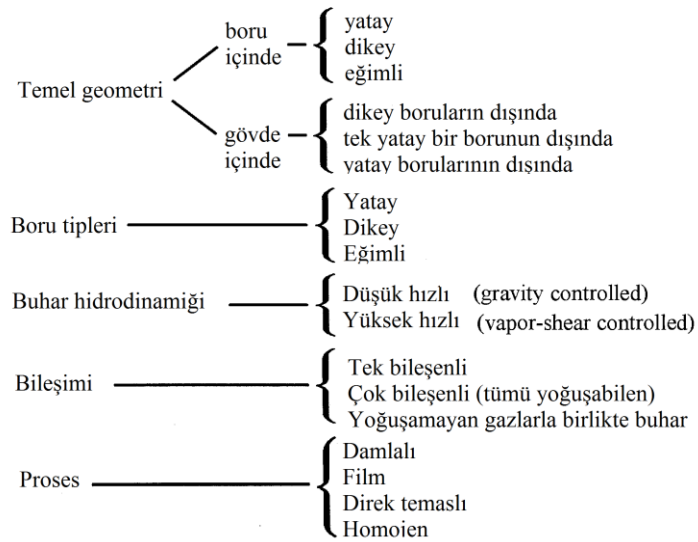
Kaushik and Singh (2014) yaptıkları çalışmada ısıl güç santrallerinde yakıt olarak kullanılan kömür, fuel-oil ve doğalgazın kimyasal ekserjilerinin hesaplanması için yöntemler sunmuşlardır. Hesaplamalarda kimyasal ekserji değerinin yakıtın kimyasal bileşimi ile bağlantılı olduğu görölmüş, ayrıca yakıt içerisindeki yüksek nem ve külün kimyasal ekserji değerini düşürdüğü sonucuna varılmıştır. Yakıttaki hidrojen karbon oranındaki artış da kimyasal ekserji değerini artırmıştır.

Bu tez kapsamında doğalgaz yakıtlı bir kazanda bacadan atılan kayıp duyulur ve gizli enerjinin geri kazanımı teorik olarak araştırılmış ve gizli enerjinin geri kazanımı için baca gazındaki su buharının yoğuşması olayı incelenmiştir. Bunun için Atatürk Üniversitesi bölgesel ısıtma sistemindeki gerçek işletme verileri alınmıştır. Bu sisteme ait enerji geri kazanımı için uygulanabilir çeşitli senaryolar düşünölmüştür. Bu senaryolarda kullanılacak ekonomizer, yoğuşmalı ekonomizer ve hava ön ısıtıcısı gibi ısı değiştiricilerin seçimi, tasarım hesapları yapılmış ve tüm senaryolara ait enerji, ekserji ve ekonomik analiz yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Isı Transfer Analizi

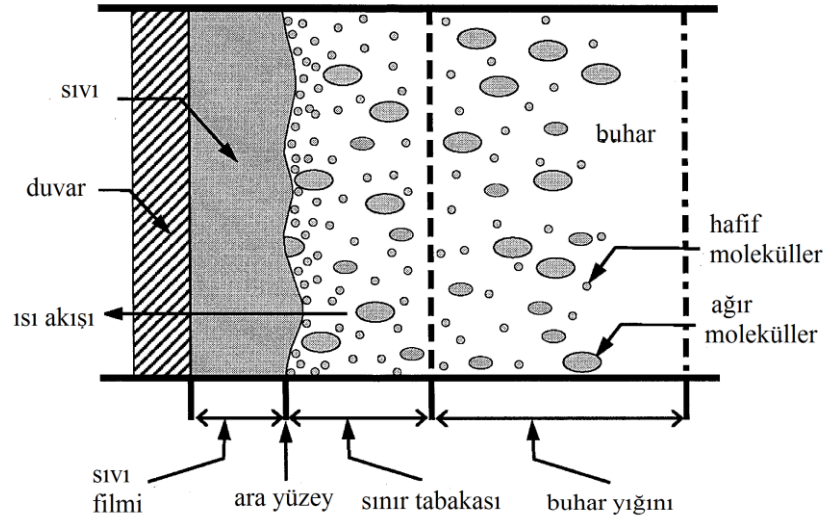
Doğalgaz yakıtlı bir kazandan çıkan baca gazı, su buharı ve gazlardan meydana gelir. Baca gazı çığlenme sıcaklığının altındaki bir sıcaklığa kadar soğutulduğunda ise baca gazı içerisindeki su buharı yoğuşacaktır. Yalnız buradaki yoğuşma saf bir su buharının yoğuşması olayı değildir. Yoğuşan su buharının yanında yoğuşmayan gazlarda bulunur ve bu yoğuşmayan gazlar buradaki ısı transferinde etkilidirler. Baca gazını çığlenme noktası altına kadar soğutmak için yoğuşmalı ekonomizer denilen ısı değiştiricileri kullanılır. Yoğuşmalı ekonomizerde boru demetleri üzerinden baca gazı geçirilirken boru içlerinden soğuk su dolaştırılır. Baca gazındaki su buharı soğuk suya ısını vererek yoğuşurken sıcak su elde edilmiş olur. Endüstride kullanılan yoğuşma tipleri Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Düz ve kanatlı boruların kullanımı yaygınken oluklu boruların kullanımı birkaç uygulamayla sınırlıdır. Proses şeklinde ise aslında sadece film yoğuşma uygulamaları bulunur. Damlalı yoğuşma akademik araştırma konusu iken birkaç uygulamayla ortaya çıkmış olup bunlar da özel yüzeyler gerektirirler.



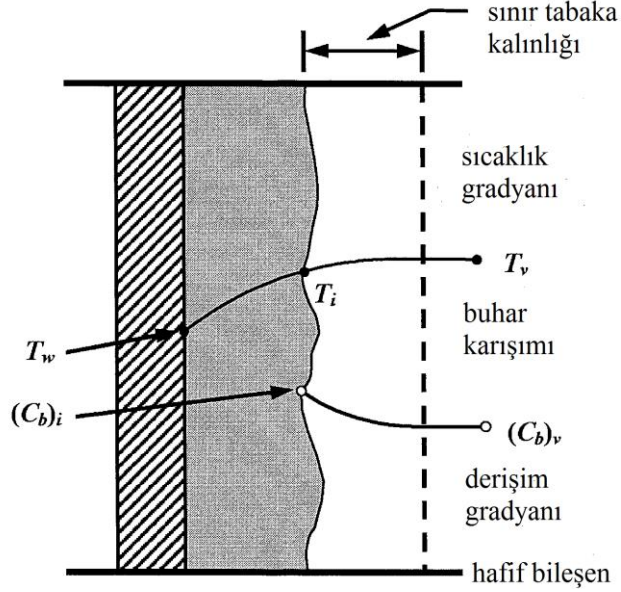
Şekil 2.1. Yoğuşma kategorileri (Kistler 2005)

Baca gazının yoğuşmalı bir ekonomizerde yoğuşması olayı, gövde içinde yatay borularının dışında yoğuşmayan gazların varlığında buharın film yoğuşmasıdır. Baca gazı yoğuşabilen su buharı ile yoğuşmayan gazlardan oluşur. Bu nedenle buradaki ısı transferi olayı incelenirken sadece su buharı değil yoğuşmayan gazların varlığı da dikkate alınmak zorundadır. Böyle bir gaz karışımının (su buharı ve yoğuşmayan gazlar) yoğuşması Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Şekildeki sıvı filmdeki ısı transfer direnci saf bileşenlerde olduğu gibi hesaplanır. Buhar fazındaki işlemler ise aşağıda verilmiştir.

- ✓ Bütün bileşenlerin ara yüzeye akışı
- ✓ Ara yüzeydeki buhar karışımının yoğuşma sıcaklığına kadar soğuması
- ✓ Ara yüzeyde hafif moleküllerin toplanması ve ağır moleküllerin yoğuşması
- ✓ Ara yüzey yakınındaki türbülansın etkisiyle hafif moleküllerin yığına doğru geri difüzyonu

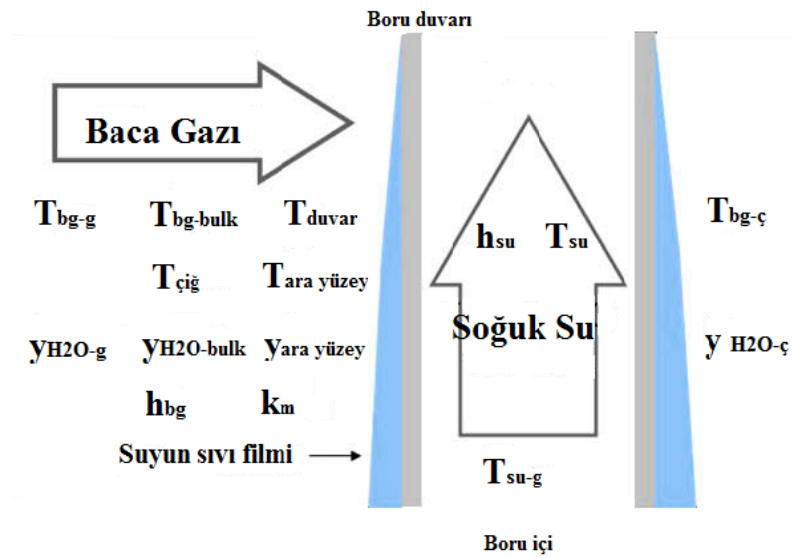


Şekil 2.2. Gaz karışımının yoğuşması (Kistler 2000)



Şekil 2.3. Yoğuşan gaz karışımının sıcaklık ve derişim gradyanı (Kistler 2000)

Gaz karışımlarına ait sıcaklık ve derişim gradyanı da Şekil 2.3’de verilmiştir (Kistler 2000). Aşağıdaki şekilde de baca gazının yoğuşturulması için kullanılan bir yoğuşmalı ekonomizerde bir borudan alınmış kontrol hacmi ve hesaplamalar için gerekli değişkenler gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Kontrol hacmi ve değişkenler (Jeong *et al.* 2010)

Isı değiştiricinin girişinde önce baca gazından soğuk suya duyulur ısı transferi gerçekleşir ve baca gazı soğur. Sonra duvar sıcaklığı, su buharının çiğlenme noktası aşağısına dūřurölürse baca gazı içerisindeki su buharı, soğuk su borusu üzerinde yoğuşarak soğuk suya gizli ısınıyı bırakır. Gövde tarafında iki fazlı akış(sıvı fazı yoğuşan su ve gaz fazı ise yoğuşmayan baca gazı) ve boru tarafındaysa tek fazlı akış (soğuk su) mevcuttur.

Isı değiştiricinin boru içi, su tarafı ve gövde baca gazı tarafının ısı transfer katsayılarını hesaplamak için gerekli formüller aşağıda verilmiştir. Su tarafı;

$$V_{su} = \frac{4 \times \dot{m}_{su}}{\rho_{su} \times \pi \times (di)^2} \quad (2.1.1)$$

$$Re = \frac{\rho_{su} \times di \times V_{su}}{\mu_{su}} \quad (2.1.2)$$

Re sayısı 2 300 ve daha küçükse akış laminar

$$Nu_{su} = 1,86 \times (Re \times Pr \times di)^{1/3} \times \left(\frac{\mu_{su}}{\mu_{du \text{ var}}} \right)^{0,14} \quad (2.1.3)$$

Re sayısı 2 300 ve 10 000 arası ise akış geçiş bölgesinde

$$Nu_{su} = 0,116 \times (Re^{2/3} - 125) \times (Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu_{su}}{\mu_{du \text{ var}}} \right)^{0,14}) \times \left(di + \left(\frac{di}{Lx} \right)^{1/3} \right) \quad (2.1.4)$$

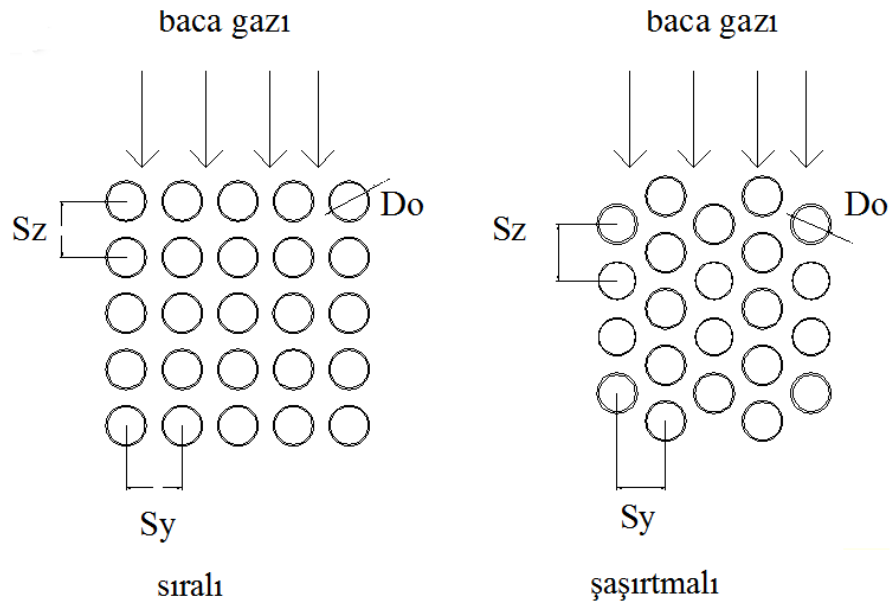
Re sayısı 10 000 den büyükse akış türbülanstır.

$$Nu_{su} = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \quad (2.1.5)$$

Su tarafının ısı taşınım katsayısı, Re sayısının yukarıda verilen aralıklarına göre Nusselt sayısının hesaplanmasıyla aşağıda verilen formülle bulunabilir. Formüllerdeki ρ_{su} , k_{su} ve μ_{su} değerleri sırasıyla suyun yoğunluk, ısıl iletkenlik ve dinamik viskozitesi olup ısı transferi tablolarından bulk sıcaklığında hesaplanmak üzere bulunabilir.

$$h_{su} = \frac{Nu_{su} \times k_{su}}{di} \quad (2.1.6)$$

Baca gazı tarafındaki taşınım katsayısını bulmak için boru demetlerinin sıralı mı şaşırtmalı mı dizildiği ve boru arasındaki mesafeler önem taşır. Şekil 2.5'te boru demetlerinin sıralı ve şaşırtmalı dizilişi ile borular arasındaki enine adım(S_y) ve boyuna adım(S_z) mesafeleri gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Gövde tarafındaki boru demetlerinin dizilişi

Isı değıştiricinin genişliği;

$$L_y = N_y \times S_y \quad (2.1.7)$$

Baca gazının ortalama hızı;

$$V_{bg-ort} = \frac{\dot{m}_{bg}}{\rho_{bg} \times L_x \times L_y} \quad (2.1.8)$$

Baca gazının maksimum hızını hesaplamak için ise eğer

$$(S_y - d_o) < \left[\left(\frac{S_y}{2} \right)^2 + S_z^2 \right]^{1/2} - d_o \quad ise \quad V_{bg-max} = V_{bg-ort} \times \frac{S_y}{(S_y - d_o)} \quad (2.1.9)$$

değilse

$$V_{bg-max} = \frac{V_{bg-ort} \times \left(\frac{S_y}{2} \right)}{\left[\left(\frac{S_y}{2} \right)^2 + S_z^2 \right]^{1/2} - d_o} \quad (2.1.10)$$

ile ve baca gazı tarafının reynolds sayısı da aşağıda verilen formülle hesaplanır (Cortina 2006).

$$Re_{max} = \frac{\rho_{bg} \times d_o \times V_{bg-max}}{\mu_{bg}} \quad (2.1.11)$$

Sıralı ve şaşırtmalı dizilişte Re_{max} sayısının aldığı değer aralıklarına göre Nu sayısı aşağıda verilen çizelgedeki korelasyonlara göre hesaplanır.

Çizelge 2.1. Nu sayılarının Re aralıklarında ve boru demetlerinin dizilişine göre korelasyonları (Çengel 2011)

Diziliş	Re aralığı	Korelasyon
Sıralı	0-100	$Nu_D=0,9.Re_D^{0,4}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	100-1 000	$Nu_D=0,52.Re_D^{0,5}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1 000-2x10 ⁵	$Nu_D=0,27.Re_D^{0,63}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2x10 ⁵ -2x10 ⁶	$Nu_D=0,033.Re_D^{0,8}.Pr^{0,4}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
Şaşırtmalı	0-500	$Nu_D=1,04.Re_D^{0,4}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	500-1 000	$Nu_D=0,71.Re_D^{0,5}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1 000-2x10 ⁵	$Nu_D=0,35.(S_T/S_L)^{0,2}.Re_D^{0,6}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2x10 ⁵ -2x10 ⁶	$Nu_D=0,031.(S_T/S_L)^{0,2}.Re_D^{0,8}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$

Çizelgedeki S_T , S_L ve Pr_s ifadeleri sırasıyla S_Y , S_Z ve duvar sıcaklığındaki Pr sayısıdır. Ayrıca çizelgede verilen Nu korelasyonları boyuna sıra sayısı olan Nz 'nin 16'dan büyük olma durumu için geçerlidir. Nz 'nin 16'dan küçük olma halinde Nu korelasyonları aşağıdaki gibi hesaplanır. F düzeltme faktörü de aşağıda verilen çizelgeden bulunur.

$$Nu_{D-Nz} = Nu_D \times F \quad (2.1.12)$$

Baca gazı tarafının ısı taşınım katsayısı da aşağıda verilen formülle hesaplanır. k , μ ve ρ ile gösterilen baca gazının sırasıyla ısıl iletkenlik, dinamik viskozite ve yoğunluğu ısı tablolarından bulk sıcaklığındaki değerleri bulunur (Çengel 2011).

Çizelge 2.2. Nz sayısına göre F düzeltme faktörünün bulunması (Çengel 2011).

Nz	1	2	3	4	5	7	10	13
Sıralı	0,7	0,80	0,86	0,90	0,93	0,96	0,98	0,99
Şaşırtmalı	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99

$$h_{bg} = \frac{Nu_D \times k_{bg}}{d_o} \quad (2.1.13)$$

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki formülden bulunabilir. Formüldeki k, ısı değiştirici malzemesinin ısıl iletkenliğidir (Kakaç and Liu 1998).

$$U_0 = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \times \frac{1}{h_{su}} + \frac{r_o}{k} \times \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{h_{bg}}} \quad (2.1.14)$$

Yoğuşma başlamadan önceki su sıcaklığı da aşağıdaki formülden hesaplanabilir (Levy *et al.* 2008).

$$T_{su} = T_{su-g} - \left(\frac{\dot{m}_{bg} \times c_{p-bg} \times (T_{bg-g} - T_{ciğ})}{\dot{m}_{su} \times c_{p-su}} \right) \quad (2.1.15)$$

Isı değiştiricisinde yoğuşmasız kısım ile yoğuşan kısım olarak ayrı incelenmelidir. Çünkü yoğuşmayan kısımda sadece ısı transferi etkinken yoğuşmalı kısımda ısı ve kütle transferi etkin olmaktadır. Yoğuşmasız kısımda ısı transferi alanını hesaplamak için üç farklı yöntem kullanılmıştır. Bunlar;

- Logaritmik sıcaklık farkı yöntemi
- ϵ -NTU yöntemi
- Sonlu farklar metodu ile hücrelere ayırma yöntemidir.

Logaritmik sıcaklık farkı yöntemi; sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı, ısı değiştirici boyunca değiştiği için bir ΔT_m ortalama sıcaklık farkının bulunması uygun olur. Soğuk ve sıcak akışkanlar arasında ΔT sıcaklık farkı, ısı değiştiricinin girişinde yüksektir ve çıkışa doğru üstel olarak azalır. Bu değere logaritmik ortalama sıcaklık farkı denir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.1.16)$$

Burada ΔT_1 ve ΔT_2 ısı değiştiricinin giriş ve çıkışındaki akışkanlar arasındaki sıcaklık farkını gösterir. Çapraz-akış ve çok geçişli gövde-borulu ısı değiştiriciler için ise logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıda verilen formülle hesaplanır.

$$\Delta T_{lm} = F \times \Delta T_{lm,KA} \quad (2.1.17)$$

F, düzeltme faktörü olup ısı değiştiricinin geometrisine, sıcak ve soğuk akışkan akımlarının giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlı olup çapraz akışlı ve çok geçişli bir gövde-borulu ısı değiştiricisi için $F < 1$ 'dir. $F=1$ değeri, karşıt akışlı ısı değiştiricisine karşılık gelmektedir.

F düzeltme faktörü, aşağıda verilen P ve R sıcaklık oranlarına karşı tablolarda verilen grafiklerden bulunur(Çengel 2011).

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.1.18)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m} \times c_p)_{boru \text{ tarafı}}}{(\dot{m} \times c_p)_{gövde \text{ tarafı}}} \quad (2.1.19)$$

Etkinlik-NTU Yöntemi; Sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları ve kütle debileri belliyse, belirli çıkış sıcaklıklarını gerçekleştirecek bir ısı değiştiricinin boyutunu bulmak için logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi çok uygundur. Ancak ısı değiştiricinin tipi ve boyutu belirli olduğu durumda etkinlik-NTU yöntemi kullanılır. Bu durumda ısı değiştiricinin ısı transfer yüzey alanı bilinmemekte, fakat çıkış sıcaklıkları bilinmemektedir. Isı transfer etkinliği ε olarak adlandırılan bir boyutsuz parametreye dayanan bu yöntem aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{maks.}} = \frac{\text{Gerçek ısı transfer hızı}}{\text{Olabilecek maksimum ısı transfer hızı}} \quad (2.1.20)$$

$$\Delta T_{maks} = T_{h,giriş} - T_{c,giriş} \quad (2.1.21)$$

Bir ısı değiştiricide ısı transferi soğuk akışkan sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısıtıldığı zaman ya da sıcak akışkan soğuk akışkanın giriş sıcaklığına kadar soğutulduğu zaman maksimum değere ulaşır. Ancak, sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite hızları aynı olmadıkça bu iki limit şartına aynı anda ulaşamaz. Isıl kapasite hızları farklı olduğu zaman ısı kapasite hızı daha küçük olan akışkan daha büyük bir sıcaklık değişimine ve ısı transferinin durduğu noktadaki maksimum sıcaklığa ilk önce erişecektir.

Bir ısı değiştiricideki olabilecek maksimum ısı transfer hızı

$$\dot{Q}_{maks} = C_{min} \times (T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) \quad (2.1.22)$$

olur. Burada C_{min} , C_h ve C_c 'nin daha küçük olanıdır. Gerçek ısı transfer hızı da aşağıda verilen formülle hesaplanır.

$$\dot{Q} = \varepsilon \times \dot{Q}_{maks} = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) \quad (2.1.23)$$

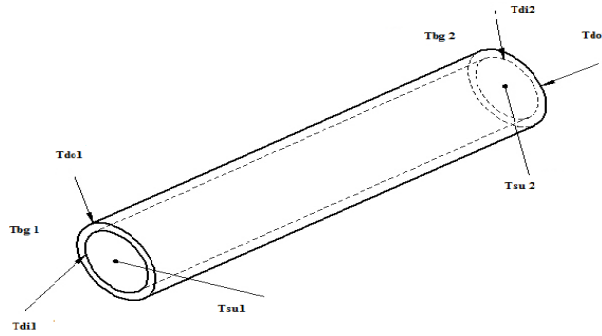
Bir ısı değiştiricinin etkinliği akış dzenine ve ısı değiştiricinin geometrisine bağlı olduğundan farklı tipteki ısı değiştiricilerin etkinlik bağıntıları da farklıdır. Isı değiştiricilerin etkinlik bağıntıları UA_s/C_{\min} boyutsuz grubunu içerir ve buna NTU transfer birim sayısı denir.

$$NTU = \frac{U_o \times A_s}{C_{\min}} = \frac{U_o \times A_s}{(m \times c_p)_{\min}} \quad (2.1.24)$$

Isı değiştirici özömlenmesinde kullanılan diğer bir nicelik ise c kapasite oranıdır (engel 2011).

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.1.25)$$

Sonlu farklar metodu ile hücrelere ayırma yöntemi; hesaplamalara başlamak için ısı değiştiricisi boru boyunca tek boyutlu sonlu farklar metoduna göre gridlere(meshlere) ayrıştırılıp adım adım hesaplamalar yapılmaktadır. Yani ısı değiştirici borusu boyunca eşit kontrol hacimlerine ayrılıp her bir kontrol hacmi ayrı ayrı ele alınmaktadır. Öyle ki her bir kontrol hacmi için, baca gazı sıcaklığı, su sıcaklığı, boru duvarının iç ve dış sıcaklıkları hesaplanmaktadır. Bir önceki kontrol hacminden çıkan sonuçlar bir sonraki kontrol hacmine giren değerler olarak alınmaktadır. şekil 2.6'da ısı değiştiricideki boruların hücrelere ayrıştırılması gösterilmiştir.



şekil 2.6. Isı değiştiricideki boruların hücrelere ayrıştırılması (Hazell 2011)

Isı değiştiriciye girişte baca gazı ve soğuk suyun giriş şartları bilinmektedir, ancak boru dış duvar sıcaklığı ise bilinmemektedir. Baca gazı ve soğuk su arasındaki termal dirençler şekil 2.7’de gösterilmiştir. Isı değiştiricinin girişinde yoğuşma henüz başlamadığından dolayı giriş boru duvar sıcaklığı baca gazı ve soğuk su arasındaki toplam ısı dengesinin kullanılmasıyla aşağıda verilen formüllerle hesaplanır.

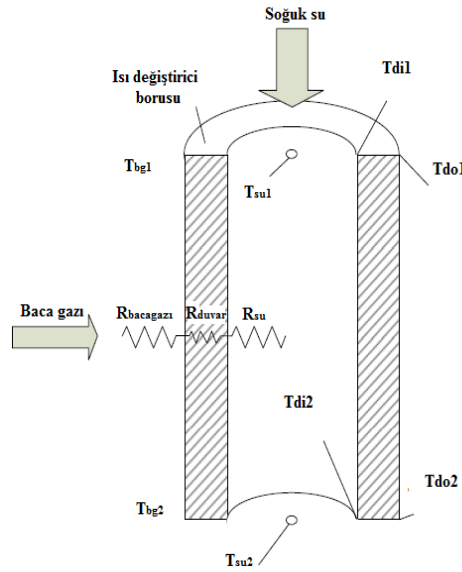
$$\dot{Q} = \frac{T_{bg} - T_{su}}{R_{top}} \quad (2.1.26)$$

$$R_{top} = R_{duvar} + R_{bacagazı} + R_{su} \quad (2.1.27)$$

$$R_{duvar} = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2 \times \pi \times k \times L_{boru}} \quad (2.1.28)$$

$$R_{bacagazı} = \frac{1}{2 \times \pi \times r_2 \times L_{boru} \times h_{bg}} \quad (2.1.29)$$

$$R_{su} = \frac{1}{2 \times \pi \times r_1 \times L_{boru} \times h_{su}} \quad (2.1.30)$$



şekil 2.7. Yoğuşma olmadığında baca gazı ve soğuk su arasındaki termal dirençler (Goel 2012)

$$\dot{Q} = h_{bg} \times A_o \times (T_{bg} - T_{do}) \quad (2.1.31)$$

$$T_{do1} = T_{bg1} - \frac{\dot{Q}_1}{h_{bg} \times A_o} \quad (2.1.32)$$

Formüllerdeki r_2 ve r_1 sırasıyla borunun dış ve iç yarıçapıdır. k ise boru malzemesinin ısı iletkenliğidir ve L_{boru} ise borunun uzunluğudur. T_{do} ayrıştırılan boru parçasının dış duvar sıcaklığı, A_o ise ayrıştırılan boru parçasının dış çapının dikkate alınmasıyla elde edilen yüzey alanıdır.

Yoğuşma henüz başlamadığında ayrıştırılan hücre sonundaki baca gazı ve su sıcaklıklarını bulmak için ise aşağıda verilen formüller kullanılır.

$$T_{bg2} = \frac{\left(\dot{m}_{bg} \times c_{p-bg} - \frac{h_{bg}}{2} \times A_o \right) \times T_{bg1} + h_{bg} \times A_o \times T_{do1}}{\dot{m}_{bg} \times c_{p-bg} + \frac{h_{bg}}{2} \times A_o} \quad (2.1.33)$$

$$T_{su2} = T_{su1} - \frac{h_{bg} \times A_o \times (T_{bgort} - T_{do1})}{\dot{m}_{su} \times c_{p-su}} \quad (2.1.34)$$

Bir diğer bilinmeyen ise boru hücresi iç duvar sıcaklığıdır. O da aşağıda verilen boru duvarından soğuk suya olan ısı transfer eşitliği kullanılarak bulunan dış duvar sıcaklığı yerine koyularak bulunabilir. Denklemden bulunan A_i , boru hücresinin iç yarıçapı dikkate alınmasıyla elde edilen yüzey alanıdır.

$$h_{su} \times dA \times (T_{di2} - T_{su2}) = \dot{m}_{su} \times c_{p-su} \times dT \quad (2.1.35)$$

$$T_{di2} = T_{su2} + \frac{\dot{m}_{su} \times c_{p-su} \times (T_{su1} - T_{su2})}{h_{su} \times A_i} \quad (2.1.36)$$

İç ve dış duvar ile soğuk su arasındaki ısı transferi eşitliği kullanılarak dış duvar sıcaklığı aşağıda verilen formüllerle de bulunabilir (Hazell 2011).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{su} \times c_{p-su} \times (T_{su1} - T_{su2}) = \frac{T_{do2} - T_{di2}}{R_{duvar}} = \frac{T_{do2} - T_{di2}}{\frac{\ln r_2 / r_1}{2 \times \pi \times k \times L_{boru}}} \quad (2.1.37)$$

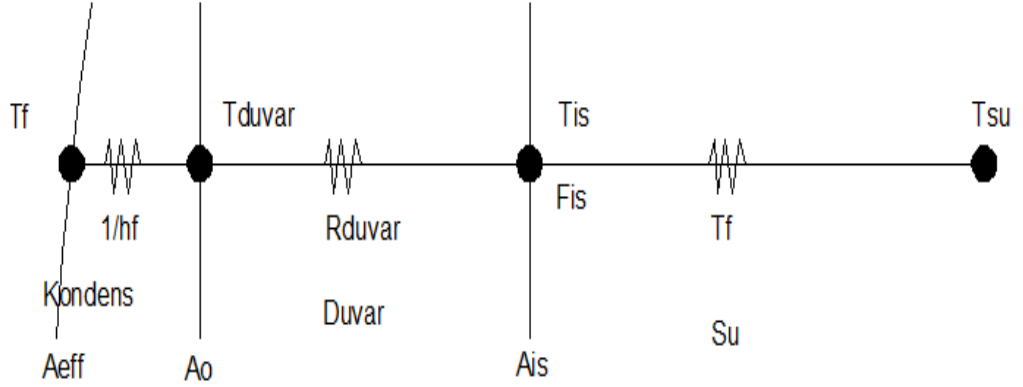
$$T_{do2} = T_{di2} + \frac{\dot{m}_{su} \times c_{p-su} \times (T_{su1} - T_{su2}) \times \ln r_2 / r_1}{2 \times \pi \times k \times L_{boru}} \quad (2.1.38)$$

Isı değiştiricinde yoğuşma başladığı zaman kütle ve ısı transferi ortaya çıkar. O yüzden yukarıdaki bağıntılar yoğuşmalı kısımda eksik kalmış olur. Yoęuřmayan gazların varlığında yoğuşma için ana taşınım eşitliğini Colburn ve Hougen geliştirmişlerdir. Colburn-Hougen denklemi aşağıda verilmiştir. Buna göre duvar sıcaklığı, çiğlenme noktası sıcaklığından dūřük olduğu zaman boru yūzeyinde su yoğuşması meydana gelir. Bunun sonucunda da baca gazından sıvı-buhar ara yūzeyine doğru su buharı difūzyonu oluşur. Su buharı, T_{bg} sıcaklığında baca gazı içerisinde kızgın buhar şeklinindedir. Duyulur ısı baca gazından sıvı-buhar ara yūzeyine transfer olur, buna ilave olarakta yoğuşan su buharından da gizli ısı transfer edilir. Soęuk suya ısı transferi, duyulur ve gizli ısının toplamıdır.

$$h_{bg} \times (T_{bg} - T_i) + k_m \times h_{fg} \times (x_{H_2O-b} - x_{H_2O-i}) = U_o \times (T_i - T_{su}) \quad (2.1.39)$$

Yukarıdaki denklemdeki T_i , suyun yoğuştuğu durumlar için ara yūzey sıcaklığıdır. h_{fg} parametresi ise su buharının gizli buharlaşma ısısıdır. h_{bg} ve h_{su} sırasıyla baca gazı tarafı ve soğuk su tarafının ısı transfer katsayılarıdır. k_m ise taşınım katsayısıdır.

U_o ise Şekil 2.8'de gösterildiği ve aşağıdaki denklemde verildiği gibi kondens sıvı filminden soğuk suya doğru tüm dirençlerin hesaba katılmasıyla meydana gelen toplam ısı transfer katsayısıdır.



Şekil 2.8. Kondenssten soğuk su tarafına termal dirençler (Jeong *et al.* 2010)

$$\frac{1}{U_o \times A_{eff}} = \left[\frac{1}{h_{su}} + F_{is} \right] \times \frac{1}{A_{is}} + R_{duvar} + \frac{1}{h_f \times A_{eff}} \quad (2.1.40)$$

Denklemde verilen A_{is} , boru iç çapı ve A_{eff} film kalınlığını da içeren boru dış çapını temel alan ısı transfer alanlarıdır. h_{su} ve h_f sırasıyla soğuk su ve sıvı film tarafının ısı transfer katsayılarıdır. F_{is} ise boru içi kirlenme faktörüdür. R_{duvar} , boru duvarının iletim direncidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır. Denklemdeki k_{duvar} termal iletim katsayısıdır.

$$R_{duvar} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_{is}}\right)}{2 \times \pi \times k_{duvar} \times L} \quad (2.1.41)$$

Bu analizde kirlenme faktörü ve boru duvar direnci ihmal edilmiştir. Toplam termal direncin yaklaşık %1-3 yoğuşma filminin termal direnci olduğu için ihmal edilebilir. Ayrıca bu çalışmada yoğuşma film ve boru kalınlığı da ihmal edildiğinden A_{eff} ve A_{is}

yerine A_0 (boru dış çapını temel alan ısı transfer alanı) kullanılabilir. Bu yaklaşımlarla 2.1.39 denklemi aşağıdaki forma dönüşür.

$$\frac{1}{U_o \times A_0} \approx \frac{1}{h_{su} \times A_0} \quad (2.1.42)$$

Ana denklemizde(2.1.39 eşitliği), 2.1.42 eşitliğini yerine koyarsak aşağıdaki eşitlik elde edilmiş olur. Buradaki baca gazı ve soğuk su ısı transfer katsayıları sıralı borulu ve boru içindeki empirik zorlanmış taşınım korelasyonları kullanılarak hesaplanır.

$$h_{bg} \times (T_{bg} - T_i) + k_m \times h_{fg} \times (x_{H_2O-b} - x_{H_2O-i}) = h_{su} \times (T_i - T_{su}) \quad (2.1.43)$$

İkinci ana denklem(2.1.43) ise baca gazından sıvı filme ısı transfer hızı ve baca gazı entalpi değişimi arasındaki enerji dengesidir. Yoğuşma olmadığı durumlar için baca gazından ısı transferi direk olarak boru duvarına transfer edilir ve T_i sıcaklığı yerine T_{do} sıcaklığı koyulabilir.

$$\dot{m}_{bg} \times c_{p-g} \times dT = h_{bg} \times (T_{bg} - T_i) \times dA \quad (2.1.44)$$

$$\dot{m}_{bg} \times c_{p-g} \times dT = h_{bg} \times (T_{bg} - T_{do}) \times dA \quad (2.1.45)$$

Son ana enerji balans eşitliği Colburn-Hougen eşitliğinden(2.1.39 eşitliği) türetilerek aşağıda verilmiştir.

$$\left[h_{bg} \times (T_{bg} - T_i) + k_m \times h_{fg} \times (x_{H_2O-b} - x_{H_2O-i}) \right] \times dA = \dot{m}_{su} \times c_{p-su} \times dT_{su} \quad (2.1.46)$$

Su buharının yoğuşmadığı durumlarda ara yüzey sıcaklığı yerine boru duvar sıcaklığı koyulabileceğinden daha önce bahsetmiştik. Bu durumda eşitlik aşağıdaki forma dönüşmüş olur.

$$h_{bg} \times (T_{bg} - T_{do}) \times dA = \dot{m}_{su} \times c_{p-su} \times dT_{su} \quad (2.1.47)$$

Diğer bir ana denklemde boru duvarından soğuk suya taşınım yolu ile transfer edilen ısı ile soğuk suyun entalpi değişimi dengesidir.

$$h_{su} \times (T_{do} - T_{su}) \times dA = \dot{m}_{su} \times c_{p-su} \times dT_{su} \quad (2.1.48)$$

Yukarıdaki denklemler ayrıştırılan hücre için integre edilirken bütün diğer değişkenlerin sabit olduğu varsayılır.

Su buharı yoğuşma hızı, kütle taşınım katsayısı ve ara yüzey ile bulk akış arasındaki buhar fazı konsantrasyon farkıyla orantılıdır. Yoğuşma hızı aşağıda verilen temel diferansiyel denklemin integre edilmesiyle hesaplanabilir.

$$d\dot{m}_{yoğ.} = k_m \times (x_{H_2O-b} - x_{H_2O-i}) \times dA \quad (2.1.49)$$

k_m 'yi hesaplamak için kütle difüzyonu ve ısı transferi arasındaki ilişkiyi belirleyen Lewis bağıntısı kullanılır. Isı ve kütle transferi için Colburn j faktörleri uygulanabilir aralıklarıyla birlikte aşağıda verilmiştir.

$$j_{ısı} = St \times Pr^{2/3} = \frac{h}{\rho \times c_p \times V} \times Pr^{2/3} \quad 0,6 < Pr < 60 \quad (2.1.50)$$

$$j_{kütle} = St_m \times Sc^{2/3} = \frac{k_D}{V} \times Sc^{2/3} \quad 0,6 < Sc < 3000 \quad (2.1.51)$$

h taşınım ısı transfer katsayısı [W/m^2K] ve k_d ise kütle transfer katsayısıdır [m/s]. Lewis analogu $j_{ısı}=j_{kütle}$ gerektirir. Buradan kütle taşınım katsayısı için aşağıdaki formül elde edilir.

$$k_m = \frac{h_{bg} \times M_{H_2O}}{c_{p-g} \times M_{bg} \times x_{lm} \times Le_{H_2O-gaz}^{2/3}} \quad (2.1.52)$$

x_{lm} logaritmik mol kesri farkı, aşağıda verilen formülle hesaplanır. x_{ni} , baca gazı içerisindeki yoğuşmayan gazların ara yüzeydeki mol kesri; x_{nb} ise yoğuşmayan gazların bulktaki mol kesridir.

$$x_{lm} = \frac{x_{ni} - x_{nb}}{\ln(x_{ni} / x_{nb})} \quad (2.1.53)$$

Baca gazı içindeki su buharının Lewis sayısı Le_{H_2O-gaz} ise

$$Le_{H_2O-gaz} = \frac{Sc}{Pr} = \frac{\alpha_{bg}}{D_{H_2O-gaz}} \quad (2.1.54)$$

Lewis sayısı gazlar için eşzamanlı ısı transferi ve kütle difüzyon proseslerinin olduğu durumlarda yaklaşık aynı hızdaki gazlarda değişmez. Bundan dolayı bilinmeyen kütle difüzivitesi, bilinen diğer özelliklerden aşağıda verilen formülle hesaplanabilir.

$$Le_{gaz} \approx 1 = \frac{\alpha_{bilinen}}{D_{AB-bilinen}} = \frac{\alpha_{bilinmeyen}^*}{D_{AB-bilinmeyen}^*} \quad (2.1.55)$$

Daha sonra baca gazı içerisindeki su buharının kütle difüzivitesi, hava içerisindeki su buharının bilinen özellikleri kullanılarak baca gazındaki termal difüzivite aşağıdaki gibi hesaplanır. α_{gaz} ve α_{hava} , sırasıyla baca gazı ve havanın termal difüzivitesidir.

$$D_{H_2O-gaz} = \left(\frac{\alpha_{gaz}}{\alpha_{hava}} \right) \times D_{H_2O-hava} \quad (2.1.56)$$

Al-mutawa su buharı için Le sayısını 0,845 olarak kullanmıştır. Su buharının ara yüzeydeki mol kesri saf bileşenler için sıcaklık ve doymuş buhar basıncı arasındaki ilişkiyi veren Antoine eşitliği aşağıda verilmiştir. Denklemden P_{top} , kPa ve T_i , °C birimindedir.

$$x_{H_2O-i} = \frac{\exp\left(a - \frac{b}{T_i + c}\right)}{P_{top}} \quad a = 16,262 \quad b = 3799,89 \quad c = 226,35 \quad (2.1.57)$$

Bu çalışmada analitik modellemede aşağıda verilen bazı varsayımlar ve basitleştirmeler yapılmıştır. Bunlar;

- ✓ Kararlı halde bir boyutlu akış,
- ✓ Zıt akımlı çapraz yoğuşmalı ısı değiştiricisi,
- ✓ Baca gazı tarafında gaz ve sıvı şeklinde iki fazlı akış ve soğuk su tarafında tek fazlı akış,
- ✓ Boru duvarında sadece film yoğuşmanın oluşması,
- ✓ Toplam termal direncin % 1-3'ü kadar olan film termal direncinin ihmal edilmesi,
- ✓ Su buharında buharlaşma ve kimyasal reaksiyonun olmaması,
- ✓ Çevreye ısı kaybının olmaması,
- ✓ Baca gazının $CO_2(g)$, $O_2(g)$, $N_2(g)$ ve $H_2O(g)$ 'dan oluşmasıdır (Jeong *et al.* 2010)

Yukarıda verilen bağıntılarla T_i ara yüzey sıcaklığı bulunduğundan sonra yoğuşmalı kısım için ayrıştırma yöntemine devam edilir. Yoğuşma başladığı zaman ise hücre sonundaki baca gazı sıcaklığını bulmak için yukarıda verilen 2.1.33 denklemini kullanılabilir ancak denklemden T_{do1} yerine T_{i1} sıcaklığı konulması gereklidir. T_{su2} sıcaklığını bulmak için ise ısı transfer eşitliği ile Colburn-Hougen eşitliğini birleştirilerek 2.1.59 denkleminde hesaplanabilir.

$$T_{bg2} = \frac{\left(\dot{m}_{bg} \times c_{p-bg} - \frac{h_{bg}}{2} \times A_o \right) \times T_{bg1} + h_{bg} \times A_o \times T_{i1}}{\dot{m}_{bg} \times c_{p-bg} + \frac{h_{bg}}{2} \times A_o} \quad (2.1.58)$$

$$T_{su2} = T_{su1} - \frac{\left[h_{bg} \times (T_{bg} - T_{i1}) + h_{fg} \times k_m \times (x_{H_2O} - x_i) \right] \times A_i}{\dot{m}_{su} \times c_{p-su}} \quad (2.1.59)$$

Dış ve iç duvar sıcaklığı ise boru içinde herhangi bir faz değişimi olmadığı için 2.1.36 ve 2.1.38 formüllerinden hesaplanabilir (Hazell 2011).

Yoğuşma kısmının ısı transfer alanını hesaplamak için ayrıştırma yönteminden farklı olarak literatürde geçen Chen *et al.* 2012'nin yaptığı çalışmadan faydalanıldı. Bu çalışmada yer alan bağıntılar aşağıda verilmiştir. Yatay olarak yerleştirilen bir borunun ortalama yoğuşma ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$h_{yog} = \left(\frac{0,728 \times k_l}{d_o} \right) \times \left(\frac{g \times (\rho_l - \rho_v) \times h_{fg} \times d_0^3}{\mu_l \times (T_{doy} - T_s) \times k_l} \right)^{1/4} \quad (2.1.60)$$

k_l , ρ_l ve μ_l değerleri suyun sırasıyla ısı iletkenlik, yoğunluk ve dinamik viskozitesidir. Bu fiziksel özellikler, doyma sıcaklığının (T_{doy}) ve yüzey sıcaklığının (T_s) ortalaması olan film sıcaklığında bulunur. g , yerçekimi ivmesi olup $9,81 \text{ m}^2/\text{s}$ olarak alınabilir (Chen *et al.* 2012).

Yüksekliği L olan düşey bir boru ile D çaplı yatay bir borunun ısı transfer katsayılarının birbirlerine göre durumları şöyledir:

$$\frac{h_{dişey}}{h_{yatay}} = 1,29 \times \left(\frac{D}{L} \right)^{1/4} \quad (2.1.61)$$

$h_{düşey}=h_{yatay}$ olması durumunda $L=2,77xD$ olur ki bu, uzunluğu çapının 2,77 katı olan bir boru ister yatay ister düşey olarak yerleştirilsin, laminar film yoğuşma için ortalama ısı transfer katsayısı aynı kalacak anlamına gelir. $L=2,77xD$ durumunda ise ısı transfer katsayısı yatay durumda daha büyük demektir. Genellikle uygulamalarda boru uzunluğunun çaptan çok büyük olduğu düşünülürse bir yoğuşturucuda boruların dış yüzeyindeki yoğuşma ısı transferini en üst düzeye çıkarmak için borular yoğuşturucuya yatay olarak yerleştirilir. Yukarıdaki borulardan üstlerine dökülen yoğuşma sıvısı nedeniyle alttaki borularda, ortalama sıvı film kalınlığı çok daha kalın olur ve ortalama ısı transfer katsayısı daha küçüktür. Yoğuşan akışkanın, yukarıdaki borulardan aşağıdakilere düzgün olarak süzülmesi kabul edilirse bütün borular için ortalama film yoğuşma ısı transfer katsayısı,

$$h_{yog-N} = \frac{1}{N_z^{1/4}} \times h_{yog} \quad (2.1.62)$$

şeklinde bulunur. Yukarıda verilen eşitlikte buhar hızının küçük olduğu ve buharın sıvı filmi üzerindeki sürüklenme etkisinin ihmal edildiği varsayılmış olup durum genellikle böyledir. Eğer buhar aşağı doğru akıyorsa bu ek kuvvet sıvının ortalama hızını artırır. Bu da filmin incelmeye neden olur. O halde bu, sıvı filminin ısıl direncini azaltır ve de ısı transferini artırır. Yukarı doğru buhar akışı ise ters etkiye sahip olup buhar sıvıya akışa ters yönde etki edeceğinden sıvı filmini kalınlaştırıp ısı transferini azaltır (Çengel 2011).

Baca gazı tarafında yoğuşmalı kısımdaki efektif ısı transfer katsayısı aşağıda verilen formülle hesaplanır. q_d yoğuşmayan gazların duyulur ısı akısı, q_t ise gövde tarafından boru tarafına olan toplam ısı akısıdır. Gövde tarafından boru tarafına toplam ısı transfer katsayısı (U_o) ise aşağıdaki formülde verilmiştir (Chen *et al.* 2012).

$$h_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{h_{yog-N}} + q_d / q_t / h_{bg}} \quad (2.1.63)$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \times \frac{1}{h_{su}} + \frac{r_o}{k} \times \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{h_{eff}}} \quad (2.1.64)$$

Isı değiştiricinin yoğuşmasız ve yoęuřmalđ kısmđ ayrı ayrı incelendiğinden yoğuşmasız kısmđın bitiminde ve yoęuřmalđ kısmđın başlangıcındaki baca gazđ ve su sıcaklıkları bilinmesi gerekir ki logaritmik sıcaklık farkđ bulunabilsin. Yoğuşma başlangıcında baca gazđ sıcaklıęđ çđęlenme noktasđ sıcaklığındadır. Buna dayanarak yoğuşma başlangıcındaki su sıcaklıęđ aşağıdaki formülle hesaplanabilir (Levy *et al.* 2008).

$$T_{su} = T_{su-g} - \left(\frac{\dot{m}_{bg} \times c_{p-bg} \times (T_{bg-g} - T_{ciğ})}{\dot{m}_{su} \times c_{p-su}} \right) \quad (2.1.65)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ciğ} - T_{su}) - (T_{bg-c} - T_{su-c})}{\ln\left(\frac{T_{ciğ} - T_{su}}{T_{bg-c} - T_{su-c}}\right)} \quad (2.1.66)$$

$$P = \frac{(T_{su} - T_{su-c})}{(T_{ciğ} - T_{su-c})} \quad R = \frac{(T_{ciğ} - T_{bg-c})}{(T_{su} - T_{su-c})} \quad (2.1.67)$$

Logaritmik sıcaklık farkđ, P ve R değerleri hesaplandıktan sonra tablolardan ya da aşağıda verilen formülden F düzeltme faktörü çapraz akış için hesaplanabilir (Chen *et al.* 2012).

$$F = \frac{\ln[(1 - R \times P)/(1 - P)]}{(R - 1) \times \ln[1 + (1/R) \times \ln(1 - R \times P)]} \quad (2.1.68)$$

Yoğuşma ısı transfer alanđ da aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$A_{o-yoğ} = \frac{\dot{m}_{su} \times c_{p-su} \times (T_{su} - T_{su-c})}{F \times U_{0-yoğ} \times \Delta T_{lm}} \quad (2.1.69)$$

Isı değiştirici tasarımımda önemli bir diğer faktör baca gazı ve su tarafının basınç düşümüdür. Bu basınç düşümünü yenmek için su tarafı için pompa, gaz tarafı için bir fana ihtiyaç olabilir. Bu da işletme maliyetine ilaveler getirir. Basınç düşümünü yenmek için alınan önlemlerde üretim maliyetlerini artırabilir. İşte bu noktada bu iki fonksiyonu dengeleyecek olan en optimum tasarım yapılmalıdır.

Boru içindeki akış, tek borudaki akış dikkate alınarak sonuçların boru sayısı ile çarpılmasıyla çözümlenebilir. Ancak boru üzerindeki akışta durum farklıdır. Çapraz akışta boru demetinden olan ısı transferi çözümlenirken demetteki bütün boruların aynı anda dikkate alınmasını gerektirir. Boru demetinde borular akış doğrultusunda sıralı ve şaşırtmalı olarak dizilebilirler. Boru demetleriyle ilgili bir nicelik de boru demetinin giriş ve çıkışı arasındaki tersinmez basınç kaybı olan ΔP basınç düşümüdür. Basınç düşümü, boruların üzerlerinden akan akışa gösterdiği dirençtir (Çengel 2011).

Baca gazı tarafı basınç düşümü; baca gazı tarafında boru demetleri üzerinden akan baca gazının giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşümü aşağıda verilen formülle hesaplanabilir. Formülde gösterilen ζ değeri, basınç düşümü katsayısıdır ve boru demetlerinin dizilişlerine göre farklılık gösterir.

$$\Delta P = \zeta \times \left(\frac{\rho \times V_{\max}^2}{2} \right) \quad (2.1.70)$$

$$S_{Z'} = \sqrt{\frac{1}{4} \times S_Y^2 + S_Z^2} \quad (2.1.71)$$

Sıralı diziliş için;

$$\zeta = 2 \times \left(\frac{S_Y}{d} - 1 \right)^{-0,5} \times \text{Re}^{-0,5} \times N_Z \quad S_Y/d \leq S_Z/d \quad \text{ve} \quad \frac{(S_Y - d)}{(S'_Z - d)} \leq 1,0 \quad (2.1.72)$$

$$(S_Y/d) > (S_Z/d) \quad \text{ve} \quad 1,0 < \frac{(S_Y - d)}{(S'_Z - d)} \leq 8,0 \quad \text{için}$$

$$\zeta = 0,38 \times \left(\frac{S_Y - d}{S_Z - d} - 0,94 \right)^{-0,59} \times \left(\frac{S_Y}{d} - 1 \right)^{-0,5} \times \text{Re}^{-0,2 \left(\frac{S_Y - d}{S_Z - d} \right)^2} \times N_Z \quad (2.1.73)$$

$$8,0 < \frac{(S_Y - d)}{(S'_Z - d)} \leq 15,0 \quad \text{için}$$

$$\zeta = 0,118 \times \left(\frac{S_Y}{d} - 1 \right)^{-0,5} \times N_Z \quad (2.1.74)$$

Şaşırtmalı dizilişte ise

$$(S_Y/d) < 1,44 \quad \text{ve} \quad 0,1 \leq \frac{(S_Y - d)}{(S'_Z - d)} \leq 1,7 \quad \text{için}$$

$$\zeta = 3,2 + 0,66 \times \left(1,7 - \frac{S_Y - d}{S_Z - d} \right)^{1,5} + \left(13,1 - \frac{9,1 \times S_Y}{d} \right) \times \left(0,8 + 0,2 \times \left(1,7 - \frac{S_Y - d}{S_Z - d} \right)^{1,5} \right) \times \text{Re}^{-0,27} \times (N_Z + 1) \quad (2.1.75)$$

$$(S_Y/d) \geq 1,44 \quad \text{ve} \quad 0,1 \leq \frac{(S_Y - d)}{(S'_Z - d)} < 1,7 \quad \text{için}$$

$$\zeta = \left[3,2 + 0,66 \times \left(1,7 - \frac{S_Y - d}{S_Z - d} \right)^{1,5} \right] \times \text{Re}^{-0,27} \times (N_Z + 1) \quad (2.1.76)$$

$$(S_Y / d) < 1,44 \quad \text{ve} \quad 1,7 \leq \frac{(S_Y - d)}{(S'_Z - d)} \leq 6,5 \quad \text{için}$$

$$\zeta = \left[\left(1,88 - \frac{S_Y}{d} \right) \times \left(\frac{S_Y - d}{S_Z - d} + 1 \right)^2 \right] \times \text{Re}^{-0,27} \times (N_Z + 1) \quad (2.1.77)$$

$$1,44 \leq (S_Y / d) < 3 \quad \text{ve} \quad 1,7 \leq \frac{(S_Y - d)}{(S'_Z - d)} \leq 6,5 \quad \text{için}$$

$$\zeta = \left[0,44 \times \left(\frac{S_Y - d}{S_Z - d} + 1 \right)^2 \right] \times \text{Re}^{-0,27} \times (N_Z + 1) \quad (2.1.78)$$

$$3 \leq (S_Y / d) < 10 \quad \text{ve} \quad \frac{(S_Y - d)}{(S'_Z - d)} > 1,7 \quad \text{için}$$

$$\zeta = 1,83 \times \left(\frac{S_Y}{d} \right)^{-1,46} \times \text{Re}^{-0,27} \times (N_Z + 1) \quad (2.1.79)$$

Basınç düşümünü yenmek için gerekli olan fan gücü ise aşağıda verilen formülle hesaplanır. Formüldeki $T_{\text{bg-giriş}}$; baca gazı giriş sıcaklığını, $P_{\text{dış}}$; basınç düşümü ile atmosfer basıncının toplamıdır. $P_{\text{iç}}$ ise atmosfer basıncı olup k özgül ısı oranıdır. N_z ise boru demetindeki boyuna sıra sayısıdır. η_{fan} ise kompresör verimi olup bu çalışmada %80 olarak alınmıştır (Hazell 2011).

$$W_{fan} = \frac{m_{bg} \times c_{p-bg} \times T_{bg-giris} \times \left[\left(\frac{P_{dtu}}{P_{ic}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{fan}} \quad (2.1.80)$$

Su tarafı basınç düşümü; su tarafı yani boru içindeki basınç düşümünü hesaplamak için ise toplam boru uzunluğunun (L_{top}) bilinmesi gerekir.

$$\Delta P_{boru} = f \times \frac{L_{top}}{d_i} \times \rho \times \frac{V_{su}^2}{2} \quad (2.1.81)$$

Formülde verilen f sürtünme faktörü olup Re sayısına ve türbülans akışa göre çeşitli korelasyonları bulunur. Filonenkonun düz dairesel borular için bulduğu korelasyon ise aşağıdaki gibidir (Kakaç and Liu 1998).

$$f = 0,046 \times Re^{-0,2} \quad 3 \times 10^4 < Re < 10^6 \quad (2.1.82)$$

Basınç düşümünü yenmek için gerekli pompa gücü ise;

$$W_{pompa} = \frac{\dot{V} \times \Delta P_{top}}{\eta_{pompa}} \quad (2.1.83)$$

Formülde verilen V , soğuk suyun hacimsel debisidir. η_{pompa} ise pompanın verimi olup %80 olarak alınmıştır (Goel 2012).

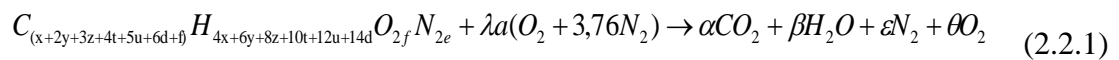
2.2. Enerji Analizi

Doğalgaz, %95 metan, az miktarda etan, propan, bütan ve karbondioksitten oluşan renksiz, kokusuz, zehirsiz ve havadan hafif bir gazdır. Metan molekülünün kimyasal yapısının basit olması nedeniyle yanma işlemi kolay olup yanma tam gerçekleşir. Bu nedenle duman, is, kurum ve kül oluşturmaz. Yanması en kolay ayarlanabilen ve yanma verimliliği en yüksek olan yakıttır (Börekçioğlu 2009). Doğalgazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri kapalı formülünün hesaplanması için gereklidir. Aşağıdaki çizelgede doğalgazın içeriği ve kapalı formülünün hesaplanması verilmiştir.

Çizelge 2.3. Doğalgazın kapalı formülünün hesaplanması

	Kimyasal formülü	Mol kesri	Kapalı formülü	
Metan	CH ₄	x	C	x+2y+3z+4t+5u+6d+f
Etan	C ₂ H ₆	y		
Propan	C ₃ H ₈	z	H	4x+6y+8z+10t+12u+14d
Bütan	C ₄ H ₁₀	t		
Pentan	C ₅ H ₁₂	u	O	2f
Hekzan	C ₆ H ₁₄	d		
Azot	N ₂	e	N	2e
Karbondioksit	CO ₂	f		

Sonuçta $C_{(x+2y+3z+4t+5u+6d+f)}H_{(4x+6y+8z+10t+12u+14d)}N_{(2e)}O_{(2f)}$ şeklindeki doğalgazın kapalı formülü hesaplanmış olur. Yakıtın kuru hava ile tam yanması reaksiyonu sonucunda meydana gelen yanma ürünleri ve mol miktarları aşağıda gösterilmiştir.



Reaksiyon sonucu yanma ürünleri olarak CO₂, H₂O, O₂ ve N₂ oluşur. Ürünlerin mol miktarları aşağıdaki formüllerle kmol cinsinden hesaplanabilir.

$$\alpha = n_{CO_2} = (x + 2y + 3z + 4t + 5u + 6d + f) \quad (2.2.2)$$

$$\beta = n_{H_2O} = (2x + 3y + 4z + 5t + 6u + 7d) \quad (2.2.3)$$

$$a = (2x + 3,5y + 5z + 6,5t + 8u + 9,5d) \quad (2.2.4)$$

$$\theta = n_{O_2} = (\lambda - 1)(2x + 3,5y + 5z + 6,5t + 8u + 9,5d) \quad (2.2.5)$$

$$\varepsilon = n_{N_2} = \lambda(7,52x + 13,16y + 18,8z + 24,44t + 30,08u + 35,72d) + e \quad (2.2.6)$$

Toplam baca gazı miktarı ise

$$n_{bg} = n_{O_2} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{N_2} \quad (2.2.7)$$

şeklinde kmol cinsinden hesaplanır.

Baca gazlarını oluşturan bileşenlerin her birinin mol kesri ise

$$\text{Karbondioksit oranı} \quad : \quad x_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{bg}} \quad (2.2.8)$$

$$\text{Su buharı oranı} \quad : \quad x_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{bg}} \quad (2.2.9)$$

$$\text{Azot oranı} \quad : \quad x_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{bg}} \quad (2.2.10)$$

$$\text{Oksijen oranı} \quad : \quad x_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{bg}} \quad (2.2.11)$$

şeklinde hesaplanır.

Baca gazlarını oluşturan bileşenlerin her birinin molar özgül ısıları ise

$$\bar{c}_{p-CO_2} = 22,26 + 5,981 \times 10^{-2} \times (T_{bg}) - 3,501 \times 10^{-5} \times (T_{bg}^2) + 7,469 \times 10^{-9} \times (T_{bg}^3) \quad (2.2.12)$$

$$\bar{c}_{p-H_2O} = 32,24 + 0,1923 \times 10^{-2} \times (T_{bg}) + 1,055 \times 10^{-5} \times (T_{bg}^2) - 3,595 \times 10^{-9} \times (T_{bg}^3) \quad (2.2.13)$$

$$\bar{c}_{p-O_2} = 25,48 + 1,520 \times 10^{-2} \times (T_{bg}) - 0,7155 \times 10^{-5} \times (T_{bg}^2) + 1,312 \times 10^{-9} \times (T_{bg}^3) \quad (2.2.14)$$

$$\bar{c}_{p-N_2} = 28,90 - 0,1571 \times 10^{-2} \times (T_{bg}) + 0,8081 \times 10^{-5} \times (T_{bg}^2) - 2,873 \times 10^{-9} \times (T_{bg}^3) \quad (2.2.15)$$

şeklinde hesaplanır. Yukarıdaki formülde T_{bg} , baca gazlarının sıcaklığını göstermektedir ve birimi K'dir.

Baca gazlarının ortalama özgül ısısı ise

$$\bar{c}_{p-ort} = \bar{c}_{p-CO_2} \times (x_{CO_2}) + \bar{c}_{p-O_2} \times (x_{O_2}) + \bar{c}_{p-H_2O} \times (x_{H_2O}) + \bar{c}_{p-N_2} \times (x_{N_2}) \quad (2.2.16)$$

formülüyle hesaplanır (Çengel and Boles 2006).

Yakıtın yanmasıyla elde edilen yakıt enerjisi ise

$$\dot{E}_{YAKIT} = \dot{V}_{YAKIT} \times H_u \quad (2.2.17)$$

şeklinde hesaplanır. Bu formülde $E_{\text{yakıt}}$; yakıtın yanması sonucu elde edilen enerjiyi (kj/s), $V_{\text{yakıt}}$; yakıtın birim zamandaki sarfiyatı olup katı yakıtlar için kg, gaz ve sıvı yakıtlar için m^3 'tür. H_u ise yakıtın alt ısıl değeridir ve katı yakıtlar için kj/kg, gaz ve sıvı yakıtlar için kJ/m^3 'tür.

Yakıtın, havanın ve baca gazlarının mol kütleleri aşağıdaki gibi hesaplanır.

Yakıtın mol kütlesi,

$$\begin{aligned} Ma_{\text{yakıt}} = & (x \times Ma_{\text{CH}_4}) + (y \times Ma_{\text{C}_2\text{H}_6}) + (z \times Ma_{\text{C}_3\text{H}_8}) + (t \times Ma_{\text{C}_4\text{H}_{10}}) \\ & + (u \times Ma_{\text{C}_5\text{H}_{12}}) + (d \times Ma_{\text{C}_6\text{H}_{14}}) + (e \times Ma_{\text{N}_2}) + (f \times Ma_{\text{CO}_2}) \end{aligned} \quad (2.2.18)$$

şeklinde hesaplanır. Formüldeki $Ma_{\text{yakıt}}$; yakıtın mol kütlesi, diğerleri ise sırasıyla metan, etan, propan, butan, pentan, heksan, azot ve karbondioksitin mol kütleleridir ve birimleri kg/kmol 'dur.

Havanın mol kütlesi,

$$Ma_{\text{HAVA}} = Ma_{\text{O}_2} \times x_{\text{O}_2} + Ma_{\text{N}_2} \times x_{\text{N}_2} \quad (2.2.19)$$

şeklinde hesaplanır. Formüldeki Ma_{hava} ; havanın mol kütlesi, Ma_{O_2} ; oksijenin mol kütlesi ve Ma_{N_2} ise azotun mol kütlesidir. Birimleri kg/kmol 'dur. x_{O_2} ve x_{N_2} havadaki oksijen ve azotun mol oranları olup sırasıyla 0,21 ve 0,79'dur.

Baca gazının mol kütlesi ise

$$Ma_{\text{bg}} = x_{\text{CO}_2} \times Ma_{\text{CO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \times Ma_{\text{H}_2\text{O}} + x_{\text{O}_2} \times Ma_{\text{O}_2} + x_{\text{N}_2} \times Ma_{\text{N}_2} \quad (2.2.20)$$

şeklinde hesaplanır. Formüldeki Ma_{bg} ; baca gazlarının mol kütlesi; Ma_{CO_2} ; karbondioksitin mol kütlesi, Ma_{H_2O} ; suyun mol kütlesi, Ma_{O_2} ; oksijenin mol kütlesi, Ma_{N_2} ; azotun mol kütlesidir ve birimleri kg/kmol'dur.

Kütlenin korunumu kanunundan yola çıkarak baca gazlarının birim zamandaki kütlesi, yakıtın ve havanın birim zamandaki kütleleri toplamına eşittir.

$$\dot{m}_{YAKIT} + \dot{m}_{HAVA} = \dot{m}_{BG} \quad (2.2.21)$$

Formüldeki $m_{yakıt}$; yakıtın birim zamandaki kütlesini, m_{hava} ; havanın birim zamandaki kütlesini ve m_{bg} ise baca gazlarının birim zamandaki kütlesini göstermektedir ve birimleri kg'dir.

Havanın birim zamandaki kütlesi (kg)

$$\dot{m}_{HAVA} = \frac{\dot{m}_{YAKIT} \times 4,76 \times a \times \lambda \times Ma_{HAVA}}{Ma_{YAKIT}} \quad (2.2.22)$$

Yakıtın birim zamandaki kütlesi (kg) ise gaz ve sıvı yakıtlar için

$$\dot{m}_{YAKIT} = V_{YAKIT} \times \rho_{YAKIT} \quad (2.2.23)$$

şeklinde hesaplanır. Formüldeki $V_{yakıt}$; yakıtın birim zamandaki sarfiyatı olup birimi m^3 'tür. $\rho_{yakıt}$ ise yakıtın ortam şartlarındaki yoğunluğudur.

Gaz yakıtlar için yakıtın ortam şartlarına göre 1 atm basınç ve T_o ortam sıcaklığı(K)'ndaki yoğunluğunun hesaplanması şu şekildedir.

$$\rho_{YAKIT} = \frac{Ma_{YAKIT} * 273}{22,4 * T_o} \quad (2.2.24)$$

Baca gazlarının birim zamandaki kütlesi (kg) ise

$$\dot{m}_{BG} = \dot{m}_{YAKIT} + \frac{\dot{m}_{YAKIT} \times 4,76 \times \lambda \times a \times Ma_{HAVA}}{Ma_{YAKIT}} \quad (2.2.25)$$

şeklinde hesaplanır. Baca gazlarının birim zamandaki mol miktarı da aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{n}_{BG} = \frac{\dot{m}_{BG}}{Ma_{BG}} \quad (2.2.26)$$

Yukarıdaki formülde \dot{n}_{bg} ; baca gazlarının birim zamandaki mol sayısını gösterir ve birimi kmol'dur.

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

Baca gazlarının duyulur enerjisi

$$\dot{E}_{bg-duyulur} = \dot{n}_{bg} \times \bar{c}_{p-ort} \times (T_{bg} - T_o) \quad (2.2.27)$$

Baca gazlarındaki su buharının gizli enerjisi ise

$$\dot{E}_{bg-gizli} = (\dot{n}_{bg} \times x_{H_2O}) \times M_{H_2O} \times h_{fg} \quad (2.2.28)$$

şeklinde hesaplanır. Formülde h_{fg} , suyun buharlaşma ısısı olup birimi kJ/kg'dır.

Toplam baca kayıpları ve yüzde baca kaybı;

$$\%e_{kayıp-duyulur} = \frac{\dot{E}_{bg-duyulur}}{\dot{E}_{yakıt}} \times 100 \quad (2.2.29)$$

$$\%e_{kayıp-gizli} = \frac{\dot{E}_{bg-gizli}}{\dot{E}_{yakıt}} \times 100 \quad (2.2.30)$$

$$\%e_{kayıp-toplam} = \dot{e}_{kayıp-duyulur} + \dot{e}_{kayıp-gizli} \quad (2.2.31)$$

Kayıp enerjinin yıllık parasal değeri;

$$P_{kayıp\ enerji} = \frac{\dot{E}_{bg-duyulur} + \dot{E}_{bg-gizli}}{4,18 \times H_u} \times f \times 60 \times 60 \times 24 \times 30 \times 12 \quad (2.2.32)$$

formülüyle hesaplanabilir. Formüldeki f , bir m^3 doğalgazın birim fiyatıdır.

Baca gazlarının bir ısı değiştiricisi yardımıyla soğutulmasıyla birlikte bu kayıp ısıların bir kısmı geri kazanılabilir. Baca gazının soğutulmasıyla baca gazı içerisinde gaz halinde bulunan su buharının bir kısmı çığlenme noktasından sonra sıvı hale geçerek yoğunlaşır. Çığlenme noktasına kadar duyulur baca gazı kaybı geri kazanılabilirken çığlenme noktasının altındaki sıcaklıklara baca gazının soğutulması durumunda baca gazı gizli ısı kaybının da bir kısmı geri kazanılmış olur. Çığlenme noktası, baca gazı içerisindeki su buharının mol kesrine veya hava fazlalık katsayısına göre değişmektedir. Ayrıca atmosfer basıncından da etkilenmektedir. Atmosfer basıncı, deniz seviyesinden

yükseldikçe düşer. Bu yüzden çığlenme noktası da deniz seviyesinden yükseklerle çıkıldıkça düşer. Çığlenme noktasını hesaplamak için aşağıdaki formüller veya termodinamik tablolardan yararlanılabilir.

$$P_{su} = x_{H_2O} \times P_{atm} \quad (2.2.33)$$

$$T_{ciğ} = (0,001173333 \times P_{su}^3) - (0,094200000 \times P_{su}^2) + (3,429666667 \times P_{su}) + 19,76 \quad (2.2.34)$$

Çığlenme noktası altındaki bir sıcaklığa soğutulan baca gazındaki su buharının bir kısmı da yoğuşarak sıvı hale gelir. Suyun yoğuşan miktarı n_{sw} ise şöyle hesaplanabilir (Çengel and Boles 2006).

$$\dot{n}_{sw} = \frac{P_{atm} \times (\dot{n}_{BG} \times x_{H_2O}) - P_{su} \times \dot{n}_{BG}}{P_{atm} - P_{su}} \quad (2.2.35)$$

Yukarıdaki formülde n_{sw} ; yoğuşan suyun birim zamandaki mol sayısı(kmol), P_{atm} ; atmosfer basıncı(kPa), P_{su} ise baca gazlarının soğutulduğu sıcaklıktaki doymuş buhar basıncıdır(kPa).

Baca gazlarının soğutulmasıyla geri kazanılan enerji;

- Çığlenme noktasının üzerindeki bir sıcaklığa (T_{bg-c}) soğutulması,

$$\dot{E}_{geri-kazani} = \dot{n}_{bg} \times \bar{c}_{p-ort} \times (T_{bg-g} - T_{bg-c}) \quad (2.2.36)$$

- Çiğlenme noktasının altındaki bir sıcaklığa (T_{bg-c}) soğutulması,

$$\begin{aligned} \dot{E}_{geri-kazan} = \dot{n}_{bg} \times \bar{c}_{p-ort} \times (T_{bg-g} - T_{ciğ}) + h_{fg} \times 18 \times \dot{n}_{sw} + \\ (\dot{n}_{bg} - \dot{n}_{sw}) \times \bar{c}_{p-ort} \times (T_{ciğ} - T_{bg-c}) \end{aligned} \quad (2.2.37)$$

durumlarına göre hesaplanır.

Geri kazanılan ısı miktarı %,

$$\% \dot{e}_{geri-kazan} = \frac{\dot{E}_{geri-kazan}}{\dot{E}_{yakit}} \times 100 \quad (2.2.38)$$

Geri kazanılan enerjinin yıllık parasal değeri yani tasarruf miktarı;

$$F_{kayıp\ enerji} = \frac{\dot{E}_{geri-kazan}}{4,18 \times H_u} \times f \times 60 \times 60 \times 24 \times 30 \times 12 \quad (2.2.39)$$

2.3. Ekserji Analizi

Ekserji, verilen şartlar altındaki bir sistemin çevresi ile aynı şartlara getirilmesi ile elde edilebilecek en büyük işe denir. Bir sistemin ölü halde olması, çevresiyle termodinamik dengede bulunmasıdır. Sistem ölü haldeyken çevresi ile eşit sıcaklık ve basınçta olup çevreyle ısı ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır ve ölü halde iken sistem çevre ile kimyasal reaksiyona girmez. Sistemin ölü haldeki özellikleri P_0 , T_0 , h_0 , u_0 ve s_0 ile gösterilip $P_0=1$ atm ve $T_0=25^\circ\text{C}$ 'dir.

Enerjinin faydalı kısmına ekserji, kullanılmayan kısmına ise anerji denilmektedir. Enerji, ekserji ve anerjinin toplamıdır. Bütün termodinamik süreçlerde anerji ve ekserjinin toplamı ve tersinir süreçlerde ekserji sabit kalır. Tersinmez süreçlerde ise ekserjinin bir kısmı veya tamamı anerjiye dönüşürken anerji, ekserjiye dönüşmez (Çomaklı 2003).

Bir sistemde nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilim etkileri ihmal edilirse sistemin ekserjisi dört bölümde incelenebilir. Bunlar: fiziksel ekserji, kimyasal ekserji, kinetik ve potansiyel ekserjidir (Tetik 2011).

Fiziksel ekserji; sistemin sıcaklığı T ve basıncı P ilk durumundan, T_0 , P_0 halindeki çevre şartları ile termodinamik denge haline getirildiğinde sistemden elde edilecek maksimum iş olarak tanımlanır. Aşağıda verilen denklemlerle hesaplanır.

$$\varepsilon_{X,ph} = h - h_0 - T_0 \times (s - s_0) \quad (2.3.1)$$

Sistemde iki durum arasındaki fiziksel ekserji farkı söz konusu ise aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\varepsilon_{X,ph1} - \varepsilon_{X,ph2} = (h_1 - h_2) - T_0 \times (s_1 - s_2) \quad (2.3.2)$$

Fiziksel ekserji, sıcaklık farkından dolayı ortaya çıkan termal bileşen ve basınç farkından dolayı oluşan basınç bileşeni olmak üzere iki bileşenden meydana gelir.

İdeal gazların fiziksel ekserjileri ise aşağıda verilen şekilde hesaplanır.

$$\varepsilon_{X,ph} = c_p \times \left[(T - T_0) - T_0 \times \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R \times T_0 \times \ln \frac{P}{P_0} \quad (2.3.3)$$

Katı ve sıvıların fiziksel ekserjileri;

$$\varepsilon_{X,ph} = c \times \left[(T - T_0) - T_0 \times \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + v_m \times (P - P_0) \quad (2.3.4)$$

yukarıda verilen denklem yardımıyla hesaplanabilir (Çomaklı 2003).

Kimyasal ekserji; çevre ile aynı sıcaklık ve basınca sahip olan bir sistemin kimyasal bileşiminin, çevre ile dengeye gelirken elde edilebilecek maksimum yararlı işe denir. Buradaki kimyasal dengelenme, reaksiyon ekserjisi ve konsantrasyon ekserjisi olmak üzere iki kısımdan oluşur (Topaç 2008).

Atmosferdeki gaz bileşenler, litosferdeki katılar ve deniz, okyanuslardaki iyonik ve iyonik olmayan maddelerin özellikleri referans alınarak maddelerin ölü hal durumlarındaki standart kimyasal ekserjileri hesaplanmış ve tablolar halinde çıkarılmıştır.

N adet gazdan oluşan bir gaz karışımının kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\varepsilon_{X,0} = -\tilde{R} \times T_0 \times \sum_{i=1}^N x_i \times \ln \frac{x_i^c}{x_i} \quad (2.3.5)$$

Denklemdaki x mol kesrini, x_i^c ise gazın çevre havasındaki mol oranıdır (Bilgen 2000). Bu değerler aşağıda Çizelge 2.4'te verilmiştir (Çomaklı 2003).

Çizelge 2.4. Referans çevre özellikleri (T=25°C, P=1 atm)

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

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

$$n_y \times \bar{\epsilon}_{x,0,y} = -\Delta G^0 + \sum_{\dot{U}} n_{\dot{U}} \times \bar{\epsilon}_{x,0,\dot{U}} - \sum_R n_R \times \bar{\epsilon}_{x,0,R} \quad (2.3.6)$$

$$\Delta G^0 = \Delta H^0 - T \times \Delta S^0 \quad (2.3.7)$$

$$\Delta G^0 = \left(\sum_{\dot{U}} n_{\dot{U}} \times \bar{h}_f^0_{\dot{U}} - \sum_R n_R \times \bar{h}_f^0_R \right) - T^0 \times \left(\sum_{\dot{U}} n_{\dot{U}} \times \bar{s}_{\dot{U}}^0 - \sum_R n_R \times \bar{s}_R^0 \right) \quad (2.3.8)$$

Denklemlerde yer alan h_f^0 25°C sıcaklık ve 1 atm basınçtaki oluşum entalpisini, s^0 mutlak entropiyi göstermektedir. Alt indis olarak gösterilen \dot{u} doğalgaz yanma denklemindeki ürünleri, r ise reaktanları, n mol sayısını $\epsilon_{x,0}$ standart molar kimyasal ekserjiyi göstermektedir.

Ekserji, maksimum iş potansiyeli demek olduğundan bütün süreçlerde iş ekserjiye eşittir.

$$\dot{E}_{x,w} = \dot{W} \quad (2.3.9)$$

Uniform sıcaklık dağılımı olan ısı transferinden meydana gelen ekserji de aşağıda verilen eşitlikle hesaplanabilir (Çomaklı 2003).

$$\dot{E}_{x,q} = \dot{Q}_A \times \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (2.3.10)$$

Enerji dönüşümleri sırasında ortaya çıkan düzensizliklere tersinmezlik denir. Tersinmezliklere neden olan birçok etken olup bunlar;

- Sonlu sıcaklık farkında ısı transferi
- Gazların ve sıvıların sonlu basınç farkıyla genişlemesi,
- Kimyasal reaksiyonlar,
- Farklı kimyasal potansiyellere sahip maddelerin karışması,
- Sürtünme,
- Direnç içerisindeki elektrik akımı,
- Elastik olmayan deformasyon olarak sıralanabilir (Akyol 2006).

Tersinmezlik ekserji kaybı olup aşağıda verilen ekserji dengesinden veya entropi artışı prensibinden diğer eşitlikten hesaplanabilir.

$$\dot{I} = \sum_g \dot{E}_{x,g} - \sum_{\zeta} \dot{E}_{x,\zeta} \quad (2.3.11)$$

$$\dot{I} = T_0 \times \left(\sum_{\zeta} \dot{S}_{\zeta} - \sum_g \dot{S}_g \right) = T_0 \times \Delta \dot{S} \quad (2.3.12)$$

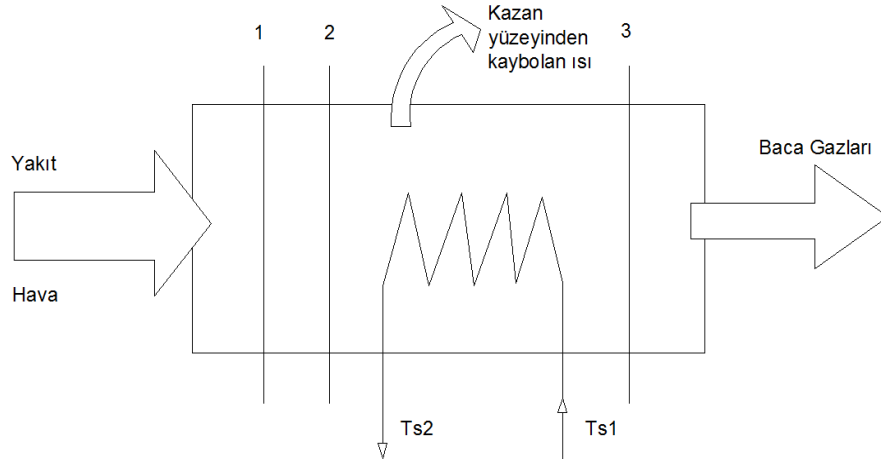
Bir sistemden alınan veya arzu edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye veya ürünlerin ekserjisinin yakıtların ekserjisine oranına rasyonel verim ya da ekserji verimi denir (Çomaklı 2003).

$$\psi = \frac{\sum \Delta \dot{E}_{x,\zeta}}{\sum \Delta \dot{E}_{x,g}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_{x,g}} \quad (2.3.13)$$

2.3.1. Isıtma sisteminin ekserji analizi

2.3.1.a. Kazanın ekserji analizi

Yakıt ve hava kazana T_0, P_0 şartlarında girdiği durumda ekserji dengesi aşağıda verilmiştir (Şekil 2.9). Eşitlikteki $E_{X,Y}$ yakıt ekserjisini, $E_{XS,\zeta}$ ve $E_{XS,G}$ suya aktarılan ekserjiyi, $E_{X,K}$ kazan yüzeylerinden kaybolan ısıyla meydana gelen ekserji kaybını, $E_{X,B}$ baca gazlarıyla dışarı atılan ekserjiyi ve $\sum \dot{I}_i$ kazanda oluşan tersinmezliklerinin toplamını ifade etmektedir.



Şekil 2.9. Kazanın şematik gösterimi (Çomaklı 2003)

$$\dot{E}_{X,Y} = (\dot{E}_{XS,\zeta} - \dot{E}_{XS,G}) + \dot{E}_{X,K} + \dot{E}_{X,B} + \sum_i \dot{I}_i \quad (2.3.14)$$

Yakıt ekserjisi, doğalgaz gibi gaz yakıtlar için 2.3.6 eşitliğinde verilen yakıtın molar kimyasal ekserjisinin yakıtın kütleli debisiyle ve yakıtın mol kütlesi ile çarpılmasıyla elde edilir.

$$\dot{E}_{X,Y} = \dot{m}_Y / Ma_Y \times \bar{\epsilon}_{X,O,Y} \quad (2.3.15)$$

Kazan yüzeylerinden olan ekserji kaybı da aşağıda verilen formülle hesaplanabilir. Formüldeki T_Y kazan yüzey sıcaklığını Q_K ise kazan yüzeylerinden olan ısı kaybını göstermektedir.

$$\dot{E}_{X,K} = \dot{Q}_K \times \left(1 - \frac{T_0}{T_Y}\right) \quad (2.3.16)$$

Baca gazının ekserjisi, kimyasal ve fiziksel ekserji olmak üzere iki kısımdan oluşur. Baca gazı karışımının ideal gaz karışımı olduğu kabul edilerek baca gazının toplam ekserjisi aşağıda verilen formülle hesaplanabilir, 2.3.18 eşitliğinde görülen a, b, c ve d katsayılarının değerleri de Çizelge 2.5'ten alınabilir.

$$\dot{E}_{X,B} = \dot{n}_{BG} \times \left(-\tilde{R} \times T_0 \times \sum_{i=1}^N x_i \times \ln \frac{x_i^e}{x_i} \right) + (T_{BG} - T_0) \times \sum_k \dot{n}_k \times C_{P,k}^e \quad (2.3.17)$$

$$C_P^e = \frac{1}{(T - T_0)} \times \left[\begin{aligned} &(a - b \times T_0) \times (T - T_0) + \frac{b - c \times T_0}{2} \times (T^2 - T_0^2) \\ &+ \frac{c - d \times T_0}{3} \times (T^3 - T_0^3) + \frac{d}{4} \times (T^4 - T_0^4) - a \times T_0 \times \ln \frac{T}{T_0} \end{aligned} \right] \quad (2.3.18)$$

Kızgın suyun ekserjisi ise aşağıda verilen eşitlikten bulunur.

$$\begin{aligned}\dot{E}_{XS,\zeta} - \dot{E}_{XS,G} &= \dot{m}_{su} \times \left[(h_{S\zeta} - h_{SG}) - T_0 \times (s_{S\zeta} - s_{SG}) \right] \\ &= \dot{m}_{su} \times \left[C_p \times (T_{S\zeta} - T_{SG}) - T_0 \times C_p \times \ln \frac{T_{S\zeta}}{T_{SG}} \right]\end{aligned}\quad (2.3.19)$$

Çizelge 2.5. Çeşitli gazların özgül ısı katsayıları (Çomaklı 2003)

Gaz	a	b	c	d
Oksijen	25,48	0,0152	-0,7155x10 ⁻⁵	1.312x10 ⁻⁹
Karbondioksit	22,26	0,0598	-3,501x10 ⁻⁵	7,469x10 ⁻⁹
Su buharı	32,24	0,0019	1,055x10 ⁻⁵	-3,595x10 ⁻⁹
Azot	28,90	-0,0016	0,8081x10 ⁻⁵	-2,873x10 ⁻⁹

Kazanlarda tersinmezlikler iki çeşittir. Bunlardan biri, yakıtın hava ile yanması sırasında meydana gelir. Diğeriyse sıcak yanma gazlarının ısısının suya aktarılması sırasında oluşur. Yanma sırasındaki tersinmezliğin bulunması için yanma sıcaklığının bilinmesi gerekir (Çomaklı 2003). Yanmanın adyabatik olduğunu kabul ederek yanma sıcaklığı aşağıda verilen eşitlik yardımıyla üç bilinmeyenli bir denklem elde edilir. Yanma sonu ürünlerin entalpileri sıcaklığın fonksiyonu olduğundan hareketle yanma sıcaklığı deneme yanılma yöntemiyle iterasyon yapılarak bulunur (Özen 2006).

$$\sum n_{\zeta} \times (\dot{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_{\zeta} = \sum n_G \times (\bar{h}_f^0)_G \quad (2.3.20)$$

Kazanda yanma sonucundaki tersinmezlik \dot{I}_1 olarak gösterilmektedir ve ekserji dengesinden hesaplanır, yanma ekserjisi ile yanma sonunda oluşan gazların sahip olduğu ekserji arasındaki farktır. Eşitlikteki T_A , yanma sıcaklığıdır.

$$\dot{I}_1 = \left(\dot{m}_Y / Ma_y \times \bar{\epsilon}_{X,O,Y} \right) - \left[\dot{n}_{BG} \times \left(-\tilde{R} \times T_0 \times \sum_{i=1}^N x_i \times \ln \frac{x_i^\epsilon}{x_i} \right) + (T_A - T_0) \times \sum_k \dot{n}_k \times C_{P,k}^\epsilon \right] \quad (2.3.21)$$

Kazanlardaki diğer bir tersinmezlik sıcak yanma gazlarının ısısının suya aktarılması sırasında meydana gelip \dot{I}_2 ile gösterilir ve yine ekserji dengesinden aşağıda verilen eşitliklerden bulunur.

$$\dot{I}_2 = \dot{I}_1 - (\dot{E}_{XS,\zeta} - \dot{E}_{XS,G}) - \dot{E}_{X,K} \quad (2.3.22)$$

$$\begin{aligned} \dot{I}_2 = & \left[(T_A - T_0) \times \sum_k \dot{n}_k \times C_{P,kA}^\epsilon - (T_{BG} - T_0) \times \sum_k \dot{n}_k \times C_{P,kB}^\epsilon \right] - \dot{Q}_K \times \left(1 - \frac{T_0}{T_Y} \right) \\ & - \dot{m}_{su} \times \left[C_P \times (T_{S\zeta} - T_{SG}) - T_0 \times C_P \times \ln \frac{T_{S\zeta}}{T_{SG}} \right] \end{aligned} \quad (2.3.23)$$

Toplam tersinmezlik ise

$$\dot{I}_T = \dot{I}_1 + \dot{I}_2 + \dot{E}_{X,K} + \dot{E}_{X,B} \quad (2.3.24)$$

$$\dot{I}_T = \left(\dot{m}_Y / Ma_y \times \bar{\epsilon}_{X,O,Y} \right) - \dot{m}_{su} \times \left[C_P \times (T_{S\zeta} - T_{SG}) - T_0 \times C_P \times \ln \frac{T_{S\zeta}}{T_{SG}} \right] \quad (2.3.25)$$

yukarıda verilen eşitlikler yardımıyla bulunur.

Kazanın ekserji verimi de bu şekilde hesaplanabilir (Çomaklı 2003).

$$\eta_{II} = \psi = \frac{\dot{E}_{XS,\zeta} - \dot{E}_{XS,G}}{\dot{E}_{X,Y}} = 1 - \frac{\dot{I}_T}{\dot{E}_{X,Y}} \quad (2.3.26)$$

2.3.1.b. Isı değiştiricilerdeki ekserji kayıpları

Isıtma sistemindeki ısı değiştiricilerin ikinci kanun verimi de soğuk akışın(c) ekserjisindeki artışın, sıcak akışın(h) ekserjisindeki azalışa oranlanmasıyla elde edilir. Ekserji kaybı ise pay ile payda arasındaki farka eşittir (Çoşkun vd 2013).

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{E}_{XÇ} - \dot{E}_{XG})_c}{(\dot{E}_{XG} - \dot{E}_{XÇ})_h} = \frac{\dot{m}_c \times C_{p-c} \times \left[(T_Ç - T_G) - T_0 \times \ln \frac{T_Ç}{T_G} \right]_c}{\dot{m}_h \times C_{p-h} \times \left[(T_G - T_Ç) - T_0 \times \ln \frac{T_G}{T_Ç} \right]_h} \quad (2.3.27)$$

$$\dot{I} = (\dot{E}_{XG} - \dot{E}_{XÇ})_h - (\dot{E}_{XG} - \dot{E}_{XÇ})_c \quad (2.3.28)$$

Yoğuşmalı ekonomizerde sıcak baca gazı içerisindeki su buharının bir kısmı sıcaklık azalışıyla beraber yoğuştuğundan dolayı ekserji kaybı ve verimi yukarıda verilen eşitlikten hesaplanamaz. Isıtma sistemine ilave edilmesi düşünölen ekonomizer ve hava ısıtıcısı için yukarıdaki bağıntılar kullanılabilirken yoğuşmalı ekonomizer için yanlış sonuçlar verir. Yoğuşmalı ekonomizer için ikinci kanun verimi ve ekserji kaybı aşağıdaki denklikten hesaplanabilir. Denklemden verilen $T_{çig}$; su buharının çiglenme noktasındaki sıcaklığı, $m_{yoğ}$; yoğuşan suyun kütleli debisi ve h_{fg} ; suyun buharlaşma ısıdır.

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{E}_{XÇ} - \dot{E}_{XG})_c}{(\dot{E}_{XG} - \dot{E}_{XÇ})_h} \quad (2.3.29)$$

$$(\dot{E}_{XÇ} - \dot{E}_{XG})_c = \dot{m}_c \times C_{p-c} \times \left[(T_Ç - T_G) - T_0 \times \ln \frac{T_Ç}{T_G} \right]_c \quad (2.3.30)$$

$$(\dot{E}_{XG})_h = \dot{m}_h \times C_{p-h} \times \left[(T_G - T_0) - T_0 \times \ln \frac{T_G}{T_0} \right]_h \quad (2.3.31)$$

$$\begin{aligned} (\dot{E}_{x\zeta})_h &= \left[(\dot{m}_h - \dot{m}_{yog}) \times C_{p-h} \times \left[(T_\zeta - T_0) - T_0 \times \ln \frac{T_\zeta}{T_0} \right]_h \right] \\ &+ \left[m_{yog} \times h_{fg} \times \left(1 - \frac{T_0}{T_{CI\zeta}} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.3.32)$$

2.4. Ekonomik Analiz

Dünya çapında rekabetin ön plana çıktığı bugünkü şartlar, en gelişmiş ürünü, en kısa sürede, en ucuza üretmek veya ilk yatırım ve işletme maliyetlerinden toplam maliyeti en düşük olanı seçmeyi gerektirmektedir. Ekonomik analiz bir mühendisin tasarım için göz önüne alması gereken en önemli husustur. Mekanik tesisatta yalıtım kalınlığı, alternatif bir enerji kaynağının seçimi, bir ısı geri kazanımı uygulaması, bir ısı değiştiricinin boyutlarının belirlenmesi, kısaca tüm mühendislik tasarımları bir ekonomik analiz sonucu yapılmalıdır. Her farklı uygulama için doğru yöntemin bulunması ve kullanılması, özgün bir ekonomik analiz yapılması gerekir (Özdemir ve Parmaksızoğlu 2003).

Mühendislik uygulamalarında her işte olduğu gibi verilen bir işin yapılması için çok sayıda alternatif bulunabilir ve en ekonomik alternatifin seçilmesi için karşılaştırmalar yapmak gerekir. Mühendislik çalışmalarında karşılaştırılması gereken parametreler genellikle şunlardır.

- Satın alma maliyeti
- Varlığın beklenen ömrü
- Varlığın yıllık bakım ve işletme maliyetleri
- Hurda değer
- Faiz oranı (verim oranı)

Mühendislik ekonomisi analizlerinde, zaman içindeki değişik noktalarda paranın zaman değeri oldukça önemli olup analizin kapsadığı zaman aralığı nispeten kısa ise parasal

değerlerin doğrudan toplanıp çıkarılması pek yanlış olmaz. Fakat zaman devresi uzun ise bu yöntem kullanılmaz. Farklı alternatifler hakkında karar verebilmek için nakit akışlarının denkleği incelenmelidir (Okka 2006).

Proje analizlerinde farklı yıllarda görülen değerlerin doğrudan karşılaştırması ile projenin finansal ve ekonomik etkinlik ve başarı değerlendirmesi yapılamaz. Çünkü paranın bir zaman değeri vardır. Örneğin size bugün verilecek 100 TL ile 10 yıl sonra verilecek 100 TL aynı değeri taşımaz. Bugün verilecek 100 TL'yi harcayarak bir ihtiyacınızı hemen karşılamak mümkün iken, bunun için 10 yıl beklemek aynı değerde değildir. Bugün elde edeceğiniz 100 TL'sini en az riskli bir yatırımda kullansanız bile 10 yıl sonra elinize geçecek para reel olarak 100 TL'nin üstünde olacaktır. Diğer bir deyişle yıllık ortalama olarak belli bir oranda artmış olacaktır (Doğru 2011).

Mühendislik ekonomisi çalışmalarında nakit akımı tablolarının kullanılması tavsiye edilir. Nakit akımları, zamanın belirli noktalarında nakit girişlerinden nakit çıkışları düşülmek suretiyle bulunup dönemin başlangıcı sıfır alınır ve gelirler(+), giderler(-) ile gösterilir. Hesaplanan nakit akımları nakit akım şemasında yerlerine konularak o projeye ilgili nakit giriş ve çıkışları açıkça görülmüş olur. Hesaplamaları kolaylaştırmak için faiz serileri formüllerinden yararlanmak gerekir (Çizelge 2.6). Formüllerde kullanılan sembollerin anlamları aşağıda verilmiştir.

P= Paranın şimdiki değeri

F= Paranın gelecekteki değeri

A= n dönem devam eden düzgün serilerde dönem sonu değeri

G= n dönem devam eden düzgün artan serilerde dönem sonu değeri

i= Faiz oranı

n= Faiz dönem sayısı

ib= Nominal faiz oranı

k= Nakit akımlarının geometrik artış oranı

Değerleme metotları aşağıda verilmiştir.

- Eşdeğer Kıymet Metotları

- ✓ Bugünkü değer veya net bugünkü değer metodu
- ✓ Gelecekteki değer veya net gelecekteki değer metodu
- ✓ Yıllık eşdeğer masraf metodu

- Zaman Metotları

- ✓ Paranın zaman değerini dikkate almayan geri ödeme süresi metodu
- ✓ Paranın zaman değerini dikkate alan geri ödeme süresi metodu (Okka 2006)

Çizelge 2.6. Önemli kesikli birleşik faiz formülleri ve sembollerle gösterimi (Okka 2006)

Aranan	Verilen	Formül	Sembol
F	P	$(1+i)^n$	(F/P, %i, n)
P	F	$1/(1+i)^n$	(P/F, %i, n)
F	A	$((1+i)^n - 1)/i$	(F/A, %i, n)
A	F	$i/((1+i)^n - 1)$	(A/F, %i, n)
P	A	$(1+i)^n - 1)/(1+i)^n \cdot i$	(P/A, %i, n)
A	P	$(1+i)^n \cdot i / ((1+i)^n - 1)$	(A/P, %i, n)
P	G	$G/i \cdot [(1+i)^n - 1] / (1+i)^n \cdot i - n / (1+i)^n$	(P/G, %i, n)
A	G	$G \cdot [1/i - n / ((1+i)^n - 1)]$	(A/G, %i, n)
F	G	$G/i \cdot [(1+i)^n - 1] / i - n$	(F/G, %i, n)

Eşdeğer Kıymet Metotları;

✓ **Bugünkü değer veya net bugünkü değer metodu;** gelecekteki alacak ve/veya borçların şimdiki değerini belirlemek için kullanılır. Bir alternatifte ilişkin şimdiki ve gelecekteki gelirler ile giderler biliniyorsa uygun bir faiz oranı kullanılarak alternatifin şimdiki değeri hesaplanabilir. Böylece alternatifte ilişkin karar verme işlemi de kolaylaşmış olur. Aşağıda verilen formülle hesaplanabilir. Formülde F gelirleri, C ise giderleri bunların alt indisleri olan YM; ilk yatırım maliyetini, İM; işletme giderlerini, TM; büyük tamir ve bakım giderlerini, HD; hurda değerini, YK ise yıllık kar gelirini belirtmektedir. Ayrıca i; faiz oranını, t; büyük tamir ve bakım giderlerinin gerçekleştiği süre ve n ise ekonomik ömrü göstermektedir.

$$NBD = -C_{YM} - C_{İM} \times (P/A; \%i; n) - C_{TM} \times (P/F; \%i; t) + F_{HD} \times (P/F; \%i; n) + F_{YK} \times (P/A; \%i; n) \quad (2.4.1)$$

✓ **Gelecekteki değer veya net gelecekteki değer metodu;** şimdiki değer analizinde karşılaştırma, olayın mümkün sonuçlarının şimdiki zamana ilişkin değerleri üzerinden yapılırken gelecek değer analizinde ise karşılaştırma, olayın mümkün sonuçlarının gelecek zamana ilişkin değerleri üzerinden yapılır. Aslında bir olayın analizinde karşılaştırma herhangi bir zaman noktasına göre yapılabilir. Ancak, bazı durumlarda bir olaya ilişkin nakit akışlarının gelecekteki değerini bilmenin önemli olabileceği durumlarda gelecek değer analizi kullanılır. Aşağıda verilen formülle hesaplanabilir.

$$NGD = -C_{YM} \times (F / P; \%i; n) - C_{İM} \times (F / A; \%i; n) - C_{TM} \times (F / P; \%i; (n - t)) + F_{HD} + F_{YK} \times (F / A; \%i; n) \quad (2.4.2)$$

✓ **Yıllık eşdeğer masraf metodu;** şimdiki değer analizinde alternatifler eşdeğer toplam nakitlere göre değerlendirilir. Yani, ya maliyetin veya gelirin eşdeğer şimdiki değeri incelenirken alternatifler yıllık eşdeğer nakit akışlarına dayanılarak da karşılaştırılabilir.

Yıllık nakit akış analizinde amaç, paranın yıllık eşdeğer maliyete, gelire veya kâra dönüştürülmesidir.

$$YEM = \left[\sum_{n=1}^t \frac{F_n}{(1+i)^n} - \sum_{n=1}^t \frac{C_n}{(1+i)^n} \right] \times \frac{(1+i)^n \times i}{(1+i)^n - 1} \quad (2.4.3)$$

Bu üç metot aslında aynı sonuçları vermesine rağmen, mühendislik ekonomisi çalışmalarında, farklı şahıslar tarafından her birisi aynı oranda tercih edilmektedir. Birisi net bugünkü değer metodunu tercih ederken diğeri bir başkasını tercih etmektedir. Bazen nakit akımlarının yapısı da tercihte etkili olmaktadır. Aslında projeye ait her üç methodunda hesaplanması projenin muhtelif yönlerinin görülmesi açısından faydalıdır.

✓ **Geri ödeme süresi metodu;** buraya kadar anlatılan metotlar projenin verimliliğini ölçmektedirler. Geri ödeme süresi metoduysa anaparanın ne kadar sürede geri ödeneceğini yani geri alınacağını gösterir. Devletleştirmenin ve teknolojik buluşların yoğun olduğu sektörlerden, en kısa sürede, proje yatırım tutarını geri elde etmek çok önem arz ettiğinden benzer alternatifler arasında veya tek alternatif olsa dahi en kısa zamanda geri dönen projenin tespiti ve seçimi amaç olduğunda bu metot kullanılır. Geri ödeme süresi yatırımın kazançlarının, yatırımın maliyetine eşit oluncaya kadar geçen süreye denir. Geri ödeme süresi analizinde karar kriteri geri ödeme devresi en küçük olan projeyi seçmek olmalıdır (Okka 2006).

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu tez kapsamında doğalgaz yakıtlı bir kazanda bacadan atılan kayıp duyulur ve gizli enerjinin geri kazanımı teorik olarak araştırılmış ve gizli enerjinin geri kazanımı için baca gazındaki su buharının yoğuşması olayı incelenmiştir. Bunun için Erzurum Atatürk Üniversitesi bölgesel ısıtma sistemindeki gerçek işletme verileri alınmıştır. Atatürk Üniversitesi Kampüsü kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemine göre ısıtılmaktadır. Mevcut ısı merkezinde 3 adet her biri 12 000 000 Kcal/h kapasiteli, alev/duman borulu, üç geçişli, 180/110°C kızgın su kazanları kullanılmaktadır. Merkezi ısıtma sistemi 180°C gidiş suyu 200°C kazan çıkış suyu ile 110°C sistem dönüş suyunun üç yollu motorlu vanalarla karıştırılmasıyla elde edilmektedir.

Kazanlardaki brülörler, tam otomatik yakma yönetim ile O_2+CO veya $O_2+CO+CO_2$ trim kontrol sistemli frekans konvertörlü çift yakıtlı oransaldır. Brülörlerin taze hava fanları 24 000 m³/h ve minimum 450 mmSS basınçlı frekans konvertörlü ve hücreli tip ve çift emişlidir.

Kampüs içinde yaklaşık 65 Adet eşanjör dairesi bulunmakta, eşanjör dairelerinde 90/70°C sekonder devre akışkan ile 60°C kullanım sıcak suyu üretilmektedir. Duman kanalları ø1150 mm çapında 2,0 mm kalınlığında AISI 316 kalitesinde paslanmaz çelikten malzemedir yapılmış olup 100 mm kalınlığında 80 kg/m³ kaya yünü ile izole edilip 0,8 mm AISI 304 kalitesinde paslanmaz çelik ile kaplıdır.

Isı merkezinde mikro modülasyon kontrol sistemi vardır. Bu sistem brülör yakıt-hava miktarı ayarının hassas yapılmasını, taze hava vantilatör motor devrinin frekans kontrol cihazı ile kontrolünü sağlamaktadır. Şekil 3.1’de Atatürk Üniversitesi ısı merkezine ait bir fotoğraf verilmiştir.

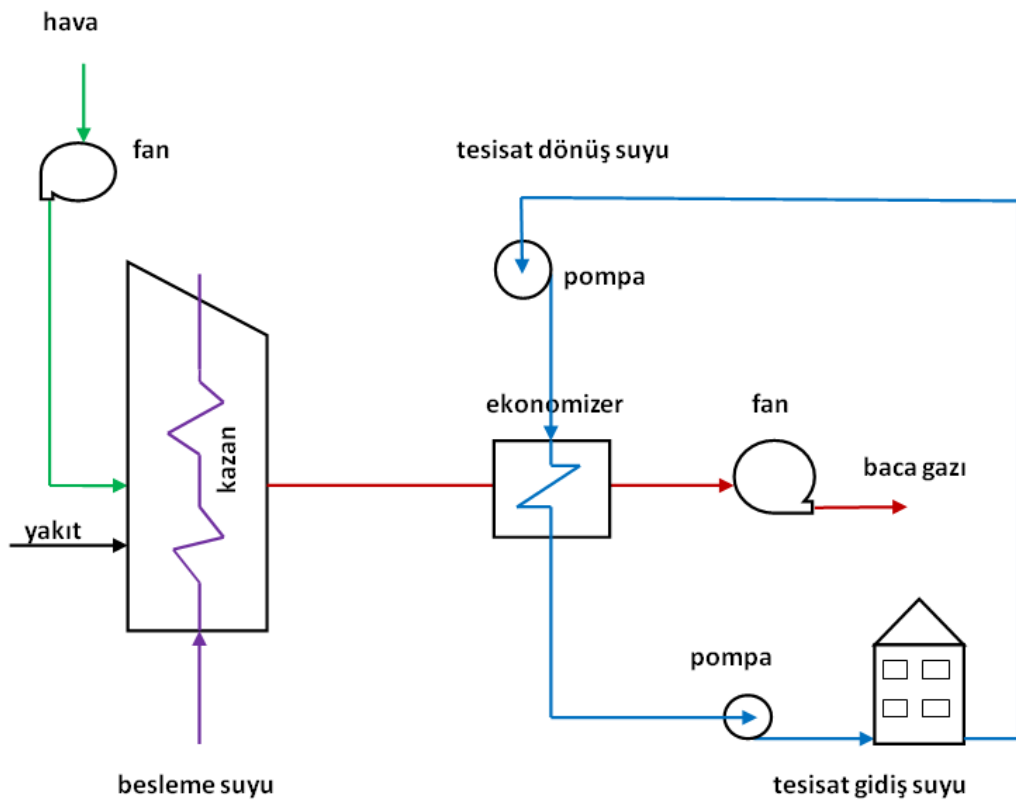
Bu tez kapsamında bahsi geçen ısı merkezindeki kazanlardan atmosfere yayılan yüksek sıcaklıktaki baca gazlarının taşıdığı enerjiden yararlanılarak bu atık enerjinin geri kazanılıp sistemde kullanılması için uygulanabilirliği düşünülen çeşitli senaryolar öngörülmüştür. Aşağıda maddeler halinde bu senaryolar sunulmuştur.

- **Senaryo 1-** mahal ısıtma
- **Senaryo 2-** sıcak su eldesi
- **Senaryo 3-** yakma havasının ön ısıtılması
- **Senaryo 4-** yakma havası ön ısıtılması ile mahal ısıtma
- **Senaryo 5-** yakma havası ön ısıtılması ile sıcak su eldesi



Şekil 3.1. Atatürk Üniversitesi ısı merkezi

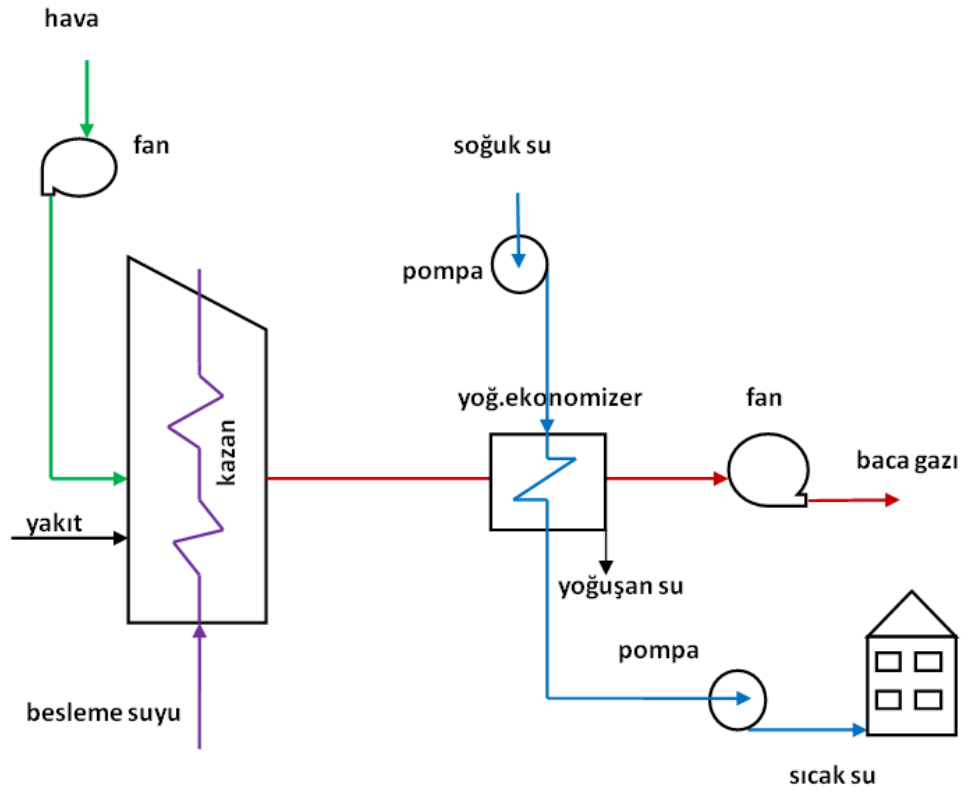
Senaryo 1; kazan duman borusuna yerleştirilecek bir ekonomizer yardımıyla 158°C sıcaklığındaki atık baca gazının enerjisi geri kazanılarak ısı merkezine yakın olan rektörlük binasının ısıtılması amaçlanmaktadır. Ekonomizer çıkışındaki baca gazı sıcaklığı 75°C olup 70°C sıcaklığındaki tesisat dönüş suyu ise 90°C 'ye kadar ısıtılmış olur. Burada kullanılması düşünülen ekonomizer, U dönüşlü çapraz akışlı 304 kalite paslanmaz çelik boru demetlerinden oluşmaktadır. Aşağıda sistem şeması verilmiştir.



Şekil 3.2. Senaryo 1'e ait sistem şeması

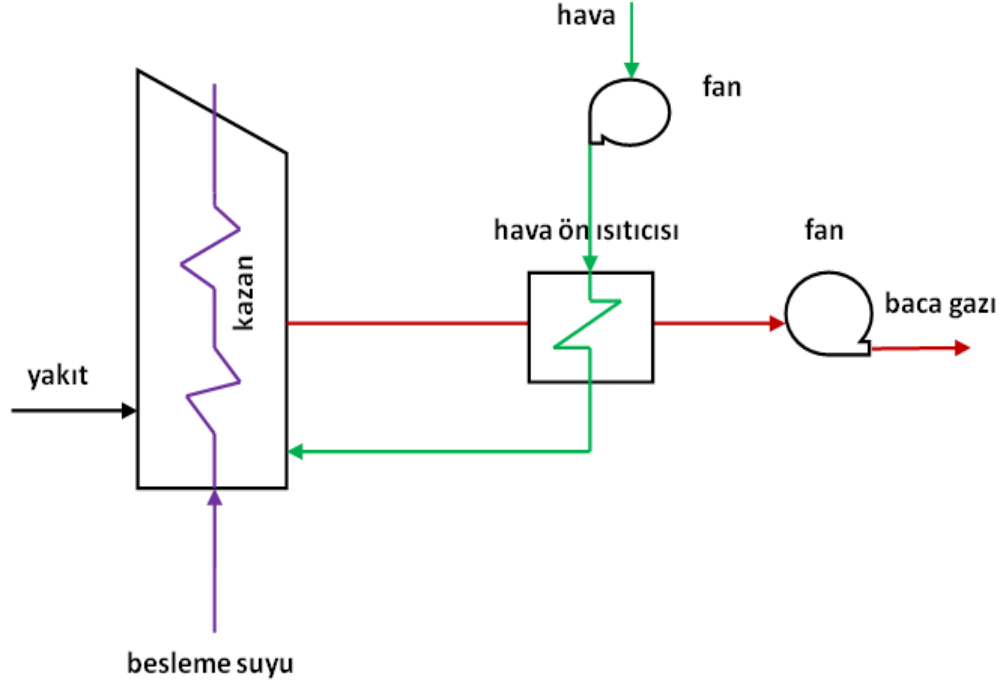
Senaryo 2; bir yoğuşmalı ekonomizer yardımıyla kazandan çıkan baca gazlarının çığlenme sıcaklığının altına kadar soğutulmasını amaçlamaktadır. Buradan elde edilecek enerjiyle de kampüs içerisindeki lojman binalarının bir kısmının sıcak su ihtiyacı karşılanmış olacaktır. Yoğuşmalı ekonomizer çıkış baca gazı sıcaklıkları 50 , 45 ve 40°C olmak üzere üç ayrı durum analizi daha yapılmıştır.

Ekonomizer girişinde 158°C sıcaklığındaki baca gazı belirtilen sıcaklıklara soğurken enerjisini 10°C sıcaklıktaki soğu suya vererek 60°C sıcaklığında sıcak su temin edilir. Burada kullanılması düşünülen yoğuşmalı ekonomizer, U dönüşlü çapraz akışlı 316 kalite paslanmaz çelik boru demetlerinden oluşmaktadır. Aşağıda sistem şeması verilmiştir.



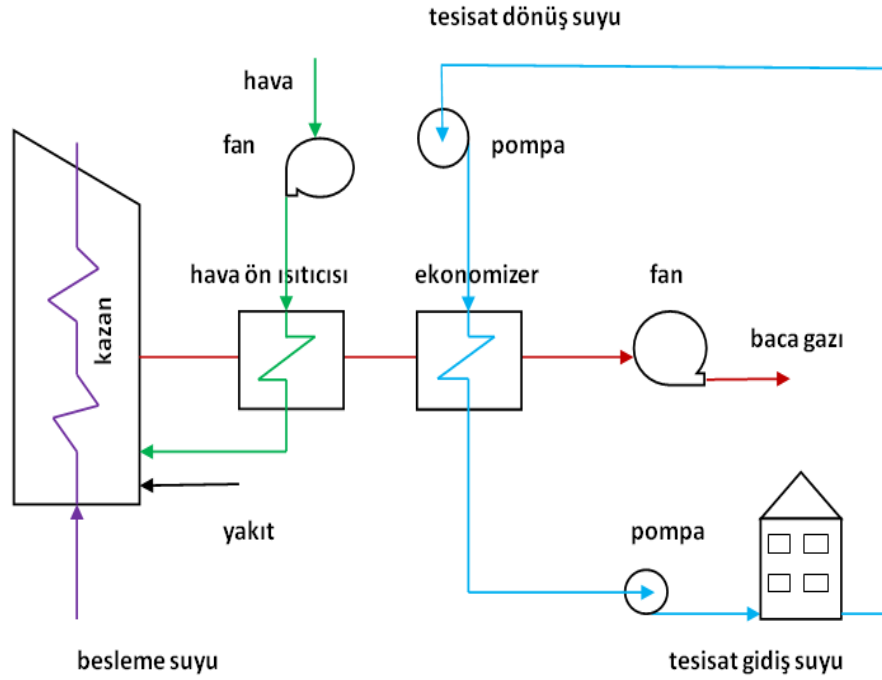
Şekil 3.3. Senaryo 2'e ait sistem şeması

Senaryo 3; bir hava ön ısıtıcısı vasıtasıyla baca gazlarını soğutup kazana giren yakma havasının ısıtılması düşünülmektedir. 158°C sıcaklığındaki baca gazı 132°C 'ye soğurken 20°C olan yakma havası da 50°C 'ye kadar ısıtılmış olur. Burada da borulu karbon çeliğinden mamul çapraz akışlı bir hava ön ısıtıcısı düşünülmüştür (Şekil 3.4).



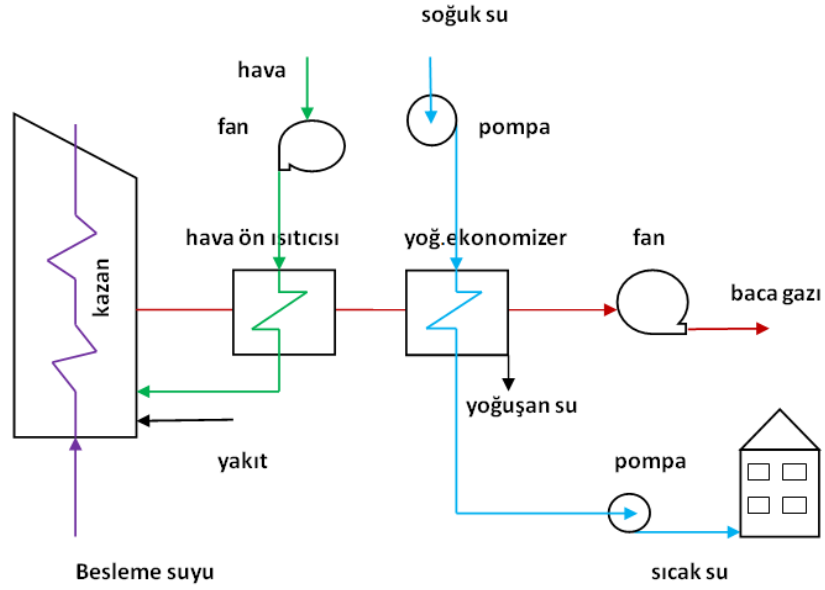
Şekil 3.4. Senaryo 3'e ait sistem şeması

Senaryo 4; bir hava ön ısıtıcısı vasıtasıyla baca gazlarını soğutup kazana giren yakma havasının ısıtılması ve normal bir ekonomizer yardımıyla da ısı merkezine yakın kısımdaki binaların mahal ısıtmasının yapılması düşünülmektedir. 158°C sıcaklığındaki baca gazı hava ön ısıtıcısında 132°C 'ye soğurken 20°C olan yakma havası da 50°C 'ye kadar ısıtılmış olur. Daha sonra hava ön ısıtıcısından çıkan baca gazı ekonomizere girerek 75°C 'ye kadar soğutulur. 70°C 'deki tesisat dönüş suyu da ekonomizere girerek 90°C 'de çıkar. Burada kullanılması düşünülen hava ön ısıtıcı borulu karbon çeliğinden ekonomizer ise U dönüşlü çapraz akışlı 304 kalite paslanmaz çelik borulardan oluşmaktadır. Aşağıda sistem şeması verilmiştir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Senaryo 4'e ait sistem şeması

Senaryo 5; 158°C sıcaklığındaki baca gazı bir hava ön ısıtıcısı kullanılarak 132°C'ye soğutulurken 20°C olan kazan yakma havası da 50°C'ye kadar ısıtılır. Buradan çıkan baca gazı yoğuşmalı ekonomizerde enerjisini 10°C sıcaklıktaki soğuk suya vererek 60°C sıcaklığında sıcak su temin edilir. Baca gazı ise yoğuşmalı ekonomizer yardımıyla 40°C'ye kadar soğutulmaktadır. Buradan elde edilecek enerjiyle hem yakma havası ısıtılacak daha iyi yanma ve yakıt tasarrufu sağlanacak hemde yoğuşmalı ekonomizerden elde edilecek sıcak su temini ile kampüs içerisindeki lojman binalarının bir kısmının sıcak su ihtiyacı karşılanmış olacaktır. Burada kullanılması düşünülen hava ön ısıtıcısı borulu karbon çeliğinden yoğuşmalı ekonomizer ise U dönüşlü çapraz akışlı 316 kalite paslanmaz çelik borulardan oluşmaktadır. Aşağıda sistem şeması verilmiştir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Senaryo 5'e ait sistem şeması

Doğalgaz yakıtlı bir kazanda yakıtın yakılmasıyla meydana gelen enerji analizini ve orta derece sıcaklıktaki baca gazıyla sistemi terk edecek kayıp enerjinin geri kazanılması için ısı değıştircilerinin eklenmesiyle oluşan ısı analizini irdelemek için Java görsel paket programı ve Netbeans IDE 7.4 metin editörü kullanılmıştır. Java programlama dili, en popüler programlama dillerinden biri haline gelmiş olup en temel özelliği nesne kökenli bir dil olmasıdır. Nesne kökenli programlama dilleri, nesnelere gerçek dünyadakine benzer bir yapıda tanımlayıp daha net anlaşılmasını sağlamaktadır. Ayrıca java çok kullanımlı ve paralel kullanımlı bir dildir. Çok kullanımlılık birden fazla işlemin aynı anda yapılabilmesi, paralel kullanımlılık ise birden fazla programın aynı anda hafızayı beraber kullanmalarınıdır. Paralel kullanımlılık olanaklarını sunan ilk bilgisayar dili sadece javadır (Çoban 2014).

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Isı Transfer Analiz Bulguları

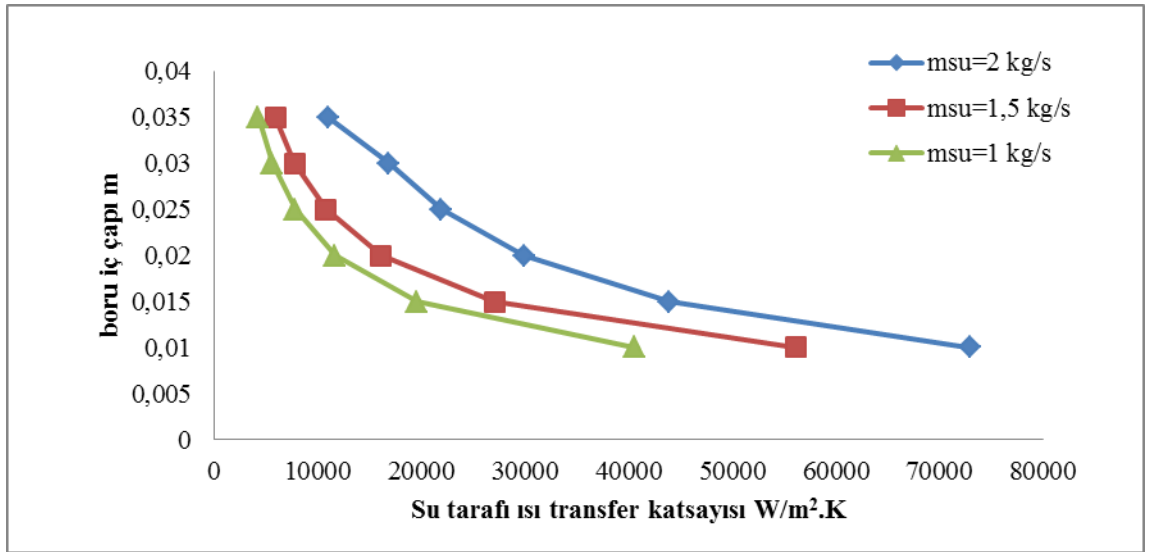
Doğalgaz yakıtlı kazandan çıkan baca gazı sisteme eklenen bir ısı değiştirici yardımıyla soğutulurken diğer yandan ısı değiştiricisine giren soğuk su da ısınarak ısı değiştiricisini terk eder. Isı değiştiricisi U d6n6şlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Soğuk su boru içlerinden akarken baca gazı da yatay olarak dizilmiş boru demetleri 6zerinden dikey olarak akar. B6ylece ısılarını birbirine transfer ederek amaca uygun davranmış olurlar. Baca gazının sıcaklığını çiğlenme noktası sıcaklığının altına kadar d6şurmeyi planlıyorsak yoğuşmalı bir ekonomizer kullanmamız gereklidir. B6ylece ısı değiştiricisi malzemesini yoğuşmaya karşı dirençli olan malzemeden seçmemiz gerekir ki genellikle paslanmaz elik, teflon kaplama, titanyum veya Ni-22 alaşımı kullanılır. Burada 6nemli olan maliyet ile ısıl iletkenlik arasında bir denge kurarak optimum 6z6me varmaktır.



şekil 4.1. U d6n6şlü sıralı borulu yoğuşmalı ekonomizer 6rneği

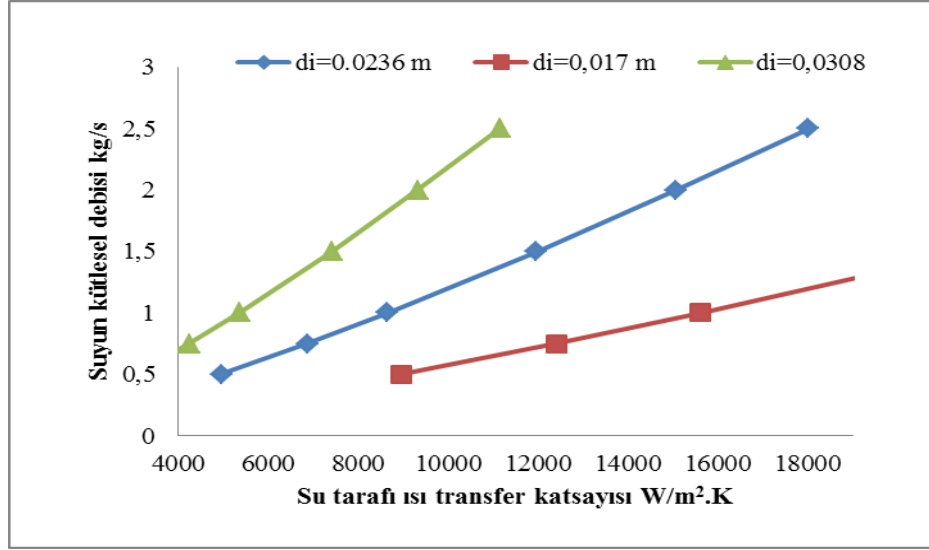
Paslanmaz çelik ve Ni-22 alaşımının ısı iletkenlikleri birbirine yakın olmakla birlikte Ni-22 alaşımının m fiyatı paslanmaz çeliğin 10 katı civarındadır. Teflon kaplamanın ısı iletkenliği diğerlerinden küçük olmakla birlikte m fiyatı paslanmaz çeliğin 5 katı civarındadır (Levy *et al.* 2011). Bu verilerden yola çıkarak en optimum malzeme paslanmaz çelik olmaktadır.

Isı değiştiricisi tasarımında diğer önemli bir etken de boru çapı seçimi ve ısı transfer alanıdır. Yüksek ısı taşınım katsayılarında ısı transfer alanı küçülür. Bu yüzden ısı transfer katsayısını olabildiğince artıracak önlemler alınmalıdır. Su tarafındaki ısı taşınım katsayısı belirli bir su debisinde boru iç çapının artmasıyla azalmaktadır. Bu bağlantıyı gösteren grafik Şekil 4.2’de verilmiştir.



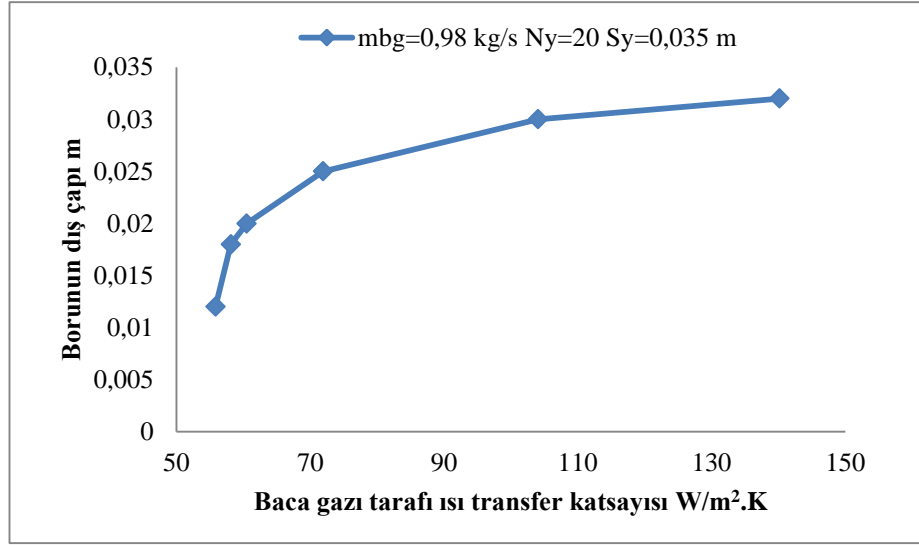
Şekil 4.2. Su tarafı ısı transfer katsayısının boru iç çapı ile değişimi

Su tarafı ısı transfer katsayısı belirli bir boru çapı için suyun kütleli debisiyle doğru orantılı olarak değişmektedir. Suyun kütleli debisinin artması suyun hızını ve Re sayısını artırmakta yüksek Re sayıları da Nu ve ısı transfer katsayısını artırmaktadır (Şekil 4.3).



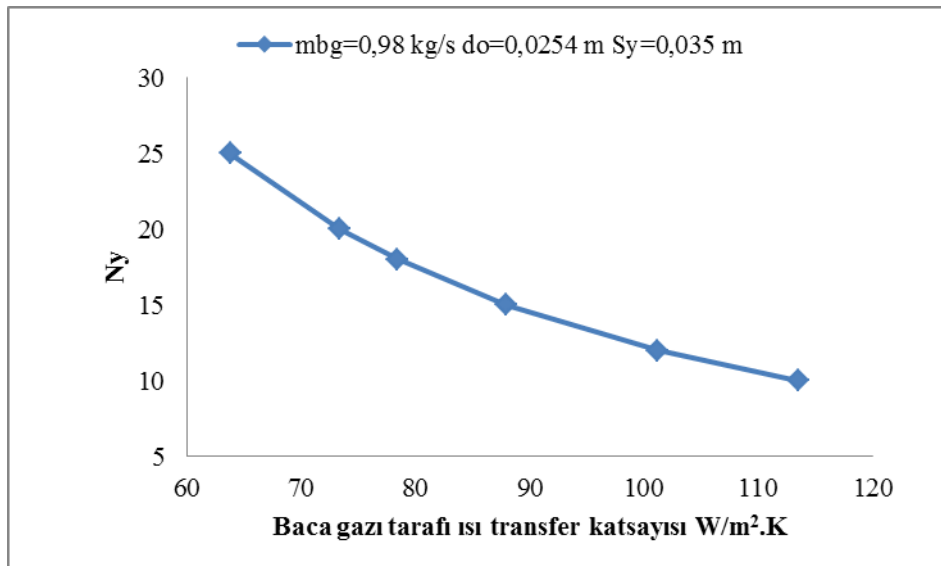
Şekil 4.3. Su tarafı ısı transfer katsayısının suyun kütleli debisi ile değişimi

Isı değiştiricinin diğer kısmı olan baca gazı tarafı su tarafına göre biraz daha karmaşıktır. Çünkü burada boru demetleri üzerinden akış söz konusu olmakla birlikte boru demetlerinin dizilişinin sıralı ve şaşırtmalı oluşu ısı transferinde etkindir. Sıralı diziliş için belli boru çapı, baca gazı debisi, baca gazı akışına göre boru eksenleri arasında enine adım(S_y) ve boru sıra sayısında borunun dış çapı arttıkça iki boru arasındaki mesafe($S_y - d_o$) azalmaktadır. Bu nedenle maksimum hız artmakta bu da Re sayısı ve ısı transfer sayısını artırmaktadır. Bu orantı Şekil 4.4'te verilen grafikte açıklanmaya çalışılmıştır.



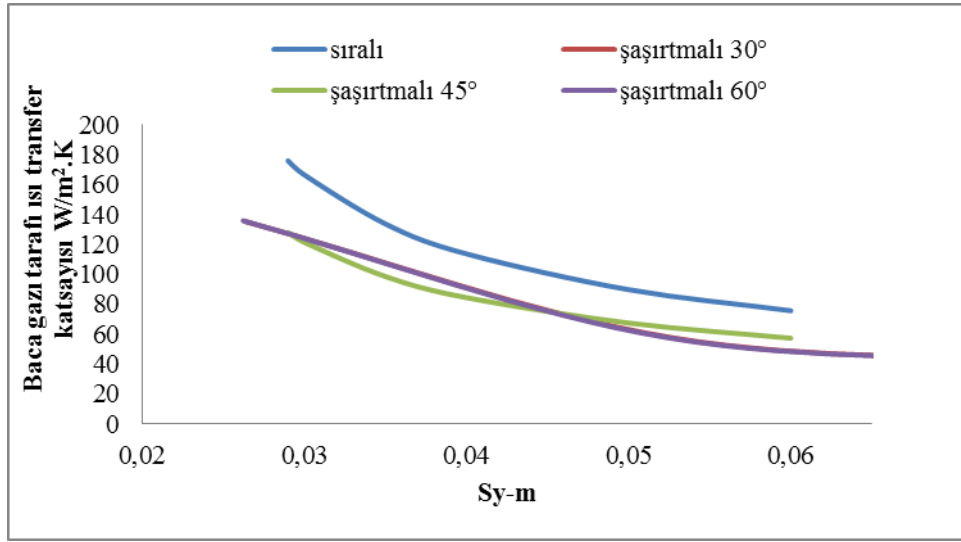
Şekil 4.4. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısının boru çapı ile değişimi

Sıralı dizilişte baca gazı akışına göre enine boru sıra sayısı(N_y) arttıkça baca gazı tarafı ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Boruların sıra sayısının artması baca gazının maksimum hızını düşürmekte bu da Re sayısını ve ısı transfer katsayısını azaltmaktadır (Şekil 4.5).



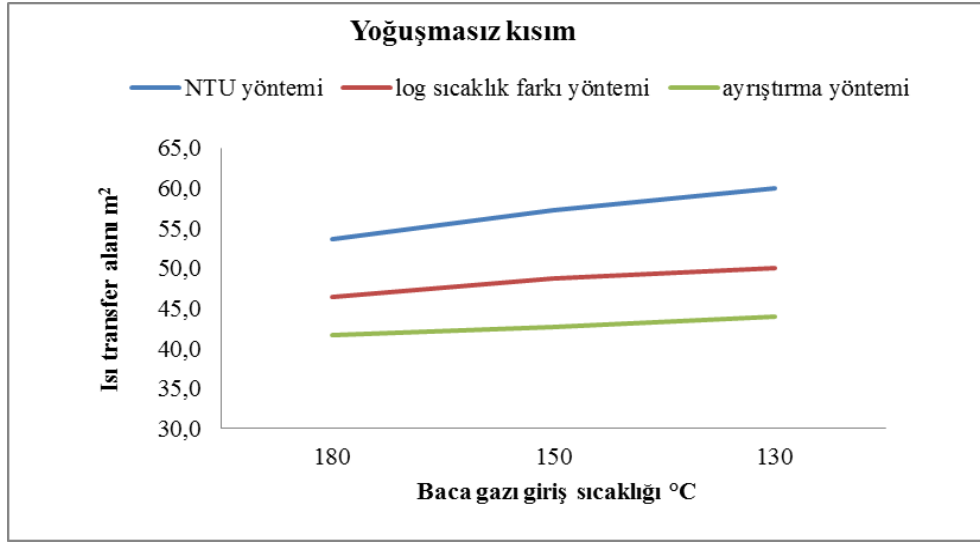
Şekil 4.5. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısının N_y ile değişimi

Isı değiştirici tasarımında baca gazı tarafındaki boru demetlerinin dizilişinin sıralı mı yoksa şaşırtmalı mı olması gerekliliği önemli bir problemdir. Hangi dizilişte daha yüksek ısı transfer katsayısına ulaşılacağının bulunması için sıralı, şaşırtmalı 30, 45 ve 60° olan dizilişler belirli Sy enine adımında incelenmiştir (şekil 4.6). Grafikten de görüldüğü gibi en yüksek ısı transfer katsayılarına sıralı diziliş ve düşük Sy 'lerde ulaşılmıştır. Sıralı dizilişten sonra en iyi şaşırtmalı 45°'dir. şaşırtmalı 30 ve 60° dizilişler çok yakın benzerlikler göstermektedir.



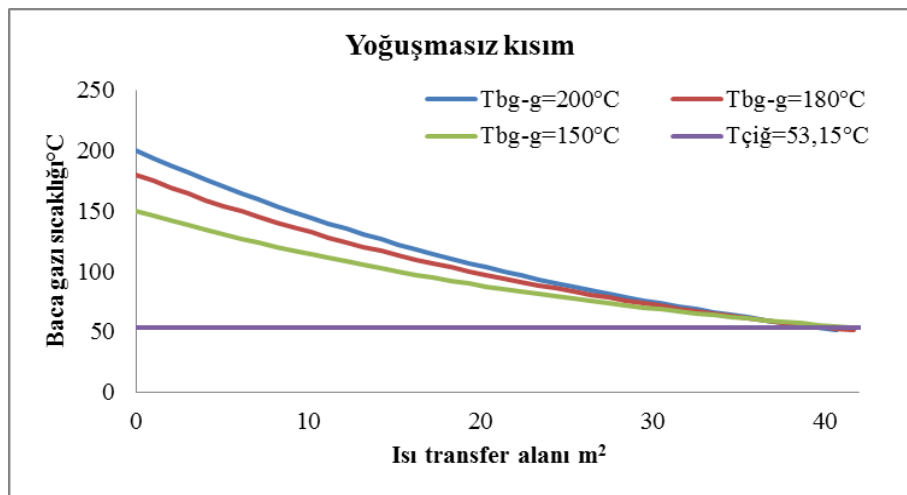
şekil 4.6. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısının Sy ile değişimi

Isı değiştiricisinin bir kısmında yoğuşma yokken bir kısmında olacaksa bu iki kısım ayrı ayrı ele alınmalıdır. Yoğuşma olmayan kısımda genel ısı değiştiricisi dizayn yöntemleri olan logaritmik sıcaklık farkı ve ϵ -NTU metodu kullanılabilir. Ancak yoğuşma olan kısımda bu yöntemler eksik kalır. Bu çalışmada yoğuşma olmayan kısmın ısı transfer alanını hesaplamak için yukarıda belirtilen yöntemlere ilaveten sonlu farklar metodunu Goel 2012, Hazell 2011, Levy *et al.* 2008/2011, Jeong *et al.* 2010, Dunbar 2010'un çalışmalarında kullandıkları yöntemde araştırılmıştır. Bu yöntemler kullanılarak hesaplanan ısı transfer alanı şekil 4.7'de gösterilmiştir. Grafikten de görüleceği gibi ayrıştırma yöntemiyle hesaplanan ısı transfer alanı en düşüğü olup ϵ -NTU yöntemiyle hesaplanan alan daha büyüktür. Logaritmik sıcaklık farkı yöntemi ile ayrıştırma yöntemi sonuçları birbirine daha yakındır.



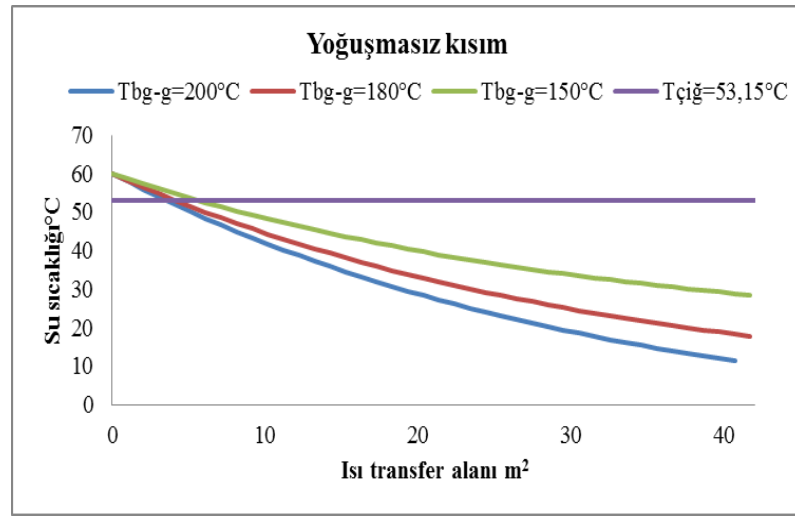
Şekil 4.7. Baca gazı giriş sıcaklığına göre ısı transfer alanının değişimi

Ayrıştırma yöntemiyle ısı transfer alanı hesaplamak için ısı değiştirici boru boyunca tek boyutlu sonlu farklar metoduna göre adım adım hesaplamalar yapılmaktadır. Yani ısı değiştirici borusu boyunca eşit kontrol hacimlerine ayrılıp her bir kontrol hacmi ayrı ayrı ele alınmaktadır. Her bir kontrol hacmine giren ve çıkan baca gazı sıcaklığı, su sıcaklığı, boru duvarının iç ve dış sıcaklıkları hesaplanmaktadır. Bir önceki kontrol hacminden çıkan sonuçlar bir sonraki kontrol hacmine giren değerler olarak alınmaktadır. Bu çalışmada elde edilen baca gazı sıcaklıkları Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Baca gazı sıcaklığının ısı transfer alanı ile değişimi

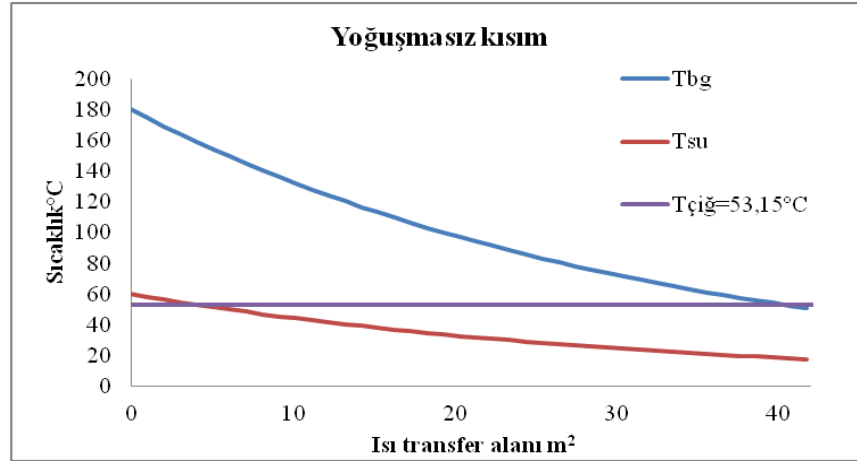
Aynı baca gazı ve su kütleli debisinde baca gazının 200, 180 ve 150°C olmak üzere üç farklı sıcaklıklarında çalışıldı. 200°C baca gazı sıcaklığındaki ısı transfer alanı en küçük iken 150°C deki ısı transfer alanı en büyük olarak hesaplandı. Bunun nedeni; yüksek baca gazı sıcaklığının daha fazla duyulur enerjiye sahip olması ve soğuk suya aktarılan enerjinin de daha fazla olmasıdır. Böylelikle daha küçük alanda soğuk su istenilen sıcaklığa eriştirilmiş olur.



Şekil 4.9. Su sıcaklığının ısı transfer alanı ile değişimi

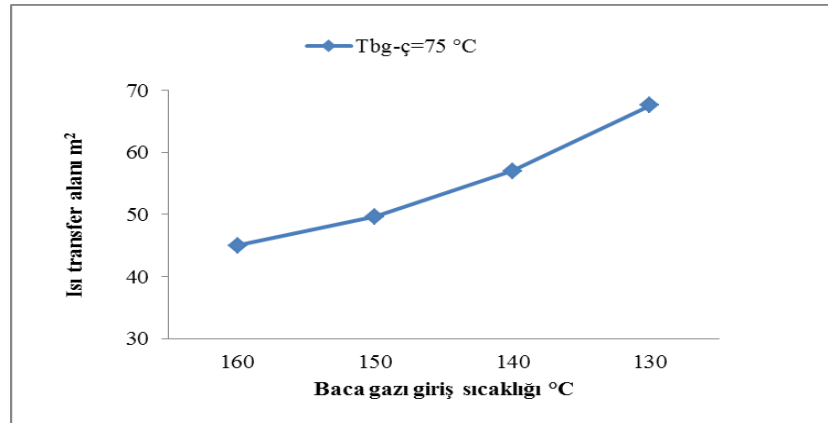
Ayrıca 200°C sıcaklığındaki baca gazının yoğuşmasız kısımdaki soğuk su sıcaklık değişimi en fazla olurken en az sıcaklık değişimi 150°C sıcaklığındaki baca gazında gözlenmiştir. Şekil 4.9'da verilen grafikte su sıcaklığının yoğuşmasız kısımda her üç farklı baca gazı sıcaklığındaki değişimi gösterilmiştir.

180°C sıcaklığındaki baca gazı giriş sıcaklığındaki durum için baca gazı, su sıcaklıkları ile 1,05 hava fazlalık katsayısındaki çığlenme noktası sıcaklığı Şekil 4.10'daki grafikte gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Baca gazı, su ve çığlenme sıcaklıklarının ısı transfer alanı ile değişimi

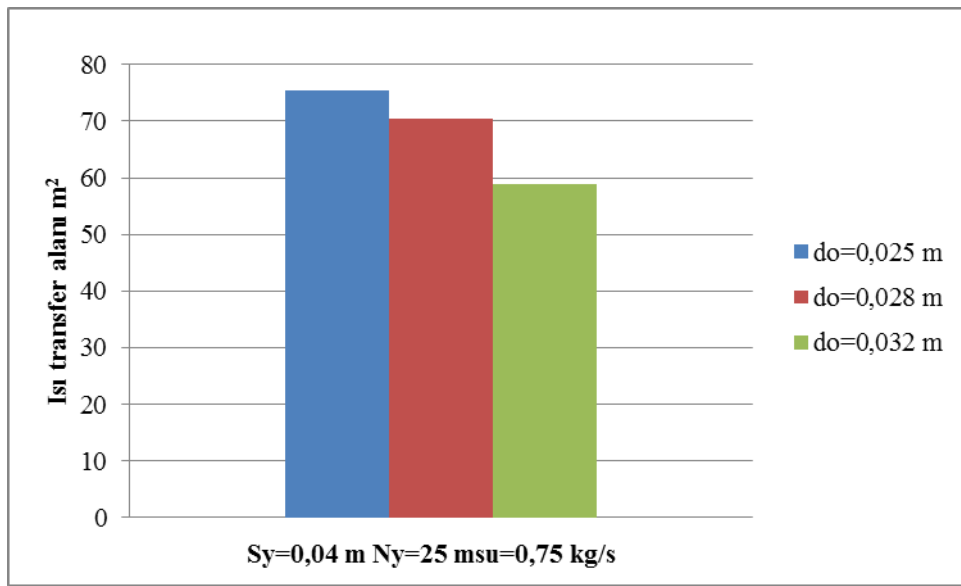
Baca gazı giriş sıcaklığı ısı transfer alanında etkilidir. Yüksek baca gazı sıcaklığı sonucunda baca gazından daha yüksek duyulur enerji geri kazanımı olmakta, bu da ısı değiştirgecin ısı transfer alanını azaltmaktadır. Aşağıda verilen Şekil 4.11’de bu ilişki gösterilmiştir.



Şekil 4.11. Baca gazı giriş sıcaklığı ile ısı transfer alanı arasındaki ilişki

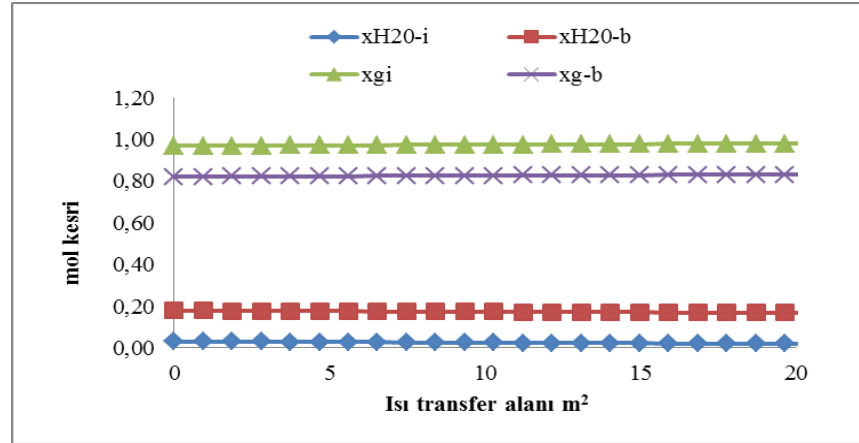
Kütle debileri, enine boru sayısı(N_y) ve S_y’leri eşit olan sadece boru çapı farklı olan yoğuşmanın mevcut olmadığı baca gazı giriş ve çıkış sıcaklığının ve su giriş ve çıkışlarının her birinde aynı olduğu üç farklı ısı değiştirici tasarımı üzerinde yapılan incelemede en düşük ısı transfer alanı, en büyük boru çaplı ısı değiştiricide bulunmuştur.

Bunun nedeni, boru dış çapının artmasıyla birlikte maksimum hız artmakta, bu da ısı taşınım katsayısını artırmakta ve ısı transfer alanını düşürmektedir (Şekil 4.12). Isı transfer alanının azalması da ilk yatırım maliyetini azaltmaktadır. Ancak burada boru çapları arasındaki mesafenin dikkatlice ayarlanması gerekir. Boru çapının artmasıyla birlikte boru çapları arasındaki mesafede artmaktadır. Bu mesafenin(S_y) artması ısı taşınım katsayısını azaltmakta, ısı transfer alanını artırmaktadır.



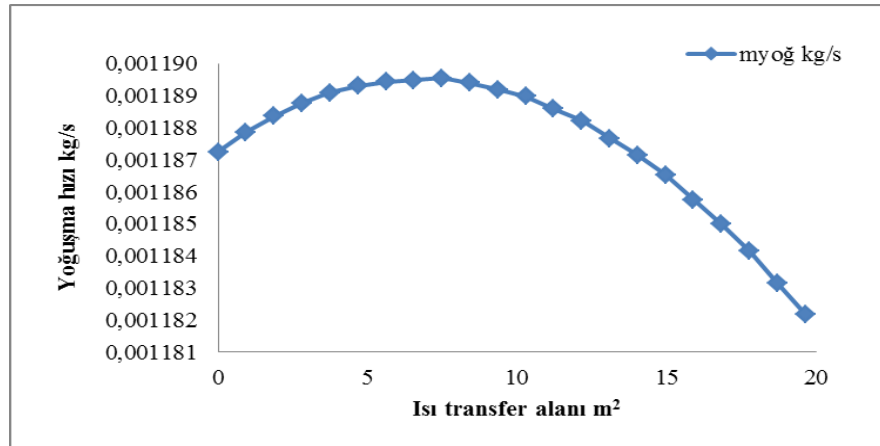
Şekil 4.12. Boru dış çapı ile ısı transfer alanı arasındaki ilişki

Yoğuşmanın varlığında baca gazı gizli enerjisinden de yararlanılmış olunur ve ısı transferi artar, kütle transferi oluşur. Baca gazı içerisindeki su buharı gaz fazdan sıvı faza doğru geçerken sıvı-buhar ara yüzeydeki karışım içerisindeki mol kesride azalır. Baca gazlarının içerisindeki yoğuşmayan gazların ise mol kesri artar (Şekil 4.13). Grafikte belirtilen i ve b alt indisleri sırasıyla ara yüzey ve bulk anlamına gelmektedir. Isı değiştiricinin yoğuşmalı kısmındaki mol miktarlarının boru boyunca değişimini gösteren grafikte yoğuşmayan gazların ve su buharının sıvı-buhar ara yüzeyindeki ve bulkteki değişimleri belirtilmiştir. Yoğuşma öncesinde sabit olan yoğuşmayan gaz ve su buharı mol kesirleri yoğuşma mevcudiyetinde değişmeye başlarlar. İlerleyen evrelerde su buharının bulk ve ara yüzeydeki mol kesirleri giderek küçük miktarlarda azalırken yoğuşmayan gazlarınki de artar.



Şekil 4.13. Yoğuşmayan gazların ve su buharının mol kesirlerinin yoğuşmalı kısımdaki ısı transfer alanı ile değişimi

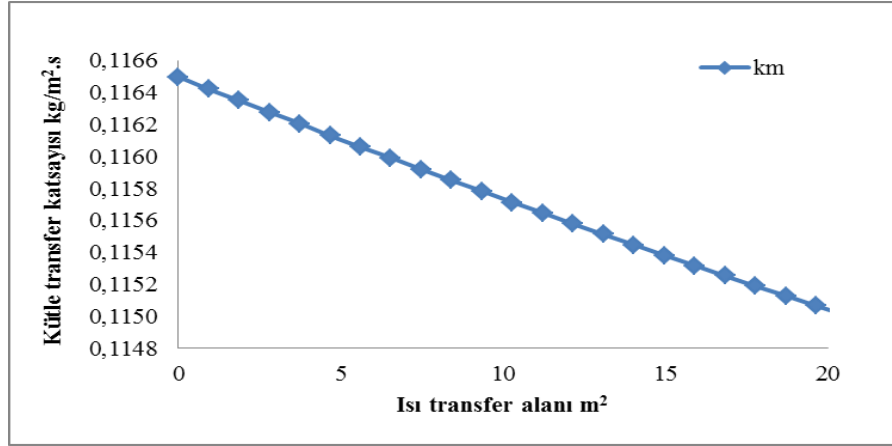
Yoğuşma başladığı andan itibaren su buharı sıvı faza geçerek yoğuşur ve yoğuşma hızı (kg/s), ısı değiştiricinin yoğuşmalı kısmının ilk evrelerinde artarak devam ederken bir müddet sonra azalmaya başlar ve azalarak devam eder. Yalnız bu artış ve azalmalar neredeyse eşit denecek kadar birbirine yakındır (Şekil 4.14).



Şekil 4.14. Yoğuşma hızının ısı transfer alanı ile değişimi

Kütle taşınım katsayısı, yoğuşma hızı ve su buharının bulk ve ara yüzeydeki mol konsantrasyonlarına bağlı olarak değişmektedir. Yoğuşmanın ilerleyen evrelerinde aynı alanlarda birbirine eşit kontrol hacimlerinde yoğuşma hızının ve su buharının bulk ve ara yüzeydeki mol konsantrasyonlarının giderek azalması kütle taşınım katsayısını da

düşürmektedir. Bu durum aşağıdaki Şekil 4.15'te verilen grafikte gösterilmektedir. Yine bu azalmalar birbirine eşit alınabilecek kadar küçüktür.

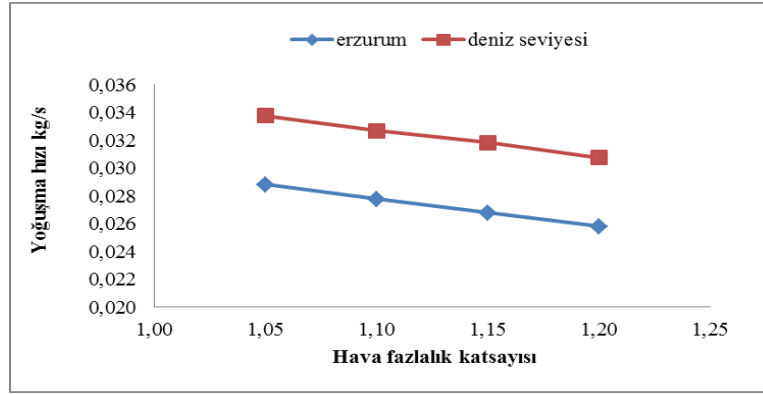


Şekil 4.15. Kütle taşınım katsayısının yoğuşmalı kısımdaki ısı transfer alanı ile değişimi

Yoğuşma hızını etkileyen diğer parametreler hava fazlalık katsayısı ve deniz seviyesinden yüksekliktir. Hava fazlalık katsayısının artması yoğuşma hızını azaltmaktadır. Çünkü hava fazlalık katsayısının artması çığlenme noktası sıcaklığını düşürmekte, bununla birlikte yoğuşmasız kısmı terkedip yoğuşmalı kısma giren suyun sıcaklığını da azaltmaktadır. Bu aradaki fark, ara yüzey sıcaklığını da azaltmaktadır. Bu da su buharının ara yüzey ve bulktaki konsantrasyonlarını azaltmaktadır. Buna rağmen kütle taşınım katsayısının değişimi çok küçük olmaktadır.

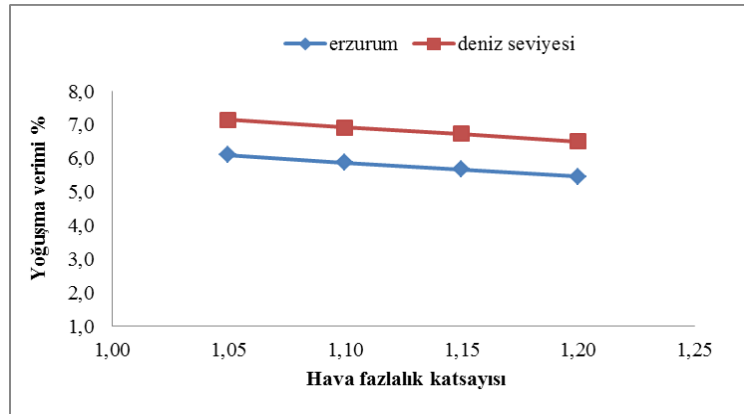
Deniz seviyesinden yükseklere çıkıldıkça yoğuşma hızı ve çığlenme noktası sıcaklığı azalır. Çünkü yüksek kısımlarda baca gazındaki su buharının doyma basıncı daha düşük olmaktadır. Bu da su buharının bulk ve ara yüzeydeki konsantrasyonlarını etkilemektedir.

Ayrıca deniz seviyesinde yine çığlenme sıcaklığının yüksek olması yoğuşma alanı içerisinde daha fazla baca gazı-su sıcaklık değişimi yaratmaktadır. Bu da ara yüzey sıcaklığını deniz seviyesinde artırmaktadır. Bu bağıntıları gösteren grafik Şekil 4.16'da gösterilmiştir.

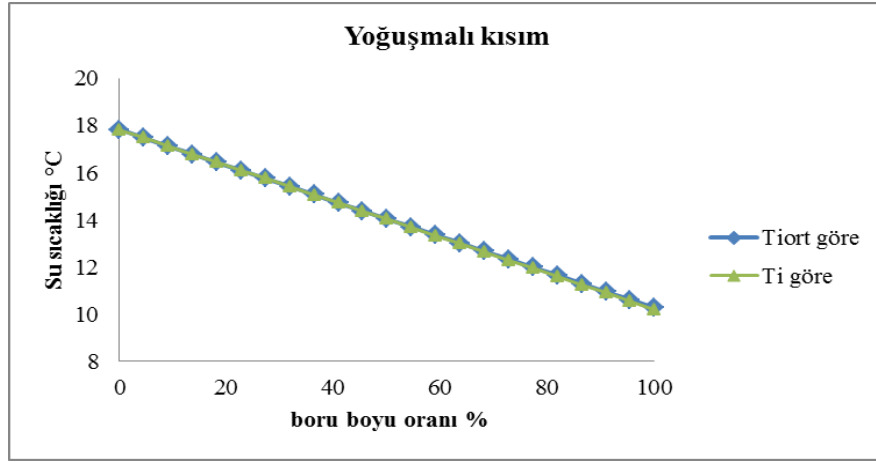


Şekil 4.16. Yoğuşma hızının hava fazlalık katsayısı ve yükseklikle değişimi

Ayrıca yoğuşma hızının artması yine yoğuşma verimini de artırmaktadır. Burada bahsedilen yoğuşma verimi, başlangıçta yani yoğuşma olmadan önce baca gazı içerisindeki su buharının yüzde kaçının yoğuştuğudur. Şekil 4.17'de verilen grafikte gösterildiği gibi deniz seviyesinden yüksek olan Erzurum'da yoğuşma verimi deniz seviyesine göre daha düşük olmaktadır. Yoğuşma alanı da yoğuşma hızına bağlı olduğundan benzer değişimler göstermektedir.

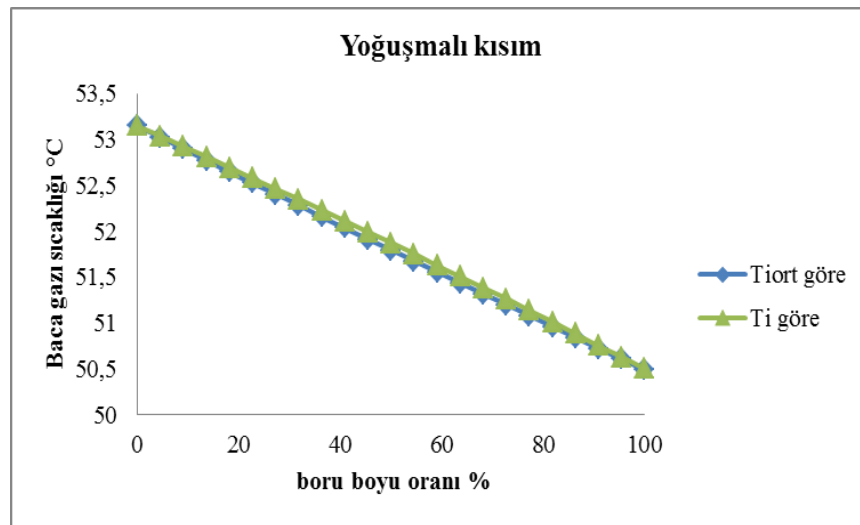


Şekil 4.17. Yoğuşma veriminin hava fazlalık katsayısı ve yükseklikle değişimi



Şekil 4.18. Yoğuşmalı kısımda su sıcaklığının T_i ve ortalama T_i ile değişimi

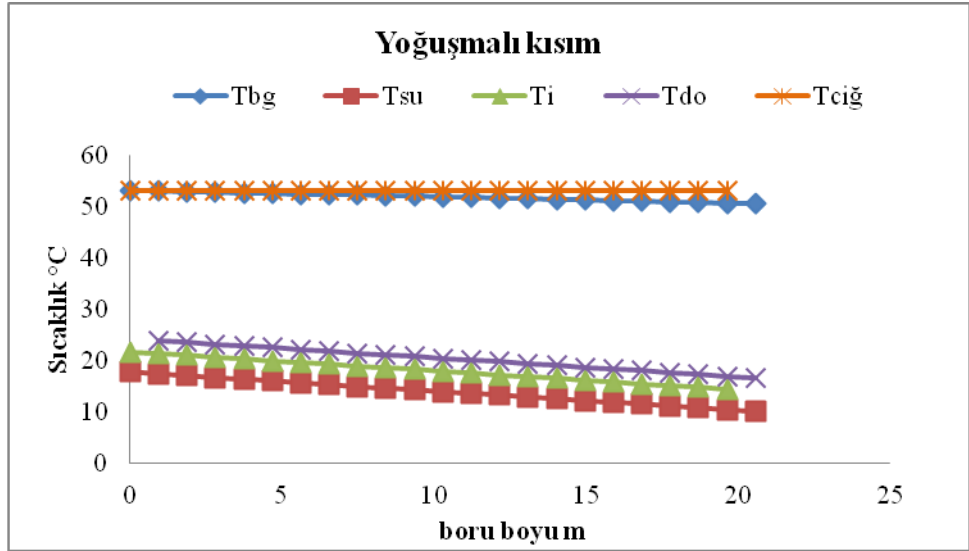
Yoğuşmasız kısımda olduğu gibi yoğuşmalı kısımda da birkaç farklı yöntem kullanılarak sonuçlar karşılaştırıldı. Yoğuşma alanını bulmak için kullanılan yöntemlerden biri ayrıştırma yöntemidir. Bu yöntemde hücrelere ayrılan kontrol hacimlerine ısı ve kütle transfer bağıntıları uygulandı. Her bir hücreye giren ve çıkan baca gazı, su, duvar iç ve dış sıcaklıkları ile ara yüzey sıcaklıkları hesaplandı. Ara yüzey sıcaklığının ortalaması alınarak yapılan hesaplamalarda da tek tek alınanlarda olduğu gibi birbirine çok yakın sonuçlar elde edildi (Şekil 4.18 ve Şekil 4.19).



Şekil 4.19. Yoğuşmalı kısımda baca gazı sıcaklığının T_i ve ortalama T_i ile boru boyunca değişimi

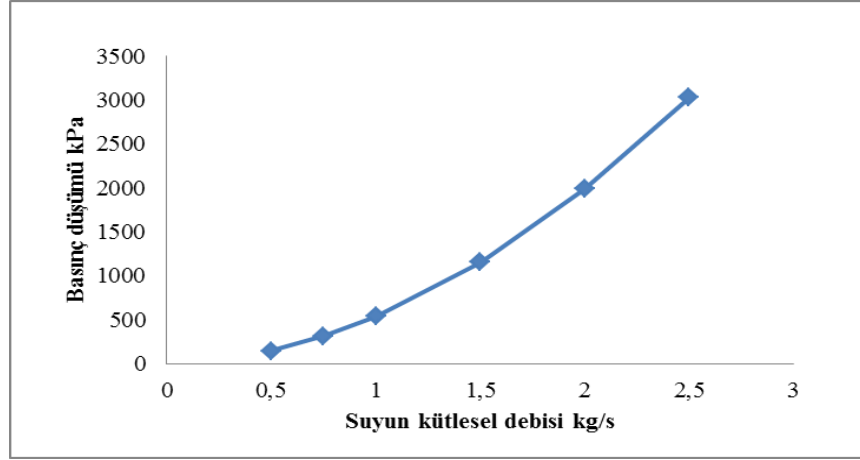
Yoğuşmalı kısım sonlu farklar metoduna göre tek boyutlu kısımlara ayrıldı. Her bir kısma giren ve çıkan sıcaklıklar tek tek hesaplandı. Bu kısımlarda oluşan kütle ve ısı transferi bağıntıları oluşturuldu. Elde edilen sonuçlar Şekil 4.20’de gösterilmiştir.

Ortalama değerler kullanılarak yapılan ısı ve kütle transferi bağıntıları kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda ayrıştırma yöntemine yakın yoğuşma alanı değeri elde edildi. Literatürde yer alan Jeong *et al.* 2010, Chen *et al.* 2012 ve Cortina 2006 çalışmalarında verilen bağıntılarla hesaplanan yoğuşma alanı sonuçlarının birbiriyle uyumlu olduğu gözlemlendi.



Şekil 4.20. Yoğuşmalı kısımdaki sıcaklıkların boru boyunca değişimi

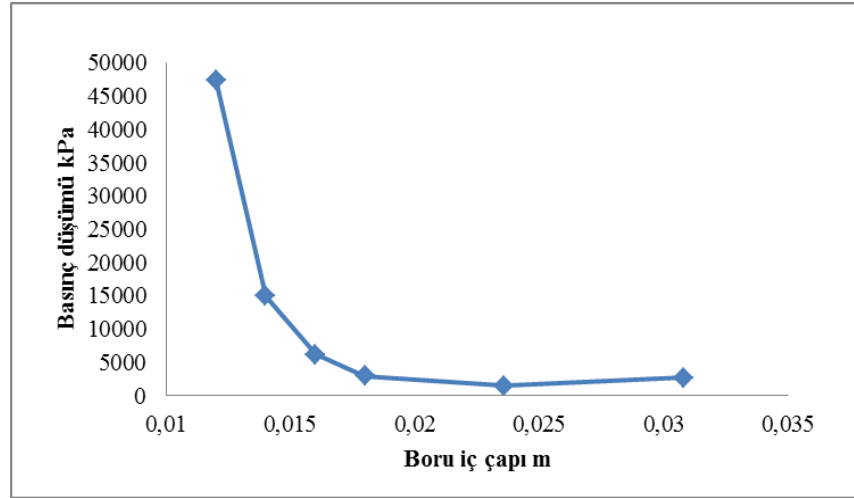
Isı değiştirici tasarımında önemli bir diğer faktör baca gazı ve su tarafının basınç düşümüdür. Bu basınç düşümünü yenmek için su tarafı için pompa, gaz tarafı için bir fana ihtiyaç olabilir. Bu da işletme maliyetine ilaveler getirir. Basınç düşümünü yenmek için alınan önlemlerde üretim maliyetlerini artırabilir. İşte bu noktada bu iki fonksiyonu dengeleyecek olan en optimum tasarım yapılmalıdır.



Şekil 4.21. Su tarafı basınç düşümünün suyun kütleli debisi ile değişimi

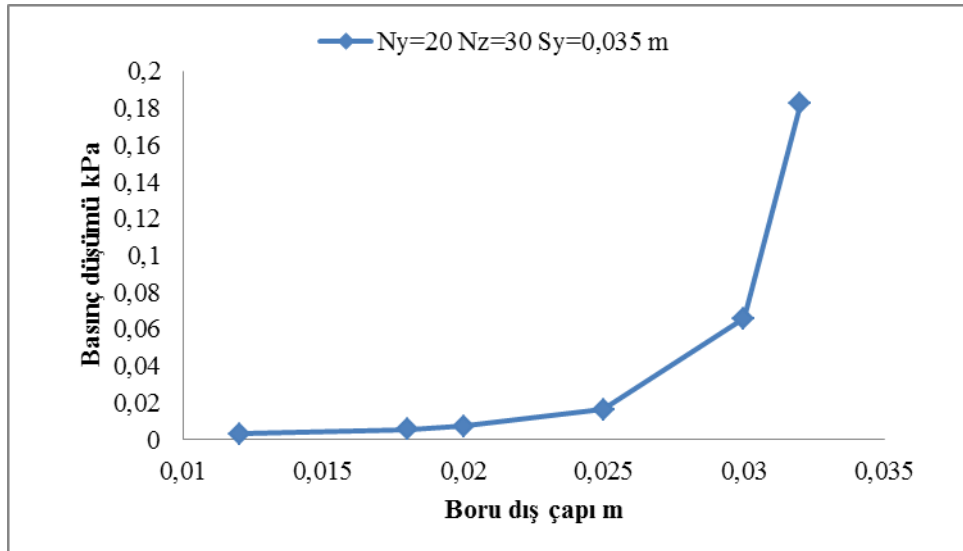
Su tarafının basınç düşümünü azaltmak için ilk göze çarpan nokta suyun kütleli debisinin azaltılmasıdır. Suyun kütleli debisi arttıkça basınç düşümü artmakta ve bunu yenmek için gereken pompa gücü de artmaktadır (Şekil 4.21). Diğer önemli bir nokta ise boru çapının artmasıdır. Boru çapı artırılırsa basınç düşümü ve pompa gücü azalmaktadır (Şekil 4.22). Ancak boru çapının artırılması su hızının düşmesine ve ısı transfer katsayısının azalmasına neden olmaktadır.

Gövde tarafının basınç düşümünün hesaplanması boru demetleri arasındaki mesafeler ve boru miktarlarıyla etkilendiğinden daha karmaşıktır. Su tarafının basınç düşümünü azaltmak için boru çapının artırılması, gövde tarafı için tam ters etki yaparak fan gücünü artırmaktadır. Bu noktada basınç düşüm miktarları her iki taraf için karşılaştırılıp karar verilmelidir.

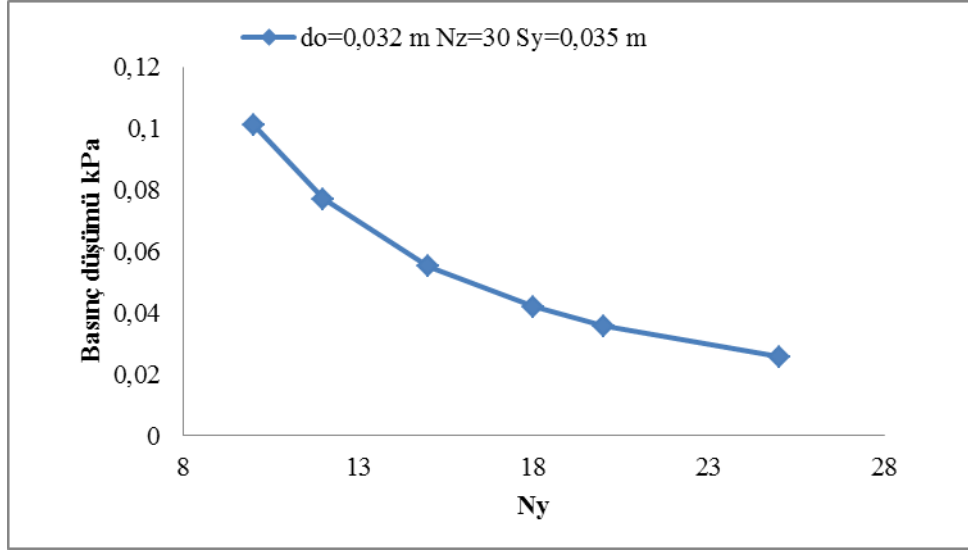


Şekil 4.22. Su tarafı basınç düşümünün borunun iç çapı ile değişimi

Şekil 4.22 ve 4.23 ile verilen grafikler boru çapının artırılması ile basınç düşümü değişimlerini göstermektedir. Hesaplama sonuçlarında 0,025 m boru çapı için pompa gücü 25 kW civarındayken fan gücü 0,47 kW olup burada su tarafı lehine düşünülüp boru çapı artırılabilir. Ancak bu su tarafı ısı transfer katsayısını düşürecektir.

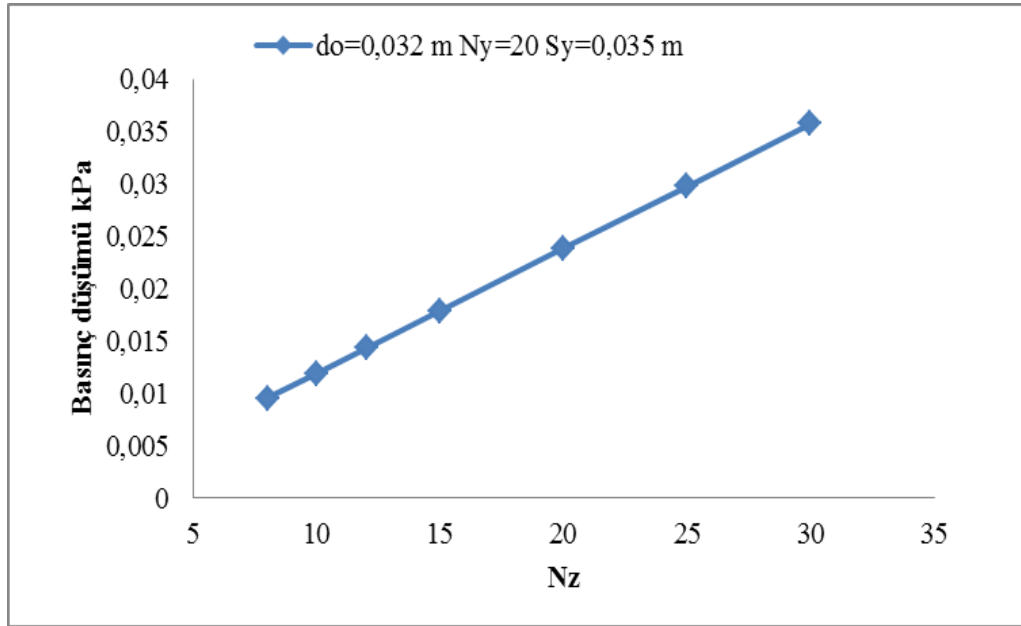


Şekil 4.23. Baca gazı tarafındaki basınç düşümünün borunun çapı ile değişimi



Şekil 4.24. Basınç düşümünün Ny ile değişimi

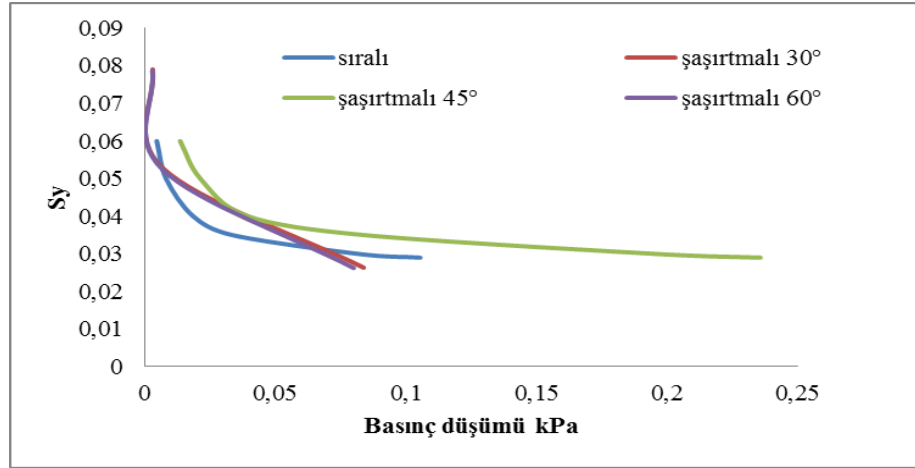
Boru demetlerinin baca gazı akışına göre enine(N_y) ve boyuna(N_z) sıra sayıları ile bu demetler arasındaki enine adım(S_y), boyuna adım(S_z) mesafeleri baca gazı tarafı basınç düşümünde etkilidir. Sabit S_y 'de N_y arttıkça ısı değiştiricinin eni artmakta bu da baca gazının akış hızını azalmakta dolayısıyla basınç düşümü de azalmaktadır. Bu da fan gücünü düşürmektedir. Bu etki Şekil 4.24'te gösterilmektedir.



Şekil 4.25. Basınç düşümünün Nz ile değişimi

Baca gazı tarafının basınç düşümünde boyuna sıra sayısı(N_z)'da etkilidir. N_z 'nin artmasıyla basınç düşüm katsayısı olan ζ değerinin artması basınç düşümünü ve fan gücünü yükseltmektedir. Sabit boru çapı, S_y ve N_y 'de basınç düşümünün N_z ile değişimi Şekil 4.25'de gösterilmiştir.

Buraya kadar değinilen basınç düşümünü etkileyen parametreler, sıralı diziliş için geçerlidir. Şaşırtmalı dizilişte durum değişmektedir. Her iki dizilişte de S_y 'nin artması fan gücünü azaltmaktadır. Çünkü artan S_y baca gazının maksimum hızını düşürmektedir. Şaşırtmalı ile sıralı diziliş için kıyas yapacak olursak; S_y 'nin azalışı en çok şaşırtmalı 45° dizilişli ısı değiştiricinin basınç düşümünü artırmaktadır. Diğer dizilişler için sonuçlar birbirine çok yakındır (Şekil 4.26).



Şekil 4.26. Basınç düşümünün sıralı ve şaşırtmalı dizilişte S_y ile değişimi

Sıralı ve şaşırtmalı dizilişte değişim gösteren bir diğer etki basınç düşüm katsayısı ζ 'dir. Basınç düşüm katsayısının artması, basınç düşümünü ve fan gücünü artırmaktadır. Basınç düşüm katsayısı en düşük sıralı dizilişte karşımıza çıkmaktadır.

Doğalgaz yakıtlı kazanın baca gazından gizli ısı geri kazanımı için gerekli yoğuşmalı ekonomizer tasarım programı yapılmıştır. Önceki bölümlerde belirtildiği gibi programın yapılmasında Java paket programı ve Netbeans IDE 7.4 metin editörü kullanılmıştır.

Şekil 4.27. Yoğuşmalı ekonomizer programında suyun ve baca gazının fiziksel özelliklerinin hesaplanması

Isı değiştiricinin dışarıdan girilen boru çapı, boru demetlerinin enine ve boyuna sıra sayıları ve suyun ve baca gazının kütleli debileri gibi özelliklerle su tarafı ve baca gazı tarafının Re, Nu sayıları ile ısı transfer katsayılarının hesaplanması yapılmıştır (Şekil 4.27 ve 4.28).

Şekil 4.28. Yoğuşmalı ekonomizer programında su ve baca gazı tarafı ısı transfer katsayılarının hesaplanması

Isı transfer katsayılarının bulunması ile ısı değiştirici malzemesinin seçimiyle yoğuşmasız kısmın toplam ısı transfer katsayısı ve alanı hesaplanmıştır. Yoğuşmasız kısmın çıkışındaki su sıcaklığı bulunmuştur (Şekil 4.29). Daha sonra yoğuşmalı kısmın yoğuşma ısı transfer katsayısı ve baca gazı tarafının efektif ısı transfer katsayısı bulunmuş, yoğuşmalı kısmın toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmış olup buradan da yoğuşma alanı elde edilmiştir.

Boru demetlerinin enine adimini boru çapına metre olarak giriniz:	0.035
Boru demetlerinin boyuna adimini boru çapına metre olarak giriniz:	0.035
Baca gazının kütleel debisini kg/s olarak giriniz:	2.7
Isı değiştirici boru demetlerinin dizilişini sıralı yapmak istiyorsanız aşağıdaki kutucuğa 1 şaşırtmalı yapmak istiyorsanız 2 rakamını yazınız:	1
Yandaki kutucuğa Pas çelik için 1 Teflon için 2 Nikel için 3 Karbon çelik için 4 Alüminyum için 5 Magnezyum için 6 titanyum için 7 demir için de 8 rakamını yazınız:	1
Suyun buharlaşma gizli ısısını giriniz:	2257
Yoğunlaşmanın oluştuğu toplam sıra sayısını giriniz:	3

HESAPLA

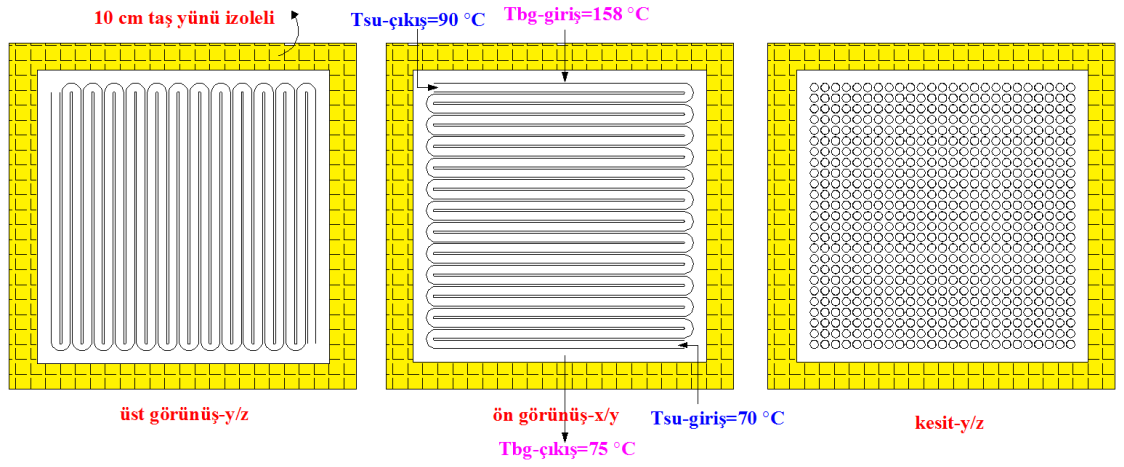
Boru demetlerinin enine adımı=0.035 m
 Boru demetlerinin boyuna adımı=0.035 m
 Isı değiştiricinin genişliği=0.875 m
 Baca gazı kütleel debisi=2.7 kg/s
 Baca gazı ortalama hızı=3.370072 m/s
 Baca gazı maksimum hız=12.28672 m3/s
 Baca gazı maksimum Re sayısı=13389.597
 Nubg=93.29279
 Baca gazının ısı transfer katsayısı=119.88622 W/m2.K
 Yoğunlaşma başladığı andaki su sıcaklığı=16.061874 °C
 Toplam ısı transfer katsayısı=118.687256
 Çha=2904.166

Şekil 4.29. Yoğuşmalı ekonomizer programında yoğuşmasız kısmın hesaplanması

Isıtma sistemindeki kazan baca gazlarının soğutulmasıyla elde edilecek enerjinin sistemde kullanılması ve yakıt tasarrufu elde etmek için düşünülen senaryolara önceki kısımlarda değinilmişti. Bu senaryolardaki ekonomizer, yoğuşmalı ekonomizer ve hava ısıtıcısına ait tasarım hesap sonuçları aşağıda verilmiştir.

➤ **Senaryo 1;** kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen ekonomizer yardımıyla elde edilecek enerji, ısı merkezi yakınındaki rektörlük binasının ısıtması amacıyla kullanılacaktır. Ekonomizer baca gazı sıcaklığını 75°C düşürürken 70°C'deki tesisat dönüş suyu da 90°C'ye yükselmiş olur. Ekonomizer etkinliği 0,94 olarak

hesaplanmıştır ve 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 304 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levhayla izole edilmiştir. y yönünde(en) 25 adet, z yönünde(yükseklik) 32 adet toplamda 800 adet borudan oluşacaktır (Şekil 4.30). Yüzey alanı $85,45 \text{ m}^2$ olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe S_y ve S_z eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir.



Şekil 4.30. 1. senaryoda tasarlanan ekonomizerin görüşleri

Su tarafı-boru içi; ısı değiştiricisine tesisat dönüş suyu 70°C 'de girer ve 90°C 'de tesisat gidiş suyu olarak çıkar. Suyun fiziksel özellikleri ortalama su sıcaklığı olan 80°C 'de bulunur (Çizelge 4.1). Suyun kütleli debisi $2,06 \text{ kg/s}$ olup boru içi ortalama hız ise $2,5 \text{ m/s}$ olarak bulunmuştur. Suyun hacimsel debisi ise $0,0021 \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir. Re sayısı ise $224\,830,2$ olup $10\,000$ 'den büyük olduğu için boru içi akış türbülans akıştır. Nu sayısı ise $604,96$ ve buradan su tarafı ısı transfer katsayısı h_{su} , $11\,490 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ olarak bulunur. Basınç düşümü ise $595,34 \text{ kPa}$ ($60,75 \text{ mSS}$) olup $f=0,0039$ ve pompa gücü de $1,57 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1. 80°C ortalama sıcaklıktaki suyun fiziksel özellikleri

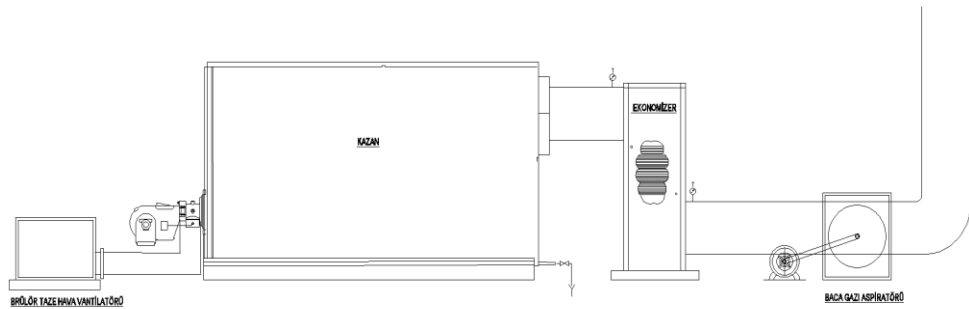
$T_{\text{ort}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$\rho \text{ kg/m}^3$	$\mu \text{ kg/m.s}$	$k \text{ W/m.K}$	Pr	c_p
80	971,8	$3,6 \times 10^{-4}$	0,67	2,22	4 167,5

Gövde tarafı-baca gazı; baca gazı yatay olarak dizilmiş boru demetleri üzerinden çapraz şekilde akar ve ısı değiştiricisine 158,67°C’de girip 51,33°C olan çığlenme noktası(Erzurum şartları için) üzerinde 75°C’de çıktığından yoğuşma söz konusu değildir. Baca gazı fiziksel özellikleri bulk sıcaklığı olan 116,8°C’de bulunur (Çizelge 4.2). Baca gazı kütleli debisi 1,89 kg/s olup ortalama baca gazı hızı 1,84 m/s ve maksimum hız ise 7,53 m/s olarak hesaplanmıştır. Re_{max} ise 10 897,56 olup 2×10^5 ’den küçük olduğundan akış geçiş bölgesindedir. Buradan Nu sayısı 82,49 ve baca gazı taşınım ısı transfer katsayısı ise 79,57 olarak hesaplanmıştır. Basınç düşümü 0,028 kPa(2,84 mmSS) ve ζ ise 1,08 olup fan gücü 0,108 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.2. 116,8°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri

T_{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	c_p
116,8	0,911	$2,14 \times 10^{-5}$	0,0326	0,69	1 072,4

Hesaplamalarda ısı değiştirici malzemesi olarak paslanmaz çelik kullanılmış olup ısı iletkenliği $k=14,9$ W/m.K’dir. Ekonomizerin yüksekliği 3,7 m olup bunun ortada kalan 1,5 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Kazandan çıkan duman borusunun çapı 100 mm olduğu için ekonomizer alt ve üst kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m’dir (Şekil 4.31). Her bir kazan için bir tane olmak üzere toplamda üç adet ekonomizer olacaktır. Boru içlerinden tesisat suyu, boru demetleri üzerinden baca gazı geçmektedir. Ekonomizere giren tesisat suyu ve baca gazı kütleli debisi sırasıyla 2,06 ve 1,89 kg/s’dir.



Şekil 4.31. 1. senaryoda kullanılacak ekonomizerin yerleşimi

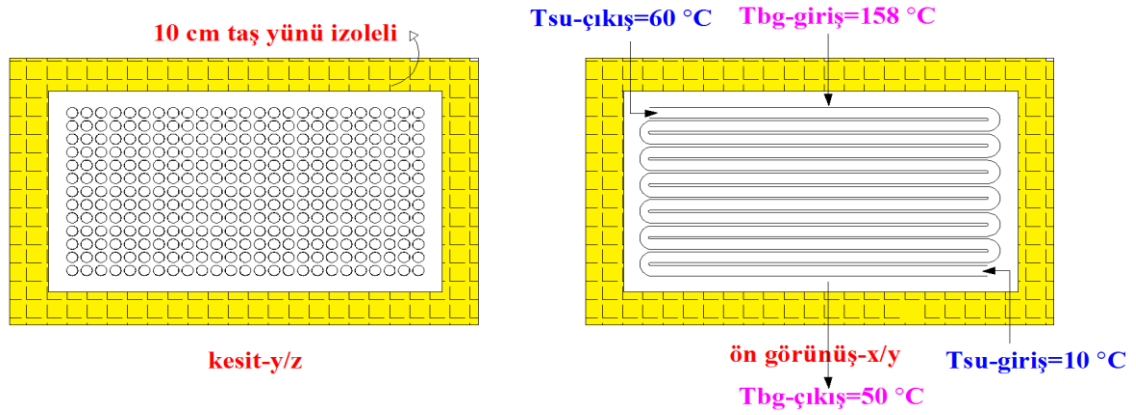
Senaryo 1'e ait ekonomizer tasarım sonuçları aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. Senaryo 1 için ekonomizer tasarım sonuçları

	Boru tarafı-su		Gövde tarafı-baca gazı	
	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
$T_{\text{giriş-çıkış}}$ °C	70	90	158,67	75
m kg/s	2,06		1,89	
U m/s	2,5		1,84	
U_{max} m/s			7,53	
Re	224 830,2		10 897,56	
Nu	604,96		82,49	
h W/m ² .K	11 490		79,57	
d_o m	0,034		1x1,125x1,5	
L_{top} m	800			
k W/m.K	14,9			
A m ²	82,45			
ΔP kPa	595,34		0,028	
Güç kW	1,57		0,108	

➤ **Senaryo 2;** kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen yoğuşmalı ekonomizer yardımıyla geri kazanılacak enerji, kampüs içerisindeki lojman binalarının sıcak su ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanılacaktır. Lojman binaları gibi normal konutlar için gerekli sıcak su ihtiyacı bir daire için 130 lt/h olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda eş zaman faktörü 0,4 olarak alınmıştır. Bu yöntemde ısı değiştirici baca gazı çıkış sıcaklığı 50, 45 ve 40 °C olmak üzere üç farklı durum üzerinde çalışılmıştır. Baca gazı çıkış sıcaklığı her üç durum için de 51,33°C olan çığlenme noktası(Erzurum şartları için) altında olduğundan yoğuşma mevcut olup bu yöntemde yoğuşmalı ekonomizer tasarımı yapılmıştır.

➤ **50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için;** yoğuşmalı ekonomizer baca gazı sıcaklığını düşürürken 10°C'deki soğuk şebeke suyu da 60°C'ye yükselmiş olur. Yoğuşmalı ekonomizer etkinliği 0,61 olarak hesaplanmıştır. Yoğuşma verimi ise %3,04'tür. Yoğuşmalı ekonomizer 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 316 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levha olan malzeme ile izole edilecektir.



Şekil 4.32. 2. senaryonun 50°C çıkış baca gazı sıcaklığı için tasarlanan ekonomizerin görüşleri

y yönünde(en) 25 adet, z yönünde(yükseklik) 19 adet toplamda 475 adet borudan oluşacaktır (Şekil 4.32). Yüzey alanı da 50,74 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit, 0,045 m ve sıralı dizilmiştir.

Su tarafı-boru içi; ısı değiştiricisine soğuk su 10°C'de girer ve 60°C'de sıcak su olarak çıkar. Suyun fiziksel özellikleri ortalama su sıcaklığı olan 35°C'de bulunur (Çizelge 4.4). Suyun kütleli debisi 1,26 kg/s, boru içi ortalama hız ise 1,5 m/s olarak bulunmuştur. Suyun hacimsel debisi ise 0,0013 m³/s'dir. Re sayısı ise 67 708,15 olup 10 000'den büyük olduğu için boru içi akış türbülans akıştır. Nu sayısı ise 316,1 ve buradan su tarafı ısı transfer katsayısı h_{su} ; 6 003,9 W/m².K olarak bulunur. Basınç düşümü ΔP_{top} ; 191,12 kPa(19,5 mSS) olup $f=0,0049$ ve pompa gücü de 0,301 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.4. 35°C ortalama sıcaklıktaki suyun fiziksel özellikleri

T _{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	c _p
35	994	7,2x10 ⁻⁴	0,623	4,83	4 194,81

Gövde tarafı-baca gazı; baca gazı yatay olarak dizilmiş boru demetleri üzerinden çapraz şekilde akar ve ısı değiştiricisine 158,67°C'de girip 53°C olan çiğlenme noktası(Erzurum şartları için) altında yoğunlaşarak 50°C'de çıkar. Baca gazı fiziksel özellikleri bulk sıcaklığı olan 104,33°C'de bulunur (Çizelge 4.5). Baca gazı kütleli debisi 1,89 kg/s olup boru demetleri 0,045 m aralıklarla sıralı olarak dizilmişlerdir. Yani S_y=S_z=0,045 m'dir. Ortalama baca gazı hızı 1,78 m/s ve maksimum hız ise 7,29 m/s olarak hesaplanmıştır. Re_{max} ise 10 897,56 olup 2x10⁵'den küçük olduğundan akış geçiş bölgesindedir. Buradan Nu sayısı 83,88 ve baca gazı taşınım ısı transfer katsayısı ise 78,28 olarak hesaplanmıştır. Basınç düşümü 0,016 kPa(1,61 mmSS) ve ζ ise 0,63 olup fan gücü 0,06 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.5. 104,33°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri

T _{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	c _p
104,33	0,9414	2,1x10 ⁻⁵	0,0317	0,69	1 069,02

Baca gazı tarafında, çiğlenme noktası altında baca gazı içerisindeki su buharı yoğunlaştığı için ısı değiştirici tasarımında ısı değiştirici yoğunlaşmaz ve yoğunlaşmalı kısım olmak üzere iki kısımda incelenmiştir.

Yoğuşmasız kısım; ısı değiştiriciye baca gazı giriş sıcaklığı T_{bg1}, 158,67°C'de girer. Baca gazının içerisindeki su buharının çiğlenme noktası 51,33°C olduğundan ısı değiştiricinin yoğunlaşmaz kısmından baca gazı 51,33°C üzerinde çıkması gerekmektedir. Çünkü bu sıcaklığın altında baca gazındaki su buharı yoğunlaşacaktır.

Giriş duvar sıcaklığı dış duvar için $59,87^{\circ}\text{C}$ iç duvar ise $59,57^{\circ}\text{C}$ 'dir. Yoğuşmasız kısım çıkış sıcaklığı ise dış duvar sıcaklığı $19,31^{\circ}\text{C}$ iken iç duvar sıcaklığı ise $18,80^{\circ}\text{C}$ olarak bulunmuştur. Ayrıca ısı değiştiriciye su giriş sıcaklığı 60°C iken yoğuşmasız kısımdaki su çıkış sıcaklığı ise $18,88^{\circ}\text{C}$ olmuştur. Hesaplamalarda ısı değiştirici malzemesi olarak paslanmaz çelik kullanılmış olup ısıl iletkenliği $k=14,9 \text{ W/m.K}$ 'dir. Yoğuşmasız kısım uzunluğu ise 450 m olup ısı değiştirici ısı transfer alanı ise $48,06 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmıştır.

Yoğuşmalı kısım; ısı değiştiricinin yoğuşmalı kısmına baca gazı giriş sıcaklığı $51,68^{\circ}\text{C}$, su giriş sıcaklığı $18,88^{\circ}\text{C}$ iken baca gazı çıkış sıcaklığı $49,29^{\circ}\text{C}$ ve su çıkış sıcaklığı ise $10,43^{\circ}\text{C}$ 'dir. Yoğuşmalı kısımda en önemli sorun ara yüzey sıcaklığının bulunmasıdır. Ara yüzey sıcaklığının bulunması için gereken parametrelerin hesaplama sonuçlarının ortalamaları Çizelge 4.6'da verilmiştir. Buhar-sıvı filmi ara yüzey sıcaklığı ortalama $18,25^{\circ}\text{C}$ olarak bulunmuştur.

Çizelge 4.6. Senaryo2, 50°C baca gazı çıkış durumu için yoğuşmalı kısım kütle transfer sonuçları

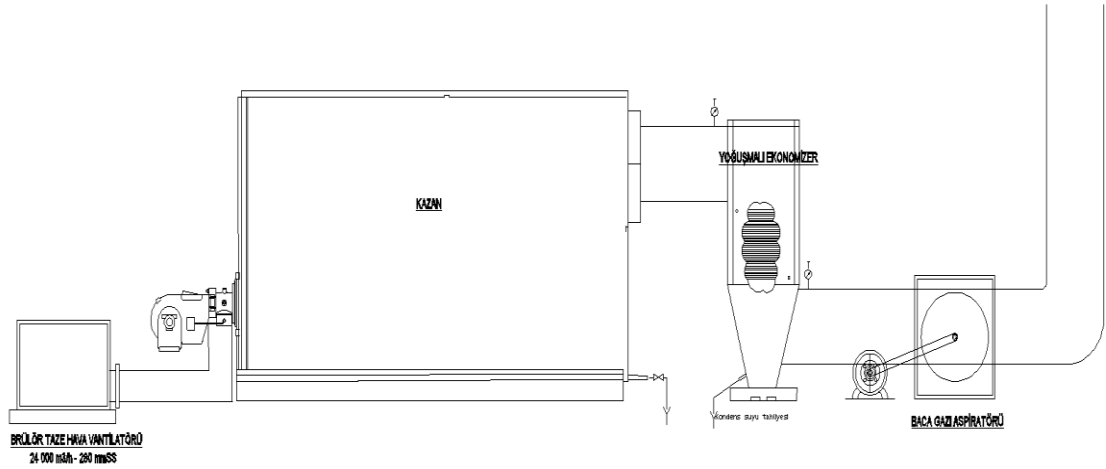
$M_{\text{H}_2\text{O}}$ kg/kmol	M_g kg/kmol	$x_{\text{H}_2\text{O}-i}$	x_{ni}	x_{nb}	x_{lm}	P_{top} kPa	Le	k_m kg/m ² .s
18	24,9	0,0256	0,9744	0,8389	0,9066	80,9	0,845	0,0661

Yoğuşmalı kısım toplam uzunluğu 25 m olup ısı transfer alanı ise $2,68 \text{ m}^2$ 'dir. Böylece ısı değiştirici toplam ısı transfer alanı $50,74 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmıştır. Aşağıdaki çizelgede yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları gösterilmiştir.

Çizelge 4.7. Senaryo 2, 50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları

	Boru tarafı-su		Gövde tarafı-baca gazı			
	Giriş	Çıkış	Yoğuşmasız kısım		Yoğuşmalı kısım	
T _{giriş-çıkış} °C	60	10	158,67	51,33	51,33	50
m kg/s	1,26		1,89			
U m/s	1,5		1,78			
U _{max} m/s			7,29			
Re	67 708,5		10 897,56			
Nu	316,1		83,88			
h W/m ² .K	6 003,9		78,28			
d _o m	0,034		1x1,125x0,86			
L m	475		450		25	
k W/m.K	14,9					
A m ²	50,74		48,06		2,68	
ΔP kPa	191,12		0,016			
Q kW	0,301		0,06			

Yoğuşmalı ekonomizer hesaplarına ait sonuçların bir kısmı yukarıdaki çizelgede verilmiştir. Yoğuşmalı ekonomizerin yüksekliği 3 m olup bunun ortada kalan 0,86 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Kazandan çıkan duman borusunun çapı 100 mm olduğu için yoğuşmalı ekonomizerin alt ve üst kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir (Şekil 4.33). Her bir kazan için bir tane olmak üzere toplamda üç adet yoğuşmalı ekonomizer olacaktır.



Şekil 4.33. 2.senaryo için tasarlanan yoğuşmalı ekonomizerin yerleşimi

➤ **45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için;** yoğuşmalı ekonomizer baca gazı sıcaklığını düşürürken 10°C'deki soğuk şebeke suyu da 60°C'ye yükselmiş olur. Yoğuşmalı ekonomizer etkinliği 0,73 olarak hesaplanmıştır. Yoğuşma verimi ise %11,8'dir. Yoğuşmalı ekonomizer 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 316 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levha olan malzeme ile izole edilecektir. y yönünde(en) 25 adet, z yönünde(yükseklik) 26 adet toplamda 650 adet borudan oluşacaktır. Yüzey alanı da 69,43 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir.

Su tarafı-boru içi; ısı değiştiricisine soğuk su 10°C'de girer ve 60°C'de sıcak su olarak çıkar. Suyun kütleli debisi 1,8 kg/s, boru içi ortalama hız ise 2,15 m/s olarak bulunmuştur. Suyun hacimsel debisi ise 0,0018 m³/s'dir. Re sayısı ise 97 497,9 olup 10 000'den büyük olduğu için boru içi akış türbülans akıştır. Nu sayısı ise 423,16 ve buradan su tarafı ısı transfer katsayısı h_{su} , 8 037,43 W/m².K olarak bulunur. Basınç düşümü ΔP_{top} , 441,45 kPa(45,05 mSS) olup $f=0,0046$ ve pompa gücü de 1,004 kW olarak hesaplanmıştır.

Gövde tarafı-baca gazı; baca gazı yatay olarak dizilmiş boru demetleri üzerinden yukarıdan aşağıya doğru akar ve ısı değiştiricisine 158,67°C’de girip 53°C olan çığlenme noktası (Erzurum şartları için) altında yoğunlaşarak 45°C’de çıkar. Baca gazı fiziksel özellikleri bulk sıcaklığı olan 101,83°C’de bulunur (Çizelge 4.8). Baca gazı kütleli debisi 1,89 kg/s olup boru demetleri 0,045 m aralıklarla sıralı olarak dizilmişlerdir. Yani $S_y=S_z=0,045$ m’dir. Ortalama baca gazı hızı 1,77 m/s ve maksimum hız ise 7,24 m/s olarak hesaplanmıştır. Re_{max} ise 11 216,19 olup 2×10^5 ’den küçük olduğundan akış geçiş bölgesindedir. Buradan Nu sayısı 84,16 ve baca gazı taşınım ısı transfer katsayısı ise 78,02 olarak hesaplanmıştır. Basınç düşümü 0,0215 kPa(2,19 mmSS) ve ζ ise 0,86 olup fan gücü 0,082 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.8. 101,83°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri

T_{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	c_p
101,83	0,947	$2,08 \times 10^{-5}$	0,0315	0,691	1 068,34

Baca gazı tarafında, çığlenme noktası altında baca gazı içerisindeki su buharı yoğunlaştığı için ısı değiştirici tasarımında ısı değiştirici yoğunlaşmaz ve yoğunlaşmalı kısım olmak üzere iki kısımda incelenmiştir.

Yoğuşmasız kısım; ısı değiştiriciye baca gazı giriş sıcaklığı T_{bg1} , 158,67°C’de girer. Baca gazının içerisindeki su buharının çığlenme noktası 51,33°C olduğundan ısı değiştiricinin yoğunlaşmaz kısmından baca gazı 51,33°C üzerinde çıkması gerekmektedir. Çünkü bu sıcaklığın altında baca gazındaki su buharı yoğunlaşacaktır. Giriş duvar sıcaklığı dış duvar için 60,39°C iç duvar ise 60,09°C’dir. Yoğuşmasız kısım çıkış sıcaklığı ise dış duvar sıcaklığı 31,82°C iken iç duvar sıcaklığı ise 31,75°C olarak bulunmuştur. Ayrıca ısı değiştiriciye su giriş sıcaklığı 60°C iken yoğunlaşmaz kısımdaki su çıkış sıcaklığı ise 31,48°C olmuştur. Hesaplamalarda ısı değiştirici malzemesi olarak paslanmaz çelik kullanılmış olup ısıl iletkenliği $k=14,9$ W/m.K’dir. Yoğuşmasız kısım toplam boru uzunluğu ise 550 m olup ısı değiştirici ısı transfer alanı ise 58,75 m² olarak hesaplanmıştır.

Yoğuşmalı kısım; ısı değiştiricinin yoğuşmalı kısmına giriş sıcaklıkları, baca gazı giriş sıcaklığı 51,82°C, su giriş sıcaklığı 31,48°C iken baca gazı çıkış sıcaklığı 44,37°C ve su çıkış sıcaklığı ise 11,40°C'dir. Yoğuşmalı kısımda en önemli sorun ara yüzey sıcaklığının bulunmasıdır. Ara yüzey sıcaklığının bulunması için gereken parametrelerin hesaplama sonuçlarının ortalamaları aşağıdaki çizelgede verilmiştir. Buhar-sıvı filmi ara yüzey sıcaklığı da ortalama 23,2°C olarak bulunmuştur.

Çizelge 4.9. Senaryo 2, 45°C baca gazı çıkış durumu için yoğuşmalı kısım kütle transfer sonuçları

M_{H_2O} kg/kmol	M_g kg/kmol	X_{H_2O-i}	X_{ni}	X_{nb}	X_{lm}	P_{top} kPa	Le	k_m kg/m ² .s
18	24,9	0,0347	0,9653	0,8471	0,9111	80,9	0,845	0,0656

Yoğuşmalı kısım toplam uzunluğu 100 m olup ısı transfer alanı ise 10,68 m²'dir. Böylece ısı değiştirici toplam ısı transfer alanı 69,43 m² olarak hesaplanmıştır. Aşağıdaki çizelgede yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları gösterilmiştir. Yoğuşmalı ekonomizerin yüksekliği 3,4 m olup bunun ortada kalan 1,2 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Kazandan çıkan duman borusunun çapı 100 mm olduğu için yoğuşmalı ekonomizerin alt ve üst kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve derinliği de 1,25 m'dir. Her bir kazan için bir tane olmak üzere toplamda üç adet yoğuşmalı ekonomizer kullanılacaktır.

Çizelge 4.10. Senaryo 2, 45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları

	Boru tarafı-su		Gövde tarafı-baca gazı			
	Giriş	Çıkış	Yoğuşmasız kısım		Yoğuşmalı kısım	
$T_{\text{giriş-çıkış}} \text{ } ^\circ\text{C}$	60	10	158,67	51,33	51,33	45
$m \text{ kg/s}$	1,80		1,89			
$U \text{ m/s}$	2,15		1,77			
$U_{\text{max}} \text{ m/s}$			7,24			
Re	97 497,5		11 216,19			
Nu	423,16		84,16			
$h \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$	8 037,43		78,02			
$d_o \text{ m}$	0,034		1x1,125x1,17			
$L \text{ m}$	650		550		100	
$k \text{ W/m}\cdot\text{K}$			14,9			
$A \text{ m}^2$	69,43		58,75		10,68	
$\Delta P \text{ kPa}$	441,45		0,0215			
$W \text{ kW}$	1,004		0,082			

➤ **40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için;** yoğuşmalı ekonomizer baca gazı sıcaklığını düşürürken 10°C'deki soğuk şebeke suyu da 60°C'ye yükselmiş olur. Yoğuşmalı ekonomizer etkinliği 0,79 olarak hesaplanmıştır. Yoğuşma verimi ise %17,80'dir. Yoğuşmalı ekonomizer 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 316 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levha olan malzeme ile izole edilecektir. y yönünde(en) 25 adet, z yönünde(yükseklik) 30 adet toplamda 750 adet borudan oluşacaktır. Yüzey alanı da 80,11 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir.

Su tarafı-boru içi; ısı değiştiricisine soğuk su 10°C’de girer ve 60°C’de sıcak su olarak çıkar. Suyun kütlelel debisi 2,23 kg/s, boru içi ortalama hız ise 2,65 m/s olarak bulunmuştur. Suyun hacimsel debisi ise 0,0022 m³/s’dir. Re sayısı ise 120 238 olup 10 000’den büyük olduğu için boru içi akış türbölans akıştır. Nu sayısı ise 500,42 ve buradan su tarafı ısı transfer katsayısı h_{su} , 9 505,02 W/m².K olarak bulunur. Basınç düşümü ΔP_{top} ; 705,57 kPa(71,99 mSS) olup $f=0,0044$ ve pompa gücü de 1,98 kW olarak hesaplanmıştır.

Gövde tarafı-baca gazı; baca gazı yatay olarak dizilmiş boru demetleri üzerinden aşağıya doğru akar ve ısı değiştiricisine 158,67°C’de girip 53°C olan çığlenme noktası(Erzurum şartları için) altında yoğuşarak 40°C’de çıkar. Baca gazı fiziksel özellikleri bulk sıcaklığı olan 99,33°C’de bulunur (Çizelge 4.11). Baca gazı kütlelel debisi 1,89 kg/s olup boru demetleri 0,045 m aralıklarla sıralı olarak dizilmişlerdir. Yani $S_y=S_z=0,045$ m’dir. Ortalama baca gazı hızı 1,76 m/s ve maksimum hız ise 7,20 m/s olarak hesaplanmıştır. Re_{max} ise 11 271,35 olup 2×10^5 ’den küçük olduğundan akış geçiş bölgesindedir. Buradan Nu sayısı 84,45 ve baca gazı taşınım ısı transfer katsayısı ise 77,75 olarak hesaplanmıştır. Basınç düşümü 0,025 kPa(2,5 mmSS) ve ζ ise 0,99 olup fan gücü 0,094 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.11. 99,33°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri

T_{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	c_p
99,33	0,954	$2,07 \times 10^{-5}$	0,0313	0,692	1 067,67

Baca gazı tarafında, çığlenme noktası altında baca gazı içerisindeki su buharı yoğuştuğu için ısı değiştirici tasarımı, yoğuşmasız ve yoğuşmalı kısım olmak üzere iki kısımda incelenmiştir.

Yoğuşmasız kısım; ısı değiştiriciye baca gazı giriş sıcaklığı T_{bg1} , $158,67^{\circ}\text{C}$ 'de girer. Baca gazının içerisindeki su buharının çığlenme noktası $51,33^{\circ}\text{C}$ olduğundan ısı değiştiricinin yoğuşmasız kısmından baca gazı $51,33^{\circ}\text{C}$ üzerinde çıkması gerekmektedir. Çünkü bu sıcaklığın altında baca gazındaki su buharı yoğuşacaktır. Giriş duvar sıcaklığı dış duvar için $60,62^{\circ}\text{C}$ iç duvar ise $60,31^{\circ}\text{C}$ 'dir. Yoğuşmasız kısım çıkış sıcaklığı ise dış duvar sıcaklığı $37,07^{\circ}\text{C}$ iken iç duvar sıcaklığı ise $37,02^{\circ}\text{C}$ olarak bulunmuştur. Ayrıca ısı değiştiriciye su giriş sıcaklığı 60°C iken yoğuşmasız kısımdaki su çıkış sıcaklığı ise $36,83^{\circ}\text{C}$ olmuştur. Hesaplamalarda ısı değiştirici malzemesi olarak paslanmaz çelik kullanılmış olup ısıl iletkenliği $k=14,9 \text{ W/m.K}$ 'dir. Yoğuşmasız kısım toplam boru uzunluğu ise 625 m olup ısı değiştirici ısı transfer alanı ise $64,91 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmıştır.

Yoğuşmalı kısım; ısı değiştiricinin yoğuşmalı kısmına giriş sıcaklıkları; baca gazı giriş sıcaklığı $51,61^{\circ}\text{C}$, su giriş sıcaklığı $36,6^{\circ}\text{C}$ iken baca gazı çıkış sıcaklığı $40,35^{\circ}\text{C}$ ve su çıkış sıcaklığı ise $10,48^{\circ}\text{C}$ 'dir. Yoğuşmalı kısımda en önemli sorun ara yüzey sıcaklığının bulunmasıdır. Ara yüzey sıcaklığının bulunması için gereken parametrelerin hesaplama sonuçları ortalamaları aşağıdaki çizelgede verilmiştir. Buhar-sıvı filmi ara yüzey sıcaklığı da ortalama $25,3^{\circ}\text{C}$ olarak bulunmuştur.

Çizelge 4.12. Senaryo 2, 40°C baca gazı çıkış durumu için yoğuşmalı kısım kütle transfer sonuçları

$M_{\text{H}_2\text{O}}$ kg/kmol	M_g kg/kmol	$x_{\text{H}_2\text{O}-i}$	x_{ni}	x_{nb}	x_{lm}	P_{top} kPa	Le	k_m kg/m ² .s
18	24,9	0,0396	0,9604	0,8530	0,9159	80,9	0,845	0,0641

Yoğuşmalı kısım toplam uzunluğu 125 m olup ısı transfer alanı ise $13,35 \text{ m}^2$ 'dir. Böylece ısı değiştirici toplam ısı transfer alanı $78,26 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmıştır. Aşağıdaki çizelgede yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları gösterilmiştir. Yoğuşmalı ekonomizerin yüksekliği $3,55 \text{ m}$ olup bunun ortada kalan $1,35 \text{ metrelik}$ kısmında borular yerleştirilmiştir.

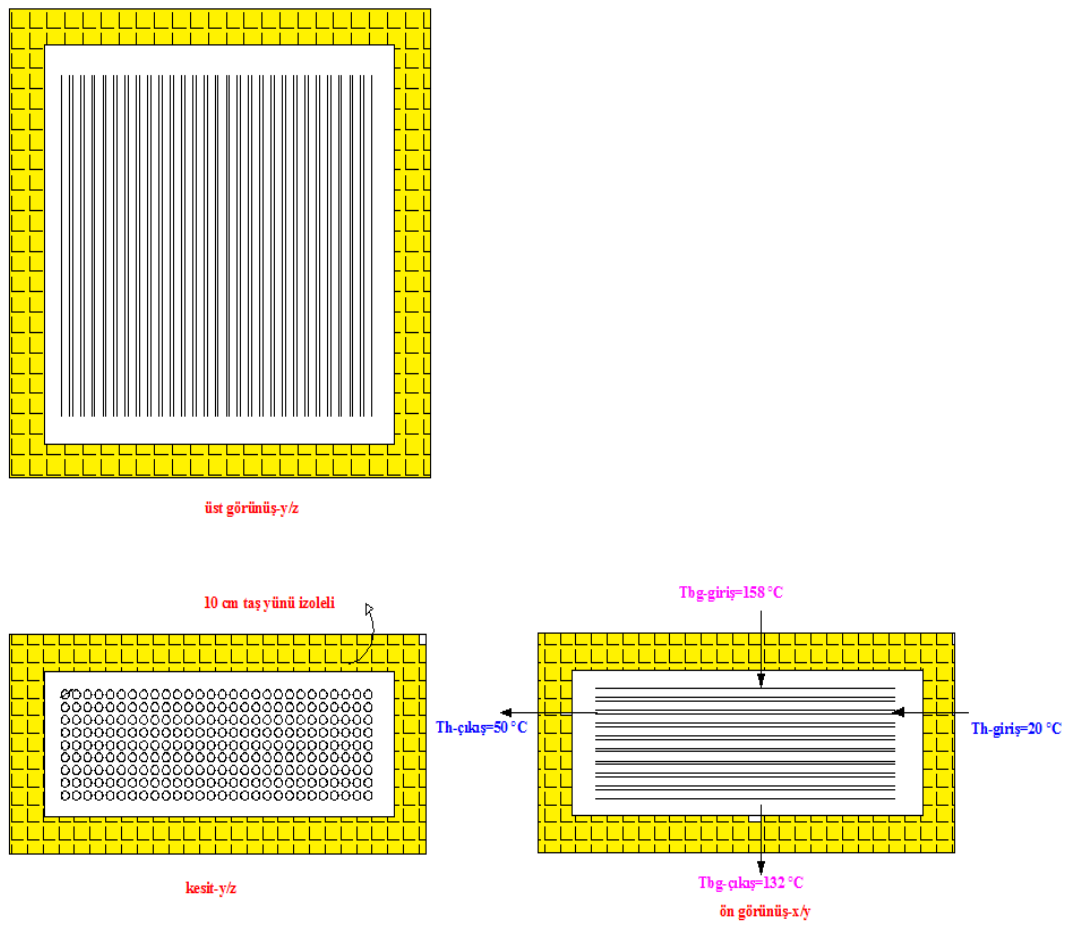
Kazandan çıkan duman borusunun çapı 1 100 mm olduğu için yoğuşmalı ekonomizerin alt ve üst kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,2 m'dir. Her bir kazan için bir tane olmak üzere toplamda üç adet yoğuşmalı ekonomizer kullanılacaktır.

Çizelge 4.13. Senaryo 2, 40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları

	Boru tarafı-su		Gövde tarafı-baca gazı			
	Giriş	Çıkış	Yoğuşmasız kısım		Yoğuşmalı kısım	
T_{giriş-çıkış} °C	60	10	158,67	51,33	51,33	40
m kg/s	2,23		1,89			
U m/s	2,65		1,76			
U_{max} m/s			7,20			
Re	120 238		11 271,35			
Nu	500,42		84,45			
h W/m ² .K	9 505,02		77,75			
d_o m	0,034		1x1,125x1,35			
L m	750		625		125	
k W/m.K			14,9			
A m ²	78,26		64,91		13,35	
ΔP kPa	705,57		0,025			
W kW	1,98		0,094			

➤ **Senaryo 3;** kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen hava ön ısıtıcısı yardımıyla elde edilecek enerji, kazan yakma havasının ön ısıtılması amacıyla kullanılacaktır. Hava ön ısıtıcısı, baca gazı sıcaklığını 132°C düşürürken ortalama 20°C'deki yakma havası da 50°C'ye yükselmiş olur. Isı merkezindeki kazanların brülörlerinin teknik özellikleri incelendiğinde maksimum hava sıcaklığının 60°C olduğu gözlenmiştir. Bu yüzden hava sıcaklığı 50°C olarak tasarlanmıştır.

Isı değiştiricinin etkinliği ise 0,22 olarak bulunmuştur. Hava n ısıtıcısı, 25 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığında boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi karbon çeliği olup boru demeti sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levhayla izole edilmiştir. y yönünde(en) 28 adet z yönünde(yükseklik) 9 adet toplamda 252 adet borudan oluşacaktır (Şekil 4.34). Yüzey alanı $19,79 \text{ m}^2$ olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe S_y ve S_z eşit 0,035 m ve sıralı dizilmiştir.



Şekil 4.34. 3. senaryo için tasarlanan hava n ısıtıcısının görünüşleri

Hava tarafı-boru içi; ısı değiştiricisine hava, 20 C 'de girer ve 50 C 'de çıkarak oradan kazana yakma havası olarak verilir. Havanın fiziksel özellikleri ortalama hava sıcaklığı olan 35 C 'de bulunur (izelge 4.14). Havanın kütlesel debisi $1,79 \text{ kg/s}$ olup boru içi ortalama hız ise $7,35 \text{ m/s}$ olarak bulunmuştur. Havanın hacimsel debisi ise $0,0062 \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir.

Re sayısı ise 10 568 olup 10 000'den büyük olduğu için boru içi akış türbülans akıştır. Nu sayısı ise 33,54 ve buradan hava tarafı ısı transfer katsayısı h_h , 36,99 W/m².K olarak bulunur. Basınç düşümü ise 5,82 kPa(0,59 mSS) olup $f=0,0072$ ve fan gücü de 0,045 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.14. 35°C ortalama sıcaklıktaki havanın fiziksel özellikleri

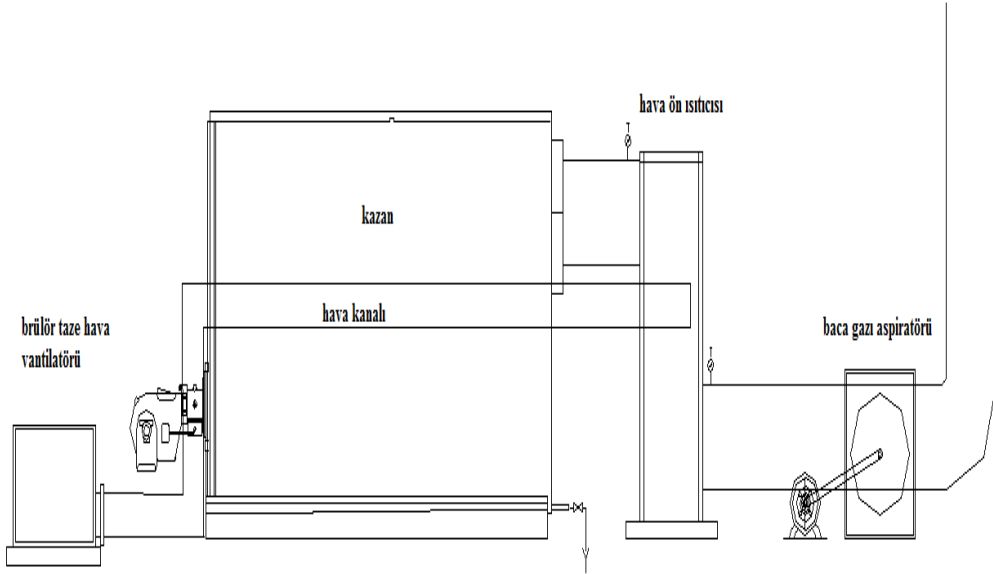
T _{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	c_p
35	1,145	$1,89 \times 10^{-5}$	0,0262	0,73	1 007

Gövde tarafı-baca gazı; baca gazı yatay olarak dizilmiş boru demetleri üzerinden aşağıya doğru akar ve ısı değiştiricisine 158,67°C'de girip 132°C'de çıkar. Baca gazı fiziksel özellikleri bulk sıcaklığı olan 145°C'de bulunur (Çizelge 4.15). Baca gazı kütleli debisi 1,89 kg/s olup ortalama baca gazı hızı 2,27 m/s ve maksimum hız ise 7,95 m/s olarak hesaplanmıştır. Re_{max} ise 7 460,99 olup 2×10^5 'den küçük olduğundan akış geçiş bölgesindedir. Buradan Nu sayısı 64,76 ve baca gazı taşınım ısı transfer katsayısı ise 91,42 olarak hesaplanmıştır. Basınç düşümü 0,0088 kPa(0,9 mmSS) ve ζ ise 0,33 olup fan gücü 0,034 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.15. 145°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri

T _{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	c_p
146	0,848	$2,26 \times 10^{-5}$	0,035	0,68	1 080,45

Hesaplamalarda ısı değiştirici malzemesi olarak karbon çeliği kullanılmış olup ısı iletkenliği $k=60,5$ W/m.K'dir. Hava ön ısıtıcısının yüksekliği 3 m ve 0,32 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Kazandan çıkan duman borusunun çapı 1 100 mm olduğu için ısı değiştiricinin alt ve üst kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur ve uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir. Her bir kazan için bir tane olmak üzere toplamda üç adet hava ön ısıtıcısı olacaktır (Şekil 4.35). Ayrıca Çizelge 4.16'da hava ön ısıtıcısının tasarım hesap sonuçları yer almaktadır.



Şekil 4.35. 3. senaryo için tasarlanan hava ön ısıtıcısının yerleşimi

➤ **Senaryo 4;** kazandan çıkan 158°C 'deki baca gazı ilk önce hava ön ısıtıcısına girer, burada bir miktar soğuduktan sonra (132°C) ikinci bir ısı değiştiricisine daha girerek 75°C 'de çıkar. Yakma havası hava ön ısıtıcısında ısıtılarak kazana gönderilir. Böylece yakıt tasarrufu yapılmış olur. Kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen ikinci bir ısı değiştirici(ekonomizer) yardımıyla elde edilecek enerji, ısı merkezi yakındaki rektörlük binasının ısıtması amacıyla kullanılabilir. Ekonomizer baca gazı sıcaklığını 75°C 'ye düşürürken 70°C 'deki tesisat dönüş suyu da 90°C 'ye yükselmiş olur. Ekonomizer 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır.

Çizelge 4.16. Senaryo 3'e ait hava ön ısıtıcısı tasarım hesap sonuçları

	Boru tarafı-hava		Gövde tarafı-baca gazı	
	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
$T_{\text{giriş-çıkış}} \text{ } ^\circ\text{C}$	20	50	158,67	132
\dot{m} kg/s	1,79		1,89	
U m/s	7,35		2,27	
U_{max} m/s			7,94	
Re	10 568,8		7 460,9	
Nu	33,54		64,76	
h $\text{W/m}^2.\text{K}$	36,99		91,42	
d_o m	0,025		1x0,98x0,32	
L_{top} m	252			
k W/m.K	60,5			
A m^2	19,79			
ΔP kPa	5,82		0,0088	
Güç kW	0,045		0,034	

Boru malzemesi 304 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levhayla izole edilmiştir. y yönünde(en) 25 adet z yönünde(yükseklik) 34 adet toplamda 850 adet borudan oluşacaktır. Yüzey alanı 90,79 m^2 olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe S_y ve S_z eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir. Kullanılacak hava ön ısıtıcısı senaryo 3'tekiyle aynıdır.

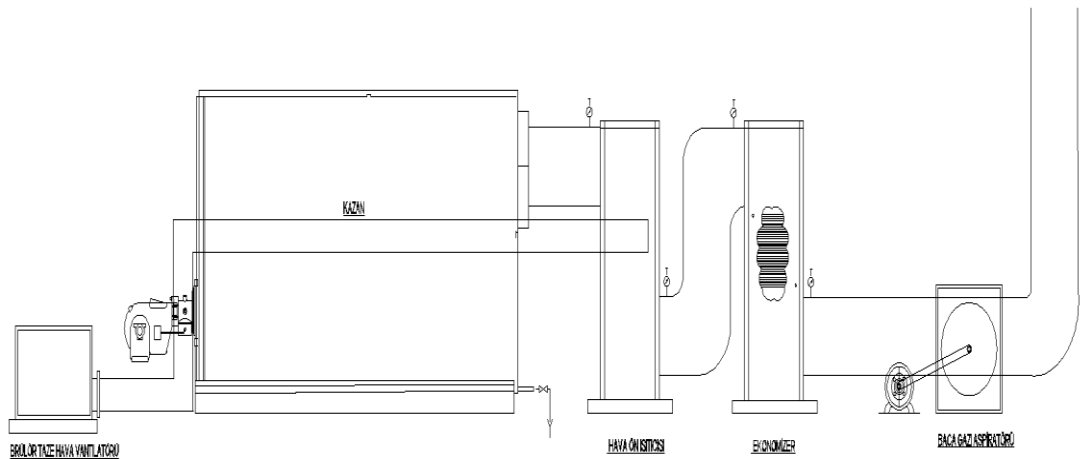
Su tarafı-boru içi; ısı değiştiricisine tesisat dönüş suyu 70°C 'de girer ve 90°C 'de tesisat gidiş suyu olarak çıkar. Suyun kütleli debisi 01,49 kg/s olup boru içi ortalama hız ise 1,81 m/s olarak bulunmuştur. Suyun hacimsel debisi ise 0,0015 m^3/s 'dir. Re sayısı ise 162 654 olup 10 000'den büyük olduğu için boru içi akış türbülans akıştır.

Nu sayısı ise 406,9 ve buradan su tarafı ısı transfer katsayısı h_{su} , 9 538,34 W/m².K olarak bulunur. Basınç düşümü ise 331,91 kPa(33,87 mSS) olup $f=0,0042$ ve pompa gücü de 0,64 kW olarak hesaplanmıştır.

Gövde tarafı-baca gazı; baca gazı yatay olarak dizilmiş boru demetleri üzerinden aşağıya doğru akar ve ısı değiştiricisine 132°C’de girip 51,33°C olan çığlenme noktası(Erzurum şartları için) üzerinde 75°C’de çıktığından yoğuşma söz konusu değildir. Baca gazı fiziksel özellikleri bulk sıcaklığı olan 104°C’de bulunur (Çizelge 4.17). Baca gazı kütleli debisi 1,89 kg/s olup ortalama baca gazı hızı 1,78 m/s ve maksimum hız ise 7,29 m/s olarak hesaplanmıştır. Re_{max} ise 11 163,55 olup 2×10^5 ’den küçük olduğundan akış geçiş bölgesindedir. Buradan Nu sayısı 83,89 ve baca gazı taşınım ısı transfer katsayısı ise 78,27 olarak hesaplanmıştır. Basınç düşümü 0,028 kPa(2,89 mmSS) ve ζ ise 1,13 olup fan gücü 0,10 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.17. 104°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri

T _{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	c_p
104	0,942	$2,09 \times 10^{-5}$	0,032	0,69	1 069



Şekil 4.36. 4. senaryo için kullanılacak hava ön ısıtıcısı ve ekonomizerin yerleşimi

Hesaplamalarda ısı değiştirici malzemesi olarak 304 kalite paslanmaz elik kullanılmış olup ısıl iletkenliği $k=14,9$ W/m.K'dir. Ekonomizerin yüksekliliği 3,75 m olup bunun ortada kalan 1,55 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Kazandan çıkan duman borusunun çapı 1 100 mm olduğu için ekonomizer alt ve st kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir. Her bir kazan için bir tane olmak üzere toplamda üç adet ekonomizer olacaktır (şekil 4.36). Senaryo 4'e ait ekonomizer tasarım sonuçları aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir. Hava n ısıtıcısının tasarım sonuçları senaryo teki gibidir.

Çizelge 4.18. Senaryo 4 için ekonomizer tasarım sonuçları

	Boru tarafı-su		Gövde tarafı-baca gazı	
	Giriş	ıkış	Giriş	ıkış
$T_{\text{giriş-ıkış}}$ °C	70	90	132	75
m kg/s	1,49		1,89	
U m/s	1,81		1,78	
U_{max} m/s			7,29	
Re	162 654		11 164	
Nu	466,95		83,89	
h W/m ² .K	9 538,34		78,27	
d_o m	0,034		1x1,125x1,55	
L_{top} m	850			
k W/m.K	14,9			
A m ²	90,79			
ΔP kPa	331,91		0,028	
Güç kW	0,64		0,10	

➤ **Senaryo 5;** kazandan çıkan 158°C'deki baca gazı ilk önce hava n ısıtıcısına girer, burada bir miktar soğduktan sonra (132°C) ikinci bir ısı değiştiricisine daha girerek 40°C'de çıkar. Yakma havası hava n ısıtıcısında ısıtılarak kazana gönderilir. Böylece

yakıt tasarrufu yapılmış olur. Kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen ikinci bir ısı değiştirici(yoğuşmalı ekonomizer) yardımıyla elde edilecek enerji ısı merkezi yakındaki lojman binalarının sıcak su ihtiyacı için kullanılabilir. Yoğuşmalı ekonomizer baca gazı sıcaklığını 40°C dūřürürken 10°C'deki soğuk şebeke suyu da 60°C'ye yükselmiş olur. Ekonomizer 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dōnūřlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 316 kalite paslanmaz elik olup boru demeti paslanmaz elik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı tař yūnū diğer tarafı levhayla izole edilmiştir. y yōnūnde(en) 25 adet z yōnūnde(yūkseklilik) 31 adet toplamda 775 adet borudan oluşacaktır. Yūzey alanı 82,78 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe S_y ve S_z eřit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir. Kullanılacak hava ön ısıtıcısı senaryo 3'tekiyle aynıdır.

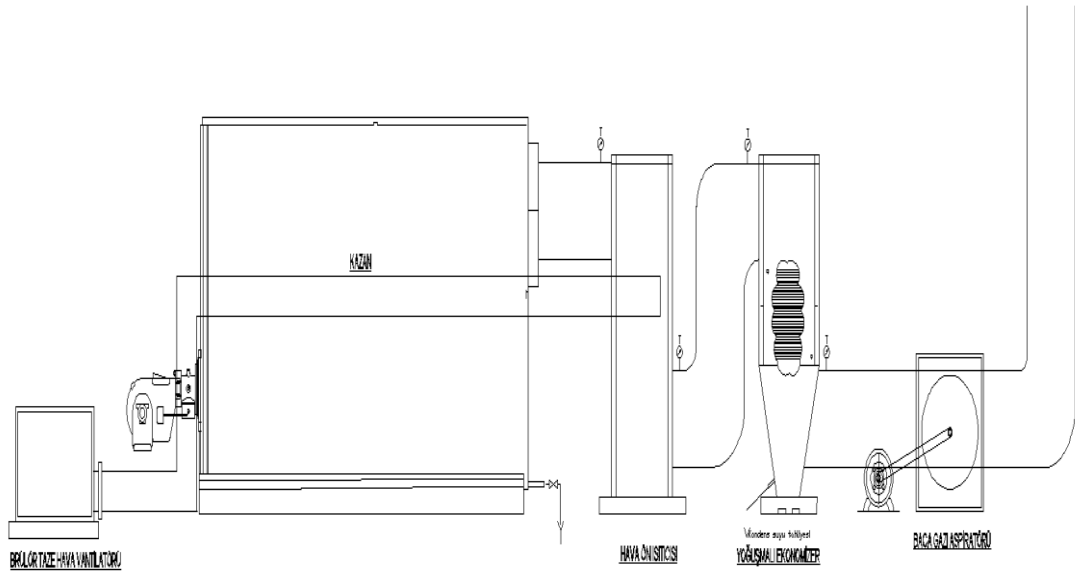
Su tarafı-boru içi; ısı deęiřtiricisine soęuk su 10°C'de girer ve 60°C'de sıcak su olarak çıkar. Suyun kūtlelel debisi 1,97 kg/s, boru içi ortalama hız ise 2,34 m/s olarak bulunmuřtur. Suyun hacimsel debisi ise 0,002 m³/s'dir. Re sayısı ise 105 995 olup 10 000'den būyūk olduęu için boru içi akıř tūrbūlans akıřtır. Nu sayısı ise 452,4 ve buradan su tarafı ısı transfer katsayısı h_{su}, 8 593,1 W/m².K olarak bulunur. Basınc dūřūmū ise ΔP_{top}, 564,8(57,63 mSS) olup f=0,0046 ve pompa gūcū de 1,4 kW olarak hesaplanmıřtır.

Gōvde tarafı-baca gazı; baca gazı yatay olarak dizilmiş boru demetleri ūzerinden çapraz řekilde akar ve ısı deęiřtiricisine 132°C'de girip 53°C olan çięlenme noktası (Erzurum řartları için) altında yoęuřarak 40°C'de çıkar. Baca gazı fiziksel ūzellikleri bulk sıcaklıęı olan 86°C'de bulunur (izelge 4.19). Baca gazı kūtlelel debisi 1,89 kg/s olup boru demetleri 0,045 m aralıklarla sıralı olarak dizilmişlerdir. Yani S_y=S_z=0,045 m'dir. Ortalama baca gazı hızı 1,78 m/s ve maksimum hız ise 7,29 m/s olarak hesaplanmıřtır. Re_{max} ise 12 117,85 olup 2x10⁵'den kūuk olduęundan akıř geçiř bōlgesindedir. Buradan Nu sayısı 88,52 ve baca gazı tařınım ısı transfer katsayısı ise 78,72 olarak hesaplanmıřtır. Basınc dūřūmū 0,026 kPa(2,65 mmSS) ve  ise 0,99 olup fan gūcū 0,094 kW olarak hesaplanmıřtır.

Çizelge 4.19. 86°C ortalama sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri

T_{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	c_p
86,75	0,987	$2,02 \times 10^{-5}$	0,03023	0,695	1 064,29

Hesaplamlarda ısı değiştirici malzemesi olarak 316 kalite paslanmaz elik kullanılmış olup ısıl iletkenliği $k=14,9$ W/m.K'dir. Ekonomizerin yüksekliği 3,6 m olup bunun ortada kalan 1,4 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Kazandan çıkan duman borusunun çapı 1 100 mm olduğu için ekonomizer alt ve st kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir. Her bir kazan için bir tane olmak üzere toplamda üç adet yoğuşmalı ekonomizer ve üç adet hava n ısıtıcısı olacaktır (şekil 4.37).

**şekil 4.37.** 5. senaryo için kullanılacak hava n ısıtıcısı ve yoğuşmalı ekonomizerin yerleşimi

Baca gazı tarafında, çiğlenme noktası altında baca gazı içerisindeki su buharı yoğuştuğu için ısı değiştirici tasarımı, yoğuşmasız ve yoğuşmalı kısım olmak üzere iki kısımda incelenmiştir.

Yoğuşmasız kısım; ısı değiştiriciye baca gazı giriş sıcaklığı T_{bg1} , 132°C 'de girer. Baca gazının içerisindeki su buharının çığlenme noktası $51,33^{\circ}\text{C}$ olduğundan ısı değiştiricinin yoğuşmasız kısmından baca gazı $51,33^{\circ}\text{C}$ üzerinde çıkması gerekmektedir. Çünkü bu sıcaklığın altında baca gazındaki su buharı yoğuşacaktır. Giriş duvar sıcaklığı dış duvar için $59,92^{\circ}\text{C}$ iç duvar ise $59,62^{\circ}\text{C}$ 'dir. Yoğuşmasız kısım çıkış sıcaklığı ise dış duvar sıcaklığı $39,93^{\circ}\text{C}$ iken iç duvar sıcaklığı ise $39,89^{\circ}\text{C}$ olarak bulunmuştur. Ayrıca ısı değiştiriciye su giriş sıcaklığı 60°C iken yoğuşmasız kısımdaki su çıkış sıcaklığı ise $39,78^{\circ}\text{C}$ olmuştur. Hesaplamalarda ısı değiştirici malzemesi olarak paslanmaz çelik kullanılmış olup ısıl iletkenliği $k=14,9 \text{ W/m.K}$ 'dir. Yoğuşmasız kısım toplam boru uzunluğu ise 630 m olup ısı değiştirici ısı transfer alanı ise $67,3 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.20. Senaryo 5 için yoğuşmalı kısım kütle transfer sonuçları

$M_{\text{H}_2\text{O}}$ kg/kmol	M_g kg/kmol	$x_{\text{H}_2\text{O}-i}$	x_{ni}	x_{nb}	x_{lm}	P_{top} kPa	Le	k_m kg/m ² .s
18	24,9	0,0491	0,9509	0,8533	0,9012	80,9	0,845	0,0670

Yoğuşmalı kısım; ısı değiştiricinin yoğuşmalı kısmına giriş sıcaklıkları; baca gazı giriş sıcaklığı $51,2^{\circ}\text{C}$, su giriş sıcaklığı $39,7^{\circ}\text{C}$ iken baca gazı çıkış sıcaklığı $39,5^{\circ}\text{C}$ ve su çıkış sıcaklığı ise $9,35^{\circ}\text{C}$ 'dir. Yoğuşmalı kısımda en önemli sorun ara yüzey sıcaklığının bulunmasıdır. Yukarıdaki veriler yerine koyulduğunda iterasyon yolu ile buhar-sıvı filmi ara yüzey sıcaklığı ortalama $25,33^{\circ}\text{C}$ olarak bulunmuştur. Yoğuşmalı kısım toplam uzunluğu 145 m olup ısı transfer alanı ise $15,48 \text{ m}^2$ 'dir. Böylece ısı değiştirici toplam ısı transfer alanı $82,78 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.21. Senaryo 5 için yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları

	Boru tarafı-su		Gövde tarafı-baca gazı			
	Giriş	Çıkış	Yoğuşmasız kısım		Yoğuşmalı kısım	
T_{giriş-çıkış} °C	60	10	132	51,33	51,33	40
m kg/s	1,97		1,89			
U m/s	2,34		1,78			
U_{max} m/s			7,29			
Re	105 995		12 117,85			
Nu	452,4		88,52			
h W/m ² .K	8 593,1		78,72			
d_o m	0,034		1x1,125x1,4			
L m	775		630		145	
k W/m.K			14,9			
A m ²	82,78		67,30		15,48	
ΔP kPa	564,8		0,026			
W kW	1,4		0,094			

Yukarıdaki çizelgede yoğuşmalı ekonomizer tasarım sonuçları gösterilmiştir. Hava ön ısıtıcısının tasarım sonuçları senaryo 3'te verilenle aynıdır.

4.2. Enerji Analiz Bulguları

Doğalgaz yakıtlı bir kazanda yakıtın yakılmasıyla oluşan kütle ve enerji denkliklerini hesaplamak için enerji analizi programı yapılmıştır. Programın hazırlanmasında Java paket programı ve Netbeans IDE 7.4 metin editörü kullanılmıştır. Doğalgaz içerisindeki bileşenlerden yola çıkılarak (Çizelge 4.22) ilk önce doğalgazın kapalı formülü hesaplanmıştır (Şekil 4.38). Bu veriler Erzurum Gaz Dağıtım Şirketi'nden alınmıştır.

Doğalgaz içerisindeki CH4 (metan) mol yüzdesini(%) giriniz. 92,08

Doğalgaz içerisindeki C2H6 (etan) mol yüzdesini(%) giriniz. 3,51

Doğalgaz içerisindeki C3H8(propan) mol yüzdesini(%) giriniz. 0,97

Doğalgaz içerisindeki C4H10(butan) mol yüzdesini(%) giriniz. 0,52

Doğalgaz içerisindeki C5H12 (pentan) mol yüzdesini(%) giriniz. 0,15

Doğalgaz içerisindeki C6H14 (hekzan) mol yüzdesini(%) giriniz. 0,08

Doğalgaz içerisindeki N2(azot) mol yüzdesini(%) giriniz. 2,3

Doğalgaz içerisindeki CO2(karbondiyoksit) mol yüzdesini(%) giriniz. 0,44

Doğalgaz içerisindeki S2(kükürt) mol yüzdesini(%) giriniz. 0

HESAPLA

DOĞALGAZIN KAPALI FORMÜLÜ : C_{1,0575999999999999}H_{4,05261046}N_{0,0088}O_{0,0088}S_{0,0}

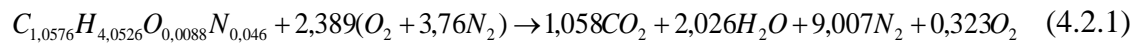
→ Sayfanın devamı

Şekil 4.38. Enerji analizi programında doğalgazın kapalı formülünün hesaplanması

Çizelge 4.22. Erzurum'a gelen doğalgazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri

Yoğunluk (kg/m ³)	0,7431
Metan(%)	92,08
Etan(%)	3,51
Propan(%)	0,97
İ Bütan(%)	0,19
N Bütan(%)	0,26
İ Pentan(%)	0,09
N Pentan(%)	0,06
Hekzan(%)	0,08
Nitrojen(%)	2,32
Karbondiyoksit(%)	0,44

Yukarıdaki çizelgedeki veriler kullanılarak doğalgazın kapalı formülü $C_{1,0576}H_{4,0526}N_{0,046}O_{0,0088}$, mol kütlesi 17,53 kg/kmol ve yoğunluğu ise 0,74 kg/m³ olarak hesaplanmıştır. Hava fazlalık katsayısının 1,15 alınmasıyla oluşturulan yanma denklemi aşağıda verilmiştir.



The screenshot shows a software window titled "Enerji analizi programında çığlenme noktasının hesaplanması". It contains the following data:

Yakıt sarfiyatını giriniz (Vyakit) : (m... 0.395

Ortam sıcaklığını giriniz (To) : (Santigrat cinsinden) 15

Deniz seviyesinden yüksekliğini giriniz: 1859

Hesapla

E yakıt = 13634.61 kJ/s

Myakit = 17.528599999999997 kg/kmol

Mbg = 27.74242726002106 kg/kmol

pyakit = 0.7413840447683498

Mhava = 28.84 kg/kmol

Mh2o = 18.0 kg/kmol

mhava = 2.408155951327434 kg/s

myakit = 0.2928466976834982 kg/s

mbg = 2.701002649010932

nbg = 0.0973599975119438 kmol/s

Ebg duyulur = 510.6141900017665 kJ/s

Ebg-gizli = 709.2588708369793 kJ/s

% kayıp duyulur = 3.7449856651694944

Patm = 80.901165045 kPa

Psu = 14.420093090175008 kPa

Tcdg = 53.14649095049742 C

% kayıp toplam = 8.946886349068624

Tdoy : 94.53314936531928 C

hfg : 2270.588473866355 kJ/kg

% kayıp gizli = 5.20190068389913

-----> Sayfanın devamı

Şekil 4.39. Enerji analizi programında çığlenme noktasının hesaplanması

Yakıt sarfiyatı, yakıt enerjisi, hava fazlalık katsayısı ile hava ve yakıt enerji denklilikleri yapılarak baca gazının kütleli debisi, mol kütlesi ve baca gazı sıcaklığına bağlı olarak taşıdığı duyulur, gizli enerjisi olmak üzere toplam enerji kaybı hesaplanmıştır. Ayrıca deniz seviyesinden yükseklikle değişen atmosfer basıncı, buharlaşma gizli ısısı ve çığlenme noktası sıcaklığı da programda hesaplanmıştır (Şekil 4.39).

Ayrıca programda baca gazının soğutulacağı sıcaklığın seçilmesiyle yoğuşmanın meydana gelip gelmeyeceğine bağlı olarak geri kazanılabilecek enerji miktarları ile yıllık parasal değeri hesaplanmıştır (Şekil 4.40).

Baca gazının duyulur enerjisi, baca gazının sıcaklığına bağlıdır. Baca gazı sıcaklığı arttıkça baca gazının duyulur enerjisi de artmaktadır. Ayrıca hava fazlalık katsayısının artması baca gazı miktarını da artırdığından baca gazı duyulur enerjisi de artar. Bu durum Şekil 4.41'deki grafikte gösterilmiştir.

1 m³ doğalgazın birim fiyatını giriniz (f) :

Baca gazının soğutulacağı sıcaklığı C olarak giriniz (Tbg-c):

Yoğuşma var

Toplam kayıp enerjinin parasal değeri (F-kayıpenerji):861734.2060364207 TL

Su basıncı (Psu) : 14.420093090175008 kPa

Çiğlenme noktası sıcaklığı : 53.14649095049742 C

Geri kazanılan ısı miktarı (E-gerikazan) :517.098951655568 kJ/sn

Geri kazanılan ısı miktarı yüzdesi (% E-gerikazan) :3.7925467003131588

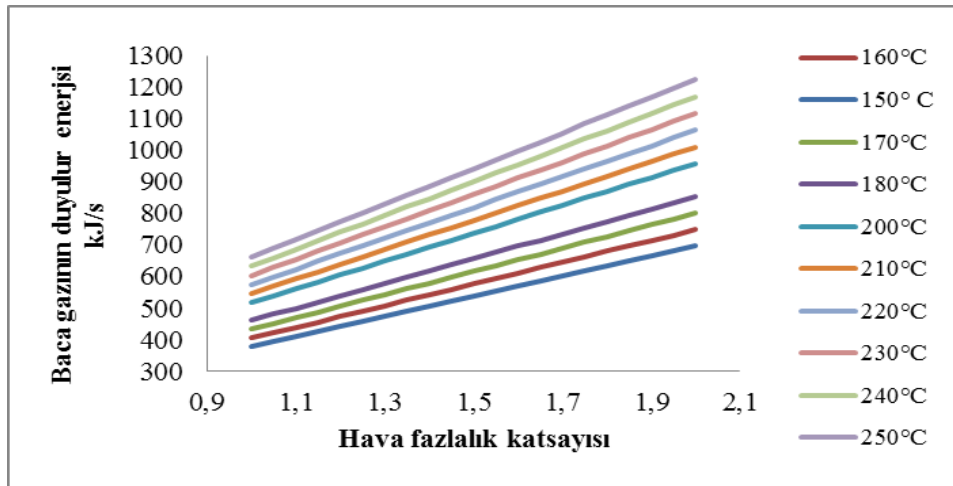
Geri kazanılan enerjinin parasal miktarı :(F-kayıp enerji):365285.4291583378 TL

Baca gazı ısı değiştirici çıkış sıcaklığındaki suyun kısmi basıncı12.4401...

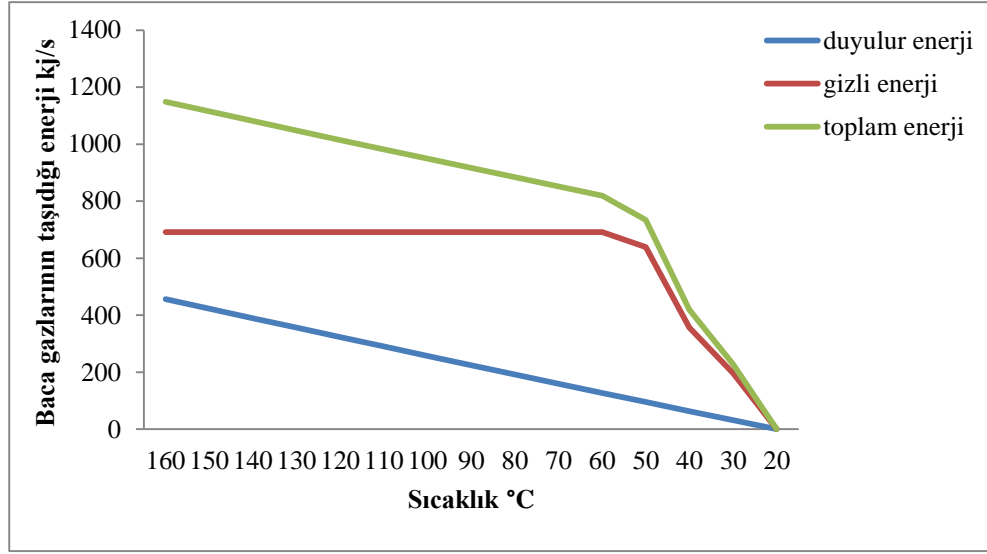
Yoğuşan su miktarı : 0.0028156789248337723kmol/s

Şekil 4.40. Enerji analizi programında baca gazından geri kazanılan enerji miktarının hesaplanması

Baca gazının taşıdığı diğer bir enerji türü de gizli enerjidir. Baca gazındaki su buharından dolayı oluşmaktadır.



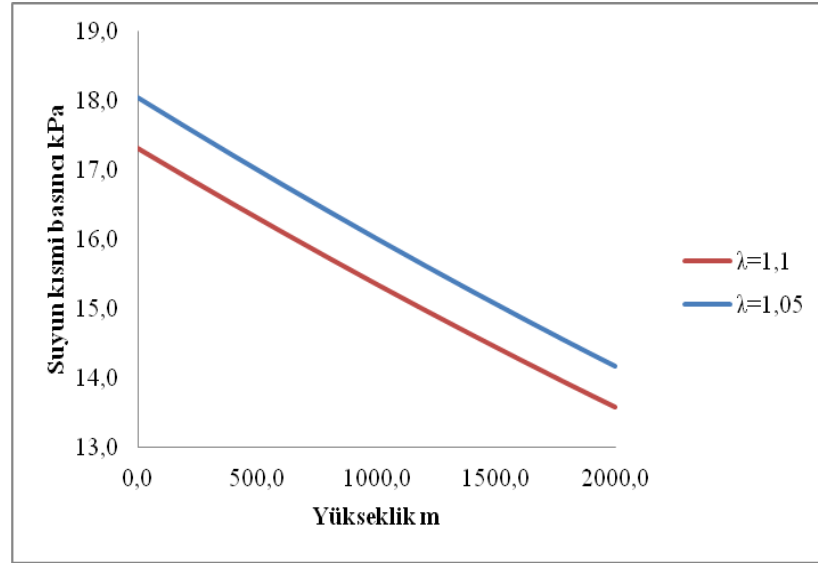
Şekil 4.41. Baca gazının duyulur enerjisinin sıcaklıkla ve hava fazlalık katsayısıyla değişimi



Şekil 4.42. Baca gazının taşıdığı enerjinin sıcaklıkla değişimi

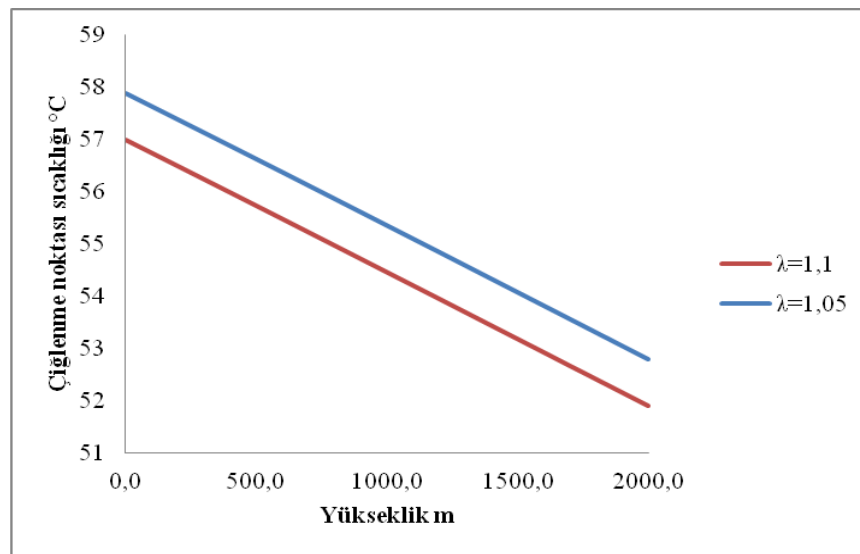
Baca gazının soğutulması durumunda belli bir sıcaklığa kadar herhangi bir faz değişimi gözlenmez. Çiğlenme noktası sıcaklığı denilen bu sıcaklıktan sonra ise baca gazı içerisindeki su buharının bir kısmı sıvı faza geçerek yoğuşur. Baca gazının ihtiva ettiği gizli enerji, çiğlenme noktasına kadar sabitken daha düşük sıcaklıklarda yoğuşmanın etkisiyle azalır. Çünkü yoğuşmayla baca gazı içerisindeki su buharının mol oranı azalmaktadır (Şekil 4.42).

Çiğlenme noktası sıcaklığı, atmosfer basıncından etkilenmektedir. Çünkü su buharının kısmi basıncı ve atmosfer basıncı deniz seviyesinden yüksekliğe bağlıdır. Yükseklik arttıkça atmosfer basıncı ve atmosfer basıncındaki doymuş suyun kısmi basıncı düşer. Çünkü deniz seviyesinden yükseklerle çıkıldıkça genellikle havadaki bağıl nem düşer. Havadaki nem miktarının azalması havadaki su buharının kısmi basıncını da düşürür. Şekil 4.43'te bu bağlantıyı göstermek için 1,05 ve 1,1 hava fazlalık katsayılarında yüksekliğe bağlı olarak suyun kısmi basınçları verilmiştir.

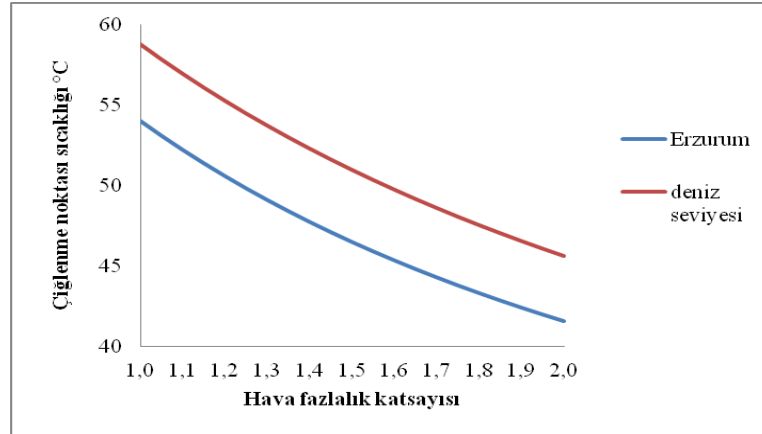


Şekil 4.43. Suyun kısmi basıncının yükseklikle değişimi

Doymuş suyun kısmi basıncının yükselmesi, çığlenme noktası sıcaklığını da arttırmaktadır. Ayrıca çığlenme noktası sıcaklığı hava fazlalık katsayısının artmasıyla birlikte düşer. Çünkü baca gazı içerisindeki su buharının mol kesri, hava fazlalık katsayısının artmasıyla azalmıştır. Şekil 4.44 ve 4.45'te bu bağlantıyı gösteren grafikler aşağıda verilmiştir.

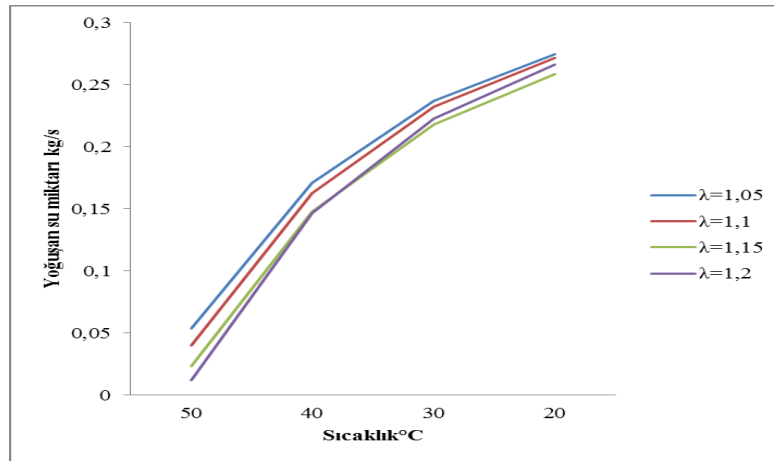


Şekil 4.44. Çığlenme noktası sıcaklığının yükseklikle değişimi

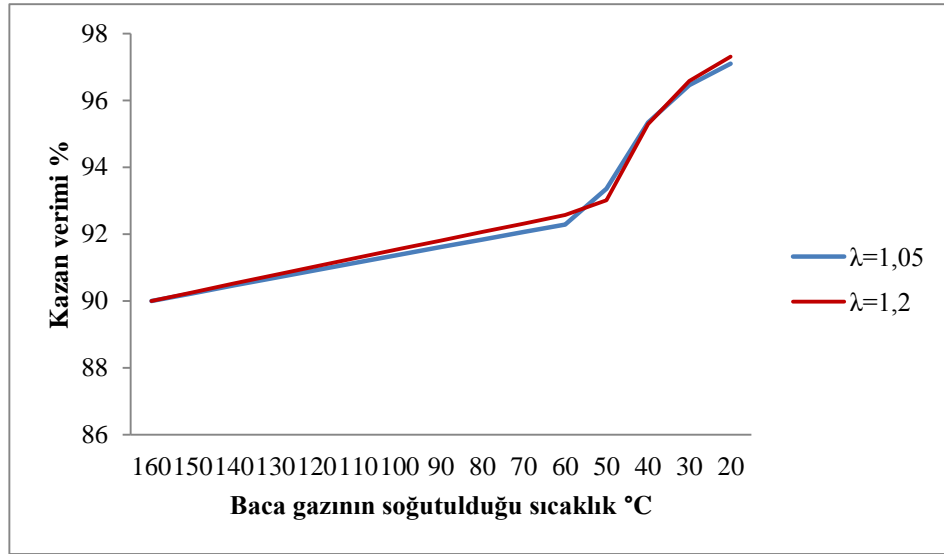


Şekil 4.45. Çiğlenme noktası sıcaklığının hava fazlalık katsayısı ile değişimi

Baca gazı çiğlenme noktası sıcaklığı altındaki bir sıcaklığa soğutulduğunda yoğuşma başlar ve sıcaklık azalışıyla birlikte artarak devam eder. Çünkü sıcaklık azalışıyla birlikte baca gazı içerisindeki suyun doyma basıncı azalmaktadır. Bu da baca gazından yoğuşan su miktarını artırmaktadır. Yoğuşan su miktarı, ayrıca hava fazlalık katsayısından da etkilenir. Aynı sıcaklıktaki baca gazı için düşük hava fazlalık katsayısı, yoğuşan su miktarını artırmaktadır. Çünkü hava fazlalık katsayısının artması, baca gazı içerisindeki su buharının mol kesrinin azalmasına sebep olur (Şekil 4.46).



Şekil 4.46. Baca gazı çıkış sıcaklığına göre farklı hava fazlalık katsayılarında yoğuşan su miktarı



Şekil 4.47. Baca gazının soğutulduğu sıcaklığa göre farklı hava fazlalık katsayılarında kazan verimi

Baca gazı bir ısı değiştiricisinde soğutulduğu zaman çığlenme noktası sıcaklığına kadar sadece baca gazı duyulur enerjisi geri kazanılabilirken çığlenme noktası altına inildiğinde baca gazı duyulur enerjisi yanında gizli enerjiden de yararlanılmış olur. Baca gazından daha fazla enerji geri kazanımı sağlanır ve kazan verimi artar (Şekil 4.47). Hava fazlalık katsayısının artmasıyla çığlenme noktası sıcaklığı düşer. Ayrıca hava fazlalık katsayısının artması, baca gazı miktarını artırdığından daha fazla miktarda enerji geri kazanılmış olur.

Atatürk Üniversitesi ısı merkezinde üç adet 12 000 000 kcal/h kapasiteli 180/110°C kızgın sulu alev duman borulu kazan bulunmaktadır. Isı merkezindeki otomasyon sistemi verilerinden alınan bilgiler aşağıda verilmiştir (Çizelge 4.23).

Sistemden alınan veriler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen enerji analizi sonuçları aşağıda Çizelge 4.24'te verilmiştir. 2014 yılı doğalgaz yakıtı birim maliyeti olarak 0,82 TL/m³ alınmıştır.

Çizelge 4.23. Isı merkezindeki otomasyon sisteminden alınan veriler

	1. kazan	2. kazan	3. kazan
Hava fazlalık katsayısı λ	1,1667	1,1732	1,1290
Baca gazı çıkış sıcaklığı °C	161	157	158
Yakıt sarfiyatı m ³ /yıl	4 008 087	4 008 087	4 008 087
Yanma havası sıcaklığı °C	20	20	20

Aşağıda verilen çizelgedeki sonuçlara bakılacak olursa baca gazı atık ısı kaybı yüksek miktarda olup bunun mümkün mertebe geri kazanımı sağlanmalıdır. Tabii ki kayıp enerjinin tümünün kazanılması beklenilemez. Ancak enerjide dışa bağımlı olan ülkemizde atık enerjinin düşük miktarda da olsa geri kazanımı çok önemlidir.

Çizelge 4.24. Alınan verilere göre enerji analiz sonuçları

	1. kazan	2. kazan	3. kazan
Baca gazı duyulur ısı kaybı %	6,82	6,65	6,48
Baca gazı molar H ₂ O kesri	0,1619	0,1611	0,1668
Baca gazı gizli ısı kaybı %	10,16	10,16	10,16
Baca gazı toplam ısı kaybı %	16,98	16,81	16,64
Baca gazı kaybının bedeli TL/yıl	558 631	553 115	547 548
Çiğlenme sıcaklığı °C	51,16	51,05	51,78
Yakıt debisi kg/s	0,1	0,1	0,1
Yakıt enerjisi kJ/s	4 448	4 448	4 448
Hava debisi kg/s	1,81	1,82	1,75
Baca gazı debisi kg/s	1,90	1,92	1,85

Yapılan bu tez çalışmasında da bu denli büyük bir atık ısıdan yararlanılması gerektiği tasarruf edilerek ileride üniversitenin faydalanabilmesi maksadıyla bir kaç senaryo düşünülmüştür.

Senaryolara ait gerekecek tüm maliyetleri, mekanik tesisat projeleri ve ekonomik olup olmadıklarını görmek için de ekonomik analizleri yapılmıştır. Bu senaryolara önceki bölümlerde kısaca değinilmişti. Bunlar;

- ✓ Mahal ısıtma
- ✓ Sıcak su eldesi
- ✓ Yakma havasının ön ısıtılması
- ✓ Yakma havasının ön ısıtılması ile mahal ısıtma
- ✓ Yakma havasının ön ısıtılması ile sıcak su eldesi

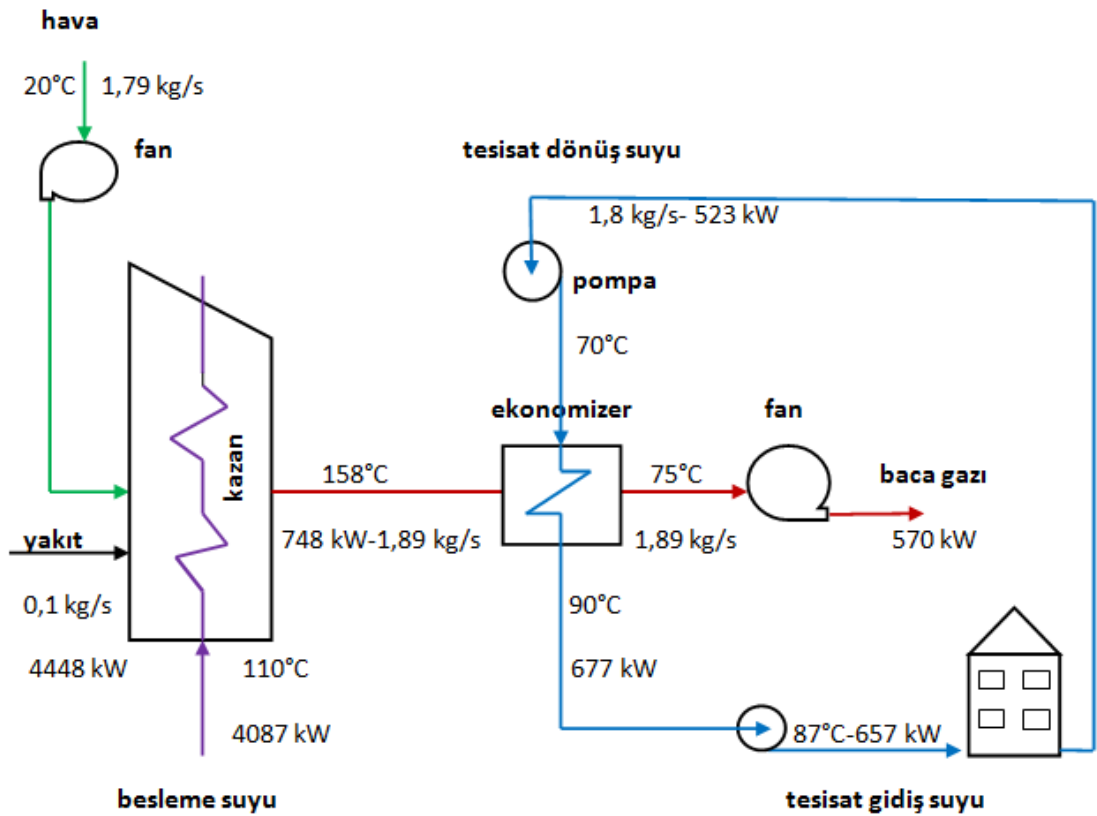
belirtilen senaryolara ait ısı geri kazanım sonuçlarının bir kısmı aşağıda Çizelge 4.25'te verilmiştir.

Çizelge 4.25. Alınan verilere göre senaryolara ait enerji analiz sonuçları

	Senaryo 1	Senaryo 2			Senaryo 3	Senaryo 4	Senaryo 5
Baca gazı çıkış sıcaklığı °C	75	50	45	40	132	75	40
Duyulur enerji kazanımı kW	535,6	695,5	725,6	754,1	169,9	535,6	754,1
Yoğuşan su miktarı kg/s	0	0,046	0,19	0,29	0	0	0,29
Gizli enerji kazanımı kW	0	103,6	420,73	657,6	0	0	657,6
Boru kaybı kW	21,5	12,2	13,1	14,1	0	21,5	13,1
Net enerji geri kazanımı kW	514,1	786,9	1 133,2	1 397,6	169,9	514,1	1 398,6
Enerji geri kazanımı %	3,85	5,9	8,6	10,6	1,3	3,85	10,6
Enerji geri kazanımı TL/yıl	380 257	582 067	838 156	1033641	125 672	380 257	1033641

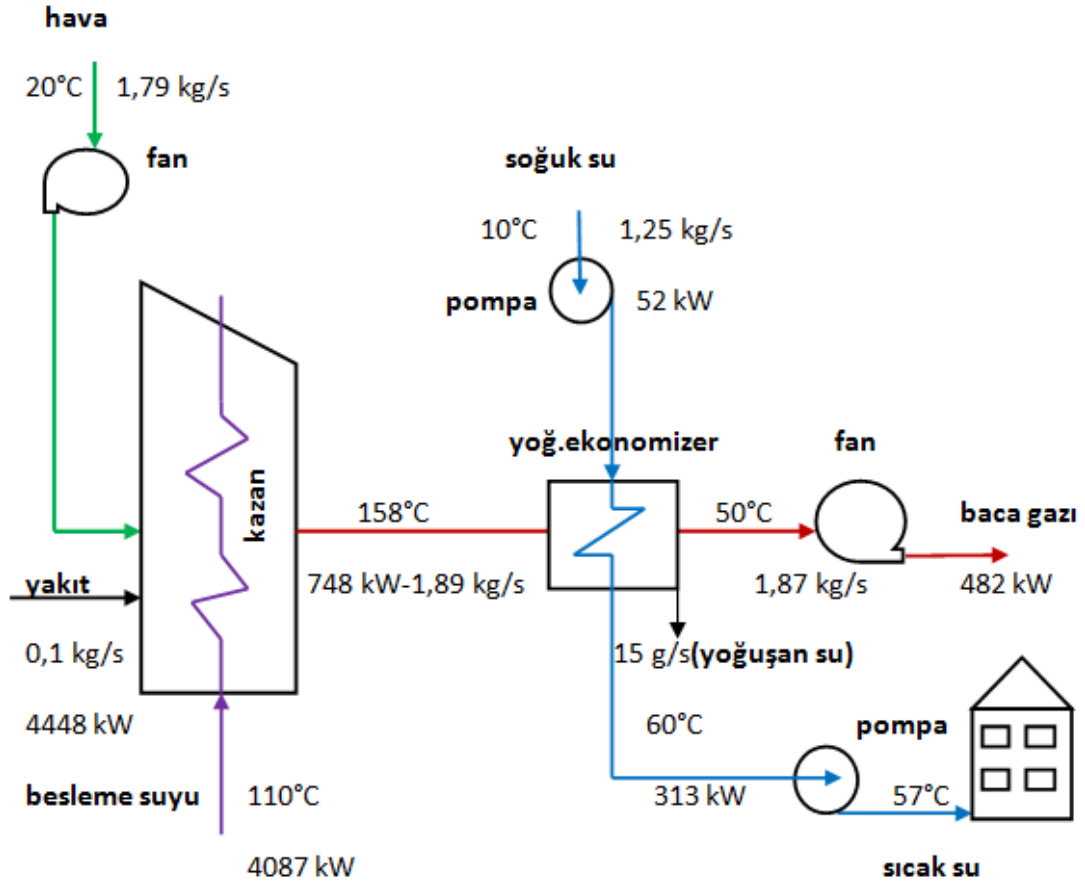
Senaryoların enerji balansları; her bir senaryoya ait kütle ve enerji balanslarının yer aldığı akım şemaları aşağıda verilmiştir. Aşağıdaki şekilde mahal ısıtma yönteminin kütle ve enerji denklileri yer almaktadır.

Bu senaryoyla birlikte rektörlük binasının ısıtılmasında geri kazanılan baca gazı atık enerjisinden yararlanıldığı için yakıt tasarrufu yapılmış olunacaktır. Mevcut bölgesel ısıtma sisteminde kullanılan kızgın su, kampüsteki eşanjör dairelerine gelerek burada 90/70 sekonder devre olan ısıtma hatlarıyla binaların ısıtılması sağlanmaktadır.



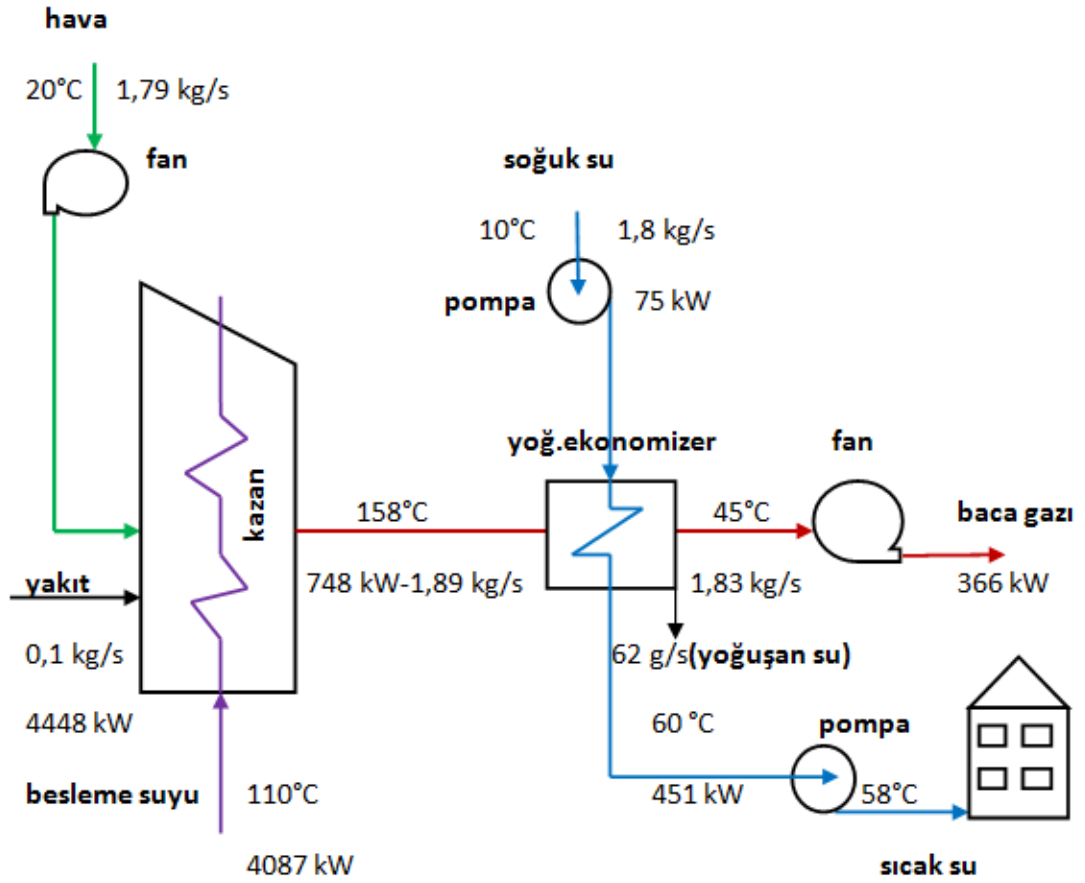
Şekil 4.48. Senaryo 1'in kütle ve enerji denklilerinin yer aldığı akım şeması

Rektörlük binasının ısıtılmasının ekonomizerle geri kazanılan enerjiden sağlanması sonucunda bu sekonder devre iptal olacağı için sisteme bu da yakıt tasarrufu olarak yansıtacaktır. Şekil 4.48'de senaryo 1'in kütle ve enerji denklilerinin yer aldığı akım şeması gösterilmektedir.



Şekil 4.49. Senaryo 2, 50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması

Mevcut ısıtma sisteminde kazanlardan çıkan kızgın su eşanjör dairelerine gelerek burada 60/10 sekonder devre olarak lojman binalarının sıcak su ihtiyacını karşılamaktadır. Bir diğer senaryo olan sıcak su eldesinde de bu konudan yararlanılabileceği düşünülmüştür. Çünkü mevcut durumda lojmanların sıcak su ihtiyacı, ısı merkezindeki kazanlardan sağlanmaktadır. Lojmanların sıcak su ihtiyacı baca gazından geri kazanılan enerjiyle karşılanması düşünüldüğünde bu da yakıt tasarrufuna yol açacaktır. Bu yöntem için üç farklı durum üzerine çalışma yapılarak daha fazla lojman dairesinin sıcak su ihtiyacının karşılanması dolayısıyla da daha fazla yakıt tasarrufu yapılabileceği düşünülmüştür. Şekil 4.49'da yoğuşmalı ekonomizerden 50°C'de çıkacak baca gazı durumu için kütle ve enerji balansları yer almaktadır. Şekil 4.50'de de bu senaryoya ait ikinci durum olan 45°C baca gazı çıkış sıcaklığı için enerji ve kütle denklikleri verilmiştir.

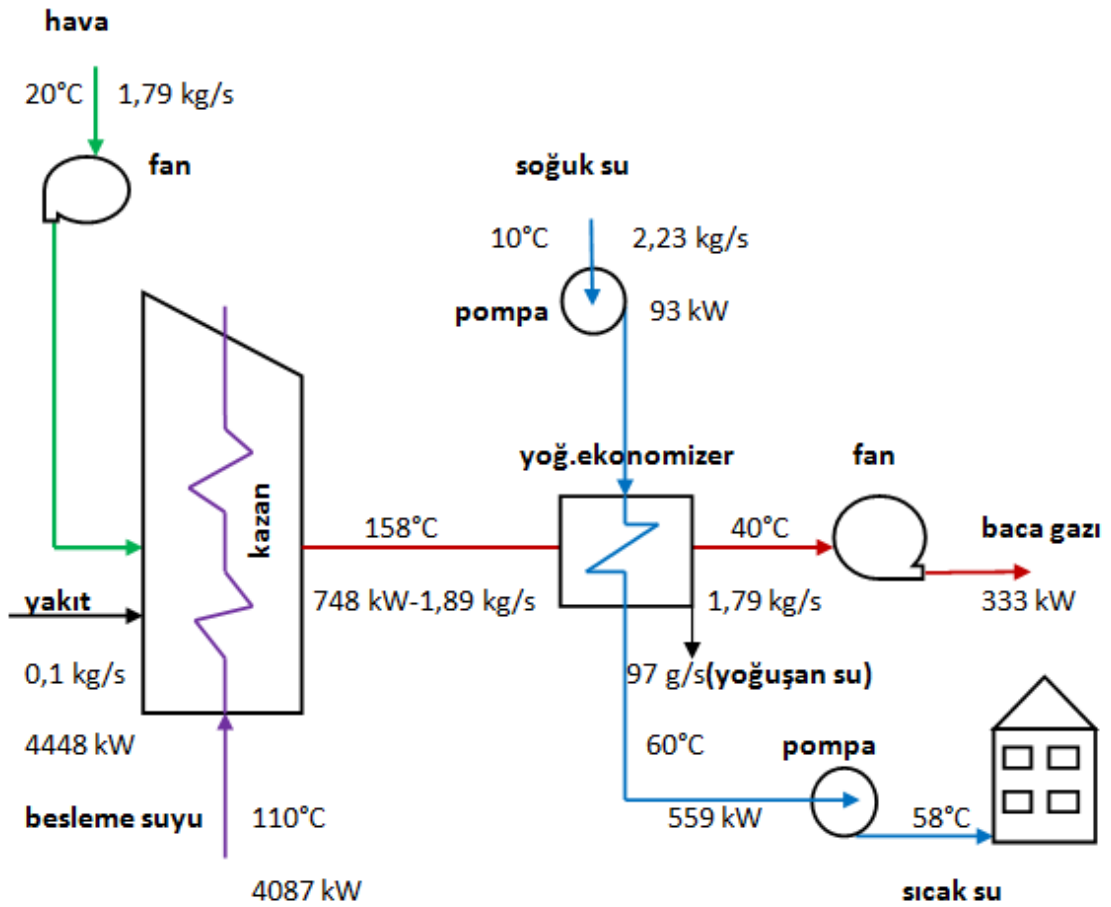


Şekil 4.50. Senaryo 2, 45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması

Erzurum şartlarında ve ısıtma merkezi otomasyon sisteminden alınan hava fazlalık katsayısına göre çiğlenme noktası sıcaklığı 51,33°C olmaktadır. Bu senaryoda 45°C'ye kadar düşürülen baca gazı sıcaklığı 51,33°C olan su buharı çiğlenme sıcaklığının altında kaldığı için baca gazı içerisindeki su buharının bir kısmı yoğuşur ve baca gazının gizli enerjisinden daha fazla yararlanılmış olur. Daha fazla enerji elde edimi sonucunda da yoğuşmalı ekonomizerde daha fazla sıcak su elde edilmiş olur.

Yoğuşmalı ekonomizerde baca gazı sıcaklığının çiğlenme noktası altına düşürmek çok önemlidir. Çünkü bölgesel ısıtma sistemindeki kazanlardan çıkan baca gazındaki gizli enerji kaybı %10 civarlarında olduğundan dolayı %6 dolaylarında olan duyulur enerji kaybına göre yüksek bir değerdedir.

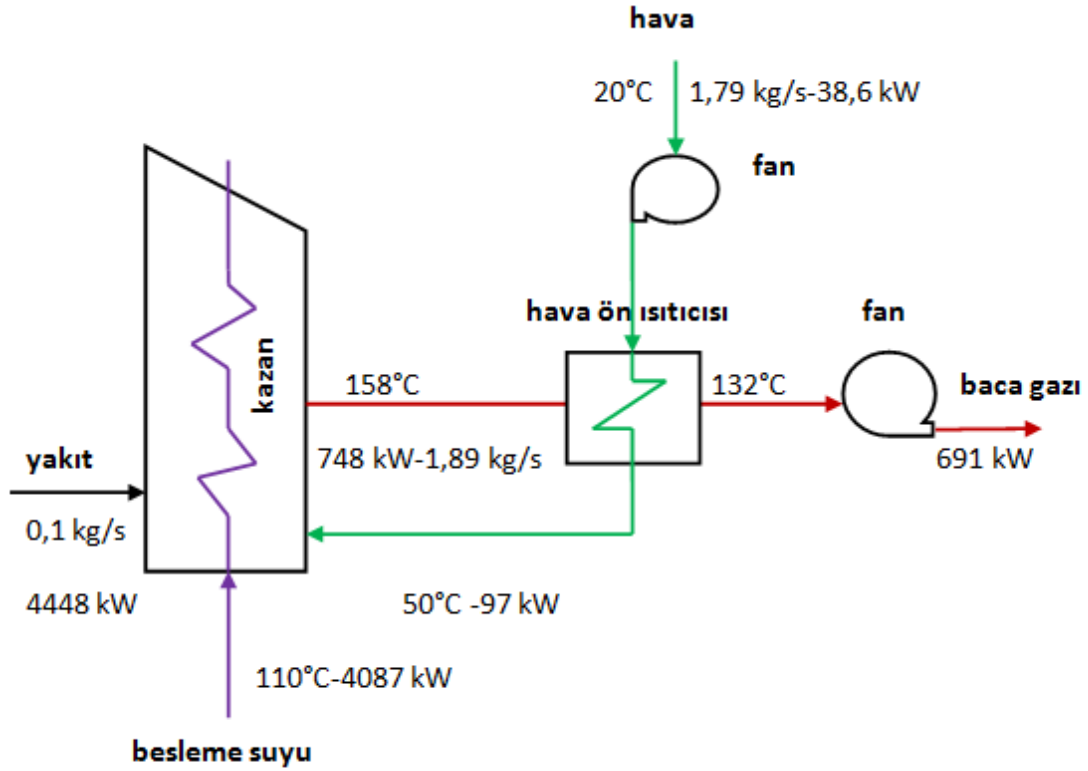
Bu kadar yüksek enerji kaybından ise ancak $51,33^{\circ}\text{C}$ altına düşüldüğü takdirde yararlanılabilir. Bu nedenle yoğuşma çok önem arz etmektedir. Şekil 4.51’de baca gazı sıcaklığının 40°C ’ye düşüren sıcak su eldesi yönteminin kütle ve enerji analizi verilmiştir. Bu senaryoyle daha fazla su buharı yoğuşmakta ve baca gazının gizli enerjisinden daha fazla yararlanılmış olacaktır.



Şekil 4.51. Senaryo 2'nin 40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması

Bir diğer senaryo ise kazana girecek yakma havasının hava ön ısıtıcısında ısıtılarak kazana verilmesidir. Bu senaryoda baca gazı sıcaklığı çok düşürülemediği için tasarruf oranı düşüktür.

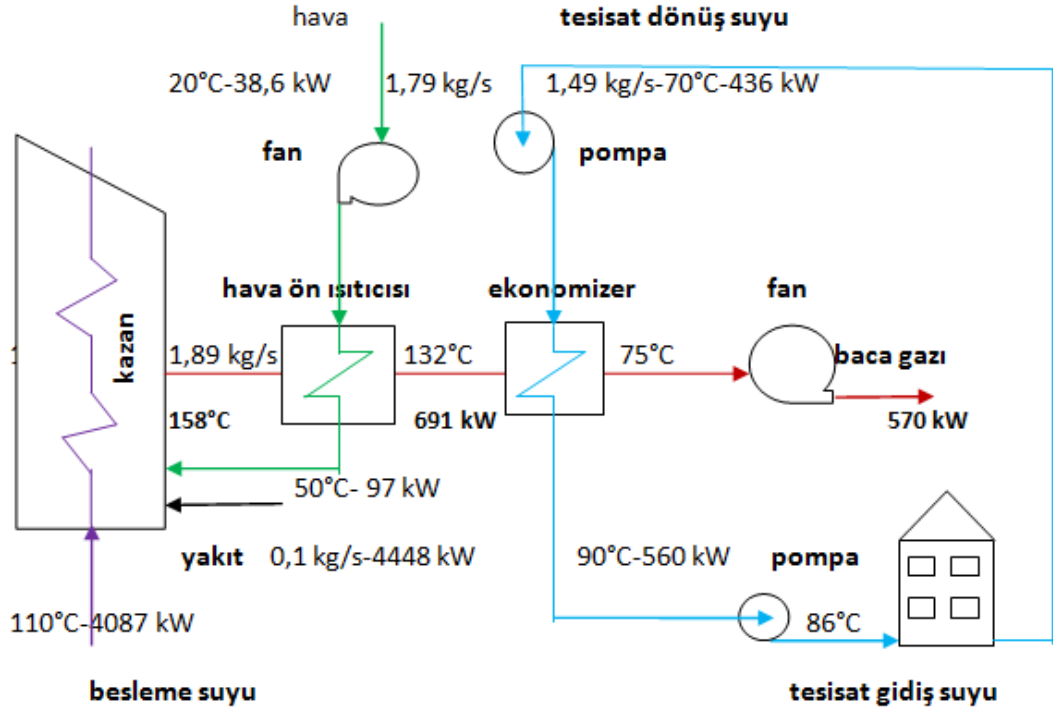
Yakma havasının brülörlerin maksimum çalışma sıcaklığı olan 60°C 'den daha fazla sıcaklık değerlerine ısıtılamaması durumu hava ön ısıtıcısının verimini düşürmektedir. Şekil 4.52'de bu senaryoya ait kütle ve enerji denklikleri gösterilmektedir.



Şekil 4.52. Senaryo 3'ün kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması

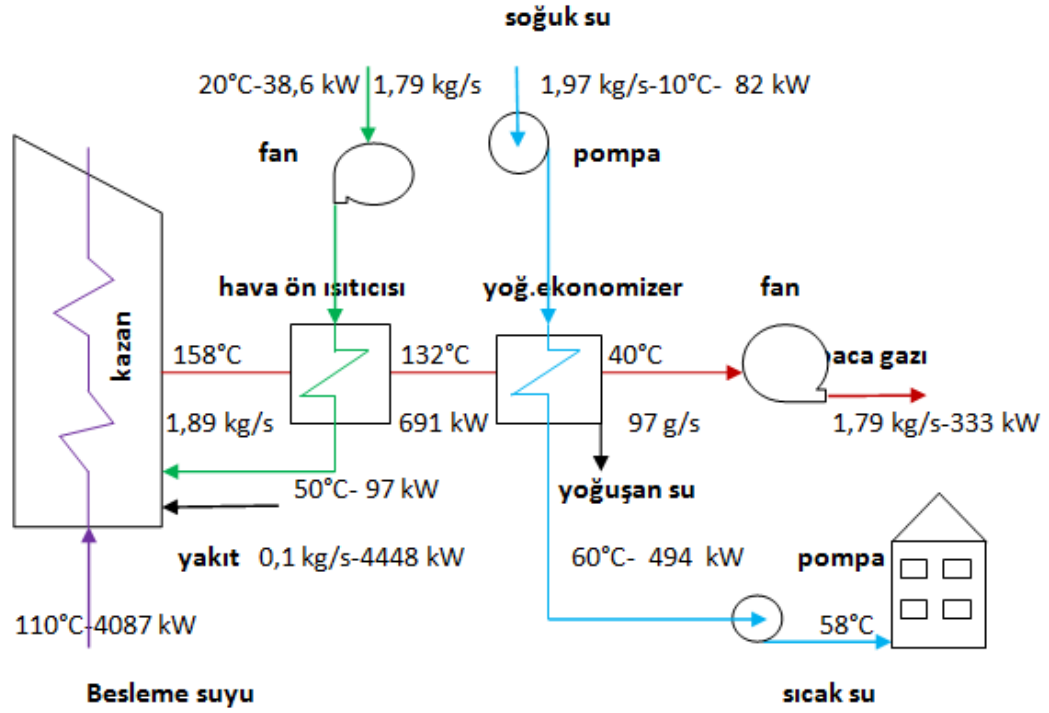
Önceki kısımlarda bahsedilen diğer bir senaryoda 4. senaryo diye adlandırılan yakma havasının bir hava ön ısıtıcısında ısıtılarak kazana gönderilmesi ile hava ısıtıcısından bir miktar soğuyan baca gazının bir ekonomizer vasıtasıyla daha da soğutularak ekonomizere giren tesisat dönüş suyunun ısıtılmasıdır. Yani 1. ve 3. senaryonun birleştirilmesidir.

Bu senaryo sayesinde yakma havası ısıtılarak kazana gönderilmiş olur, bu sayede yakıt tasarrufu elde edilirken aynı zamanda ikinci bir ısı değiştiricisinden de herhangi bir mahlalin ısıtılması sağlanacaktır. Bu durumda yakıt tasarrufu sağlayacaktır. Şekil 4.53'de 4. senaryoya ait kütle ve enerji denklikleri gösterilmiştir.



Şekil 4.53. Senaryo 4'ün kütle ve enerji denklıklarının yer aldığı akım şeması

Son senaryo ise 5. senaryo diye adlandırılan kazan yakma havasının ön ısıtılması ile yoğuşmalı ekonomizerde sıcak su eldesidir. Kazandan çıkan bacı gazı önce hava ön ısıtıcısına daha sonra da yoğuşmalı ekonomizere girer. Buradan transfer edilen ısıyla yakma havası ısıtılır ve yoğuşmalı ekonomizerden sıcak su elde edilir. Bu sıcak su, kampus içerisindeki lojman binalarının veya misafirhanelerin sıcak su ihtiyacı için kullanılabilir. Bu senaryo yardımıyla da yakıt tasarrufu elde edilir. Senaryonun kütle ve enerji denklik şemaları aşağıda Şekil 4.54'te gösterilmiştir.



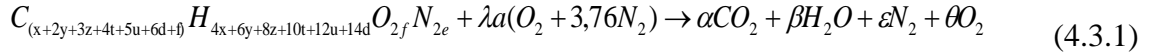
Şekil 4.54. Senaryo 5'in kütle ve enerji denkliklerinin yer aldığı akım şeması

4.3. Ekserji Analiz Bulguları

Atatürk Üniversitesi bölgesel ısıtma sisteminde yapılması planlanan senaryolar önceki kısımlarda anlatılmıştı. Bu bölümde mevcut ısıtma sistemindeki kazanların ekserji analizi ile senaryolarda eklenilmesi düşünülen ekonomizer, yoğuşmalı ekonomizer ve hava ısıtıcısı gibi ekipmanlarında ekserji analizleri yapılmıştır.

Isıtma sisteminde kullanılan yakıt doğalgaz olduğundan ekserji analizine ilk önce doğalgazın standart kimyasal ekserjisinin bulunmasıyla başlanılmıştır. Doğalgazın içeriği Erzurum'a gelen doğalgazın ölçümlerinin yapıldığı Erzurum Doğalgaz Dağıtım Şirketi'nden alınmıştır.

Daha önceki kısımlarda verilen ısıtma sisteminden alınmış gerçek işletme verileri kullanılarak oluşturulan doğalgaz yanma denklemi ve reaktanlar ve ürünlere ait mol oranları ile tablolardan alınan değerler aşağıdaki çizelgede verilmiştir.



ε^0 değerleri, 25°C ve 1 atm'deki standart molar kimyasal ekserji değerleri olup tablolardan alınmıştır. Çizelgede verilen veri ve hesaplama sonuçlarına göre doğalgazın molar kimyasal ekserjisi; 862 365,68 kJ/kmol olarak hesaplanmıştır. Isıtma sistemindeki kazanlara ait toplam yakıt ekserjisi ise 14 133 kW'tır. Baca gazı kayıp ekserjisi de iki çeşit olup baca gazının sahip olduğu fiziksel ekserji tüm sistem için 529,14 kW, baca gazı kimyasal ekserjisi ise 339,09 kW olarak bulunmuştur.

Çizelge 4.26. Doğalgazın standart molar kimyasal ekserjisinin hesaplanması için gerekli veriler

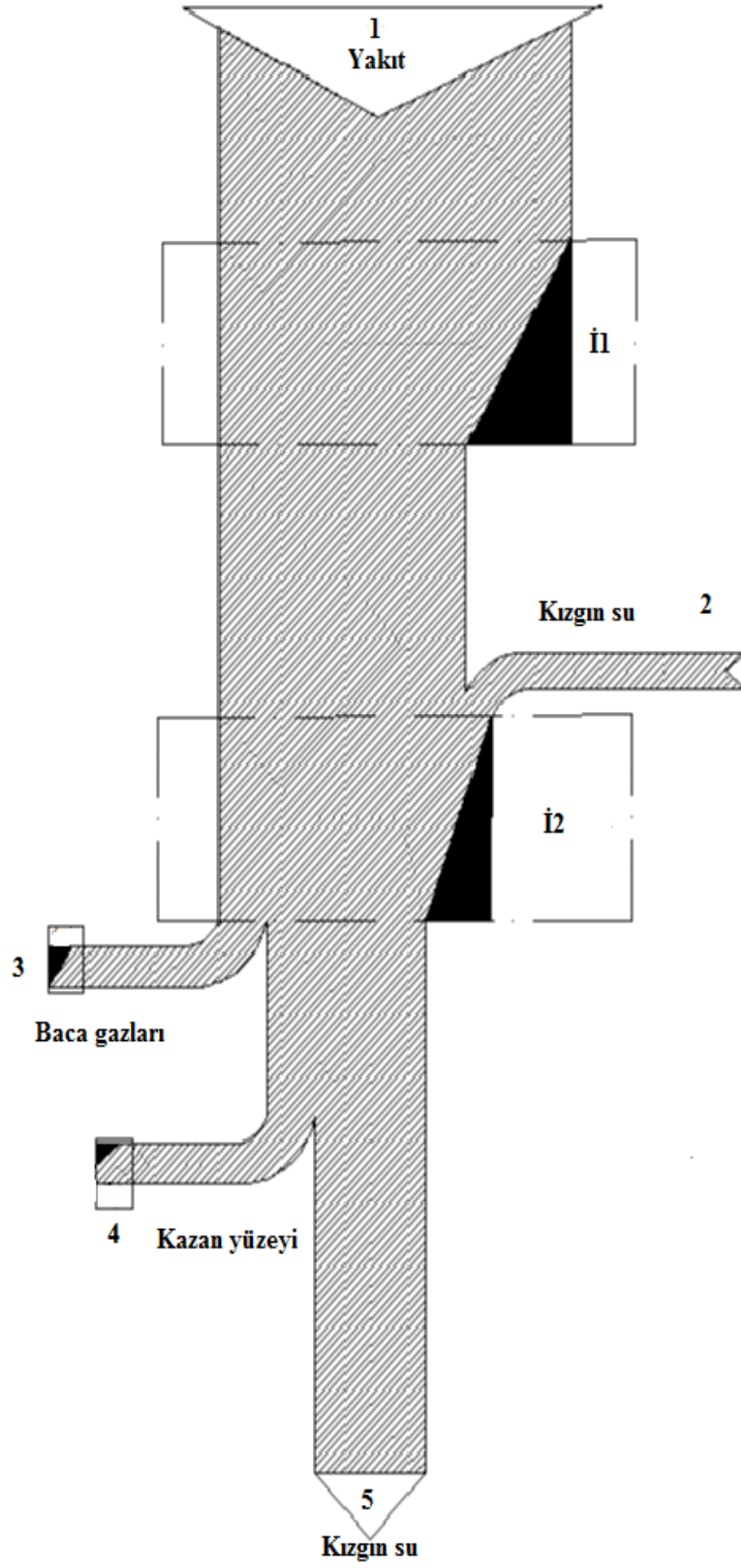
Reaktanlar	n-kmol	ε^0 kJ/kmol	h_f^0 kJ/kmol	s^0 kJ/kmol.K
CH ₄	0,9208	831 200	-74 850	186,16
C ₂ H ₆	0,0351	1 495 000	-84 680	229,49
C ₃ H ₈	0,0097	2 152 800	-103 850	269,91
C ₄ H ₁₀	0,0075	2 804 200	-126 150	310,12
N ₂	0,023	720	0	191,61
CO ₂	0,0044	19 480	-393 520	213,8
Toplam yakıt	1,000			
Havadan gelen				
N ₂	8,9838	690	0	191,61
O ₂	2,3893	3 970	0	205,04
Ürünler				
O ₂	0,3230	3 970	0	205,04
CO ₂	1,0576	19 480	-393 520	213,8
H ₂ O	2,0263	900	-285 830	69,92
N ₂	9,0068	720	0	191,61

Toplam baca gazı ekserji kaybı 868,29 kW olup ekserji kayıp oranı %6,14 olarak hesaplanmıştır. Kazanların yüzeylerinden olan toplam ekserji kaybı ise 10,32 kW olup %0,07 oranına tekabül etmektedir.

Kazanlardaki tersinmezliklerin hesaplanması için adyabatik alev sıcaklığı ya da yanma sıcaklığının hesaplanması gerekir. Hesaplamalar sonucunda yanma sıcaklığı 1846°C olarak bulunmuştur. Kazanlardaki toplam tersinmezlik oranı %61 ve kazan ekserji verimi ise %32,78 olarak hesaplanmıştır. Kazan için çizilen ekserji grassman diyagramı Şekil 4.55’de ve diyagrama ait hesaplama sonuçları da Çizelge 4.27’de gösterilmiştir.

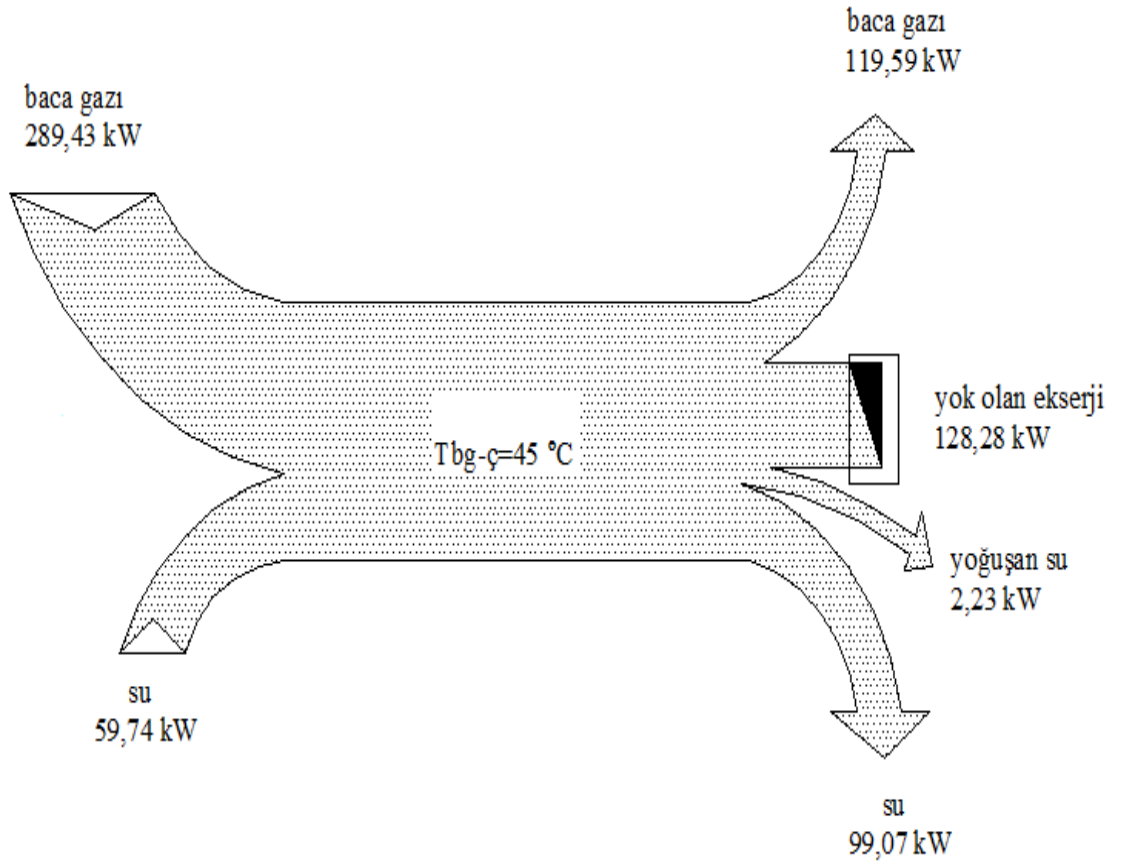
Çizelge 4.27. Tek bir kazan için ekserji analiz sonuçları

		kW
1	Yakıt ekserjisi	4 711
2	Kazan giriş suyu ekserjisi	3 708
3	Baca gazı kayıp ekserjisi	289,43
4	Kazan yüzey kayıp ekserjisi	3,44
5	Kazan çıkış suyu ekserjisi	8 168,2
\dot{I}_1	Yanma tersinmezliği	1 465,33
\dot{I}_2	Isı aktarım tersinmezliği	1 408,70
\dot{I}_T	Toplam tersinmezlik	3 166,90



Şekil 4.55. Kazan ekserji grassman diyagramı

Atatürk Üniversitesi bölgesel ısıtma sistemi kazan baca gazından enerji geri kazanımı için düşünülen senaryolardan daha önceki kısımlarda bahsedilmiştir. Bu senaryolarda kullanılması planlanmış ekonomizer, yoğuşmalı ekonomizer, hava ön ısıtıcısı gibi ısı değiştiricilerin ekserji analizi hesapları yapılmış, sonuçları aşağıda Çizelge 4.28’de gösterilmiştir. Şekil 4.56’da ise yöntem 2’ye ait ekserji grassman diyagramı verilmiştir.



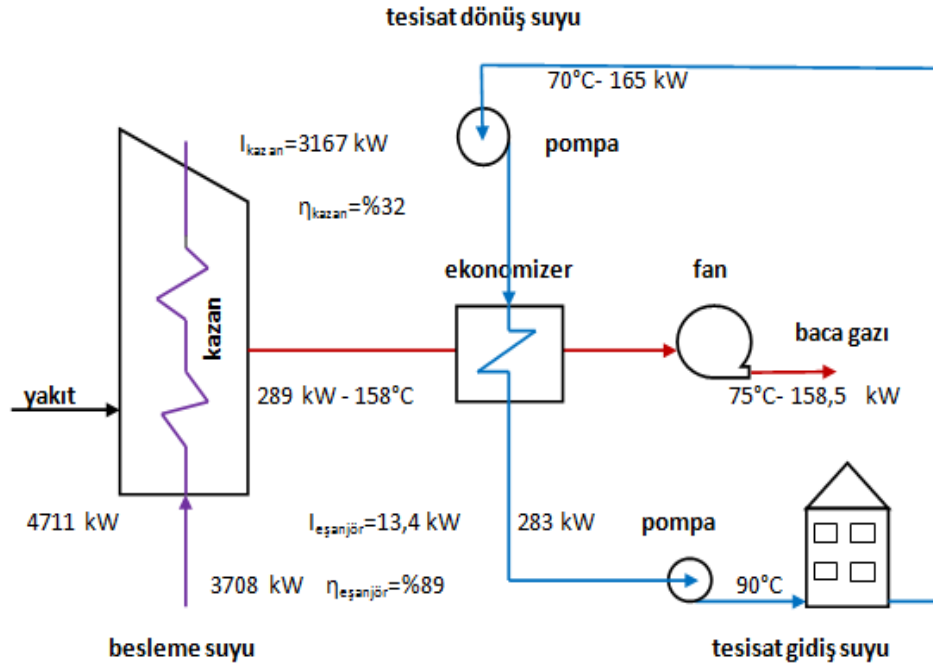
Şekil 4.56. Senaryo 2, $T_{bgç}=45^{\circ}\text{C}$ durumu için ekserji grassman diyagramı

Çizelge 4.28. Senaryolardaki ısı değiştiricilerin ekserji analiz sonuçları

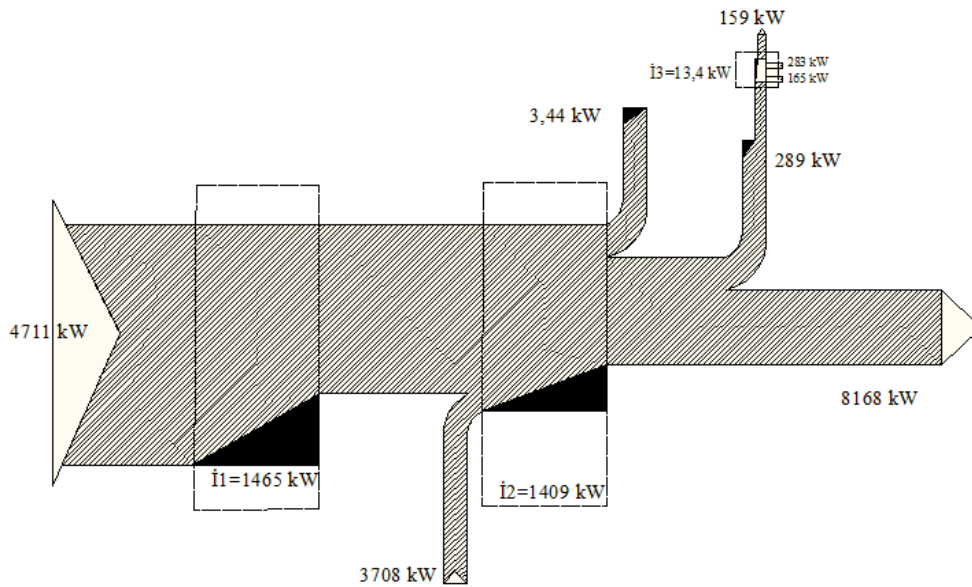
			Giren ekserji kW	Çıkan ekserji kW	Ekserji yok oluşu kW	Ekserji verimi %
Senaryo 1 $T_{bg\check{c}}=75^{\circ}C$	Baca gazı	289,43	158,48	13,40	89,76	
	Su	165,03	282,57			
Senaryo 2	$T_{bg\check{c}}=50^{\circ}C$	Baca gazı	289,43	127,41	134,15	16,92
		Su	41,48	68,80		
		Yoğuşan su	0	0,55		
	$T_{bg\check{c}}=45^{\circ}C$	Baca gazı	289,43	119,58	128,28	23,47
		Su	59,74	99,07		
		Yoğuşan su	0	2,23		
	$T_{bg\check{c}}=40^{\circ}C$	Baca gazı	289,43	108,94	128,50	27,40
		Su	73,67	122,18		
		Yoğuşan su	0	3,48		
Senaryo 3 $T_{bg\check{c}}=132^{\circ}C$	Baca gazı	289,43	245	30,20	29,76	
	Hava	1,04	13,84			
Senaryo 4 $T_{bg\check{c}}=75^{\circ}C$	Baca gazı	245	158,48	0,79	99,09	
	Su	120,38	206,11			
Senaryo 5 $T_{bg\check{c}}=40^{\circ}C$	Baca gazı	245	108,94	98,55	25,67	
	Su	73,67	107,70			
	Yoğuşan su	0	3,48			

Isıtma sistemindeki kazan baca gazlarından ısı geri kazanımı sağlamak için düşünölen senaryolara ait ekserji analizi yapılmıştır. Her bir senaryodaki kazana giren yakıt ekserjisi, kazandan ısıtma suyuna aktarılan ekserji, baca gazı kayıp ekserjisi, baca gazının ısı değiştiricilerine girmesiyle oluşan ekserji dengesi, ısı değiştiriciden çıkan sıcak suyun dağıtımındaki borulardan oluşan boru kayıp ekserjisi, sirkölasyon pompalarındaki kayıp ekserji ve tüm sistemlerdeki tersinmezliklerin yerleri ve ekserji dengesi yapılmıştır.

Senaryo 1; Şekil 4.57’de materyal ve yöntem bölümünde anlatılan senaryo 1’e ait ekserji dengesi ve kazan, ısı değiştiricideki tersinmezlikler(I) ile ekserji verimleri(η) gösterilmiştir. Şekil 4.58’de de senaryo 1’e ait ekserji grassman diyagramı verilmiştir.



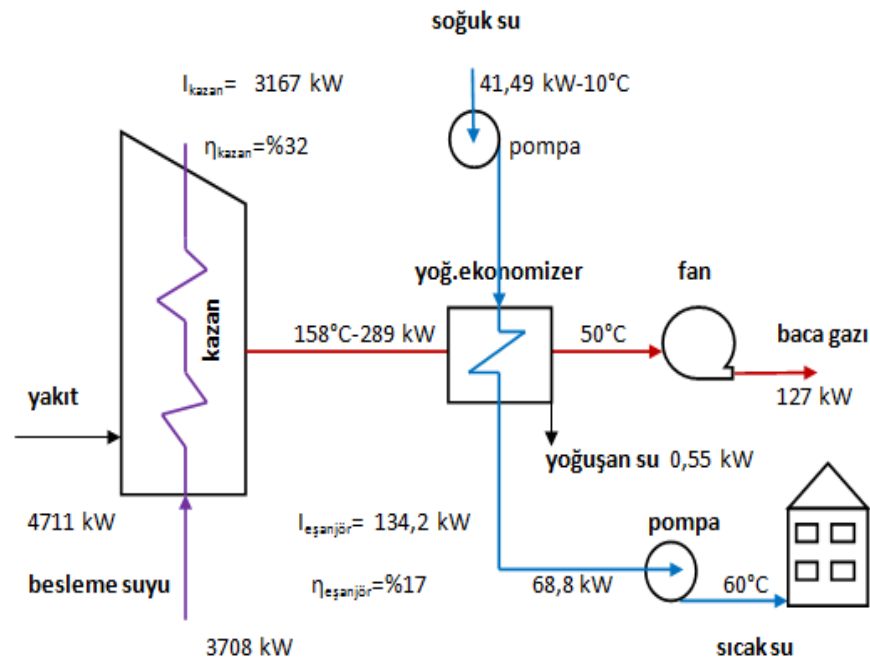
Şekil 4.57. Senaryo 1’e ait ekserji dengesi



Şekil 4.58. Senaryo 1’e ait ekserji grassman diyagramı

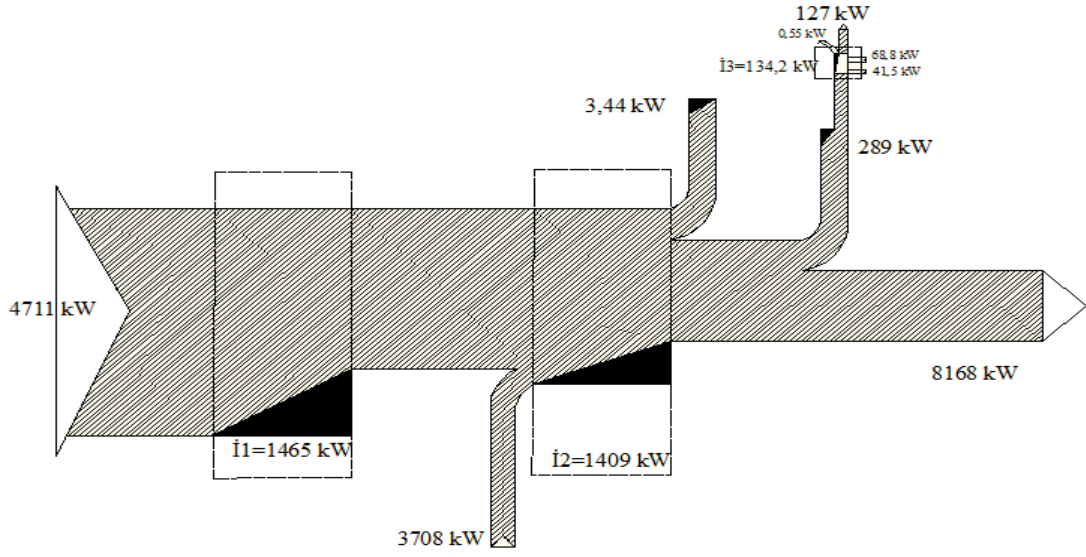
Senaryolara ait kütle ve enerji balansları enerji analizi kısmında daha önce verilmiştir. Senaryo 1’de baca gazının atık ısısından faydalanmak için kullanılan ekonomizer yardımıyla sistemde yakıt tasarrufu olacaktır. Bu yakıt tasarrufuyla %6,14 olan baca gazı ekseri kaybının %3,38’i sisteme geri kazandırılmış olur.

Senaryo 2 üç kısımda incelenmiştir. Bunlar arasındaki fark ısı değiştiricisinden çıkan baca gazının çıkış sıcaklıklarıdır. 50, 45 ve 40°C baca gazı çıkış sıcaklığına göre üç farklı durum olarak ele alınmıştır. Şekil 4.59’da 50°C olan baca gazı çıkış sıcaklığına göre senaryonun ekserji analizi, Şekil 4.60’da da senaryonun ekserji grassman diyagramı gösterilmiştir.

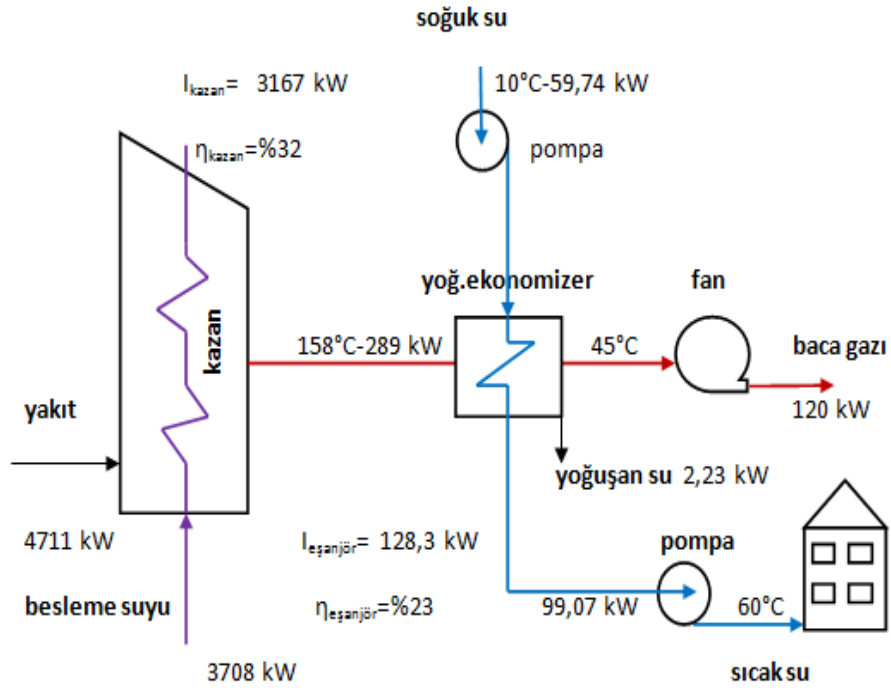


Şekil 4.59. Senaryo 2’nin 50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumuna ait ekserji dengesi

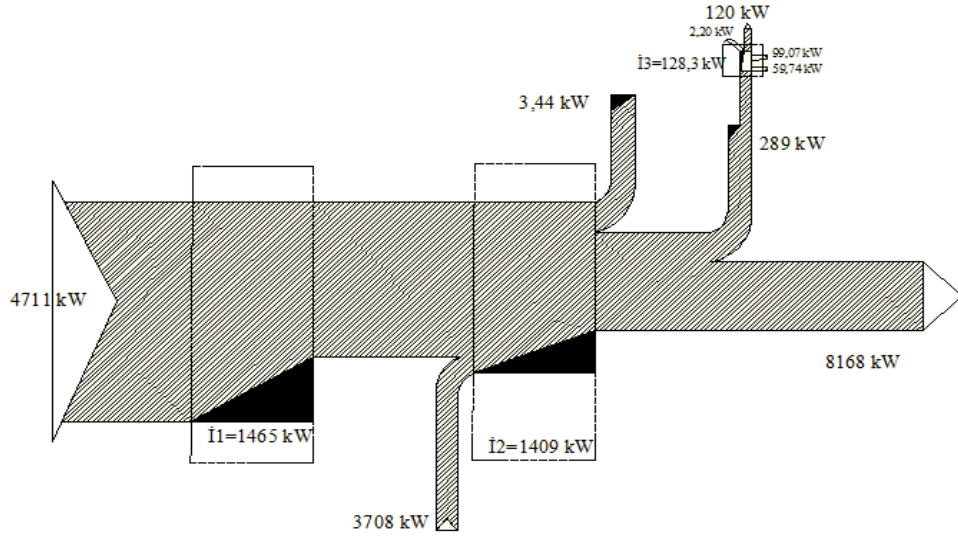
Şekilde de verildiği gibi tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri, kazan ve eşanjörün ekserji verimleri ile ekserji dengesi yapılmıştır. Senaryonun uygulanmasıyla elde edilecek yakıt tasarrufu dolayısıyla baca gazı kayıp ekserjisinin %2,7’si geri kazandırılabilir. Senaryo ile birlikte baca gazı kayıp ekserjisi %3,44’e düşmektedir.



Şekil 4.60. Senaryo 2'ye ait 50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için ekserji grassman diyagramı

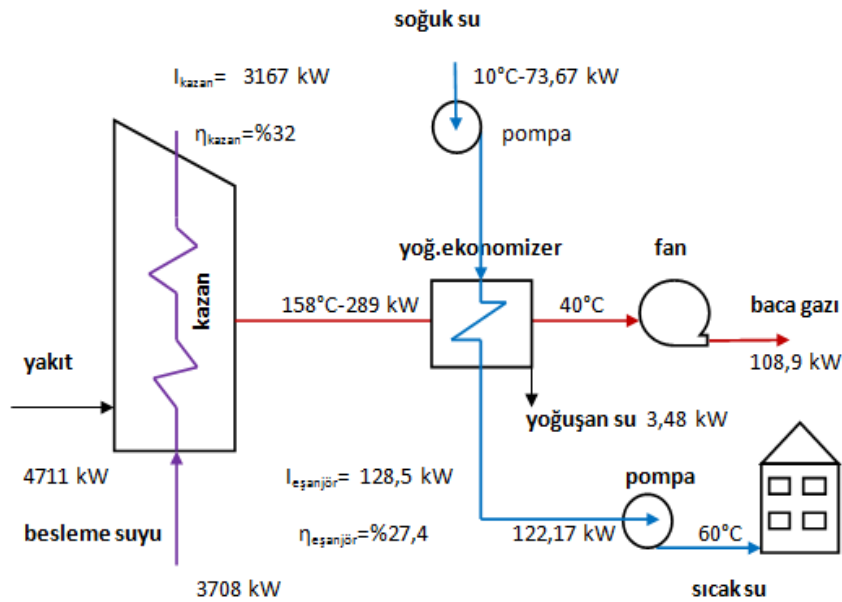


Şekil 4.61. Senaryo 2'ye ait 45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için ekserji dengesi



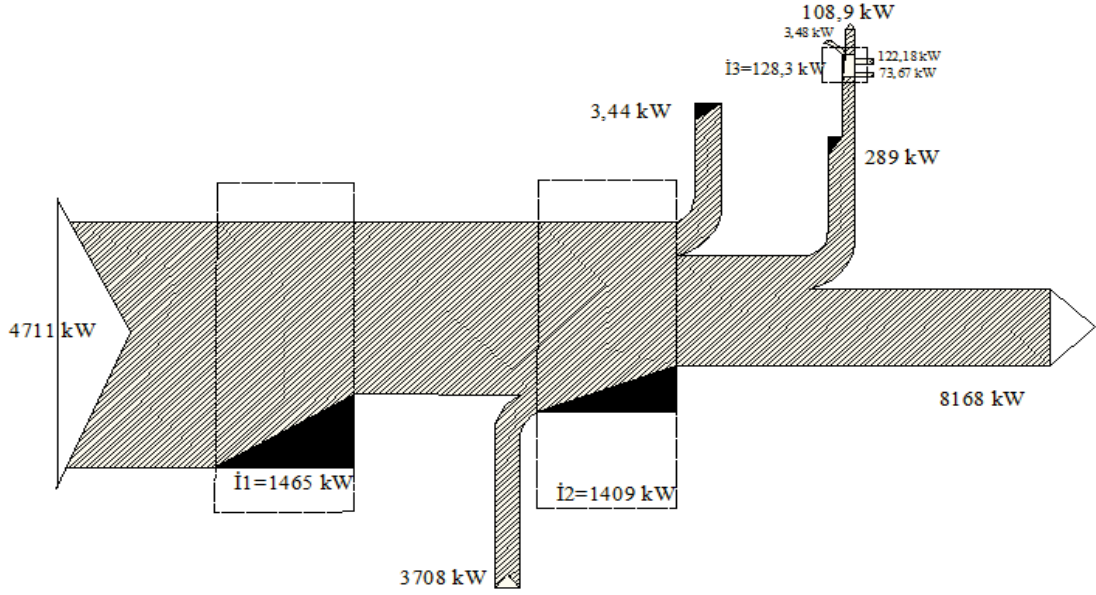
Şekil 4.62. Senaryo 2'ye ait 45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için ekserji grassman diyagramı

45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumunun ekserji dengesi Şekil 4.61'de ve ekserji grassman diyagramı ise Şekil 4.62'de verilmiştir. Senaryodaki durumun uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı kayıp ekserjisinin sırasıyla %3,59'u geri kazandırılabilir.



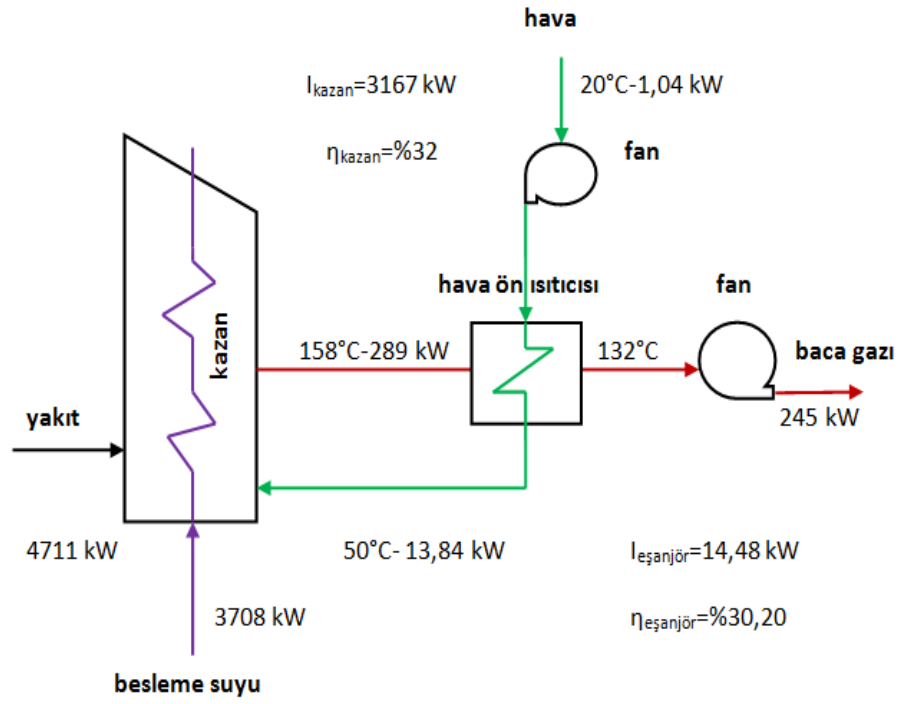
Şekil 4.63. Senaryo 2'ye ait 40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için ekserji dengesi

40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumunun ekserji dengesi Şekil 4.63'te ve ekserji grassman diyagramı ise Şekil 4.64'te verilmiştir. Senaryodaki durumun uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı kayıp ekserjisinin sırasıyla %3,83'ü geri kazandırılabilir.

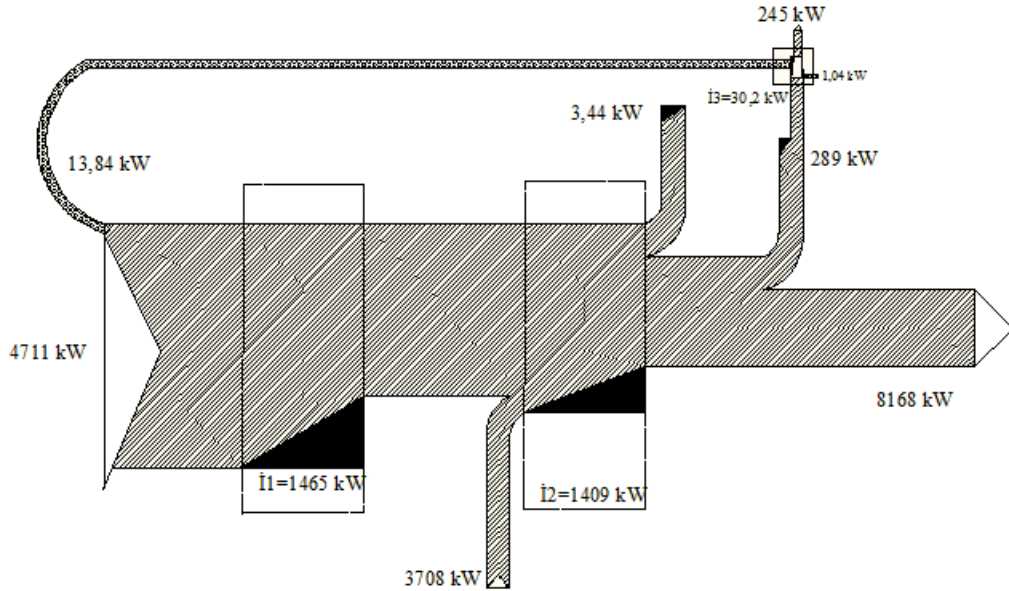


Şekil 4.64. Senaryo 2'ye ait 40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için ekserji grassman diyagramı

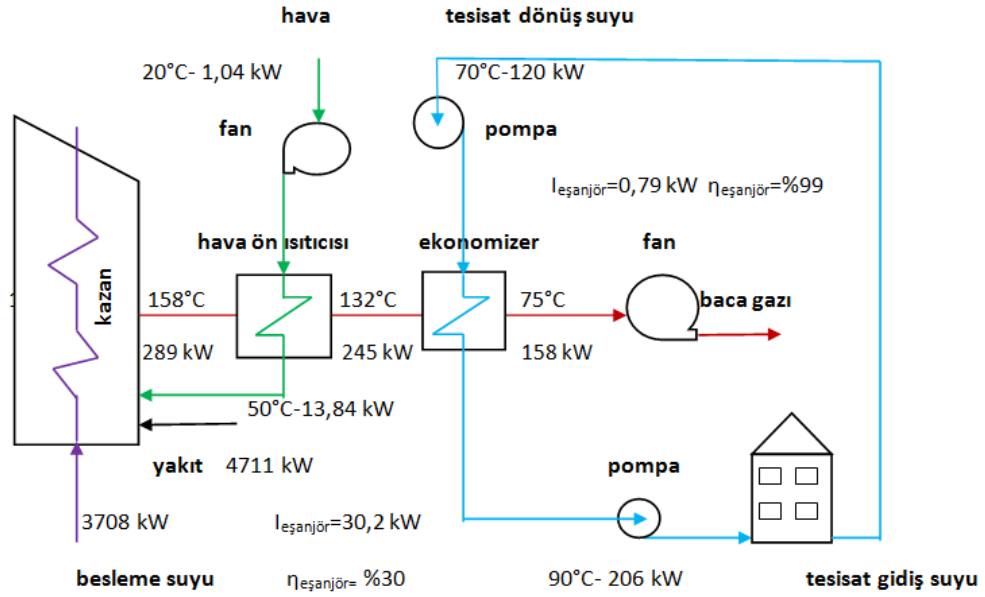
Senaryo 3 kısaca, kazana giren yakma havasının baca gazından geri kazanılan ısıyla ön ısıtılmasıdır. Şekil 4.65'de bu duruma ait ekserji dengesi, tersinmezlik miktarı ve de ekserji verimleri gösterilmiştir. Şekil 4.66'da ise ekserji grassman diyagramı verilmiştir. Diyagramda İ ile gösterilen kısımlar tersinmezliklerin yerlerini ve büyüklüklerini ifade etmektedir. Diyagramda gösterildiği gibi kazan yakma havası ısıtılarak kazana gönderildiğinden diğerlerinden farklı olarak bu sistemin diyagramında yeni bir hava hattı görülmektedir. Senaryo 3'ün uygulanmasıyla birlikte baca gazından geri kazanılabilecek ekserji oranı %0,95 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.65. Senaryo 3'e ait ekserji dengesi

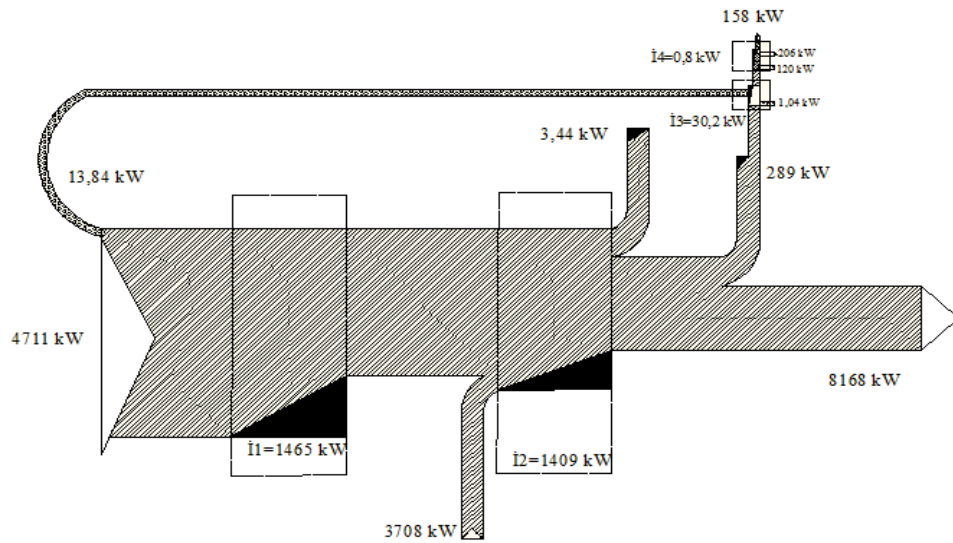


Şekil 4.66. Senaryo 3'e ait ekserji grassman diyagramı



Şekil 4.67. Senaryo 4'e ait ekserji dengesi

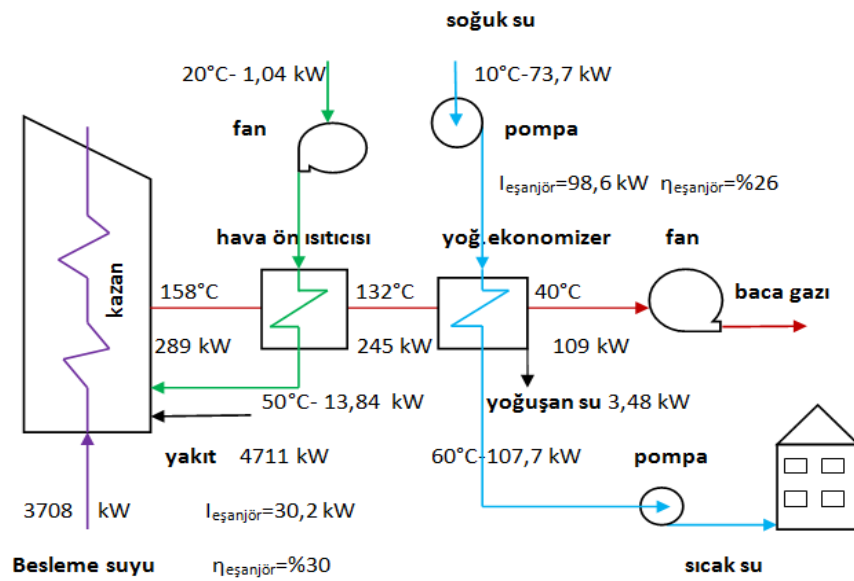
Senaryo 4 ise hem hava ön ısıtıcısı kullanarak kazana giren yakma havasının ısıtılması durumu ile ekonomizer yardımıyla mahal ısıtmasını kapsamaktadır. Şekil 4.67'de durumun ekserji dengesi ile kazan ve ısı değıştiricilerin tersinmezlik miktarları ile ekserji oranları gösterilmiştir. Şekil 4.68'de de duruma ait ekserji grassman diyagramı verilmiştir.



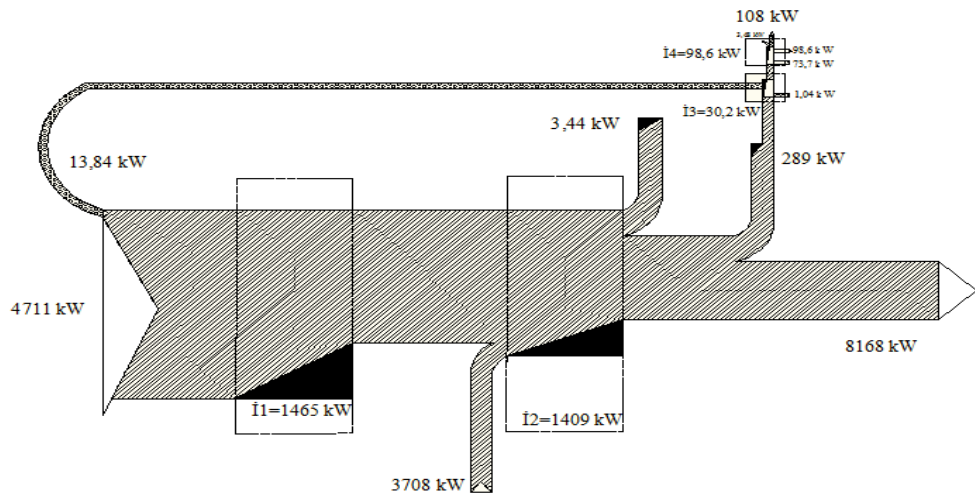
Şekil 4.68. Senaryo 4'e ait ekserji grassman diyagramı

Diyagramda kesik çizgilerle tersinmezliklerin yerleri belirtilmiştir. Senaryo 4'ün uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı ekserji kaybının %2,8'i geri kazanılabilir.

Senaryo 5 ise hava ön ısıtıcısı ile kazan yakma havasının ön ısıtılmasını ve yoğuşmalı ekonomizer yardımıyla sıcak su eldesini kapsamaktadır. Şekil 4.69 ve 4.70'de durumun ekserji dengesi şeması ile ekserji grassman diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 4.69. Senaryo 5'e ait ekserji dengesi



Şekil 4.70. Senaryo 5'e ait ekserji grassman diyagramı

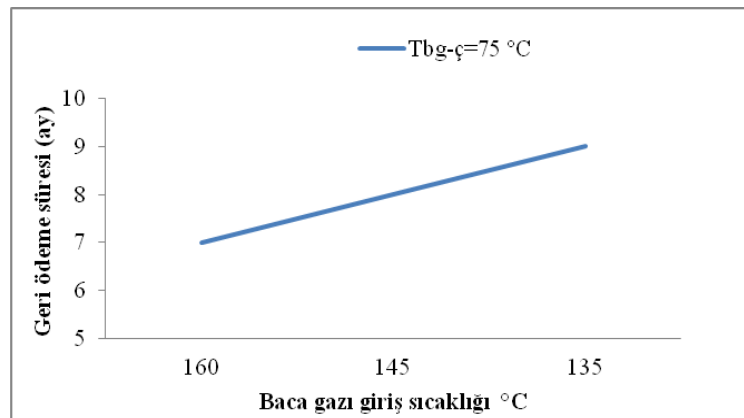
Senaryo 5'in uygulanmasıyla baca gazındaki ekserji kaybının %3,83'ü geri kazanılabilir. Aşağıdaki çizelgede senaryoların uygulanmasıyla geri kazanılabilecek enerji ve ekserji verim oranları gösterilmiştir.

Çizelge 4.29. Senaryoların uygulanması durumunda baca gazından geri kazanılabilecek enerji ve ekserji verimleri

	Yöntem 1	Yöntem 2			Yöntem 3	Yöntem 4	Yöntem 5
		$T_{bgç}=50^{\circ}\text{C}$	$T_{bgç}=45^{\circ}\text{C}$	$T_{bgç}=40^{\circ}\text{C}$			
Enerji verimi %	3,85	5,9	8,6	10,6	1,3	3,85	10,6

4.4. Ekonomik Analiz Bulguları

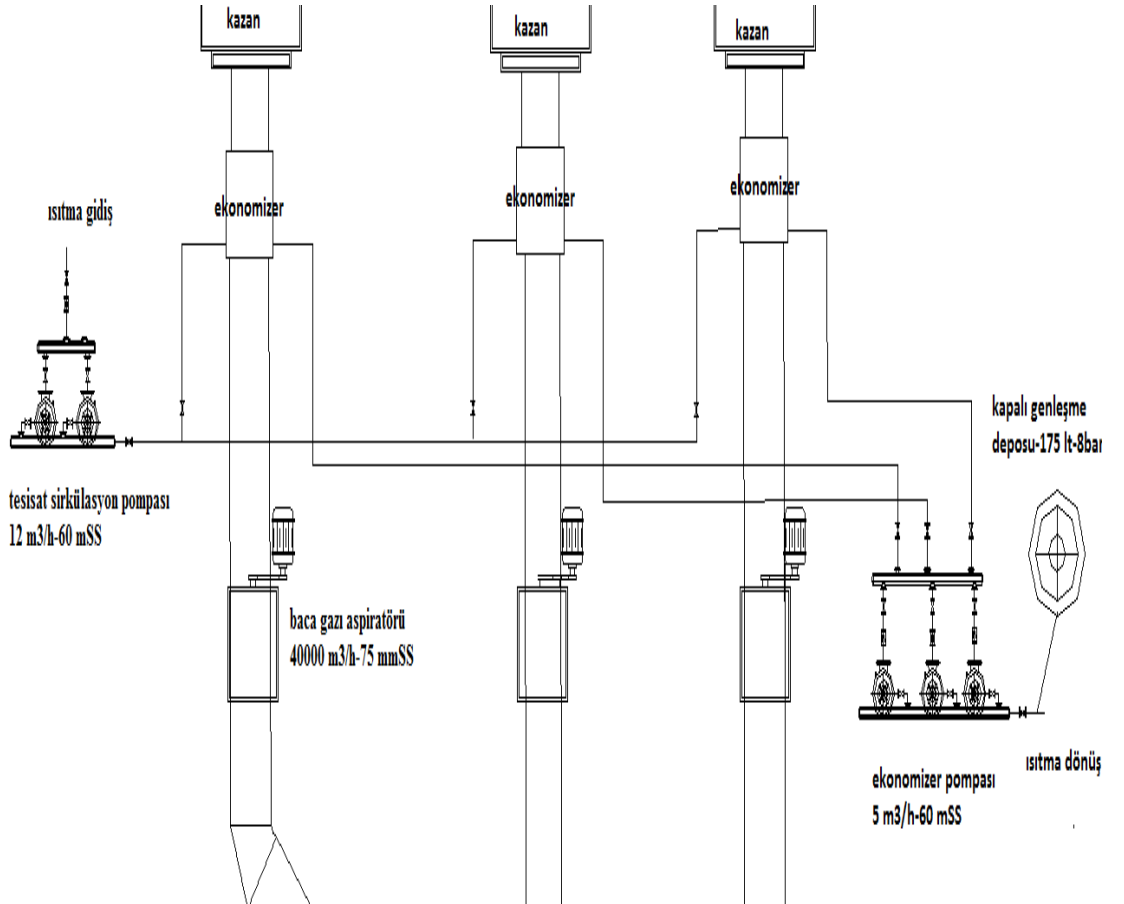
Atatürk Üniversitesi bölgesel ısıtma sisteminin ortalama baca gazı enerji kaybı %16,81 olup şu anki mevcut durumda bu kayıp ısı, baca gazları vasıtasıyla atmosfere yayılmaktadır. Bu kayıp ısının yıllık parasal değeri, yaklaşık 1 659 296,47 TL'dir. Bu büyüklükteki kayıp ısıdan faydalanmak önem arz etmektedir. Bunun için uygulanabilir çeşitli senaryolar düşünülmüştür. Bunların uygulanma durumlarında ekonomik analizleri yapılmıştır. Bu senaryoların geri ödeme sürelerinin bir yılın altında kalması da dikkat çekicidir. Aşağıda ısı değiştiriciden çıkan 75°C baca gazı sıcaklığı durumu için ısı değiştiriciye giren baca gazının sıcaklığına göre ısı değiştiricinin kendini geri ödeme süresinin değişimini içeren grafik Şekil 4.71'de verilmiştir.



Şekil 4.71. Baca gazı giriş sıcaklığına göre geri ödeme süresinin değişimi

Grafikten de anlaşıldığı gibi baca gazı giriş sıcaklığının yüksek olması nedeniyle daha fazla enerji geri kazanılabileceğinden dolayı ısı değiştiricinin yüzey alanı daha düşük olmakta, bunun sonucunda da ilk yatırım maliyeti düştüğü için geri ödeme süresi kısalmaktadır.

Senaryo 1; kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen ekonomizer yardımıyla elde edilecek enerji ısı merkezi yakındaki rektörlük binasının ısıtması amacıyla kullanılacaktır. Aşağıda Şekil 4.72’de sistemin uygulama projesi yer almaktadır. Projede ısı merkezi ile rektörlük binası arasındaki mesafeden dolayı gerekli olacak ısıtma hattı görünmemektedir.



Şekil 4.72. Senaryo 1'in uygulama projesi

Sistemin yukarıda verilen projesi ve projede görülmeyen ısıtma hattı ve diğer tüm detayların hesaba katıldığı yaklaşık maliyeti EK 1’de verilmiştir. Yaklaşık maliyetlerin hazırlanmasında AMP Yaklaşık Maliyet ve Hakediş 2014 programı kullanılmıştır. Maliyetlerde genellikle Çevre ve Şehircilik Bakanlığı ile Savunma Bakanlığı’nın pozları ve 2014 birim fiyatları kullanılmıştır.

Yer altından geçecek ısıtma hattı için Ø65 mm’lik gidiş ve dönüş ısıtma boruları 40 mm’lik cam yünü üzeri alüminyum folyoyla kaplanacak ve bu borular mevcut ısıtma kanalları içine yerleştirilecektir. Ekonomizlerdeki su tarafı basınç kaybı, gaz tarafına göre bir hayli yüksek olup 60,7 mSS bu basınç düşümünü yenmek için gerekli pompa gücü ise 1,57 kW olup her ekonomizer için birer tane olmak üzere toplam üç tane ekonomizer pompası kullanılması gerekir. Baca gazı tarafındaki basınç düşümü ise 2,8 mmSS olup sistemde baca gazı aspiratörü mevcut olduğundan bu basınç düşümünü de karşılayabileceğinden dolayı yeni bir baca gazı aspiratörüne ihtiyaç yoktur.

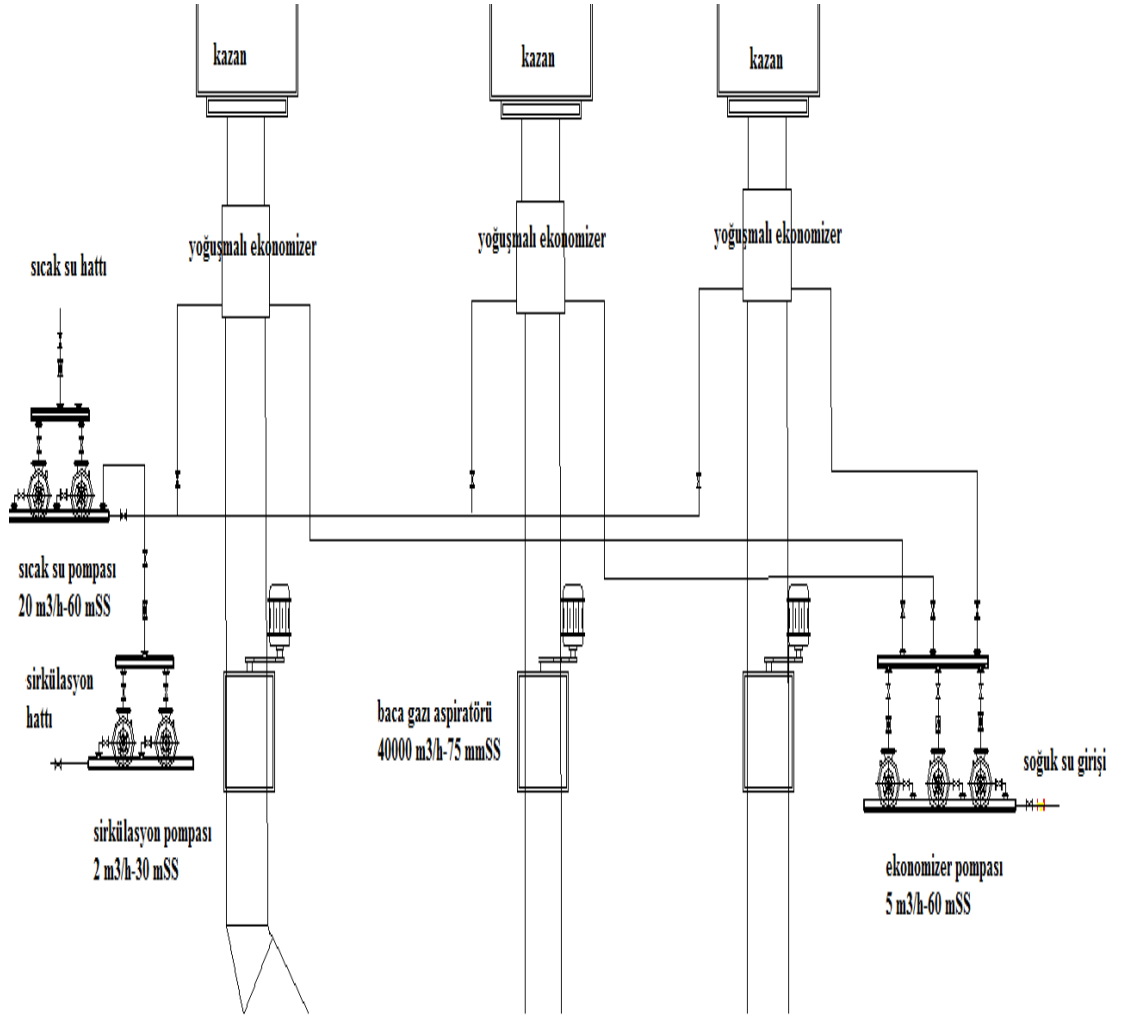
EK 1’de verilen yaklaşık maliyet yöntemin ilk yatırım maliyeti olup ekonomik analiz için sistemin ekonomik ömrü, hurda değeri, işletme giderleri, tasarruf miktarı, tamir ve bakım giderleri gibi diğer etkenlerinde değerlendirilmesi gerekir. Sistemin ekonomik ömrü 20 yıl olarak alınmıştır. Fakat sistemde kullanılan pompa gruplarının ekonomik ömürleri 10 yıl olarak alındığından ilk 10 yıl sonunda pompaların değişim giderleri dikkate alınmıştır. Hesaplamalarda faiz oranı %5 olarak alınmıştır. Pompaların yıllık işletme giderlerinin bulunmasında gereken günlük çalışma saatleri 17 saat(yıllık 6205 saat) ve elektrik birim fiyatı da 0,28 TL/kWh olarak alınmıştır. Çizelge 4.30’da senaryoya ait ekonomik analiz sonuçları gösterilmiştir.

Çizelge 4.30. Senaryo 1'in ekonomik analiz sonuçları

İlk yatırım maliyeti	112 867,48 TL
Yıllık işletme ve bakım giderleri	11 067,24 TL
Yenileme giderleri(pompa)	10 520,00 TL
Yıllık tasarruf miktarı	369 189,69 TL
Ekonomik ömür	20 yıl
Hurda değeri	0 TL
Faiz oranı	0,05
Basit geri ödeme süresi	4 ay
İndirgenmiş geri ödeme süresi	4 ay
Yıllık eşdeğer analiz ile yıllık tasarruf	359 614,67 TL
Bugünkü değer analizi ile sistemin bugünkü toplam tasarrufu	4 481 593,69 TL
Gelecek değer analizi ile sistemin gelecekteki toplam tasarrufu	11 891 002,25 TL

Senaryo 2; kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen yoğuşmalı ekonomizer yardımıyla geri kazanılacak enerji, kampüs içerisindeki lojman binalarının sıcak su ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanılacaktır. Lojman binaları gibi normal konutlar için gerekli sıcak su ihtiyacı bir daire için 130 lt/h olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda eş zaman faktörü 0,4 olarak alınmıştır. Bu senaryoda ısı değiştirici baca gazı çıkış sıcaklığı 50, 45 ve 40°C olmak üzere üç farklı durum üzerinde çalışılmıştır. Baca gazının soğutulmasıyla geri kazanılabilecek enerji 50°C'deki baca gazı çıkış sıcaklığı durumu için 103, 45°C'deki durum için 149 ve 40°C'deki durum için ise 184 adet dairenin su ihtiyacını karşılamaktadır. Yoğuşmalı ekonomizerdeki su tarafı basınç kayıpları gaz tarafına göre bir hayli yüksek olup baca gazı çıkış sıcaklığına göre belirtilen üç durum için sırasıyla 19,50; 45,05 ve 71,99 mSS'dur. Bu basınç düşümlerini yenmek için gerekli pompa gücü ise 0,30; 1,04 ve 1,98 kW'dır. Yine baca gazı tarafındaki basınç düşümleri ise sırasıyla 1,61; 2,19 ve 2,5 mmSS olup sistemde baca gazı aspiratörü mevcut olduğundan bu basınç düşümünü de karşılayabileceğinden dolayı yeni bir baca gazı aspiratörüne ihtiyaç yoktur. Aşağıdaki şekilde sistemin uygulanma durumundaki projesi yer almaktadır (Şekil 4.73).

Projede ısı merkezi ile lojman binaları arasındaki mesafeden dolayı gerekli olacak ısıtma hattı görünmemektedir. Yalnız projenin çeşitli kamu kurumlarının 2014 birim fiyatlarıyla hazırlanmış EK 2, EK 3 ve EK 4’te verilen yaklaşık maliyetlerinde tüm detaylar yer almaktadır.



Şekil 4.73. Senaryo 2'nin uygulama projesi

Ekte verilen yaklaşık maliyetler sistemin ilk yatırım maliyetleri olup ekonomik analiz için sistemin ekonomik ömrü, hurda değeri, işletme giderleri, tasarruf miktarı, yenileme ve bakım giderleri gibi diğer etkenlerinde değerlendirilmesi gerekir. Sistemin ekonomik ömrü 20 yıl olarak alınmıştır. Fakat sistemde kullanılan pompa gruplarının ekonomik ömürleri 10 yıl olarak alındığından ilk 10 yıl sonunda pompaların yenileme giderleri

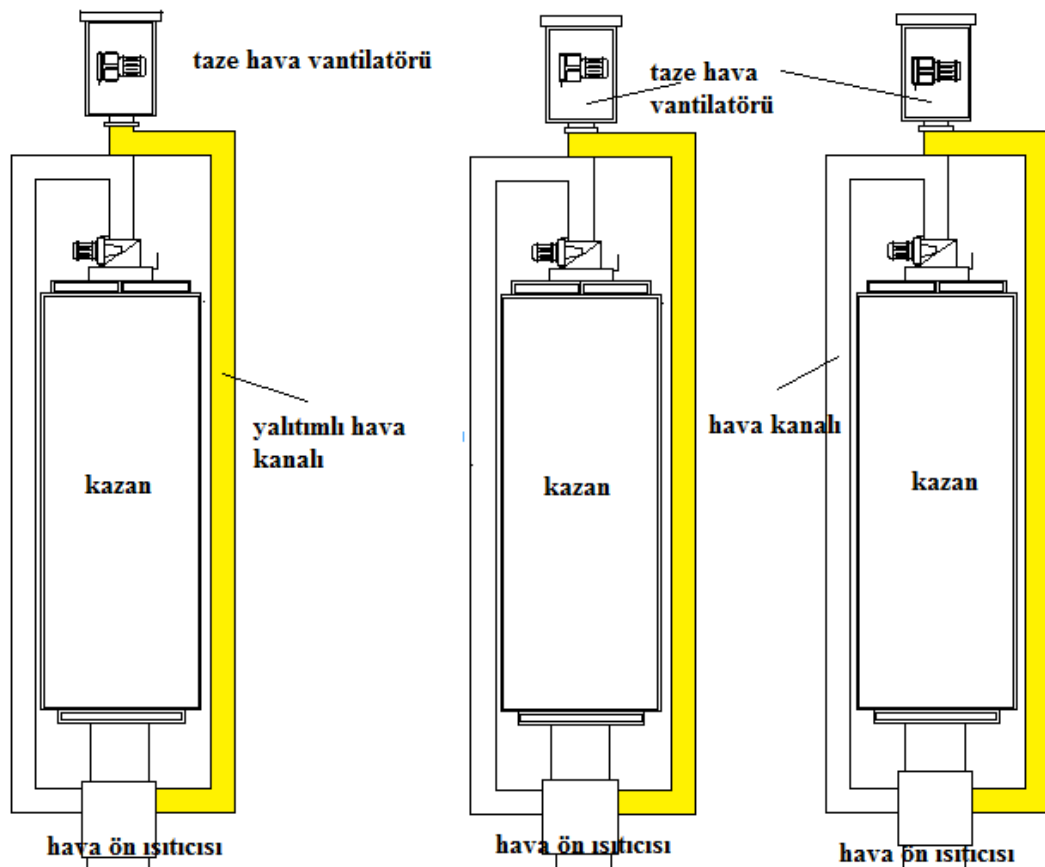
dikkate alınmıştır. Hesaplamalarda faiz oranı %5 olarak alınmıştır. Pompaların yıllık işletme giderlerinin bulunmasında gereken günlük çalışma saatleri 19 saat(yıllık 6935 saat) ve elektrik birim fiyatı da 0,28 TL/kWh olarak alınmıştır. Aşağıda çizelgede sisteme ait ekonomik analiz sonuçları gösterilmiştir.

Çizelge 4.31. Senaryo 2'nin ekonomik analiz sonuçları

	50°C	45°C	40°C
İlk yatırım maliyeti	168 804,42 TL	190 111,83 TL	205 176,06 TL
Yıllık işletme ve bakım giderleri	18 078,16 TL	18 078,16 TL	18 078,16 TL
Yenileme maliyetleri	12 940,00 TL	12 940,00 TL	12 940,00 TL
Yıllık tasarruf miktarı	563 988,91 TL	820 078,45 TL	1 015 563,14 TL
Ekonomik ömür	20 yıl	20 yıl	20 yıl
Hurda değeri	0 TL	0 TL	0 TL
Faiz oranı	0,05	0,05	0,05
Basit geri ödeme süresi	4 ay	3 ay	3 ay
İndirgenmiş geri ödeme süresi	4 ay	3 ay	3 ay
Yıllık eşdeğer analiz ile yıllık tasarruf	549 806,16 TL	804 185,94 TL	998 461,83 TL
Bugünkü değer analizi ile sistemin bugünkü toplam tasarrufu	6 851 799,99 TL	10 021 934,28 TL	12 443 041,31 TL
Gelecek değer analizi ile sistemin gelecekteki toplam tasarrufu	18 179 865,20 TL	26 591 175,23 TL	33 015 092,96 TL

Senaryo 3; kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen hava ön ısıtıcısı yardımıyla geri kazanılacak enerji kazan yakma havasının ön ısıtılması amacıyla kullanımı düşünülmüştür.

Hava ön ısıtıcısındaki hava tarafı basınç kaybı 0,6 mSS'dur. Bu basınç kaybı düşük olması sebebiyle mevcut sistemde brülör taze hava vantilatörü olduğu için yeni bir vantilatöre gerek yoktur. Yine baca gazı tarafındaki basınç düşümü ise 0,9 mmSS olup sistemde baca gazı aspiratörü mevcut olduğundan bu basınç düşümünü de karşılayabileceğinden dolayı yeni bir baca gazı aspiratörüne de ihtiyaç olmayacaktır. Aşağıdaki şekilde sistemin uygulanma durumundaki projesi yer almaktadır (Şekil 4.74).



Şekil 4.74. Senaryo 3'ün uygulama projesi

Projenin çeşitli kamu kurumlarının 2014 birim fiyatlarıyla hazırlanmış EK 5'te verilen yaklaşık maliyetlerinde tüm detaylar yer almaktadır. Bu sistemde hava ön ısıtıcısından çıkan ısıtılan havanın brülöre gönderildiği hava kanalı 5 cm kalınlığında cam yünü levha ile yalıtılması ve ısı değiştiricisindeki boru demetlerinin de 1 mm et kalınlığında galvaniz saca kaplanması ile 10 cm taş yünü levha ile izole edilmesi planlanmıştır.

Yapılan yaklaşık maliyet sistemin ilk yatırım maliyetleri olup ekonomik analiz için sistemin ekonomik ömrü, hurda değeri, işletme giderleri, tasarruf miktarı, yenileme ve bakım giderleri gibi diğer etkenlerinde değerlendirilmesi gerekir.

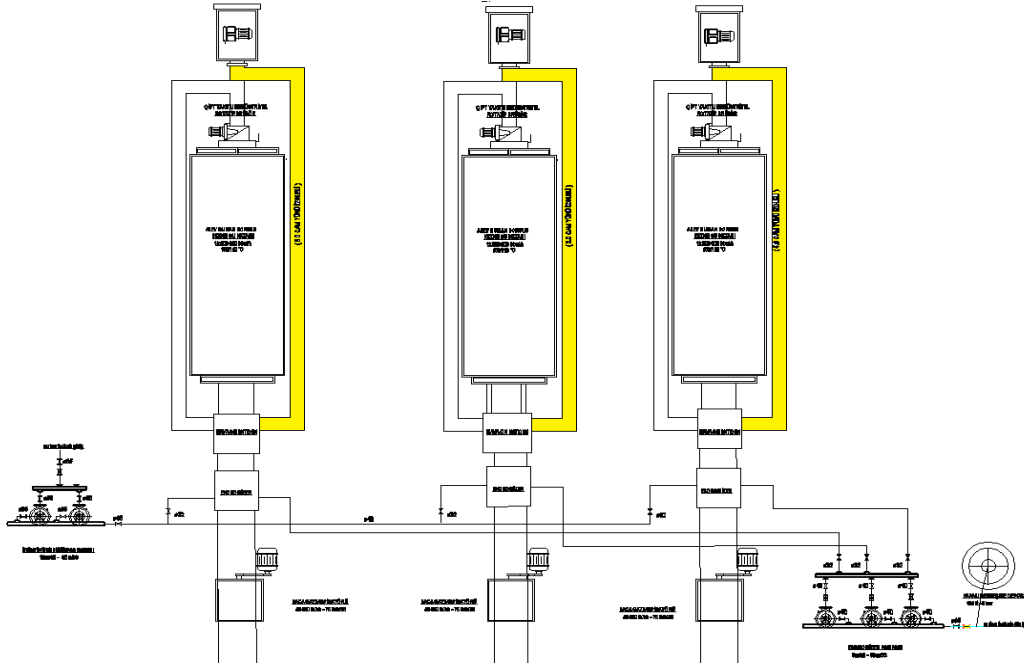
Sistemin ekonomik ömrü 20 yıl olarak alınmıştır. Hesaplamalarda faiz oranı %5 olarak alınmıştır. Sisteme ait ekonomik analiz sonuçları aşağıda Çizelge 4.32’de verilmiştir.

Çizelge 4.32. Senaryo 3’ün ekonomik analiz sonuçları

İlk yatırım maliyeti	42 938,40 TL
Yıllık tasarruf miktarı	125 671,71 TL
Ekonomik ömür	20 yıl
Hurda değeri	0 TL
Faiz oranı	0,05
Basit geri ödeme süresi	5 ay
İndirgenmiş geri ödeme süresi	5 ay
Yıllık eşdeğer analiz ile yıllık tasarruf	122 226,22 TL
Bugünkü değer analizi ile sistemin bugünkü toplam tasarrufu	1 523 208,85 TL
Gelecek değer analizi ile sistemin gelecekteki toplam tasarrufu	4 041 526,55 TL

Senaryo 4; kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen hava ön ısıtıcısı yardımıyla geri kazanılacak enerji kazan yakma havasının ön ısıtılması ile hava ön ısıtıcısından sonra duman borusu üzerine yerleştirilen ekonomizer yardımıyla mahal ısıtması yapmayı amaçlamaktadır. Mahal ısıtması için ısı merkezine yakın binaların ısıtılması düşünülmüştür. Isıtma hattı için mevcut ısı kanallarına gidiş ve dönüş boruları yalıtımlarının yapılarak yerleştirilmesi planlanmıştır. Senaryonun tüm bu ayrıntıları içeren yaklaşık maliyeti EK 6’da verilmiş, uygulama projesi de Şekil 4.75’de gösterilmiştir. Yapılan yaklaşık maliyet sistemin ilk yatırım maliyetleri olup ekonomik analiz için sistemin ekonomik ömrü, hurda değeri, işletme giderleri, tasarruf miktarı, yenileme ve bakım giderleri gibi diğer etkenlerinde değerlendirilmesi gerekir.

Sistemin ekonomik ömrü 20 yıl olarak alınmıştır. Hesaplamalarda faiz oranı %5 olarak alınmıştır. Sisteme ait ekonomik analiz sonuçları aşağıda Çizelge 4.33'te verilmiştir.



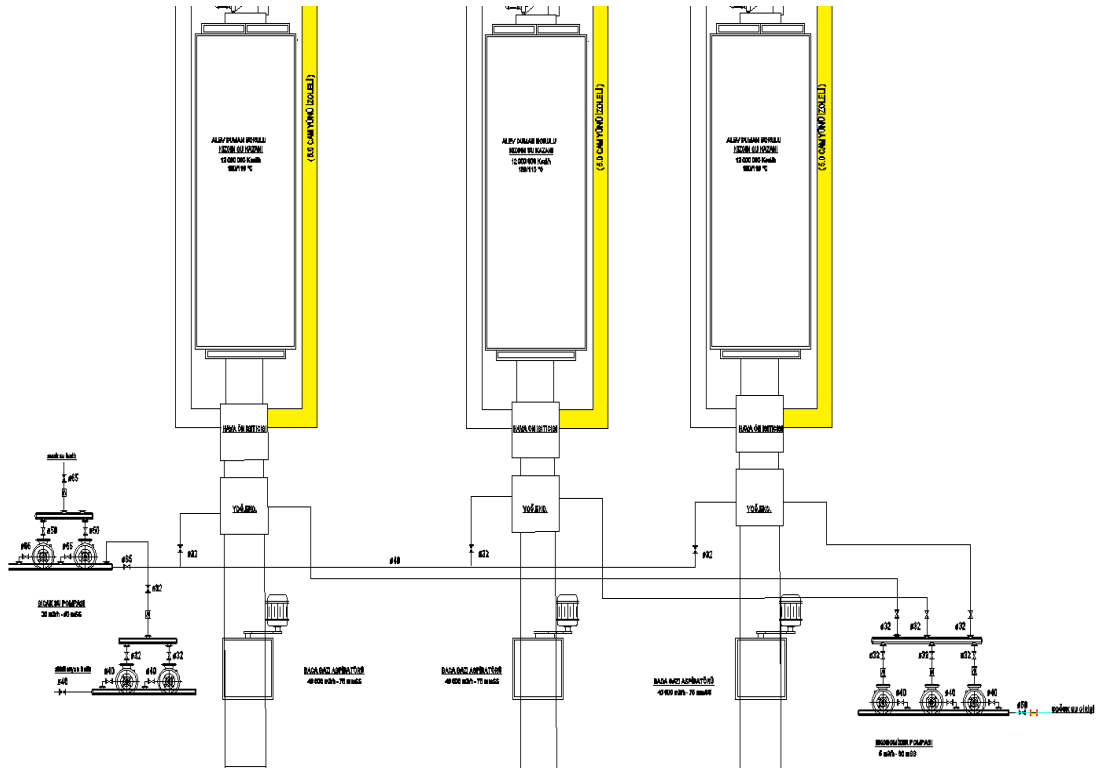
Şekil 4.75. Senaryo 4'ün uygulama projesi

Çizelge 4.33. Senaryo 4'ün ekonomik analiz sonuçları

İlk yatırım maliyeti	177 757,40 TL
Yıllık işletme ve bakım giderleri	8 087,60 TL
Yenileme giderleri(pompa)	8 690,00 TL
Yıllık tasarruf miktarı	392 681,58 TL
Ekonomik ömür	20 yıl
Hurda değeri	0 TL
Faiz oranı	0,05
Basit geri ödeme süresi	6 ay
İndirgenmiş geri ödeme süresi	6 ay
Yıllık eşdeğer analiz ile yıllık tasarruf	377 989,78 TL
Bugünkü değer analizi ile sistemin bugünkü toplam tasarrufu	4 715 923,04 TL
Gelecek değer analizi ile sistemin gelecekteki toplam tasarrufu	12 512 747,78 TL

Senaryo 5; kazan çıkışına baca gazı duman borusu üzerine yerleştirilen hava ön ısıtıcısı yardımıyla geri kazanılacak enerji kazan yakma havasının ön ısıtılması ile hava ön ısıtıcısından sonra duman borusu üzerine yerleştirilen yoğuşmalı ekonomizer yardımıyla sıcak su eldesi yapmayı amaçlamaktadır. Mahal ısıtması için ısı merkezine yakın binaların ısıtılması düşünülmüştür. Sıcak su hattı için mevcut ısı kanallarına giriş ve sirkülasyon boru yalıtımlarının yapılarak yerleştirilmesi planlanmıştır. Senaryonun tüm bu ayrıntıları içeren yaklaşık maliyeti EK 7’de verilmiş, uygulama projesi de Şekil 4.76’da gösterilmiştir.

Yapılan yaklaşık maliyet sistemin ilk yatırım maliyetleri olup ekonomik analiz için sistemin ekonomik ömrü, hurda değeri, işletme giderleri, tasarruf miktarı, yenileme ve bakım giderleri gibi diğer etkenlerinde değerlendirilmesi gerekir. Sistemin ekonomik ömrü 20 yıl olarak alınmıştır. Hesaplamalarda faiz oranı %5 olarak alınmıştır. Sisteme ait ekonomik analiz sonuçları aşağıda Çizelge 4.34’te verilmiştir.



Şekil 4.76. Senaryo 5'in uygulama projesi

Çizelge 4.34. Senaryo 5'in ekonomik analiz sonuçları

İlk yatırım maliyeti	267 950,52 TL
Yıllık işletme ve bakım giderleri	16 492,35 TL
Yenileme giderleri(pompa)	11 110,00 TL
Yıllık tasarruf miktarı	1 020 380,10 TL
Ekonomik ömür	20 yıl
Hurda değeri	0 TL
Faiz oranı	0,05
Basit geri ödeme süresi	4 ay
İndirgenmiş geri ödeme süresi	4 ay
Yıllık eşdeğer analiz ile yıllık tasarruf	998 331,75 TL
Bugünkü değer analizi ile sistemin bugünkü toplam tasarrufu	12 448 240,89 TL
Gelecek değer analizi ile sistemin gelecekteki toplam tasarrufu	33 028 888,98 TL

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Doğalgaz yakıtlı bir kazanda baca gazından enerji geri kazanımı ve baca gazındaki su buharının yoğuşması olayının araştırıldığı bu tez kapsamında elde edilen sonuçlar şöyledir:

✓ Doğalgazın kapalı formülü, Erzurum Gaz Dağıtım Şirketi'nden alınan ölçüm verileri kullanılarak $C_{1,06}H_{4,05}N_{0,05}O_{0,01}$ ve yakıtın mol kütlesi 17,53 kg/kmol olarak hesaplanmıştır.

✓ Atatürk Üniversitesi Isı Merkezi otomatik kontrol sisteminden alınan işletme verileri dikkate alınarak yapılan hesaplamalarda kazan bacalarındaki duyulur ısı kaybı %6,65 gizli ısı kaybı ise %10,16'dır. Toplam baca gazı ısı kaybı %16,81'dir. Şu anki mevcut durumda bu kayıp ısı baca gazları vasıtasıyla atmosfere yayılmaktadır. Bu kayıp ısının yıllık parasal değeri yaklaşık 1 659 296,47 TL'dir.

✓ Çiğlenme noktası sıcaklığı Erzurum için ve ısıtma sisteminden alınan veriler doğrultusunda 51,33°C olarak bulunmuştur.

✓ Doğalgazın standart molar yakıt ekserji 862 365,68 kJ/kmol olarak hesaplanmıştır. Isıtma sistemindeki kazanlara ait toplam yakıt ekserjisi ise 14 133 kW'tır. Baca gazı kayıp ekserjisi de iki çeşit olup baca gazının sahip olduğu fiziksel ekserji tüm sistem için 529,14 kW, baca gazı kimyasal ekserjisi ise 339,09 kW olarak bulunmuştur. Toplam baca gazı ekserji kaybı 868,29 kW olup ekserji kayıp oranı %6,14 olarak hesaplanmıştır. Kazanların yüzeylerinden olan toplam ekserji kaybı ise 10,32 kW olup %0,073 oranına tekabül etmektedir. Hesaplamalar sonucunda yanma sıcaklığı 1846°C olarak bulunmuştur. Kazanlardaki toplam tersinmezlik oranı %61 ve kazan ekserji verimi ise %32,77 olarak hesaplanmıştır.

✓ Baca gazlarıyla atmosfere giden bu yüksek orandaki kayıp enerjinin bir kısmını geri kazanmak için çeşitli senaryolar düşünülmüştür. Bunlar baca gazının ısı değiştiricisinde soğutulurken sıcak su elde edilmesi, mahal ısıtılması, yakma havasının ön ısıtılması ile yakma havası ısıtılması ve mahal ısıtmanın birleşimi, yakma havası ısıtılması ve sıcak su eldesinin birleşimidir.

✓ **Senaryo 1**, kazan duman bacası çıkışına ekonomizer denilen ısı değiştiricinin yerleştirilmesiyle ortalama 158,67°C olan baca gazının soğutulurken 70°C olarak giren ısıtma tesisat suyu 90°C'ye ısıtılarak mahal ısıtması yapılmasıdır. Bunun için kazan dairesine yakın olan rektörlük binası düşünülmüştür. Bu yöntemde baca gazı çıkış sıcaklığı 75°C'dir. Bu sistemin uygulanmasıyla birlikte elde edilecek tasarruf miktarı %3,85'tür.

Bu sistem için tasarlanan ekonomizer 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 304 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levhayla izole edilecek, y yönünde(en) 25 adet z yönünde(yükseklik) 32 adet toplamda 800 adet borudan oluşacaktır. Yüzey alanı 85,45 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir. Ekonomizerin yüksekliği 3,7 m olup bunun ortada kalan 1,5 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir. Boru içlerinden tesisat suyu, boru demetleri üzerinden baca gazı geçmektedir. Ekonomizere giren tesisat suyu ve baca gazı kütleli debisi sırasıyla 2,06 ve 1,89 kg/s'dir. Her bir kazan için birer tane olacak şekilde toplam 3 adet birbirine eş ekonomizer kullanılmıştır.

Sistemin 2014 yılı çeşitli kamu kurumlarının birim fiyatlarıyla hazırlanan yaklaşık maliyeti, 112 867,48 TL olup geri ödeme süresi 4 aydır. Yıllık eşdeğer metotla hesaplanan yıllık tasarruf 359 614,67 TL olup sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı şimdiki değer metodu ile 4 481 593,69 TL'dir.

Senaryo için yapılan ekserji analizinde ekonomizerin ekserji verimi 0,89 ve ekserji yok oluşu 13,4 kW'tır. Sistemdeki dağıtım borularındaki ekserji kaybı ise 3,35 kW olarak bulunmuştur. Bu sistemin uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı ekserji kaybının %3,38'i geri kazanılabilir.

✓ **Senaryo 2** de kazandan çıkan ortalama 158,67°C olan baca gazı çığlenme noktası sıcaklığının altına düşürülerek yoğuşmalı ekonomizer denilen ısı değiştiricisinde yoğuşturulur. Böylece baca gazındaki gizli enerji kaybının bir kısmı da geri kazanılmış olur. Baca gazı yoğuşmalı ekonomizerde soğutulurken ısısını 10°C'de soğuk suya aktararak 60°C'de sıcak su elde edilebilir. Buradan elde edilen sıcak suyun kampüs içerisindeki lojman binalarının bir kısmının sıcak su ihtiyacını karşılayacağı düşünülmüştür. Bu yöntem 50, 45 ve 40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumları için ayrıca incelenmiştir.

✓ **50°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu;** uygulanması durumunda geri kazanılan enerji %5,9 olup toplam 103 adet lojman dairesinin sıcak su ihtiyacını karşılayabilmektedir.

Sistemde kullanılması için tasarlanan yoğuşmalı ekonomizerin etkinliği 0,61 olup yoğuşma verimi %3,04'tür. 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 316 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levha olan malzeme ile izole edilecek şekilde planlanmıştır. y yönünde(en) 25 adet, z yönünde(yükseklik) 19 adet toplamda 475 adet borudan oluşmuştur.

Yüzey alanı 50,7 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir. Isı değiştiricinin toplam yüksekliği 3 m olup bunun ortada kalan 0,86 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Kazandan çıkan duman borusunun çapı 1100 mm olduğu için yoğuşmalı ekonomizerin alt ve üst kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir.

Yoğuşmalı ekonomizere giren soğuk suyun kütleli debisi 1,25 kg/s olup baca gazı debisi ise 1,89 kg/s'dir. Her bir kazan için birer tane olacak şekilde toplam 3 adet birbirine eş yoğuşmalı ekonomizer kullanılmıştır.

Sistemin 2014 yılı çeşitli kamu kurumlarının birim fiyatlarıyla hazırlanan yaklaşık maliyeti, 168 804,22 TL olup geri ödeme süresi 4 aydır. Yıllık eşdeğer metodla hesaplanan yıllık tasarruf 549 806,16 TL olup sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı şimdiki değer metodu ile 6 851 799,99 TL'dir.

Senaryo için yapılan ekserji analizinde ekonomizerin ekserji verimi %16,92 ve ekserji yok oluşu 128,28 kW'tır. Bu sistemin uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı ekserji kaybının %2,7'si geri kazanılabilir.

✓ **45°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu;** sistemin uygulanmasıyla geri kazanılan enerji %8,6 olup toplam 149 adet lojman dairesinin sıcak su ihtiyacını karşılayabilmektedir.

Sistemde kullanılması için tasarlanan yoğuşmalı ekonomizerin etkinliği 0,71 olup yoğuşma verimi %11,84'tür. 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 316 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levha olan malzeme ile izole edilecek şekilde planlanmıştır. y yönünde(en) 25 adet, z yönünde(yükseklik) 26 adet toplamda 650 adet borudan oluşmuştur.

Yüzey alanı 69,43 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir. Isı değiştiricinin toplam yüksekliği 3,4 m olup bunun ortada kalan 1,18 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir. Yoğuşmalı ekonomizere giren soğuk suyun kütleli debisi 1,8 kg/s olup baca gazı debisi ise 1,89 kg/s'dir. Her bir kazan için birer tane olacak şekilde toplam 3 adet birbirine eş yoğuşmalı ekonomizer kullanılmıştır.

Senaryonun 2014 yılı çeşitli kamu kurumlarının birim fiyatlarıyla hazırlanan yaklaşık maliyeti, 190 111,83 TL olup geri ödeme süresi 3 aydır. Yıllık eşdeğer methodla hesaplanan yıllık tasarruf 804 185,94 TL olup sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı şimdiki değer metodu ile 10 021 934,28 TL'dir.

Sistem için yapılan ekserji analizinde ekonomizerin ekserji verimi %23,47 ve ekserji yok oluşu 128,28 kW'tır. Bu sistemin uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı ekserji kaybının %3,59'u geri kazanılabilir.

✓ **40°C baca gazı çıkış sıcaklığı durumu;** sistemin uygulanmasıyla geri kazanılan enerji %10,6 olup toplam 184 adet lojman dairesinin sıcak su ihtiyacını karşılayabilmektedir.

Sistemde kullanılması için tasarlanan yoğuşmalı ekonomizerin etkinliği 0,77 olup yoğuşma verimi %17,8'dir. 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 316 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levha olan malzeme ile izole edilecek şekilde planlanmıştır. y yönünde(en) 25 adet, z yönünde(yükseklik) 30 adet toplamda 750 adet borudan oluşmuştur. Yüzey alanı 80,11 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir. Isı değiştiricinin toplam yüksekliği 3,55 m olup bunun ortada kalan 1,35 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir.

Yoğuşmalı ekonomizere giren soğuk suyun kütleli debisi 2,23 kg/s olup baca gazı debisi ise 1,89 kg/s'dir. Her bir kazan için birer tane olacak şekilde toplam 3 adet birbirine eş yoğuşmalı ekonomizer kullanılmıştır.

Senaryonun 2014 yılı çeşitli kamu kurumlarının birim fiyatlarıyla hazırlanan yaklaşık maliyeti, 205 176,06 TL olup geri ödeme süresi 3 aydır. Yıllık eşdeğer methodla hesaplanan yıllık tasarruf 998 461,83 TL olup sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı şimdiki değer metodu ile 12 443 041,31 TL'dir.

Senaryo için yapılan ekserji analizinde ekonomizerin ekserji verimi %27,41 ve ekserji yok oluşu 128,5 kW'tır. Bu sistemin uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı ekserji kaybının %3,8'i geri kazanılabilir.

✓ **Senaryo 3**'te kazanlardan çıkan ortalama 158,67°C sıcaklığındaki baca gazı bir hava ön ısıtıcısında soğutulup ısı 20°C'deki yakma havasına aktarılır. Yakma havası 50°C'ye kadar ısıtılarak kazana gönderilir. Baca gazı da hava ön ısıtıcısında 132°C sıcaklığına kadar düşürülür. Sistemin uygulanmasıyla geri kazanılabilecek enerji %1,3'tür.

Isı değiştiricinin etkinliği ise 0,22 olarak bulunmuştur. Hava ön ısıtıcısı 25 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi karbon çeliği olup boru demeti sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levha olan malzeme ile izole edilecek şekilde tasarlanmıştır. Isı değiştiricisinde y yönünde(en) 28 adet z yönünde(yükseklik) 9 adet toplamda 252 adet borudan oluşacaktır. Yüzey alanı da 19,8 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit 0,035 m ve sıralı dizilmiştir. Hava ön ısıtıcısının yüksekliği 2,6 m ve 0,32 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir.

Boru içlerinden yakma havası, boru demetleri üzerinden baca gazı geçmektedir. Hava ön ısıtıcısına giren yakma havasının kütleli debisi 1,79 kg/s olup baca gazı debisi ise 1,89 kg/s'dir. Her bir kazan için birer tane olacak şekilde toplam 3 adet birbirine eş hava ön ısıtıcısı kullanılmıştır.

Senaryonun 2014 yılı çeşitli kamu kurumlarının birim fiyatlarıyla hazırlanan yaklaşık maliyeti, 42 938,40 TL olup geri ödeme süresi 5 aydır. Yıllık eşdeğer methodla hesaplanan yıllık tasarruf 122 226,22 TL olup sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı şimdiki değer metodu ile 1 523 208,85 TL'dir.

Sistem için yapılan ekserji analizinde ekonomizerin ekserji verimi %29,76 ve ekserji yok oluşu 30,20 kW'tır. Bu sistemin uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı ekserji kaybının %0,95'i geri kazanılabilir.

✓ **Senaryo 4**, kazan duman bacası çıkışına önce hava ön ısıtıcısı sonra da ekonomizer denilen ısı değiştiricinin yerleştirilmesiyle ortalama 158,67°C olan baca gazının hava ön ısıtıcısında 132°C'ye sonra ekonomizerde daha da soğutulmuş olarak ekonomizere 70°C olarak giren ısıtma tesisat suyunun 90°C'ye ısıtılarak mahal ısıtması yapılmasıdır. Bunun için kazan dairesine yakın olan rektörlük binasının kısmen ısıtılması düşünülmüştür. Bu sistemde baca gazı çıkış sıcaklığı 75°C'dir. Bu sistemin uygulanmasıyla birlikte elde edilecek tasarruf miktarı %3,85'dir.

Kullanılan hava ön ısıtıcısı senaryo üçtekiyle eşdeğerdir. Bu sistem için tasarlanan ekonomizer ise 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 304 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levhayla izole edilecek, y yönünde(en) 25 adet z yönünde(yükseklik) 34 adet toplamda 850 adet borudan oluşacaktır. Yüzey alanı 90,79 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir.

Ekonomizerin yüksekliği 3,75 m olup bunun ortada kalan 1,55 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir. Boru içlerinden tesisat suyu, boru demetleri üzerinden baca gazı geçmektedir. Ekonomizere giren tesisat suyu ve baca gazı kütleli debisi sırasıyla 1,49 ve 1,89 kg/s'dir. Her bir kazan için birer tane olacak şekilde toplam 3 adet birbirine eş ekonomizer kullanılmıştır.

Senaryonun 2014 yılı çeşitli kamu kurumlarının birim fiyatlarıyla hazırlanan yaklaşık maliyeti, 177 757,40 TL olup geri ödeme süresi 6 aydır. Yıllık eşdeğer metodla hesaplanan yıllık tasarruf 377 989,78 TL olup sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı şimdiki değer metodu ile 4 715 923,04 TL'dir.

Senaryo için yapılan ekserji analizinde ekonomizerin ekserji verimi %99,09 ve ekserji yok oluşu 0,79 kW'tır. Bu sistemin uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı ekserji kaybının %2,8'i geri kazanılabilir.

✓ **Senaryo 5**, sistemin uygulanması durumunda geri kazanılan enerji %10,6 olup toplam 184 adet lojman dairesinin sıcak su ihtiyacını karşılayabilmektedir.

Sistemde kullanılması için tasarlanan yoğuşmalı ekonomizer, 34 mm dış çapında 1,2 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 316 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 10 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levha olan malzeme ile izole edilecek şekilde planlanmıştır. y yönünde(en) 25 adet, z yönünde(yükseklik) 31 adet toplamda 775 adet borudan oluşmuştur. Yüzey alanı 82,8 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit 0,045 m ve sıralı dizilmiştir. Isı değiştiricinin toplam yüksekliği 3,6 m olup bunun ortada kalan 1,4 metrelik kısmında borular yerleştirilmiştir. Ekonomizer uzunluğu 1,2 m ve genişliği de 1,25 m'dir.

Yoğuşmalı ekonomizere giren soğuk suyun kütleli debisi 1,97 kg/s olup baca gazı debisi ise 1,89 kg/s'dir. Her bir kazan için birer tane olacak şekilde toplam 3 adet birbirine eş yoğuşmalı ekonomizer kullanılmıştır.

Senaryonun 2014 yılı çeşitli kamu kurumlarının birim fiyatlarıyla hazırlanan yaklaşık maliyeti, 267 950,52 TL olup geri ödeme süresi 4 aydır. Yıllık eşdeğer metoduyla hesaplanan yıllık tasarruf 998 331,75 TL olup sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı şimdiki değer metodu ile 12 448 240,89 TL'dir.

Senaryo için yapılan ekserji analizinde ekonomizerin ekserji verimi %25,67 ve ekserji yok oluşu 98,55 kW'tır. Bu sistemin uygulanmasıyla %6,14 olan baca gazı ekserji kaybının %3,8'i geri kazanılabilir.

Başlıca sonuçları yukarıda belirtilen bu çalışmadaki senaryoların bir veya birkaçının Atatürk Üniversitesi bölgesel ısıtma sistemine uygulanması önerilmektedir. Aşağıdaki çizelgede analiz sonuçlarının bir kısmı özetlenmiştir.

Çizelge 5.1. Senaryoların analiz sonuçları

		1.Senaryo	2.Senaryo		3.Senaryo	4.Senaryo	5.Senaryo	
		Ekonomizer	T_{su} giriş (°C)	70	10			70
	T_{su} çıkış (°C)	90	60			90	60	
	m_{su} giriş (kg/s)	2,06	1,25	1,8	2,23	1,49	1,97	
	m_{bg} giriş (kg/s)	1,89	1,89			1,89	1,89	
	T_{bg} giriş (°C)	158	158	158	158	132	132	
	T_{bg} çıkış (°C)	75	50	45	40	75	40	
	Yüzey alanı (m ²)	85,5	50,7	69,4	80,1	90,8	82,8	
Hava ön ısıtıcısı	T_{hava} giriş (°C)				20	20	20	
	T_{hava} çıkış (°C)				50	50	50	
	m_{hava} giriş (kg/s)				1,79	1,79	1,79	
	T_{bg} giriş (°C)				158	158	158	
	T_{bg} çıkış (°C)				132	132	132	
	Yüzey alanı (m ²)				19,8	19,8	19,8	
Toplam yakıt tasarrufu (%)		3,85	5,9	8,6	10,6	1,3	3,85	10,6
Geri ödemesi(ay)		4	4	3	3	5	6	4

KAYNAKLAR

- Akdeniz, N., İlhan C.D., Üçgül İ., Acar M. ve Bayhan M., 2007. Doğal gazlı kojenerasyon sisteminin termodinamik analizi ve Süleyman Demirel Üniversitesi örneği. VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
- Akyol, T., 2006. Binaların ısı yalıtımında enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.
- Alkan, A., Sayın C. ve Kılıçaslan İ., 2006. Yakma havası ön ısıtılmasının kazan verimine etkisi. 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Kırıkkale.
- Alkhamis, T.M., Alhusein M.A. and Kablan M.M., 1998. Utilization of waste heat from the kitchen furnace of an enclosed campus. *Energy Conversion and Management*, 10, 1113- 1119.
- Angın, B., 2007. Cam sanayinde geleneksel yakıtlar yerine doğal gaz kullanımının enerji ekonomisi açısından incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Mersin Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Mersin.
- Aras, H., 1991. Doğal gaz yakan sistemlerde baca gazından ısı geri kazanımı. Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Bhattacharjee, K., 2010. Energy conservation opportunities in industrial waste heat recovery systems. *Energy Engineering*, 107, 7-13.
- Bilgen, S., 2000. Bazı yakıtların kimyasal ekserji değerlerinin hesaplanması. Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Börekçioğlu, S.S., 2009. Doğalgaz ve altyapı. TBMOB İzmir Kent Sempozyumu, İzmir.
- Bujak, J., 2008. Mathematical modelling of a steam boiler room to research thermal efficiency. *Energy*, 33, 1779- 1787.
- Butcher, T.A. and Litzke W., 1994. *Condensing economizers for small coal- fired boilers and furnaces*, New York.
- Canlı, E., Darıcı S., Doğan S. ve Özgören M., 2013. Kompakt ısı değiştiricilerinde kararlı çalışma halindeki ekserji yıkımının deneysel olarak tespiti ve aynı ısı kapasite oranı için üç farklı ısı değiştiricisinin ekserji yıkımlarının karşılaştırılması. 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
- Che, D., Da Y and Zhuang Z., 2005. Heat and mass transfer characteristics of simulated high moisture flue gases. *Heat Mass Transfer*, 41, 250- 256.
- Chen, Q., Finney K., Li, H., Zhang X., Zhou J., Sharifi V. and Swithenbank J., 2012. Condensing boiler applications in the process industry. *Applied Energy*, 89, 30-36.
- Cortina, M., 2006. Flue gas condenser for biomass boilers. Master of Thesis, Lulea University of Technology, Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Sweden.
- Coşkun, A., Geredelioğlu Ç., Bolattürk A. ve Gökaslan M.Y., 2013. Çayırhan termik santralinin enerji ve ekserji analizi. 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
- Çengel, Y.A. and Boles M.A., 2006. *Thermodynamics An Engineering Approach*. McGraw- Hill, 963 s, USA.
- Çengel, Y.A., 2011. *Isı ve kütle transferi*. Güven Bilimsel Yayınları, 875 s, İzmir.

- Çoban M.T., 2014. Java bilgisayar diliyle programlama. İzmir, <http://turhancoban.com/kitap/JAVA%20B%C4%B0LG%C4%B0SAYAR%20D%C4%B0L%C4%B0YLE%20PROGRAMLAMA.pdf>(15.12.2014). -
- Çomaklı, K., 2003. Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizi. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Çomaklı, K., Yüksel B., Şahin B. ve Karagöz Ş., 2006. Kazan bacalarında meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 92, 12- 16.
- Dalkılıç, A.S., Alpay N. ve Demir H., 2008. Bir fırına ait bacadan ısı değiştirici yardımıyla atık ısı geri kazanımı. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 108, 5-11.
- Dazlak, S., 2006. Bir doğalgaz santralinde atık ısı kazanım tesisinin enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- DeFrees J. and Stuckey R., 2007. Condensing economizers. Ashrae Journal, 16- 23.
- Dilek, M., 2007. Energy and exergy analyses of a high school heating system. Master of Science, Middle East Technical University, Department of Mechanical Engineering, Ankara.
- Doğru, M., 2011. Projelerin ekonomik analizleri, İzmir.
- Dunbar, S., 2010. Experimental and numerical studies of condensing heat exchangers used in flue gas water recovery systems. Master of Science, Lehigh University, Department of Mechanical Engineering, Candidacy.
- Durkin, T.H., 2006. Boiler system efficiency. Ashrae Journal, 48, 51-57.
- Ergün, A., 2010. 80.000m²'lik ısıtma soğutma ihtiyacı olan bir alışveriş merkezinin enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Ertem, G., Çelik B. ve Yeşilyurt S., 2008. Endüstriyel tav fırınlarında ısı denkliği hesaplamaları ve enerji verimliliğinin belirlenmesi. IV. Ege Enerji Sempozyumu, İzmir.
- Farthing, D.C., 2011. Improving boiler room efficiencies. Oklahoma, <http://www.federalcorp.com/tech/econpaper.htm> (28.09.2011)
- Genceli, O.F., 1997. İki fazlı akış. Tesisat Mühendisliği Derneği Teknik Yayınlar, 2, 4.1-4.20.
- Gibbs, B.M., 1987. Boiler fuel savings by heat recovery and reduced stanby losses. Heat Recovery Systems and CHP, 7, 151-157.
- Goel, N., 2012. Design and performance analyses of condensing heat exchangers for recovering water and waste heat from flue gas. Master of Science, Lehigh University, Department of Mechanical Engineering, Ann Arbor.
- Hazell, D.D., 2011. Modeling and optimization of condensing heat exchangers for cooling boiler flue gas. Master of Science, Lehigh University, Department of Mechanical Engineering, Ann Arbor.
- Hill, J.M., 2011. Study of low-grade waste heat recovery and energy transportation systems in industrial applications. Master of Science, Alabama University, Department of Mechanical Engineering, Alabama.
- Hwang, K., Song, C.H, Saito, K., and Kawar, S., 2010. Experimental study on titanium heat exchanger used in a gas fired water heater for latent heat recovery. Applied Thermal Engineering, 30, 2730- 2737.

- Jeong, K., Kessen, M.J, Bilirgen, H., and Levy, K.E., 2010. Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger. *International Journal of heat and Mass Transfer*, 53, 2361- 2368.
- Kakaç, S., and Liu, H., 1998. *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*. CRC Press, 432 s, New York.
- Kaushik, S.C. and Singh O.K., 2014. Estimation of chemical exergy of solid, liquid and gaseous fuels used in thermal power plants. *J Therm Anal Calorim*, 115, 903-908.
- Keçebaş, A., Kayfeci M. and Gedik E., 2011. Performance investigation of the Afyon geothermal district heating system for building applications. *Applied Thermal Engineering*, 31, 1229- 1237.
- Kistler, R.S., 2000. *Condensation of mixed vapors and vapor-gas mixtures*. Heat transfer Research, Inc, College station, Texas.
- Kistler, R.S., 2005. *Principles of condensation*. Heat transfer Research, Inc, College station, Texas.
- Kolev, D. and Kolev N., 2002. Performance characteristics of the a new type of lamellar heat exchanger for the utilization of flue gas heat. *Applied Thermal Engineering*, 22, 1919- 1930.
- Levy, E., Bilirgen, H., and Dupont, J., 2011. *Recovery of water from boiler flue gas using condensing heat exchangers*. Final Technical Report, Lehigh University, Energy Research Center, Bethlehem.
- Levy, E., Bilirgen, H., Jeong K., Kessen M.J, Samuelsen C., and Whitcombe, C., 2008. *Recovery of water from boiler flue gas*. Final Technical Report, Lehigh University, Energy Research Center, Bethlehem.
- Li, J., Saraireh, M., and Thorpe, G., 2011. Condensation of vapor in the presence of non-condensable gas in condensers. *International Journal of heat and Mass Transfer*, 54, 4078- 4089.
- Mançuhan E., 2011. Yaş tuğla kurutulan bir tünel kurutucuda enerji ve ekserji analizi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 120, 35-42.
- Okka, O., 2006. *Mühendislik ekonomisi*. Nobel Yayın Dağıtım, 563 s.
- Olgun, B., Batur B., Batur H., Tüter H. ve Heperkan H., 2007. Bir gıda işletmesinde fonksiyon kalite kontrol uygulaması. VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
- Osakabe, M., 2000. Latent heat recovery from oxygen-combustion flue gas. 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference&Exhibit Vols 1 and 2, Technical Papers, 804-812.
- Osakabe, M., Ishida K.,Yagi, K., Itoh T. and Ohmasa K., 2001. Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas. *Heat Transfer-Asian Research*, 30(2), 139-151.
- Özdemir, M., ve Parmaksızoğlu İ.C., 2003. *Mekanik tesisatta ekonomik analiz*. VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
- Özen, D.N., 2006. Yoğuşmalı kombilerde hidrojen takviyeli doğalgaz kullanımı ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Özgür, N., 2008. *Enerji verimliliği ve suyun verimli kullanılması*, Ankara.

- Pena, F. and Blanco J.M., 2007. Evaluation of the physical dew point in the economizer of a combined cycle burning natural gas. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2153- 2158.
- Saidur, R., Ahamed, J.U. and Masjuki H.H., 2009. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers .*Energy Policy*, 38, 2188- 2197.
- Selbaş, R., 1992. Atık Isı Enerjisinden Yararlanma Yöntemleri Ve Uygulamaları. Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya.
- Shi, X., Che D.,Li, H., Agnew B. and Gao J., 2011. An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 606- 615.
- Sinanoglu, U., Esen D.Ö. ve Karakaş E., 1996. Enerji ekonomisi açısından geri kazanım sistemleri. TMMOB 1. Enerji Sempozyumu, Ankara.
- Tekel, E., 2006. Termik santrallerin enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.
- Terzi, S.O. ve Arcaklıoğlu E., 2006. Sanayide enerji geri kazanımı ve AKG Yalıtım A.Ş. örneği. 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Kırıkkale.
- Tetik, T., 2011. Doğalgaz yakıtlı bireysel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum.
- Topaç, B., 2008. Kimyasal ekserji hesaplama yöntemlerinin petrol türevi hafif yakıtlara uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Torio, H. and Schmidt D., 2010. Development of system concepts for improving the performance of a waste heat district heating network with exergy analysis. *Energy and Buildings*, 42, 1601-1609.
- Varol, Y., 1991. Rejeneratif ısı değiştirgeçleri yardımıyla enerji geri kazanımı. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Willems D., 2006. Advanced system controls and energy savings for industrial boilers. *Transactions of the Citrus Engineering Conference*, 52, 11- 22.
- Zolkowski, J.T., 2009. Waste heat recovery. *Energy Engineering*, 106, 63-74.

ÖZGEÇMİŞ

1983 yılında Trabzon'da doğdu. İlkokulu Trabzon'da, orta ve lise tahsilini İstanbul'da tamamladı. 2006 yılında Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Kimya Mühendisliği ve Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2007-2010 yılları arasında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Makine Mühendisliği Enerji Anabilim dalında yüksek lisans öğrenimi yaptı. 2010 yılında aynı bölümde doktora öğrenimine başladı.

2007-2014 yılları arasında Erzurum İl Sağlık Müdürlüğü'nde, 2014 yılından itibaren de Tekirdağ Halk Sağlığı Müdürlüğü'nde makine mühendisi olarak görev yapmaktadır. Evli ve iki çocuk annesidir.