



TARSUS
ÜNİVERSİTESİ

T.C.

TARSUS ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**ÇİFT BUHARLAŞTIRICILI SOĞUTMA SİSTEMİNDE
GENLEŞTİRİCİ KULLANIMININ EKSERJİ
YIKIMINA ETKİSİ**

KEVSER SALAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TARSUS – 2025

T.C.
TARSUS ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**ÇİFT BUHARLAŞTIRICILI SOĞUTMA SİSTEMİNDE
GENLEŞTİRİCİ KULLANIMININ EKSERJİ YIKIMINA ETKİSİ**

KEVSER SALAN

Danışman: Doç. Dr. Mehmet Tahir ERDİNÇ

YÜKSEK LİSANS TEZ

TARSUS - 2025

Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürlüğüne;

Bu çalışma, jüri tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Doç. Dr. Mehmet Tahir ERDİNÇ
(Danışman)

Üye: Doç. Dr. Muhammet Nasıf KURU

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Barış KAVASOĞULLARI

Yukarıdaki Jüri kararı Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
...../...../2025 tarih ve/... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

ONAY

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim elemanlarına ait olduklarını onaylarım.
.../.../2025

Doç. Dr. AYŞE ERGİN ÜNAL
Enstitü Müdürü

NOT: Bu tezde kullanılan ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu'ndaki hükümlere tabidir.

ETİK BEYANI

Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim 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 ve ortaya çıkan sonuçlarda herhangi bir değişiklik yapmadığımı
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

Bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim. / / 2025

İMZA

Kevser SALAN

ÖZET

ÇİFT BUHARLAŞTIRICILI SOĞUTMA SİSTEMİNDE GENLEŞTİRİCİ KULLANIMININ EKSERJİ YIKIMINA ETKİSİ

KEVSER SALAN

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Mehmet Tahir ERDİNÇ

Haziran 2025, 67 sayfa

Bu tez çalışmasında, çift buharlaştırıcı ve genleştirici-kompresör destekli buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminin ekserji analizi yapılmıştır. Sistem, düşük ve yüksek sıcaklıklı iki buharlaştırıcı, iki kompresör, iki genişleme valfi, bir genleştirici, iç ısı değiştirici ve karıştırma odasından oluşmaktadır. Çalışmada, sistemin ikinci yasa performansını etkileyen başlıca parametreler olan yoğunlaşma sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklıkları, aşırı ısıtma ve buharlaştırıcılar arası kütle debi oranı detaylı olarak değerlendirilmiştir. Ayrıca altı farklı soğutucu akışkanlar için bileşen bazlı ekserji yıkım analizleri gerçekleştirilmiş ve termodinamik performansları karşılaştırılmıştır. Analizlerde, karışım oranı 0.1–1.5 aralığında dört farklı debi oranı senaryosu ve geniş sıcaklık değişimleri göz önünde bulundurulmuştur. Elde edilen sonuçlar, yoğunlaşma sıcaklığının artışının toplam ekserji yıkımını önemli ölçüde artırdığını, bu artışın özellikle ikinci kompresör ve yoğunlaştırıcıda yoğunlaştığını göstermektedir. Buna karşılık, düşük sıcaklık buharlaştırıcısı sıcaklığı ile yüksek sıcaklık buharlaştırıcısı sıcaklığı artırıldığında sistemin tersinmezlikleri azalarak ikinci yasa verimliliği yükselmektedir. Aşırı ısıtma sıcaklığı ise yalnızca küçük etkiler yaratmakta olup, toplam ekserji yıkımı üzerindeki değişim %2'yi geçmemektedir. Soğutucu akışkanların karşılaştırmalı analizinde R1234yf en düşük toplam ekserji yıkımıyla öne çıkarken, R717 sistem genelinde en yüksek yıkımı üretmiştir. Ancak bileşen bazında değerlendirildiğinde, her akışkanın tersinmezliklerinin farklı bileşenlerde yoğunlaştığı gözlemlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Soğutma, genleştirici, COP, Ekserji

ABSTRACT

THE EFFECT OF EXPANDER INTEGRATION ON EXERGY DESTRUCTION IN A DUAL-EVAPORATOR REFRIGERATION SYSTEM

KEVSER SALAN

Master Thesis, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mehmet Tahir ERDİNÇ

June 2025, 67 pages

In this thesis, an exergy analysis was conducted on a vapor compression refrigeration system equipped with a dual-evaporator and an expander-compressor configuration. The system consists of two evaporators operating at low and high temperatures, two compressors, two expansion valves, an expander, an internal heat exchanger, and a mixing chamber. The study thoroughly evaluates key parameters affecting the second-law performance of the system, including condensation temperature, evaporator temperatures, degrees of superheating and subcooling, and the mass flow rate ratio between the evaporators. Moreover, a component-wise exergy destruction analysis was performed for six different refrigerants, and their thermodynamic performances were comparatively assessed. The analyses considered four different mass flow rate scenarios within a mixing ratio range of 0.1–1.5, along with a wide range of temperature variations. The results showed that increasing the condensation temperature significantly increased the total exergy destruction, primarily concentrated in the second compressor and condenser. Conversely, increasing the evaporator temperatures (both low- and high-temperature) led to reduced irreversibilities and improved second-law efficiency. The degree of superheating was found to have a minor impact, causing less than 2% variation in total exergy destruction. Among the refrigerants analysed, R1234yf stood out with the lowest total exergy destruction, while R717 resulted in the highest. However, component-level evaluations revealed that the location of dominant irreversibilities varied depending on the specific refrigerant used.

Keywords: Refrigeration, expander, COP, exergy

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez çalışmamın yürütülmesini üstlenen, çalışmalarım süresince bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Mehmet Tahir Erdiñç'e teşekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SEMBOLLER.....	v
KISALTMALAR.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ	ix
GİRİŞ.....	1

BÖLÜM I

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

1.1. Önceki Çalışmalar	6
------------------------------	---

BÖLÜM II

MATERYAL METOT

2.1. Çift Buharlaştırıcı Soğutma Sistemi.....	30
2.2. Ekserji Analizi	30

BÖLÜM III

BULGULAR VE TARTIŞMA

SONUÇLAR.....	58
KAYNAKÇA.....	59
ÖZGEÇMİŞ.....	67

SEMBOLLER

h : Entalpi [$kJ \cdot kg^{-1}$]

$\dot{M}$: Kütlesel Debi [$kg \cdot s^{-1}$]

P : Basınç [Pa]

s : Entropi [$kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}$]

$\dot{W}_{gen}$: Genleştirici Tarafından Üretilen İş [W]

$\dot{W}_{kom}$: Kompresör Tarafından Tüketilen İş [W]

$\dot{x}_{yıkım}$: Birim Ekserji Kaybı [$kJ \cdot kg^{-1}$]

T_H : Yüksek Sıcaklık [$^{\circ}C$]

T_L : Düşük Sıcaklık [$^{\circ}C$]

x : Kuruluk Derecesi [-]

ΔT_{sh} : Yüksek Sıcaklık Evaporatör Çıkış Aşırı Kızdırma Derecesi

T : Sıcaklık [$^{\circ}C$]

Yunan Sembolleri

ε_{iID} : İç Isı Değiştiricisi Etkinliği [-]

η_{kom} : Kompresör İzentropik Verimi [-]

η_2 : Ekserji Verimi [-]

KISALTMALAR

Buh: Buharlaştırıcı

CFC: Kloroflorokarbon

COP: Soğutma Sisteminin Etkinlik Katsayısı

FC: Dondurma Bölmesi

FDM: Faz Değışim Malzemesi

GV: Genleşme Valfi

GWP: Küresel Isınma Potansiyeli

HC: Hidrokarbon

HCFC: Hidrokloroflorokarbon

HFC: Hidroflorokarbon

IHX: İç Isı Değıştirici

Kond: Kondenser

LH: Gizli Isı

LHS: Gizli Isı Depolama

ODP: Ozon Tüketme Potansiyeli

OECD: Ekonomik İşbirliğı Ve Kalkınma Örgütü

PCT: Faz Değişim Sıcaklığı

PEG: Polietilenglikol

RC: Soğutma Bölmesi

sc: Aşırı soğutma

sh: Aşırı soğutma

SHS: Duyulur Isı Depolama

TES: Termal Enerji Depolama

Yoğ: Yoğuşturucu

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1. (a). Ülkemizde elektrik enerjisinin kullanımının sektörler göre dağılımı.....	5
Şekil 1. (b). Ülkemizde evsel elektrik enerjisinin kullanımının sektörler göre dağılımı	5
Şekil 1. 1. Soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	7
Şekil 1. 2. Yan çevrimi şematik diyagramı	13
Şekil 1. 3. Çift evaporatörlü seri devre çevriminin şematik gösterimi.....	14
Şekil 1. 4. Çift evaporatörlü seri devre çevriminin şematik gösterimi.....	15
Şekil 1. 5. Çift evaporatörlü bypass devre çevrimi	16
Şekil 1. 6. Çift evaporatörlü paralel çevrimin şematik gösterimi.....	18
Şekil 2. 1. Klasik ve genleştirici - kompresör destekli iki buharlaştırıcı soğutma çevrimlerinin şematik gösterimi	31
Şekil 3. 1. Yoğuşturucu sıcaklığının ekserji yıkımlarına etkisi.....	39
Şekil 3. 2. Buharlaştırıcı 2 sıcaklığının ekserji yıkımına etkisi.....	41
Şekil 3. 3. Buharlaştırıcı 1 sıcaklığının ekserji yıkımına etkisi.....	44
Şekil 3. 4. Aşırı ısıtma sıcaklığının ekserji yıkımına etkisi.....	46
Şekil 3. 5. Farklı soğutucu akışkanlar için toplam ekserji yıkımı	48
Şekil 3. 6. Farklı soğutucu akışkanlar için her bir bileşenin ekserji yıkımları ($w = 0.1$) ..	50
Şekil 3. 7. Farklı soğutucu akışkanlar için her bir bileşenin ekserji yıkımları ($w = 0.5$) ..	52
Şekil 3. 8. Farklı soğutucu akışkanlar için her bir bileşenin ekserji yıkımları ($w = 1$)	52
Şekil 3. 9. Farklı soğutucu akışkanlar için her bir bileşenin ekserji yıkımları ($w = 1.5$) ..	53
Şekil 3. 10. Klasik ve genleştirici-kompresör destekli sistemin karşılaştırılması	57

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 1. 1. Çeşitli soğutucu gazların ODP ve GWP değerleri.....	10
Tablo 1. 2. Soğutma sistemlerinde en çok kullanılan bazı soğutucu akışkanlar ve özellikleri	11
Tablo 1. 3. Tek ve Çift Evaporatör Kullanan Soğutma Sistemine Ait Literatür Özeti.....	25



GİRİŞ

Dünyada enerji talebinin fazlalığıyla ilgili endişeler giderek artmaktadır, güvenilir sürdürülebilir enerjiye erişmek için çözüm yolları aranmaktadır. Bu endişeler için çözüm yolları, iklim değişikliğiyle mücadele etmeli ve fosil yakıtların yaygın enerji kaynağı olarak kullanılması durumunun önüne geçebilecek çözüm yollarına sahip olmalıdır. Şu an için öngörülen sürdürülebilir çevre elde etme amacı doğrultusunda çevre kirliliğini olabildiğince azaltmak için, en umut verici yöntemler enerji sistemleri verimliliklerini artırmaktır. Bu durum neticesinde, birincil enerji kaynağı, fosil yakıt tüketimini ve de böylelikle karbondioksit ayak izi azaltılabilir. Genel tüketimdeki bu artış temel olarak nüfusun artması, yaşam standartlarının gelişmesi ve teknolojilere erişimin yanı sıra elektrikli ekipmanların, özellikle de soğutucu cihazların aşırı ve rasyonel olmayan kullanımından kaynaklanmaktadır. Dünyadaki "iklim krizi", araştırmacıları diğer enerji kaynaklarını araştırmaya ve mevcut kaynakları daha iyi kullanmaya teşvik etmektedir.

Enerji verimliliği konusunda Türkiye dünya ortalamasının altında bulunmaktadır ve bir dolarlık katma değer üretebilmesi için (Bayrak vd.,2016:20-29);

- OECD ülkelerinin 2 katı ve (0,19 vs. 0,38 TEP/\$)
- Japonya'ya oranla 4 katı enerji tüketmektedir.

Soğutma uygulamaları hayatımızın önemli bir parçasıdır. Yaşam kalitesinin yüksek olması ve gıdaların muhafazası için sıklıkla ihtiyaç duyulan soğutma teknolojileri, yaşam alanları inşa edilirken ortaya çıkmıştır. Hem evsel hem de ticari ve endüstriyel kullanımda çok önemli bir rol oynamaktadır. Soğutma ve soğutma sistemleri o günden bugüne hayatımızda önemli bir merkezi haline gelmiştir. Soğutma sistemleri; alanlarda, gıda muhafazasında, çeşitli büyüklükteki üretim alanlarında, depolamada, ticari iş yerlerinde, kimya ve ilaç sanayilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 1(a) ve şekil 1(b) sektörlerle göre dağılım ve yüzdeleri (Karataş,2018:67) tarafından belirtilmiştir. Bu nedenle soğutma makinelerinin geliştirilmesi, verimliliğinin artırılması, insan sağlığına uygun olması ve çevre dostu olması çok önemlidir.

Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde, soğutma sistemlerinin bir evdeki toplam enerji tüketiminin yaklaşık 1/4'ünü tükettiğini göstermektedir. Ev tipi soğutma

cihazlarında en çok buzdolapları ve derin dondurucular, sürekli çalışmaları nedeniyle bir evde en çok enerji tüketen cihazlar arasında yer almaktadır (Abdolmaleki vd.,2020: 233–241). Dünya çapında yaklaşık bir milyar ev tipi buzdolabının kullanımda olduğu tahmin edilmektedir. Artan küresel çevre bilinci ve hızla artan elektrik enerjisi maliyeti, enerji tasarrufu için tutumlu ve uygulanabilir bir çözüm bulma talebini artırmaktadır. Her ne kadar son teknolojiler sera gazı emisyonunu azaltmak için soğutucu akışkan olarak hidrokarbon kullansa da, dolaylı emisyonları ve enerji tüketim miktarını azaltmak için ev tipi buzdolabının genel performansının artırılması zorunludur. Buzdolapları sürekli olarak enerji tükettikleri için, buzdolaplarının ısı kazancı hesaplanırsa radyasyonla, iletimle ve taşınım ile olan ısı transferleri dikkate alınması gerekecektir (Karabuğa,2015:1820).

Düşük sıcaklıklarda dondurulmuş gıda saklama, yaşam tarzı ve artan nüfusla ilgili olduğu için dünya çapında önemli bir konu haline gelmiştir. Buzdolapları ve derin dondurucular, gıda muhafazası için en yaygın ve etkili yöntemlerdir. Ev tipi soğutmadan elde edilebilecek potansiyel enerji tasarrufu önemli olabileceğinden, bu cihazlara gösterilen ilgi son zamanlarda artmaktadır. Soğutma sistemlerinin enerji verimliliği, modern toplumdaki yaygınlıkları ve konut sektöründeki neredeyse en büyük elektrik tüketimi olmaları nedeniyle büyük önem taşımaktadır. Genel olarak, ev tipi soğutma sistemlerinin enerji verimliliğini yükseltmek ve elektrik tüketimini azaltmak için gelişmiş yalıtım, yüksek verimli kompresörler ve geliştirilmiş ısı eşanjörleri (yani buharlaştırıcılar ve kondansatörler) dahil olmak üzere farklı teknikler vardır (Omara ve Mohammedali,2020:102522). Buzdolabı 0 °C'nin üzerinde (tipik olarak 0 ila 10 °C) bir depolama sıcaklığına sahiptir ve taze gıda ve sebzeler için uygundur. Dondurucu 0 °C'nin altında bir sıcaklığa sahiptir (tipik olarak -6 ila -18 °C) ve dondurulmuş gıdalar ve daha uzun saklama süreleri için uygundur. Normalde, soğutma ünitesi içinde belirli gıdaların depolanması için daha uygun bir ortam sağlamak üzere özel amaçlı bölmeler de bulunur. Örneğin, tereyağını muhafaza etmek için daha sıcak bir bölme genellikle buzdolabının kapısında bulunur. Sebzeler ve taze yiyecekler için yüksek nemli bir bölme de, soğutucularda yaygın olarak bulunur. Taze ürünleri soğutmak amacı ile su ve buz kullanılan örnekler olduğu gibi, bu ürünleri korumak amacı ile soğuk hava da kullanılabilir (Al-Rubaye,2017:55). Buzdolapları ve dondurucular çeşitli stillerde mevcuttur. Soğutucu ve dondurucu kombinasyonları üstten donduruculu, alttan donduruculu, yan yana veya daha büyük buzdolabı bölmesi içinde yer alan ayrı bir dondurucu bölmesi olarak bulunabilir. Genel olarak buzdolabı, ısı yalıtımlı bir bölmeden ve ısıyı buzdolabının içinden dış ortamına aktaran bir ısı pompasından (mekanik, elektronik

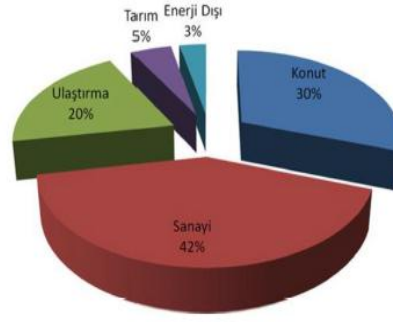
veya kimyasal) oluşur, böylece buzdolabının içi odanın ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa soğutulur (Todorov vd.,2017:434-442). Cihaz, ısı taşıma veya iç ısıyı yakın çevreye aktarma yöntemini kullanır. Soğutucu akışkan düşük sıcaklık ve basınçta buharlaşarak ısıyı emer ve daha yüksek sıcaklık ve basınçta yoğunlaşarak ısıyı uzaklaştırır (Todorov vd.,2017:434-442). Yıllar boyunca çeşitli tipte buzdolapları geliştirilmiştir. Buzdolaplarının çeşitlendirilmesi sadece kompakt değil, aynı zamanda müşteriye çok iyi fiyat/performans sağlayan ucuz bir çözüm olmaktadır. Çok bölmeli dolaylı soğutmalı ev tipi buzdolapları, çeşitli sıcaklık gereksinimleri olan gıdaları saklamak için iki bölmeli buzdolabı-donduruculardan daha fazla bölmeye sahip oldukları için giderek yaygınlaşmaktadır; örneğin, tipik bir, normal bir soğutma bölmesi (RC) ve bir dondurma bölmesi (FC) arasında değişken bir sıcaklık bölmesi (VC) içerebilir. Ev tipi buzdolaplarında ve dondurucularda soğutma kapasitesini kontrol etmenin en yaygın yolu aralıklı çalışma veya çevrim kontrolüdür (Björk ve Palm,2006:789-798). Kompresör, soğutulan alanda önceden ayarlanmış bir sıcaklık aşıldığında çalışmaya başlar ve düşük bir sıcaklığa ulaşıldığında kapanır. Ancak bu açma/kapama döngüsü soğutma sistemi içinde genel performansı etkileyen soğutucu akışkan yer değiştirmelerine neden olur. Bu nedenle, kayıpları belirlemek ve üstesinden gelmek için bu tür sistemlerin dinamik özelliklerini incelemek önemlidir. Bu açma ve kapamaların döngüsünün neden olduğu iki tür kayıp vardır. İlk olarak, açık periyot sırasında (kompresörün açık olduğu açma/kapama döngüsündeki zaman dilimi) ısı eşanjörlerinin termal yükü, sürekli kontrol edilen bir sistemde (değişken hızlı kompresör) olacağından daha yüksektir. Bu da artan sıcaklık yükselmesi yoluyla termodinamik verimliliği düşürür. İkinci olarak, kompresörün çalışmasını ve durmasını takiben soğutucu akışkanın yer değiştirmesinden kaynaklanan kayıplar vardır. Ayrıca, kayıplar kapasite veya verimlilik açısından ölçülebilir. Start/stop kayıplarını ele alan daha önceki çalışmalarda, yüksek entalpili buharın basınç dengeleme sırasında evaporatöre girmesi ve böylece kabin ısı yükünü artırması nedeniyle kapalı dönemde kayıplar tespit edilmiştir. Şimdiye kadar, ev tipi soğutma cihazlarının elektrik enerjisi tüketimini azaltmaya yönelik en yaygın yaklaşımlar aşağıdaki gibidir:

- Ev tipi soğutma cihazlarının bölmelerinin ısı yalıtımının iyileştirilmesi (Tikudave ve Hole,2018:72-82),
- Yüksek verimli kompresör kullanımı (Azzouz vd.,2009:892-901),
- Isı transfer alanını genişleterek veya fanlar ekleyerek evaporatör ve kondenserdeki ısı transferinin iyileştirilmesi (Cheng ve Yuan,2013:265-276),

- Faz Değişim Malzemesi (FDM) ısı eşanjörlerinin ev tipi soğutma cihazlarının bölmelerine entegre ederek termal gizli ısı depolamayı kullanmaktır. Faz değişim malzemelerin entegrasyonu, kompresörün çalışma döngüsü sayısını azaltarak ev tipi soğutma sisteminin verimliliğini artırmanın potansiyel bir yolu olarak kabul edilmektedir.

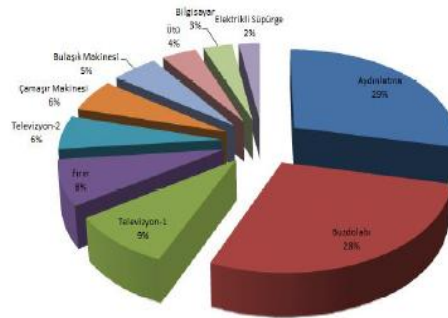
Faz değişim malzemeleri (FDM) ile termal depolama kullanımı, çevresel etkisi olmayan en ucuz çözümlerden biri gibi görünmektedir. Ekonomik ve çevresel kaygılar nedeniyle PCM, gıda ve farmasötik ürünlerin korunması gibi çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır. Araştırmalar, buzdolabının evde harcanan enerjinin yaklaşık %25'ini tükettiğini göstermektedir. Bu nedenle ev tipi buzdolabının verimliliğinin artırılması temel bir endişe kaynağı olmuştur. Soğutma cihazı olan buzdolabının enerji verimliliği, bileşenlerinin verimliliği, çevre sıcaklığı, sağlanan ısı yükü, kapının açılma sayısı, sıcaklık ölçüm cihazı, buzdolabının kapasitesi ve kompresör kapalı çevrimi sırasında çalışma ortamının hareketi gibi çeşitli parametrelerin verimliliğinden etkilenir (Deshmukh vd.,2022:562-572). Bu durumdan dolayı, faz değişim malzemeleri (FDM) kullanılan termal enerji depolama (TES), enerji sistemlerinin performanslarını artırmak ve de yenilenebilir enerji kaynaklarının sahip olduğu dezavantajları en aza indirmek için umut verici yöntemlerden biridir. Ayrıca, bu teknolojinin kullanımının karbondioksit ayak izinin azaltılmasına büyük katkısının bulunduğu kanıtlanmıştır. Bu nedenle, ev tipi soğutma cihazlarında yapılacak en ufak bir performans iyileştirmesi durumu bile büyük ölçüde enerji tasarrufu elde edilmesine yardımcı olur. Ayrıca, evaporatörlerin ve kondenserlerin ısı transfer performansları ev tipi soğutma cihazları verimliliğini önemli ölçüde etkiler, bu nedenle bunların optimizasyonu bu eşyalarda performansını büyük ölçüde artırabilir.

Bu çalışmada performansını artırmak için genleştirici-kompresör eklenen çift buharlaştırıcı destekli buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminin ekserji analizi yapılmıştır. Sistem, düşük ve yüksek sıcaklıklı iki buharlaştırıcı, iki kompresör, iki genleşme valfi, bir genleştirici, iç ısı değiştirici ve karıştırma odasından oluşmaktadır. Çalışmada, sistemin ikinci yasa performansını etkileyen başlıca parametreler olan yoğuşma sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklıkları, aşırı ısıtma sıcaklığı ve buharlaştırıcılar arası kütle debi oranı detaylı olarak değerlendirilmiştir. Ayrıca altı farklı soğutucu akışkanlar için bileşen bazlı birim ekserji yıkım analizleri gerçekleştirilmiş ve termodinamik performansları karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.(a)Ülkemizde elektrik enerjisinin kullanımının sektörlere göre dağılımı

Kaynak: (Karataş,2018:67)



Şekil 1.(b)Ülkemizde evsel elektrik enerjisinin kullanımının sektörlere göre dağılımı

Kaynak: (Karataş,2018:67)

BÖLÜM I

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

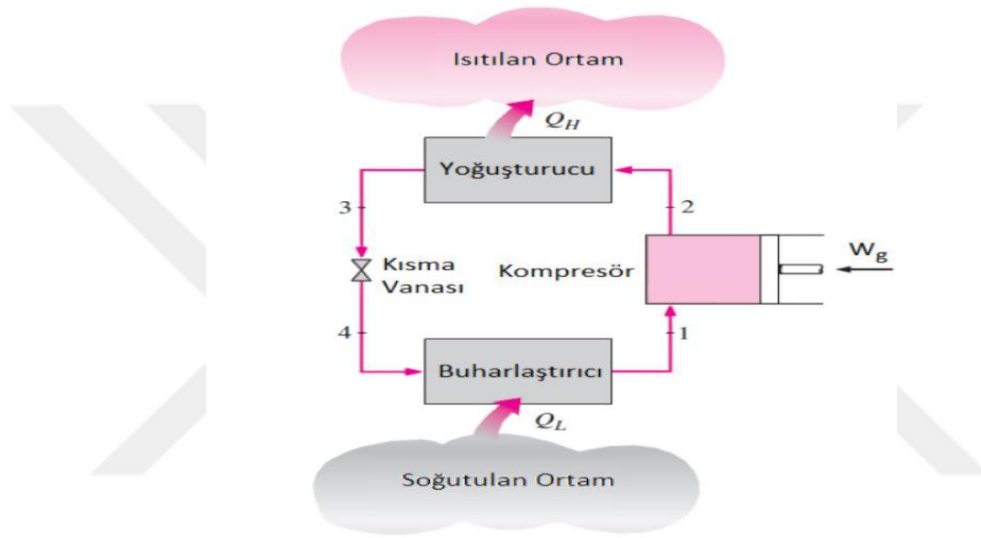
1.1. Önceki Çalışmalar

Soğutma, dünyada çok önemli gıda saklama tekniği olarak bilinir. Genel olarak, kapalı bir bölümden ısıyı alarak sıcaklığını düşürme sistemi olarak bilinmektedir. Bir başka ifadeye göre ise; genellikle düşük sıcaklıkta, bir madde ve ortamdan ısıyı uzaklaştırma olarak belirtilmektedir Şekil 1.1. de gösterildiği üzere soğutma çevrimi yüksek bir sıcaklığa sahip alandan düşük sıcaklığa sahip olan bir alana ısı transferi herhangi bir mekanizmaya ihtiyaç duyulmadan kendiliğinden gerçekleşir. Fakat tam tersi durum için bir soğutma cihazı kullanılması gerekmektedir. Isı transferinin normal şartlar altında yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru olması hali bilinen fiziksel bir olgudur (Akın,2021:109). Soğutma sistemleri koşullara bağlı olarak farklılık göstermektedir ve koşullara bağlı, farklı soğutma sistemleri vardır (Noya,2020:39). Soğutma, üretimin yapısını korumanın başlıca temellerinden biridir. Soğutma, mikroorganizmaların çoğalmasını azaltmaya ve fizyolojik değişim süresini azaltmaya yardımcı olur ve böylelikle taze ürünlerin raf ömrünü uzatılmasında fayda sağlanmış olur. Taze ürünlerin sıcaklığının azaltılmaya çalışılması metabolik aktiviteyi mümkün olduğu kadar geciktirmektedir. Düşük sıcaklık bakterilerin üreme hızını düşürür, böylece soğutucunun bozulma oranını azaltır. Ürünlerin niteliklerinin korunabilmesi için soğutmanın her hali uygun olmaktadır çünkü soğutma, çevredeki ısıyı ürüne çekmeye ve sonrasında yaşam süresini uzatmayı amaçlar. Soğutma, gıda soğutma, sağlık alanında, gıda tedarikinde, çevre koşullarının zorlu olduğu bölgelerde bu sistemlerin kullanımı hayati önem taşımaktadır. Soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanlara da soğutucu akışkan denmektedir. Bu sistemlerdeki soğutucu akışkanlar, ısıyı aktarmak için kullanılır. Kullanılması önerilen soğutucu akışkanın sıcaklığı, ısı kaynağının sıcaklığından daha az olduğundan dolayı ısıyı emmekte ve bu akışkanın sıcaklığı işlem esnasında ısı emicinin sıcaklığından yüksek sıcaklığa çıkarılmaktadır. Böylece soğutucu akışkan ısıyı iletmektedir.

Bir buzdolabı soğutma sisteminden istenilen, buzdolabı kabinin iç hava sıcaklığının belli bir değere düşürülüp, bu sıcaklık değerinin korunmasıdır (Sevinç,2008:50). Bir dondurucu ya

da soğutucu cihazın sıcaklık dağılımının üniform bir şekilde olması enerji tasarrufu bakımından önemlidir (Sevinç,2008:50). Sürekli rejim haline dikkat edildiğinde kabin içerisindeki düşük hava sıcaklığını koruyabilmek için buzdolabının ısı kazancı kadar iç havadan da ısı çekmek gerekmektedir.

COP, soğutma etkisinin kompresör aracılığı ile harcanan işe oranı olarak bilinmektedir (Akın,2021:109).



Şekil 1. 1. Soğutma çevriminin şematik gösterimi

Kaynak: (Akın,2021:109) ve (Cengel ve Boles, 2008:867)

Soğutucu akışkanlar, buharlaşma esnasında ısıyı emen akışkanlar olarak bilinmektedir. Bazı soğutucu akışkanlar yüksek küresel ısınma ve ozon tabakasında tahribata neden olma gibi zararlı etkilere sahiptir(Kalp,2010:85). Gerekli eşiğin altında bir yüksek küresel ısınmaya sahip oldukları için günümüzde sadece birkaç ticari olarak mevcut soğutucu akışkan aday olarak değerlendirilmiştir. Bunlar amonyak (NH_3), karbondioksit (CO_2), hidrokarbonlar (HC'ler) ve HFC-152a (R152a) ile HFO1234yf'dir (K. Wang vd.,2010:212-234). Bundan dolayı en çok tercih edilmesi gereken ODP ve GWP değerleri daha az olan, hidrokarbonların (HC) soğutucu akışkan olarak kullanılmasının uygun olacağı belirtilmiştir. Tablo 1. 1. de çeşitli ODP ve GWP değerleri (Karataş,2018:67) tarafından

belirtilmiştir. Soğutucu olma özelliklerinin yanında hidrokarbonların yanıcı özelliğine sahip olmaları bir dezavantaj olsa dahi düşük oranlarda kullanımlarının çok fazla tehlike oluşturmayacağı belirlenmiştir. Bu nedenden dolayı soğutucu akışkan olarak hidrokarbonların, ev tipi soğutucu cihazlarda kullanımları oldukça yaygınlaşmıştır. Ozon tabakasının zarar görmesi ile ilgili kaygılar olduğunda, en çok tercih edilen soğutucu akışkanlar ona göre seçilmesi önerilmiştir. Bu akışkanlar evsel soğutma, buzdolapları ve otomotiv klimaları gibi çeşitli uygulamalarda kullanılabilmektedirler. Literatürde soğutucu akışkanların değerlendirilmesi ve bu çalışma akışkanlarının, ev tipi soğutmanın küresel davranış etkileri üzerine farklı araştırmalar mevcuttur. Bu sebeple, R600a ve R290 gibi soğutucu akışkanlar, düşük GWP değerine sahip olmalarından dolayı yaygın olarak araştırma konusu olmuştur. Soğutucu akışkanlar, yoğuşma ve de buharlaşma faz değişimi işlemi yardımı ile bir alandan çektikleri ısıyı başka bir alana aktarılması için kullanılmaktadır. Bir soğutma makinesinin tasarımı, seçtiğimiz soğutucu akışkanlarının ısı geçiş yeteneğiyle ilgili önem arz etmektedir. Soğutucu akışkanlardan, ısı geçişi performansı ile doğrudan ilişkisi bulunmayan, pek çok şartı sağlaması beklenir. Soğutma sistemlerinin performanslarını etkileyen en önemli unsurlardan biri kullanılan soğutucu akışkanın kütle miktarı ve debisidir. Soğutucu akışkan debisini etkileyen faktörler arasında ilk olarak, yoğuşma basıncı, aşırı soğutma miktarı ve yüksek sıcaklıklı kılcal boru uzunluğudur. Yüksek sıcaklıklı evaporatörün ısı geçiş katsayısı, yoğuşma basıncından, düşük sıcaklıklı kılcal boru uzunluğundan ve yüksek sıcaklıklı evaporatörün logaritmik ortalama sıcaklık farkından, düşük sıcaklıklı evaporatörün ısı geçiş katsayısı ise yüksek sıcaklıklı kılcal boru uzunluğundan ve düşük sıcaklıklı evaporatörün logaritmik ortalama sıcaklık farkından etkilenmektedir (Aşureciler,2006:76). Buna istinaden, soğutma kapasitesi oranı ise, hem düşük hem yüksek sıcaklıklı evaporatörün logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile yoğuşma basıncına bağlıdır.

Soğutma çevrimlerinde ısıyı herhangi bir bölümden alınıp başka bir bölüme aktarılmasında ara madde olarak faydalanan soğutucu akışkanlar ısı alış verişini genel olarak sıvı fazdan buhar fazına (buharlaştırıcı devresinde) ve buhar fazdan sıvı fazına (yoğuşurucu devresinde) dönüşmesi ile sağlanmaktadır (Yılmaz,2022:78). Bu durum özellikle de buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerli olmakta ve soğutucu akışkanın bazı niteliklere sahip olması gerekmektedir. Bundan dolayı soğutucu akışkanları seçerken aşağıda belirtilen özelliklere dikkat edilmesi soğutma düzeneğinin optimum koşullar içerisinde çalışmasına elverişli

olacaktır. Bütün bu özellikleri sağlayacak soğutucu bir akışkan bulunmamaktadır. Bu nitelikler;

- Hem emniyetli bir şekilde hem de güvenilir olması gerekmektedir,
- Depolanması ve de nakli, sisteme aktarım esnasında herhangi bir tehlikeli durum oluşturmaması,
- Soğutma sistemindeki bileşenlerle olumsuz sonuç oluşturabilecek tepkimelere girmemesi,
- Havaya karışması durumunda patlayıcı ve de yanıcı ortam oluşturmamalı (Yılmaz,2022:78),
- Soğutma devresi içerisinde rutubetle(nem) bulunması durumunda bile fazla bir zararlı reaksiyonlar oluşturmamalı,
- Sistemde herhangi bir kaçak olsa dahi, özellikle gıda için zararlı bir etkisi olmamalı,
- Çalışma koşullarında dahi sıcaklık ve basınçların uç sınırlarında bile ayrışıp çözülmemesi, kararlı olması ve tüm özelliklerini korumalı,
- Viskozite özelliği düşük ve yüzey geriliminin de az olması gerekmektedir (Selviboy,2016:54).
- Maliyeti düşük ve temin edilmesi kolay olmalı,
- Elektriksel özellikleri, özellikle de kompresörler için daha uygun bir şekilde olmalı,
- Soğutucu akışkanların buharlaşma ısısı yüksek olması gerekmektedir (daha az soğutkan akışı),
- Kaynama sıcaklığı ve kritik noktası kullanılacağı soğutma cihazına göre uygun olmalı,
- Daha fazla soğutmanın sağlanabilmesi ve daha az enerji tüketimi sağlanabilmeli,
- Buharlaşma gizli ısının yüksek olması gerekmektedir ve buharlaşma gizli ısı ne derece yüksek olursa sistemde o oranda gaz akışkan kullanılacaktır (Görken,2013:73).

Soğutucu akışkanların, bahsettiğimiz işlevler hem güvenilir hem de maliyet olarak yerine getirilebilmesi, soğutma cihazlarının emniyetli ve de verimli bir şekilde çalışabilmesi için sahip olması gereken fiziksel ve kimyasal nitelikleri bulunması gerekir. Buna göre Tablo 1. 2. de bazı soğutucu akışkanların ve özellikleri (Atamtürk,2019:58) tarafından belirtilmiştir. Bu nitelikler, çalışma ve uygulama koşullarına göre değişebileceği gibi her daim bu niteliklerin tümünü sağlayabilmek pek mümkün değildir.

Tablo 1. 3. Çeşitli soğutucu gazların ODP ve GWP değerleri

Soğutucu Akışkan	Tipi	ODP	GWP
R12	CFC	0,82	10600
R22	HCFC	0,034	1810
R404A	HF	0	3922
R410A	HFC	0	2088
R290(Propan)	HC	0	3
R600a(İzobütan)	HC	0	3
R1270(Propilen)	HC	0	3
R717(Amonyak)	Doğal	0	<1
R744(CO2)	Doğal	0	1
HFO-1234yf	HFO	0	4

Kaynak: (Atamtürk,2019:58)

Tablo 1. 4. Soğutma sistemlerinde en çok kullanılan bazı soğutucu akışkanlar ve özellikleri

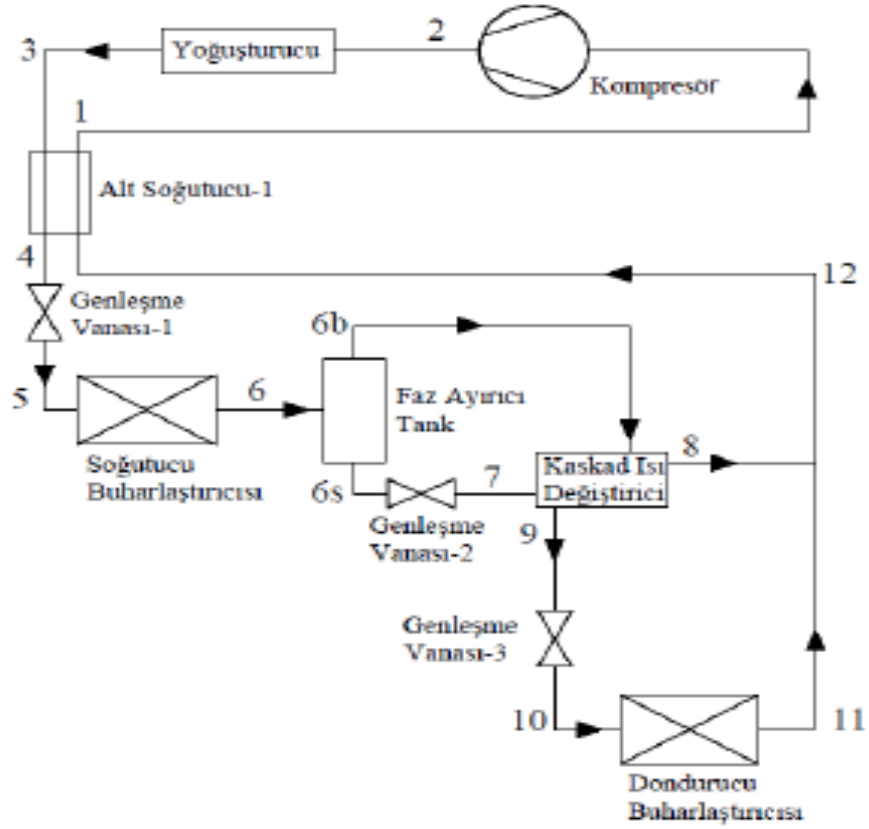
Madde	ASHRAE sınıflandırılması	Kritik basınç(bar)	Kaynama noktası	Mol kütlesi
Propan	R290	42,5	-42	44,094
Diklordiflormetan	R12	41,2	-29,8	120,93
İzobütan	R600a	36,5	-11,7	58,124
Bütan	R600	38	-0,4	58,124
Tetrafloretan	R134a	40,6	-26,4	102,03

Kaynak: (Tezcan,2018:132)

Soğutma ihtiyacının gün geçtikçe artması soğutma sistemlerin tüketeceği işi de arttırmaktadır. Bu sistemler için enerji verimliliği çalışmaları iyileştirilmesi enerji kullanımının azaltılabilmesi için önemlidir. Soğutma performansının iyileştirilmesi yönünden birçok çalışma bulunmaktadır. COP' nin daha yüksek olması için sistemlere uygulanan soğutma işlemi, iyileştirme metotlarından biri olduğu bilinmektedir. Buna göre Tablo 1. 5. de tek ve çift evaporatör kullanan soğutma sistemlerine ait bir literatür özeti gösterilmiştir.

İç ısı değiştirici kullanımı, soğutma sistemlerinde, etkinliği yükseltmesi ve soğutma çevrimlerindeki bileşenleri korumasından dolayı genel olarak tercih edilmektedir. Bu özelliklere sahip olması, kısılma vanasında ani buharlaşma ve kompresöre sıvı girişini önlemesi sebebiyle potansiyel riskleri azaltmaktadır (Llopis vd.,2015:31-41). Fartaj vd. soğutma uygulamalarında CO_2 kullanımının otomotiv soğutma sistemindeki etkileri için, birinci ve ikinci kanun açısından detaylı olarak incelenmesiyle ortaya konmuştur (Fartaj vd.,2004:2269-2281). Karaçaylı ve Şimşek iç ısı değiştirici kullanılan soğutma sistemlerinde CO_2 kullanımına yoğunlaşarak aşırı kızgınlık durumundaki değeri ve evaporatöre gelen soğutkanın kuruluk derecesini tasarım parametreleriyle detaylı bir şekilde ortaya koymuşlardır (Karaçaylı ve Şimşek,2020:389-399). Çevre dostu bir seçenek olan CO_2 (R744) gibi doğal soğutucu akışkanların kullanımı, yapay soğutucu akışkanlar yerine tercih edilmektedirler. Fakat karbondioksitin enerji verimliliği yönünden yapay akışkanlara oranla

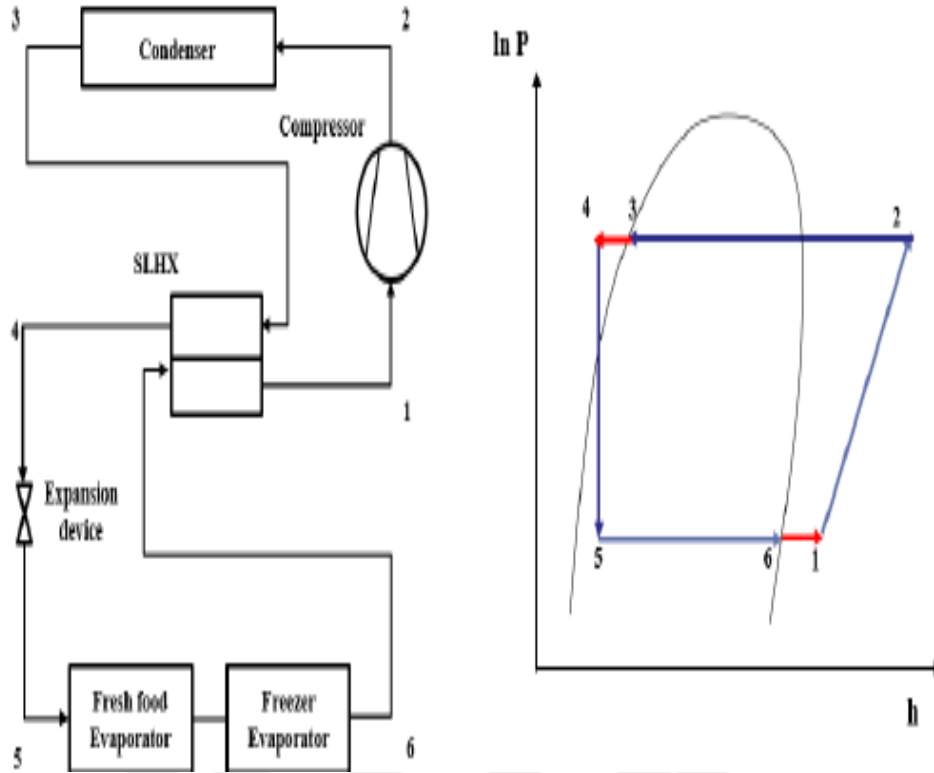
düşük performans göstermesi sebebiyle, pek çok sisteme iç ısı değiştirici eklenmiştir. İki farklı buharlaştırıcı sıcaklığına sahip bir soğutma sisteminde buharlaştırıcı sıcaklıklarının ve gaz soğutucu basıncının COP üzerindeki etkisi incelenmiştir. Daha sonra, gaz soğutucu çıkışına yerleştirilen iç ısı değiştiricisinin, farklı evaporatör sıcaklıklarında COP'deki etkisi incelenerek uygun gaz soğutucu basıncı belirlenmiştir. İç ısı değiştirici kullanımının belirli evaporatör sıcaklıklarında, iç ısı değiştirici olmayan duruma göre optimum gaz soğutucu basıncında azalma ve COP'de iyileşme olduğu görülmüştür. İç ısı değiştiricinin kullanılması, aynı soğutma yükü için soğutkan debisinde azalma olduğunu belirtmişlerdir. Harici ısı eşanjörü ile (iç ısı değiştiricisi) aşırı soğutma uygulamaları için hem ek soğutma kuleleri hem de sirkülasyon pompaları gerekli görülmektedir. Soğutma sistemlerinin güç tüketiminde azaltma sağlayabilmek için (Zubair,1990:427-433) mekanik aşırı soğutmalı, soğutma çevrimi uygun görülmektedir. Pik yükler esnasında konvansiyonel soğutma çevrimlerinde COP'de artış olacağı belirtilmiştir (Thornton vd.,1994:508-515). Aşırı soğutmayı sağlayabilmek amacıyla yoğuşurucu çıkışına ek olarak buhar sıkıştırma çevrimi eklenmesi uygun görülmektedir. Aşırı soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı sıcaklığının, aşırı soğutma oranı, aşırı soğutma sistemlerindeki bütün çevrim performansıyla doğrudan ilgilidir. Yapılan araştırmalar neticesinde iklimlendirme sistemleri, yoğuşma sıcaklıkları en yüksek seviyede iken %23'e kadar iyi performans gösterdiği belirtilmiştir. Ayrıca sistem ideal aşırı soğutma yapılması durumunda çalıştırılması ile genleşme cihazındaki geri kayıpların azaltılabildiği belirlenmiştir. Yoğuşma sıcaklığıyla buharlaşma sıcaklığının ortasında bulunan aşırı soğutucunun doyma sıcaklığında olduğu belirtilmiştir (Khan ve Zubair,2000:1201-1222).



Şekil 1. 2. Yan çevrimi şematik diyagramı

Kaynak: (Yan vd.,2015:994-1000; Atamtürk,2019:58)

Yan, Hu ve Yu (Yan vd.,2015:994-1000), geleneksel soğutma çevrimiyle propan ve izobütan akışkan kullanılan karışımı kendinden kademeli bir soğutma çevrimi karşılaştıran bir çalışma gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmada ilk kademe buharlaştırıcısından sonra soğutucu akışkanın sıvı ve gaz fazları ayrılmakta, soğutucunun gaz hali yeniden yoğurtularak düşük sıcaklık evaporatörüne yönlendirilmektedir. Çalışmada, farklı miktarlarda gaz karışımları kullanılarak soğutma kapasitesini ve soğutma etkinlik değişimini incelemişlerdir. Soğutucu kapasitesinin dondurucu kapasitesine oranı 0,8 ila 1,3 arasında değişimi söz konusudur. Kendinden kademeli çevrimin, geleneksel çevrime göre soğutma kapasitesinde %10,2- %17,1, soğutma etkinlik katsayısı %7,8- %13,3 aralığında bir artış söz konusu olmuştur. Ev tipi buzdolabı ve soğutucular sistemin genel performansının artırılması için kendinden kademeli sistemin kullanılabileceğini ve çevrimden en yüksek verimi alabilmek için de optimum miktardaki soğutucu akışkan karışımlarının kullanılması gerektiğini bildirilmiştir.



Şekil 1. 3. Çift evaporatörlü seri devre çevriminin şematik gösterimi

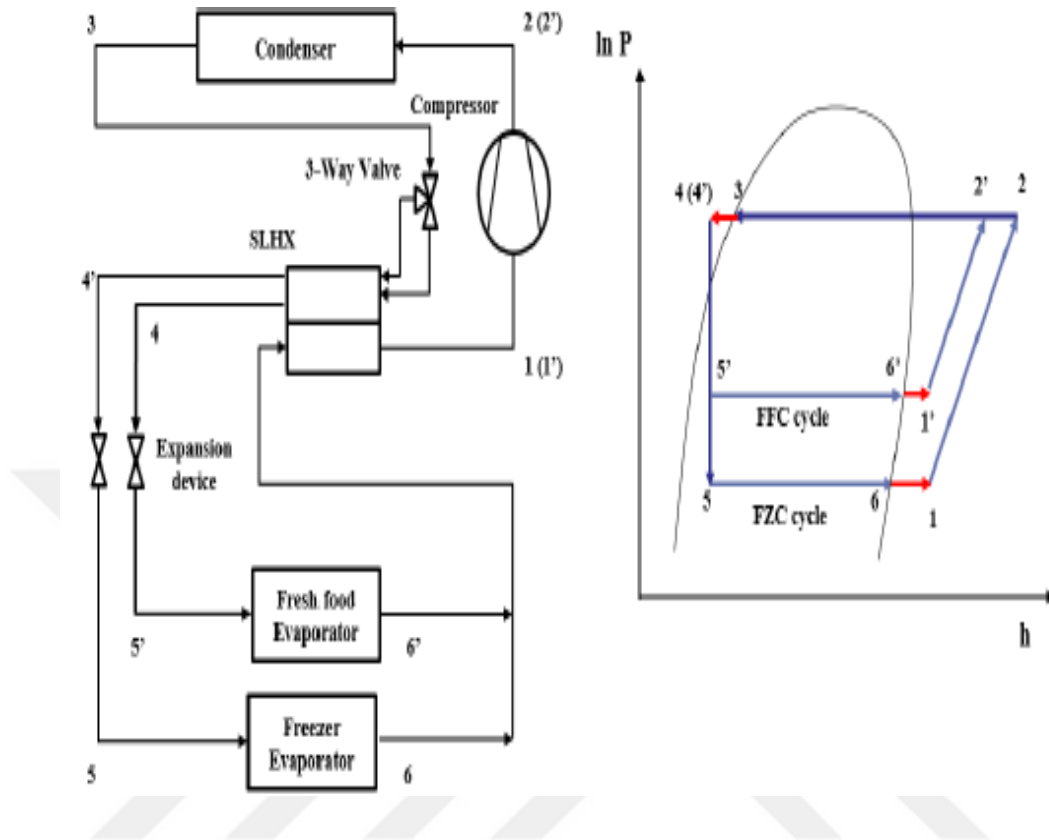
Kaynak: (Choi vd.,2018:560-574)

Yukarıdaki şekilde bir seri devre çevriminin şematik ve P-h diyagramları verilmiştir. Bu çevrimde seri bağlı iki evaporatör vardır. Bu evaporatörler FFC(soğutucu kabini) ve FZC(dondurucu kabin)'de bulunur ve genleşme cihazından çıkan soğutkan aynı anda buharlaştırıcılara akar. Buharlaştırıcının sıcaklığı FZC'ye oranla düşük ayarlanır ve FFC sıcaklığı fanın açılıp kapanması ile kontrol edilir.

Han ve arkadaşları(Han vd.,2003:66-73) seri devre çevrimli çift evaporatörlü çevriminin tek evaporatörlü çevriminden daha fazla verim elde edilebildiğini ve FFC'deki bağıl nemin %45'te tutulabileceğini belirtmişlerdir.

Karber ve arkadaşları(Karber vd.,2012:2241) Tetrafloretan'ın performansını tek buharlaştırıcı çevriminde ve seri devre çevriminde R1234yf ve R1234ze ile değerlendirmek ve karşılaştırmak için deneysel bir araştırma gerçekleştirmiştir. Seri devre çevrimi, soğutucu akışkan kapasitesindeki bir değişikliğe daha iyi uyum sağlamış ve tek evaporatör çevrimine kıyasla daha doğru sıcaklık kontrolü ve daha az enerji tüketimi göstermiştir. Buzdolaplarının çalışma sistemi genel olarak FZC sıcaklığıyla kontrol edilmektedir. FFC'nin sıcaklığı

karşılanmış olsa dahi, soğutkan FZC sıcaklığını karşılayıncaya kadar FFC evaporatörüne akacaktır. Bu durumda FFC'de gereksiz bir kayba neden olur.



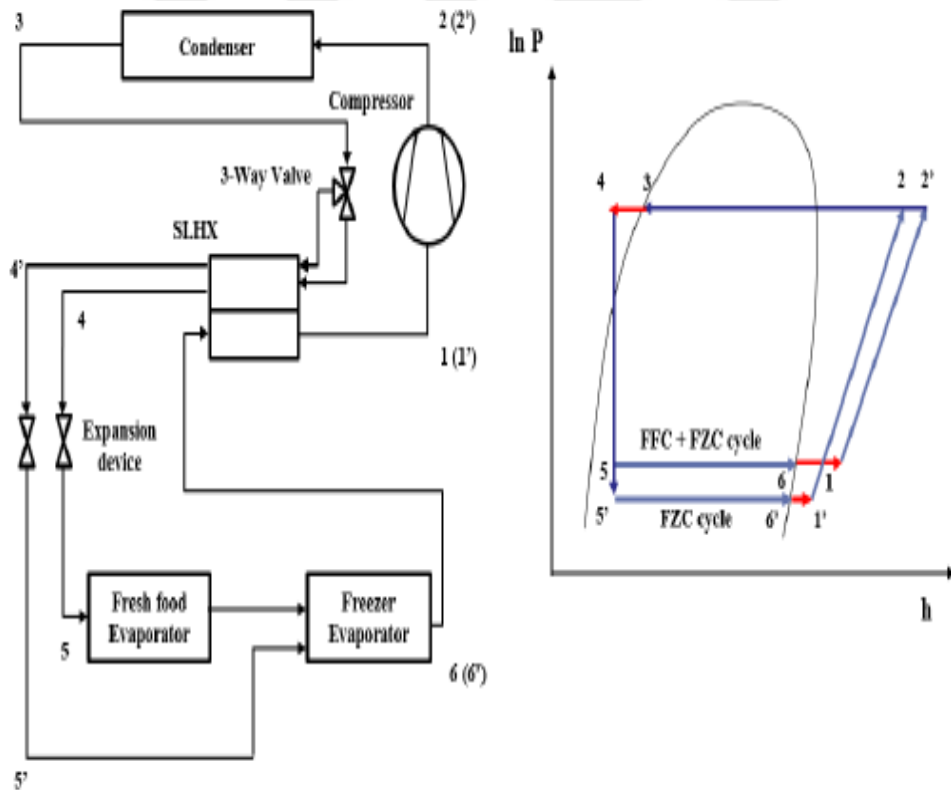
Şekil 1. 4. Çift evaporatörlü seri devre çevriminin şematik gösterimi

Kaynak: (Choi vd.,2018:560-574)

Şekilde paralel devre çevriminin şematik ve P-h diyagramları gösterilmektedir. Çift evaporatör paralel bir şekilde yerleştirilmiştir ve soğutkan çok yönlü bir vana aracılığıyla her bir evaporatöre bağımsız olarak akar. Bu valf, soğutkan akışını her seferinde bir evaporatöre yönlendirir ve herhangi bir zaman diliminde iki bölmeden sadece birini soğutur. Choi ve arkadaşları(Choi vd.,2018:560-574) paralel devre çevrimi kullanılan ev tipi soğutucunun enerji verimliliğinin seri devre çevrimine kıyasla %8,5 oranında arttığını bildirmiştir. Yapılan başka bir çalışmada paralel devre çevriminin seri ve bypass devre çevriminden daha verimli olduğunu belirtmişlerdir. Fakat, bu yarar sadece özellikle sabit çalışma koşulları altında ortaya çıkmaktadır. FZC'de büyük bir yük var ise, FZC sıcaklığı ayarlanan sıcaklığa ulaşınca kadar FFC soğutulmayacak ve sonuçta FFC sıcaklığı artacaktır. Ayrıca, bu durum ortam sıcaklığı çok yüksek olduğunda ve soğutucu kabin ile dondurucu kabin sıcaklıkları çok düşük ayarlandığında da ortaya çıkar.

Yoon ve arkadaşları(Yoon vd.,2010:216-224) paralel devre çevriminin performans optimizasyonunu konu alan bir araştırma gerçekleştirmiştir. Aynı buzdolabı platformu ile baypas devre çevrimine göre enerji kaybını %7,8 oranında azaltmış ve çalışma sırasının ve soğutkan geri kazanım işleminin optimizasyonu ile %1,8 oranında ek enerji tasarrufu elde edilmiştir. FZC evaporatörünün basıncı, daha düşük sıcaklık nedeniyle FFC buharlaştırıcısından daha düşüktür, bu nedenle FZC buharlaştırıcısında büyük miktarda soğutucu akışkan şarjı sıkışır. Bunu önleyebilmek için, FZC evaporatör çıkışına bir çek valf yerleştirilir ve soğutucu akışkan geri kazanım işlemi gereklidir. Geri kazanım işlemi, enerji tüketimini herhangi bir geri kazanım işleminin olmadığı duruma göre %4,1 oranında azaltmıştır.

Vissek ve arkadaşları (Vissek vd.,2014:71-79), FFC evaporatörünün sıcaklığını artırmak için faz değişim malzemesi ile doğrudan temas halinde olan Roll-band evaporatörlü paralel devre çevriminin deneysel çalışmasını sunmuştur. Sonuç olarak, FFC çalışması sırasında enerji tüketiminin %19,9 oranında azaldığını belirtmiştir.



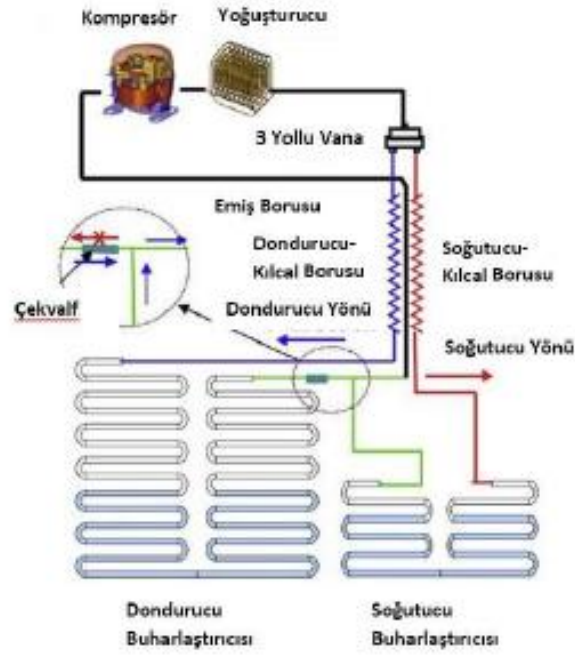
Şekil 1. 5. Çift evaporatörlü bypass devre çevrimi

Kaynak (Choi vd. 2018:560-574)

FFC sıcaklığı FFC ve FZC'nin eş zamanlı çalışması ile sağlandıktan sonra, soğutucu akışkan yalnızca nispeten düşük sıcaklığa sahip olan FZC buharlaştırıcısına akar. Seri devre çevrimine oranla çalışma oranını azaltmak mümkündür.

Yoon ve arkadaşları bypass devre çevrimi uygulayarak tek evaporatör çevrimi ve seri devre çevrimine kıyasla yüksek nemi korumanın ve enerji tüketimini %26 azaltmanın olabileceğini bildirmiştir(Yoon vd.,2010:216-224).

Cheng ve arkadaşları (Cheng vd.,2017:180-188).bypass devre çevrimli buzdolabının özelliklerini incelemek ve tasarımını geliştirmek için dinamik bir model geliştirmişlerdir. Biri FZC evaporatörünü bypass etmek ve diğeri FFC evaporatörünü bypass etmek için iki tip bypass devresi çevrimi sunulmuştur. Kompresör ve üç yollu selenoid valfin çalışması yalnızca FZC sıcaklığı ile değil, aynı zamanda FFC sıcaklığı ile de kontrol edilir. Bypass devre çevriminin seri devre çevriminden daha verimli olduğu gözlenmiştir. Yoon arkadaşları (Yoon vd.,2010:216-224) bypass devre çevriminin performans özelliklerini soğutucu akışkan şarjı, soğutucu akışkan depolama kurulumu ve kondenser kapasitesini değiştirerek çalışmalarını yürütmüşlerdir. Optimum soğutkan şarjı FFC ve FZC eşzamanlı çalışma modu ve FZC tekli çalışma modu için farklı olmuştur. Optimum şarj miktarını sunmuş ve yaklaşık %10'luk bir performans artışı göstermiştir. COP, kondenser kapasitesinin artırılmasıyla alt soğutmanın artırılmasıyla iyileştirilebilmiştir. Seri devre çevriminin aksine, bypass devre çevrimi, FZC tekli çalışma modelinde kompresör devrini FFC ve FZC çalışma modundan daha düşük olacak şekilde ayarlayarak daha fazla enerji tüketimini azaltabilir. Bu, çok yollu valf uygulaması ile mümkün olabilmektedir. FFC, FZC'den nispeten daha yüksek sıcaklığa sahip olmasına rağmen, FFC evaporatörünün sıcaklığı seri ve bypass devre döngüsünde FZC'ninki ile neredeyse aynıdır. Sonuç olarak, FFC buharlaştırıcısındaki soğutucu akışkan ile FFC'deki hava arasındaki sıcaklık farkı FZC koşullarına göre nispeten daha büyüktür. Bu, FFC'de daha fazla tersinmez kayıp ve daha yüksek sıkıştırma oranları olduğu anlamına gelir. Enerji tüketimi büyük ölçüde evaporatör sıcaklığından etkilenir. Evaporatördeki aynı ısı yükü için, buharlaştırıcı sıcaklığı ne kadar yüksek olursa, buzdolabının enerji tüketimi o kadar düşük olacaktır. Bu sebepten dolayı paralel devre çevrimi geliştirilmiştir.



Şekil 1. 6. Çift evaporatörlü paralel çevrimin şematik gösterimi

Kaynak: (Atamtürk,2019:58)

Paralel çevrimde tek kondenser ve tek kompresör bulunmakta, iki kılcal boru ve 3 yollu vana bulunmaktadır (Şekil 1. 6). Soğutucu ve dondurucu evaporatörleri birbirine paralel bir şekilde konumlandırılmıştır. Soğutucu akışkan, 3 yollu vananın konumuna göre seçilen evaporatöre doğru hareket eder. Soğutucu bölmenin belirlenmesi durumunda, düşük sıkıştırma oranından dolayı etkinlik artacaktır. Yoon, Jung, Chung ve Kim(Yoon vd.,2010:216-224), paralel buharlaştırıcılı iki çevrimli sistemin, soğutkan şarjı, kılcal boru ve soğutkan geri kazanımı işlem performanslarını incelemişlerdir. Soğutucu kılcal boru çapı artırılıp, soğutucu şarj oranı azaltıldığında sistemin enerji tüketiminde bir azalma olduğunu belirtmişlerdir.

İki çevrimli sistemde, hem soğutucu hem dondurucu bölmeleri için iki ayrı kompresör ve iki ayrı kondenser bulunmaktadır. Bundan dolayı bu sistemler birbirinden ayrı olarak kontrol edilebilmektedir. Yoon,, Chung ve Kim(Yoon vd.,2010:216-224) yaptıkları araştırmada iki kompresörlü iki çevrimli sistemin performansını, hidrokarbon ve izobütan karışımların kullanılmasıyla analiz gerçekleştirmişlerdir. Bu sistemde, çevrimler ayrı bir şekilde optimize edilebildiğinden enerji tasarrufu fazla olmaktadır. Fakat sistem maliyetinin, başka sistemlere göre fazla olması gibi bir dezavantajı vardır. İzobütan kullanılan iki çevrimli sistemin toplam enerji verimliliğinde bir artış elde edilmiştir. Hidrokarbon karışımı

kullanılan iki çevrimli sistemde ise, izobütan kullanılmasına göre %4.4'lük bir ek enerji tasarrufu sağlandığı gözlenmiştir. Elarem ve arkadaşları, bölmeye bir FDM ısı eşanjörü entegre edilmiş ev tipi buzdolabı üzerinde deneysel ve sayısal bir çalışma yapmıştır. Faz değişim malzemesinin erime noktasını 4 °C, COP, FDM durumunda daha yüksek buharlaşma sıcaklığı ve daha düşük yoğuşma sıcaklığını P-h diyagramı kullanılarak belirlemiştir. Bazı eşitlikler ve entalpi değerleri kullanılarak COP' nin hesaplanması yapılmıştır ve FDM ile %8'lik bir iyileşme gözlenmiştir. . Bu iyileştirilmiş COP, faz değişim malzemesine sahip buzdolabı bölmesindeki daha düşük ısı kayıpları olmasından kaynaklanmaktadır, bu durum da daha kısa bir çalışma döngüsü süresi sonucu ortaya çıkar (Elarem vd.,2017:1320-1333).

Cheng ve arkadaşları(Cheng ve Yuan,2013:265-276) şekil stabilize FDM (SSPCM) ile kondenseri (yani ısı depolama kondenseri) sıradan bir buzdolabına entegre ederek inşa edilen bir ev tipi buzdolabını deneysel olarak sunmuştur. SSPCM, istenen özelliklere sahip optimum şekilli ve stabilize kompozit malzemeler üretmek için FDM'nin gözenekli ve kabuk malzemelerden oluşan destekleyici bir matris içinde kapsüllenmesiyle oluşturulan bir FDM türüdür. SSPCM, kararlı şekil ve yüksek termal iletkenlik ile karakterize edilir. Çalışmalarında, SSPCM parafin, yüksek yoğunluklu polietilen ve genişletilmiş grafit ile inşa edilmiş ve termal iletkenliği geleneksel SSPCM'lerden nispeten dört kat daha fazla olmuştur. Deneysel sonuçlar, SSPCM kullanıldığında %18,7'lik bir COP iyileşmesi olduğunu göstermiştir. Ekip bazı çalışmalarını devam ettirmiş ve ev tipi buzdolabının deneye uyumlu dinamik bir modelini incelemişlerdir. Simülasyon sonuçları, SSPCM'nin gizli ısı depolaması nedeniyle yoğuşturucunun sürekli ısı transferinin bir sonucu olarak COP'nin yaklaşık %19 oranında arttığını göstermiştir (Cheng ve Yuan,2013:265-276).

Yusufoğlu ve arkadaşları dört farklı ötektik faz değişim malzemesini iki farklı buzdolabı modeliyle incelemiştir. Buzdolabı 1 için, FDM kabına sahip plaka buharlaştırıcı kısmın önüne yerleştirilirken, buzdolabı 2 için FDM paketi plaka buharlaştırıcı tüplerinin üstüne monte edilmiştir. Seçilen PCM'ler erime noktaları sırasıyla 0, -5.6, -3.3 ve -3.9 °C olan su, FDM1, FDM2 ve FDM3'tür. En yüksek tasarruf buzdolabı 1 ve buzdolabı 2 için sırasıyla %8,8 ve %9,4 olarak gözlemlenmiştir. FDM2, en düşük erime noktasına sahip olduğu için kullanılan FDM'ler arasında en iyi enerji tasarrufunu göstermiştir (Yusufoğlu vd.,2015:173-185).

Sonnenrein ve diğerleri gizli ısı depolama malzemesi eklemenin bir ev tipi soğutma cihazı kondenser performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. FDM olarak sırasıyla 0 °C, 34 °C ve 34 °C faz değişim sıcaklıklarına sahip su, parafin ve kopolimer bağlı kullanmışlardır. Sonuçlar, faz değişim malzemelerinin entegrasyonunun kondenser sıcaklığını azalttığı ve bu durumun sonucu olarak güç tüketiminde de bir azalmaya sebep olduğu gözlenmiştir. Maksimum enerji tüketimi azalması, %10 değerlerine ulaşan bir enerji tasarrufu sağlayan kopolimer bağlı entegre edilerek elde edilebilmiştir. Bu durum, suya göre daha yüksek erime noktasına ve parafine oranla daha yüksek termal iletkenliğe sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Başka bir çalışmada ise gizli termal ısı depolama malzemelerinin güç tüketimi ve ev tipi buzdolaplarının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisinin deneysel bir incelemesini yapmışlardır. Blok kopolimer organik parafin türevlerine dayalı gizli ısı depolama malzemeleri faz değişim malzemesi olarak kullanılmış ve hem yoğuşturucu hem de buharlaştırıcıya entegre edilmiştir. Sonuçlar, kompresörün açık olduğu süre boyunca faz değişim entegrasyonu ile minimum buharlaştırıcı sıcaklığının ortalama 6 °C yükseldiğini ve maksimum yoğuşturucu sıcaklığının 8 °C düştüğünü göstermiştir. Toplamda bu, güç tüketiminde yaklaşık olarak %17'lik bir azalmaya yol açmıştır. Bunun sebebi, faz değişim malzemelerinin hem yoğuşturucu hem de buharlaştırıcı tarafına entegre edilmesinin, herbir elemanın tek başına gösterdiği avantajları birleştirerek soğutma verimliliğini ve kapasitesini artırmasıdır (Sonnenrein vd.,2015:166-173).

Abdolmaleki ve arkadaşları sıradan bir dondurucu ile dahili faz değişim malzemesi bölmesi içeren bir dondurucuyu karşılaştırmıştır. FDM olarak kullanılan malzeme olarak ötektik bir polietilen glikol (PEG) karışımı seçilmiştir. PEG200 ve PEG300 farklı bileşimlerde karıştırılarak -10 °C, -15 °C ve -20 °C faz değişim sıcaklıkları elde edilmiştir. Dondurucu, faz değişim malzemeleri entegrasyonu olan ve faz değişim malzemesi entegrasyonu olmayan test edilmiştir. Modifiye dondurucunun sonuçları, FDM'nin faz değişim sıcaklığına bağlı olarak %2,53-8,37 oranında enerji tasarrufu sağladığını belirtilmiştir. Faz değişim sıcaklığındaki artışın, kabin sıcaklığıyla daha yüksek sıcaklık farkı sebebiyle enerji tüketiminde artışa sebep olduğu ortaya çıkmıştır. Sonuç olarak, optimum sıcaklığın -20 °C olduğu bildirilmiştir (Abdolmaleki vd.,2020: 233–241).

Khan ve Afroz bir ev tipi buzdolabının buharlaştırıcı kabinine bir FDM entegre ederek sıcaklık dalgalanması üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Deneyler, erime noktaları 0 °C ve -5 °C olan faz değişim malzemeleri olarak su ve bir ötektik çözelti kullanılarak

gerçekleştirilmiştir. Faz değişim malzemelerle elde edilen sonuçlar, kabin sıcaklık dalgalanmalarının belirgin şekilde azaldığını ve bunun da daha iyi gıda koruma kalitesi sağladığını doğrulamıştır. Bunun sebebi olarak ise kabindeki aşırı ısının faz değişimi sırasında FDM tarafından emilerek bölme sıcaklığındaki hızlı artışı engellemesidir. Ötektik çözelti kullanıldığında, daha iyi faz değiştirme eğilimi sebebi ile sıcaklık dalgalanmalarındaki azalma suya kıyasla daha belirgin olmuştur (Imran Hossen Khan ve Afroz,2015:462-468).

Gin ve arkadaşları güç kaybı sırasında bir ev tipi dondurucunun bölmesine FDM olarak -15 °C erime noktasına sahip bir ötektik çözeltinin uygulanması üzerine bir CFD modeli ve deneysel çalışma gerçekleştirmiştir. Araştırmalar faz değişim malzemesi kullanılması ile hava sıcaklığının 60 saat boyunca -7 °C'de tutulduğunu göstermiştir. Gin ve Farid (Benjamin Gin ve Farid,2010:2698-2706) başka bir çalışmada ise bir güç kaybı sırasında ev tipi bir dondurucunun iç duvarlarına yerleştirilen FDM panellerinin etkisi üzerine deneysel bir araştırma yürütmüştür. Faz değişim malzemesi olarak seçilen ürün, erime noktası -15.4 °C olan ötektik bir çözeltidir. Sonuçlar, faz değişim malzemesi olmadan 3 saatlik bir elektrik kesintisinin ürün sıcaklığının -3 °C'de olmasına yol açtığını, fakat faz değişim malzemesi entegre panellerin sadece -11 °C'lik çok daha düşük bir şekilde sonuçlandığını göstermiştir. Faz değişim malzemesi olmadan ürün sıcaklığı tepe sıcaklığına doğru sürekli yükselirken, FDM ile FDM panelleri ürünün sıcaklık artış hızını yavaşlatmaya ve iyi bir gıda kalitesi ile sonuçlanmıştır (Gin vd.,2010:2698-2706).

Oro ve arkadaşları evaporatörde faz değişim malzemeleri ile entegre edilmiş düşük sıcaklık odalarını dondurma sistemi arızasına termal tepkileri açısından incelenmiştir. Bu sistemin ev tipi donduruculara benzer özellikleri sebebi ile, bu düşük sıcaklık odası tek bir oda olarak ele alınmıştır. Erime sıcaklıkları sırasıyla -18 °C ve -21,3 °C olan iki ticari FDM, C-18 ve E-21, test edilmiştir. E-21, C-18'e göre daha düşük hava ve ürün sıcaklıklarını daha uzun bir süre boyunca koruyabilmiştir. Bu sebeple, E-21 kullanımının düşük sıcaklıklı depolama odaları için C-18'den daha uygundur (Oró vd.,2012:984-991).

Yuan ve Cheng, yoğunlaştırucuda SSPCM kullanarak bir ev tipi buzdolabının genel performansını iyileştirmek için dinamik bir model önermiştir. Faz değişim malzemesi olarak kullanılan ürün, parafin mumudur. Modifiye edilmiş buzdolabının ve sıradan buzdolabının çok amaçlı optimizasyon eğrileri elde edilmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Maliyet

tasarruf miktarı, enerji tasarruf miktarı ve enerji tasarruf yüzdesi optimizasyon sonuçları; yeni buzdolabı için sıradan buzdolabına göre daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir. Enerji tasarruf yüzdesinin %20'den %26'ya yükseldiğini göstermektedir. Bu, ev tipi buzdolaplarının performansının ve enerji tasarrufunun ısı depolama kondansatörü ile etkili bir şekilde artırıldığını göstermektedir (Cheng vd.,2017:180-188).

Khan ve Afroz buharlaştırıcı kabinin arkasına yerleştirilen faz değişim malzemesi ile ev tipi bir buzdolabının performans artışını deneysel olarak araştırmıştır. Su ve ötektik çözelti (erime noktası -5 °C) farklı termal yüklerde FDM olarak kullanılmıştır. FDM türüne ve termal yüklere bağlı bir şekilde, Faz değişim malzemelerinin kullanılması ile soğutma çevriminde yaklaşık olarak %20-27 COP iyileşmesi görülmüştür. Ötektik çözelti, daha düşük erime noktası sebebi ile sudan daha yüksek bir COP göstermiştir, bu da kompresörün kapalı modu esnasında daha fazla depolanmış gizli ısıya sebep olur. Bu depolanmış ısı, kompresörün açık olduğu dönemde soğutucu akışkana aktarılır, bu da buharlaşma sıcaklığını ve basıncını zorunlu olarak artırmakta; dolayısıyla COP iyileştirmektedir. Khan ve Afroz başka bir çalışmada faz değişim malzemesinin farklı termal yüklerde bir ev tipi buzdolabı için kompresörün açma/kapama döngüsü üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. FDM'ler evaporatör kabininin beş duvarının arkasına entegre edilmiş ve evaporatör bobini FDM içine daldırılmıştır. Faz değişim sıcaklıkları -5 °C (Ötektik-1) ve -10 °C (Ötektik-2) olan iki tip ötektik çözelti FDM kullanılmıştır. FDM ile elde edilen deneysel sonuçlar, kompresör açma/kapama döngülerinin FDM kullanılmayan entegre sisteme göre yaklaşık 3-5 kat daha az olduğunu göstermiştir. Faz değişim malzemeleri ile elde edilen sonuçlar ayrıca kompresörün ortalama çalışma süresinin termal yüke ve FDM türüne bağlı olarak FDM'siz sisteme kıyasla yaklaşık %5-30 oranında azaldığını göstermiştir (Imran Hossen Khan ve Afroz,2015:462-468).

Azzouz ve arkadaşları bir FDM levhasının bir buzdolabı evaporatörünün dış yüzeyine entegre edilmesinin etkisi üzerine sayısal bir çalışma sunmuştur. Ele alınan FDM, -9 °C ila 0 °C arasında değişen bir faz değişim sıcaklığına sahip ötektik sulu bir çözeltiydi. Simülasyon sonuçları, dış sıcaklık, kapı açıklıklarının sayısı ve faz değişim sıcaklığı gibi farklı koşullara bağlı bir şekilde COP'de %5-15'lik bir artış olduğunu göstermiştir. Ayrıca, artan termal yük faz değişim malzemesinin kısmen erimeye zorladığını, faz değişim süreci için yeterli zaman olmadığı için, COP'nin daha yüksek termal yüklerle azaldığı gösterilmiştir. Su ve -3 °C erime sıcaklığına sahip bir faz değişim malzemesi ile yapılan

deneysel testlerle doğrulanmıştır. FDM seçimi genel olarak, buzdolabının istenen termal yüküne bağlıdır (Azzouz vd.,2009:892-901). Azzouz ve diğerleri başka bir çalışmada, farklı ortam sıcaklıkları altında FDM ile donatılmış bir buharlaştırıcı kullanan bir ev tipi buzdolabının performansını deneysel olarak araştırmıştır. Sistem, FDM olarak hem su hem de ötektik bir karışım (erime noktası -3°C) kullanılarak test edilmiştir. FDM'lerin entegrasyonu, elektrik beslemesi olmadan sürekli çalışmayı 15°C ortam sıcaklığında 6 saate kadar artırmıştır. Ancak, ortam sıcaklığının 15°C 'den 30°C 'ye yükseldiği gözlenmiştir. Ayrıca, FDM'ler ile COP'nin 15°C ortam sıcaklığında %30 oranında iyileştirildiğini, 30°C 'de ise iyileştirmenin sadece %10 olduğunu gözlenmiştir. Bu sonuçlar, artan ortam sıcaklığının neden olduğu termal yükün üstesinden gelmek için kompresörün daha uzun süre çalışması gerektiğini açıklamaktadır. Sonuçlar ayrıca sistemin soğuk depolama kapasitesinin ve COP'nin ötektik sulu çözelti için ötektiğin biraz daha düşük gizli füzyon ısısı sebebiyle sudan biraz daha düşük olduğunu göstermiştir. Ve de ötektik çözelti, daha düşük faz değişim sıcaklığı sebebiyle suya göre daha uygun bölme sıcaklığı dalgalanmasını sürdürmede avantajlıydı. Azzouz ve arkadaşları başka bir çalışmada faz değişim malzemesinin faz değişim sıcaklığının bir ev tipi buzdolabının COP ve iç hava sıcaklığı üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Faz değişim sıcaklığı arttıkça COP'nin arttığı gözlenmiştir. COP'deki artışla birlikte, daha düşük basınç sıkıştırma oranı sebebiyle daha düşük güç tüketimi elde edilebileceğini belirtmişlerdir. Bununla birlikte, PCT dikkatli bir şekilde seçilmelidir çünkü çok yüksek değer, bölmede yüksek hava sıcaklığına sebep olabilmekte ve bu da daha düşük COP ile sonuçlanmaktadır. Bu nedenle, PCT'nin iki aşırı ucu arasında bir ayarlama yapılmalıdır (Azzouz vd.,2008:852-901).

Marques ve arkadaşları ortam sıcaklıklarının FDM'nin şarj ve deşarj süreleri üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Ortam sıcaklığının 20°C 'den 30°C 'ye yükselmesinin FDM deşarj süresinde bir azalmaya neden olduğunu ve bunun da buzdolabı otonomisinin %65 oranında azalmasına yol açtığını bildirmişlerdir. FDM'nin tamamen donması için fazladan 7 dakikaya neden olan ortam sıcaklığının 20°C 'den 30°C 'ye yükselmesi nedeniyle şarj süresinin biraz azaldığını gözlenmiştir (Marques vd.,2013:457-465).

Berdja ve arkadaşları, FDM olarak suya kıyasla buzun özelliklerini karşılaştırmaya ve ayrıca buzdolabının enerji performansını ve ısı transferini etkileyen mekanizmaları incelemeye çalışmıştır (Berdja vd.,2020:7). Sonuçlar, FDM katmanının entegrasyonunun evaporatördeki ısı transferinde bir iyileşme sağladığını, bunun da COP'yi artırdığını ve enerji

tüketimini azalttığını göstermiştir. Bununla birlikte, FDM katmanı soğutucu akışkan ile buzdolabının içindeki hava arasındaki ısı transferini engelleyerek havanın sıcaklığını hafifçe artıracaktır. Öte yandan don, evaporatörden akan soğutucu akışkan ile iç ortam havası arasında gerçekleşen ısı transferini daha önemli ölçüde etkileyerek buzdolabının içindeki hava sıcaklığının artmasına neden olabilir ve bu da depolanan ürünlerin bozulma riskini artırır. Buzun ısı transferi üzerindeki etkisi, FDM'ye kıyasla kompresörlerin kapalı çevrimi sırasında daha belirgindir. Bununla birlikte, kompresör açık çevrimi sırasında FDM ve don ısı transferini eşit büyüklükte etkilemiştir. Berdja ve arkadaşları başka bir çalışmada, iki farklı evaporatör konfigürasyonuna sahip FDM kullanan bir ev tipi buzdolabının enerji analizini yapmışlardır. Bu evaporatörler havalandırmalı kanatlı evaporatör ve düz bir doğal evaporatördür. Kanatlar çoğunlukla ısı transfer alanının artırılması amacıyla kullanılmaktadır (Gümü,2009:113). Analiz, evaporatördeki faz değişim malzemesi düzenlemesinin yanı sıra uygun FDM'nin faz değişim sıcaklığı seçimine ilişkin araştırmaları da kapsamaktadır. Analiz, düz plakalı bir evaporatör için FDM'nin PCT'sinin soğutucu akışkan kaynama noktasına yakın olacak şekilde seçilmesi gerektiğini ve FDM'nin hava ve evaporatör yüzeyi ile temas halinde olması gerektiğini göstermiştir (Berdja vd.,2020:7).

Oro ve diğerleri, FDM'leri kullanarak soğuk depolama uygulamaları için termal enerji depolamanın bir incelemesini sunmuştur. İncelemeleri, FDM malzemeleri, depolamanın gıda kalitesi üzerindeki etkisi ve ısı transferinin iyileştirilmesi üzerine yoğunlaşmıştır. FDM'nin soğutma sistemlerine uygulanmasında karşılaşılan korozyon, faz ayrışması ve stabilite gibi zorlukları tartışmışlardır (Oró vd.,2012:984-991).

Bakhshipour ve diğerleri FDM ısı eşanjörü bileşeni olan ve olmayan bir soğutma çevriminin sayısal modelini incelemişlerdir. FDM ısı eşanjörü bileşeni, genleşme vanasıyla kondenser arasına yerleştirilmiştir. Sayısal model sonuçları, bir buzdolabı sisteminde faz değişim malzemesinin kullanımının buzdolabının COP'sinde yaklaşık %9,58 artış sağladığını göstermektedir (Bakhshipour vd.,2017:1-13).

Tablo 1. 6. Tek ve Çift Evaporatör Kullanan Soğutma Sistemine Ait Literatür Özeti

Kaynak	Soğutucu Akışkan	Uygulama yeri	Test sıcaklıkları	Açıklama
(Azzouz vd,2008:892-901)	Ötektik	Evaporatör	Ortam sıcaklığı:25°C	%5-15 COP iyileştirmesi Kompresörün başlatılması/durdurulmasının azaltılması PCM seçimi termal yüke bağlıdır.
(Alsaad ve Hammad,1998:911-918)	R290/R600/R600a	Evaporatör	Ortam sıcaklığı:20 F Evap:15F Kond:27F	R12 ye göre daha yüksek soğutma sağlanmıştır.
(Riffe vd.,1994:245-254)	R600a	Kompresör	Evap. : -20-0°F Kond. : 90-130°F	R12 ve R134a'ya göre %2 daha düşük enerji sağlanmıştır.
(Kim vd.,1998:753-760)	R600a	Evaporatör	Ortam sıcaklığı:30°C FZC:-18.8°C FFC:3°C	R12'den %1~11 daha yüksek enerji R12'ye göre %3~10 daha yüksek soğutma hızı

(Vissek vd.,2014:71-79)	Su	Evaporatör	Ortam sıcaklığı:20 RC:4.5 FC:-18	Evaporatör sıcaklığında 8,4 °C artış %19,9 enerji tüketiminde azalma
(Akash ve Said,2003:381–88)	R290/R600/R600a	Evaporatör	Buh. : -10°C Yoğ. : 47°C	160g R12'ye kıyasla 80g'da en iyi performans
(Wongwises ve Chimres,2005:85-100)	R290,R290/R600, R290/R600a, R290/R600/R600a,R290/R600/R134aR290/R600a/R134a	Evaporatör	Ortam sıcaklığı:25°C FZC:-15°C FFC:3°C	R290/R600 (%60/%40) : R134a'ya göre %4,86 daha düşük enerji
(Wongwises ve Chimres,2005:85-100)	5 farklı PCM	Evaporatör	Ortam sıcaklığı:25°C	9,4 enerji tasarrufu PCM maliyetlidir. Evaporatör ve kondenser sıcaklığının artırılması
(Mohanraj vd., 2008:189-198)	R290/R600a	Evaporatör	Ortam sıcaklığı:32°C FZC:-12-4°C	R134a'ya göre %3,5 daha yüksek COP R134a'ya göre %11,1 daha düşük enerji.

(Bolaji,2010:3793-3798)	R152a, R32	Evaporatör	Ortam sıcaklığı: 33.5°C	R152a: R134a'ya göre %4,7 daha yüksek COP ve %4 daha düşük enerji R32: R134a'ya göre %8,5 daha düşük COP.
(Karber vd., 2012:2241)	R1234yf, R1234ze	(1-Evap.), 2-Evap.	Ortam sıcaklığı: 32.2°C FZC: -17.8°C FFC: 3.9°C	R1234yf: R134a'ya göre %1-%3 daha yüksek enerji ve %11-%16 daha kısa çalışma süresi. R1234ze: Daha düşük kapasite nedeniyle R134a'ya göre %5-16 daha düşük enerji ve %40-51 daha uzun çalışma süresi. R1234yf, R134a için iyi bir ikame üründür.
(Rasti vd.,2013:86-94)	R290/R600a	Evaporatör	Ortam sıcaklığı: 32°C FZC: -18°C FFC: 5°C	Karışım: R134a'dan %14 daha düşük enerji - R600a: R134a'dan %18,7 daha düşük enerji.

(Selladurai vd.,2013:8)	R290/R600a	Evaporatör	Ortam sıcaklığı: 32°C Evap. : -10°C Kond. : 40°C	R134a'ya göre %28,5 daha yüksek COP.
(Mastani vd., 2013:2-11)	R600a	2-Evap	Ortam sıcaklığı: 32°C FZC: -18°C FFC: 5°C	R134a'ya göre %66 daha düşük şarj miktarı ve %45 ekserji yıkımı.
(Aprea vd.,2017:109-117)	R134a/R1234yf	Evaporatör	Ortam sıcaklığı: 25°C FZC: -18°C FFC: 5°C	R134a'dan %16 daha düşük enerji R1234yf'den %14 daha düşük enerji.
(Q. Wang vd.,2021:1616-1626)	R600,R134,R290	Evaporatör		İki aşamalı buharlaştırmalı soğutma çevriminin performans katsayısı ve ekserjetik verimliliği, tek aşamalı buharlaştırmalı soğutma çevriminden daha yüksektir.

(Gholap,2018:266 2)			Ortam sıcaklığı:32.2°C FZC: 7,22-1,66°C FFC:-15°C-1,66	Çift evaporatör daha fazla verimlilik, kokuların izolasyonu ve taze gıda bölmesinde daha yüksek nem seviyeleri gibi çeşitli avantajlar sunar.
(Atamtürk,2019:5 8)	R290/R600A	Evaporatör	Ortam sıcaklığı:25°C	Soğutma etkinliğinin ve soğutma kapasitesinin arttığı gözlenmiştir.
(Yoon vd.,2010:216- 224)	R600a	Evaporatör	Ortam sıcaklığı: 25°C	Paralel çevrim ve bypasslı iki devreli çevrim karşılaştırması yapılmıştır

BÖLÜM II

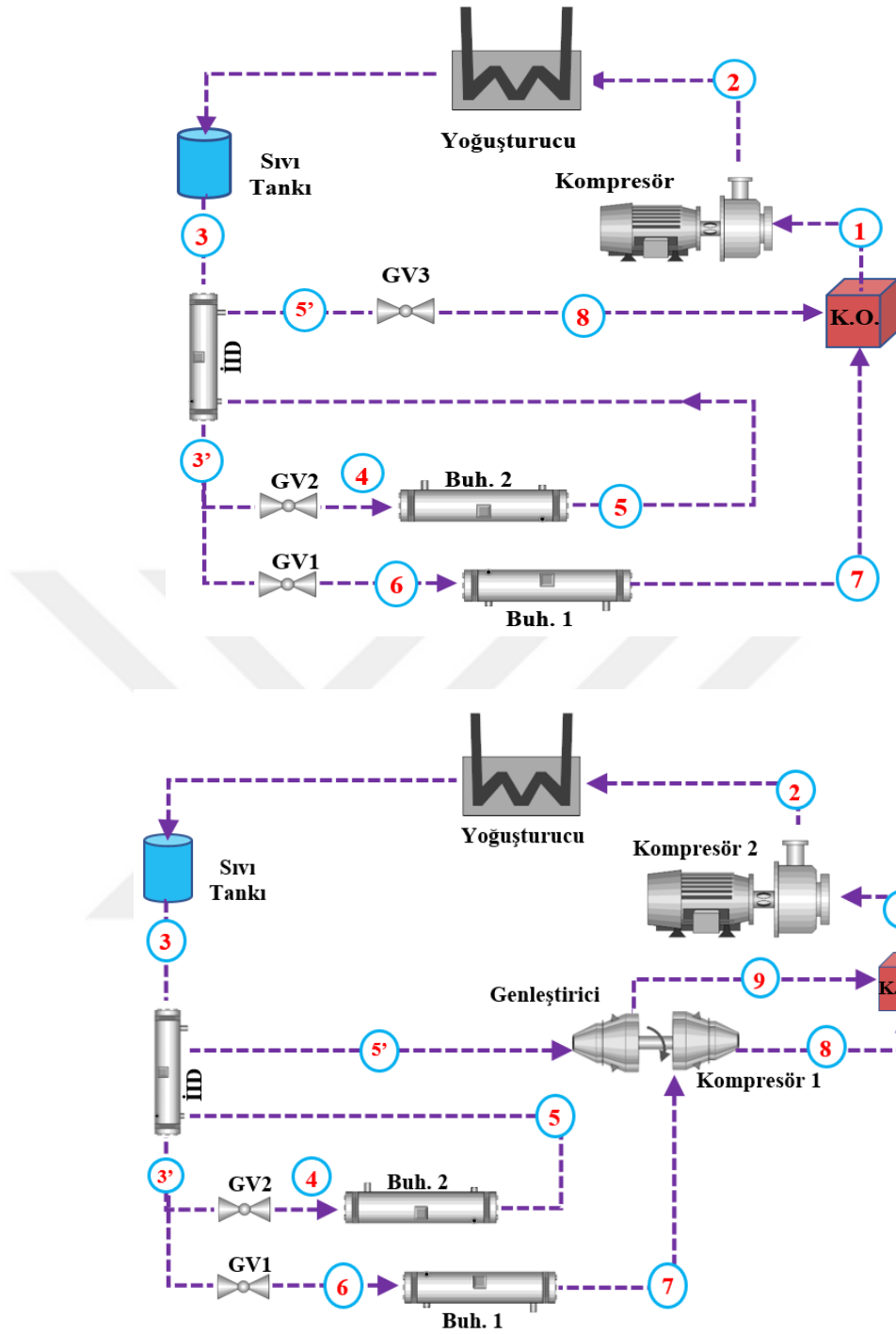
MATERYAL METOT

2.1. Çift Buharlaştırıcı Soğutma Sistemi

Çift evaporatörlü bir buzdolabı, evaporatörlerdeki basınç ve sıcaklıkların ayrı ayrı kontrol edilebilmesini sağlayacak şekilde tasarlanır. Bu, taze gıda evaporatörünün hava sıcaklığıyla daha yakın bir şekilde eşleşmesini sağlar. Ayrıca, evaporatörler her bir bölme için optimize edilmiş ayrı kompresörlerle beslenebilir. Çift evaporatör sisteminin bir diğer önemli avantajı nem kontrolüdür. Tek evaporatör sisteminde, taze gıda bölümündeki nemli hava, çok soğuk evaporatörle temas eder ve bu da buz oluşumuna neden olur. Değiştirilen kuru hava, taze gıda bölümüne geri döner. Bu kuru hava, gıda ürünlerini kurutarak gıda kalitesini düşürür. Eğer taze gıda evaporatörü, taze gıda bölümündeki hava sıcaklığına daha yakın bir sıcaklıkta çalışırsa, hava daha az nemlenir ve daha az buz birikir. Ev tipi buzdolabı cihazlardaki sıralı çift buharlaştırıcı soğutma devresinin temel enerji verimliliği avantajı, soğutma bölmesinin (RC) soğutulması sırasında soğutucu akışkanın yüksek sıcaklıkta buharlaştırılması ve sonuç olarak daha yüksek COP elde edilmesi (Vissek vd.,2014:71-79), daha fazla verimlilik, kokuların izolasyonu ve taze gıda bölmesinde daha yüksek nem seviyeleri gibi çeşitli avantajlar sunar(Gholap,2018:2662). İkili evaporatör sisteminin en büyük dezavantajı malzeme maliyetindeki artıştır.

2.2. Ekserji Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu ile ilgili ve sistem performansının belirlenmesinde yetersiz kalmaktadır. İkinci yasa analizi ise enerjinin kullanılabilirliği ile ilgili ve gerçek sistem performansını belirlemek için oldukça önemlidir. Ekserji tersinir bir süreçte bir enerji kaynağıyla, belirli bir sıvı akışıyla yapılabilecek maksimum işi temsil eden, termodinamik bir özelliktir. Ekserji analizi, herbir bileşende ve tüm sistemdeki termodinamik kayıpları belirlemede, sistemin uygulanabilirliğini göstermede ve bileşenlerin iyileştirilmesini sağlamaya yardımcı olur. Ayrıca, ekserji analizi, referans veya ideal durumdan sapmaların yerini, nedenlerini ve kaynaklarını da tanımlar (Dinçer vd.,2007:46).



Şekil 2. 1. Klasik ve genleştirici - kompresör destekli iki buharlaştırıcılı soğutma çevrimlerinin şematik gösterimi

Kaynak: (Erdinc.,2023:349-363)

Bu tez de incelenen sistem Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Sistemde genleştirici ve kompresöre kadar geleneksel bir sistemle aynı şekilde çalışır. Buharlaştırıcı 2’den çıkan soğutucu akışkan, birinci kompresörü çalıştıran ve Buharlaştırıcı 1’den gelen soğutucu akışkanın basıncını belirli bir seviyeye yükselten genleştiriciyi döndürür (durum 1). Kompresör girişinin entalpi ve entropisini hesaplamak için genleştirici-kompresör ilişkileri kullanılır (durum 1). Sistemin termodinamik hesaplamaları (Erdinc.,2023:349-363) tarafından detaylı verilmiştir. İID’in etkinliği gerçek ısı transferinin maksimum ısı transferine oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır:

$$\varepsilon_{IID} = \frac{T_{5'} - T_5}{T_3 - T_{5'}} \quad (1)$$

IHX'den çevreye ısı transferi olmadığı varsayılmaktadır. Böylece, IHX için enerji dengesi şu şekilde yazılabilir:

$$h_{5'} - h_5 = (1 + w) \cdot (h_3 - h_{3'}) \quad (2)$$

Daha sonra, $h_{5'}$ entalpisi aşağıdaki bağıntı ile bulunur:

$$h_{5'} = f(T = T_{5'}; P = P_5) \quad (3)$$

Geniştiricinin izentropik verimliliği aşağıdaki ilişki ile sağlanır:

$$\eta_{exp} = \frac{h_{5'} - h_8}{h_{5'} - h_{8s}} \quad (4)$$

Burada entalpi h_{8s} şu şekilde bulunur:

$$h_{8s} = f(P = P_8, s = s_{8s}) \quad (5)$$

burada

$$s_{8s} = s_5 \quad (6)$$

Karıştırma odasındaki sürecin sabit basınçta gerçekleştiği varsayılmaktadır. Böylece, şu şekilde yazılabilir:

$$P_8 = P_1 = P_9 \quad (7)$$

Kompresör 1'in çıkışının termodinamik özellikleri izentropik verimlilik kullanılarak belirlenebilir ve aşağıdaki bağıntılarla yazılabilir:

$$\eta_{c1} = \frac{h_{9s} - h_7}{h_9 - h_7} \quad (8)$$

Kompresör 1'in izentropik verimliliği de hesaplanmıştır:

$$\eta_{kom1} = 0.874 - 0.0135 \cdot \frac{P_8}{P_7} \quad (9)$$

h_{9s} aşağıdaki bağıntılar kullanılarak bulunabilir:

$$h_{9s} = f(s_{9s}, P_9) \quad (10)$$

burada

$$s_{9s} = s_7 \quad (11)$$

Genleştirici ve kompresör çıkışından gelen soğutucu akışkan karıştırma odasında karıştırılır. Kütle ve enerji dengesinin korunumu, durum 1'in termodinamik özelliklerini belirlemek için karıştırma odasında uygulanabilir:

$$\dot{M}_6 + \dot{M}_4 = \dot{M}_1 \quad (12)$$

$$\dot{M}_6 \cdot h_8 + \dot{M}_4 \cdot h_9 = (\dot{M}_6 + \dot{M}_4) \cdot h_1 \quad (13)$$

Kompresör tarafından tüketilen iş ($\dot{W}_{kom1}$), genleştirici tarafından üretilen iş ($\dot{W}_{gen}$) ile aynıdır. Böylece

$$\dot{W}_{gen} = \dot{W}_{kom1} \quad (14)$$

yazılabilir. Diğer hesaplamalar geleneksel çevrime benzerdir. Kompresör 2'nin izentropik verimi hesaplanmıştır:

$$\eta_{kom2} = 0.874 - 0.0135 \cdot \frac{P_2}{P_1} \quad (15)$$

Geleneksel çevrime benzer şekilde, genleştirici-kompresör takviyeli iki buharlaştırıcılı soğutma sisteminin katsayı performansı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$COP_{EC} = \frac{\dot{Q}_{Buh1} + \dot{Q}_{Buh2}}{\dot{W}_{kom}} = \frac{(h_5 - h_4) + w \cdot (h_7 - h_6)}{(1+w) \cdot (h_2 - h_1)} \quad (16)$$

Burada 1. ve 2. durumların termodinamik özellikleri geleneksel olandan farklı olacaktır.

İki buharlaştırıcılı soğutma çevrimi için Carnot COP , COP_{Carnot} , aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{L2}(s_5 - s_4) + w \cdot T_{L1}(s_7 - s_6)}{(1+w) \cdot T_H(s_2 - s_3) - (T_{L2}(s_5 - s_4) + w \cdot T_{L1}(s_7 - s_6))} \quad (17)$$

Carnot çevrimi ve ekserji analizleri için, $(s_5 - s_4) = (s_7 - s_6) = (s_2 - s_3)$ T_H yoğuşma sıcaklığından 10°C daha düşüktür ve T_{L1}, T_{L2} sıcaklıkları evaporatör 1 ve evaporatör 2 sıcaklıklarından 10°C daha yüksektir. Böylece aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{L2} + w \cdot T_{L1}}{(1+w) \cdot T_H - (T_{L2} + w \cdot T_{L1})} \quad (18)$$

Geleneksel ve önerilen sistemler için ikinci yasa verimliliği aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\eta_{2C} = \frac{COP_C}{COP_{Carnot}} \quad (19)$$

$$\eta_{2EC} = \frac{COP_{EC}}{COP_{Carnot}} \quad (20)$$

Sistemin ekserji analizleri Ünal ve ark., (2016), Yılmaz ve Erdinç (2019), Dinçer ve ark (2007) tarafından sunulan denklemler kullanılmıştır. Denklemler aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir. (Yılmaz ve Erdinç 2019:727) (Dinçer vd.,2007:46)

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i * [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (21)$$

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{X}_{yıkım} = 0 \quad (22)$$

Kompresör 2'deki ekserji kaybı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$\dot{X}_{yıkım;kom2} = (1 + w) \cdot T_0 \cdot (s_2 - s_1) \quad (23)$$

Kompresör 1'deki ekserji kaybı ise aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır:

$$\dot{x}_{yıkım;komp1} = w \cdot T_0 \cdot (s_8 - s_7) \quad (24)$$

Buharlaştırıcı 1 için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile yapılmıştır:

$$\dot{x}_{yıkım;buh1} = w \cdot T_0 \cdot \left(-\frac{\dot{q}_{Buh1}}{T_L} + (s_7 - s_6) \right) \quad (25)$$

Buharlaştırıcı 1 için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile yapılmıştır:

$$\dot{x}_{yıkım;Buh2} = T_0 \cdot \left(-\frac{\dot{q}_{buh2}}{T_L} + (s_5 - s_4) \right) \quad (26)$$

Yoğuşturucudaki ekserji kaybı aşağıdaki denklem ile yapılmıştır

$$\dot{x}_{yıkım;yoğ} = (1 + w) \cdot T_0 \cdot \left(\left(\frac{\dot{q}_{yoğ}}{T_H} + \dot{m}_T \cdot (s_3 - s_2) \right) \right) \quad (27)$$

Genleşme vanalarındaki ekserji yıkımları aşağıdaki denklemlerde verilmiştir:

$$\dot{x}_{yıkım;GV1} = w \cdot T_0 \cdot (s_6 - s_3) \quad (28)$$

$$\dot{x}_{yıkım;GV2} = T_0 \cdot (s_4 - s_3) \quad (29)$$

Isı değiştiricisindeki ekserji yıkımı:

$$\dot{x}_{yıkım;ID} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_5 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_5 \quad (30)$$

Karışım odasındaki ekserji yıkımı:

$$\dot{x}_{yıkım;K.O.} = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_1 \quad (31)$$

Genleştiricideki ekserji yıkımı:

$$\dot{x}_{yıkım;gen} = T_0 \cdot (s_9 - s_{5'}) \quad (32)$$

Toplam ekserji yıkımı:

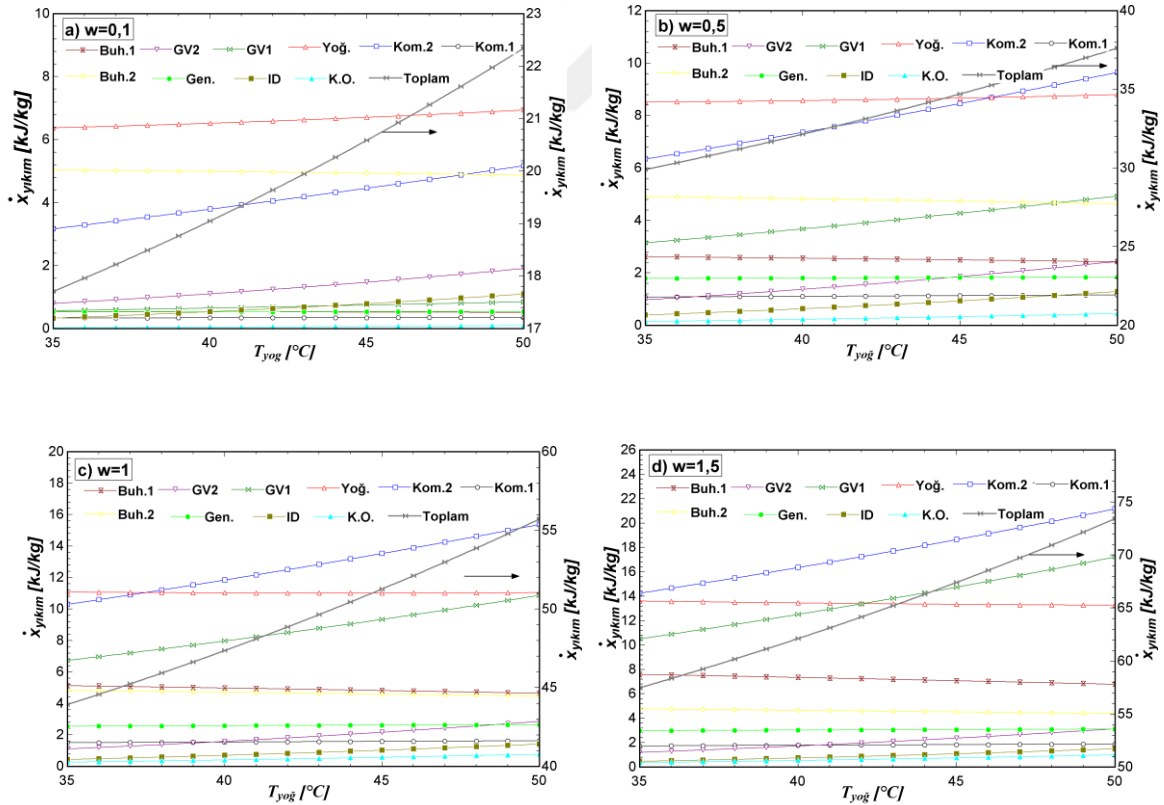
$$\begin{aligned} \dot{x}_{yıkım;toplam} = & \dot{x}_{yıkım;K.O.} + \dot{x}_{yıkım;İD} + \dot{x}_{yıkım;GV2} + \dot{x}_{yıkım;GV1} \\ & + \dot{x}_{yıkım;yoğ} + \dot{x}_{yıkım;Buh1} + \dot{x}_{yıkım;Buh2} + \dot{x}_{yıkım;kom1} \\ & + \dot{x}_{yıkım;kom2} + \dot{x}_{yıkım;gen} \end{aligned} \quad (33)$$



BÖLÜM III

BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında, çift buharlaştırıcılı ve genişletirici-kompresör destekli buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminin ekserji temelli detaylı analizi gerçekleştirilmiştir. Sistem, düşük ve yüksek sıcaklıklı iki buharlaştırıcı, iki kompresör, iki genişleme valfi, bir genişletirici, iç ısı değiştirici ve karıştırma odasından oluşmaktadır. Çalışmada, sistemin ikinci yasa performansını etkileyen başlıca parametreler olan yoğuşma sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklıkları, aşırı ısıtma ve soğutma sıcaklıkları ve buharlaştırıcılar arası kütle debi oranı detaylı olarak değerlendirilmiştir. Ayrıca altı farklı çevreci ve ticari soğutucu akışkan için bileşen bazlı ekserji yıkım analizleri gerçekleştirilmiş ve termodinamik performansları karşılaştırılmıştır. Analizlerde, karışım oranı 0.1–1.5 aralığında dört farklı debi oranı senaryosu ve geniş sıcaklık değişimleri göz önünde bulundurulmuştur. Termodinamik hesaplamalar ve doğrulama çalışmaları (Erdinc.,2023:349-363) tarafından yapılmış olup, çalışmaya ekserji analizleri eklenmiştir.

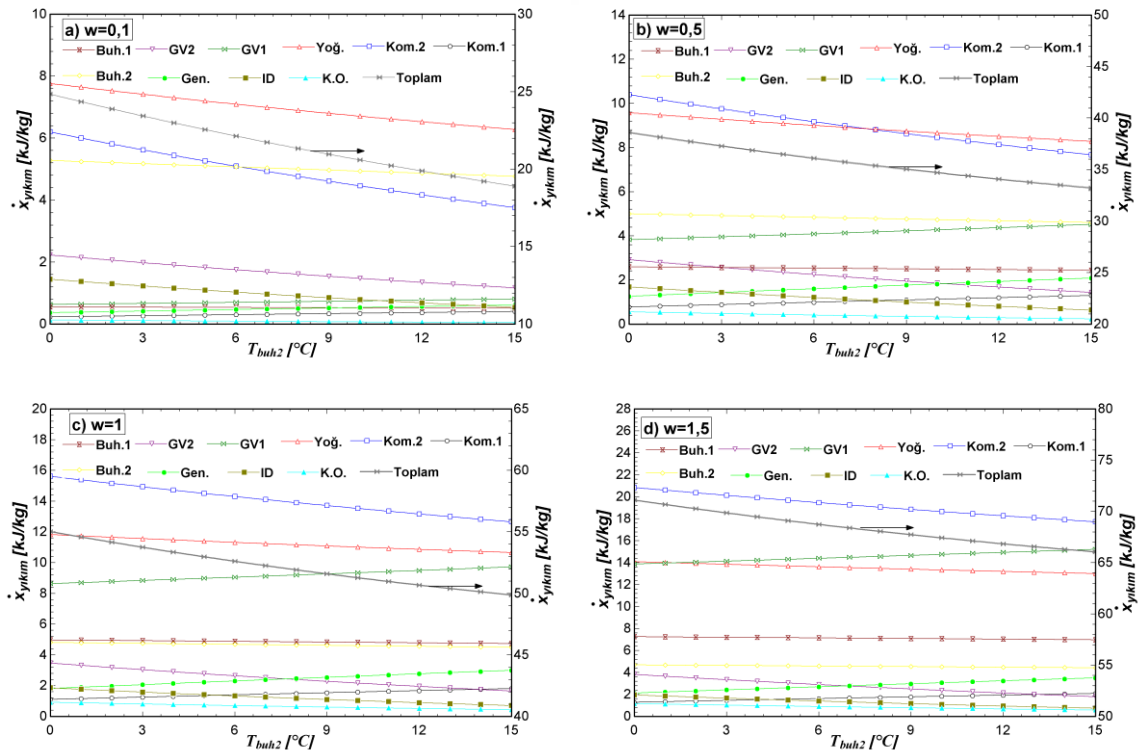


Şekil 3. 1. Yoğuşturucu sıcaklığının ekserji yıkımlarına etkisi

Şekil 3.1’de çift evaporatörlü ve genleştirici-kompresör destekli bir buhar sıkıştırma soğutma sisteminde, yoğuşma sıcaklığının ve evaporatörler arası kütle debi oranının (w) sistem bileşenlerindeki birim kütle başına ekserji yıkımına etkileri detaylı olarak incelenmiştir ($T_{buh1} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{buh2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{sh1} = \Delta T_{sh2} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$). Elde edilen dört ayrı grafikte w oranı sırasıyla 0.1, 0.5, 1.0 ve 1.5 olarak alınmış ve her bir durumda T_{yog} ’un $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değiştiği koşullar değerlendirilmiştir. Genel olarak değerlendirildiğinde, tüm w oranlarında yoğuşma sıcaklığının artışı, sistemdeki toplam ekserji yıkımını belirgin biçimde artırmaktadır. Bu artış, özellikle kompresör 2 ve yoğuşurucu bileşenlerinde yoğunlaşmaktadır. Kompresör 2, karışım halindeki akışı yüksek basınca sıkıştırdığı için, yoğuşma sıcaklığı arttıkça daha fazla iş yapmak zorunda kalmakta ve bu durum artan entropi üretimine, dolayısıyla ciddi ekserji yıkımlarına neden olmaktadır. Düşük w oranlarında, örneğin $w = 0.1$ durumunda bu yıkım nispeten sınırlı kalırken, $w = 1.5$ gibi yüksek oranlarda Kompresör 2, toplam ekserji yıkımını baskın bileşeni haline gelmiştir. Aynı şekilde, yoğuşma sıcaklığı arttıkça kondenserden çevreye atılan ısının artan entropi üretimi ve tersinmezlik gerçekleşmesi yoğuşurucu ekserji yıkımını değerini de artırmaktadır. Ancak bu artışın $w = 1.5$ gibi yüksek debi oranlarında daha yatay seyrettiği görülmektedir ve bu da sistemin genel yükünün daha çok kompresörlerde toplandığını göstermektedir. Kompresör 1’deki ekserji yıkımı ise yalnızca w oranına duyarlı olup, düşük w ’de ihmal edilebilir seviyedeysen yüksek w değerlerinde artış göstermektedir. Bu durum, sadece düşük sıcaklık hattındaki debi artışıyla değil, aynı zamanda artan karışım oranının Kom.1 giriş koşullarını değiştirerek, özgül hacmi ve sıkıştırma işini artırmasıyla da ilgilidir. Benzer şekilde, genleşme valfleri (GVI ve $GV2$) izentalpik çalışmaları için yoğuşma sıcaklığından doğrudan etkilenmemekte, ancak debi oranına bağlı olarak GVI ’de belirgin artışlar gözlenmektedir. Bu da düşük sıcaklık hattında çalışan valfin, w oranı yükseldikçe daha fazla entropi üretimine sebep olduğunu göstermektedir. Evaporatörlerdeki ekserji yıkımları ise genellikle sabit kalmaktadır çünkü bu bileşenler sabit sıcaklıklarda çalışmakta ve T_{yog} ’dan doğrudan etkilenmemektedir. Ancak Buharlaştırıcı 1’deki ekserji yıkımı, artan w ile birlikte belirgin şekilde yükselmekte, bu da düşük sıcaklık hattındaki soğutma yükünün artmasıyla ilişkilidir. Diğer yandan Buharlaştırıcı 2’deki ekserji yıkımı sabit kalmakta ve w değişiminden etkilenmemektedir. Bu durum, enerji akışının sistemin düşük sıcaklık hattına kaydığını göstermektedir. Genleştirici ekserji yıkımı ise artan w oranlarında daha etkin hale gelmektedir. Düşük w değerlerinde sistemdeki etkisi ihmal edilebilirken, $w = 1.0$ ve özellikle 1.5’te genleştirici üzerinden daha fazla akış geçmesi sayesinde hem iş üretimi artmakta hem

de bir miktar ekserji yıkımı oluşmaktadır. Ancak bu süreçte üretilen işin katkısı, oluşan ekserji yıkımından daha büyüktür ve net bir iyileştirme sağlar. (Erdinc.,2023:349-363) çalışmasında da ifade edildiği üzere, genleştiricinin katkısı ancak belirli bir w değerinin üzerindeki işletim koşullarında anlamlı hale gelmektedir.

Sistemdeki diğer ikincil bileşenler olan karıştırma odası ve iç ısı değiştirici, hem yoğuşma sıcaklığından hem de w oranından neredeyse etkilenmemekte ve bu nedenle ekserji yıkımı değerleri sabit ve düşük kalmaktadır. Bu durum, bu bileşenlerin sistemin genel termodinamik performansına katkısının sınırlı olduğunu göstermektedir. Bu sonuçlar, yoğuşma sıcaklığının yükselmesi her durumda toplam ekserji yıkımını artırmakta, sistemin ikinci yasa verimini düşürmektedir. Bu artış, özellikle yüksek debi oranlarında daha da kritik hale gelmektedir. Karışım oranı w arttıkça sistem daha yüksek kapasitede çalışmakta, ancak bu kapasite artışı beraberinde kompresör ve genleşme elemanlarında ciddi yıkımlara yol açmaktadır. Genleştirici bu yükü kısmen dengeleyebilmekte ve sistem verimliliğine katkı sunmaktadır. Ancak sistemin verimli çalışabilmesi için yoğuşma sıcaklığının mümkün olduğunca düşük tutulması, kompresör 2'nin termodinamik optimizasyonunun sağlanması ve w oranının sisteme uygun değer aralığında seçilmesi öne çıkmaktadır.



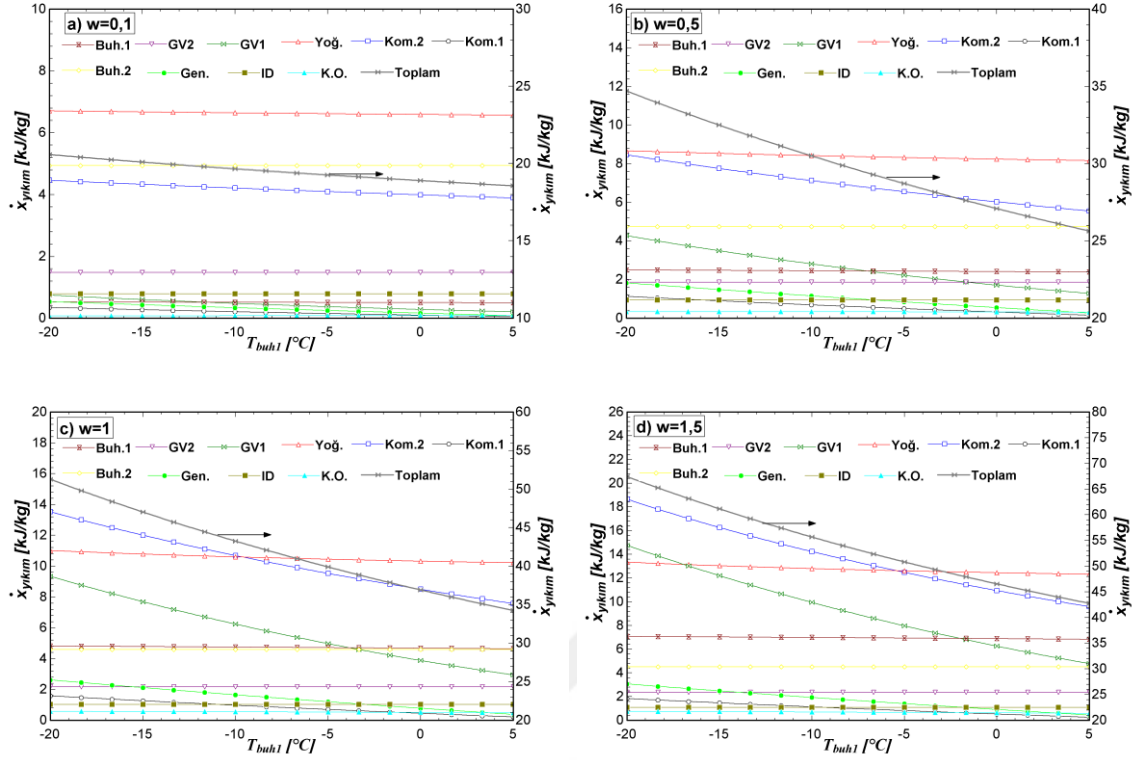
Şekil 3. 2. Buharlaştırıcı 2 sıcaklığının ekserji yıkımına etkisi

Şekil 3.2’de, çift evaporatörlü, genleştirici-kompresör destekli bir buhar sıkıştırma soğutma sisteminde yüksek sıcaklık evaporatör sıcaklığının (T_{buh2}) artırılmasının, farklı debi oranları (w) altında sistemin bileşenlerine ait birim kütle başına ekserji yıkımları üzerindeki etkileri detaylı olarak incelenmiştir ($T_{buh1} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{sh1} = \Delta T_{sh2} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$). Değerlendirme, $w = 0.1, 0.5, 1.0$ ve 1.5 olmak üzere dört farklı senaryo altında gerçekleştirilmiş olup, her bir durumda T_{buh2} ’nin $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında analiz edilmiştir. Tüm w durumları boyunca gözlemlenen ortak eğilim, T_{buh2} ’nin artmasının toplam sistem ekserji yıkımını azaltmasıdır. Bunun başlıca nedeni, yüksek sıcaklık evaporatöründen çıkan akışkanın entalpi ve sıcaklığının artmasıyla birlikte kompresör 2’nin sıkıştırma oranı ve buna bağlı olarak yaptığı işin azalmasıdır. Ayrıca, kondenserin çevreye atması gereken ısı miktarı da azalmakta, bu da yoğunlaştırma sürecindeki entropi üretimini ve dolayısıyla ekserji kaybını düşürmektedir. Örneğin, $w = 0.1$ durumunda toplam ekserji yıkımı $T_{buh2} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de $\approx 24.8\text{ kJ/kg}$ iken, $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de $\approx 19.0\text{ kJ/kg}$ seviyesine gerilemiştir. Aynı eğilim, $w = 0.5$ için $\approx 38.6\text{ kJ/kg}$ değerinden 33.2 kJ/kg , $w = 1.0$ için $\approx 55\text{ kJ/kg}$ değerinden 49.8 kJ/kg ve $w = 1.5$ için $\approx 71\text{ kJ/kg}$ değerinden 66 kJ/kg değerine düşmüştür. Bu düşüş, w arttıkça daha büyük seviyelere ulaşmakla birlikte, toplam ekserji yıkımı üzerindeki göreceli iyileşme oranı özellikle orta seviyeli debi oranlarında (%15–%20) daha belirgindir.

Sistem bileşenleri bazında değerlendirildiğinde, en yüksek yıkıma sahip olan ve T_{buh2} ’den en fazla etkilenen bileşen kompresör 2 ve yoğunlaştırıcı olmuştur. T_{buh2} yükseldikçe, kompresör 2’nin girişindeki özgül hacim ve sıkıştırma oranı azalmakta, bu da ekserji yıkımını düşürmektedir. Bu durum, örneğin $w = 1.0$ için $\dot{x}_{yıkım;kom2}$ ’nin $\approx 15.6\text{ kJ/kg}$ ’dan $\approx 12.6\text{ kJ/kg}$ ’a, $w = 1.5$ için ise $\approx 20.8\text{ kJ/kg}$ ’dan $\approx 17.7\text{ kJ/kg}$ ’a düşmüştür. Benzer şekilde, $\dot{x}_{yıkım;yoğ}$ değerinde yüksek sıcaklık evaporatöründen gelen akışın özelliklerine bağlı olarak entropik yıkım üretmektedir. T_{buh2} ’nin artışı, kondenserin daha düşük sıcaklık farklarıyla çalışmasına imkân tanımakta ve bu da daha tersinir bir ısı atım süreci oluşturmaktadır. Örneğin $\dot{x}_{yıkım;yoğ}$, $w = 1.0$ için $\approx 11.8\text{ kJ/kg}$ ’dan $\approx 10.66\text{ kJ/kg}$ ’a, $w = 1.5$ için $\approx 14.0\text{ kJ/kg}$ ’dan $\approx 13.0\text{ kJ/kg}$ ’a düşmektedir.

Buharlaştırıcı 2’nin kendisinde oluşan ekserji yıkımı ($\dot{x}_{yıkım;buh2}$) ise T_{buh2} ’nin yükselmesiyle hafifçe azalmaktadır. Buharlaştırma sıcaklığı yükseldikçe, ısı alımı daha düşük sıcaklık farklarıyla gerçekleşmekte ve buna bağlı olarak entropi üretimi sınırlı ölçüde azalmaktadır. Ancak bu etkinin boyutu genellikle $0.2\text{--}0.3\text{ kJ/kg}$ mertebesinde kalmaktadır. Genleşme valfi 2 ($\dot{x}_{yıkım;GV2}$) de benzer şekilde, akışkan giriş özellikleri değiştiği için

T_{buh2} 'den sınırlı düzeyde etkilenmektedir. Ancak $\dot{x}_{yıkım;GV2}$ eğrisinde dikkat çeken belirgin bir düşüş gözlenmemektedir. Dikkat çekici bir başka unsur, genleştirici ($\dot{x}_{yıkım;gen}$) bileşeninde ortaya çıkan davranıştır. Genleştirici, yüksek basınçlı akışkanı genleştirerek iş üretimi sağlamaktadır ve bu işlem sırasında oluşan ekserji kaybı da T_{buh2} 'nin etkisine açıktır. T_{buh2} yükseldikçe, genleştiriciden geçen buharın aşırı ısıtma derecesi azaldığından, genleşme oranı düşer. Bu durum, üretilen iş miktarını azaltırken iç kayıpları artırabilir. Örneğin $\dot{x}_{yıkım;gen}$, $w = 1.0$ için ≈ 1.8 kJ/kg'dan ≈ 3.0 kJ/kg'a, $w = 1.5$ için ise ≈ 2.1 kJ/kg'dan ≈ 3.51 kJ/kg'a yükselmektedir. Bu artış, toplam sistem verimliliği üzerinde büyük bir etki yaratmamakla birlikte, genleşme sürecinin T_{buh2} ile optimize edilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır. Diğer yandan, düşük sıcaklık hattına bağlı bileşenler olan Buharlaştırıcı 1 ($\dot{x}_{yıkım;buh1}$), genleşme valfi 1 ($\dot{x}_{yıkım;GV1}$) ve kompresör 1 ($\dot{x}_{yıkım;kom1}$), T_{buh2} değişiminden olarak etkilenmemektedir. Bu sabitlik, sistemdeki debi oranı ne olursa olsun, bu bileşenlerin yalnızca T_{buh1} ve w parametreleriyle ilişkili olduğunu ve T_{buh2} 'den doğrudan etkilenmediğini göstermektedir. Aynı şekilde, iç ısı değiştirici ($\dot{x}_{yıkım;iID}$) ve karışım odası ($\dot{x}_{yıkım;K.O.}$) gibi bileşenler de T_{buh2} 'ye bağımsız şekilde sabit kalmaktadır. Yukarıda elde edilen bulgular doğrultusunda şunlar söylenebilir: T_{buh2} 'nin artışı, sistemin yüksek sıcaklık hattında oluşan ekserji yıkımını azaltmakta ve toplam ikinci yasa verimliliğini artırmaktadır. Bu iyileşme, en belirgin şekilde kompresör 2 ve kondenser üzerinde hissedilmektedir. Ancak bu etkinin büyüklüğü, w oranına bağlı olarak sınırlanmaktadır. Düşük w oranlarında T_{buh2} 'nin etkisi sınırlı kalırken, $w = 1.0$ ve $w = 1.5$ gibi yüksek debi durumlarında bu etkinin belirginliği artmaktadır. Bununla birlikte, genleştirici gibi iş üretici bileşenlerde oluşan küçük yıkım artışları da sistem dengesinde dikkate alınmalıdır. Sonuç olarak, T_{buh2} 'nin optimum seviyede tutulması, özellikle kompresör 2 ve yoğuşturucudaki yükü azaltarak sistemin toplam ekserji performansını iyileştirmek adına kritik öneme sahiptir.



Şekil 3. 3. Buharlaştırıcı 1 sıcaklığının ekserji yıkımına etkisi

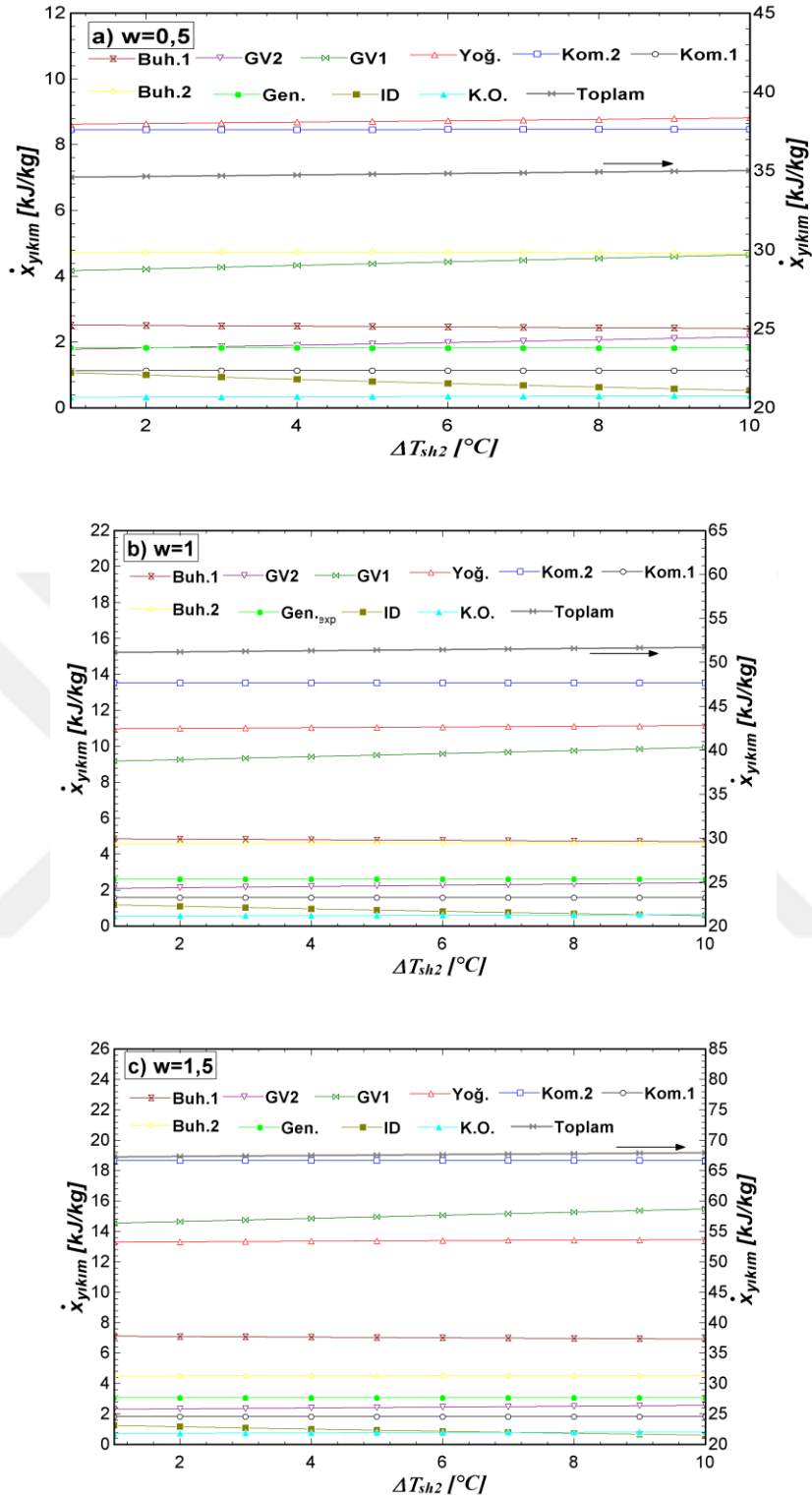
Şekil 3.3'te çift buharlaştırıcıli genişletirici-kompresör destekli bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde düşük sıcaklık evaporatörü sıcaklığının (T_{buh1}) $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değiştirilmesinin, farklı debi oranlarında ($w = 0.1, 0.5, 1.0, 1.5$) sistem bileşenlerindeki birim ekserji yıkımlarına etkisi analiz edilmiştir ($T_{Buh2} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{Yoğ} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{sh1} = \Delta T_{sh2} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$). Genel olarak, T_{buh1} sıcaklığı artırıldıkça sistemin toplam ekserji yıkımı ($\dot{x}_{yikim;toplam}$) azalmaktadır. Bu iyileşme, özellikle düşük sıcaklık hattında çalışan bileşenler olan kompresör 1 (*kom1*), genleşme valfi 1 (*GV1*) ve evaporatör 1 (*Buh1*)'deki entropi üretiminin azalmasıyla doğrudan ilişkilidir. Ancak bu etkinin büyüklüğü, sistemdeki w oranına bağlı olarak ciddi şekilde değişmektedir.

$w = 0.1$ gibi düşük debi durumunda, T_{buh1} artışının sistem üzerindeki etkisi sınırlı kalmaktadır. En yüksek ekserji yıkımı yoğuşturucuda gerçekleşmiştir. Düşük sıcaklıklı buharlaştırıcı düşük bir debiyle çalıştığından dolayı, $\dot{x}_{yikim;toplam}$ değeri yalnızca yaklaşık %10 azalmaktadır ($\approx 20.6\text{ kJ/kg}$ değerinden $\approx 18.57\text{ kJ/kg}$ değerine). Buna karşın $w = 0.5$ durumunda düşük sıcaklıklı buharlaştırıcı artık sistemin önemli bir yükünü taşımakta ve T_{buh1} 'in yükselmesiyle $\dot{x}_{yikim;total}$ yaklaşık %26 oranında azalmaktadır ($\approx 34.7\text{ kJ/kg}$ değerinden $\approx 25.6\text{ kJ/kg}$ değerine). Bu durumda kom1 ve GV1 başta olmak üzere, düşük sıcaklık hattındaki tüm bileşenlerde ekserji yıkımları belirgin şekilde azalmakta, karışım

noktasındaki özellikler değiştiği için kom2 ve kondenserde de T_{buhl} değerinin etkisi azalmaktadır. Belirli bir sıcaklığa kadar en yüksek ekserji yıkımı Kompresör 2’de sonrasında da yoğunlaştırıcı da oluşmuştur.

$w = 1$ durumunda, yani alt ve üst devrelerin eşit debiyle çalıştığı durumda, T_{buhl} ’in artışı sistemin her iki hattında da etkili olmakta ve $\dot{x}_{yıkım;total}$ yaklaşık %26 oranında azalmaktadır ($\approx 51.2 \text{ kJ/kg}$ değerinden $\approx 34.2 \text{ kJ/kg}$). Bu durumda Kom 2, belirli bir sıcaklığa kadar sistemdeki en büyük kayıp kaynağı olarak öne çıkmakta, 13.5 kJ/kg ’dan 7.5 kJ/kg ’a kadar düşmektedir.

$w = 1.5$ senaryosunda ise, sistem yükünün büyük kısmı artık düşük sıcaklık hattına taşınmıştır. Bu durumda T_{buhl} ’in artması, yalnızca alt devredeki değil, sistemin tamamındaki ikinci yasa performansını iyileştirmekte ve $\dot{x}_{yıkım;toplam}$ değerinde yaklaşık %30’a yakın bir azalma sağlamaktadır (67.4 kJ/kg değerinden 42.7 kJ/kg). Kompresör 2 ve kondenserdeki yıkımlar da ciddi şekilde düşmektedir. Sonuç olarak, T_{buhl} ’in artırılması, debi oranı ne olursa olsun sistemin genel ekserji yıkımını azaltıcı bir etkiye sahiptir. Ancak bu etkinin büyüklüğü, w oranı ile doğrudan ilişkilidir. Düşük w senaryolarında etki sınırlı kalırken, $w = 1$ ve üzerindeki senaryolarda buharlaşma sıcaklığının optimizasyonu, sistem verimliliği üzerinde belirleyici olmaktadır. (Erdinc.,2023:349-363) çalışmasında da vurgulandığı gibi, düşük sıcaklıklı buharlaştırıcı buharlaşma sıcaklığının yükseltilmesiyle genleşme, sıkıştırma ve ısı alma işlemlerindeki tersinmezlikler azaltılarak hem enerji kalitesi yükseltilmekte hem de toplam ve $\dot{x}_{yıkım;total}$ anlamlı şekilde düşürülmektedir.



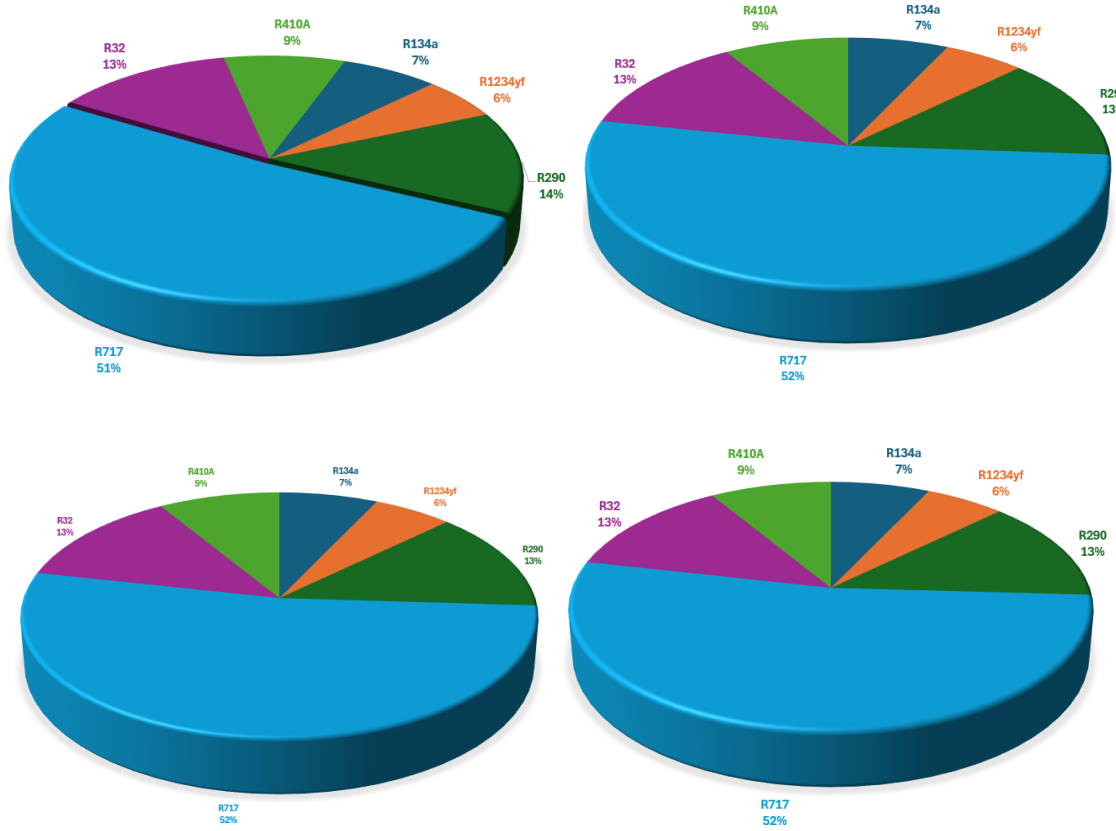
Şekil 3. 4. Aşırı ısıtma sıcaklığının ekserji yıkımına etkisi

Şekil 3.4'te yüksek sıcaklık evaporatör çıkışındaki aşırı kızdırma sıcaklığının (ΔT_{sh2}) 1 °C'den 9 °C'ye yükseltilmesinin, sistem bileşenlerine ait birim kütle başına ekserji yıkımı üzerindeki etkileri, üç farklı debi oranı ($w = 0.5, 1.0, 1.5$) durumları altında karşılaştırmalı

olarak incelenmiştir ($T_{buh1} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{buh2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{sh1} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$) . Burada ΔT_{sh2} 'nin artışı toplam ekserji yıkımını anlamlı ölçüde değiştirmemekte, yalnızca küçük sapmalara neden olmaktadır. Özellikle toplam ekserji yıkımı ($\dot{x}_{yıkım;toplaml}$) tüm senaryolarda oldukça sabit bir seyir izlemektedir. $w = 0.5$ durumunda $\dot{x}_{yıkım;total}$ değeri yaklaşık 34.59–35.11 kJ/kg, $w=1.0$ durumunda 51–52 kJ/kg ve $w=1.5$ senaryosunda ise 67–68.55 kJ/kg aralığında kalmaktadır. Bu, aşırı kızdırmanın sistemin genel ikinci yasa verimliliği üzerinde maksimum %1 düzeyinde bir etki oluşturduğunu göstermektedir. Bunun temel nedeni, ΔT_{sh2} 'nin yalnızca yüksek sıcaklık evaporatöründen çıkan akışkanı etkilemesi ve genleşme oranı ile sıkıştırma oranının sabit kalmasıdır. Kompresör 2 ($\dot{x}_{yıkım;kom2}$), aşırı ısıtılmış buharı sıkıştıran ana bileşen olduğundan dolayı ΔT_{sh2} 'ye karşı en duyarlı bileşen olarak öne çıkmaktadır. Tüm senaryolarda Kom2'nin ekserji yıkımı değeri hafif artış göstermektedir: $w=0.5$ için 8.425 değerinden 8.578 kJ/kg, $w=1.0$ için 13.46 değerinden 13.75 kJ/kg, $w=1.5$ için 13.07 değerinden 14.35 kJ/kg aralığında sınırlı yükselmeler gözlenmektedir. Bu artış, sıkıştırılan buharın entalpisi arttıkça kompresörün daha fazla iş yapması ve buna bağlı olarak entropi üretiminin çok hafif artmasından kaynaklanmaktadır. $\dot{x}_{yıkım;yoğ}$ için de benzer sınırlı artışlar gözlemlenmektedir ve bu durum daha yüksek entalpili buharın yoğunlaştırılması sırasında çevreye daha fazla ısı atımı gerçekleşmekte, bu da tersinmezliği bir miktar artırmaktadır.

Öte yandan, $\dot{x}_{yıkım;gen}$ gibi bileşenlerde ΔT_{sh2} 'ye karşı neredeyse sabit ekserji yıkımı gözlemlenmektedir. Çünkü genleşme işlemi, basınç farkına ve buharın entropisine bağlı olup, düşük düzeydeki aşırı ısıtma bu parametreleri belirgin biçimde değiştirmemektedir. Aynı şekilde karıştırma noktası ve iç ısı değiştirici gibi yardımcı bileşenler de ekserji yıkımı bu sıcaklık artışından etkilenmemekte, ekserji yıkımı değerleri yatay seyretmektedir.

Düşük sıcaklık buharlaştırıcı hattına ait bileşenler ($\dot{x}_{yıkım;Buh1}$, $\dot{x}_{yıkım;GV1}$, $\dot{x}_{yıkım;kom1}$) ise yüksek sıcaklık tarafındaki ΔT_{sh2} değişiminden doğrudan etkilenmedikleri için tüm durumlarda nerdeyse sabit kalmaktadır. Sonuç olarak, ΔT_{sh2} 'nin $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye çıkarılması, üç farklı debi oranı altında da sistemin toplam ekserji yıkımında değişimlere neden olmaktadır. Bu durum, düşük dereceli aşırı kızdırmanın sistem verimliliği açısından ciddi bir kayba yol açmadığını, ancak gereksiz enerji tüketimiyle sonuçlanabileceğini göstermektedir. Burada aşırı ısıtma miktarı, genleştiricinin güvenli çalışmasını sağlayacak kadar yüksek, ancak tersinmezlik yaratmayacak kadar düşük olmalıdır. Özellikle w oranı yüksek sistemlerde, aşırı kızdırmanın ekserji performansına etkisi daha da azalmaktadır.

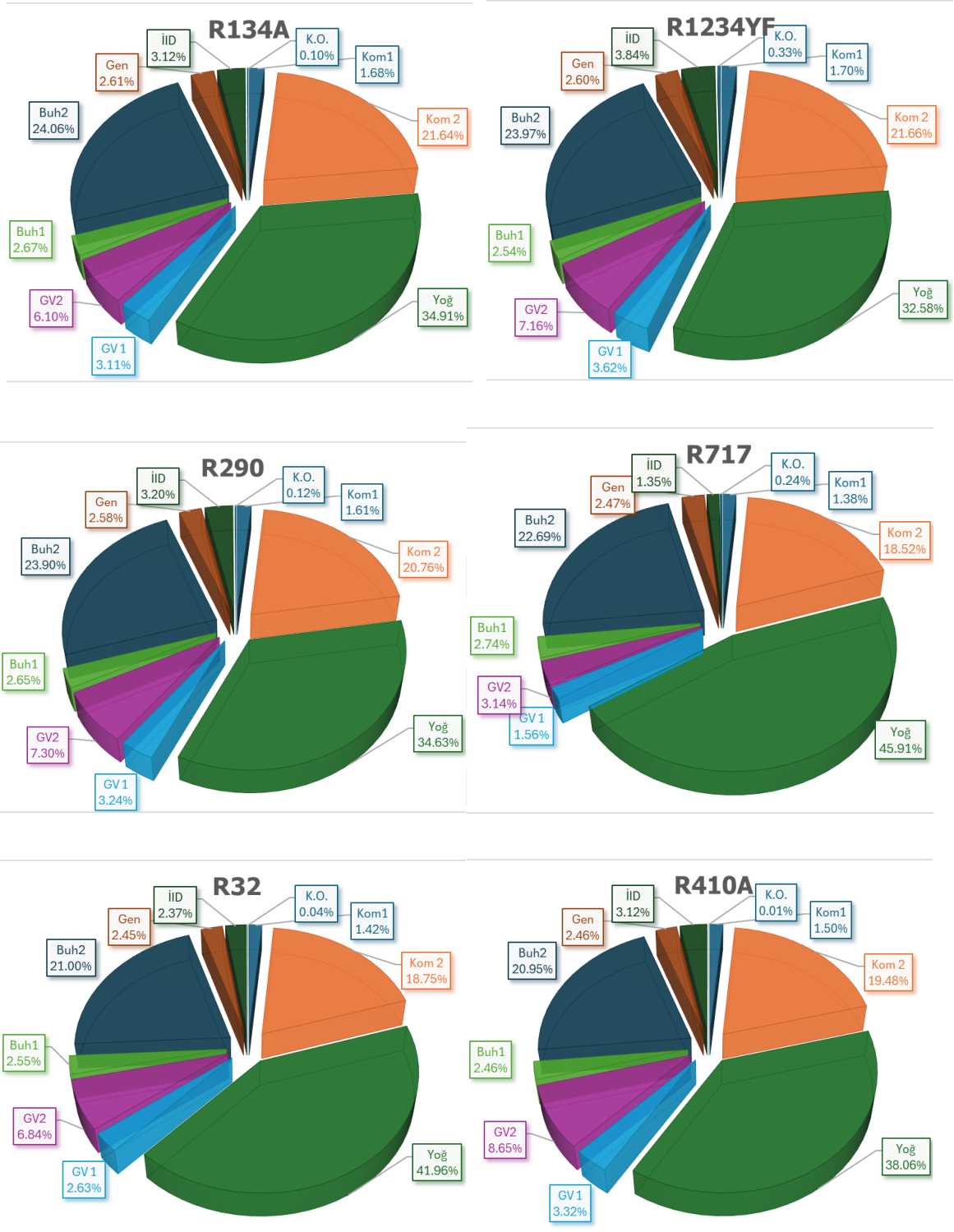


Şekil 3. 5. Farklı soğutucu akışkanlar için toplam ekserji yıkımı

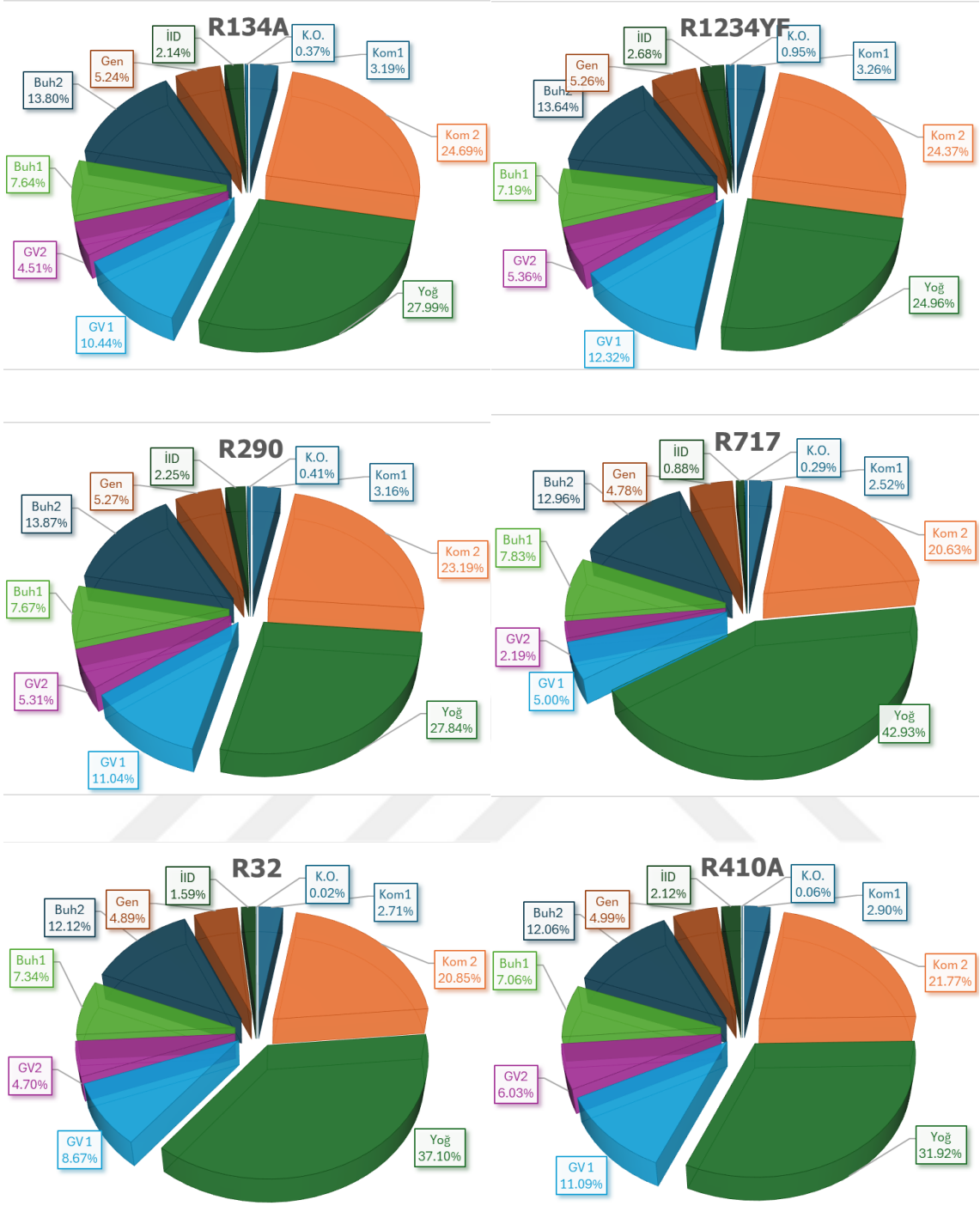
Şekil 3.5'te dört farklı debi oranı durumu ($w = 0.1, 0.5, 1.0$ ve 1.5) altında yapılan analizler sonucunda, çeşitli soğutucu akışkanların toplam sistem içindeki toplam ekserji yıkım oranlarının büyük ölçüde sabit kaldığı görülmüştür. Bu sonuç, sistemin debi oranı değişse bile, kullanılan akışkanların ekserji bazlı davranışlarının esas olarak akışkanın kendi termodinamik özelliklerinden kaynaklandığını ortaya koymaktadır. Tüm durumlarda en yüksek ekserji yıkımına neden olan akışkan R717 olmuştur ve oranı %51–52 arasındadır. Amonyak, çok yüksek soğutma kapasitesine ve çevresel olarak avantajlı özelliklere sahip olmasına rağmen, yüksek basınç farkları ve dar çalışma aralığı gibi nedenlerle kompresör, genleşme valfi ve yoğuşurucu gibi bileşenlerde önemli düzeyde tersinmezliğe sebep olmaktadır. Bu nedenle, enerji verimliliği yüksek olsa da, ekserji yıkımı açısından dikkatli kullanılmalıdır.

R290 ve R32, her senaryoda %13 oranında ekserji yıkımı üretmiş ve orta düzeyde tersinmezlik yaratan akışkanlar olarak konumlanmıştır. R290 düşük GWP'ye ve iyi

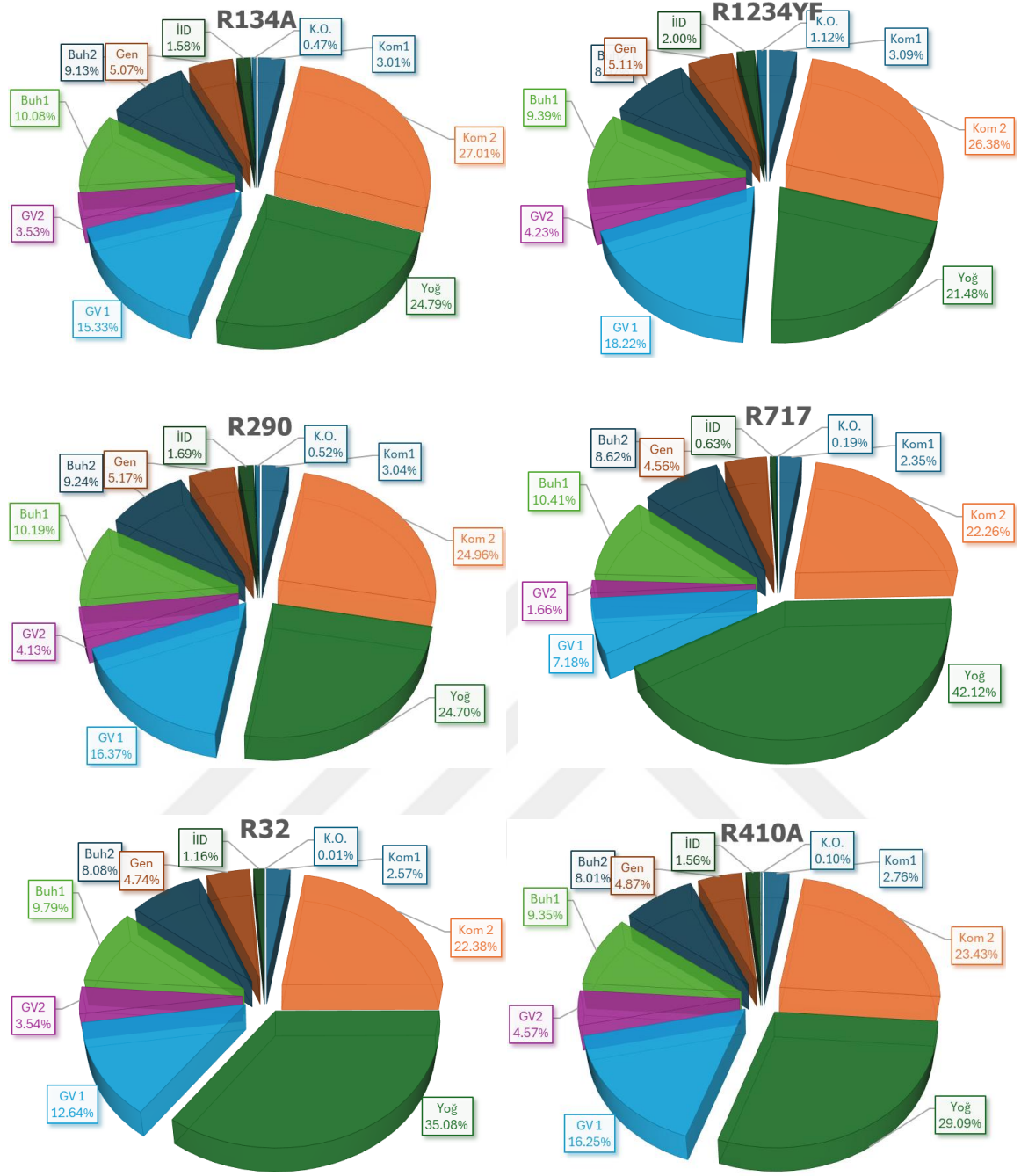
termodinamik performansa sahip olsa da özellikle düşük sıcaklık uygulamalarında genleşme süreçlerindeki entropi üretimi nedeniyle dikkat çekmektedir. R32 ise yüksek basınçta çalışması nedeniyle kompresör ve kondenserde daha fazla ekserji yıkımı oluşturabilir. R410A ise tüm senaryolarda %9 oranında yıkıma neden olmuş, kararlı ama sıcaklık kayması nedeniyle bazı mikro tersinmezlikler barındıran bir akışkan olarak öne çıkmıştır. R134a ve R1234yf ise analiz boyunca en düşük ekserji yıkımına sahip akışkanlar olmuştur. R134a %7'lik payla, düşük basınçta çalışması ve kararlı faz geçişleri sayesinde sistem bileşenlerinde daha az entropi üretimi sağlamıştır. Ancak yüksek GWP nedeniyle çevresel açıdan dezavantajlıdır. R1234yf ise her dört senaryoda da %6 oranıyla en düşük ekserji yıkımı üreten akışkan olarak dikkat çekmiştir. Düşük basınç farklarıyla çalışabilmesi ve entropi üretimini sınırlayan faz geçiş profili sayesinde, enerji kalitesini korumada oldukça etkilidir. Ayrıca çevresel sürdürülebilirlik açısından düşük GWP'ye sahip olması da büyük avantaj sunmaktadır. Sonuç olarak, yüksek verimli ama yüksek tersinmezlik üreten akışkanlar (örneğin R717), uygun sistem konfigürasyonu ve kontrol stratejileriyle kullanılmadığında sistemin genel performansını düşürebilir. Buna karşın R1234yf gibi akışkanlar, hem düşük ekserji yıkımı hem de çevresel avantajları ile özellikle enerji kalitesi ve sürdürülebilirlik odaklı uygulamalarda ideal seçenekler olarak öne çıkmaktadır.



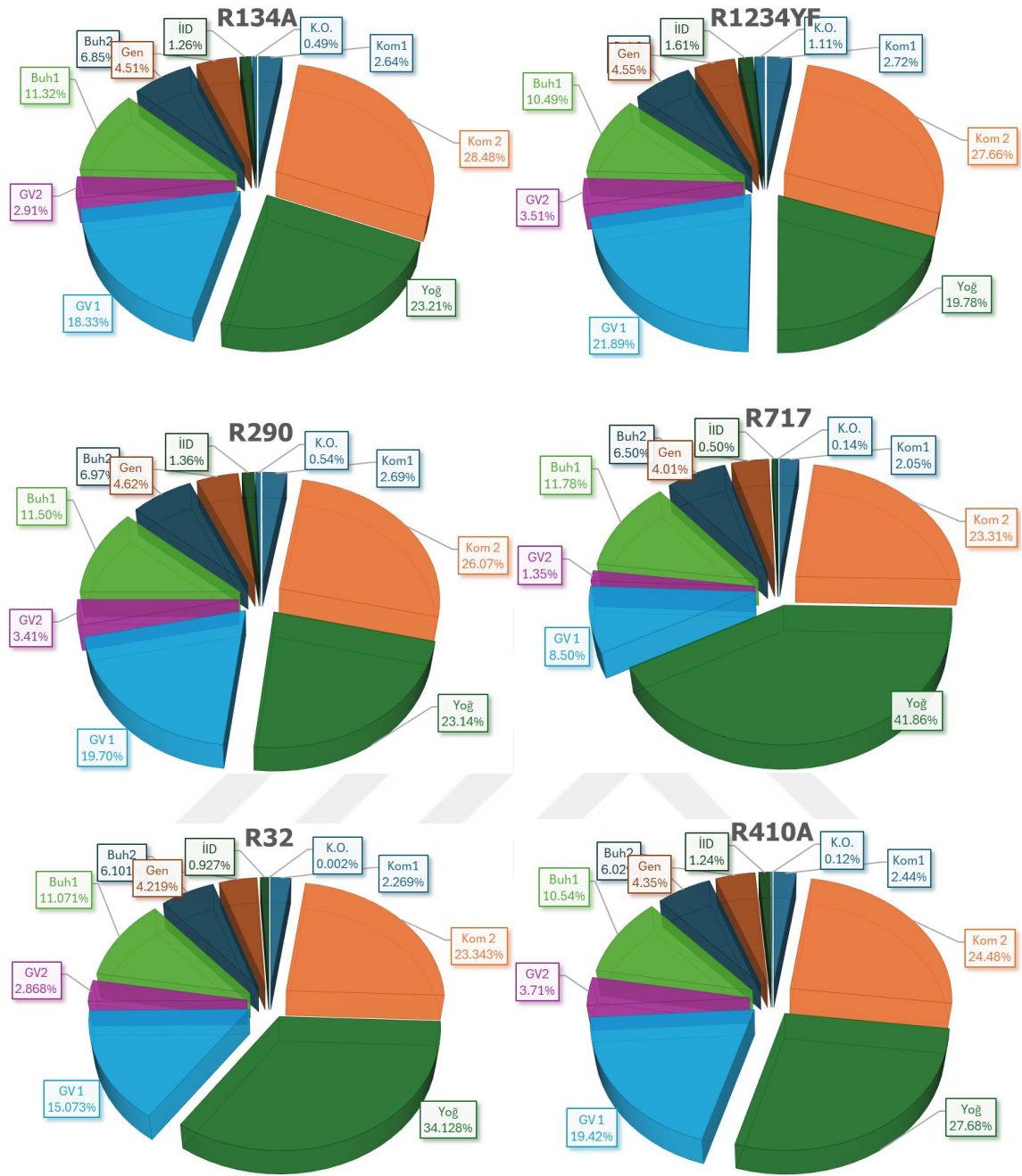
Şekil 3. 6. Farklı soğutucu akışkanlar için her bir bileşenin ekserji yıkımları ($w = 0.1$)



Şekil 3. 7. Farklı soğutucu akışkanlar için her bir bileşenin ekserji yıkımları ($w = 0.5$)



Şekil 3. 8. Farklı soğutucu akışkanlar için her bir bileşenin ekserji yıkımları ($w = 1$)



Şekil 3. 9. Farklı soğutucu akışkanlar için her bir bileşenin ekserji yıkımları ($w = 1.5$)

Şekil 3.6-3.9'a kadar olan sonuçlarda $w = 0.1, 0.5, 1$ ve 1.5 durumlarında farklı akışkanlar için her bir bileşenin ekserji yıkımları verilmiştir ($T_{buh1} = -20^\circ C, T_{buh2} = 10^\circ C, T_{yoğ} = 50^\circ C, \Delta T_{sh1} = \Delta T_{sh2} = 3^\circ C$). Şekil 3.9'da verilen $w=0.1$ durumundaki sonuçlarda akışkanlarda en büyük birim ekserji yıkımı yoğuşturucu (Yoğ) ve ikinci kompresör (Kom2) üzerinde yoğunlaşmaktadır. Bu durumu tüm w değerleri için geçerlidir. R134a akışkanında en yüksek ekserji yıkımı %34.91 ile yoğuşturucuda gerçekleşirken, Kom2 %21.64 ile ikinci büyük kayıp kaynağı olmuştur. Buharlaştırıcı 2 (Buh2) ise %24.06 gibi yüksek bir pay

göstermektedir. Bu durum, düşük debide dahi Buh2'nin sistem üzerindeki etkisini koruduğunu göstermektedir. Genleşme valfleri (GV2 %6.10, GV1 %3.11), genişletirici (Gen %2.61), iç ısı değiştirici (IID %3.12) ve diğer küçük bileşenler daha sınırlı katkı yapmaktadır. R1234yf akışkanı, R134a ile benzer bir dağılım sergilemekle birlikte daha dengeli bir yapı göstermektedir. Yoğuşturucu %32.58, Kom2 %21.66 ve Buh2 %23.97 oranlarında ekserji yıkımı üretmektedir. Özellikle IID tarafında %3.84 ile en yüksek değer akışkanda gözlemlenmiştir. GV2'nin %7.16 gibi daha yüksek bir paya sahip olması, R1234yf'nin genleşme sürecine daha duyarlı olduğunu göstermektedir. R290'da da benzer eğilim devam etmekte olup, yoğuşturucu %34.63, Kom2 %20.76 ve Buh2 %23.90 düzeyindedir. Genleşme valfi 2'de %7.30 ile belirgin bir artış mevcuttur ve bu da propanın yüksek özgül hacim ve basınç değişimlerine olan hassasiyetini yansıtmaktadır. IID ve diğer bileşenler orta düzeyde katkı sunmaktadır. R717, farklı bir karakteristik sergilemektedir. Yoğuşturucu %45.91 ile tüm akışkanlar arasında en yüksek birim ekserji yıkımına sahip bileşendir. Bu durum, amonyağın yoğuşturucu tarafındaki yüksek sıcaklık farklarından ve ısı transfer koşullarından kaynaklanmaktadır. Kom2 (%18.52) ve Buh2 (%22.69) burada da önemli paylara sahiptir. GV2 ve GV1 katkıları %3.14 ve %1.56 gibi oldukça düşük seviyededir. IID (%1.35) ve genişletirici (%2.47) de oldukça düşük değerlerde kalmıştır. R717'nin performansı özellikle yoğuşturucu tasarımına son derece hassas olduğunu göstermektedir. R32 akışkanında, yüksek basınç karakteri nedeniyle yoğuşturucu (%41.96) ve Kom2 (%18.75) tarafında yine yüksek değerler gözlemlenmiştir. GV2'de %6.84 gibi yüksek bir pay bulunmakta, bu da genleşme sürecinde dikkat edilmesi gereken bir unsur olarak öne çıkmaktadır. IID ve genişletirici katkıları düşük ve dengeli seyretmektedir. R410A akışkanı da benzer şekilde, GV2 tarafında %8.65 ile en yüksek genleşme valfi 2 değerini üretmiştir. Yoğuşturucu (%38.06), Kom2 (%19.48) ve Buh2 (%20.95) sıralamasında tersinmezlik dağılmıştır. Bu akışkan için özellikle genleşme sürecinin iyileştirilmesi gerektiği görülmektedir. Genel olarak, yukarıda belirtildiği gibi tüm akışkanlarda düşük kütle debili ($w=0.1$) çalışma koşullarında, yoğuşturucu ve Kompresör 2 sistemin en kritik tersinmezlik kaynakları olarak belirlenmiştir. R717 akışkanı, yoğuşturucu yükünün en yüksek olduğu akışkan olup, yoğuşturucu tasarımına özel dikkat gerektirmektedir. R410A ve R32 akışkanları ise GV2 tarafında en yüksek yıkım üreten akışkanlar olarak öne çıkmaktadır.

Şekil 3.7'de farklı soğutucu akışkanlar (R134a, R1234yf, R290, R717, R32 ve R410A) için, $w = 0.5$ debi oranında her bir sistem bileşenine ait birim ekserji yıkım yüzdesi karşılaştırmalı

olarak sunulmuştur. Genel olarak tüm akışkanlarda en yüksek ekserji yıkımı her zamanki gibi yoğuşturucu (Yoğ.) ve ikinci kompresör (Kom2) bileşenlerinde yoğunlaşmıştır. R134a için yoğuşturucu %27.99, Kom2 ise %24.69 ile toplam ekserji kaybının yaklaşık yarısını oluşturmaktadır. R1234yf için bu oranlar biraz daha dengeli olup, yoğuşturucu %24.96, Kom2 %24.37 olmuştur. Bu durum, R1234yf'nin daha düşük yoğunlaşma basıncı ve özgül hacim avantajı nedeniyle sistemin genel tersinmezliğini biraz daha iyi dağıttığını göstermektedir. R290 akışkanında ise yoğuşturucu yine %27.84, Kom2 %23.19 olup benzer bir dağılım görülmektedir. R717 akışkanı için en dikkat çeken sonuçlardan biri, yoğuşturucu kaynaklı ekserji kaybının %42.93 gibi oldukça yüksek bir seviyeye çıkmasıdır. Bu durum, R717'nin yüksek özgül ısıya ve düşük yoğunluğa sahip olması nedeniyle kondenserin yükünün artmasıyla ilişkilidir. Aynı zamanda Kom2 bileşeninin de %20.63 oranında önemli bir yıkım ürettiği görülmektedir.

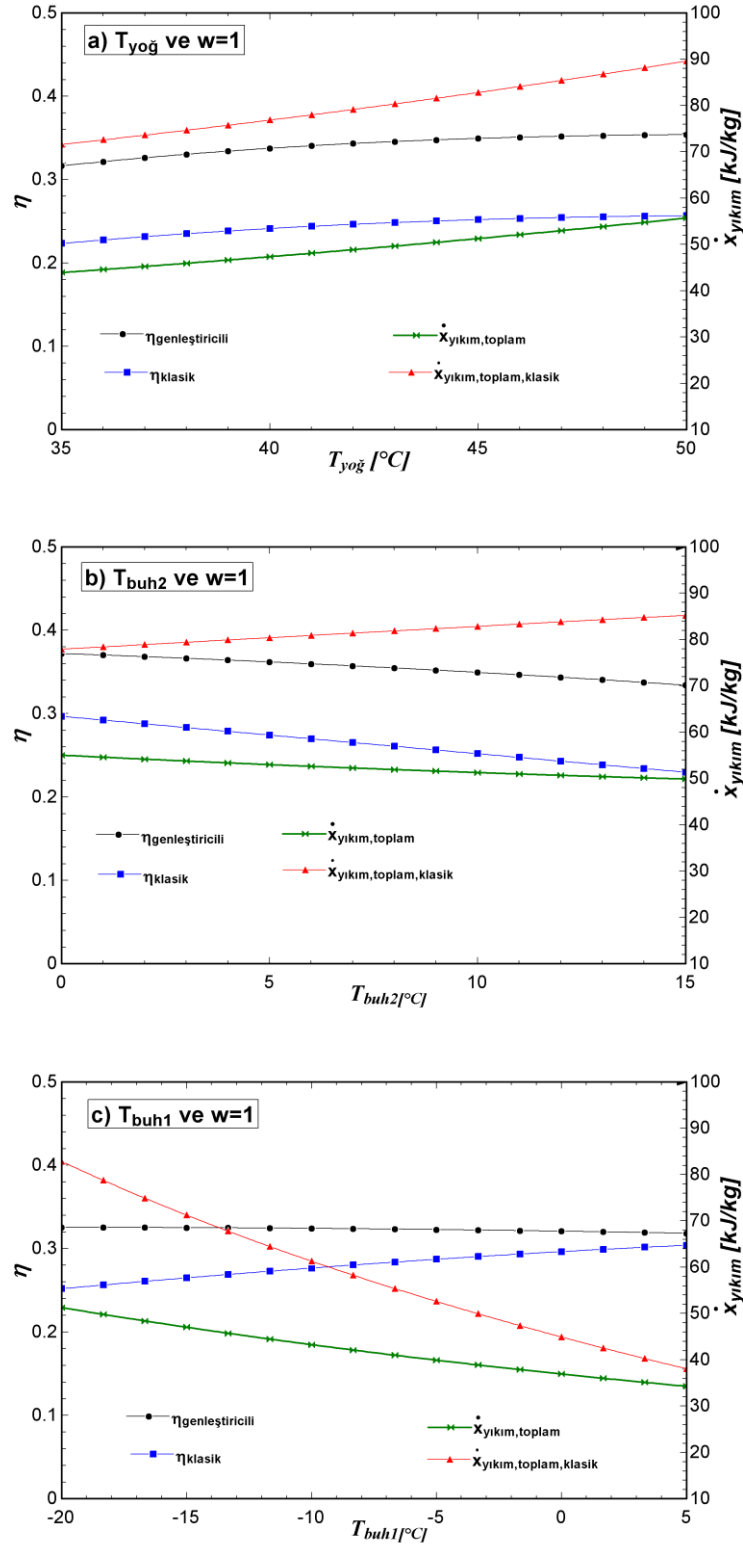
R32 ve R410A için ise yoğuşturucu birim ekserji kaybı sırasıyla %37.10 ve %31.92, Kom2'de ise %20.85 ve %21.77 olarak kaydedilmiştir. Bu iki akışkanda, genel tersinmezlik dağılımı daha dengeli görünmekte olup R717'ye göre daha düşük bir yoğuşturucu yükü oluşturdıkları görülmektedir. Diğer taraftan, düşük sıcaklık hattına ait Kom1 ve GV1 bileşenleri, tüm akışkanlarda $w = 0.5$ debi oranında %2.5 – %12.3 arasında ekserji yıkımı üretmiştir. Özellikle R1234yf'de GV1 bileşeninin %12.32 gibi yüksek bir oranla öne çıkması dikkat çekicidir. GV2, Buh1 ve Buh2 bileşenlerinin ekserji yıkımları da tüm akışkanlarda %2 – %14 aralığında seyretmektedir. R717'de buharlaştırıcı bileşenlerinin yıkım oranlarının göreceli olarak düşük, GV1 ve GV2'nin ise daha azdır.

Şekil 3.8'de $w = 1$ debi oranında farklı soğutucu akışkanlar için sistem bileşenlerine ait ekserji yıkım oranları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Burada R134a, R1234yf ve R290 akışkanları için en yüksek birim ekserji yıkımı KOM2'de ve diğer akışkanlar için de yoğuşturucu da meydana gelmektedir. Genleşme valfleri (GV1 ve GV2) tarafında da akışkan tipine göre farklılaşmalar görülmektedir. Özellikle GV1'in tersinmezlik katkısı belirgin olup R1234yf'de %18.22 gibi oldukça yüksek bir orana sahiptir. R134a için %15.33, R290 için %16.37, R410A için %16.25 ve R32 için %12.64 oranlarında GV1 önemli bir paya sahiptir. GV2'nin katkısı ise her akışkan için görece düşük kalmaktadır (%1.66 - %4.57 aralığında). Buharlaştırıcılar (Buh1 ve Buh2) için ise genel trend, düşük sıcaklıklı buharlaştırıcı (Buh1)'nin toplam tersinmezlik içerisindeki payının artmasıdır. Örneğin R134A için Buh1 %10.08 oranında katkı sağlarken, Buh2 %9.13 seviyesindedir. Diğer akışkanlarda da benzer

oranlar korunmaktadır. Genleştirici (Gen) için birim ekserji yıkımı payı genellikle %4.5 - %5.2 arasında kalmaktadır. İç ısı değiştirici (IID) ise R717 için en düşük (%0.63), diğer akışkanlarda ise %1.16 - %2.25 arasında pay göstermektedir. Karışım odası (K.O.) tüm akışkanlarda %1'in oldukça altında kalmaktadır.

Şekil 3.9'da sonuçları verilen $w = 1.5$ debi oranında farklı soğutucu akışkanlar için bileşen bazında birim ekserji yıkımları incelendiğinde, $w=1$ durumuna benzer şekilde R134a, R1234yf ve R290 akışkanları için en yüksek birim ekserji yıkımı Kom2'de ve diğer akışkanlar için de yoğunlaştırıcı da meydana gelmektedir. R134a akışkanı için en yüksek ekserji yıkımı %28.48 ile Kom2'de, ardından %23.21 oranıyla yoğunlaştırıcıda gerçekleşmektedir. GV1 (%18.33) ve Buh1 (%11.32) gibi düşük sıcaklık hattı bileşenlerinin katkısı da oldukça belirgindir; bu, düşük sıcaklık evaporatör hattının sistem performansına etkisinin arttığını göstermektedir. R1234yf akışkanında benzer bir dağılım gözlenmektedir. Kom2 %27.66 ile en büyük kayıp noktası olup Yoğ %19.78 ile ikinci sıradadır. Ancak burada GV1 bileşeninin payı %21.89 ile en yüksek değerlerden birine ulaşmıştır. Bu, genleşme valfi 1'in tasarımına ve çalışma koşullarına göre bu akışkan için önemli bir kayıp kaynağı olduğunu göstermektedir. R290 akışkanında da benzer sonuçlar elde edilmiştir: Kom2 %26.07 ve Yoğ %23.14 oranında yıkıma sahiptir. GV1 %19.70, Buh1 %11.50 oranlarındadır. R717 için farklı bir eğilim öne çıkmaktadır. En yüksek ekserji kaybı %41.86 ile yoğunlaştırıcıda gerçekleşmekte ve bu da bu akışkanın düşük yoğunluk ve yüksek özgül entalpili özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Kom2 ise %23.31 ile ikinci sıradadır. Diğer bileşenlerdeki kayıplar daha düşük olup, özellikle GV1 %8.50 değerindedir. R32 akışkanında Kom2 %23.34, Yoğ %34.13 gibi bir dağılım sergilerken GV1 %15.07 ve Buh1 %11.07 oranlarına ulaşmaktadır. Burada da GV1'in etkisi belirgin düzeydedir. R410A akışkanında ise Kom2 %24.48 ve Yoğ %27.68 oranındadır. Düşük sıcaklık hattındaki GV1 bileşeninin %19.42'lik yüksek payı, bu akışkan için de genleşme valfinin tersinmezlik kaynaklarından biri olduğunu ortaya koymaktadır.

Şekil 3.10'da da klasik ve genleştirici-kompresör destekli sistemin karşılaştırılması verilmiştir. Bu şekilde görüldüğü gibi genleştirici destekli sistemin toplam ekserji yıkımı daha azdır ve ikinci yasa verimi daha yüksektir.



Şekil 3. 10. Klasik ve genleştirici-kompresör destekli sistemin karşılaştırılması

SONUÇLAR

Bu çalışmada, genleştirici-kompresör destekli iki buharlaştırıcı soğutma sisteminin ekserji ekserji analizi yapılmıştır. Sisteme ait bileşenlerde oluşan birim ekserji yıkımı dağılımları, farklı soğutucu akışkanlar (R134a, R1234yf, R290, R717, R32 ve R410A) için karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiş ve farklı kütle debisi oranları, yoğuşma, buharlaştırma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları üzerindeki etkiler incelenmiştir. Çalışmadan elde edilen bulgular şu şekilde özetlenebilir:

- Çalışılan tüm w oranlarında yoğuşma sıcaklığının artışı, sistemdeki toplam ekserji yıkımını belirgin biçimde artırmaktadır ve özellikle kompresör 2 ve yoğuşturucu bileşenlerinde yoğunlaşmaktadır.
- Yüksek sıcaklık buharlaştırıcıdan (Buh2) çıkan akışkanın entalpi ve sıcaklığının artmasıyla birlikte kompresör 2'nin sıkıştırma oranı ve buna bağlı olarak yaptığı işin azalmasından dolayı T_{buh2} 'nin artmasının toplam sistem ekserji yıkımı azalmaktadır. Düşük debi oranlarında en yüksek birim ekserji yıkımı kompresör 2'de oluşurken debi oranı değeri arttıkça yoğuşturucudaki birim ekserji yıkımı kompresör 2'deki birim ekserji yıkımından fazla olmaya başlamaktadır.
- Düşük sıcaklık buharlaştırıcısı (Buh1) sıcaklığı arttıkça toplam birim ekserji yıkımı da azalmaktadır. Düşük debi oranlarında en yüksek birim ekserji yıkımı kompresör 2'de oluşurken debi oranı değeri arttıkça düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında yoğuşturucudaki birim ekserji yıkımı kompresör 2'deki birim ekserji yıkımından fazla olmaktadır.
- Buharlaştırıcı 2 aşırı kızdırma sıcaklığının artmasıyla birim ekserji yıkımı bir miktar artmaktadır Burada aşırı ısıtma miktarı, genleştiricinin güvenli çalışmasını sağlayacak kadar biraz yüksek, ancak tersinmezlik yaratmayacak kadar düşük olmalıdır.
- Tüm durumlarda en yüksek ekserji yıkımına neden olan akışkan R717 olmuştur ve oranı %51–52 arasındadır. R134a ve R1234yf ise analiz boyunca en düşük ekserji yıkımına sahip akışkanlar olmuştur.

İleriki çalışmalarda buharlaştırıcıya faz değişim malzemeler (PCM) eklenerek sistem daha da iyileştirilebilir.

KAYNAKÇA

- Abdolmaleki, L., Sadrameli, S. M., & Pirvaram, A. (2020). Application of environmental friendly and eutectic phase change materials for the efficiency enhancement of household freezers. *Renewable Energy*, 145, 233–241. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.035>
- Akash, B. A., & Said, S. A. (2003). Assessment of LPG as a possible alternative to R-12 in domestic refrigerators. 44, 381–388.
- Akın, Ç. (2021). Ev tipi bir buzdolabının dinamik çevrim davranışının modellenmesi ve farklı parametrelerin sistem üzerindeki etkilerinin deneysel validasyonu. İstanbul Teknik Üniversitesi.
- AL-RUBAYE, A. A. (2017). Designing an evaporative cooling system to store the summer vegetables in the desert conditions (Issue December).
- Alsaad, M. A., & Hammad, M. A. (1998). The application of propane / butane mixture for domestic refrigerators. 18, 911–918.
- Apréa, C., Greco, A., & Maiorino, A. (2017). An experimental investigation of the energetic performances of HFO1234yf and its binary mixtures with HFC134a in a Étude expérimentale des performances énergétiques du HFO1234yf et de ses mélanges binaires avec du HFC134a dans un réfrigérateur domestique. *International Journal of Refrigeration*, 76, 109–117. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.02.005>
- Aşureciler, B. (2006). Buzdolabı Buharlaştırıcısı Isı Geçiş Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Atamtürk, F. A. (2019). Kendinden kademeli bir buzdolabi soğutma çevriminin termodinamik analizi, Dokuz Eylül Üniversitesi.
- Azzouz, K., Leducq, D., & Gobin, D. (2008). Performance enhancement of a household refrigerator by addition of latent heat storage. *International Journal of Refrigeration*, 31(5), 892–901. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.09.007>
- Azzouz, K., Leducq, D., & Gobin, D. (2008). Performance enhancement of a household

- refrigerator by addition of latent heat storage ' lioration des performances d ' un re ' frige ' rateur Ame domestique par usage d ' un accumulateur a. 31, 892–901. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.09.007>
- Azzouz, K., Leducq, D., & Gobin, D. (2009). Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: An experimental investigation. *International Journal of Refrigeration*, 32(7), 1634–1644. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.012>
- Bakhshipour, S., Valipour, M. S., & Pahamli, Y. (2017). Parametric analysis of domestic refrigerators using PCM heat exchanger Analyse paramétrique de réfrigérateurs domestiques utilisant un échangeur de chaleur à matériau à changement de phase. 83, 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.014>
- Bayrak, H. C., Davraz, M., & Ekrem, A. (2016). Vakum Yalıtım Panellerinin Buzdolaplarında Kullanımının Enerji Verimliliğine Etkisi, *Tesisat Mühendisliği*, 20–29.
- Berdja, M., Yahi, F., Tetbirt, A., Ouali, M., Djebiret, M. A., & Mokrane, M. (2020). Theoretical Analysis of Two Evaporator Configurations for a Conventional Refrigerator Coupled to a Phase Change Material. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 761(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/761/1/012014>
- Björk, E., & Palm, B. (2006). Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature. *International Journal of Refrigeration*, 29(5), 789–798. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.11.008>
- Bolaji, B. O. (2010). Experimental study of R152a and R32 to replace R134a in a domestic refrigerator. *Energy*, 35(9), 3793–3798. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.05.031>
- Çengel, Y. A. & Boles M. A. (2008). *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla* (A. Pınarbaşı, Çev.). İzmir: Güven Bilimsel
- Cheng, W. long, Ding, M., Yuan, X. dong, & Han, B. C. (2017). Analysis of energy saving performance for household refrigerator with thermal storage of condenser and

- evaporator. *Energy Conversion and Management*, 132, 180–188.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.11.029>
- Cheng, W., & Yuan, X. (2013). Numerical analysis of a novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (phase change material) heat storage condensers. 59.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.06.045>
- Cheng, W., & Yuan, X. (2013). Numerical analysis of a novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (phase change material) heat storage condensers s t r a c t sunulan SSPCM (ekil stabilize faz deim malzemesi) s depolama the Sznt heat ve. *Energy*, 59, 265–276. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.06.045>
- Choi, S., Han, U., Cho, H., & Lee, H. (2018). Review: Recent advances in household refrigerator cycle technologies. *Applied Thermal Engineering*, 132(December 2017), 560–574. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.133>
- Deshmukh, M. S., Deshmukh, D. S., & Chavhan, S. P. (2022). A critical assessment of the implementation of phase change materials in the VCC of refrigerator. 8(4), 562–572.
<https://doi.org/10.18186/thermal.1149392>
- Dikiciler Dönmez, Y. (2024). Kompresör-Genişletici Destekli Aşırı Soğutmalı Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi. Tarsus Üniversitesi.
- Diñçer, I., Rosen, A., (2007). *Energy, Environment and Sustainable Development*. Exergy, 46
- Erdinc, M. T. (2023). Two-evaporator refrigeration system integrated with expander-compressor booster. *International Journal of Refrigeration*, 154, 349-363.
- Elarem, R., Mellouli, S., Abhilash, E., & Jemni, A. (2017). Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 125, 1320–1333. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.113>
- Fartaj, A., Ting, D. S. K., & Yang, W. W. (2004). Second law analysis of the transcritical CO2 refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 45(13–14), 2269–2281.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.07.001>

- Gholap, A. K. (2018). Experimental Investigation and Numerical Optimization of Dual Evaporator Refrigerator. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2662.
- Gin, B., Farid, M. M., & Bansal, P. K. (2010). Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels. Energy Conversion and Management, 51(12), 2698–2706. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.005>
- Görken, M. (2013). Soğutma sistemlerinde kullanılan R134A ve R600A soğutucu akışkanların sistem performansına etkilerinin incelenmesi, Karabük Üniversitesi.
- Gümüş, E. (2009). Soğutma sistemi buharlaştırıcılarında alternatif kar çözdürme yöntemleri ve uygulamaları. İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Han, D., Lee, K., & Kim, Y. (2003). The Characteristics of Condensation in Brazed Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles. 43(1), 66–73.
- Imran Hossen Khan, M., & Afroz, H. M. M. (2015). Effect of phase change material on compressor on-off cycling of a household refrigerator. Science and Technology for the Built Environment, 21(4), 462–468. <https://doi.org/10.1080/23744731.2015.1023161>
- Kalp, M. (2010). Soğutucu Sistemlerde Farklı Ortam Sıcaklığı Şartlarında Soğutucu Akışkan Kütle Dağılımının Deneysel İncelenmesi. İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ.
- Karabuğa, O., İpek, M., Apaydın, T., Kuddusi, L. (2015). Buzdolabi kabin içi sıcaklık salınımlarının modellenmesi. 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Teskon+Sodex Fuarı, İzmir, 1820.
- Karaçaylı, İ., & Şimşek, E. (2020). İç Isı Değiştiricili Transkritik CO₂ Soğutma Sisteminin Farklı Tasarım Parametreleri için Ekserji Analizi Exergy Analysis of a Transcritical CO₂ Compression Refrigeration System with Internal Heat Exchanger for Different Design Parameters. 35(June), 389–399.
- Karataş, M. (2018). Ev tipi bir buzdolabında elips ve dairesel borulu evaporatörün performansa etkisinin deneysel araştırılması. Selçuk Üniversitesi.
- Karber, K. M., Abdelaziz, O., & Vineyard, E. A. (2012). Experimental Performance of R-

1234yf as a Drop- in Replacement for R-134a in Domestic Refrigerators. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 2241.

- Khan, J. U. R., & Zubair, S. M. (2000). Design and rating of an integrated mechanical-subcooling vapor-compression refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 41(11), 1201–1222. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00169-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00169-7)
- Kim, M., Lim, B., & Chu, E. (1998). The Performance Analysis of a Hydrocarbon Refrigerant R-600a in a Household Refrigerator / Freezer, *KSME International Journal* 12(4), 753–760.
- Llopis, R., Sanz-Kock, C., Cabello, R., Sánchez, D., & Torrella, E. (2015). Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler. *Applied Thermal Engineering*, 80, 31–41. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040>
- Marques, A. C., Davies, G. F., Evans, J. A., Maidment, G. G., & Wood, I. D. (2013). Theoretical modelling and experimental investigation of a thermal energy storage refrigerator. *Energy*, 55, 457–465. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.091>
- Mastani, M., Sadegh, M., & Rahimi, A. (2013). Exergy analysis and optimization of R600a as a replacement of R134a in a domestic refrigerator system / Analyse exergétique et optimisation du R600a comme remplacement du R134a dans le système frigorifique domestique frigorifique. *International Journal of Refrigeration*, 2–11. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.02.012>
- Mohanraj, M., Jayaraj, S., & Muraleedharan, C. (2008). Comparative assessment of environment-friendly alternatives to R134a in domestic refrigerators. 189–198. <https://doi.org/10.1007/s12053-008-9012-z>
- Noya, T. (2020). Theoretical analysis and validation of a refrigeration system with phase change material (Pcm) integration. *Marmara Üniversitesi*.
- Omara, A. A. M., & Mohammedali, A. A. M. (2020). Thermal management and performance enhancement of domestic refrigerators and freezers via phase change materials : A review. *Innovative Food Science and Emerging Technologies*, 66(October), 102522.

<https://doi.org/10.1016/j.ifset.2020.102522>

- Oró, E., Miró, L., Farid, M. M., & Cabeza, L. F. (2012). Improving thermal performance of freezers using phase change materials. *International Journal of Refrigeration*, 35(4), 984–991. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.01.004>
- Rasti, M., Aghamiri, S., & Hatamipour, M. (2013). International Journal of Thermal Sciences Energy efficiency enhancement of a domestic refrigerator using R436A and R600a as alternative refrigerants to R134a. *International Journal of Thermal Sciences*, 74, 86–94. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.07.009>
- Riffe, D. R., Ray, D., & Americold, R. (1994). Isobutane as a Refrigerator Freezer Refrigerant Isobutane as a Refrigerator/Freezer Refrigerant. Purdue E-Pubs, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 245–254. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc%0Ahttp://docs.lib.purdue.edu/iracc/255>
- Selladurai, R. S. V, Cop, Á. R., & Efficiency, R. Á. (2013). Exergy analysis of a domestic refrigerator using eco-friendly R290 / R600a refrigerant mixture as an alternative to R134a. <https://doi.org/10.1007/s10973-013-3264-3>
- Selviboy, M. (2016). Buzdolabı iç sıcaklık dağılımının kararsız rejimde modellenmesi ve ısı kazançlarının belirlenmesi, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- Sevinç, H. (2008). Soğutucu içerisinde akış ve sıcaklık dağılımı analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Sonnenrein, G., Baumhögger, E., Elsner, A., Fieback, K., Morbach, A., Paul, A., & Vrabec, J. (2015). Copolymer-bound phase change materials for household refrigerating appliances: experimental investigation of power consumption, temperature distribution and demand side management potential. *International Journal of Refrigeration*, 60, 166–173. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.06.030>
- Tezcan, A. (2018). Ankastre Buzdolaplarında Kullanılan Çift Çevrimli Kondenserin Modellenmesi Ve Optimizasyonu. Trakya Üniversitesi.
- Thornton, J. W., Klein, S. A., & Mitchell, J. W. (1994). Dedicated mechanical subcooling

- design strategies for supermarket applications. *International Journal of Refrigeration*, 17(8), 508–515. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)90026-4](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90026-4)
- Tikudave, V., & Hole, J. A. (2018). A novel household refrigerator with a phase change material (PCM) heat exchanger: An experimental investigation. 15(3), 72–82. <https://doi.org/10.9790/1684-1503017282>
- Todorov, G., Kamberov, K., & Semkov, M. (2017). Case Studies in Thermal Engineering Thermal CFD study and improvement of table top fridge evaporator by virtual prototyping. 10(August), 434–442. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2017.09.006>
- Vissek, M., Maria, C., Molinaroli, L., Olivani, A., Milano, P., & Lambruschini, V. (2014). Advanced sequential dual evaporator domestic refrigerator / freezer: System energy optimization. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.03.001>
- Wang, K., Eisele, M., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2010). Review of secondary loop refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 33(2), 212–234. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.09.018>
- Wang, Q., Li, T., Jia, Y., & Zhang, W. (2021). Thermodynamic performance comparison of series and parallel two-stage evaporation vapor compression refrigeration cycle. *Energy Reports*, 7, 1616–1626. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.03.016>
- Wongwises, S., & Chimres, N. (2005). Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator. 46, 85–100. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.02.011>
- Yan, G., Hu, H., & Yu, J. (2015). Performance evaluation on an internal auto-cascade refrigeration cycle with mixture refrigerant R290/R600a. *Applied Thermal Engineering*, 75, 994–1000. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.063>
- Yılmaz, C. (2022). Ev tipi soğutma cihazlarında soğutma yükü ve soğutucu akışkan miktarının sistem performansına etkisinin gürültü ve titreşim yönünden incelenmesi. Karabük Üniversitesi.

- Yılmaz, T., & Erdiñç, M. T. (2019). Energetic and exergetic investigation of a novel refrigeration system utilizing ejector integrated subcooling using different refrigerants. *Energy*, 168, 727. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.081>
- Yoon, W. J., Jung, H. W., Chung, H. J., & Kim, Y. (2010). Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator e freezer ` deux circuits Optimisation de la performance d ` un cycle a ` vaporateurs paralle ` les pour un re ` frige muni d ` e ` lateur domestique con. *International Journal of Refrigeration*, 34(1), 216–224. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.09.008>
- Yusufoglu, Y., Apaydin, T., Yilmaz, S., & Paksoy, H. O. (2015). Improving performance of household refrigerators by incorporating phase change materials. *International Journal of Refrigeration*, 57, 173–185. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.04.020>
- Zubair, S. M. (1990). Improvement of refrigeration/air-conditioning performance with mechanical sub-cooling. *Energy*, 15(5), 427–433. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(90\)90039-5](https://doi.org/10.1016/0360-5442(90)90039-5)

ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı : Kevser SALAN

Öğrenim Durumu :

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Y.Lisans	Makine Mühendisliği	Tarsus Üniversitesi	2022-2025
Lisans	Enerji Sistemleri Mühendisliği	Mersin Üniversitesi	2017-2021

Görevler :

Görev Ünvanı	Görev Yeri	Yıl
Öğretmen	Mersin Özel Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi	2024-2025