



**SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN YENİ NESİL BİR ENERJİ DEPOLAMA
ÜNİTESİ TASARIMI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ**

Sadika ŞİMŞEK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2021

ETİK BEYAN

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

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

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

Sadık ŞİMŞEK

29/06/2021

SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN YENİ NESİL BİR ENERJİ DEPOLAMA ÜNİTESİ TASARIMI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Sadika ŞİMŞEK

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2021

ÖZET

Enerji kaynaklarından elde edilen enerjinin devamlılığını sağlama ve arz talep dengesini kontrollü bir şekilde yönetebilme isteği enerji depolama çalışmalarını ön plana çıkarmıştır. Enerji depolama türlerinden olan, termal enerji depolama ısı ve soğu enerjisinden fazlaca yararlanılan iklimlendirme ve kurutma sistemleri için enerjinin etkin kullanımını sağlayabilmektedir. Bu çalışmada, çift etkili ısı pompası sisteminde buzda enerji depolama ile soğu depolama ve sıcak su depolama tankı ile de ısı depolama gerçekleştirilmektedir. Böylece endüstriyel kurutma sistemi için gerekli olan termal enerjinin tek bir sistem ile karşılandığı bir tasarım yapılmıştır. R32 ve R290 soğutucu akışkanlar için termodinamik analizler yapılarak sistem performansları hesaplanmıştır. Elde edilen verilere göre çift etkili performans katsayıları (COP çift etkili) R290 soğutucu akışkanı için 7, R32 akışkanı için de 6,75 olarak hesaplanmıştır. Akışkanların sistemle uyumlulukları ve etkinlik katsayıları birbirine benzerlik göstermiştir. Çevresel etkileri kıyaslandığında ise her iki akışkanın da ozon tüketme potansiyeli (OTP) 0 olmasına rağmen, düşük küresel ısınma potansiyeli (KIP) ile R290 ön plana çıkmıştır. Isı pompası sisteminde çoklu elektrik tarifesine göre buz ve sıcak su depolanması durumunda geleneksel bir ısı pompası sistemine kıyasla enerji maliyet analizi gerçekleştirilmiştir. Sistemde saat başına 1 ton buz üretilerek 8 saat buzda enerji depolama ve atık ısının sıcak su olarak depolanması ile R290 soğutucu akışkanı için 45 676 TL/yıl, R32 akışkanı için 47 792 TL/yıl enerji maliyetinden tasarruf edilmiştir. Literatürde yer alan çalışmalarla kıyaslandığında ise hem buzda enerji depolanması hem de sıcak su depolanması ile daha yüksek sistem COP değeri elde edilmiştir. Ayrıca doğalgazlı kazan yerine atık ısı depolaması gerçekleştirilerek R290 soğutucu akışkanlı sistem için yıllık 22,7 ton, R32 akışkanlı sistem için 23,7 ton CO₂ emisyon salımı engellenmiştir. Enerji sistemlerinde sürekliliğin, ucuzluğun, verimliliğin ve çevresel etkilerin azaltılmasının sağlanabilmesi açısından yapılan tasarım endüstriyel kurutma sistemleri için alternatif bir seçenek olacaktır.

Bilim Kodu : 92807

Anahtar Kelimeler : Soğutma, termal enerji depolama, endüstriyel kurutma, enerji verimliliği

Sayfa Adedi : 45

Danışman : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

DESIGN AND THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A NOVEL ENERGY STORAGE UNIT FOR COOLING SYSTEMS

(M. Sc. Thesis)

Sadika ŞİMŞEK

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2021

ABSTRACT

Procuring solicitiously the continuity of energy obtained from energy resources and to manage the supply-demand balance in a controlled manner has brought energy storage studies to the fore. Thermal energy storage, which is one of the energy storage types, will ensure the efficient use of energy for air conditioning and drying systems that make use of heat and cold energy. In this study, with energy storage in ice cold storage and heat storage with hot water storage tank are carried out in the double-effect heat pump system. Thus, a design has been made in which the thermal energy required for the industrial drying system is met with a single system. System performances were calculated by performing thermodynamic analysis according to R32 and R290 refrigerants. When comparisons are made according to the data obtained; Dual performance coefficients (COP dual) are calculated as 7 for R290 refrigerant and 6,75 for R32. The compatibility of the refrigerants with the system and the efficiency coefficients were similar to each other. When the environmental effects are compared, although the ozone depletion potential (ODP) values in both refrigerants are 0, the R290 refrigerant has come to the fore with its global warming potential (GWP) value of 3. In the case of storing ice and hot water according to multiple electricity tariffs in the heat pump system, an energy cost analysis was performed compared to a conventional heat pump system. Energy costs of 45 676 TL/year for R290 refrigerant and 47 792 TL/year for R32 refrigerant were saved by producing 1 ton of ice per hour in the system, storing energy in ice for 8 hours and storing waste heat as hot water. Compared to the studies in the literature, a higher system COP value was obtained with both the storage of energy in ice and the storage of hot water. In addition, by performing waste heat storage instead of a natural gas boiler, annual CO₂ emissions of 22,7 tons for the system with R290 refrigerant and 23,7 tons for the system with R32 refrigerant are prevented. The design made in order to ensure continuity, cheapness, efficiency and reduction of environmental impacts in energy systems will create an alternative option for industrial drying systems.

Science Code : 92807

Key Words : Cooling, thermal energy storage, industrial drying, energy efficiency

Page Number : 45

Supervisor : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca değerli tecrübeleri ile beni yönlendiren ve bu uzun süreçte desteğini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ' a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca desteklerinden dolayı değerli Fatma Nur ERDOĞMUŞ' a, maddi ve manevi destekleri ile hep yanımda olan aileme ve çok değerli arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	7
3. TEORİK ANALİZ	19
3.1. Buzda Enerji Depolama Sistemi	19
3.2. Isı Pompası Sistemi	20
3.3. Çevresel Etki Analizi	22
4. SİSTEM TASARIMI.....	25
4.1. Sistem Soğutucu Akışkanı R290 Seçilmesi	28
4.2. Sistem Soğutucu Akışkanı R32 Seçilmesi	30
4.3. R290 ve R32 Soğutucu Akışkanlarının Karşılaştırılması	32
4.4. Enerji Maliyeti Hesabı	34
4.5. CO ₂ Emisyonu Hesabı.....	35
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	37
KAYNAKLAR	41
ÖZGEÇMİŞ.....	45

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. R290 Soğutucu Akışkanı Termodinamik Veriler	30
Çizelge 4.2. R32 Soğutucu Akışkanı Termodinamik Veriler	32
Çizelge 4.3. R290 ve R32 soğutucu akışkanlarının termodinamik özellikleri.....	33
Çizelge 4.4. R290 ve R32 soğutucu akışkanlarının termodinamik özellikleri	33
Çizelge 5.1. Literatür ve mevcut çalışma sistem karşılaştırması	38
Çizelge 5.2. Klasik ısı pompalı kurutucular ve mevcut sistem karşılaştırması	39

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Türkiye kurulu gücünün birincil enerji kaynaklarına göre gelişimi (2009- 2019)	1
Şekil 2.1. Bileşik soğu depolama sisteminin şeması.....	8
Şekil 2.2. a) Kanatlı b) Ters kanatlı c) Bir delikli d) Kanatlı ve delikli e) 2 delikli f) Parmaklı ve delikli	10
Şekil 2.3. PV/T entegreli, atık ısı geri kazanımlı soğutma sistemi	14
Şekil 3.1. Soğutma çevrimi T-s ve P-h diyagramı	21
Şekil 4.1. Endüstriyel bir kurutucu için enerji sistemi tasarımı	26
Şekil 4.2. Evaporatörde buz oluşum süreci tasarımı.....	27
Şekil 4.3. Evaporatörde buz kaldırma süreci tasarımı	27
Şekil 4.4. R290 soğutucu akışkanı log P-h diyagramı	29
Şekil 4.5. R32 soğutucu akışkanı log P-h diyagramı	31
Şekil 5.1. Farklı evaporatör sıcaklıklarına göre soğutucu akışkan COP değerleri	40

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

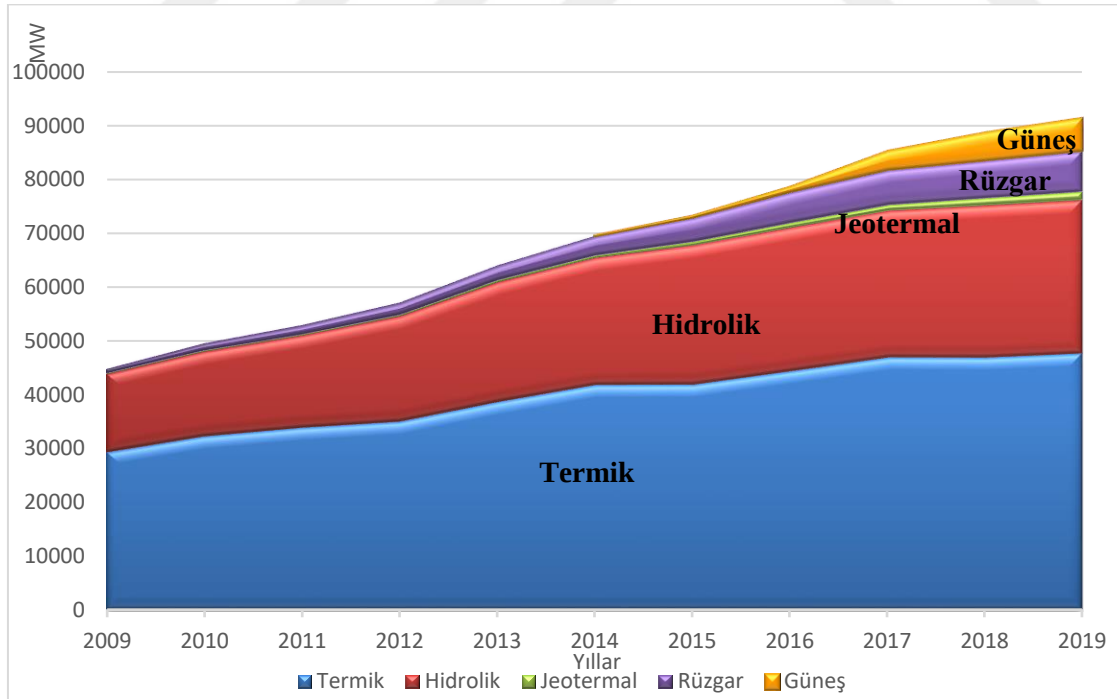
Simgeler	Açıklamalar
B	kWh başına CO ₂ emisyonu
B_y	Yıllık yakıt miktarı (m ³ /yıl)
c_p	Özgül ısı (kJ/kg°C)
E_{yıllık}	Enerji tüketimi (kWh)
H	Pompa basma yüksekliği (m)
h_{çıkan}	Akışkanın sistemden çıkış durumunda entalpisi (kJ/kg)
h_{giriş}	Akışkanın sisteme giriş durumundaki entalpisi (kJ/kg)
H_u	Yakıt alt ısı değeri (kJ/m ³)
L	Gizli ısı (kJ/kg)
L_{yıllık}	Yıl başına sızıntı oranı
m_{buz}	Kalıplarda oluşan buz miktarı (kg/h)
m_R	Soğutucu akışkan kütleli debisi (kg/s)
m_{su}	Sıcak su depolama tankına aktarılan su debisi (kg/s)
N	Yıl sayısı
P	Pompa gücü (W)
Q_{çıkan}	Sistemden birim zamanda çıkan ısı miktarı (kJ/s)
Q_{deşarj}	Buz erimesi sonucu açığa çıkan ısı (kJ)
Q_{duyulur}	Isı alışverişi sonucu açığa çıkan enerji (kJ/s)
Q_{giren}	Sisteme birim zamanda giren ısı miktarı (kJ/s)
Q_H	Soğutkandan atılan ısı (kJ/s)
q_{kayıp}	Kaybolan ısı (kJ/m ²)
Q_L	Evaporatör tarafından sudan çekilen ısı (kJ/s)
Q_{şarj}	Buz oluşumu sırasında açığa çıkan ısı (kJ)
Δ T	Sıcaklık değişimi (°C)
Ṽ	Hacimsel debi (m ³ /h)

Simgeler	Açıklamalar
$\dot{W}_{\text{çıkan}}$	Sistemden birim zamanda çıkan iş miktarı (kJ/s)
$\dot{W}_{\text{giren}}$	Sisteme birim zamanda giren iş miktarı (kJ/s)
$\dot{W}_{\text{net,g}}$	Kompresörü çalıştırmak için gereken iş miktarı (kJ/s)
η	Birinci yasa verimliliği (%)
η_{II}	İkinci yasa verimi (%)
η_p	Pompa verimi (%)

Kısıtlamalar	Açıklamalar
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Sistem Performans Katsayısı
COP _s	Soğutma Sistemi Performans Katsayısı
COP _{c,s}	Soğutma Sistemi Carnot Verimi
FDM	Faz Değişim Malzemesi
F-GAZ	Florlu Gazlar
FSEG	Yakıt Türüne Göre CO ₂ Emisyonu Dönüşüm Katsayısı
HC	Hidrokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
KIP	Küresel Isınma Potansiyeli
NBD	Net Bugünkü Değer
OTP	Ozon Tüketme Potansiyeli
PV/T	Fotovoltaik Termal Sistem
SCOP	Mevsimsel Performans Katsayısı
SEER	Mevsimsel Enerji Verimliliği Oranı
SEGM _y	Yıllık CO ₂ Emisyon Miktarı
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
TED	Termal Enerji Depolama
TEIE	Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi

1. GİRİŞ

Günümüzde artan nüfus ve teknolojinin gelişimi sonucu talep edilen enerji artmakta ve bu talebin büyük bir çoğunluğu fosil kaynaklardan karşılanmaktadır. Fosil yakıt rezervlerinin azalması ülkemizdeki enerji kaynaklarının tükenme endişesini beraberinde getirmiştir. Yakıldığında çevreye zararlı gazlar yayarak sera etkisine neden olan fosil yakıtlar, küresel ısınmanın yaygınlaşması gibi sorunlar da ortaya çıkarmıştır. Bu durum bilim insanlarını alternatif enerji kaynakları hakkında çalışmalar yapmaya yönlendirmiştir. Bilimsel arayışlar neticesinde yenilenebilir enerji kaynakları olarak bilinen güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, jeotermal enerji gibi doğaya zarar vermeyen, çevre dostu enerjiye yönelim gerçekleşmiştir. Alternatif enerji kaynaklarını kullanabilen ülkelerin enerjisinde dışa bağımlılığın azalacağı ve bu azalmanın, hem çevreyi zararlı etkilerden koruyacağı hem de ülke ekonomisine katkı sağlayacağı öngörülmektedir [1]. Şekil 1.1 ‘de 2009 ve 2019 yılları arasında ülkemizdeki kurulu gücün birincil enerji kaynaklarına göre gelişimi yer almaktadır [2]. Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımındaki artış enerjide süreklilik, temizlik ve güvenilirlik açısından umut vadetmektedir.



Şekil 1.1. Türkiye kurulu gücünün birincil enerji kaynaklarına göre gelişimi (2009- 2019)

[2]

Enerji kaynaklarından elde edilen enerjinin devamlılığını sağlama ve arz talep dengesini kontrollü bir şekilde yönetebilme isteği enerji depolama çalışmalarını ön plana çıkarmıştır. Enerji depolama teknolojileri; yenilenebilir enerji kaynaklarına entegrasyonu ile süreklilik sağlayarak gereklilik anında talep karşılamada ve günün pik enerji kullanım zamanlarında şebekeye aşırı yüklenmeyi önlemede umut vadetmektedir. Termal enerji depolama da özellikle yaz aylarında enerjinin büyük bir çoğunluğunun harcandığı soğutma alanında önemli bir yenilik olmuştur. Bu sistem sayesinde ozon tabakasına zarar veren ve küresel ısınmaya neden olan gazların kullanımı azaltılarak çevre dostu soğutma sağlanabilmektedir. Ülkemizde gerçekleştirilen üçlü elektrik fiyatlandırma tarifesini kapsama dikkate alınarak elektriğin ucuz olduğu zamanlarda depolama ve pahalı olduğu zamanlarda da bu depolanan enerjinin kullanımı gerçekleştirilebilmektedir. Bu durum sonucunda hem elektrik enerjisine duyulan gereksinim azaltılmakta ve şebekeye aşırı yüklenmeyi önleyerek ani bir elektrik kesintisinin önüne geçilebilmekte hem de tüketici bu ihtiyacını daha az enerji maliyeti ile karşılayabilmektedir. Böylece enerjide güvenilirlik, süreklilik ve ekonomiklik sağlanabilmektedir [3].

Enerjinin yoğun olarak tüketildiği soğutma sistemlerinde, enerjinin verimli kullanıldığı sistem araştırmaları yapılarak depolama çalışmalarının yaygınlaştığı yenilikçi çözümler ön plana çıkmaktadır. Yapılan çalışmaların altyapısını enerjinin verimliliği, güvenirliliği ve temiz olması oluşturmaktadır. Bu durumda sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanların seçimi de önemlilik arz etmektedir. Küresel ısınmaya neden olan sera gazları, fosil yakıtların yakılmasıyla oluşabileceği gibi bileşeninde bu gazların yer aldığı soğutucu akışkanlar ile de ortaya çıkabilir. Mevcut halojen yapıları soğutucu akışkanların kullanımının engellenmesi ve çevreye duyarlı, daha verimli olan alternatif soğutucu akışkanlar ile değiştirilmesi oluşabilecek çevresel sorunların azaltılmasını sağlayabilecektir [4]. Soğutucu akışkanların çevremize vermiş olduğu zararların engellenmesi adına dünya çapında yapılan ilk çalışma 1987 yılı Eylül ayında Kanada'nın Montreal şehrinde, 24 ülke ve Avrupa Ekonomik Topluluğunun katılımı ile gerçekleştirilmiştir. Söz konusu çalışmada ilgili ülkeler arasında bir protokol yapılmıştır. Montreal Protokolü tarafından oluşturulan düzenlemeler kapsamında, atmosferik ozon tabakasına güçlü bir şekilde saldıran bazı kloroflorokarbon (CFC) bileşenli soğutucuların kullanımının kontrol altına alınması amaçlanmıştır. Daha sonra da 1990 yılında Londra'da ve 1992 yılında Kopenhag'da yapılan toplantılarda CFC türü akışkanların üretim ve kullanımıyla ilgili daha sıkı önlemler alınmasını gerekli görerek yeni bir takvim üzerinde anlaşmaya varılmıştır. Ülkemiz de her

iki protokolü imzalamış ve resmi gazetede ilan ederek kanunlaştırmış bulunmaktadır. Ayrıca CFC yapılı soğutucu akışkanların belirli zaman içinde kullanımının azaltılması ve hatta tamamen yasaklanması karara bağlanmıştır. 1997 yılında Kyoto Protokolü ile de küresel ısınma ve iklim değişikliğine neden olan CO₂ ve diğer sera gazı emisyon oranlarının azaltılması hedeflenmiştir. Bazı gelişmiş ülkeler tarafından henüz onaylanmayan Kyoto Protokolüne bağlı olarak Avrupa Birliği çok hassas şekilde davranarak F-GAZ (Florlu gazlar) yönetmeliğini devreye almıştır [5].

Soğutma sistemlerinde yer alan soğutucu akışkanlar ile birlikte sistem enerjisinin karşılandığı enerji kaynakları da çevreye çeşitli zararlı gazlar yayarak kirliliğe neden olmaktadır. Enerji depolama çalışmaları ile çevreye olan zarar en aza düzeye indirgenmektedir.

Termal enerji depolama

Termal Enerji Depolama (TED), bir ortamı ısıtmak veya soğutmak suretiyle enerjiyi depolayan ve böylece depolanan enerjinin sonraki bir süreçte ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılarak arz- talep dengesi arasındaki uyumsuzluğu en aza indiren bir teknolojidir. Türkiye’de uygulanan, saatlere göre değişen elektrik fiyatlandırma tarifi ile uyumlu olarak gece elektriğin ucuz olduğu zamanlarda depolama yapılması ve gündüz vakitlerinde ise bu depolanan enerjinin kullanılması ile daha ekonomik enerji tüketimi gerçekleştirilmektedir. Ayrıca, elektrik talebinin yoğun olduğu zamanlarda şebekedeki aşırı yüklenmeyi önleyerek elektrik dağıtım şirketlerine avantaj sağlamaktadır [1] . Termal enerji depolamak için 3 yöntem bulunmaktadır. Bunlar; duyu, gizli ve termokimyasal ısı depolama yöntemleridir. Bu yöntemler birim hacimde depolayabildikleri enerji bakımından ayrılırlar.

Duyu ısı depolama

Materyalin sıcaklığındaki değişimden kaynaklanan ısı depolama yöntemi olarak tanımlanmaktadır. Ortaya çıkan ısı; katı ve sıvı materyallerde depolanabilmektedir. Duyu ısı depolamada sıvı olarak; su, etilen glikol ve ötektik karışımlar kullanılabilir. Depolama sıcaklığındaki değişimin sürekliliği ve artış sonucu ortaya

ıkan ısı kaybı, yalıtımı gerekli kılmakta ve bu durum da enerji maliyetinin artmasına neden olmaktadır[1].

Gizli ısı depolama

Faz değişim materyallerinde, faz değişimi sırasında açığa çıkan ısının gizli ısı olarak depolanması olarak tanımlanmaktadır. Gizli ısı depolamada belirli sıcaklıklarda faz değişimlerine uğrayan ve gizli ısı değerleri yüksek olan materyaller ön planda tutulmaktadır. Parafin, yağ asitleri, ötektik tuzlar, buz, kar önemli faz değişim materyalleri arasında yer almaktadır. Gizli ısı depolama sistemlerinde kullanılan depo hacminin diğer sistemlere oranla daha küçük olmasına rağmen enerji depolama kapasitesinin yüksek olması bu sistemlerin uygulamalarda ön plana çıkmasını sağlamaktadır [6].

Termokimyasal ısı depolama

Kimyasal tepkime sırasında, alınan ve verilen ısının kimyasal enerjiye dönüştürölerek depolanan yüksek sıcaklıktaki uygulamalarda tercih edilen yoğun enerji depolama yöntemidir. Termokimyasal ısı depolama, absorpsiyonlu ısı pompası, tersinir kimyasal tepkimeler ve termokimyasal ısı boruları aracılığıyla gerçekleştirilebilmektedir [6].

Soğu depolama

Konvansiyonel depolama sistemleri kadar geniş uygulama alanına sahip olmasa da son yıllarda tasarım ve nitelik açısından gelişmekte olan, iklimlendirme uygulamaları için gelecekte umut vaat eden soğu depolama sistemleri, enerji tüketimi ve ilk yatırım maliyetindeki avantajları açısından önemli araştırma konuları arasında yer almıştır. Soğu depolama teknolojisinde temel olarak su, buz, ötektik tuz ve gaz hidratlar kullanılmaktadır. Su ve buz depolama ise günümüzde en yaygın olarak kullanılan termal enerji depolama sistemleridir. Bu 2 sistem kıyaslandığında, buzda enerji depolama sistemi hem duyulur ııdan hem de faz değişimi sırasında açığa çıkan gizli ııdan faydalandığı için aynı hacimsel boyutlarda suya göre daha fazla soğu enerjisi depolamaktadır. İklimlendirme sistemlerinde sağladığı yüksek enerji yoğunluğu, çevre dostu olması ve ekonomik açıdan faydaları göz önüne alındığında buzda enerji depolama sistemleri otel, hastane, ticari ve ofis binalarında önemli bir yer almaktadır [3,7].

Endüstriyel kurutma uygulamaları

Kurutma, ürünlerden su veya uçucu maddelerin buharlaştırılarak giderilmesi işlemidir. Sanayi, gıda ve tarım sektörleri ürün kalitelerinin iyileştirilmesi, taşıma ve kullanım kolaylığı sağlanması amacıyla kurutma işleminin uygulandığı yaygın alanlardandır. Birçok kurutma sistemi olmasına rağmen geleneksel kurutma sistemleri uygulamalarında yoğun enerji tüketilmesi ve artan enerji maliyeti, enerji tasarruflu alternatif çalışmaları ön plana çıkarmıştır. Günümüzde kurutucuların tasarımında enerji maliyeti, verimliliği ve çevresel etkiler önemli olmuştur. Bu nedenle kurutulan ürünlerin kalitesinden ödün vermeden, enerji tüketimini ve çevresel etkiyi azaltmak için yenilenebilir enerji kaynaklarının ve enerji depolama yöntemlerinin kullanımı yaygınlaşmıştır [8,9].

Bu tez çalışmasında, soğutma sistemlerinde tüketilen elektrik enerjisi ile şebekeye olan aşırı yüklenmeyi önleyerek arz- talep dengesindeki uyumsuzluğun giderilmesi ve böylece enerjide sürekliliğin sağlanması hedeflenmiştir. Buzda enerji depolama sistemi ve sıcak su depolama ile hem bu hedefleri gerçekleştirmek hem de elektriğin ucuz olduğu zamanda enerjinin depolanıp, pahalı olduğu zamanda da depolanan termal enerjinin kullanılarak enerji maliyetinin en aza indirgenmesi hedeflenmiştir. Ayrıca çevreye yayılan zararlı gazların en minimum seviyede olduğu, küresel ısınma potansiyeli düşük ve ozon tahribat potansiyeli de 0 değerinde olan yeni nesil soğutucu akışkanların kullanıldığı bir çift etkili ısı pompası sisteme dahil edilerek ozon dostu bir sistem tasarlamak amaçlanmıştır. Tasarlanan depolamalı sistemin endüstriyel kurutma sistemine entegrasi gerçekleştirilerek enerjide verimliliğe ve düşük maliyete ulaşmak hedeflenmiştir.



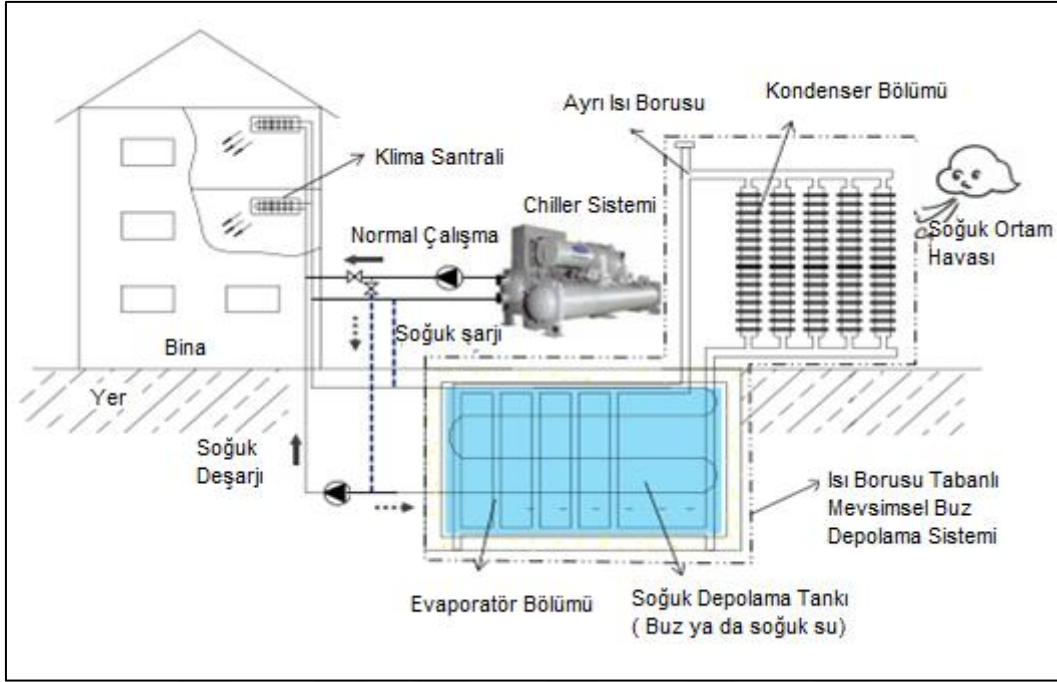
2. LİTERATÜR TARAMASI

Enerjinin yoğun olarak tüketilmesi ve fosil enerji kaynaklarının tükenme endişesi, artan çevresel problemler ve geleneksel endüstriyel kurutma sistemlerinde yüksek enerji maliyeti gerekliliği ile enerji depolama çalışmaları ve alternatif soğutucu akışkanlar önemli araştırma konuları arasında yer almaktadır. Bu bölümde, buzda enerji depolama, alternatif soğutucu akışkanların yer aldığı soğutma sistemleri, ısı pompası ve kurutma sistemleri konularını içeren çalışmalar incelenmiştir.

Yeşilkaya, iklimlendirme sistemlerinin elektrik tüketimi üzerindeki etkisini araştırarak bir bina üzerinde buz depolama sistemini incelemiştir. Binanın mevcut soğutma sisteminde, sistem elemanlarının çalışması durumunda toplam soğutma yükü belirlenmiştir ve buz depolama sistemine geçildiğinde oluşacak avantajlar ortaya çıkartılmıştır. Konvansiyonel sistem ile kıyaslandığında buz depolama sistemi sayesinde işletme maliyetinden %55 oranında tasarruf edilmiştir. Bina için tüm maliyet analizleri gerçekleştirilerek NBD (Net bugünkü değer) hesaplaması yapıldığında ise depolama sisteminin uygulanabilir olduğuna karar verilmiştir [3].

Zhang vd. faz değişim malzemesi (FDM) suyu kullanarak kanatlı bir boru-kabuk sistem üzerinde buz oluşumunu inceleyip buz depolama sisteminin sayısal çalışmasını gerçekleştirmiştir. Kanat geometrisindeki parametrelerin buz depolamada uygun değer koşulları sağlayacak ölçüleri analiz edilerek bulunmuştur. Depolama sistem performansı üzerinde en etkili parametrenin kanat yüksekliği olması ile birlikte uygun değerler kanat yüksekliği 40 mm, kanat kalınlığı 3 mm ve kanat sayısı 10 iken elde edilmiştir [10].

Yan vd. ısı borusu temelli bir mevsimsel buz depolama sistemini soğutulmuş su depolama sistemi ile birleştiren bir bileşik soğuk depolama sistemi tasarlamıştır. Şekil 2.1' de yer alan mevsimlik buz depolama sistemi, kışın soğuk enerjiyi buz şeklinde otomatik olarak şarj edecek ve yaz aylarında ise depolanan buz soğutma için deşarj edilecek, ardından eriyen buz, soğutulmuş su depolaması için bir soğutma ortamı olarak kullanılacaktır. Pekin'de bir bina üzerinde çalışma yapılmıştır. Sonuçlar, iki tip soğuk hava deposunun uygun birleşiminin mevsimsel soğuk hava deposunun uygulanabilirliğini büyük ölçüde artırabileceğini ve bir bina soğutma sisteminin yaşam döngüsü maliyetini % 40 oranında azaltabileceğini göstermektedir [11].



Şekil 2.1. Bileşik soğu depolama sisteminin şeması [11]

Liu vd. sıcak ve soğuk termal depolama tankları ile bütünleşmiş çift modlu CO₂ ısı pompası sisteminin performansını deneysel olarak incelemiştir. Sistem üzerinde kompresör frekansı, genleşme vanası açıklığı ve sıcak-soğuk su akış hızlarının etkisi test edilmiştir. Kompresör frekansının ve genleşme vanası açıklığının artması ile ısıtma ve soğutma kapasitesi artarak şarj süresi kısalmış böylece etkin bir COP değerine ulaşılmıştır. Su akış hızları da sistem performansı ile ters orantılı olup düşük hızda daha etkili COP elde edilmiştir. Termal enerji depolamada şarj sırasında kompresör frekansı 50 Hz, genleşme vana açıklığı 330 adım, soğuk su akış hızı 0,2 m³/h ve sıcak su akış hızı 0,1 m³/h olduğunda toplam COP 5,49 ile maksimum sistem performansına ulaşılmıştır [12].

Khan vd. Suudi Arabistan'da elektrik tüketiminde büyük bir etkisi olan soğutma sistemleri için temiz, verimli ve sürekli enerji sağlayabilmek amacıyla güneş enerjisi ile çalışan amonyak-su absorpsiyonlu soğutma sistemine, depolama ünitesi entegre etmiştir. Soğu depolama su ve buz formunda alternatiflere göre tasarlanmıştır. Sistem, oluşabilecek soğutma taleplerine göre farklı modlarda çalışmaktadır. Su ve ortam soğutmada sistem COP değeri 0,8 iken, buz yapmada bu değer 1,3'e ulaşmaktadır [13].

Bi vd. buz depolama sistemlerinde yeni bir tasarım olan kapalı ve açık buz depolama tankında, içten ve dıştan buz eritme işlemlerini deneysel olarak incelemiştir. Kapalı ve açık

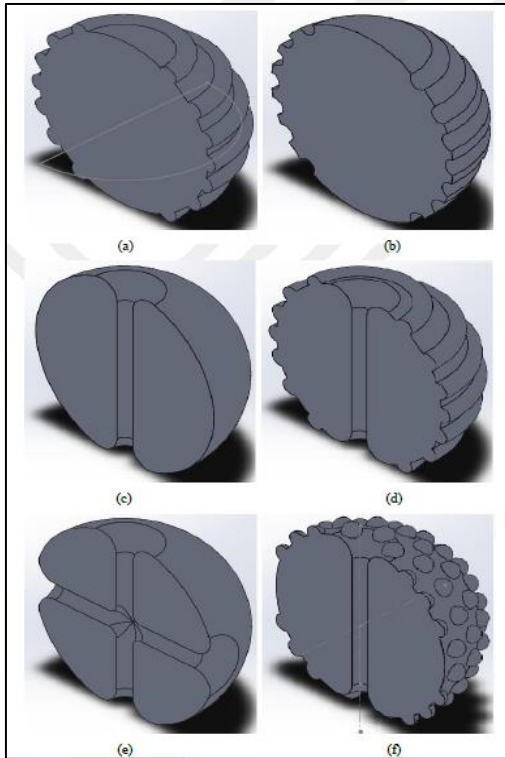
buz depolama sistemleri kıyaslandığında, aynı koşullar altında kapalı sistemin soğuk yayılım oranı daha karardır. Ayrıca hacimsel debinin artış hızı ile soğuk yayılım oranı da artmaktadır. Dıştan buz eritme işlemi ile de milenyum(binyıllık) buz sorunu önemli ölçüde çözülebilmektedir. Mod 1 (aşağıdan yukarıya akış)'de deşarj kapasitesi açık ve kapalı sistemlerde sırasıyla %76 ve %80 değerlerine, Mod 2 (yukarıdan aşağıya akış)'de ise sırasıyla %64 ve %68 değerlerine sahip olduğundan Mod 1 buz eritme sistemlerinde öne çıkmaktadır. Deneysel sonuçlar iklimlendirme uygulamaları için bu sistemlerin yaygınlaştırılması gerektiğini göstermektedir [7].

Sönmez, tez çalışmasında çeşitli parametreler ve sınır koşulları altında buz oluşumunun gözlemlendiği zamana bağlı analizler gerçekleştirmiştir. Bir dikdörtgen soğu depolama tankında 4 °C sıcaklıkta su ve -10 °C silindir yüzey sıcaklığında tek silindiri olarak buz oluşumunu gözlemlemiştir. Silindir sayısını 4, 6 ve 8 olarak belirleyerek ve dizilim şekillerini değiştirerek silindir yüzeylerinde oluşacak buz miktarındaki farklılaşmaları ölçmüştür. Silindir sayısındaki artış ile buz miktarındaki artışın doğru orantılı olmadığı, katılaşmanın en fazla 4 silindiri modelde görüldüğü ve optimum ısı transfer miktarının da bu durumda oluştuğu fark edilmiştir. Ayrıca katılaşmanın en iyi düzeyde olduğu silindirler arası 2d mesafesi sağlandığında, üçgen dizilimde suyun hızı, silindirlere teması ve ısı transferi artmış böylece kare dizilime göre daha çok buz oluşumu görülmüştür. Depolama tankı içinde silindir konumlarına göre buz oluşumu gözlemlendiğinde ise 0 °C, 4 °C ve 8 °C su sıcaklıkları altında bu durum değişmekle birlikte en çok buz tankın üst yüzeyinde ve 0 °C su sıcaklığında oluşmuştur [14].

Sümbül, günlük aynı soğutma ihtiyacına sahip bir ticarethane ve konut için ayrı ayrı soğu depolamalı ve mevcut sistemi karşılaştırarak maliyet analizini gerçekleştirmiştir. Depolama sisteminde buz tankına giren etilen glikol-su karışımı için 4 farklı debi değerinde(20 Lt/dak, 30 Lt/dak, 40 Lt/dak, 50Lt/dak) deneyler gerçekleştirilerek debi miktarının arttıkça depolanan enerjinin de arttığını gözlemlemiştir. Diğer bir değişken parametre olarak da 3 farklı ortam sıcaklığı değerine göre (17°C, 24°C ve 31°C) depolanan enerji miktarındaki değişim ölçülmüş ve sıcaklık azaldıkça depolanan enerji miktarında artış olmuştur. 17 °C sıcaklık ve 50 Lt/dak debi değerlerinde, 124,871 kJ enerji değeri ile deneydeki en fazla depolanan enerji miktarı elde edilmiştir. Optimum olarak kabul edilen debi ve sıcaklık değerleri için belirlenen mahallerde maliyet analizi gerçekleştirilmiş ve konut için puant saatlerde soğutma ihtiyacının daha fazla olduğu düşünülmüştür. Böylece

konutlarda soğu depolamalı sistemin daha ekonomik olduğuna, ticarethane için de soğutma ihtiyacının en fazla gündüz saatlerde olduğundan soğu deposuz sistemin daha ekonomik olduğuna karar verilmiştir [15].

Al-Bayati, bu çalışmasında küresel kapsüllerden oluşan bir buzda enerji depolama sisteminde kapsüller üzerinde buz oluşumunun analizini gerçekleştirmiştir. Buz oluşumunda kapsüllerin şeklinin, giriş sıcaklıklarının, ısı transfer akışkanının hızının ve sıcaklığının etkilerini incelemiştir. Şekil 2.2' de yer alan 6 farklı kapsül tasarımı için analizler gerçekleştirilmiştir. Buz kapsülünün etrafından ısı transfer akışkanı olan etilen-glikol sulu çözeltisi dolaştırılarak sıcaklık ve akış hızına göre değerlendirme yapılmıştır. Akışkan sıcaklığı düştükçe ve debisi arttıkça katılaşmanın hızlandığı, tam şarj süresinin kısaldığı görülmüştür. $6,125 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ debi ve 263 K sıcaklık değerlerinde ters kanatlı kapsül modelinde 400 s şarj süresi ile en hızlı enerji depolama gerçekleştirilmiştir. Kapsül şekillerinin farklılaşmasına göre de akışkan akış hızı azaldığında en iyi ısı transfer özelliklerine sırasıyla iki delikli kapsülde ve tek delikli kapsülde ulaşılmıştır [16].



Şekil 2.2. a) Kanatlı b) Ters kanatlı c) Bir delikli d) Kanatlı ve delikli e) 2 delikli f) Parmaklı ve delikli [16]

Song ve arkadaşları, otel, alışveriş merkezi, ofis ve restoranın yer aldığı 4 tipik bina için elektrik tarife yapısına ve 3 farklı kontrol stratejisine göre buz depolama sistemlerinde optimum buz depolama oranını ve minimum ekonomik maliyeti araştırmıştır. Bu üç kontrol stratejisi chiller sistemi önceliği, depolama önceliği ve optimizasyondur. Hem chiller öncelikli hem de optimize edilmiş kontrol stratejileri altında çeşitli buz depolama oranlarında, 6 670 kW değerinde olan en düşük soğutma kapasitesine, 0,294 buz depolama oranı ile restoran binasında ulaşılmıştır. Ayrıca elektrik fiyat oranının artışı ile buz depolama oranının belirli bir değere yükseldiği böylece de, dört tipik bina için her bir kontrol stratejisi altında hem minimum ekonomik harcamaya hem de minimum soğutma kapasitesine karşılık gelen optimum buz depolama oranlarının eşdeğer olduğu sonucuna ulaşılmıştır [17].

Ruan vd. dünyanın en çok enerji tüketen ve CO₂ emisyonu salımında bulunan ülkesi olan Çin’de yer alan ticari bir bina için mevcut sisteme kıyasla soğutulmuş buz termal enerji depolama sistemi ile “Kombine Soğutma, Isıtma ve Güç” tesislerinin optimizasyonu ve analizini gerçekleştirilerek değerlendirme yapmıştır. Analiz sonuçları sistemin ekonomik performansı açısından en önemli faktörün doğal gaz fiyatı olduğunu, ardından elektrik kullanım fiyatı ve birincil motor fiyatı olduğunu göstermektedir. Kombine sistem hem termal enerji depolamalı hem de depolamasız kullanılarak geleneksel sistemle karşılaştırılmıştır. Her iki sistem için de geleneksele göre daha yüksek enerji verimliliğine, ekonomik performansa ve daha düşük emisyon değerlerine ulaşılmıştır. Ayrıca bu sistemler benzer enerji verimliliğine sahip olmasına rağmen termal enerji depolamalı sistemde pik yük kaydırılması sebebiyle %100 soğutma talebi durumunda, işletme maliyeti geleneksel sisteme oranla %14 ve depolamasız sisteme oranla da %5 azaldığından bina için uygun olarak görülmüştür [18].

Shao vd. bölgesel soğutma sistemleri için termal enerji depolama sistemlerinin deneysel çalışmasını gerçekleştirerek performans karşılaştırması yapmıştır. Soğutulmuş su depolama, kapsüllenmiş buzda termal enerji depolama ve kapsüllenmiş faz değiştiren malzemede enerji depolama olmak üzere 3 sistem arasında değerlendirme gerçekleştirilmiştir. Faz değiştiren malzeme tetradekan ve hekzadekan bileşenlerinin uygun karışımından oluşmaktadır. Kapsüllenmiş faz değiştiren malzemede yüksek katılma miktarı nedeniyle soğutulmuş su tankının 3 katı oranında soğu depolaması yapılmıştır. Buz

depolama sistemine göre de % 9,37 daha fazla soğuk depolama kapasitesine ulaşılmıştır [19].

Yılmaz, tez çalışmasında soğutma uygulamalarında kullanılmaya uygun $(-12) ^\circ\text{C} - (+10) ^\circ\text{C}$ erime ve donma sıcaklık aralığına sahip FDM karışımları geliştirmiştir. Parafin grubu maddelerden seçilen Dodekan, Tridekan, Tetradekan ve Pentadekan n-alkanların çeşitli ikili karışımları hazırlanmış ve ısınma - soğuma eğrileri, erime ısıları, faz diyagramları belirlenerek faz değiştirici madde olmaya uygunluğu araştırılmıştır. Faz diyagramlarından elde edilen termal özelliklere göre elde edilen 5 farklı karışımının faz değiştirici malzeme olarak kullanılması uygun bulunmuş ve kütlece %80 Tetradekan (1) - %20 Pentadekan (2) ikili karışımının ayrıca ötektik karışım gibi davrandığı gözlemlenmiştir [1].

Sunilraj ve Eswaramoorthy, hibrit güneş enerjili hava ısıtıcısı ile kırmızı biber kurutma deney düzeneğini gerçekleştirmiştir. Sistemde V oluklu güneş termal toplayıcı yer almaktadır. Faz değişim malzemesi olan parafin mumu önemli enerji depolama özelliği sebebiyle termal enerji depolamada baz alınmış ama termal ısı iletkenliğini arttırmak için de 50 nm partikül boyutuna ve 36 W / mK ısı iletkenliğe sahip Alüminyum oksit (Al_2O_3) karıştırılarak kullanılmıştır. Güneşli günlerde 7 gün süren deney sonucunda elde edilen verilerle termal depolama sistemli hava ısıtıcısının nem gidermede önemli bir gelişme olduğu ve ısı veriminin günlük % 12 ile % 65 arasında değiştiği belirlenmiştir [20].

Kumar vd. termal enerji depolama uygulamalarında yaygın olarak kullanılan parafin faz değişim malzemesine grafen takviyesi ile ısı iletkenliğinde oluşabilecek artış performansını incelemiştir. GrPW-NC faz değişim malzemesinin dört farklı numunesi, ağırlıkça % 0,0 ile % 2,0 arasında değişen düşük bir grafen kütle oranı ile kimyasal yapıyı ve termal özellikleri belirlemek için testler uygulanır. Bu testler sonucunda saf parafine kıyasla % 2,0 kütle oranında GrPW-PCM kompozitlerinde % 66,15 ile en yüksek termal iletkenlik elde edilmiştir. Bununla birlikte, grafenin ağırlıkça daha yüksek yüzdesinin ise kümelenmeler oluşturacağı belirlenmiştir [21].

Okudan, tez çalışmasında R-410A soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sistemleri için çevreye zararlı etkileri düşük alternatif soğutucu akışkanlardan R-452B, R-454B ve R-32'nin performans değerlendirmesini gerçekleştirmiştir. R-32 soğutucu akışkanının SEER (Mevsimsel enerji verimliliği oranı) ve SCOP (Mevsimsel performans katsayısı) değerleri

R-410A soğutucu akışkanlı sistem ile karşılaştırıldığında sırası ile % 3,37 ve % 4,08 daha büyük, KIP değeri de % 65 daha az olduğundan çatı tipi klima sistemleri için diğer akışkanlara göre en uygun görülen akışkan olmuştur. R-452B ve R-454B soğutucu akışkanlı sistemlerde bir miktar verimlilik düşüşü yaşanmakta ama KIP değerlerinin daha düşük olması sebebiyle de alternatif olarak düşünülebileceği öngörülmüştür [22].

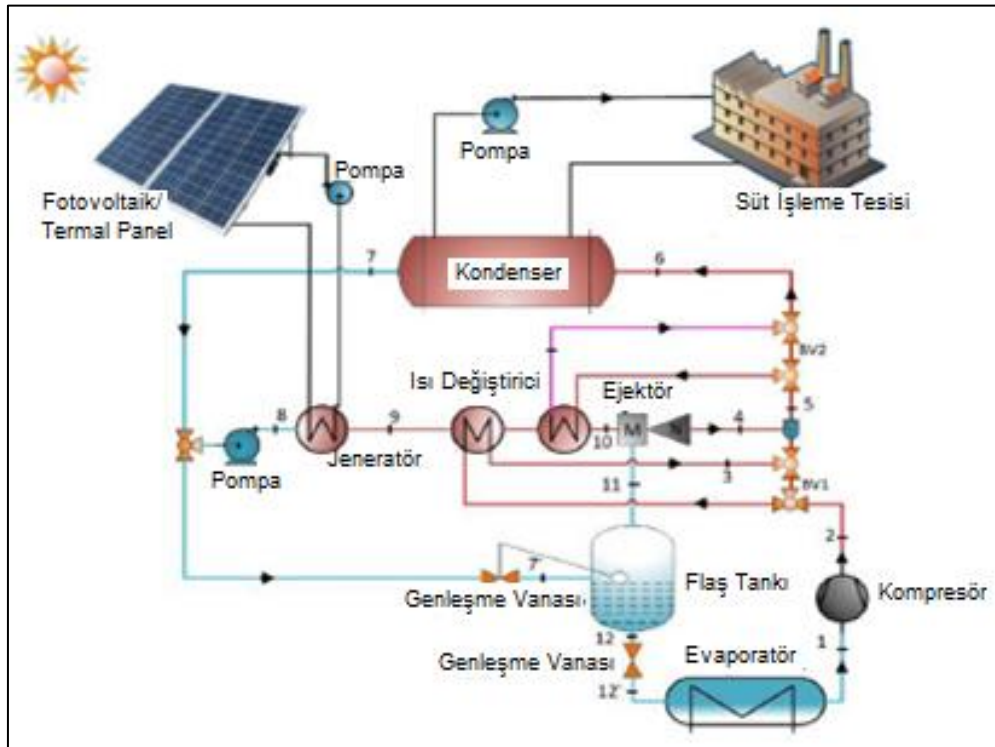
Başaran, soğutucu akışkanların yaygın olarak kullanıldığı ısı pompalı kurutucular için düşük KIP ve OTP değerlerine sahip, sistemle uyumlu yeni alternatif soğutucu akışkan araştırmalarında bulunmuştur. Isı pompalı kurutma sistemlerinde ucuz, verimli ve kolay bulunabilir olması nedeni ile yaygın olarak R134a akışkanı seçilmekte ama yüksek KIP değeri alternatif R450a ve R290 soğutucu akışkanlarına yönlendirmektedir. R450a akışkanının geçici bir çözüm olarak kullanılabileceğine, R290 soğutucu akışkanının ise uygun sistem tasarımları gerçekleştirildiğinde en kalıcı çözüm olacağına karar verilmiştir. 150 g R290 soğutucu akışkanlı, 6,75 cm³ kompresör strok hacmi, 5 mm boru çaplı yoğunlaştırıcı, 7 mm boru çaplı buharlaştırıcı ve 1 500 mm kılcal boru uzunluğu ile mevcut sistem performans değerlerine benzer sonuçlar elde edilmiştir [23].

Alkan, mahal ısıtması amacı ile kullanılan toprak kaynaklı ısı pompasının deney düzeneği üzerinde 6 farklı soğutucu akışkan için performans değerlendirmesi gerçekleştirmiştir. R22, R404A, R410A, R134a, R290 ve R600a soğutucu akışkanları seçilmiş ve belirli şartlar için COP, ekserji verimi ve sistemin toplam tersinmezliği gibi performans parametreleri hesaplanmıştır. Soğutucu akışkanlar arasında 3,49 COP, 0,22 ekserji verimi ve 1,61 tersinmezlik değeri ile sistemin en yüksek COP ve ekserji verimi, en düşük tersinmezlik değeri R600a soğutucu akışkanı için elde edilmiştir. R600a akışkanını sırasıyla R22, R134a, R290, R410A ve R404A soğutucu akışkanları izlemiştir [24].

Soylu, otomobil iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılan yüksek soğutma performansına sahip olan R134a soğutucu akışkanlarının içerdiği yüksek küresel ısınma potansiyeli nedeniyle alternatif akışkanlar araştırmasında bulunmuştur. Bu kapsamda düşük küresel ısınma potansiyeline sahip R152a, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının performansları R134a ile karşılaştırılmıştır. Otomobil ısı pompası içeren bir sistem kurularak akışkanların deneysel incelenmesi gerçekleştirilmiştir. R152a soğutucu akışkanı sistemdeyken ilk duruma göre sırasıyla % 12,5 ve % 1,5 daha yüksek soğutma kapasitesi ve STK (Soğutma tesir katsayısı) değeri elde edilmiştir. R123yf ve R1234ze(E)

akışkanlarında ise mevcut sisteme göre performans değerleri düşük gelmiş, böylece sisteme iç ısı değiştirici eklenerek değerler iyileştirilmiştir. Sistem ısıtma amaçlı çalıştırıldığında, en yüksek ısıtma kapasitesine, mevcut sistemden % 7 daha yüksek değer ile R152a soğutucu akışkanında ulaşılmıştır. Ardından sırasıyla R134a, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanları gelmiştir [25].

Al-Sayyab vd. eşzamanlı olarak ısıtma ve soğutmanın gerçekleştirildiği, PV/T (Fotovoltaik termal sistem) güneş enerji sistemi entegreli, atık ısıdan faydalanılan bir ısı pompası sistemi üzerinde çalışmalar yürütmüştür. Geleneksel bir R134a soğutucu akışkan sistemine kıyasla küresel ısınma potansiyeli düşük, yeni nesil soğutucu akışkanlar R450A ve R513A'nın performans değerlendirmeleri yapılmıştır. Çalışmalar İspanya, Almanya ve İsveç olmak üzere farklı hava koşullarına sahip 3 ülkede gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.3' te sistemin soğutma amaçlı olarak çalıştığı durum yer almaktadır. Soğutma sisteminde güneş enerjisi entegresi ile elektrik ve sıcak su ihtiyacı karşılanırken, kondenser atık ısısından da süt işleme tesisinde yararlanılarak enerji verimliliği arttırılmıştır. Berlin ve İsveç'e oranla daha fazla güneşlenme süresine sahip olan İspanya'da sistem COP değeri R134a soğutucu akışkanı ile sırasıyla % 41 - % 43 artış göstermiştir. R450A kullanıldığında ise geleneksel R134a sistemine kıyasla COP değerinde % 7 artış gözlenmiştir [26].



Şekil 2.3. PV/T entegreli, atık ısı geri kazanımlı soğutma sistemi [26]

Hsiao vd. buzda enerji depolamalı ısı pompası sisteminin termal performans analizini gerçekleştirmiştir. Isı pompası soğutucu akışkanı olarak R22 kullanılmıştır. Buz depolama tankı boru- kanat sisteminden oluşmuştur. Sistem şarj modunda iken ısı pompası COP değeri depolamasız sisteme göre %12 daha fazla ve deşarj modunda ise soğutucu COP değeri %15 daha yüksek olmuştur. Şarj ve deşarj modunda ısı pompasının elde edilen COP değerleri sırası ile 3,5 ve 3,3 olarak bulunmuştur. Soğutucu COP değeri de deşarj ile 3,1 olarak elde edilmiştir [27].

Asaoka ve Endo, absorpsiyonlu soğutma sistemi döngüsünde soğutucu akışkan olarak etanol çözeltisini kullanarak buz üretmiştir. Evaporatörde üretilen akışkan buzdan buz parçacıkları ayrıştırılarak buz depolama tankına aktarılmıştır. Sistemde kütlece %5' ten fazla konsantrasyona sahip etanol çözeltisinin üretilen buzun buz depolama tankına taşınması ve depolanması için uygun olduğu, konsantrasyon miktarı arttıkça da soğutma döngüsünün COP değerinin arttığı gözlenmiş olup en yüksek 0,9 değerine ulaşılmıştır [28].

Huang vd. iklimlendirme sistemlerinde aşırı soğutucu olarak görev alan bir buzda enerji depolama sistemi tasarlamıştır. Buzda enerji depolamanın gerçekleştirildiği termal batarya kanatlı tüplerden oluşmaktadır ve depolama tankı su ile doludur. Klima sisteminde soğutucu akışkan olarak R22 yer almaktadır. Depolamalı klima sistemi üzerinde deneysel incelemeler yapılarak çeşitli performans değerleri elde edilmiştir. Soğutucu akışkan debisi arttıkça COP artmış ve 0,96 kütle akış oranında 6,1 COP ile maksimum değere ulaşmıştır. Ortalama sistem COP değerini ise 4,5 olarak hesaplamıştır [29].

Ahrens vd. sıcak ve soğuk depolama tankı ile bir süt işleme tesisi için gerekli olan termal enerjinin karşılandığı ısı pompası sistemleri tasarlamıştır. Sistemde depolama 67 °C' de sıcak su ve 0,5 °C' de buzlu su ile gerçekleştirilmiştir. Soğutucu akışkan olarak NH₃ (amonyak) kullanılmıştır. Sistem performans analizleri yapıldığında toplam COP değeri 4,1 elde edilmiş ve %37,9 enerji tüketiminde azalma gerçekleştirilmiştir. Çevresel etkileri değerlendirildiğinde ise geleneksel sistemlere kıyasla sera gazı emisyonlarında %91,7 değerine kadar azalma sağlanmıştır [30].

Ismaeel ve Yumrutaş, güneş enerjisinden faydalanan yer altında termal enerji depolama gerçekleştirip ısı pompası sistemi aracılığıyla buğday kurutma sisteminde gerekli olan ısı enerjisinin karşılandığı sistem tasarımını ve analizlerini oluşturmuştur. Isı pompası sistemi

ve toplam sistem performans katsayısı yıllara göre artış göstererek 5. yıldan itibaren buğday kütleli debisi 50 kg/h seçildiğinde sırasıyla 4,43 ve 4,3 değerlerine ulaşılmıştır [8].

Koşan vd. kurutma sistemlerinde sürdürülebilirliği sağlamak amacıyla PV/T destekli ısı pompası sistemi ile nane kurutma sistemi için gerekli olan enerjinin sağlandığı bir sistem tasarlamış ve analizler gerçekleştirmiştir. PV/T panel ısı pompası sisteminde evaporatör görevindedir ve ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan olarak R134a yer almıştır. Güneş enerjisi destekli ısı pompası kurutma sistemi ile gerçekleştirilen analizler sonucunda 4,18 COP değerine ulaşarak literatürde yer alan benzer çalışmalara göre etkili bir performans katsayısı elde etmişlerdir. Çalışmadaki deneysel ölçümler sonucunda termal ve elektriksel panel verimlerinde sırasıyla %12,27 ve %53,66 değerlerine ulaşılmıştır. Sistem maliyet analizi ile de geri ödeme süresi 2,32 yıl olarak hesaplanmıştır [31].

Masud vd. gıda kurutma sistemlerinde enerji tüketimini ve CO₂ salınımını minimum seviyeye çekmek amacıyla içten yanmalı bir dizel motorun egzoz gazından atık ısı geri kazanımı ile faydalanmıştır. Motordan çıkan sıcak gazın ısı değiştirici ile ısısı havaya aktarılmış ve kurutma sistemi için gerekli olan ısı enerjisi sağlanmıştır. Havanın ısı değiştiricisine iletilmesinde yer alan fanın gücü güneş paneli ile karşılanmıştır. Sistemde harici bir enerji girişi olmayarak CO₂ salınımı engellenmiş ve yıllık 621,13 ton emisyon azalması sağlanmıştır. Toplam verimlilik %8,46 artırılarak sistem geri ödeme süresi 321 gün olarak hesaplanmıştır [32].

Khouya odun kurutma prosesinde konsantre PV/T ve sudan havaya ısı geçişinin sağlandığı ısı pompası entegreli bir sistem tasarlamış ve performans değerlendirmesini gerçekleştirmiştir. Kurutma sistemi için gerekli olan enerjinin hibrit sistem ile karşılanmasıyla elektrik enerjisi tüketimi %86' ya kadar azaltılmıştır. COP değerinin 7,2 değerine kadar ulaşabildiği ve sistemde kurutma ünitesinden çıkan sıcak hava geri kazanılarak enerji verimliliğinin arttırılacağı gözlenmiştir [33].

Karaca vd. kurutma sistemi için gerekli olan termal enerjinin R-410a soğutucu akışkanlı bir ısı pompası sisteminden karşılandığı enerji verimli bal kurutma prosesi tasarlamıştır. Isı pompasında üretilen termal enerjiler, tanklarda sıcak su ve soğuk su olarak depolanarak balın %17 nem içeriğine kadar kurutulmasında faydalanılmıştır. Tüm sistemin ısı pompası

COP değeri 2,65 ve 1 kilogram balın içerdiği nemin istenen değere ulaştırılmasında gereken süre 0,29 saat olarak hesaplanarak enerji verimli uygun bir sonuca ulaşılmıştır [34].

Singh vd. güneş enerjisi destekli ısı pompası ile muz kurutma sisteminin enerjisinin karşılandığı bir tasarım gerçekleştirmiştir. Isı pompası sisteminde yeni nesil bir soğutucu akışkan olan R1234yf yer almıştır. Performans analizleri ısı pompalı kurutma ve güneş enerjisi destekli ısı pompalı kurutma sistemleri için gerçekleştirilerek karşılaştırma yapılmıştır. Ürün nemi %11,5 değerine ulaşınca kadar kurutma işlemi devam ettiğinde, maksimum sistem COP değeri 3,43 güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemi ile elde edilmiştir. Maliyet analizleri gerçekleştirildiğinde ise sistem geri ödeme süresi 3,9 yıl olarak tahmin edilmiştir [35].

Dai vd. ısı pompası sistemi entegreli bir kurutma prosesi için soğutucu akışkana göre performans analizleri gerçekleştirmiştir. CO₂ ve R32 akışkanının karışım soğutucu akışkan olarak sistemde yer aldığı COP değerinin, sadece CO₂ akışkanının yer aldığı sisteme göre %7,42 daha yüksek olarak 4,29 değerine ulaştığını gözlemlemiştir. Doğalgazlı kazanların yer aldığı kurutma sistemleri ile kıyaslandığında ise çevreye olan zararlı emisyon miktarında %81,66'lık bir düşüş yaşanmıştır [36].

Shen vd. çift modlu, kaskad ve tek aşama ısı pompalı kurutma sistemi tasarımını ve performans analizini gerçekleştirmiştir. Isı pompası sisteminde R22 ve R134a soğutucu akışkanları yer almıştır. Tek aşamalı ve kaskad çevrim ısı pompası sistemleri arasında ortam sıcaklığı değişimine göre performans katsayısı incelemesi yapılarak sıcaklık arttıkça COP değerinin arttığı maksimum değere de 2,6 ile tek aşamalı ısı pompası sisteminde ulaşıldığı gözlemlenmiştir [37].

Literatürde yer alan çalışmalar ile buzda enerji depolama sistemleri, mevcut sistemler ve farklı termal enerji depolama sistemleri kıyaslanarak verimlilik, soğutma kapasitesi, çevresel etki ve enerji maliyet değerleri açısından değerlendirmeler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler ve teorik analizler sonucunda buzda enerji depolama sistemlerinde elde edilen avantajlar ile uygun kapasitede sistem elemanları seçilerek soğutma uygulamalarında kullanımına karar verilmiştir. Ayrıca ısı pompası sistemlerinde önemli bir yer tutan soğutucu akışkanların çevresel etkileri üzerinde durularak HC (Hidrokarbon) ve

inorganik soğutucu akışkanlar gibi zararlı etkilerin en aza indirildiği alternatif akışkanların yer alacağı yeni sistemler tasarlanıp analizler yapılarak sistemle uyumlu seçimler yapılmıştır. Bu tez çalışmasında literatüre ek olarak, bir endüstriyel kurutma sisteminin, buzda enerji depolama ile soğu enerjisinin sıcak su depolama ile de ısı enerjisinin sağlandığı çift etkili ısı pompası sistemi tasarlanmıştır. R290 ve R32 soğutucu akışkanları için sistem termodinamik ve enerji maliyet analizleri gerçekleştirilmiştir. Mevcut çalışmanın literatürde yer alan çalışmalar ile sistem, soğutucu akışkan ve COP değerleri bakımından kıyaslaması yapılmıştır.



3. TEORİK ANALİZ

3.1. Buzda Enerji Depolama Sistemi

Evaporatörde, buz oluşumunu sağlamak amacıyla ters çevrilmiş buz yuvalarından ısı çekilerek soğutucu akışkana aktarılmakta böylece su püskürtme sistemi ile kalıplarda buz oluşabilmektedir. Sprey su püskürtme sisteminden kalıplara iletilmesinin ardından buz küplerinin oluşması sürecinde gereken toplam enerji miktarının eşitliği aşağıdaki şekilde yazılabilir [14].

$$Q_{depolanan} = Q_{gizli} + Q_{duyulur,buz} + Q_{duyulur,su} \quad (3.1)$$

Eşitlikte Q_{gizli} ısısı buz oluşumunda faz değişimi sırasında açığa çıkan ısı miktarıdır [16].

$$Q_{gizli} = mL \quad (3.2)$$

Eşitlikte, m (kg) kalıplarda oluşan buz miktarını ve L (kJ/kg) ise özgül gizli ısıyı ifade etmektedir.

Duyulur ısı enerjisi ise suyun kalıplara püskürtülmesi ile kalıplardaki soğuk yüzey ile ısı alışverişinde bulunan suyun sıcaklığının azalması ve buz oluşumu sonucunda buzun istenilen sıcaklık değerine ulaşmaya kadar gerçekleşen ısı alışverişinden açığa çıkan enerji miktarıdır. Isı alışverişi sonucu su donma noktası sıcaklığına, buz da istenilen sıcaklığa getirilmektedir [16].

$$Q_{duyulur} = mc_p \Delta T \quad (3.3)$$

Buz depolama tankındaki yalıtımdan kaynaklı olarak şarj ve deşarj sırasında açığa çıkan ısı kaybı eşitliği şu şekildedir [38]:

$$Q_{kayıp} = Q_{şarj} - Q_{deşarj} \quad (3.4)$$

Bir sistem tarafından üretilen enerji ile o enerjiyi üretmek için talep edilen enerjinin oranı ile elde edilen Birinci Yasa verimliliğinin depolama tankı için eşitliği aşağıdaki şekildedir [38]:

$$\eta = \frac{Q_{deşarj}}{Q_{şarj}} = 1 - \frac{Q_{kayıp}}{Q_{şarj}} \quad (3.5)$$

Buz depolama sisteminde, sistemde soğutularak buza dönüştürülen suyun kütle korunum denklemi de Eş. 3.6' daki gibi ifade edilmektedir [39].

$$m_{giren} = m_{çıkan} \quad (3.6)$$

Sistemin termodinamik analizi gerçekleştirildiğinde ise evaporatörde, su akışkanı tarafından soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarının gösterimi şu şekildedir:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{su}(h_5 - h_6) \quad (3.7)$$

Ayrıca kurutma sisteminden dönen suyun depolandığı su tankından, buz üretilmesi için ısı pompası sistemine su iletiminde görev alan pompanın gücünü ifade eden eşitlik şu şekildedir:

$$P = \frac{H \cdot \dot{V}}{\eta_p} \quad (3.8)$$

3.2. Isı Pompası Sistemi

Evaporatörde soğutulmak istenen bölüm için oradan ısı çekilerek buz oluşumu sağlanan ve oluşan buzun depolanması, konsenserde ise soğutucu akışkanın yoğuşması sırasında açığa çıkan ısıнын depolanması prensibi ile çalışan çift etkili ısı pompası sisteminin enerji ve verimlilik analizleri için sistemde yer alan her bir elemanın termodinamik çözümülenmesi gerçekleştirilmelidir. Sistemin birim zamandaki sürekli akışlı enerji eşitliği aşağıdaki gibi ifade edilebilir [39]:

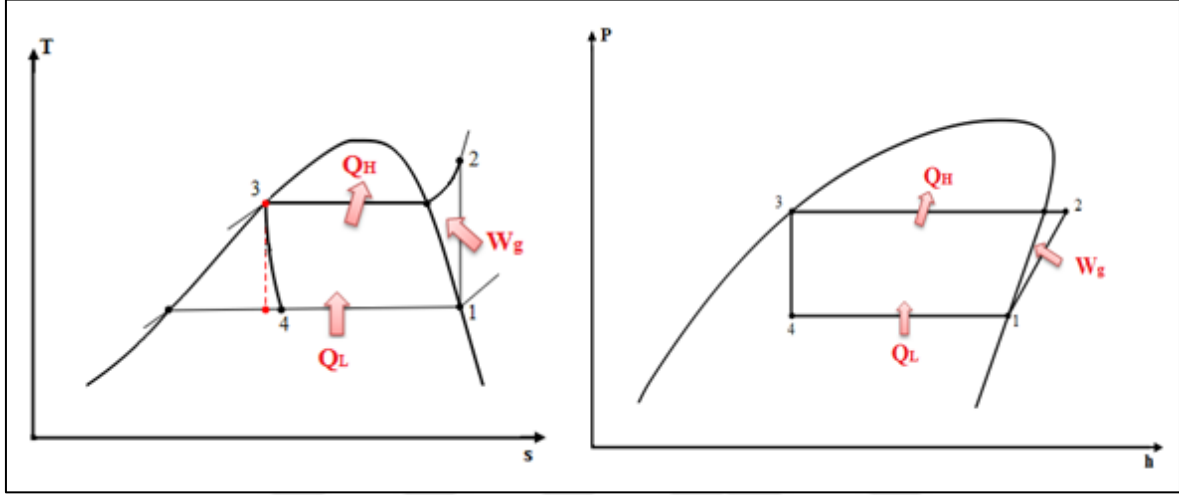
$$(\dot{Q}_{giren} - \dot{Q}_{çıkan}) + (\dot{W}_{giren} - \dot{W}_{çıkan}) = \dot{m}(h_{çıkan} - h_{giren}) \quad (3.9)$$

Kondenser ve evaporatörde herhangi bir iş etkileşimi olmayıp, kompresör adyabatik olarak kabul edilmektedir. Sistem soğutma performans katsayısı Eş. 3.10'da belirtilmektedir [39].

$$COP_{soğutma} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net,g}} \quad (3.10)$$

$\dot{Q}_L$ (kJ/h), evaporatör tarafından sudan çekilen ve soğutucu akışkanı buharlaştıran ısı miktarını ifade etmektedir. Soğutulan akışkandan çekilen ısı Şekil 3.1’ de P-h diyagramında gösterilmektedir. Eşitliği şu şekilde ifade edilebilir [39]:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{R290}(h_1 - h_4) \quad (3.11)$$



Şekil 3.1. Soğutma çevrimi T-s ve P-h diyagramı

$\dot{m}_R$ (kg/h), ısı pompası sisteminde birim zamanda geçen soğutucu akışkan miktarını, h (kJ/kg) ise entalpiyi ifade etmektedir. Evaporatör tarafından soğutulmak istenen bölgeden çekilen ısı miktarı suyun buza dönüşüm süreci sırasında açığa çıkan ısı miktarına eşittir. Entalpi değerleri de soğutucu akışkanın P-h diyagramından çekilerek elde edilmektedir. Bu durumda soğutucu akışkan debisine ulaşılabilmektedir ve ilgili eşitliği aşağıda yer almaktadır.

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_L}{(h_1 - h_4)} \quad (3.12)$$

$\dot{W}_{net, g}$, kompresörde tüketilen güç olarak tanımlanır ve eşitliği şu şekildedir [39]:

$$\dot{W}_{net, g} = \dot{m}_R(h_2 - h_1) \quad (3.13)$$

Kondenserde soğutucu akışkandan çekilen ısı miktarı Şekil 3.1’ de gösterilmektedir ve eşitliği şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_R(h_2 - h_3) \quad (3.14)$$

Evaporatör ve kondenser kapasitelerinin toplamının kompresördeki güç değerine oranı ile sistem performans katsayısı aşağıdaki gibi düzenlenebilir [40]:

$$COP_{\text{çift etkili}} = \frac{\dot{Q}_L + \dot{Q}_H}{\dot{W}_{\text{net},g}} \quad (3.15)$$

Soğutma çevrimine göre Carnot performans katsayısı Eş. 3.16 ile hesaplanmaktadır [39]:

$$COP_{C,S} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (3.16)$$

İkinci yasa verimi hesaplaması aşağıdaki eşitlik ile ifade edilmektedir [39]:

$$\eta_{II} = \frac{COP_S}{COP_{C,S}} \quad (3.17)$$

Kondenser, soğutucu akışkanın yoğunlaşmasında açığa çıkan ısıyı suya aktarılması sürecinde ısı eşanjörü prensibine göre çalışmaktadır. Sistemin iyi yalıtıldığı ve çevre ortama bir ısı geçişi olmadığı kabul edilirse soğutucu akışkandan açığa çıkan ısı suyun çektiği ısı miktarına eşit olmaktadır ve şöyle ifade edilmektedir:

$$\dot{m}_R(h_2 - h_3) = \dot{m}_{su}(h_{11} - h_{10}) \quad (3.18)$$

Genleşme valfine doymuş sıvı olarak giren soğutucu akışkanın, sabit entalpide basınç düşümü gerçekleşmektedir ve eşitliği aşağıdaki gibidir [39]:

$$h_3 = h_4 \quad (3.19)$$

3.3. Çevresel Etki Analizi

Soğutucu akışkanın sistemde kullanılması sonucu sızıntı ve enerji tüketimi ile CO₂ atmosfere yayılarak küresel ısınmaya neden olmaktadır. Soğutucu akışkanın çevresel etkileri Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEIE)' nin hesaplanması ile elde edilebilmektedir. TEIE değerinin hesaplanması için eşitlik aşağıda yer almaktadır [5].

$$TEIE = (KIP.L_{yillik} \cdot n) + (E_{yillik} \cdot B \cdot n) \quad (3.20)$$

Doğalgaz yakıtlı kazanlarda, yakıtın yanması sonucu açığa çıkan yıllık CO₂ emisyonu ($SEGM_y$) Eş. 3.21 ile hesaplanmaktadır [41].

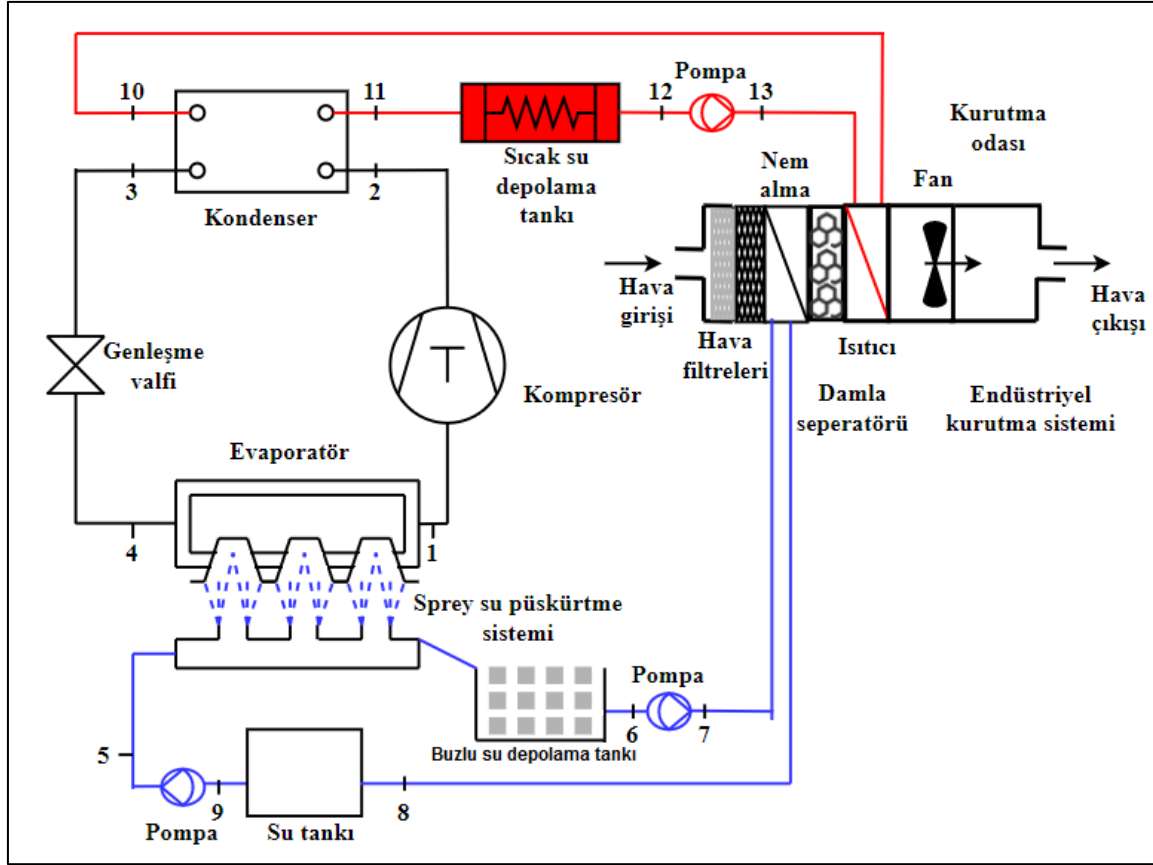
$$SEGM_y = 0,278 * 10^{-3} * B_y * H_u * FSEG \quad (3.21)$$

FSEG, yakıt türüne göre CO₂ emisyonu dönüşüm katsayısını ifade etmekte olup doğalgaz için 0,234 değerine sahiptir.



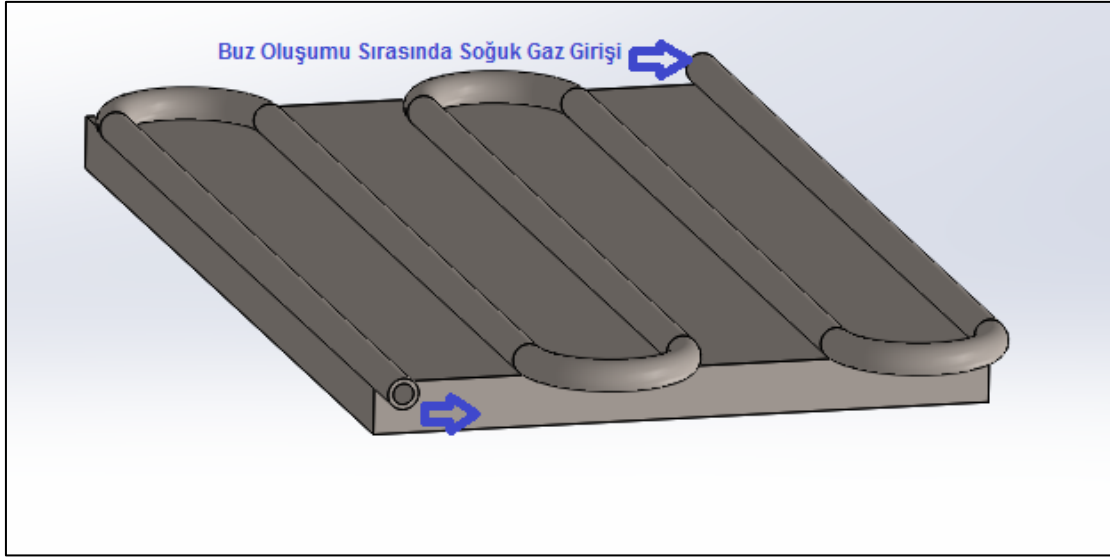
4. SİSTEM TASARIMI

Soğutma sistemlerinde enerjinin yoğun kullanımı ve şebekeye olan aşırı yüklenme enerji depolama çalışmalarını ön plana çıkarmıştır. Soğu enerjisinin depolandığı buzda enerji depolama sistemi de soğutma sistemleri için önemli bir yenilik olmuştur. Bu tez çalışmasında, endüstriyel kurutma sisteminde nem alma bölümünde gerekli olan soğu enerjisi buzda enerji depolama ve ısıtma bölümünde gerekli olan ısı enerjisi sıcak su depolama sistemi ile karşılanarak termal enerji ihtiyacı tek bir sistem ile kontrollü bir şekilde sağlanmaktadır. Endüstriyel kurutma sistemi için gerekli olan termal enerjinin karşılandığı enerji depolamalı ısı pompası sistem tasarımı Şekil 4.1’de gösterilmektedir. Tasarımda ısı pompası sistemine entegreli buzda enerji depolama tankı ve sıcak su depolama tankı yer almaktadır. Her iki depolama tankı da yalıtımlı olup çevreye olan ısı geçişleri ihmal edilmiştir. Isı pompası sistemi, kurutma sisteminin ihtiyaç halinde hem ısı enerjisini hem de soğu enerjisini karşılaması ile çift etkili bir performans katsayısına sahiptir. Sistemde kondenserden atılan ısının sıcak su depolama tankında depolanması sonucu atık ısıdan yararlanılarak enerjide verimlilik maksimum düzeyde tutulmuştur. Ayrıca endüstriyel kurutma sistemi için gerekli olan termal enerjinin enerji depolama sistemi ile karşılanması ile çevre kirliliğine neden olan zararlı gazlar salımı minimum düzeye indirgenmiştir.



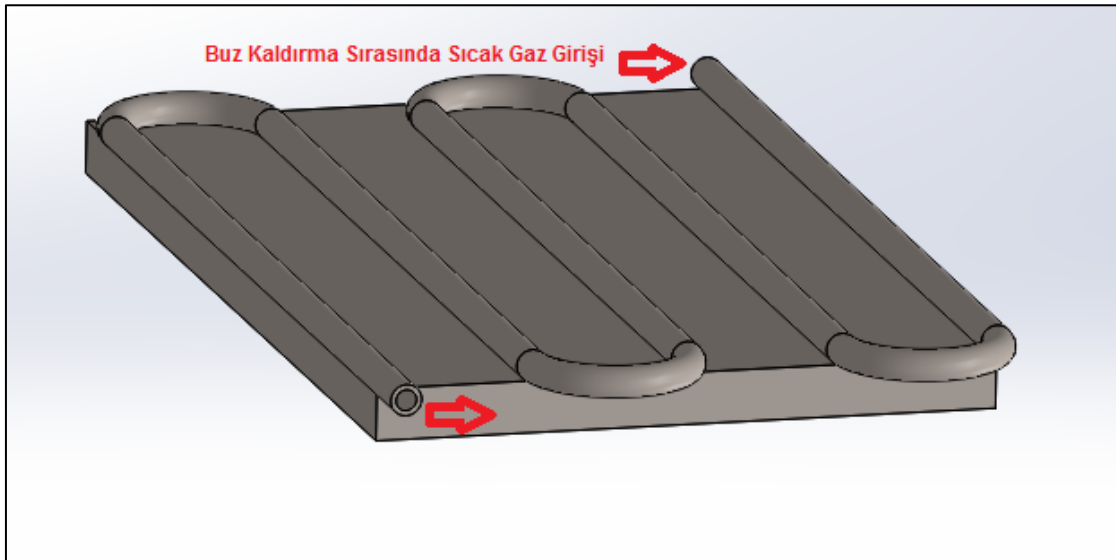
Şekil 4.1. Endüstriyel bir kurutucu için enerji sistemi tasarımı

Şekil 4.1’de yer alan sistemler detaylı olarak incelendiğinde ısı pompası sisteminde 1 noktasında evaporatörden doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan kompresöre girerek basıncı artırılmakta ve kızgın buhar fazına dönüşmektedir. Yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkan 2 noktasında kondensere girerek sabit basınçta yoğunlaşmakta ve sistem dışına ısısını atmaktadır. 3 noktasında kondenserden doymuş sıvı olarak çıkan akışkanın genişleme valfinde sabit entalpide basıncı düşürülerek 4 noktasında doymuş sıvı-buhar karışımında evaporatöre geçi sağlanmaktadır. 4 ve 1 noktaları arasında akışkan soğutulmak istenen ortamdan ısı çekerek buharlaştırılmaktadır. Soğutucu akışkan tekrar 1 noktasına ulaşarak döngüyü tamamlamaktadır. Evaporatörde buz oluşum süreci Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Evaporatörde buz oluşum süreci tasarımı

Evaporatörde, ısı çekilen bölüme ters çevrilmiş buz kalıpları yerleştirilerek orada buz üretimi gerçekleştirilmiştir. Buz, kalıpları doldurduğunda selenoid valfin buz çözme işlemi açılarak defrost ile buz kaldırma başlamaktadır. Kompresörden çıkan sıcak gaz kondenserden önce alınarak evaporatöre aktarılmaktadır. Isısını aktaran gaz buzların kalıptan ayrılmasını sağlayarak defrost işlemini tamamlamaktadır. Şekil 4.3’ te evaporatörde buz kaldırma işlemi tasarımı yer almaktadır.



Şekil 4.3. Evaporatörde buz kaldırma süreci tasarımı

5 noktasında spray su püskürtme sistemine su girişi sağlanarak soğutulmuş kalıplara püskürtülmektedir. Su, soğuk yüzeye çarptıkça sıcaklığı azalmakta bir süre sonra da buz

formuna dönüşmektedir. Bu işlem sonucunda kalıplarda buz oluşmakta ve oluşan buzlar buzlu su depolama tankına aktarılmaktadır. Kurutma sistemi için nem alma işlemi uygulanacağı zaman ise tankta buzların erimesi ile soğuyan su 6 noktasında pompaya girerek basıncı arttırılmakta ve 7 noktasında soğutulmuş su olarak endüstriyel kurutma sistemine iletilmektedir. Soğuk su, kurutma sisteminde havadan nem alma işlemini tamamlayarak 8 noktasında su tankına geri dönmekte ve burada biriktirilerek buz oluşum sürecinde ısı pompası sistemine geri iletilmektedir. Böylece soğutma sistemi tamamlanmaktadır.

Isı pompası sisteminde, kondenser tarafında plakalı ısı eşanjörü kullanılarak soğutucu akışkandan atılan atık ısıdan faydalanılmaktadır. Isı, suya aktarılmakta ve ısınan su 11 noktasında bir sıcak su depolama tankına taşınarak depolanmaktadır. Depolama tankında bir ısı değiştirici yer almakta olup suyun sıcaklığını koruması sağlanmaktadır. 13 noktasında depodan pompalanan sıcak su kurutma sistemine geçerek ısısını havaya aktarmakta ve ısıtıcı görevinde çalışmaktadır. İşlevini yitiren sıcak su, ısı pompası sistemine geri dönerek döngüyü tamamlamaktadır. Sıcak ve kuru hava ısıtma sistemlerinde, kurutma uygulamalarında yaygın işlev görmektedir.

Endüstriyel kurutma sisteminde ilk olarak sisteme hava girişi ile filtrelerde partiküllerden arındırma işlemi gerçekleştirilmektedir. Nem alma bölümünde depolama sisteminden gelen soğuk su ile havanın nemi alınmakta sonrasında damla seperatöründen geçmektedir. Sıcak su ile hava ısıtılarak kurutma işlemi yapılmakta ve hava fan aracılığıyla sistemi terk etmektedir.

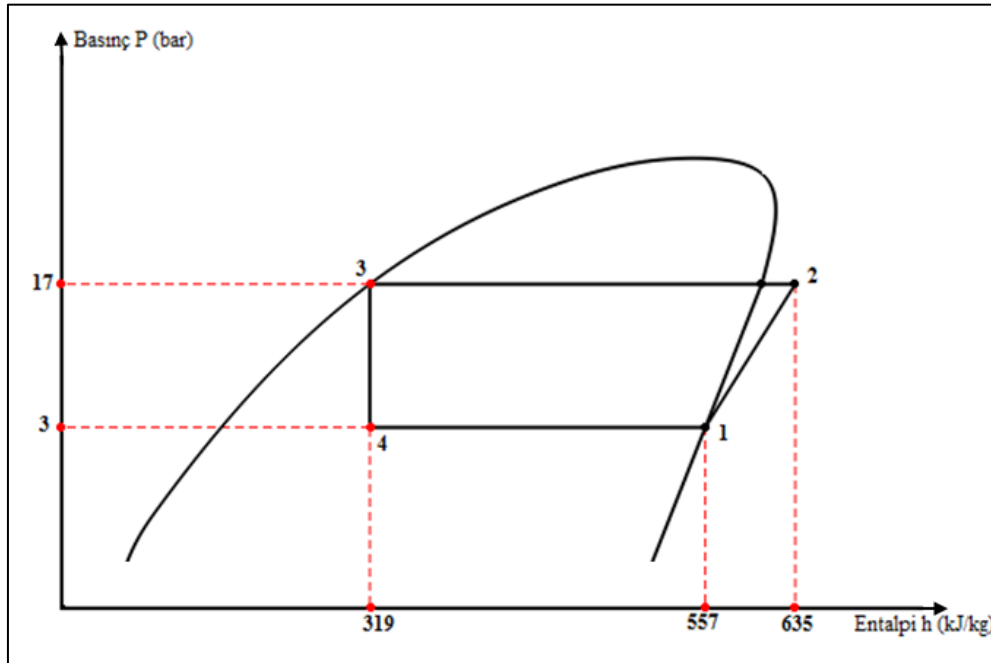
Sistem üzerinde termodinamik analizler yapılarak verimlilik, kapasite ve soğutucu akışkan miktarı hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Hem R290 hem de R32 soğutucu akışkanları ile çalışılarak performans kıyaslamaları yapılmıştır.

4.1. Sistem Soğutucu Akışkanı R290 Seçilmesi

HCFC (Hidrokloroflorokarbon) ve HFC (Hidroflorokarbon) soğutucu akışkanlarının çevreye yaydığı zararlı gazlar ve böylece ortaya çıkan çevresel problemleri önlemek amacıyla bu akışkanların kullanıldığı sistemler için alternatif soğutucu akışkanlar araştırılmaktadır. Düşük zehirlilik ve çevresel etki, yüksek kimyasal kararlılık, düşük enerji

maliyeti, uygun termodinamik, fiziksel ve kimyasal özellikler bu akışkanlarda olması istenilen özellikler arasında yer almaktadır. Doğal soğutucu akışkanlardan olan R290 sahip olduğu düşük KIP, 0 OTP değerleriyle çevreye olan minimum etkisi ve termofiziksel nitelikleri sonucu ön plana çıkan akışkanlardan olmaktadır [42].

Şekil 4.4' te R290 soğutucu akışkanının log P-h diyagramı taslağı verilmiştir. Diyagram üzerinde sistem çalışma sıcaklıkları belirlenerek entalpi değerleri elde edilmiştir. Bulunan entalpi değerleri ile ısı pompası sistem elemanlarının kapasite ve bu doğrultuda COP değerlerinin hesaplaması gerçekleştirilmektedir.



Şekil 4.4. R290 soğutucu akışkan log P-h diyagramı

Evaporatör buharlaşma sıcaklığı $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve kondenser yoğuşma sıcaklığı da $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak belirlenmiştir. 1 – 2 noktaları arasındaki doğru evaporatörden kompresöre geçiş bölümünü ifade etmekte olup sabit entropi ($s_1 = s_2$) de çizilmiştir. 3 ve 4 noktaları arasında da genişleme valfinden evaporatöre olan sabit entalpideki ($h_3 = h_4$) geçiş gösterilmiştir. Sistem elemanlarının kapasitesinin hesaplanması için kullanılan soğutucu akışkan miktarının bilinmesi gerekmektedir. Bölüm 3'teki buzda enerji depolama sırasında oluşan duyulur ısı ile gizli ısıyı ifade eden denklemler ve ısı pompası sisteminde evaporatör kapasitesini hesaplama denklemi kullanılarak bu sonuca ulaşılmaktadır.

Sistemde saat başına 1 ton buz üretilmektedir ve bu üretim 8 saat boyunca devam etmektedir. Buz üretilmeden önce su sıcaklığı 10 °C' dir ve üretilen buz ise -10 °C sıcaklığa ulaşmaktadır. Suyun buza dönüşümü sırasında açığa çıkan duyulur ısı ve gizli ısı, evaporatör tarafından soğutulmak istenen bölümden çekilen ısı miktarına eşit olacaktır. Bölüm 3' te yer alan denklemlere göre termodinamik hesaplamalar gerçekleştirildiğinde elde edilen veriler Çizelge 4.1' de yer almaktadır.

Çizelge 4.1. R290 Soğutucu Akışkanı Termodinamik Veriler

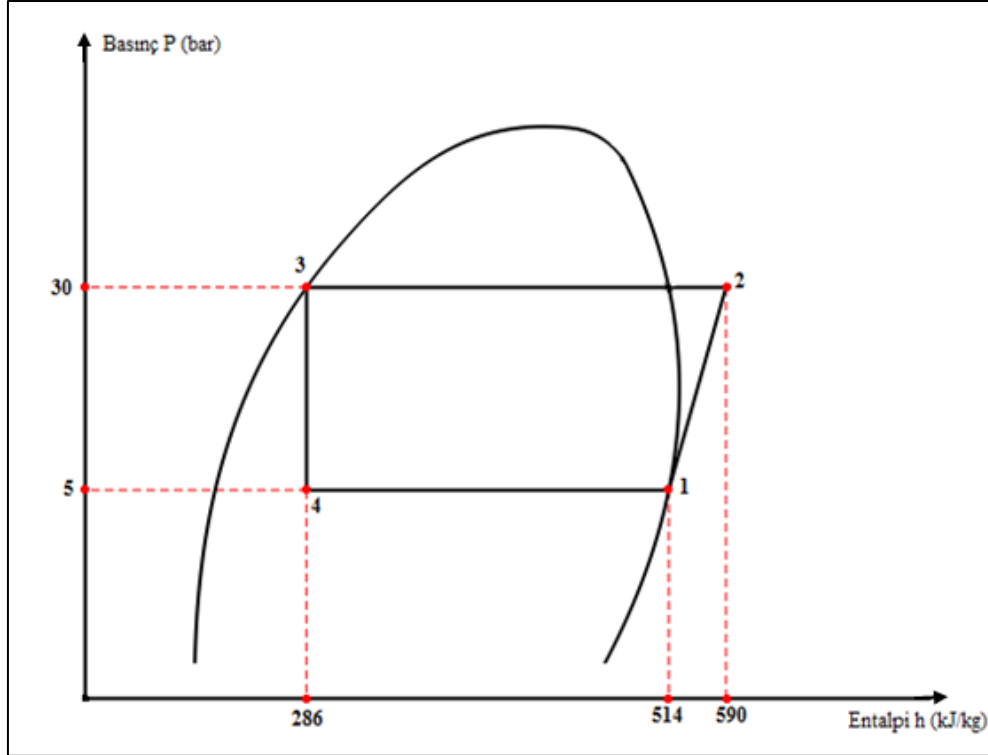
Termodinamik Özellikler	Veriler
$Q_{\text{duyulur, su}}$ (kJ/h)	41 860
$Q_{\text{duyulur, buz}}$ (kJ/h)	335 000
Q_{gizli} (kJ/h)	21 000
$\dot{Q}_L$ (kJ/h)	397 860
h_1 (kJ/kg)	557
h_2 (kJ/kg)	635
h_3 (kJ/kg)	319
h_4 (kJ/kg)	319
$\dot{m}_{R290}$ (kg/s)	0,46
$\dot{W}_{\text{net,g}}$ (kJ/h)	132 620
$\dot{Q}_H$ (kJ/h)	530 480
COP çift etkili	7
η_{II} (%)	69

4.2. Sistem Soğutucu Akışkanı R32 Seçilmesi

HFC soğutucu akışkanlarından olan ve diflorometan olarak da bilinen R32 gazı, sahip olduğu birçok önemli özelliği ile son yıllarda klima ve ısı pompası sistemlerinde ön plana çıkmaktadır. OTP değerinin 0 olması ve CO₂ emisyonunun azalması sonucu düşük KIP değerleri ile çevreye olan zararlarının az olması sonucu HCFC' lere göre daha avantajlı konumda yer almaktadırlar. Ayrıca HC 'lere göre daha az yanıcılık, düşük fiyat ve daha

yüksek sistem verimliliği özellikleri ile en çok umut vadeden alternatif soğutucu akışkanlardan olmaktadır [43].

Şekil 4.3’ te R32 soğutucu akışkanının taslak log P - h diyagramı yer almaktadır. Sistem için belirlenen sıcaklıklar kullanılarak entalpi değerleri elde edilmiştir. Bulunan entalpilerle göre sistem elemanlarının kapasiteleri ve bu doğrultuda sistem COP değeri hesaplanmıştır.



Şekil 4.5. R32 soğutucu akışkanı log P-h diyagramı

Sistem çalışma koşulları R290 soğutucu akışkanının kullanım sistemine göre aynı olup evaporatör buharlaşma sıcaklığı $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve kondenser yoğuşma sıcaklığı da $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak belirlenmiştir. 1 – 2 noktaları arasındaki doğru evaporatörden kompresöre geçiş bölümünü ifade etmekte olup sabit entropi ($s_1 = s_2$) de çizilmiştir. 3 ve 4 noktaları arasında da genleşme valfinden evaporatöre olan sabit entalpideki ($h_3 = h_4$) geçiş gösterilmiştir. Sistemde gece saat başına 1 ton buz üretilmektedir ve bu üretim 8 saat boyunca devam etmektedir. Buz üretilmeden önce su sıcaklığı $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir ve üretilen buz ise $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığa ulaşmaktadır. Suyun buza dönüşümü sırasında açığa çıkan duyulur ısı ve gizli ısı, evaporatör tarafından soğutulmak istenen bölmeden çekilen ısı miktarına eşit olacaktır. Bölüm 3’ te yer alan denklemlere göre termodinamik hesaplamalar gerçekleştirildiğinde elde edilen veriler Çizelge 4.2’ de yer almaktadır.

Çizelge 4.2. R32 Soğutucu Akışkanın Termodinamik Veriler

Termodinamik Özellikler	Veriler
$Q_{duyulur, su}$ (kJ/h)	41 860
$Q_{duyulur, buz}$ (kJ/h)	335 000
Q_{gizli} (kJ/h)	21 000
$\dot{Q}_L$ (kJ/h)	397 860
h_1 (kJ/kg)	514
h_2 (kJ/kg)	590
h_3 (kJ/kg)	286
h_4 (kJ/kg)	286
$\dot{m}_{R32}$ (kg/s)	0,48
$\dot{W}_{net,g}$ (kJ/h)	138 386
$\dot{Q}_H$ (kJ/h)	536 247
COP çift etkili	6,75
η_{II} (%)	66

4.3. R290 ve R32 Soğutucu Akışkanlarının Karşılaştırılması

Soğutucu akışkanlarda düşük yanıcılık, zehirlilik, çevresel etki, yüksek verim ve sistemle uyumlu termofiziksel özellikler aranan niteliklerdendir. Sistem çalışma durumuna ve şartlarına göre bazı özellikleri daha önemli olur ve bu durumda diğer özellikler göz ardı edilebilmektedir. Bir soğutucu akışkanda olması gereken özelliklerin hepsini birden yerine getirebilen bir akışkan bulunmamaktadır [4]. Çizelge 4.3' te sistemde yer alan akışkanların termofiziksel özellikleri verilmiştir [43,44]. Çevresel etkileri açısından değerlendirildiğinde her iki akışkan için de ozon tahribat potansiyelleri 0 olup küresel ısınma etkisinde R290 daha az zararlı bir akışkan olmaktadır. Zehirli gazlar olmayıp yanıcılık düzeyi R290 akışkanında yüksektir. R290 akışkanının yer aldığı sistemler yanmaya karşı güvenilirlikli ekipmanlar gerektirmektedir. Termofiziksel özellikler kıyaslandığında ise kritik sıcaklığın ve basıncın yeterince yüksek olması, düşük donma ve yüksek kaynama sıcaklığına sahip olmalıdır.

Çizelge 4.3. R290 ve R32 soğutucu akışkanlarının termofiziksel özellikleri

SOĞUTUCU AKIŞKANLAR		
ÖZELLİKLER	R290	R32
Sınıflandırma	HC	HFC
OTP	0	0
KIP	3	675
Yanıcılık	A3 (Yüksek Yanıcılık)	A2L (Düşük Yanıcılık)
Zehirlilik	Yok	Yok
Kritik Sıcaklık (°C)	96,74	78,26
Kritik Basınç (kPa)	4 248	5 782
Kaynama Noktası (°C)	-42,11	-51,76
Donma Noktası (°C)	-187,7	-136

Soğutucu akışkan seçiminde sistem verimliliği önemli bir parametre olup ön planda tutulmaktadır. Çizelge 4.4’ te soğutucu akışkanların termodinamik hesaplamalar sonucu sistem elemanları kapasite ve verimlilik değerleri yer almaktadır. Akışkanların ısı pompası sisteminde performans katsayısı değerleri yüksek ve birbirine yakın olarak bulunmuştur. Bu durum her iki akışkanın da verimlilik açısından sistemle uyumlu olduğunu göstermektedir. Ama aynı evaporatör kapasitesinin sağlanabilmesi için sisteme R32 akışkanından daha fazla kütsel debi girmesi gerekmektedir. Tüm özellikler açısından değerlendirildiğinde R290 soğutucu akışkanı yanıcılık özelliği haricinde diğer özelliklerde ön plana çıkmaktadır. Hem temiz çevresel özellikleri hem de sistem performansı ile uyumluluğu yönünden ısı pompası sistemleri için alternatif bir akışkan olmaktadır.

Çizelge 4.4. R290 ve R32 soğutucu akışkanlarının termodinamik özellikleri

SOĞUTUCU AKIŞKANLAR		
ÖZELLİKLER	R290	R32
Akışkan debisi $\dot{m}$ (kg/s)	0,46	0,48
Evaporatör kapasitesi $\dot{Q}_L$ (kJ/h)	397 860	397 860
Kondenser kapasitesi $\dot{Q}_H$ (kJ/h)	530 480	536 247
Kompresör gücü $\dot{W}_{net,g}$ (kJ/h)	132 620	138 386
COP (Çift Etkili)	7	6,75

4.4. Enerji Maliyeti Hesabı

Ülkemizde elektrik faturası fiyatlandırmada üçlü fiyat tarifesı uygulanmaktadır. Sistemimizde elektrik maliyetinin en uygun olduğu gece saatlerinde buzda enerji depolaması gerçekleştirilip gün içerisinde ihtiyaç durumunda bu depolanan enerjinin kullanılması ile hem enerji maliyetinden tasarruf hem de enerjide süreklilik sağlanmaktadır.

Ucuz elektrik tarifesinin uygulandığı 22.00 – 06.00 saatleri arasındaki 8 saat boyunca saat başına 1 ton buz üretimi ile buzda enerji depolama gerçekleştirilmektedir. Bölüm 4.1 ve 4.2’ de R290 ve R32 soğutucu akışkanları için 1 saatte buzda enerji depolanması ile tüketilen kompresör gücü değeri elde edilmiştir. R290 soğutucu akışkanı için 1 günde 8 saat sonunda depolanan enerji ile şebekeden tüketilen enerji miktarı hesaplandığında 295 kWh /gün değerine ulaşılmaktadır. 1 yılda tüketilen toplam enerji miktarı da 107 675 kWh/yıl olmaktadır. Gece süresince tüketilen toplam enerji miktarının maliyeti o saatlerde geçerli olan güncel tarife fiyatı 37,2 kr/kWh’ e göre hesaplanmıştır ve 40 055 (TL/yıl) değerine ulaşılmaktadır [45].

Buzda enerji depolama ile gerçekleştirilen tasarruf değerine ulaşmak için aynı hesaplamalar depolama yapılmadan ihtiyaç durumunda sistem tarafından kullanılacak olan enerjinin maliyetinin hesaplanması ile elde edilebilmektedir. Endüstriyel kurutma sistemleri için ihtiyaç duyulan enerjinin sağlanmasında ısı pompasının gün içerisinde 8 saat çalışması durumunda gündüz tarife fiyatı 66,4 kr/kWh alınarak enerji maliyet hesaplaması yapıldığında 71 496 (TL/yıl) değerine ulaşılmaktadır [45]. Gerçekleştirilen enerji maliyet hesaplamaları sonucunda buzda enerji depolama yapılması durumunda 1 yılda 31 441 TL kar miktarı elde edilmiştir.

Aynı hesaplamalar sistemde R32 soğutucu akışkanı bulunması durumu için gerçekleştirildiğinde 1 günde 8 saat sonunda depolanan enerji miktarı ile şebekeden tüketilen enerji miktarı hesaplanarak 308 kWh/gün elde edilmektedir. 1 yılda tüketilen toplam enerji miktarı da 112 420 kWh/yıl olmaktadır. Gece süresince tüketilen toplam enerji miktarının maliyeti o saatlerde geçerli olan tarife fiyatına göre hesaplandığında 41 820 TL/yıl değerine ulaşılmaktadır. Hesaplamalar depolamanın olmadığı duruma göre gerçekleştirildiğinde ise 74 647 TL/yıl değeri elde edilmektedir. Gerçekleştirilen enerji

maliyet hesaplamaları sonucunda buzda enerji depolama yapılması durumunda 1 yılda 32 827 TL kar miktarına ulaşılmaktadır.

Geleneksel endüstriyel kurutma uygulamalarında sistem için gerekli olan ısı enerjisi genellikle doğalgaz yakıtlı kazanlardan sağlanmaktadır. Mevcut sistem tasarımıımızda kondenserden atılan ısının sıcak su olarak depolanması ile gün içerisinde kurutma sisteminde kullanılacak olan doğalgaz miktarından tasarruf edilmektedir. 1 m³ doğalgaz tüketildiğinde elde edilen enerji miktarı 10,64 kWh'tir. 1000 m³ doğalgazın tüketilmesi ile birlikte oluşan enerji maliyeti ise 1414 TL'dir [46]. R32 soğutucu akışkanı ile ulaşılan tasarruf miktarı 14 965 TL/yıl, R290 soğutucu akışkanı için 14 235 TL/yıl olmaktadır. Yapılan tüm hesaplamalar sonucunda her iki soğutucu akışkan için de elde edilen toplam enerji maliyeti tasarruf miktarları R290 akışkanı için 45 676 TL/yıl ve R32 akışkanı için 47 792 TL/yıl değerindedir.

4.5. CO₂ Emisyonu Hesabı

İklim değişikliğine önemli ölçüde sebep olan gazlar arasında yer alan CO₂, fosil enerji kaynaklarının yakılmasıyla birlikte yoğun olarak havaya salınmaktadır. Geleneksel endüstriyel kurutma sistemlerinde gerekli olan ısı enerjisi çoğunlukla fosil yakıtlı kazanlar ile karşılanmaktadır. Tasarlanan sistemde kondenserden atılan ısının sıcak su depolama tankında depolanması ile endüstriyel kurutma sisteminin ısı enerjisi karşılanmakta ve böylece doğalgaz yakıtlı bir kazandan salınacak olan CO₂ emisyonu engellenmektedir. Eş. 3.19' a göre doğalgaz yakıtlı kazan kullanılması durumunda açığa çıkacak CO₂ hesaplanarak R290 soğutucu akışkanlı sistem için yıllık 22,7 ton, R32 akışkanlı sistem için 23,7 ton olarak elde edilmiştir.



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji kaynaklarından elde edilen enerjinin devamlılığını sağlama ve arz talep dengesini kontrollü bir şekilde yönetebilme isteği enerji depolama çalışmalarını ön plana çıkarmıştır. Bu çalışmada bir enerji depolama türü olan termal enerji depolama gerçekleştirilmiştir. Bir ısı pompası sisteminde buz üretilerek buzda enerji depolama ile soğu depolama gerçekleştirilmekte ve sıcak su depolama tankı ile de ısı depolama sağlanmaktadır. Depolanan enerjiler ile bir endüstriyel kurutma sisteminin termal enerji ihtiyacı tek bir sistemle karşılanmaktadır. Isı pompası sistemi gece elektriğin ucuz olduğu saatlerde çalıştırılarak buz ve sıcak su üretimi yapılmaktadır. Üretim sonucu depolamalar gerçekleştirilerek ihtiyaç durumunda kurutma sistemi için enerji sağlanmaktadır. Bu durum enerjide güvenirliliği, sürekliliği ve uygun maliyeti sunmaktadır. Ayrıca ısı pompası sisteminde kondenserden atılan ısının atık ısıya dönüşmesinden ziyade depolama tankında saklanması ile enerjide verimlilik sağlanarak sistem performans katsayısında en üst düzeye ulaşılmıştır. Çift etkili ısı pompası COP değerleri sistemde dolaşan 2 farklı soğutucu akışkana göre hesaplanmıştır.

R290 ve R32 soğutucu akışkanları yeni nesil akışkanlar olup çevreye olan etkileri mevcut halojen yapılu soğutucu akışkanlara göre daha azdır. Akışkanların ısı pompası sistemi için termodinamik analizleri gerçekleştirilerek bu sonuçlar dâhilinde sistemle uyumlulukları karşılaştırılmıştır. COP çift etkili R290 soğutucu akışkanı için 7, R32 akışkanı için de 6,75 olarak hesaplanmıştır. Aynı sistem enerji kapasitesinin sağlanması için sisteme giren R32 soğutucu akışkan debisi R290'a göre daha fazladır. Yapılan termodinamik hesaplamalar ile elde edilen sonuçlar R290 soğutucu akışkanının R32 akışkanına göre daha verimli ve uyumlu olduğunu göstermektedir. Enerji maliyet analizleri gerçekleştirildiğinde; sistemde R32 soğutucu akışkanı sirküle edildiğinde kompresör tarafından tüketilen güç miktarı artmakta ve böylece enerji maliyeti artmaktadır. Enerji depolama ile elde edilen enerji maliyet tasarrufu da bu sebeple R32 akışkanı için daha yüksek gelmekte ve 47 792 TL/yıl değerine sahip olmaktadır. R290 soğutucu akışkanı için bu değer 45 676 TL/yıl' dır. Çevresel etkileri dikkate alındığında ise her iki akışkanında OTP değeri 0 olmasına rağmen 3 KIP değeri ile küresel ısınmaya etkisi çok az olan R290 soğutucu akışkanı ön plana çıkmaktadır. Doğalgazlı kazan yerine atık ısı depolaması gerçekleştirilerek R290 soğutucu akışkanlı sistem için yıllık 22,7 ton, R32 akışkanlı sistem için 23,7 ton CO₂ emisyon salımı engellenmiştir. Ayrıca soğutucu akışkanlar zehirli gazlar olmayıp yanıcılık düzeyi R290

akışkanında yüksektir. R290 akışkanının yer aldığı sistemler yanmaya karşı güvenilirlikli ekipmanlar gerektirmektedir. Tüm bu özellikler dikkate alındığında R290 soğutucu akışkan ısı pompası sistemleri ile uyumlu, çevreci, ekonomik ve yüksek performans özellikleri göstererek alternatif akışkanlar arasında ön plana çıkmaktadır.

Bu çalışmanın literatürde yer alan benzer çalışmalar ile depolama sistemi, kullanılan soğutucu akışkan ve COP bakımından kıyaslaması Çizelge 5.1’ de yer almaktadır. Farklı enerji depolama sistemlerine göre COP değeri ve soğutucu akışkanların gösterdiği performanslar değişmektedir. Hem ısı hem de soğu enerjisi depolama ile literatürde yer alan çalışmalara kıyasla bu çalışma daha yüksek COP değerine sahip olarak ön plana çıkmaktadır.

Çizelge 5.1. Literatür ve mevcut çalışma sistem karşılaştırması

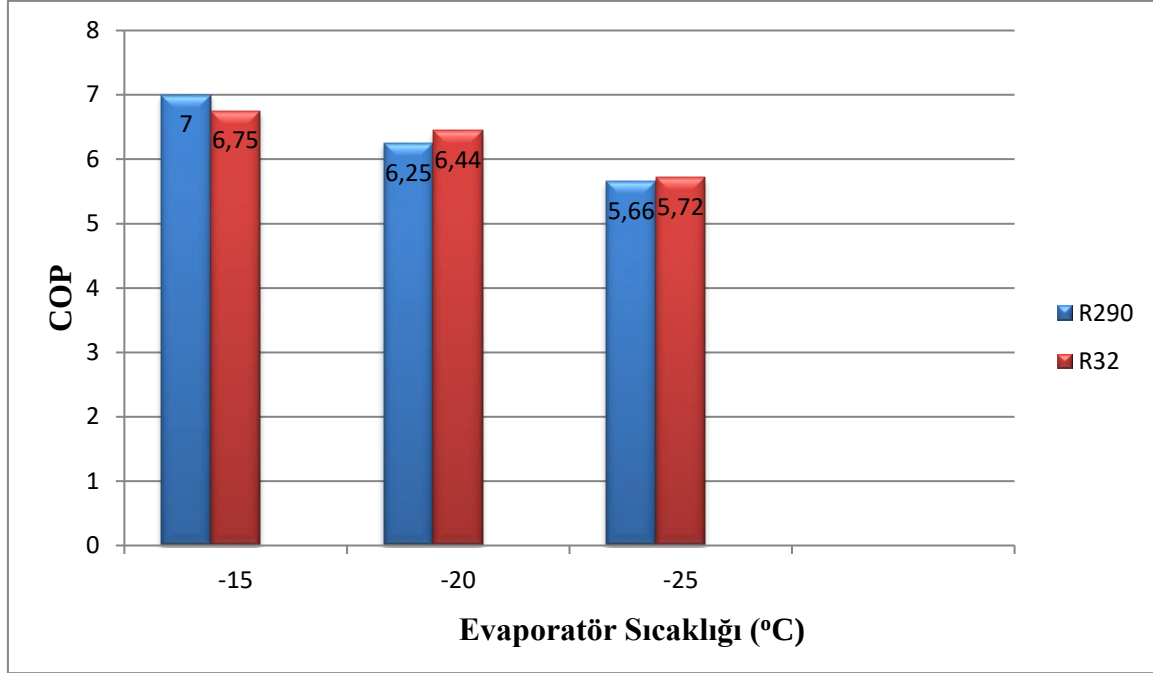
Referans	Sistem	Soğutucu Akışkan	COP
Hsiao vd. (2010) [27]	Boru-kanat sistemi ile buzda enerji depolama	R22	3,5
Asaoka vd. (2020) [28]	Absorbsiyonlu soğutma sisteminde akışkan buz üretmek buzda enerji depolama	Etanol çözeltisi	0,9
Liu vd. (Çift Etkili) (2017) [12]	Tanklarda sıcak ve soğuk su depolama	CO ₂	5,49
Huang vd. (2007) [29]	Termal batarya ile buzda enerji depolama	R22	4,5
Ahrens vd. (2021) [30]	Buzlu su ve sıcak su depolama	NH ₃	4,1
Bu çalışma (Çift Etkili)	Evaporatörde kalıplarda buz üretmek buzda enerji depolama ve kondenserden atılan ısıdan yararlanarak sıcak su depolama	R290	7
		R32	6,75

Geleneksel ısı pompalı kurutucular ile sistem COP ve soğutucu akışkan kıyaslaması yapıldığında elde edilen veriler Çizelge 5.2’ de yer almaktadır. Literatürde yer alan kurutma uygulamaları için gerekli olan termal enerjinin sağlandığı ısı pompası sistemlerinde, hem buzda enerji depolama hem de sıcak su depolama ile sahip olduğu yüksek COP değeri sonucu bu çalışma önem kazanmıştır.

Çizelge 5.2. Klasik ısı pompalı kurutucular ve mevcut sistem karşılaştırması

Referans	Sistem	Soğutucu Akışkan	COP
Koşan vd. (2020) [31]	PV/T destekli ısı pompası sistemi	R134a	4,18
Karaca vd. (2020) [34]	Sıcak ve soğuk su depolamalı ısı pompası sistemi	R410A	2,65
Khouya (2020) [33]	Konsantre PV/T ve ısı pompası sistemi	R744	7,2
Singh vd. (2020) [35]	Güneş enerjisi destekli ısı pompası	R1234yf	3,43
Dai vd. (2020) [36]	Isı pompası sistemi	R32/CO ₂	4,29
Shen vd. (2018) [37]	Hava kaynaklı ısı pompası sistemi	R22/R134a	2,6
Bu çalışma	Buzda enerji depolama ve sıcak su depolama sistemi entegreli ısı pompası sistemi	R290	7
		R32	6,75

Isı pompası sisteminde evaporatör sıcaklığının farklılaşmasına bağlı olarak COP hesaplaması gerçekleştirilerek değerdeki değişim gözlemlenmektedir. Şekil 5.1' de 3 farklı evaporatör sıcaklığına göre soğutucu akışkan COP değerleri yer almaktadır. En yüksek COP değerine -15 °C evaporatör sıcaklığında R290 soğutucu akışkanı ile ulaşılmıştır ve evaporatör sıcaklığı azaldıkça COP değerinde de düşüş elde edilmiştir.



Şekil 5.1. Farklı evaporatör sıcaklıklarına göre soğutucu akışkan COP değerleri

Yapılan bu çalışma, mevcut sistemlere kıyasla alternatif soğutucu akışkanın kullanılması ile daha çevreci ve temiz, buzda enerji depolama sisteminin ve sıcak su depolama tankının yer alması ile de daha ucuz ve verimli olmaktadır. Enerji sistemlerinde sürekliliğin, ucuzluğun, verimliliğin ve çevresel etkilerin azaltılmasının sağlanabilmesi açısından bu tasarım hem ısı pompası sistemleri için hem de endüstriyel kurutma sistemleri için enerji etkin bir model olmaktadır.

Isı pompası sistemlerinde R290 soğutucu akışkanı kullanılması durumunda yanıcılık özelliğinden dolayı yanmaya karşı güvenilirlikli ekipmanlar yer almalıdır. Sistemde oluşabilecek soğutucu akışkan sızıntıları tespit edilebilmeli ve önlenmelidir. Çevresel kirliliği ve enerji bağımlılığını en aza indirmek amacıyla ısı pompası sistemlerinde kompresör için gerekli olan enerjinin özellikle güneş ve yenilenebilir enerji kaynakları entegreli hibrit bir sistemden karşılanacağı alternatif tasarımlar gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Yılmaz, S. (2008). *Soğutma uygulamaları için faz değiştiren maddelerde termal enerji depolama*. Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana, 1-50.
2. İnternet: Türkiye kurulu gücün birincil enerji kaynaklarına göre gelişimi (2009-2019). URL: <https://www.teias.gov.tr/tr-TR/turkiye-elektrik-uretim-iletim-istatistikleri>, Son Erişim Tarihi: 18.12.2020.
3. Yeşilkaya, T. (2010). *Binalarda termal enerji depolama ile yapılan enerji tasarrufu*. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2-58.
4. Çakır, U. ve Çomaklı, K. (2011). *Mevcut soğutucu akışkanlar ve alternatifleri*. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 1079-1087.
5. Bulgurcu, H., Kon, O. ve İlten, N. (2007). *Soğutucu akışkanların çevresel etkileri ile ilgili yeni yasal düzenlemeler ve hedefler*. VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 915-928.
6. Özönur, Y. (2004). *Düşük sıcaklıkta termal enerji depolamasına uygun faz değiştiren maddelerin mikrokapsüllenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana, 2-6.
7. Bi, Y., Yu, M., Wang, H., Huang, J. and Lyu T. (2019). Experimental investigation of ice melting system with open and closed ice-storage tanks combined internal and external ice melting processes. *Energy & Building*, 194, 12-20.
8. Ismaeel, H. H. and Yumrutaş, R. (2020). Investigation of a solar assisted heat pump wheat drying system with underground thermal energy storage tank. *Solar Energy*, 199, 538-551.
9. Timurtaş, Ö. (2020). *Enerji depolama sistemli güneş enerjili gıda kurutma sistemlerinde kurutma performansının incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 1-3.
10. Zhang, C., Sun, Q. and Chen, Y. (2020). Solidification behaviors and parametric optimization of finned shell-tube ice storage units. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 146, 118836.
11. Yan, C., Shi, W., Li, X., and Zhao, Y. (2016). Optimal design and application of a compound cold storage system combining seasonal ice storage and chilled water storage. *Applied Energy*, 171, 1-11.
12. Liu, F., Zhu, W., Cai, Y., Groll, E. A., Ren, J. and Lei, Y. (2017). Experimental performance study on a dual-mode CO₂ heat pump system with thermal storage. *Applied Thermal Engineering*, 115, 393-405.

13. Khan, M. M. A., Ibrahim, N. I., Saidur, R., Mahbubul, I. M. and Al-Sulaiman, F. A. (2016). Performance assessment of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system with storage units. *Energy Conversion and Management*, 126, 316-328.
14. Sönmez, N. (2007). *Buz depolamalı sistemlerde ısı transfer yapılarının incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas, 30-112.
15. Sümbül, N. (2009). *Bir soğu depolama sisteminin farklı çalışma koşullarındaki performansı ve ekonomik analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 6-66.
16. Al-Bayati, A. J. M. (2017). *Buz depolama sistemlerinde kullanılan küresel kapsüller için ısı performansı bir CFD tabanlı analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 11-60.
17. Song, X., Zhu, T., Liu, L. and Cao, Z. (2018). Study on optimal ice storage capacity of ice thermal storage system and its influence factors. *Energy Conversion and Management*, 164, 288-300.
18. Ruan, Y., Liu, Q., Li, Z. and Wu, J. (2016). Optimization and analysis of building combined cooling, heating and power (BCHP) plants with chilled ice thermal storage system. *Applied Energy*, 179, 738-754.
19. Shao, Y. L., Soh, K.Y., Wan, Y. D., Kumja, M., Khin, Z., Islam, M. R. and Chua, K. J. (2020). Simulation and experimental study of thermal storage systems for district cooling system under commercial operating conditions. *Energy*, 203, 117781.
20. Sunilraj, B. A. and Eswaramoorthy, M. (2019). Experimental study on hybrid natural circulation type solar air heater with paraffin wax based thermal storage. *Materials Today: Proceedings*, 23(1), 49-52.
21. Kumar, K., Sharma, K., Verma, S. and Upadhyay, N. (2019). Experimental investigation of graphene-paraffin wax nanocomposites for thermal energy Storage. *Materials Today: Proceedings*, 18, 5158–5163.
22. Okudan, M., O. (2020). *Çatı tipi klimalarda R-410a alternatifi soğutucu akışkanların kullanımının analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 6-90.
23. Başaran, B. (2019). *Düşük GWP’li soğutucu akışkanların ısı pompalı kurutucularda deneysel analizi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 15-66.
24. Alkan, R. (2014). *Farklı soğutucu akışkanlar için toprak kaynaklı ısı pompasının termoekonomik analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 22-85.
25. Soylu, E. (2019). *Otomobil iklimlendirme sistemleri için farklı alternatif soğutucu akışkanların performanslarının değerlendirilmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Yalova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yalova, 25-87.

26. Al-Sayyab, A. K. S., Mota-Babiloni, A. and Navarro-Esbri, J. (2020). Novel compound waste heat-solar driven ejector-compression heat pump for simultaneous cooling and heating using environmentally friendly refrigerants. *Energy Conversion and Management*, 228, 113703.
27. Hsiao, M., Kuo, Y., Shen, C., Cheng, C. and Chen, S. (2010). Performance enhancement of a heat pump system with ice storage subcooler. *International Journal of Refrigeration*, 33, 251-258.
28. Asaoka, T. and Endo, Y. (2020). Experimental study on absorption ice slurry generator with ethanol solution as the refrigerant. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 162, 120333.
29. Huang, M. C., Chen, B. R., Hsiao, M. J. and Chen, S. L. (2007). Application of thermal battery in the ice storage air-conditioning system as a subcooler. *International Journal of Refrigeration*, 30, 245-253.
30. Ahrens, M. U., Foslie, S. S., Moen, O. M., Bantle, M. and Eikevik, T. M. (2021). Integrated high temperature heat pumps and thermal storage tanks for combined heating and cooling in the industry. *Applied Thermal Engineering*, 189, 116731.
31. Koşan, M., Demirtaş, M., Aktaş, M. and Dişli, E. (2020). Performance analyses of sustainable PV/T assisted heat pump drying system. *Solar Energy*, 199, 657-672.
32. Masud, M. H., Ananno, A. A., Ahmed, N., Dabnichki, P. and Salehin, K. N. (2020). Experimental investigation of a novel waste heat based food drying system. *Journal of Food Engineering*, 281, 110002.
33. Khouya, A. (2020). Performance assessment of a heat pump and a concentrated photovoltaic thermal system during the wood drying process. *Applied Thermal Engineering*, 180, 115923.
34. Karaca, G., Dolgun, E. C. ve Aktaş, M. (2020). Balın kurutulması için enerji verimli ve hijyenik yeni bir sistem tasarımı. *Politeknik Dergisi*, 23(3), 713-719.
35. Singh, A., Sarkar, J. and Sahoo, R. R. (2020). Experimentation on solar-assisted heat pump dryer: Thermodynamic, economic and exergoeconomic assessments. *Solar Energy*, 208, 150-159.
36. Dai, B., Zhao, P., Liu, S., Su, M., Zhong, D., Qian, J., Hu, X. and Hao, Y. (2020). Assessment of heat pump with carbon dioxide/low-global warming potential working fluid mixture for drying process: Energy and emissions saving potential. *Energy Conversion and Management*, 222, 113225.
37. Shen, J., Guo, T., Tian, Y. and Xing, Z. (2018). Design and experimental study of an air source heat pump for drying with dual modes of single stage and cascade cycle. *Applied Thermal Engineering*, 129, 280-289.
38. Guelpa, E. and Verda, V. (2019). Thermal energy storage in district heating and cooling systems: A review. *Applied Energy*, 252, 113474.

39. Çengel, Y. A. ve Boles, M. C. (2008). Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla 5. Baskı (çev. A. Pınarbaşı). İzmir: Güven kitabevi, 608-634.
40. Liu, F., Zhu, W. and Zhao, J. (2018). Model-based dynamic optimal control of a CO₂ heat pump coupled with hot and cold thermal storages. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1116-1125.
41. Yazıcı, H., Akçay, M. ve Özer, S. (2012). Denizli’de bir binanın farklı yakıt türlerine göre yakıt maliyeti ve CO₂ emisyon miktarının belirlenmesi. *SDU International Technologic Science*, 4(2), 59- 69.
42. Du, Y., Wu, J. and Wang, C. (2020). Experimental study on dynamic characteristics of an R290 heat pump during defrost. *Energy & Buildings*, 223, 110174.
43. Mota – Babiloni, A., Navarro – Esbri, J., Makhnatch, P. and Moles, F. (2017). Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80, 1031 – 1042.
44. Demirci, E., Özkaymak, M., Koşan, M., Akkoç, A. E. ve Aktaş, M. (2020). Doğal soğutucu akışkan kullanımında gelişmeler. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 6(3), 184-199.
45. İnternet: Türkiye Elektrik Dağıtım. 2021 Yılı Nisan Elektrik Tarifeleri. URL: <https://www.tedas.gov.tr/sx.web.docs/tedas/docs/elektriktarifeleri//2021Y%C4%B1l%C4%B1NisanElektrikTarifeleri.pdf> Son Erişim Tarihi: 03.06.2021
46. İnternet: Enerji Ekonomisi. 1 metreküp doğal gaz kaç kilowatsaattir? URL: <https://www.enerjiekonomisi.com/1-metrekup-dogal-gaz-kac-kilowatsaattir/9811/> Son Erişim Tarihi: 12.05.2021.



GAZİ GELECEKTİR..