

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**ENDÜSTRİYEL BİR BİNA İÇİN ATIK SU KAYNAKLI ISI POMPASI İLE
SICAK SU ELDESİNİN TEKNİK VE EKONOMİK ANALİZİ**

Furkan EVLİCE

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ŞUBAT 2024

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**ENDÜSTRİYEL BİR BİNA İÇİN ATIK SU KAYNAKLI ISI POMPASI İLE
SICAK SU ELDESİNİN TEKNİK VE EKONOMİK ANALİZİ**

Furkan EVLİCE

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ŞUBAT 2024

ANTALYA

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENDÜSTRİYEL BİR BİNA İÇİN ATIK SU KAYNAKLI ISI POMPASI İLE
SICAK SU ELDESİNİN TEKNİK VE EKONOMİK ANALİZİ

Furkan EVLİCE
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

ŞUBAT 2024

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ

ENDÜSTRİYEL BİR BİNA İÇİN ATIK SU KAYNAKLI ISI POMPASI
İLE SICAK SU ELDESİNİN TEKNİK VE EKONOMİK ANALİZİ

Furkan EVLİCE

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİMDALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bu tez 09/02/2024 tarihinde jüri tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. İbrahim ATMACA (Danışman)

Prof. Dr. Ayla DOĞAN

Prof. Dr. Ahmet COŞKUN

ÖZET

ENDÜSTRİYEL BİR BİNA İÇİN ATIK SU KAYNAKLI ISI POMPASI İLE SICAK SU ELDESİNİN TEKNİK VE EKONOMİK ANALİZİ

Furkan EVLİCE

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. İbrahim ATMACA

Şubat 2024, 79 Sayfa

Son yıllarda enerji verimliliği ve alternatif enerji kaynaklarına artan ilgiden dolayı ısıtma, soğutma ve sıhhi sıcak su eldesinde ısı pompalarının kullanımı ön plana çıkmaktadır. Hava kaynaklı ısı pompalarının uygulanabilirliği, su kaynaklı ısı pompalarına göre daha kolay olduğu için ilk tercih edilen sistem havadan suya ısı pompaları olmaktadır. Fakat günlük yaşamımızda sürekli kullanılan sıhhi sıcak sudaki atık ısıyı tekrar kullanarak atık su kaynaklı ısı pompalarını yaygınlaştırmak mümkündür. Bu çalışmada endüstriyel bir tesisin atık sıhhi suyundaki enerjiyi kullanan ısı pompası ile yine sıhhi sıcak suyun eldesi incelenmiştir. Ele alınan ısı pompası sistemi alternatif fosil yakıtlı çelik kazanlı sistemler ile de enerji, ekonomi ve çevresel etki yönleriyle karşılaştırılmıştır. Su kaynaklı ısı pompalarında sıkça kullanılan R410A gazı yerine alternatif R290, R32 ve R407C gazlarıyla çalışan bir ısı pompasının enerji ve ekserji analizleri de incelemeye dahil edilmiştir. Bu sistemlerdeki ilk yatırım maliyetleriyle beraber 15 yıllık işletim maliyetleri de karşılaştırmada dikkate alınmıştır. Günümüzde karbon emisyonları sürdürülebilirlik açısından ön plana çıkmaktadır. Bu nedenle çalışmada enerji ve ekonomik analizler yanı sıra çevresel etki faktörleri de değerlendirilmiştir. Bu kapsamda kullanılan soğutucu akışkana göre atık su kaynaklı ısı pompasının (ASKIP) karbon emisyonları elde edilmiş, değerler fosil yakıtlı sistem emisyonları ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak yapılan incelemelerde R290 gazlı atık su kaynaklı ısı pompalı sistemin COP değeri 3,57 olurken sırasıyla R32 gazlı sistemde 3,53 COP değeri, R410A gazlı sistemde 3,35 COP değeri ve R407C gazlı sistemde 3,28 COP değeri hesaplanmıştır. Yatırımın geri ödeme süreleri, atık su kaynaklı ısı pompası sistemiyle karşılaştırınca diğer geleneksel sistemlere göre daha avantajlı olmaktadır. Ayrıca karbon emisyonları açısından ayık su kaynaklı ısı pompası sisteminin 15 yılda çevreye saldıgı CO₂ miktarı, fosil yakıtlı sistemlerin 1 yılda çevreye saldıgı CO₂ miktarından çok daha azdır.

ANAHTAR KELİMELEER: Atık su, Ekonomik analiz, Ekserji, Enerji, Isı pompası, Karbon ayakizi,

JÜRİ: Prof. Dr. İbrahim ATMACA
Prof. Dr. Ayla DOĞAN
Prof. Dr. Ahmet COŞKUN

ABSTRACT

**TECHNICAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF HOT WATER
GENERATION USING WASTEWATER HEAT PUMP FOR AN
COMMERCIAL BUILDING**

Furkan EVLİCE

M.Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering

Thesis Adviser: Prof. Dr. İbrahim ATMACA

February 2024, 79 Pages

In recent years, due to the increasing interest in energy efficiency and alternative energy sources, the use of heat pumps for heating, cooling, and domestic hot water production has gained prominence. Air-source heat pumps are preferred as the first choice for their ease of applicability compared to water-source heat pumps. However, it is possible to popularize wastewater-source heat pumps by utilizing the waste heat in the continuously used domestic hot water in our daily lives. This study examines the use of a heat pump that utilizes the energy from the waste sanitary water of an industrial facility for the production of domestic hot water. The considered heat pump system is compared with alternative fossil-fueled steel boiler systems in terms of energy, economy, and environmental impact. Instead of the commonly used R410A refrigerant in water-source heat pumps, the energy and exergy analyses of a heat pump operating with alternative refrigerants R290, R32, and R407C are also included in the study. Initial investment costs and 15-year operating costs for these systems are taken into account in the comparison. Carbon emissions are becoming increasingly important for sustainability in today's world. Therefore, in addition to energy and economic analyses, environmental impact factors are also evaluated in this study. Carbon emissions of the wastewater-source heat pump (WWHP) based on the refrigerant used are determined, and these values are compared with emissions from fossil-fueled systems. The COP value for the wastewater-source heat pump system with R290 refrigerant is calculated as 3,57, followed by the R32 system with a COP value of 3,53, the R410A system with a COP value of 3,35 and the R407C system with a COP value of 3,28. When comparing the payback periods of the investments, the wastewater-source heat pump system is more advantageous than other traditional systems. Additionally, in terms of carbon emissions, the amount of CO₂ emitted by the wastewater-source heat pump system to the environment in 15 years is much lower than the amount emitted by fossil-fueled systems in one year.

KEYWORDS: Carbon footprint, Economic analysis, Energy, Exergy, Heat pump, Wastewater

COMMITTEE: Prof. Dr. İbrahim ATMACA
Prof. Dr. Ayla DOĞAN
Prof. Dr. Ahmet COŞKUN

ÖNSÖZ

Hayatımızın her alanında olan enerji hem bireylerde hem de dünyadaki tüm ülkelerde en önemli paya sahiptir. Beslenme, barınma gibi ihtiyaçlardan sonra enerji kaynaklarının araştırılması, kullanılması ve bunları yaparken de sürdürülebilir yapıda olması bizlerin üzerine düşen en büyük görevlerden birisidir. Fosil yakıt ile çalışan sistemler, çevreye zararlı, iklim değişikliklerine neden olan, küresel ısınmayı artıran ve her geçen gün dünyamızı daha da yaşanmaz hale getiren sistemlerdir.

Bu çalışmanın yapılmasındaki en büyük amaçlardan biri ısı pompası gibi yenilenebilir enerjiyi kullanabilen cihazlar ile daha yaşanabilir bir ortam oluşturmaktır. Bu ortamı sağlamak için, atık suyun içerisindeki enerjiyi tekrardan kullanan bir sistem tasarımı yaparak hem mühendislere hem de yatırımcılara yol gösterici olması için bu çalışma yapılmıştır. Bu çalışmanın ileriki yıllarda uygulamalarda kullanılabilirliğin artması beni onurlandıracaktır.

Bu çalışma sürecinde desteklerini esirgemeyen Prof. Dr. İbrahim Atmaca'ya, daha sonra aileme, çalışma arkadaşlarıma ve kaynaklarını kullandığım Akdeniz Üniversitesi'ne sonsuz saygılarımı ve teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ	iii
AKADEMİK BEYAN	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK TARAMASI.....	6
2.1. Isı Pompaları.....	9
2.1.1.Hava kaynaklı ısı pompaları	13
2.1.2.Su kaynaklı ısı pompaları	14
2.1.3.Toprak kaynaklı ısı pompaları	14
2.1.4.Atık su kaynaklı ısı pompaları.....	14
2.1.5.Isı pompası elemanları.....	16
2.1.6.Soğutucu akışkanlar	17
3. MATERYAL VE METOT.....	23
3.1. Kullanım Sıcak Suyu Hesaplamaları	23
3.2. Atık Su Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi.....	25
3.3. Örnek Endüstriyel Bina İçin Atık Su Kaynaklı Isı Pompasına Alternatif Sistemlerin Tasarımı.....	32
3.4. Sistemlerin Ekonomik Analiz Modeli	34
3.5. Sistemlerin Çevresel Etki Analiz Modeli	35
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	38

4.1. Kullanım Sıcak Suyu ve Ekipman Analizlerinin İncelenmesi	38
4.2. Örnek Tesis İçin Tasarlanan Atık Su Kaynaklı Isı Pompasının Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçlarının İncelenmesi.....	39
4.3. Örnek Tesis İçin Tasarlanan Atık Su Kaynaklı Isı Pompasının ve Alternatif Sistemlerin Tasarımlarının İncelenmesi.....	50
4.4. Örnek Tesis İçin Tasarlanan Atık Su Kaynaklı Isı Pompasının ve Alternatif Sistemlerin Ekonomik Olarak Karşılaştırılması.....	51
4.5. Örnek Tesis İçin Tasarlanan Atık Su Kaynaklı Isı Pompasının ve Alternatif Sistemlerin Çevresel Olarak Karşılaştırılması.....	62
5. SONUÇ	69
6. KAYNAKLAR.....	71
7. EKLER	76
EK 1. ASKIP Tesisat Şeması	76
EK 2. IGKCK Tesisat Şeması	78
EK 3. SCK Tesisat Şeması	79
ÖZGEÇMİŞ	

AKADEMİK BEYAN

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Endüstriyel Bir Bina İçin Atık Su Kaynaklı Isı Pompası İle Sıcak Su Eldesinin Teknik Ve Ekonomik Analizi ” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

09/02/2024

Öğrencinin Adı Soyadı

Furkan Evlice

İmzası

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

L : litre

kg : kilogram

g : gram

h : saat

s : saniye

J : Joule

K : Kelvin

°C : Celsius

m³ : metreküp

km³ : kilometreküp

% : yüzde

P : basınç [MPa]

h : entalpi [kJ/kg]

T : sıcaklık [K]

s : entropi [kJ/kgK]

$\dot{Q}$: ısı [kW]

$\dot{V}_b$: debi [kg/s]

c : özgül ısı [kJ/kgK]

E : Enerji [kW]

E_x : Ekserji [kW]

$\dot{m}$: debi [kg/s]

ψ : akış ekserjisi [kJ/kg]

η : verim

η_{II} : ekserji verimi

ρ : yoğunluk [kg/m^3]

kW : kilowatt

kWh: kilowatsaat

W : Watt

MPa : Megapascal

€ : Euro

Tj : terajoule

Gg : gigagram

i : faiz

n : yıl

P/F : bugünkü değer

Kısaltmalar

ASKIP : Atık su kaynaklı ısı pompası

ASHRAE : Amerikan Isıtma, Soğutma, İklimlendirme Mühendisleri Derneği

atm : Atmosfer Basıncı

Br : Brom

CFC : Kloroflorokarbon

CNG : Sıkıştırılmış Doğalgaz

Cl : Klor

CO₂ : Karbondioksit

COP : Performans Katsayısı

DF	: Dönüşüm Faktörü
DSİ	: Devlet Su İşleri
EES	: Mühendislik Denklem Çözücü
EPDK	: Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
HC	: Hidrokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HVAC	: Isıtma, Soğutma ve Havalandırma
IEA	: Uluslararası Enerji Ajansı
IGKCK	: Isı geri kazanım çelik kazan
IPCC	: Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli
KIP	: Küresel Isınma Potansiyeli
LNG	: Sıvı Doğalgaz
nSEB	: Neredeyse Sıfır Enerjili Bina
OECD	: Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü
ODP	: Ozon Yıkım Potansiyeli
OKY	: Oksitlenme Karbon Yüzdesi
SCK	: Standart çelik kazan
TSE	: Türk Standart Enstitüsü
TÜİK	: Türkiye İstatistik Kurumu
YT	: Yakıt Tüketimi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. OECD ve Türkiye için yıllık kişi başı elektrik tüketimi (Strateji ve Bütçe Başkanlığı).....	1
Şekil 1.2. Küresel çapta yıllara göre farklı enerji kaynaklarından elde edilen elektrik enerjisi üretim miktarları (Özbekteaş vd. 2023).....	2
Şekil 2.1. Isı pompası şematik gösterimi (Shamim vd. 2022).....	10
Şekil 2.2. Isı pompası çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları (Yamankaradeniz 2002)...	11
Şekil 2.3. Gerçek buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları (Yamankaradeniz 2002).....	13
Şekil 2.4. Atık Su Kaynaklı Isı Pompası Şematik Gösterimi (Araz 2019).....	15
Şekil 2.5. Soğutucu akışanlar (Demirci vd. 2020).....	18
Şekil 3.1. Basitleştirilmiş atık su kaynaklı ısı pompası sistem şeması.....	27
Şekil 3.2. Basitleştirilmiş standart çelik kazan sistem şeması.....	33
Şekil 3.3. Basitleştirilmiş ısı geri kazanım çelik kazan sistem şeması.....	33
Şekil 4.1. Isı pompasında soğutucu akışkana bağlı olarak kompresör gücü ve soğutucu soğutucu akışkan debisinin değişimi.....	40
Şekil 4.2. Soğutucu akışkanlara göre ASKIP COP değerleri.....	41
Şekil 4.3. R410A gazlı ASKIP sisteminin lnP-h grafiği.....	41
Şekil 4.4. R432 gazlı ASKIP sisteminin lnP-h grafiği.....	42
Şekil 4.5. R290 gazlı ASKIP sisteminin lnP-h grafiği.....	42
Şekil 4.6. R407C gazlı ASKIP sisteminin lnP-h grafiği.....	43
Şekil 4.7. Sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması.....	61
Şekil 4.8. Sistemlerin 15 yıllık işletme gideri.....	62
Şekil 4.9. Yatırımlarının geri ödeme süreleri.....	62

Şekil 4.10. Soğutucu akışkanlara göre ısı pompalarının 15 yıllık işletme maliyetleri....	63
Şekil 4.11. Sistemlerin CO ₂ salınımları.....	65
Şekil 4.12. Farklı soğutucu akışkanlı sistemlerin CO ₂ salınımları.....	66
Şekil 4.13. Linyitten elde edilen elektrik ile çalışan ısı pompasının CO ₂ salınımı.....	67
Şekil 4.14. Doğalgazdan elde edilen elektrik ile çalışan ısı pompasının CO ₂ salınımı....	67
Şekil 4.15. İthal kömürden elde edilen elektrik ile çalışan ısı pompasının CO ₂ salınımı..	68
Şekil 4.16. Taş kömürden elde edilen elektrik ile çalışan ısı pompasının CO ₂ salınımı...	68



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Elektrik Tüketiminin Tüketici Bazında Dağılımı (EPDK,2023).....	3
Çizelge 1.2. Türkiye'de yıllara göre su kullanım oranları (DSİ, 2019 Ekonomik Araştırmalar Raporu).....	5
Çizelge 2.1. Yanıcılık sınıfları (Yakut 2024).....	20
Çizelge 2.2. Soğutucu akışkanların özellikleri.....	22
Çizelge 3.1. Kullanım sıcak suyu tablosu.....	24
Çizelge 3.2. Isı pompası ekipmanlarının kütle, enerji ve ekserji denklemleri.....	30
Çizelge 3.3. Elektrik kullanımında CO2 emisyon değerleri (T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Emisyon Faktörleri Bilgi Formu, 2022).....	36
Çizelge 3.4. Doğalgaz için emisyon kabülleri.....	37
Çizelge 4.1. Örnek tesisteki armatür ve kullanım sıcak su kapasiteleri.....	39
Çizelge 4.2. R410A gazlı ısı pompası çevriminin termodinamik özellikleri.....	45
Çizelge 4.3. R32 gazlı ısı pompası çevriminin termodinamik özellikleri.....	46
Çizelge 4.4. R290 gazlı ısı pompası çevriminin termodinamik özellikleri.....	47
Çizelge 4.5. R407C gazlı ısı pompası çevriminin termodinamik özellikleri.....	48
Çizelge 4.6. R410A gazlı ASKIP ekserji yok oluşları.....	49
Çizelge 4.7. R32 gazlı ASKIP ekserji yok oluşları.....	50
Çizelge 4.8. R290 gazlı ASKIP ekserji yok oluşları.....	50
Çizelge 4.9. R407C gazlı ASKIP ekserji yok oluşları.....	51
Çizelge 4.10. ASKIP sistemi ekipman maliyetleri.....	53
Çizelge 4.11. IGKCK ekipman maliyetleri.....	54
Çizelge 4.12. SCK ekipman maliyetleri.....	55
Çizelge 4.13. Tüketim hesapları için kapasite ve süreler.....	55

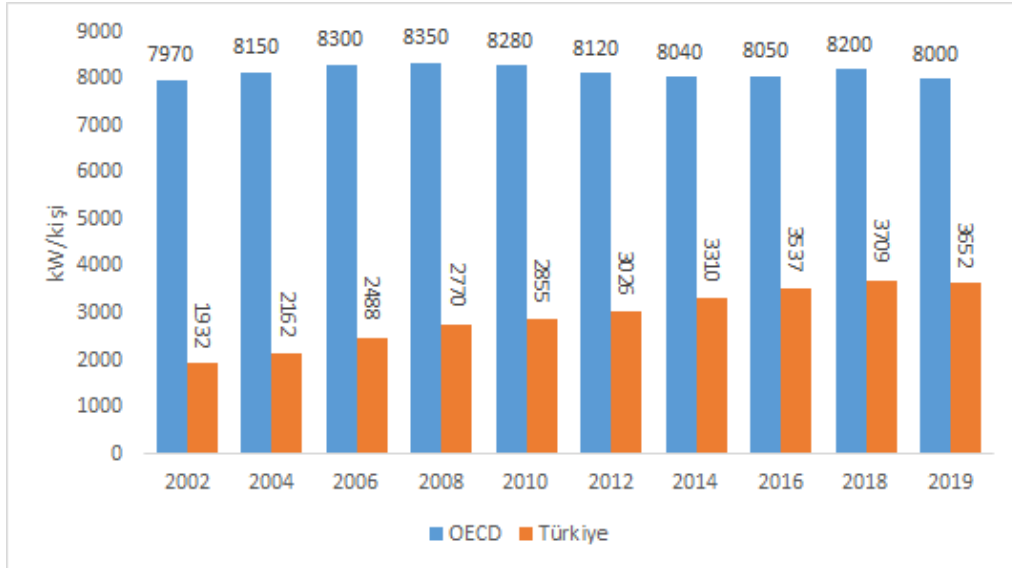
Çizelge 4.14. ASKIP-R410A sisteminde elektrik tüketen ekipmanların saatlik tüketimleri.....	55
Çizelge 4.15. ASKIP-R290 sisteminde elektrik tüketen ekipmanların saatlik tüketimleri.....	56
Çizelge 4.16. ASKIP-32 sisteminde elektrik tüketen ekipmanların saatlik tüketimleri...	56
Çizelge 4.17. ASKIP-R407C sisteminde elektrik tüketen ekipmanların saatlik tüketimleri.....	56
Çizelge 4.18. IGKCK sistemi için yıllık doğalgaz tüketimi.....	57
Çizelge 4.19. IGKCK sistemi saatlik elektrik tüketimi.....	57
Çizelge 4.20. SCK sistemi için yıllık doğalgaz tüketimi.....	58
Çizelge 4.21. SCK sistemi saatlik elektrik tüketimi.....	58
Çizelge 4.22. R410A gazlı ASKIP sisteminin maliyetleri.....	58
Çizelge 4.23. IGKCK sistemin maliyetleri.....	59
Çizelge 4.24. IGKCKLNG sistemin maliyetleri.....	59
Çizelge 4.25. IGKCKCNG sistemin maliyetleri.....	59
Çizelge 4.26. SCK sistemin maliyetleri	60
Çizelge 4.27. ASKIP R290 işletme maliyetleri.....	60
Çizelge 4.28. ASKIP R32 işletme maliyetleri.....	60
Çizelge 4.29. ASKIP R407C işletme maliyetleri.....	61
Çizelge 4.30. Isı pompalarının yıllık karbon emisyon miktarları.....	64
Çizelge 4.31. Çelik kazan sistemlerinin yıllık emisyon miktarları.....	65

1. GİRİŞ

Enerji, insanlığın ve ulusların hayatta kalabilmek, gelişmek ve refahlarını artırmak için vazgeçilmez bir temel ihtiyacı olmuştur. Temiz, ekonomik, kesintisiz, güvenilir ve çeşitlendirilmiş bir enerji üretimi, modern toplumların sürdürülebilirliği için kritik bir öneme sahiptir. Günümüzde enerji, hem fosil yakıtlardan hem de yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanabilmektedir. Ancak fosil yakıtlardan elde edilen enerji kaynaklarının sınırlı olması ve sürdürülebilir olmaması, sürekli yeni rezervlerin keşfi için zaman ve bütçe ayrılması, aynı zamanda çevreye verdiği sera gazı emisyonları, iklim değişiklikleri gibi faktörlerden dolayı yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını daha da önemli hale getirmektedir.

Elektrik enerjisi özellikle günümüzde her alanda karşımıza çıkan bir enerji türüdür. Bu enerji türü sanayiden konutlara kadar alternatifi olmayan çok geniş alanda kullanılmaktadır. Fakat elektrik enerjisi elde etmek için çok çeşitli yöntemlerden faydalanılmaktadır. Teknolojinin daha çok gelişmesiyle günümüzde fosil yakıtlar harici güneşten, rüzgardan, dalgadan vb. birçok kaynaktan elektrik üretmek mümkündür.

Ülkemizde nüfusun hızla artması sonucunda elektrik üretimi ve tüketimi eş zamanlı olarak artmaktadır. Şekil 1.1’de yıllık elektrik tüketiminin Türkiye ve OECD ülkeleri arasındaki karşılaştırmaları verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere 2002-2019 yılları arasında kişi başına düşen elektrik tüketimi yıllık ortalama %3,9 oranında artış göstererek 1.932 kWh/kişi seviyelerinden 3.652 kWh/kişi seviyelerine gelmiştir. Bu yıllar arasındaki artış oranı yaklaşık 1,9 kat olurken OECD ülkelerinde bu oran neredeyse 8.000 kWh/kişi seviyelerinde sabit kalmıştır (Strateji ve Bütçe Başkanlığı).

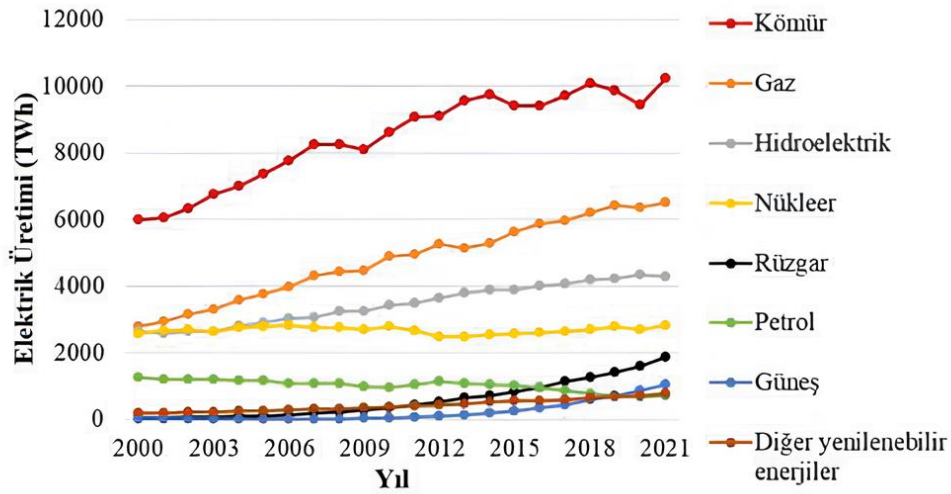


Şekil 1.1. OECD ve Türkiye için yıllık kişi başı elektrik tüketimi (Strateji ve Bütçe Başkanlığı)

Farklı enerji kaynaklarından elde edilen elektrik üretim miktarları, Şekil 1.2'de gösterilmektedir. Kömür kaynaklı elektrik üretiminin genel olarak artış eğiliminde olduğu şekilden gözlenmektedir. 2018'den sonra kömüre dayalı elektrik üretimi 2020'ye kadar düşmüş, ancak 2021'de tekrar yükselerek en yüksek değerine ulaşmıştır. Bu nedenle günümüzde elektrik üretimi için küresel çapta en çok kullanılan birincil enerji kaynağı, 10.244 TWh ile kömür olarak devam etmektedir (Özbektaş vd. 2023).

Elektrik üretiminde ikinci büyük pay ise gaz kaynağına aittir ve gazdan elektrik üretimi giderek artmaktadır. Diğer iki fosil enerji kaynağı olan petrol ve nükleerden elde edilen elektrik üretiminde 2000'li yıllarda kayda değer bir değişim gözlenmemiştir. Yenilenebilir enerji kaynakları açısından incelendiğinde, rüzgar ve güneş enerjisinden elde edilen elektrik enerjisi üretiminin diğer yenilenebilir enerji kaynaklarını geride bıraktığı görülmektedir. Rüzgardan elde edilen elektrik enerjisi 2000'li yılların başından itibaren sürekli olarak artış göstermektedir. Güneş enerjisinden elde edilen elektrik üretimi 2009 yılına kadar önemsizken son yıllarda gelişen teknoloji ve verimlilikler ile birlikte hızla artmaktadır (Özbektaş vd. 2023).

Diğer taraftan, hidrolik enerji hala en fazla elektrik üretiminin yapıldığı yenilenebilir enerji kaynağıdır. 2050 yılına kadar, dünya genelinde net sıfır emisyonu yaklaştırmaya hedefine ulaşmak için, yıllık temiz enerji yatırımlarının 2030 yılına kadar üç katından fazla artması gerektiği tahmin edilmektedir. Bu, enerji üretiminde yenilenebilir kaynaklara daha fazla yatırım yapılması gerektiğini göstermektedir (Özbektaş vd. 2023).



Şekil 1.2. Küresel çapta yıllara göre farklı enerji kaynaklarından elde edilen elektrik enerjisi üretim miktarları (Özbektaş vd. 2023)

Ülkemizde ise son yıllarda yenilenebilir enerjiye yatırımlar artmaktadır. Özellikle elektrik tüketiminde güneş, hidrolik enerji ve rüzgar gibi kaynaklar kullanılmaktadır. Türkiye’de toplam elektrik üretiminin %43,19’u yenilenebilir enerjiden sağlanırken, yenilenebilir enerji olarak hidrolik %20,75, rüzgar %10,13, güneş %6,04 oranındadır (EPDK, Ağustos 2023).

Elektrik tüketimi iklimlendirme alanında çok ciddi bir paya sahiptir. Isıtma ve soğutmanın en çok ihtiyaç duyulduğu alanlarda ise meskenler ve kamu-özel hizmet sektörü ön plana çıkmaktadır. Çizelge 1.1’de Enerji Piyasası Denetleme Kurulu (EPDK) ‘nun 2023 Ağustos ayında Türkiye için elektrik tüketim oranları gösterilmiştir. Çizelge 1.1’e göre meskenlerin elektrik tüketimi %25,08 gibi ciddi bir orana sahipken sanayi tüketimi %35, kamu ve özel hizmet sektörü %27,44 ve tarımsal faaliyetler %10,8’dir. Mesken ile kamu ve özel hizmet sektöründe bu elektrik tüketimindeki büyük pay ısıtma, soğutma ve sıhhi sıcak su eldesi ihtiyaçlarından gelmektedir.

Çizelge 1.1. Elektrik Tüketiminin Tüketici Bazında Dağılımı (EPDK,2023)

Tüketici Türü	Miktar (MWh)	Pay (%)
Aydınlatma	414.440,03	1,61%
Kamu ve Özel Hizmet Sektörü	7.065.579,27	27,44%
Mesken	6.458.263,86	25,08%
Sanayi	9.031.296,94	35,07%
Tarımsal Faaliyetler	2.782.487,28	10,80%
Genel Toplam	25.752.067,39	100,00%

Günümüzde enerji verimliliği, sürdürülebilirlik ve çevresel koruma açısından büyük bir öneme sahiptir. Enerji verimliliği, enerji kaynaklarını daha az kullanarak aynı işi yapma yeteneğini ifade eder. Bu, hem enerji tüketimini azaltırken hem de enerji maliyetlerini düşürerek bireysel ve çevresel anlamda avantajlar sunar.

Enerji verimliliği, çeşitli alanlarda uygulanabilir. İyi tasarlanmış ve enerji verimli binalar, daha az ısıtma ve soğutma enerjisi kullanarak konforlu bir yaşam sağlayabilirler. Enerji verimliliğinin en büyük avantajlarından birisi ekonomik açıdandır. İşletmeler veya meskenler, enerji maliyetlerini ısı geri kazanımı yaparak azaltabilirler. Isı geri kazanımı ayrıca daha az enerji kullanmak, atmosfere salınan karbondioksit ve diğer sera gazlarının miktarını azaltmak, iklim değişikliği ile mücadeleye katkıda bulunmaktadır. Ülkemizin de içerisinde bulunduğu Neredeyse Sıfır Enerjili Binalar (nSEB) çalışmasıyla meskenlerde sera gazı emisyonlarını 2030 yılına kadar, ülkemizde 1990 yılına göre en az %40 oranında, Avrupa Birliğindeki ise %80-95 oranında azaltma hedefi bulunmaktadır (nSEB Rehber Kitabı, T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı).

Ayrıca, çevre kirliliği ve karbondioksit salınımı göz önüne alındığında, turizm sektörünün bu sorunlarda büyük bir sorumluluğa sahip olduğu kabul edilebilir. Dünya genelinde karbondioksit salınımının yaklaşık %5'i turizm sektöründen kaynaklanmaktadır. Daha önce yapılan bir çalışmada 2020 yılında uluslararası turist sayısının 1.6 milyara ulaşması ve Avrupa'daki turistik destinasyon ülkelerinin otel kapasitelerinin %35 artması beklenmektedir. Bu büyüme, turizm sektörünün çevre dostu uygulamalar ve alternatif enerji kaynaklarına daha fazla odaklanması gerektiğini açıkça ortaya koymaktadır (Horzum 2018).

Dünya'daki toplam su miktarı yaklaşık 1,4 milyar km^3 civarındadır. Yeryüzünün %75'i okyanuslar tarafından tuzlu su ile kaplanmış olsa da toplam suyun sadece %2,5'i tatlı sudur. Dünyadaki toplam tatlı su açısından günümüzün ve geleceğimizin en önemli faktörü sudur. Ticari ve endüstriyel sektörlerin arasında yer alan enerji sektörü, söz konusu sektörlerin kullandığı toplam su miktarının yaklaşık %75'ini tek başına tüketmektedir. Enerji üretiminde çok miktarda tüketilen su, petrolün pompalanması, santrallerde kirlletici maddelerin temizlenmesi, türbinlerin çalışması için gerekli buharın üretimi ve santrallerin soğutulması gibi enerji üretiminin farklı aşamalarında kullanılmaktadır (Hakyemez 2019). Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğü'ne göre, mevcut teknik ve ekonomik şartlar altında tüketilebilecek yüzey suyu potansiyeli 98 milyar m^3 olarak hesaplanmaktadır. Bu miktarın 95 milyar m^3 'ü yurtiçindeki nehirlerden ve 3 milyar m^3 'ü komşu ülkelerden doğan nehirlerden sağlanmaktadır. 14 milyar m^3 'lük güvenli yeraltı suyunun da eklenmesi ile Türkiye'nin net su potansiyeli 112 milyar m^3 olarak hesaplanmaktadır (Hakyemez 2019). Avrupa'daki ve dünyadaki diğer ülkeler incelendiğinde, Türkiye, kişi başına kullanılabilir su miktarı açısından su sıkıntısı çeken ülkelere biri olarak ele alınmalıdır. Çizelge 1.2 'de Devlet Su İşleri'nin (DSİ) yapmış olduğu Türkiye'de yıllara göre su kullanım oranları verilmiştir. Bu miktarlara göre 1990 yılından 2023'e kadar geçen sürede su kullanım oranı 4 kata yakın bir miktarda artmıştır. Nüfus artış oranının daha da arttığını düşünürsek 2023'den sonraki yıllarda su kullanım oranları çok daha hızlı artacaktır.

Çizelge 1.2. Türkiye’de yıllara göre su kullanım oranları (DSİ, 2019 Ekonomik Araştırmalar Raporu)

Yıl	Sulama (milyar m ³)	Mesken (milyar m ³)	Sanayi (milyar m ³)	Toplam (milyar m ³)
1990	22	5,1	3,4	30,5
2004	29,6	6,2	4,3	40,1
2008	33,8	5,8	6,0	45,6
2010	38,2	5,8	6,0	49,9
2012	41,6	6	8,4	56
2014	35,9	5,7	9,1	50,7
2016	43,1	6,2	11,1	60,4
2023	72	18	22	112

Türkiye İstatistik Kurumu’nun yapmış olduğu analizlere göre 2016 yılında kişi başı kullanım suyu miktarı 217 litre/gün, atık su miktarı ise 183 litre/gün olurken 2018 yılında bu miktarlar sırasıyla 224 litre/gün ve 188 litre/gün olarak hesaplanmıştır (TÜİK, Su ve Atık Su İstatistikleri, 2020). Bu verilere göre, ülkemizde kullanım suyunun yaklaşık olarak %84 gibi ciddi bir oranı atık su olarak kanalizasyon şebekesine karışmaktadır. Burada atık suda bulunan enerji ciddi boyutlardadır. Türkiye’nin güncel nüfusunun yaklaşık 85 milyon olduğunu varsayarsak yaklaşık 16 milyon m³ atık suyu kanalizasyona atmaktayız. Buradaki 1 °C sıcak suyun ısı geri kazanımı yaklaşık olarak 18.500 MW mertebelerindedir. Enerji verimliliğine en önemli katkı sağlayan sistemlerden birisi de son yıllarda hem ülkemizde hem de dünyada kullanımı hızla artan ısı pompaları olmaktadır. Isı pompaları sayesinde düşük enerji tüketimleri ile ısıtma, soğutma ve kullanım sıcak suyu elde edilebilmektedir. Aynı zamanda bu sistemler elektrik enerjisini kullandığı için yenilenebilir enerjiye dayalı elektrik üreten sistemler ile melezlenebilmektedir. Bu şekilde yapılan sistemler sayesinde enerji tasarrufu ve verimlik artarken, çevreye salınan emisyon gazlarını da azaltmak mümkündür.

Mevcut tez çalışmasında endüstriyel bir bina olan turizm tesis binası için sıcak su temininin atık su kaynaklı ısı pompası (ASKIP) ve geleneksel çelik kazanlı sistemle yapılmasının karşılaştırılmalı analizleri yapılmıştır. ASKIP’ da kullanılan soğutucu akışkanların verimlikleri ve işletme maliyetleri açısından değişimler gözlemlenmiştir. Bütün sistemler için karbon salınımlarına bakılarak hangi sistemin çevresel anlamda daha avantajlı olduğu ortaya konmuş, yatırımcılar ve işletme sahipleri için avantajlar net bir şekilde belirlenmiştir.

2. KAYNAK TARAMASI

Isı pompaları, bu ısı pompalarında kullanılan alternatif kaynaklar, ısı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlar ve bunların enerji, ekserji, ekonomi ve çevresel etkileri üzerine literatürde çeşitli araştırmalar mevcuttur. Bu bölümde literatürde yapılan çalışmalar özetlenmiştir.

Hepbaşlı ve ark. (2014), çalışmalarında atık su kaynaklı ısı pompaları ile ilgili daha önce literatürde yapılmış çalışmaları derlemiştir. Sonuç olarak atık su kaynaklı ısı pompalarının performans değerlendirmelerinde ekserjetik değerlendirmelerin daha az olduğu tespit edilmiştir. İncelenen çalışmalar sonucunda atık su kaynaklı ısı pompasının COP değerleri ısıtmada 1,77 – 10,63 arasında olurken soğutmada ise 2,23 – 5,35 arasında olmuştur. Kullanılan soğutucu akışkan genellikle R-134a gazıdır. Bu çalışmaların en çok Çin ve Almanya’da yapıldığı gözlemlenmiştir. Atık suyun diğer kaynaklı ısı pompalarına göre avantajlarından birisi de yıl boyunca atık suyun ortalama 20 °C olması olarak belirtilmiştir. Atık suyun %85’i insanların günlük yaşamda kullandıkları sudan kaynaklandığı, atık su deposunun ve ısı pompasının birbirine yakın olmasının ekonomik açıdan daha iyi olduğu ve verimliliği arttırdığı gözlemlenirken, dezavantajının ise borulardaki kirlenme ve tıkanma olduğu belirtilmiştir.

Baek ve arkadaşları (2004), Kore’de yaptıkları çalışmada bir otel işletmesinin saunasından elde edilen atık suyu kullanılarak sıcak su eldesi için sistem kurulum olanağını incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda Kore’de fosil yakıtla göre daha uygun bir yatırım olacağını belirtmişlerdir. Sıcak su elde etme işlemi sadece 22.00 ile 08.00 arasındaki saatte yapılmıştır. Yapılan incelemeler sonucunda COP değeri 4,8 olarak belirlenmiş ve kış sezonunda hafta sonları hariç sıhhi sıcak suyun %100’ü bu sistem sayesinde elde edilmiştir. Dikkat edilecek en önemli unsurun proses boyunca evaporatördeki ve kondenserdeki akışkanın sıcaklık farkının mümkün olduğunca azaltmak olduğu belirtilmiştir. Elde edilen bu enerji sadece sıcak su eldesinde değil mahal ısıtması ve soğutmasında da kullanılabileceği gözlemlenmiştir.

Hepbaşlı ve Kalıncı (2008), çalışmalarında ısı pompalarının sıcak su eldesinde kullanımını derlemişlerdir. Hava, toprak, güneş destekli ısı pompaları ile alakalı değerlendirmeler yapmışlardır. Yapılan incelemeler sonucunda ısı pompalarını iklimlendirmeden ziyade sıcak su eldesinde kullanıldığı belirtilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompaları COP değerleri 1,656 ile 3,307 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Ayrıca ısı pompalarının yaşam boyu maliyetlerine göre %65 oranında tasarruf oranı sağladıklarını belirlemişlerdir. Isı pompalarının üretim maliyetleri düştükçe kullanım miktarlarının daha da artacağını, ilerleyen yıllarda çok daha yaygın bir şekilde ısıtma, soğutma ve sıhhi sıcak su eldesinde kullanılacağını belirtmişlerdir.

Doğan (1999), çalışmasında ısı geri kazanım sistemleri ve sudan suya ısı pompası uygulamalarını incelemiştir. Sudan suya ısı pompalarında ısı geri kazanım sistemine göre yapılan çalışma sonucunda yaz şartları için soğutmada tüketilen enerjide %16, yazın sıcak su elde etmek için kullanılan enerjide de ise %75 gibi bir oranda tasarruf sağlanmıştır. Kışın ısı pompası uygulaması ile tüm ısıtma işleminde %34 enerji tasarrufu sağlanmış olup, bu sistemde sıvı veya gaz yakıt tüketilmediği için atmosferde kirlenme olmadığı belirtilmiştir.

Funamizu vd. (2001), Tokyo için yaptıkları çalışmada atık sudaki enerjinin tekrar kullanımını incelemişlerdir. Atık sudaki enerjinin tekrardan kullanımı ve Japonya'daki örnekleri sunulmuştur. Sistemin tasarımında kullanılan önemli noktalar olan korozyon, tıkanma ve ısı transferindeki azalmayı önleyecek gelişimlere bakılmıştır. Tokyo Metropol Bölgesinde ve Sappora şehrindeki atık sular incelenerek çok yüksek miktarda atık suyun kanalizasyona atıldığı gözlemlenmiştir. Bulunan atık suyun kar eritmek veya ısıtma-soğutmada kullanılmasının yeterli olduğu gözlemlenmiştir. Bu şehirdeki incelemeler sonucunda ısı pompası ile kaynağının yakın olması gerektiği ve ısı transferindeki düşüklüğü önlemek için korozyon ve tıkanma gibi faktörlerin düşünülmesi gerektiği belirlenmiştir.

Yin vd. (2016), çalışmalarında kazanlı sistemlerde CO₂ emisyonu hesabı üzerine bir araştırma yapmışlardır. Hesaplanan ve ölçülen sonuçlara göre karbon denge metodunun ortalama hata payı % 0,96 ile %3,92 arasında olarak belirtilmiştir. Bu hata payına göre karbon dengesi metodu kazanlarda CO₂ emisyonu için kullanılabileceği aktarılmıştır. Ayrıca emisyon faktör metodu ve kapasite standart metodu karşılaştırılması sonucunda bu iki metodun bireysel kurulu sistemler için daha doğru bir sonuca götürdüğü belirtilmiştir.

Tang vd. (2018), çalışmalarında R290 gazının regülasyonlardaki gibi olması için optimizasyon çalışması yapmışlardır. Havadan suya ısı pompası çalışmasında soğutucu akışkan için bir akümülatör ekleyerek tasarım oluşturmuşlardır. İlk kapasitede çıkan sonuçlarda (dış hava 7 °C, su çıkışı 45 °C) 13,6 kW kapasitede ısı pompası için 1,8 kg R290 gazı gerekli olduğu hesaplanmış ve COP 3,25 olmuştur. Akümülatörün kapasitesini düşürerek aynı şartlarda hesaplamalar yapmışlar ve ısı pompası kapasitesini 13,9 kW olarak hesaplamışlardır. R290 soğutucu akışkan miktarını 1,3 kg'a kadar düşürmüşler ve COP 3,27 mertebelerine çıkmıştır. Aynı çalışmada ayrıca soğutucu akışkanın kaçaklarıyla alakalı dikkat edilmesi gereken durumları belirterek alınabilecek önlemler aktarılmıştır.

Alnahhal and Spremberg (2016), Berlin'deki kış mevsiminde bir ay süreyle günlük olarak atık suyun; kullanım suyu arzının sıcaklığına göre değişimleriyle birlikte kullanım soğuk ve sıcak su akış hızlarının değişimlerini analiz etmişlerdir. Özellikle atık su sıcaklığının, su arzı sıcaklığıyla birlikte su kullanım miktarına dayalı olarak önemli ölçüde değiştiği gösterilmiştir. Ev içi atık su enerjisinin, sıcak su temini için gerekli termal enerjinin yaklaşık %30 'unu karşılayabilen değerli bir enerji kaynağı olduğu gösterilmiştir. Uygun ısı değiştirici ve ısı pompası tasarımı ile evsel atık sudan yaklaşık 917 kWh/gün ısı enerjiden fayda sağlanabileceğini ve yaklaşık olarak günde 230 Euro tasarruf edilebileceği hesaplanmıştır.

Nawaz vd. (2017), sıcak su eldesi için farklı tip ısı pompası tasarlanarak soğutucu akışkanların ilk saat analizi, soğutucu akışkan miktarları ve verimlilikleri gibi parametreleri incelemişlerdir. Yapılan incelemede ilk saat analizlerinde R290 en iyi performansı verirken, ardından R134A ve en düşük performansı R600 gazının sağladığı belirtilmiştir. COP değerleri açısından farklı modellemelerde R134A (3,6) ve R290 (3,58) birbirine çok yakın olurken R600 (3,25) ise en düşük performansı vermiştir. Çıkış suyu sıcakları açısından R134A (48,3 °C) en iyi performansı sağlarken onu düşük bir farkla R290 (47,7 °C) takip etmiştir. Aynı çıkış suyu sıcakları

sağlanmasında ise ısı pompalarının çalışma süreleri bakımından R290 neredeyse R134a'dan %33 daha az olmuştur. Bunlara ilaveten kullanılan R290 gaz miktarı R134A'nın yarısı olarak belirlenmiştir.

Castro vd. (2004), ısı pompasındaki eşanjörlerden 2 farklı model tasarlayarak R290 gazındaki performansı teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada ısı pompası ısıtma modunda dış hava 12 °C, su çıkışı 50 °C derece olarak tasarımlar yapılmıştır. Hesaplamalar sonucu çıkan tahminler ve deneysel sonuçlar COP'lerde (3,28 mertebelerinde) sapmanın %3, kapasitelerde ise (23 kW) %5 mertebesinde olduğunu göstermiştir.

Durdevic vd. (2019), Rijeka Şehri'nde bir araştırma gerçekleştirmiş ve atık su sıcaklıklarının değişimleri ile alakalı çalışmalar yapmışlardır. Teorik hesaplamalar, atık suyun ısı enerjisinin Rijeka'daki toplam ısı üretim kapasitesinin önemli bir bölümünü karşılayabileceği gösterilmiş, ancak bu sonuçların atık su doygunluğu ve ısı kayıpları gibi pratik faktörleri içermediği ve daha detaylı analiz gerektirdiği vurgulanmıştır. Bu çalışmada sunulan teorik hesaplamalar, atık suyun ısı enerjisinin Rijeka'daki (104 MW) ısı üretim kapasitesinin önemli bir bölümünü (75.24 MW) kapsayabilecek bir çözüm olarak düşünülebileceğini göstermiştir. Yapılan sistem çalışmasında COP 2,87 ile 4,70 arasında değişmiştir. Bu değerler de Rijeka'daki atık su debisine bağlı olarak yapılan diğer çalışmalarla benzerlikleri göstermiştir.

Cho ve Run (2011), plakalı bir eşanjör kullanarak, su kaynağından elde edilen ısı pompası uygulaması incelemesinde göl, nehir ve atık su olarak kanalizasyon suyunu kullanmışlardır. Çeşitli su kaynaklarıyla birlikte atık su kaynağının gelecek vadeden yeni bir ısı kaynağı olduğunu ortaya koymuşlardır. Çalışmalarında, su arıtma tesisi atık suyunun ısı enerjisini kullanarak tasarlanan ısı pompasının ısıtma ve soğutma performansını değerlendirmişlerdir. Isı eşanjörü kullanılarak atık su kaynağından ısı enerjisi elde etme yönteminin, ilkbahar dışında ortam hava kaynağına kıyasla daha uygun bir ısı kaynağı olduğunu vurgulamışlardır. Ortalama COP değerinin ısıtma sezonunda 3,3 ve soğutma sezonunda 7,2 olduğunu belirtmişler ve atık su kaynağının etkili bir ısı kaynağı olduğuna değinmişlerdir.

Zheng vd. (2022), R134A ve R290 gazlı çevrimde soğuk oda çevrimi için teorik ve deneysel çalışma yapmışlardır. Yapılan bu çalışmada R290 ve R134A'nın evaporatör sıcaklıkları düştüğünde COP'lerde azalma olduğu ve R134A'nın R290'dan %1-2 daha verimli (R134A için COP 2,15, R290 için COP 2,11) çıktığı hesaplanmıştır. COP'lerdeki değişimler ihmal edilebilir düzeyde olmuş ve R290'nın hacimsel verimi R134A'ya göre, evaporatör sıcaklığına göre, %38 - %42 arasında daha iyi bir performans vermiştir. İncelenen soğutucu miktarları ise R134A'da 1000-1600 g olurken, R290'da 300-900 g olarak belirlenmiştir. Optimum gaz miktarları ise R134A'da 1300-1400 g olurken R290'da 500-600 g olarak gözlenmiştir. Optimum gaz miktarları karşılaştırmaları sonucunda ise R290, %52 gibi bir oranla daha iyi soğutma performansı ortaya koyarken soğutma süresinde de R290'nın daha kısa olduğu belirtilmiştir.

Palm (2007), izobütan, propan, propen, R134A, R22 ve amonyak soğutucu akışkanları karşılaştırmıştır. Carnot çevrimi için değerlendirmeler yaparak COP ve

verimliliklerin birbirleriyle aynı oldukları belirlenmiştir. R290'nın COP'si 3,01 ve amonyağın COP'si 3,28 olurken, R134A'nın COP'si 3,06 olmuştur. Bunlara ilaveten kullanılan soğutucu akışkan miktarı R290'da daha az olduğu için domestik uygulamalarda kullanılabilirliği uygun görülmüştür. Yanıcı olması özelliğinden dolayı optimum gaz miktarı çalışmalarına devam edilmesi gerektiği ve üretilen ekipmanlarda sızdırmazlığın önemi vurgulanmıştır.

Choudhari (2020), çalışmasında R290 gazının soğutma performansını incelemiştir. R290 gazlı ısı pompasının kondens tarafına soğutma kulesi eklenerek performans analizi yapılmıştır. Kondens sıcaklıkları 38 °C, 43 °C, 48 °C olacak şekilde yapılan hesaplamalar sonucunda COP 2,43'den 2,12'lere kadar düşmüş, kompresör gücü 420 Watt'dan 500 Watt mertebelerine kadar çıkmıştır. Kompresör çıkış sıcaklıkları 53 °C, 58 °C, 69 °C olmasının kompresör ömrü bakımından avantajlı olduğu belirtilmiştir.

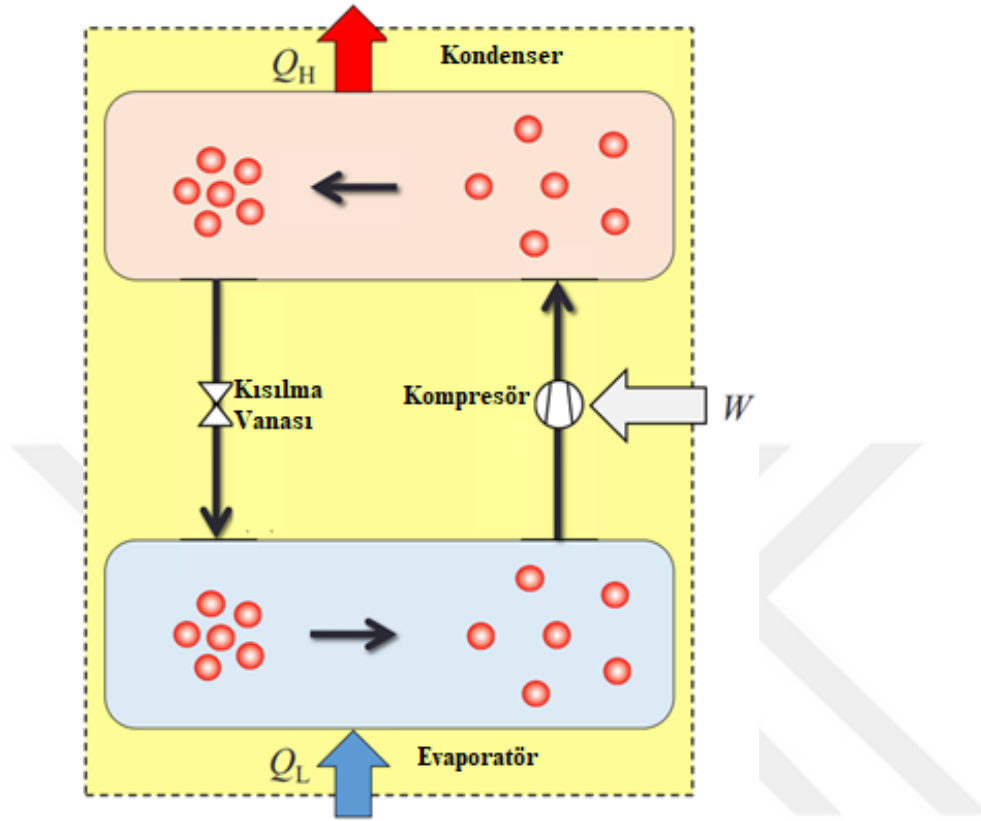
Halimic vd. (2003), çalışmalarında soğutmada kullanılan R12 gazının alternatifleri olabilecek R290, R134A, R401A gazlarını incelemiştir. İncelemeler sonucu 0 °C evaporasyon sıcaklığında R290'nın (10 kW) kapasitesi, R12 (8 kW) gazından daha yüksek olduğu belirtilmiştir. COP bakımından ise R12 ve R290 'nın neredeyse aynı olduğu, R134A'nın R290'dan daha iyi performans gösterdiği belirtilmiştir. Bu nedenlerle R290'nın çok rahat alternatif oluşturabileceği aktarılmıştır. R290 kullanılmasının kompresör kapasitesini düşüreceğini, bunun da daha az ses, uzun ömür ve performans olduğu belirtilmiştir. R290'nın çevreci oluşundan dolayı kullanılabilirliğinin R134A'ya göre çok daha fazla olduğuna değinilmiştir.

Bu tez çalışmasında ise kullanım sıhhi sıcak suyu eldesi için gri su olarak isimlendirilen, atık sıhhi suyu kaynak olarak kullanan ısı pompası sistem tasarımı yapılmıştır. Yapılan literatür çalışmalarında da bahsedildiği gibi gri suyun enerjisi yüksek miktardadır ve ısı pompaları aracılığıyla tekrardan kullanılabilir. Bu çalışmada da kaynak olarak gri su kullanılan ısı pompası tasarımı ve sistem hesaplamalarında R410A, R32, R290 ve R407C soğutucu akışkan türlerine göre performanslar incelenmiştir. Ayrıca bu sistemdeki kapasiteler aynı kalacak şekilde standart fosil yakıtlı çelik kazan kullanımına göre yakıt ve maliyet değişimleri incelenmiştir. Tasarlanan bütün sistemlerin karbon emisyonu açısından çevreye verdikleri zararlar karşılaştırılarak hangi sistemin çevreci olduğu, yatırım olanağı açısından uygulanabilirliği ve verimliliklerin hangi sistemlerde daha yüksek olduğu incelenmiştir.

2.1. Isı Pompaları

Isı pompaları, ısıyı düşük sıcaklıktaki bir ortamdan alıp, yüksek sıcaklıktaki diğer bir ortama aktaran makinelerdir. Isının iki ortam arasındaki taşınım yönü değiştirilebilir olduğundan, ısı pompaları hem soğutma hem ısıtma uygulamalarında kullanılabilen sistemlerdir. Günümüzde çoğu uygulamalarda ısıtma için ayrı, soğutma için ise ayrı sistemler kullanılmakta, bu da ilk yatırım maliyetlerini artırmaktadır. Isı pompaları ise tek bir sistemle her iki işlemi yapabilen makinelerdir. Ayrıca, ısı

pompalarının diğer ısıtma ve soğutma sistemleriyle karşılaştırıldığında işletim maliyeti daha ekonomiktir. Şekil 2.1.'de sistemin şematik gösterimi bulunmaktadır.



Şekil 2.1. Isı pompası şematik gösterimi (Shamim vd. 2022)

Batı ülkelerinde ısı pompası sistemleri, 1990 yılından sonra daha fazla kullanılmaya başlanmış ve kullanıcı sayısında sürekli bir artış gözlenmiştir. Ancak ülkemizde ısı pompası sistemlerine olan ilgi yeterli düzeyde olmamış, bu sistemlerin avantajlarına rağmen yeterince yaygınlaşmamıştır. Ülkemizde ısı pompası sistemlerinin ilk uygulanmaya başladığı dönemler 1990'lı yılların ortalarıdır. Dünya genelinde fosil yakıtlarının sürekli azalması, bu yakıtların fiyatlarının her geçen gün artması ve küresel ısınmanın etkilerini azaltma ihtiyacı, ısı pompası sistemlerinin yaygınlaşmasını teşvik etmektedir. Bu durumun sonucunda, ülkemizde de daha fazla kullanıcı tarafından tercih edilen bir enerji çözümü haline geleceği öngörülmektedir (Arpacı 2020).

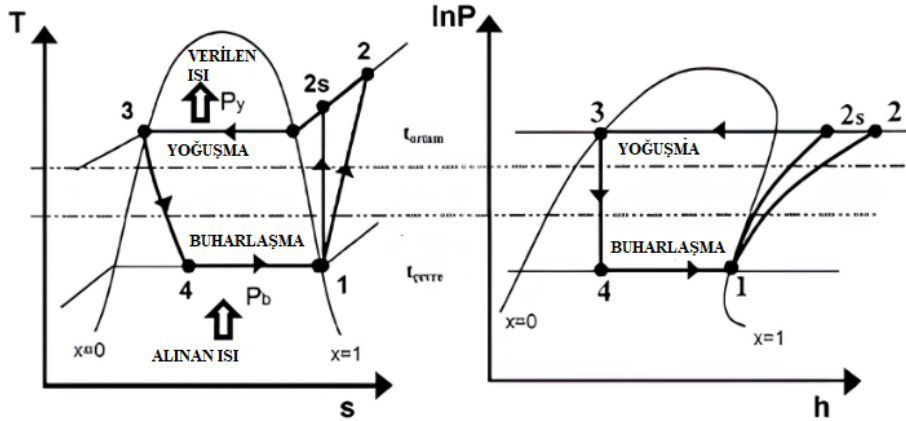
Günümüzde ise özellikle Avrupa'da başlayan doğalgaz krizi ile ısı pompaları tekrardan ön plana çıkarak uygulamada ve kullanımda artış gözlemlenmiştir. Uluslararası Enerji Ajansı (IEA)'nın 2022 yılında yapmış olduğu çalışma raporuna göre 2030 yılına kadar ısıtma ihtiyacının %20'sini ısı pompalarından karşılanacağını öngörülmektedir. Ayrıca emisyonu azaltmak için planlanan çalışmalarda 2020'de kullanılan ısı pompası sayısı 180 milyon iken 2030'da bu sayının 600 milyona çıkacağı

düşünülmektedir. Neredeyse Sıfır Emisyonlu Bina projeleriyle birlikte fosil yakıtlı sistemlerin 2025 yılına kadar aşamalı olarak tamamen kaldırılması planlanmaktadır (IEA Teknoloji ve İşbirliği Programı, Eylül 2022).

Isı pompaları, ısıtma ve soğutma amaçları için kullanılabilir. Isıtma işlemi sırasında ısı pompası olarak adlandırılırken, soğutma işlemi için soğutma makinesi olarak adlandırılmaktadır. Soğutma makinelerinde, soğutulacak olan ortamdan alınan ısı kondenserden dış ortama atılmaktadır. Soğutma çevrimlerinde soğutma işlemi evaporatörde gerçekleşmektedir. Isı pompasında ise soğutma çevriminin tam tersi olarak çalışarak, kompresör enerjisiyle ortama verilecek olan ısı kondenserde meydana gelmektedir.

Bir soğutma ve ısıtma çevrimini yorumlamak için Basınç-Entalpi (P-h) ve Sıcaklık- Entropi (T-s) diyagramları kullanılmaktadır. Bu diyagramlarda çevrimdeki her bir noktanın özellikleri okunup yorumlanabilmektedir. Şekil 2.2.'de ısıtma çevrimi diyagramları gösterilmektedir. Tersinir bir çevrimde gerçekleşen işlemler aşağıdaki gibidir:

- 1 – 2s: Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma
- 2s – 3: Tersinir sabit basınçta ortama ısı atılması
- 3 – 4: Kısılma vanasında sabit entalpide genleşme
- 4 – 1: Tersinir sabit basınçta soğutucu akışkanın buharlaşması



Şekil 2.2. Isı pompası çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları (Yamankaradeniz 2002)

Isı pompaları sistemlerinde dolaşan soğutucu akışkan, kompresöre 1 noktasında doymuş buhar halinde girer ve izentropik bir süreçle kondenser basıncına kadar basınçlandırılır. Bu süreçte kompresör tarafından gerçekleştirilen sıkıştırma ile akışkanın sıcaklığı, bulunduğu mekanın sıcaklığının üzerine çıkar. Basıncı artan

akışkan, kondenserde 2 numaralı noktada kızgın buhar fazındadır. Yoğuşma sırasında akışkandan bulunduğu ortama ısı transferi gerçekleşir. Akışkanın sıcaklığı 3 numaralı noktada, bulunduğu ortam sıcaklığının üzerindedir. Doymuş halde olan akışkanın basıncı, kısılma vanasında azaltılarak evaporatörün basıncına kadar düşürülür. Bu süreçte akışkanın sıcaklığı, bulunduğu mekanın sıcaklık seviyelerinin altına iner. Son aşamada, soğutucu akışkanın kuruluk derecesi düşük olacak şekilde evaporatöre girer. Soğutucu akışkan, evaporatörde bulunduğu çevreden ısı çeker ve tamamen buharlaşarak doymuş buhar olarak terk eder. Daha sonra, bu doymuş buhar basınçlandırılmak üzere kompresöre geri döner ve bu şekilde ısı pompası çevrimini tamamlar (Şaşmaz 2014).

Isı pompası sistemi ile kondenserde transfer edilebilen enerjinin, bu enerjiyi transfer etmek için harcanan enerjiye oranı performans katsayısı (COP) olarak adlandırılır. Ilıman iklimlerde ısıtma amaçlı kullanılan ve elektrikle çalışan ısı pompalarının performans katsayıları tasarım şartlarında 1 kWh güç harcandığında 3 ile 5 kWh ısı transfer edilebildiği anlamına gelir. Bu, enerjiyi transfer etmek için harcanan enerjiye göre oldukça yüksek bir verimliliği temsil eder (Brown 2009).

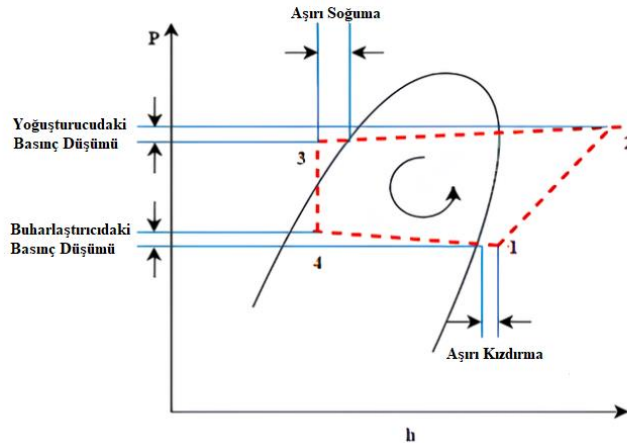
Isı pompalarındaki performans katsayı oranı aşağıdaki bağıntılardaki gibi ifade edilebilir: (Topçu 2018)

$$COP_{IP} = \frac{\text{Üretilen ısı enerjisi}}{\text{Harcanması gereken enerji}} \quad (2.1)$$

Performans katsayısı, kurulması düşünülen ısı pompası sisteminin geleneksel sistemlere kıyasla daha ekonomik bir uygulama olup olmayacağı açısından karar verilmesini sağlayan önemli bir parametredir. Karşılaştırma yapılırken bakım maliyetleri, malzeme ömürleri gibi göz önünde bulundurulması gereken başka parametreler de olabilir, ancak harcanan yakıt miktarına karşılık elde edilen ısıtma yükü, tüm faktörler arasında en önemli olanıdır. Isı pompalarının çalışma maliyetleri, petrol, doğalgaz ve elektrikle çalışan diğer sistemlere göre genellikle daha düşüktür. Bu nedenle, ısı pompaları ekonomik açıdan çoğu durumda avantajlı bir seçenek olarak kabul edilir (Brown 2009).

Cihaz seçimleri veya tasarımları yapılırken kompresör verimliliklerini arttırmak veya en yüksek verimle çalışacak ekipman seçimi yapmak ısı pompası performans katsayısını arttıracaktır. İdeal buhar sıkıştırma çevrim, teorik olarak mükemmel bir süreç olarak kabul edilir. Ancak gerçek dünyada, bir dizi ideal olmayan koşul ve faktörler nedeniyle ideal çevrimden sapmalar meydana gelir. Bu sapmaların temel kaynakları, sıcaklık farkından kaynaklanan ısı transferi ve ekipmanlardaki sürtünme kaynaklı basınç kayıpları gibi tersinmezlikler olarak adlandırılabilir. İdeal çevrimde, kompresöre doymuş buhar halinde giren soğutucu akışkanın, uygulamada tam olarak bu halde olmasını sağlamak oldukça zordur. Bu nedenle, kompresöre girmeden önce bir miktar aşırı ısınmış olarak girmesi sağlanır. Gerçek çevrim, ideal çevrimden sapmalarla karakterize edilir. Soğutucu akışkanın yoğuşturucudan geçtiği süreçte, yine basınç kayıpları yaşanacaktır. Bu basınç kayıpları, çevrimin uygulanabilirliği ve sistem güvenliği açısından kritik öneme sahiptir. Bu nedenle, akışkanın aşırı soğutulması gerekebilir, ancak aşırı soğutma işlemi çevrimin verimliliği üzerinde

olumsuz etkiler yaratabilir. Aynı zamanda ideal çevrimden farklı olmasının sebeplerinden birisi de kısılma işleminin adyabatik olarak gerçekleşmemesi yani ısı alışverişi olmasıdır. Buharlaştırıcıda da basınç kayıpları yaşanabilir. Bu faktörler, gerçek çevrimin ideal çevrimden farklılıklarını belirleyen etkenlerdir. Bu nedenle, gerçek bir buhar sıkıştırırmalı çevrim, ideal çevrimden sapmalar gösterir ve bu tür etkilerin sistem tasarımında ve işletmesinde dikkate alınması gereklidir. Şekil 2.3’de gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.3. Gerçek buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevriminin lnP-h diyagramı (Yamankaradeniz 2002)

Isı pompaları çalışabilmeleri için yapıları gereği bir ortamdan ısı almaları gerekmektedir. Bu kaynak cinslerine göre ve ısıyı attıkları ortama göre ısı pompaları adlandırılmaları yapılmaktadır. Bu kaynaklar ise genellikle hava, su ve topraktan oluşmaktadır. Eğer ısıyı havadan alıp suya veriyorsa ‘havadan suya ısı pompaları’, eğer ısıyı sudan alıp suya veriyorsa ‘sudan suya ısı pompaları’ olarak adlandırılmaktadır.

Kaynağın özelliği ısı pompasının verimliliğini ve maliyetlerini değiştirmektedir. Su kaynaklı ısı pompalarının, hava kaynaklı ısı pompalarına göre işletme maliyetleri daha azdır. Bunun sebebi hava kaynaklı ısı pompalarının yıllık ortalama performans katsayısı (COP) 2-3 arasındayken, su kaynaklılarda bu oran 3’ün üzerine çıkmasıdır (Özgener ve Hepbaşlı 2007). Ancak su kaynaklı ısı pompalarının ilk yatırım maliyetleri hava kaynaklı ısı pompalarına göre yüksek olduğu için daha çok ticari işletmeler tarafından tercih edilmektedir. Kaynaklarına göre ısı pompaları aşağıdaki gibi adlandırılmaktadır.

2.1.1. Hava Kaynaklı Isı Pompaları

Hava kaynaklı ısı pompaları ısı kaynağı olarak havayı kullandığı için en çok tercih edilen ve kullanılan ısı pompalarıdır. Kolay montajlanması, kullanımı ve bulunabilmesi ekonomiklik açısından avantajları olarak sayılabilir. Fakat dış havanın

çok fazla değişken olması, özellikle gece ve gündüz arasında çok fazla sıcaklık farkları olması, ısı pompasının verimini düşürmektedir. Hava sıcaklığı 0 °C ‘nin altına düştüğü zaman evaporatörün (buharlaştırıcı) buzlanması dolayısıyla cihaz performansı düşerken, buradaki buzlanmayı gidermek için cihaz defrosta (ters yönde çalışarak buzları eritmek) girerek enerji kaybına neden olmaktadır (Çokgez Kuş ve Çomaklı 2015).

2.1.2. Su Kaynaklı Isı Pompaları

Bu tip ısı pompalarında kaynak genellikle baraj, göl, deniz veya kuyu gibi yerler olmaktadır. Kışın su sıcaklığı dış havanın üzerinde olması ve yazın da suyun sıcaklığı dış havadan az olması nedeniyle verimli çalışmaktadır. Fakat kullanım olarak bir su kaynağı olması gerektiği için yaygın kullanılmamaktadır. Doğal kaynak olmayan bölgelerde kuyu açılarak sudan suya ısı pompası uygulaması mümkündür. Özellikle kış mevsimlerinde hava sıcaklığı eksi derecelerde bulunan bölgeler için elverişlidir.

2.1.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Toprak, yapısı gereği güneşten gelen enerjinin çoğunluğunu emerek içerisinde barındırır. Genellikle toprağa belirli mesafelerle serilen borular ile ısı kaynağı oluşturulur. Fakat bunun yapılabilmesi için geniş bir araziye ve yapının temelinden yapılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Eğer yeterli genişlikteki araziler bulunmuyorsa yatırım maliyeti daha yüksek olan dikey borulamalar ile de yapılabilir. Genellikle 10 m derinlikten sonra toprak sıcaklığı sabit olarak varsayılabilir. Toprağın ısı iletim katsayısı, özgül ısı kapasitesi ve yoğunluk sıcaklığa etki etmektedir. Bu etkenler ise toprağın içerdiği neme göre değişmektedir. Toprağın nemliliği, yerin yapısına bağlı olarak değişiklik gösterir, çünkü toprak yapısı kayalık, kumlu veya killi gibi farklı olabilir. Bu nedenle, killi arazinin yüksek nem emebilme kapasitesi nedeniyle, bu tür zeminlerde uygulama yapmak mükemmel hale gelebilir (Seçilmiş 2006).

2.1.4. Atık Su Kaynaklı Isı Pompaları

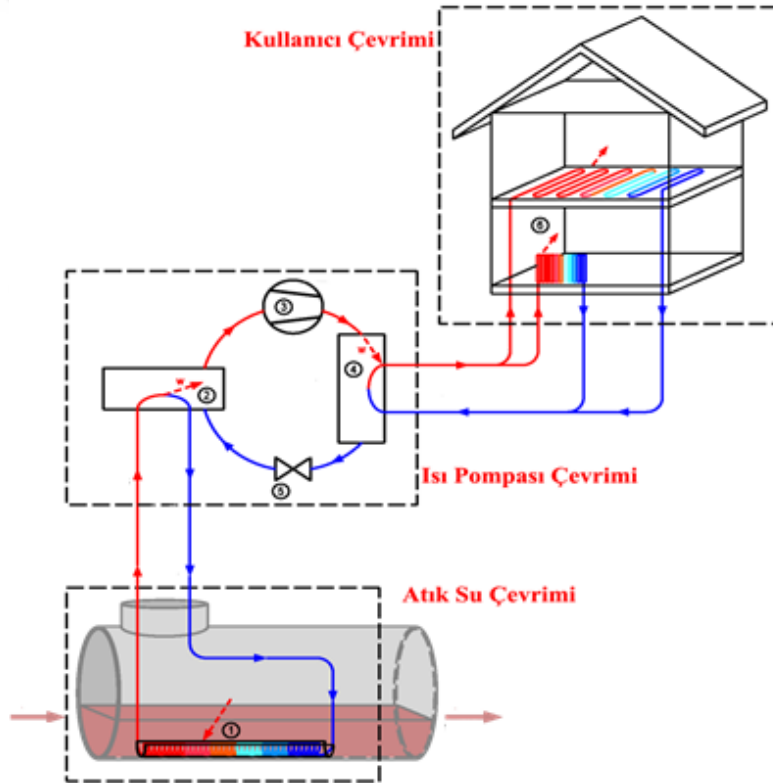
Atık ısı, herhangi bir sistemde üretilen ancak kullanılmayan ısıdır. Atık su kaynaklı ısı pompası sistemleri, bu tür atık ıyı alır ve faydalı bir enerji kaynağına dönüştürür. Genellikle gri su olarak adlandırılan duş ve lavabolardaki atık su, toplumun çeşitli kullanımları sonucunda kirlendiği suyu temsil eder. Kanalizasyon atık suyu, kütle olarak %99.9'u sudan oluşur. Pislik kısmı ise askıda kalmış katılar, biyolojik olarak çözülmüş organik bileşikler, inorganik katılar, metaller ve patojenik (hastalık yapıcı) mikropları içerebilir (Abbasi vd. 2016).

Atık suyun kullanılması hem enerjiyi verimli kullanmamızı sağlar hem de çevre kirliliğini azaltmaktadır. Atık su kaynaklı ısı pompaları fosil yakıtlı sistemlere veya diğer ısı pompası çeşitlerine göre daha verimli çalışmaktadır. Hava kaynaklı ısı pompasının yıllık ortalama COP'si 2-3 arasında, su veya toprak kaynaklı ısı pompasının COP'si 3-4 arasında olurken atık su kaynaklı ısı pompasının COP'si 4-4,6 arasında değişmektedir (Shen vd. 2018).

Yaz mevsiminde kanalizasyon atık suyunun sıcaklığı, ortam sıcaklığından yaklaşık olarak 10°C daha düşüktür. Kışın ise ortam sıcaklığından yaklaşık olarak 20°C daha yüksektir. Isıtma ve soğutma sezonları boyunca kanalizasyon atık suyunun sıcaklığındaki değişimler sınırlıdır (Zhou ve Li 2004).

İzmir bölgesinde yapılan bir araştırmada ısıtma mevsiminde konutlardan kanalizasyona verilen atık suyun ortalama sıcaklığı yaklaşık olarak 14 °C iken soğutma sezonunda yaklaşık 28 °C ile 29 °C aralığındadır. Yağışlı günlerde ise 9 °C'ye kadar düşmektedir. Bunların yanında İzmir'de üretilen atık su miktarı günde 600.000 m³ civarındadır. Atık suyun sıcaklığından alınacak 1 °C'lik kazanım günlük olarak 700 MWh enerji kazanımı sağlamaktadır. Bu nedenle atık suların ısı pompaları için ideal bir kaynak olduğu söylenebilir (Hepbaşlı vd. 2014).

Şekil 2.4'te, temel bir atık su kaynaklı ısı pompası (ASKIP) sisteminin çalışma şeması verilmiştir. Sistemde atık su tarafında bulunan ısı değiştirici, ısı pompasının buharlaştırıcısına kaynak olmaktadır. Ardından ısı pompası çevrimi tamamlanarak yerden ısıtma, fan coil veya sıcak su eldesi için kullanılmaktadır.



Şekil 2.4. Atık Su Kaynaklı Isı Pompası Şematik Gösterimi (Araz 2019)

ASKIP'in dezavantajlarından en büyüğü ise kirlenme ve tıkanma problemidir. Atık suların içerisinde çok fazla katı atık içerdiği için enerji transferi zamanla azalabilmektedir. Yapılan bir çalışmada boyutu 4 mm'den küçük olan partiküller,

boyutu 4 mm'den büyük olan partiküllere göre kanalizasyonda farklı yerlere dağılmaktadır. Bu nedenle 4 mm'den büyük partiküllerin filtrelenebilirliği, fakat daha küçük maddelerin filtrelerden geçerek tıkanmalara sebep verdiği gözlemlenmiştir (Shen vd. 2018). Bu tıkanmaları önlemek için siyah sular yerine gri su kullanılan sistem tasarımları yapmak tıkanmaların önüne geçebilecektir. Literatürde bulunan çalışmalarda kirlenmeden dolayı ısı pompasının COP'sinin 20 gün gibi kısa bir sürede 3,39'dan 2,89'a düştüğü gözlemlenmiştir (Chao vd. 2012). Başka bir çalışmada ise ısı değiştiricisinde meydana gelen kirlenmeden dolayı toplam ısı transfer katsayısı birkaç gün içerisinde %40 azalmıştır (Liu vd. 2013).

2.1.5. Isı Pompası Elemanları

Isı pompaları elemanları 4 ana ekipmandan oluşmaktadır. Bu ekipmanlar aşağıdaki gibidir:

- Kompresör
- Yoğuşturucu (Kondenser)
- Buharlaştırıcı (Evaporatör)
- Kısılma Vanası

Kompresör

Isı pompalarının en temel ve önemli elemanlarından biri olan kompresör, buharlaştırıcıdan gelen buhar fazındaki ve düşük basınçtaki soğutucu akışkanı sıkıştırarak yoğuşma basıncına ulaştırır. Isı pompalarında kullanılan kompresörler, farklı çalışma prensiplerine göre farklı tiplerde olabilir. Kompresör ısı pompasının performansını etkileyen en önemli güç tüketen ekipmandır. Isı performans katsayısı hesaplamalarında elden edilen enerji pay, kompresör gücü paydada olduğu için kompresör gücü mümkün olduğunca verimli seçilmelidir. Isı pompaları çeşitlerinde genellikle scroll tip kompresör kullanılmaktadır. Sprial kompresörler, spiral şeklinde iç içe geçmiş iki eleman ile sıkıştırma yapan, yörüngesel hareketli, pozitif yer değiştirme makinalarıdır. Diğer kompresör çeşitleri ise aşağıdaki gibidir (ASHRAE 2004):

- Rotorlu kompresörler
- Turbo kompresörler
- Pistonlu kompresörler
- Vidalı kompresörler

Yoğuşturucu

Yoğuşturucular, ısı pompalarının temel bileşenlerindendir ve kompresörden çıkan kızgın soğutucu akışkan buharının ısını alarak yoğuştururlar. Hava soğutmalı yoğuşturucular, genellikle kanatlı borular ile imal edilirler ve ısını atacak su kaynakları bulunmayan durumlarda tercih edilirler. Büyük kapasiteli yoğuşturucu yükleri için büyük yüzeyler gerekebilir ve hava sıcaklığının değişkenliğinden dolayı kontrolü düzensizdir. Su soğutmalı yoğuşturucular ise yüksek sıcaklıktraki gazın

ısısını alarak suya aktaran yoğuşturucu tipidir. Daha büyük kapasiteli ticari yerler veya endüstriyel uygulamalar için daha uygundur, ancak bakım ve kontrol daha karmaşık olabilirken, daha iyi verimlilik sunarlar.

Buharlaştırıcı

Soğutucu akışkanın buharlaştırmak için ısı çekmesini sağlayan evaporatörler uygulama gereksinimlerine ve koşullarına bağlı olarak çok çeşitli yapı ve boyutlarda olabilirler. Genellikle, buharlaştırmacılar yüksek ısı iletkenine sahip malzemelerden oluşan demir, çelik, pirinç, bakır veya alüminyumdan üretilirler. Ancak zaman içinde yüzeylerde biriken kir, ısı iletkeni artırabilir. Dış yüzeylerde havadaki ısıyı çektiğinde toz ve buz birikimi, sudaki ısıyı çektiğinde ise tortu, soğutucu akışkanın iç yüzeylerinde ise yağ filmi veya tortu birikimi, önemli ısı iletkenlerinin oluşmasına neden olabilir. Buharlaştırmacıların tasarımı, sıcaklık kontrolü, besleme yöntemi ve uygulama türüne göre büyük ölçüde değişkenlik gösterir.

Kısılma Vanası

Kısılma vanaları, kondensere yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanın buharlaştırmacı basıncına düşürülmesini sağlar. İdeal koşullarda, bu elemandaki basınç düşürme işlemi sırasında entalpinin sabit olduğu varsayılır. Küçük sistemlerde, bu görevi kılcal borular gibi basit elemanlar yerine getirebilirken, daha büyük sistemlerde otomatik kısılma vanası ve termik kısılma vanası gibi daha karmaşık ve hassas elemanlar kullanılır. Kısılma vanaları, soğutucu akışkanın istenilen basınç seviyesine düşürülmesi işlevini yerine getirerek ısı pompasının verimli çalışmasına katkı sağlar.

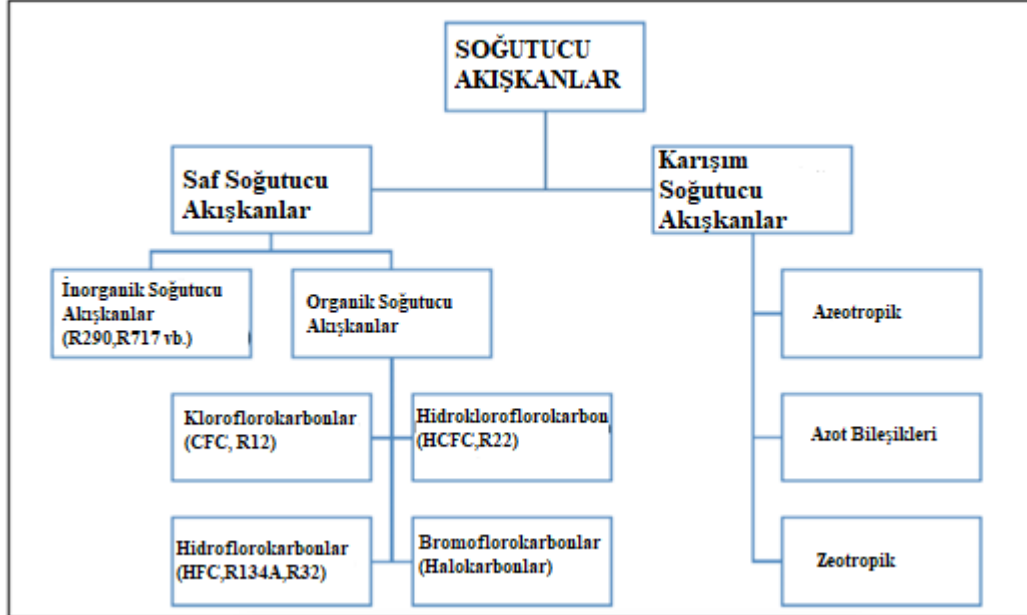
2.1.6. Soğutucu Akışkanlar

Günümüzde alternatif enerji kaynaklarını kullanan ve yenilenebilir enerji sınıfına giren ısı pompası sistemi hem ekonomik hem de doğal kaynakların korunmasının yanı sıra çevre kirliliğinin azaltılması bakımından önemlidir. Soğutucu akışkanlar, bir soğutma çevriminde faz değişimine dayanarak (buharlaştırma ve yoğuşma evreleri) bir ortamdan alınan ısıyı absorbe ederek başka bir ortama taşınım ve iletim yoluyla atmasını sağlayan akışkanlardır (Araz vd. 2013). Isı pompalarında verimliliği artırmak için soğutucu akışkanlara göre evaporatör, kondenser, eşanjör ve genişleme valfinin tasarımları yapılmaktadır. Bu nedenle soğutucu akışkanlar 1830'lu yıllardan günümüze kadar sürekli olarak gelişmektedir. Şekil 2.5'de soğutucu akışkanların diyagramı gösterilmiştir (Demirci vd. 2020). Soğutma alanında ilk olarak su, amonyak gibi akışkanlar kullanılmıştır. 1930'lu yıllarda ise kloroflorocarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC), hidroflorokarbon (HFC), hidrokarbon (HC) ve inorganik bileşenler keşfedilerek birçok sistemde yaygın olarak kullanılmıştır.

Artan nüfus ile birlikte konfor, gıdaların saklanması veya artan enerji taleplerini, yenilenebilir enerjiden sağlanması gibi birçok ihtiyaç doğmuştur. Bu ihtiyaçların karşılanması için ısı pompaları yaygın kullanılmaya başlanmıştır. Son yıllarda yapılan araştırmalar ve edinilen bilgiler sonucunda soğutucu akışkanların birçoğunu ozon tabakasına zarar vererek sera etkilerini arttırdığını ortaya çıkmıştır. Bu nedenle CFC

türündeki akışkanlar birçok ülke tarafından kısıtlanmış veya direkt olarak yasaklanmıştır. Bu akışkanlar yerine sera etkisinin daha az olduğu, R134A, R410A, R407C, R32 gibi gazlar yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle bireysel ürünlerde günümüzde R290 (propan) gazlı ısı pompaları üretimleri ve kullanımı başlamıştır. Önümüzdeki yıllarda diğer soğutucu akışkanlar yerine R290 gazının daha çok yaygınlaşarak kullanılacağı öngörülmektedir. Soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler aşağıdaki maddeler halinde sıralanmıştır.

- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır. Yoğuşma basıncının düşük olması kullanılan kompresör gücünün azaltarak ısı pompasının hem verimliliğini hem de ömrünü uzatmasını sağlamaktadır.
- Sistemde daha az gaz kullanmak için buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır.
- Isı pompasındaki sızmaları önlemek için pozitif buharlaşma basıncına sahip olmalıdır.
- Isı pompalarındaki bileşenleri korozyon olarak etkilememesi, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi için kimyasal olarak aktif bir akışkan olmamalıdır.
- Günlük hayatta çok yaygın olduğu için yanıcı, patlayıcı, zehirleyici olmamalıdır.
- Ekonomik olmalıdır.
- Dielektrik olmalıdır.
- Donma sıcaklığı, özgül hacmi, viskozitesi düşük, ısı iletkenliği yüksek olmalıdır (Atalay 2011).



Şekil 2.5. Soğutucu akışkanlar (Demirci vd. 2020)

CFC ve HCFC gibi gazların çevreye salınması konusunda çeşitli yönetmelikler getirilerek kısıtlanmıştır. Montreal protokolü 1987 yılında birçok ülkenin katılımı ile

imzalanarak CFC ya da freon olarak bilinen gazların kullanımının sınırlandırılması konusunda anlaşmaya varılmıştır. 1997’de ise Kyoto protokolü imzalanarak küresel ısınmaya neden olan gazlar ile alakalı ciddi kararlar alınmıştır. Bu anlaşmanın temel amacı CFC, HCFC, HFC gibi gazlar yerine amonyak, hidrokarbonlar, karbondioksit, propan, izobütan, propilen gibi gazların kullanımını teşvik etmektir.

Ülkemiz ise 1991 yılında Montreal protokolüne taraf olarak değişikliklerin tümünü kabul etmiştir. 12 Kasım 2008 tarih ve 27052 sayılı Resmi Gazete’de ‘Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin Azaltılmasına İlişkin Yönetmelik’ yayımlanmıştır. Bu yönetmeliğe göre kısaca Kloroflorokarbon (CFC) kullanımı sıfır tona indirilerek kullanımı zorunlu alanlarda dahil yasaklanmıştır. Yapılan öngörülerde hidrofloroklorokarbonun (HCFC) da yasaklanması planlanmıştır. Yasa yürürlüğe girdikten sonra ilk olarak kademeli kısıtlanacak ve ardından kullanımı azaltılarak yasaklanacaktır. Bunlara ek olarak yasa yürürlüğe girdikten sonra ozon tabakasını incelten her türlü gazın üretimi, bu gazları kullanarak yeni tesis açmak veya kapasite artırımına girmek yasaklanmıştır. Bu protokoller sonucunda en yaygın kullanılan R22 gazları artık kullanılmayacağı için yerine R407C ve R410A gazının kullanımı kabul edilmiştir. (Koçak 2012) Bu akışkanlar yerine R290 gazı ozon tabakasına zararı olmayan doğal bir gaz kabul edilerek ısı pompalarında kullanımı başlamıştır.

Ozon Yıkım Potansiyeli (ODP)

Klor (Cl) ve Brom (Br) içeren tüm soğutucu akışkanlar değişen oranlarda ozon tabakası tahribatına neden olmaktadır. Bir maddenin ozon tahribatına zarar verme riskini ifade eden ODP, R11 molekülünü referans alarak literatüre geçmiştir (Bulgurcu 2007). Soğutucu akışkanlarda kloroflorokarbon (CFC) yüksek ODP değerlerine sahipken, hidrokloroflorokarbon (HCFC) ozon yıkım potansiyeli çok düşük olduğu tespit edilerek 2030 yılına kadar kullanımı denetim altında olmak şartıyla kullanımına izin verilmiştir (Beşer 1997).

Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)

Ozon tabakasının tahribatında en önemli bir diğer etken sera gazlarıdır. Küresel Isınma Potansiyel (GWP) olarak literatüre geçen bu değer soğutucu akışkanlarda önemli bir rol oynamaktadır. Sera gazlarının dünyanın ısınmasına etkisi olduğu için yapılan çalışmalarda GWP’si en düşük gazlar tercih edilmiştir. Küresel Isınma Potansiyeli (GWP), 100 yıllık bir süreye göre belirlenerek karbondioksit (CO₂) referans alınarak hesaplanır ve CO₂ ‘in değeri 1’dir (Bulgurcu vd. 2007).

Soğutucu Akışkanların Yanıcılıkları

Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği (ASHRAE) soğutucu akışkanları yanıcılıkları bakımından 3 ayrı kategoriye bölmüştür. Çizelge 2.1’de standartlara göre yanıcılık ve zehirlilik tabloları gösterilmiştir.

Bu kategoriler;

- Sınıf 1: Yanıcı değil

- Sınıf 2: Düşük yanıcılık
- Sınıf 3: Yüksek yanıcılık

Zehirlilik bakımından ise 2 şekilde sınıflandırılmıştır.

- Sınıf A: Zehirli olmayan
- Sınıf B: Zehirli olan

Çizelge 2.1. Yanıcılık Sınıfları (Yakut 2014)

	Sınıf A: Zehirlilik Yok	Sınıf B: Yüksek Zehirlilik
Sınıf 3: Yüksek Yanıcılık	A3 (Örnek: propan)	B3
Sınıf 2: Düşük Yanıcılık	A2	B2
	A2L (Örnek: R32)	B2L (Örnek: amonyak)
Sınıf 1: Yanıcılık Yok	A1 (Örnek: R410A/ R22)	B1

Isı pompalarının soğutma çevrimlerinde en çok kullanılan soğutucu akışkanlar aşağıda sıralanmıştır;

R32 (Difluoromethane, CH₂F₂): Moleküler ağırlığı 52,044 g'dır. 1 atm basınçta kaynama sıcaklığı -51,651 °C'dir. Kritik sıcaklığı 78,105 °C'dir. Kritik basıncı 57,82 bar ve kritik yoğunluğu ise 424 kg/m³ 'tür. R22 yerine kullanılmaya başlamıştır. Ticari ve endüstriyel soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Ozon delme potansiyeli (ODP)'si 0, küresel ısınma potansiyeli (GWP)'si 675'dir (Yakut 2014).

R410A: R32 ve R125'den oluşan (oran olarak %50-%50 şeklinde) ve R22 'ye alternatif olabilecek azeotropik bir gaz karışımıdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi olmamasının yanı sıra, ısı transferi özelliği açısından daha iyidir. R22'den R410A'ya dönülen sistemlerde sistem yeniden dizayn edilirse R22'ye göre daha iyi seviyelerde olduğu belirlenmiştir. ODP'si 0'ken GWP'si 2088 olması en büyük dezavantajdır.

R134a (CF₂CH₂F): Termodinamik ve fiziksel özelliklerden R12'ye en yakın gazdır. Ozon tüketme katsayısı 0 olan ve diğer özelliklerine göre en uygun soğutucu akışkanlardan birisidir. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında veya düşük basınç farklarında COP değeri R12 ile aynı kabul edilebilir.

R407C: R32, R125 ve R134A gazlarından farklı miktarlarda karışmasıyla oluşan ve R502 ve R22 için alternatif kabul edilen bir azeotropik bir gaz karışımıdır. Ticari havalandırma ve ısı pompalarında yaygınca kullanılmaktadır.

R290(C₃H₈): Doğalgaz ve petrol rafinelerinden elde edilen propan gazıdır. Propan, petro-kimya endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Basınç altında kolayca sıvı hale geçmesinden dolayı bütan gazı ile karıştırılarak tüpler içine doldurulmuş halde evlerde yakıt olarak kullanılır. Son zamanlarda ise R290 gazı ısı pompaları çevrimlerinde ısıtma ve soğutma proseslerinde kullanılmaya başlanmıştır. Propan'ın moleküler ağırlığı 44,096 g'dır. 1 atm basınçtaki kaynama sıcaklığı -42,090 °C'dir. Kritik sıcaklığı 96, 6750 °C, kritik basıncı 42,47 bar , kritik yoğunluğu 218,5 kg/m³ 'tür.

R290 Gazının Diğer Gazlar ile Karşılaştırılması

Çizelge 2.2'de ısıtma ve soğutma cihazlarında en çok kullanılan soğutucu akışkanların özellikleri tablosu bulunmaktadır. Çizelge 2.2.'e göre R290 gazının yanıcılık dezavantajı dışında olumsuz bir tarafı yoktur. EN378-1(2016) standartlarına göre ısı pompalarında maksimum gaz miktarı 1,5 kg olarak sınırlandırılmıştır (Tang vd. 2018). Yapılan çalışmalarda ise ısı pompası kapasitesi sabit kalacak şekilde diğer soğutucu akışkanlar ile karşılaştırıldığında R290 gazı diğer gazlara göre yarı yarıya daha düşük miktarda olduğu belirtilmiştir (Nawaz vd. 2017).

Isı pompaları çevrimlerinde kullanılan yanıcı olan R290 gaz miktarının az olması daha güvenli bir kullanım sağlamaktadır. Aynı zamanda cihazda kullanılan gaz miktarının 1,5 kg gibi bir sınırı olmasından dolayı çok yüksek kapasiteli cihazların tasarımı tek bir gövde de mümkün olmamaktadır. Bu da sınırlı bir üretim kapasitesi ve kullanım olanağı sunmaktadır. Yapılacak çalışmalarla R32, R410A gibi gazların yerine R290 gazlarının kullanılması için ısı pompası ekipmanlarının tekrardan dizayn edilmesi gerekmektedir.

Çizelge 2.2. Soğutucu akışkanların özellikleri

Soğutucu Gaz	R410A	R32	R290	R134A	R407C	R417A	R454B
Tür	HFC	HFC	Doğal	HFC	HFC	HFC	HFC
Molekül Ağırlığı (g/mol)	72,6	52,02	44,1	102	86,2	109	62,61
1 atm'de Kaynama Noktası (°C)	-51,58	-51,7	-42,12	-26,1	-43,5	-39	-50,5
Kritik Sıcaklık (°C)	72,13	78,35	96,7	101,1	86,74	87,1	78,1
Kritik Basınç (bar)	49,26	58,16	42,51	40,67	46,2	40,39	52,67
ODP	0	0	0	0	0	0	0
GWP	2088	675	3	1430	1774	2346	466
Yanıcılık	A1	A2L	A3	A1	A1	A1	A2L

3. MATERYAL VE METOT

Bu bölümde sistem tasarımı ve hesaplamaları ile bu hesaplamalarda kullanılan giriş verileri, kabüller ve kullanılan eşitliklerden bahsedilecektir. Tüm analizler 200 yataklı bir otel tesisi için yapılmıştır. İlk aşamada 200 yataklı bir otel için armatür sayılarından kullanım sıcak su hesaplamaları yapılmıştır. Ardından ısı kapasitesi belirlenerek sistemin çalışmasını sağlayan ısı pompası veya kazan ile boyler, pompa, eşanjör gibi ekipmanların seçimi yapılmıştır. Isı pompası ekipmanlarının, enerji ve ekserji analizleri Engineering Equation Solver (EES) programı yardımıyla yapılmıştır. Daha sonra aynı kapasitede çelik kazanlı sistemin hesaplamaları yapılmıştır. Bu sistemlerin ekonomik analizleri, yatırımın bugünkü değer metodu yardımıyla amortisman sürelerine bakılarak yapılmış, böylece hangi sistemin daha ekonomik olduğu değerlendirilmiştir. Son olarak karbon emisyon miktarlarına bakılmış ve ısı pompası ile kazanlı sistemin çevresel etkileri incelenmiştir. Yapılan tüm incelemelerde kullanılan metot aşağıda sıralı bir şekilde verilmiştir.

3.1.Kullanım Sıcak Suyu Hesaplamaları

Suyun verimli kullanılması ve israf edilmemesi günümüzde çok önemli yere sahiptir. Kullanım sıcak suyu hesaplamaları yapılırken mevcut sistemin şartlarına, kullanım amacına, kullanım yerlerine bakılarak doğru bir seçim yapılması gereklidir. Kullanım suyu hesaplamaları yapılırken ilk önce hangi amaçla kullanılacağı iyi analiz edilmelidir. Suyun konutlar, oteller veya sanayi gibi endüstriyel tesislerde kullanımları farklı olmaktadır. Konutlarda sıcak su ihtiyaçları genellikle kişi sayısına ve yaşam tarzlarına bağlı olarak değişmektedir. Bir aile için günlük sıcak su ihtiyacı duş alma, bulaşık yıkama, el yıkama ve diğer aktiviteleri içeren kullanım alışkanlıklarına bağlı olarak değişmektedir. Endüstriyel tesislerde ise sıcak su ihtiyaçları endüstriyel ekipmanlara bağlı olarak değişebilir. Kimyasal işlemler vb. işler yapan bazı işletmelerde yüksek sıcaklıkta sıcak su gereksinimleri olabilir. Otellerde ise sıcak su ihtiyaçları oda sayısına, misafir sayısına ve otelde sunulan hizmetlere bağlı olarak büyük ölçüde değişir. Otel odaları, restoranlar, spa alanları, spor salonları gibi farklı alanlarda farklı su gereksinimleri olmaktadır. Bazı otellerde sıcak suyun dereceleri özellikli banyolar veya spa hizmetleri için daha yüksek olabilir.

Suyun sıcaklığını istenilenden fazla olarak tasarlamak enerji sarfiyatını arttırdığı gibi yatırım maliyetlerini de yükseltmektedir. Bu nedenle kullanım sıcak suyu hesaplamalarında belirli kabüllere göre ilerlenilen TSE standartları kullanılmaktadır. Fakat bu kabülleri değerlendirirken yapılan hesaplamalarda kullanılacak yerin ihtiyaçları, hangi mevsimlerde kullanılacağı (yaz-kış, tüm yıl), kullanılacak bölge (iklim ve dış hava şartları) gibi parametreleri de değerlendirmek gerekmektedir. Otellerde kullanım suyu sıcaklıklarını belirlemek için otel yatak sayısı bize fikir vermektedir. TSE 1258 Temiz Su Tesisatı Hesap Kuralları'ndan çıkartılan kapasite kabülleri Çizelge 3.1.'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Kullanım sıcak suyu tablosu

	Bağımsız Konut (L/h)	Apartman (L/h)	Hastane (L/h)	Otel (L/h)	İşyeri (L/h)	Okul (L/h)	Endüstriyel Tesis (L/h)
Lavabo	7,5-9	7,5-9	7,5-9	7,5-9	7,5-9	7,5-9	7,5-9
Duş	136-250	114-250	250-340	250-340	114-136	250-1000	750-1000
Eviye	35-45	35-45	70-90	60-136	38-90	35-90	70-90
Bulaşık Makinesi	40-68	40-68	190-860	190-760	-	75-450	75-450
Kullanma Eş Faktörü	0,3	-	0,25	0,25	0,3	0,4	0,4

Çizelge 3.1.'de belirtilen kullanma eş faktörü ise bütün armatürlerin, aynı anda kullanılmayacağını öngören bir çarpandır. Buradaki kullanım eş faktörünün doğru seçilmesi cihazların ilk yatırım maliyetlerini azaltan ve enerji sarfiyatlarını düşüren bir faktördür.

Kullanım sıcak suyu hesaplamalarında Çizelge 3.1. kullanılarak toplam sıcak su debisi hesaplanmış ve su debisi hesaplandıktan sonra aşağıdaki Eşitlik 3.1'den yararlanılarak ısı ihtiyacı hesabı yapılmıştır. Ele alınan tesis için 200 adet duş ve lavabo, 10'ar adet ortak duş ve lavabo, 3 adet bulaşık makinesi, 10 adet eviye olduğu varsayılmıştır. Şebeke sıcaklığı 10 °C alınırken kullanım suyu sıcaklığı 45 °C olarak alınmıştır.

$$\dot{Q} = \dot{V}_b \times C \times (T_{\text{kullanım}} - T_{\text{şebeke}}) \quad (3.1)$$

Burada;

$$\dot{Q} = \text{ısı ihtiyacı (kW)}$$

$$\dot{V}_b = \text{toplam su ihtiyacı (L/h)}$$

$$C = \text{suyun öz ısısı (kJ/kgK)}$$

$$T_{\text{kullanım}} = \text{depo edilecek su sıcaklığı (K)}$$

$$T_{\text{şebeke}} = \text{şebeke suyu sıcaklığı (K)}$$

1 saatte gerekli olan toplam sıcak su debisi Çizelge 3.1. yardımıyla Litre/saat cinsinden hesaplanmıştır. Anlık yüklenmeleri önlemek ve enerji sarfiyatlarını en aza

indirmek için gerekli depolamaların yapılması gerekmektedir. Bazı eski tip sistemlerde ısı kaynağından alınan ısı bir harici plakalı eşanjör yardımıyla kullanım sıcak suyunu aktararak yapılmaktadır. Günümüzde boyler adı verilen içerisinde ısı değiştirici bir serpantin yardımıyla, ısı kaynağından aldıkları ısıyı, kullanım sıcak suyunu aktararak sıcak su ihtiyaçlarını karşılamaktadır. Boylerler yapıları gereği deposundaki su hacminden daha fazla saatlik kullanım sıcak suyu sağlayabilmektedir. Çizelge 3.1. ve Eşitlik 3.1. yardımıyla hesaplanan kullanım sıcak suyu debisi ve gerekli ısı ihtiyacı belirlenmiştir. Bu debiyi ve ısıyı aktarabilecek yeterli serpantin miktarı olan boylerlerin seçimleri yapılarak tesisin kullanım sıcak su ihtiyacı için gerekli ekipmanlar seçilmiştir.

3.2. Atık Su Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi

Atık su kaynaklı ısı pompası çevriminde kullanılan teorik hesaplamalar, kabuller ve termodinamik hesaplamalar bu kısımda detaylı olarak ele alınmıştır. Tasarlanan sistemin ısı pompası tarafı Şekil 3.1.'de basitleştirilmiş olarak gösterilmiştir. Isı pompası için seçilen soğutucu akışkanlar olan R410A, R32, R290 ve R407C'ye göre çalışması varsayılarak EES programı yardımıyla termodinamik hesaplamalar yapılmıştır.

Isı pompasının ideal buhar sıkıştırırmalı bir çevrim olduğu varsayılmıştır. Şekil 3.1.'de verilen atık ısı pompası için 1 noktası buharlaştırıcı çıkışıdır. Burada atık su soğutucu akışkana ısı transfer ederek soğutucu akışkanı doymuş buhar fazına geçirmektedir. Ardından soğutucu akışkan 2 noktasında kızgın buhar fazına geçerek kondenser girişine gelir. Soğutucu akışkan kondenserde ısınımsı tesisat suyunu bırakarak 8 numaralı noktadan kullanım sıcak su boyleri serpantinine gönderilmektedir. Soğumuş olarak 7 noktasından dönen tesisat suyu tekrar aynı döngüde devam eder. Soğutucu akışkan 3 noktasında doymuş sıvı fazına geçer. Ardından basıncı düşürölerek evaporasyon sıcaklığına kadar kısılır. Evaporatördeki soğutucu akışkanın buharlaşması için gerekli ısıyı 5 numaralı atık su noktasından alır ve 6 numaralı noktadan tekrar atık su eşanjörüne döner. Böylece döngü tamamlanmış olur.

Şekil 3.1.'de belirtilen tesisat şemasında duşlardan alınan kullanım atık sıcak suyu ısı geri kazanım eşanjöründen ve Bernouilli filtreden geçirilerek atık su deposunda toplanır. Isı geri kazanım eşanjörü sayesinde şebeke suyu için ön ısıtma uygulaması yapılmaktadır. Atık su deposunun içerisinde bulunan dalgıç pompalar ile atık su plakalı eşanjörden geçirilerek depoya dönmektedir. Atık su eşanjörünün diğer tarafında ise birbirlerine kaskad olarak bağlanan ısı pompasının ilk (primer) devresi bulunmaktadır. Burada ısı pompalarının bir tanesi atık suyun yüksek sıcaklıklara çıkması, yeterli debide su bulunmaması veya bir arıza olması durumu için kuyu suyunu bağlanarak önlem alınmıştır. Bu detaylar EK 1'de gösterilmiştir. Böylece kuyu pompasının sadece önlem amaçlı kullanıldığı varsayılmıştır. Isı pompalarından ikinci (sekonder) kısmından çıkan tesisat suyu denge kabında toplanmıştır. Denge kabında bulunan su, pompa yardımıyla seri bağlanan boyler serpantinlerinden geçirilerek kullanım sıcak suyu elde edilmektedir. Döngü bu şekilde devam eder.

Atık su kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji, ekonomik ve çevresel analizleri için bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller aşağıda sıralanmıştır:

- Tüm proses kararlı haldedir ve kararlı akış sağlanması için potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ile her türlü kimyasal reaksiyonlar ihmal edilmiştir.
- Isı pompası bağlantı elemanlarındaki fark basınç düşümleri ile bu elemanlardaki ısı transferleri çok kısa sürede gerçekleştiği için ihmal edilmiştir.
- Kompresör izantropik verimi %80, pompa mekanik verimi ise seçilen debide ve basınç kayıplarında verdiği verim dikkate alınmıştır.
- Soğutucu akışkanlar hem kondenser hem de evaporatör çıkışında doymuş fazda olduğu kabul edilmiştir.
- Soğutucu akışkanlar adyabatik olarak genişlemektedir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı (1 numaralı nokta), atık su sıcaklığından (VIII numaralı nokta) 15 °C düşük alınmıştır.
- Isı pompası denge kabı gidiş sıcaklığı (8 numaralı nokta) 50 °C ve soğutucu akışkanın yoğunlaşma sıcaklığı (3 numaralı nokta) 55 °C olarak kabul edilmiştir.
- Isı pompası gidiş-dönüş sıcaklıkları (5-6 numaralı ve 7-8 numaralı noktalar) $\Delta T = 5$ °C, atık su eşanjör giriş-çıkışları (III-IV numaralı ve VII-VIII numaralı noktalar) $\Delta T = 10$ °C, boyler serpantin giriş ve çıkışları (I-II numaralı noktalar) $\Delta T = 20$ °C kabul edilerek debiler hesaplanmıştır.
- Atık su deposundaki su 25 °C sabit kabul edilmiş olup eşanjör giriş ve çıkışları (VII-VIII numaralı noktaları) 25 °C – 15 °C'dir.
- Isı pompası primer devresindeki sıcak su giriş çıkışları (5-6 numaralı noktalar) 20 °C – 15 °C olarak kabul edilmiştir.
- 1 ve 4 noktaları evaporatör basıncında, 2 ve 3 noktaları ise kondenser basıncında sabit olarak kabul edilmiştir.
- Gri atık su (III numaralı nokta) 35 °C olarak kabul edilmiş olup ısı geri kazanım eşanjöründen (IV numaralı nokta) 10 °C düşük sıcaklıkla çıkmaktadır.
- Atık ısı geri kazanım eşanjöründen (V numaralı nokta) 10 °C olarak kabul edilen şebeke suyunu (VI numaralı nokta) 17 °C'ye ısıtıldığı kabul edilmiştir.
- Kirlenmeden ve sistem ömrü boyunca verim kayıpları ihmal edilmiştir.
- Atık ısının yeterli debide olmaması ya da yüksek sıcaklıklarda olması durumunda önlem olarak kuyu suyu eklenmiş, maliyet hesaplarına pompalar ilave edilmiş ancak işletme hesaplarında bu durum dikkate alınmamıştır.
- Sistemdeki denge kabı için kW başına 5 L ilave su kapasitesi alınarak seçim yapılmıştır.



Şekil 3.1. Basitleştirilmiş atık su kaynaklı ısı pompası sistem şeması

Isı pompasının verimliliğini gösteren COP değeri;

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp,elek}} \quad (3.2)$$

$$COP_{SİSTEM} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{pompa}} \quad (3.3)$$

bulunmaktadır. Buradaki $\dot{Q}_{kond}$ elde edilen ısı miktarı olurken, $\dot{W}_{komp,elek}$ kompresörün tükettiği güç miktarıdır. $COP_{SİSTEM}$ değeri ise pompaların da tükettikleri elektrik gücü dahil edilerek hesaplanan değerdir.

Kompresörün ve pompanın tükettiği elektrik ise;

$$\dot{W}_{komp,elek} = \frac{W_{komp}}{\eta_{komp,izentropik}} \quad (3.4)$$

$$\dot{W}_{pompa,elek} = \frac{W_{pompa}}{\eta_{pompa, mekanik}} \quad (3.5)$$

olmaktadır. Burada kompresörün izentropik verimi dikkate alınırken, pompanın mekanik verimi dikkate alınmıştır.

Ekserji ise literatürde, P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığında sabit olan çevre şartlarında, verilen bir enerjiden alınabilecek maksimum iş olarak nitelendirilmektedir. Bir enerji formunun ekserjisi, o enerjinin kullanılabilirliğini, kalitesini veya değişim yaratma potansiyelinin bir ölçüsüdür. Mühendislik tasarımının temel hedefi, maksimum verimlilikle minimum maliyeti bir araya getirmektir. Bu tasarım sürecinde teknik, ekonomik ve yasal koşulların yanı sıra etik, ekolojik ve sosyal sonuçlar da dikkate alınmalıdır. Ekserji kavramı, bu hedeflere ulaşmada önemli bir araç olarak kullanılır. Ekserji analizleri aynı zamanda tasarım aşamasındaki süreçlerin termodinamik iyileştirme potansiyellerini belirlemek için etkili bir araçtır. Bu sayede tasarımlar, enerji kaynaklarının daha etkili bir şekilde kullanılmasını sağlayarak çevresel ve toplumsal sürdürülebilirlik hedeflerine katkıda bulunabilir.

Ekserji hesaplamaları genellikle referans olarak belirli bir sıcaklık (T_0) ve basınç (P_0) koşullarında yapılır. Bu koşullar ölü hal olarak adlandırılır. Ölü halde, değerlendirilen sabit bir miktar maddenin sıfır hızda ve değerlendirmenin yapıldığı bölgenin yüksekliğinde kütsel sızdırmaz bir hacim içerisinde kapatıldığı varsayılır. Bu maddenin T_0 sıcaklığında ve P_0 basıncında olduğu kabul edilir (Koçak 2012). Bu çalışmada çevrenin T_0 ve P_0 değerleri 1 atm ve 25 °C olarak alınmıştır.

Benzer şekilde ekserji yok oluşu, ekserji tüketimi, tersinmezlik ve kayıp iş ifadeleri temelde aynı kavramı yansıtır ve bir enerji veya iş miktarının dönüşüm sırasında kullanılabilirlik veya kalite kaybını ifade ederler. Ekserji tüketimi, bir sistemdeki enerjinin veya işin bir kısmının kullanılamaz hale gelmesini veya kalitesini kaybetmesini ifade eder. Bu kavram, sistemin termodinamik olarak verimli olup olmadığını değerlendirmek için kullanılır.

Kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri; ekserji yok oluşu, enerji ve ekserji verimi hesaplamalarında kullanılır. Herhangi bir kontrol hacmi için, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek, kütle, enerji ve ekserji denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibidir;

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (3.6)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_\phi h_\phi - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3.7)$$

$$\dot{E}_{x_{ısı}} + \dot{E}_{x_{iş}} = \sum \dot{E}_{x,kütle,\phi} - \sum \dot{E}_{x,kütle,g} + \sum \dot{E}_{x,kayıp} \quad (3.8)$$

Burada ‘g’ girişi, ‘ ϕ ’ çıkışı göstermekte olup, $\dot{Q}$ ve $\dot{W}$ net ısı ve iş girdisi, $\dot{m}$ kütleli debi, h entalpi, $\dot{E}_x$ ekserjiyi simgelemektedir. Kütle ile taşınan toplam ekserji, akış ekserjiyle kütleli debimin çarpımıyla,

$$\dot{E}_x = \dot{m} \cdot \psi \quad (3.9)$$

bulunmaktadır.

Akış ekserjisi ise;

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.10)$$

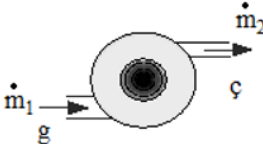
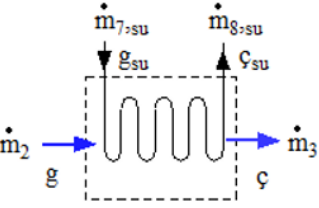
şeklinde hesaplanmaktadır.

Burada ‘0’ indisi ölü hal durumlarındaki değerlerdir. Hesaplanan termodinamik özelliklere göre sistemdeki tüm ekipmanların ekserji verimlilikleri de araştırılmıştır. Ekserji verimliliği aynı zamanda ikinci kanun verimi olarak da adlandırılmaktadır ve çıkan toplam ekserjinin giren ekserjiye oranıdır;

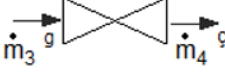
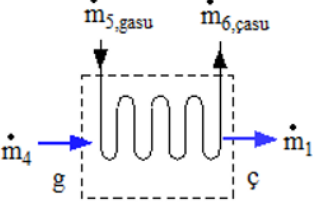
$$\text{Ekserji verimi} = \eta_{II} = \frac{\dot{E}_{x_{çıkan}}}{\dot{E}_{x_{giren}}} \quad (3.11)$$

Bu eşitlikler ısı pompasındaki kompresör, kondenser, kısılma vanası ve evaporatör için uygulanmış ve Çizelge 3.2.’de detaylı olarak belirtilmiştir. Bu eşitlikler EES programı kullanılarak hesaplanmıştır.

Çizelge 3. 2. Isı pompası ekipmanlarının kütle, enerji ve ekserji denklemleri

Üniteler	Kütle Denklemleri	Enerji Denklemleri	Ekserji Denklemleri
 Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{sog}$	$\eta_{komp,iz} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,tr}}$ $\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{sog}(h_2 - h_1)$	$\dot{E}_{x_{yo,komp}} = \dot{m}_{sog}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp}$ $\eta_{II\ komp} = \frac{\dot{m}_{sog}(\psi_1 - \psi_2)}{\dot{W}_{komp}}$
 Kondenser	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{sog}$ $\dot{m}_{7,su} = \dot{m}_{8,su} = \dot{m}_{s2}$	$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{s2} c_p (T_8 - T_7)$ $\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{sog} (h_2 - h_3)$	$\dot{E}_{x_{yo,kond}} = \dot{m}_{sog}(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{s2}(\psi_7 - \psi_8)$ $\eta_{II\ kond} = \frac{\dot{m}_{s2}(\psi_8 - \psi_7)}{\dot{m}_{sog}(\psi_2 - \psi_3)}$

Çizelge 3. 2. Ekipmanların Kütle, Enerji ve Ekserji Denklemleri (Devamı)

 Genleşme Vanası	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{sog}$	$\dot{m}_{sog} h_3 = \dot{m}_{sog} h_4$	$\dot{E}_{x_{yo,gv}} = \dot{m}_{sog} (\psi_3 - \psi_4)$ $\eta_{II\ gv} = \frac{\dot{m}_{sog} \psi_4}{\dot{m}_{sog} \psi_3}$
 Evaporatör	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{sog}$ $\dot{m}_{5, gasu} = \dot{m}_{6, gasu} = \dot{m}_{s1}$	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{s1} c_p (T_5 - T_6)$ $\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{sog} (h_1 - h_4)$	$\dot{E}_{x_{yo,evap}} = \dot{m}_{sog} (\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{s1} (\psi_5 - \psi_6)$ $\eta_{III\ kond} = \frac{\dot{m}_{sog} (\psi_4 - \psi_1)}{\dot{m}_{s1} (\psi_5 - \psi_6)}$

3.3. Örnek Endüstriyel Bina İçin Atık Su Kaynaklı Isı Pompasına Alternatif Sistemlerin Tasarımı

Kazanlar, günümüzde en önemli ve ekonomik ısıtma sistemlerinden biridir. Yakıttaki kimyasal enerjiyi ısı enerjisine dönüştüren cihazlara kazan denir. Bu cihazlar, özellikle günlük yaşamımızda merkezi ısıtma tesislerinde, sıcak su eldesinde veya işletmelerde buhar elde edilmesinde kullanılan kritik ekipmanlardır.

Sıcak su kazanları farklı tiplerde olabilmektedir. Bunlar:

- Döküm kazanlar
- Çelik kazanlar
- Standart kazanlar
 - Atmosferik brülörlü
 - Üflemeli brülörlü
 - Kombiler
- Modern düşük sıcaklık kazanları
- Yoğuşmalı kazanlar
 - Duvar tipi yoğuşmalı kazanlar
 - Yer tipi yoğuşmalı kazanlar

Fosil yakıtlı kazanlar günümüzde, uygulaması, montajı ve ulaşılabilirliği kolay olduğu için çok fazla tercih edilmektedir. Yakıt olarak doğalgaz, CNG, LNG veya fuel oil kullanıldığı için diğer katı yakıtlı kazanlara göre kullanımı daha rahat ve kolaydır. 1 m³ doğalgazın alt ısı değeri 8250 kcal'dir. Bu değer kazan kapasitelerine göre ne kadar yakıt harcaması gerektiğini bizlere söyler (Güven vd. 2011).

Düşük dönüş suyu sıcaklıklarında yeni nesil kazanlarda yoğuşma verimlerinden de yararlanılmaktadır. O nedenle düşük sıcaklıkta su ihtiyacı olan yerler için işletme maliyetlerini ve kazan verimliliklerini düşünerek tercih edilmesi gerekmektedir. Eğer tasarımda hem düşük hem yüksek sıcaklık ihtiyacı varsa mümkünse iki sistemi birbirinden ayırmak kazan verimliliği için daha faydalıdır. Kullanım sıcak suyu ihtiyaçlarında ülkemizde genellikle kazan çıkış suyu 80 °C veya 90 °C 'ye göre tasarım yapılmaktadır. O nedenle bu çalışmada yoğuşmalı kazan sistemi değil, çelik kazan sistemine göre tasarım yapılmıştır. Doğalgaz olmayan yerlerde CNG ve LNG yakıtları kullanılmaktadır. Bu çalışmada, tasarlanan kazan sistemlerinin hem doğalgaz hem de alternatif olan CNG ve LNG yakıtlarının işletme maliyet analizleri yapılmıştır. Ayrıca atık ısıdan yararlanılan ve şebeke suyunda ön ısıtmada kullanılan kazan tasarımı ile günümüzde yaygın olan standart kazan tasarımı ile karşılaştırılmıştır. Bu tasarımlar Ek 2' de 'Isı Geri Kazanım Çelik Kazanı (IGKCK)' ve Ek 3' de 'Standart Çelik Kazan (SCK)' olarak detaylı olarak verilmiştir. Şekil 3.2. ve Şekil 3.3.'de ise detaylı olarak verilen çizimlerin sadeleştirilmiş hali bulunmaktadır.

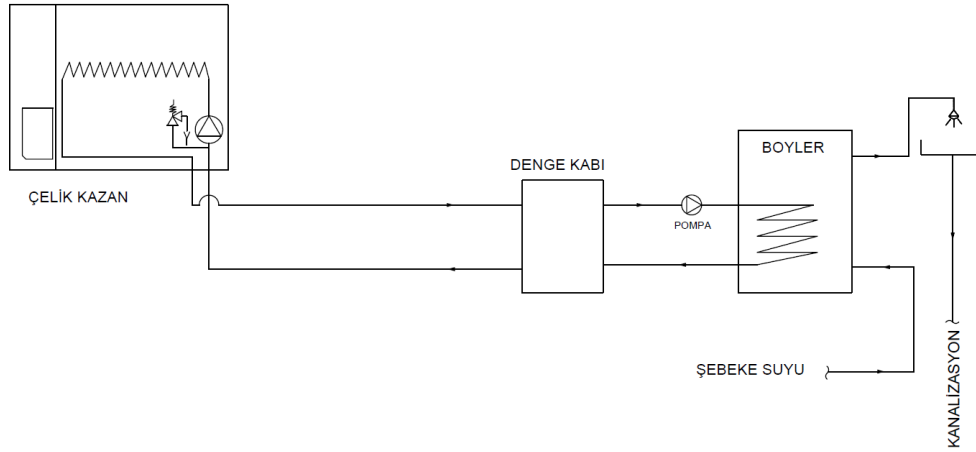
Eşitlik 3.1. yardımıyla hesaplanan ısı ihtiyacı kapasitesi çelik kazanlı sistemde de aynıdır. EK 2'de detaylı çizimi bulunan IGKCK diye adlandırılan sistemde şebeke suyu 10 °C'dan 17 °C'ye kadar ön ısıtma yapılarak kullanım sıcak suyu tankına

girmektedir. Fakat EK 3’de çizimi yapılan SCK sistemde ön ısıtma yapılmadan direkt olarak kullanım sıcak suyu deposuna girmektedir.

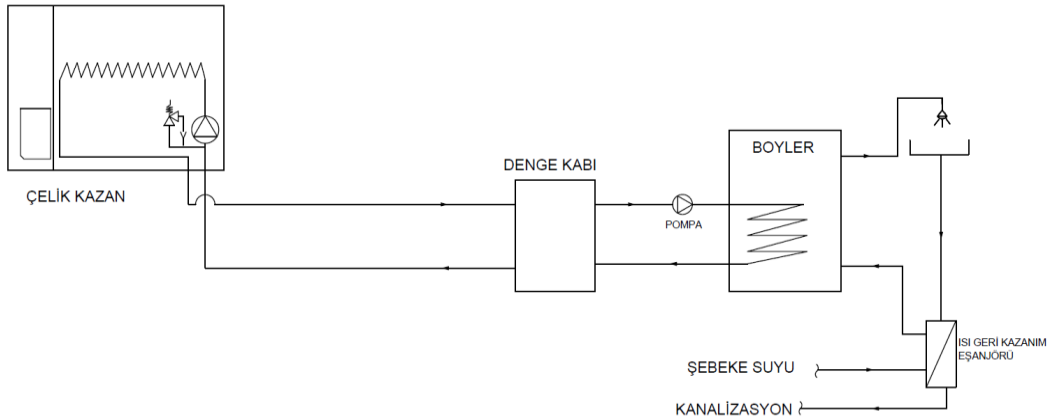
Seçilen kazan kapasitelerine uygun olarak gerekli pompa seçimleri Eşitlik 3.12 kullanılarak hem IGKCK hem de SCK sistemlerindeki pompa debileri hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = \dot{V}_p \times C \times (T_{\text{gidiş}} - T_{\text{dönüş}}) \quad (3.12)$$

Burada Q, kazan kapasitesi ve $\dot{V}_p$ ’da pompa debisidir. $T_{\text{gidiş}}$ ve $T_{\text{dönüş}}$ sıcaklık farkları kazanlarda ve boylerde 20 °C olarak alınmıştır.



Şekil 3.2. Basitleştirilmiş standart çelik kazan sistem şeması



Şekil 3.3. Basitleştirilmiş ısı geri kazanım çelik kazan sistem şeması

3.4. Sistemlerin Ekonomik Analiz Modeli

Mühendislik ekonomisi mühendislik dalında bir işin ekonomik olarak incelemesini konu alan değerlendirmedir. Yapılacak olan bir sistemin değerlendirilmesi için gelirler, giderler, yatırım ve hurda maliyetleri göz önüne alınarak hangi sistemin yatırım için daha doğru olacağını karar vermemizde yardımcı olur. Mühendislikte her cihazın ve sistemin verimliliği önemli olsa da o ekipmanın doğru tercih edilebilmesi ve o yatırımın amortisman sürelerini bulmak için gerekli olan veri kaynağıdır. Bu modellemeler birden fazla yöntemle yapılabilmektedir. Günümüzde en çok kullanılan modeller aşağıdaki gibidir:

- Bugünkü değer yöntemi
- Yıllık değer yöntemi
- Gelecek değer yöntemi
- Geri ödeme oranı

Bu çalışmada en sık kullanılan ‘Bugünkü değer yöntemi’ kullanılmıştır. Bu yöntemde sistemin belirlenen ömür süresince yatırım maliyetleri, işletme maliyetleri, hurda maliyetleri ve faiz oranıyla birlikte o yıllardaki değerlerinin bugünkü değerleri bulunarak yatırımlarının amortisman süreleri hesaplanmıştır. Bu hesaplama yönteminde Eşitlik 3.13 kullanılmıştır.

$$\frac{P}{F} = (1 + i)^{-n} \quad (3.13)$$

Burada, P (Present) bugünkü değeri ve F (Future) gelecek değeri göstermektedir. Eşitlik 3.13, gelecekteki değerin, i yıllık artış oranında, n. yıldaki değerinin oranını vermektedir. Bu değeri n. yıldaki değer ile çarparak, o yıldaki yatırımın maliyet analizlerini daha doğru hesaplamamızı mümkün kılmaktadır. Buradaki formülde çıkan sonuçlar ile ASKIP ve diğer sistemlerin aylık olarak işletme maliyetleri bulunmuş, ASKIP ile diğer sistemlerin yatırım maliyeti farkına bakılarak kaçınıcı ayda yatırımın kara geçeceği hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar için öncelikle sistemdeki enerji tüketen tüm cihazların yatırım ve işletme maliyetleri çıkartılmıştır. Bu çalışmada sistemdeki tüm ısı pompaları, pompalar, boylerler, eşanjörler gibi ana malzemelerin yanında borulama, çek valfler, vanalar vb. tesisat ürünleri de dikkate alınmıştır. Daha sonra enerji hesaplamaları için tesisin yılda 285 gün süreyle ve %100 kapasitede 977 saat, %80 ve %60 kapasitede 2981 saat çalışacağı varsayılmıştır. Bu varsayımda cihazların o kapasitelerdeki verimlilikleri dikkate alınmıştır. Bunlara ilaveten sistemlerin hurda bedelleri yatırımın %10’u olarak alınmıştır. Sistemin ömrü boyunca tüm malzemelerde verim kayıpları olacağı için bu kayıplar dikkate alınmamıştır.

Fosil yakıtlı IGKCK ve SCK’lı sistemlerde yakıt türleri doğalgaz haricinde LNG ve CNG’ye göre de çalıştığı varsayılmıştır. LNG yakıtı göre çalışan ısı geri kazanımlı çelik kazan IGKCKLNG ve standart çelik kazan SCKLNG olarak adlandırılmıştır. Aynı adlandırma CNG için de yapılmıştır. Buradan çıkartılan değerler ile sistemler incelenmiştir.

Sistem maliyet hesaplamalarında alınan kabüller aŗaŗıdaki gibidir:

- Sistem   mr   15 yıldır.
- Sistemdeki enerji maliyetleri artış oranı (i) %10 olarak alınmıştır.
- Hurda maliyetleri genel sistemin %10'u olarak kabul edilmiş, sistemlerin yıllık bakım maliyetleriyle 5. ve 10. yıldaki ağır bakım maliyetleri eklenmiştir.
- Ekonomik analizlerdeki öngörülmeyen maliyetler genel sistem maliyetlerinin %15'i olarak kabul edilmiştir.
- Antalya bölgesi için CK resmi daŗıtıcı kaynaklı elektrik birim fiyatı 0,08 Euro, Enerya resmi daŗıtıcı kaynaklı doŗalgaz birim fiyatı 0,3 Euro, EPDK kaynaklı LNG birim fiyatı 0,61 Euro ve Botaŗ kaynaklı CNG birim fiyatı 0,41 Euro deŗeri analizlerde kullanılmıştır.

3.5. Sistemlerin   vresel Etki Analiz Modeli

İnsan faaliyetleri sonucu oluŗan en büyük oranlı sera gazı karbondioksittir. Sanayi devriminden bu yana, sera gazlarının etkisiyle radyoaktif ıŗımaya zorlama veya basitçe ısı hapsedme   zelliŗi %60 oranında artmıştır. Bu artışın ana nedeni, fosil yakıtların yakılması sürecinde karbonun oksitlenmesidir. CO₂ emisyonlarının a  ıŗa çıkmasında, fosil yakıtların yanması en önemli faktördür. Aynı zamanda, fosil yakıt kullanımı, insan faaliyetleri sonucu oluŗan CO₂ emisyonlarının %70-90'ını oluŗturarak bu etkide önemli bir paya sahiptir (IPCC Guidelines 1997).

Karbon ayak izi ve emisyonu, bireylerin, kurumların veya ülkelerin insan faaliyetleri sonucu atmosfere salınan sera gazları, özellikle karbondioksit (CO₂) miktarını ölçen bir metriktir. Bu iz, enerji üretimi, ulaŗım, endüstriyel faaliyetler ve diŗer günlük aktivitelerle iliŗkilidir. Artan fosil yakıt kullanımı, ormansızlaŗma ve sanayileŗme, karbon ayak izinin büyümesine katkıda bulunmaktadır. Karbon ayak izinin azaltılması, sürdürülebilirlik çabalarının önemli bir parçasını oluŗturur.

Yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelme, enerji verimliliŗi önlemleri, sürdürülebilir tarım uygulamaları ve ormanların korunması gibi adımlar, bireylerin ve toplumların karbon ayak izini azaltma konusunda etkili olabilir. Bu etkilerin sonucunda, iklim deŗiŗikliŗi ile mücadelede ve dünya genelinde   vresel etkilerin azaltılmasında kritik bir rol oynar. Doŗalgaz emisyon açısından diŗer fosil yakıtlar ile karŗılaŗtırınca en az kirletici yayan gazdır. Aynı zamanda taŗınması, ulaŗılması kolay olduŗu için çok kısa sürede yaygınlaŗmıştır (Pekin 2006). Fakat son yıllarda çıkan enerji krizleriyle birlikte özellikle Avrupa doŗalgazlı sistemlerden ısı pompalı sistemlerine ge  iŗ yatırımlarını arttırmıştır. Bu da kısa sürelerde Avrupa'da doŗalgazın sadece endüstriyel alanlarda kullanımı devam edecek fakat iklimlendirme için kullanılmayacaŗını göstermektedir.

Doğalgaz emisyon hesabı analizleri birçok çeşitli yöntemle yapılmaktadır. Bu çalışmada, Eşitlik 3.14'den yararlanılmıştır. Burada kullanılan yakıt türüne göre literatürce kabul edilen CO₂ emisyon faktörü çarpımı ile hesaplanmıştır. Bu çalışmada sadece doğalgaz ile çalışan çelik kazanların karbon salınımlarına bakılmıştır.

$$\text{CO}_2 = \text{yakıt miktarı} \times \text{emisyon faktörü} \quad (3.14)$$

Yakıt miktarı yıllık olarak ekonomik analizlerde kullanılan sürelerde ve kapasitelerde hesaplanmıştır. Ayrıca bu tez çalışmasında farklı olarak elektrik ile alakalı elektriğin üretim çeşitlerine göre de CO₂ emisyonunun değişimine bakılmıştır. Buradaki sistemler karşılaştırılarak çevresel etkileri incelenmiştir. Hem yatırım hem de çevresel etkileri ASKIP' da sadece R410A gazı ile çalışan ısı pompası sistemine göre bakılmıştır. Fakat R32, R290 ve R407C gazları ile çalışan ısı pompaların da sadece işletme maliyetleri ve karbon emisyonları analizleri yapılmış, bulunan sonuçlar R410A gazı ile karşılaştırılmıştır. Isı pompalarında kullanılan elektrik emisyon değerleri ile alakalı kabul edilen emisyon değerleri Çizelge 3.3.'de gösterilmiştir. Standart tüketim noktasındaki emisyon değeri ve sadece linyit, doğalgaz, ithal kömür ve taş kömürden elektrik üretilmesiyle oluşan emisyon değerleri verilmiştir. Burada standart tüketim noktasındaki emisyon faktörü Türkiye'de kullanılan elektrikliğin genel emisyon değeridir (T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Emisyon Faktörleri Bilgi Formu, 2022).

Çelik kazanlı sistemlerin yakıt tüketimleri ise kazanların 1 saatte tükettikleri yakıt miktarları, kazan kapasitelerine göre doğalgazın alt ısı değerine bölümü ile belirlenmiştir. Yıllık yakıt tüketimleri kazanların çalışma saatlerine göre hesaplanmış ve seçilen kazanın yayınlamış olan teknik föyündeki kazan verimlilikleri dikkate alınmıştır.

$$\text{Yakıt tüketimi} = \frac{\text{Kazan Kapasitesi}}{\eta_{\text{kazan}} \times \text{Doğalgazın Alt Isıl Değeri}} \quad (3.15)$$

Çizelge 3.3. Elektrik kullanımında CO₂ emisyon değerleri (T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Emisyon Faktörleri Bilgi Formu, 2022)

Açıklama	Değer (tonCO ₂ / MWh)
Standart Elektrik Tüketim Emisyon Faktörü	0,481
Linyite Göre Elektrik Tüketim Emisyon Faktörü	1,27
Doğalgaza Göre Elektrik Tüketim Emisyon Faktörü	0,371
İthal Kömüre Göre Elektrik Tüketim Emisyon Faktörü	0,86
Taş Kömüre Göre Elektrik Tüketim Emisyon Faktörü	1,095

Çelik kazanların karbon emisyonları hesabında Eşitlik 3.16'dan yararlanılmıştır (Alagöz vd. 2021).

$$CO_2 = ((YT \times d \times 10^{-3}) \times DF \times 10^{-3}) \times EF \times 10^{-3} \times OKY \times KIP \quad (3.16)$$

CO₂ ton, YT yakıt tüketimi (L ya da m³), d yoğunluk (kg/m³), DF dönüşüm faktörü (Tj/Gg), OKY oksitlenme karbon yüzdesi (IPCC 2006'ya göre %1), KIP küresel ısınma potansiyeli (IPCC 2006'ya göre 1) olarak belirtilmiştir. Buradaki değerler ise Çizelge 3.4.'de verilmiştir.

Çizelge 3.4. Doğalgaz için emisyon kabulleri

Yoğunluk(kg/L)	0,67
Dönüşüm Faktörü (Tj/Gg)	48
Emisyon Faktörü(kg/Tj)	56.100
Oksitlenme Karbon % (CO ₂ için %1)	1,01
Küresel Isınma Potansiyeli (CO ₂ için 1)	1

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde tasarlanan ısı pompası sistemleri ve çelik kazanlı sistemler detaylı olarak incelenerek elde edilen bulgular yorumlanmıştır. Isı pompası sisteminde belirtilen her bir ünitenin enerji ve ekserji analizleri yardımıyla ekserji yok oluşlarının hangilerinde daha fazla olduğu belirlenmiştir.

Ayrıca sistemlerin bugünkü değer metodu ile toplam maliyetleri hesaplanmış, yaşam boyu maliyet açısından sistemler karşılaştırılmıştır. Böylece hangi sistemin daha ekonomik olduğu tespit edilmiştir. Özellikle ısı pompası soğutucu akışkan değişiminin işletme maliyeti açısından farkları açıklanmıştır. Bunlara ek olarak sistemin sadece ekonomik olması değil aynı zamanda çevresel etkileri de göz önüne alınarak sistemlerin sürdürülebilirliklerine bakılmıştır.

4.1. Kullanım Sıcak Suyu ve Ekipman Analizlerinin İncelenmesi

200 yataklı bir otel tesisinde, 200 adet duş ve lavabo, 10'ar adet ortak duş ve lavabo, 3 adet bulaşık makinesi, 10 adet eviye olduğunu varsayılarak tesisin sıcak su ihtiyacı çıkartılmıştır ve Çizelge 4.1.'de sunulmuştur. Toplam 56,17 m³ sıcak su kapasitesi her bir armatürün aynı anda tam kapasitede kullanıldığı senaryodaki tüketilen miktardır. Otelde bütün armatürler aynı sürede kullanılmayacağı için kullanım eş faktörü 0,25 katsayısı ile çarparak, yaklaşık olarak saatte 14 m³ sıcak su ihtiyacı belirlenmiştir. Ön ısıtma ile şebeke suyunu 17°C aldığımızda ve 45 °C boyler sıcaklığı için ısı kapasitesi 456,6 kW olarak tespit edilmiştir. Bu hesaplamanın aynısı şebeke suyunu ön ısıtma yapılan ısı geri kazanım çelik kazan sistem için de geçerlidir. Fakat şebeke suyunu ön ısıtma yapılmayan standart çelik kazan sisteminde bu kapasite 570 kW olarak hesaplanmıştır. Sadece kullanılan atık ısıyı, şebeke suyu için ön ısıtma yaparak yararlanılması bile 113,4 kW gibi bir ısıyı geri kazandırmaktadır.

Sıcak su deposu olarak içerisinde serpantin bulunan boylerler seçilmiştir. ASKIP, kazanlı sistemlere göre daha düşük sıcaklıklarda çalıştığı için ısı pompası sistemi için 7 adet 1000 L boyler yeterli olurken, kazanlı sistemler için 6 adet boyler toplam saatte 14.000 L sıcak su sağlamaktadır. Bundan sonraki diğer ekipman hesaplamaları buradaki ısı kapasite ve boyler miktarlarına göre yapılacaktır.

Çizelge 4.1. Örnek tesisteki armatür ve kullanım sıcak su kapasiteleri

Armatür Adı	Adet	Harcanan Su (l/h)	Toplam Su (l/h)
Duş	200	250	50.000
Ortak Duş	10	250	2.500
Lavabo	200	7,5	1.500
Ortak Lavabo	10	7,5	75
Bulaşık Mak.	3	500	1.500
Eviye	10	60	600
Toplam			56.175

4.2. Örnek Tesis için Tasarlanan Atık Su Kaynaklı Isı Pompasının Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçlarının İncelenmesi

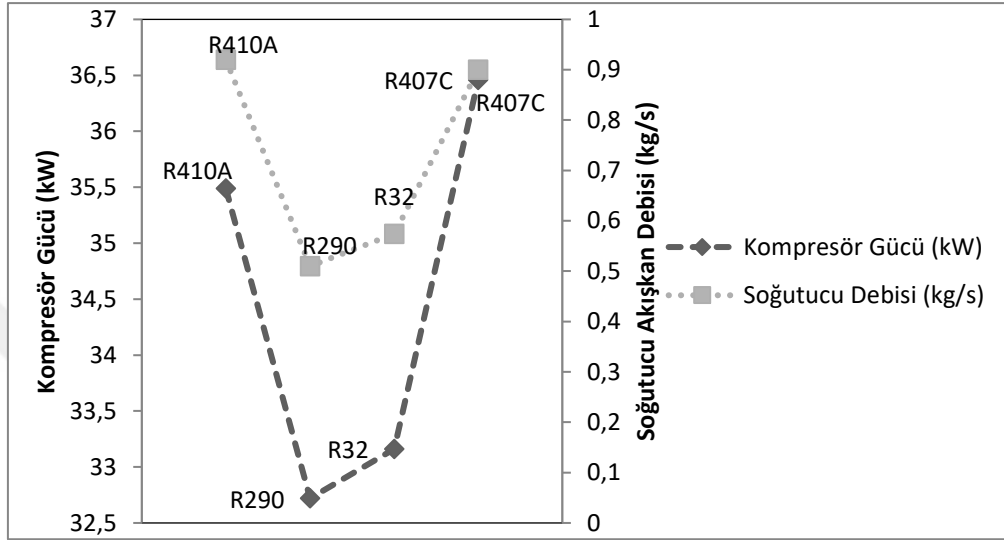
Kullanım sıcak suyu ihtiyacı için toplam ısı pompası kapasitesi 456,6 kW olarak belirlenmiştir. Bu kapasitedeki ısı pompasını için tek bir cihaz seçmek hem verim kaybına neden olabilmekte, hem de arıza durumunda sistemin çalışamaz duruma geçmesi söz konusu olabilmektedir. Bu nedenle 3 adet 152 kW cihaz seçilerek hem sistemdeki ekipmanlar yedeklenmiş hem de düşük kapasite ihtiyacı olduğu zaman ısı pompaları sırayla devreye girmiş olacaktır.

Ek 1.'de detaylı olarak verilen sistem şemasında su kaynaklı ısı pompası kaskad şekilde bağlanmıştır. Isı pompası için yapılan tasarımlarda R410, R32, R290 ve R407C için ayrı ayrı EES programında atık su kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Kapasite hesaplamaları yapılarak ASKIP sisteminde evaporatör, kondenser, genişleme valfi ve kompresör giriş-çıkışlarındaki noktaların; entalpi, basınç, sıcaklık, akış ekserjileri, soğutucu akışkan debileri tespit edilmiştir. Hesaplama sonuçlarına göre kompresör güçleri ısı pompası soğutucu akışkan türlerine göre değişmektedir.

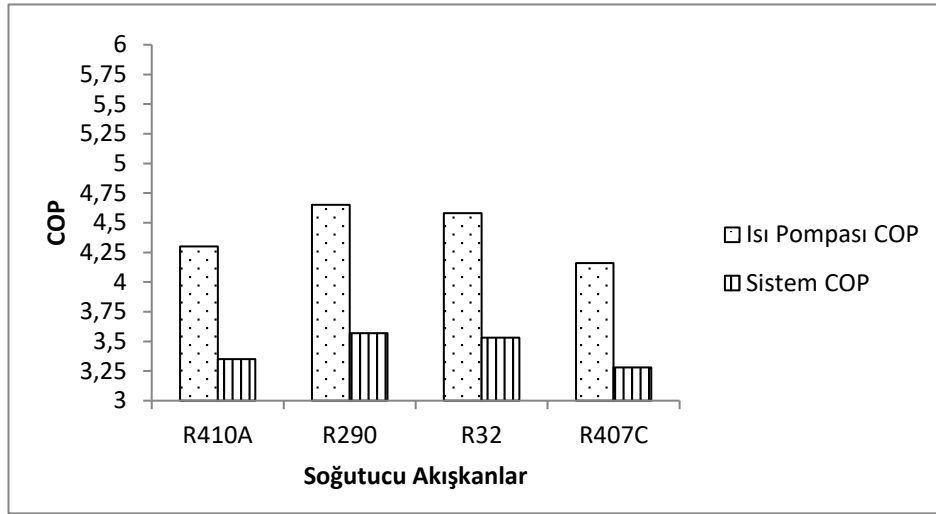
R290 gazlı ısı pompaları sistemin termodinamik olarak bir avantajı çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisinin azalmasıdır. Şekil 4.1. sistemlerdeki soğutucu akışkan debileri ve kompresör güçlerini göstermektedir. R410A gazlı ısı pompasında, soğutucu akışkan debisi 0,92 kg/s, R32'de 0,57 kg/s, R407C'de 0,9 kg/s olurken R290'larda 0,51 kg/s olmaktadır. Kompresör gücü en az 32,72 kW ile R290 gazlı sistem olurken en yüksek 36,42 kW ile R407C gazlı sistemlerdir. R290 gazlı sistemleri 33,16 kW ile R32, 35,49 kW ile R410A gazlı ısı pompaları takip etmektedir. R410A

gazlı sistemler ile karşılaştırınca, R290 gazlı sistemlerde neredeyse yarı yarıya soğutucu akışkan debisi düşmektedir. Bu şekilden de görüleceği gibi R290 gazlı cihazlar hem kompresör gücü hem de soğutucu akışkan debisi olarak incelendiğinde en düşük seviyelerde olmaktadır. R290 gazlı sistemde, daha düşük kompresör gücü olduğu için COP artmaktadır ve kullandığı elektrik tüketimi azalmaktadır.



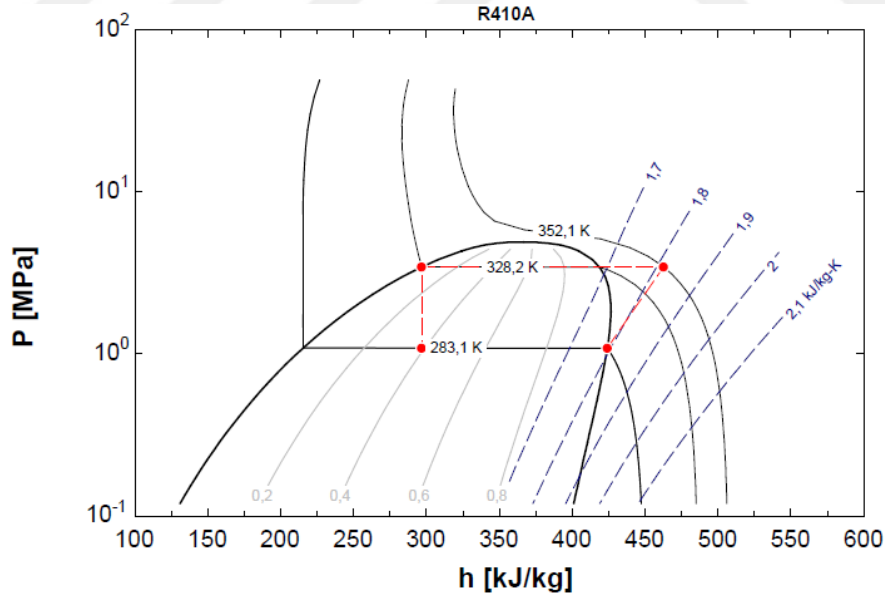
Şekil 4.1. Isı pompalarında soğutucu akışkana bağlı olarak kompresör gücü ve soğutucu akışkan debisinin değişimi

Isı pompası COP ve sistem COP analizleri Şekil 4.2.'de verilmiştir. Bu şekildeki sonuçlara göre en iyi ısı pompası ve sistem COP'sini 4,65 ve 3,57 değeri ile R290 gazlı sistemin olduğu hesaplanmıştır. Bu sistemi, R32 gazlı ısı pompası takip ederek ısı pompası COP'si 4,58 olurken sistem COP'si 3,53 olmaktadır. Bunları sırasıyla R410A gazlı ısı pompası, 4,3 ve 3,35 COP değerleriyle ve R407C gazlı ısı pompası 4,16 ve 3,28 COP değerleri ile izlemektedir. Fakat dış havadan bağımsız olarak COP değerleri tüm yıl boyunca sabit ve seçilen soğutucu akışkana göre 3,28 ve 3,57 arasında değişmektedir. Bu COP değerleri uygulanabilirlik açısından kabul edilebilir düzeydedir. Sistemdeki kompresör haricindeki diğer elektrik tüketen ekipmanları da aynı şekilde yüksek verimlilikle seçmek performans açısından daha iyi sonuçlar verecektir.

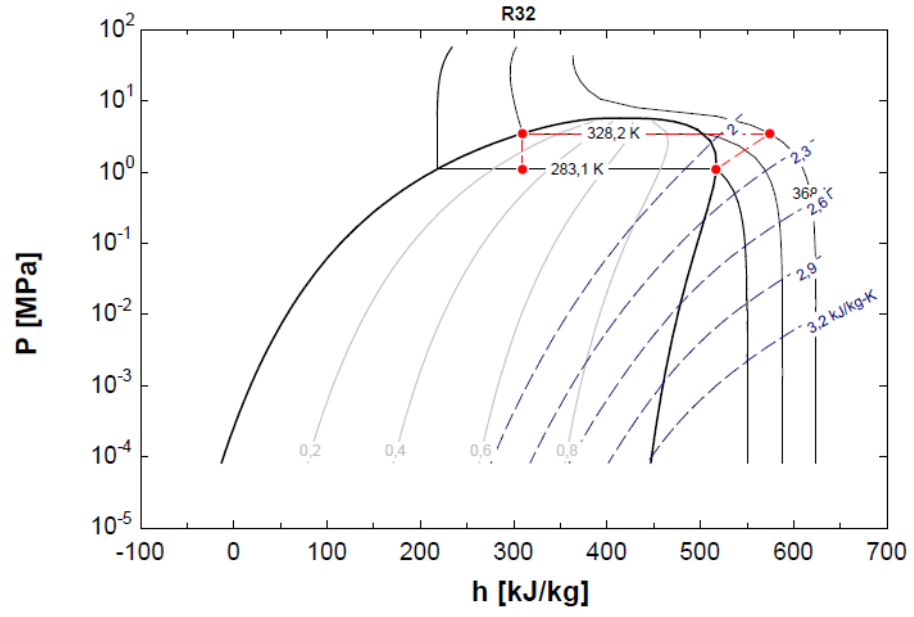


Şekil 4.2. Soğutucu akışkanlara göre ASKIP COP değerleri

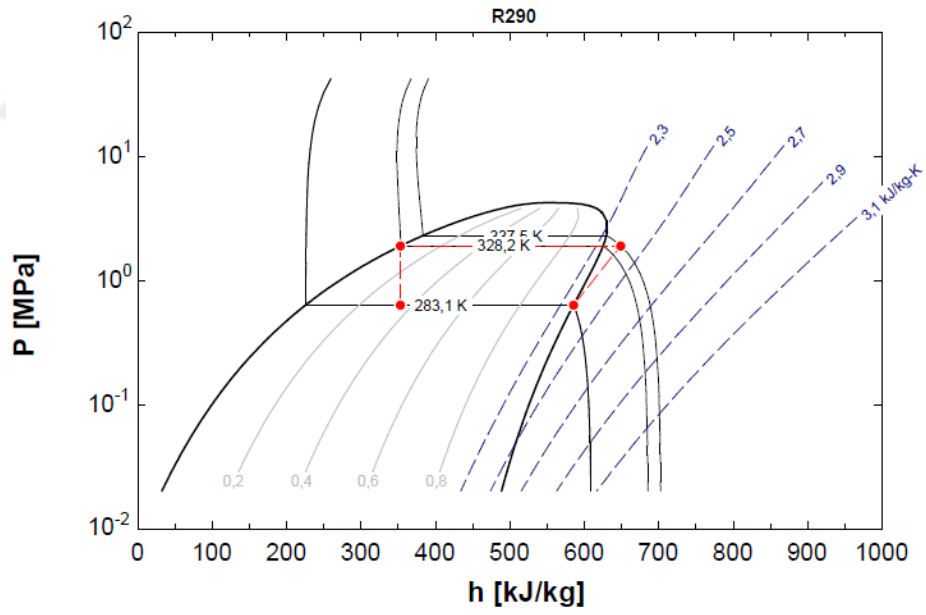
ASKIP’da kullanılan soğutucu akışkanlara göre ısı pompası ünitelerinin giriş ve çıkış noktalarındaki entalpi, basınç, entropi, sıcaklık değerlerini gösteren $\ln P$ - h grafikleri Şekil 4.3, 4.4, 4.5 ve 4.6’da gösterilmiştir. EES’de hesaplanan ve tablo ve grafikte belirtilen sonuçlara göre kompresörün yapmış olduğu iş en az R290 gazlı ısı pompalarında olmaktadır.



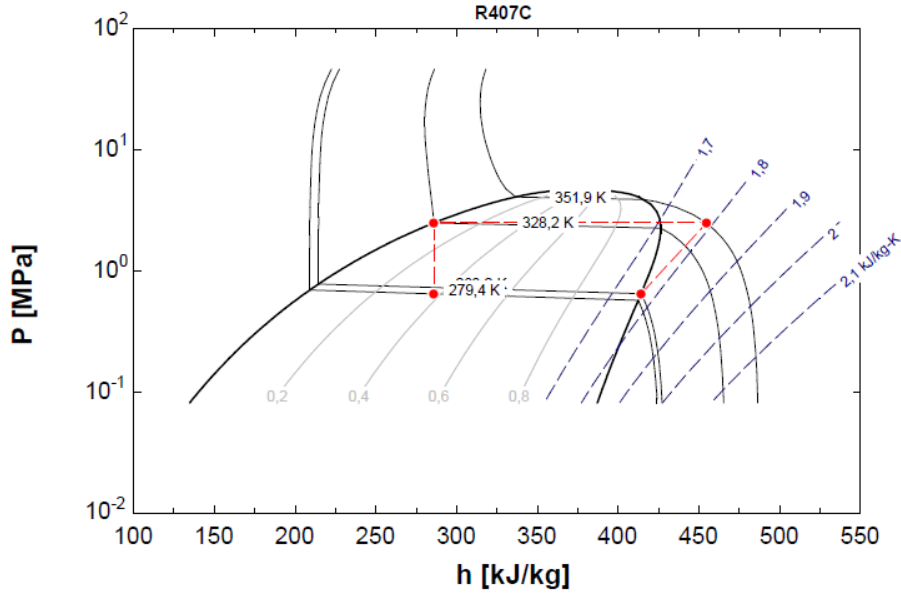
Şekil 4.3. R410A gazlı ASKIP $\ln P$ - h grafiği



Şekil 4.4. R32 gazlı ısı pompası lnP-h grafiği



Şekil 4.5. R290 gazlı ısı pompası lnP-h grafiği



Şekil 4.6. R407C gazlı ısı pompası lnP-h grafiği

Çizelge 4.2, 4.3, 4.4, ve 4.5’lerde ASKIP çevrimindeki tüm ekipmanların giriş ve çıkışlarındaki faz durumları, sıcaklıkları, basınçları, entalpileri, entropileri, debileri ve akış ekserjileri kullanılan soğutucu akışkan türlerine göre detaylı olarak belirtilmiştir. Termodinamik tablolarda gözüktüğü gibi endüstriyel anlamda piyasada çokça bulunan R410A gazlı ısı pompalarının kondenser kapasiteleri değişmediği durumlarda kızgın buhar basınçları ve sıcaklıkları 3,44 MPa ve 73,75 °C olurken, R32 gazlılarda 3,52 MPa ve 86,85 °C, R290 gazlılarda 1,90 Pa ve 59,25 °C, R407C gazlılarda 2,48 MPa ve 72,75 °C olmaktadır. Bu sistemleri karşılaştırdığımızda R290 gazlı ısı pompaları en düşük kızgın buhar ve basıncında çevrimi tamamlamaktadır. Bu da kompresörün ömrünü arttırmaktadır.

Bilindiği üzere, sistemdeki iş potansiyeli ya da ekserji belirlenirken, en fazla iş eldesi, belirli iki durum arasında tersinir bir değişimde gerçekleşir. Bu nedenle, tersinmezlikler göz önünde bulundurulmaz. Isı pompası ekipmanlarının ekserji analizlerinde EES programından yardım alınmıştır. Isı pompası soğutucu akışkanı R410A haricinde R32, R407C ve son yıllarda daha fazla yaygınlaşma potansiyeli olan R290 gazı ile de çalıştığı varsayılarak diğer sistemler ile karşılaştırılmıştır. Çizelge 4.2, 4.3, 4.4 ve 4.5’de ısı pompası ekipmanlarının giriş ve çıkış noktalarındaki akış ekserjileri gösterilmektedir.

Isı pompaları sistemlerinde ısı pompasının verimlilik göstergesi genellikle termodinamiğin I. kanunu ile hesaplanan COP değeridir. Bununla birlikte sistemlerdeki her bir eleman için tersinmezliklerin hesaplanmasında enerji analizleri yetersiz kaldığı için ekserji analizlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Ekserji bir işin en iyi şekilde kullanılabilirliğini gösterdiği için birçok proses ve hesaplamalarda, ekserji yok

oluşlarını inceleyerek hangi ekipmanlarda kayıplar yüksek, hangi ekipmanlarda iyileştirme için çalışılmalı yol gösterici olmaktadır.

Isı pompası elemanlarına bakıldığında soğutucu akışkanlardan bağımsız olarak kompresörde sisteme iş girişi olduğu için ekserjide artış sağlanırken, diğer tüm elemanlarda tersinmezliklerden dolayı ekserji azalmaktadır. Sistemin tamamında ise tersinmezliklerden dolayı atık su tarafında ekserji azalırken denge kabı tarafında (tesisat suyu giriş ve çıkışları) sıcaklık artışlarından dolayı ekserji yani kullanılabilirlik artmaktadır.

Çizelge 4.6. ile Çizelge 4.9. arasında atık su kaynaklı ısı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlara göre ekserji yok oluşları ve ekserji verimleri verilmiştir. İncelemeler sonucunda soğutucu akışkanlardan bağımsız olarak tüm sistemler için en yüksek ekserji yok oluşları kompresör ve genişleme valfinde olurken onları kondenser ve evaporatör takip etmektedir. Kısılma vanasındaki ekserji yok oluşlarının sebebi buradaki yüksek basınç düşümüdür. Bu ekipman yüksek tersinmezliklere sebep olsa da çevrimin tamamlanması için bu yok oluş kaçınılmazdır.

Çizelge 4.2. R410A gazlı ısı pompası çevriminin termodinamik özellikleri

No	Açıklama	Akışkan	Faz	T [C°]	P [MPa]	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s [kJ/kgK]	Debi m [kg/s]	Akış Ekserjisi Ψ [kJ/kg]
0	Ölü Nokta	Su	Ölü Nokta	25	0,1	104,8	0,3669	-	-
9	Ölü Nokta	R410A	Ölü Nokta	25	0,1	459,9	2,171	-	-
1	Evap. Çıkış / Komp. Giriş	R410A	Doymuş Buhar	10	1,085	424	1,791	0,92	77,28
2	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R410A	Kızgın Buhar	78,95	3,44	462,6	1,813	0,92	109,3
3	Kond. Çıkış / Vana Giriş	R410A	Doymuş Sıvı	55	3,44	296,7	1,312	0,92	92,82
4	Vana Çıkış / Evap. Giriş	R410A	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	9,95	1,085	296,7	1,342	0,92	84,04
5	Atık Su Evap Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	20	-	83,84	0,2962	5,59	0,079
6	Atık Su Evap Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	15	-	62,92	0,2242	5,59	0,619
7	Tesisat Suyu Kond. Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	45	-	188,4	0,6385	7,29	2,59
8	Tesisat Suyu Kond. Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	50	-	209,3	0,7037	7,29	4,065

Çizelge 4.3. R32 gazlı ısı pompası çevriminin termodinamik özellikleri

No	Açıklama	Akışkan	Faz	T [C°]	P [MPa]	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s [kJ/kgK]	Debi m [kg/s]	Akış Ekserjisi Ψ [kJ/kg]
0	Ölü Nokta	Su	Ölü Nokta	25	0,1	104,8	0,3669	-	-
9	Ölü Nokta	R32	Ölü Nokta	25	0,1	560,2	2,63	-	-
1	Evap. Çıkış / Komp. Giriş	R32	Doymuş Buhar	10	1,107	516,7	2,118	0,574	108,9
2	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R32	Kızgın Buhar	94,85	3,52	574,4	2,15	0,574	157,2
3	Kond. Çıkış / Vana Giriş	R32	Doymuş Sıvı	55	3,52	309,3	1,353	0,574	129,7
4	Vana Çıkış / Evap. Giriş	R32	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	9,95	1,107	309,3	1,386	0,574	119,9
5	Atık Su Evap Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	20	-	83,84	0,2962	5,944	0,079
6	Atık Su Evap Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	15	-	62,92	0,2242	5,944	0,6191
7	Tesisat Suyu Kond. Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	45	-	188,4	0,6385	7,269	2,59
8	Tesisat Suyu Kond. Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	50	-	209,3	0,7037	7,269	4,06

Çizelge 4.4. R290 gazlı ısı pompası çevriminin termodinamik özellikleri

No	Açıklama	Akışkan	Faz	T [C°]	P [MPa]	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s [kJ/kgK]	Debi m [kg/s]	Akış Ekserjisi Ψ [kJ/kg]
0	Ölü Nokta	Su	Ölü Nokta	25	0,1	104,8	0,3669	-	-
9	Ölü Nokta	R290	Ölü Nokta	25	0,1	630,8	2,849	-	-
1	Evap. Çıkış / Komp. Giriş	R290	Doymuş Buhar	10	0,6367	585,5	2,362	0,515	99,78
2	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R290	Kızgın Buhar	64,35	1,907	649	2,4	0,515	152
3	Kond. Çıkış / Vana Giriş	R290	Doymuş Sıvı	55	1,907	353,1	1,499	0,515	124,6
4	Vana Çıkış / Evap. Giriş	R290	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	9,95	0,6367	353,1	1,541	0,515	112,1
5	Atık Su Evap Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	20	-	83,84	0,2962	5,71	0,079
6	Atık Su Evap Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	15	-	62,92	0,2242	5,71	0,619
7	Tesisat Suyu Kond. Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	45	-	188,4	0,6385	7,28	2,59
8	Tesisat Suyu Kond. Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	50	-	209,3	0,7037	7,28	4,065

Çizelge 4.5. R407C gazlı ısı pompası çevriminin termodinamik özellikleri

No	Açıklama	Akışkan	Faz	T [C°]	P [MPa]	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s [kJ/kgK]	Debi m [kg/s]	Akış Ekserjisi Ψ [kJ/kg]
0	Ölü Nokta	Su	Ölü Nokta	25	0,1	104,8	0,3669	-	-
9	Ölü Nokta	R407	Ölü Nokta	25	0,1	439,2	2,021	-	-
1	Evap. Çıkış / Komp. Giriş	R407	Doymuş Buhar	10	0,644	414,1	1,765	0,9	51,38
2	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R407	Kızgın Buhar	78,75	2,481	454,6	1,78	0,9	84,97
3	Kond. Çıkış / Vana Giriş	R407	Doymuş Sıvı	55	2,481	285,8	1,28	0,9	67,72
4	Vana Çıkış / Evap. Giriş	R407	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	9,95	0,644	285,8	1,307	0,9	59,67
5	Atık Su Evap Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	20	-	83,84	0,2962	5,51	0,079
6	Atık Su Evap Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	15	-	62,92	0,2242	5,51	0,619
7	Tesisat Suyu Kond. Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	45	-	188,4	0,6385	7,25	2,59
8	Tesisat Suyu Kond. Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	50	-	209,3	0,7037	7,25	4,06

Kompresördeki oluşan ekserji yok oluşunu sebebi ise izantropik verimdir. Sistemde yüksek izantropik verimle çalışan bir kompresör tercih edilmesi çok önemlidir. Çünkü kompresör verimi sistemin ekserji yok oluşlarını değiştirmektedir. Ekserji yok oluşları R410A gazlı sistemde 6,056 kW, R32 gazlı sistemde 5,43 kW, R290 gazlı sistemde 5,82 kW, R407C gazlı sistemde 6,23 kW olmaktadır. R32 gazlı sistemde en düşük ekserji yok oluşu hesaplanırken en yüksek ekserji yok oluşu R407C gazlı sistemde olmuştur.

Kondenser ve evaporatörde meydana gelen tersinmezliklerin sebebi, akışkanlar arasındaki sıcaklık farkıdır. Gerçek sistemlerde, ısı değiştiricilerinde basınç düşüşü, akıştaki düzensizlikler ve ortama olan ısı kaybı gibi faktörler de tersinmezliklere neden olabilir. Ancak, teorik hesaplamalarda bu etkenler genellikle göz ardı edilebilir. Bu çalışmada da göz ardı edilmiştir. Tablolarda görüleceği kondenserdeki tersinmezlik miktarı, evaporatördeki tersinmezlik miktarından yüksektir. Bunun sebebi, kompresörde sıkıştırma işlemi sonucunda akışkanın kızgın buhar bölgesinde yüksek değerde olması, kondenserde ısı transferlerinin yüksek sıcaklık farklarında gerçekleşmesidir.

Çizelge 4.6. R410A gazlı ASKIP ekserji yok oluşları

No	Açıklama	Akışkan	Faz	Ekserji Yok Oluşu Ex [kW]	Ekserji Verimi (%)
I	Kompresör	R410A	Doymuş Buhar	6,056	%82,93
II	Kondenser	R410A	Kızgın Buhar	4,415	%70,82
III	Genleşme Vanası	R410A	Kızgın Buhar Doymuş Sıvı	8,08	%90,54
IV	Evaporatör	R410A	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	3,199	%48,57
			Buhar Karışımı Doymuş Buhar		

Çizelge 4.7. R32 gazlı ASKIP ekserji yok oluşları

No	Açıklama	Akışkan	Faz	Ekserji Yok Oluşu Ex [kW]	Ekserji Verimi (%)
I	Kompresör	R32	Doymuş Buhar	5,43	%83,62
II	Kondenser	R32	Kızgın Buhar Doymuş Sıvı	5,1	%67,66
III	Genleşme Vanası	R32	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	5,63	%92,43
IV	Evaporatör	R32	Buhar Karışımı Doymuş Buhar	3,23	%48,67

Çizelge 4.8. R290 gazlı ASKIP ekserji yok oluşları

No	Açıklama	Akışkan	Faz	Ekserji Yok Oluşu Ex [kW]	Ekserji Verimi (%)
I	Kompresör	R290	Doymuş Buhar	5,82	%82,2
II	Kondenser	R290	Kızgın Buhar Doymuş Sıvı	3,39	%75,94
III	Genleşme Vanası	R290	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	6,45	%89,94
IV	Evaporatör	R290	Buhar Karışımı Doymuş Buhar	3,25	%48,65

Çizelge 4.9. R407C gazlı ASKIP ekserji yok oluşları

No	Açıklama	Akışkan	Faz	Ekserji Yok Oluşu Ex [kW]	Ekserji Verimi (%)
I	Kompresör	R407C	Doymuş Buhar	6,23	%82,91
II	Kondenser	R407C	Kızgın Buhar	4,86	%68,68
III	Genleşme Vanası	R407C	Kızgın Buhar Doymuş Sıvı	7,24	%88,12
IV	Evaporatör	R407C	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	4,48	%39,88

Tüm cihazlar için en yüksek yok oluşlara sahip ekipmanlar ve materyaller, daha iyi ısı transfer alanı, akıştaki dengesizlikler, basınç düşümleri vb. durumları iyileştirerek daha verimli hale getirilebilir. Soğutucu akışkanları değiştirerek yapılan hesaplamalarda R410A gazlı sistemde toplam ekserji yok oluşu 21,75 kW, R32'li sistemde 19,39 kW, R290'lı sistemde 18,91 kW, R407C'li sistemde 22,81 kW olmaktadır. R290 gazlı sistem toplam en düşük ekserji yok oluşuna sahip ısı pompası sistemidir. Onu R32, R410A ve en yüksek olarak R407C takip etmektedir. R290 gazlı sistemlerde ekserji yok oluşlarının diğer gazlara göre düşük olması bu gazın bir diğer avantajıdır.

4.3. Örnek Tesis İçin Tasarlanan Atık Su Kaynaklı Isı Pompası ve Alternatif Sistemlerin Tasarımlarının İncelenmesi

Atık su kaynaklı ısı pompasında birincil (primer) ve ikincil (seconder) tarafındaki pompa debileri ile atık su ve boiler hattı pompa debileri daha önce tanımlanan sıcaklık farkları dikkate alınarak Eşitlik 3.12 ile tespit edilmiştir. Denge kabı seçimlerinde kW başına ortalama 5 L su kapasitesi alınarak toplam kapasite 2.283 L olarak hesaplanmış, standart olarak 2.500 L üretimi olduğu için bu kapasitedeki bir denge tankı seçilmiştir.

Atık su pompası, gidiş-dönüş sıcaklık farklarına göre saatte toplam 45 m³'lük debiyi sağlayan drenaj pompası seçilmiştir. 14.000 L atık su debisi bulunan örnek tesiste atık su deposu kapasitesi seçiminde filtreden geçirilen atık suyun içerisindeki tortunun dibe çökmesi için 50.000 L kapasiteli atık su deposu seçilerek bir saatte tüm suyun sirkülasyonu sağlanması hedeflenmiştir. Atık su, eşanjörden geçirilerek ısı pompasının primer tarafındaki suyu beslemektedir. Evaporatör tarafındaki suyun debisi hesap sonucunda 20,15 m³/h olarak belirlenmiştir. Aynı işlemi ısı pompasının

sekonder tarafı için yapılarak kondenser debisi saatte 26,25 m³ olarak hesaplanmıştır. Buradaki debilerin farklı olmasının sebebi kondenser ve evaporatör kapasitelerinin farklılığından kaynaklanmaktadır. Isı pompalarından bir tanesi kuyu suyuna bağlanarak atık su deposu yüksek sıcaklıklara çıktığı zaman veya yeterli su debisi sağlanmadığında devreye girmesi için tasarlanmıştır. Buradaki sistemi 2 yollu motorlu vanalarla kontrolü sağlanmaktadır.

Denge kabından sonraki sistem için boylerler seri bağlanarak tesisat suyu serpantininden geçirilmektedir. Serpantinlere gidiş suyu sıcaklıkları her boylere eşit olarak dağılması için tikelman (ters bağlantı tekniği olan bu uygulamada tesisatta ilk giren hat en son çıkacak şekilde olan bağlantı şekli) denilen prensip ile bağlanarak her boyler için eş değer kayıp sağlanmıştır.

Bu sistemin tamamlayıcısı olarak gerekli tortu tutucu, hava ayırıcı, vanalar, çekvalfler, izolasyonlar, gidiş ve dönüş kollektörleri, emniyet ventilleri, sistem montajı için gerekli diğer malzemelerin hesabı yapılarak toplam sistem ekipmanları çıkartılmıştır. Burada gidiş ve dönüş çelik borularının taşıdıkları ısı miktarlarına göre çaplandırmalar yapılmıştır.

Isı geri kazanımlı çelik kazan ve standart çelik kazan sistemi için kapasiteler, hesaplanan kullanım sıcak suyu değerlerine göre hesaplanmıştır. IGKCK'lı sistem için şebeke ön ısıtması olduğundan dolayı 456 kW'lık bir ısı ihtiyacı hesaplanmıştır. Piyasada bu kapasitelerde çelik kazan olmadığından dolayı 500 kW'lık çelik yer tipi kazan seçilmiştir. Aynı hesaplamalar SCK'lı sistem için yapılmış, şebeke suyunda ön ısıtma olmadığından dolayı 570 kW'lık ısı ihtiyacı olmuştur. Standart üretimlerde 600 kW'lık yer tipi çelik kazan olduğu için 600 kW'lık bir kazan seçilmiştir. Kapasiteler çok büyük olmadıkları için kazanlı sistemlerde bir adet yer tipi çelik kazan seçilmiştir. Bu kapasitelere uygun pompa, denge kabı, boyler serpantin pompaları, gidiş-dönüş kollektörleri, borulama, izolasyon, çek valf, emniyet ventilleri gibi ekipmanların seçimi yapılmıştır. IGKCK'da ilave olarak bir ısı geri kazanım eşanjörü bulunmaktadır. Bu ekipman hariç bütün ekipmanlar SCK için de geçerlidir.

4.4. Örnek Tesis İçin Tasarlanan Atık Su Kaynaklı Isı Pompası ve Alternatif Sistemlerin Ekonomik Olarak Karşılaştırılması

Sistem tasarımları yapılan atık su kaynaklı ısı pompası için gerekli olan ekipman listeleri aşağıdaki Çizelge 4.10'da detaylı olarak verilmiştir. Bu çizelgede 152 kW'lık 3 adet sudan suya ısı pompası, 2500 L denge kabı, 50.000 L atık su deposu, pompalar, boylerler, eşanjör, tesisat malzemeleri, kuyu maliyetleriyle beraber işçilik ve öngörülme maliyetler belirtilmiştir.

EK 1.'de detaylı olarak çizilen ASKIP sisteminin ekipmanların fiyatları Çizelge 4.10.'da döviz olarak verilmiştir. Buradaki pompalar yatırım maliyetlerinden ziyade daha düşük elektrik tüketimini sağlayan frekans invertörlü verimli pompalardan seçilmiştir. Öngörülemez maliyetler genel yatırımın yaklaşık %15'i olarak kabul edilmiştir. Burada ısı pompası en yüksek maliyetli ekipman olmuştur. Ardından onu borulama, fittings malzemeleri 23.300 Euro ve pompa grubu 19.300 Euro ile takip

etmiştir. Tesisat ve boru ekipmanlarının bu kadar yüksek maliyetli olmasının sebebi ısı pompalarında gidiş-dönüş sıcaklık farklarının 5 °C mertebelerinde olduğu için boru çaplarının büyümesidir. Bu boru çaplarına uygun vana, çekvalf, izolasyonlar büyüdüğü için yatırım maliyetleri artmıştır. Boru çapları ile birlikte pompa gruplarındaki debiler de artmıştır. Bu yatırımın toplam maliyeti 162.875 Euro olarak hesaplanmıştır.

ASKIP sisteminde olduğu gibi EK 2. ve EK 3.'de detaylı olarak verilen IGKCK ve SCK tesisat şemasının sistemlerinde kullanılan ekipman maliyetleri çıkartılmış, Çizelge 4.11. ve Çizelge 4.12. detaylı olarak verilmiştir. IGKCK sisteminde toplam yatırım maliyeti 46.600 Euro olurken SCK'da belirtilen 54.730 Euro olmaktadır. Buradaki yatırım farkı, şebeke suyu için ön ısıtma yapılmayan SCK sistemindeki kazan kapasitesi 113,4 kW daha fazla olduğundan 500 kW çelik kazan yerine 600 kW'lık çelik kazan seçilmesinden dolayıdır. Bu nedenle boru çapları, pompa debileri, bağlantı ekipmanları çapları, işçilik gibi maliyetler artmıştır. Basit bir ısı geri kazanım eşanjörü ile standart doğalgazlı sistemlerde dahi yatırım maliyetlerini düşürmek mümkündür.

Çizelge 4.10. ASKIP sistemi ekipman maliyetleri

Ürünler	Detay	Miktar	Toplam Fiyat
152 kW Sudan Suyu Isı Pompası	R410A gazlı	3 Adet	66.375 €
Isı Pompası Denge Kabı	2500 L	1 Adet	1.800 €
Atık Su Deposu	50.000 L	1 Adet	2.900 €
Kuyu Maliyeti	-	1 Adet	3.300 €
Pompalar	Birincil 1,2 kW İkincil 0,7 kW Atık Su 6,7 kW Boylar 1,2 kW	1 Grup	19.300 €
Boylar	1000 L	7 Adet	9.800 €
Eşanjörler ve Filtre	Plakalı eşanjör ve IGK eşanjörü, Bernouilli filtre	1 Grup	5.850 €
Tesisat Malzemeleri	Çelik boru, vana, çekvalf,izolasyon vb.	1 Grup	23.300 €
İşçilik	Montaj ve kaynak	1 Grup	9.000 €
Öngörülmeleyen Maliyet	Elektrik, yatay- dikey taşıma vb.	1 Grup	21.250 €
TOPLAM			162.875 €

Çizelge 4.11. IGKCK sistemi ekipman maliyetleri

Ürünler	Detay	Miktar	Toplam Fiyat
	Yer tipi		
500 kW Çelik Kazan	yoğuşmasız	1 Adet	8.900 €
Denge Kabı	-	1 Adet	910 €
Boylar	1000 L	6 Adet	8.400 €
Pompalar	Kazan 1,2 kW Boylar 1,2 kW	1 Grup	6.300 €
Eşanjör	IGK eşanjörü	1 Grup	2.000 €
Tesisat Malzemeleri	Çelik boru, vana, çekvalf,izolasyon vb.	1 Grup	11.000 €
İşçilik	Montaj ve kaynak	1 Grup	5.000 €
Öngörülme-yen Maliyet	Elektrik, yatay- dikey taşıma vb.	1 Grup	4.150 €
TOPLAM			46.600 €

Çizelge 4.12. SCK sistemi ekipman maliyetleri

Ürünler	Detay	Miktar	Toplam Fiyat
	Yer tipi		
600 kW Çelik Kazan	yoğuşmasız	1 Adet	10.200 €
Denge Kabı	-	1 Adet	980 €
Boylar	1000 L	6 Adet	8.400 €
Pompalar	Kazan 1,5 kW Boylar 1,2 kW	1 Grup	5.200 €
Tesisat Malzemeleri	Çelik boru, vana, çekvalf,izolasyon vb.	1 Grup	15.450 €
İşçilik	Montaj ve kaynak	1 Grup	7.000 €
Öngörülme-yen Maliyet	Elektrik, yatay- dikey taşıma vb.	1 Grup	7.500 €
TOPLAM			54.730 €

Yatırım maliyetleri hesaplanan ASKIP sistemi ve diğer alternatif sistemler için bugünkü değer metodu ile 15 yıllık işletme maliyetleri de hesaplanmıştır. Ömür boyu ekonomik analizde yıllık çalışma süreleri daha önce belirtildiği gibi 289 gün olarak

alınmıştır. Isı pompasının ve diğer alternatif sistemler için tüketim hesaplarını yaparken 977 saat tam kapasite, 2981 saat %80 ve %60 kapasite olarak düşünülmüştür. Çizelge 4.13.'de bu süreler gösterilmiştir. Sistemlerdeki cihazların bu kapasitedeki verimlilikleri dikkate alınmış ve hesaplamalar tüm sistemlerde buna göre yapılmıştır. ASKIP sisteminde enerji tüketimi sadece elektrik olurken, kazanlı sistemlerde doğalgaz, LNG veya CNG yakıtları ve pompalarda harcanan elektrik tüketimleri de dikkate alınmıştır.

Çizelge 4.13. Tüketim hesapları için kapasite ve süreler

Yıllık Çalışmaya Göre Kapasiteler	Çalışma Miktarı(saat)
Yıllık Çalışma Süresi Tam Kapasite	977
Yıllık Çalışma Süresi %80 Kapasite	2981
Yıllık Çalışma Süresi %60 Kapasite	2981

Çizelge 4.14.'de R410A ile çalışan ASKIP sisteminin saatlik elektrik tüketimi gösterilmiştir. Bu değerler sistemin yıllık çalışma süreleri ile çarpılarak amortisman hesaplarında kullanılmıştır. Bu sistemlerin haricinde ASKIP soğutucu akışkanı R32, R290 ve R407C gazları ile çalıştığı düşünülmüştür. R410A gazlı su kaynaklı ısı pompası haricinde yatırım maliyetleri hesaplanmamıştır. Fakat işletme maliyetleri açısından, teorik olarak hesaplanmış olan termodinamik analizlere göre işletme maliyetleri karşılaştırılmıştır. Bunun nedeni piyasada diğer gazlardan oluşan su kaynaklı ısı pompasının bulunmamasıdır. Çizelge 4.15, 4.16 ve 4.17'de ASKIP sisteminde kullanılan soğutucu akışkanlara göre elektrik tüketen cihazların saatlik tüketimleri detaylı olarak gösterilmiştir.

Çizelge 4.14. ASKIP-R410A sisteminde elektrik tüketen ekipmanların saatlik tüketimleri

Elektrik Ekipmanları – R410	Elektrik Tüketimi(kWh)
3 Adet Isı Pompası Tam Kapasite Elektrik Tüketimi	111,33
Atık Su Pompası	6,7
Primer Isı Pompası Sirkülasyon	1,2
Sekonder Isı Pompası Sirkülasyon	0,7
Boiler Sirkülasyon Pompası	1,2
Sıcak Su Re-Sirkülasyon Pompası (1 saatte 10 dakika çalışarak çekilen kapasite)	0,03
Toplam Elektrik Tüketimi	121,16

Çizelge 4.15. ASKIP-R290 sisteminde elektrik tüketen ekipmanların saatlik tüketimleri

Elektrik Ekipmanları - R290	Elektrik Tüketimi (kWh)
Isı Pompası Tam Kapasite Elektrik Tüketimi	102,54
Atık Su Pompası	6,7
Primer Isı Pompası Sirkülasyon	1,2
Sekonder Isı Pompası Sirkülasyon	0,7
Boyer Sirkülasyon Pompası	1,2
Sıcak Su Re-Sirkülasyon Pompası (1 Saatte 10 dk çalışarak çekilen kapasite)	0,03
Toplam Elektrik Tüketimi	112,37

Çizelge 4.16. ASKIP-R32 sisteminde elektrik tüketen ekipmanların saatlik tüketimleri

Elektrik Ekipmanları - R32	Elektrik Tüketimi(kWh)
Isı Pompası Tam Kapasite Elektrik Tüketimi	104,01
Atık Su Pompası	6,7
Primer Isı Pompası Sirkülasyon	1,2
Sekonder Isı Pompası Sirkülasyon	0,7
Boyer Sirkülasyon Pompası	1,2
Sıcak Su Re-Sirkülasyon Pompası (1 Saatte 10 dk çalışarak çekilen kapasite)	0,03
Toplam Elektrik Tüketimi	113,84

Çizelge 4.17. ASKIP-R407C sisteminde elektrik tüketen ekipmanların saatlik tüketimleri

Elektrik Ekipmanları - R407C	Elektrik Tüketimi(kWh)
Isı Pompası Tam Kapasite Elektrik Tüketimi	115,11
Atık Su Pompası	6,7
Primer Isı Pompası Sirkülasyon	1,2
Sekonder Isı Pompası Sirkülasyon	0,7
Boyer Sirkülasyon Pompası	1,2
Sıcak Su Re-Sirkülasyon Pompası (1 Saatte 10 dk çalışarak çekilen kapasite)	0,03
Toplam Elektrik Tüketimi	124,94

ASKIP sistemleri için elektrik tüketen ekipmanlar tespit edildikten sonra aynı işlemler diğer alternatif sistemler için de yapılmıştır. Daha sonra bu sistemlerin ömür boyu maliyet analizlerine geçilmiştir. Çizelge 4.18’de IGKCK sistemi için doğalgaz tüketimi detaylı olarak gösterilmiştir. Buradaki yıllık doğalgaz tüketimi hesabı 1 m³ doğalgazın yakımı sonucunda açığa çıkan 8250 kcal alt ısı değeri kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Sistemde bulunan çelik kazan kapasitesi %100, %80 ve %60’daki verimlilikleri ve o verimliliklerdeki çalışma saatleri dikkate alınarak hesaplanmıştır. Sadece doğalgaz tüketimleri değil aynı zamanda elektrik tüketen ekipmanlar da hesaplanmıştır. Çizelge 4.19’da IGKCK sistemi için saatlik elektrik tüketimi gösterilmiştir. Aynı işlemler SCK kazan için de yapılmıştır ve Çizelge 4.20 ve Çizelge 4.21’de detaylı olarak gösterilmiştir.

Çizelge 4.18. IGKCK sistemi için yıllık doğalgaz tüketimi

Açıklama	Verim	Doğalgaz Tüketimi (m3)
%100 Kapasitede Yıllık Tüketim	%91,50	46.485,66
%80 Kapasitede Yıllık Tüketim	%92,50	114.708,88
%60 Kapasitede Yıllık Tüketim	%94,00	87.426,77
Toplam		248.621,31

Çizelge 4.19. IGKCK sistemi saatlik elektrik tüketimi

IGCK İçin Elektrik Ekipmanları	Elektrik Tüketimi(kWh)
Kazan Pompası	1,2
Boiler Sirkülasyon Pompası	1,2
Sıcak Su Re-Sirkülasyon Pompası (1 Saatte 10 dk çalışarak çekilen kapasite)	0,03
Toplam Elektrik Tüketimi	2,43

Çizelge 4.20. SCK sistemi için yıllık doğalgaz tüketimi

Açıklama	Verim	Doğalgaz Tüketimi (m3)
%100 Kapasitede Yıllık Tüketim	%91,50	55.782,79
%80 Kapasitede Yıllık Tüketim	%92,50	137.650,66
%60 Kapasitede Yıllık Tüketim	%94,00	104.912,12
Toplam		298.345,57

Çizelge 4.21. SCK sistemi saatlik elektrik tüketimi

SCK Elektrik Ekipmanları	Elektrik Tüketimi(kWh)
Kazan Pompası	1,5
Boyer Sirkülasyon Pompası	1,2
Sıcak Su Re-Sirkülasyon Pompası (1 Saatte 10 dk çalışarak çekilen kapasite)	0,03
Toplam Elektrik Tüketimi	2,73

Çizelge 4.22’de R410A gazlı ASKIP sisteminin maliyetleri gösterilmiştir. Sistemlerde kullanılan tüm ekipmanların maliyetleri, işletme giderleri, hurda maliyetleri, bakım maliyetleri Eşitlik 3.13’den yararlanılarak 15 yıllık ömür boyu maliyet analizleri yapılmıştır. R410A gazlı ASKIP sistemi için ömür boyu maliyet hesaplanarak yapılan toplam maliyetin bugünkü değeri 608.124 Euro olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.22. R410A gazlı ASKIP sisteminin maliyetleri

Yatırım Maliyetleri	162.875 €
Yıllık Bakım Maliyetleri	1.800 €
5 ve 10. Yıl Bakım Maliyeti	4.000 €
Hurda Maliyeti (Yatırımın %10'u)	16.288 €
Yıllık İşletme Maliyeti	49.922 €

Çizelge 4.23.’de IGKCK sisteminin maliyetleri gösterilmiştir. IGKCK sistemi için ömür boyu maliyet hesaplanarak yapılan toplam maliyetin bugünkü değeri 780.992 Euro olmaktadır. Her otel bölgesinde doğalgaz olmadığı için bu sistemler aynı

zamanda LNG ve CNG ile de çalıştırılarak işletme maliyetleri de incelenmiştir. Ekipman listesi aynı olduğu için değişim sadece işletme maliyetlerinden gelmektedir. Kullanılan yakıt cinsine göre sistem adlandırılmasının sonuna –LNG veya –CNG getirilerek sistem tanımlaması yapılmıştır. Bu maliyetler Çizelge 4.24. ve Çizelge 4.25.’de detaylı olarak verilmiştir.

Çizelge 4.23. IGKCK sistemin maliyetleri

Yatırım Maliyetleri	45.660 €
Yıllık Bakım Maliyetleri	2.000 €
5 ve 10. Yıl Bakım Maliyeti	3.000 €
Hurda Maliyeti (Yatırımın %10'u)	4.566 €
Yıllık İşletme Maliyeti (Doğalgaz)	110.452 €

Çizelge 4.24. IGKCKLNG sistemin maliyetleri

Yatırım Maliyetleri	45.660 €
Yıllık Bakım Maliyetleri	2.000 €
5 ve 10. Yıl Bakım Maliyeti	3.000 €
Hurda Maliyeti (Yatırımın %10'u)	4.566 €
Yıllık İşletme Maliyeti (LNG)	160.176 €

Çizelge 4.25. IGKCKCNG sistemin maliyetleri

Yatırım Maliyetleri	45.660 €
Yıllık Bakım Maliyetleri	2.000 €
5 ve 10. Yıl Bakım Maliyeti	3.000 €
Hurda Maliyeti (Yatırımın %10'u)	4.566 €
Yıllık İşletme Maliyeti (CNG)	110.452 €

Hesaplamalar sonucunda LNG ile çalışan ısı geri kazanım çelik kazanlı sistemin (IGKCKLNG) ve CNG ile çalışan ısı geri kazanım çelik kazanlı sistemin (IGKCKCNG) için bugünkü değer metodu ile hesaplanmış ve yatırımın bugünkü değerleri sırasıyla 1.444.285 Euro ve 1.016.354 Euro olarak tespit edilmiştir.

Aynı hesaplamalar SCK sistemi için de yapılmıştır. Çizelge 4.26.'da doğalgaz ile çalışan SCK'nın maliyetleri gösterilmiştir. Bu sistem için de doğalgaz haricinde LNG ve CNG ile çalıştığı varsayılmış ve yatırımın bugünkü değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda doğalgaz ile çalışan standart çelik kazan (SCK) yatırımının bugünkü değeri 931.079 Euro, LNG ile çalışan standart çelik kazan (SCKLNG) için 1.727.031 Euro, CNG ile çalışan standart çelik kazan (SCKCNG) 1.213.514 Euro'dur.

Çizelge 4.26. SCK sistemin maliyetleri

Yatırım Maliyetleri	54.730 €
Yıllık Bakım Maliyetleri	2.500 €
5 ve 10. Yıl Bakım Maliyeti	3.500 €
Hurda Maliyeti (Yatırımın %10'u)	5.473 €
Yıllık İşletme Maliyeti (Doğalgaz)	99.072 €

Bunlara ilave olarak, hem R410A gazlı ASKIP sistemi hem de farklı yakıtlı çelik kazan sistemlerinin bugünkü değer metodu ile hesaplamaları yapıldıktan sonra, ardından ASKIP sisteminin farklı soğutucu akışkanlarla sadece işletme maliyetleri açısından da kıyaslamaları yapılmıştır. ASKIP sisteminde soğutucu akışkanı R32, R290 ve R407C gazları ile çalıştığı varsayılarak sadece işletme maliyetleri açısından da R410A gazlı sistemdeki kabülleri ve hesaplamaları kullanarak işletme giderlerinin bugünkü değerleri hesaplanmıştır. Çizelge 4.27, 4.28 ve 4.29'da farklı soğutucu akışkanlara göre ASKIP sisteminin yıllık giderleri gösterilmiştir. ASKIP R290 için işletme maliyetinin bugünkü değeri 417.979 Euro, ASKIP R32 için işletme maliyetinin bugünkü değeri 423.191 Euro, ASKIP R407C için işletme maliyetinin bugünkü değeri 462.552 Euro olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.27. ASKIP R290 işletme maliyetleri

Yıllık Bakım Maliyetleri	1.800 €
5 ve 10. Yıl Bakım Maliyeti	4.000 €
Yıllık İşletme Maliyeti	46.300 €

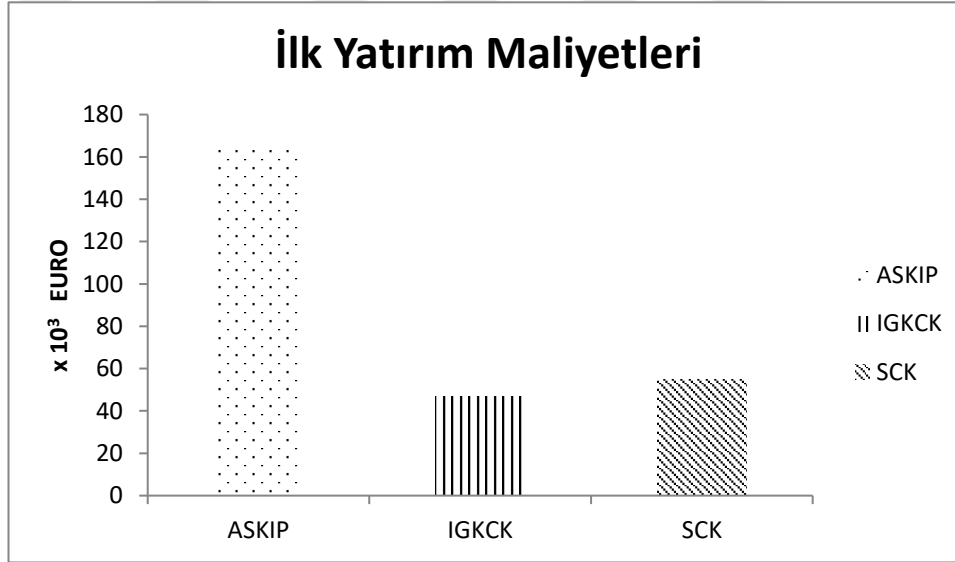
Çizelge 4.28. ASKIP R32 işletme maliyetleri

Yıllık Bakım Maliyetleri	1.800 €
5 ve 10. Yıl Bakım Maliyeti	4.000 €
Yıllık İşletme Maliyeti	46.906 €

Çizelge 4.29. ASKIP R407C işletme maliyetleri

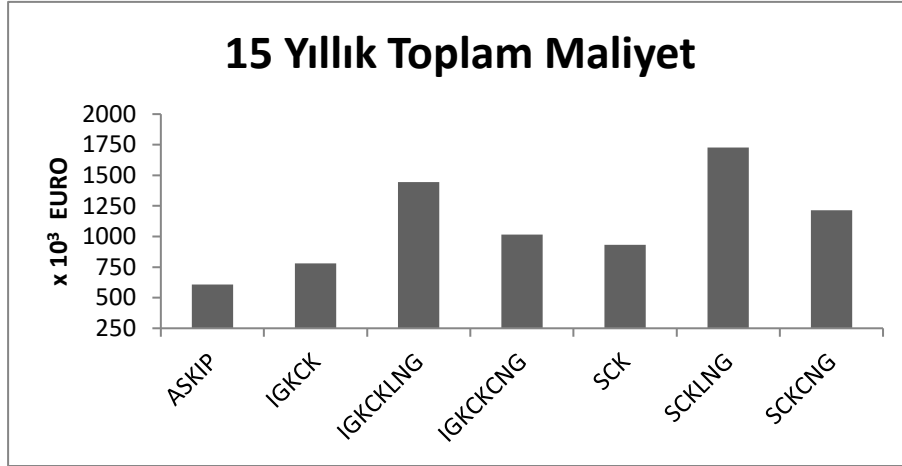
Yıllık Bakım Maliyetleri	1.800 €
5 ve 10. Yıl Bakım Maliyeti	4.000 €
Yıllık İşletme Maliyeti	51.479 €

Atık su kaynaklı ısı pompası (ASKIP) ve alternatif sistemlerin ilk yatırım maliyetleri karşılaştırılınca en yüksek yatırım maliyeti atık su kaynaklı ısı pompası (ASKIP) sisteminde olmaktadır. Ardından standart çelik kazan (SCK) ve en düşük yatırım maliyeti ısı geri kazanımlı çelik kazan (IGKCK) sisteminde olmaktadır. Şekil 4.7.'de bu değerler detaylı olarak gösterilmiştir. Atık su kaynaklı ısı pompası (ASKIP) sistemi ilk yatırım maliyeti, ısı geri kazanımlı çelik kazanlı (IGKCK) sistemine göre yaklaşık olarak 3,5 kat, standart çelik kazan (SCK) sistemine göre de yaklaşık olarak 2,9 kat daha yüksektir.

**Şekil 4.7.** Sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması

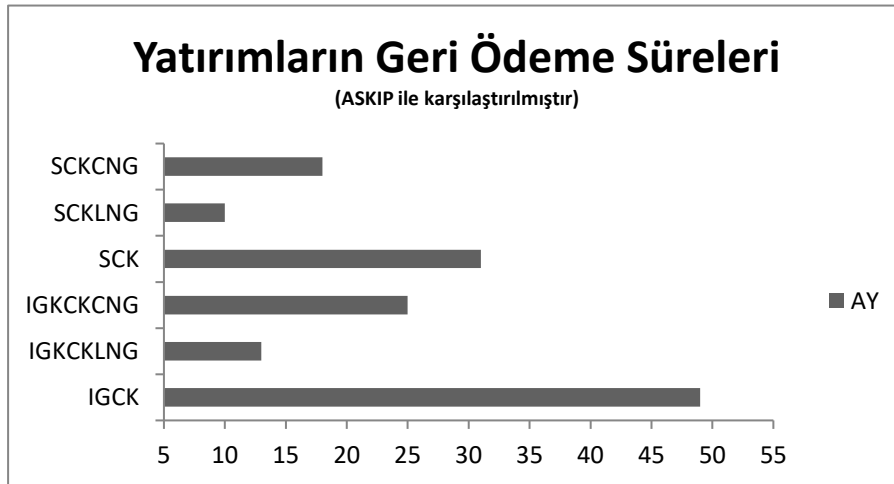
15 yıllık toplam işletme ve yatırım maliyetlerinin bugünkü değer metodu ile hesaplanmış ve Şekil 4.8.'de sonuçlar gösterilmiştir. Buradaki değerlere göre sistemin 15 yıllık ömrü boyunca ekonomik olarak toplam tutarın bugünkü değeri en düşük ASKIP sisteminde olduğu çok açık bir şekilde gözükmemektedir. ASKIP sistemi toplam gideri 608 bin Euro mertebelerinde olurken, IGKCK sistemi 780 bin Euro ve SCK sistemi 931 bin Euro olarak hesaplanmıştır. Çelik kazanlarda kullanılan kaynak gazı CNG veya LNG olduğu zaman bu yatırım ömür boyu maliyetleri 1 milyon Euro'nun üzerine çıkmaktadır. Ekonomik olarak ASKIP sistemi ile karşılaştırınca toplam maliyet, LNG yakan sistem 2 katından fazla olurken CNG yakan sisteme göre yaklaşık 2 katı civarındadır. ASKIP sistemleri ilk yatırım maliyeti açısından 3 kat gibi fazla

gözükürken, sistem ömrü maliyeti boyunca bakarsak ekonomik açıdan daha avantajlıdır.



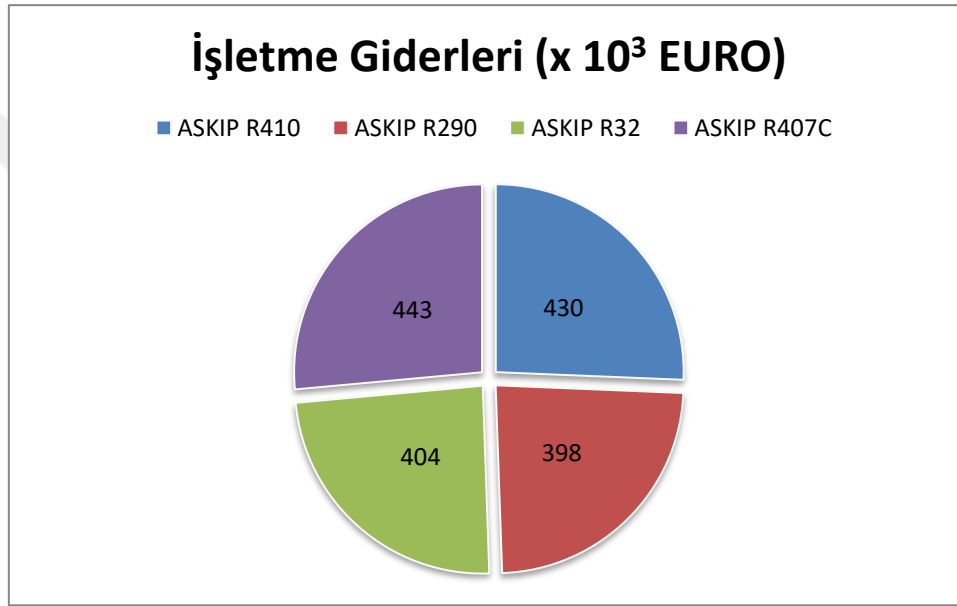
Şekil 4.8. Sistemlerin 15 yıllık yatırım ve işletme gideri

Şekil 4.9.'de yatırımların ASKIP ile karşılaştırılarak amortisman süreleri gösterilmiştir. ASKIP ile diğer yatırımların karşılaştırılması sonucunda kara geçilen süreler hesaplandığında, LNG ile çalışan kazan sistemleriye karşılaştırılırsa IGKCKLNG ile 13 ay, SCKLNG ile 10 ay gibi kısa sürede amortismanı sağlamaktadır. CNG ile çalışan kazan sistemleriyle de neredeyse aynı olmakla birlikte 18 ile 25 ay olmaktadır. Fakat doğalgaz ile çalışan sistemlerde SCK'da 31 ay olurken IGKCK'da 49 ay olmaktadır. 4 yıl gibi bir süre zarfında ASKIP, avantajlı konuma geçmektedir. 15 yıllık sistem ömrü olan bir işletme yatırımında bu süre kısa ve yatırıma uygun görünmektedir.



Şekil 4.9. Yatırımların geri ödeme süreleri

ASKIP ısı pompası ve çelik kazanlı sistemlerin ömür boyu maliyetleri, hem yatırım hem de işletme maliyetleri açısından sadece R410A gazlı sistemlere göre karşılaştırılmıştır. Şekil 4.10'da ASKIP sisteminin R290, R32 ve R407C soğutucu akışkanlara göre 15 yıllık süre boyunca sadece işletme giderlerinin bugünkü değer metodu ile hesaplama sonuçları gösterilmiştir. R290 gazlı sistem sistem ömrü boyunca yaklaşık 398 bin Euro gider oluştururken, bunu 430 bin Euro ile R410A gazı, 404 bin Euro ile R32 gazı ve 443 bin Euro ile R407C gazı takip etmektedir. Buradaki işletme maliyetlerinin en düşük R290'da olmasının sebebi performans katsayısının ve verimliliklerin en yüksek ve ekserji kayıplarının en az R290 gazlı ısı pompası sisteminde olmasından dolayıdır. R290 gazı ile çalışan ısı pompalarının işletme maliyeti diğer ısı pompalarından %2 ile %8 arasında daha düşüktür. Bu da R290 gazı ile çalışan ısı pompasının bir diğer avantajıdır.



Şekil 4.10. Soğutucu akışkanlara göre ısı pompalarının 15 yıllık işletme maliyetleri

Bu bölümde incelenen yatırım ve işletme maliyetleri açısından bakıldığında ASKIP ısı pompaları günümüzde hala en verimli ve ekonomik açıdan en uygun sistemdir. Uygulanabilirliği günümüzdeki teknolojinin artmasıyla birlikte daha kolay hale gelmiştir. R290 gazlı ısı pompaları sistemleri günümüzde uygulanmaya başlamıştır. 2024 yılı ve daha sonraki yıllarda R290 gazlı cihazlar daha fazla yaygınlaşacaktır. Yatırım ve performans açısından incelediğimizde R290 gazının ısı pompaları için diğer gazlara kıyasla daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

4.5. Örnek Tesis İçin Tasarlanan Atık Su Kaynaklı Isı Pompası ve Alternatif Sistemlerin Çevresel Olarak Karşılaştırılması

Mühendislikte sistem tasarımları yaparken en çok önem verilen kısımlar maliyetler ve enerji verimliliğidir. Enerji verimliliğinin yanı sıra günümüzde iklim ve çevresel etkiler de önemli olmaya başlamıştır. Karbon emisyonlarının artmasıyla birlikte karbon salınımını azaltıcı bireysel ve endüstriyel sistemler teşvik kapsamında yaygınlaşmaktadır. Bu bölümde termodinamik analizi yapılan ısı pompaları için Eşitlik 3.14 ve çelik kazanlar için Eşitlik 3.16 yardımıyla hesaplanan sonuçlar incelenmiştir.

Çizelge 4.30.'da ASKIP sisteminde soğutucu akışkanlara göre ve bu sistemler için kaynak olan elektriğin üretim çeşitlerine göre tüketim noktalarındaki yıllık karbon emisyon değerleri ton CO₂ cinsinden gösterilmiştir. Aynı hesaplamalar yapılarak IGKCK ve SCK sistemleri için doğalgazdan kaynaklanan karbon emisyon değerleri Çizelge 4.31'de verilmiştir. Bu hesaplamalarda yıllık çalışma süreleri ve o verimlilikteki değerler dikkate alınmıştır. Çelik kazanlı sistemlerde kullanılan elektrik ekipmanlarının karbon emisyon faktörü doğalgaz yakıtı ile karşılaştırıldığında çok düşük değerler olduğu için hesaplamalarda dikkate alınmamıştır.

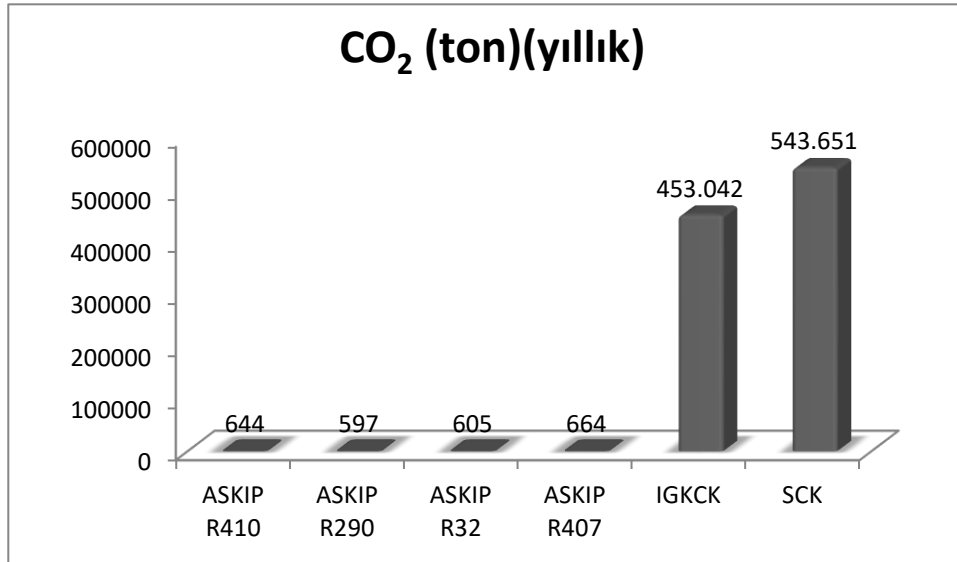
Çizelge 4.30. Isı pompalarının yıllık karbon emisyon miktarları

Sistem	Standart (ton CO ₂)	Linyit (ton CO ₂)	Doğalgaz (ton CO ₂)	İthal Kömür (ton CO ₂)	Taş Kömür (ton CO ₂)
ASKIP R410A	644,22	1700,96	496,89	1151,83	1466,58
ASKIP R32	605,30	1598,20	466,87	1082,24	1377,97
ASKIP R290	597,48	1577,56	460,85	1068,27	1360,18
ASKIP R407C	664,32	1754,03	512,40	1187,77	1512,33

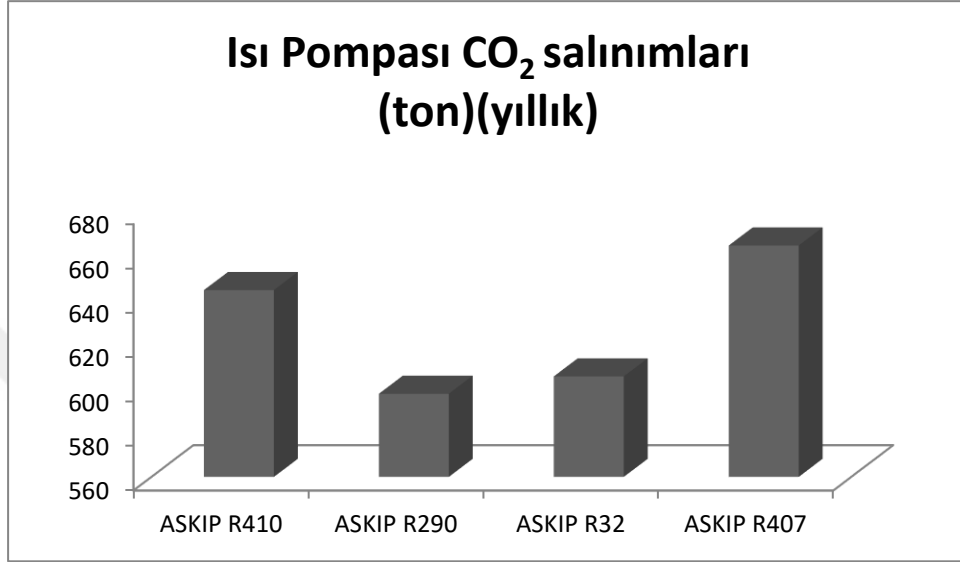
Çizelge 4.31. Çelik kazan sistemlerinin yıllık emisyon miktarları

Açıklama	IGKCK	SCK
Doğalgaz Tüketimi (m ³)	248.621	298.345
Yıllık Eşdeğer ton CO ₂	453.042	543.651

Şekil 4.11.'da sistemlerin CO₂ salınımlarının karşılaştırılması verilmiştir. Fosil yakıtlı çelik kazanlı sistemler ısı pompalı sistemlere göre çok daha fazla miktarda karbon salmaktadır. Bir yıllık işletme sonucunda ısı pompaları 597 ton ile 664 ton arasında CO₂ salarken, çelik kazanlar yaklaşık 760 kat daha fazla karbon salınımı yapmaktadır. Atık su kaynaklı ısı pompalarındaki 15 yıllık süre boyunca çevreye salınan karbon miktarları, çelik kazanların bir yılda çevreye verdiği CO₂ miktarından daha düşüktür. Sadece ön ısıtma yapılarak ısı geri kazanımı sağlanan çelik kazanlı sistem, standart çelik kazanlı sistemlere göre %16 civarında çevreye daha az zarar vermektedir.

**Şekil 4.11.** Sistemlerin CO₂ salınımları karşılaştırılması

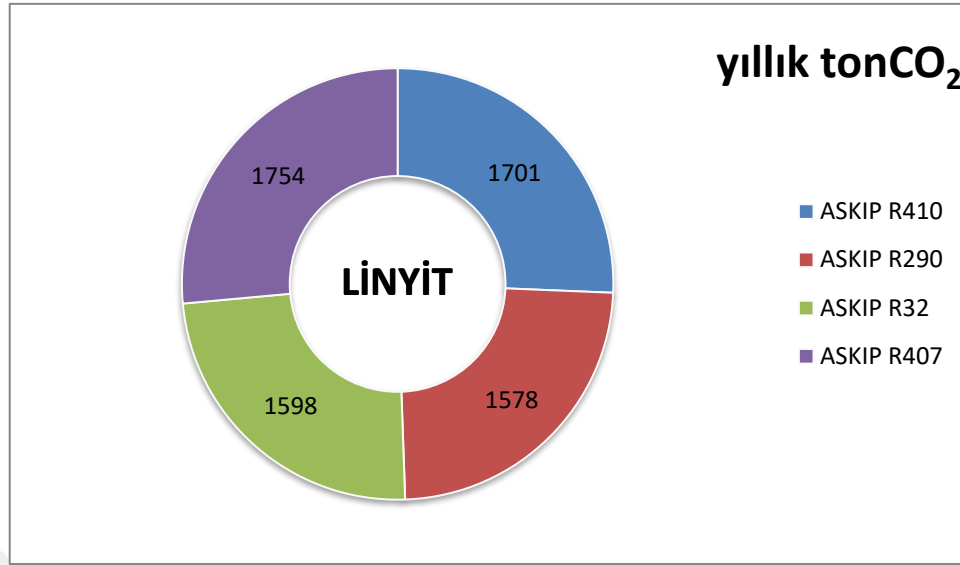
Şekil 4.12.'de ise farklı soğutucu akışkanlar ile çalışan atık su kaynaklı ısı pompasının karbon salınımlarının gösterimi bulunmaktadır. R290 gaz ile çalışan sistem yıllık 597 ton CO₂ salınımı ile en çevreci sistem olurken, bunu R32 gazlı sistem yıllık 605 ton CO₂, R410A yıllık 644 ton CO₂ ve R407C yıllık 664 ton CO₂ salınımı ile izlemektedir.



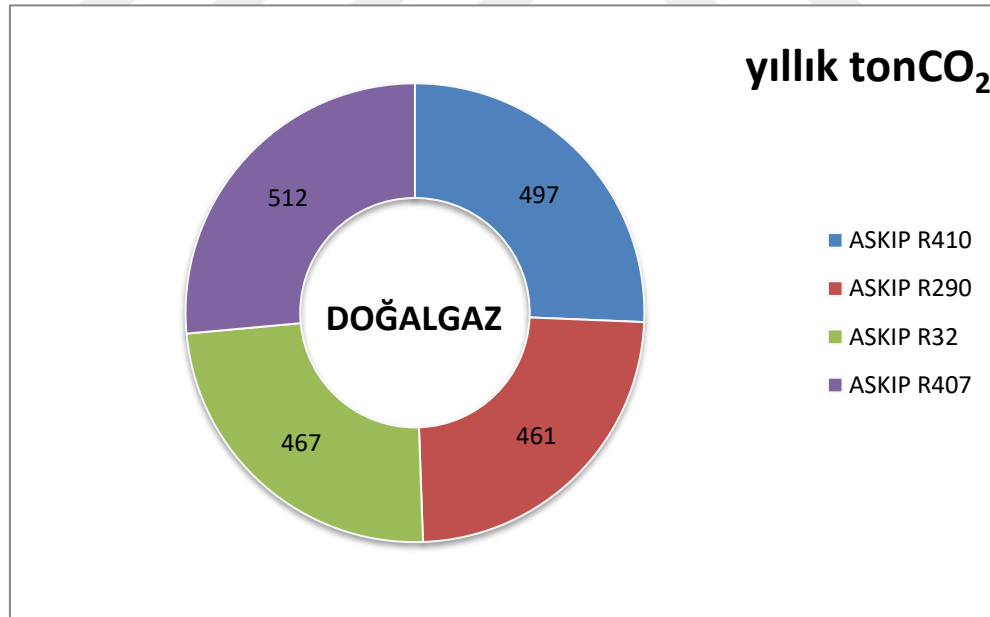
Şekil 4.12. Farklı soğutucu akışkanlı sistemlerin CO₂ salınımları

ASKIP sistemindeki bu hesaplamalarda karbon emisyonları standart tüketim emisyon faktörü değerleri ile incelenmiştir. Ülkemizde ve dünyada elektrik üretimi farklı kaynaklardan elde edilmektedir. Bu üretim biçimlerine göre karbon emisyonları değişmektedir. Şekil 4.13, 4.14, 4.15 ve 4.16'de elektrik üretim şekillerine göre farklı soğutuculu akışkanlı ısı pompalarının karbon emisyon miktarları gösterilmektedir.

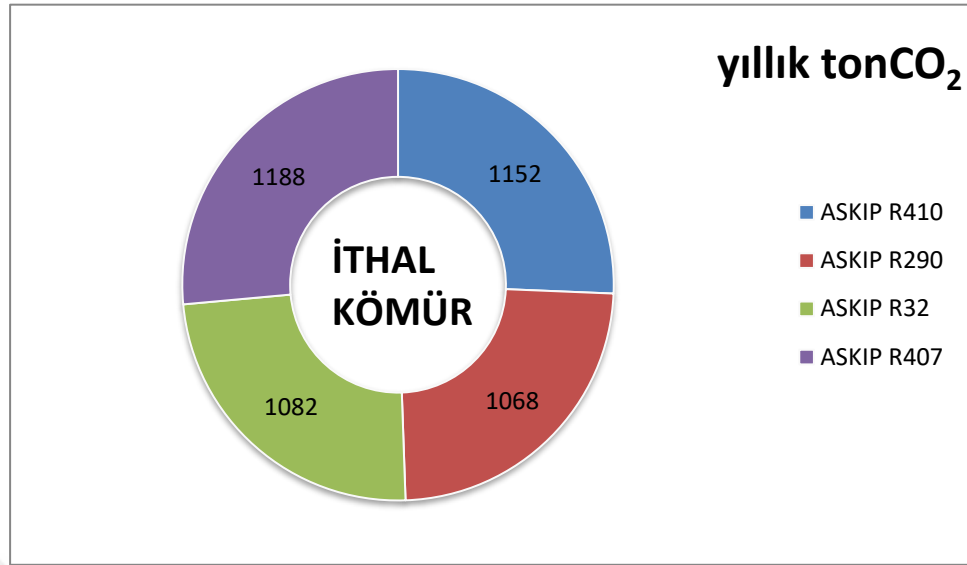
Üretim biçiminden bağımsız olarak R290 gazlı sistemler hala en çevreci konumdadır. Fakat açıkça görüldüğü gibi doğalgaz ile elde edilen elektrik ile çalışan sistemler ithal kömür, yerli kömür ve linyit ile üretilen elektriğe göre çevreye zararı daha az düzeydedir. Doğalgazdan sağlanan elektrik ile çalışan ısı pompaları yıllık 461 ton CO₂ ile 512 ton CO₂ salınımı yaparken, en yüksek değerler yıllık 1578 ton CO₂ ile 1754 ton CO₂ salınım miktarıyla linyitten elde edilen elektrikle olmaktadır. Buradaki karbon salınımlarını azaltmak hatta yok etmek için yenilenebilir enerjiden elde edilen elektrik kullanılmalıdır. Yenilenebilir enerjiden üretilen elektriğin kullanılması sonucunda bu sistemin çevreye zararı daha da azalacaktır.



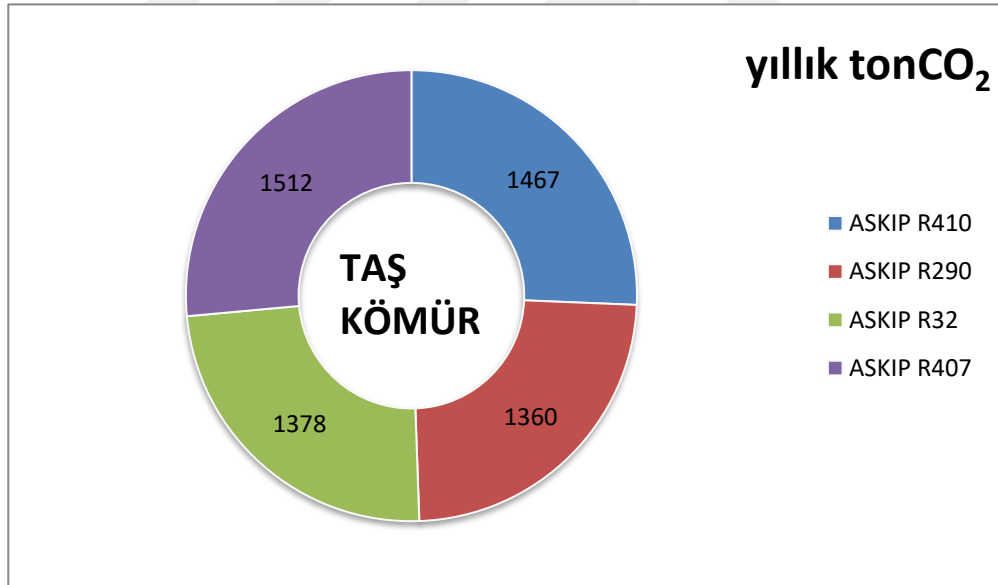
Şekil 4.13. Linyitten elde edilen elektrik ile çalışan ısı pompasının CO₂ salınımı



Şekil 4.14. Doğalgazdan elde edilen elektrik ile çalışan ısı pompasının CO₂ salınımı



Şekil 4.15. İthal kömürden elde edilen elektrik ile çalışan ısı pompasının CO₂ salınımı



Şekil 4.16. Taş kömürden elde edilen elektrik ile çalışan ısı pompasının CO₂ salınımı

5. SONUÇ

Yapılan bu çalışmada 200 yataklı bir otel tesisinin, sıhhi sıcak su eldesinde kullanmak üzere atık sudan ısı geri kazanımı yapılan atık su kaynaklı ısı pompası sistemi ve alternatif sistemler olan fosil yakıtlı çelik kazanlar incelenmiştir. Isı pompasının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. İncelemelerde ısı pompasının performans katsayılarına ve tükettiği enerji miktarlarına bakılmıştır. Diğer çalışmalardan farklı olarak R290 soğutucu akışkan için sistem tasarımları yapılmış ve R32, R410A ve R407C gazlarıyla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmada enerji ve ekserji analizlerinden yararlanılmış, sistemlerin ilk yatırım ve işletme maliyetleri analiz edilmiştir. Yapılan incelemelerde sistemlerin amortisman süreleri belirlenmiştir. Bunlara ek olarak sistemde karbon salınımları incelenerek, daha sürdürülebilir çevre sağlanması hedeflenmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

1. Soğutucu akışkanların değişmesi sistemdeki ekipmanların performanslarını değiştirmiştir. Bu değişimler sonucunda R290 gazlı ısı pompaların daha verimli olacağı görülmüştür. Bu verimlilik artışında kompresör gücünün ve sisteme dolaşan soğutucu akışkanın debisinin azalması etkilidir.
2. Yapılan incelemeler sonucunda R290 gaz ile çalışan ısı pompasının termodinamik özellikleri daha iyi performans sağlamıştır. Bu performans değişimi sistemin hem işletme maliyetlerini hem de çevresel etkilerini de olumlu yönde etkilemiştir.
3. Atık su kaynaklı ısı pompaları, dış havadan bağımsız tüm yıl COP değeri 3'den yüksek olacağı için diğer ısı pompası türlerine göre avantajlı ve çevre açısından da daha sürdürülebilir olacaktır.
4. R290 gazlı ısı pompası sistemi 3,57 COP değeri ile en yüksek değere sahipken, bunu 3,53 COP değeri ile R32 gazlı sistem, 3,35 COP değeri ile R410A gazlı sistem takip etmiş ve en kötü performansı 3,28 COP değeri ile R407C vermiştir. Isı pompası çevrim COP'si ile sistem COP'leri arasında yaklaşık %36'lık bir kayıp gözlenmiştir. Bu da sistemdeki elektrik tüketen diğer ekipmanlardan kaynaklanmaktadır.
5. Isı pompalarında en yüksek ekserji yok oluşlarının kompresör ve kısılma vanasında olurken, bunları ısı değiştirici kondenser ve evaporatör takip etmektedir. R290 soğutucu akışkanlı ısı pompası sistemi toplam ekserji yok oluşu 18,91 kW olurken, R410A 21,75 kW, R32 19,39 kW ve R407C 22,81 kW olmuştur. En az ekserji yok oluşu R290 gazlı sistemde gözlemlenmiştir.
6. IGKCK ve SCK sistemleri karşılaştırılınca sadece basit bir ısı geri kazanım sistemiyle dahi işletme maliyetlerinin düşeceği ve çevreye yayılan karbon emisyonlarının azalacağı anlaşılmıştır.
7. ASKIP sistemleri ilk yatırımın maliyetleri normal sistemlere göre yaklaşık olarak 4 kat daha fazla olmasına rağmen, sistemin ömrü boyunca işletme giderleri hesaba katılınca çelik kazanlı sistemlerden daha avantajlı olduğu anlaşılmıştır. Alternatif sistemleri ASKIP ile karşılaştırdınca amortisman

- süreleri doğalgaz ile çalışan SCK için 31 ay olurken, IGKCK için 49 ay olmuştur. Bu süreler LNG ve CNG kullanıldığı zaman çok daha kısalmaktadır.
8. R290 gaz kullanılan ısı pompalı sistemler işletme maliyetleri daha az olduğu için yatırımın daha ekonomik olacağı anlaşılmıştır. Bu R290 gazlı sisteminin en yüksek COP değerinde olmasından dolayı kaynaklanmıştır.
 9. Fosil yakıtlı sistemlerin çevreye verdikleri toplam yıllık karbon salınımlarının ASKIP sistemin, sistem ömrü boyunca verdiği karbon salınımların çok daha üzerinde olacağı tespit edilmiştir.
 10. Yapılan bu çalışmada ASKIP sistemlerinde karbon emisyonlarının sadece standart tüketime göre değil, elektriğin üretim biçimlerine göre nasıl değiştiği de analiz edilmiştir. Doğalgazdan elde edilen elektriğin kullanılması karbon emisyonlarını azaltacaktır. Elektrik üretiminden bağımsız olarak R290 gazı sürdürülebilir çevre açısından daha verimlidir. ASKIP sisteminin elektrik kaynağının güneş, rüzgar vb. gibi yenilenebilir enerjiden elde edilmesi karbon emisyonlarını yok edecektir.

Sonuç olarak yapılan bu çalışmada atık su kaynaklı ısı pompalarının sadece ekonomik değil aynı zamanda çevresel etki açısından da avantajlı olacağı gösterilmiştir. Sistem ömrü boyunca yapılan incelemelerde R290 gazlı ısı pompalarının diğer gazlara göre daha ekonomik, daha çevreci ve daha verimli olacağı anlaşılmaktadır. Sıcak su eldesi ve atık su kullanılacak olan sistemler için elde edilen sonuçlar, bu sistemlerin uygulanabilir olduğunu göstermektedir. Bu tür araştırmaların iyileştirilmesi için; ısı pompası ekipman verimliliklerinin artırılması, kirlilerden dolayı tıkanmaların azaltılması, kapasitelerin değişmesi sonucunda yatırım karlılığının değişimleri, ısı pompasının tüketmiş olduğu elektriğin güneş, rüzgar, vb. gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilerek çevresel etkisi gibi daha detaylı araştırmalar yapılmalıdır. Bu çalışma, araştırma ve teorik olarak hesaplamalar sonucunda sistemlerin uygulanabilirliği açısından hem mühendislere hem de yatırımcılara yol gösterici olacaktır.

6. KAYNAKLAR

- Anonim 1:IEA, <https://www.iea.org/reports/technology-and-innovation-pathways-for-zero-carbon-ready-buildings-by-2030> [Son erişim tarihi 09.06.2023]
- Anonim 2:Strateji ve Bütçe Başkanlığı <https://www.sbb.gov.tr/enerji-madencilik-gostergeleri/> [Son erişim tarihi 15.12.2023]
- ABBASI, H., LU X., XU F., XİE J. 2016. Wastewater treatment strategies in China: An overview. *Science Letters*, 4(1), 15-25
- ALAGÖZ, İ., COŞKUN E., BABAOĞLU S., KAYKAÇ R., CİDACI A. 2021. EÜAŞ Merkez Kampüs 2021 Yılı Karbon Ayak İzinin Hesaplanması, Çevre, İklim ve Sürdürülebilirlik Dergisi, İ.T.Ü., İstanbul
- ALNAHHAL, S. ve SPREMBERG, E. 2016. Contribution to exemplary in-house wastewater heat recovery in Berlin. *Procedia CIRP*, 40, 35–40
- ARAZ, M., GÜNGÖR E., HEPBAŞLI A. 2013. Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip Soğutucu Akışkanların Soğutma Uygulamalarındaki Kullanımının Değerlendirilmesi, Soğutma Teknolojileri Sempozyumu, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir
- ARAZ, M. 2019. Bir Atıksu Isı Pompası Sisteminin Enerjitik, Ekserjitik, Eksergoekonomik ve Eksergoçevresel Performansının Deneysek Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir
- ARPACI, E. 2020. Soğuk Bir İklimde Su Kaynaklı Ve Güneş Enerjisi Destekli Bir Isı Pompası İle Sera Isıtma Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi. Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Van
- ASHRAE Standartları 2004, Bölüm 34
- ATALAY, H. 2011. Soğutucu Akışkanların Termodinamik ve Termofiziksel Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, İzmir
- BAEK N.C., SHİN U.C., YOON J.H., 2004. A study on the design and analysis of a heat pump heating system using wastewater as a heat source, *Solar Energy*
- Belediye Su İstatistikleri, 2018, 30668 Nolu Yayın- 2019, Türkiye İstatistik Kurumu
- BEŞER, E. 1997. Soğutucu Maddelerle İlgili Dünyada ve Türkiye'deki Gelişmeler", III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi, İzmir, 679- 697
- BROWN, R. 2009. Heat Pumps – A Guidance Document for Designers. BSRIA Publications, 69 pp.

- BULGURCU, H., KON O., İLTEN N., 2007. Soğutucu akışkanların çevresel etkileri ile ilgili yeni yasal düzenlemeler ve hedefler”, VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 915-928
- CASTRO, J., URCHUEGUÍA J., CORBERAN J., GONZALVES J., 2004. Optimized design of a heat exchanger for an air-to-water reversible heat pump working with propane (R290) as refrigerant: Modelling analysis and experimental observations, *Applied Thermal Engineering*
- CHAO, S., YI QIANG J., YANG Y., SHI MING D., XINLEI W., 2012. A field study of a wastewater source heat pump for domestic hot water heating. *J Build Services Eng Res Technol* 2012:1–16.
- CHOUDHARI, C. 2020. Experimental study of hydrocarbon R290 in water cooler refrigeration system, *Journal of Thermal Engineering*, Vol. 6, No. 1, pp. 43-49
- CHO. Y, RUN Y., 2011. A raw water source heat pump air-conditioning system, *Energy and Buildings*, 43(11),3068-3073
- ÇOKGEZ KUŞ, A., ÇOMAKLI K., 2015. Farklı kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ekonomik analizi. *Tesisat Mühendisliği*, 148, 13-21
- DEMİRCİ, E., ÖZKAYMAK M., KOŞAN M., AKKOÇ A., AKTAŞ M., 2020. Doğal Soğutucu Akışkan Kullanımında Son Gelişmeler. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 6(3), 184-199
- DOĞAN, E., 2020. Kanalizasyon Atık Su Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi. Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum
- DOĞAN, V. 1999. Isı geri kazanım ve sudan suya ısı pompası uygulaması, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, Syf. 417
- DURDEVIC, D., BALIĆ D., FRANKOVIĆ B., 2019. Wastewater heat utilization through heat pumps: The case study of City of Rijeka. *Journl of Cleaner Production*, 231, 207–213
- Elektrik Piyasası Sektörü Raporu, EPDK, Ağustos 2023
- Ekonomik Araştırmalar Raporu, Devlet Su İşleri, 2019
- Emisyon Faktörleri Bilgi Formu, T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, 2022
- FUNAMIZU, N., LIDA M., SAKAKURA Y., TAKAKUWA T., 2001. Reuse of heat energy in wastewater: implementation examples in Japan, *Water Science and Technology*

- GÜVEN, A., TÜTÜNOĞLU Y., ÖZMURAL Ü., 2011. Yahya Kaptan Toplu Konut Alanının Isı Yalıtımı Açısından Değerlendirilmesi, Mühendis ve Makine, Cilt 52 Sayı:617 Syf:125-134
- HALIMIC, E., ROSS D., ANGEW B., ANDERSON A., POTTS I., 2003. A comparison of the operating performance of alternative refrigerants, Applied Thermal Engineering
- HAKYEMEZ, C. 2019. Su:Yeni Elmas, Türkiye Sınai Kalkınma Bankası Ekonomi Araştırmalar Dergisi, Şubat 2019
- HEPBAŞLI, A., KALINCI, Y. 2008. A review of heat pump water heating systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews
- HEPBAŞLI, A., BIYIK E., EKREN O., GÜNERHAN H., ARAZ M., 2014. A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems, Energy Conversion and Management
- HORZUM, F., SELBAŞ R., 2018. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Termodinamik Analizi ve Antalya İlinde Bir Uygulama, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi
- ISISAN Yayınları, Sıhhi Tesisat Kitabı, Bölüm 1, Syf 21
- IPCC 1997. IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories Volume I: Reporting Instructions, Chapter 1 pp 1-4, Intergovernmental Panel on Climate Change, United 97, Nations Environment Programme, Organization for Economic Co- Operation and Development, International Energy Agency, Paris
- KLEIN, S.A., Engineering Equation Solver (EES), Academic Commercial V8.208, F-Chart Software, www.fChart.com, 2008
- KOÇAK, S. 2012. Hacim Isıtma Amaçlı Güneş Enerjisi Destekli Su Kaynaklı Isı Pompası Çevriminin Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Üniversitesi, Antalya
- LIU, Z., MA L., ZHANG J., 2013. Application of a heat pump system using untreated urban sewage as a heat source. Applied Thermal Engineering, 62, 747–657
- NAWAZ, K., SHEN B., ELATAR A., BAXTER V., ABDELAZIZ O., 2017. R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters, Applied Thermal Engineering
- nSEB Rehber Kitabı, T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı, Kasım 2020

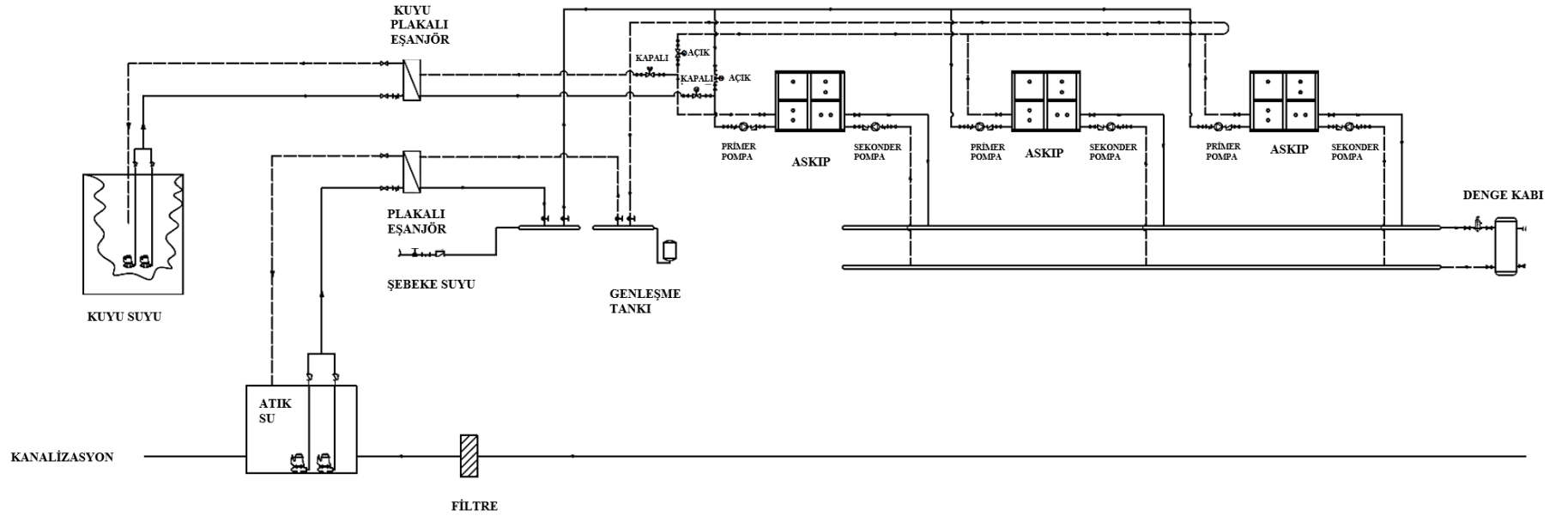
- ÖZBEKTAŞ, S., ŞENEL M., SUNGUR B., 2023. Dünyada ve Türkiye’de Yenilebenilir Enerji Durumu ve Kurulum Maliyetleri Mühendis ve Makina, 64,711,317-351
- ÖZGENER, O., HEPBAŞLI A., 2007. A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 11: 482-496
- PALM, B. 2007. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review, Refrigeration
- PEKİN, M., SORUŞBAY C., 2006. Ulaştırma Sektöründen Kaynaklanan Sera Gazı Emisyonları, İstanbul Teknik Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi, İstanbul
- SEÇİKMİŞ, A., 2006. Su Kaynaklı Isı Pompalarında Ekserjş Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 128 ss
- SHAMIM, J., AUTI G., KİMURA H., FEİ S., HSU W., DAİGJİ H., MAJUMDAR A., 2022. Concept of a hybrid compression- adsorption heat pump cycle, Cell Report, Physical Science
- SHEN, C., LEİ Z., WANG Y., ZHANG C., YAO Y. 2018. A review on the current research and application of wastewater source heat pumps in China, Thermal Science and Engineering Progress, 6, 140-156
- Su ve Atık Su İstatistikleri, TÜİK, Aralık 2020
- ŞAŞMAZ, C. 2014. Sudan Suyu Isı Pompası İle Eşzamanlı Mahal Soğutma Ve Sıcak Su Eldesinin Deneysel Analizi, Yüksek Lisans Tezi. Akdeniz Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya
- TANG, W., HE G., ZHOU S., SUN W., CAİ D., MEİ K., 2018. The performance and risk assessment of R290 in a 13 kW air source heat pump, Applied Thermal Energy
- TEKTANIL, M. 2008. Toplu taşımadaki doğalgazlı otobüslerin karbonidoksit emisyonlarına etkileri, Fen Bilimleri Enstitüsü, İTÜ
- TOPÇU, A., 2018. Alışveriş Merkezlerindeki Su Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Enerji Ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon
- YAKUT, A. 2014. Yeni Nesil Soğutucu Akışkan: R32, Soğutma Dünyası, YIL: 17 SAYI: 64
- YAMANAKARADENİZ, R., HORUZ İ., COŞKUN S., 2002. Soğutma tekniği ve uygulamaları. VİPAŞ

- YİN, L., LIU G., ZHOU J., LIAO Y., MA X., 2016. A calculation method for CO₂ emission in utility boilers based on BP neural network and carbon balance, The 8th International Conference on Applied Energy – ICAE2016
- ZHENG, H., TIAN G., ZHAO Y., JIN C., JU F., WANG C., 2022. Experimental study of R290 replacement R134a in cold storage air conditioning system, Case Studies in Thermal Engineering
- ZHOU, W., LI J., 2004. Sewage heat source pump system's application examples and prospect analysis in China. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, paper 7

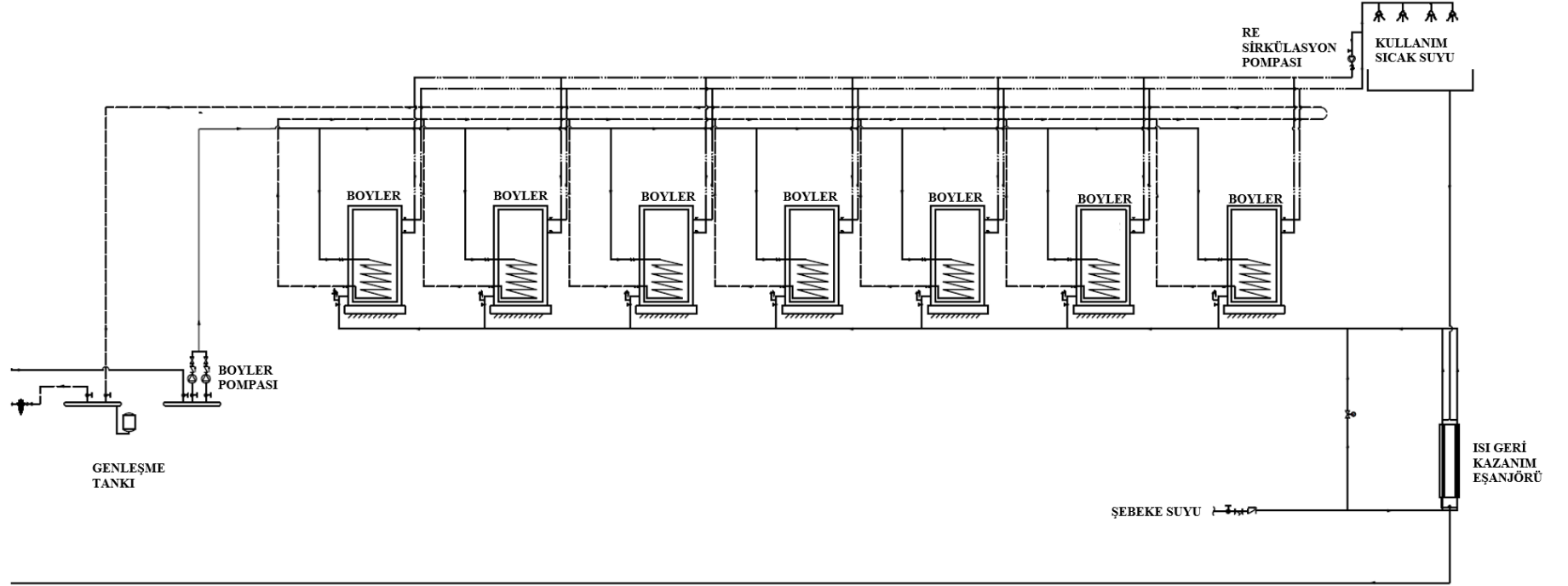


7. EKLER

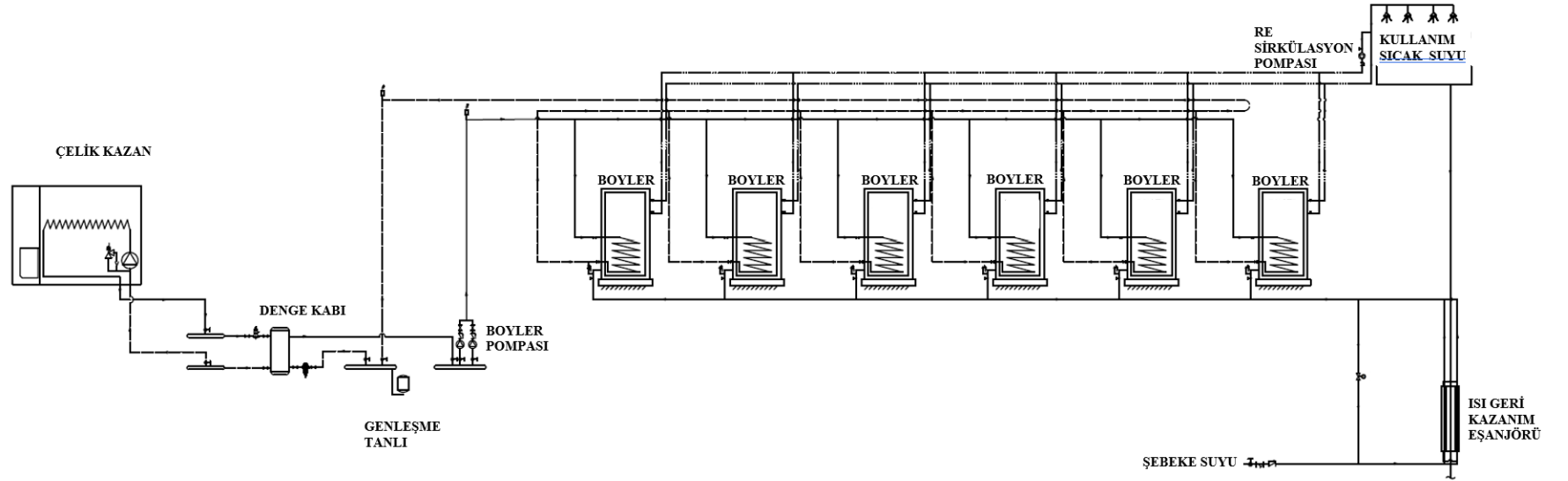
EK 1. ASKIP Tesisat Şeması



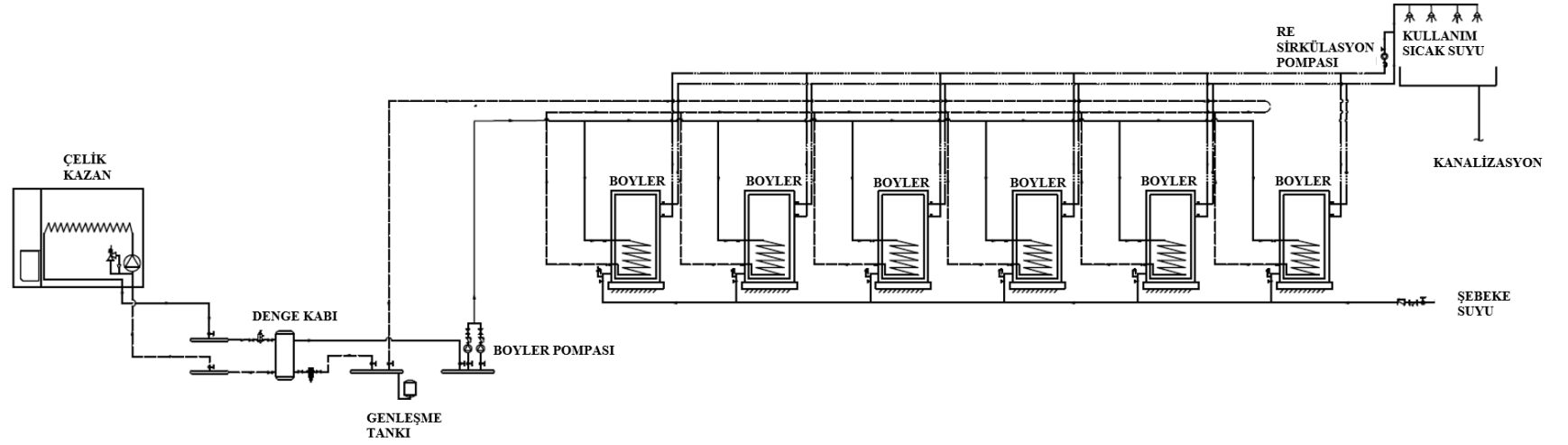
EK 1. ASKIP Tesisat Şeması Devamı



EK 2. IĞKCK Tesisat Şeması



EK 3. SCK Tesisat Şeması



ÖZGEÇMİŞ

FURKAN EVLİCE

ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Yüksek Lisans 2021-2024	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya
Lisans 2014-2018	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul

MESLEKİ VE İDARİ GÖREVLER

ARFE Mekanik Mühendislik Tic. Ltd. Şti. 2024-Devam Ediyor	Makine Mühendisi, Antalya
Res Enerji Sistemleri A.Ş. 2020-2023	Makine Mühendisi, Antalya