
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

CO_2 SOĞUTUCU AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN PERFORMANS KRİTERLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Zeyad Tareq Sattar SATTAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARALIK 2024

ETİK BEYAN

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

- 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 çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

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

Zeyad Tareq Sattar SATTAR

10/12/2024

CO_2 SOĞUTUCU AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN PERFORMANS KRİTERLERİNİN ARAŞTIRILMASI

(Yüksek Lisans Tezi)

Zeyad Tareq Sattar SATTAR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2024

ÖZET

Teknolojik ve endüstriyel alanlarda hızlı bir şekilde artan yenilikler ve ilerlemeler arasında soğutma sistemleri de önemli bir yer tutmaktadır. Son yüzyılda soğutma sistemlerinin karşılaştığı en büyük sorunlardan biri, çevresel etkileri giderek artan küresel ısınmadır. Bu nedenle, soğutma sistemleri geliştirilirken çevresel faktörler göz önünde bulundurularak çalışmalar yürütülmektedir. Karbondioksit (CO_2) soğutucu, çevre dostu ve modern çağın gereksinimlerine uygun bir alternatif olarak öne çıkmaktadır. Bu çalışmada, karbondioksit bazlı soğutma sistemlerinin performans kriterleri literatür taramasıyla analiz edilmiş ve incelenmiştir. Ayrıca, karbondioksit soğutucu akışkanlı bir soğutma sistemi geliştirilmiş ve bu sistem yoğurt üretiminde kullanılmıştır. Kullanılan soğutma sistemi, ısıtma, orta ve düşük sıcaklıkta soğutma işlemleri için iki aşamalı ejektörlü bir yapıya sahiptir. Soğutma sisteminin amacı, ısıtma işleminde gaz soğutucunun ısısını sirkülasyon yöntemiyle gıda içeren ısıtma işleminde kullanmak ve soğutma işleminde evaporatörden alınan soğuk akışkanı sirkülasyon yöntemiyle soğutma ve muhafaza işlemlerini gerçekleştirmektir. Çalışma esnasında, ısıtma işlemi için gaz soğutucu kullanılarak CO2 soğutucu akışkandan suya ısı transferi gerçekleştirilmiş ve bu işlem sonucunda 144,3°C sıcaklıkta, 99,66 kW'lık bir ısıtma kapasitesi elde edilmiştir. Isıtma işlemine ait performans katsayısı (COP) 1,26 olarak hesaplanmıştır. Soğutma işlemi için, evaporatör kısmında -30°C sıcaklıkta çıkan CO2 soğutucu akışkan, sirkülasyon yöntemiyle soğutucu akışkan ile ısı değişimi yapmıştır. Bu süreçte, soğutucu akışkan istenilen soğutma alanlarında ısı değişimine uğramış ve sonuç olarak 165,56 kW soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Sisteme ait soğutma COP (performans katsayısı) ise 2,11 olarak hesaplanmıştır. Soğutma sisteminin ikili performans değeri ise 3,38 olarak belirlenmiştir. Bu bağlamda, soğutma sistemi 79,08 kW değerinde bir iş gücü tüketerek 265,22 kW kapasitede hem ısıtma hem de soğutma elde etmiştir. Bu çalışma, karbondioksit bazlı soğutma sistemlerinin çevresel açıdan sürdürülebilir ve verimli bir alternatif olduğunu göstermekte, endüstriyel uygulamalarda kullanılabilirliğini ortaya koymaktadır.

Bilim Kodu	:	92801
Anahtar Kelimeler	:	Soğutma sistemleri, karbondioksit soğutucu, performans katsayısı, enerji verimliği
Sayfa Adedi	:	123
Danışman	:	Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

INVESTIGATION OF PERFORMANCE CRITERIA OF CO_2 REFRIGERANT COOLING SYSTEMS

(M. Sc. Thesis)

Zeyad Tareq Sattar SATTAR

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2024

ABSTRACT

Refrigeration systems hold a significant place among the rapidly increasing innovations and advancements in technological and industrial fields. One of the biggest challenges faced by refrigeration systems in the last century is global warming, which is increasingly impacting the environment. Therefore, the development of refrigeration systems is carried out with consideration of environmental factors. Carbon dioxide (CO_2) refrigerant stands out as an environmentally friendly and modern alternative that meets the requirements of the current era. In this study, the performance criteria of carbon dioxide-based refrigeration systems were analyzed and reviewed through a literature survey. Additionally, a carbon dioxide refrigerant-based refrigeration system was developed and utilized in yogurt production. The refrigeration system employed has a two-stage ejector structure, designed for heating, medium-temperature cooling, and low-temperature cooling processes. The aim of the refrigeration system is to utilize the heat from the gas cooler in the heating process for food heating via circulation and to perform cooling and preservation processes in the cooling operation by circulating the cold fluid obtained from the evaporator. During the study, heat transfer from CO_2 refrigerant to water was achieved using the gas cooler for the heating process, resulting in a heating capacity of 99.66 kW at a temperature of 144.3°C. The coefficient of performance (COP) for the heating process was calculated as 1.26. For the cooling process, CO_2 refrigerant exiting the evaporator at -30°C exchanged heat with the secondary refrigerant via circulation. During this process, the secondary refrigerant underwent heat exchange in the desired cooling areas, resulting in a cooling capacity of 165.56 kW. The COP for the cooling system was calculated as 2.11. The combined performance value of the refrigeration system was determined to be 3.38. In this context, the refrigeration system consumed 79.08 kW of power to achieve a total capacity of 265.22 kW, providing both heating and cooling. This study demonstrates that carbon dioxide-based refrigeration systems are environmentally sustainable and efficient alternatives, highlighting their applicability in industrial practices.

Science Code : 92801
Key Words : Cooling systems, carbon dioxide refrigerant, coefficient of performance, energy efficiency
Page Number : 123
Supervisor : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının hazırlanması sürecinde desteklerini esirgemeyen, bilgi ve tecrübeleriyle yol gösteren, değerli katkıları ve sabırlarıyla beni yönlendiren danışmanım Sayın Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ danışmanı'ma teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, çalışma sürecinde yardımlarını ve desteklerini gördüğüm Enerji Sistemleri Mühendisliği'ndeki öğretim üyelerine ve çalışanlarına minnettarım. Tez boyunca her türlü motivasyonu sağlayarak yanımda olan aileme Babam, Annem ve arkadaşlarıma, özellikle Yalçın DÖĞER ve Firas AĞAOĞLU'ya teşekkür ederim. Beni yüksek lisans'a teşvik eden, bana yardımlarını esirgemeyen ve her zaman yanımda olan sayın Porf. Dr. Jawdat Ali YAGOOB'a teşekkür ederim. Son olarak, bu süreçte yanımda olan ve manevi desteğini her zaman esirgemeyen tüm dostlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

SİMGELER VE KISALTMALAR xvi

1. GİRİŞ 1

1.1. Soğutma Sistemleri 1

1.2. Soğutma Sistemlerinin Kullanım Alanları 1

1.3. Soğutucu Akışkanlar 2

1.4. CO_2 Soğutucu Akışkanın Soğutma Sistemlerinde Yürütülen Protokoller 3

1.5. CO_2 Soğutucu Akışkan 4

1.6. Soğutucu Olarak Neden CO_2 (Fiziksel Özellikleri) 4

1.7. Karbondioksit Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri 6

1.7.1. Transkritik çevrimi 6

1.7.2. Kritik altı çevrimi (Subkritik çevrimi) 9

2. CO_2 SOĞUTUCU AKIŞKANI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN LİTERATÜR ARAŞTIRMA İNCELEMESİ 13

3. MATERYAL VE METOT 97

3.1. Soğutma Sistemin Tasarım Kriterleri 97

3.1.1. Yüksek basınç ve alçak basınç kompresörler 97

3.1.2. Gaz soğutucu (plakalı ısı eşanjör) 97

3.1.3. CO_2 soğutmaya yönelik çoklu ejector serisi 99

3.1.4. Elektronik genleşme valfı 99

Sayfa

3.1.5. Evaporatör (Shell and Tube) yaklaşımı 99
3.1.6. Flaş Tank 100
3.2. Teorik Analiz 103
3.3. Termodinamik Analiz 106
4. BULGULAR 109
5. SONUÇ VE TARTIŞMA 113
KAYNAKLAR 115
ÖZGEÇMİŞ 123

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 1.1. Alternatif soğutucuların Kıyaslanması..... 5

Çizelge 2.1. Yapılan literatür çalışmaların sonucu..... 89

Çizelge 2.2. CO_2 bazlı soğutma sistemlerinin benzer nitelikteki mevcut sistem ile karşılaştırılması: 94

Çizelge 3.1. Soğutma çevrimin işletim noktaları 102

Çizelge 3.2. Karbondioksit soğutma sistemin hesaplama için kullanılan denklemler,..... 105

Çizelge 4.1. Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sistemin termodinamik özellikleri..... 109

Çizelge 4.2. Sabit kabullerin değerleri 109

Çizelge 4.3. Gaz soğutucu basıncı ile ara basınç değerlerinin değişimi COP değerine olan etkisi üzerine yapılan analizin sonuçları 110

Çizelge 4.4. Tasarlanan soğutma sisteminin özellikleri ile ilgili değerleri 111

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. CO_2 Transkritik çevrim ve ln P–h diyagramı 7

Şekil 1.2. İç Isı değiştiricili gaz baypaslı CO_2 transkritik çevrim..... 7

Şekil 1.3. İç ısı değiştiricili gaz baypaslı CO_2 transkritik çevrim ln p–h ve T-s Diyagramı 8

Şekil 1.4. İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim..... 8

Şekil 1.5. İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim ln P – h ve T-s diyagramı 9

Şekil 1.6. Direkt genleşmeli CO2 kritik altı çevrim ve p-h diyagramıı 9

Şekil 1.7. Kritik altı CO_2 - R717/R404A/R134A, kademeli çevrimi şeması, ve p-h diyagramı 10

Şekil 2.1. Termodinamik analizi yapılan deney sistemi 14

Şekil 2.2. Alan ısıtma (SH) ve merkezi sıcak (DWH) ile birleştirilmiş entegre CO_2 ısı pompasının şematik diyagramı 15

Şekil 2.3. Entegre sistemin T-s diyagramı (a) Genel (b) kombine mod (c) Alan ısıtma modu..... 16

Şekil 2.4. TEI şeması ve TEI döngüsünün p-h diyagramı 17

Şekil 2.5. Ejektör genleşmeli soğutma çevrimi (ERC) (a) Tesis yerleşimi (b) p-h diyagramı 18

Şekil 2.6. Ejektörün şematik görünümü..... 18

Şekil 2.7. (EPRC) Ejektörlü paralel soğutma döngüsünün yerleşim planı ve p-h diyagramları 19

Şekil 2.8. (CPRC) geleneksel paralel sıkıştırmalı soğutma çevrimi döngüsünün yerleşim planı ve p-h diyagramlar 20

Şekil 2.9. Referans sistemi (Ref) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı..... 21

Şekil 2.10. Dahili ısı eşanjörlü sistem (HEX) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı... 21

Şekil 2.11. İki aşamalı sıkıştırma sistemi (2-ST) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı 22

Şekil 2.12. Paralel sıkıştırma sistemi (PC) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı..... 22

Şekil 2.13. Mekanik aşırı soğutmalı sistem (M-SC) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı 23

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.14. Deneysel kademeli tesis şeması 24

Şekil 2.15. Teorik kademeli çevrimlerinin $T_{env.}$ ile karşılaştırılması: 30◦C 24

Şekil 2.16. CO_2 çevrimi ve adsorpsiyon soğutucusunu birleştiren entegre hibrit sistemin şeması 25

Şekil 2.17. Bağımsız CO_2 döngüsünün (noktalı çizgi) ve hibrit sistemin (düz çizgi) termodinamik döngülerini içeren basınç – özgül entalpi diyagramı. 26

Şekil 2.18. İç ısı değiştiricili CO_2 soğutma çevriminin şematik gösterimi 26

Şekil 2.19. a. İç ısı değiştiricili CO_2 soğutma çevriminin basınç ve özgül entalpi diyagramı, b. Özgül entalpi ile basınç ve sıcaklıkile özgül entropi diyagramları 27

Şekil 2.20. Yeni CO_2 süpersonik iki fazlı genişleşmeli soğutma çevrimi 28

Şekil 2.21. Yeni CO_2 süpersonik iki fazlı genişleşmeli soğutma çevriminin T- s diyagramı 28

Şekil 2.22. Ejektörlü NH_3/CO_2 kademeli soğutma sisteminin sistem şeması 29

Şekil 2.23. NH_3/CO_2 kademeli ejektörlü soğutma sisteminin basınç ve özgül entalpi diyagramı 30

Şekil 2.24. Ejektör performans hesaplamasının şematik diyagramı 30

Şekil 2.25. Ayırıcılı soğutma çevrimi: p-h diyagramı ve şeması 31

Şekil 2.26. Ejektörlü ve çift evaporatör'lü soğutma çevrimi: p-h diyagramı ve şeması 31

Şekil 2.27. İki ayrı soğutuculu S-CO_2/T-CO_2 kombine çevriminin şematik diyagramı 32

Şekil 2.28. S-CO_2/T-CO_2 birleşik çevriminin sıcaklığa özgül entropi diyagramı 33

Şekil 2.29. Ortak bir soğutucuyu paylaşan S-CO_2/T-CO_2 kombine çevriminin şematik diyagramı 33

Şekil 2.30. İç ısı değiştiricili gaz baypaslı transkritik çevrim 34

Şekil 2.31. CO_2 takviye sistemi, paralel sıkıştırma ve aşırı beslemeli MT ve LT evaporatörlar ila (mekanik alt soğutma devresi ile ve mekanik alt soğutma devresi olmadan) içeren sistem. (a) İncelenen yapılandırma (b) p-h diyagramı 35

Şekil 2.32. Transkritik CO_2 soğutma sistemi iki kısma ve iki aşamalı (Sıkıştırma) yüksek basınçlı mekanik aşırı soğutma sisteminin şeması 36

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.33. Transkritik CO_2 soğutma sistemi iki kısma ve iki aşamalı (Sıkıştırma) yüksek basınçlı mekanik aşırı soğutma sisteminin T-s diyagramı 36

Şekil 2.34. CO_2 sıkıştırma sistemi ve aşırı soğutma için absorpsiyonlu soğutucu ile incelenen soğutma konfigürasyonu..... 37

Şekil 2.35. CO_2 alt sistemi hakkında incelenen çevrimin basınç ve özgül entalpi (p-h) gösterimi 38

Şekil 2.36. Çoklu ejektörlü soğutma sisteminin şematik diyagramı (a) 39

Şekil 2.37. Basınç - Özgül entalpi diyagramı (b)..... 39

Şekil 2.38. Absorbsiyon soğutucu alt soğutuculu (TCRSTACH) değiştirilmiş tc-CO_2 soğutma sisteminin şeması 41

Şekil 2.39. sCO_2–ORC–ARS birleşik sisteminin şeması (sistem 3)..... 42

Şekil 2.40. Porto de Mos tesisinin birleşik ısıtma ve soğutma paketini gösteren Modelica modelinin yerleşim planı 43

Şekil 2.41. (a) Ejektör genleşmesi ve (b) Termoelektrik aşırı soğutmalı kısma genleşme sistemleri ile p-h grafiği..... 45

Şekil 2.42. CO_2-AC çifti için farklı temel modifiye ADCS (Adsorpsiyonlu soğutma sistemi) tek aşamalı (2 yataklı) sistem açıklaması..... 45

Şekil 2.43. Önerilen CO_2 konfigürasyonunun şeması 47

Şekil 2.44. Termosifon soğutucu akışkan soğutma motorlu soğutma sistemi (RSTRCM) NH_3/CO_2 kademeli soğutma sisteminin şematik diyagramı. 48

Şekil 2.45. Soğutma döngüsünün basınç - entalpi diyagramı..... 48

Şekil 2.46. Hibrit sisteminin şematik görünümü 49

Şekil 2.47. Evaporatör için 5°C hibrit sistemin temsili p-h grafiği ve 35°C kondenser/gaz soğutucu sıcaklığı..... 50

Şekil 2.48. (iç ısı değiştirici) IHX'te şematik, p-h diyagramı ve sıcaklık profili ve sıkışma noktası konumu..... 51

Şekil 2.49. (a) MEJ + DMS sisteminin şematik diyagramı ve (b) transkritik koşullardaki p-h diyagramı 52

Şekil 2.50. (a) CTRC'nin şematik diyagramı; (b) MTRC'nin şematik diyagramı 53

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.51. CTRC'nin p-h diyagramı; (b) MTRC'nin p-h diyagram 53

Şekil 2.52. (a) Çok ejektörlü soğutma sisteminin şematik diyagramı (b) Basınç - Özgül entalpi diyagramı 54

Şekil 2.53. Test tesisinin şematik gösterimi: (a) Üç kontrol edilebilir geometriye sahip çoklu ejektör sistemi ejektörler; (b) Temel olarak tek aşamalı sıkıştırma sistemi 55

Şekil 2.54. Çoklu ejektörlü sistemin çalışma prensibi. (a) Ticari çoklu ejektörlü paketin şematik diyagramı. (B) Bir ejektör içindeki farklı akışların işletilmesi ve sıkıştırılması 55

Şekil 2.55. Danfoss'tan kullanılan çoklu ejektör blokun şekli 56

Şekil 2.56. R744 soğutucu akışkan ve glikol döngüsü de dahil olmak üzere deneysel test tesisinin basitleştirilmiş proses ve enstrümantal diyagramı 57

Şekil 2.57. (a) Deneysel test sistemi. (b) Deneysel test sisteminin şematik diyagramı 58

Şekil 2.58. 32°C Ortam sıcaklığında DEP ve SEJ sistemlerinin simülasyon sonuçları, p-h diyagramı şeklinde 58

Şekil 2.59. Kompresör atık ısısı tarafından sağlanan ORC ünitesine sahip entegre süpermarket transkritik CO_2 soğutma sistemi 59

Şekil 2.60. İki fazlı bir çoklu ejektörün iç yapısı 60

Şekil 2.61. CO_2 test donanımının süpermarket operasyonunun p-h grafiği 61

Şekil 2.62. CO_2 soğutma sistemi test donanımının şeması 62

Şekil 2.63. Bir süpermarket için test donanımının süpermarket soğutma operasyonel modülünün p-h grafiği 62

Şekil 2.64. a. Standart bir CO_2 güçlendirici sistemin şematik görünümü..... 63

Şekil 2.64. b. P–h diyagramları son teknoloji bir CO_2 güçlendirici sistem 64

Şekil 2.65. IIT Madras'taki demo R744 sisteminin P&ID'si. IC – ara soğutucu (kızgınlık giderici), HR – ısı geri kazanım, LERE – düşük sürüklenme oranlı ejektörler, HERE – yüksek sürüklenme oranlı ejektörler, IHX – dahili ısı değiştirici 65

Şekil 2.66. Sistemin p-h diyagramında ki gösterim 65

Şekil 2.67. Döner özellikli, ejektör destekli CO_2 soğutma sistemi göstermektedir..... 66

Şekil 2.68. Takviye süpermarket soğutma sistemi şeması. 67

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.69. Sistemin basitleştirilmiş şematik diyagramı: (a) EJ-Kapalı modu/sıradan paralel sıkıştırma modu, (b) EJ-On modu, AC yok 68

Şekil 2.70. İki mod için Basınç seviye çizgileri: EJ-Kapalı modları için hatlar sırasıyla LT ve IT basınç seviyesindedir. (Parazit nedeniyle EJ-Kapalı modu için LT ve IT basıncındaki çizgiler görülemiyor) 69

Şekil 2.71. Booster transkritik CO_2 sisteminin (S3) şematik diyagramı 71

Şekil 2.72. Booster transkritik CO_2 sisteminin (S3) p-h diyagramı 71

Şekil 2.73. EETRCC'nin şematik diyagramı (b): EETRCC'den WHR için önerilen çift evaporatörlu soğutma sistemi 72

Şekil 2.74. EMO-ORC soğutma çevrimi 73

Şekil 2.75. Çevrimin sistem p-h diyagramı (a. Isı eşanjörlü soğutma çevrimi. (b). genişletici Mekanik Aşırı Isınma-Organik Rankine Çevrimi (EMO-ORC) soğutma çevrimi 74

Şekil 2.76. Termal çevrimin T-s diyagramı (a. Isı eşanjörlü soğutma çevrimi. B. EMO-ORC soğutma çevrimi) 75

Şekil 2.77. İncelenen (a) CO_2+ORC sisteminin ve (b) CO_2+PC+ORC sisteminin şeması 77

Şekil 2.78. İncelenen (a) CO_2+ORC sisteminin ve (b) CO_2+PC+ORC sisteminin p-h diyagramı 78

Şekil 2.79. CO_2'nin transkritik iki kademeli sıkıştırmalı soğutma sistemi tabanlı ORC sistemi üzerinde ki şematik diyagramı 79

Şekil 2.80. (a) CO_2 transkritik iki kademeli sıkıştırmalı soğutma sisteminin diyagramı bir ORC sistemi. (b) CO_2'nin T–S diyagramı transkritik iki kademeli sıkıştırmalı soğutma sistemi bir ORC sistemi 79

Şekil 2.81. Yeni AC sisteminin yapı şeması 80

Şekil 2.82. ULT konfigürasyonlarının şematik diyagramları: a) Transkritik iki aşamalı kademeli, b) üç aşamalı kademeli ve c) ejektörlü transkritik iki aşamalı kademeli 81

Şekil 2.83. ULT konfigürasyonlarının T-s diyagramları: a) Transkritik iki aşamalı kademeli, b) üç aşamalı kademeli ve c) ejektörlü transkritik iki aşamalı kademeli 82

Şekil 2.84. Önerilen ejektör bazlı CO_2 transkritik soğutma sisteminin şeması 83

Şekil 2.85. Önerilen konfigürasyonun Basınç - Özgül entalpi (p-h) grafiği 83

Şekil 2.86. NEETR döngüsünün şematik ve T-s grafiği 84

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.87. Test tezgahının deneysel sistem diyagramı 85

Şekil 2.88. Deneysel test tesisinin şematik diyagramı (solda) ve p-h diyagramında termodinamik proses (sağda) 86

Şekil 2.89. Test edilen akışkanların p-h diyagramları 86

Şekil 2.90. Önerilen çevrim konfigürasyonu 87

Şekil 2.91. Önerilen sistemin 40°C ortam sıcaklığında P–h diyagramı 88

Şekil 2.92. Kombine kompresör-ejektörlü soğutma sisteminin şematik diyagramı 89

Şekil 3.1. Tasarlanan karbondioksit soğutma sistemin şematik görünümü. 101

Şekil 3.2. Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin p-h diyagramı 102

Şekil 3.3. Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin işleyiş prensibi 103

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
COP	Çevrimin performans katsayısı
COPdual	Çevrimin genel performans katsayısı
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
ṁ	Kütlesel debi (kg/s)
ṁ FGB	Flaş gaz kütlesel debisi (kg/s)
ṁ HP	Yüksek basınç kütlesel debisi (kg/s)
ṁ LT	Düşük basınç kütlesel debisi (kg/s)
P	Basınç (kPa)
PHP	Yüksek basınç (kPa)
PLP	Düşük basınç (kPa)
Q̇evap	Evaporatör gücü (kW)
Q̇GS	Isıtma yükü (kW)
T	Sıcaklık (°C)
T_H	Isı atımı sıcaklığı (°C)
T_L	Buharlaşma sıcaklığı (°C)
Tenv	Çevre sıcaklığı (°C)
TLT	Düşük sıcaklık (°C)
TMT	Orta sıcaklık (°C)
Ẇcomp	Kompresör gücü (kW)
Ẇfan	Fan gücü (kW)
Ẇ HPC	Yüksek basınç kompresör gücü (kW)
Ẇ LPC	Düşük basınç kompresör gücü (kW)
η	Verim (%)

Kısaltmalar	Açıklamalar
APF	Yıllık Performans Faktörü
UNFCCC	United Nations Framework Convention on Climate Change (Birleşmiş Milletler Çevre ve Kalkınma Konferansı)
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
EER	Energy Efficiency Rate (Enerji Tasarruf Oranı)
GWP	Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
KIP	Küresel Isınma Potansiyeli
ODP	Ozone Depletion Potential (Ozon Tüketim Potansiyeli)

1. GİRİŞ

Soğutma, belirli bir alandaki ısıyı başka bir alana transfer etme işlemidir. Bu bağlamda, soğutma işlemi, bir alanın sıcaklığını azaltarak ve bu yolla ısı miktarını düşürerek gerçekleştirilir. Termodinamik kurallarına göre, soğutma enerji transferi işlemi olarak kabul edilir ve istenen sıcaklık aralığını korumak amacıyla uygulanır.

1.1. Soğutma Sistemleri

Soğutma sistemleri, bir alandaki ısıyı başka bir alana aktarmak üzere tasarlanmış sistemlerdir. Isı transferi için kullanılan maddeye soğutucu akışkan denir. Bu sistemler, genellikle ters çalışan ısı pompalarını içerir ve ısı Kaynakları olarak hava, su ve toprağı kullanılabilirler. Ayrıca, güneş enerjisini de yardımcı bir kaynak olarak kullanma kapasitesine sahiptirler [1].

Soğutma sistemleri genellikle buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminden oluşur ve dört ana bölümden geçer: kompresör, Kondenser, genleşme valfi ve evaporatör. İlk olarak, kompresör soğutucu akışkanı belirli bir basınca sıkıştırarak sıcaklığını artırır. Daha sonra, bu sıkıştırılmış akışkan kondenser'e girer ve ısı kaybına uğrayarak entalpi değerini düşürür. Üçüncü bölüm, basınç ve sıcaklığı düşürmek için kullanılan genleşme valfi'dır. Böylece soğutma istenen alana girer ve evaporatör da soğutma işlemi gerçekleşir. Ardından alandaki soğutma amacı için alandaki sıcaklık alınır ve tekrar kompresör tarafından sıkıştırılmak üzere döngüye alınır. Bu nedenle kompresör, soğutma sisteminin merkezi bir bileşeni olarak kabul edilir [1].

1.2. Soğutma Sistemlerinin Kullanım Alanları

Soğutma sistemleri, binalar, gıda, ilaçlar, tıbbi malzemeler ve diğer hassas ürünlerin belirli bir sıcaklık aralığında (genellikle düşük sıcaklıklarda) saklandığı, taşındığı ve kullanıldığı alanlarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu sistemler, bu tür ürünlerin kalitesini ve güvenliğini korumak için tasarlanmıştır, özellikle gıda ve ilaç endüstrilerinde büyük öneme sahiptir. Soğutma sistemleri gıda ürünlerini soğutmak amacıyla kullanıldığında, bu soğutma sistemlerine "soğuk zincir" denilmektedir. Soğuk zincir soğutma sistemlerinin tercih edilme sebebi, gıda ürünlerinin besleyici niteliklerini (ürünlerin besleyici içeriklerini) yitirmeden ve

aynı zamanda belirli bir zaman içerisinde bozulmadan tüketiciye ulaşabilmesini sağlamasıdır. Bu, gıda ürünlerinin belirli bir düşük sıcaklık değerinde muhafaza edilmesiyle mümkün olmaktadır. Zincir soğutuculardа her ürünün veya gıdanın belirli bir düşük sıcaklık ve uygun ortamda tutulması, tüketicilerin güvenilir gıdaya ulaşma isteğini artırmaktadır. Bu durum, büyük ölçekli marketlerden küçük ölçekli marketlere kadar olan dağıtım kanalında soğuk zincirin önemini artırmaktadır. Bunun yanında, soğutma sistemleri biyoteknoloji ürünlerinin üretimi ve tıbbi araştırmalarda, kimyasal üretim tesislerinde, özellikle düşük sıcaklık gerektiren reaksiyonların kontrolünde ve ürünlerin depolanmasında, hava taşımacılığında, enerji üretim tesislerinde, elektronik ürünlerin üretimi ve soğutulmasında kullanılmaktadır. Bu alanlarda daha fazla dikkat ve soğutucu sistemlerin işlevlerini daha iyi sürdürebilmeleri için gerekli işlemlere önem verilmesi gerekmektedir. Soğutma sistemleri modern dünyamızda çok hızlı bir şekilde gelişmektedir, bu gelişmelerin sebebi ise her gün soğutma sistemlerine daha çok ihtiyaç duyulmasıdır [2].

Soğutma sistemlerinin her farklı alanda kullanılmasına dayanarak soğutma sistemlerinin hacımı, kapasitesi, soğutma sisteminin tipi, kullanılan alana bağlı olarak tasarlanmaktadır ve bu belirtilen unsurların belirleyen etkili etkense Soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanlar soğutucu özellik taşımaktadır.

1.3. Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar veya soğutucular, soğutma sistemlerinde ısı transferini sağlayan sıvı veya gazlardan oluşan maddelerdir. Bu maddeler, sera etkisini destekleyen ve atmosferde en çok ısıyı tutabilen bileşikler olarak bilinirler. Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar, belirli bir uygulamanın ihtiyaçlarına göre seçilmektedirler. Kullanılan soğutucu akışkanlar genellikle sera gazları olarak bilinir. Sera gazları, doğal olarak oluşanlar ve insan tarafından üretilenler olmak üzere genel olarak iki ana gruba ayrılmaktadır. Doğal sera gazları, su buharı (H_2O), karbondioksit (CO_2), metan (CH_4), azot oksit (N_2O) ve ozon (O_3) gazlardan içermektedir. İnsanlar tarafından üretilen sera gazları ise hidroflorokarbonlar (HFCs), perklorokarbonlar (PFCs) ve kükürt hekzaflorid (SF_6) gibi bileşikleri içermektedir. Soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların sadece soğutma amacı için seçilse bile soğutucuların doğaya zarar vermemek için soğutma sistemleri ekipmanlar tarafından bazı önlemlerde göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Bu açıdan soğutucu akışkanlar ozon tabakasına zarar verdiği gözlemlendiğinde, ozon tüketim potansiyeli (ODP) terimi

tanımlanmaktadır, Ozon tüketim (Aşındırma) Potansiyeli herhangi bir maddenin ozon tabakasına zarar verme riskini ifade edilmektedir [2].

(F-gazlar), çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılan insan yapımı gazlardır. F-gazları, atmosferik ozon tabakasına zarar vermedikleri için sıklıkla ozon tabakasını incelten maddelerin yerine kullanılmaktadır. Ancak, F-gazları, karbondioksitten (CO_2) çok daha yüksek ısınma potansiyeline sahip güçlü sera gazlarıdır. Dolaysıyla, bu gazlar iklim değişikliğini büyük ölçüde etkilemektedir [2].

Bu nedenle, soğutma sistemlerinde ekipman tarafından soğutucu akışkanı seçilirken daha düşük (ODP) değerine sahip soğutucu akışkanlar ila ilgili çalışmalar hız kazanmıştır. Diğer yandan, soğutma sistemlerinde kullanılan birçok soğutucu akışkanın diğer bir yan etkisi, küresel ısınma potansiyeli (KIP) olarak bilinmektedir. Küresel ısınma potansiyeli, dünya üzerindeki çevresel sorunlardan biridir.

Soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanların çevreye sızdığında, bu durum küresel ısınmaya neden olmaktadır. Bu açıdan, soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanların seçimi konusunda (KIP) değerlerinin düşürülmesi, çevresel etkilerin azaltılması adına önemli bir stratejidir, küresel ısınma potansiyeli soğutma sistemlerinde soğutucunun (KIP) değerini göz önünde bulundurarak seçilmektedir, Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucuların (KIP) değerleri, soğutucu türlerine göre değişiklik göstermektedir. Atmosferdeki klor ve brom miktarının artması, ozon tabakasındaki incelmenin başlıca nedenlerinden biridir. Bu nedenle, çevre grupları ve Montreal Protokolü, (CFC) üretimini durdurma çağrısında bulunmuştur. Bu bağlamda, klor bazlı akışkanların yerini alabilecek alternatif soğutucu akışkanlar üzerindeki araştırmalara hız verilmiştir [3].

1.4. CO_2 Soğutucu Akışkanın Soğutma Sistemlerinde Yürütülen Protokoller

Soğutma sistemleri zaman içerisinde geniş bir şekilde yaygınlaştığında, soğutucu seçimi çevresel etkiler ve endişelerle de etkilenmeye başlamıştır. İlk olarak, Montreal Protokolü, uluslararası düzeyde ozon tabakasının sistematik gözlemlenmesini, CFC üretiminin izlenmesini ve bilgi paylaşımını teşvik eden bir anlaşma olarak ortaya çıkmıştır. Bu anlaşma, yasal olarak bağlayıcı kontrolleri veya hedefleri içermeyen bir çerçeve sunmaktadır. Eylül 1987'de, Ozon Tabakasını İncelten Maddelerle İlgili Montreal Protokolü kabul edildi ve

Viyana Sözleşmesinden sonra ozon tabakasını incelten maddelerin kullanımını ve üretimini kontrol altına almayı hedefleyen bir protokol üzerinde çalışmalar başlatıldı. Bu sözleşme, klor, brom ve (CFC) kullanımlarını 2006 yılı itibarıyla tüm kullanım alanları dahil olmak üzere sıfırladı ve 2008 yılından itibaren tamamen yasakladı. Montreal Protokolünden sonra, Kyoto Protokolü sözleşmesi göz önüne alındı. 1997 yılında Birleşmiş Milletler Çevre ve Kalkınma Konferansı (UNFCCC) kapsamında Kyoto'da düzenlenen konferans sırasında imzalanan bu anlaşma, dünya ülkelerinin karbon salınımını azaltmayı ve iklim değişikliğini önlemeyi amaçlamaktadır. Anlaşmaya taraf olan ülkeler, belirlenen azaltılma hedeflerine uymaya söz vermişlerdir. Protokol, 1997 yılında imzalanmış olmasına rağmen 2005 yılında yürürlüğe girebilmiş, ancak anlaşma 2011 yılına kadar geçerli olmuş ve daha sonra Paris Anlaşması ila yerini almıştır [4].

1.5. CO_2 Soğutucu Akışkan

R744 (CO_2), ilk kez soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak kullanımı gündeme getirilen bir madde olup, Britanyalı Alexander Twining tarafından 1850 yılında önerilmiştir. Ancak, ilk CO_2 soğutma sistemi Amerikalı Thaddeus S.C. Lowe tarafından 1860'lı yılların sonunda gerçekleştirilmiştir. Fiziksel özellikleri ve güvenilirliği nedeniyle, endüstri ve gemilerde yaygın olarak kullanılmıştır; ancak 1928 yılında CFC'lerin kullanılmasıyla birlikte, CO_2 akışkanın soğutma sistemlerindeki kullanımı azalmaya başlamıştır. Ancak, 20. yüzyılın sonlarına doğru eski doğal akışkanlar arasında yer alan CO_2 gibi maddeler yeniden gündeme gelmiştir. Profesör Gustav Lorentzen'in transkritik CO_2 çevrimine dair patent başvurusu, bu maddenin yeni bir başlangıcı olmuştur [1,2].

1.6. Soğutucu Olarak Neden CO_2 (Fiziksel Özellikleri)

Soğutma sistemlerinde R744 soğutucu (karbondioksit veya CO_2 olarak bilinen) tercih edilme nedenleri, bu soğutucu akışkanın çeşitli fiziksel ve kullanım özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Enerji kaynaklarına olan talebin artması, fosil esaslı enerji kaynaklarının kısıtlı olması ve küresel ısınmanın iklim değişiklikleri üzerindeki etkilerinin giderek belirgin hale gelmesi, alternatif enerji kaynaklarına olan ilgiyi artırmaktadır [2], Çizelge 1'de görüldüğü gibi, CO_2 akışkanın bir avantajlarından biri güvenilirliğidir. Soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanlar genellikle iki ayrı sınıfa ayrılır: Birinci sınıf, 400 ppm veya daha az zararsız akışkanları temsil eder; ikinci sınıf ise derişiklik seviyesi 400 ppm'nin

üzerinde olan soğutucuları ifade eder. R744 (CO_2), derişiklik seviyesi 400 ppm altında olduğu için zehirlilik belirtisi göstermeyen A sınıfına aittir. Bu durum, CO_2'nin zehirlilik açısından diğer akışkanlara kıyasla önemli avantajlar sağladığı anlamına gelir. CO_2'nin bir diğer avantajı ise yanıcı olmamasıdır [2].

CO_2 soğutucunun, (GWP) çok düşük ve (ODP) sıfır olduğu için, diğer alternatif soğutucu akışkanlara göre soğutma çevrimlerinde tercih edilmesi mükemmel bir çözüm sunmaktadır [4,5].

Bu açıdan doğal olması, R744 soğutucu akışkanı, geçmiş son yıllarda soğutma sistemlerinde en uygun soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır, fiziksel ve kimyasal özellikleri soğutucu akışkan her soğutma sistemi için kullanım amacına ve ortama uygunluğunu sağlamaktadır, soğutma sistemlerinde CO_2 soğutucunun seçilmesinde CO_2 soğutucu akışkan (ODP), (KIP), (COP) ve ekserji verimine göre en uygun alternatif soğutucu bilinmektedir [6]. Fiziksel özellikleri açısından en önemli özellikleri ise yüksek hacimsel soğutma kapasitesi ve ısı özelikleridir, Çok ucuz olması ve yanı sıra temin edilmesi de kolaydır.

Çizelge 1.1. Alternatif soğutucuların Kıyaslanması [4]

Özellik	R744	R1234yf	R152a	R134a	R22
Doğal soğutkan	Evet	Hayır	Hayır	Hayır	Hayır
ODP	0	0	0	0	0.055
GWP	1	4	140	1300	1500
Yanıcılık	Hayır	Evet	Evet	Hayır	Hayır
Zehirlilik	Hayır	Hayır	Hayır	Hayır	Hayır
Kritik Sıcaklık	31.1 °C	94.7 °C	113.5 °C	101.2 °C	96.2 °C
Kritik Basınç	7380 kPa	3382 kPa	4580 kPa	4060 kPa	4990

(R744) CO2 soğutmanın düşük kritik nokta sıcaklığı (31,06 °C) ve yüksek kritik nokta basıncı (73,8 bar) gibi avantajları bulunmaktadır. Ancak, diğer geleneksel soğutucu akışkanlara kıyasla bazı ek teknik gereksinimleri vardır. Özellikle, kritik nokta basıncının diğer gazlara kıyasla yüksek olması, güvenlik açısından endişelere yol açabilir. Bu nedenle, kullanılan sistem ekipmanlarının mekanik dayanımının artırılması gerekebilir. R744 (CO_2), verim açısından soğutma sistemlerinde ısı değiştiriciler (Eşanjörler) ve sistem kontrol elemanları sayesinde avantajlıdır. Ayrıca, transkritik çevrim ve kritik altı kademeli çevrim gibi yeni teknolojilerle birlikte özellikle kuzey ülkelerinde ve güney ülkelerinde rekabetçi seviyelere ulaşmıştır [7].

Soğutucu akışkanlar genellikle yanıcılık açısından üç sınıfa ayrılır. Sınıf 1, 21°C sıcaklık ve (101 kPa) basınçta alevlenme testinde yanmayan soğutucu akışkanları ifade eder. Sınıf 2, 21°C sıcaklık ve (101 kPa) basınçta düşük miktarda yanıcılık gösteren (0,10 kg/m³ yoğunlukta) ve (19 kJ/kg'dan) düşük yanma ısısı üreten soğutucuları kapsar. Sınıf 3 ise 21°C sıcaklıkta, (101 kPa) basınçta yüksek miktarda yanıcılık gösteren (0,10 kg/m³ yoğunlukta) ve (19 kJ/kg'dan) büyük yanma ısısı üreten soğutucu akışkanlarıdır. CO_2, yanıcı özelliği olmadığı için sınıf 1'de yer almaktadır [8,9].

CO_2, birçok proses ve soğutma sisteminde uygun bir soğutucu akışkan olarak kendini göstermektedir. Yüksek besleme sıcaklıklarında kullanılarak yüksek sıkıştırma sıcaklıkları elde edilebilir. Bu özellik, evsel ve endüstriyel soğutma sistemleri için farklı kompresör çözümleri talep edilmesine yol açmaktadır.

R744 (CO_2), diğer soğutucu akışkanlara kıyasla birkaç avantaj sağladığı için, soğutma sistemlerinde birçok çalışma yürütülmektedir. Bu çalışmalar, performans değerlendirmesini farklı yönlerden ele almakta ve COP, ekserji verimliği, enerji tüketimi ve sistem verimliliği gibi performans kriterleri üzerinde yoğunlaşmaktadır. Bu kriterlerin incelenmesi, performans analizinin yapılması ve sistem verimliliğinin değerlendirilmesi için kullanılmaktadır.

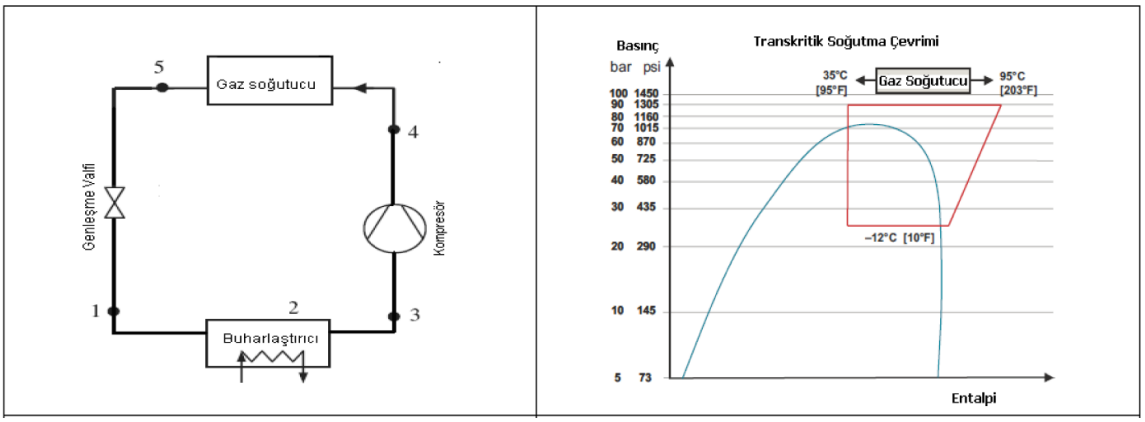
1.7. Karbondioksit Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri

CO_2 soğutucu akışkan soğutucu sistemlerinde genel olarak iki yere ayrılmaktadır;

1.7.1. Transkritik çevrimi

CO_2 transkritik döngüsü, düşük sıcaklıklarda soğutma yapmak için kullanılan bir döngüdür. Normal bir soğutma döngüsünde, sıvı CO_2 gaz haline dönüştürülerek buharlaştırılır, ardından gaz kompresörler aracılığıyla sıkıştırılır ve yeniden sıvı haline getirilir. Ancak CO_2 transkritik döngüsünde, CO_2 buharlaşırken basınç ve sıcaklık koşulları, CO_2'nin transkritik noktasının üzerine çıkar. Bu, CO_2'nin sıvı ve gaz fazlarının birbirine karıştığı bir durumu ifade eder. CO_2 transkritik döngüleri, düşük sıcaklıklarda çalışan soğutma sistemleri için etkili bir alternatif olarak kabul edilmektedir. Bu sistemler, uygun şekilde tasarlandığında ve

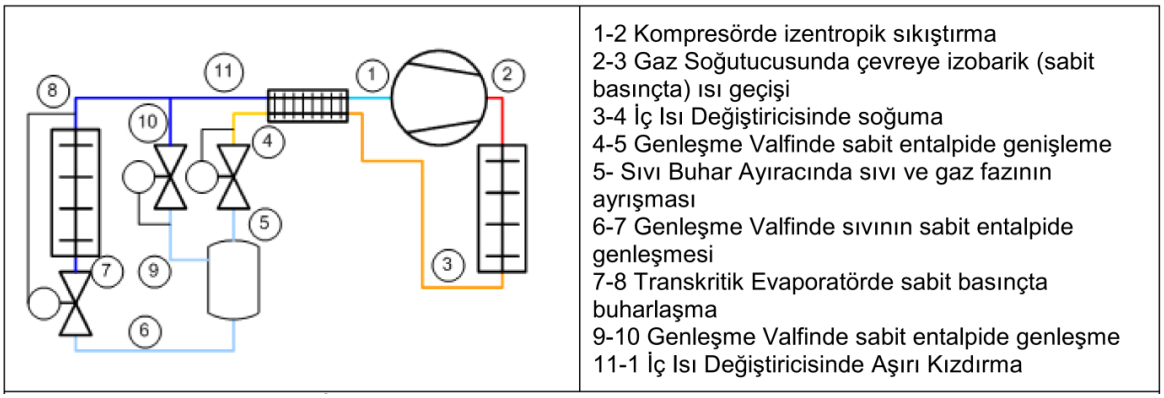
işletildiğinde çevresel etkiyi azaltabilir ve enerji tasarrufu sağlayabilmektedir. CO_2 transkritik çevrimi, şekil 1.1'de gösterilmektedir.



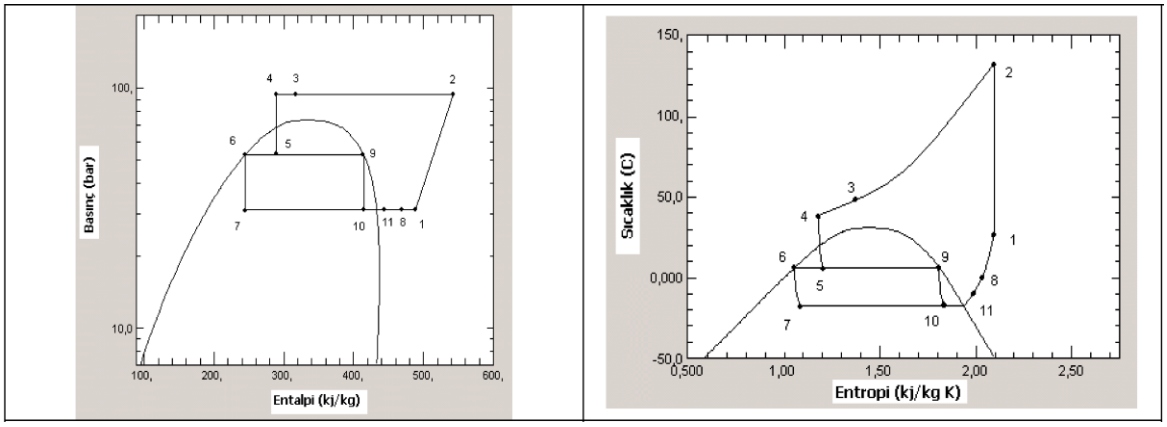
Şekil 1.1. CO_2 Transkritik çevrim ve ln P–h diyagramı [7].

<u>İç ısı değiştiricili gaz baypaslı basit transkritik çevrimi</u>

İç ısı değiştirici, yüksek basınçlı sıvı CO_2 ile düşük basınçlı CO_2 arasında ısı transferini sağlar. Bu, çevrimin verimliliğini artırır ve genellikle CO_2 transkritik çevrimlerinde kullanılan bir tekniktir. Gaz baypaslı (gas by-pass): Bu terim, CO_2'nin transkritik çevrimdeki bir bölümünü ifade eder. By-pass, normal çevrim akışından ayrılan ve genellikle düşük sıcaklık ve basınçlarda oluşan bir bölümdür. Bu bölüm, düşük basınçlı bölgeden dönen gazın iç ısı değiştirici'ye doğrudan girerek verimliliği artırmasını sağlar. şekil 1.2 ısı değiştiricili gaz baypaslı CO_2 transkritik çevrimini göstermektedir. Şekil 1.3 ise Çevrim ln p–h ve T-s Diyagramının göstermektedir.



Şekil 1.2. İç Isı değiştiricili gaz baypaslı CO_2 transkritik çevrim [7].

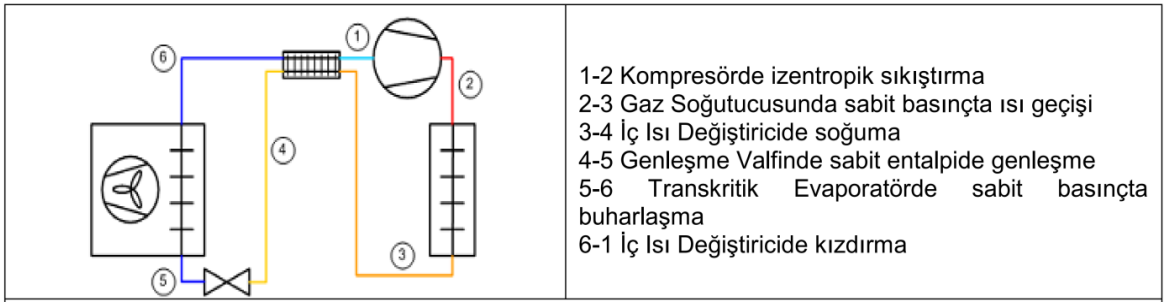


Şekil 1.3. İç ısı değiştiricili gaz baypaslı CO_2 transkritik çevrim ln p–h ve T-s Diyagramı [7].

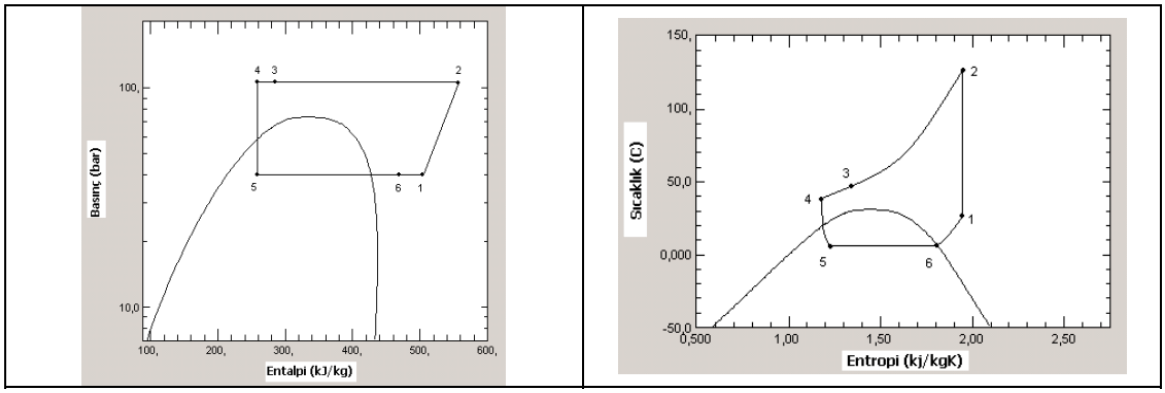
İç ısı değiştiricili tek kademeli basit transkritik çevrimi

İç ısı değiştirici, yüksek basınçlı sıvı CO_2 ile düşük basınçlı CO_2 arasında ısı transferini sağlar. Bu, çevrimin verimliliğini artırır ve genellikle CO_2 transkritik çevrimlerinde kullanılan bir tekniktir.

Şekil 1.4, sistemin şematik çizimini gösterirken, şekil 1.5 ise sistemin p-h ve T-s diyagramlarını sergilemektedir [7].



Şekil 1.4. İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim [7].

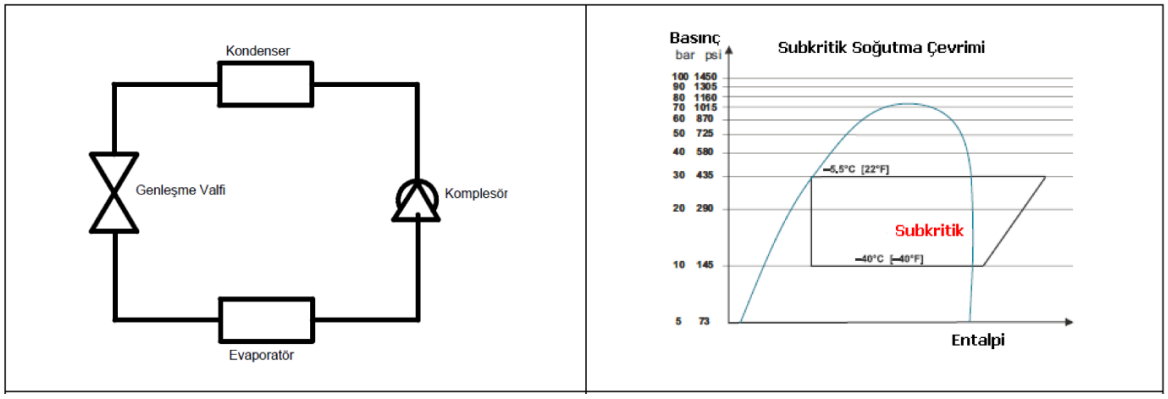


Şekil 1.5. İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim ln P – h ve T-s diyagramı [7].

1.7.2. Kritik altı çevrimi (Subkritik çevrimi)

Tek aşamalı co_2 kritik altı çevrimi

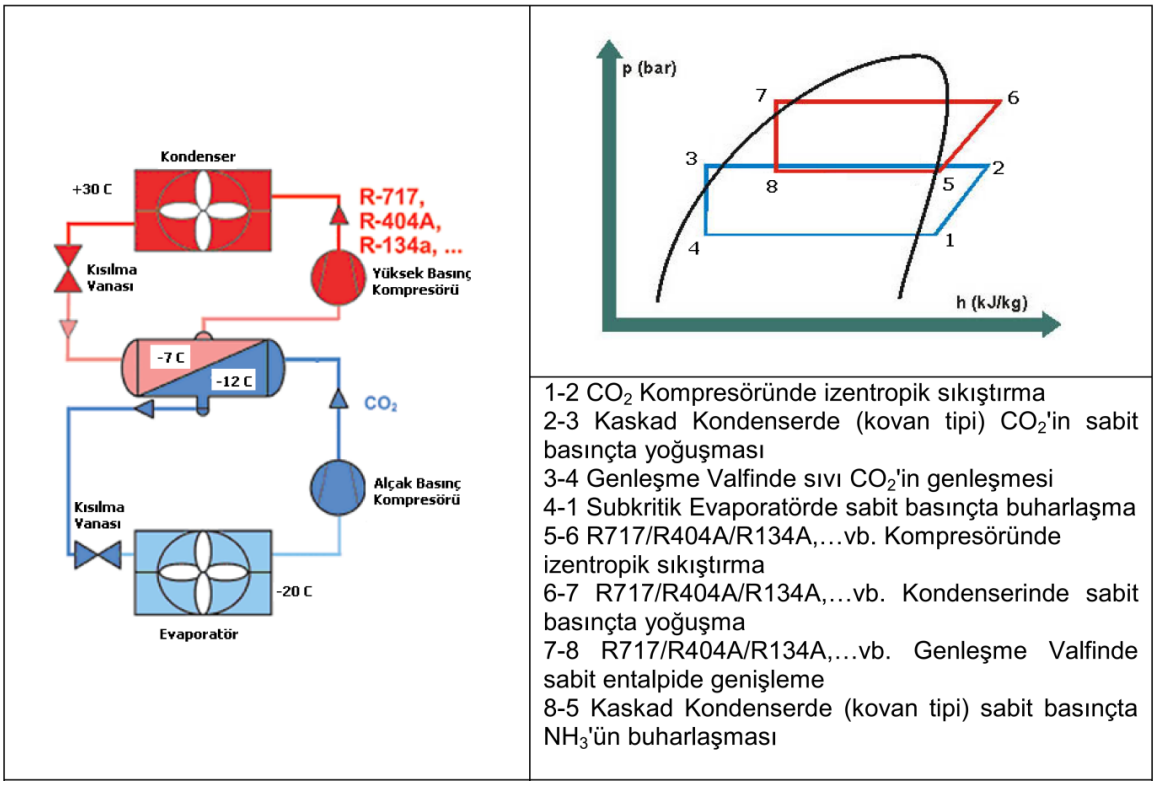
CO_2 (karbondioksit) "kritik altı" durumda, belirli bir sıcaklık ve basınç aralığında bulunan bir durumu ifade eder. Bu durum, CO_2'nin normal koşullar altında (Oda Sıcaklığında ve Atmosferik Basınç Altında) gaz olmasına rağmen, belirli bir sıcaklık ve basınç altında sıvı ve gaz arasında bir geçiş durumunda olduğu zamanı ifade eder. kritik altı CO_2, yüksek basınç altında sıvı halinde bulunurken, düşük basınç altında gaz haline dönüşür. Bu durum, çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Şekil 1.6 CO_2 kritik altı çevrimi göstermektedir.



Şekil 1.6. Direkt genleşmeli CO_2 kritik altı çevrim ve p-h diyagramıı [7].

CO_2 kritik altı kademeli çevrimi

CO_2 kritik altı kademeli çevrimi, CO_2'nin kritik altı koşullar altında (yüksek basınç ve düşük sıcaklık) kullanıldığı bir tür olarak bilinen, ısıtma ve soğutma çevrimidir. Bu çevrim, genellikle endüstriyel soğutma ve ısıtma uygulamalarında kullanılır ve çevresel olarak daha sürdürülebilir bir seçenek olarak kabul edilir. CO_2 kritik altı kademeli çevrimi, CO_2'yi çevrim içinde bir akışkan olarak kullanan bir dizi ısı değişim ünitesi ve kompresörlerden oluşmaktadır. Bu çevrim, CO_2'nin sıvı ve gaz fazları arasında geçiş yaparak ısı değişimini gerçekleştirir. Sıvı CO_2, düşük sıcaklık ve yüksek basınç altında soğutucu olarak kullanılırken, gaz haline dönüştüğünde ısıtıcı olarak kullanılır. Bu şekilde, çevrimde ısı transferi gerçekleşir ve istenilen sıcaklık değişimleri sağlanır. Şekil 1.7 kademeli sistemin şemasını ve p-h diyagramını göstermektedir.



Şekil 1.7. Kritik altı CO_2 - R717/R404A/R134A, kademeli çevrimi şeması, ve p-h diyagramı [7].

CO_2 kritik altı kademeli çevrimi, diğer geleneksel soğutma çevrimlerine kıyasla çeşitli avantajlar sunmaktadır. Bu avantajlar arasında yüksek verimlilik, düşük çevresel etki, düşük enerji tüketimi ve daha geniş işletme aralığı bulunur. Bu nedenle, endüstriyel soğutma ve ısıtma uygulamalarında giderek daha popüler hale gelmektedir.

Mevcut tez çalışması, R744 (CO_2) soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerini odak noktasına alacak ve performans kriterlerini analiz ederek, elde edilen sonuçları tartışacaktır. Çalışma kapsamında literatür incelemesi yapılacak ve benzer sistemlerin performansını en çok etkileyen faktörler yönünde analizler gerçekleştirilecektir. Bu sayede, CO_2 kullanılan soğutma sistemlerinin verimliliğinin artırılması hedeflenmektedir. CO_2'nin soğutma sistemlerinde kullanılması, çeşitli avantajları beraberinde getirse de, belirli koşullar ve tasarım parametreleri dikkate alınarak optimize edilmesi önemlidir. Bu bilgiler ışığında, CO_2 soğutma sistemlerinin tasarımında birçok önemli parametrenin göz önünde bulundurulduğunu anlıyoruz. Kompresör gücü, kompresör tipi, kondenser kapasitesi ve tipi, genleşme valfleri, ve evaporatör kapasitesi ve evaporatör tipi gibi faktörler, sistemin performansını ve verimliliğini etkileyen kritik faktörlerdir. Ayrıca, transkritik ve kritik altı devreler arasında seçim yapılırken, tasarım incelenip yapılan eklemler de önemli bir rol oynamaktadır. Ekonomik faktörler de tasarım sürecinde büyük bir etkiye sahiptir, çünkü sistemlerin maliyetleri ve ekonomik sürdürülebilirlik, genellikle tasarım kararlarını etkileyen kritik unsurlardır.

Son olarak, bu çalışmanın bir parçası olarak p-h (Basınç - Özgül entropi) diyagramı ve şematik görünümü gibi termodinamik analizlerin de gerçekleştirilmesi, tasarım sürecini daha kapsamlı hale getirecektir. Bu tür analizler, sistemin termodinamik performansını anlamak ve optimize etmek için değerli bilgiler sağlayabilir.

2. CO_2 SOĞUTUCU AKIŞKANI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN LİTERATÜR ARAŞTIRMA İNCELEMESİ

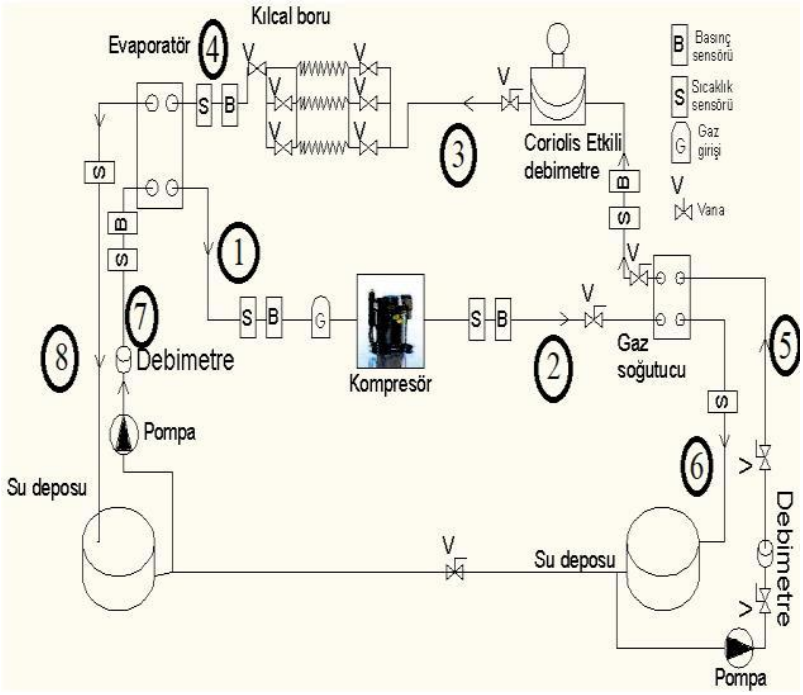
Yapılan tez çalışmasında, R(744) CO_2 soğutucu akışkanı kullanılarak soğutma sistemleri üzerine literatür araştırması gerçekleştirilmiştir. CO_2 soğutucu akışkan ila çalışan soğutma sistemlerinde, sistem performansını arttırmak amacıyla kullanılan yöntemlerle ilgili ayrıntılı tartışmalar sunulmuştur.

Sırada yapılan CO_2 soğutuculu soğutma sistemlerinin araştırması gelmektedir

CO_2 soğutuculu soğutma sistemleri:

Ocak 2022 yılında, ElbİR ve diğerleri, transkritik CO_2 soğutucuyla çalışan tek kademeli ısı pompalarını kullanarak soğutma sistemleri çevrimleri üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma esnasında, Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının artmasıyla ila evaporatör sıcaklığının azalması, ısıtma performans kat sayısı ve ekserji performans kat sayısı değerlerinin düşmesine neden olduğunu görülmüştür. Ayrıca, iki farklı basınç seviyesinden oluşmaktadır: 75 ve 100 bar. Gaz soğutucu basıncının %33 artışı ve evaporatör basıncının %57 artışıyla birlikte, sistemdeki değişiklikler detaylı bir şekilde incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, $COP_{ıstma}$ değeri %148, toplam ekserji kaybı %3,2 ve kütlesel su soğutma debisi %100 oranında artış göstermiştir [5].

Şekil 2.1'de, sistemin şeması görülmektedir.



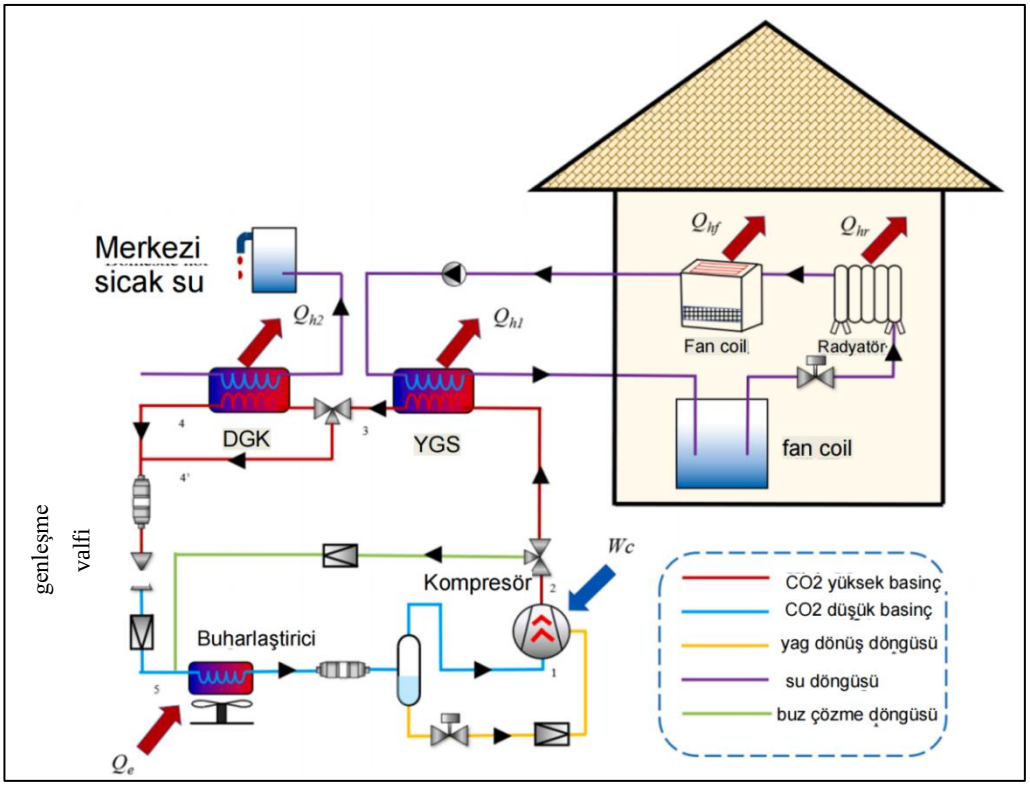
Şekil 2.1. Termodinamik analizi yapılan deney sistemi [5].

Sun ve diğerleri, 2023 yılında yeni transkritik R744 soğutmalı bir soğutma sistemi üzerine geçekleştirilen çalışmada, genişletici mekanik aşırı ısınma kuplaj soğutma R744 temel transkritik soğutma ile karşılaştırılmıştır. Üç farklı döngü kullanılarak yapılan karşılaştırmalarda, genişletici tipinde en yüksek performans elde edilmiş ve COP değeri sırasıyla %131,17 ve %72,19 artmıştır. Gençleştirici koşullarının önünde ve arkasında verilen basınç farkı altında sistemin optimum basıncı sırasıyla %8,63 ve %6,14 oranında azaltılmıştır. Gaz soğutucu sıcaklığının artmasıyla üç farklı sistemdeki performans değerlerinin azaldığı gözlenmektedir. Ancak, evaporatör sıcaklığının artmasıyla sistemin performans değerlerinin arttığı görülmektedir. Belirli aşırı ısınma koşulları altında, sistem maksimum performans katsayısının karışım türünde bulunduğu belirtilmiştir [10].

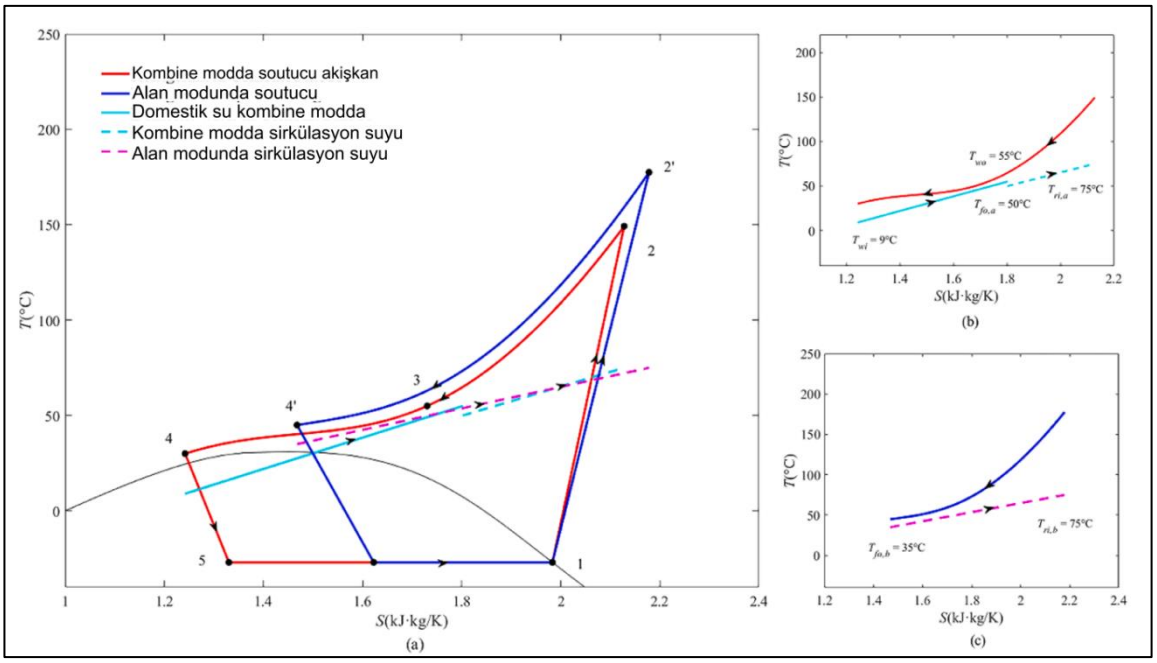
Xu ve diğerleri, 2022 yılında hesaplamalı kod ve termofiziksel CO_2 soğutucu akışkan, su ve havanın özellikleri için deneyimle değiştirilmiş bir entegre CO_2 hava kaynaklı ısı pompası kullanarak eş zamanlı olarak alan ısıtma ve sıcak su sağlayan bir sistem önermişlerdir. Yeni entegre invertör kompresörlü CO_2 ısı pompasında gerçekleştirilen optimizasyon işletim modeli araştırması sonucunda, sistemin 3 farklı modundan oluştuğu belirlenmiştir: Etraflı, Birleşik ve Alan Isıtma. Sıcaklık analizinde, çevre ve dış sıcaklığın sistemin performansına birebir etki ettiği analiz edilmiştir. Çalışma sonucunda, dış basıncın değeri ile çevre sıcaklığı arttıkça performans katsayısının da arttığı ve sistem verimliliğinin yükseldiği elde edilmiştir.

Yapılan çalışmanın sonuçlarına göre, Birleşik modunda kompresör dış basıncının arttığı ve COP değerinin 1,5'tan 2,1'e yükseldiği belirtilmiştir. Ayrıca, toplam yıllık maliyetin %30 oranında azaldığı gösterilmiştir [11].

Şekil 2.2'de, sistemin şematik görünümü; Şekil 2.3'te ise entegre sistemin T-s diyagramını göstermektedir.

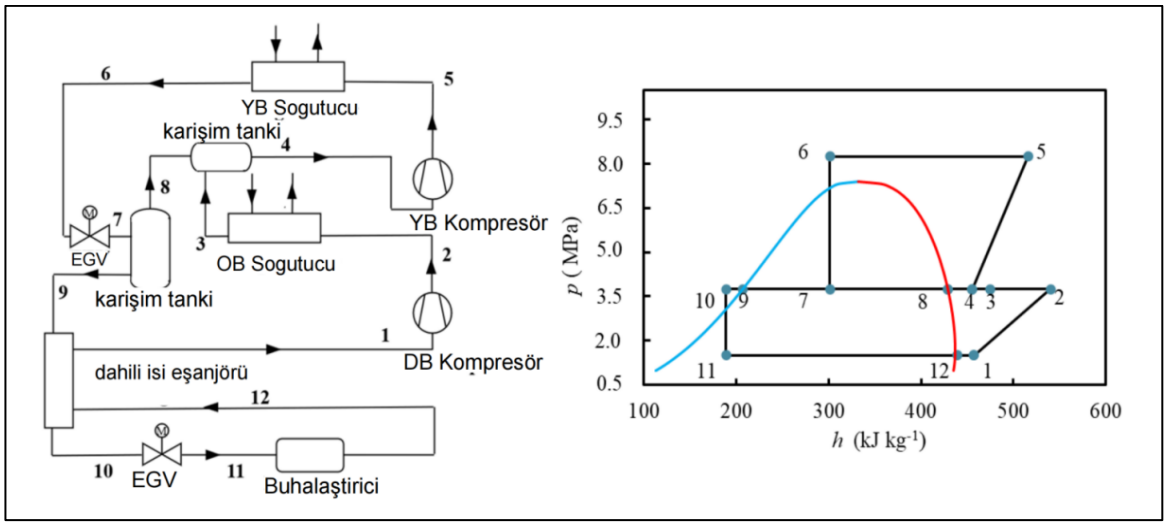


Şekil 2.2. Alan ısıtma (SH) ve merkezi sıcak (DWH) ile birleştirilmiş entegre CO_2 ısı pompasının şematik diyagramı [11].



Şekil 2.3. Entegre sistemin T-s diyagramı (a) Genel (b) kombine mod (c) Alan ısıtma modu [11].

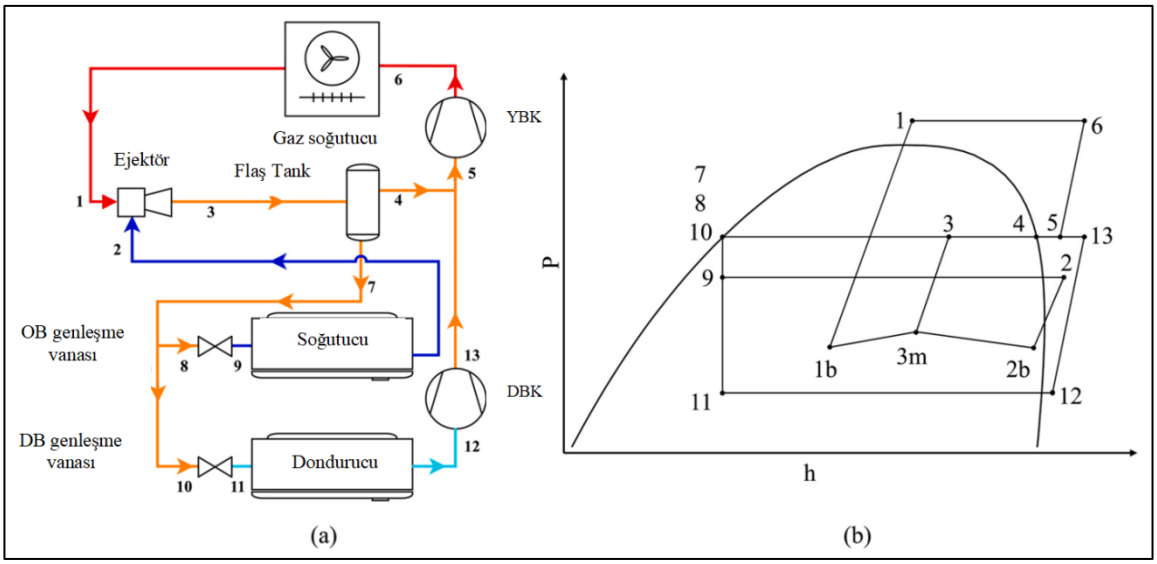
Niu ve meslektaşları, 2022'de sayısal simülasyon ve (MATLAB 2021a) kullanarak ekli soğutuculu sistemde soğutucu akışkanların soğuk depolama lojistiği sorununa odaklanarak, iki aşamalı soğutucu ile sıkıştırma soğutma çevrimini kapsamlı bir şekilde analiz etmişlerdir. Çalışmanın sonuçlarına göre, performans katsayısı 1,87 değerinde olup evaporator sıcaklığı -21°C olarak belirlenmiştir. Ayrıca, COP değeri evaporator sıcaklığı azaldıkça orantılı olarak düşmektedir. Bunun yanında, su soğutucu sıcaklığının 32°C olduğu ve dış basıncın değeri arttıkça soğutma kapasitesinin arttığı durumda COP değeri en yüksek oranı vermektedir ve bu oran, su soğutucu sıcaklığı arttıkça azaldığını görülmüştür [12]. Şekil 2.4'te, sistemin TEI şeması ve TEI döngüsünün p-h diyagramını göstermektedir.



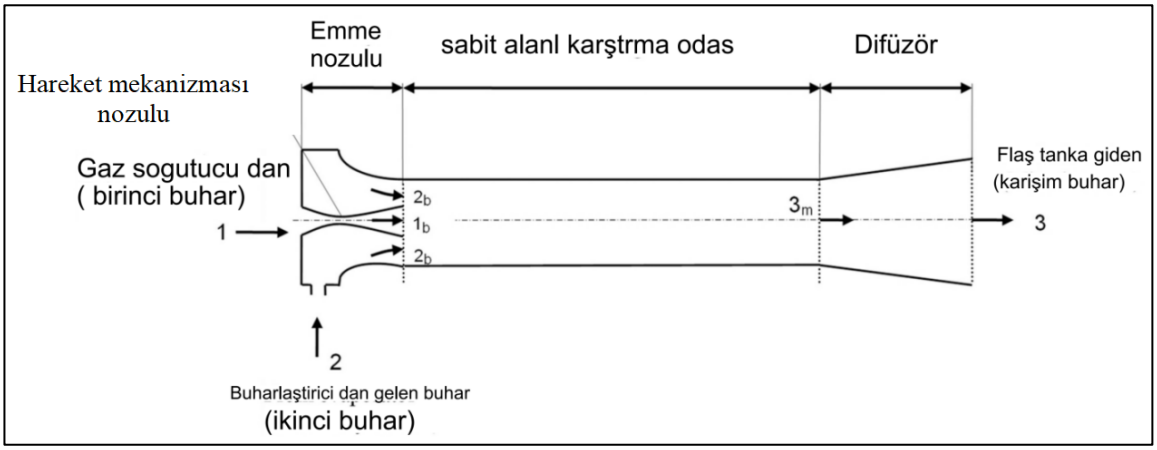
Şekil 2.4. TEI şeması ve TEI döngüsünün p-h diyagramı [12].

Caliskan ve Ersoy 2022 yılında enerji tüketimini azaltmak amacıyla CO_2 transkritik sistemi üzerine gerçekleştirdikleri araştırma ve iyileştirmeleri rapor etmişlerdir. Çalışmada, booster, paralel ve ejektörlü olmak üzere üç farklı sistem türü kullanılmıştır. Yapılan çalışmaların sonuçlarına göre, ejektörlü sistemde COP değeri %47 oranına kadar artış göstermiş ve değeri 1,81 olarak belirlenmiştir. Ayrıca, çalışmaların 35-40-45°C sıcaklıklarda ve farklı döngülerde yapılan termodinamik analizlerle beraber, maksimum performans katsayısının en düşük 35°C sıcaklıkta, olduğu belirtilmiştir. Çalışma, termodinamik analizler ve basınç optimizasyon ila birlikte sunulmuş, belirli bir basınca (87 MPa) kadar COP değerinin zirvede olduğu ifade edilmiştir [13].

Şekil 2.5'te, ejektör genişleşmeli soğutma çevrimi tesis yerleşimi ve şekil 2.6'da sistem p-h diyagramını göstermektedir.



Şekil 2.5. Ejektör genleşmeli soğutma çevrimi (ERC) (a) Tesis yerleşimi (b) p-h diyagramı [13].



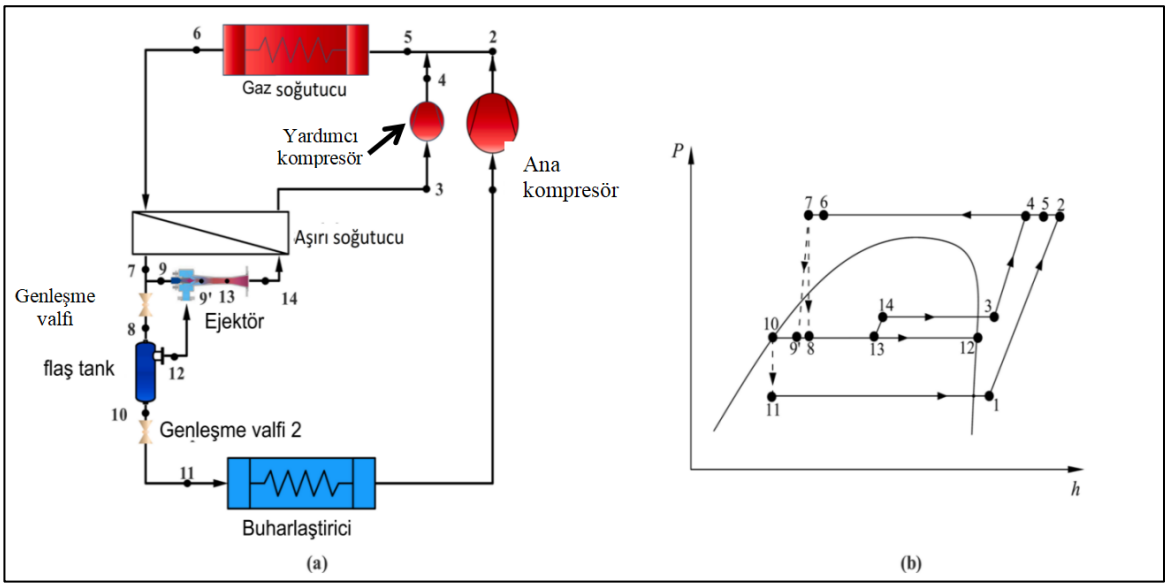
Şekil 2.6. Ejektörün şematik görünümü [13].

Hu ve diğerleri, 2023 yılında CO_2'nin ısı transfer oranını tahmin etmek ve performans optimizasyonu yapmak amacıyla, bir soğutma sisteminde hava soğutucu üzerine çalışma gerçekleştirmiş ve bu çalışmayı simülasyon modeli ile deneylerle doğrulamışlardır. Çalışmada üzerinde durulan faktörler, hava kütle akış hızı, hava giriş kuruluğu, tüp alanları, tüp çapları ve kanat aralığıdır. Maksimum COP değeri elde etmek için yapılan çalışmada, hava kütle akış hızının 240 (kg/saat), hava giriş kuruluğunun 0,2, tüpler arasındaki mesafenin 40 (mm), ve ısı transferi için kanatların arasındaki mesafenin büyük olması gerektiği belirlenmiştir. Bu parametrelerin belirtilen değerlere ayarlanması, hava soğutucu sisteminin en etkili ve verimli performansını sağlamıştır. ayrıca, Çalışma, kalibrasyon odası sıcaklığı

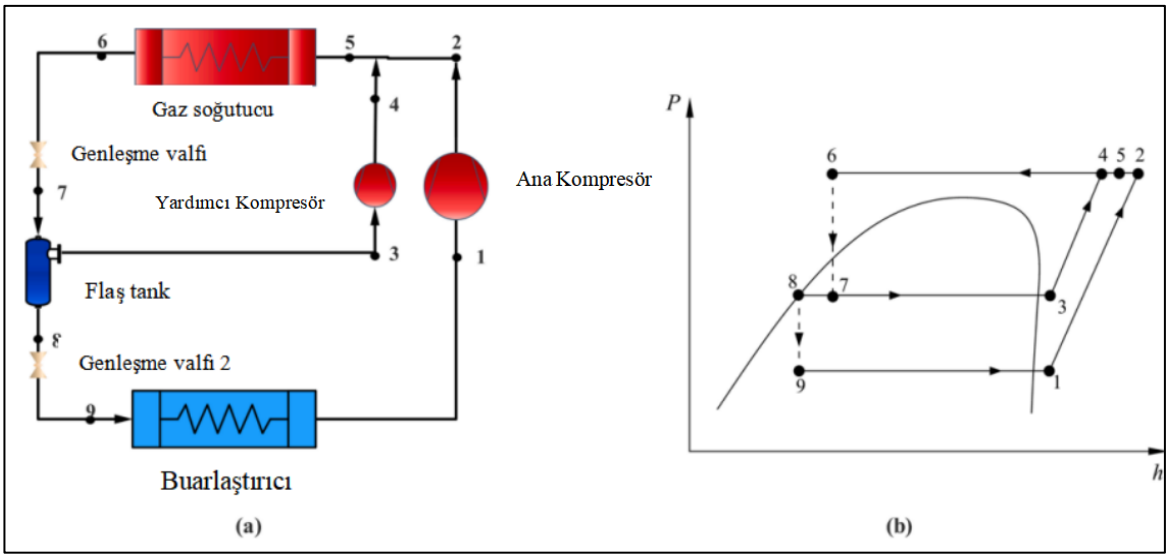
arttıkça ısı transferinin arttığını ve bu durumun sistemin performansını artırdığını kanıtlamıştır [14].

Bai, Shi ve Yu 2023 yılında konvansiyonel Paralel Sıkıştırma Döngüsü ile Ejektörlü sıkıştırma transkritik döngüsü üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, performansı daha da artırmak amacıyla değiştirilmiş bir paralel sıkıştırmalı transkritik CO_2 soğutucu soğutma çevriminde ejektör ve bir alt soğutma döngüsü önerilmektedir. Performans karşılaştırmaları, konvansiyonel döngü ile ejektörlü ve değiştirilmiş döngü arasında yapılmıştır. Sonuçlar, maksimum iyileştirmelerin COP değerinde %15,8'e kadar ve hacimsel soğutma kapasitesinde %17,1'e ulaştığını göstermektedir. Ejektör ve alt soğutucunun kullanılması, optimum flaş basıncında %16,4–33,0 oranında ve kompresör deplasmanında %11,4 oranında azalma görüldüğünü ifade etmişlerdir. Sonuçlar, evaporatör bölümünde yüksek sıcaklık ve gaz soğutucu bölümünde ise daha düşük sıcaklık tercih edildiğini göstermektedir [15].

Şekil 2.7'de, Ejektörlü Paralel Soğutma Döngüsünün yerleşim planı ve p-h diyagramları; Şekil 2.8'de ise Geleneksel Paralel Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi Döngüsünün yerleşim planı ve p-h diyagramları bulunmaktadır.



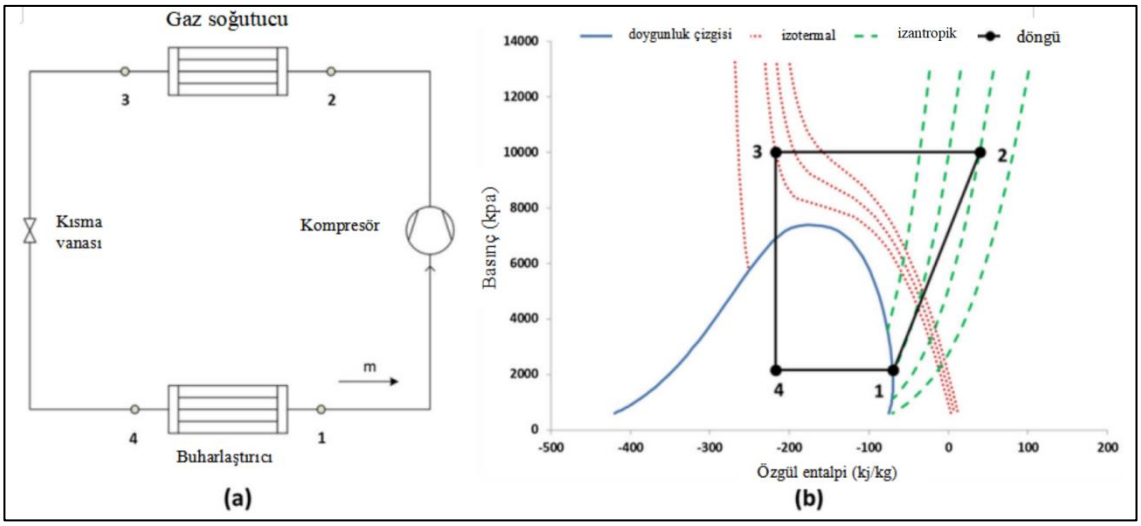
Şekil 2.7. (EPRC) Ejektörlü paralel soğutma döngüsünün yerleşim planı ve p-h diyagramları [15].



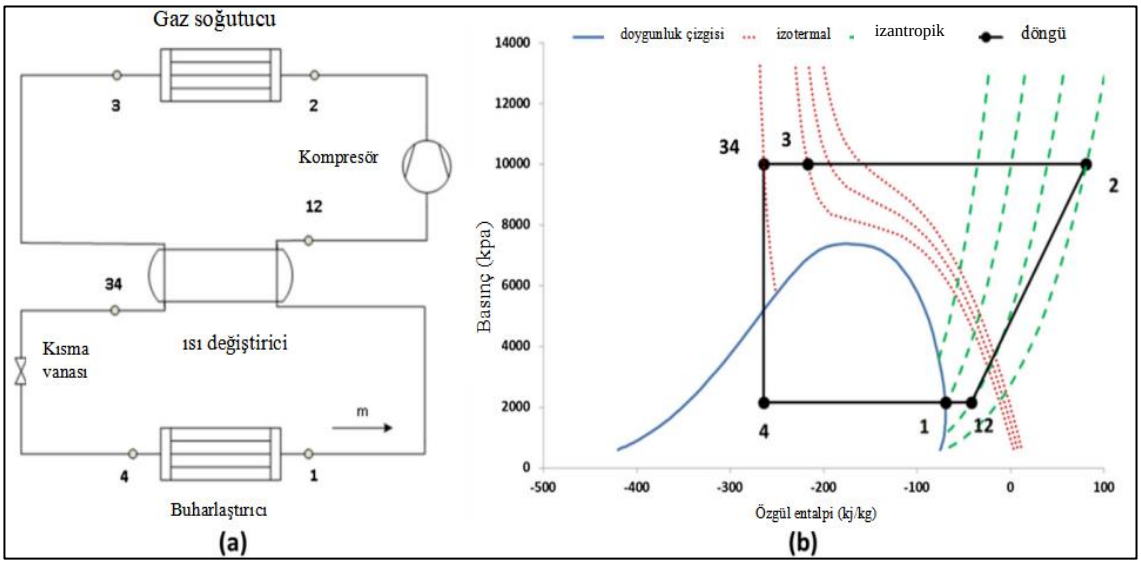
Şekil 2.8. (CPRC) geleneksel paralel sıkıştırmalı soğutma çevrimi döngüsünün yerleşim planı ve p-h diyagramlar [15].

Bellos ve Tzivanidis tarafından 2019 yılında CO_2 soğutma sistemleri üzerine karşılaştırmalı bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışma, evaporatör için tamamen beş farklı çevrimin 35°C ve +5°C sıcaklıklar arasında yapıldığı bir araştırmayı kapsamaktadır. Referans sistem olarak basit buhar sıkıştırma döngüsü kullanılmış, diğer dört gelişmiş döngü ile karşılaştırılmıştır (Dahili Isı ile eşanjör, iki aşamalı sıkıştırma döngüsü, paralel sıkıştırma döngüsü ve mekanik alt soğutmalı). Tüm deneyler hesaba katılarak ortalama COP geliştirmeleri şu şekildedir: %8,88 (HEX), %36,79 (PC), %47,98 (2-ST) ve %75,80 (M-SC). Sonuç olarak, performans katsayısı maksimum COP değeri, kondenser sıcaklığının Tc=50°C ve evaporatör sıcaklığının Te=-35°C koşullarında elde edilmiştir [16].

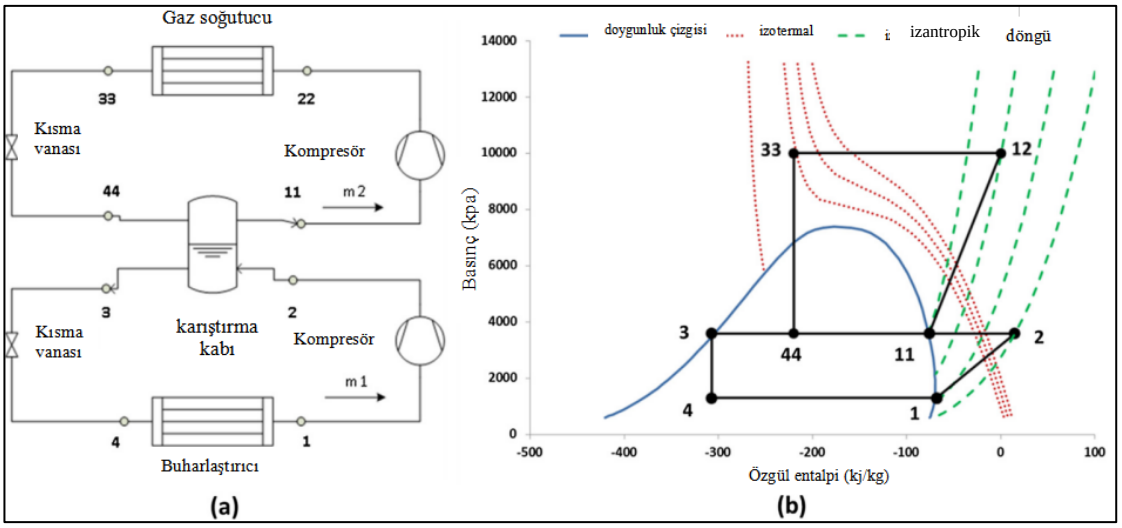
Referans sistem konfigürasyonu şekil 2.9'da, p-h diyagram ila birlikte sunulmuştur. Dahili ısı eşanjörlü (HEX) sistem konfigürasyonu ise şekil 2.10'da yer almaktadır ve aynı şekilde p-h diyagramı da gösterilmektedir. Ayrıca, şekil 2.11'de iki aşamalı sıkıştırma sistemi (2-ST) konfigürasyonu ve buna ilişkin p-h diyagram mevcuttur. Şekil 2.12'de ise Paralel sıkıştırma sistemi (PC) konfigürasyonu, p-h diyagramı, şekil 2.13'te ise Mekanik aşırı soğutmalı sistem (M-SC) konfigürasyonu, p-h diyagramı bulunmaktadır [16].



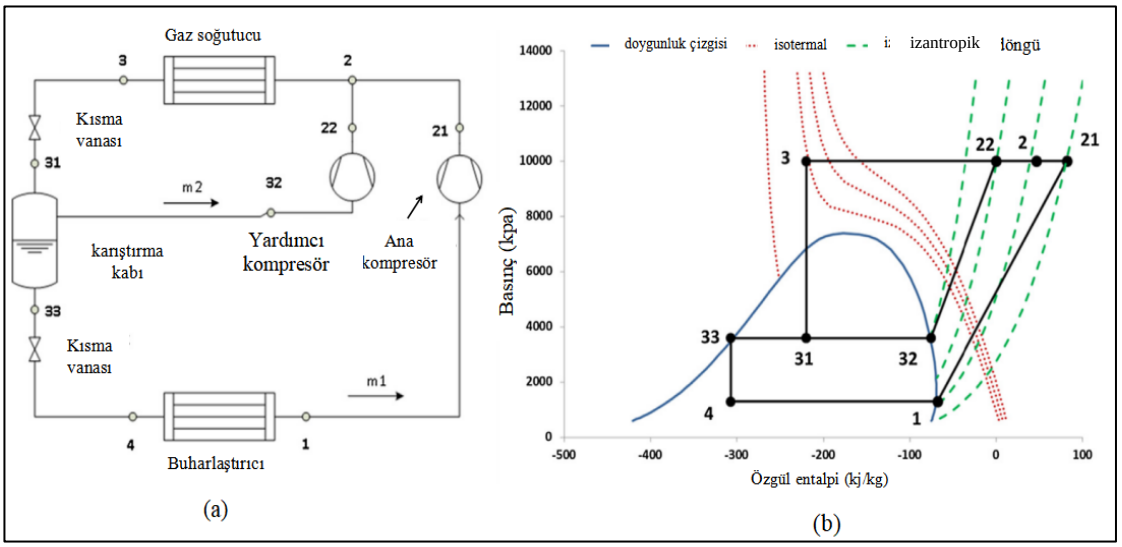
Şekil 2.9. Referans sistemi (Ref) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı [16].



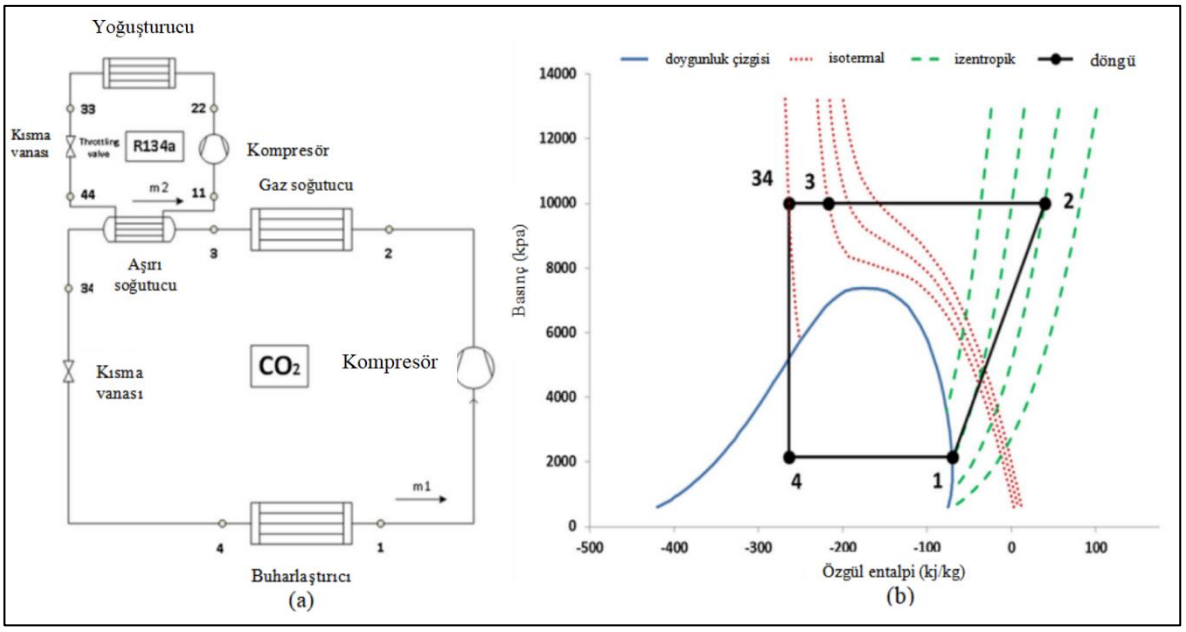
Şekil 2.10. Dahili ısı eşanjörlü sistem (HEX) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı [16].



Şekil 2.11. İki aşamalı sıkıştırma sistemi (2-ST) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı [16].



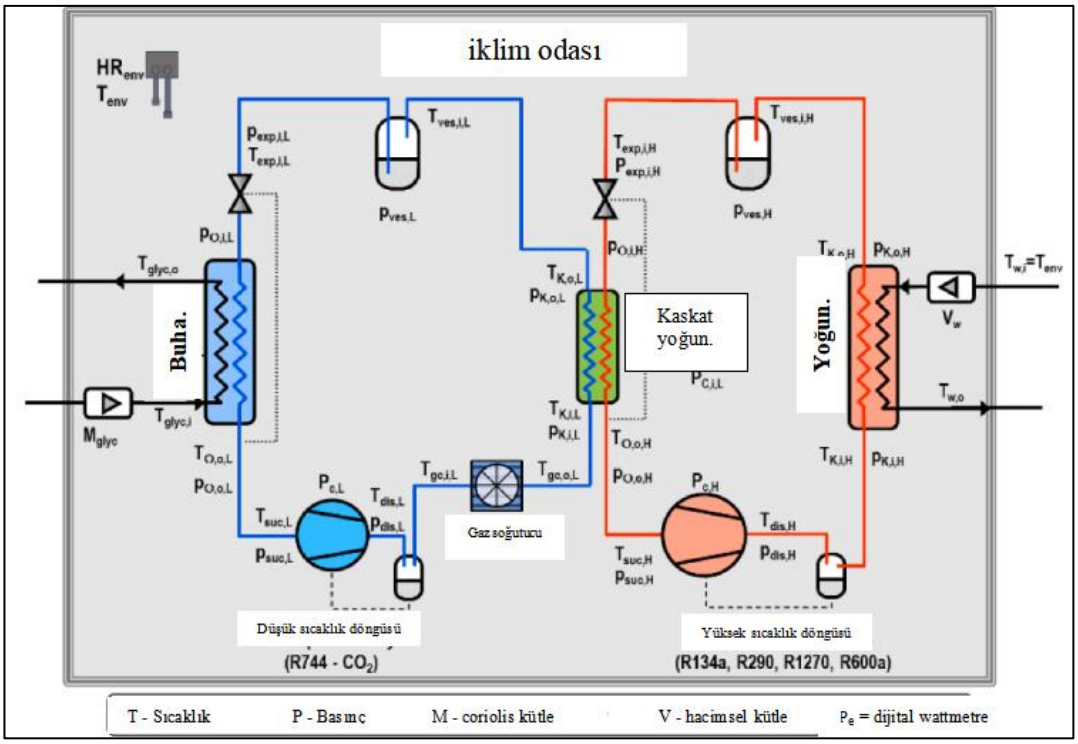
Şekil 2.12. Paralel sıkıştırma sistemi (PC) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı [16].



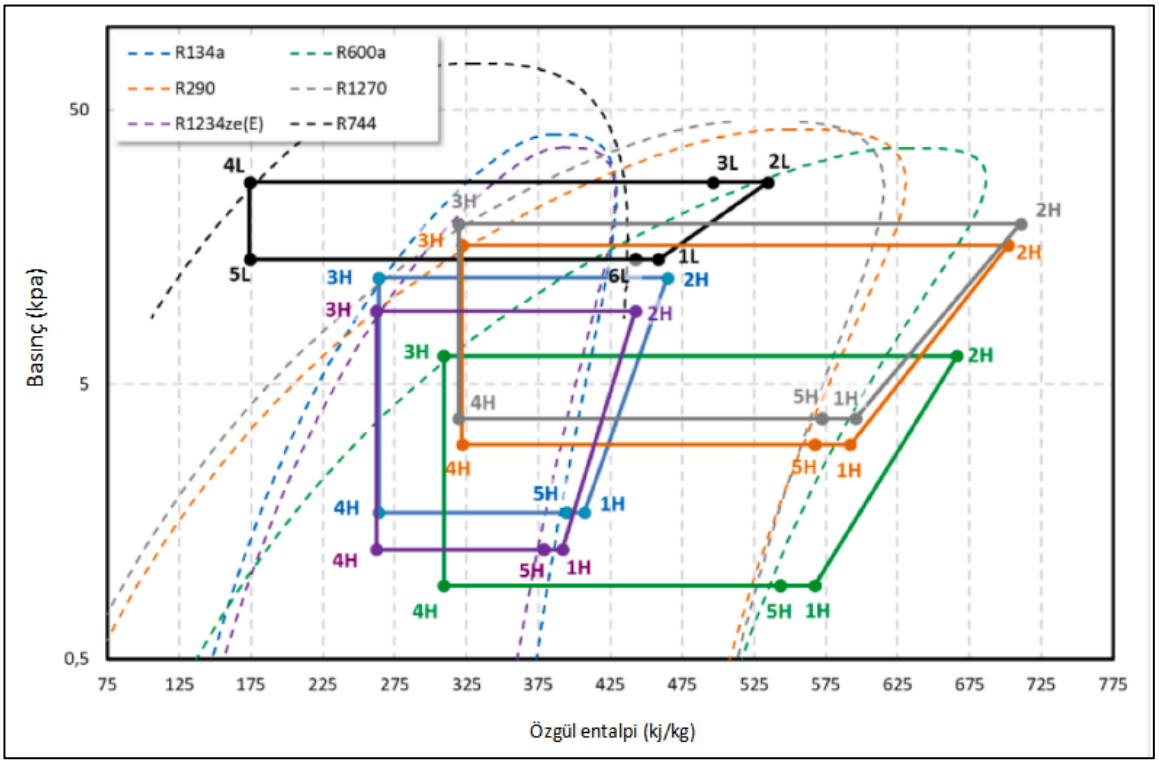
Şekil 2.13. Mekanik aşırı soğutmalı sistem (M-SC) (a) konfigürasyonu, (b) p-h diyagramı [16].

2023'te Cabello ve akademisyen arkadaşları, kademeli soğutmanın sistemde iki tek kademeli ısı pompası kullanılarak düşük sıcaklıkta CO_2 (R744) ve yüksek sıcaklıkta R1234ze(E), R290, R1270, R600a ile çalışan kademeli çevrimli soğutma sistemini deneyde incelemişlerdir. Laboratuvar testleri üç farklı ısıtma seviyesinde (20, 30 ve 40 °C) gerçekleştirilmiştir. Sabit bir düşük sıcaklıklı ısı kaynağı -20°C sıcaklığındadır. Performans katsayısı COP, en yüksek değeri 20°C sıcaklığında R1234ze (E)/R744 soğutucu akışkan çifti ile elde edilmiştir. Dış sıcaklıklarda (30 ve 40 °C), en yüksek COP değeri R600a/R744 çifti ile elde edilmiştir. R134a/R744 çifti ile karşılaştırıldığında, dört alternatif soğutucu ile elde edilen maksimum COP değerleri %2,22 oranında iyileştirme göstermiştir [17].

Deneysel aşamalı tesis sisteminin şeması, şekil 2.14'te görülebilir. Ayrıca teorik kademeli çevrimlerinin $T_{env.}$ ile karşılaştırılması da şekil 2.15'te sunulmuştur.



Şekil 2.14. Deneysel kademeli tesis şeması [17].

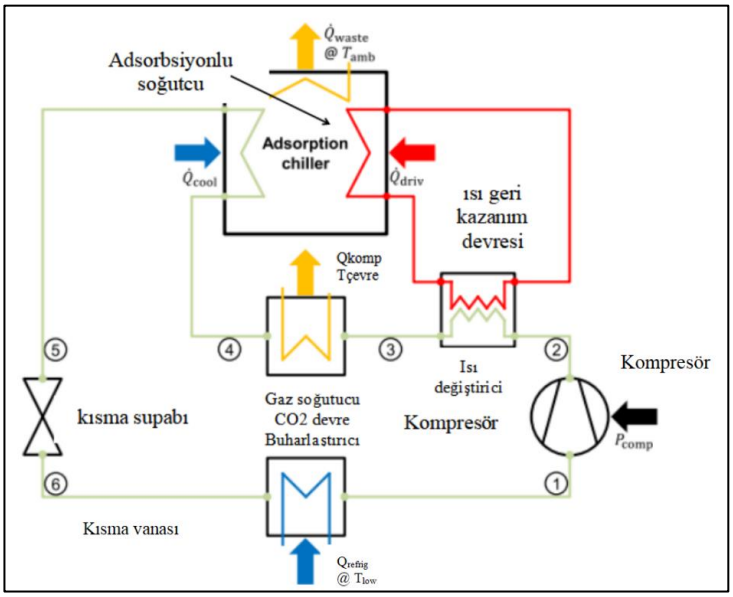


Şekil 2.15. Teorik kademeli çevrimlerinin T_{env}. ile karşılaştırılması: 30◦C [17].

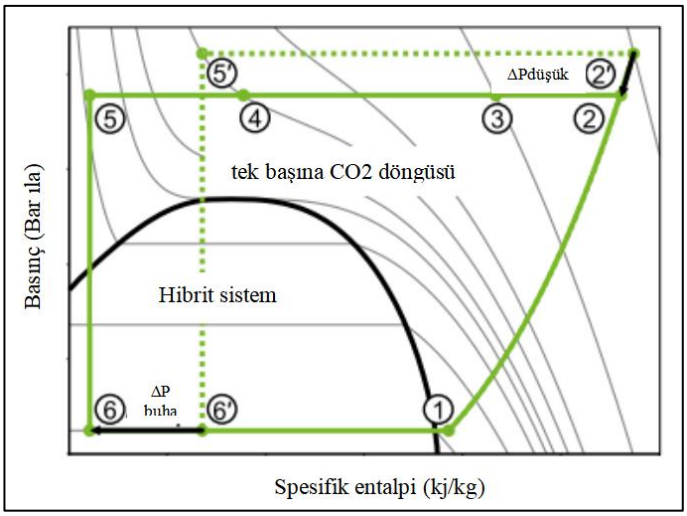
Badache ve diğerleri, 2019 yılında CO_2'nin DX-GCHP sistemlerinde soğutucu olarak kullanılmasının mevcut zorluklarına çözüm getirmek amacıyla, CO_2'nin soğutucu olarak kullanıldığı tek bir U-boru dikey doğrudan genleşme BHE üzerinde teorik ve deneysel araştırmalar gerçekleştirildi. Daha sonra, BHE'nin daha önce geliştirilmiş teorik modeli, mevcut test düzeneği ile toplanan bir dizi deney kullanılarak doğrulandı. Son olarak, model, BHE'nin performansı üzerinde şu parametrelerin etkisinin analizi için kullanıldı: (i) soğutucu akış hızı, (ii) delik duvar sıcaklığı ve buharlaşma süreci içinde test dönemi boyunca ortalama akışkan sıcaklığı, (iii) basınç düşüşü, (iv) CO_2 dolaşımı için gereken güç, ve (v) BHE'deki buharlaşma sıcaklık değişimi şeklinde analiz edildi [18].

Gibelhaus ve diğerleri, tarafından 2019 yılında, şekil 19'da görüldüğü gibi hibrit bir sistemde CO_2 döngüsü, bir adsorpsiyonlu soğutma çevrimi ile atık ısısı geri kazanımı amacıyla kullanılmıştır. Soğutma gücünü ve sistemin verimini artırmak için adsorpsiyonlu soğutma çevrimi CO_2 döngüne yeniden entegre edilmiştir. Deneyde kompresörün basınç oranını %6'ya kadar düşürerek ve ayrıca soğutucu kütle akış hızını %35'e kadar azaltarak, kompresörde enerji tasarrufu sağlanmıştır. Tam bir yıllık döngü için model, Atina için %22 ve ayrıca Köln için %16 enerji tasarrufu elde etmektedir. Ayrıca, çevre sıcaklığının düşük olduğu seviyelerde enerji tasarrufunun daha yüksek olduğu elde edilmiştir [19].

Şekil 2.16 çevrimin şemasını, ise çevrimin p-h diyagramını sergilemektedir.



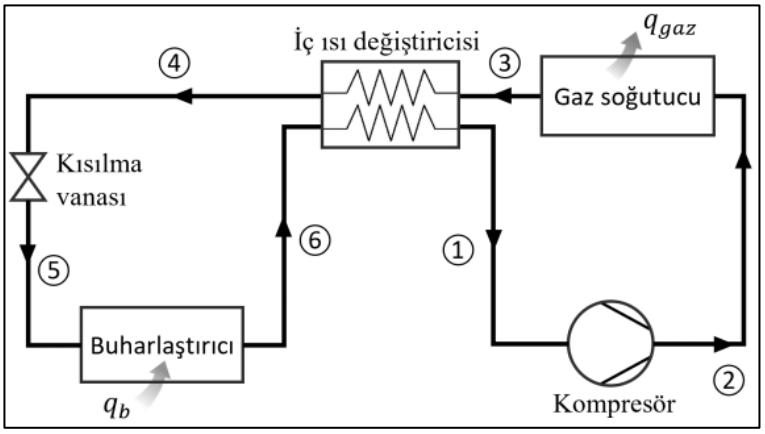
Şekil 2.16. CO_2 çevrimi ve adsorpsiyon soğutucusunu birleştiren entegre hibrit sistemin şeması [19].



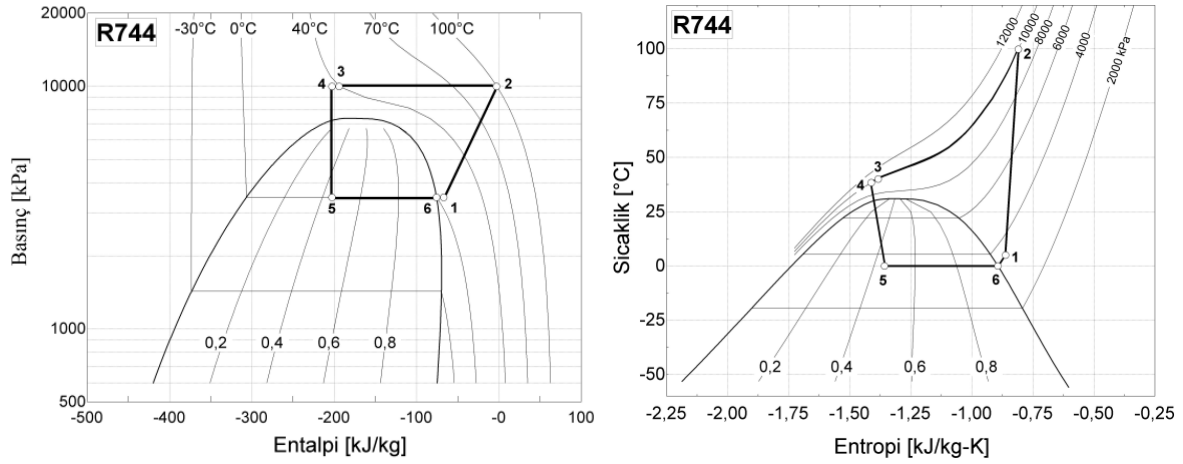
Şekil 2.17. Bağımsız CO_2 döngüsünün (noktalı çizgi) ve hibrit sistemin (düz çizgi) termodinamik döngülerini içeren basınç – özgül entalpi diyagramı [19].

Karaçaylı ve Şimşek (2020) yılında, CO_2 Soğutma Sisteminin Farklı Tasarım Parametreleri iç ısı değiştiricili transkritik çevrimleri üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneyler, 5°C ve 30°C kızgınlık değerlerinde gerçekleştirilmiştir, en uygun kuruluk derecesinin sırasıyla 0,42–0,47 ve 0,31–0,36 olduğunu göstermiştir. Buharlaşma sıcaklığı 0°C, yoğunlaşma basıncı ise 10 MPa olarak alınmıştır. Sistemin soğutma performans katsayısı COP değeri, kuruluk derecesi 0,3'ten 0,4'e ve 0,4'ten 0,5'e çıkarken sırasıyla %14,3 ve %16,7 düşüş göstermiştir. Bu durum, akışkanın kuruluk değeri ne kadar artıyorsa, COP değerindeki azalmaya sebep olduğunu kanıtlamışlardır [20].

Çalışmanın sistem şeması, şekil 2.18'de ve Basınç–Özgül entalpi ve Sıcaklık–Özgül entropi diyagramları şekil 2.19'da gösterilmiştir.



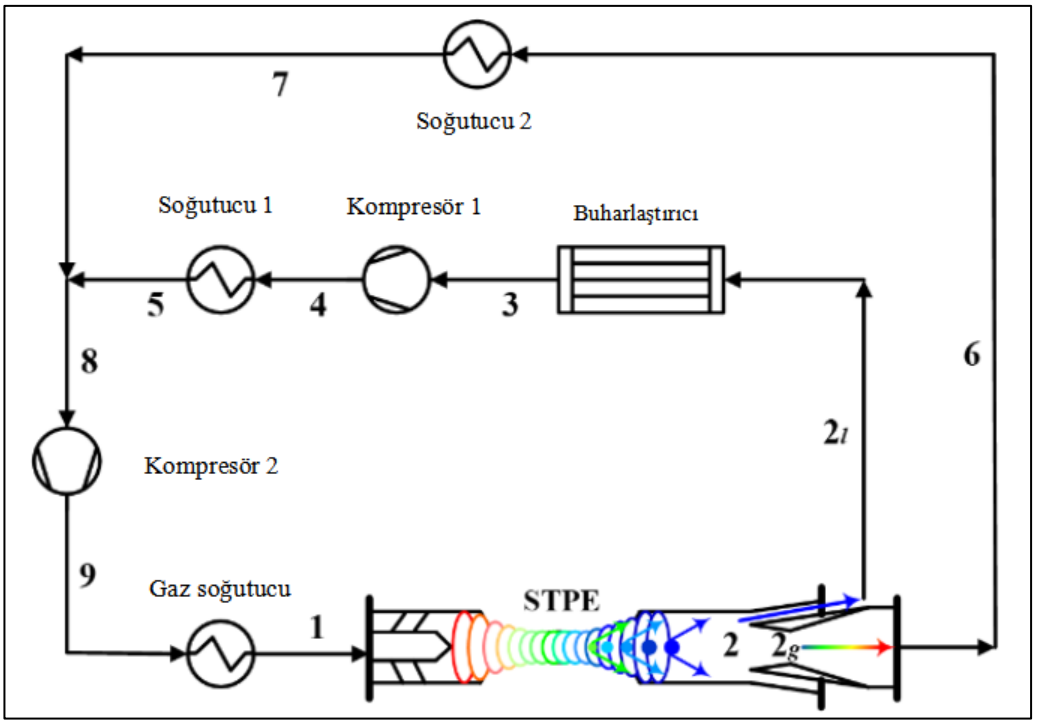
Şekil 2.18. İç ısı değiştiricili CO_2 soğutma çevriminin şematik gösterimi [20].



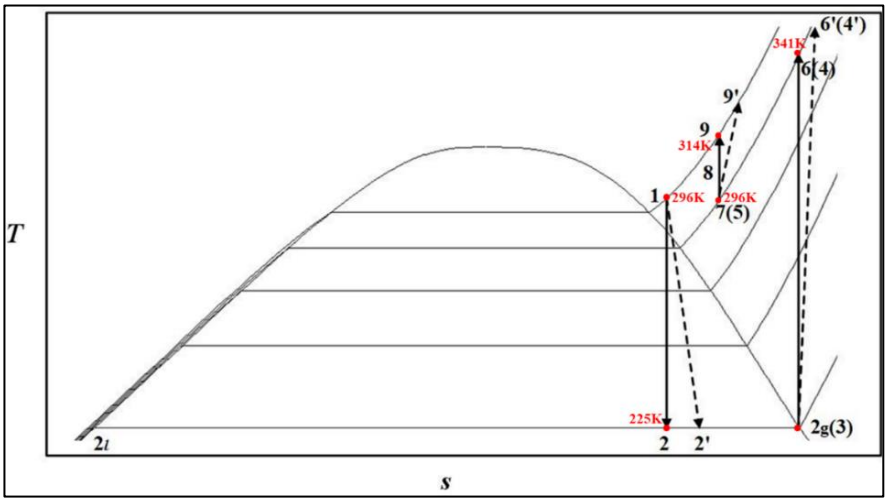
Şekil 2.19. a. İç ısı değiştiricili CO_2 soğutma çevriminin basınç ve özgül entalpi diyagramı, b. Özgül entalpi ile basınç ve sıcaklıkile özgül entropi diyagramları [20].

Zeng, Zou ve Luo tarafından Ekim 2022'de, yeni bir CO_2 süpersonik iki fazlı genleşme soğutma döngüsü, yüksek soğutma verimine sahip STPE kullanılarak oluşturulmuş ve döngü performansı incelenmiştir. Sonuçlar, hesaplama koşulları altında giriş basıncının artmasıyla COP değerin önce arttığını ve sonra azaldığını göstermiştir. Sonuç, giriş basıncının artmasıyla Carnot Verimliliği azalmıştır. COP, giriş sıcaklığının artmasıyla orantılı olarak 2,48'den 2,49'a kadar artmaktadır. Carnot Verimliliği, giriş sıcaklığının artmasıyla orantılı olarak 0,763'ten 0,826'ya kadar artmıştır [21].

Bu çalışmanın yeni CO_2 süpersonik iki fazlı genişleşmeli soğutma çevrimi, Şekil 2.20'de sunulmuştur. Ayrıca, T-s diyagramı şekil 2.21'de gösterilmektedir.



Şekil 2.20. Yeni CO2 süpersonik iki fazlı genişleşmeli soğutma çevrimi [21].

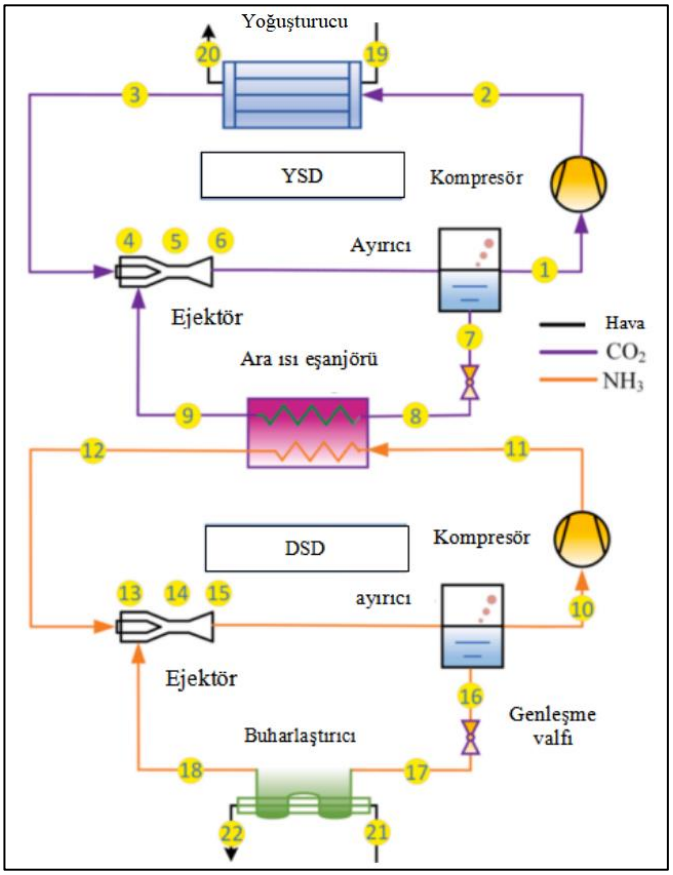


Şekil 2.21. Yeni CO_2 süpersonik iki fazlı genişleşmeli soğutma çevriminin T- s diyagramı [21].

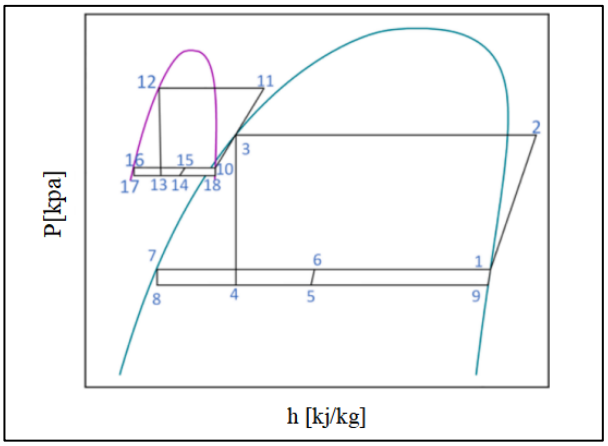
Chi ve diğerleri, tarafından 2023 yılında, CO_2/NH_3 akışkanlı kademeli çevrimli soğutma döngüsünün sıcaklık ve basıncını iki aşamalı kompresör sistemi (CRSE) için matematiksel bir model oluşturulmuş ve termodinamik analize dayalı olarak literatürle karşılaştırılmıştır. Ayrıca, CRSE üzerine gelişmiş ekserji analizi yapılmış ve sistemdeki bileşenlerin ekserji tahribatı iki şekilde ayrılmıştır: kaçınılabilir/kaçınılamaz ekserji yıkımı ve endojen/ekzojen ekserji yıkımı. Analiz sonuçları, sistemin kaçınılabilir ekserji tahribatının toplam ekserji

yıkılımın %38,674'ünü oluşturduğunu, sistemdeki endojen ekserji ve ekzojen ekserji toplam ekserji yıkılım'ın sırasıyla %77,772 ve %22,228 olduğunu göstermektir. Ayrıca, Sistem sıcaklığı arttıkça yüksek ve düşük devrelerde daha fazla performans kat sayısında artış sağlamaktadır [22].

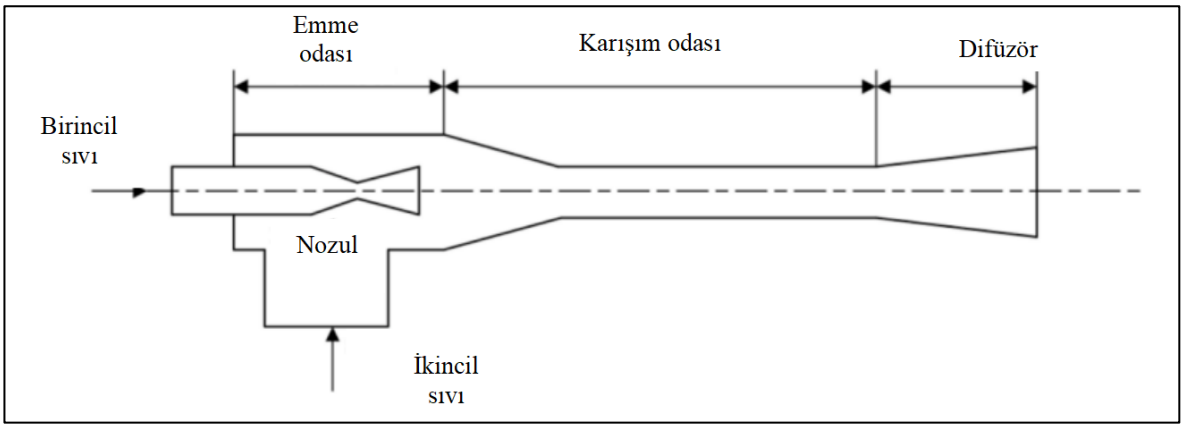
Yapılan çalışmanın sisteminin şematik gösterimi şekil 2.22'de yer almaktadır. Soğutma sistemi için basınç ve özgül entalpi diyagramı ise şekil 2.23'te sunulmuş olup, Ejektörün şematik diyagramı da şekil 2.24'te görülmektedir.



Şekil 2.22. Ejektörlü NH_3/CO_2 kademeli soğutma sisteminin sistem şeması [22].



Şekil 2.23. NH_3/CO_2 kademeli ejektörlü soğutma sisteminin basınç ve özgül entalpi diyagramı [22].



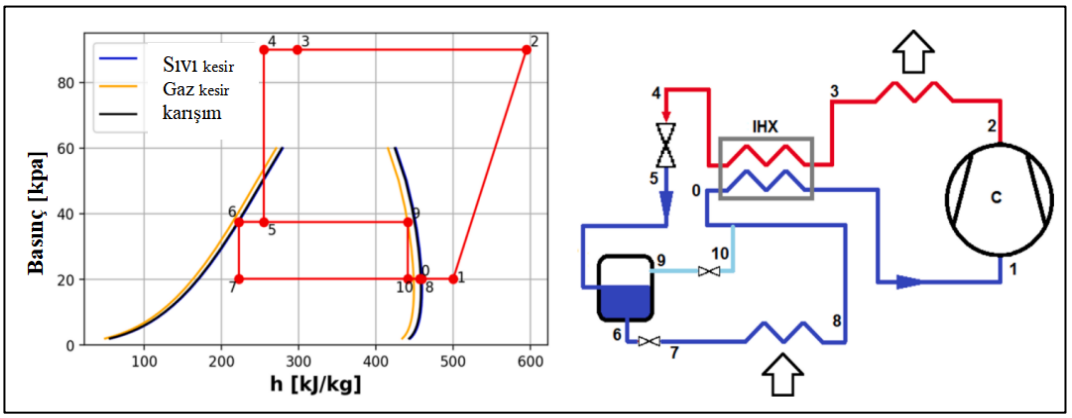
Şekil 2.24. Ejektör performans hesaplamasının şematik diyagramı [22].

Transkritik CO_2 iki aşamalı sıkıştırma soğutma sistemi ile düşük sıcaklıklarda ejektörlü ve ejektörsüz sistemlerin gaz soğutucunun farklı basınç, sıcaklık ve elektronik genleşme valfının açılma yüzdesinin sistem performansı üzerindeki etkileri, Yang ve diğerleri, tarafından 2022 yılında deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerin sonuçları grafikler ve tablolar şeklinde sunulmuştur. Optimum gaz soğutucu basıncı 91 bar olarak belirlenmiş, aynı zamanda çıkış sıcaklığı 33°C ve elektronik genleşme valfi açıklığı %95 durumunda COP değeri 0,78 olarak elde edilmiştir. Bu değer, transkritik ötesi bir CO_2 iki aşamalı sıkıştırmanın 2,28 kat daha yüksek olduğunu kanıtlanmıştır [23].

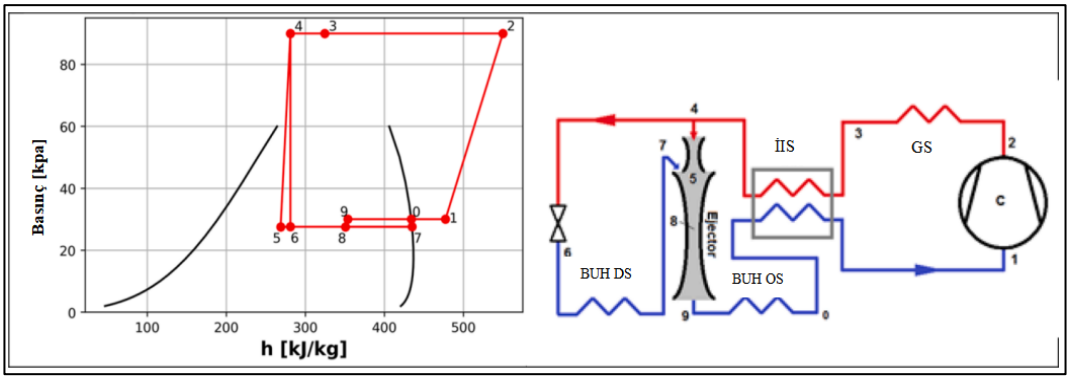
Vaccaro ve diğerleri 2023 yılında, CO_2'nin doğal akışkan olduğu ve zehirli olmayan akışkanlar ila karıştırıldığı soğutma döngü sistemlerinde termodinamik analizler gerçekleştirmişlerdir. Dört farklı yapılandırma simüle edilmiş ve bir akışkan karışımının

kullanımının ürettiği farklı etkiler vurgulanmıştır. Bu yapılandırmalardan ikisi, basit bir termodinamik prosedürle değerlendirilen bir ejektör içermektedir. Simülasyonların sonuçları, CO_2 ve R1234yf karışımının kullanılmasıyla elde edilen en yüksek performans katsayısı değeri 1,84 olarak COP ile sonuçlanmıştır. Ayrıca, basınç seviyesi düştükçe, COP değerinin de orantılı bir şekilde azaldığı gözlemlenmiştir [24].

Çalışmanın ayırıcılı soğutma çevrimi'nin p-h diyagramı ve şeması, şekil 2.25'te gösterilmiştir. Ayrıca, ejektörlü ve çift evaporatör soğutma çevriminin p-h diyagramı ve şeması da şekil 2.26'da yer almaktadır.



Şekil 2.25. Ayırıcılı soğutma çevrimi: p-h diyagramı ve şeması [24].



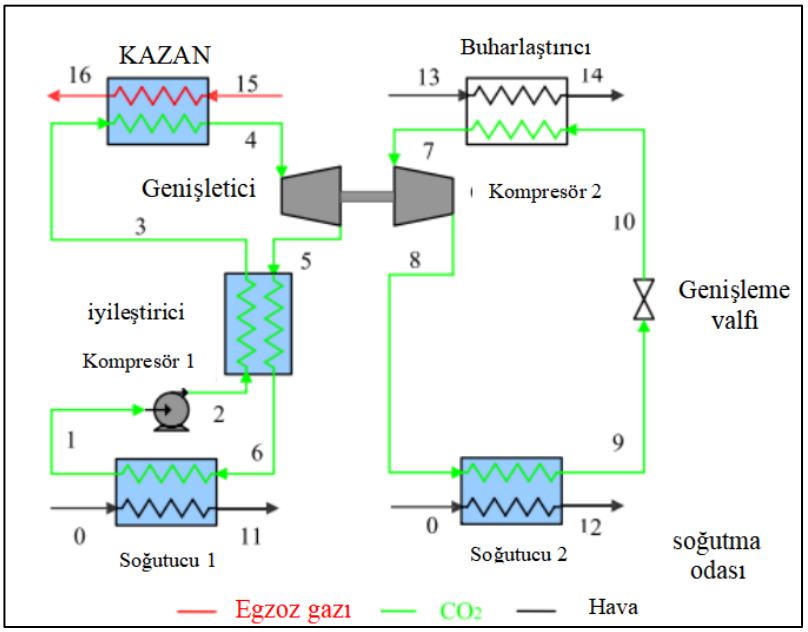
Şekil 2.26. Ejektörlü ve çift evaporatör'lü soğutma çevrimi: p-h diyagramı ve şeması [24].

Yılmaz ve Mançuhan, 2019'da endüstriyel soğutma sistemleri üzerine deneysel bir çalışma yaparak yeni bir sistem oluşturmuşlardır. Bu sistem, yüksek sıcaklık çevrimi için R404 ve düşük sıcaklık çevrimi için CO_2 olmak üzere iki farklı çevrimden oluşmaktadır. Deneylerde, sistem performans kat sayısı, üç farklı sıcaklık, basınç ve kütle debisi kullanılarak

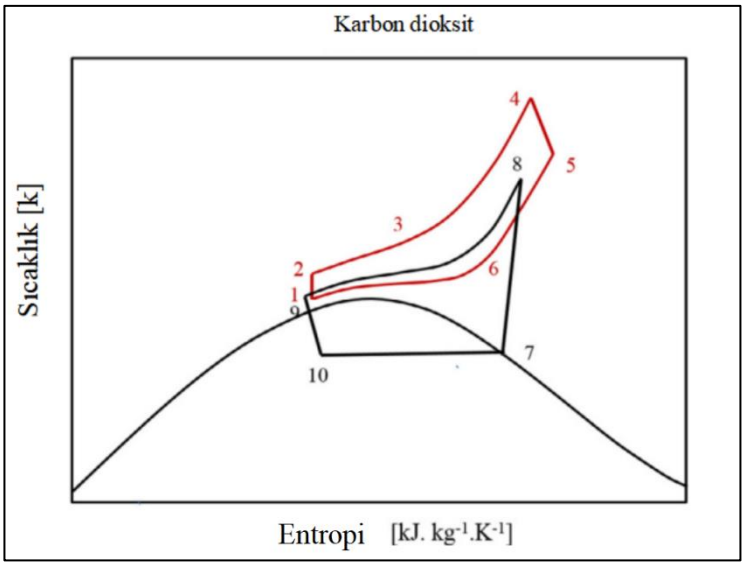
hesaplanmıştır. Deneyler, -34 °C, -25 °C ve -18 °C olmak üzere üç farklı oda sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. SC şartları için sırasıyla 1,14; 1,40; 1,96 COP değerleri deneysel olarak elde edilmiştir. Bu da sistem evaporatör sıcaklıkları arttıkça COP değerinin arttığını göstermiştir [25].

Liang ve diğerleri, 2020 yılında kritik üstü CO_2 gücü ve transkritik CO_2 soğutma çevrimlerinde, motorun atık ısı geri kazanımını amaçlayan bir kombine yapıya dayalı soğutma sistemi tasarlamışlardır. İki farklı döngü olan süper kritik ve kritik altı çevrimler incelenerek, sistemde ayrı ve birleşik soğutucuların kullanılmasıyla sistemin performansı analiz edilmiştir. Deneylerde, beş farklı evaporatör sıcaklığı (-5, -10, -15, -20, -25 °C) kullanılmış ve farklı kompresör çıkış basınçları deneylerde değerlendirilmiştir. Sonuçlar, genişletici giriş basıncının 15600 kPa ve evaporatör sıcaklığının -25°C olduğu durumda ekserji veriminin en yüksek değere ulaştığını ve çıkış basıncının arttıkça ekserji veriminin arttığını göstermiştir. Ayrıca, ortak soğutucunun kullanıldığı sistemin daha verimli olduğu ve basınç 7400 kPa'dan 7600 kPa'a yükseldiğinde performansta bir artış olduğunu belirtmişlerdir [26].

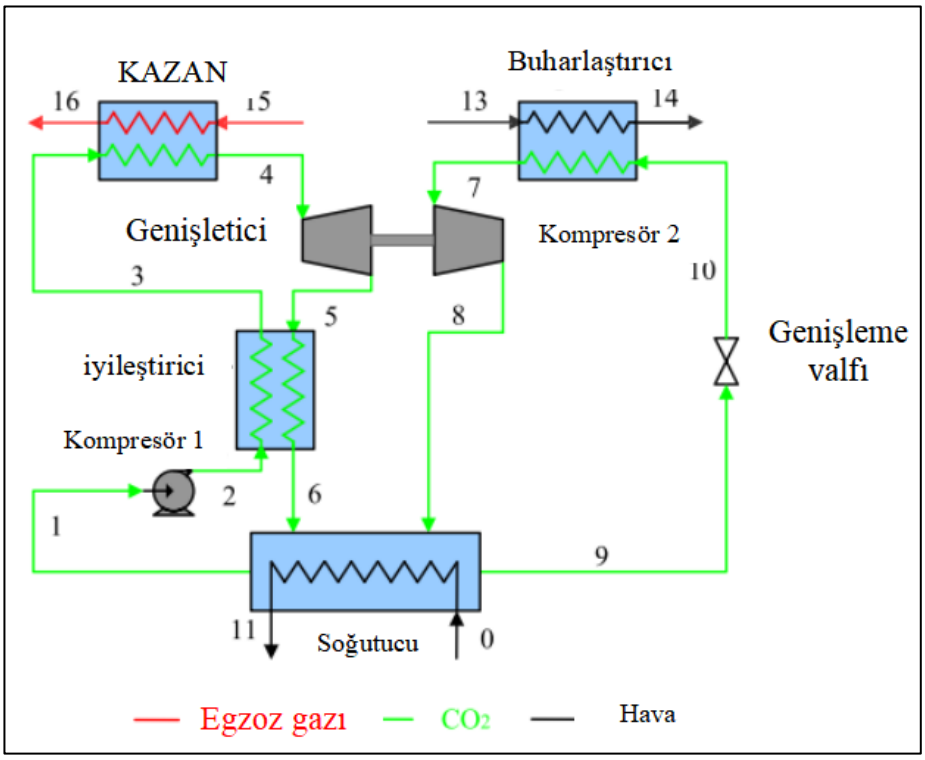
Şekil 2.27 ve 2.28'de, kombine çevrimin şematik diyagramı ve sıcaklığa özgül entropi diyagramı sunulmuştur. Ayrıca, S-CO_2/T-CO_2 kombine çevriminin ortak bir soğutucuyu paylaşan şematik diyagramı şekil 2.29'da yer almaktadır.



Şekil 2.27. İki ayrı soğutuculu S-CO_2/T-CO_2 kombine çevriminin şematik diyagramı [26].



Şekil 2.28. S-CO_2/T-CO_2 birleşik çevriminin sıcaklığa özgül entropi diyagramı [26].

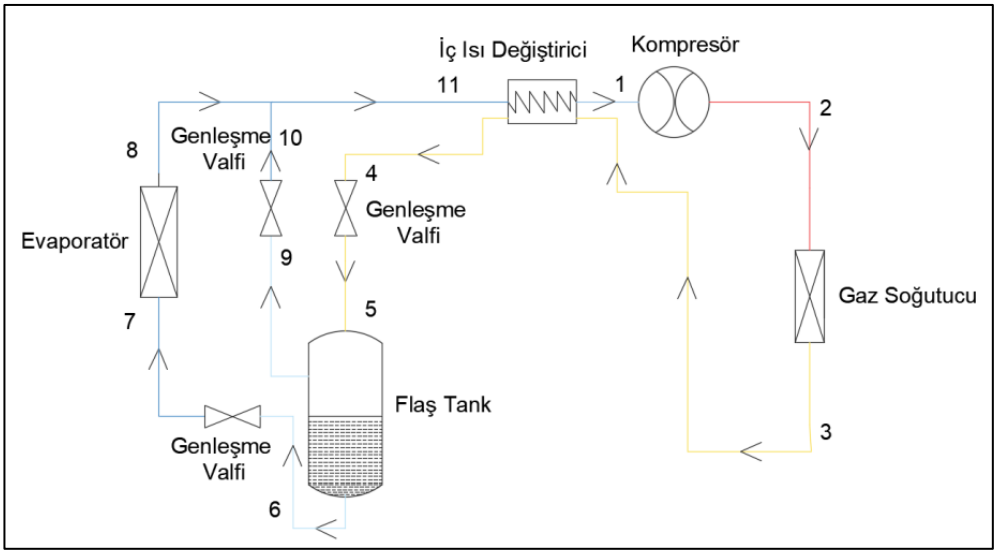


Şekil 2.29. Ortak bir soğutucuyu paylaşan S-CO_2/T-CO_2 kombine çevriminin şematik diyagramı [26].

Demirci, 2021 yılında CO_2 soğutucu soğutma sistemleri üzerine derinlemesine bir çalışma yaparak, soğutma çevrimlerinde klasik buhar sıkıştırmalı gaz soğutucudan atılan ısıyı kullanmayı amaçlayan enerji depolamalı bir çevrim tasarlamıştır. Bu kapsamda, gaz soğutucudan atılan yaklaşık 18-20 kW'lık ısıyı kullanarak sıcak su elde etmek ve ısıtma

amaçlı kullanabilen bir sistem geliştirilmiştir. Transkritik CO_2 soğutuculu sistemin soğutma performans katsayısı $COP_{soğutma}$ 1,18, ısıtma performans katsayısı $COP_{ısıtma}$ ise 2,20 olarak hesaplanmıştır. İkinci yasa verimleri ise %31,09 soğutma ve %45,85 ısıtma için hesaplanmıştır [27].

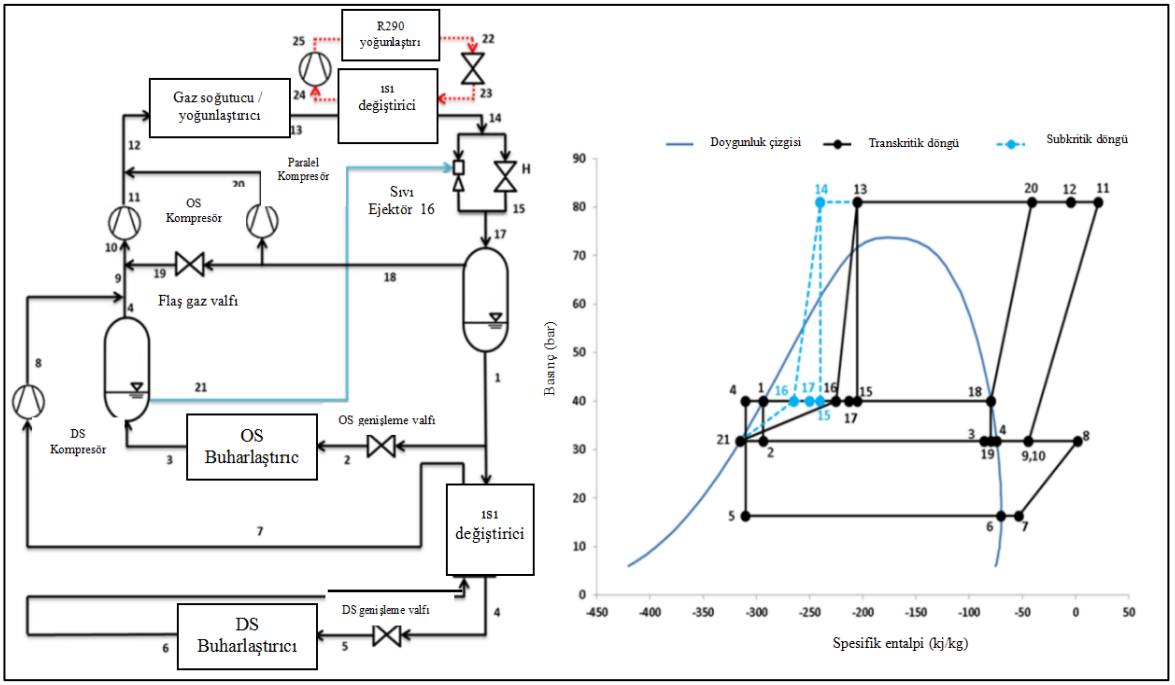
Çalışmanın sistemi Şekil 2.30'da gösterilmektedir.



Şekil 2.30. İç ısı değiştiricili gaz baypaslı transkritik çevrim [27].

Mitsopoulos ve diğerleri, 2019 yılında CO_2 bazlı sistemlerin on farklı konfigürasyonunu incelemişlerdir. Karşılaştırmalar, literatürdeki deneylerin sonuçlarına dayanarak R404A'lı sistemlerle R744 soğutuculu sistemler arasında gerçekleştirilmiştir. R404A soğutma sisteminin enerji tüketimine ilişkin bir tahmin analizi gerçekleştirilerek, R404A sıcak aylarda, R744 ise çok sıcak olmayan aylarda daha iyi performans sergilediğini kanıtlamışlardır. Tüm CO_2 sonuçları, dış sıcaklık azaldıkça COP değerinin ters bir şekilde arttığını göstermiştir. CO_2 sistemleri, ortam sıcaklığı 13°C'ye kadar olan sıcaklıklar için R404A durumlarına göre daha iyi COP sergilemiştir. (MT/LT+OVF+IC+MS) sistemi, R404A sistemine göre %8,53 daha az enerji tüketerek en iyi yıllık performansı göstermiştir. Araştırmacılar, Yılın en sıcak ayı olan ağustos ayı için (MT/LT) CO_2'nin en iyi performansına sahip (OVF+IC+MS) türünde R404A sistemine göre %5,09 daha fazla enerji tüketimine sahip olduğunu göstermişlerdir [28].

Önerilen sistemin p-h diyagramı ve şematik çizimi Şekil 2.31'de gösterilmektedir



(a) (b)

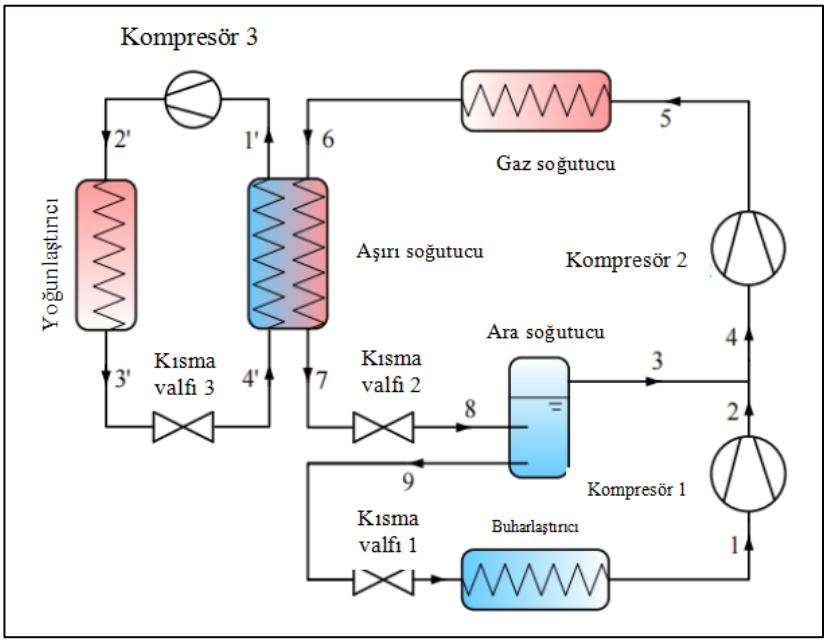
Şekil 2.31. CO_2 takviye sistemi, paralel sıkıştırma ve aşırı beslemeli MT ve LT evaporatörlar ila (mekanik alt soğutma devresi ile ve mekanik alt soğutma devresi olmadan) içeren sistem. (a) İncelenen yapılandırma (b) p-h diyagramı [28].

Bellos ve meslektaşı Tzivanidis, 2019 yılında Atina, Yunanistan'da hava koşulları üzerine yapılan bir araştırmada, Soğutma Sistemleri kademeli konusunda teorik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma, düşük sıcaklıkta çalışan döngüler içeren CO_2 soğutma sistemlerini yüksek sıcaklıktaki diğer soğutucularla karşılaştırmak amacıyla 18 farklı kademeli soğutma sisteminin incelenmesini içermektedir. Araştırma sonuçlarına göre, R152a/CO_2 soğutma sistemi en uygun ve verimli soğutma çözümü olarak belirlenmiştir. Analiz, dört farklı senaryo üzerinde gerçekleştirilmiştir. Kondenser sıcaklığı 10°C olarak belirlenmiş ve evaporatör sıcaklıkları -35°C arasından seçilmiştir. Bu koşullar altında, R152a/CO_2 sistemi için COP değeri 2,381, CO_2/CO_2 sistemi için ise 1,901 olarak hesaplanmıştır [29].

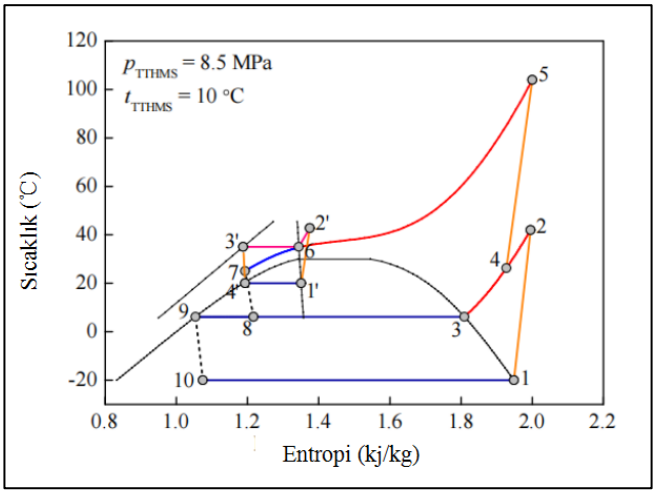
Liu ve diğerleri, 2019 yılında iki aşamalı sıkıştırmalı transkritik CO_2'nin performans analizi için R290 mekanik aşırı soğutma üniteli yüksek basınçlı soğutma sistemi kullanarak bir çalışma yürütmüşlerdir. Optimum aşırı soğutma sıcaklığı ve kompresör deşarjı altında beş farklı mekanik aşırı soğutma sistemi değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, buharlaşma sıcaklığı

30°C ve ortam sıcaklığı 40°C olduğunda, COP değeri %76,74 oranında iyileştirilmiş ve ekserji verimliliği neredeyse iki katına çıkarılmıştır [30].

Transkritik CO_2 soğutma sisteminin şeması Şekil 2.32'de sunulmuş ve T-s diyagramı Şekil 2.33'te gösterilmektedir.



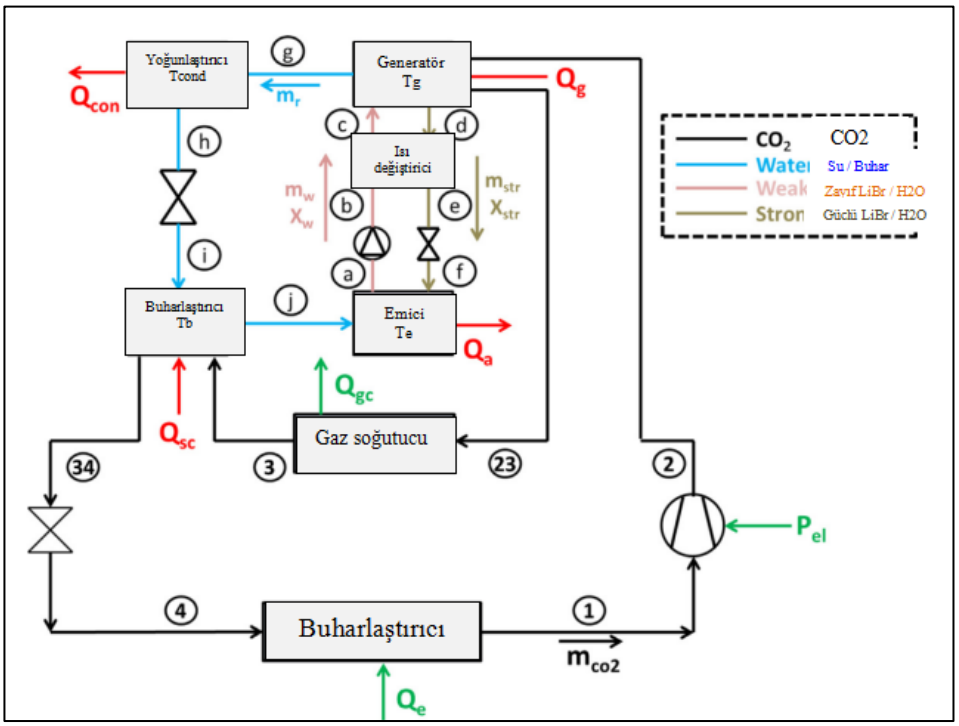
Şekil 2.32. Transkritik CO_2 soğutma sistemi iki kısma ve iki aşamalı (Sıkıştırma) yüksek basınçlı mekanik aşırı soğutma sisteminin şeması [30].



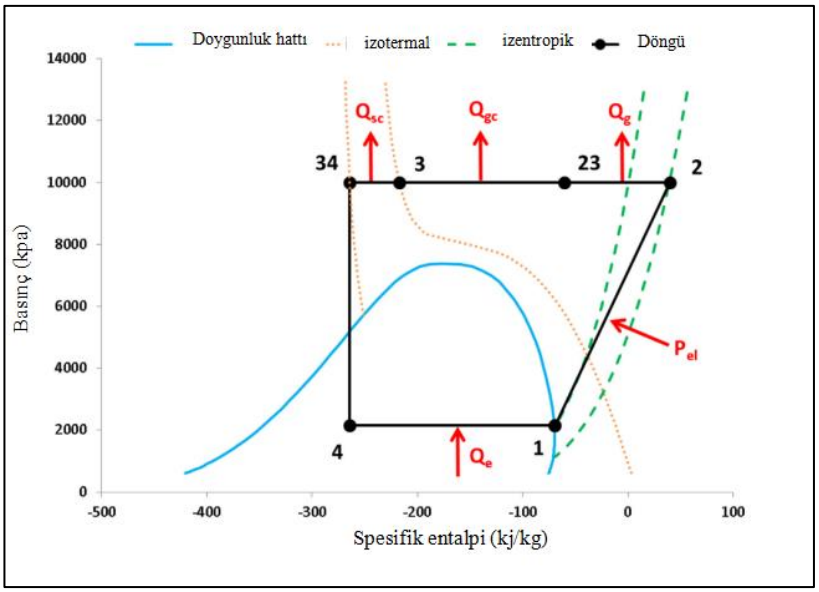
Şekil 2.33. Transkritik CO_2 soğutma sistemi iki kısma ve iki aşamalı (Sıkıştırma) yüksek basınçlı mekanik aşırı soğutma sisteminin T-s diyagramı [30].

Bellos ve Tzivanidis, 2019 yılında CO_2 soğutma sistemlerinin performansını artırmak amacıyla absorbsiyon soğutucularının kullanılması ile ilgili bir çalışma yaparak transkritik CO_2 soğutma sistemlerine bağlı tek kademeli bir soğutma sisteminde gaz soğutucudan sonra ikincil bir soğutma aşaması oluşturarak hem COP değeri hem de ekserji verimliliği artırmışlardır. Sonuçlara göre, yıllık çalışma saatlerinin çevre sıcaklığı arttıkça orantılı olarak arttığı belirlenmiştir, ve gaz soğutucu sıcaklığının arttıkça sistemin performans kat sayısının düştüğü, diğer yandan evaporatör sıcaklığının arttıkça sistemin performans kat sayısının arttığı gözlenmiştir. Basınç analiz sonucunda ise, yüksek basınç oranının 1,45 değerinde optimal bir basınç olduğu belirlenmiştir. Bu değer arttıkça, performans değerinin düştüğü gözlenmektedir. Ortalama olarak, COP değerinde %23,35 oranlık bir artış elde edilmiş, maksimum ise %74,93 seviyesinde iyileşme sağlanmıştır [31].

Şekil 2.34, soğutma şemasını gösterirken, Şekil 2.35 ise basınç ve özgül entalpi (p-h) gösterimini sunmaktadır.



Şekil 2.34. CO_2 sıkıştırma sistemi ve aşırı soğutma için absorpsiyonlu soğutucu ile incelenen soğutma konfigürasyonu [31].

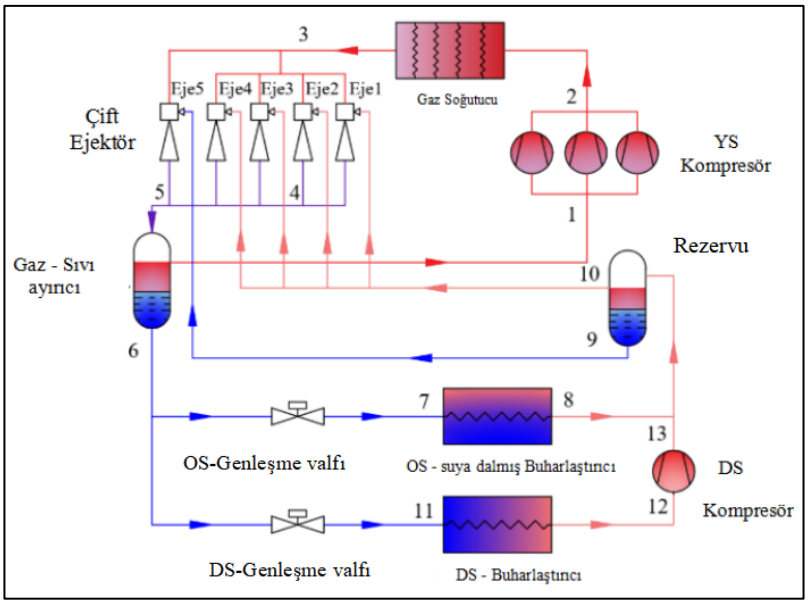


Şekil 2.35. CO_2 alt sistemi hakkında incelenen çevrimin basınç ve özgül entalpi (p-h) gösterimi [31].

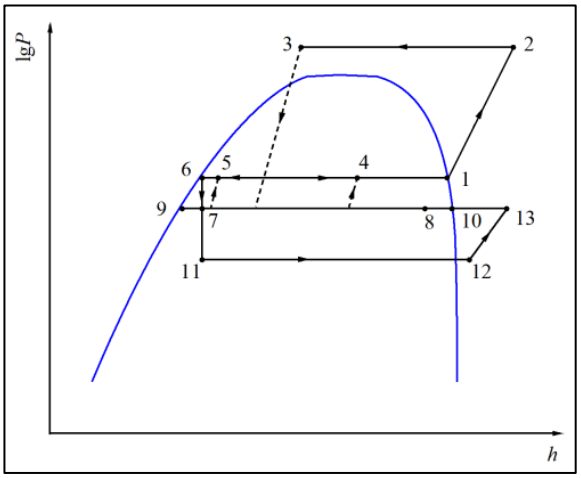
Alatas ve Ozkan tarafından 2021 yılında düz ve mikrofin tüpleri evaporatör da kullanarak CO_2 buharlaşma isi transferi üzerinde teorik bir İnceleme yapmışlardır, Mikrofin tüpün 5°C, 0°C ve -8°C sıcaklıklarda ki ısı transfer katsayılarının düz boruya göre sırasıyla %52, %44 ve %34 daha yüksektir. Bu fenomenin nedeni, mikrofin tüpün daha büyük bir yüzey alanına sahip olmasının, Finler etrafında türbülanslı akışı sağlamaktadır. Bu da yüzeydeki nükleat kaynamayı hızlandırarak ısı transferini artırmaktadır [32].

Xiong ve diğerleri, 2022'de transkritik regülasyon özellikleri üzerine dinamik simülasyon çalışması yaparak CO_2 çoklu ejektörlü soğutma sistemi üzerinde çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, basıncın dinamik tepkileri, ejektör akışı, sürüklenme oranı, basınç kaldırma oranı ve ısı eşanjörü su akışının düzenlenmesi altında sistemin soğutma COP'si, genleşme valfi açma ve ejektör kombinasyonu detaylı bir şekilde incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, optimal jet pompa çalışma kombinasyonu, 75 ila 115 kW soğutma kapasite talebi için jet pompa boğazı kütlesi akış hızının 0,066 ila 0,070 kg·s-1 arasında sabit olduğu durumu karşıladığını tespit etmiştir [33].

Şekil 2.36'da, çoklu ejektörlü soğutma sisteminin şematik diyagramı yer almaktadır. Şekil 2.37'de ise, bu sistem için basınç ve özgül entalpi diyagramı sunulmaktadır.



Şekil 2.36. Çoklu ejektörlü soğutma sisteminin şematik diyagramı (a) [33].



Şekil 2.37. Basınç - Özgül entalpi diyagramı (b) [33].

Patel ve diğerleri, 2019'da NH_3/CO_2 ve C_3H_8/CO_2 soğutucu çiftlerine sahip iki aşamalı kademeli soğutma sisteminin termodinamik ekonomik optimizasyonu ve karşılaştırmalı analizini sundular. Termodinamik ekonomik optimizasyon problemi, toplam maliyeti ve sistemdeki ekserji yıkımını aynı anda değerlendiren bir yaklaşımla oluşturulmuştur. Pareto optimal noktalardan son bir optimal çözüm, TOPSIS (Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution) karar verme yöntemi kullanılarak seçilmiştir. C_3H_8/CO_2 çifti, NH_3/CO_2 çiftine göre %5,33 daha az maliyet sunarken, %6,42 daha fazla ekserji yıkımı sunmaktadır. Ayrıca, analizler NH_3/CO_2 akışkanı için maliyet oranının C_3H_8/CO_2'ye göre daha yüksek olduğunu göstermiştir ve sıcaklık açısından ise evaporatör sıcaklığının

arttığında ekserji yıkımının azaldığını, kondenser sıcaklığı, arttığında ekserji yıkımının arttığını göstermiştir [34].

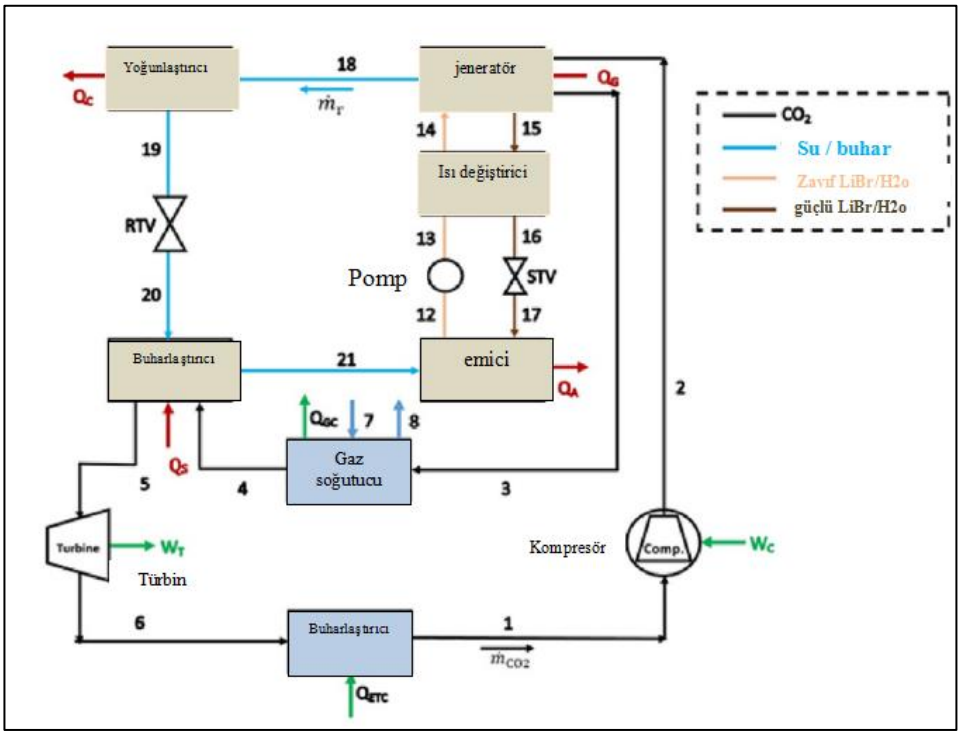
Sanchez ve diğerleri, 2023 yılında karbondioksidi bir referans soğutucu olarak kullanarak, R32, R1270 ve R1234yf üç farklı karışım soğutucuyu referans alarak, bir transkritik soğutma tesisi içindeki dahili bir ısı değiştirici (IHX) sistem üzerindeki etkisini analiz etmiş ve karşılaştırmışlar. Sonuçlar, karışımlar arasında en çok verimlilik artışı sağlayanın CO_2/R32 karışımı olduğunu göstermiş ve bu artışın iç ısı değişimi olmadan COP değerinde %15,3 ve aynı şekilde iç ısı değişimi kullanarak %16,1 değerinde bir artış sağladığını ve COP değeri 1,71 değerinde olduğunu kanıtlamışlardır. Araştırmacılar, sistem basıncı açısından ise, basınç oranı arttıkça sistem performansının arttığı gözlemişlerdir [35].

Ko ve diğerleri, 2021 yılında faz değişimi enerji tasarrufu potansiyeline sahip malzemeler kullanılarak kademeli CO_2 soğutma sisteminin incelenmesi üzerine bir çalışma yapmışlardır. (Simscape™/MATLAB) için onaylanmış bir R-744 buhar sıkıştırma sistemi için PCM modeli kullanmışlardır. Sonuçlar, PCM kullanıldığında kompresör "Açık süre" oranının azaldığını ve dolaysıyla güç tasarrufunun gerçekleştiğini göstermiştir. Sistem, PCM olmadan yaklaşık 6,76 kWh enerji tüketirken, PCM ile birlikte 5,93 kWh enerji tüketmektedir; bu nedenle enerji tüketimi %12,3 azalmıştır. Eşik PCM şarj oranının 1 olduğu görülmüştür. Bu sonuçlar, PCM'nin R-744 kullanarak düşük sıcaklık soğutma uygulamaları için güç tasarrufu açısından olumlu etkilerini net bir şekilde ortaya koymaktadır. Analizler, gaz çıkış sıcaklıklarının arttıkça performans kat sayısının arttığını ve aynı şekilde düşük emme sıcaklıklarının performansa olumlu etki sağladığını belirlemiştir [36].

Li ve diğerleri, 2021 yılında Karbondioksit (CO_2) sıkıştırmalı soğutmalı soğutma (CAR) sisteminde uygun bir emici (soğutucu) sağlamak için ve bu sistemin gelişimini teşvik etmek amacıyla bir takım karışımları kullanarak sistemin viskozitesini 303,15–343,15 K sıcaklıklar ve 1–10 MPa basınçlar dahilinde ölçmüşlerdir. Sonuçlar, basınç ve sıcaklığın artmasıyla karışımın viskozitesini azaldığını gösterdiğini; ayrıca, sıcaklık ve basıncın artmasıyla CO_2'nin çözünmesinin karışımın viskozitesini etkili bir şekilde en fazla 5,5 cP'nin altına düşürebildiğini belirtmişlerdir. Ölçülen verilerin ilişkilendirilmesiyle geliştirilmiş bir Grunberg denklemi ve basınç faktörünün tanıtılması elde edilmiştir. Hesaplanan ve ölçülen değerler arasındaki genel ortalama bağıl sapma %9,33 olarak belirtilmiştir [37].

Verma ve diğerleri, 2022 yılında transkritik tc-CO_2 soğutma sistemleri üzerine -35°C'de düşük sıcaklıkta soğutma elde etmeyi amaçlayan yeni bir tc-CO_2 soğutma sisteminin termodinamik çalışmasını yapmışlardır. Kombine sistem performansı, temel tc-CO_2 soğutma sistemi ve iş geri kazanma türbini olmadan modifiye edilmiş soğutma sistemi ile karşılaştırılmıştır. Analiz, gaz soğutucu sıcaklığının düştükçe ve evaporatör sıcaklığının arttıkça ekserji verimine katkı sağladığını ve performans değerin arttığını göstermiştir. Yeni sistem için, temel tc-CO_2 soğutma sistemi üzerinde COP ve ekserji verimliliğinde %69,10 artış görülmektedir [38].

CO_2 soğutma sisteminin şeması Şekil 2.38'de gösterilmektedir.

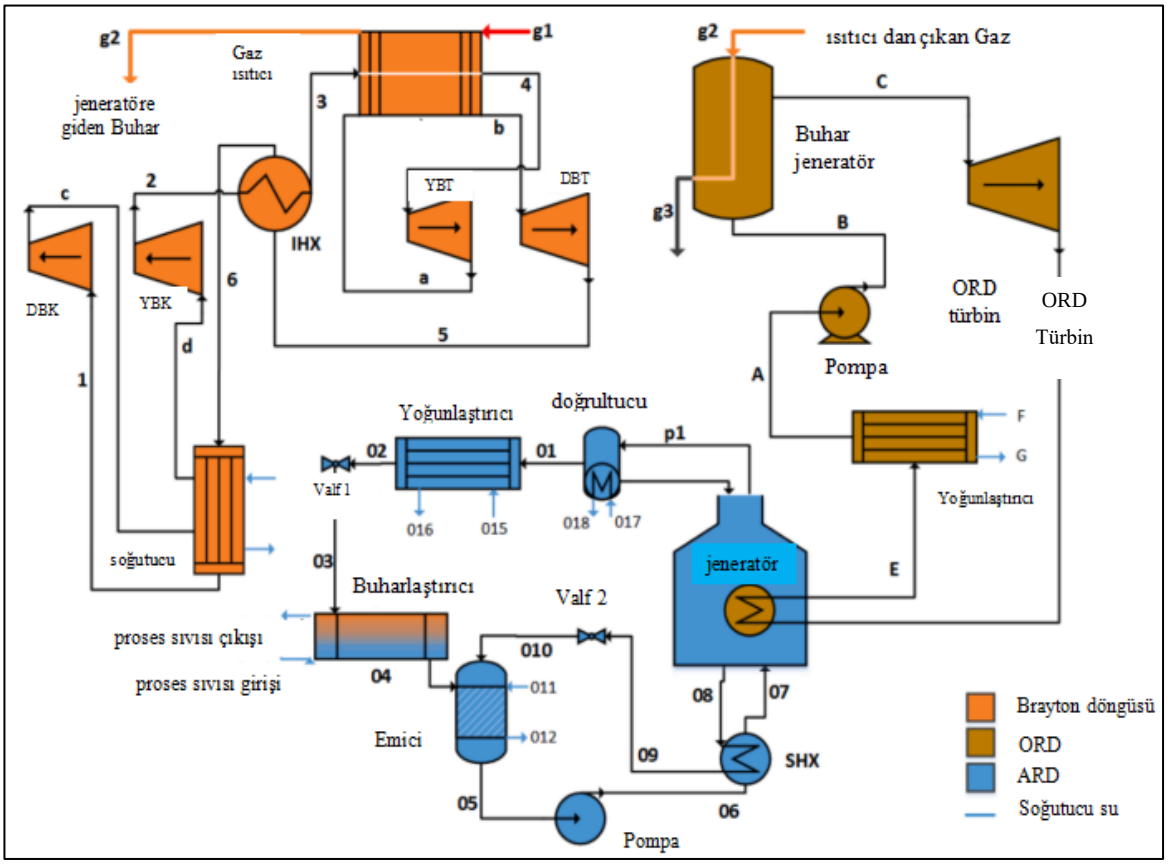


Şekil 2.38. Absorbsiyon soğutucu alt soğutuculu (TCRSTACH) değiştirilmiş tc-CO_2 soğutma sisteminin şeması [38].

Mubashir ve diğerleri, tarafından 2023 yılında süper kritik CO_2 Brayton çevriminin termoekonomik değerlendirmesi entegre edilmiştir. Atık ısının uzaklaştırılması için Brayton çevrimi, organik Rankine döngüsü (ORC) ve absorpsiyonlu soğutma sistemi (ARS) önerilmiş ve üçü arasında karşılaştırma yapılmıştır. Sonuçlar, net çıktı gücü ve LCOE (Levelized Cost of Electricity) açısından sCO_2–ORC–ARS konfigürasyonunun (Sistem 3) diğerlerinden daha iyi performans sergilediğini göstermektedir. Sıcaklık açısından, Türbin

giriş sıcaklığı arttıkça iş oranının arttığı ve ekserji verimlerinin yükseldiği görülmüştür, ve düşük basınçlı kompresör giriş sıcaklığının arttıkça iş ağı, ekserji ve termal verimlerinin düştüğü sonucuna ulaşılmıştır. Basınç açısından ise sistemdeki kazan basıncının arttığında, ekserji ve enerji verimlerinin orantılı olarak arttığı gözlenmiştir. Genetik Algoritmalar (GA) kullanılarak yapılan ekserji maksimizasyonu, Sistem 3 için ekserji verimliliğinde %10,63'lük bir iyileşmeye neden olmuştur. Araştırmacılar, GA kullanarak elektrik üretim maliyeti (LCOE) minimizasyonu ise, Sistem 3 için LCOE'yi %4,54 azalttığını belirtmişlerdir [39].

Şekil 2.39'da, birleşik sistemin şeması gösterilmektedir.

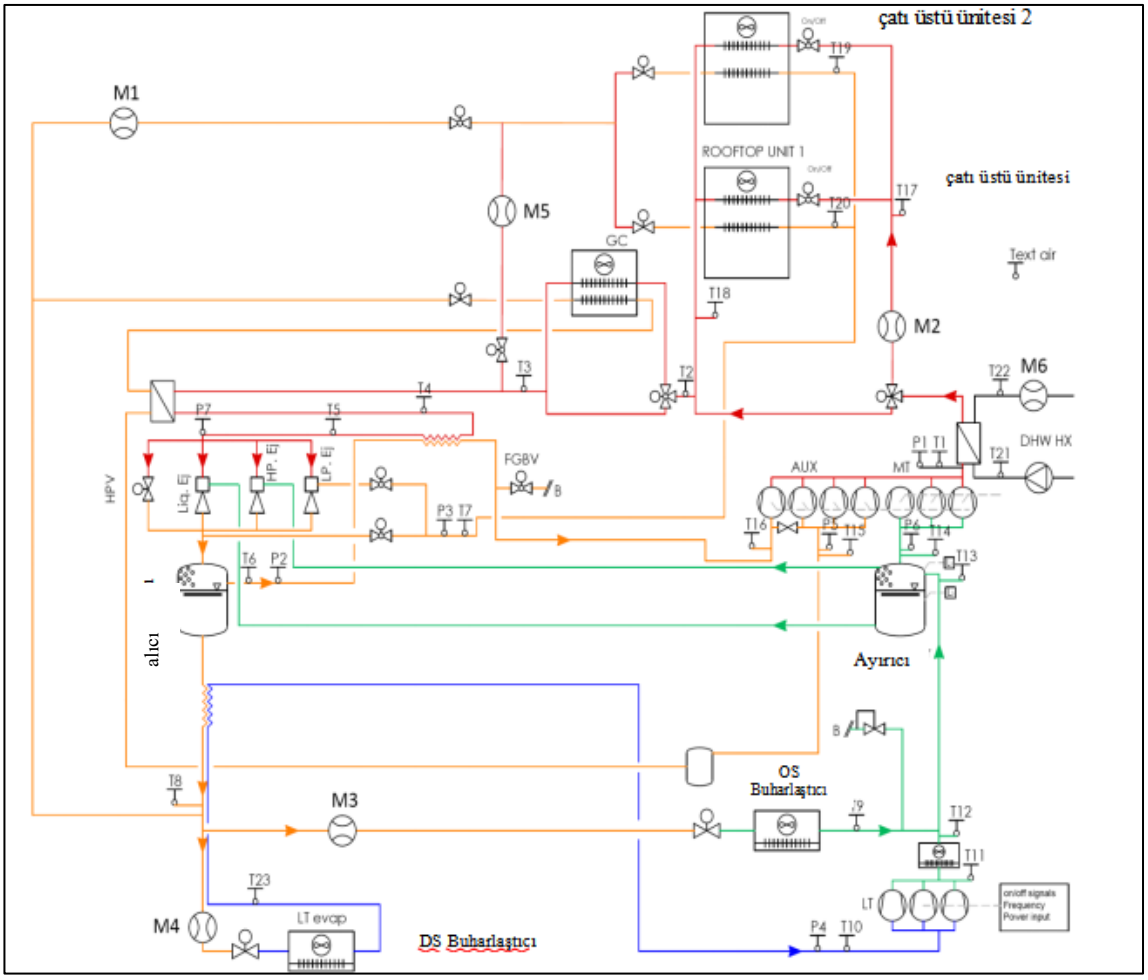


Şekil 2.39. sCO_2–ORC–ARS birleşik sisteminin şeması (sistem 3) [39].

Pardiñas ve diğerleri, 2021 yılında entegre CO_2 soğutma sistemlerinin enerji tüketimini azaltmak ve HVAC&R taleplerinin tamamını karşılamak amacıyla, aynı zamanda maliyet tasarrufu sağlamak için CO_2 sisteminin sayısal modeli MultiPACK kullanılarak Modelica'da yazılmıştır. Bu çalışma, yaz günlerini kapsayan performans ve iyileştirmeleri içermektedir. Sonuç olarak, yüksek basınçlı ejektör uygulamasının sistem COP üzerindeki etkisi, ejektörsüz senaryo (yalnızca HPV) ile karşılaştırıldığında yaklaşık %6 değerindedir. Yüksek

basınçlı ejektörün ve 5 K buharlaşma sıcaklığı artışının (sıvı ejektör ile) sistem COP üzerindeki birleşik etkisi, doğrulama için kullanılan hafta boyunca HPV-only sistem düzenine göre %13'tür [40].

Şekil 2.40'ta, Modelica modeli tarafından gösterilen birleşik ısıtma ve soğutma paketinin yerleşim planının şeması yer almaktadır.



Şekil 2.40. Porto de Mos tesisinin birleşik ısıtma ve soğutma paketini gösteren Modelica modelinin yerleşim planı [40].

Adebayo ve diğerleri, 2021 yılında karbondioksit (CO_2) ile eşleştirilen farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı bir kademeli soğutma sisteminin termodinamik performansını teorik olarak karşılaştıran bir analizi sunmaktadırlar. kademeli soğutma sistemi, düşük sıcaklık döngüsünde CO_2 soğutucu olmak üzere yüksek sıcaklık döngüsünde dört farklı soğutuculardan HFE7000, HFE7100, NH_3 ve R134a içermektedir. Sonuç olarak, performans katsayısı CO_2/CO_2 için 1,398, olarak hesaplanmıştır. Yapılan analiz sonuçlarına göre,

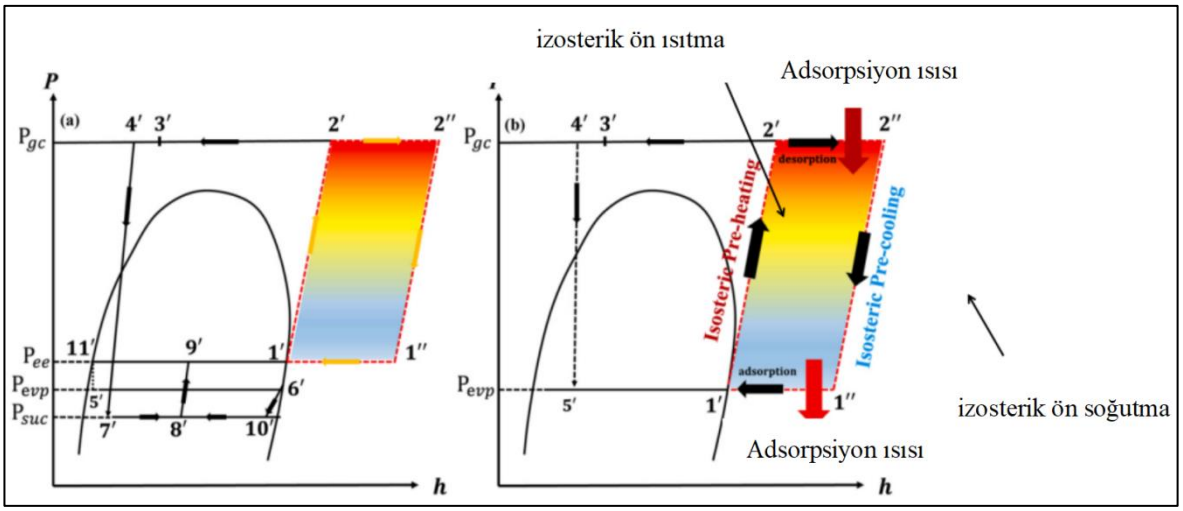
evaporatör sıcaklığının arttıkça performans katsayısının arttığı gözlenmiştir. Ancak kondenser sıcaklığının arttığı durumlarda performans değeri ve ekserji oranının düştüğü görülmüştür. Önerilen HFE7000/CO_2 çift soğutucu kademeli soğutma sistemi için CO_2'nin gelecekte değiştirebilecek bir umut verici akışkan olarak kabul edilmiştir [41].

Belusko ve diğerleri, tarafından, 2019 yılında CO_2 soğutmasının çiy noktası soğutucusu ile geliştirilmiş sistem performansı değerlendirmesi yapılmıştır. Çiğ noktası soğutucusu, sistem kondenser sıcaklığını düşürerek CO_2 sistemi performansını artırdığını ve sistemin transkritik modunda çalıştığı süreyi aşırı bir şekilde azatlığını görülmüştür. Çalışma esnasında, Ortam sıcaklığı arttıkça, DPC ön soğutmanın sistem COP üzerindeki etkisi arttığını görülmüştür. 45°C kuru termometre sıcaklığı ve 10°C çiğ noktası sıcaklığı koşullarında, DPC ön soğutma, geleneksel sistemle karşılaştırıldığında sistem COP'ını %140 oranında artmıştır. Adelaide'in iklim koşullarına dayanarak, 50 kW düşük sıcaklık ve 150 kW orta sıcaklık yüklerini hizmet veren bir DPC'ye sahip CO_2 destekli sistem, yıllık elektrik tüketimini %16 azaltmanın yanı sıra, zirve talebi %47 azalttığı ve yılda 3728 saat transkritik işlem gereksinimi olan saatleri 27'ye azalttığı gösterilmiştir [42].

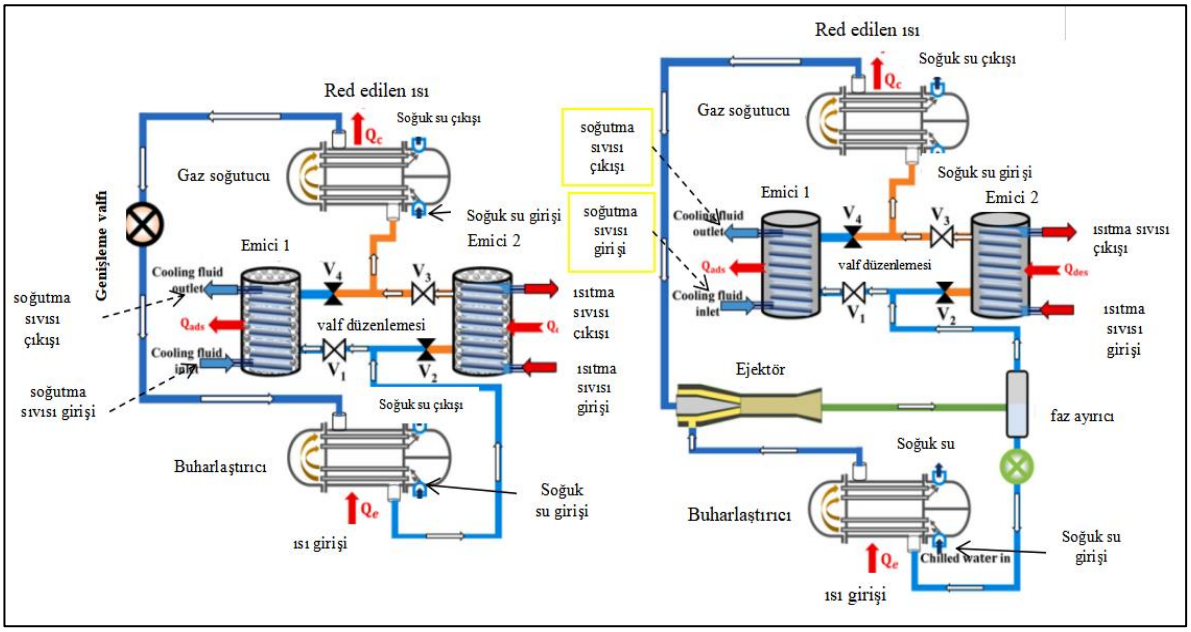
Gautam ve Sahoo tarafından 2022 yılında gerçekleştirilen çalışmada, transkritik CO_2 adsorpsiyonlu soğutma sistemine bir ejektör ve termoelektrik alt-soğutucu entegre edilerek kapsamlı bir termodinamik analiz ve performans değerlendirmesi yapılmıştır. Çalışmada, dört kombinasyon değerlendirilmiştir. Sonuç olarak (BC+EJE+TES) (Temel döngü + Ejektörlü + Termoelektrik alt-soğutucu) kombinasyonu en iyi performansı sergilemiştir. Yeni geliştirilen aktif karbon olan M-AC C-500, HMRC+EJE+TES sistemi için maksimum COP değeri olan 0,353 ve 123,10 kJ/kg SCE değerini sağlamıştır [43].

- Sıcaklık analizine göre, sistemin evaporatör sıcaklıkları arttıkça sistemin performans katsayısı, soğutma kapasitesi, iş oranı, ve soğutucu kapasitesi değerlerinin arıtış gösterdiğini kanıtlanmıştır.
- Basınç analizinde ise, Optimum basınç, sıcaklıkla orantılı olarak arttıkça, sistemlerin performans kat sayısının orantılı olarak arttığı gözlenmiştir.

Şekil 2.41'de sistemlerin p-h grafiği, Şekil 2.42'de ise sistemlerinin görünümü sunulmuştur.

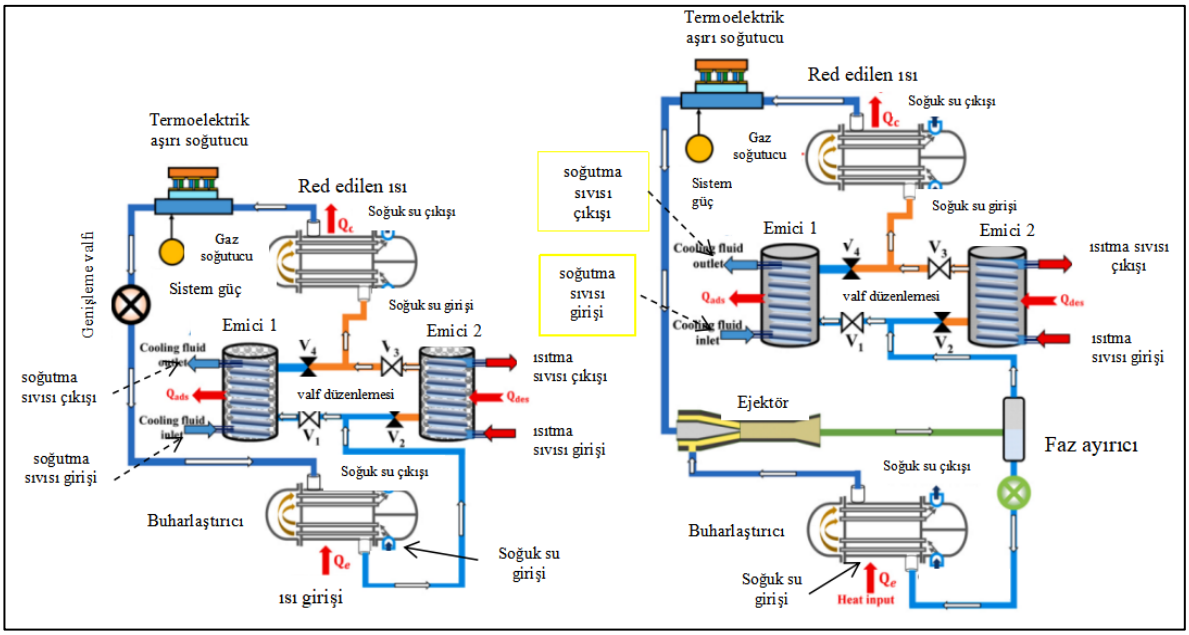


Şekil 2.41. (a) Ejektör genleşmesi ve (b) Termoelektrik aşırı soğutmalı kısma genleşme sistemleri ile p-h grafiği [43].



(a) (b)

Şekil 2.42. CO_2-AC çifti için farklı temel modifiye ADCS (Adsorpsiyonlu soğutma sistemi) tek aşamalı (2 yataklı) sistem açıklaması: a) BC (Temel döngü) , b) BC+EJE (Temel döngü + Ejektör), c) BC+TES (Temel döngü + Termoelektrik aşırı soğutucu), d) BC+EJE+TES (Temel döngü + Ejektör + Termoelektrik aşırı soğutucu) [43].

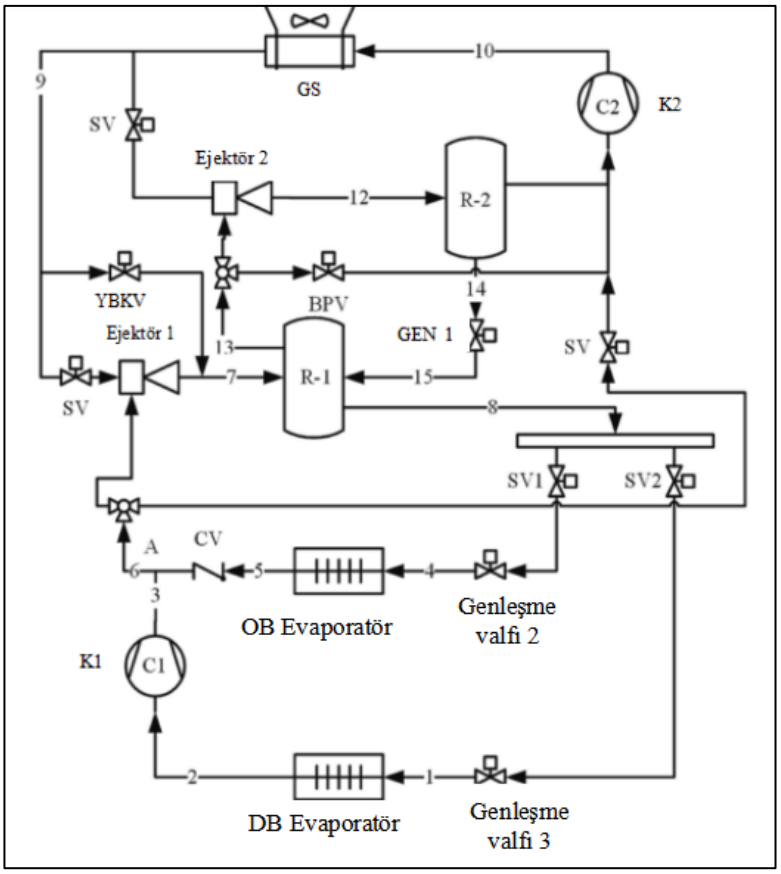


(c) (d)

Şekil 2.42. (devam) CO_2-AC çifti için farklı temel modifiye ADCS (Adsorpsiyonlu soğutma sistemi) tek aşamalı (2 yataklı) sistem açıklaması: a) BC (Temel döngü) , b) BC+EJE (Temel döngü + Ejektör), c) BC+TES (Temel döngü + Termoelektrik aşırı soğutucu), d) BC+EJE+TES (Temel döngü + Ejektör + Termoelektrik aşırı soğutucu) [43].

Sengupta ve Dasgupta tarafından 2023 yılında gerçekleştirilen çalışma, yeni bir ejektör tabanlı CO_2 soğutma konfigürasyonunu, süpermarket uygulaması için soğutma sistemi ve sıcak iklimlerde optimizasyonu sunulmuştur. Ejektörün matematiksel modeli, yayınlanmış deneysel veriler kullanılarak %9,23 maksimum sapma ile doğrulanmıştır. Önerilen sistem, 28°C ila 40°C ambiyans sıcaklığı arasında çalışma için, mekanik alt-soğutma tabanlı CO_2 sistemi (DMS) ile karşılaştırıldığında, %41,97 ila %35,38 üstünlük göstermektedir, özellikle çevre sıcaklığının arttıkça sistem performansının düştüğünü gözlenmiştir. Önerilen sistemin DMS sistemi ile karşılaştırıldığında ekserji performans açısından %6 daha yüksek bulunmuştur. Ayrıca, genleşme sistemi R404A'ya göre, yıllık enerji tasarrufu açısından %11,35'e kadar gözlemlenmiş ve yüksek aşama kompresörünün kaçınılmazlığı %36,08 ve maliyet oranını %23,24 azaltma potansiyelinin en yüksek olduğu bulunmuştur [44].

Şekil 2.43'te, CO_2 soğutma sisteminin şematik görünümü yer almaktadır.

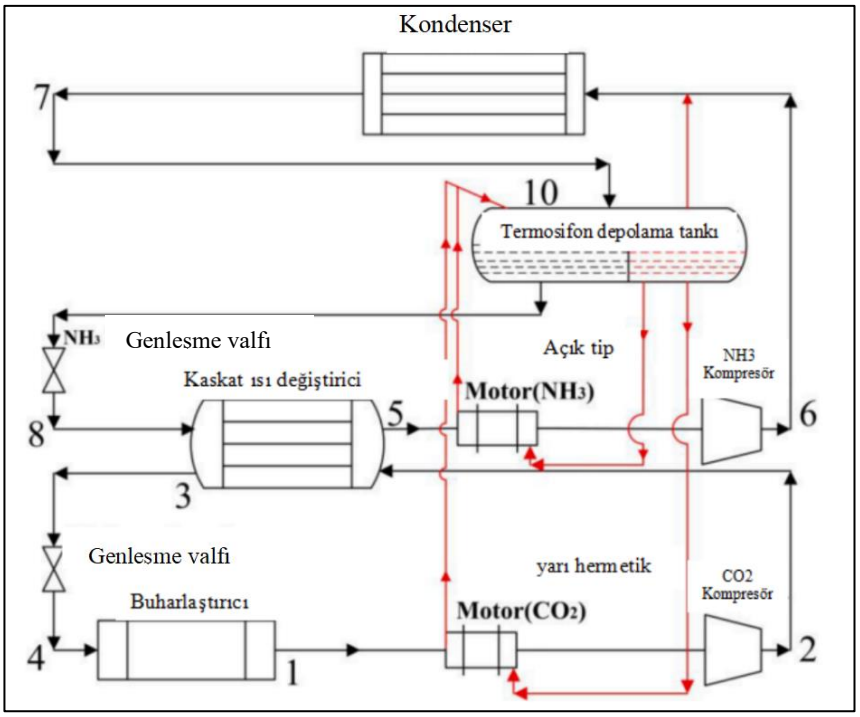


Şekil 2.43. Önerilen CO_2 konfigürasyonunun şeması [44].

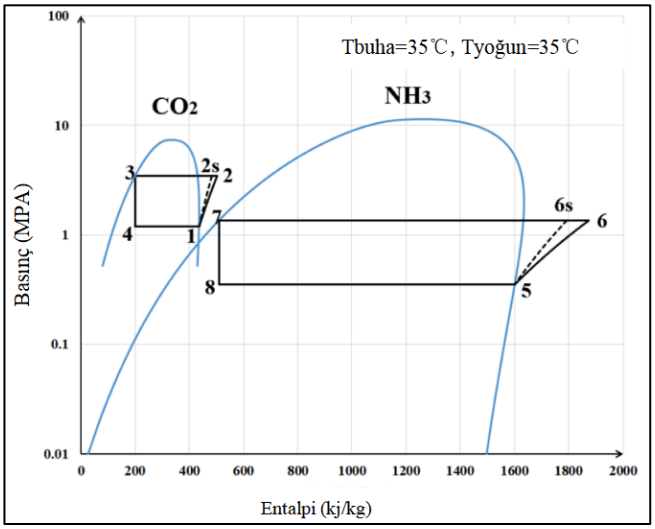
Liu ve diğerleri, tarafından 2021 yılında şekil 51'de görüldüğü gibi sistemin üzerinde gerçekleşen çalışmada, NH_3/CO_2 kademeli soğutma sisteminin termodinamik analizi, termosifon soğutucu ve vidalı kompresör motoru kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sonuç, CO_2 kompresörünün güç tüketiminin %4,26, NH_3 kompresörünün güç tüketimi ve ekserji kaybının ise sırasıyla %5,46 ve %3,51 azaldığı ve %23,53'e kadar daha yüksek ekserji verimliliği elde edilebileceği ifade edilmiştir. RSCSCM'ye göre, RSTRCM sisteminin COP değeri sırasıyla ortalama %4,45, %5,15 ve %5,45 arttığı belirtilmiştir [45].

-Sıcaklık açısından ise, evaporatör kısmında yüksek sıcaklık ve kondenser kısmında düşük sıcaklık kullanmanın sistemin performansını maksimumda tuttuğunu gösterdiğini belirlemişlerdir.

Sistemin şematik tasarımı Şekil 2.44'te sunulmuştur, Soğutma döngüsünün basınç - özgül entalpi diyagramı ise Şekil 2.45'te yer almaktadır.



Şekil 2.44. Termosifon soğutucu akışkan soğutma motorlu soğutma sistemi (RSTRCM) NH_3/CO_2 kademeli soğutma sisteminin şematik diyagramı [45].



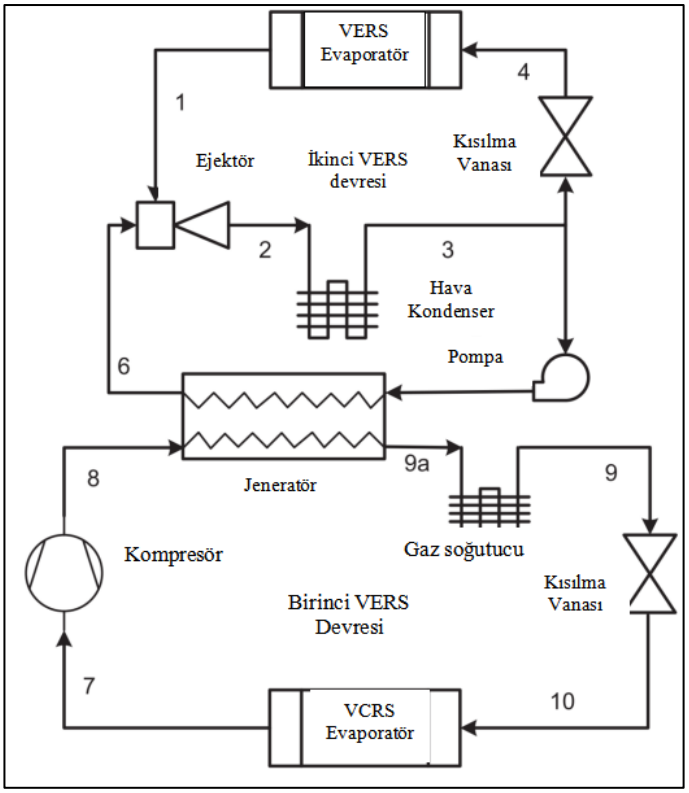
Şekil 2.45. Soğutma döngüsünün basınç - entalpi diyagramı [45].

Bu araştırmada, Jin ve diğerleri, 2019'da CO_2 transkritik ejektörlü geliştirilmiş kompresör üzerine bağımsız alan soğutması için bir soğutma sistemi ve nem alma ön çalışması gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın teorik analizi, CO_2 ejektör sisteminin nem yükü arttıkça standart izantropik genleşme döngüsünden %12 ila %60 arasında daha yüksek bir COP'ye sahip olduğunu göstermiştir. Bu farklılık, aynı sınır koşulları altında %10 ila %50 arasında

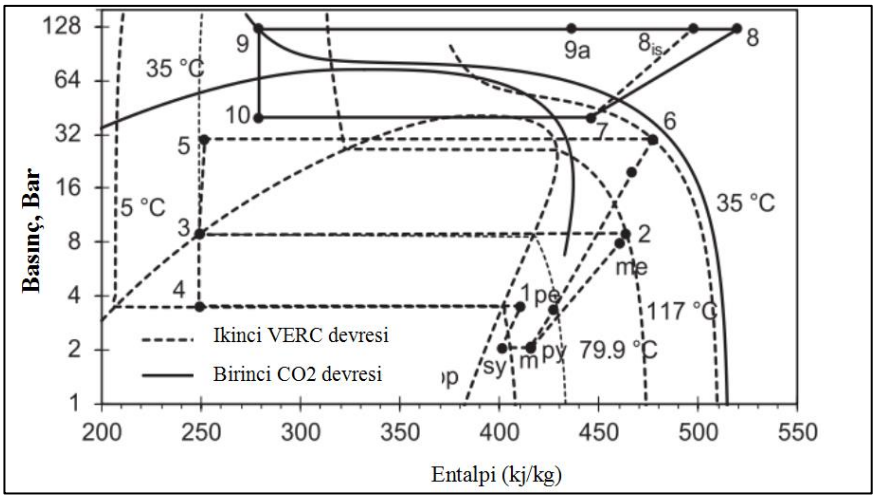
değişmektedir. Ayrıca, CO_2 GOS (gaz soğutucu çıkış spliti) ejektör sisteminin farklı yük koşulları altındaki geçici performansı simüle edilmiş ve COP değerlerinin tipik yaz hava koşulları altında 3,0 ila 6,1 arasında değiştiği belirtilmiştir [46].

Kumar ve diğerleri, tarafından 2020'de yapılan araştırmada, bir hibrit VCRS-VERS soğutma sisteminin performansı incelenmiştir. VERS, T-CO_2 VCRS içindeki CO_2 sıkıştırma işlemi sırasında üretilen ısıyı kullanarak tahrik edilmektedir. Birincil T-CO_2 sistemi için 5°C'de 40 kW soğutma üreten bir vaka çalışması sunulmuştur. Beş farklı potansiyel VERS akışkanı analiz edilmiş ve sonuç olarak, R32'nin diğer dört akışkana göre 30 ila 42 kW arasında daha yüksek ısı geri kazanımı sağladığı ve sistemin performansını önemli ölçüde artırarak neredeyse 23 kW'a kadar değişen net bir soğutma kapasitesi artışı gösterdiği belirtilmiştir. Ayrıca, 12,5°C'de evaporatör sıcaklığı için birincil T-CO_2 VCRS'ye göre soğutma kapasitesinde neredeyse %50'lik bir iyileşme ve buna uygun olarak COP değerinde %45'lik bir iyileşme elde edilmiştir [47].

Sistemin incelendiği şematik görünüm, Şekil 2.46'da, p-h grafiği ve 35°C kondenser/gaz soğutucu sıcaklığı Şekil 2.47'de ve verilmiştir.



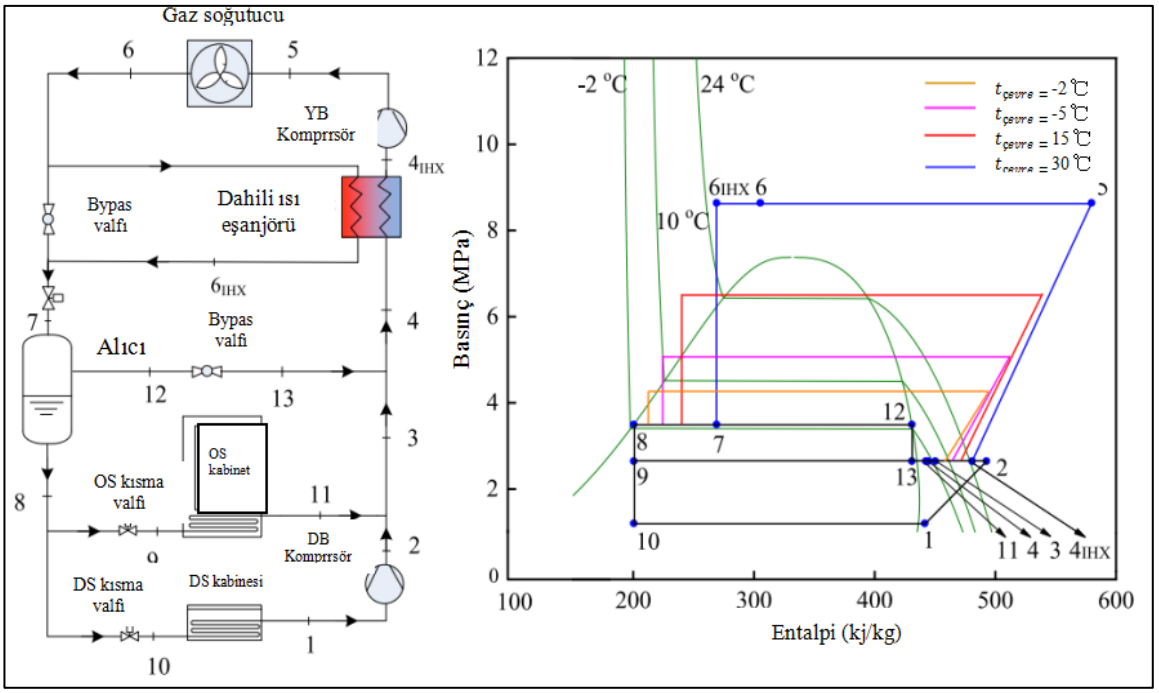
Şekil 2.46. Hibrit sisteminin şematik görünümü [47].



Şekil 2.47. Evaporatör için 5°C hibrit sistemin temsili p-h grafiği ve 35°C kondenser/gaz soğutucu sıcaklığı [47].

Liu ve diğerleri, tarafından 2021 yılında gerçekleştirilen çalışmada, CO_2 güçlendirici için dahili ısı eşanjörün alternatif konumlarının soğutma sisteminin termodinamik analizi ve yıllık termal performans değerlendirmesi yapılmıştır. İç ısı değiştiricilerin (IHXs) farklı konumlarına sahip üç CO_2 destekli sistem incelenmiştir. Çalışmanın sonuçlarına göre, yüksek basınçlı aşama kompresörünün emme hattında düşük sıcaklıklı akışkan tarafı ve gaz soğutucunun çıkışında yüksek sıcaklıkta akışkan tarafı olan bir IHX kurulan sistem (S1), transkritik işletme modunda referans sistemine göre COP değerini %6,36'ya kadar artmıştır. Yüksek basınçlı kompresörün deşarj basıncındaki azalmanın, çevresel sıcaklığın artmasıyla daha fazla olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, IHX'nin termal etkinliği 0,8 olduğunda COP değerinin %6,35 artırılabileceği, yük oranı 6 olduğunda ise COP değerinin %6,48 artırılabileceği belirtilmiştir [48].

Şekil 2.48, sistemin şematik yapısını ve p-h diyagramını göstermektedir.



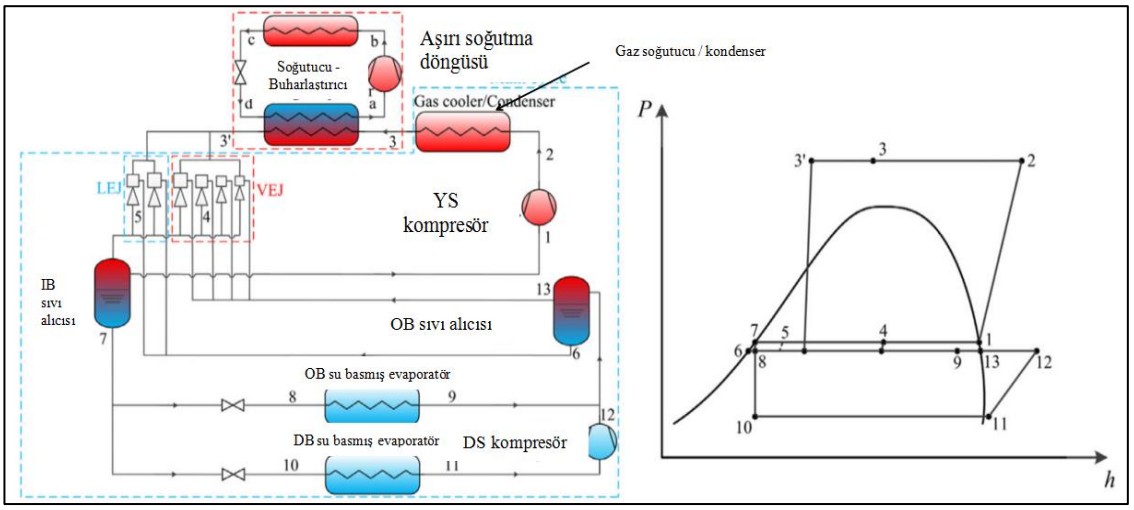
Şekil 2.48. (iç ısı değiştirici) IHX'te şematik, p-h diyagramı ve sıcaklık profili ve sıkışma noktası konumu [48].

Aksu'nun gerçekleştirdiği çalışmada (2019), CO_2 soğutma sistemleri üzerinde kapsamlı bir inceleme yapılarak farklı çalışma koşullarında CO_2 soğutucu akışkanlı ısı pompasının performansı deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Sonuçlar, kompresör basma basınç oranı arttıkça izantropik verimin arttığı gözlenmiş, ve COP_{HP} değerlerinin deneylerde 3,750 ile 4,049 arasında değiştiğini göstermiştir. En yüksek CH değeri, belirtilen şartlarda 0,165 $/kW olarak elde edilmiştir [49].

Sharma ve diğerleri, 2023 yılında yaptığı çalışmada, CO_2 soğutma sistemleri üzerinde bir araştırma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, basit, tek aşamalı CO_2 tabanlı buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi döngüsü üzerinde çalışılarak, çeşitli tasarım ve çalışma parametrelerinin doygunluk ve aşırı kritik basınç çizgilerinden en uygun basınç çizgisinin ayrılmasına olan etkisi incelenmiştir. Çalışmanın sonuçları, transkritik döngü için optimum deşarj basınç çizgisinin aşırı kritik basınç çizgisinden belirgin bir sapma gösterdiğini ortaya koymaktadır. Bu çalışma, alt ve üst kritik CO_2 döngüleri için geçerli olan bir optimum deşarj basıncı denklemi geliştirmeye yardımcı olmuştur. Ayrıca, Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı arttıkça, yapılan tüm analizlerde optimal basıncın ve COP değerinin yükseldiği gözlemlenmiştir [50].

Liu ve diğer araştırmacılar tarafından 2021 yılında gerçekleştirilen çalışmada, CO_2 soğutucu soğutma sistemine çoklu ejektör ve özel mekanik alt soğutma (MEJ + DMS) entegrasyonu yapılmış ve geliştirilen sistem, diğer sistemlerle karşılaştırıldığında daha yüksek performans kat sayısı ve verimlilik göstermiştir, Özellikle 40°C dış sıcaklıkta, MEJ + DMS sistemi BASE, DMS ve MEJ sistemleriyle karşılaştırıldığında sırasıyla %61,76, %19,17 ve %20,21 oranında artış göstermiştir. Dış sıcaklık arttıkça, önerilen MEJ + DMS sisteminin performans kat sayısı ters bir şekilde düştüğünü göstermiştir. Transkritik bölgedeki optimum gaz soğutucu basıncı 1,96 MPa olarak belirlenmiştir. Yıllık performans analizi, MEJ + DMS sisteminin %29,94'e kadar enerji tasarrufu sağlayabileceğini ve SEER değerini artırabildiğini göstermiştir [51].

Şekil 2.49, sistemin şematik ve p-h diyagramını göstermektedir.

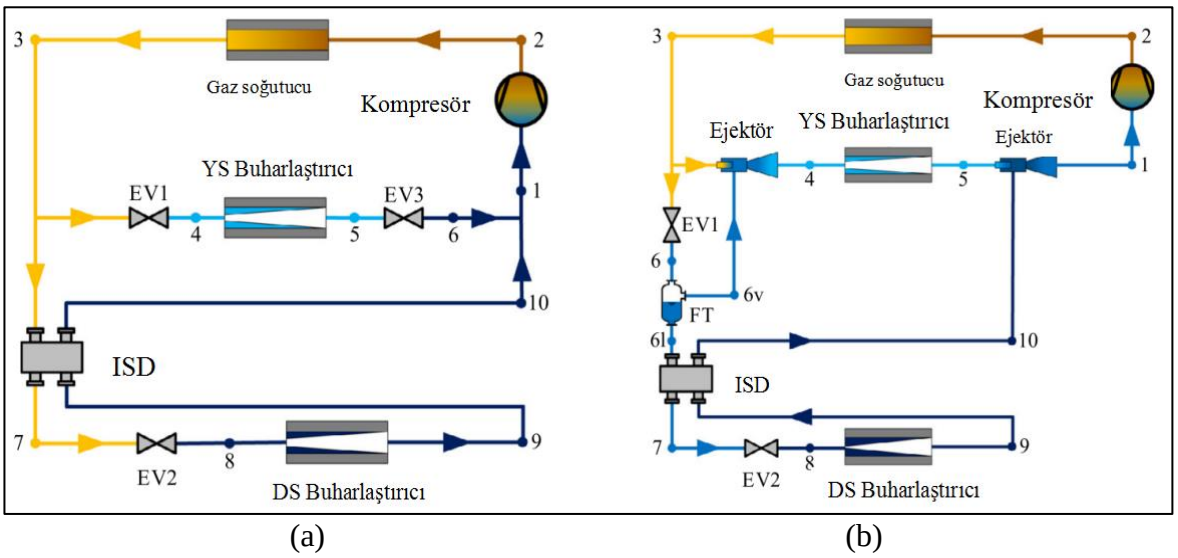


(a) (b)

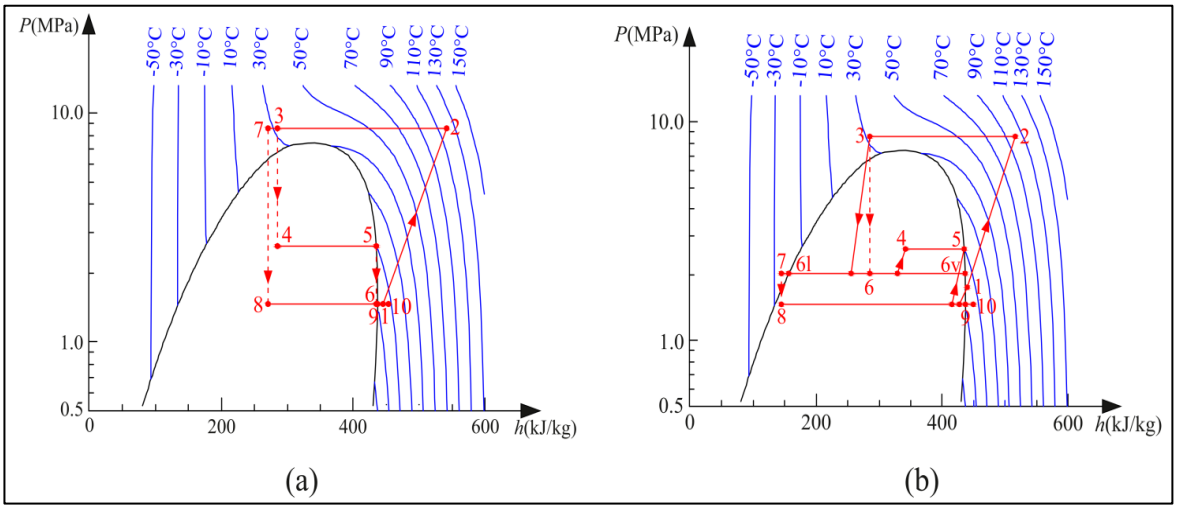
Şekil 2.49. (a) MEJ + DMS sisteminin şematik diyagramı ve (b) transkritik koşullardaki p-h diyagramı [51].

Liu, Yu ve Liu 2021 yılında çift ejektörlü CO_2 soğutuculu bir soğutma sistemi üzerine bir araştırma yapmışlar. Bu çalışmada, geleneksel çift buharlaştırmalı transkritik CO_2 soğutma çevrimine (CTRC) çift ejektör ekleyerek değişiklik (MTRC) edilmiş bir sistem tasarlanmış, bu sistemle ilgili performans analizleri yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışmada, çift ejektör kullanımının tipik bir çalışma koşulu altında kompresör basınç oranını %19,1'e kadar düşürdüğü ve aynı zamanda COP ve ekserji verimliliğindeki iyileştirmelerin tüm çalışma koşulları altında sırasıyla %15,9 ila %27,1 ve %15,5 ila %27,5'e kadar ulaştığı

belirtilmiştir [52]. Şekil 2.50, CTRC ve MTRC sistemlerinin şematik diyagramlarını gösterirken, şekil 2.51'de ise p-h diyagramları sunulmaktadır.



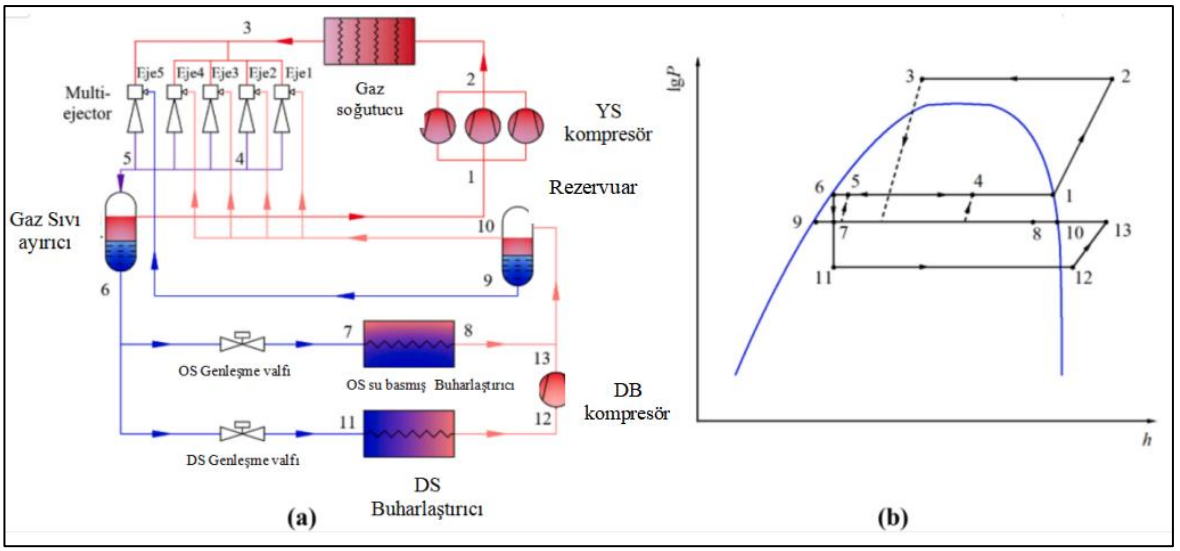
Şekil 2.50. (a) CTRC'nin şematik diyagramı; (b) MTRC'nin şematik diyagramı [52].



Şekil 2.51. CTRC'nin p-h diyagramı; (b) MTRC'nin p-h diyagramı [52].

Xiong ve diğer araştırmacılar, 2023 yılında gerçek CO_2 özelliklerine dayalı olarak geliştirdikleri çoklu ejektör'e sahip transkritik CO_2 soğutma sisteminin dinamik modelini sunmuşlardır. Ayrıca, 75-115 kW soğutma kapasitesi altındaki sistem için optimal ejektör kombinasyonu incelenmiş ve karşılaştırılmış; "nozul kütle akış hızı" ile ejektör kombinasyonunu ayarlamak için bir kontrol stratejisi öne sürülmüştür. Basınç açısından, Gaz soğutucu basıncı düştüğünde COP değeri beraberinde arttığını belirtmişlerdir. Bu strateji, farklı yük altında sistemin yüksek performanslı çalışmasına uyum sağlamıştır [53].

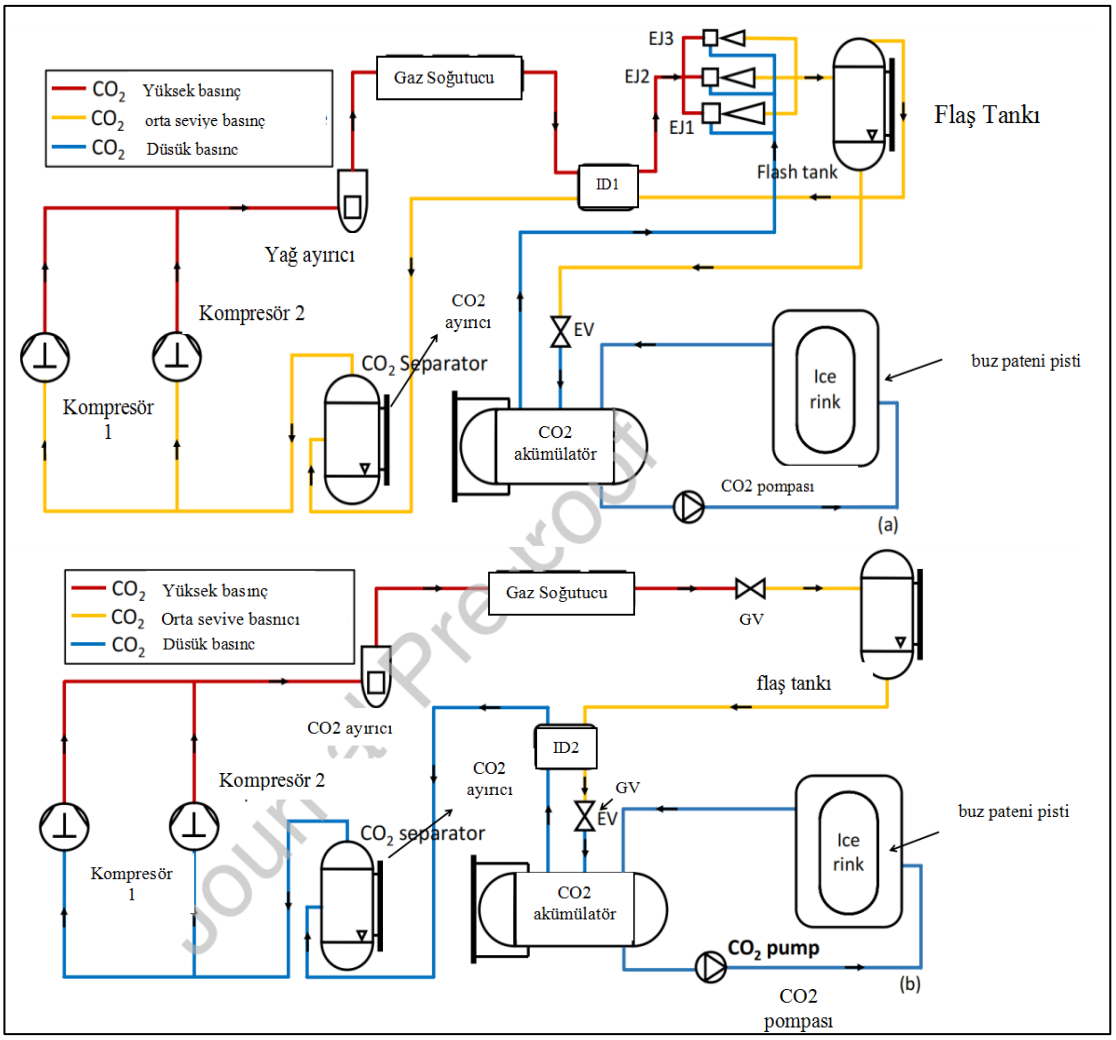
Sistemin şematik ve p-h diyagramı Şekil 2.52'de sunulmuştur.



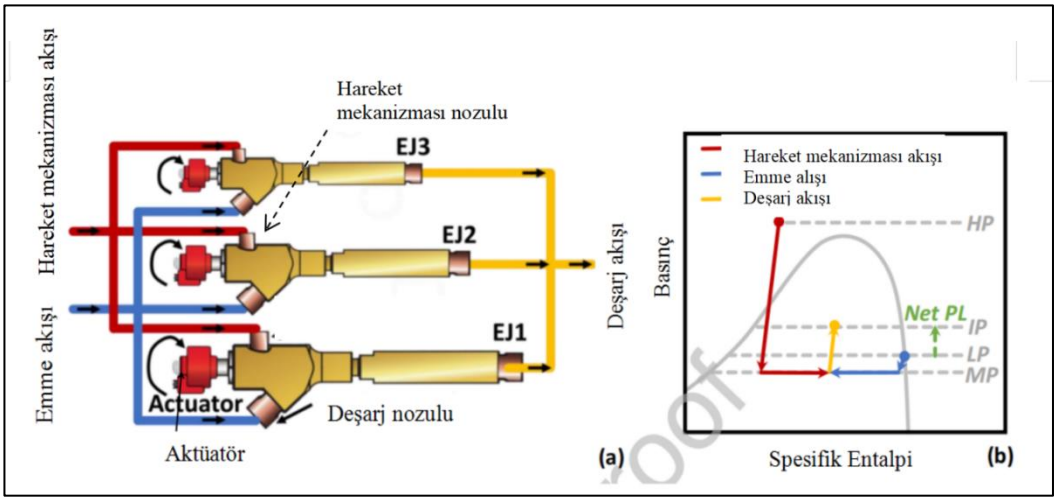
Şekil 2.52. (a) Çok ejektörlü soğutma sisteminin şematik diyagramı (b) Basınç - Özgül entalpi diyagramı [53].

Li ve diğerleri, 2023 yılında CO_2 soğutucu sistemlerinde çoklu ejektör kullanılarak genel basit tek aşamalı sıkıştırma sistemini karşılaştırma yapmışlar. Deneyler, üç kontrol edilebilir ejektöre sahip CO_2 çoklu ejektörlü soğutma sistemi üzerine detaylı bir deneysel analiz üzerine yapılmıştır. Sonuçlar, çoklu ejektör sisteminin tüm gaz soğutucusu sıcaklıklarında yüksek COP değerine sahip olduğunu göstermiştir. Ayrıca, sistemin genel olarak ejektör giriş basınç değeri arttığında ejektör verimliği değeri arttığını kanıtlamıştır. Sonuç olarak, COP değeri maksimum olarak %30,69 artışını göstermiştir [54].

Sistemler, Şekil 2.53'te sergilenirken çoklu ejektörlü sistemin işleyiş prensibi ise Şekil 2.54'te gösterilmektedir.



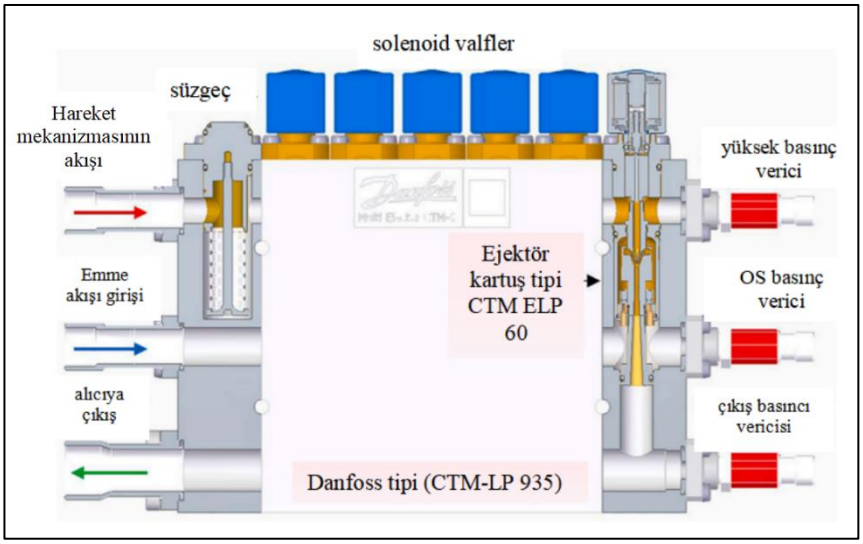
Şekil 2.53. Test tesisinin şematik gösterimi: (a) Üç kontrol edilebilir geometriye sahip çoklu ejektör sistemi ejektörler; (b) Temel olarak tek aşamalı sıkıştırma sistemi [54].



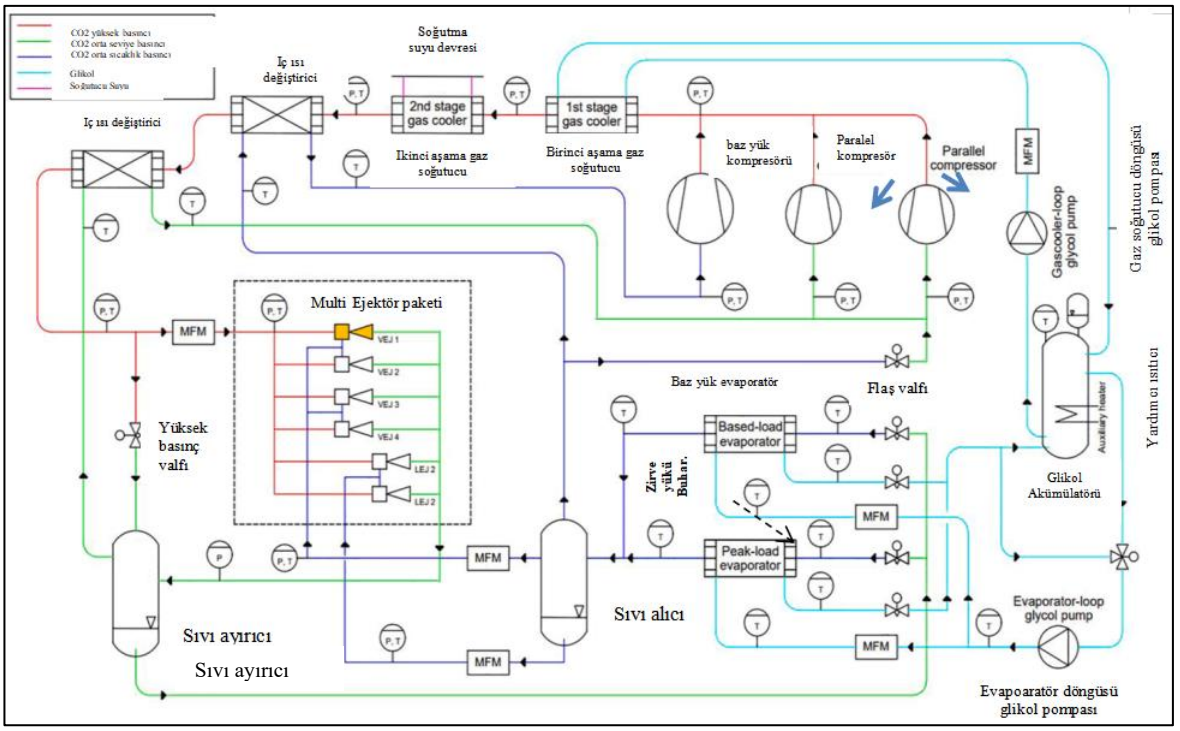
Şekil 2.54. Çoklu ejektörlü sistemin çalışma prensibi. (a) Ticari çoklu ejektörlü paketin şematik diyagramı. (B) Bir ejektör içindeki farklı akışların işletilmesi ve sıkıştırılması [54].

Elbarghthi ve diğerleri, tarafından 2021 yılında R744 transkritik ejektör soğutma sistemi üzerine detaylı deneysel bir çalışma ve ekserji analizi yapılmıştır. Deney, ticari bir ejektör kartuş tipi üzerinde gerçekleştirilmiştir. Ejektör, deneylerde mevcut iş oranının %36,9'unu geri kazanabilir ve maksimum basınç artışını 9,51 bar olarak sağlayabildiğini kanıtlamıştır. Ayrıca, gaz soğutucusu basıncının artmasıyla genel olarak mevcut iş geri kazanma potansiyelinin arttığı bulunmuştur. Bulgulardan çıkan sonuçlara göre, ejektör, daha yüksek motive nozul akış sıcaklıklarında çalıştığında %23'e kadar maksimum ekserji verimliliği sağlayabilir ve daha düşük ekserji yok etme sağlayabileceğini kanıtlanmıştır [55].

Çoklu ejektör blokun şekli, Şekil 2.55'te sunulmuş ve test edilen R744 soğutucu akışkanı ve glikol döngüsü, Şekil 2.56'da gösterilmiştir.



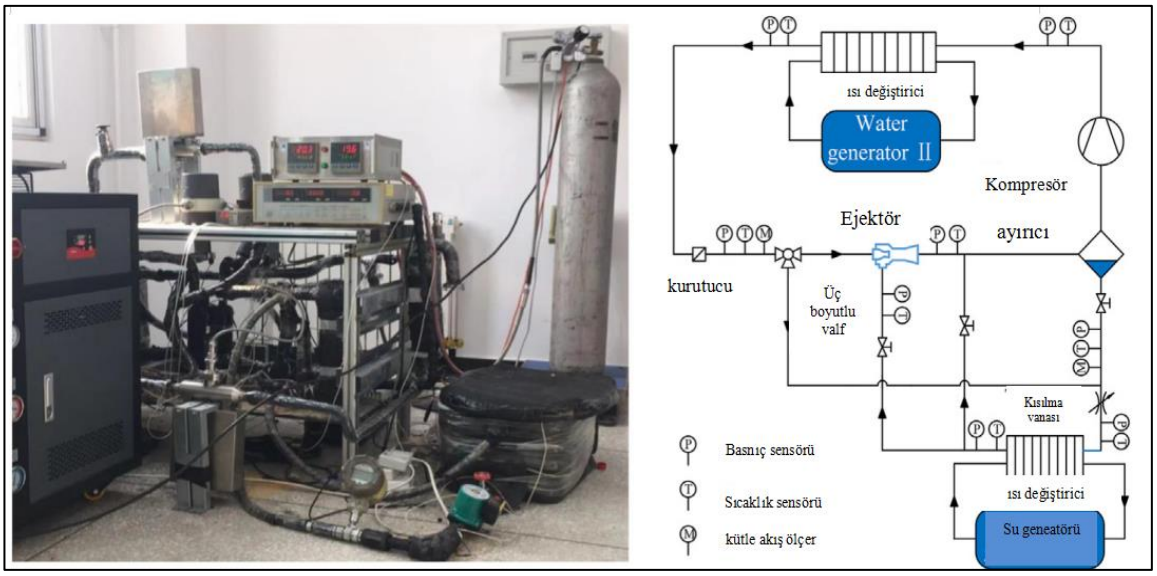
Şekil 2.55. Danfoss'tan kullanılan çoklu ejektör blokun şekli [55].



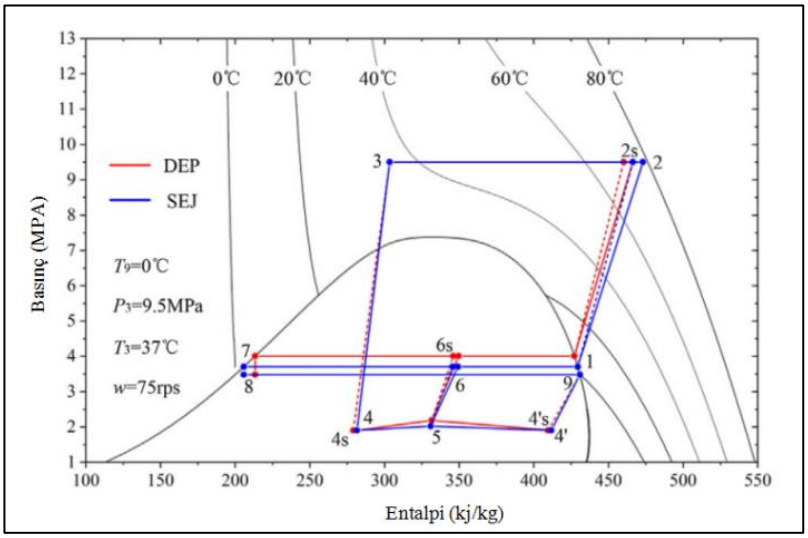
Şekil 2.56. R744 soğutucu akışkan ve glikol döngüsü de dahil olmak üzere deneysel test tesisinin basitleştirilmiş proses ve enstrümantal diyagramı [55].

Zou ve diğerleri, 2021 yılında bir elektrikli araç ısı pompası sistemi için çift ejektörlü paralel transkritik CO_2 soğutma çevrimi (DEP) tasarlamış ve bu sistemin tüm iklimlerde çalışma koşulu ağırlık istatistikleri yöntemi önermiştir. Performans analizi sonuçlarına göre, soğutma koşulları altında, DEP sisteminin soğutmaya yönelik optimize edilmiş ejektör ile, CON sistemine kıyasla performansın %17,32 ila %23,42 arttığını göstermiştir. Tek ejektörlü (SEJ) transkritik CO_2 soğutma çevrimi sisteminin COP değeri ise %7,31 ila %9,47 arasında artmıştır [56].

Deneysel test sisteminin şematik tasarımı şekil 2.57'de sunulurken, p-h diyagramı ise şekil 2.58'de verilmiştir.



Şekil 2.57. (a) Deneysel test sistemi. (b) Deneysel test sisteminin şematik diyagramı [56].

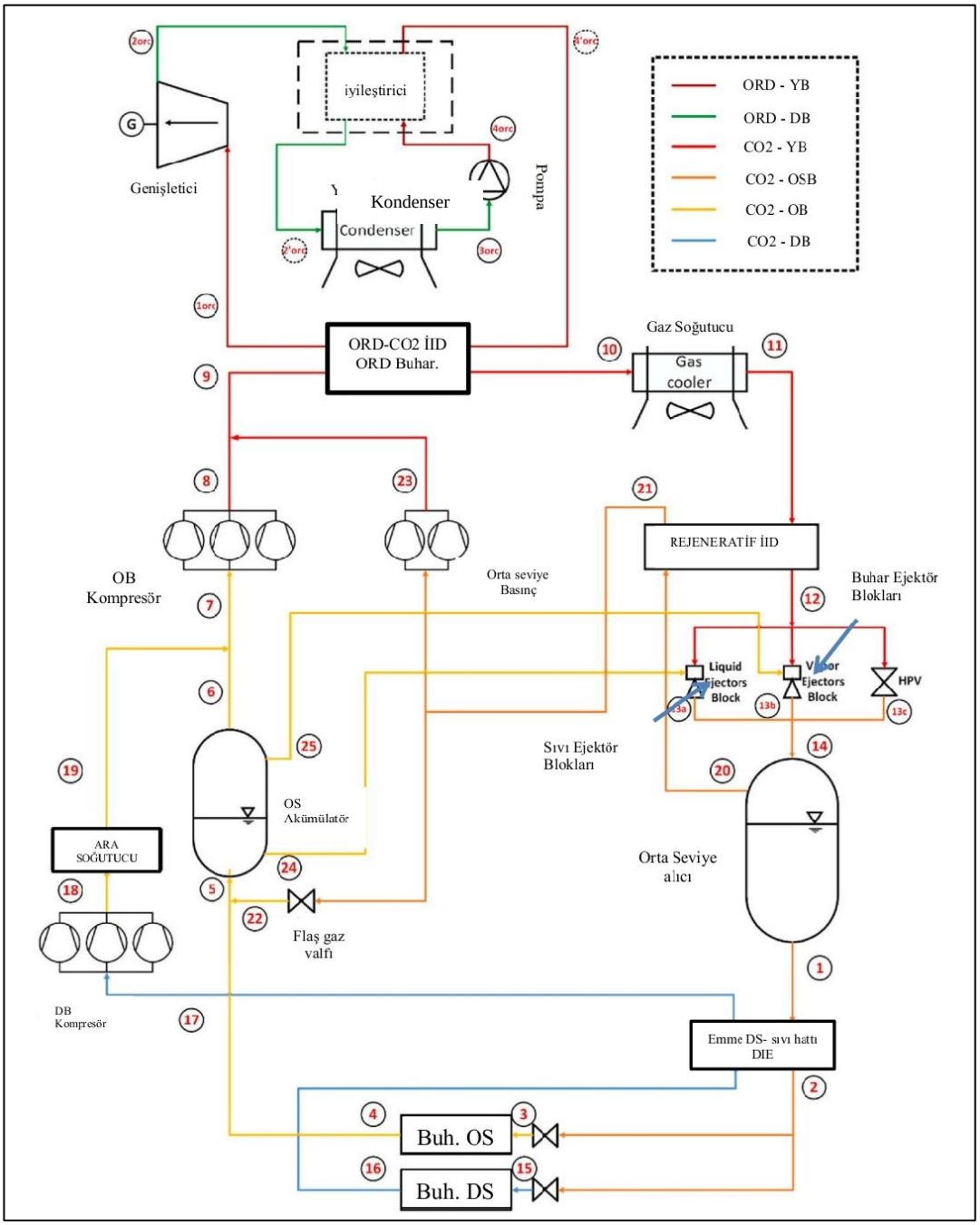


Şekil 2.58. 32°C Ortam sıcaklığında DEP ve SEJ sistemlerinin simülasyon sonuçları, p-h diyagramı şeklinde [56].

Tsimpoukis ve diğerleri, tarafından 2023 yılında gerçekleştirilen bir çalışmada, bir süpermarket transkritik CO_2 soğutma sistemi üzerine düşük sıcaklık ısı ila beslenen bir Organik Rankin Çevrimi (ORC) ünitesinin entegrasyonu incelenmiştir. Atina şehri için yapılan yıllık performans analizi, izopentan kullanımının yılda 10,36 MWh'lik en büyük enerji üretimini sağladığını ve bu durumun soğutma sisteminin enerji tüketiminde %3,69 oranında bir azalmaya denk geldiğini göstermiştir. Ayrıca, ısı değiştiricisinde CO_2 basınç değeri arttığında ORC ünitesinin sistem verimliğini arttığını ve buda COP değeri arttığını belirtmişlerdir. 40°C ortam sıcaklığında çalışma durumu için, ORC'nin varlığı nedeniyle

soğutma sistemi tüketimindeki azalmanın karşılığı %7,54'tür. Bu, 3,9 yıllık bir geri ödeme süresiyle, proje ömrü boyunca net bugünkü değerinin 34,32 k€'ye eşit olduğunu göstermektedir [57].

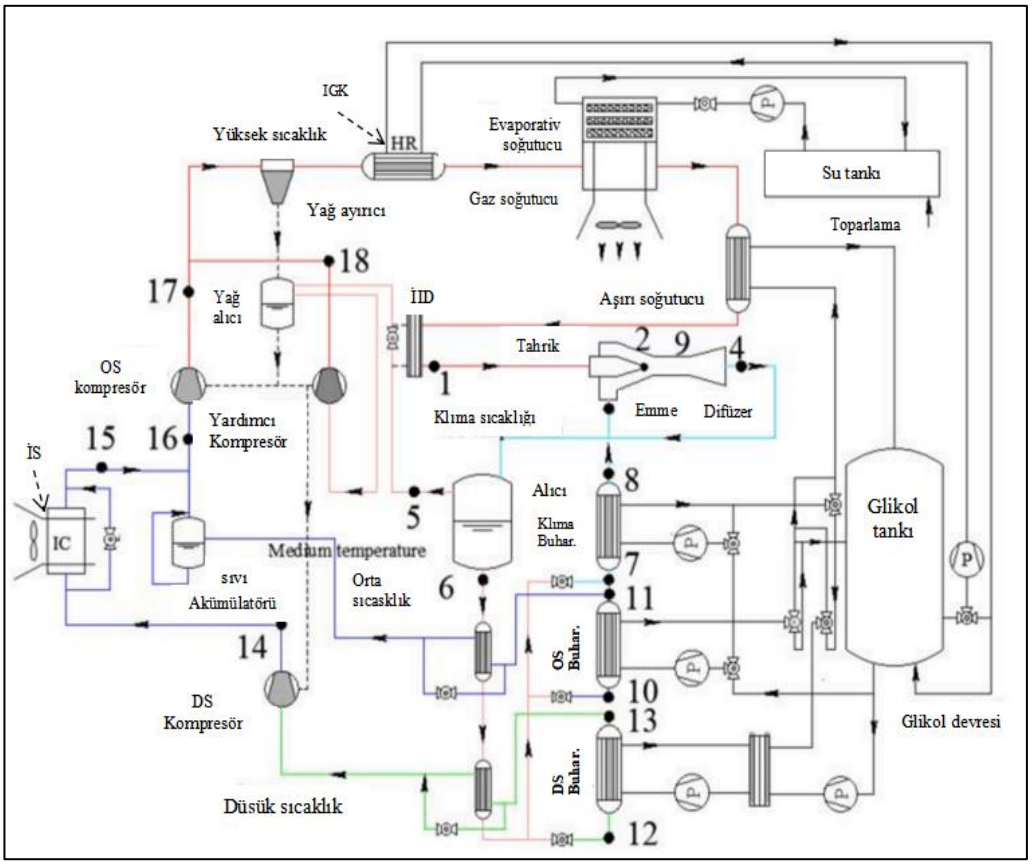
Şekil 2.59 CO_2 soğutma sistemini göstermektedir.



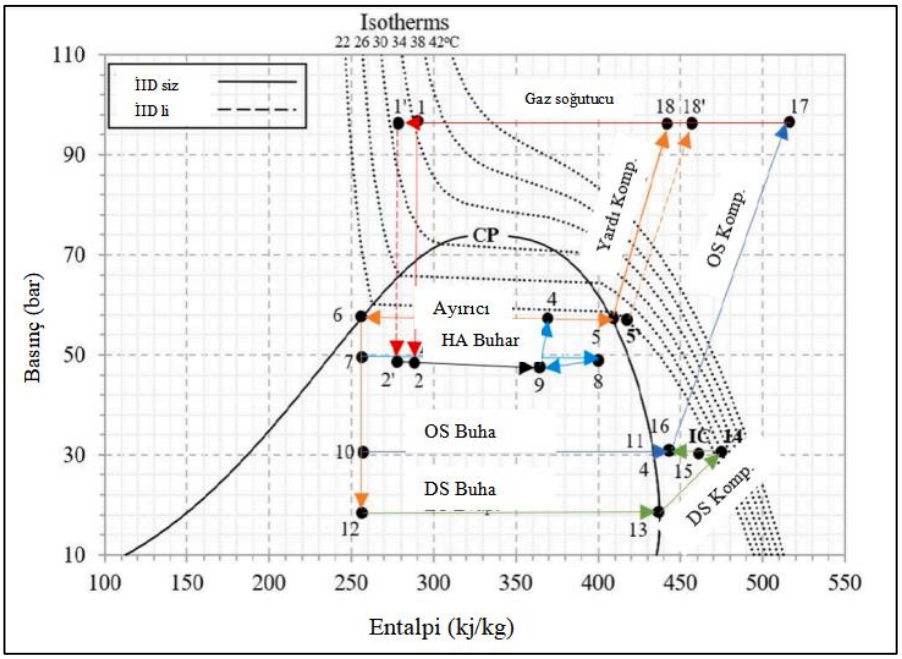
Şekil 2.59. Kompresör atık ısısı tarafından sağlanan ORC ünitesine sahip entegre süpermarket transkritik CO_2 soğutma sistemi [57].

Singh ve diğerleri, 2021 yılında gerçekleştirdikleri bir çalışmada, bir süpermarket uygulaması için tasarlanan iç ısı değiştirici ve buharlaştırmalı soğutma sistemine sahip 33 kW'lık çoklu ejektörlü transkritik CO_2 soğutma sisteminin performansını deneysel olarak incelediler. Çalışma kapsamında, yüksek ortam sıcaklıklarında ve (5, 10, ve 15) cm soğutma pedi kalınlıkları düzenlemeleriyle gerçekleştirildi. Deneysel sonuçlar, buharlaştırmalı soğutucu kapasitesinin 10 cm ped kalınlığında maksimum değere ulaştığını, Performans Katsayısı (COP) ve Güç Giriş Oranı açısından bir iyileşme gözlendiğini ortaya koymuştur. Ayrıca, iç ısı değiştirici ve buharlaştırmalı soğutucu ile COP değerinde maksimum iyileşmenin sırasıyla %11 ve %40 değere kadar olduğu, sistemin güç giriş oranında azalma görülmüştür. Elde edilen sonuçlar, CO_2 sisteminin gaz soğutucusu için buharlaştırmalı soğutma düzenlemesinin, yüksek ambiyans sıcaklığı bağlamında bir süpermarket uygulaması için potansiyel bir çözüm olarak önerildiğini göstermektedir [58].

Şekil 2.60, çoklu ejektörün iç yapısını gösterirken, şekil 2.61 ise sistemin p-h grafiğini sergilemektedir.



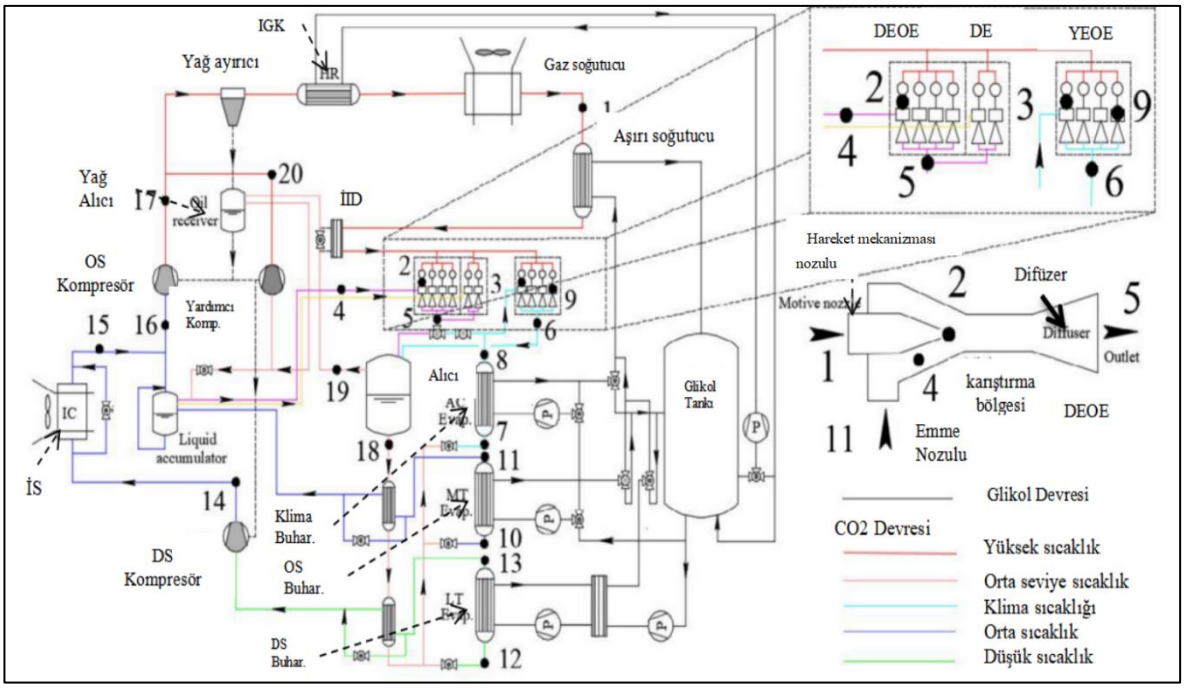
Şekil 2.60. İki fazlı bir çoklu ejektörün iç yapısı [58].



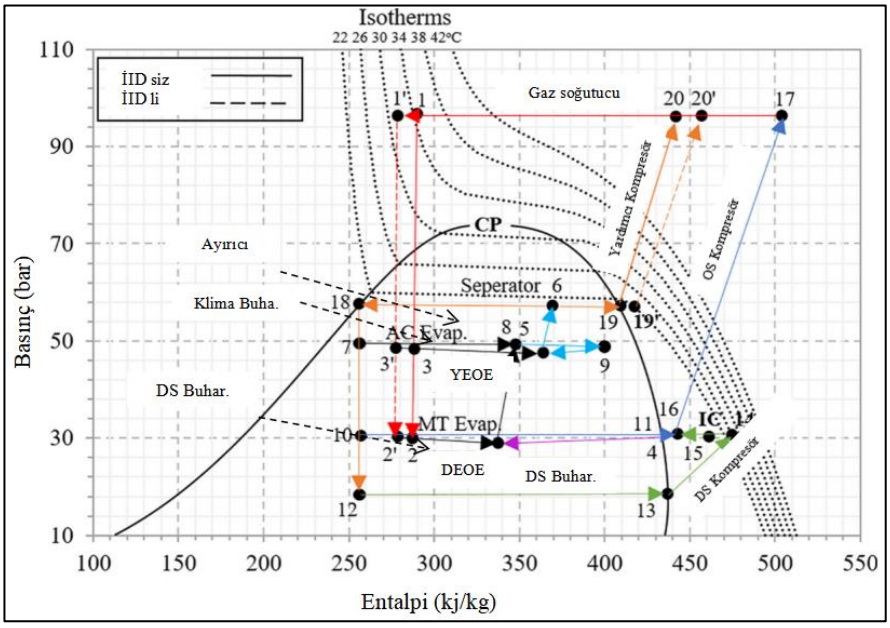
Şekil 2.61. CO_2 test donanımının süpermarket operasyonunun p-h grafiği [58].

Singh ve diğer araştırmacılar tarafından 2020 yılında gerçekleştirilen bir çalışmada, 33 kW soğutma kapasiteli çoklu ejektörlü CO_2 soğutma sistemi tasarlanmıştır. Test düzeneği, süpermarket soğutma ihtiyaçlarına göre dondurma, orta soğutma ve klima ihtiyaçları olmak üzere üç farklı soğutma sıcaklık seviyesine uygun olarak tasarlanmıştır. Düzeneğe, içinde düşük ejeksiyon oranlı ejektör (LERE) ve yüksek ejeksiyon oranlı ejektör (HERE) bulunan yeni bir tasarım eklenmiştir. Bu yeni tasarımın eklenmesiyle maksimum 5,5 bar değerinde basınç artışı elde edildiği gözlemlenmiştir. Maksimum performans katsayısı (COP) ve güç giriş oranı (PIR) üzerindeki gözlemlenen iyileştirmeler sırasıyla %7,2 ve %6,2 olarak hesaplanmıştır. Bu durumda, evaporatör çıkışında aşırı ısıtmayı %83,84 oranında azaltarak genel PIR'yi %6,51 azaltma gösterdiğini belirlenmiştir [59].

CO_2 soğutma sistemi test donanımının şeması şekil 2.62'de yer almaktadır. Süpermarket soğutma işlemli modülünün p-h grafiği ise şekil 2.63'te verilmiştir.



Şekil 2.62. CO_2 soğutma sistemi test donanımının şeması [59].

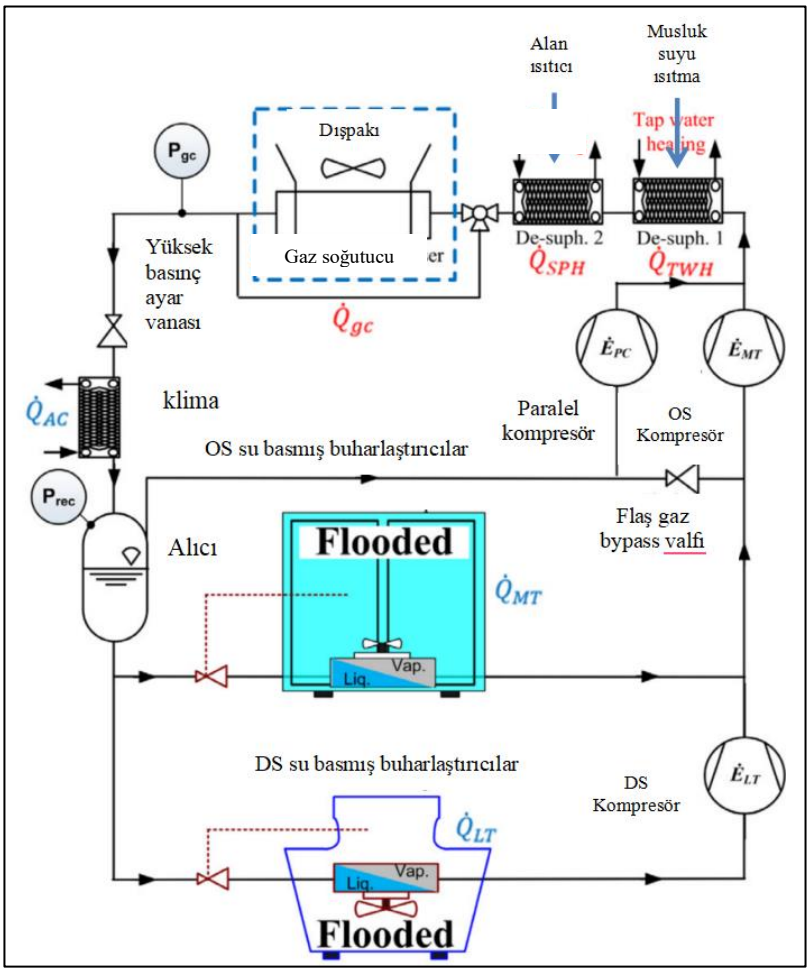


Şekil 2.63. Bir süpermarket için test donanımının süpermarket soğutma operasyonel modülünün p-h grafiği [59].

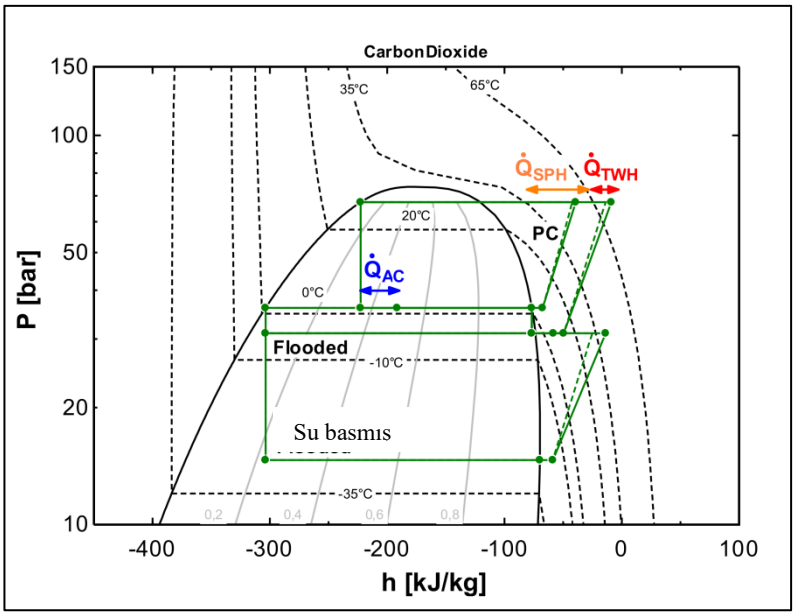
Karampour ve Sawalha 2018 yılında, CO_2 transkritik güçlendirme sistemlerinin entegre ve en son teknolojiye sahip özelliklerini incelemişlerdir. Analizler , iki kademeli ısı geri kazanımı, taşmalı buharlaşma, paralel sıkıştırma ve klima entegrasyonunun, en son teknoloji entegre CO_2 sisteminin en umut verici özellikleri olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak,

Orta (MT) ve düşük sıcaklık (LT) seviyelerinde buharlaşma sıcaklığında 3–4 K'lik bir artış, Stockholm ve Barselona'da yaklaşık %12 enerji tasarrufu sağladığını göstermektedir [60].

Şekil 2.64'te sistemin şematik ve P-h diyagramları sunulmuştur.



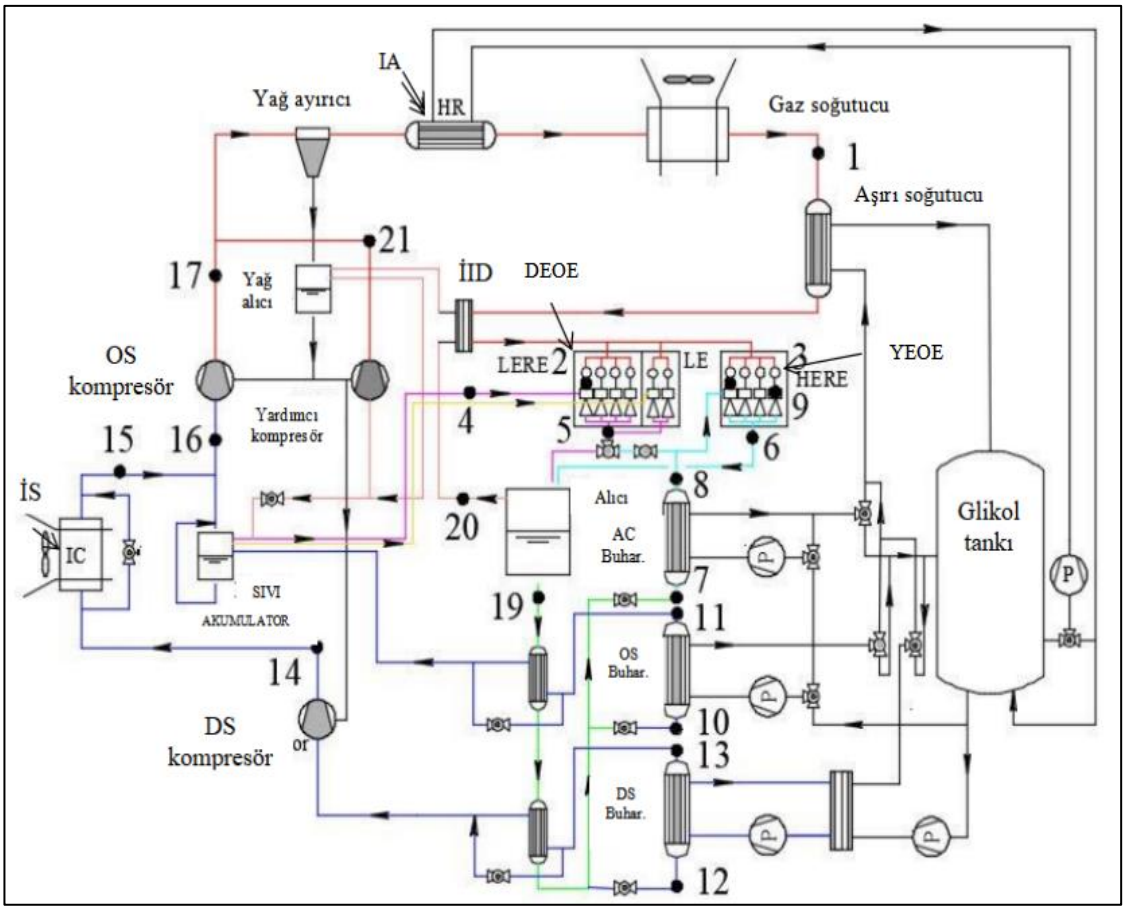
Şekil 2.64. a. Standart bir CO_2 güçlendirici sistemin şematik görünümü.



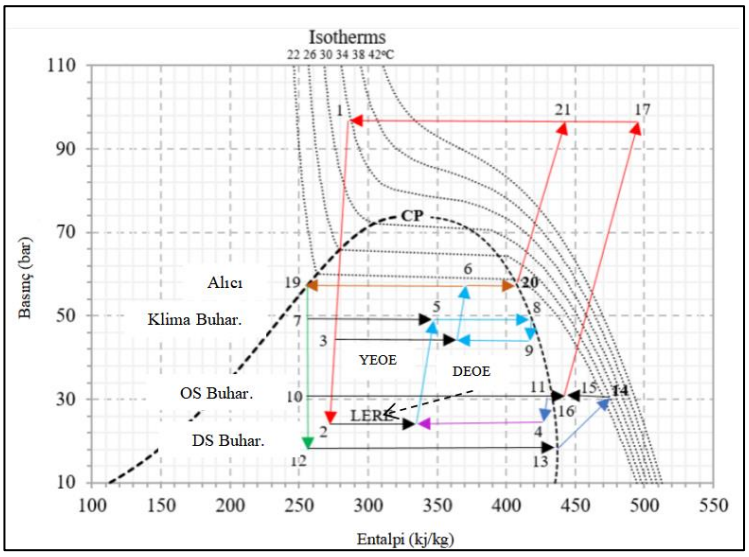
Şekil 2.64. b. P–h diyagramları son teknoloji bir CO_2 güçlendirici sistem [60].

Banasıak ve diğerleri, 2019 yılında Hindistan süpermarketlerinde tipik çalışma koşullarını taklit etmek üzere tasarlanmış entegre bir transkritik CO_2 test tesisinin ilk test çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, çoklu ejektör bloklarının paralel konfigürasyonunun doğrulandığı belirlenmiştir. Yürütülen deneyler, yüksek sürüklenme oranlı ejektörler (HERE) ve düşük sürüklenme oranlı ejektörlerin (LERE) paralel çalışmasının mümkün olduğunu ve çevre koşullarından bağımsız olarak deşarj basıncının etkili bir şekilde korunabileceğini kanıtlamıştır. Ancak, çok yüksek ambiyans sıcaklıklarında (43°C sıcaklığın üzerinde), MT (Medium Temperature) kompresör bölümü için aşırı deşarj sıcaklığı nedeniyle tehlikeli çalışma koşullarına neden olabilmektedir (140°C sıcaklığın üzerinde). Kaydedilen enerji performansı, yeni tanıtılan güç giriş Oranı (PIR) parametresi kullanılarak ifade edilmiş ve Avrupa koşullarında test edilen süpermarketler için tipik bir aralıkta olduğunu kanıtlamıştır [61].

Şekil 2.65, sistemin gösterimini sunarken, şekil 2.66 ise p-h diyagramını sergilemektedir.



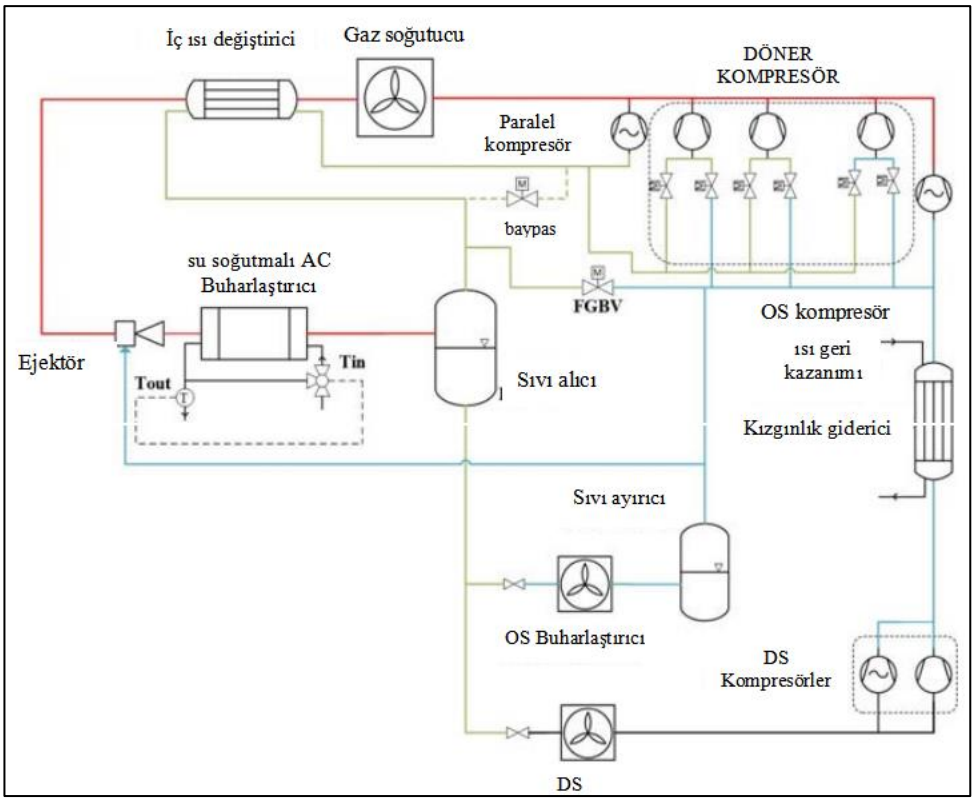
Şekil 2.65. IIT Madras'taki demo R744 sisteminin P&ID'si. IC – ara soğutucu (kızgınlık giderici), HR – ısı geri kazanım, LERE – düşük sürüklenme oranlı ejektörler, HERE – yüksek sürüklenme oranlı ejektörler, IHX – dahili ısı değiştirici [61].



Şekil 2.66. Sistemin p-h diyagramında ki gösterim [61].

Contiero, Armin ve Pardinas tarafından 2021 yılında, süpermarketin içinde dönme konseptinin uygulanmasını araştırılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen sonuç, ejektör teknolojisinin tanıtıldığı durumlarda, toplam kurulu kompresör sayısını azaltmak için bir dönme düzenlemesi uygulamasının tavsiye edilmiştir. Yapılan çalışmada toplam çalışan kompresör sayısı 9'dan 7'ye azaltılmış, bu da enerji ve mali tasarrufu sağlamıştır [62].

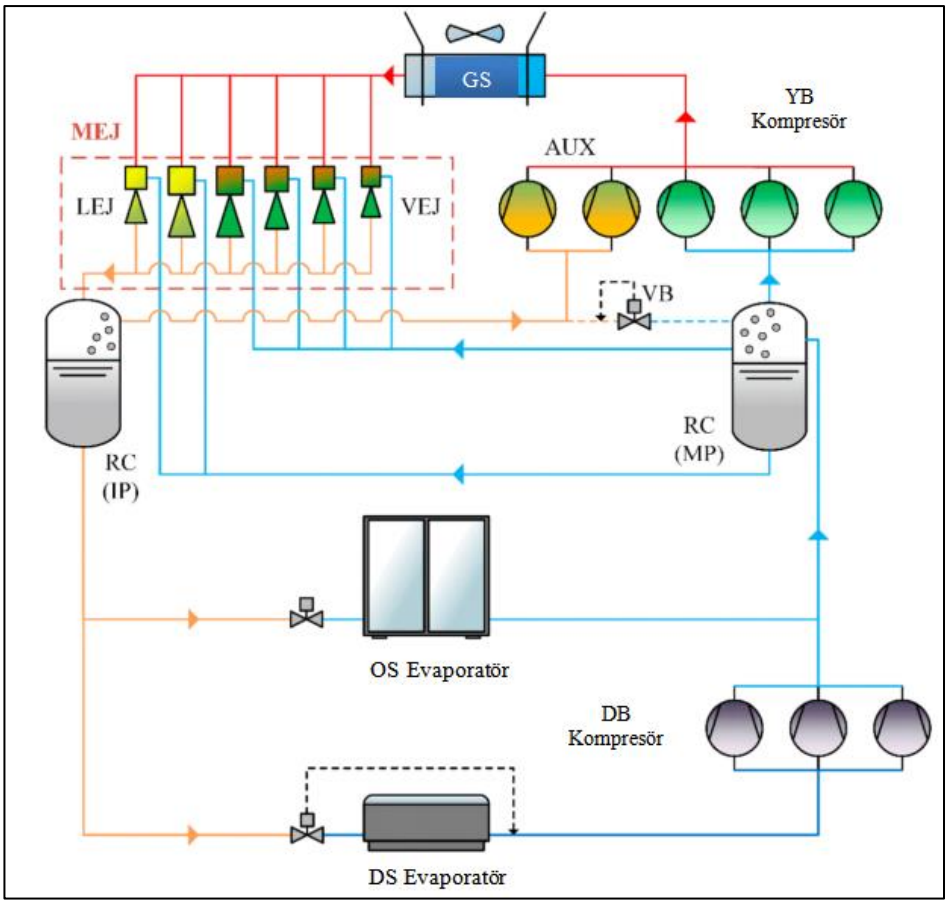
Şekil 2.67 sistemin şemasını göstermektedir.



Şekil 2.67. Döner özellikli, ejektör destekli CO_2 soğutma sistemi göstermektedir [62].

Gullo, Hafner ve Banasiak tarafından 2019 yılında, temel transkritik R744 süpermarket soğutma ünitesinin sıcak iklimlerdeki performansını artırmaya yönelik bir çalışma yapılmıştır. Çalışma, gelişmiş ekserji analizi kullanarak açık hava sıcaklığı 40°C'de bir geleneksel R744 takviye süpermarket soğutma sistemi üzerine uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar, çoklu ejektör bloku ile donatılmış bir düzenin benimsenmesini önermiştir. Deneyde çoklu ejektör destekli CO_2 sisteminin, geleneksel takviye ünitesine kıyasla toplam ekserji yok olma hızını yaklaşık %39 oranında azaltabileceği bulunmuştur. Ayrıca, toplam kaçınılabilir ekserji yok olma hızı 67,60 kW'dan 45,57 kW'a, toplam kaçınılamaz ekserji yok olma hızı ise 42,67 kW'den 21,91 kW'a düşürülmüştür [63].

Sistem şeması, şekil 2.68'de konumlandırılmıştır.

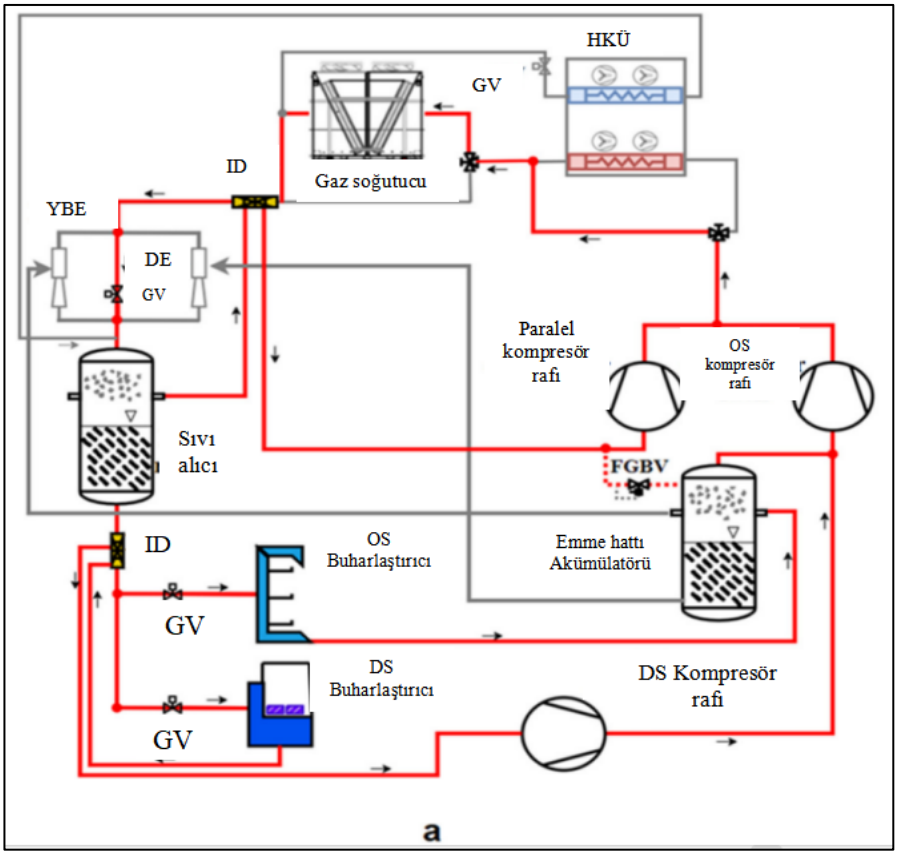


Şekil 2.68. Takviye süpermarket soğutma sistemi şeması, çoklu ejektör bloku (EJ) ile donatılmış (GC: hava soğutmalı R744 gaz soğutucu/kondansatör; AUX: paralel kompresörler; HS compr: yüksek aşama kompresör rack; VB: buhar by-pass valfi; MEJ: çoklu ejektör bloğu; LEJ: sıvı ejektörler; VEJ: buhar ejektörleri; RC(IP): ara basınçtaki alıcı; RC(MP): orta basınçtaki alıcı; MT evap: orta sıcaklıkta buharlaşma; LT evap: düşük sıcaklıkta buharlaşma; LS compr: düşük aşama kompresör rack) [63].

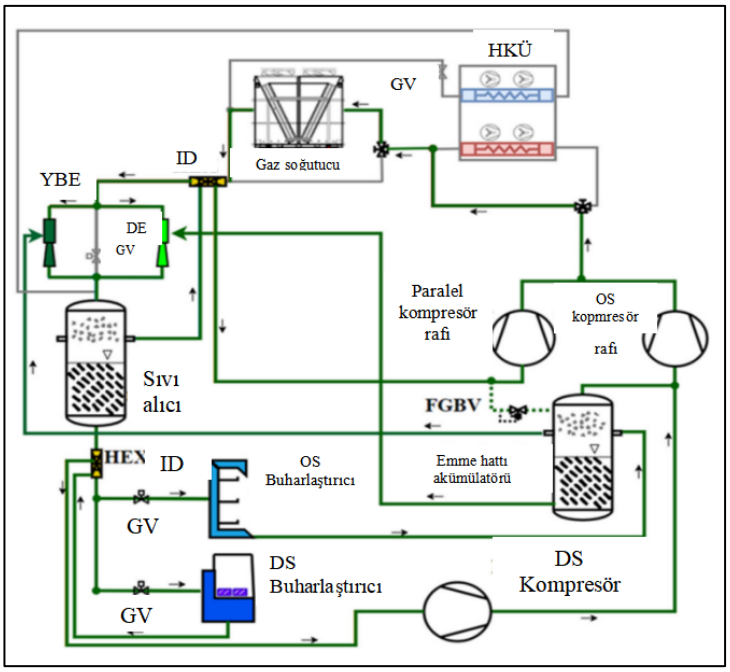
Söylemez ve diğer ekip arkadaşlarıyla birlikte 2022 yılında bir süpermarkete monte edilen çoklu ejektörlü sistemi entegre CO_2 soğutma sisteminin performans analizini yapmışlardır. Benzer dış ortam koşulları ve soğutma talepleri için üç gün boyunca toplanan saha verileri, kurulu sistemin güç tüketiminin 16:00 ile 18:00 arasında zirve yaptığını göstermiştir. Ayrıca, ejektör sistemine kıyasla paralel sıkıştırma sistemiyle karşılaştırıldığında ejektör sisteminin toplam enerji tasarrufunun %7,5 olduğunu göstermiştir. 25°C veya daha yüksek dış sıcaklıklarda, toplam enerji tasarrufu %11 oranına kadar artmıştır. Üç ardışık gün boyunca orta sıcaklık MT tarafındaki ortalama enerji tasarrufu ejektör işletimi ile %17,4 iken, tasarruflar 25°C veya daha yüksek dış sıcaklıklarda neredeyse %30 oranına kadar ulaşmıştır.

Güç tüketimi analizi, EJ-On için toplam ortalama güç tüketiminin 53,9 kW olduğunu göstermiş ve bu, aynı zaman diliminde EJ-Off moduna göre yaklaşık (61,7 kW) olarak bilinen ve %13 oranında daha düşük olduğunu göstermiştir [64].

Sistemin şematik tasarımı şekil 2.69'da sunulmuştur, ayrıca sistemin basınç ve spesifik entalpi diyagramı şekil 2.70'te mevcuttur.

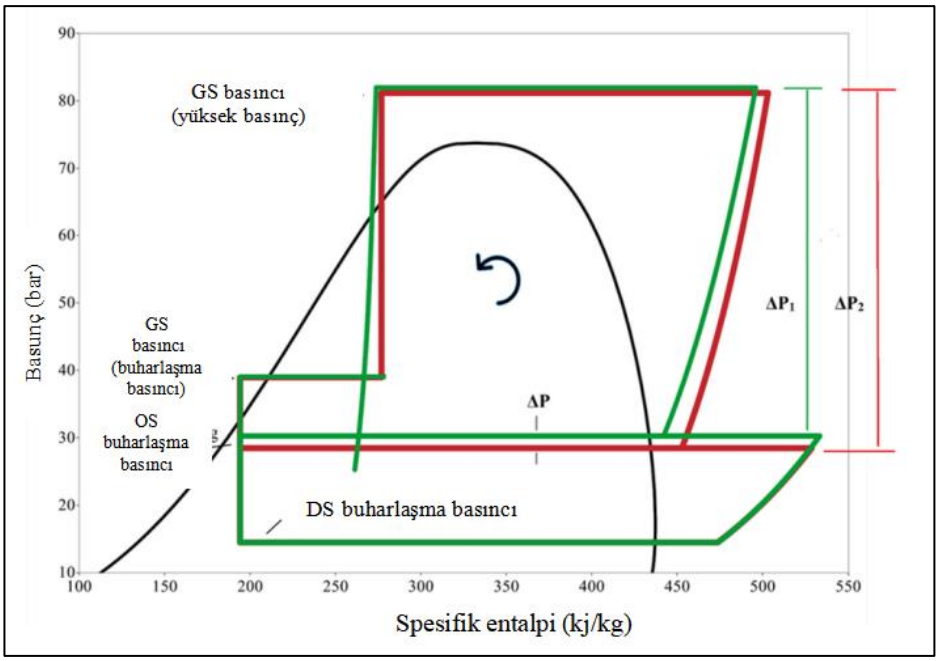


Şekil 2.69. Sistemin basitleştirilmiş şematik diyagramı: (a) EJ-Kapalı modu/sıradan paralel sıkıştırma modu, (b) EJ-On modu, AC yok [64].



(b)

Şekil 2.69. (devam) Sistemin basitleştirilmiş şematik diyagramı: (a) EJ-Kapalı modu/sıradan paralel sıkıştırma modu, (b) EJ-On modu, AC yok [64].



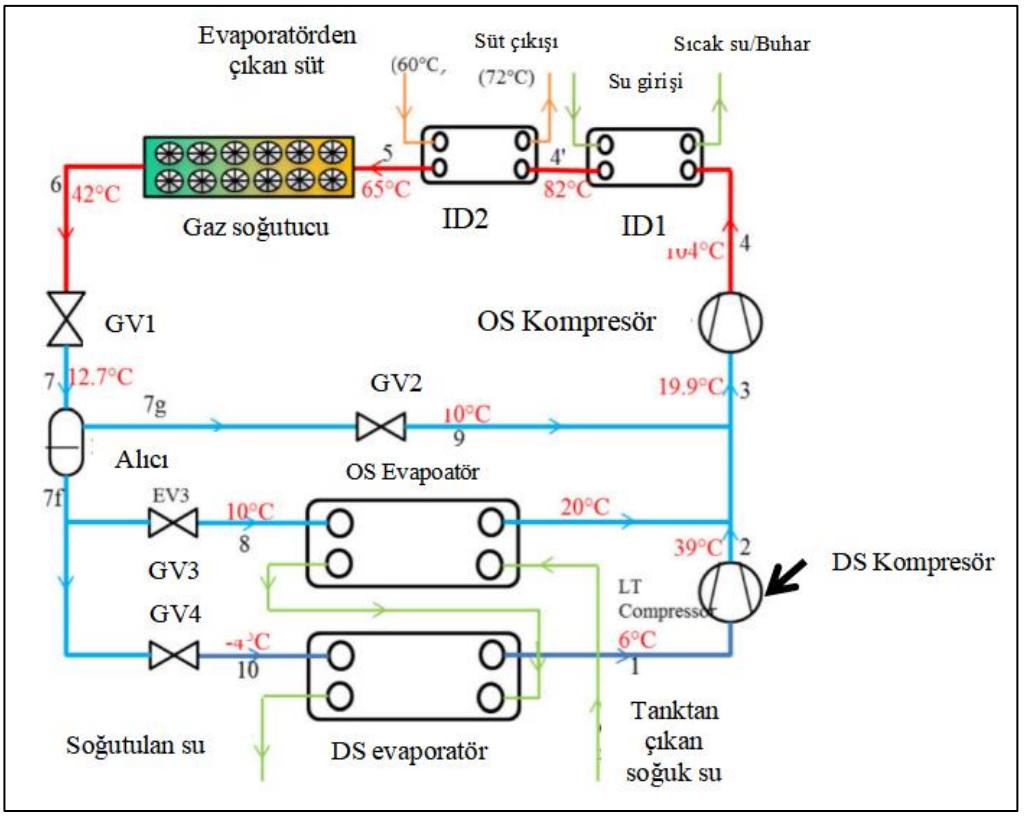
Şekil 2.70. İki mod için Basınç seviye çizgileri: EJ-Kapalı modları için hatlar sırasıyla LT ve IT basınç seviyesindedir. (Parazit nedeniyle EJ-Kapalı modu için LT ve IT basıncındaki çizgiler görülemiyor) [64].

Sıngh ve diğerleri, ile birlikte 2019 yılında gerçekleştirilen deneysel çalışmada, bir süpermarket uygulaması için yüksek ambiyans sıcaklığında (46°C'ye kadar) test edilen çoklu

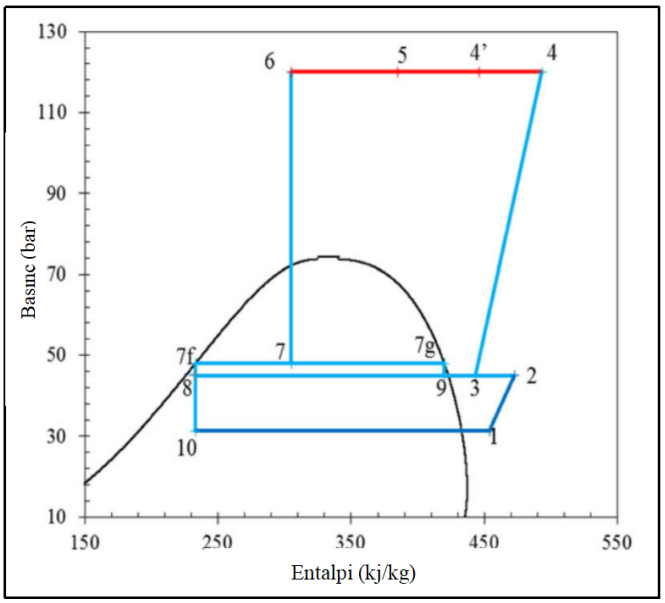
ejektör tabanlı transkritik CO_2 soğutma sisteminin performansı incelenmiştir. İç ısı değiştirici (IHX) ve buharlaştırmalı soğutma ile, ve buharlaştırmalı soğutma olmadan yapılan testlerde, deneysel sonuçlar buharlaştırmalı soğutucu kapasitesinin 10 cm ped kalınlığında maksimuma ulaştığını göstermiştir. Ancak, 15 cm ped kalınlığı için COP ve PIR (Güç Giriş Oranı) açısından çok az bir iyileşme gözlemlenmiştir. IHX ve buharlaştırmalı soğutma ile maksimum COP'de iyileşme ve PIR'da azalma görülmüştür. Ancak, 15 cm soğutma pedi kalınlığıyla marjinal bir iyileşme gözlemlenmiştir. Çalışmadan elde edilen bulgular, CO_2 sisteminin gaz soğutucusu için buharlaştırmalı soğutmanın yüksek ambiyans sıcaklıklarında uygulamasının potansiyel bir çözüm olabileceğini kanıtlamıştır [65].

Guruchethan ve diğerleri, 2023 yılında yaptığı çalışmada, süt sektöründeki eş zamanlı hem ısıtma hem de soğutma uygulamaları için kullanılan transkritik CO_2 soğutma sisteminin enerji verimliliği kanıtlanmıştır. Elde edilen sonuçlar, destek sisteminin iç ısı değiştiricisi içeren ve içermeyen iki sistemden daha üstün bir performans sergilediğini göstermiştir. Gaz çıkış sıcaklığı arttıkça COP değeri ile enerji tasarrufu düşmekte olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, aşırı ısıtma değeri arttıkça sistem COP değerinde bir artışın olduğu gözlenmiştir. Bu çalışma, süt sektöründe halihazırda kullanılan sistemlere kıyasla transkritik CO_2 sisteminin %29 oranına kadar enerji tasarrufu sağlayabileceğini kanıtlamıştır [66].

Sistem şematik ve p-h diyagramları şekil 2.71 ve şekil 2.72'de verilmiştir.



Şekil 2.71. Booster transkritik CO_2 sisteminin (S3) şematik diyagramı [66].

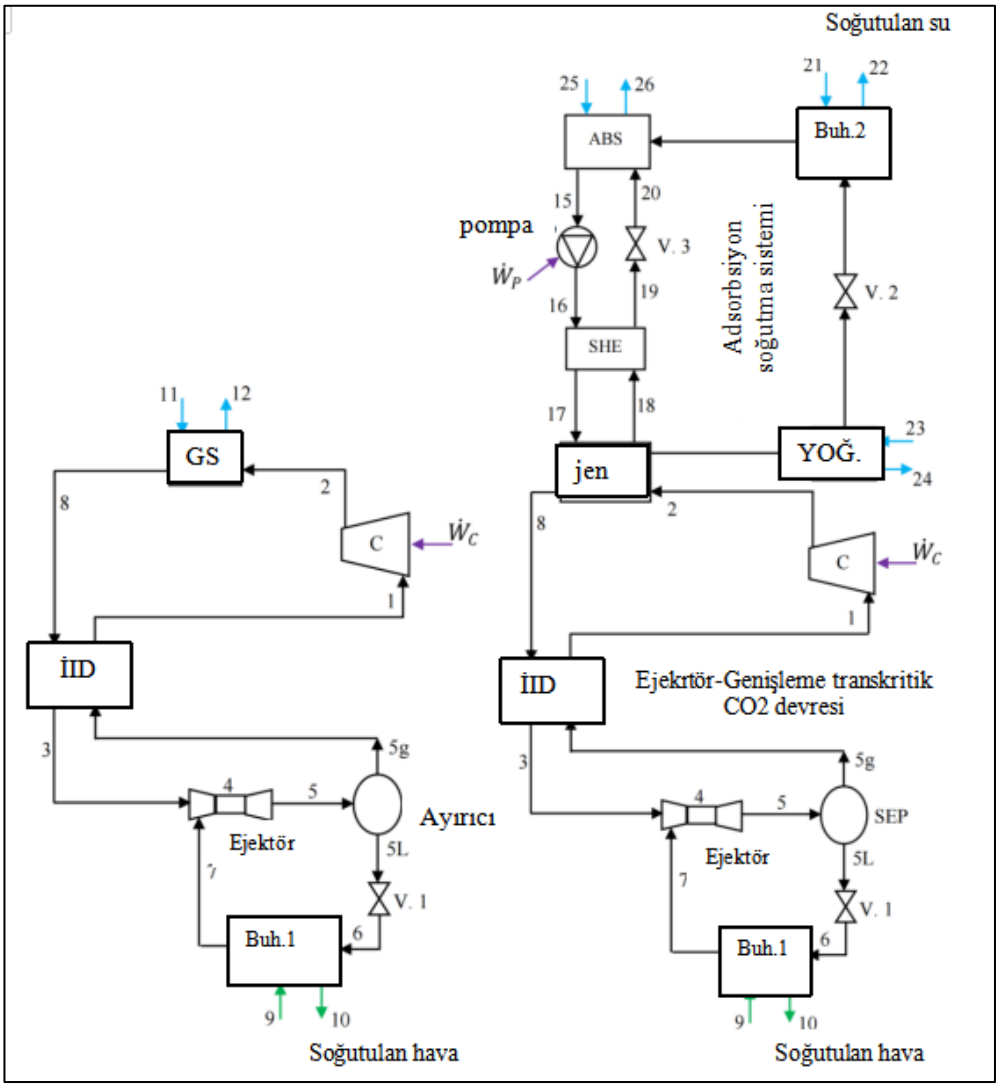


Şekil 2.72. Booster transkritik CO_2 sisteminin (S3) p-h diyagramı [66].

Hai ve diğerleri, 2023 yılında atık ısı kullanarak bir ejektör genleşme transkritik CO_2 (EETRCC) soğutma düzeninden elde edilen atık ısının, sıfır derece Celsius'ın üzerinde ve

altında soğutma üretmek için kullanıldığı entegre bir buhar emilimli soğutma sistemi tasarlamışlardır. Atık ısı kullanımı, CO_2 transkritik soğutma döngüsü ile birleştirilen bir adsorpsiyon soğutma sistemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. En iyi durum senaryosunda, birincisi için soğutmanın düzleştirilmiş maliyeti 105,3 $/GJ olarak elde edilirken, ikincisi 120,9 $/GJ maliyetle soğutma üretmektedir. Ayrıca, ikinci evaporatör'nın sıcaklığı yükseldiğinde, sistem ekserji verimliliğinin %3 düştüğü ve bu da soğutma biriminin maliyetinin %6,34 arttığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca, en yüksek ekserji yok olmalarının gaz soğutucuda 27,53 kW ve jeneratörde 15,57 kW olduğu bulunmuştur [67].

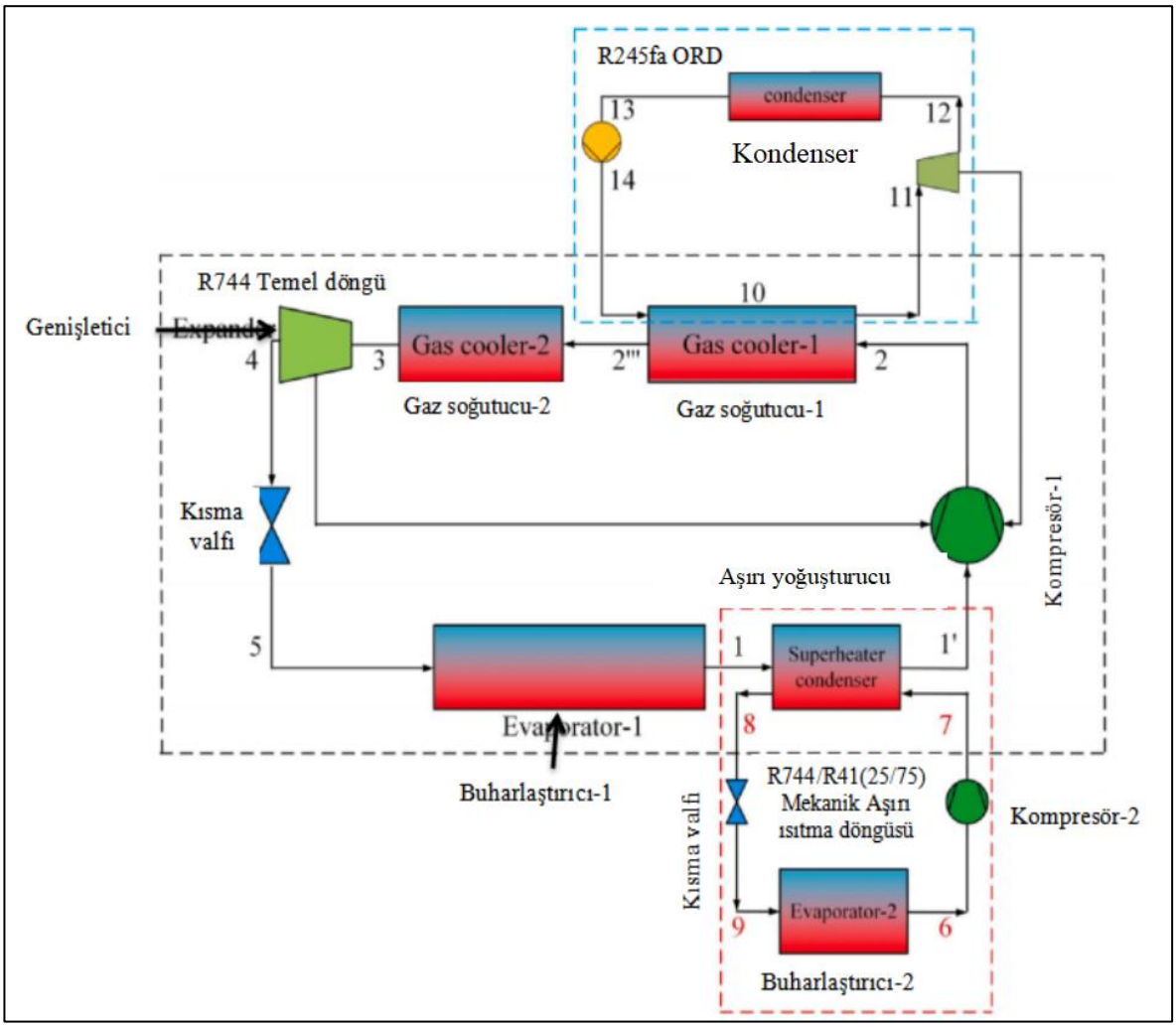
Sistemin şematik diyagramı şekil 2.73'te verilmiştir.



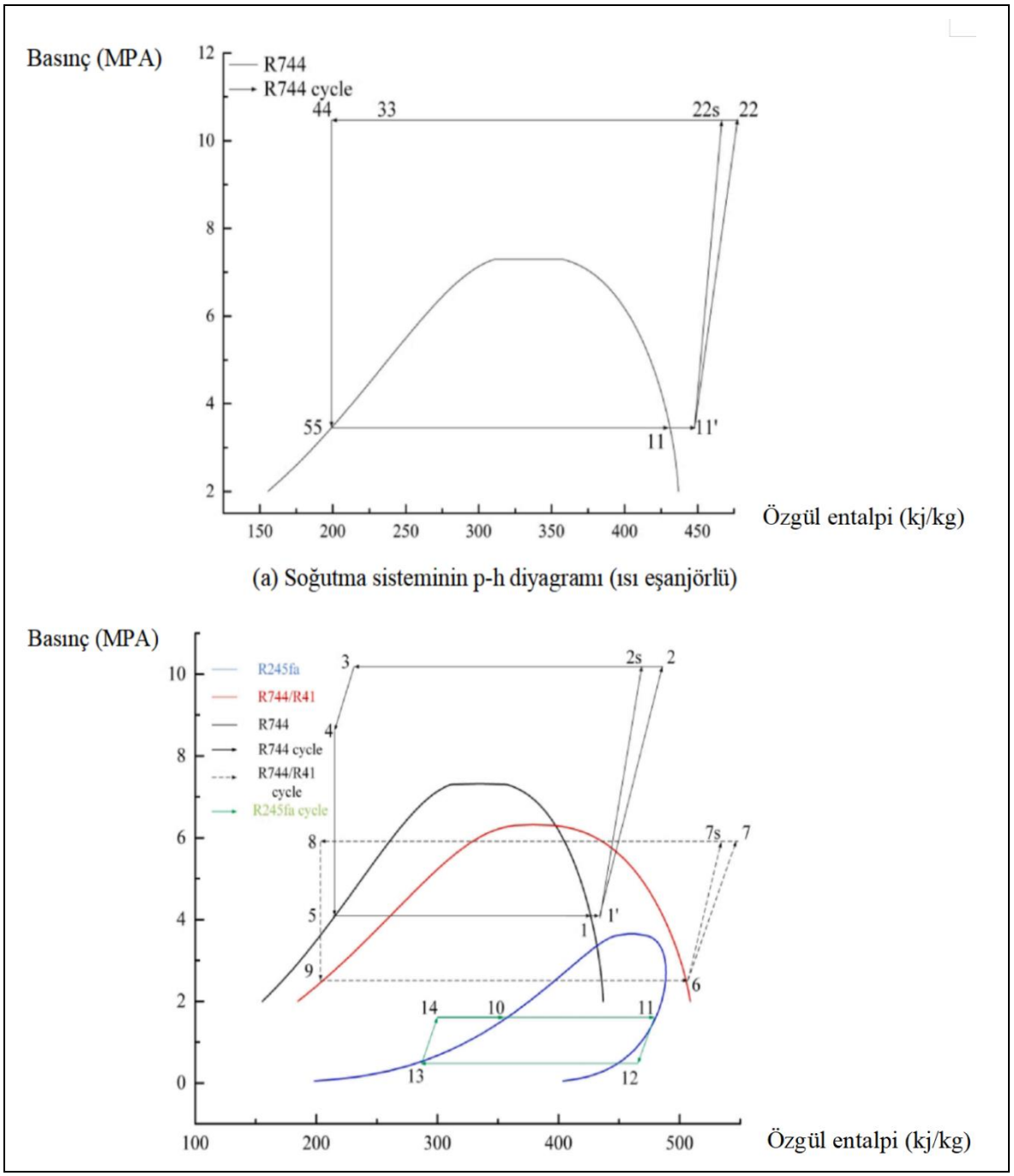
Şekil 2.73. EETRCC'nin şematik diyagramı (b): EETRCC'den WHR için önerilen çift evaporatörlu soğutma sistemi [67].

Sun ve diğerleri, 2022 yılında gerçekleştirdikleri çalışmada, Expander Mechanical Overheating-Organic Rankine Cycle (EMO-ORC) sistemini içeren yeni bir soğutma ve enerji dönüşüm sistemi önermişlerdir. Sonuçlar, aynı buharlaşma sıcaklığı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığında, ısıl değiştirici içeren sistemle karşılaştırıldığında, yeni sistemin COP değeri sırasıyla ortalama %8,2 ve %8,9 bir artış, deşarj basıncının sırasıyla %0,88 ve %0,79 bir azalma gösterdiğini belirlenmiştir. Yeni sistem COP'yi ortalama olarak %4,5 ve yüksek düzeyde %10,2 arıtış göstermiştir. Yeni sistemde, dar nokta sıcaklık farkının ve birinci aşama gaz soğutucu çıkış sıcaklığının değerleri arttıkça, yeni sistem COP değeri sırasıyla %5,6 artış ve %13,7 azalma göstermiştir [68].

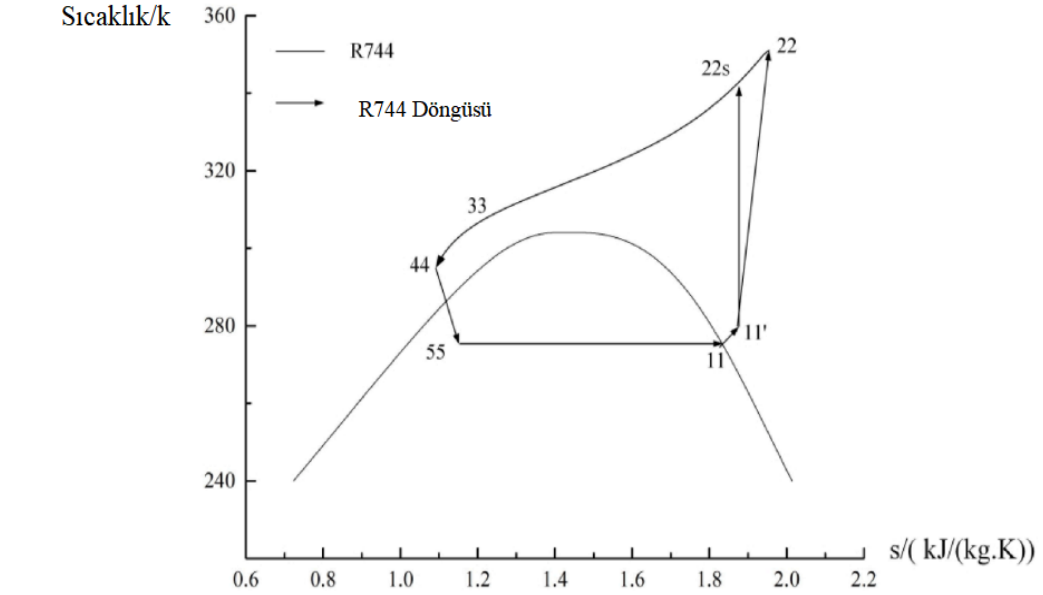
Şekil 2.74, çevrimin şematik görünümünü gösterirken, şekiller 2.75 ve 2.76 ise çevrimin p-h ve T-s diyagramlarını sergilemektedir.



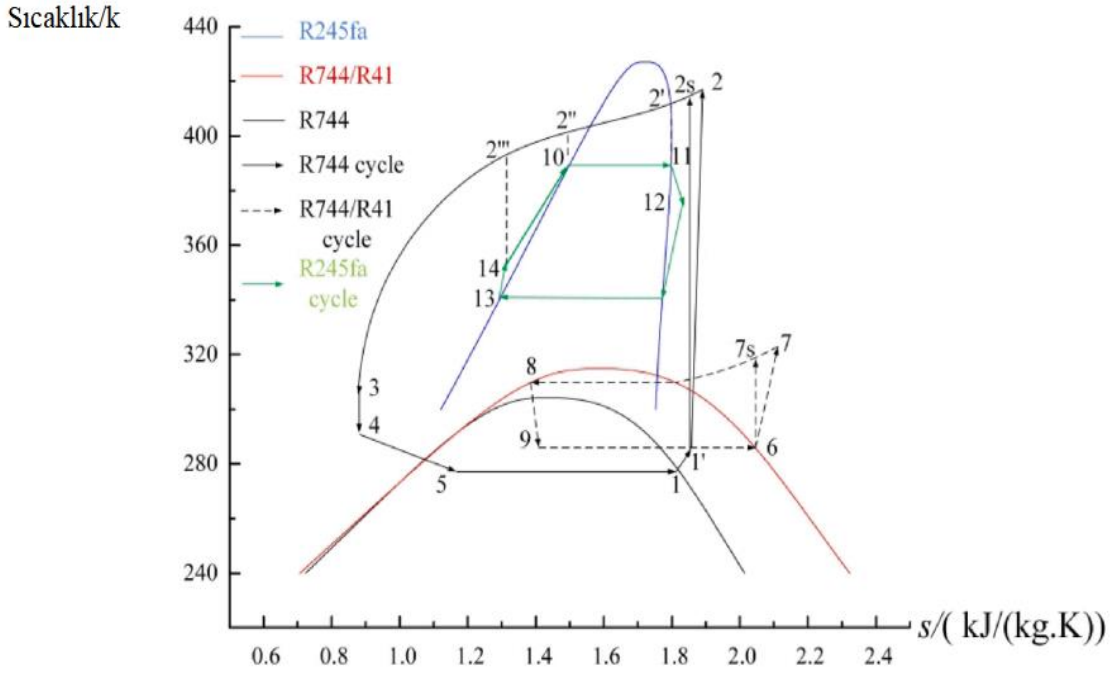
Şekil 2.74. EMO-ORC soğutma çevrimi [68].



Şekil 2.75. Çevrimin sistem p-h diyagramı (a. Isı eşanjörlü soğutma çevrimi. (b). genişletici Mekanik Aşırı Isınma-Organik Rankine Çevrimi (EMO-ORC) soğutma çevrimi [68].



(a) Soğutma sisteminin T-s diyagramı (ısı eşanjörlü)



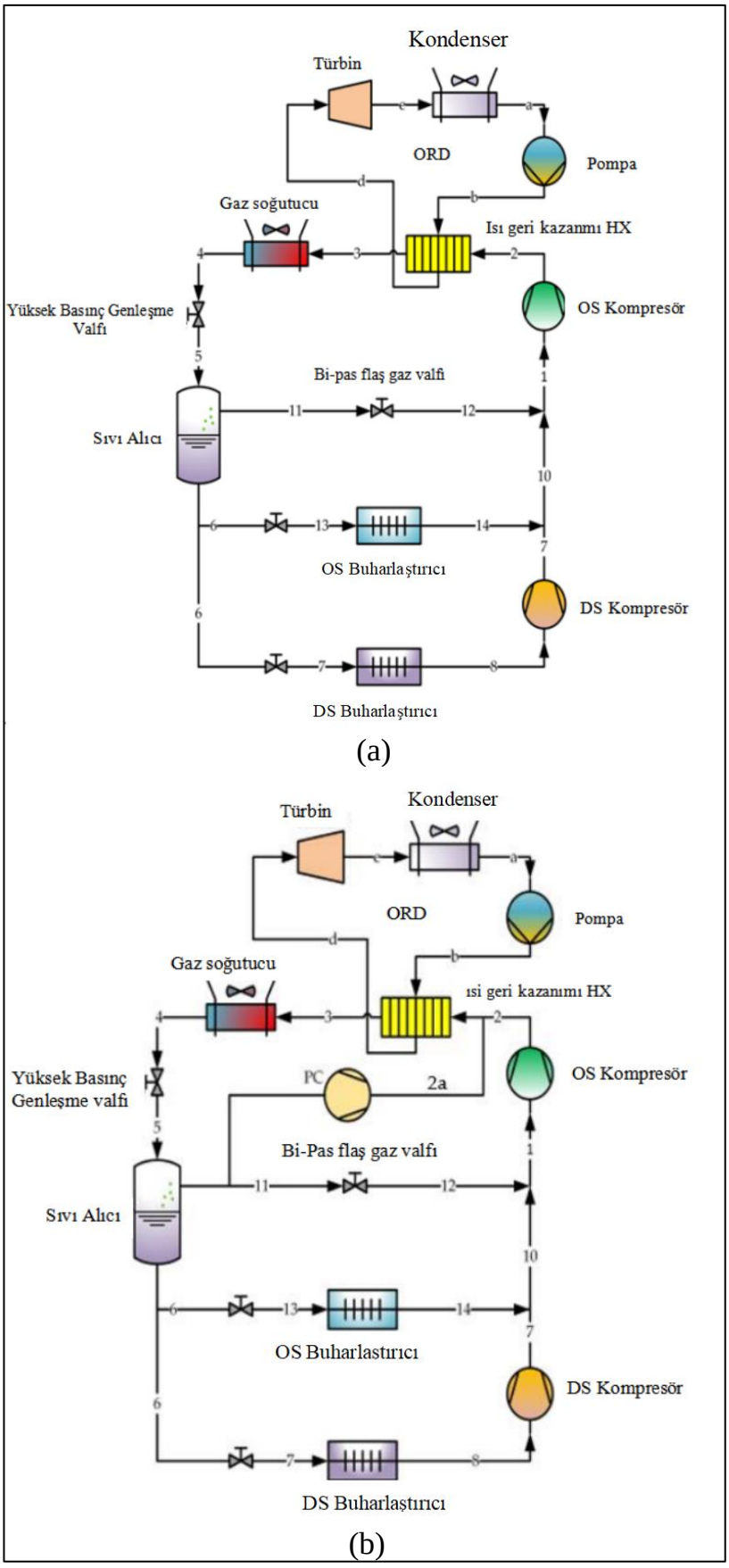
(b) GMA-ORD soğutma sisteminin T-s diyagramı

Şekil 2.76. Termal çevrimin T-s diyagramı (a. Isı eşanjörlü soğutma çevrimi. B. EMO-ORC soğutma çevrimi) [68].

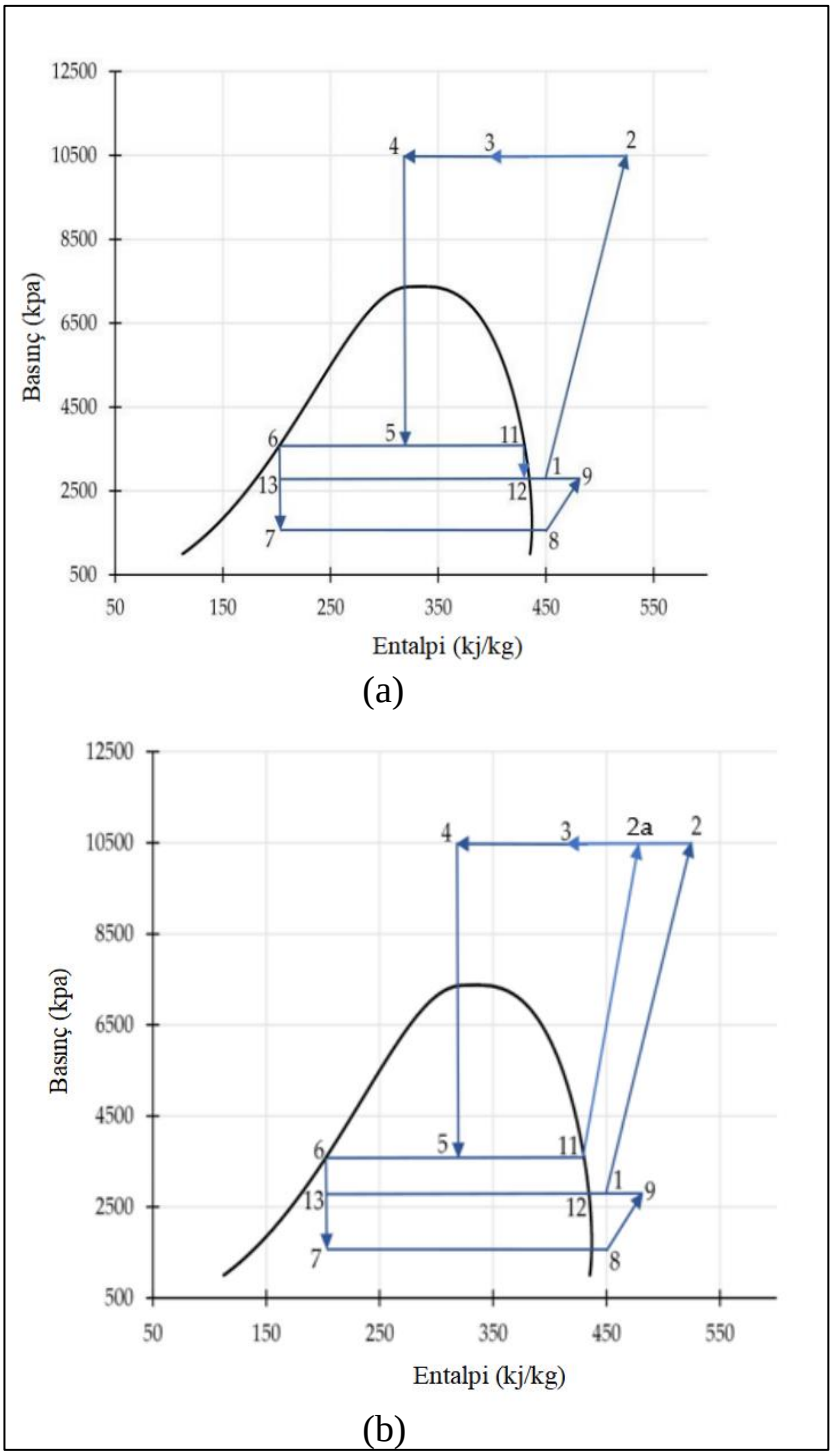
Sengupta ve diğerleri, 2023 yılında Transkritik R744 takviye süpermarket soğutma sisteminin enerji ve ekonomik performansını, paralel sıkıştırma olmadan ve bir Organik Rankine Çevrimi (ORC) ile bütünleştirilmiş halde incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar, paralel

sıkıştırma olmadan ve paralel sıkıştırma ile çalışan bir transkritik R744 takviye süpermarket soğutma sistemi ile ve bir geleneksel R404A doğrudan genleşme (DX) sistemi ile karşılaştırılmıştır. ORC'nin, paralel sıkıştırma olmadan çalıştığında 27°C'den ve paralel sıkıştırma ile çalıştığında 28°C'den yüksek ambiyans sıcaklıklarında etkili olduğu sonucuna varılmıştır. Gaz soğutucudan kazanılan ısıyı ORC'yi desteklemek için kullanarak, ORC'nin sıcak iklimlerde (paralel sıkıştırma olmadan) R744 sisteminin elektrik talebinin %4 ila %24'ünü karşılayabileceği belirlenmiştir. ORC ile ilişkilendirilen ek yatırımın basit geri ödeme süresi, sıcak iklim konumlarında 1,4 ile 2,5 yıl arasında bulunmuş, aynı sürenin sıcak iklim koşullarına sahip konumlarda yaklaşık 0,5 yılın altında olduğu belirlenmiştir [69].

İncelenen sistemin şeması şekil 2.77'de sistemin p-h diyagramı ise şekil 2.78'de gösterilmiştir.



Şekil 2.77. İncelenen (a) CO_2+ORC sisteminin ve (b) CO_2+PC+ORC sisteminin şeması [69].

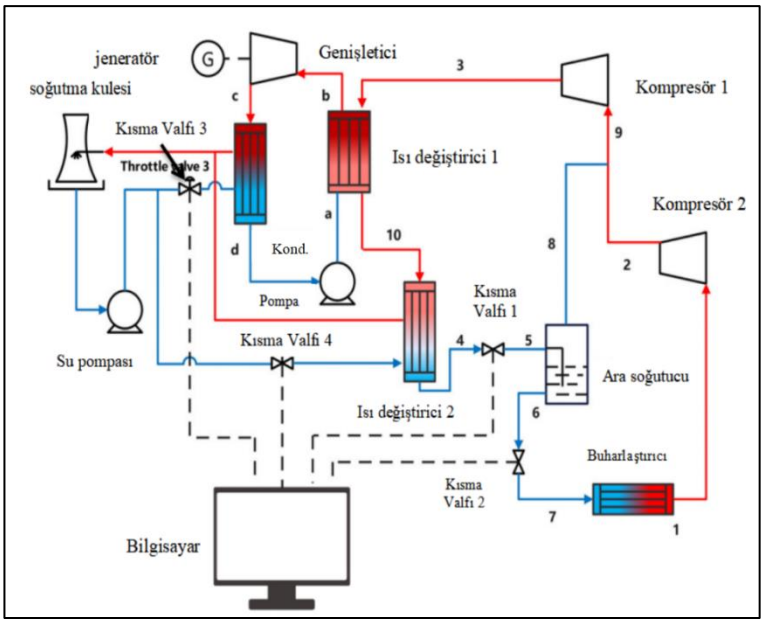


Şekil 2.78. İncelenen (a) CO_2+ORC sisteminin ve (b) CO_2+PC+ORC sisteminin p-h diyagramı [69].

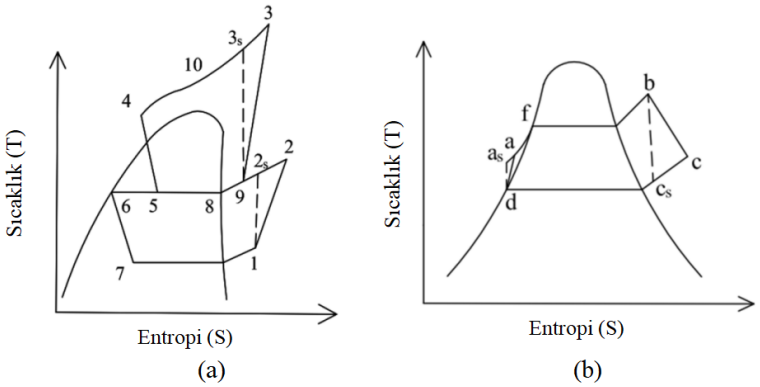
Hu ve diğer araştırmacılar tarafından 2023 yılında, enerji, ekserji ve ekonomik analizler kullanılarak bir karbondioksit (CO_2) transkritik iki aşamalı sıkıştırma sisteminin organik Rankine çevrimi (ORC) atık ısı geri kazanımı teknolojisine dayalı performansı incelenmiştir. Sonuçlar, yüksek basınçlı kompresör çıkış basıncının artmasıyla sistem COP değerinin

arttığını doğrulamıştır. Atık ısı geri kazanımı eklemenin, sistemin enerji verimini etkili bir şekilde artırabileceğini göstermiştir. Tüm bileşenler arasında ısı değiştiricinin en yüksek ekserji kaybına sahip olduğu, evaporatörün ise en yüksek sermaye yatırımı ve bakım maliyetine sahip olduğunu göstermiştir [70].

Şekil 2.79 şematik diyagramını sergilerken, şekil 2.80 sistemin T-s diyagramını göstermektedir.



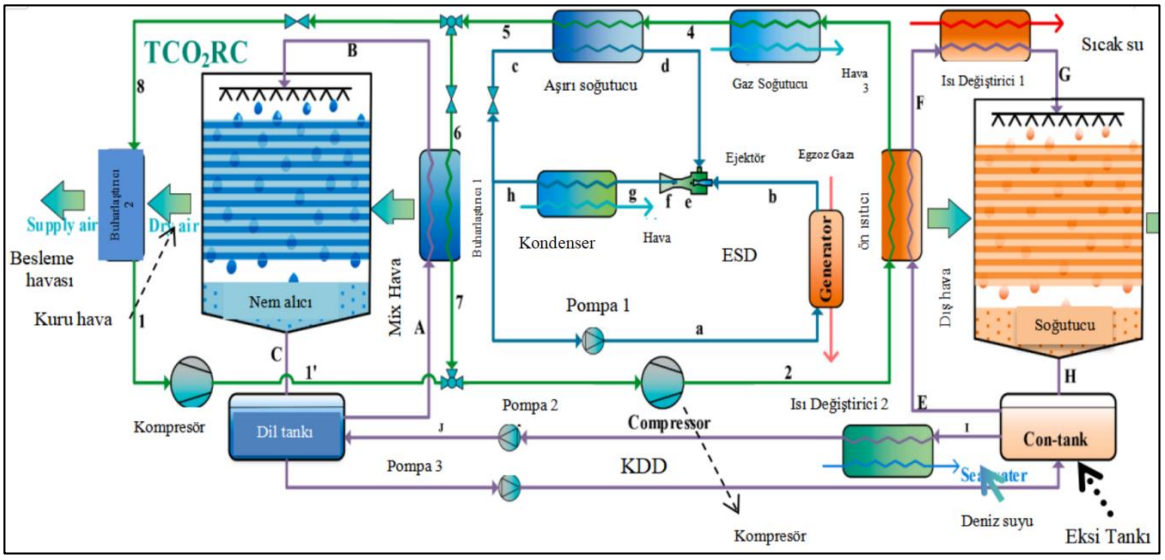
Şekil 2.79. CO_2'nin transkritik iki kademeli sıkıştırmalı soğutma sistemi tabanlı ORC sistemi üzerinde ki şematik diyagramı [70].



Şekil 2.80. (a) CO_2 transkritik iki kademeli sıkıştırmalı soğutma sisteminin diyagramı bir ORC sistemi. (b) CO_2'nin T–S diyagramı transkritik iki kademeli sıkıştırmalı soğutma sistemi bir ORC sistemi [70].

Wang ve diğer araştırmacılar tarafından 2022 yılında atık ısı ile çalışan çözelti nem alma ve EJE (ejektör) destekli transkritik CO_2 sisteminden oluşan yeni bir klima sistemi önerilmiş, ve okyanus gemilerine uygulandığında performansı da incelenmiştir. Sistem yük değişimleri, farklı iç mekan tasarım koşulları ve dış ortam koşulları altında hesaplanmış, Transkritik tCO_2 soğutmanın işlemi ve sıcak sularda süper soğutmanın artırılması araştırılmıştır. Sonuç olarak, sisteminin en uygun deşarj basıncının 9,2 MPa olduğu ve buna karşılık gelen maksimum COP değeri 3,14 olduğu belirlenmiştir. Bu, sırasıyla taban sistemine göre %8 düşüş ve %22,18 artış anlamına gelmektedir. Son olarak, dinamik yükü ve rotanın güç tüketimini hesaplama sonucunda, sistemin ortalama güç tüketimi 36 kW olarak bulunmuş, tasarım parametreleri altındaki sistem güç tüketimine göre %26,5 daha az olduğunu kanıtlanmıştır [71].

Yeni hava soğutma sisteminin yapısal tasarımı şekil 2.81'de sunulmuştur.

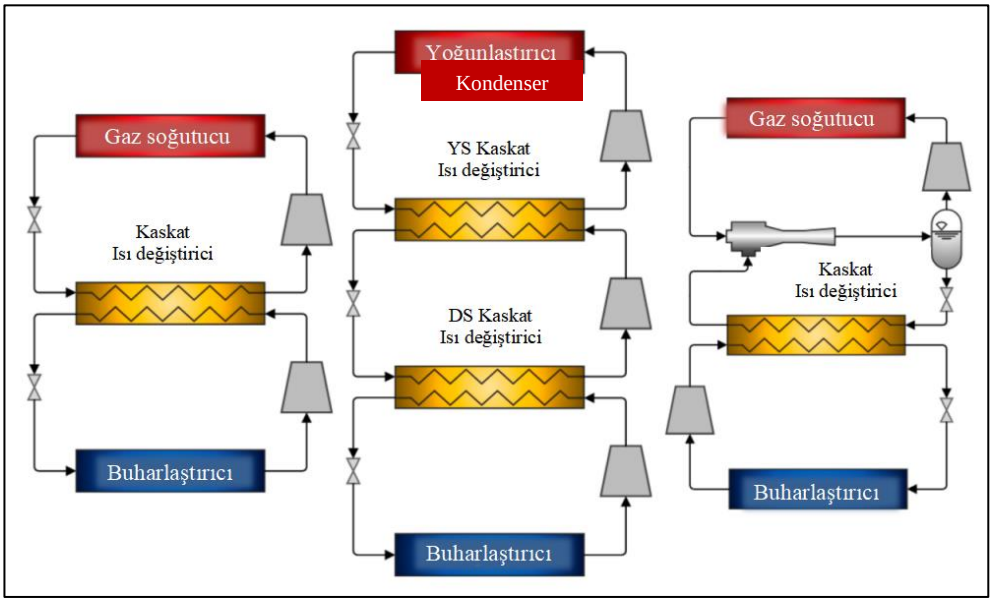


Şekil 2.81. Yeni AC sisteminin yapı şeması [71].

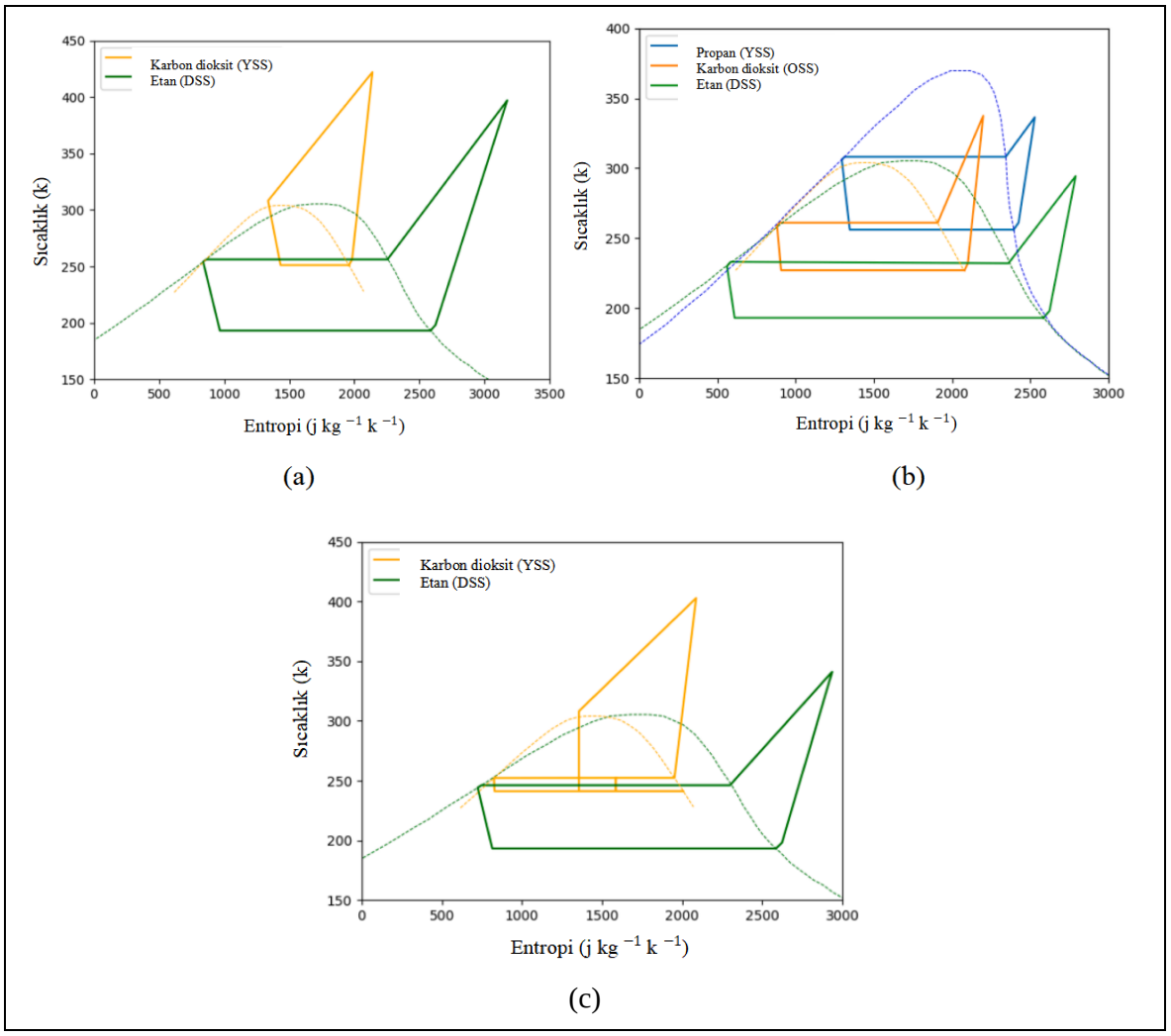
Udroiu ve diğer araştırmacılar tarafından 2023 yılında yapılan bir çalışmada, R744 soğutucunun orta sıcaklık aşaması (MTS) için üç aşamalı bir kademeli ve yüksek sıcaklık aşaması (HTS) için ise iki aşamalı bir transkritik işlem önerilmiştir. Bu aşamalar sırasıyla kritik altı ve transkritik olarak çalışmaktadır. Sistem, standart iki ve üç aşamalı ULT soğutma devreleri ile karşılaştırılmıştır. Bu optimizasyon ve modellerin oluşturulması Python kullanılarak yapılmış, termodinamik özellikler REFPROP kullanılarak çıkarılmıştır. Sonuçlar, HTS'de performansın, R290 ile aynı iki aşamalı kademeli devresinden %39 daha

düşük olduğunu göstermiştir. Üç aşamalı bir kademeli MTS'sinde, COP değrin R290 ile aynı üç aşamalı kademeli devresinden %10 daha düşük olduğu görülmüştür. Gaz soğutucu sıcaklıklarda basınç değeri arttıkça orantılı olarak COP değerinin arttığını görülmüştür. Çalışmada, ejektör, COP'yi transkritik HTS'de %38 artırırken, hidrokarbon iki aşamalı kademeli altında kaldığını göstermiştir [72].

Şekil 2.82, ULT konfigürasyonlarının şematik diyagramlarını göstermektedir. Şekil 2.83 ise T-s diyagramlarına ilişkindir.



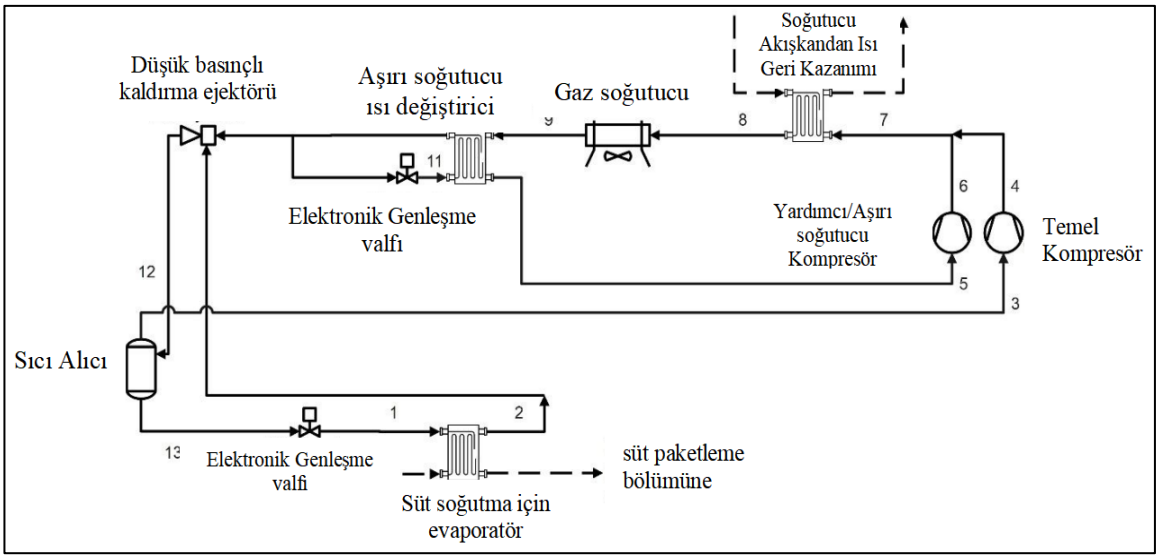
Şekil 2.82. ULT konfigürasyonlarının şematik diyagramları: a) Transkritik iki aşamalı kademeli, b) üç aşamalı kademeli ve c) ejektörlü transkritik iki aşamalı kademeli [72].



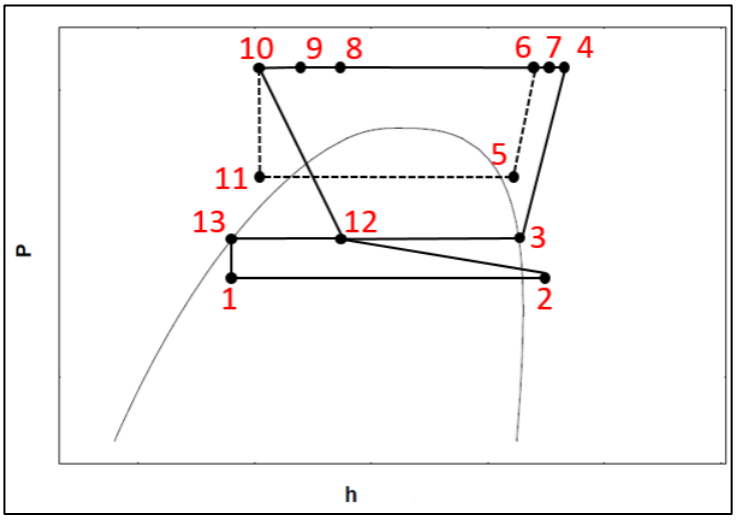
Şekil 2.83. ULT konfigürasyonlarının T-s diyagramları: a) Transkritik iki aşamalı kademeli, b) üç aşamalı kademeli ve c) ejektörlü transkritik iki aşamalı kademeli [72].

Singha ve diğerleri tarafından 2024 yılında gerçekleştirilen bir çalışmada, süt sektöründeki uygulamalarda süt kalitesini korumak ve bozulmasını önlemek amacıyla yeni bir ejektörlü CO_2 transkritik soğutma sistemi, entegre mekanik alt soğutma (IMS) ile birleştirilerek bir sistem önermişlerdir. Çeşitli performans parametreleri analiz edilmiş ve elde edilen sonuçlar, önerilen sistemin Çalışma sonuçlarına göre, gaz soğutucu basınç değeri arttıkça su çıkış sıcaklığının yükseldiğini ve ısı geri kazanımının düştüğünü görmüşlerdir. 40°C ambiyans sıcaklığında suyu 80°C sıcaklığa kadar ısıtabildiğini ve 4,15'lik bir genel performans katsayısına (COP) ulaşabildiğini kanıtlamıştır [73].

Şekil 2.84'te tavsiye edilen sistemin şeması ve şekil 2.85'te sistem için Basınç - Özgül entalpi (p-h) grafiği sunulmaktadır.



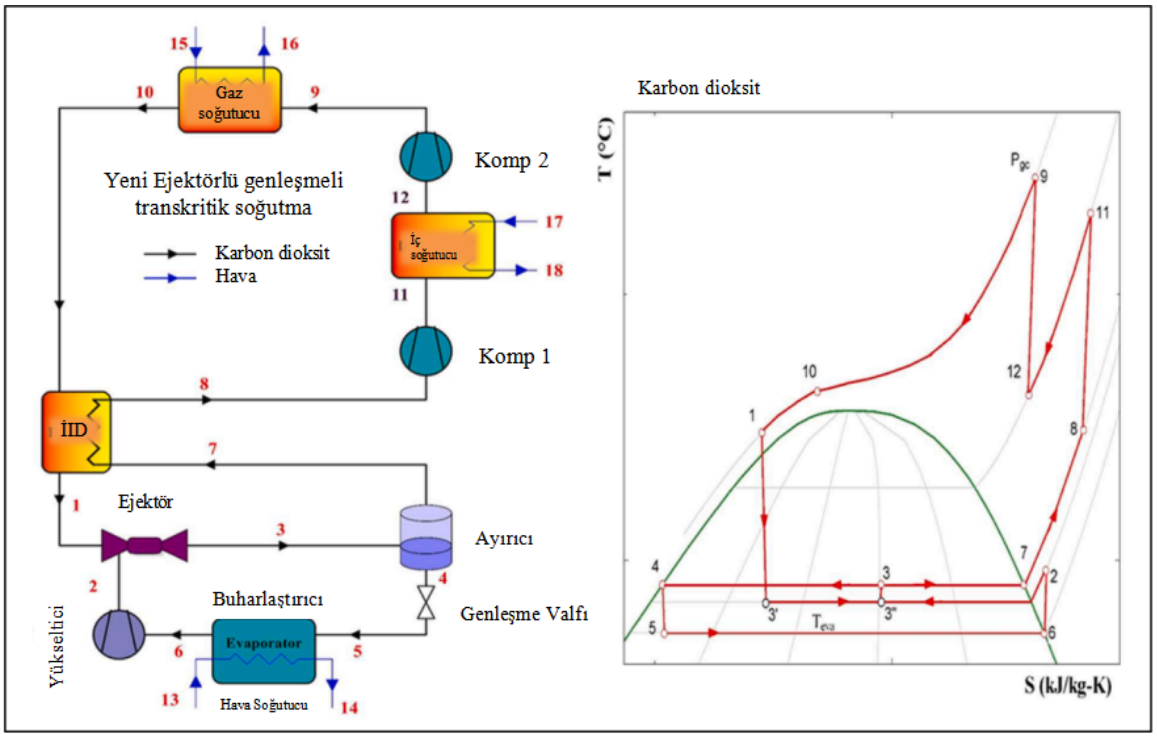
Şekil 2.84. Önerilen ejektör bazlı CO_2 transkritik soğutma sisteminin şeması [73].



Şekil 2.85. Önerilen konfigürasyonun Basınç - Özgül entalpi (p-h) grafiği [73].

Megdouli ve arkadaşlarının kasım 2023'te gerçekleştirdiği çalışmada, CO_2 soğutuculu soğutma sistemleri üzerinde bir araştırma yapılmıştır. Bu çalışmada, sistem verimini daha da artırmak amacıyla CO_2 ile çalışan bir ejektör ile birleştirilmiş yeni bir transkritik soğutma çevrimi önerilmiştir. Sistemin performans analizine göre, evaporatör sıcaklığı, COP, ekserji verimliliği ve ürün maliyeti üzerindeki etkisiyle %81, %46 ve %75 oranında etki göstermiştir. Sistemde kullanılan çok amaçlı optimizasyon yöntemi, hem ekserji verimliliği termodinamik kriterini hem de toplam ürün maliyeti ekonomik kriterini dikkate alarak çevre dostu ve ekonomik açıdan sürdürülebilir bir NEETR çevrimi için olanak tanımıştır [74].

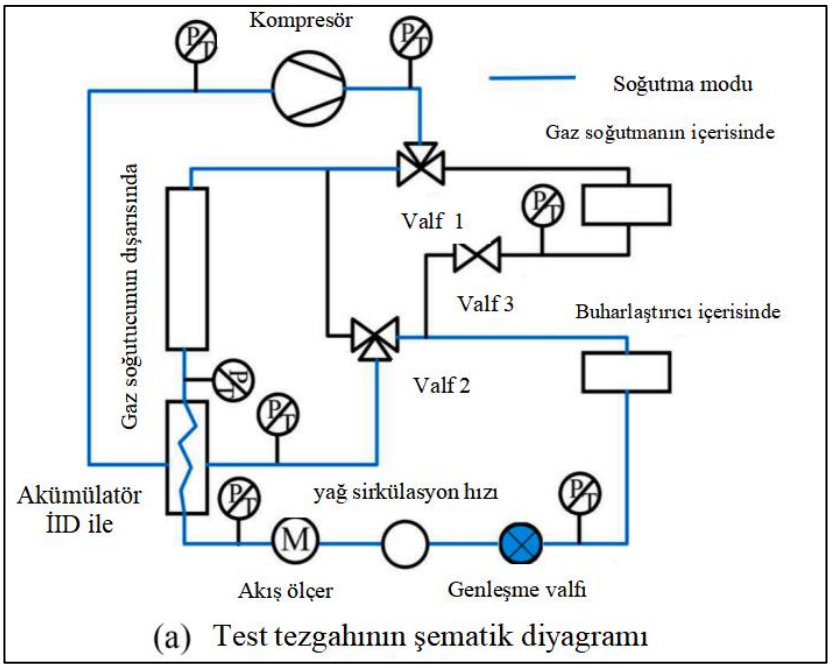
Döngünün şematik ve T-s grafiği şekil 2.86'da sunulmaktadır.



Şekil 2.86. NEETR döngüsünün şematik ve T-s grafiği [74].

Tang ve meslektaşları tarafından 2023 yılında gerçekleştirilen çalışmada, CO_2 buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde yağın kompresör verimliliği ve sistem performansına etkisi analiz edilmiştir. Yağın buhar sıkıştırma sistemlerinde kompresör verimini artırdığı ancak evaporatör performansını olumsuz etkilediği belirlenmiştir. Deneysel sistemde kritik yağ dolaşım oranının yaklaşık %9,2 olduğu bulunmuştur. Dalgalanmaların analizi, buharın kütle akış hızının artmasıyla dalgalanmaların daha da şiddetlendiğini göstermiştir. Kütle akış hızının, 210 (kg/sa)'tan 250 (kg/sa)'a çıktığında ve kompresör hızının 7000 (dev/dak) olduğunda dalgalanma frekansının 0,072 (Hz)'den 0,095 (Hz)'e çıktığı belirlenmiştir. Bu dönemde sistemin anlık soğutma kapasitesi ve COP arasındaki maksimum fark sırasıyla 0,5 kW ve 0,13 olarak hesaplanmıştır [75].

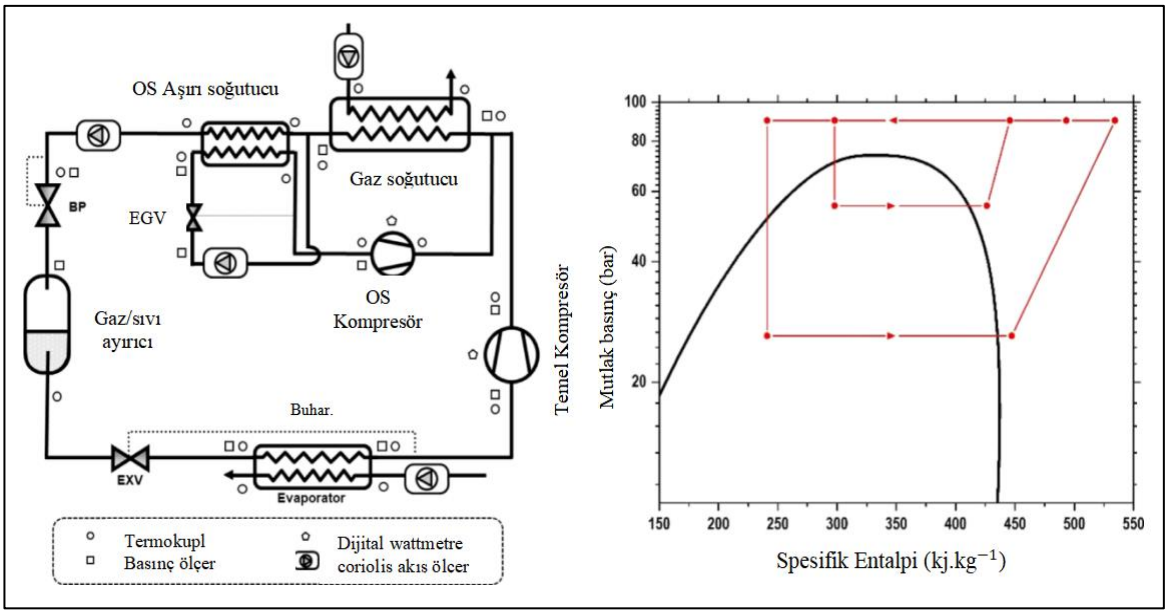
Test için kullanılan sistem, şekil 2.87'de gösterilen diyagram ile temsil edilmektedir.



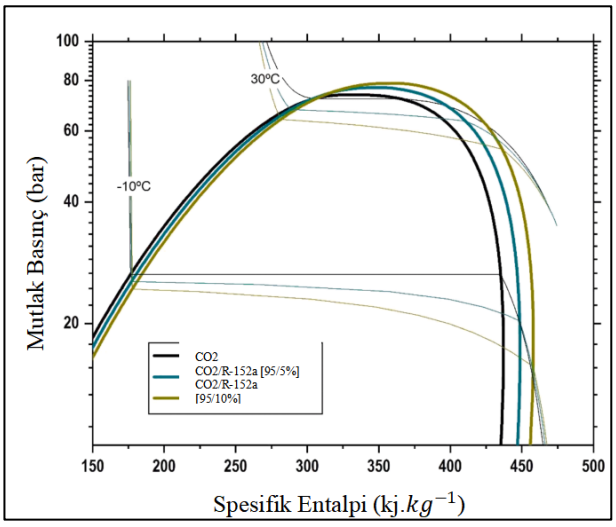
Şekil 2.87. Test tezgahının deneysel sistem diyagramı [75].

Martínez ve diğerleri, 2023 yılında gerçekleştirdiği çalışma, CO_2 soğutucu sistem ile entegre mekanik alt soğutma döngüsünün performansını değerlendirmeyi amaçlanmıştır, ve bu değerlendirmeyi CO_2/R-152a karışımları kullanarak yapılmıştır. Testler için R-152a'nın farklı kütle konsantrasyonları olan %5 ve %10 seviyeleri seçilmiş, ısı reddetme sıcaklıkları ise 20°C ile 40°C arasında 5°C adımlarla belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, CO_2/R-152a karışımlarının döngünün COP değerlerini artırdığını ve bu eğilimin önceki çalışmalarda da gözlemlendiğini doğrulanmıştır. Gaz soğutucu su giriş sıcaklığı arttıkça soğutma kapasitesi ile COP değeri azaldığını görülmüştür. Basınç açısından ise, kompresör sıkıştırma oranının artmasıyla genel verimlilik ve hacimsel verimliliğin düştüğü görülmüştür. Çalışma, R-152a kütlesinin üst sınırını (%10) belirlerken, bu sınırdan sonra IMS döngüsünün davranışının saf CO_2'ye göre belirgin bir şekilde kötüleştiğini göstermiştir [76].

Test için kullanılan sistemin şematik ve p-h diyagramı şekil 2.88 ve şekil 89'da bulunmaktadır.



Şekil 2.88. Deneysel test tesisinin şematik diyagramı (solda) ve p-h diyagramında termodinamik proses (sağda) [76].

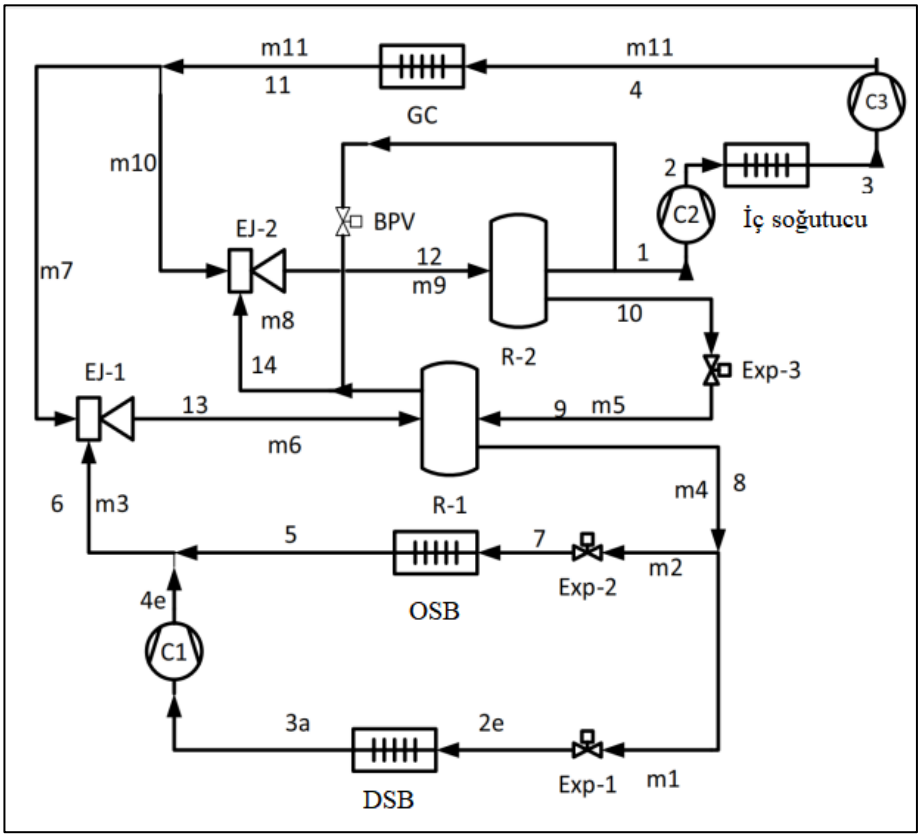


Şekil 2.89. Test edilen akışkanların p-h diyagramları [76].

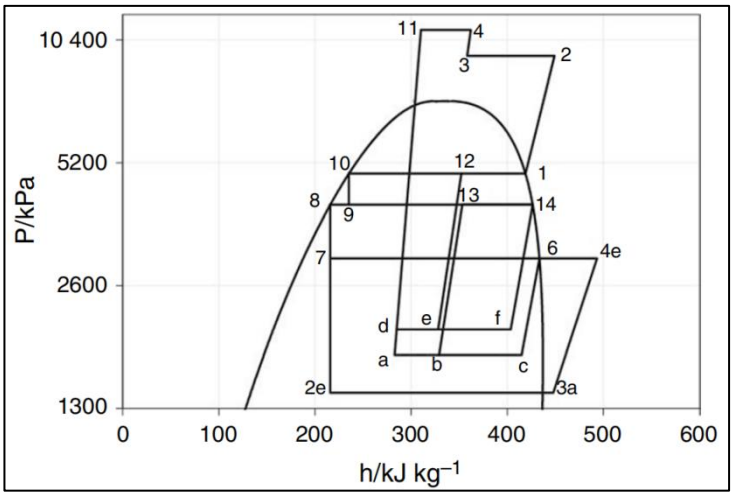
Sengupta ve Dasgupta'nın 2022 yılı sonlarında yaptıkları çalışmada, sıcak iklim koşullarında uygulamalar için yeni bir çift ejektörlü transkritik CO_2 soğutma sisteminin termodinamik analizi sunulmuştur. Daha yüksek ortam sıcaklığı sağlamak için çift ejektörlü akış basınçlandırılma ve akış bölünme gibi tekniklerle performans iyileştirilmiştir. Önerilen sistem, B5 (su dolu düşük sıcaklık evaporatöre sahip paralel sıkıştırmalı CO_2 destek sistemi ve iş geri kazanma genleştirici) gibi daha önce yayınlanmış çeşitli CO_2 sistemleri ve çok kademeli ejektör sistemleriyle karşılaştırılmıştır. Çalışmada, önerilen sistemin COP değeri

B5'e göre %32 ve çoklu ejektör sistemine göre %26 daha yüksek olduğu bulunmuştur. Ejektör Ej-2'nin geri dönüşümsüzlük değeri, ortam sıcaklığının 34 ila 43°C arasında artmasıyla %30'luk bir artışa neden olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, karışım odası çapının 0,012 metreden 0,015 metreye yükseltilmesinin %29,63 değerlik bir basınç yükseltmeye ve ejektörün geri dönüşümsüzlük katkısında %61,11'lik bir azalmaya yol açabileceği kanıtlanmıştır [77].

Önerilen döngüsel yapılandırma şekil 2.90'da ve p-h diyagramı şekil 2.91'de sunulmaktadır.



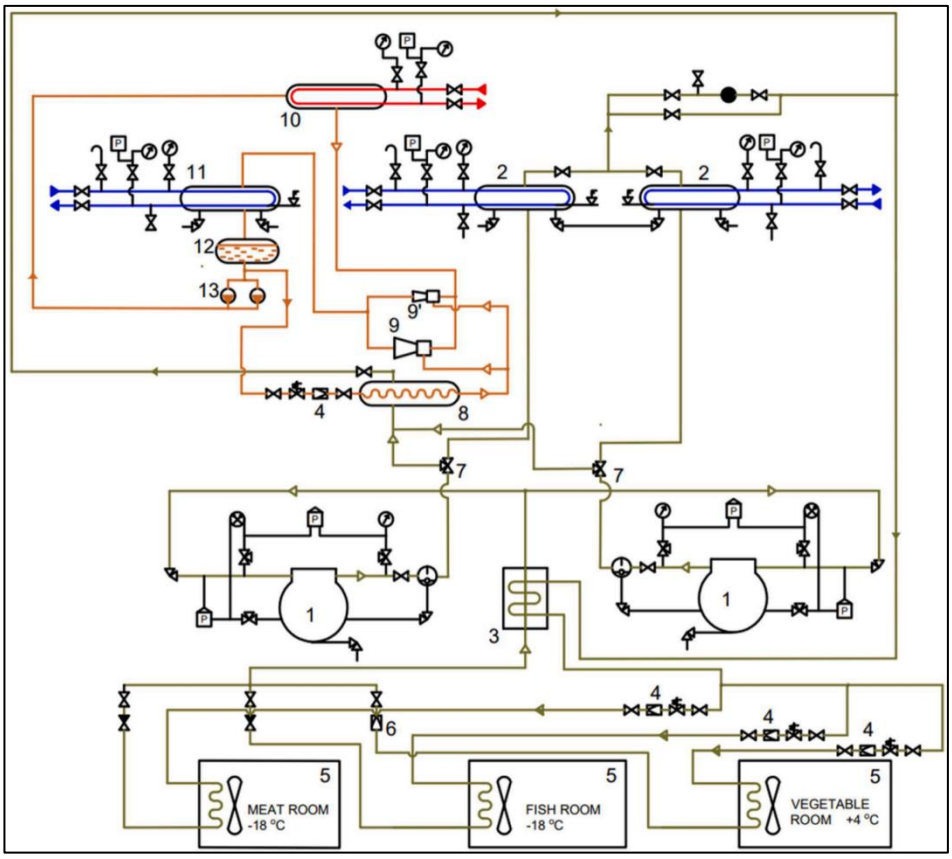
Şekil 2.90. Önerilen çevrim konfigürasyonu [77].



Şekil 2.91. Önerilen sistemin 40°C ortam sıcaklığında P–h diyagramı [77].

Shestopalov ve diğerleri, 2023 yılında gerçekleştirdiği çalışmada, yeni bir kombine ejektör-kompresörlü soğutma sistemi ticari gemilerin erzak muhafaza odaları için kavramsallaştırılmış ve analiz edilmiştir. Yoğuşma sıcaklığının tC = 34 ◦C'de tC/Ev'nin 20/15'ten 10/5 ◦C'ye düşürülmesi, üretim sıcaklığı tG = 80◦C'de COPtotal'in %13,5'e kadar ve tG = 90◦C'de %15,6'ya kadar artmasına neden olduğunu görülmüştür. Bu analizler sonucunda, kondenser sıcaklığı arttıkça COP değerinin düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, jeneratör sıcaklığının artmasıyla belirli bir seviyeye kadar COP değerinde bir artış gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, (CECRS) kombine ejektör-sıkıştırmalı soğutma sisteminin daha iyi performans sergilediği kanıtlanmıştır. Kombine sistemin buhar sıkıştırmalı sisteme göre tüm proseslerde %25 ila %33 yakıt tasarrufu sağlayabileceğini kanıtlamıştır. kombine sistem için emrefr değeri, buhar sıkıştırmalı sisteme göre %23,1 veya %18,3 daha düşük olduğunu belirlemiştir [78].

Sistemin tasarımı, Şekil 2.92'de gösterilmiştir.



Şekil 2.92. Kombine kompresör-ejektörlü soğutma sisteminin şematik diyagramı: 1—kompresör, 2—VCRS kondenser, 3—rejeneratif ısı eşanjörü, 4—genleşme valfi, 5—evaporatör-hava soğutuculu soğutmalı oda, 6—kontrol basınç valfi, 7—valf, 8—yoğuşturucu-evaporatör, 9, 9′—ejektörler, 10—jeneratör, 11—ERS kondansatörü, 12—alıcı, 13—besleme pompası [78].

Yapılan literatür çalışmaların sonuçları sıradaki Çizelge'de özetlenmiştir

Çizelge 2.1. Yapılan literatür çalışmaların sonucu

	Yazar	Soğutucu	Yıl ve Çalışma Türü	COP	Avantaj	Çalışma amacı
1.	Elbir ve diğerleri, [5]	CO_2	2022/ Deneysel	COPısıtma +%148 toplam ekserji kaybı + % 3,2	kompresörün izantropik verimi ve kılcal borunun ekserji verimi basıncın artması ile %10 artmıştır	basınç değerleri artmasıyla birlikte sistemin COP değeri artmış ve optimizasyon edilmiştir
2.	Sun vd.[10]	CO_2	2023/ Teorik	Maksimum COP +%131,17	deşarj basıncı ve Minimum optimal basınç -%8.63 azaltılabilir	sistemin kapsamlı performansını artmak için genleştiricinin tasarım zorluğu değişmiştir
3.	Xu ve diğerleri, [11]	CO_2	2022/ Teorik	2,1	Toplam yıllık maliyette %30 tasarruf ve Qheat'de -%10 azalma gözlemlenmiştir	alan ısıtma ve sıcak su kullanımı
4.	Niu ve diğerleri, [12]	CO_2	2022/ Teorik	1,87 +%4,5	%30 toplam yıllık maliyetten tasarruf sağlanmıştır	soğuk depolama lojistiği

Çizelge 2.1. (devam) Yapılan literatür çalışmaların sonucu

5.	Caliskan ve Ersoy [13]	CO_2	2022/ Teorik	+%47	sistemde ejektör genişleme çevrimi kullanarak daha üstün performans göstermiştir	ejektör sistemi ile karşılaştırma
6.	Hu ve diğerleri, [14]	CO_2	2023/ Deneysel ve teorik	PRC ve BRC sistemlere göre +%47 ve +%28 artmıştır	ekserji verimliği diğer sistemlere göre +%20 ve +%53 artış sağlamaktadır. Isı transfer katsayısı 32.9($w/m^2.k$) olarak hesaplanmıştır	simülasyon modeli ile optimizasyon yapmışlardır
7.	Bai, Shi ve Yu [15]	CO_2	2023/ Teorik	+%15,8	hacimsel soğutma kapasitesi +%17,1 ve ekserji yok olumu +%31,5 oranlarında artmıştır	ejektörlü transkritik döngüsü
8.	Bellos ve Tzivanidis [16]	CO_2	2019/ Teorik	%8,88(HEX), %36,79 (PC), %47,98 (2-ST) ve %75,80 (M-SC)	mekanik alt soğutmalı sistem +%75,8 oranında, ve iki kademeli sıkıştırma sistemi +%49,8 oranında verimlilik artmıştır	CO_2 soğutma sistemlerinde absorbsiyon soğutucularının kullanılması amacıyla performans incelemesi yapılmıştır
9.	Cabello ve diğerleri, [17]	R134a/ CO_2	2023/ Deneysel	+%2,22	düşük ısı batarya sıcaklıklarında soğutma kapasitesini artırır	farklı çift soğutucu kullanılarak karşılaştırma yapılmıştır
10.	Badache ve diğerleri, [18]	CO_2	2019/ Deneysel	---	basıncı azaltmak için gereken Giriş güç orantısı azalmıştır	toprak bağlantılı ısı pompası
11.	Gibelhaus ve diğerleri, [19]	CO_2	2019/ Deneysel + teorik	%35'e kadar enerji tasarrufu sağlanabilm-ektedir	enerji tasarrufu %16 ve %22 %25 yıllık maliyet tasarruf sağlamıştır	adsorpsiyonlu soğutucu, doğal soğutucu olarak suyu kullanır iken CO_2 çevriminden elde edilen atık ısı ile çalışır
12.	Karaçaylı ve Şimşek [20]	CO_2	2020/ Deneysel	-%2,9 düşmüştür	ekserji verimliği +%18,96 oranında iyileşmiştir	İID kritik nokta üstü CO_2 soğutma çevrimin için en uygun buharlaştırıcı girişindeki kuruluk derecesi ile buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık değerinin belirlenmiştir
13.	Zeng, Zou ve Luo [21]	CO_2	2022/ Deneysel + teorik	2,5	carnot verimliği 0,826 olarak hesaplanmıştır	yeni bir CO_2 süpersonik iki fazlı genişleme soğutma çevrimi oluşturulmuş ve çevrim performansı hesaplanmıştır
14.	Chi ve diğerleri, [22]	CO_2/ NH_3	2023/ Teorik	1,56	toplam ekserji yok oluşu artışı sırasıyla +%38,674 ve +%61,353'tür	performans analizi ve inceleme yapılmıştır
15.	Yang vd. [23]	CO_2	2022/ Deneysel	0,78	COP değeri iki kademeli sıkıştırmalı soğutma sistemine göre 2,28 kat daha yüksek göstermiştir	farklı basınç, sıcaklık ve elektronik genleşme valfinin açılma yüzdesinin sistem performansı üzerindeki etkileri incelemiştir
16.	Vaccaro, Milazzo ve Talluri [24]	CO_2/ R1234yf	2023/ Teorik	1,84	COP değerinde +4,3% bir artış sağlanmıştır	CO_2 ile karıştırılmış ikinci bir bileşen kullanma potansiyeli değerlendirilmiştir
17.	Yılmaz ve Mançuhan [25]	CO_2/ R404A	2019/ Deneysel	1,96	soğutma sistemlerine göre +%60 daha iyi performans göstermiştir	endüstriyel soğutma sistemleri
18.	Liang ve diğerleri, [26]	CO_2	2020/ Deneysel	2,36	53 KW soğutma kapasitesine ulaşılmıştır	kombine soğutma sistemi
19.	Demirci [27]	CO_2	2021/ Teorik	$COP_{soğutma}$ değeri 1,18 $COP_{ısıma}$ değeri 2,2 olarak hesaplanmıştır	enerji depolamalı çevrim ile gaz soğutucudan atılan yaklaşık 18-20 kW miktarda enerji tasarrufu sağlamıştır	yeni nesil bir enerji depolamalı endüstriyel tip soğutucu sistem tasarlanıp incelenmiştir
20.	Mitsopoulos ve diğerleri, [28]	CO_2 ve R404A	2019/ Teorik	5°C ortam sıcaklığında, COP değeri, R404A sistemine göre +%55,93 daha yüksektir	-%8,53 daha az enerji tüketimi	CO_2 ile çalışan on farklı soğutma sistemini incelemek ve bunları enerji açısından geleneksel bir R404A sistemiyle karşılaştırmıştır

Çizelge 2.1. (devam) Yapılan literatür çalışmaların sonucu

21.	Bellos ve Tzivanidis [29]	CO_2/CO_2	2019/ Teorik	2,381	iyileştirmelerin, +%10 ila +%80 arasında değişmektedir	18 farklı kaskad soğutma sistemi ile karşılaştırma yapılmıştır
22.	Liu ve diğerleri, [30]	CO_2 ve R290	2019/ Teorik	+%76,74	ekserji verimliği %34 olarak hesaplanmıştır	aşırı soğutma sistemi değerlendirmesi
23.	Bellos ve Tzivanidis [31]	CO_2	2019/ Teorik	ortalama COP artışı +%23,4 maksimum artış ise +%74,93 değerindedir	yüksek gaz soğutucu sıcaklığında %70 ekserji verimliğinde iyileşme görülmüştür	adsorpsiyon soğutucu kullanılarak soğutma sistemin performansını artırmak
24.	Alatas ve Ozkan [32]	CO_2	2021/ Teorik ve deneysel	---	ısı transferi katsayısı +%52, +%44 ve +%34 oranlarında artmaktadır	mikrofin tüplerini kullanarak yüksek ısı transferi gerçekleştirilmiştir
25.	Xiong ve diğerleri, [33]	CO_2	2022/ Teorik + Deneysel	2,574	akış hızının 0,066 ila 0,070 kg·s-1 olarak sabitlenme	75-115 kW soğutma kapasitesinde soğutma sistemin dinamik tepkileri incelenmiş ve karşılaştırılmıştır
26.	Patel ve diğerleri, [34]	C3H3 ve CO_2/NH3	2019/ Teorik	---	C3H8/CO_2 çifti CO_2/NH3 çiftine göre %5,33 daha az maliyet sunarken %6,42 daha fazla ekserji yıkımı sunmaktadır.	termodinamik ekonomik optimizasyon analizi sunulmuştur
27.	Sanchez ve diğerleri, [35]	CO_2 ile R32, R1270 ve R1234yf	2023/ Teorik + deneysel	CO_2 ile R32 için COP değeri 1,71 Olmuştur	R744 +%6,7, +%12,1 ile CO_2/R1270, %16,1 ile CO_2/R1234-yf ve %22,2 ile CO2/R32 arasında değişmiştir	CO_2 karışımlarının kullanılması, CO_2'nin kritik sıcaklığını artırmak ve çalışma basınçlarını azaltmak için basit ama etkili bir çözüm sunulmuştur
28.	Ko, Thu ve Miyazaki [36]	CO_2	2021/ Teorik	1,95	PCM yöntemi kullanarak enerji tüketimi -%12,3 oranında azalmıştır	bir kaskad soğutma sisteminde PCM'lerin enerji tasarrufu potansiyeli incelenmiştir
29.	Li ve diğerleri, [37]	CO_2	2021/ Teorik	---	viskozite oranını 5,5 cP'nin altına düşürülmüştür	CO_2 çözünürlüğü, basınç, sıcaklık ve iyonik sıvı yapısının karışım viskozitesi üzerindeki etkileri incelenmiştir
30.	Verma, Kaushik ve Tyagi [38]	CO_2	2022/ Teorik	1,42 + %32,22	COP ve ekserji verimliğinde +%69,10 artış sağlanmıştır	düşük sıcaklıklı soğutma sağlamak amacıyla bir tc-CO_2 soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi üzerine çalışılmıştır
31.	Mubashir ve diğerleri, [39]	CO_2	2023/ Deneysel	---	+%59,21 ekserji verimliliği ve 0,063 $/kWh elektrik elde edilmiştir	atık ısının geri kazanımı Brayton çevriminin termoekonomik değerlendirmesi entegre edilmiştir
32.	Pardiñas ve diğerleri, [40]	CO_2	2021/ Teorik	+%13	verimlilik +%15 oranında artmıştır	HVAC sisteminde enerji tüketimi azaltmak amacıyla entegre edilmiştir
33.	Adebayo ve diğerleri, [41]	NH3/CO_2	2021/ Teorik	1,398	ekserji verimliği +%47,01 oranında artmıştır	karbondioksit ile eşleştirilmiş farklı soğutucular kullanarak bir kaskad soğutma sisteminin termodinamik performansı için teorik bir karşılaştırmalı analiz sunulmuştur
34.	Belusko vd.[42]	CO_2	2019/ Deneysel ve teorik	+%140	yıllık enerji tüketimini ve zirve talebini sırasıyla %16 ve %47 azaltmıştır	deneysel ve matematiksel olarak Çiy Noktası Soğutma (DPC) Teknolojisi ve CO_2 Soğutması için optimize edilmiştir

Çizelge 2.1. (devam) Yapılan literatür çalışmaların sonucu

35.	Gautam ve Sahoo [43]	CO_2	2022/ Deneysel + Teorik	0,353 COP'de maksimum %126'lık bir artış görülmüştür	---	modifiye edilmiş transkritik CO_2 adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin, bir ejektör ve termoelektrik bir alt-soğutucu ile entegre edilmesi detaylı bir performans değerlendirmesi kullanılarak yapılmıştır
36.	Sengupta ve Dasgupta [44]	CO_2	2023/ Teorik	+%41,97 ila +%35,38 Performans üstünlüğü göstermiştir	yüksek kademe kompresörünün geri dönüşü olmayan kayıpları %36,08 ve maliyet oranını %23,24 oranında azaltma potansiyeline sahip olduğu bulunmuştur	süpermarket uygulaması için soğutma sistemi ve sıcak iklimlerde optimizasyon sunulmuştur
37.	Liu ve diğerleri, [45]	CO_2/NH3	2021/ Teorik	+%5,45	ekserji verimi +%23,53 artmıştır	termosifon soğutucu kullanarak vida kompresörü motorunu soğutmanın yeni bir yöntemi önerilmiştir
38.	Jin ve diğerleri, [46]	CO_2	2019/ Teorik	3,0 ila 6,1 arasında değişmiştir	standart izentalpik genişleme sistemine göre +%12-60 daha iyi olduğunu göstermiştir	bağımsız alan soğutması ve nem alma ön çalışması yapılmıştır
39.	Kumar, Gupta ve Kumar. [47]	CO_2 ve R32	2020/ Teorik	+%45 iyileşme	Soğutma kapasitesinde +%50 iyileşme sağlamıştır	(VCRS) CO2'nin sıkıştırılmasıyla üretilen ısı, ikincil buhar ejektör soğutma sistemini (VERS) çalıştırmak için kullanılır
40.	Liu vd.[48]	CO_2	2021/ Deneysel + Teorik	orta sıcaklık yükünün düşük sıcaklık yüküne oranı 6 olduğunda +%6,48 artış sağlamıştır	IHX ile yıllık performans faktörü %1,68 oranında iyileştirilebilir ve yıllık toplam enerji tüketimi tropikal iklimde -%6,48 oranında azaltılabildiğini kanıtlanmıştır	CO_2 takviye sistemlerinin verimliliğini artırmak ve optimum sistem tasarımlarını belirlemektedir
41.	Aksu ve Kurt [49]	CO_2	2019/ Deneysel + Teorik	3,750 ile 4,049 arasında değişmektedir	ısı pompası ekserji veriminin (0,403 ile 0,428) ve (0,394 ile 0,416) aralığında değişmiştir, ve CH değeri, belirtilen şartlarda 0,165 $/kW elde edilmiştir	farklı çalışma şartlarında CO_2 (R744) soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırmalı sudan suya bir ısı pompasının performansı subkritik bölgede deneysel ve teorik olarak incelenmiştir
42.	Sharma, Hazarika ve Ramgopal [50]	CO_2	2023/ Teorik	+%20-30	---	çeşitli tasarım ve işletim parametrelerinin optimal basınç hattının doygunluk ve psödokritik basınç hatlarından ayrılması üzerindeki etkisini bulmak için incelenmiştir
43.	Liu ve diğerleri, [51]	CO_2	2021/ Teorik	+%61,76 genel sisteme göre artış sağlamıştır	%29,94 Yıllık Enerji tasarrufu ve SEER'i sıcak yaz ve ılıman kış bölgelerinde +%42,73 oranında artırabileceğini göstermektedir	düşük performans ile çalışan soğutma sistemlerin (MEJ + DMS) kullanan bir CO_2 süpermarket soğutma sistemi önerilmektedir
44.	Liu, Yu ve Liu [52]	CO_2	2021/ Teorik	+%27,1 iyileşme görülmüştür	ekserji verimliği +%27,5 artış sağlanmıştır	süpermarket ihtiyaçlarına uygun çift ejektörlü ve çift evaporatörlü transkritik CO_2 soğutma çevrimini önermektedir
45.	Xiong ve diğerleri, [53]	CO_2	2023/ Teorik	maksimum ejektör performansı 2,9	---	çok ejektörlü transkritik CO_2 soğutma sisteminin dinamik bir modelini sunulmuştur
46.	Li ve diğerleri, [54]	CO_2	2023/ Deneysel + Teorik	4,27 ve +%30,69 oranında artış sağlamıştır	---	soğutma sistemin tasarım dışı performansını iyileştirmek amacıyla üç kontrollü ejektör içeren çoklu ejektör tasarımı önerilmiştir

Çizelge 2.1. (devam) Yapılan literatür çalışmaların sonucu

47.	Elbarghthi ve diğerleri, [55]	CO_2	2021/ Deneysel	İş oranının (%36,9)'unu geri kazanılmıştır	+%23'e kadar maksimum ekserji verimliliği sağlayabilir	ejektör üzerine detaylı deneysel çalışma ve ekserji analizi yapılmıştır
48.	Zou ve diğerleri, [56]	CO_2	2021/ Teorik	DEP sisteminin COP'unun, CON sistemine kıyasla %17,3 2_+%23,42 oranında artmıştır	---	paralel (DEP) iki ejektörlü bir transkritik CO_2 soğutma döngüsü oluşturulmuş ve Ağırlık istatistikleri yöntemi önermiştir
49.	Tsimpoukis ve diğerleri, [57]	CO_2	2023/ Teorik	---	40 °C ortam sıcaklığı için -%7,54 ve soğutma sisteminin için ise enerji tüketiminde -%3,69 değerlik bir azalma elde edilmiştir	organik Rankine Döngüsü (ORC) ünitesinin entegrasyonu incelenmiştir
50.	Singh ve diğerleri, [58]	CO_2	2021/ Deneysel	(İID) için +%11, soğutma için ise +%40 olarak hesaplanmıştır	Güç giriş Oranında (İID) için +%4 ve soğutma için ise +%6 oranında küçük bir iyileşme gözlemlenmiştir	tropikal bölgelerde sistemin genel performansını artırmak amacıyla, farklı sıcaklıklarda ped kalınlığı düzenlemeleri düzenlenmiştir
51.	Singh ve diğerleri, [59]	CO_2	2020/ Deneysel	+%7,2	Güç giriş Oranında azalma -%6,2 olarak hesaplanmıştır	çoklu ejektörlü CO_2 soğutma sistemi tasarlanmıştır
52.	Karampour ve Sawalha [60]	CO_2	2018/ Teorik	5,4	+%12 enerji tasarrufu sağladığı kanıtlanmıştır	CO_2 transkritik güçlendirme sistemlerinin entegre ve en son teknolojiye sahip özelliklerini incelemektedir
53.	Banasıak ve diğerleri, [61]	CO_2	2019/ Deneysel + Teorik	---	Güç giriş Oranında azalma görülmüştür	enerji performansını optimize etmek için genişletilmiş iş geri kazanımı çoklu ejektör bloklarının paralel kombinasyonu uygulanmıştır
54.	Contiero, Armin ve Pardinas [62]	CO_2	2021/ Deneysel	---	ejektör verimliğinde +%30 iyileşme görülmüştür	pivot teknolojisi kullanılarak süpermarket soğutma uygulamalarında esneklik sağlamak, verimliliği korumak ve yatırım maliyetlerini azaltmaktır
55.	Gullo, Hafner ve Banasiak [63]	CO_2	2019/ Teorik	---	ekserji yok etme -%39 oranında azaltabileceği bulunmuştur	dış ortam sıcaklığı 40°C olan geleneksel bir R744 takviyeli süpermarket soğutma sistemine gelişmiş ekserji analizi uygulanmıştı
56.	Söylemez ve diğerleri, [64]	CO_2	2022/ Deneysel + Teorik	---	ejektörlerin aktif kullanımı, sistemin orta sıcaklık kademesinin soğutma kapasitesini +%17,4 oranında arttırdığını kanıtlanmıştır	çoklu ejektörlü etkisini ve performansını entegre CO_2 soğutma sisteminden alınan verileri analiz edilmiştir
57.	Sıngh ve diğerleri, [65]	CO_2	2019/ Deneysel	+%11	Güç giriş Oranında azalma -%8,5 olarak hesaplanmıştır	soğutma sisteminin performansı incelenmiştir
58.	Sharma ve diğerleri, [66]	CO_2	2023/ Deneysel + Teorik	maksimum COP değeri 4,7 ye kadar iyileşme sağlanmıştır	enerji tasarrufunda +%29'a kadar elde edilmiştir	süt sektöründe hem ısıtma hem de soğutma uygulamaları için kullanılmaktadır
59.	Hai ve diğerleri, [67]	CO_2	2023/ Teorik	3,2	ekserji verimliliğinin +% 23,5 ve soğutma biriminin maliyetinin %6,34 artmıştır	atık ısı kullanarak soğutma sisteminde kullanılmıştır

Çizelge 2.1. (devam) Yapılan literatür çalışmaların sonucu

60.	Sun ve diğerleri, [68]	CO_2	2022/ Teorik	%4,5 artış göstermiştir	deşarj basıncının sırasıyla -%0.88 ve -%0,79 bir azalma göstermiştir	(EMO-ORC) yeni dönüşüm sistemi önerilmiştir
61.	Sengupta ve diğerleri, [69]	CO_2 ve R404A	2023/ Teorik	+%9	R744 sisteminin elektrik talebinin %4 ile %24'ünü karşılayabileceği belirlenmiştir	Transkritik R744 takviye süpermarket soğutma sisteminin enerji ve ekonomik performans analizi
62.	Hu ve diğerleri, [70]	CO_2	2023/ Teorik	+%13	---	(ORC) atık ısı geri kazanımı teknolojisine dayalı performansı incelenmiştir
63.	Wang ve diğerleri, [71]	CO_2	2022/ Teorik	3,14	sistem güç tüketimine göre -%26,5 daha az olduğunu kanıtlanmıştır	yeni klima sistemi önerilmiştir
64.	Udroiu ve diğerleri, [72]	CO_2 ve R290	2023/ Teorik	+%10	ejektör, COP'yi transkritik HTS'de +%38 artırdığını kanıtlamıştır	iki aşamalı bir transkritik işlem önerilmiştir
65.	Singha ve diğerleri, [73]	CO_2	2024/ Teorik	4,15	ısı geri kazanımı +%15 olarak artmıştır	süt kalitesini korumak ve bozulmasını önlemek amacıyla yeni soğutma sistemi önerilmiştir
66.	Megdouli ve diğerleri, [74]	CO_2	2023/ Teorik	+%81	ekserji verimliliği ve ürün maliyeti oranlarında +%46 ve +%75 bir iyileşme görülmüştür	ejektör ile birleştirilmiş yeni bir transkritik soğutma çevrimi önerilmiştir
67.	Tang ve diğerleri, [75]	CO_2	2023/ Deneysel	---	anlık soğutma kapasitesi ve COP'deki maksimum fark sırasıyla 0,5 kW ve 0,13'tür	yağın kompresör verimliliği ve sistem performansına etkisi analiz edilmiştir
68.	Martínez ve diğerleri, [76]	CO_2/ R152a	2023/ Deneysel + Teorik	+%3,5	---	mekanik alt soğutma döngüsünün performansını değerlendirmesi yapılmıştır
69.	Sengupta ve Dasgupta [77]	CO_2	2022/ Teorik	+%32	ejektörün geri dönüşümsüzlük katkısında -%61,11'lik bir azalmaya yol açmıştır	soğutma sisteminin termodinamik analizi
70.	Shestopalov ve diğerleri, [78]	CO_2/R-152a	2023/ Teorik	+%15,6	%25 ile %33 yakıt tasarrufu sağlayabileceğini kanıtlanmıştır	ticari gemilerin erzak muhafaza odaları için kavramsallaştırılmış ve analiz edilmiştir

Literatürdeki CO_2 bazlı soğutma sistemlerinin analiz edilmesinin ardından, mevcut çalışmaya yönelik benzer sistemlerle CO_2 soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerinin kıyaslaması yapılmıştır;

Çizelge 2.2. CO_2 bazlı soğutma sistemlerinin benzer nitelikteki mevcut sistem ile karşılaştırılması:

Çalışma	Soğutma sistemi türü	Soğutucu	COP	Avantaj
Niu ve diğerleri, [12]	iki kademeli kompresyon soğutma sistemi	CO_2/CO_2	1,87	+%30 toplam enerji tasarrufu
Çalışkan ve Ersoy [13]	Ejektör genişlemeli çift evaporatörlü soğutma sistemi	CO_2/CO_2	1,44	+%20 toplam enerji tasarrufu
Chi ve diğerleri, [22]	Ejektörlü iki kademeli soğutma sistemi	NH_3/CO_2	1,56	toplam ekserji yok oluşu artışı sırasıyla +%38,674 ve +%61,353 verilmiştir

Çizelge 2.2. (devam) CO_2 bazlı soğutma sistemlerinin benzer nitelikteki mevcut sistem ile karşılaştırılması:

Yang vd. [23]	Ejektörlü iki kademeli soğutma sistemi	CO_2/ R1234yf	0,78	COP değeri iki kademeli sıkıştırmalı soğutma sistemine göre 2,28 kat daha yüksektir
Mitsopoulos ve diğerleri, [28]	Çift kademeli Çift evaporatörlü soğutma sistemi	CO_2 ve R404A	---	-%8,53 daha az enerji tüketilmiştir
Liu ve diğerleri, [30]	Çift kademeli ara soğutuculu soğutma sistemi	CO_2	+%76,74 oranında iyileştirilmiştir	Ekserji verimliği %34 olarak hesaplanmıştır
Xiong ve diğerleri, [33]	Çift kademeli Çift evaporatörlü soğutma sistemi	CO_2	2,574	---
Pardiñas ve diğerleri, [40]	Çift kademeli ejektörlü Çift evaporatörlü soğutma sistemi	CO_2	+%13 performans artmıştır	Sistem verimi +%15 oranında artmıştır
Sengupta ve Dasgupta [44]	Iki kademeli ejektör tabanlı CO_2 soğutma konfigürasyonunu	CO_2	+%41,97 ile +%35,38 Performans üstünlüğü göstermiştir	Yüksek kademe kompresörünün geri dönüşü olmayan kayıpları %36,08 ve maliyet oranını -%23,24 oranında azaltmıştır
Liu ve diğerleri, [48]	İç ısı değiştiricili iki kademeli ejektörlü soğutma konfigürasyonu	CO_2	+%6,48 artış sağlamıştır	IHX ile yıllık performans faktörü %1,68 oranında iyileştirilmiştir ve yıllık toplam enerji tüketimi tropikal iklimde -%6,48 oranında azaltılmıştır
Liu ve diğerleri, [51]	çoklu ejektör ve özel mekanik alt soğutma (MEJ + DMS) entegrasyonu yapılmıştır	CO_2	+%61,76 genel sisteme göre artış sağlamıştır	+%29,94 ve +%42,73 oranlarında yıllık enerji tasarrufu sağlamıştır
Xiong ve diğerleri, [53]	Çok ejektörlü soğutma sisteminin	CO_2	2,9	---
Karampour ve Sawalha [60]	iki kademeli ısı geri kazanımı, taşmalı buharlaşma, paralel sıkıştırma	CO_2	5,4	%12 enerji tasarrufu sağlamıştır
Gullo, Hafner ve Banasiak [63]	Çoklu ejektör destekli CO_2 sisteminin	CO_2	---	Ekserji yok etme -%39 oranında azaltılmıştır
Söylemez ve diğerleri, [64]	Iki aşamalı çoklu ejektör destekli CO_2 sisteminin	CO_2	---	Güç tüketimi %30 oranında azalmıştır

Çizelge 2.2. (devam) CO_2 bazlı soğutma sistemlerinin benzer nitelikteki mevcut sistem ile karşılaştırılması:

Sharma ve diğerleri, [66]	Iki aşamalı kompresör basınçlı, çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi	CO_2	43°C sıcaklıklarda ikili COP değeri 3,1 Ve soğutma COP değeri ise 1,85 olarak hesaplanmıştır	Enerji tasarrufunda +%29'a kadar elde edilmiştir
Sengupta ve diğerleri, [69]	İki aşamalı transkritik paralel sıkıştırmalı organik rankin döngülü soğutma sistemi	CO_2 ve R404A	+%9 artış sağlayabildiği-ni kanıtlamıştır	Soğutma sisteminin elektrik talebinin %4 ile %24'ünü karşılayabildiğini kanıtlamıştır
Hu ve diğerleri, [70]	Transkritik iki kademeli sıkıştırmalı soğutma sistemi tabanlı ORC sistemi	CO_2	3,17 +%13 artış sağlanmıştır	---
Wang ve diğerleri, [71]	Ejektör destekli transkritik CO_2 sisteminden oluşan klima sistemi	CO_2	3,14	Tasarım parametrelerin altındaki sisteme göre %26,5 güç tasarrufu sağlamıştır
Megdouli ve diğerleri, [74]	CO_2 ile çalışan bir ejektör ile birleştirilmiş bir transkritik soğutma çevrimi	CO_2	COP değer 2,92 olarak ve +%81 oranında artmıştır	Ekserji verimliliği ve ürün maliyeti oranlarında +%46 ve +%75 bir iyileşme görülmüştür
Mevcut çalışma	İki kademeli ejektörlü tek evaporatörlü soğutma sistemi	CO_2	COP_{ikili} değeri 3,38 olarak $COPs_{soğutma}$ değeri ise 2,11olarak hesaplanmıştır	78,22 kW gücündeki bir kompresör ile 265,22 kW'lık ısıtma, orta ve düşük sıcaklıklarda soğutma işlemleri gerçekleştirilmiştir

Yapılan analizler sonucunda, mevcut CO_2 bazlı soğutma sistemine benzer CO_2 bazlı ejektörlü iki aşamalı soğutma sistemleri ele alınmıştır. Bu analizler neticesinde, mevcut soğutma sisteminin performans katsayısı ve tasarım parametreleri açısından daha verimli olduğu ortaya çıkmıştır. Aynı koşullar altında kıyaslama yapılan bazı soğutma sistemlerinde, mevcut sistemin daha yüksek performans elde ettiği ve buna rağmen sadece tek bir evaporatör kullanıldığı belirlenmiştir.

3. MATERYAL VE METOT

Karbondioksit, soğutma sistemlerinde geniş bir kullanım alanına sahip, farklı sektörlerde yaygın olarak kullanılan bir soğutucu akışkandır. Fiziksel özellikleri ve güvenilirliği sayesinde popülerliği giderek artmaktadır. Mevcut CO_2 soğutucu akışkanlı soğutma sistemin diğer soğutma sistemlerinden ayıran temel özelliği, üç farklı işlevi bir arada gerçekleştirme avantajıdır. Çoğu soğutma sistemi yalnızca ısıtma ya da düşük ve orta sıcaklıkta soğutma gibi tek bir işlevi yerine getirirken, mevcut CO_2 soğutma sistemi bu üç işlemi bir arada sunarak endüstriyel alanda enerji tasarrufu ve yüksek performans sağlamaktadır.

3.1. Soğutma Sistemin Tasarım Kriterleri

Tasarlanan yeni karbondioksit soğutma sistemi, çeşitli bileşenlerin optimal entegrasyonu sayesinde verimliliği ve performansı artırmayı hedeflemektedir. Sistemde, iki aşamalı kompresör, gaz soğutucu, evaporatör, ejektör, flaş tankı, iç ısı değiştirici ve genleşme valfı önemli parçalar arasında yer almaktadır. Ayrıca, hem ısıtma hem de soğutma amacıyla bağımsız olarak çalışan iki farklı sirkülasyon devresi bulunmaktadır. Soğutma sisteminde kullanılan üniteler sırada verilmiştir:

3.1.1. Yüksek basınç ve alçak basınç kompresörler

Tasarlanan karbondioksit soğutma sisteminde iki aşamalı yüksek ve alçak basınç kompresörler kullanılmıştır. Alçak basınç kompresör evaporatör kısmından (14,28 bar) değerinde alçak basınçta olan CO_2 soğutucu akışkanı alıp (32,72 bar) orta basınç değerine sıkıştırmaktadır, orta basınçta olan CO_2 soğutucu akışkan flaş tankından gelen soğutucu gaz halindeyken alçak basınçtan gelen aşırı kızmış CO_2 akışkanı ile beraber karıştırılır, ve böylece karışık halinde olan akışkan yüksek basınç kompresöre yeniden giderek yüksek basınç (75 bar) değerine sıkıştırılmaktadır. Alçak ve yüksek basınçlarda gerçekleşen sıkıştırma işlemleri yüksek potansiyelde gerçekleştirilmektedir. Ve bu da %88,5 oranında bir kompresör izantropik verimlilik değerinde meydana gelmektedir.

3.1.2. Gaz soğutucu (plakalı ısı eşanjör)

Isıtma işlemi için tasarlanan mevcut soğutma sisteminde plakalı gaz soğutucu olarak ısı eşanjörü kullanılmıştır. Yüksek basınç kompresör kısmından gelen karbondioksit soğutucu akışkan (75 bar) basınca kadar sıkıştırılmış ve (144,3°C) sıcaklığa sahip gaz soğutucu

kısmına girerek ısıyı suya aktarmaktadır. Bu endirekt yöntemle su iletimi yoluyla ısıtma odasındaki yoğurdun ısıtma işlemi gerçekleştirilmektedir.

İstenilen ısıtma işlemi için gaz soğutucudan çıkan ısı kullanılmaktadır. Gaz soğutucuda, ısı eşanjöründe CO_2 soğutucu akışkan ile su arasında ısı değişimi gerçekleşir. Isı eşanjörü, gaz soğutucudan çıkan ısı miktarını birebir suya aktarır. Böylece gaz soğutucuya giren CO_2 sıcak akışkan, ısıyı suya aktardıktan sonra 43°C sıcaklıkta çıkarak yeniden karbondioksit soğutma sistemine dönmektedir. Suya aktarılan ısı miktarı, sirkülasyon pompası ile ısıtma işlemi için ısıtma odasına geçer. Yoğurdun sıcaklığını (43°C)'ye kadar ısıttıktan sonra, orta sıcaklıkta olan su bu sefer su tankında toplanıp yeniden gaz soğutucu ısı değiştirici tarafına iletilmektedir.

Gaz soğutucudan çıkan CO_2 soğutucu akışkan, Isı miktarını daha da azaltmak için, ısı değiştirici kullanarak evaporatör kısmından çıkan düşük sıcaklıkta ve alçak basınçta olan CO_2 soğutucu akışkan ile ısı değişimi gerçekleştirir. Isı değiştirici, gaz soğutucu kısmından çıkan (43°C) sıcaklıkta olan CO_2 soğutucu akışkanın sıcaklığını (32,2°C)'ye kadar azaltır. Isı değiştirici, iki farklı basınç ve sıcaklıktaki CO_2 soğutucu akışkan arasında ısı değişimi yaparak, CO_2 soğutucu akışkanın soğutma sisteminin genel performans katsayısını artırmaktadır. Isı değiştirici kısmından çıkan CO_2 soğutucu akışkan, ısı değişimi gerçekleştirdikten sonra ejektör kısmına geçmektedir. Ejektör, gaz soğutucudan çıkan ısı değişimine uğramış CO_2 soğutucu akışkan ile evaporatör kısmından gelen ve ısı değiştiricide ısı değişimine uğramış alçak basınçtaki CO_2 soğutucu akışkanı bir araya getirir. Bu karışım, orta basınçta (32,72 bar) ve (-2,5°C) sıcaklıkta flaş tankına gönderilir.

Flaş tankına giren yarı sıvı yarı gaz halindeki CO_2 soğutucu akışkan, burada sıvı ve gaz formuna ayrılır. Düşük ısıya sahip olan CO_2 soğutucu akışkan, sıvı halde genleşme valfina ilerlerken basınç değerini azaltır, böylece düşük sıcaklık ve alçak basınçta çıkarak evaporatör bölümüne gider. Diğer yandan, orta basınçta ve yüksek ısıya sahip olan CO_2 soğutucu akışkan, alçak basınçlı kompresörden gelen orta basınçlı CO_2 soğutucu ile birleşerek beşinci ortak noktayı oluşturur. Bu beşinci noktada bulunan CO_2 soğutucu akışkan, yüksek basınçlı kompresöre ilerleyerek tekrar sıkıştırma işlemine tabi tutulur.

3.1.3. CO_2 soğutmaya yönelik çoklu ejector serisi

Tasarlanan karbondioksit soğutma sisteminde çoklu ejektör serisi kullanılmıştır. CO_2 soğutma sistemlerinde enerji verimini ve performansı artırmak amacıyla geliştirilmiş bir teknolojidir. Bu ejektörler, transkritik CO_2 sistemlerinde, özellikle yüksek çevre sıcaklıklarında, sistemin verimli çalışmasını sağlar. Avantajları arasında, enerji verimliliği açısından soğutucu akışkanın basıncını ve debisini optimize ederek enerji tüketimini azaltmaktır, ve böylece işletme maliyetlerini düşürmek yer almaktadır. Karbondioksit soğutma sisteminde performans değerinde büyük rol oynayan bu teknoloji, CO_2 soğutma sistemlerinin daha sürdürülebilir ve ekonomik bir şekilde çalışmasına katkı sağlamaktadır. Tasarlanan yeni karbondioksit soğutma sisteminde ejektör, yüksek basınç ile alçak basınç arasında basıncı ve soğutucu akışkanın akış hızını kontrol etmektedir. Ejektörden çıkan akış, orta basıncı sağlamaktadır. Böylece ejektörden çıkan karışık haldeki CO_2 soğutucu akışkan flaş tank kısmına gitmektedir.

3.1.4. Elektronik genleşme valfı

Mevcut karbondioksit soğutma sisteminde elektronik genleşme valfi yer almaktadır. Bu genleşme valfi, yüksek kapasiteye sahip olup, özellikle mevcut karbondioksit soğutma sistemlerinde tercih edilmektedir. Bu genleşme valfı, yüksek verimlilik ve hassasiyet sunarak sistem performansını artırmaktadır. Ayrıca, geniş kapasitesi sayesinde çeşitli uygulamalara uygun bir seçenek sunmaktadır. Karbondioksit soğutma sistemlerinde kullanılan bu valfin sağladığı avantajlardan biri de enerji tasarrufu sağlamasıdır.

3.1.5. Evaporatör (Shell and Tube) yaklaşımı

Tasarlanan karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sistemi çok yönlü bir şekilde planlanmıştır. Bu karbondioksit soğutma sisteminin diğer soğutma sistemlerinden farklı kılan avantajlarından biri, evaporatörün (shell and tube) tipinde olmasıdır. Kullanılan karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminde, karbondioksit alçak basınçta olan evaporatör kısmında (shell and tube) tipi kullanılarak ısı değişimini kolayca gerçekleştirilmektedir.

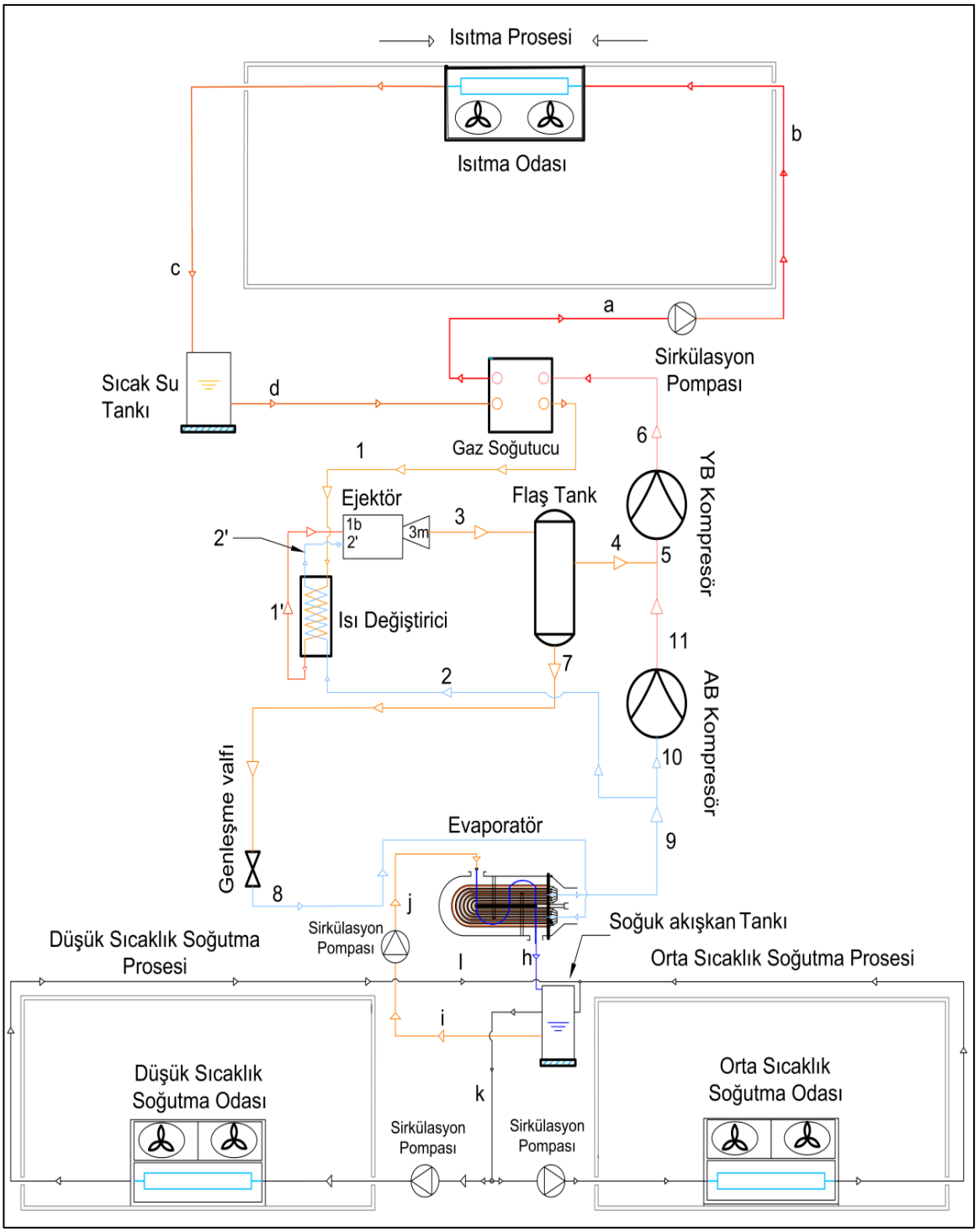
Soğutma sistemindeki CO_2 soğutucu akışkan, genleşeme valfından -30°C düşük sıcaklık ve (14,28 bar) alçak basınç değerinde evaporatör kısmına girerek soğuk akışkan ile ısı değişimine uğrar. Bu ısı değişimi sırasında CO_2 soğutucu akışkan, tube kısmından geçerken, shell kısmından ise diğer akışkan gelmektedir. Alçak basınç ve düşük ısıya sahip olan CO_2 soğutucu akışkan, ısıyı shell kısmından tube kısmına aktarır. Shell kısmındaki akışkan, CO_2 soğutucu akışkana göre daha yüksek sıcaklığa sahip olduğundan, içindeki akışkan ısı değişimine uğrayarak ısıyı CO_2 soğutucu akışkana aktarır. Bu süreçte, düşük sıcaklık ve alçak basınç değerine sahip olan CO_2 soğutucu akışkan ısı alırken, soğutucu akışkanın sıcaklığı düşerek evaporatör kısmından soğuk olarak çıkmaktadır.

Evaporatör bölümünden çıkan -30°C sıcaklıktaki soğuk akışkan, düşük ve orta sıcaklıkta soğutma işlemleri için sirkülasyon pompası aracılığıyla akışkan tankına iletilir. Bu soğuk akışkan, istenilen alanda düşük sıcaklıkta soğutma işlemlerini gerçekleştirmek üzere gönderilir. Düşük sıcaklıkta ısı değişimi gerçekleştikten sonra, orta sıcaklıkta soğuk akışkan orta sıcaklık soğutma odalarına yönlendirilir. Belirli bir sıcaklıkta soğutma işlemi için, akışkan soğutma bölgesine pompalanarak ısı değiştirici aracılığıyla ısı değişimine uğrar. Isı değişimi bittikten sonra akışkan, sirkülasyon pompası ile tekrar akışkan tankına geri döndürülür. Bu çift işlem, istenilen düşük ve orta sıcaklıkta soğutma işlemleri için belirli sıcaklıklarda ve istenilen kapasitelerde gerçekleştirilir. Düşük ve orta sıcaklıkta soğutma işlemleri tamamlandıktan sonra akışkan, sirkülasyon pompası aracılığıyla tekrar evaporatöre ve shell bölümüne yönlendirilmektedir.

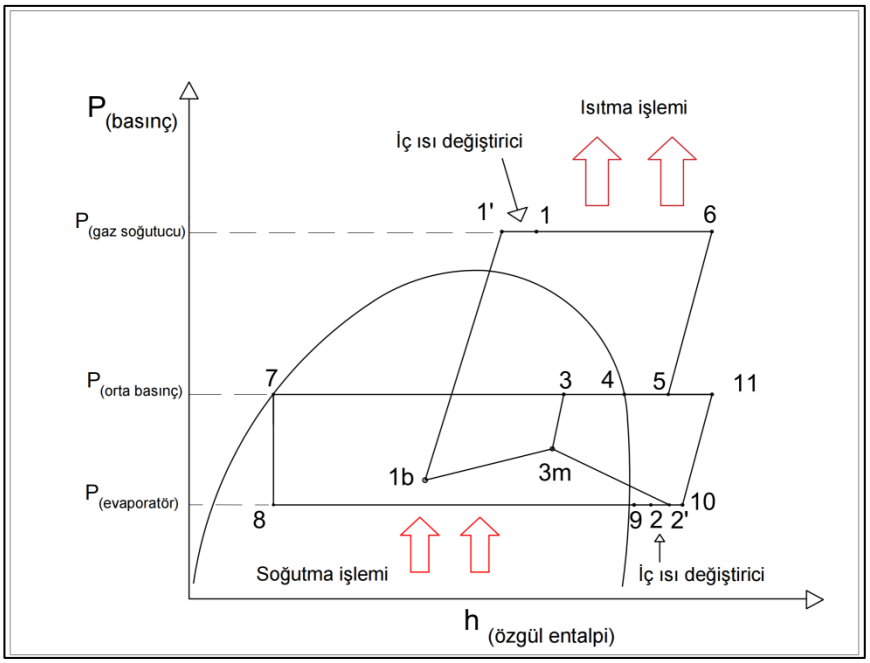
3.1.6. Flaş Tank

Bir flaş odası, özellikle verimliliği artırmak amacıyla alt soğutmayı kullanan belirli soğutma sistemlerinde bulunan temel bir bileşendir. Temelde, flaş odası, yüksek basınçlı bir sıvı-buhar karışımını sıvı ve buhar bileşenlerine ayırmak için tasarlanmıştır. Yeni karbondioksit soğutma sisteminde, verimliliği ve performans kat sayısını artırmak amacıyla kullanılmıştır.

Tasarlanan soğutma sisteminin şematik ve p-h diyagramları verilmiştir. Bu yenilikçi sistemin şematik görünümü şekil 3.1'de, p-h diyagramı ise şekil 3.2'de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Tasarlanan karbondioksit soğutma sistemin şematik görünümü.



Şekil 3.2. Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin p-h diyagramı

Tasarlanan karbondioksit soğutma sisteminin şematik şekli Şekil 3.1'de sunulurken, Şekil 3.2'de soğutma sisteminin p-h diyagramı yer almaktadır. Şematik görünümde verilen soğutma sisteminin çalışma noktalarını ve p-h diyagramının işleyişini anlamak için, soğutma sisteminin ünitelerinin giriş ve çıkış noktalarını anlatmaktadır. Şematik ve p-h diyagramında belirtilen noktalar, Çizelge 4'te detaylı bir şekilde verilmiştir.

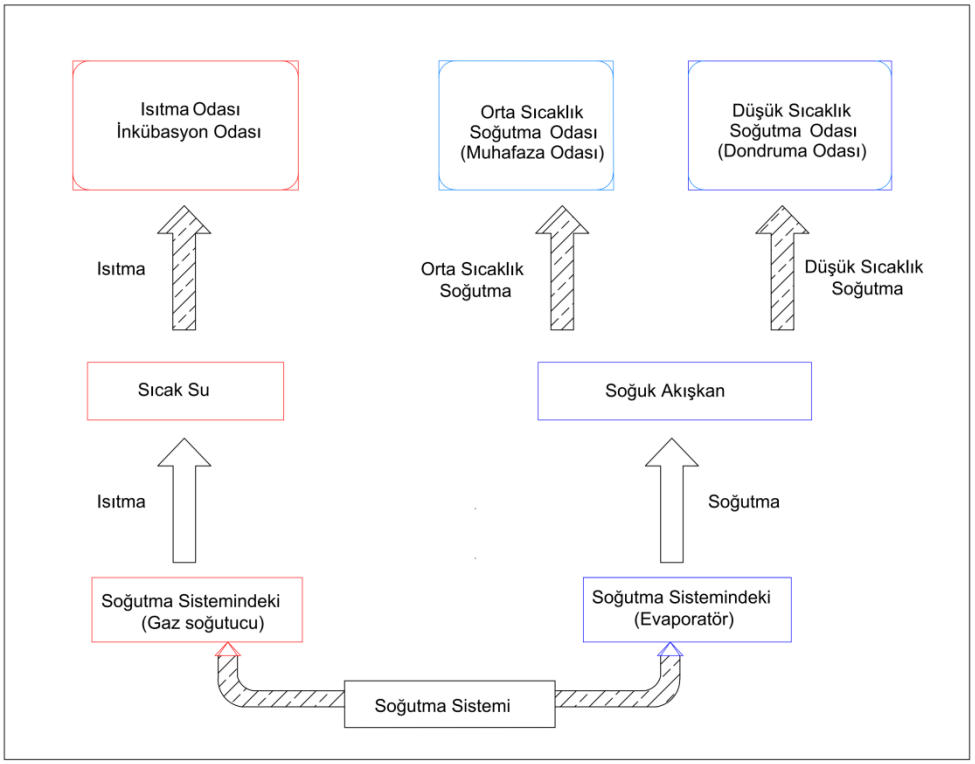
Şekil 3.1'de verilmiş soğutma sisteminin noktaları Çizelge 5'te noktaların işlemleri açıklanmaktadır.

Çizelge 3.1. Soğutma çevrimin işletim noktaları

Noktalar	Açıklama
1-1'	İç ısı değiştiricide soğutma
1'-3	Ejektörde genleşme
2-2'	İç ısı değiştirici de kızdırma
2'-3	Ejektörde sıkıştırma
3-4	Flaş tank sabit basınçta ayrışma (gaz hali)
3-7	Flaş tank sabit basınçta ayrışma (sıvı hali)
5-6	Yüksek basınç kompresöründe sıkıştırma
6-1	Gaz soğutucuda ısı atımı
7-8	Genleşme valfinde sabit entalpide genleşme
8-9	Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
10-11	Alçak basınç kompresöründe sıkıştırma
1'-1b-3m	Ejektörde akışkanın hareket mekanizması nozuluna girip hızını artırarak düşük basınçlı bir bölge oluşturması
2'-3m	Ejektöre çekilen düşük basınçlı buharın ejektörün emme ağzı aracılığıyla çekilmesi ve emme işleminin gerçekleşmesi
3m-3	Ejektörde sabit bir alanda iki akışkanın karışımının gerçekleşmesi

Çizelge 4'te belirtildiği üzere, soğutma sistemi içerisinde gerçekleştirilen tüm çift işlemler noktalarıyla açıklanmıştır.

Şekil 3.3'te görüldüğü gibi soğutma sisteminin tasarımın amacını anlatmaktadır. Yeni karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminde işleyiş prensibi, ısıtma, orta ve düşük sıcaklıkta olan soğutma amaçları mevcut soğutma sisteminde gerçekleştirilmektedir. Tasarlanan karbondioksit soğutma sisteminin amacı ve işleyiş prensibini daha iyi anlamak için bir çizelge oluşturulmuştur. Çizelge soğutma sistemin genel olarak işleyiş prensibini anlatmaktadır, soğutma sistemin ısıtma, orta ve düşük sıcaklıkta olan soğutma işlemlerini basit bir şekilde anlatmaktadır. Çizelge şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sisteminin işleyiş prensibi

Tasarlanan yeni sistem sayesinde, ısıtma, orta ve düşük sıcaklıkta soğutma işlemleri tek soğutma sisteminde gerçekleştirilmektedir.

3.2. Teorik Analiz

Soğutma sistemleri birçok amaçla ve farklı yerlerde tasarlanarak kullanılmaktadır. Ancak, sağlanan tüm imkanlara rağmen bazı soğutma sistemlerinin çalışma alanları kısıtlı

kalabilmektedir. Karbondioksit bazlı soğutma sistemleri ise, birden fazla amaçla kullanılabilen esnek yapıları ile dikkat çekmektedir. Bu sistemler, gaz soğutucu kısmı kullanılarak ısıtma amacıyla veya evaporatör kısmı kullanılarak orta ve düşük sıcaklıkta soğutma amacıyla kullanılabilirler.

Süt sektöründe soğutma sistemleri, süt mayalama, inkübasyon odasında süt ısıtma, yoğurt muhafaza ve düşük sıcaklık soğutma işlemleri gibi birçok farklı amaçla kullanılmaktadır. Süt sektöründe özellikle yoğurt üretimi büyük bir özen gerektirir ve soğutma sistemlerinin hem ısıtma hem de soğutma süreçlerinde etkili olduğu görülmektedir. Özellikle soğuk zincir yoluyla yoğurt üretiminde soğutma sistemleri büyük katkı sağlamaktadır ve bu da üretim esnasında soğutma sistemlerinin ne kadar önemli olduğunu kanıtlamaktadır.

Yoğurt, jel oluşumundan sorumlu denatüre olmuş serum proteinleri ve kazein içeren fermente bir süt ürünüdür [79]. Yoğurt gibi fermente ürünlerde sütün pH değeri düştükçe, kalsiyum kazein fosfat çözünürlüğü artar ve kalsiyum kazein fosfatın eksikliği nedeniyle kazein mislinin yapısı değişir. Yoğurt üretiminde genellikle 42-43°C sıcaklıklarda kazein yapısı dağılmaya başlar. Bu açıdan, yoğurt üretiminde inkübasyon ısıtma işlemi 42-43°C sıcaklıkta yapılmaktadır. Isıtma işlemi, yoğurdun kazeinin çöküşü izo-elektrik noktasında (pH 4,6) meydana gelmektedir [80].

Yapılan tasarımla CO_2 soğutucu akışkanlı soğutma sistemi bir takım amaçları hedeflemektedir. Bunlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

- Çevre dostu olan ve temiz enerjiye sahip, ayrıca küresel ısınmanın azaltma konusunda çözüm olabilecek bir soğutucu kullanarak soğutma sistemi tasarlamak,
- Süt ürünlerinde özellikle yoğurt üretiminde birden fazla amaçlarda kullanabilecek soğutma sistemi elde etmek,
- Çift kompresör kullanarak soğutma sisteminde enerji tasarrufu sağlamak,
- Orta ve düşük sıcaklık koşullarında, yüksek performansla çalışabilen bir soğutma sistemi tasarlamak,
- Soğutma sisteminde yoğurt ısıtma ve soğutma işlemlerinde endirekt sirkülasyon yöntemi kullanarak yoğurt için güvenli ısı transferi sağlamak,
- Soğutma sisteminin performansını artırmak, soğutma ve ısıtma kapasitesini ve verimini iyileştirmek amacıyla sisteme flaş tankı ve ejektör üniteleri eklenmesi,

- Bu çalışma, soğutma sisteminin performansını maksimuma çıkarmak için gaz soğutucu basıncı, evaporatör basıncı, gaz soğutucu sıcaklığı ve kompresör izantropik verimliliği gibi değerlerin optimum seviyelerini belirlemeyi hedeflemektedir.

Tasarlanan karbondioksit soğutma sisteminin teorik analizi, sistemdeki ünitelerin performans değerlerini hesaplamak için bir takım denklemler kullanılmıştır. Kullanılan denklemler Çizelge 5'te listelenmiştir.

Çizelge 3.2. Karbondioksit soğutma sistemin hesaplama için kullanılan denklemler,

Üniteler	Kullanılan Denklemler		Açıklama
Alçak basınç kompresörü [13, 14, 15]	$h_{11,iz} = f(P_{11,s10})$	(1)	Alçak basınç kompresör çıkışı izantropik özgül entalpi
	$h_{11} = h_{10} + \frac{h_{11,iz}-h_{10}}{\eta_{AB,iz}}$	(2)	Alçak basınç kompresör çıkışı özgül entalpi
	$\dot{W}_{ABK} = \dot{m}_{DS}\frac{h_{11,iz}-h_{10}}{\eta_{ABK,glob}}$	(3)	Alçak basınç kompresör kapasitesi
Yüksek basınç kompresörü [13, 15, 16, 7]	$h_5 = \frac{\dot{m}_{DS}h_{11}+\dot{m}_{FG}h_4}{\dot{m}_{YB}}$	(4)	Yüksek basınç kompresör girişi özgül entalpi
	$h_{6,iz} = f(P_6, s_5)$	(5)	Yüksek basınç kompresör çıkışı izantropik özgül entalpi
	$\dot{W}_{YBK} = \dot{m}_{YB}\frac{h_{6,iz}-h_5}{\eta_{YBK,glob}}$	(6)	Yüksek basınç kompresör kapasitesi
	$\dot{m}_{YB} = \dot{m}_{DS}+\dot{m}_{FG}$	(7)	Yüksek basınç kütlesel debi
	$h_6 = h_5 + \frac{h_{6,is}-h_5}{\eta_{YB,iz}}$	(8)	Yüksek basınç kompresör çıkışı özgül entalpi
Flaş Tank [13, 17]	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_1 h_1' + \dot{m}_2 h_2'$	(9)	Flaş tank kütlesel debi eşitliği
	$h_4 = f(P_{dif,dış}, X=1)$	(10)	Flaş tank buhar fazında çıkış özgül entalpi
	$h_7 = f(P_{dif,dış}, X=0)$	(11)	Flaş tank sıvı fazında çıkış özgül entalpi
Genleşme Valfi [17]	$h_7 = h_8$	(12)	Genleşme valfi özgül entalpi eşitliği
Evaporatör [18, 19, 22]	$h_{10} = f(P_4, T_{DS}+\Delta T_{SH,DS})$	(13)	Evaporatör çıkışı özgül entalpi
	$\dot{Q}_{evap} = (h_9-h_8)\dot{m}_{DS}$	(14)	Evaporatör kapasitesi
	$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{YBK}+\dot{W}_{ABK}}$	(15)	Soğutma performans katsayısı
Gaz Soğutucu [20,21]	$h_1 = f(P_{GS}, T_{GS,çıkış})$	(16)	Gaz soğutıcı çıkışı özgül entalpi
	$\dot{Q}_{GS} = \dot{m}_{YB}(h_6-h_1)$	(17)	Gaz soğutucu kapasitesi
Ejektör [13, 17, 23]	$h_3 = f(P_{dif,dış}, X_{dif,dış})$	(18)	Ejektör çıkışı özgül entalpi
	$\dot{m}_3 = \dot{m}_1' + \dot{m}_2'$	(19)	Ejektör çıkışı kütlesel debi
Genel Sistem [25, 26, 27, 28, 29, 30]	$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{ABK}+\dot{W}_{YBK}}$	(20)	Soğutma performans katsayısı
	$COP_{ikili} = \frac{\dot{Q}_{evap}+\dot{Q}_{GS}}{\dot{W}_{ABK}+\dot{W}_{YBK}}$	(21)	İkili soğutma performans katsayısı
	$P_{ara} = \sqrt{P_{GS} x P_{evaporatör}}$	(22)	Ara basınç
	$\eta_{YBK} = 1\text{-}0.05\left(\frac{P_{GS}}{P_{ara}}\right)$	(23)	Yüksek basınç kompresör izantropik verimi
	$\eta_{ABK} = 1\text{-}0.05\left(\frac{P_{ara}}{P_{evap}}\right)$	(24)	Alçak basınç kompresör izantropik verimi
	$\eta_{genel,iz} = \frac{\eta_{YBK}+\eta_{ABK}}{2}$	(25)	Genel izantropik verim
	$P_{pompa} = \frac{\dot{V}\cdot\rho\cdot g\cdot H}{\eta}$	(26)	Pompa gücü
	$\dot{Q} = \dot{m}c\Delta T$	(27)	Isı transferi
	$COP_{whole} = \frac{\dot{Q}_{evap}+\dot{Q}_{GS}}{\dot{W}_{ABK}+\dot{W}_{YBK}+P_{pompa}}$	(28)	Soğutma sistemin genel prformans katsayısı

Görüldüğü gibi mevcut soğutma sisteminde hesaplamalarda kullanılan birimler ve denklemler açıklanmış ve bu bilgiler Çizelge 5'te sunulmuştur.

3.3. Termodinamik Analiz

CO_2 soğutucu akışkanlı soğutma sistemi, çift kademeli kompresör, gaz soğutucu, ejektör, iç ısı değiştirici, flaş tank, genleşme valfi ve evaporatörden oluşmaktadır. Sistemin termodinamik analizi şu şekildedir:

Alçak basınç kompresörü (10-11):

CO_2 soğutucu akışkan, alçak basınç seviyesinden başlayarak alçak basınç kompresöründe (10-11) noktaları arasında izantropik sıkıştırma ile orta basınç seviyesine çıkarılır.

Yüksek basınç kompresörü (5-6):

Orta basınç seviyesinde, 3272 kPa basınç değerinde olan CO_2 soğutucu akışkan, yüksek basınç kompresörüne geçerek (5-6) noktaları arasında izantropik sıkıştırma işlemi ile yüksek basınç seviyesine çıkarılır.

Gaz soğutucu (6-1):

Yüksek basınç seviyesindeki sıkıştırılmış CO_2 soğutucu, gaz soğutucu kısmına geçerek (6-1) noktaları arasında sabit basınçta ısı atımı işlemi gerçekleşir.

İç ısı değiştirici (1-1'):

Gaz soğutucu bölümünden çıkan CO_2 soğutucu akışkan, iç ısı değiştirici bölümüne geçerek burada ısı değişimine uğrar ve ejektöre gönderilir.

Ejektör (1'-3m):

Ejektörde (1'-3) noktaları arasında genleşme gerçekleşir. Birinci akışkan 1'-1b noktaları arasında gaz soğutucudan gelmektedir ve hareket mekanizması nozuluna girmektedir. Hareket mekanizması nozulu, birinci akışkanın hızını artırarak düşük basınçlı bir bölge

oluşturur (1b). Bu düşük basınç, ejektörün emme ağzındaki evaporatörden gelen ikinci buharın çekilmesini sağlar. Bu noktada birinci buhar, yüksek basınçlı ve yüksek sıcaklıkta olmaktadır. Aynı zamanda, (2-2') noktaları arasında iç ısı değiştiricide kızdırma işlemi yapılır. İkinci akışkan 2'-3m noktaları arasında gerçekleşen işlem (ikinci buhar), evaporatörden gelen düşük basınçlı buhardır ve ejektörün emme ağzı aracılığıyla çekilir. Hareket mekanizması nozulu, bu düşük basınçlı buharı çekmek için gerekli vakumu oluşturur.

Karışım noktası (3m-3):

(2') ve (1b) noktaları karışarak nokta (3m) ortaya çıkar. Bu noktada 3272 kPa basınç değerinde ve karışım halinde bulunur. Sonrasında ise karışım halindeki akışkan flaş tanka gider.

Flaş tank (3-4):

(3) noktasından çıkan soğutucu akışkan, flaş tankında sabit basınçta ayrışarak gaz halinde çıkmaktadır (3-4).

Flaş tank ve genleşme valfi (3-7, 7-8):

Flaş tankında sabit basınçta ayrışan sıvı halindeki soğutucu akışkan (3-7), genleşme valfine geçer. Burada (7-8) sabit entalpide genleşme gerçekleşir.

Evaporatör (8-9):

Genleşme valfinden çıkan düşük basınçtaki CO_2 soğutucu, (8-9) noktaları arasında evaporatörde sabit basınçta buharlaşır.

4. BULGULAR

Tasarlanan karbondioksit soğutma sisteminin termodinamik analizi, aşağıdaki Çizelge 6'da sunulmuştur. Bu Çizelge, CO_2 soğutucu akışkanın fiziksel özelliklerini detaylı bir şekilde açıklamaktadır.

Çizelge 4.1. Karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sistemin termodinamik özellikleri

	Nokta	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Yoğunluk (kg/m^3)
1	Gaz soğutucu çıkışı	43	7500	427,33	217
1'	Isı değiştirici çıkışı	32,20	7500	364,51	349,60
2	Isı değiştirici girişi	8,14	1428	475	29,63
2'	Isı değiştirici çıkışı	36,20	1428	502,88	26,10
3	Flaş tank (ejektör çıkış) noktası	-2,50	3272	431,60	90,90
4	Flaş tank çıkışı	-2,50	3272	432,30	943,39
5	Yüksek basınç kompresör girişi	74,40	3272	488,82	55,40
6	Yüksek basınç kompresör çıkışı ve gaz soğutucu giriş noktası	144,30	7500	577,68	107,30
7	Genleşme valfi girişi	-2,50	3272	194,35	90,41
8	Evaporatör girişi	-30	1428	194,35	943,39
9	Evaporatör çıkışı	-25	1428	442,23	35,80
10	Alçak basınç kompresör girişi	37,20	1418	503,93	25,90
11	Alçak basınç kompresör çıkışı	99,70	3272	551,96	50,40

Mevcut karbondioksit soğutma sistemindeki basınç, sıcaklık, özgül entalpi ve yoğunluk gibi özellikler, Çizelge 7'de sunulan denklemlerle hesaplanmıştır. Bu denklemler, karbondioksit soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerini doğru şekilde belirlemek ve sistemin verimini artırmak için optimize edilmiştir. Sabit alınan kabuller bir sonraki Çizelge 7'de sunulmuştur.

Çizelge 4.2. Sabit kabullerin değerleri

Sabit Kabuller	Değerler
İç ısı değiştirici sıcaklığı (°C)	25
Isı kaybı miktarı	%15
İstenmeyen aşırı ısıtma miktarı (°C)	1
Emme hattı basınç düşüş miktarı (kPa)	20
İç ısı değiştirici verimi	%90
Kompresör izantropik verimi	%88,50
İç ısı değiştirici için aşırı sıcaklık değeri (°C)	5

Çizelge 7'deki veriler, karbondioksit soğutma sistemindeki performans katsayısını ve verimini artırmak amacıyla hesaplamalar yapılmıştır. Bu değerler, sistemin optimal çalışma koşullarını sağlamak için dikkatle belirlenmiş ve uygulanmıştır. Tasarlanan karbondioksit

soğutma sisteminde, iç ısı değiştirici karşı akışlı bir ısı geri kazanım ünitesi tercih edilmiştir. Bu ısı değiştirici sayesinde %90'a varan bir ısı geri kazanım verimliliği elde edilebilmektedir.

Tasarlanan karbondioksit soğutma çevrimi, hem ısıtma hem de soğutma amaçlarıyla yapılmıştır. Hesaplamalarda, ısıtma işleminde istenilen ısıtma sıcaklığı 43°C olarak belirlenmiştir. Bu koşulda, istenilen sıcaklığı elde edebilmek için karbondioksit soğutma sisteminin gaz soğutucu bölümünde yüksek sıcaklık elde etmek gerekmektedir. Sonuç olarak, gaz soğutucu giriş sıcaklığını maksimum seviyeye çıkarmak amacıyla sistemde yenileme gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.3. Gaz soğutucu basıncı ile ara basınç değerlerinin değişimi COP değerine olan etkisi üzerine yapılan analizin sonuçları

T_1 (Gaz Soğutucu Çıkışı) (°C)	P_{GS} (kPa)	P_4 (Flaş Tank Çıkışı) (kPa)	COP	COP_{ikili}	T_6 (Gaz Soğutucu Giriş) (°C)
43	7450	3261	2,11	3,31	143,70
43	7500	3272	2,11	3,38	144,30
43	7550	3283	2,10	3,31	144,90

Çizelge 8'de görüldüğü gibi, gaz soğutucu basıncındaki değişiklikler, ara basınç değerini etkileyerek soğutma sisteminin performans katsayısında önemli değişimlere yol açmaktadır. Gaz soğutucu basıncının artırılması, hem soğutma performans katsayısında hem de ikili performans katsayısında bir artış sağlar. Bu, gaz soğutucu basıncının ara basınç ve COP değerleri üzerindeki büyük etkisini net bir şekilde gösterir. Basınç arttıkça, optimum basınç değeri de artmaktadır. Ancak, gaz soğutucu basınç 7500 kPa seviyesine ulaştığında, 43°C sıcaklıktaki CO_2 optimum koşullarda çalışır. Bu seviyenin üzerinde, orta basınç artış gösterse de, CO_2 soğutma sisteminin COP değeri düşer. Bu durum, 7500 kPa ve 3272 kPa seviyelerindeki gaz soğutucu ve ara basınç değerlerinin mevcut sistem için optimum olduğunu doğrulamaktadır.

Soğutma sistemin performansını artırmak ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığını istenilen seviyede tutmak için hem sıcaklık hem de basınç değerlerinde düzenli yenilemeler yapılmıştır. Çalışma koşullarına göre, gaz soğutucu giriş sıcaklığı 144,3°C olduğunda sistemin performans değeri maksimum seviyeye ulaşmıştır. Bu süreçte, gaz soğutucu basınç değeri, gaz soğutucu giriş sıcaklığı ile birlikte değiştiği için yenilemeler yapılmıştır. Yenilemeler, gaz soğutucu basınç ve sıcaklık değerleri arasında gerçekleştirilmiştir.

Çalışma esnasında yapılan yenilemeler, gaz soğutucu basınç ve sıcaklık değerlerinin optimum hale ulaşması için Çizelge halinde sunulmuştur. Ayrıca, çift kademeli karbondioksit soğutma sistemi tasarlandığı için ara basınç değeri denklem yoluyla hesaplanmıştır. Ara basınç değeri, soğutma sisteminin hem gaz soğutucu hem de evaporatör kısımlarındaki basınç değerlerini etkilemektedir. Ara basınç değeri hesaplamalarında, evaporatör bölümünün sıcaklığı sabit alındığı için basınç değeri de sabit kabul edilmiştir.

Bu hesaplamalar ve yenilemeler sonucunda, tasarlanan karbondioksit soğutma sisteminin performansı optimize edilmiş ve hem ısıtma hem de soğutma işlemlerinde yüksek verimlilik elde edilmiştir.

Sırada gaz soğutucu basınç değeri ile ara basınç değerinin değişimin COP değerine olan etkisini Çizelge 9'da sunulmuştur.

Çizelge 4.4. Tasarlanan soğutma sisteminin özellikleri ile ilgili değerleri

Çevrim Özellikleri	Değerler
COP_{ikili}	3,38
$COP_{soğutma}$	2,11
$\dot{Q}_{GS}$	99,66 kW
$\dot{W}_{ABK}$	37,86 kW
$\dot{W}_{YBK}$	40,36 kW
$\dot{Q}_{evap}$	165,56 kW
P_{ara}	3272 kPa
$\dot{m}_{DS}$	0,67 kg/s
$\dot{m}_{2',1'}$	0,63 kg/s
$\dot{m}_{ısıtma\ pompası}$	4,78 kg/s
$\dot{m}_{soğutma\ pompası}$	10,42 kg/s
P_{pompa}	0,29 kW
COP_{whole}	3,39

Yapılan analizler ve yenilemeler sonucunda, gaz soğutucu sıcaklığı ve basınç değeri ile değişen soğutma COP değeri ve ikili COP değeri doğrudan etkilenmektedir. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı sabit olarak alındığında, ve sonuç olarak 43°C sıcaklıkta belirlendiğinde, ve buna karşı gaz soğutucu basınç değeri değiştiğinde sistemin hem ikili hem de soğutma COP değeri değişiklik göstermektedir. Bu değişimlerin gözlemlenmesi ve sistemin optimum performans koşullarında çalışmasını sağlamak için gaz soğutucu sıcaklığı ve basınç değerlerinin dikkatle ayarlanması gerekmektedir. Bu ayarlamalar, karbondioksit soğutma sisteminin performansını maksimize etmek ve hem ısıtma hem de soğutma işlemlerinde yüksek verimlilik elde etmek için kritik öneme sahiptir. Yapılan bir dizi yenileme

sonucunda, soğutma sisteminin maksimum performans katsayısına ulaşması için optimum gaz soğutucu basınç değerinin 75 bar olduğu ve bu basınca karşılık gelen gaz soğutucu giriş noktası sıcaklığının 144,3°C olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, soğutma sisteminin ara basınç değeri, hesaplanan denklemle belirlenen optimum basınç değeri olan 32,72 bar olarak belirlenmiştir.

İncelenen kriterler (gaz soğutucu ve ara basınç değerleri) değiştiğinde, soğutma sisteminin performans katsayısının azaldığı gözlemlenmiştir. Analizler sonucunda, optimum basınç ve sıcaklık değerleri belirlendikten sonra, karbondioksit soğutma sisteminin performans katsayısı, ikili performans katsayısı, kompresör işi, evaporatör soğutma kapasitesi ve gaz soğutucu kapasitesi gibi değerler belirtilen denklemler kullanılarak hesaplanmıştır.

Uygulama sürecinde, ara basınç değerinin COP üzerindeki doğrudan etkisi göz önünde bulundurularak en uygun ara basınç değeri belirlenmiştir. Bu amaçla, gaz soğutucu sıcaklığı, gaz soğutucu basıncı ve kompresör dış basınç değerleri değiştirilerek sistem optimize edilmiştir. Bu ayarlamalar sonucunda, hem ara basınç değeri hem de COP maksimum seviyeye ulaşmıştır. Bu optimizasyon işlemleri, soğutma sisteminin performansını artırmak ve hem ısıtma hem de soğutma işlemlerinde en yüksek verimliliği sağlamak için kritik öneme sahip olmuştur.

5. SONUÇ VE TARTIŞMA

Günümüzde yaşanan küresel değişiklikler, teknoloji ilerlemesi ile birlikte hızla ilerlemektedir. Teknoloji ilerlemelerinin yanı sıra, soğutma sistemleri de büyük bir rol oynamaktadır. Karbondioksit (CO_2) soğutucu akışkan, bu teknolojik gelişmelerle birlikte küresel sorunlara çözüm sağlama açısından büyük bir avantaj sunmaktadır. CO_2 bazlı soğutma sistemleri, sera gazlarının etkisini azaltmada önemli bir rol oynamaktadır. CO_2 bazlı soğutma sistemleri, sadece küresel değişikliğe karşı etkili olmaları nedeniyle değil, aynı zamanda yenilenebilir, modern ve enerji tasarrufu sağlayan özellikleri ile de tercih edilmektedir. Diğer soğutma sistemleri ile kıyaslandığında, daha yüksek potansiyele ve kapasiteye sahip olup, yüksek performans ile çalışmaktadırlar. Bu bağlamda, CO_2 bazlı soğutma sistemleri, süt sektöründe en uygun ve güvenilir bir çözüm olarak görülmüştür.

Çevre güvenliğinin korunmasında önde gelen sistemlerden biri olarak kabul edilmesinin yanı sıra, diğer soğutucu akışkanlara göre tercih edilebilir olmasını sağlayan uygun fiziksel özelliklere sahip olmasıdır. Özellikle yoğurt üretiminde, ısıtma ve soğutma işlemlerini bir arada bulundurmak mükemmel bir çözüm olarak kabul edilmektedir. Tasarlanan karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri sayesinde, süt sektöründe ısıtma ve soğutma işlemleri arasında ortak bir çözüm noktası oluşturulmuştur. CO_2 bazlı soğutma sistemleri, küresel değişikliklerle başa çıkmada süt sektöründe önemli bir rol oynar. Bu sistemler, yoğurt üretiminde hem ısıtma hem de orta ve düşük sıcaklıkta soğutma işlemlerini bir arada gerçekleştirebilme yetenekleri ile dikkat çekmektedir. Bu özellikler, karbondioksit bazlı soğutma sistemlerini, çevre dostu ve yüksek performanslı bir çözüm olarak öne çıkarmaktadır.

Tasarlanan bu soğutma sistemi, diğer soğutma sistemlerine kıyasla performans açısından avantajlıdır. CO_2 bazlı soğutma sisteminin performansını analiz etmek için gaz soğutucu basınç, ara basınç ve gaz soğutucu sıcaklık değerleri yenileme yapılarak optimize edilmiştir. Gaz soğutucu basınç değeri 75 bar değerinde ve gaz soğutucu giriş noktası 144,3°C sıcaklıkta olduğunda, soğutma sisteminin soğutma COP değeri 2,11 olarak, soğutma kapasitesi ise 165,56 kW olarak belirlenmiştir. Ayrıca ısıtma kapasitesi ise 99,66 kW olarak belirlenmiştir. Soğutma sitemin iki işlemden 265,22 kW değerinde bir kapasite elde ederken kompresörde toplam 79,08 kW güç tüketilmiştir. bu değerin ikili performans katsayısı 3,38 olarak hesaplanmıştır.

Yapılan analizler sonucunda, soğutma sisteminin basınç ve sıcaklık parametreleri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Basınç ve sıcaklık değişimleri, soğutma sisteminin performans değerine doğrudan etki etmektedir. Basınç değeri, sıcaklık üzerindeki etkisini yansıtırken, bu iki parametrenin optimum seviyede tutulması gerekmektedir. Örneğin, gaz soğutucu çıkış sıcaklığının 43°C yerine 50°C veya 60°C olması durumunda, soğutma sisteminin gaz soğutma kapasitesi azalmakta ve ikili COP değeri düşmektedir. Ayrıca, ara basınç değeri gaz soğutucu basınç değeri ile değişmekte olup, bu durum soğutma sisteminin genel basıncını ve dolaysıyla performansını etkilemektedir. Sonuç olarak, sıcaklık ve basınç değerleri, bu çalışmanın istenilen performans kriterlerine göre optimize edilmiştir.

Sonuç olarak geliştirilen soğutma sistemin tasarım ile:

- Endüstriyel uygulamalarda CO_2'nin kullanımında enerji verimliliğini artırmak ve çevresel etkileri azaltmak için, ısıtma, orta ve düşük sıcaklık soğutma işlemleri bir arada tutarak ideal bir çözüm sunulmuştur.
- Endüstriyel tesislerde enerji maliyetlerini düşürmek ve işletme verimliliğini artırmak için tek evaporatör kullanımının kolay çözüm olmasının yanı sıra daha etkili olduğu görülmüştür. Bu durum, soğutma sistemleri tesislerinde önemli bir avantaj sağlamaktadır.
- Yüksek ısıtma kapasitesi elde etmek için gaz soğutucu sıcaklığı 144,3°C belirlenmiştir ve bu da 99,66 kW'lık bir ısıtma kapasitesi elde edilmiş, COP değeri 1,26 olarak hesaplanmıştır.
- Yüksek soğutma kapasitesi elde etmek amacıyla, evaporatör sıcaklığı -30°C'ye düşürülmüş ve bu koşullarda 165,56 kW soğutma kapasitesi sağlanmıştır. Buna karşılık, COP değeri ise 2,11 olarak hesaplanmıştır.
- Tasarlanan CO_2 soğutma sisteminde, ısıtma ve soğutma işlemleri için 265,22 kW kapasite elde edilmiştir. İki kompresörün toplam güç tüketimi 79,08 kW olarak hesaplanmış olup, bu koşullar altında ikili performans katsayısı COP 3,38 olarak bulunmuştur.

Mevcut araştırma, CO_2 soğutucu akışkanın fiziksel ve termodinamik özelliklerine dayanarak, ısıtma, orta ve düşük sıcaklık soğutma işlemlerinde daha yaygın bir şekilde kullanılmasına katkı sağlayabilir. Ayrıca CO_2 soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerinin performans katsayısı ve veriminde iyileşmelere yol açmaktadır.

KAYNAKLAR

1. Koç, A. Y., Bahadıroğlu, A., Atay, B. N. ve Ünver, Ü. (2021). Soğutucu akışkan performanslarının farklı kriterlere göre karşılaştırılması. Comparison of refrigerant performance according to different criteria. *Koc. Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 4(1), 22-31.

2. Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H. ve Erbil, S. (2011). R744 (CO2) soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri, kanatlı borulu R744 (CO2) evaporatör ve gaz soğutucu tasarım esasları. *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 1, 369-389.

3. Akdemir, Ö., Güngör, A. (2010). CO2 soğutma çevrimlerinin maksimum performans analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30(2), 37-43.

4. Özcan, H. G., Günerhan, H., Yaldırak, H. (2013). *Alternatif soğutucu karbondioksit ve otobüs klimalarında uygulaması.* XI. Teskon, İzmir, 653-697.

5. Elbir, A., Bayrakçi, H. C., Özgür, A. E. and Deniz, Ö. (2022). CO2 soğutucu akışkanı ile çalışan transkritik bir ısı pompası sisteminin farklı basınçlarda termodinamik analizi. *Journal of Technical Science*, 12(1), 24-32.

6. Demirci, E., Özkaymak, M., Koşan, M., Akkoç, A. E. ve Aktaş, M. (2020). Doğal soğutucu akışkan kullanımında son gelişmeler. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 6(3), 184-199.

7. Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H. and Erbil, S. (2011). *R744 (CO2) soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri, kanatlı borulu R744 (CO2) evaporatör ve gaz soğutucu tasarım esasları.* X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 45-52.

8. Calm, J. M., Hourahan, G. C. (2020). *Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants.* Proceedings of the 23rd International Congress, Prag, 52-68.

9. Nekså, P., Walnum, H. T., Hafner, A. (2010). *CO2: A refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future.* IIR Gustav Lorentzen Conference 2010 - Natural refrigerants – real alternatives, Sydney, 112-126.

10. Sun, D., Fei, T., Liu, Z., Xu, J. and Qin, J. (2022). Performance analysis of a new transcritical R744 refrigeration cycle with expander-mechanical overheating. *Applied Thermal Engineering*, 218(2023), 119285.

11. Xu, Y., Mao, C., Zhang, X., Shen, X., Huang, Y. and Chen, G. (2021). Optimization on integrated inverter-compressor CO2 heat pump with new operating model. *Applied Thermal Engineering*, *200*(2022), 117632.

12. Niu, H., Li, W., Xiao, H., Zhang, X., Zhao, K., Yang, Z., Wang, B. and Shi, W. (2023, February 15). Numerical simulation of CO2 two-stage compression refrigeration system with external intercooler. *International Journal of Refrigeration*, 3, 45-52.

13. Caliskan, O. and Ersoy, H. K. (2022). Energy analysis and performance comparison of transcritical CO2 supermarket refrigeration cycles. *The Journal of Supercritical Fluids*, 189(2022), 105698.

14. Hu, K., Zhang, Y., Wu, D., Sun, H., Sun, Z., Tian, S. and Tian, Q. (2023). Heat transfer rate prediction and performance optimization of CO2 air cooler in refrigeration system. *Case Studies in Thermal Engineering*, 47(2023), 103063.

15. Bai, T., Shi, R., Yu, J. (2022). Thermodynamic performance evaluation of an ejector-enhanced transcritical CO2 parallel compression refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 149(2023), 49–61.

16. Bellos, E., Tzivanidis, C. (2018). A comparative study of CO2 refrigeration systems. *Energy Conversion and Management: X*, 1 (2019), 100002.

17. Cabello, R., N´acher, A., S´anchez, D., Llopis, R. and Vidan, F. F. (2023). Energy comparison based on experimental results of a cascade refrigeration system pairing R744 with R134a, R1234ze(E), and the natural refrigerants R290, R1270, R600a / - Falomir. *International Journal of Refrigeration*, 148 (2023), 131–142.

18. Badache, M., Eslami-Nejad, P., Bastani, A., Aidoun, Z. and Nguyen, A. (2019). Theoretical and experimental analysis of a vertical direct expansion geothermal evaporator using CO2 as refrigerant. *Science and Technology for the Built Environment*, 25, 1081–1094.

19. Gibelhaus, A., Fidorra, N., Lanzeratha, F., Bau, U., Köhler, J. and Bardow, A. (2019). Hybrid refrigeration by CO2 vapour compression cycle and water-based adsorption chiller: An efficient combination of natural working fluids. *International Journal of Refrigeration*, 103, 204–214.

20. Karaçaylı, İ., Şimşek, E. (2020). İç ısı değiştiricili transkritik CO2 soğutma sisteminin farklı tasarım parametreleri için ekserji analizi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 35(2), 389-399.

21. Zeng, Y., Zou, A., Luo, E. (2023). Numerical study on two-phase supersonic expansion refrigeration in novel CO2 refrigeration technology. *Applied Thermal Engineering*, 230, 120732.

22. Chi, W., Yang, Q., Chen, X., Li, L., Liu, G. and Zhao, Y. (2022). Advanced exergy analysis of NH3/CO2 cascade refrigeration system with ejector. *International Journal of Refrigeration*, 145 (2023), 185–195.

23. Yang, D., Zhu, J., Wang, N. and Xie, J. (2022). Experimental study on the performance of trans-critical CO2 two-stage compression refrigeration system with and without an ejector at low temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 230(2023), 120732.

24. Vaccaro, G., Milazzo, A., Talluri, L. (2022). Thermodynamic assessment of trans-critical refrigeration systems utilizing CO2-based mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 147(2023), 61–70.

25. Yılmaz, D., Mançuhan, E. (2020). Farklı standart koşullar için iki kademeli bir soğutma sisteminin deneysel incelenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 176, 53-58.

26. Lianga, Y., Sun, Z., Dong, M., Lu, J. and Yu, Z. (2020). Investigation of a refrigeration system based on combined supercritical CO2 power and transcritical CO2 refrigeration cycles by waste heat recovery of engine. *International Journal of Refrigeration*, 118(2020), 470–482.

27. Demirci, E. (2021). *R744 (CO2) soğutucu akışkanlı endüstriyel soğutma sistemlerinin termodinamik analizi ve enerji performansının değerlendirilmesi.* Yüksek lisans tezi, Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Karabük, 78-102.

28. Mitsopoulos, G., Syngounas, E., Tsimpoukis, D., Bellos, E., Tzivanidis, C. and Anagnostatos, S. (2019). Performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO2 refrigerant. *Energy Conversion and Management*, X1, 100006.

29. Bellos, E., Tzivanidis, C. (2019). A theoretical comparative study of CO2 cascade refrigeration systems. *National Technical University of Athens*, 15780 Athens, Greece. *Applied Sciences*, 9, 790.

30. Liu, S., Lu, F., Dai, B., Nian, V., Li, H., Qi, H. and Li, J. (2019). Performance analysis of two-stage compression transcritical CO2 refrigeration system with R290 mechanical subcooling unit. *Energy*, 189, 116143.

31. Bellos, E., Tzivanidis, C. (2019). Enhancing the performance of a CO2 refrigeration system with the use of an absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 108, 37–52.

32. Alatas, P., Ozkan, D. B. (2021). A theoretical investigation on the evaporative heat transfer of CO2 in smooth and microfin tube. *Journal of Thermal Engineering*, 7(1), 161-171.

33. Xiong, Z., He, Y., Zhao, H. and Deng, J. (2023). Dynamic simulation study on regulation characteristics of transcritical CO2 multi-ejector refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*.

34. Patel, V., Panchal, D., Prajapati, A., Mudgal, A. and Davies, P. (2019). An efficient optimization and comparative analysis of cascade refrigeration system using NH3/CO2 and C3H8/CO2 refrigerant pairs. *International Journal of Refrigeration*, 102, 62–76.

35. Sánchez, D., Larrondo, R., Falomir, V. F. and Cabello, R. (2023). Experimental evaluation of the CO2-based mixtures CO2/R32, CO2/R1234yf, and CO2/R1270 in a transcritical refrigerating plant considering the effect of the internal heat exchanger (IHX). *Applied Thermal Engineering*, 236, 121473.

36. Ko, J., Thu, K., Miyazaki, T. (2020). Investigation of a cascaded CO2 refrigeration system using phase change materials for energy-saving potentials. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116104.

37. Li, K., Wu, W., Peng, L. and Zhang, H. (2021). Study on viscosity characteristics of CO2-ionic liquid mixture used for compression-absorption refrigeration systems. *Journal of Molecular Liquids*, 337, 116240.

38. Verma, A., Kaushik, S.C., Tyagi, S.K. (2023). *Exergetic and energetic evaluation of a modified tc-CO2 refrigeration system assisted with an absorption chiller using natural refrigerants*, 7th International Conference on Renewable Energy and Conservation, Paris, 158-163.

39. Mubashir, W., Adnan, M., Zaman, M., Imran, M., Naqvi, S. R. and Mehmood, A. (2023). Thermo-economic evaluation of supercritical CO2 Brayton cycle integrated with absorption refrigeration system and organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Thermal Science and Engineering Progress*, 44, 102073.

40. Pardiñas, Á Á., Jokiel, M., Schlemminger, C., Selvnes, H. and Hafner, A. (2021). A modeling of a CO2-based integrated refrigeration system for supermarkets. *Energies*, 14, 6926.

41. Adebayo, V., Abid, M., Adedeji, M., Dagbasi, M. and Bamisile, O. (2020). Comparative thermodynamic performance analysis of a cascade refrigeration system with new refrigerants paired with CO2. *Applied Thermal Engineering*, 184, 116286.

42. Belusko, M., Liddle, R., Alemu, A., Halawa, E. and Bruno, F. (2019). Performance evaluation of a CO2 refrigeration system enhanced with a dew point cooler. *Energies*, 12, 1079.

43. Gautam, Sahoo, S. (2022). A comprehensive thermodynamic analysis and performance evaluation of a transcritical ejector expansion CO2 adsorption refrigeration system integrated with thermoelectric sub-cooler. *The Journal of Supercritical Fluids*, 182, 105517.

44. Sengupta, A., Dasgupta, M. S. (2023). Energy and advanced exergoeconomic analysis of a novel ejector-based CO2 refrigeration system and its optimization for supermarket application in warm climates. *Thermal Science and Engineering Progress*, 44, 102056.

45. Liu, L., Yang, Q., Wu, J., Li, L., Zhang, Y. and Zhang, X. (2021). Thermodynamic analysis of NH3/CO2 cascade refrigeration system with thermosyphon refrigerant cooling screw compressor motor. *International Journal of Refrigeration*, 130, 1–13.

46. Jin, Z., Hafner, A., Eikevik, T. M. and Nekså, P. (2019). Preliminary study on CO2 transcritical ejector enhanced compressor refrigeration system for independent space cooling and dehumidification. *International Journal of Refrigeration*, 100, 13–20.

47. Kumar, K., Gupta, H. K., Kumar, P. (2020). Analysis of a hybrid transcritical CO2 vapor compression and vapor ejector refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 181, 115945.

48. Liua, S., Wang, J., Dai, B., Yang, X., Niana, V., Li, H. and Yuan, J. (2021). Alternative positions of internal heat exchanger for CO2 booster refrigeration system: Thermodynamic analysis and annual thermal performance evaluation. *International Journal of Refrigeration*, 131, 1016–1028.

49. Aksu, B. (2019). *Farklı çalışma şartlarında CO2 soğutucu akışkanlı ısı pompası performansının deneysel ve teorik olarak incelenmesi.* Doktora Tezi, Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Karabük, 122-135.

50. Sharma, D. K., Hazarika, M. M., Ramgopal, M. (2023). The optimum discharge pressure of CO2-based refrigeration cycles operating under subcritical and transcritical conditions. *Journal of Thermal Science and Engineering Progress*, 7, 115945.

51. Liu, X., Yu, K., Wan, X. and Li, X. (2021). Performance evaluation of CO2 supermarket refrigeration system with multi-ejector and dedicated mechanical subcooling. *Energy Reports*, 7, 5214–5227.

52. Liu, J., Liu, Y., Yu, J. (2021). Performance analysis of a modified dual-ejector and dual-evaporator transcritical CO2 refrigeration cycle for supermarket application. *International Journal of Refrigeration*, 131, 109–118.

53. Xiong, Z., He, Y., Zhao, H. and Deng, J. (2023). Dynamic simulation study on regulation characteristics of transcritical CO2 multi-ejector refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 150, 239–252.

54. Li, L., Tian, H., Liu, K., Wu, Y., Wang, X., Liang, X. and Shu, G. (2023). Optimum pressure control with three controllable ejectors of a CO2 multi-ejector refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 3, 45-63.

55. Elbarghthi, A. F. A., Hafner, A., Banasiak, K. and Dvorak, V. (2021). An experimental study of an ejector-boosted transcritical R744 refrigeration system including an exergy analysis. *Energy Conversion and Management*, 238, 114102.

56. Zou, H., Yang, T., Tang, M., Tian, C. and Butrymowicz, D. (2021). Ejector optimization and performance analysis of electric vehicle CO2 heat pump with dual ejectors. *Energy*, 239, 122452.

57. Tsimpoukis, D., Syngounas, E., Bellos, E., Koukou, M., Tzivanidis, C., Anagnostatos, S. and Vrachopoulos, M. G. (2023). Optimization analysis of Organic Rankine Cycle powered by waste heat of a supermarket transcritical CO2 multi-ejector refrigeration cycle. *Journal of Cleaner Production*, 418, 138106.

58. Singh, S., Hafner, A., Maiya, M. P., Banasiak, K. and Neksa, P. (2021). Multiejector CO2 cooling system with evaporative gas cooler for a supermarket application in tropical regions. *Applied Thermal Engineering*, 190, 116766.

59. Singha, S., Maiya, P. M., Hafner, A., Banasiak, K. and Neksa, P. (2020). Energy efficient multiejector CO2 cooling system for high ambient temperature. *Thermal Science and Engineering Progress*, 19, 100590.

60. Karampour, M. and Sawalha, S. (2018). State-of-the-art integrated CO2 refrigeration system for supermarkets: comparative analysis. *International Journal of Refrigeration*, 86, 239–257.

61. Banasiak, K., Singh, S., Hafner, A., Maiya, P., Nekså, P. and Pardiñas, Á. Á. (2019). *Experimental investigation of CO2 systems for Indian supermarkets with parallel configuration of multiejectors (INDEE).* In 25th IIR International Congress of Refrigeration Proceedings, Montreal, 145-162.

62. Contiero, L., Pardiñas, Á Á., Hafner, A. (2021). *Multi ejector and pivoting-supported R744 application with AC for supermarkets.* 9th Conference on Ammonia and CO2 Refrigeration Technologies, Ohrid, 45-63.

63. Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K. (2019). Thermodynamic performance investigation of commercial R744 booster refrigeration plants based on advanced exergy analysis. *Energies*, 12, 354.

64. Söylemez, E., Hafner, A., Schlemminger, C., Kriezi, E. E. and Khorshidi, V. (2022). The performance analysis of an integrated CO2 refrigeration system with multi-ejectors installed in a supermarket. *Energies*, 15, 3142.

65. Singh, S., Hafner, A., Banasiak, K., Maiya, P. M. and Neksa, P. (2019). *Experimental evaluation of a multi-ejector trans-critical CO2 system for supermarkets.* The Proceedings of the 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montreal, 122-136.

66. Guruchethan, A. M., Sharma, V., Maiya, M. P. and Hafner, A. (2023). Performance evaluation of transcritical CO2 refrigeration system for simultaneous heating and cooling applications. *Sādhanā*, 48(4), 212.

67. Hai, T., Ali, M. A., Dhahad, H. A., Alizadeh, A., Sharma, K., Almojil, S. F., Almohana, I., Alali, A. F. and Attia, E. A. (2023). A novel bi-evaporator cooling system via integration of absorption refrigeration cycle for waste energy recovery from an ejector-expansion trans-critical CO2 (EETRCC) cycle: Proposal and optimization with environmental considerations. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 57, 103118.

68. Sun, D., Liu, Z., Zhang, H. and Zhang, X. (2023). Performance analysis of a new mechanical superheat coupled-orc refrigeration system with thermoelectric conversion. *Applied Thermal Engineering*, 229, 120627.

69. Sengupta, A., Gullo, P., Dasgupta, M. S. and Khorshidi, V. (2023). Performance analysis of an R744 supermarket refrigeration system integrated with an organic Rankine cycle. *Energies*, 16, 7478.

70. Hu, K., Zhang, Y., Yang, W., Liu, Z., Sun, H. and Sun, Z. (2023). Energy, exergy, and economic (3E) analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration system based on ORC system. *Energies*, 16, 1675.

71. Wang, Z., Yu, S., Cao, M., Ji, Y., Cai, W. and Han, F. (2022). Design and performance simulation of a novel waste heat-driven liquid desiccant combined with transcritical CO2 refrigeration system for ocean-going vessels in typical shipping routes. *Thermal Science and Engineering Progress*, 38, 101636.

72. Udroiu, C. M., Babiloni, A. M., Prades, P. G., Cervera, A. B. and Esbrí, J. N. (2023). Thermodynamic evaluation of CO2 for ultra-low temperature refrigeration. *Energy Conversion and Management: X*, 20, 100446.

73. Somasundaram, V., Singha, P., Dasgupta, M. S., Hafner, A. and Bhattacharyya, S. (2024). *Performance analysis of an ejector based CO2 transcritical refrigeration system with integrated mechanical subcooling for dairy application.* In Recent Advances in Mechanical Infrastructure AIP Conf. Proc., Chennai, 2960.

74. Megdouli, K., Gholizadeh, T., Tashtoush, B., Cinnella, P. and Osikowska, A. S. (2023). Optimization of carbon dioxide ejector expansion transcritical refrigeration system with ANOVA and NSGA-II. *International Journal of Refrigeration*, 158, 173–189.

75. Tang, Z., Zhang, S., Zou, H., Kong, F., Tang, M., Wu, J. and Tian, C. (2023). Operational stability influenced by lubricant oil charge in the CO2 automotive air conditioning system. *International Journal of Refrigeration*, 158, 58–67.

76. Angeles, M. M., Andrés, N. L., Anta, D. C. and Llopis, R. (2023). Experimental assessment of CO2/R-152a mixtures in a refrigeration plant with integrated mechanical subcooling. *International Journal of Refrigeration*, 158, 288–302.

77. Sengupta, A., Dasgupta, M. S. (2022). Energy and exergy analysis of a novel dual-ejector booster transcritical CO2 refrigeration system for applications in warm climates. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 148, 2749–2764.

78. Shestopalov, K., Khliyeva, O., Ierin, V., Konstantinov, O., Khliiev, N., Neng, G. and Kozminykh, M. (2023). Novel marine ejector-compression waste heat-driven refrigeration system: Technical possibilities and environmental advantages. *International Journal of Refrigeration*, 158, 202–215.

79. Lucey, J. A. (2001). The relationship between rheological parameters and whey separation in milk gels. *Food Hydrocolloids*, 15(4-6), 603-608.

80. David S.H. (1999). Formation and structure of acidified milk gels. *International Dairy Journal*, 9, 261-268.

81. Guven, Y., Aktas, A., Aktas, M., Erten, S. and Oder, M. (2024). An example of remote monitoring for a refrigerated display cabinet: Effects on energy performance. *GU J Sci*, 37(4), x-x.

82. İpekçi, E., Tanyaş, M. (2021). Soğuk zincir lojistiği uygulamaları ve Türkiye'de soğuk zincir lojistiğinin SWOT analizi. *Dicle Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi*, 26, 46-64.

83. Caliskan, O., Ersoy, H. K. (2022). Energy analysis and performance comparison of transcritical CO2 supermarket refrigeration cycles. *The Journal of Supercritical Fluids*, 189, 105698.

84. Dönmez, Y. D. (2024). *Kompresör-genişletici destekli aşırı soğutmalı soğutma sisteminin ekserji analizi.* Yüksek Lisans Tezi, Tarsus Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Mersin, 98-103.

85. Çulun, P. (2014). *Kademeli soğutma sistemlerinde belirli soğutucu akışkanlar için ikinci kanun analizi.* 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, Balıkesir, 85-93.

86. Aktaş, M., Deniz, Z., Güven, Y., Durak, V., Ulular, M. and Gökben, D. (2023). Nozul soğutma sisteminde verimliliğin arttırılmasına yönelik bir araştırma. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi,* 11(2), 455-463.

87. White, F. M. (2015). *Fluid Mechanics* (8th ed.). New York: McGraw-Hill, 78-82.



Gazili olmak ayrıcalıktır…