

T.C.
KAFKAS ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİNDE EKONOMİZER TASARIMI İLE ENERJİ
GERİ KAZANIM POTANSİYELİNİN ARAŞTIRILMASI**

Emre ÖZAĞDAŞ
YÜKSEK LİSANS TEZİ

DANIŞMAN

Dr. Öğr. Üyesi Meryem TERHAN

HAZİRAN-2020

KARS



T.C.
KAFKAS ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



**BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİNDE EKONOMİZER TASARIMI İLE ENERJİ
GERİ KAZANIM POTANSİYELİNİN ARAŞTIRILMASI**

Emre ÖZAĞDAŞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DANIŞMAN

Dr. Öğr. Üyesi Meryem TERHAN

Bu tez çalışması 2017-FM-82 nolu proje ile BAP Koordinatörlüğü tarafından desteklenmiştir.

HAZİRAN-2020

KARS

ETİK BEYAN

Kafkas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Emre ÖZAĞDAŞ

ÖZET

(Yüksek Lisans Tezi)

BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİNDE EKONOMİZER TASARIMI İLE ENERJİ GERİ KAZANIM POTANSİYELİNİN ARAŞTIRILMASI

Emre ÖZAĞDAŞ

Kafkas Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Meryem TERHAN

Bu çalışmada doğal gaz yakıtlı bir kazandan çıkan atık baca gazı ısısından yararlanılarak bir ekonomizer tasarlanmış ve sistemin ekonomik analizi yapılarak amortisman süresi hesaplanmıştır. Bu amaçla Kafkas Üniversitesi Veteriner Fakültesi Eğitim Araştırma ve Uygulama Çiftliği Kaz Yetiştiriciliği Ünitesi'nin ısıtılması için Paşaçayırı Yerleşkesi Isı Merkezi'nden alınan veriler kullanılmıştır. Ekonomizer tasarım hesaplamalarında logaritmik sıcaklık farkı ve NTU metotları kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda 19,89 m² yüzey alanına sahip 304 kalite yatay paslanmaz çelik borulardan yapılmış yoğunlaşmaz ekonomizer kullanılmıştır. İşletme verileri dikkate alınarak yapılan hesaplamalar sonucunda kazan bacalarındaki duyulur ısı kaybı %3,08 olup bu kayıp ısının yıllık parasal değeri yaklaşık 14941,32 TL'dir. Bu sistemin yaklaşık maliyeti 16843,16 TL olup amortisman süresi 3,3 yıl olarak hesaplanmıştır. Sistemin yıllık tasarruf miktarı 5025,15 TL olarak belirlenmiştir. Faiz oranı %8 alınarak sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı şimdiki değer metodu kullanılarak 32494,66 TL olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: enerji, ısı geri kazanımı, baca gazından enerji geri kazanımı, ekonomizer, ekonomik analiz

2020, 62 Sayfa

ABSTRACT

(Master Thesis)

INVESTIGATION OF ENERGY RECOVERY POTENTIAL BY ECONOMIZER DESIGN IN REGIONAL HEATING SYSTEM

Emre ÖZAĞDAŞ

Kafkas University

Graduate School of Applied and Natural Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Meryem TERHAN

In this study, an economizer was designed by using waste flue gas heat in a natural gas fired boiler and the depreciation period was calculated by making an economic analysis of the system. For this purpose, the data obtained from the Paşacıyırı Campus Heat Center was used for the heating of the Kafkas University Veterinary Faculty Education Research and Application Farm Goose Breeding Unit. In economizer design calculations, logarithmic temperature difference and NTU methods are used. As a result of the calculations, a non-condensing economizer made of 304 quality horizontal stainless steel pipes with a surface area of 19,89 m² was used. In calculations made taking into account the operational data, the sensible heat loss in the boiler chimneys is 3,08% and the annual monetary value of this loss heat is approximately 14941,32 TL. The approximate cost of this system is 16843,16 TL and the depreciation period is calculated as 3,3 years. The annual saving amount of the system is determined as 5025,15 TL. By taking the interest rate as 8%, the total amount of savings that the system will provide during its 20-years economic life was calculated as 32494,66 TL using the present value method.

Keywords: energy, heat recovery, heat recovery from flue gas, economizer, economical analyses

2020, 62 Pages

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın her aşamasında bilgisini, deneyimlerini, desteğini ve değerli zamanını benden esirgemeyen, danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Meryem TERHAN' a;

Bölümümüzde mevcut olan her türlü imkândan faydalanmamı sağlayan Kafkas Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü yöneticilerine ve tüm öğretim üyelerine;

Çalışmalarım boyunca bana destek olan sevgili arkadaşım Öğr. Gör. Emine Betül AKALIN' a;

2017-FM-82 nolu proje kapsamında bu çalışmayı destekleyen Kafkas Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimine;

Ve tüm varlıklarıyla bana güç vererek yaşamımı kolaylaştıran, maddi ve manevi desteğini her anımda yanımda hissettiğim sevgili aileme;

En içten dileklerle teşekkür ederim.

Emre ÖZAĞDAŞ

İÇİNDEKİLER

ÖZET	I
ABSTRACT	II
ÖNSÖZ	III
ŞEKİLLER DİZİNİ	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	VI
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	VII
1.GİRİŞ	1
2.GENEL BİLGİLER	10
2.1. Atık Isı ve Geri Kazanım Sistemleri	10
2.1.1. Reküparatörler	10
2.1.2. Rejenaratörler	11
2.1.3. Atık Isı Kazanları	12
2.1.4. Ekonomizerler	12
2.1.4.1. Düz veya Firkete Borulu Ekonomizerler	14
2.1.4.2. Kanatlı Borulu Ekonomizerler	14
2.1.4.3. Helezon ve Spiral Borulu Ekonomizerler	15
2.1.4.4. Duman Borulu Ekonomizerler	15
3. MATERYAL VE YÖNTEM	16
3.1. Materyal	16
3.2. Yöntem	18
3.2.1. Enerji Analizi	19
3.2.2. Isı Transfer Analizi	29
3.2.3. Ekonomik Analiz	39
4. BULGULAR	41
4.1. Enerji ve Isı Transfer Analizi Bulguları.....	41
4.2. Ekonomik Analiz Bulguları	53
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	56
6. KAYNAKLAR.....	58

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Reküparatör	11
Şekil 2.2. Rejeneratör	11
Şekil 2.3. Atık ısı kazanı	12
Şekil 2.4. Ekonomizer.....	13
Şekil 2.5. Düz veya firkete borulu ekonomizer.....	14
Şekil 2.6. Kanatlı borulu ekonomizer	14
Şekil 2.7. Helezon ve spiral borulu ekonomizer	15
Şekil 2.8. Duman borulu ekonomizer	15
Şekil 3.1. Kullanılan ölçüm cihazları	16
Şekil 3.2. Kafkas Üniversitesi Paşaçayırı Yerleşkesi Isı Merkezi	17
Şekil 3.3. Kafkas Üniversitesi Paşaçayırı Yerleşkesi Isı Merkezi'nin dış görünüşü.....	17
Şekil 3.4. Kaz Yetiştiriciliği Ünitesi'nin dış görünüşü.....	18
Şekil 3.5. Isıtma sistemi şeması.....	19
Şekil 3.6. Gövde tarafındaki boru demetlerinin dizilişi.....	30
Şekil 4.1. U dönüşlü sıralı borulu yoğuşmasız ekonomizer tipinin şematik çizimi	41
Şekil 4.2. Su tarafı ısı transfer katsayısı ile boru iç çapı arasındaki ilişki	44
Şekil 4.3. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısının boru dış çapına bağlı değişimi	45
Şekil 4.4. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısı ile N_y arasındaki ilişki.....	45
Şekil 4.5. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısı ile S_y arasındaki ilişki	46
Şekil 4.6. Baca gazı giriş sıcaklığının ısı transfer alanı ile değişimi	47
Şekil 4.7. Basınç düşümünün boru iç çapına göre değişimi	48
Şekil 4.8. Basınç düşümünün boru dış çapına göre değişimi.....	48
Şekil 4.9. Basınç düşümünün N_y 'ye göre değişimi	49
Şekil 4.10. Basınç düşümünün N_z 'ye göre değişimi.....	49
Şekil 4.11. Ekonomizerin ön, üst ve yan görünüşü	50
Şekil 4.12. Tasarlanan ekonomizerin şematik gösterimi	52
Şekil 4.13. Ekonomizerin yerleşim şekli	52
Şekil 4.14. Kafkas Üniversitesi kampüslerine ait aylık yakıt tüketim değerleri	54

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Kars'a gelen doğalgazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri	20
Çizelge 3.2. Doğalgazın Sınıflandırılması	21
Çizelge 3.3. Doğalgazın kapalı formülünün hesaplanması.....	21
Çizelge 3.4. Nu sayılarının Re aralıklarında ve boru demetlerinin dizilişine göre bağıntıları	32
Çizelge 3.5. Nz sayısına göre F düzeltme faktörünün bulunması	33
Çizelge 4.1. Farklı boru çaplarına göre hesaplanan çeşitli tasarım özellikleri.....	42
Çizelge 4.2. Paşaçayırı Yerleşkesi Isı Merkezi'nde ölçülen ortalama aylık veriler	50
Çizelge 4.3. Ortalama 60°C sıcaklıktaki suyun fiziksel özellikleri.....	51
Çizelge 4.4. Ortalama 88,5°C sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri.....	51
Çizelge 4.5. Tasarlanan ekonomizerin değerleri	53
Çizelge 4.6. Mahal ısıtma sistemi için gereken ilk yatırım maliyetleri	54
Çizelge 4.7. Mahal ısıtma sistemi için hesaplanan ekonomik analiz sonuçları	55

SEMBOLLER VE KISALTMALAR 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)
d	Çap (m)
E	Enerji (kJ)
f	Sürtünme faktörü
H	Taşıma ısı transfer katsayısı (W/m ² .k)
HD	Hurda değer (TL)
H _U	Yakıtın alt ısı değeri (kJ/m ³)
i	Faiz oranı (%)
k	Isıl iletkenlik (W/m.K)
L	Uzunluk (m)
V	Sarfiyat (m ³)
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)
Re	Reynolds sayısı
t	Zaman (s)
T	Sıcaklık (°C)
T _{çiğ}	Çiğlenme noktası sıcaklığı (°C)
TM	Büyük tamir ve bakım giderleri (TL)
T _o	Çevre sıcaklığı (°C)
T _s	Yüzey sıcaklığı (°C)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² .K)
U	Hız (m/s)
W	Güç (kW)
x	Mol oranı
YK	Yıllık kar (TL)
YM	İlk yatırım maliyeti (TL)
ζ	Basınç düşümü katsayısı
η	Verim
λ	Hava fazlalık katsayısı
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)

İndisler

· (üst çizgi)	Mol başına miktar
· (üst nokta)	Birim zamanda miktar
atm	Atmosferik
CH ₄	Metan
C ₂ H ₆	Etan
C ₃ H ₈	Propan
C ₄ H ₁₀	Bütan
C ₅ H ₁₂	Pentan
C ₆ H ₁₄	Hekzan
CO ₂	Karbondioksit
çığ	Çiğlenme
H ₂ O	Su
İM	İşletme giderleri
lm	Logaritmik
max	Maksimum
min	Minimum
N ₂	Azot
O ₂	Oksijen
ort	Ortalama
y	Yakıt
bg	Baca gazı
i	İç
o	Dış
sw	Yoğusan su

1. GİRİŞ

Enerji, insanoğlunun bugünkü sahip olduğu medeniyetin en temel ve öncü taşlarından biridir. Bu nedenle enerji üretimi ve tüketimi, üzerinde titizlikle düşünülmesi ve strateji geliştirilmesi gereken konuların başında gelmektedir (Varınca ve Gönüllü, 2002).

Dünyada olduğu gibi ülkemizde de nüfusun hızlı artışı ve sanayideki gelişmeler ile doğru orantılı olarak enerji ihtiyacı her geçen gün artmaktadır. Var olan enerji kaynakları artan enerji ihtiyaçlarını karşılayamamış ve bunun sonucunda enerji verimliliği kavramı ortaya çıkmıştır. Üretimden elde edilen ürün miktarını ve kalite oranını düşürmeden harcanan enerji miktarının ekonomik gelişmeleri ve sosyal refahı olumsuz etkilemeyecek şekilde en aza indirilmesi enerji verimliliği olarak isimlendirilmektedir (Tokgöz ve Özgün, 2019).

Eskiden beri kullanılan geleneksel yakıtlar; kömür, sıvı yakıtlar (fuel oil, benzin, gaz yağı v.b.), gaz yakıtlar (lpg, doğalgaz, hava gazı, su gazı) gibi yakıtlardır. Bu yakıtların kullanım şekilleri kendi içlerinde farklılıklar göstermektedir. Çevreye olan olumsuz etkilerinin yanı sıra rezervlerinin giderek azalmasından dolayı alternatif enerji kaynaklarına yönelmek zorunda kalmıştır (Angın, 2007).

Enerji talebini kontrol altına almak için yapılması gereken enerjiyi verimli kullanmaktır. Enerji verimliliği sayesinde belli miktardaki enerji ile daha fazla ürün elde edilebilecek veya belli bir ürün için daha az enerji kullanılacaktır. Özellikle büyük tesislerde enerjinin verimli kullanılması sonucu, enerji maliyetinin düşürülebileceği ve kayıp enerjiyi geri kazanmak için yapılan sistemlerin maliyetlerinin de en aza indirileceği ifade edilmektedir. Ayrıca fosil yakıt kullanılan tesislerde enerji dönüşümü sırasında çevreye atılan zararlı emisyonlar azaltılmaktadır (Çomaklı ve ark., 2006).

Bugün birçok ülkede endüstriyel enerji tüketiminin yaklaşık %26'sı atık gazlar ve atık sıvılar şeklinde kaybolmaktadır. Bu kayıp, atık ısı geri kazanımı temel tekniklerinin uygulanmasıyla önemli ölçüde azaltılabilmektedir. Enerji fiyatlarındaki artış, ısı geri kazanım ekipmanları için yapılan yatırımları kârlı hale getirmiş ve amortisman süresinin genellikle birkaç ayla birkaç yıl arasında değişen kısa sürelerde olduğunu göstermiştir. Bu durumun iyi değerlendirilebilmesi için uygun ve etkili bir ısı geri kazanımı sisteminin geliştirilmesi gerektirmektedir (Selbaş, 1992).

Bir kazandaki enerji kayıplarının çoğu, egzoz baca gazı tarafından atmosfere salınan ısıdan kaynaklanmaktadır. Açığa çıkan ısı duyulur ve gizli ısıdan oluşmaktadır. Biyolojik ve çevresel güvenlik nedeniyle son zamanlarda kazanlarda doğal gaz gibi temiz yakıtlar yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu temiz yakıtlar içerisinde karbon yerine çok fazla hidrojen bulunduğundan egzoz gazı, gizli ısı içeren çok fazla su buharı içerir. Bu nedenle, baca gazından gizli ısı geri kazanımı, kazan verimliliğini artırmak için çok önemlidir (Osakabe ve ark., 2001).

Besleme suyunu ısıtmak için sıklıkla kullanılan ekonomizerler, yüksek basınçlı kazanların kullanıldığı büyük tesislerde baca gazından atık ısıyı geri kazanmak için etkili bir araç olarak kullanılmaktadır. Yoğuşmalı ekonomizerler ise kazandan çıkan baca gazından enerji geri kazanımını sağlayan ısı eşanjörleridir. Bu sistemlerde, baca gazı sıcaklığı su buharının çığlenme noktasının altına düşürülür. Baca gazı sıcaklıkları daha düşük olma eğiliminde olduğu ve ısı geri kazanım potansiyeli sınırlı olduğu için ekonomizerler genellikle küçük paketlenmiş kazanlarla kullanılmaz. Uygun şekilde tasarlanırsa, yoğunlaştırıcı ekonomizerler bu eksiklikleri hafifletebilir ve hem duyulur hem de gizli ısının dışarı akan gazlardan geri kazanılmasını sağlayabilir. Bunun sonucu termal verimlilik belirgin şekilde artar. Bazı konut tipi ısıtma araçları şu anda entegre yoğuşmalı ekonomizerlerle ticari olarak kullanılmaktadır. Diğer durumlarda, yoğuşmalı ekonomizerler mevcut kazan veya fırına eklenebilir. Ticari ve endüstriyel ölçekli ekipmanların kullanıldığı bu ekonomizerler sınırlı derecede kullanılmış ve her zaman geleneksel kazanlara takılmıştır. Dolaylı kontakt ekonomizerler daha yaygın olmasına rağmen hem doğrudan hem de dolaylı kontakt ekonomizerler mevcuttur (Butcher ve Litzke, 1994; DeFrees ve ark., 2008).

Baca gazlarının çevreye atılması nedeniyle oluşan ısı kayıpları %10-35 arasında değişmektedir. Isıl verimde artış sağlamak için sistemden baca gazı ile çıkan ısı kaybının önlenmesi gerekmektedir. Atık ısıdan ısı geri kazanımı için reküperatif ve rejeneratif ısı değiştiriciler kullanılmakla birlikte son yıllarda ısı borulu ısı geri kazanım sistemleri kullanılmaya başlanmıştır. Bir reküperatör kullanılarak tesisten yüksek sıcaklıkta çıkan baca gazından yakma havasının ısıtılması ve sıcak su eldesi mümkün olmaktadır. Bunun sonucunda enerjinin büyük bir kısmı geri kazanılabilmekte dolayısıyla yakıttan tasarruf sağlanabilmektedir (Aras, 1991; Ürün ve ark., 2011).

Baca gazından enerji geri kazanımının son yıllarda önem kazanması nedeniyle çalışılması gereken temel konulardan biri olmuş durumdadır. Bu amaçla doğalgaz yakıtlı bir kazanda baca gazından duyulur enerji geri kazanımı araştırılmış ve ekonomik yönden incelenmiştir.

Son yıllarda fosil kaynaklardan elde edilen yakıtların azalışı nedeniyle yakıt fiyatlarındaki artış ve küresel ısınmaya ilişkin kaygının artması nedeniyle endüstriyel tesislerde atık baca gazından enerji dönüşümü önemli hale gelmiştir.

Atık baca gazından enerji sağlamak amacıyla yapılan literatür özetleri aşağıda belirtilmiştir.

Gibbs (1987) yaptığı çalışmada paket bir kazana ekonomizer bağlayarak meydana gelen yakıt tasarrufunu iki yöntemle incelemiştir. Bunlar; kazanı terk eden baca gazlarından doğrudan ısı geri kazanımı yöntemi ve brülör kapatıldığında etkinleştirilen baca damperini kapatarak kazan çekişinde ve soğutma kayıplarında azalma yöntemidir. Çalışma sonucunda ısı geri kazanımının; baca gazı sıcaklığına, hava fazlalık katsayısına ve kazan boyutuna bağlı olduğu belirlenmiştir. Yakıt tasarrufunun mevcut işletme koşullarına bağlı olarak %6-16 aralığında değiştiği belirlenmiştir.

Butcher and Litzke (1994) tarafından yapılan bir çalışmada küçük kömür yakıtlı kazanlardan elde edilen partikül emisyonunun kontrolü ve verimliliğin artırılması için yoğunlaşmalı ekonomizerlerin potansiyel kullanımı hesaplanmıştır. Eylemsizlik etkisinin en önemli partikül yakalama mekanizması olduğu ve partikül atma veriminin yaklaşık %95 olduğu, ayrıca boruların ilk sırasına doğrudan su verilmesiyle partikül atma verimliliğinin %98'e arttığı gözlenmiştir.

Çıtır (2013) yaptığı çalışmada Ray ve Profil Haddehanesi imalatında kullanılan tav fırınında atık ısı geri kazanımı için ekonomizer kullanımını değerlendirmiştir. Baca gazı ölçüm sonuçlarına göre ekonomizer tasarımı ve buna bağlı olarak ekonomik analiz yapılmıştır. Bazı mahallerin ısıtılması için 190000 EUR maliyetli ekonomizer tasarlanmış ve yıllık 733350 EUR tasarruf yapılmıştır. Ekonomizerin amortisman süresi 3,6 ay ve verimi %84 olarak belirlenmiştir.

Wang ve ark. (2014) tarafından yapılan bir çalışmada kömür yakıtlı elektrik santralinde atık ısı geri kazanımı için düşük basınçlı ekonomizer kullanımı termodinamik olarak

araştırılmıştır. Baca gazı kükürt gidericiden önce bacaya düşük basınçlı ekonomizer tesis edilmesi ile egzoz baca gazında bulunan ısının etkin bir şekilde geri kazanılabileceği ve baca gazı kükürt gidericide sıcaklığı düşürülmüş baca gazından kaynaklanan su tüketiminin azaltılabileceği gözlenmiştir. Ayrıca düşük basınçlı ekonomizer kurulduktan sonra bu ünite için standart kömür eşdeğeri tasarrufunun 3,85 g/(kW \$ h) olduğu hesaplanmıştır. Yine Wang ve ark. (2012) tarafından yapılan benzer bir çalışmada 600 MW'lık bir elektrik santralinde kükürt gidericisine girmeden önce baca gazı atık ısısının geri kazanılması konusunda çalışma yapılmıştır. Bu atık ısının, yoğunlaştırılmış suyu ısıtmak için buhar türbininden çıkan buharı tutabilen düşük basınçlı bir ekonomizer kurularak geri kazanılabileceği belirlenmiştir. Analiz sonuçları, düşük basınçlı ekonomizerin kükürt giderici ve basınçlandırma fanı arasındaki baca gazı sistemine kurulmasının mümkün olduğunu göstermektedir. Elde edilen faydalar arasında standart kömür eşdeğerinin 2–4 g/(kW· s) tasarruf edilmesi, suyun 25-35 ton/saat tasarruf edilmesi ve buna karşılık gelen CO₂ emisyonunun azaltılması sayılabilir.

Kılınç (2016) tarafından yapılan çalışmada endüstriyel bir fırında atık baca gazı kullanılarak merkezi ısıtma ve soğutma sistemlerinde ve sıcak su kullanımında ekonomizer kullanılabilirliği incelenmiştir. Baca gazının sıcaklığına göre ısı kapasiteler hesaplanmış ve optimum değer tespit edilmiştir. Baca gazı sıcaklığı 380°C olan kazan için ısıtılacak su miktarı 90 m³/h olarak hesaplanmıştır. Sıcak su kazanlarının doğal gaz tüketimi ise 50 m³/h olarak belirlenmiştir. Günde 16 saatten 365 gün çalışan bir kazan için yıllık doğal gaz kazancı ise 292000 m³/h olarak hesaplanmıştır.

Aras (1991) tarafından yapılan bir çalışmada doğal gaz yakıtlı sistemlerde yüksek sıcaklığa sahip olan baca gazları kullanılarak, kazan yakma havasının ısıtılması amacıyla veya 55°C'de sıcak su elde edilebilmesi amacıyla için reküperatör tasarımı yapılmıştır. Dizayn sonucu yapılan reküperatörle günlük 20000 litre su ısıtılmaktadır. Ayrıca kazan veriminin %92'den %99,98'e yükseldiği, kazan besleme suyunu ısıtmak için kullanılan reküperatörün ise 5 Nm³/h yakıt tasarrufu sağladığı görülmüştür.

Alkhamis ve ark. (1998) yaptığı çalışmada mutfak fırından çıkan baca gazında bulunan duyulur ısıdan yararlanmak için spiral ısı değiştirici tasarlamıştır. Araştırmanın

sonucuna göre mutfak fırınındaki atık ısının %60'ından fazlasının geri kazanılabileceğini ve spiral ısı değiştirici kullanımının oldukça ekonomik olduğu belirlenmiştir.

Farthig (2011) tarafından yapılan bir çalışmada kazan besleme suyunun ısıtılmasında ekonomizer kullanımı sonucunda besleme suyu sıcaklığının her 10°C'lik artışında %1'lik yakıt tasarrufu elde edilebileceği belirlenmiştir.

Osakabe ve ark. (2001) tarafından yapılan bir araştırmada doğal gaz kazanından elde edilen gerçek baca gazı kullanılarak paslanmaz çelik kullanılan yatay borular üzerindeki yoğuşma ısı transferi araştırılmıştır. Deney, baca gazının farklı hava fazlalık katsayılarında ve çeşitli boru duvarı sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre yoğuşma şekli çığlenme noktasının yakınında damlacıklı yoğunlaşmaya benzerdir. Duvar sıcaklığını düşürerek boru duvarını kaplayan sıvı film tabakası da artmıştır. Isı ve kütle aktarım davranışı, yüksek duvar sıcaklığının olduğu bölgede benzeşim korelasyonlarıyla tahmin edilmektedir. Düşük duvar sıcaklığının olduğu bölgede ise toplam ısı transferinin, benzeşim korelasyonlarıyla hesaplanan verilerden daha yüksek olduğu gözlenmiştir.

Olgun ve ark. (2007) yapmış oldukları çalışmada meyve suyu hazırlama tesisinde doğalgaz ile çalışan, yüksek basınçlı buhar kazanı ve bu kazanın baca hattına bağlanmış olan iki adet ekonomizerin verim tespitlerini yaparak sonuçları uluslararası benzer uygulamalar ile karşılaştırmışlardır. Üretici firmanın kazan için vermiş olduğu %89,5 verim yerine %90,11, birinci ekonomizer için verdiği %5 verim yerine %4,18 ve ikinci ekonomizer için verdiği %2,5 yerine %4,05 verim hesaplanmıştır. Sonuç olarak hesaplanan toplam verimin %98,40 olduğu ve bu değer üretici firmanın verdiği proje değeri olan %97'nin üzerinde olduğu gözlenmiştir.

Dalkılıç ve ark. (2008) yapmış olduğu çalışmada fabrikadaki fırına ait yüksek sıcaklıktaki atık baca gazı enerjisinden yararlanmak için örnek bir ısı değiştirici tasarımı yapmıştır. Hesaplamaları yapılan ısı değiştirici sayesinde tesisteki sıcak su ihtiyacının ya da mahal ısıtmasının atık baca gazı sıcaklığından yararlanılarak sağlanmasının mümkün olabileceğini belirtmişlerdir.

Madan (2014) yapmış olduğu çalışmada enerji tüketimi yüksek olan seramik endüstrisinde, bir vitrikiye seramik fırından atık ısıdan yararlanarak sıcak su eldesi için bir ekonomizer tasarlamıştır. 7 adet ekonomizer kullanarak yapmış olduğu çalışmada yıllık 2513000 m³ doğalgaz tasarrufu yapılmış ve buna göre sistemin amortisman süresi 8,3 ay olarak belirlenmiştir.

Selimli (2012) tarafından yapılan çalışmada ray profil haddehanesi tav fırınında, yakıt optimizasyonu ve 700-850°C fırın baca gazından fırın yakma havasına ısı aktarımını arttırarak maksimum düzeyde verim sağlamak üzere korozitif etkilere dayanıklı, yüksek ısı transfer kapasiteli yeni bir reküperatör tasarlanmıştır. Eski reküperatörde, baca gazı sıcaklığı 820°C için yakma havası sıcaklığı 375°C değeri elde edilirken, buna karşılık gelen yeni reküperatörde baca gazı sıcaklığı 820°C için 575°C yakma havası sıcaklığı sağlanmaktadır. Yeni reküperatörde enerji geri kazanımı ve emisyon azalımı sağlanırken, yüksek kaliteli ürün elde edilmiş bunun yanında düşük maliyetli üretim gerçekleştirilmiştir.

Stevanovic ve ark. (2014) tarafından 30 yıldır faaliyette olan, 620 MW elektrik üreten linyit yakıtlı elektrik santraline ek olarak paralel bağlantılı yüksek basınçlı ekonomizer kurulmasının verimlilik üzerine etkisinin araştırıldığı bir çalışmada baca gazı atık ısısının 30 MW'den daha fazlasının geri kazanıldığı gösterilmiştir. Birim brüt verimliliğinin %0,53 oranda artarak 9,4 MW elektrik enerjisi üretimine yol açtığı belirtilmiştir. Paralel bağlantılı ek ekonomizerin aynı zamanda yüksek basınçlı ısıtıcıların kısmi besleme suyu baypasına yol açtığı, bunun da tesis elektrik gücünün 24,5 MW'ye kadar arttırılmasını sağladığı gözlenmiştir.

Ma ve ark. (2016) yaptığı bir çalışmada kömür kullanılarak 600 MW'lık elektrik üretimi için düşük sıcaklık ekonomizeri, parçalı hava ısıtma ve baypas olmak üzere egzoz gazı ısı geri kazanım süreçlerinin termal ekonomisi ve tekno-ekonomik performansı karşılaştırmıştır. Santral termal verimliliğini artırmanın önemli bir yolunun, buhar türbini ısı rejeneratif sisteminin kademeli olarak entegrasyonu ile kazan soğuk ucundaki egzoz gazı ısısının geri kazanılması olduğu belirtilmiştir. Sonuçlar, bu üç ısı geri kazanım işleminin kullanılmasıyla, birim net standart kömür tüketim oranının sırasıyla 4,43, 5,84 ve 6,48 g/(kW/h) azaltılabileceğini ve ayrıca başlangıç maliyetinin sırasıyla 3,84, 3,52 ve 3,39 milyon USD olduğunu göstermiştir. Ayrıca 600 MW'lık ünite

nominal yükte yılda 5500 saat çalışırsa, bu üç işlemin yıllık kömür kazancını sırasıyla 1,49, 2,03 ve 2,27 milyon USD artırabileceği gözlenmiş ve dinamik geri ödeme sürelerinin 3,12, 2,00 ve 1,71 yıl olduğu hesaplanmıştır.

DeFrees ve Stuckey (2007) çalışmalarında 180°C sıcaklıkta tesisten çıkan baca gazındaki atık ısıyı geri kazanmak için 37 m² alana sahip teflon kaplamalı yoğuşmalı ekonomizer tasarlamışlardır. Ortalama 15°C sıcaklıktaki şebeke suyunun, 50°C'ye ısıtılması için 180°C sıcaklıktaki baca gazı ekonomizer yardımıyla 60°C'ye kadar düşürmüş ve yıllık yakıt tasarrufunu 4357 GJ olarak hesaplamışlardır (Terhan, 2015). DeFrees ve ark. (2008) yaptığı benzer bir çalışmada New York eyaletindeki bir mandıraya kurulan yoğuşmalı ekonomizerin performansını değerlendirmişlerdir. Çalışma sonuçları, normal ısıtma ihtiyacının %86'sını karşılamak için yeterli enerjinin geri kazanıldığını ve yakıt tüketiminin 4000 dekatermden daha az olduğunu göstermiştir. Ayrıca amortisman süresinin yaklaşık dört yıl olduğu ifade edilmiştir.

Goel (2012) tez çalışmasında güç santralinde yoğuşmalı ısı değiştiriciler kullanarak baca gazından atık ısı ve su geri kazanımı performansı ile ekonomik analiz yapmıştır. Ayrıca su yoğunlaşma verimliliği, toplam ısı transferi ve toplam yıllık maliyet üzerindeki etki beş farklı düzenleme için analiz edilmiştir. Isı değiştirici boru çapı ve boru enine aralığı gibi ısı değiştirici tasarım parametrelerinin etkisi analiz edilmiştir.

Huang ve ark. (2017) tarafından yapılan çalışmada kömür yakıtlı elektrik santrallerinin baca gazındaki düşük sıcaklıkta olan atık ısıyı verimli bir şekilde kullanmak için bir sistem geliştirilmiştir. Bu sistemin amacı baca gazı atık ısısının hava ön ısıtmasına ilaveten besleme suyunu ve düşük basınçlı buhar ekstraksiyonunu ısıtmak için kullanılmasıdır. Çalışma sonuçlarına göre net güç çıkışı 19,51 MW artmış, ekserji verimliliği %45,46'ya yükselmiş ve net yıllık gelir 4741 milyon USD'ye ulaşmıştır.

Hill tarafından (2011) yapılan bir tez çalışmasında düşük dereceli atık ısı geri kazanımı ve enerji transfer sistemleri endüstriyel ölçekte tasarlanmıştır. Bu sistem tasarımı; 485°F sıcaklıktaki egzoz gazı enerjisinin geri kazanılması ve bu enerjinin farklı görevler için tesis genelinde dağıtılması üzerinedir. Bu görevler arasında mahal ısıtması, sıcak su üretimi, tutkal banyolarında minimum sıcaklığın sürdürülmesi, emilim soğutucusuna güç verilmesi ve kazan besleme suyunun ön ısıtılması bulunmaktadır. Enerjinin geri kalanı daha sonra biri duyulur ısı eşanjör devresi ve diğeri yoğuşmalı ekonomizer

devresi için olmak üzere iki termal depolama tankında depolanmaktadır. Tasarım, malzeme ve işçilik temelinde 323000 \$'ın biraz üzerinde uygulama maliyeti göstermektedir. Bu değerler 2,7 yıllık tipik bir geri ödeme süresini göstermek için kullanılabilir.

Terhan (2015) tarafından yapılan tez çalışmasında ise doğalgaz yakıtı kullanılan kazanda baca gazındaki enerji kaybının geri kazanım potansiyeli araştırılmış ve enerjinin geri kazanımı için baca gazındaki su buharının yoğuşma olayı enerji, ekserji ve ekonomik yönden incelenmiştir. Bu sisteme ait enerji geri kazanımı için uygulanabilir 5 farklı senaryo düşünülmüştür. Bu senaryolarda kullanılan hava ön ısıtıcısı, ekonomizer, yoğuşmalı ekonomizer gibi ısı değiştiricilerin seçimi, dizaynı ve ayrıca enerji, ekserji analizi ve ekonomik analiz yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda 3 adet yoğuşmalı ekonomizerin 184 adet lojman dairesinin sıcak su ihtiyacını karşılayabildiği belirlenmiştir. Bu sistemin yaklaşık maliyeti 205176,06 TL ve amortisman süresi 3 aydır. Sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam yakıt tasarruf tutarı 2443041,31 TL olarak hesaplanmıştır.

Tokgöz ve Özgün tarafından (2019) yapılan bir çalışmada doğalgaz yakıtlı bir kazan için baca gazı ısı geri kazanım performansı araştırılmış, baca gazındaki ısıdan yararlanmak amacıyla reküperatör tasarlanmıştır. Bu sistem için; enerji, ısı transfer analizleri ve ekonomik analizler yapılmıştır. Sistemin 15 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam yakıt tasarrufu miktarı 1121410,23 TL olarak belirlenmiştir.

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 aşağıdaki bir dereceye soğutulmuş olarak ısı geri kazanılır. Kazanılan bu ısı genellikle besleme suyunu ısıtmakta kullanılır. Yoğuşmalı ekonomizer kullanımıyla tasarruf edilen doğalgaz miktarı 273802 m³ olup bunun parasal değeri 104580 \$'dır. Bu sistemin uygulama maliyeti 347000 \$ olup yatırımın amortisman süresi 3,32 yıldır (Terhan, 2015).

Uysal (2019) tarafından yapılan tez çalışmasında otomotiv fabrikasında boya kurutma fırından çıkan atık ısıdan yararlanılarak enerji verimliliğini arttırmak için sıcak su eldesinde kullanılan bir ekonomizer sistemi tasarlanmış ve bu sistemin faydaları

değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre; kurutma fırından saatlik 4,04 m³ yakıt tasarrufu, pişirme fırından ise saatlik 6,27 m³ yakıt tasarrufu sağlanabileceği belirlenmiştir. Uygulanacak iki ekonomizer birlikte kullanılarak toplamda elde edilen 10,31 m³ saatlik yakıt tasarrufu ile tesisin doğalgaz tüketiminin %10-12 oranında azalacağı ve geri ödeme süresinin 2,76 yıl olacağı hesaplanmıştır.

Demir (2008) tarafından yapılan tez çalışmasında, Yatağan Termik Santrali'nin baca gazı ile ısıtma olanakları araştırılmıştır. Santralin ısı kapasitesi hesaplanmış, bu ısı kapasitesine göre kurulması gereken baca gazı ile ısıtma sisteminin ve katı yakıt ile ısıtma sisteminin maliyetleri hesaplanmıştır. Santral bacalarının birinden çıkan gazın 1/55'inin alınarak baca çıkışında bulunan bir eşanjöre aktarılması ve bu gazın bölge ısıtılmasında kullanılması değerlendirilmiştir. Yapılan kıyaslar sonucunda santralin baca gazı ile ısıtılmasının daha avantajlı olduğu gözlenmiştir.

Bu tez çalışması kapsamında doğalgaz yakıtlı bir kazanda atık baca gazı duyulur enerjisinden yararlanılarak enerji geri kazanımı teorik olarak araştırılmıştır. Bu amaçla Kafkas Üniversitesi Paşacayırı Yerleşkesi Isı Merkezi'ndeki bölgesel ısıtma sistemindeki gerçek işletme verileri alınmıştır. Bu sisteme ait enerji geri kazanımı için mahal ısıtması düşünülmüştür. Bu ısıtmada kullanılacak ekonomizerin tasarım hesaplamaları ve ayrıca mahal ısıtmasına ait enerji analizi ve ekonomik analiz yapılmıştır.

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Atık Isı ve Geri Kazanım Sistemleri

Endüstriyel atık ısı; herhangi bir kullanımı olmayan, boşa harcanan ve endüstriyel proseslerde üretilen enerjidir. Atık ısı kaynakları; çoğunlukla endüstriyel ürünler, ekipman ve proseslerden elde edilen iletim, taşınım ve ışınım yoluyla aktarılan ısı kaybını ve ayrıca yanma işlemlerinden çıkan ısıyı içermektedir. Isı kaybı yüksek sıcaklık, orta sıcaklık ve düşük sıcaklık dereceleri olarak sınıflandırılabilir. Atık ısı geri kazanımı için yüksek sıcaklık aralığı 400°C'den yüksek sıcaklıklar; orta sıcaklık aralığı 100-400°C ve düşük sıcaklık aralığı 100°C'den düşük sıcaklıkları içerir.

Atık ısı geri kazanım sistemleri; atık ısı geri kazanımından optimum verim alınmasını sağlamak için her bir atık ısı kaybı aralığı için belirlenmektedir. Atık ısı geri kazanım yöntemleri, atık ısının bir gaz veya sıvı içeren bir işlemde sisteme ekstra enerji kaynağı olarak yakalanmasını ve aktarılmasını içerir. Atık ısının geri kazanımı, enerji kaynaklarını sağlamak ve toplam enerji tüketimini azaltmak için çeşitli atık ısı geri kazanım teknolojileri ile gerçekleştirilebilir. Atık ısıyı geri kazanmak için kullanılan birçok farklı ısı geri kazanım teknolojisi vardır ve bunlar esasen atık ısı geri kazanım ünitesi şeklinde enerji geri kazanımlı ısı eşanjörlerinden oluşur. Bu üniteler temel olarak fırın rejeneratörleri, döner rejeneratörler, reküperatörler gibi hava ön ısıtıcıları, rejeneratif ve reküperatif brülörler, ısı borulu eşanjörler, plakalı ısı eşanjörleri, ekonomizerler, atık ısı kazanları ve doğrudan elektrik dönüşüm cihazları gibi atık ısı geri kazanım sistemlerini içerir (Jouhara ve ark., 2018).

2.1.1. Reküperatörler

Reküperatörler, fırın veya kazandaki baca gazlarından atık ısıyı geri kazanmak için kullanılan sistemlerdir. Isı, reküperatörün metalik duvarlarından iletim yoluyla baca gazı ve hava arasında değiştirilir. Kanallar, yanmaya gitmeden önce ön ısıtmaya hava taşımak amacıyla kullanılır. Baca gazından çıkan atık ısı geri kazanım reküperatörü Şekil 2.1'de gösterilmektedir (Hasanuzzaman ve ark., 2012).



Şekil 2.1. Reküparatör

2.1.2. Rejenaratörler

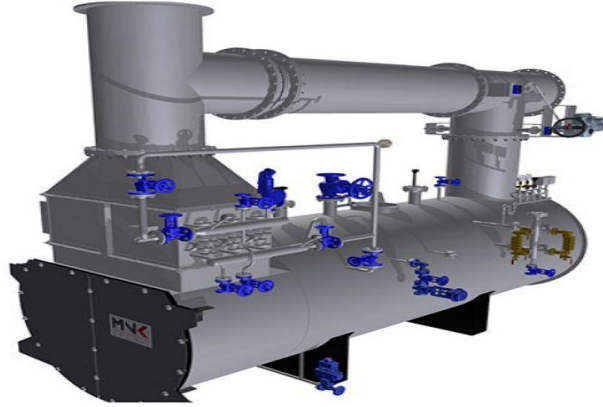
Rejenaratörler, atık ısıyı yüksek ısı kapasiteli bir malzemede depolayarak ısıyı sıcak gaz kanalından soğuk gaz kanalına aktaran sistemlerdir. Sistem, ısı enerjisini sıcak taraftan alan, depolayan ve soğuk tarafa ileten soğuk hava kanalı ile sıcak hava kanalı arasında bağlantı olarak kullanılan bir odadan oluşur. Örneğin, rejeneratif fırınlar, sıcak ve soğuk hava ısı alışverişinin gerçekleştiği iki tuğla odasından oluşur. Sıcak yanma gazları tuğla odasından geçerken sıcak baca gazından gelen ısı emilir, depolanır ve odadan geçirildiğinde soğuk hava akışına iletilir. Önceden ısıtılmış gazın akışı daha sonra yanma odasına giden akışa enjekte edilir, böylece sistemi ısıtmak için gereken enerji miktarı azaltılır. Sabit bir ısı transfer hızı elde etmek için giriş akışının yönü sık sık değiştirilir. Rejenaratörler; cam fırınları ve kok fırınları gibi yüksek sıcaklık uygulamaları için ve özellikle egzoz gazı kullanılan uygulamalar için uygundur. Ancak ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olması bu sistemin dezavantajıdır (Jouhara ve ark., 2018).



Şekil 2.2. Rejenaratör

2.1.3. Atık Isı Kazanları

Atık ısı kazanları, sistemden çıkan ısı yönünde ve birbirine paralel yerleştirilmiş su borularından oluşan sistemlerdir. Sistem, orta ve yüksek sıcaklıktaki egzoz gazlarından ıslıyı geri kazanmak ve buhar üretmek için kullanılır. Buhar daha sonra enerji üretimi için kullanılabilmekte veya enerji geri kazanımı için sisteme geri gönderilebilmektedir. J + G'nin bildirdiği gibi, bir kömür santralinde, yanma odasından ayrıldıktan sonra yanma işleminden üretilen ısı 1000°C'ye kadar sıcaklığa sahiptir. Bu durumda bir atık ısı kazanının kullanılması, bir sıvıyı buharlaştırmak, türbinler ve jeneratörler yoluyla enerji üretimi için kullanılabilir buhar üretmek için baca gazı ıslısının geri kazanılmasını ve kullanılmasını sağlar. Basınç ve buhar üretim hızı esasen atık ıslının sıcaklığına bağlıdır. Atık ısı, sistemin gerekli miktarda buhar üretmesi için yeterli değilse sisteme yardımcı bir brülör ünitesi eklenebilir (Jouhara ve ark., 2018).

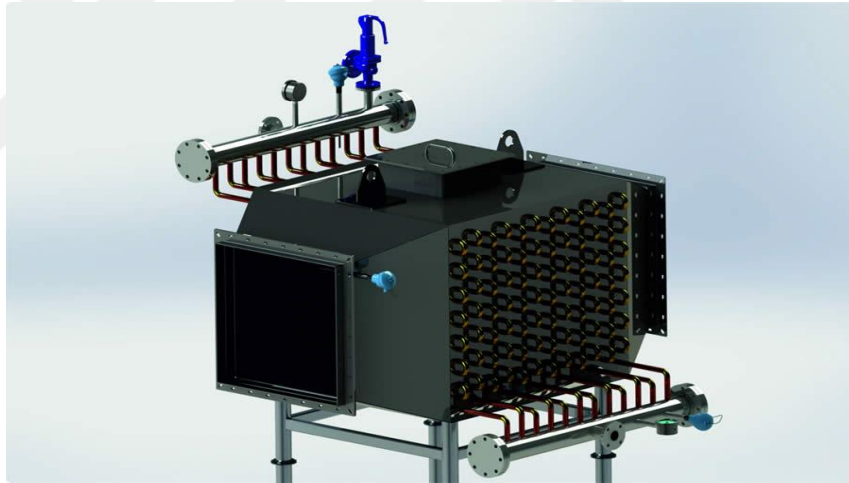


Şekil 2.3. Atık ısı kazanı

2.1.4. Ekonomizerler

Esas olarak sıvıları ısıtmak için kullanılan ekonomizerler veya kanatlı borulu ısı eşanjörleri atık ıslıyı baca gazından geri kazanmak için kullanılan etkili bir araçtır. Geleneksel uygulamalarda ise ekonomizerler kazan besleme suyunu ısıtmak amacıyla kullanılırlar. Ekonomizerlerde kazanılan ısı, kazan besleme suyuna verilebileceği gibi tesiste ısıtma ve sıcak su kullanımı gibi amaçlar için de kullanılabilir. Sistem, ısı emilimi yüzey alanını ve ısı aktarım hızını en üst düzeye çıkarmak için metalik kanatlarla kaplı borulardan oluşmaktadır. Sistem, çıkan egzoz gazlarını taşıyan kanalda

bulunur ve sıcak gazların kanatlı boruların bulunduğu bölümlerden geçmesine izin vererek atık ısıyı emer. Sıvı, borulardan geçirilir ve kanatlı tüplerden ısıyı emer. Isınan sıvı daha sonra sisteme geri beslenerek termal verimi maksimuma çıkarır. Spirax Sarco tarafından yapılan bir araştırmada kazan sistemi için ekonomizer kullanımında, baca gazı sıcaklığının her 5°C azaltılması için verimliliği %1 artırabileceği gösterilmiştir. Sistemin amortisman süresinin 2 yıldan az olacağı ve yakıt tüketiminin %5-10 oranında azaltılabileceği belirlenmiştir. Ekonomizerler, buhar jeneratörü veya kazandaki besleme suyunu önceden ısıtarak atık ısıyı geri kazanır ve sistemin verimliliğini artırır, böylece kaynama sıcaklığına ulaşmak için daha az enerji gerekir. Maxxtec tarafından yapılan bir çalışmada ise sistemin tasarımına bakılmaksızın baca gazı sıcaklığının 140°C azaltılırsa, yakıt tüketimi %7 azalabileceği belirtilmektedir (Defrees ve ark., 2008; Çıtır, 2013; Jouhara ve ark., 2018).



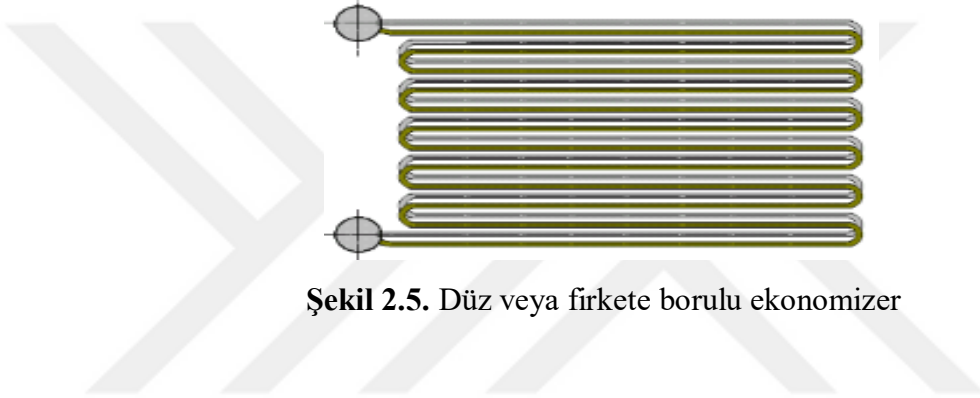
Şekil 2.4. Ekonomizer

Aynı işlevselliğe sahip olmalarına rağmen farklı uygulamalar için birçok farklı ekonomizer tasarımı mevcuttur. Bu tasarımlar; işletme basıncı, yakıt cinsi, sıcaklıklar, gazın kirlilik durumu, işletme koşulları, yerleşim şekli vb. faktörler dikkate alınarak dikişli veya dikişsiz borulu, paslanmaz borulu, düz borulu, u firkete borulu, spiral borulu, helezon borulu veya kanatlı borulu olarak dizayn ve imal edilebilirler. Yoğuşmalı ve yoğuşmasız tipler genellikle kazan sistemlerinin verimliliğini artırmak için kullanılırken, diğer tipler baca gazından atık ısıyı geri kazanmak için termik

santrallerde ve büyük işletmelerde yaygın olarak kullanılmaktadır (Çıtır, 2013; Jouhara ve ark., 2018).

2.1.4.1. Düz veya Firkete Borulu Ekonomizerler

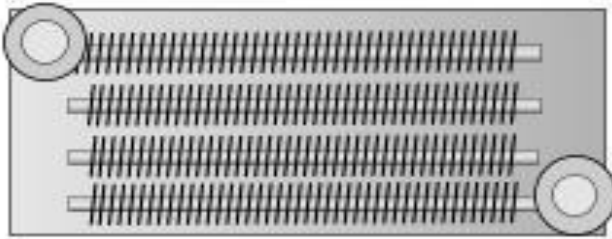
Bu ekonomizerler, kömür, fuel oil gibi yakıtlardan elde edilen nispeten kirli duman gazlarından ısı geri kazanımı amacıyla kullanılan sistemlerdir. Düşük basınçlarda düz borulu, yüksek basınçlarda ise firkete (U) borulu ekonomizerler kullanılır (Çıtır, 2013).



Şekil 2.5. Düz veya firkete borulu ekonomizer

2.1.4.2. Kanatlı Borulu Ekonomizerler

Doğal gaz, LPG gibi yakıtlardan elde edilen nispeten temiz duman gazlarından ısı geri kazanımı ve sıcak hava gibi ısı kaynaklarından ısı geri kazanımı amacıyla kullanılan ekonomizerlerdir. Düşük basınçlarda düz borulu ekonomizerler, yüksek basınçlarda ise firkete (U) borulu olanlar kullanılır (Çıtır, 2013).



Şekil 2.6. Kanatlı borulu ekonomizer

2.1.4.3. Helezon ve Spiral Borulu Ekonomizerler

Duman gazlarının kirlilik durumlarından etkilenmeyen yapıda olduklarından, bu ekonomizerler her türlü atık gazlarda kullanılan ekonomizerlerdir. Genelde kanal veya baca arası veya baca içlerine yerleştirilirler (Çıtır, 2013).



Şekil 2.7. Helezon ve spiral borulu ekonomizer

2.1.4.4. Duman Borulu Ekonomizerler

Helezon ve spiral borulu ekonomizerlerde olduğu gibi duman gazlarının kirlilik durumlarından etkilenmeyen yapıda olduklarından, her türlü atık gazlarda kullanılabilen ekonomizerlerdir. Eşanjör tipindedirler ve çok özel durumlarda kullanılırlar. Isı geçiş katsayıları düşük olduğundan diğer tiplere göre yüzeyleri, kapladıkları alanlar ve hacimleri çok geniştir (Çıtır, 2013).



Şekil 2.8. Duman borulu ekonomizer

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu tez çalışması kapsamında Şekil 3.1’de belirtilen Testo 340 baca gazı analizörü, Testo L Tip Pitot Tüp entegreli Testo 435-1 çok fonksiyonlu iklimlendirme ölçüm cihazı kullanılmıştır.



Şekil 3.1. Kullanılan ölçüm cihazları

Bu tez kapsamında doğalgaz yakıtlı bir kazanda bacadan atılan kayıp duyulur enerjinin geri kazanımı teorik olarak araştırılmıştır. Kafkas Üniversitesi’nde iki adet ısı merkezi bulunmaktadır. Bunlar Merkez Kampüs ve Paşaçayırı Kampüsü Isı Merkezleridir. Merkez Kampüsü Isı Merkezi’ndeki kazanların her birinde ekonomizer mevcuttur. Bu amaçla Kafkas Üniversitesi Veteriner Fakültesi Eğitim Araştırma ve Uygulama Çiftliği Kaz Yetiştiriciliği Ünitesi’nin ısıtılması için Paşaçayırı Yerleşkesi Isı Merkezi’nde bulunan kazanların baca gazı sıcaklıkları ve hızları ölçülmüştür. Mevcut ısı merkezinde 4 adet her biri 2250000 Kcal/h kapasiteli kızgın su kazanları kullanılmaktadır. Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’te Isı Merkezi ve Kaz Yetiştiriciliği Ünitesi’ne ait fotoğraflar verilmiştir.



Şekil 3.2. Kafkas Üniversitesi Paşacıyırı Yerleşkesi Isı Merkezi



Şekil 3.3. Kafkas Üniversitesi Paşacıyırı Yerleşkesi Isı Merkezi'nin dış görünüşü

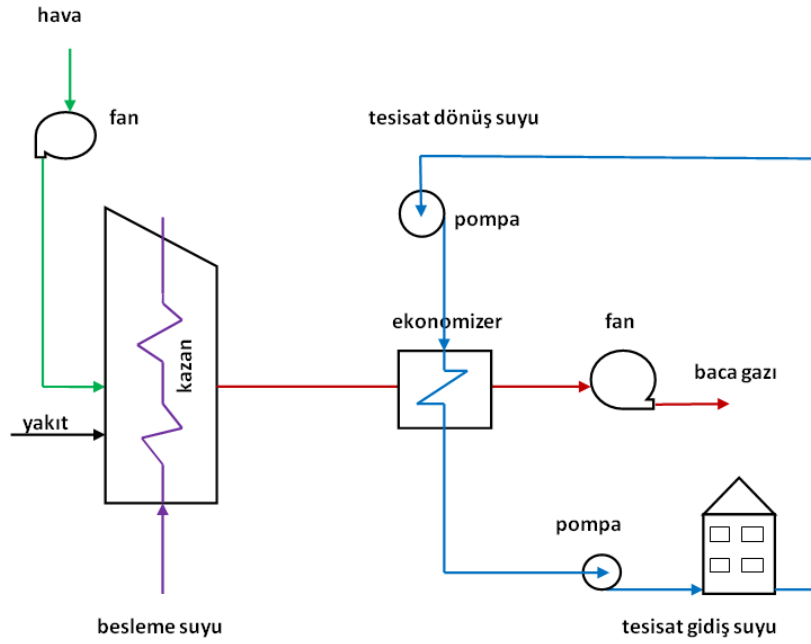


Şekil 3.4. Kaz Yetiştiriciliği Ünitesi'nin dış görünüşü

3.2. Yöntem

Bu çalışmada bahsi geçen ısı merkezindeki kazanlardan atmosfere yayılan yüksek sıcaklıktaki baca gazlarının taşıdığı duyulur enerjiden yararlanılarak bu atık enerjinin geri kazanılarak sistemde kullanılması için bir ekonomizer tasarlanmıştır.

Kazan çıkışındaki duman borusuna yerleştirilecek bir ekonomizer yardımıyla 122°C sıcaklığındaki atık baca gazının duyulur enerjisi geri kazanılarak ısı merkezine yakın olan Kaz Yetiştiriciliği Ünitesi'nin ısıtılması amaçlanmaktadır. Ekonomizer çıkışındaki baca gazı sıcaklığı 55°C olup 50°C sıcaklığındaki tesisat dönüş suyu ise 70°C 'ye kadar ısıtılmış olur. Burada kullanılması düşünülen ekonomizer, firkete borulu çapraz akışlı 304 kalite paslanmaz çelik boru demetlerinden oluşmaktadır. Şekil 3.5'te ısıtma sisteminin şeması verilmiştir.



Şekil 3.5. Isıtma sistemi şeması

3.2.1. Enerji Analizi

Doğalgaz yeryüzünün alt katmanlarında doğal olarak bulunan, başta metan ve etan olmak üzere propan, bütan, azot ve az miktarda CO₂ gazları gibi çeşitli hidrokarbonları içeren bir gaz karışımıdır. Doğalgaz yanıcı, kokusuz, renksiz, havadan hafif bir gazdır. Doğalgaz bağımsız yataklarda ve petrol yataklarının üstünde yaklaşık 300 bar basınçta bulunmakta, çıkarıldığı şekilde işlenmeden kullanılabilir. KarGaz'dan alınan doğalgazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Kars'a gelen doğalgazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri

Bileşenler	Miktar
Metan (CH ₄)	94,27989
Etan (C ₂ H ₆)	3,26314
Propan (C ₃ H ₈)	1,22331
i-Bütan (C ₄ H ₁₀)	0,24619
n-Bütan (C ₄ H ₁₀)	0,33692
i-Pentan (C ₅ H ₁₂)	0,10415
n-Pentan (C ₅ H ₁₂)	0,08053
Hekzan (C ₆ H ₁₄)	0,05780
Karbondioksit (CO ₂)	0,17152
Spesifik Gravite	0,59882
Azot (N ₂)	0,23615
Atmosfer Basıncı (bar)	0,82094

Doğalgazın sınıflandırılması Anglo Sakson literatüründe azot ve metan yüzdeleriyle yapılırken; DIN 1340'ta metan ve kükürt yüzdeleri göz önüne alınarak yapılmaktadır. Çizelge 3.2'de bu sınıflandırmalar görülmektedir (Çadircı, 2004).

Çizelge 3.2. Doğalgazın Sınıflandırılması

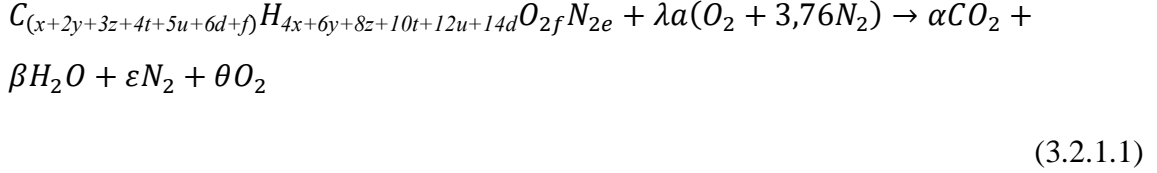
Anglo-Sakson Kaynakları				
No Türü	Azot (%)	Havaya Göre Yoğunluk	Metan	Alt Isıl Değer (MJ/Nm ³)
1. Yüksek Eylemsiz Tür	6,3-16,2	0,66-0,708	81,9-83,2	35-39
2. Yüksek Metan Türü	0,1-2,4	0,59-0,614	87,6-95,7	37-39,6
3. Yüksek Isıl Değerli Türü	1,2-7,5	0,62-0,614	85-90,1	39,6-41,6
DİN 1340'a göre sınıflama				
1.Kuru tip doğalgaz: Başlıca metan içerir (% 90 metan)				
2.Yaş tipi doğalgaz: Metan'dan başka, etan, propan, bütan içerir				
3.Ekşi tip doğalgaz: Kurşun asetat deneyine göre, 500 MJ/Nm ³ de daha fazla hidrojen kükürt ve diğer kükürtlü bileşenleri içerir				

Doğalgazın kapalı formülünün hesaplanması için kimyasal formülü ve yüzde hacimsel değerleri gereklidir. Çizelge 3.3'te doğalgaz bileşenleri ve kapalı formülünün hesaplanması verilmiştir (Terhan, 2015).

Çizelge 3.3. Doğalgazın kapalı formülünün hesaplanması

	Kimyasal formül	Mol kesri	Kapalı formül	
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
Karbondiyoksit	CO ₂	f		

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



- Reaksiyon sonucu yanma ürünleri olarak H₂O, CO₂, O₂ ve N₂ oluşur. Aşağıdaki gösterilen formüllerle oluşan ürünlerin mol miktarları kmol cinsinden hesaplanabilir.

$$\alpha = n_{CO_2} = (x + 2y + 3z + 4t + 5u + 6d + f) \quad (3.2.1.2)$$

$$\beta = n_{H_2O} = (2x + 3y + 4z + 5t + 6u + 7d) \quad (3.2.1.3)$$

$$a = (2x + 3,5y + 5z + 6,5t + 8u + 9,5d) \quad (3.2.1.4)$$

$$\theta = n_{O_2} = (\lambda - 1)(2x + 3,5y + 5z + 6,5t + 8u + 9,5d) \quad (3.2.1.5)$$

$$\varepsilon = n_{N_2} = \lambda(7,52x + 13,16y + 18,8z + 24,44t + 30,08u + 35,72d) + e \quad (3.2.1.6)$$

- Toplam baca gazı miktarı,

$$n_{bg} = n_{O_2} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{N_2} \quad (3.2.1.7)$$

şeklinde kmol cinsinden hesaplanabilir.

➤ Baca gazlarını oluşturan bileşenlerin her birinin molar özgül ısıları ise,

$$\bar{c}_{p-CO_2} = 22,26 + 5,981 \times 10^{-2} \times (T_{bg}) - 3,501 \times 10^{-5} \times (T_{bg}^2) + 7,469 \times 10^{-9} \times (T_{bg}^3) \quad (3.2.1.8)$$

$$\bar{c}_{p-H_2O} = 32,24 + 0,1923 \times 10^{-2} \times (T_{bg}) + 1,055 \times 10^{-5} \times (T_{bg}^2) - 3,595 \times 10^{-9} \times (T_{bg}^3) \quad (3.2.1.9)$$

$$\bar{c}_{p-O_2} = 25,48 + 1,520 \times 10^{-2} \times (T_{bg}) - 0,7155 \times 10^{-5} \times (T_{bg}^2) + 1,312 \times 10^{-9} \times (T_{bg}^3) \quad (3.2.1.10)$$

$$\bar{c}_{p-N_2} = 28,90 - 0,1571 \times 10^{-2} \times (T_{bg}) + 0,8081 \times 10^{-5} \times (T_{bg}^2) - 2,873 \times 10^{-9} \times (T_{bg}^3) \quad (3.2.1.11)$$

şeklinde hesaplanır (Baca gazları sıcaklığının (T_{bg}) birimi K'dir).

➤ Baca gazlarını oluşturan bileşenlerin her birinin mol kesri ise,

$$\text{Karbondioksit oranı} \quad : \quad x_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{bg}} \quad (3.2.1.12)$$

$$\text{Azot oranı} \quad : \quad x_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{bg}} \quad (3.2.1.13)$$

$$\text{Su buharı oranı} \quad : \quad x_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{bg}} \quad (3.2.1.14)$$

$$\text{Oksijen oranı} \quad : \quad x_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{bg}} \quad (3.2.1.15)$$

şeklinde hesaplanır.

- Baca gazlarının ortalama özgül ısısı,

$$\bar{c}_{p-ort} = \bar{c}_{p-CO_2} \times (x_{CO_2}) + \bar{c}_{p-O_2} \times (x_{O_2}) + \bar{c}_{p-H_2O} \times (x_{H_2O}) + \bar{c}_{p-N_2} \times (x_{N_2}) \quad (3.2.1.16)$$

formülüyle hesaplanır (Çengel and Boles, 2006).

- Yakıtın yanmasıyla elde edilen yakıt enerjisi ise,

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{V}_{yakıt} \times H_u \quad (3.2.1.17)$$

şeklinde hesaplanır. $E_{yakıt}$; yakıtın yanması sonucu oluşan enerjii (kJ/s), $V_{yakıt}$; yakıtın birim zamandaki sarfıyatı olup birimi katı yakıtlar için kg, gaz ve sıvı yakıtlar için m³'tür. H_u ise yakıtın alt ısıl değeridir ve birimi katı yakıtlar için kJ/kg, gaz ve sıvı yakıtlar için kJ/m³'tür.

- Yakıtın, havanın ve baca gazlarının mol kütleleri aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

Yakıtın mol kütlesi,

$$\begin{aligned} Ma_{yakıt} = & (x \times Ma_{CH_4}) + (y \times Ma_{C_2H_6}) + (z \times Ma_{C_3H_8}) + (t \times Ma_{C_4H_{10}}) \\ & + (u \times Ma_{C_5H_{12}}) + (d \times Ma_{C_6H_{14}}) + (e \times Ma_{N_2}) + (f \times Ma_{CO_2}) \end{aligned} \quad (3.2.1.18)$$

şeklinde hesaplanır. $Ma_{yakıt}$; yakıtın mol kütlesi, diğerleri ise sırasıyla metan, etan, propan, bütan, pentan, hekzan, azot ve karbondioksitin mol kütleleridir ve birimleri kg/kmol'dür.

Baca gazlarının mol kütlesi,

$$Ma_{bg} = x_{CO_2} \times Ma_{CO_2} + x_{H_2O} \times Ma_{H_2O} + x_{O_2} \times Ma_{O_2} + x_{N_2} \times Ma_{N_2} \quad (3.2.1.19)$$

şeklinde hesaplanır. 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.

Havanın mol kütlesi ise,

$$Ma_{hava} = Ma_{O_2} \times x_{O_2} + Ma_{N_2} \times x_{N_2} \quad (3.2.1.20)$$

şeklinde hesaplanır. 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.

➤ Kütle korunumu kanununa göre,

$$\dot{m}_{yakıt} + \dot{m}_{hava} = \dot{m}_{bg} \quad (3.2.1.21)$$

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

Havanın birim zamandaki kütlesi,

$$\dot{m}_{hava} = \frac{\dot{m}_{yakıt} \times 4,76 \times \lambda \times Ma_{hava}}{Ma_{yakıt}} \quad (3.2.1.22)$$

Yakıtın birim zamandaki kütlesi ise gaz ve sıvı yakıtlar için

$$\dot{m}_{yakıt} = V_{yakıt} \times \rho_{yakıt} \quad (3.2.1.23)$$

şeklinde hesaplanır. $V_{yakıt}$; 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 sıcaklığındaki (K) yoğunluğunun hesaplanması şu şekildedir;

$$\rho_{yakıt} = \frac{Ma_{yakıt} \times 273}{22,4 \times T_o} \quad (3.2.1.24)$$

Baca gazlarının birim zamandaki kütlesi (kg) ise;

$$\dot{m}_{bg} = \dot{m}_{yakıt} + \frac{\dot{m}_{yakıt} \times 4,76 \times \lambda \times a \times Ma_{hava}}{Ma_{yakıt}} \quad (3.2.1.25)$$

şeklinde hesaplanır.

➤ Baca gazlarının birim zamandaki mol miktarı;

$$\dot{n}_{bg} = \frac{\dot{m}_{bg}}{Ma_{bg}} \quad (3.2.1.26)$$

şeklinde hesaplanır. n_{bg} ; baca gazlarının birim zamandaki mol sayısını gösterir ve birimi kmol'dur.

Yakıtın yanması sonucu oluşan yakıt enerjisinin bir kısmı baca gazlarıyla dışarı atılmaktadır. Baca gazlarının taşıdığı enerji; baca gazları sıcaklığından kaynaklanan duyulur enerji ve baca gazlarındaki su buharının taşıdığı gizli enerjiden oluşmaktadır.

Baca gazlarının duyulur enerjisi;

$$\dot{E}_{bg-duyulur} = \dot{n}_{bg} \times \bar{c}_{p-ort} \times (T_{bg} - T_o) \quad (3.2.1.27)$$

şeklinde hesaplanır.

Yüzde duyulur enerji kaybı aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır.

$$\%e_{kayıp-duyulur} = \frac{\dot{E}_{bg-duyulur}}{\dot{E}_{yakıt}} \times 100 \quad (3.2.1.28)$$

Baca gazlarının bir ekonomizer yardımıyla soğutulması sayesinde bu kayıp ısının bir kısmı geri kazanılabilir. Baca gazının soğutulmasıyla baca gazı içerisinde gaz halinde bulunan su buharının bir kısmı çığlenme noktasından sonra yoğuşur. 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 değişmekte ve ayrıca atmosfer basıncından da etkilenmektedir. Çığlenme noktasını hesaplamak için aşağıdaki formüller veya termodinamik tablolardan yararlanılabilir.

$$P_{su} = x_{H_2O} \times P_{atm} \quad (3.2.1.29)$$

$$T_{ciğ} = (0,001173333 \times P_{su}^3) - (0,094200000 \times P_{su}^2) + (3,429666667 \times P_{su}) + 19,76 \quad (3.2.1.30)$$

$$\dot{n}_{SW} = \frac{P_{atm} \times (\dot{n}_{bg} \times x_{H_2O}) - P_{su} \times \dot{n}_{bg}}{P_{atm} - P_{su}} \quad (3.2.1.31)$$

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 duyulur ısı enerjisi, çığlenme noktasının üzerindeki bir sıcaklığa (T_{bg-c}) soğutulmasıyla hesaplanmaktadır.

$$\dot{E}_{geri-kazanı} = \dot{n}_{bg} \times \bar{c}_{p-ort} \times (T_{bg-g} - T_{bg-c}) \quad (3.2.1.32)$$

Geri kazanılan ısı miktarı % olarak aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\% \dot{e}_{geri-kazan} = \frac{\dot{E}_{geri-kazan}}{\dot{E}_{yakıt}} \times 100 \quad (3.2.1.33)$$

Geri kazanılan enerjinin yıllık parasal değeri yani tasarruf miktarı aşağıdaki formülle hesaplanır (Terhan, 2015).

$$F_{kayıp\ enerji} = \frac{\dot{E}_{geri-kazan}}{4,18 \times H_u} \times f \times 60 \times 60 \times 24 \times 30 \times 12 \quad (3.2.1.34)$$

3.2.2. Isı Transfer Analizi

Isı değiştiricinin boru içi, su tarafı ve gövde baca gazı tarafının ısı transfer katsayılarını hesaplamada kullanılan formüller aşağıda verilmiştir. Formüllerdeki ρ_{su} ve μ_{su} değerleri sırasıyla suyun yoğunluk ve dinamik viskozitesi olup bulk sıcaklığında (T_{su-ort}) hesaplanmak üzere ısı transferi tablolarından bulunabilir.

Su tarafı ısı taşımım katsayısını bulmak için;

$$T_{su-ort} = \frac{T_{su-g} + T_{su-c}}{2} \quad (3.2.2.1)$$

$$V_{su} = \frac{4 \times \dot{m}_{su}}{\rho_{su} \times \pi \times (di)^2} \quad (3.2.2.2)$$

$$Re = \frac{\rho_{su} \times di \times V_{su}}{\mu_{su}} \quad (3.2.2.3)$$

➤ Re sayısı ≤ 2300 ise akış laminar,

$$Nu_{su} = 1,86 \times (Re \times Pr \times di)^{1/3} \times \left(\frac{\mu_{su}}{\mu_{duvar}} \right)^{0,14} \quad (3.2.2.4)$$

➤ Re sayısı 2300 – 10000 arası ise akış geçiş bölgesinde,

$$Nu_{su} = 0,116 \times (Re^{2/3} - 125) \times \left(Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu_{su}}{\mu_{duvar}} \right)^{0,14} \right) \times \left(di + \left(\frac{di}{Lx} \right)^{1/3} \right) \quad (3.2.2.5)$$

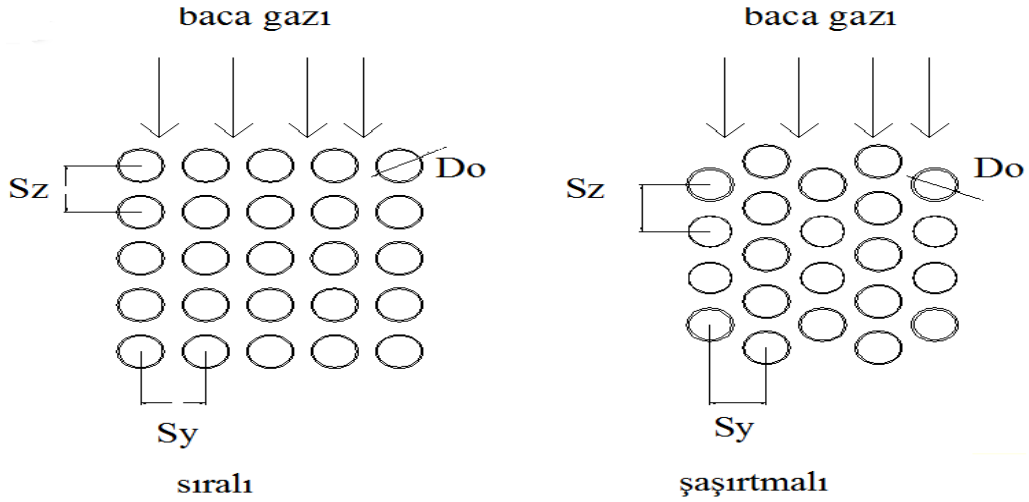
➤ Re sayısı ≥ 10000 akış türbülantır.

$$Nu_{su} = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \quad (3.2.2.6)$$

Su tarafının ısı taşınım katsayısı, Re sayısının yukarıda verilen aralıklarına göre Nusselt sayısının hesaplanmasıyla aşağıda verilen formülle bulunabilir. Boru iç çapı d_i ve suyun ısı iletkenlik katsayısı k_{su} 'dur.

$$h_{su} = \frac{Nu_{su} \times k_{su}}{d_i} \quad (3.2.2.7)$$

Baca gazı tarafındaki ısı taşınım katsayısını bulmak için boru demetlerinin dizilim şekli ve borular arasındaki mesafeler önem taşır. Şekil 3.6'da boru demetlerinin sıralı ve şaşırtmalı dizilişi ile borular arasındaki enine adım (S_y) ve boyuna adım (S_z) mesafeleri şematize edilmiştir. (D_o ; boru dış çapı)



Şekil 3.6. Gövde tarafındaki boru demetlerinin dizilişi

Isı değiştiricinin genişliği;

$$L_y = N_y \times S_y \quad (3.2.2.8)$$

Baca gazının ortalama hızı;

$$V_{bg-ort} = \frac{\dot{m}_{bg}}{\rho_{bg} \times L_x \times L_y} \quad (3.2.2.9)$$

Baca gazının maksimum hızını hesaplamak için ise

➤ Eğer

$$(S_y - d_0) < \left[\left(\frac{S_y}{2} \right)^2 + S_z^2 \right]^{1/2} - d_0 \text{ ise } V_{bg-max} = V_{bg-ort} \times \frac{S_y}{(S_y - d_0)} \quad (3.2.2.10)$$

➤ değil ise

$$V_{bg-max} = \frac{V_{bg-ort} \times \left(\frac{S_y}{2} \right)}{\left[\left(\frac{S_y}{2} \right)^2 + S_z^2 \right]^{1/2} - d_0} \quad (3.2.2.11)$$

ile hesaplanır.

Baca gazı tarafının Re sayısı da aşağıda verilen formülle hesaplanır.

$$Re_{max} = \frac{\rho_{bg} \times d_0 \times V_{bg-max}}{\mu_{bg}} \quad (3.2.2.12)$$

Sıralı ve şaşırtmalı dizilişte Re_{max} sayısının aldığı değer aralıklarına göre Nu sayısı aşağıda verilen çizelgedeki bağıntılar kullanılarak hesaplanır (Terhan, 2015).

Çizelge 3.4. Nu sayılarının Re aralıklarında ve boru demetlerinin dizilişine göre bağıntıları

Düzen	Re_D aralığı	Bağıntı
Sıralı	0-100	$Nu_D=0,9.Re_D^{0,4}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	100-1000	$Nu_D=0,52.Re_D^{0,5}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1000- 2×10^5	$Nu_D=0,27.Re_D^{0,63}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D=0,033.Re_D^{0,8}.Pr^{0,4}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
Şaşırtmalı	0-500	$Nu_D=1,04.Re_D^{0,4}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	500-1000	$Nu_D=0,71.Re_D^{0,5}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1000- 2×10^5	$Nu_D=0,35.(S_T/S_L)^{0,2}.Re_D^{0,6}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D=0,031.(S_T/S_L)^{0,2}.Re_D^{0,8}.Pr^{0,36}.(Pr/Pr_s)^{0,25}$

Çizelgede gösterilen S_T , S_L ve Pr_s ifadeleri sırasıyla S_Y , S_Z ve duvar sıcaklığındaki Pr sayısıdır. Ayrıca çizelgede verilen Nu bağıntıları boyuna sıra sayısı olan Nz 'nin 16'dan büyük olma durumu için geçerlidir. Nz 'nin 16'dan küçük olma halinde Nu bağıntıları aşağıdaki gibi hesaplanır. F düzeltme faktörü de aşağıda verilen Çizelge 3.5'ten bulunur.

$$Nu_{D-Nz} = Nu_D \times F \quad (3.2.2.13)$$

Baca gazı tarafının ısı taşınım katsayısı aşağıda verilen formülle hesaplanır. k , μ ve ρ değerleri sırasıyla ısı iletkenlik, dinamik viskozite ve yoğunluğu ifade ederken değerler baca gazının bulk sıcaklığına göre termodinamik tablolardan bulunur.

Çizelge 3.5. Nz sayısına göre F düzeltme faktörünün bulunması

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

$$h_{bg} = \frac{Nu_D \times k_{bg}}{d_o} \quad (3.2.2.14)$$

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki formülden bulunabilir. h_i ve h_o sırasıyla içteki ve dıştaki boruların taşınım ısı transfer katsayılarıdır.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (3.2.2.15)$$

Isı değiştirici tasarım hesaplamalarında kullanılan yöntemler;

- *Logaritmik ortalama 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 gittikçe üstel olarak azalır. Bu değere logaritmik ortalama sıcaklık farkı denir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.2.2.16)$$

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

$$\Delta T_{lm} = F \times \Delta T_{lm,KA} \quad (3.2.2.17)$$

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

F, aşağıda verilen P ve R sıcaklık oranlarına karşı tablolarda verilen grafiklerden bulunur (engel, 2011).

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3.2.2.18)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m} \times c_p)_{boru \text{ tarafı}}}{(\dot{m} \times c_p)_{gövde \text{ tarafı}}} \quad (3.2.2.19)$$

- *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 yöntemini kullanmak çok uygundur. Fakat ısı değiştiricinin tipi ve boyutu belli olduğu durumlarda etkinlik-NTU yöntemi kullanılır. Bu durumda ısı değiştiricinin ısı transfer yüzey alanı bilinmemekte, fakat çıkış sıcaklıkları bilinmemektedir (Terhan, 2015).

- Sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite hızları;

$$C_{min} = \dot{m}_c \times Cp_c \quad (3.2.2.20)$$

$$C_{max} = \dot{m}_h \times Cp_h \quad (3.2.2.21)$$

- Isı değiştirici çözümlenmesinde kullanılan diğer bir nicelik ise c kapasite oranıdır;

$$c = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \quad (3.2.2.22)$$

- Bir ısı değiştiricide olabilecek maksimum ısı transfer hızı ve gerçek ısı transfer hızı;

$$\dot{Q}_{maks} = C_{min} \times (T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) \quad (3.2.2.23)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \times Cp_h \times (T_{h,giriş} - T_{h,çıkış}) \quad (3.2.2.24)$$

- Isı transfer etkinliği ε olarak adlandırılan bir boyutsuz parametreye dayanan bu yöntem;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{maks}} = \frac{\text{Gerçek ısı transfer hızı}}{\text{Olabilecek maksimum ısı transfer hızı}} \quad (3.2.2.25)$$

- Bir ısı değiştiricinin etkinliği akış düzenine ve ısı değiştiricinin geometrisine bağlı olduğu için farklı tipteki ısı değiştiricilerin etkinlik bağıntıları da farklıdır. Çapraz akışlı tek geçişli bir ısı değiştirici için NTU aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$NTU = -\frac{\ln[c \ln(1-\varepsilon)+1]}{c} \quad (3.2.2.26)$$

- Toplam ısı transfer yüzey alanı ise şu şekilde hesaplanmaktadır (Çengel, 2011).

$$NTU = \frac{U_o \times A_s}{C_{min}} = \frac{U_o \times A_s}{(\dot{m} \times c_p)_{min}} \quad (3.2.2.27)$$

Isı değiştirici tasarımında önemli faktörlerden bir diğeri baca gazı ve su tarafının basınç düşümüdür. Bu düşümü yenebilmek için su tarafı için pompaya, gaz tarafı için fana ihtiyaç duyulabilir ve bu da işletme maliyetine ilaveler getirir. Bu nedenle bu iki faktörü dengeleyecek olan optimum tasarım yapılmalıdır.

Çapraz akışta boru demetinden olan ısı transferi çözümlenirken demetteki bütün boruların aynı anda dikkate alınması gerektir. 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 (Terhan, 2015).

- Baca gazı tarafı basınç düşümü aşağıda verilen formülle hesaplanabilir. ζ değeri, basınç düşme katsayısı olarak tanımlanır ve boru demetlerinin dizilişlerine göre farklılık gösterir.

$$\Delta P = \zeta \times \left(\frac{\rho \times V_{max}^2}{2} \right) \quad (3.2.2.28)$$

$$S_{Z'} = \sqrt{\frac{1}{4} \times S_Y^2 + S_Z^2} \quad (3.2.2.29)$$

Sıralı diziliş için ζ değerleri şu şekillerde hesaplanmaktadır. N_z boru demetindeki boyuna sıra sayısıdır.

Eğer;

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

$$\zeta = 2 \times \left(\frac{S_Y}{d} - 1\right)^{-0,5} \times Re^{-0,5} \times N_Z \quad (3.2.2.30)$$

Eğer;

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

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

(3.2.2.31)

Eğer;

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

$$\zeta = 0,118 \times \left(\frac{S_Y}{d} - 1\right)^{-0,5} \times N_Z \quad (3.2.2.32)$$

Bu basınç düşümü hesaplamaları, izentropik kompresörler için termodinamik denklemler aracılığıyla baca gazı için pratik fan gücü gereksinimlerine dönüştürülmüştür. Basınç düşümünü yenmek için gerekli olan fan gücü ise aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$W_{fan} = \frac{\dot{m}_{bg} \times c_{p-bg} \times T_{bg-giriş} \times \left[\left(\frac{P_{dış}}{P_{iç}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{fan}} \quad (3.2.2.33)$$

Baca gazının kütle akış hızı \dot{m}_{bg} , gazın özgül ısısı C_{p-bg} , baca gazı giriş sıcaklığı $T_{bg-giriş}$, P_{atm} ile ΔP 'nin toplamı $P_{dış}$, $P_{iç}$ sadece P_{atm} , özgül ısı oranı k ile ifade edilir. Fan verimliliği ise η_{fan} ile belirtilerek bu çalışmada %80 olarak kullanılmıştır (Hazell, 2011).

➤ Su tarafı basınç düşümü yani boru içindeki basınç düşümünü hesaplamak için ise Darcy Weisbach denkleminde yararlanılır.

$$\Delta P_{boru} = f \times \frac{L_{top}}{d_i} \times \rho \times \frac{V_{su}^2}{2} \quad (3.2.2.34)$$

Formülde verilen borunun uzunluğu boyunca basınç kaybı ΔP_{boru} , borunun toplam uzunluğu L , besleme suyunun yoğunluğu ρ , suyun hızı V_{su} ve borunun iç çapı d_i ile ifade edilir. Ayrıca sürtünme faktörü f olup Re sayısına bağlıdır.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.2.2.35)$$

Basınç düşümünü yenmek için gerekli pompa gücü ise şu şekilde bulunur:

$$W_{pompa} = \frac{\dot{V} \times \Delta P_{top}}{\eta_{pompa}} \quad (3.2.2.36)$$

Buradaki \dot{V} , suyun hacimsel debisidir. η_{pompa} ise pompanın verimi olup %80 olarak alınmıştır (Çengel, 2011; Goel, 2012).

3.2.3. Ekonomik Analiz

Dünya çapında rekabetin ön plana çıktığı bugünkü şartlarda, en gelişmiş ürünü en kısa sürede en ucuza üretmek veya ilk yatırım ve işletme maliyetlerinden toplam maliyeti en düşük olanı seçmek gerekmektedir. Bir mühendisin tasarım yapması için göz önüne alması gereken en önemli hususlardan biri ekonomik analizdir. Mekanik tesisatta yalıtım kalınlığı, alternatif enerji kaynağı seçimi, bir ısı geri kazanımı uygulaması, bir ısı değiştiricinin boyutlarının belirlenmesi, hatta bir boru çapı seçimi, kısaca tüm mühendislik tasarımları bir ekonomik analiz sonucu yapılmalıdır. Ekonomik analiz verilerinin sürekli değişmesi bu seçimlerin basit eşitlik ve tablolar yardımı ile yapılmasına imkân vermemektedir. Her tesisat uygulaması için doğru yöntemin bulunarak kullanılması ve her seçim için özgün bir ekonomik analiz yapılması gerekir (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003).

Mühendislik uygulamalarında verilen bir işin yapılması için çok sayıda alternatif bulunabilir ve en ekonomik alternatifi seçmek amacıyla karşılaştırmalar yapmak gerekir. Karşılaştırılması gereken parametreler genellikle şunlardır:

- Satın alma maliyeti
- Varlığın beklenen ömrü
- Varlığın yıllık bakım maliyetleri
- İşletme maliyetleri
- Hurda değeri
- Faiz oranı

Mühendislik ekonomisi analizlerinde, farklı zaman noktalarındaki paranın zaman değeri oldukça önemli olup analizin kapsadığı zaman aralığı nispeten kısa ise parasal değerlerin doğrudan toplanıp çıkarılması pek yanlış olmaz. Fakat zaman aralığı uzun ise bu yöntem kullanılamaz. Farklı alternatifler hakkında karar verebilmek için nakit akışlarının denkliği incelenmelidir.

Değerleme metotları aşağıda verilmiştir:

➤ *Eşdeğer Kıymet Metotları*

Gelecekteki değer veya net gelecekteki değer metodu

Bugünkü değer veya net bugünkü 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

Net Bugünkü Değer Metodu (NBD), projenin nakit girişlerinin bugünkü değerinden (BDH), nakit çıkışlarının bugünkü değerinin (BDG) çıkarılmasıyla hesaplanmaktadır. Formüllerde BDG yerine daha çok yatırım tutarını gösteren C notasyonu kullanılır. Bir diğer ifadeyle net bugünkü değer; bir projeye ait nakit girişlerinin ve nakit çıkışlarının sermaye maliyeti % i ile t_0 dönemi esas alınmak suretiyle iskonto edilmesiyle hesaplanmaktadır. Eğer sonuç artı değerse proje kabul, eksi değerse proje reddedilir, sıfır ise durum farksız olarak ifade edilir. NBD, aşağıda verilen formülle hesaplanabilir.

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

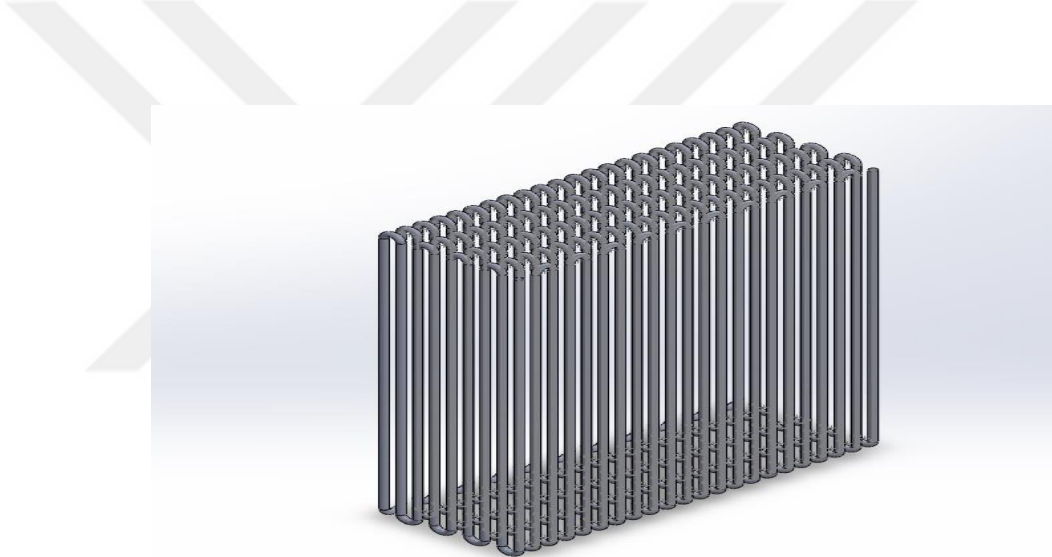
(3.2.3.1)

Formülde P paranın şimdiki değeri, F gelirleri, C 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 ifade etmektedir. Ayrıca i faiz oranını, t büyük tamir ve bakım giderlerinin gerçekleştiği süreyi ve n ise ekonomik ömrü göstermektedir (Okka, 2006).

4. BULGULAR

4.1. Enerji ve Isı Transfer Analizi Bulguları

Doğalgaz yakıtlı kazandan çıkan baca gazı doğrudan bir ekonomizere bağlanarak çığlenme noktasının üzerindeki herhangi bir sıcaklığa kadar soğutulurken diğer taraftan ekonomizere giren soğuk su da ısınarak ekonomizere terk eder. Bu ekonomizer firkete (U dönüşlü) boru demetlerinden oluşmaktadır. Baca gazı yatay olarak dizilmiş boru demetleri üzerinden dikey olarak akarken soğuk su da boru içlerinden akar ve böylece birbirleri arasında ısı transferi gerçekleşmiş olur. Baca gazının sıcaklığı çığlenme noktası üzerindeki herhangi bir sıcaklığa soğutuluyorsa yoğunlaşmalı ekonomizere gerek duyulmaz ve bunun yerine yoğunlaşmaz ekonomizer kullanılır.



Şekil 4.1. U dönüşlü sıralı borulu yoğunlaşmaz ekonomizer tipinin şematik çizimi

Isı değiştirici tasarlanırken bazı parametrelere dikkat edilmelidir. Bu parametreler; boru iç ve dış çapları (D_i, D_o), boru arası mesafeler (S_y, S_x), akışkan hızları (U_{bg}, U_{max}, U_{su}), ısı transfer katsayıları (h_{su}, h_{bg}), basınç düşümleri (Dp_{su}, Dp_{bg}), ısı transfer alanı, pompa ve fan güçleri gibi parametrelerdir. Bunlar dikkate alınarak optimum boyutlar belirlenmelidir. Aşağıdaki belirtildiği üzere Çizelge 4.1’de farklı boru çaplarına göre hesaplanan çeşitli tasarım özellikleri gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Farklı boru çaplarına göre hesaplanan çeşitli tasarım özellikleri

10 mm dış çap için su tarafı;

D _{iç} mm	U _{su} m/s	H _{su} w/m ² k	Dp _{su} kPa	W _{su} kW
8,5	3,52	18929,2	143,96	0,036

10 mm dış çap için baca gazı tarafı;

Sy	Sx	U _{bg-max} m/s	U _{bg-ort}	H _{g_{bg}}	Alan m ²	Dp _{bg} kPa	W _{bg} kW
15	15	5,20	1,73	81,77	16,35	0,019	7,53
17	17	3,72	1,53	66,15	20,20	0,010	3,98
19	19	2,89	1,37	56,46	23,65	0,006	2,45
21	21	2,36	1,24	39,44	26,83	0,004	1,65
23	23	2,00	1,13	36,74	29,80	0,003	1,19
25	25	1,73	1,04	34,21	32,60	0,002	0,90
27	27	1,53	0,96	32,13	35,27	0,001	0,70

15 mm dış çap için su tarafı;

D _{iç} mm	U _{su} m/s	H _{su} w/m ² k	Dp _{su} kPa	W _{su} kW
13,5	1,39	8231,6	22,62	0,0056

15 mm dış çap için baca gazı tarafı;

Sy	Sx	U _{bg-max} m/s	U _{bg-ort}	H _{g_{bg}}	Alan m ²	Dp _{bg} kPa	W _{bg} kW
20	20	5,20	1,30	70,38	19,08	0,0190	7,53
23	23	3,25	1,13	52,34	25,58	0,0075	3,08
26	26	2,36	1,00	42,83	31,25	0,0040	1,65
29	29	1,86	0,90	28,91	36,35	0,0025	1,03
32	32	1,53	0,81	26,23	41,06	0,0017	0,70
35	35	1,30	0,74	24,19	45,47	0,0012	0,51

20 mm dış çap için;

D _{iç} mm	U _{su} m/s	H _{su} w/m ² k	Dp _{su} kPa	W _{su} kW
18,5	0,74	4668,5	6,41	0,0016

20 mm dış çap için baca gazı tarafı;

Sy	Sx	U _{bg-max} m/s	U _{bg-ort}	H _{g_{bg}}	Alan m ²	Dp _{bg} kPa	W _{bg} kW
25	25	5,20	1,04	63,27	21,32	0,0190	7,53
28	28	3,25	0,93	47,06	28,58	0,0075	3,08
31	31	2,36	0,84	38,50	34,86	0,0040	1,65
34	34	1,86	0,76	33,07	40,54	0,0025	1,03
37	37	1,53	0,70	29,27	45,77	0,0017	0,70
40	40	1,30	0,65	20,95	50,68	0,0012	0,51

30 mm dış çap için su tarafı;

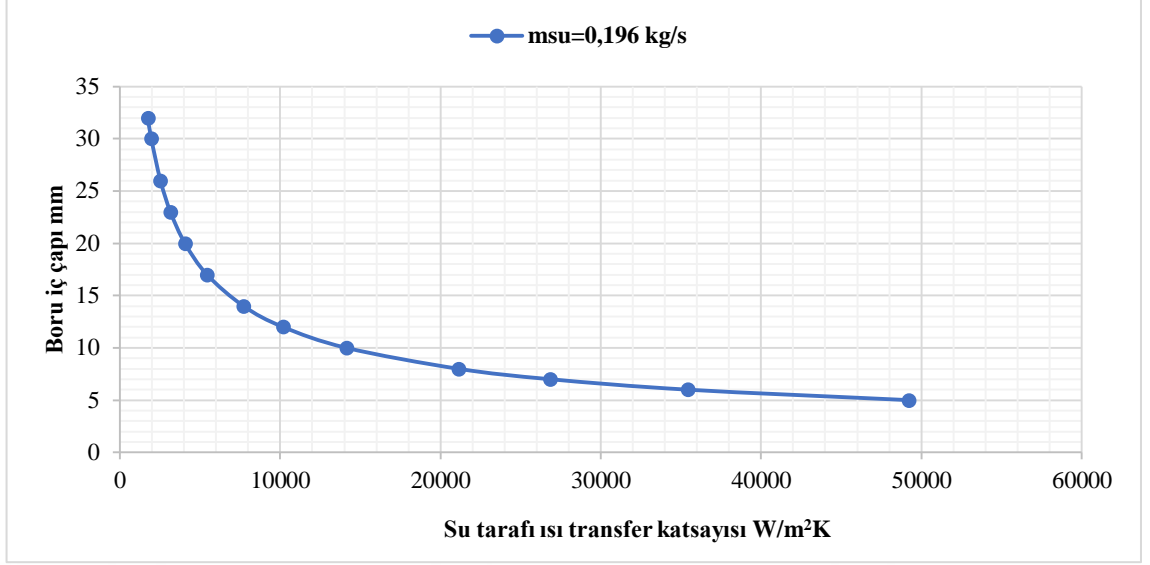
D _{iç} mm	U _{su} m/s	H _{su} w/m ² k	D _{p_{su}} kPa	W _{su} kW
28,5	0,31	2144,7	1,14	0,0003

30 mm dış çap için baca gazı tarafı;

Sy	Sx	U _{bg-max} m/s	U _{bg-ort}	H _{g_{bg}}	Alan m ²	D _{p_{bg}} kPa	W _{bg} kW
35	35	5,20	0,74	54,46	25,06	0,019	7,53
38	38	3,25	0,68	40,50	33,48	0,0075	3,08
41	41	2,36	0,63	33,14	40,79	0,0040	1,65
44	44	1,86	0,59	28,47	47,38	0,0025	1,03
47	47	1,53	0,55	25,19	53,47	0,0017	0,70
50	50	1,30	0,52	22,74	59,17	0,0012	0,51

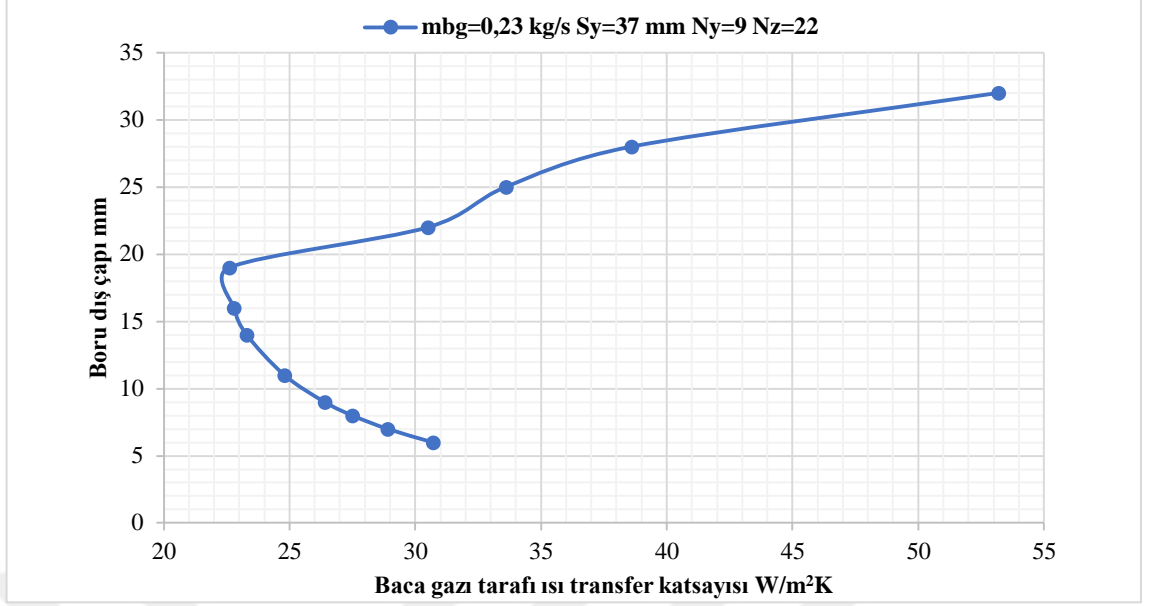
Yukarıda görüldüğü üzere tasarım için optimum koşullar belirlenmelidir. Sistem düşük maliyet ve yüksek performans bakımından incelenmelidir. Baca gazı ısı transfer katsayısının yüksek değerlere ulaşması istenilen bir durum iken basınç düşüm değerlerinin büyük olmaması da sistem bakımından önemlidir. Isı transfer katsayısının büyük olması ekonomizer alanını azaltırken basınç düşümlerinin fazla olması pompa ve fan güçlerini yükseltmekte bu da sistem maliyetini olumsuz etkilemektedir. Ayrıca borular arası mesafenin değişmesi basınç düşümlerini ve baca gazı hızlarını etkilemekte bunun sonucunda ısı transfer katsayısını, pompayı ve fan gücünü değiştirmektedir.

Isı değiştirici tasarımında diğer boru malzemelerine nazaran ısı transfer katsayısının yüksek olması ve maliyetinin düşük olması nedeniyle 304 kalite paslanmaz çelik kullanılır. Tasarımın için önemli diğer faktörler ise boru çapı ve ısı transfer alanıdır. Isı taşınım katsayılarındaki artış ısı transfer alanını küçültmesi nedeniyle ısı transfer katsayısının mümkün olduğunca artırılması gerekir. Su tarafındaki ısı taşınım katsayısı, belirlenmiş olan bir su debisinde boru iç çapının arttırılmasıyla azalmaktadır. Bu bağlantı grafiği Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



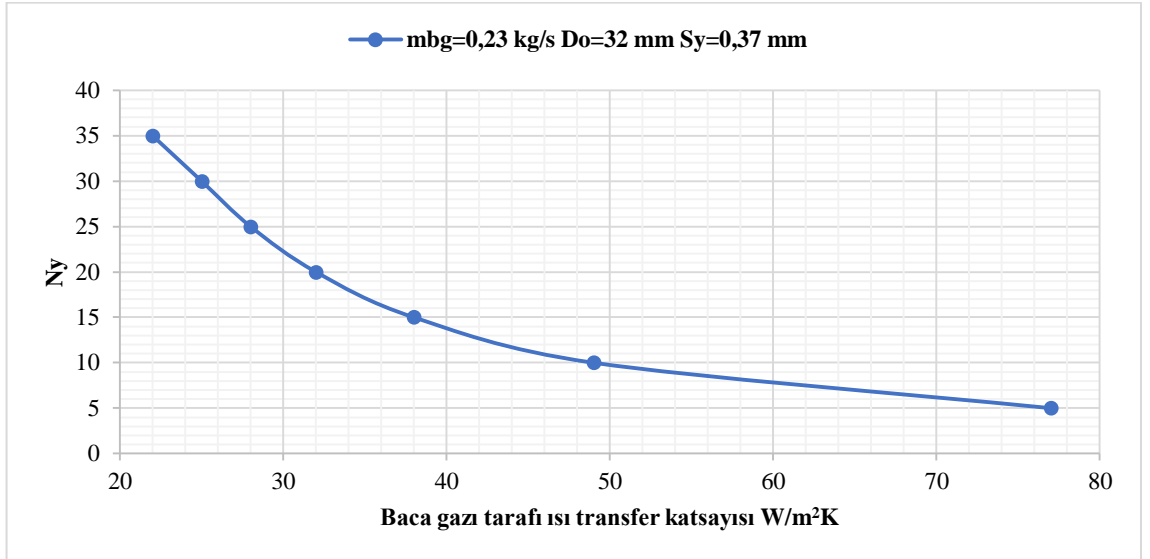
Şekil 4.2. Su tarafı ısı transfer katsayısı ile boru iç çapı arasındaki ilişki

Isı değiştiricinin baca gazı tarafı su tarafına göre biraz daha karmaşıktır. Bunun nedeni burada boru demetleri üzerinden akışın söz konusu olmasıyla birlikte boru demetlerinin dizilişinin sıralı ve şaşırtmalı oluşunun ısı transferinde etkin olmasıdır. Sıralı diziliş kurallarına göre belirli boru çapı, baca gazı debisi, baca gazı akışına göre boru eksenleri arasında enine adım (S_y) ve boru sıra sayısında borunun dış çapı (d_o) arttıka iki boru arasındaki mesafe ($S_y - d_o$) azalmaktadır. Boru çapı arttıka Re sayısı artmaktadır. Re sayısının 100-1000 arasındaki artışı ısı transfer katsayısını azaltmakta iken 1000- $2 \cdot 10^5$ arasındaki artışı ısı transfer katsayısını arttırmaktadır. Bu ilişki Şekil 4.3'te verilen grafikte gösterilmiştir.



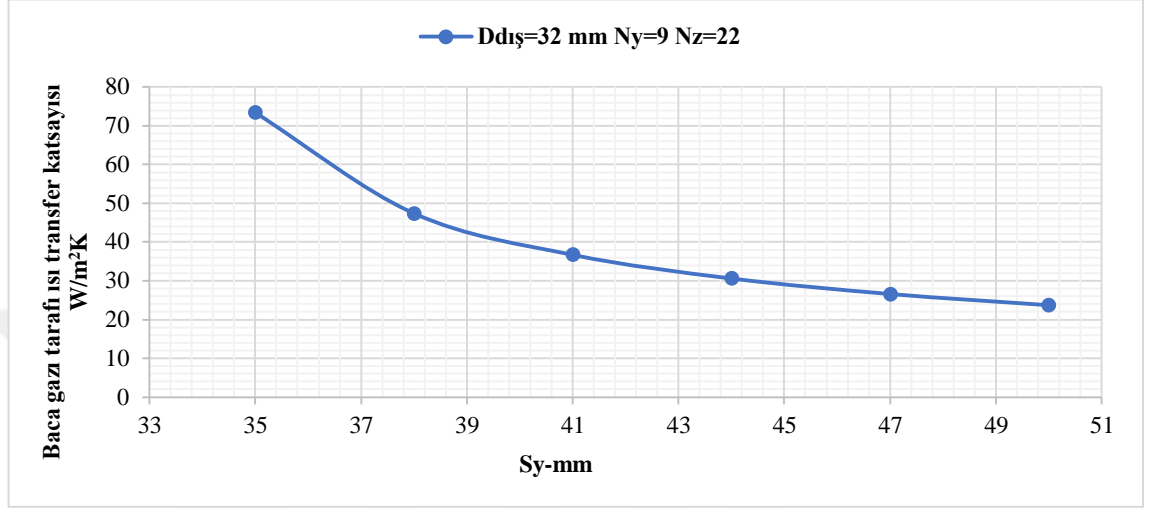
Şekil 4.3. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısının boru dış çapına bağlı değişimi

Sıralı dizilişte baca gazı akışına göre enine boru sıra sayısı (N_y) arttıkça baca gazı tarafı ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Boruların sıra sayısının artması sonucu baca gazının maksimum hızı düşmekte ve bu da Re sayısını ve ısı transfer katsayısını azaltmaktadır. Bu ilişki aşağıdaki grafikte gösterilmiştir.



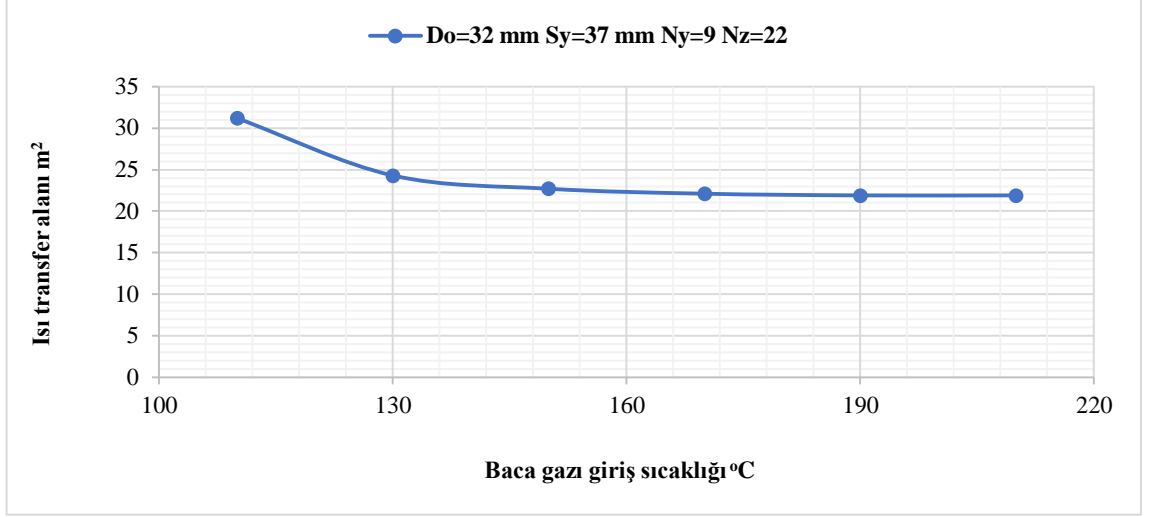
Şekil 4.4. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısı ile N_y arasındaki ilişki

Sıralı dizilişte baca gazı akışına göre boru demetlerinin arasındaki mesafe (S_y) arttıkça baca gazı tarafı ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Bu durum Şekil 4.5'te gösterilmektedir.



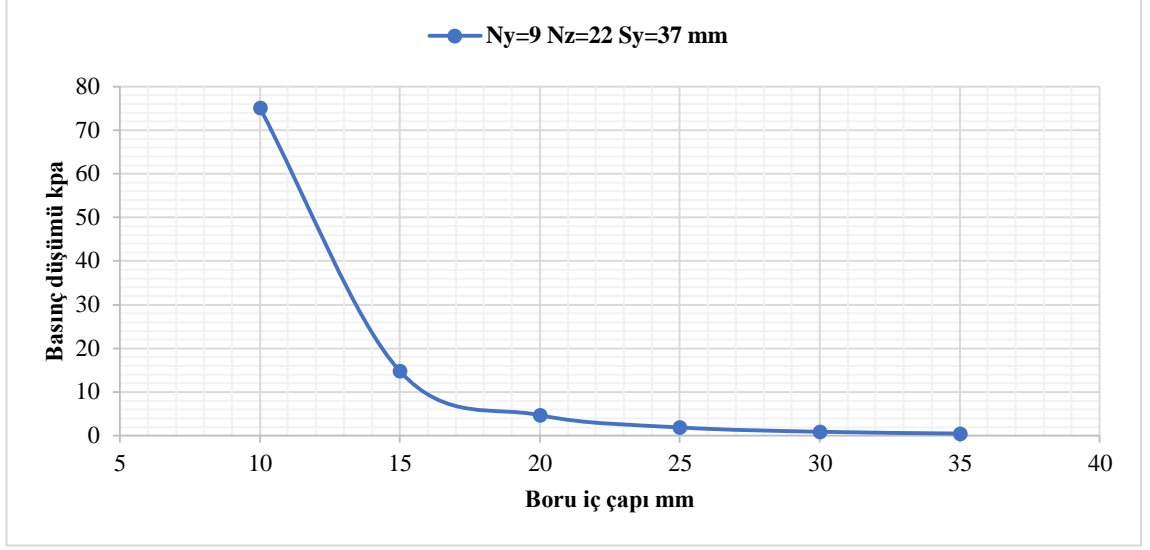
Şekil 4.5. Baca gazı tarafı ısı transfer katsayısı ile S_y arasındaki ilişki

Isı değiştiricisinin bir kısmında yoğuşma yokken bir kısmında yoğuşma varsa bu iki kısım ayrı ayrı ele alınmalıdır. Yoğuşma olmayan kısımda logaritmik sıcaklık farkı ve NTU metodu kullanılabilir. Baca gazı giriş sıcaklığının ısı transfer alanı ile değişimi Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Buna göre baca gazı giriş sıcaklığında herhangi bir artış sonucu daha yüksek duyulur enerji geri kazanımı olmakta ve bu da ısı değiştiricinin ısı transfer alanını azaltmaktadır.

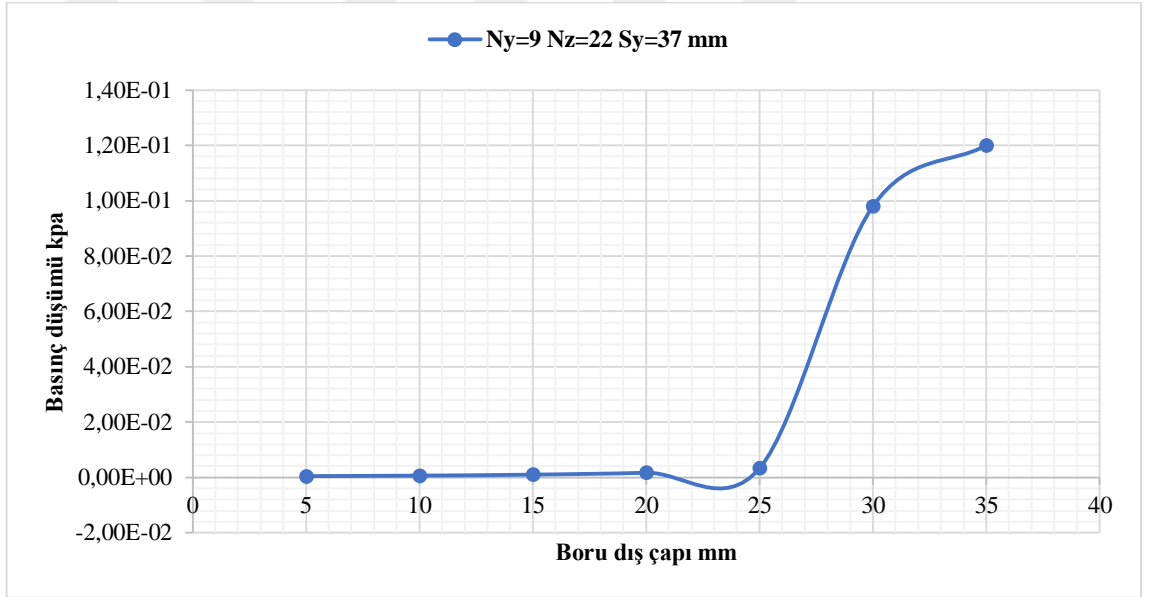


Şekil 4.6. Baca gazı giriş sıcaklığının ısı transfer alanı ile değişimi

Isı değiştirici tasarımında bir diğer önemli faktör ise baca gazı ve su tarafının basınç düşümüdür. Bu basınç düşümünü yenmek için su tarafı için bir pompaya, gaz tarafı için bir fana ihtiyaç duyulabilir. Bu da işletmeye ek maliyet demektir. Bu nedenle işletme için optimum tasarım yapılmalıdır. Su tarafının basınç düşümünü azaltmak için yapılması gereken en uygun işlemlerden biri suyun kütleli debisinin azaltılmasıdır. Bunun nedeni ise suyun kütleli debisi arttıkça basınç düşümü artması ve bunu yenmek için gereken pompa gücünün de artmasıdır. Bir diğer önemli işlem ise boru çapının arttırılmasıdır. Şekil 4.7'ye göre, boru iç çapı arttırıldıkça basınç düşümü ve buna bağlı olarak pompa gücü azalmaktadır. Ancak boru çapının arttırılması su hızını düşürmekte ve ısı transfer katsayısını azaltmaktadır. Şekil 4.8'e göre, boru dış çapı arttırıldıkça basınç düşümü ve buna bağlı olarak fan gücü artmaktadır.

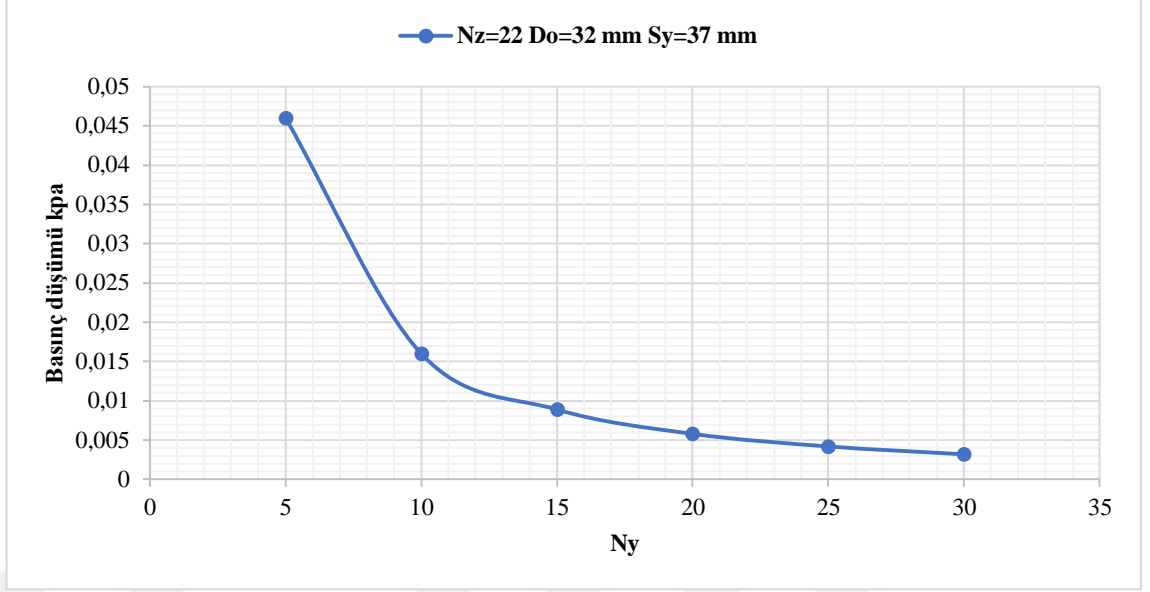


Şekil 4.7. Basınç düşümünün boru iç çapına göre değişimi



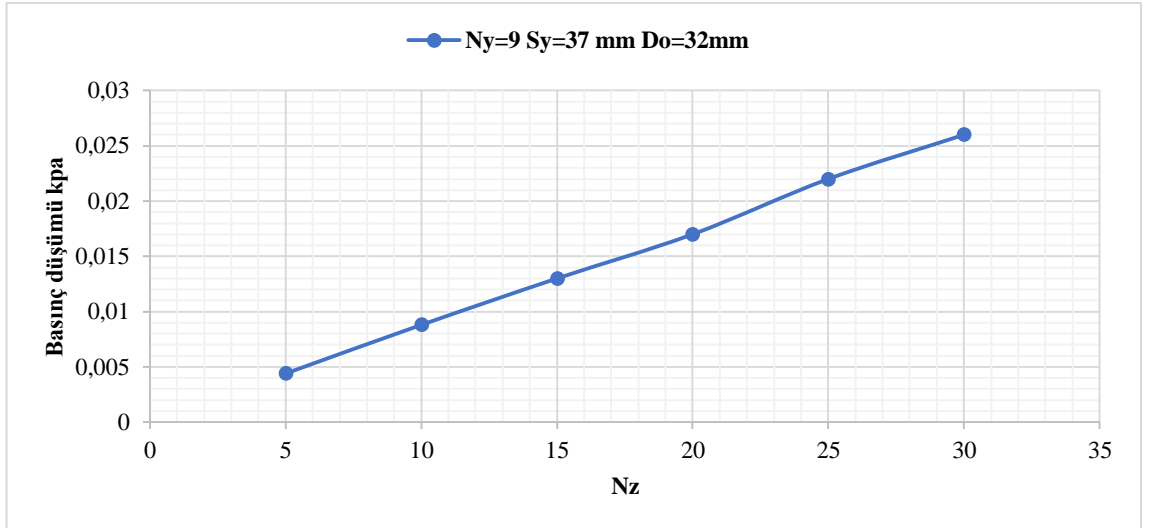
Şekil 4.8. Basınç düşümünün boru dış çapına göre değişimi

Boru demetlerinin baca gazı akışına göre enine (N_y) sıra sayısı, boyuna (N_z) sıra sayısı ile bu demetler arasındaki enine adım (S_y), boyuna adım (S_z) mesafeleri baca gazı tarafı basınç düşümünde etkilidir. Şekil 4.9'da gösterildiği üzere, Sabit S_y 'de N_y arttıkça ısı değiştiricinin eni artmakta bu da baca gazının akış hızını ve dolayısıyla basınç düşümünü azaltmakta, fan gücünü düşürmektedir.



Şekil 4.9. Basınç düşümünün N_y 'ye göre değişimi

Baca gazı tarafının basınç düşümünde boyuna sıra sayısının (N_z) da etkili olduğu bilinmektedir. N_z 'nin artmasıyla basınç düşüm katsayısı olan ζ değeri artmakta bu nedenle basınç düşümü ve fan gücü yükselmektedir. Sabit boru çapı, S_y ve N_y 'de basınç düşümünün N_z ile değişimi Şekil 4.10' da ifade edilmiştir.



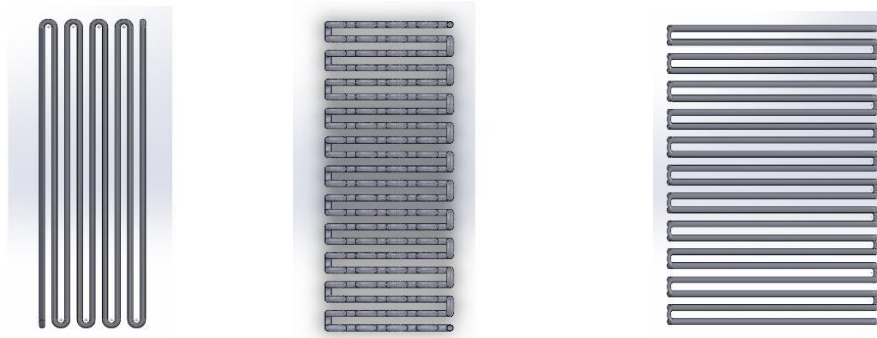
Şekil 4.10. Basınç düşümünün N_z 'ye göre değişimi

Paşacıyırı Yerleşkesi Isı Merkezi'ndeki kazanlardan elde edilen ortalama aylık veriler Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Paşacıyırı Yerleşkesi Isı Merkezi'nde ölçülen ortalama aylık veriler

	Paşacıyırı Yerleşkesi Isı Merkezi		
	2250000 Kcal/h Kazan 1	2250000 Kcal/h Kazan 2	2250000 Kcal/h Kazan 3
Baca gazı sıcaklığı °C	122,1	120,8	112,7
% CO₂	6,25	8,33	7,54
% O₂	10,10	6,45	7,82
Ortam sıcaklığı °C	24,8	27,8	26,8

Yoğuşmasız ekonomizere ait tasarım hesaplama sonuçları şunlardır. Ekonomizer baca gazı sıcaklığını 55°C düşürürken 50°C'deki tesisat dönüş suyu da 70°C'ye yükselmiştir. Ekonomizer 32 mm dış çapında 1,5 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 304 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti, paslanmaz çelik sac levha ile çevrelenip 8 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levhayla izole edilmiştir. y yönünde (en) 9 adet, z yönünde (yükseklik) 22 adet toplamda 198 adet borudan oluşacaktır (Şekil 4.11). Yüzey alanı 19,89 m² olup boru boyları 1 m'dir. Borular arası mesafe Sy ve Sz eşit ve 37 mm olarak belirlenmiş ve sıralı dizilmiştir.



Şekil 4.11. Ekonomizerin ön, üst ve yan görünüşü

- *Su tarafı-boru içi;* tesisat dönüş suyu ısı değiştiricisine 50°C’de girer ve tesisat gidiş suyu olarak 70°C’de çıkar. Çizelge 4.3’ te gösterildiği gibi ortalama 60°C su sıcaklığı için suyun fiziksel özellikleri hesaplanmıştır. Suyun kütleli debisi 0,196 kg/s, suyun hacimsel debisi ise 0,0002 m³/s’dir. Boru içi ortalama hız 0,273 m/s olarak bulunmuştur. Re sayısı ise 17532,4 olup 10000’den büyük olduğu için boru içi akış çeşidimiz türbülanslı akıştır. Nu sayısı ise 88,5 olup buradan su tarafı ısı transfer katsayısı h_{su} 1898,2 W/m².K olarak bulunmuştur. Basınç düşümü 0,87 kPa, sürtünme katsayısı (f) 0,0036 ve pompa gücü de 0,0002 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.3. Ortalama 60°C sıcaklıktaki suyun fiziksel özellikleri

T _{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	C _p
60	983,3	4,7x10 ⁻⁴	0,65	2,99	4185

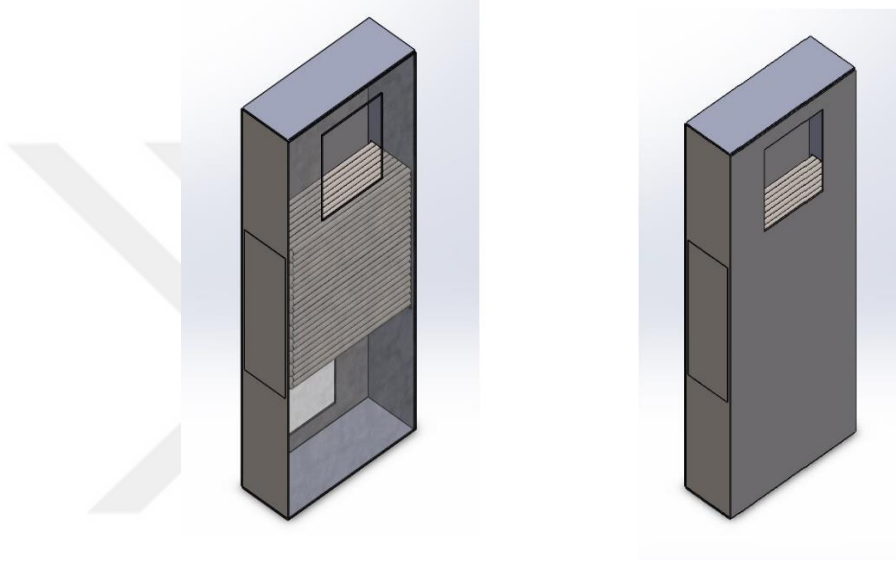
- *Gövde tarafı-baca gazı;* baca gazı yatay olarak dizilmiş boru demetleri üzerinden çapraz şekilde akar. Baca gazı ısı değiştiricisine 122°C’de girip ısı değiştiricisinden 45,71°C olan çiğlenme noktası (Kars şartlarında) üzerinde 55°C’de çıktığından yoğunlaşma söz konusu değildir. Duyulur baca gazı kaybı 26,13 kJ/s ve baca gazı kayıp oranı ise %3,08 olarak hesaplanmıştır. Çizelge 4.4’te gösterildiği üzere, bulk sıcaklığı olan 88,5°C’de baca gazı fiziksel özellikleri bulunur. Baca gazı kütleli debisi 0,23 kg/s olup ortalama baca gazı hızı 0,7 m/s ve maksimum hız 5,2 m/s olarak hesaplanmıştır. Re_{max} ise 5902,5 olup 2x10⁵’ten küçük olduğundan akış çeşidimiz geçiş bölgesindedir. Buradan Nu sayısı 54,8 ve baca gazı taşınım ısı transfer katsayısı 53,17 W/m².K olarak hesaplanmıştır. Basınç düşümü 0,019 kPa ve ζ ise 1,45 olup fan gücü 7,53 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.4. Ortalama 88,5°C sıcaklıktaki baca gazının fiziksel özellikleri

T _{ort} °C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.K	Pr	C _p
88,5	0,982	2,77x10 ⁻⁵	0,0304	0,69	1064,7

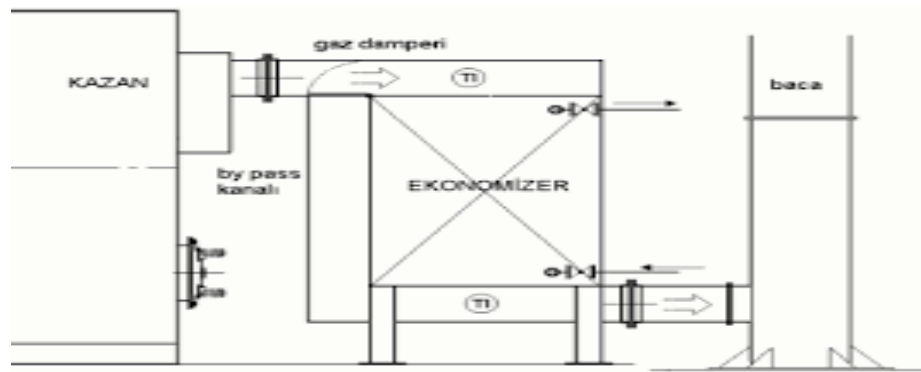
Ekonomizer çizimi Solidworks Cad yazılım programı kullanılarak Şekil 4.12’de gösterildiği gibi tasarlanmıştır. Tasarımda ısı değiştirici malzemesi olarak kullanılan paslanmaz çeliğin ısı iletkenliği $k=14,9$ W/m.K’dir. Ekonomizerin uzunluğu 1,2 m ve

genişliği 0,4 m'dir. Ekonomizerin yüksekliği 2,3 m olup borular ortasında bulunan 1 m uzunluğundaki kısma yerleştirilmiştir. Kazandan çıkan duman borusunun çapı 500 mm olması nedeniyle ekonomizerin alt ve üst kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur. Boru içlerinden tesisat suyu, boru demetleri üzerinden ise baca gazı geçmektedir. Ekonomizere giren tesisat suyu ve baca gazı kütlesel debisi sırasıyla 0,196 ve 0,23 kg/s'dir.



Şekil 4.12. Tasarlanan ekonomizerin şematik gösterimi

Tasarlanan ekonomizer, baca gazı çıkışına aşağıda gösterildiği şekilde yerleştirilmiştir (Şekil 4.13).



Şekil 4.13. Ekonomizerin yerleşim şekli

Ayrıca ekonomizer tasarım sonuçları Çizelge 4.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.5. Tasarlanan ekonomizerin değerleri

	Su Tarafı – Boru İçi		Gövde Tarafı - Baca Gazı	
	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
$T_{\text{giriş-çıkış}} (^{\circ}\text{C})$	50	70	122	55
M (kg/s)	0,196		0,23	
U (m/s)	0,27		0,70	
U (max m/s)			5,20	
RE	17532,4		5902,5	
NU	88,5		56,0	
h (W/m ² .K)	1898,2		53,2	
D_o (m)	0,032		0,4 -1 -1.2	
L (m)	198			
K (W/m.K)	14,9			
A (m ²)	25,73			
ΔP (kPa)	0,8684		0,0193	
W (kW)	0,000216		7,5	

4.2. Ekonomik Analiz Bulguları

Kafkas Üniversitesi Paşaçayırı Yerleşkesi bölgesel ısıtma sisteminin ortalama duyulur baca gazı enerji kaybı %3,08 olup bu kayıp ısı baca gazları vasıtasıyla atmosfere yayılmaktadır. Bu kayıp ısının yıllık parasal değeri yaklaşık 14941,32 TL'dir. Bu kayıp ısıdan faydalanmak amacıyla tasarlanan ekonomizer için ekonomik analiz yapılmıştır.

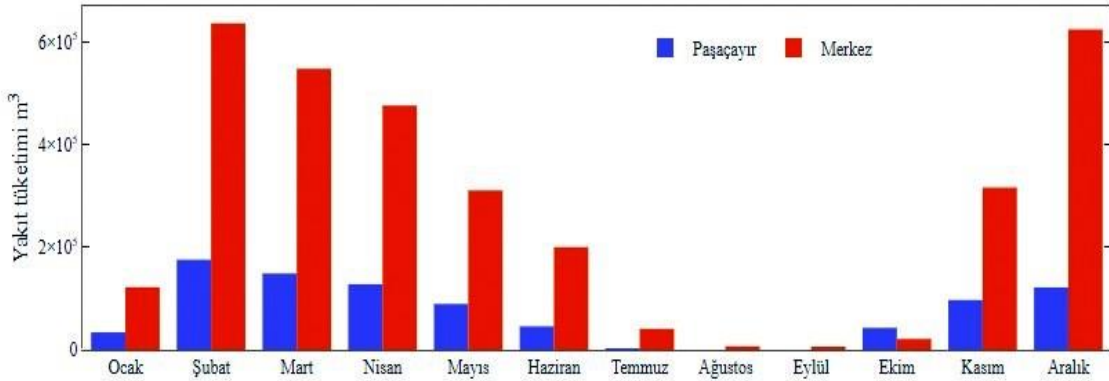
Yer altından geçecek ısıtma hattı için Ø32 mm dış çaplı gidiş ve dönüş ısıtma boruları mevcut ısıtma kanalı içine yerleştirilecektir. Ekonomizerdeki su tarafı basınç düşümünü yenebilmek için 0,0002 kW güçte pompaya ihtiyaç duyulmaktadır. Sistemde mevcut

olan baca gazı aspiratörü baca gazı tarafındaki basınç düşümünü karşılayabileceğinden dolayı sistemde kullanılması tasarlanan 7,53 kW güçteki fana ihtiyaç yoktur. Bu sonuçlara göre ilk yatırım maliyetleri Çizelge 4.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Mahal ısıtma sistemi için gereken ilk yatırım maliyetleri

Malzeme cinsi	Birimi	Miktarı	Birim fiyatı	Tutarı
Dikişli Vidalı Çelik Boru 1 1/4"	MT	100,00	28,97 TL	2897,00 TL
Santrifüj Pompa	AD	1,00	910,00 TL	910,00 TL
Makine İle Kum Çakıl Serme, Sıkıştırma	MT	50,0	12,34 TL	617,00 TL
40 Mm. C. Yünü Uz. Alum. Folyo Kaplı Boru İzolasyon	MT	100,00	25,43	2543,00 TL
Ekonomizer	AD	1,00	9872,16 TL	9872,16 TL
Toplam				16843,16 TL

Kafkas Üniversitesi, bölgesel ısıtma sistemi ile ısıtılmakta ve yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Yıllık toplam doğalgaz tüketimi ortalama 4192241,5 m³ olup bunun %21'i Paşaçayırı Kampüsü'nde harcanmaktadır. Şekil 4.14'te aylara göre doğalgaz tüketim değerlerinin değişimi Paşaçayırı Kampüsü ve Merkez Kampüs için gösterilmiştir.



Şekil 4.14. Kafkas Üniversitesi kampüslerine ait aylık yakıt tüketim değerleri

Çizelge 4.7’de gösterildiği üzere, sistemin ekonomik ömrü 20 yıl olarak, hesaplamalarda faiz oranı %8 alınmıştır. Pompaların yıllık işletme giderlerinin bulunmasında gereken günlük çalışma saatleri 24 saat (6 aylık 950,4 kW) ve elektrik birim fiyatı da 0,7102 TL/kWh olarak alınmıştır. Ayrıca Kargaz’dan alınan veriler doğrultusunda Kaz Yetiştiriciliği Ünitesi’nin 6 aylık doğalgaz yakıt tüketimi 2953,43 m³ olup doğalgazın birim fiyatı 1,93 TL değerindedir. Toplam doğalgaz tasarruf miktarı 5700,12 TL olarak hesaplanmıştır (Bugünkü döviz kuru verileri doğrultusunda 1 Dolar 6,7201 Türk Lirası ve 1 Euro 6,6312 Türk Lirasına karşılık gelmektedir). Bu değerlere göre yapılan ekonomik analiz sonuçları aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 4.7. Mahal ısıtma sistemi için hesaplanan ekonomik analiz sonuçları

İlk yatırım maliyeti	16843,16 TL
Yıllık işletme ve bakım giderleri	674,97 TL
Yıllık tasarruf miktarı	5025,15 TL
Ekonomik ömür	20 yıl
Hurda değeri	0 TL
Faiz oranı	0,08
Basit geri ödeme süresi	3.3 yıl
Bugünkü değer analizi ile sistemin bugünkü toplam tasarrufu	32494,66 TL

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Dünyada ve ülkemizde artan nüfus ve paralelinde sanayideki gelişmeler ile birlikte enerji ihtiyacı giderek artmaktadır. Halihazırdaki enerji kaynakları enerji ihtiyaçlarını karşılayamamakta ve buna bağlı olarak enerji geri kazanımı önem kazanmaktadır. Baca gazından enerji geri kazanımının önemli olmasına rağmen bu konuda yapılmış bilimsel çalışmalar çok sınırlıdır. Bu amaçla bu tez kapsamında doğalgaz yakıtlı bir kazanda baca gazından kayıp duyulur enerji geri kazanımı araştırılmıştır.

Kafkas Üniversitesi Veteriner Fakültesi Eğitim Araştırma ve Uygulama Çiftliği Kaz Yetiştiriciliği Ünitesi'nin ısıtılması için Paşaçayırı Yerleşkesi Isı Merkezi'nde bulunan kazanların baca gazı sıcaklıkları ve hızları ölçülmüştür. Mevcut ısı merkezinde 4 adet her biri 2250000 Kcal/h kapasiteli kızgın su kazanları kullanılmaktadır. İşletme verileri dikkate alınarak yapılan hesaplamalarda, kazan bacalarındaki duyulur ısı kaybı %3,08 olarak belirlenmiş ve bu kayıp ısı hâlihazırda baca gazları vasıtasıyla atmosfere yayılmaktadır. Bu kayıp ısının yıllık parasal değeri yaklaşık 14941,32 TL'dir. Baca gazlarıyla atmosfere yayılan bu kayıp enerjinin bir kısmını geri kazanmak için bir sistem düşünülmüştür. Baca gazı, ısı değiştiricisinde soğutularak sistemde mahal ısıtması için kullanılmıştır. Kazan çıkışındaki duman borusuna yerleştirilecek bir ekonomizer yardımıyla 122°C sıcaklığındaki atık baca gazının sıcaklığı ekonomizer çıkışında 55°C'ye soğutulmuş, 50°C sıcaklığındaki tesisat dönüş suyu ise 70°C'ye kadar ısıtılmış olur.

Isı değiştirici tasarımı için düşük maliyet ve yüksek performans amacıyla optimum koşullar belirlenmiştir. Ekonomizer 32 mm dış çaplı, 1,5 mm et kalınlığındaki U dönüşlü boru demetlerinden oluşmaktadır. Boru malzemesi 304 kalite paslanmaz çelik olup boru demeti paslanmaz çelik sac levha ile çevrenip 8 cm kalınlığında bir tarafı taş yünü diğer tarafı levhayla izole edilmiştir. z yönünde 22 adet, y yönünde 9 adet toplamda 198 adet borudan oluşmuştur. Yüzey alanı 19,89 m² olup boru boyları 1 m; borular arası mesafe Sy ve Sz eşit ve 37 mm olarak belirlenmiş ve sıralı dizilmiştir.

Tasarımda ısı değiştirici malzemesi olarak kullanılan paslanmaz çeliğin ısı iletkenliği $k=14,9$ W/m.K'dir. Ekonomizerin uzunluğu 1,2 m ve genişliği 0,4 m'dir. Ekonomizerin yüksekliği 2,3 m olup borular ortasında bulunan 1 m uzunluğundaki kısma yerleştirilmiştir. Kazandan çıkan duman borusunun çapı 500 mm olması nedeniyle

ekonomizerin alt ve üst kısmında baca gazının geçeceği boşluklar oluşturulmuştur. Boru içlerinden tesisat suyu, boru demetleri üzerinden ise baca gazı geçmektedir.

Suyun kütleli debisi 0,196 kg/s ve hacimsel debisi 0,0002 m³/s'dir. Boru içi ortalama hız 0,273 m/s bulunmuştur. Re sayısı ise 17532,4 olup 10000'den büyük olduğu için boru içi akış türümüz türbülanslı akıştır. Nu sayısı ise 88,5 olup buradan su tarafı ısı transfer katsayısı h_{su} 1898,2 W/m².K olarak bulunmuştur. Basınç düşümü 0,87 kPa, sürtünme katsayısı 0,0036 ve pompa gücü de 0,0002 kW olarak hesaplanmıştır. Duyulur baca gazı kaybı 26,13 kJ/s olarak hesaplanmıştır. Baca gazı kütleli debisi 0,23 kg/s olup ortalama baca gazı hızı 0,7 m/s ve maksimum hız 5,2 m/s olarak hesaplanmıştır. Re_{max} ise 5902,5 olup 2×10^5 'ten küçük olduğundan akış türümüz geçiş bölgesindedir. Buradan Nu sayısı 54,8 ve baca gazı taşınım ısı transfer katsayısı 53,17 W/m².K olarak hesaplanmıştır. Basınç düşümü 0,019 kPa ve ζ ise 1,45 olup fan gücü 7,53 kW olarak hesaplanmıştır.

Ekonomizer tasarım hesaplamalarında logaritmik sıcaklık farkı ve NTU metotları kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda 25,7 m² ısı transfer alanına sahip ekonomizer yardımıyla Kaz Yetiştirme Ünitesi'nin ısıtılması sağlanmıştır. Bu sistemin yaklaşık maliyeti 16843,16 TL olup amortisman süresi 3,3 yıl olarak hesaplanmıştır. Net Bugünkü Değer Metodu ile hesaplanan sistemin yıllık tasarruf miktarı 5025,15TL; 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı toplam tasarruf miktarı ise 32494,66 TL olarak hesaplanmıştır. Ayrıca hesaplamalarda faiz oranı %8 alınmıştır. Pompaların yıllık işletme giderlerinin bulunmasında gereken günlük çalışma saatleri 24 saat (6 aylık 950,4 kW) ve elektrik birim fiyatı da 0,7102 TL/ kWh olarak alınmıştır.

Yapılan literatür araştırmaları tez çalışmamızı desteklemektedir.

6. KAYNAKLAR

- Alkhamis, T.M., Alhusein, M.A. ve 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 İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Mersin Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mersin.
- Aras, H. (1991). Doğal Gaz Yakan Sistemlerde Baca Gazından Isı Geri Kazanımı. Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Butcher, T.A. and Litzke, W. (1994). *Condensing Economizers for Small Coal- Fired Boilers and Furnaces*, New York.
- Çadircı, S. (2004). Doğalgaz Yanma Mekanizmasının İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Çengel, Y.A. and Boles, M.A. (2006). *Thermodynamics an Engineering Approach*. Mcgraw- Hill, USA, 963.
- Çengel, Y.A. (2011). *Isı ve Kütle Transferi*. Güven Bilimsel Yayınları, 875, İzmir.
- Çıtır, H. (2013). Endüstriyel Tav Fırınında Ekonomizer Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği, Karabük.
- 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 Isı Değiştirici Yardımıyla Atık Isı Geri Kazanımı. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 108, 5-11.
- Defrees, J., Stuckey, R. and Associates, L. (2008). Demonstration of a Condensing Economizer. *Energy Engineering*, 105 (5), 19-43.
- Demir, Ö. (2008). Yatağan Termik Santrali Baca Gazı ile Bölgesel Isıtma Olanakları. Yüksek Lisans Tezi, Muğla Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Muğla.

- Farthing, D.C. (2011). Improving Boiler Room Efficiencies. Oklahoma, <http://www.federalcorp.com/tech/econpapr.htm> (13.05.2020)
- 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 Standby 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.
- Hasanuzzaman, M., Rahim, N. A., Hosenuzzaman, M., Saidur, R., Mahbubul, I. M., Rashid, M.M. (2012). Energy Savings in The Combustion Based Process Heating in Industrial Sector. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16, 4527-4536.
- 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 Thesis, The University of Alabama, Department of Mechanical Engineering, Tuscaloosa.
- Huang, S., Li, C., Tan, T., Fu, P., Xu, G., and Yang, Y. (2017). An Improved System for Utilizing Low-Temperature Waste Heat of Flue Gas from Coal-Fired Power Plants. Entropy, 19-423.
- Jouhara, H., Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., Tassou, S. A. (2018). Tassou waste Heat Recovery Technologies and Applications. Thermal Science and Engineering Progress, 6, 268-289.
- Kılınç, H. (2016). Endüstriyel Tav Fırını Bacalarından Atık Isının Geri Kazanımı. Yüksek Lisans Tezi, İskenderun Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Hatay.

- Ma, Y., Yang, L., Junfu, L. J., Pei, Y. (2016). Techno-Economic Comparison of Boiler Cold-End Exhaust Gas Heat Recovery Processes for Efficient Brown-Coal-Fired Power Generation. *Energy*, 116, 812-823.
- Madan, E. (2014). *Seramik Fırınlarında Atık Baca Gazından Enerji Geri Kazanımı ve Bir Uygulama*. Yüksek Lisans Tezi, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bilecik.
- Okka, O. (2006). *Mühendislik Ekonomisi*. Nobel Yayın Dağıtım, 563 s.
- Olgun, B., Batur, B., Batur, H., Tüter, H. ve Heperkan, H. (2007). Bir Gıda İşletmesinde Fonksiyon Kalite Kontrol Uygulaması. VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 25-28 Ekim 2007, İzmir, Türkiye.
- 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, 8-11 Ekim 2003, İzmir, Türkiye.
- Selbaş, R. (1992). *Atık Isı Enerjisinden Yararlanma Yöntemleri ve Uygulamaları*. Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya.
- Selimli, S. (2012). *Endüstriyel Tav Fırını İçin Reküperatör Tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Stevanovic, V. D., Wala, T., Muszynski, S., Milic, M., Jovanovic, M. (2014). Efficiency and Power Upgrade by an Additional High Pressure Economizer Installation at an Aged 620 Mwe Lignite-Fired Power Plant. *Energy*, 66, 907-918.
- Terhan, M. (2015). *Doğalgaz Yakıtlı Bir Kazanda Baca Gazından Enerji Geri Kazanımı ve Yoğuşma Olayının Enerji, Ekserji ve Ekonomik Yönden İncelenmesi*. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.

- Tokgöz, N., Özgün, Ö. (2019). Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerine Yönelik Literatür Araştırması ve Sanayiden Örnek Vaka İncelemesi. Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 34 (2), 57-72.
- Uysal, H. L. (2019). Endüstriyel Boyahane Tesislerinde Baca Gazı Atık Isısının Geri Kazanım Analizi ve Bir Uygulama. Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.
- Ürün, E., Çay, Y., Kurt, H. (2011). Isı Borulu Isı Geri Kazanım Sistem Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi. 6th International Advanced Technologies Symposium (Iats'11), 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey.
- Varınca, K.B., Gönüllü, M.T. (2002). "Kojenerasyon Sistemlerinin Çevresel Etkilerinin Değerlendirilmesi.
- Wang, C., He, B., Sun, S., Wu, Y., Yan, N., Yan, L., Pei, X. (2012). Application of a Low Pressure Economizer for Waste Heat Recovery from The Exhaust Flue Gas in a 600 Mw Power Plant. Energy, 48, 196-202.
- Wang, C., He, B., Yan, L., Pei, X., Chen, S. (2014). Thermodynamic Analysis of a Low-Pressure Economizer Based Waste Heat Recovery System for a Coal-Fired Power Plant. Energy, 65, 80-90.

ÖZGEÇMİŞ

1987 yılında Kars'ta doğdu. İlköğretim ve lise eğitimini Kars'ta tamamladı. 2015 yılında Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Kimya Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2019 yılında Kafkas Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'nden fakülte birincisi olarak mezun oldu. 2017 yılından itibaren Karayolları 18. Bölge Müdürlüğü'nde kalite kontrol mühendisi olarak görev yapmaktadır.

