

**NH₃ VE NH₃/CO₂ KASKAD SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI**

Osman Burak AKALAN

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ

2013

T.C.
NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**NH₃ VE NH₃/CO₂ KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
KARŞILAŞTIRILMASI**

OSMAN BURAK AKALAN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: YRD. DOÇ. DR. HAVVA AKDENİZ

TEKİRDAĞ – 2013

Her hakkı saklıdır

ii

Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ danışmanlığında, Osman Burak AKALAN tarafından hazırlanan “NH₃ ve NH₃/CO₂ Kaskad Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması” isimli bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Juri Başkanı : Prof. Dr. Ayşen HAKSEVER *İmza :*

Üye : Doç. Dr. Murat TAŞAN *İmza :*

Üye : Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ *İmza :*

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu adına

Prof. Dr. Fatih KONUKCU

Enstitü Müdürü

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

NH₃ VE NH₃/CO₂ KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Osman Burak AKALAN

Namık Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ

Düşük sıcaklık soğutma uygulamalarında, sistemin verimini artırmanın bir yolu da kaskad soğutma sistemleridir. Bu sistemlerde alçak sıcaklık devresi ve yüksek sıcaklık devresi olarak adlandırılan iki soğutma çevrimi bir arada kullanılmaktadır. Her devredeki soğutucu akışkan kendisi için uygun sıcaklık sınırları arasında çalışarak kaskad devresi gerçekleşir. Son yıllarda alçak sıcaklık devresi için karbondioksit gazı önem kazanmaya başlamıştır.

Bu çalışmada amonyak ve karbondioksit gazları kullanılarak oluşturulan kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılarak çift kademeli amonyak sistemine karşı avantaj ve dezavantajları ortaya konulmuştur.

Her iki sistemin soğutma tesir katsayısı, farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında bulunmuş ve iki basamaklı sistemin soğutma tesir katsayısının tüm durumlarda NH₃/CO₂ kaskad sistemin veriminden daha fazla olduğu görülmüştür.

Ancak, karbondioksit sistem elemanlarının daha küçük ebatlı olması, karbondioksit gazının yüksek basıncından dolayı sisteme hava girişinin engellenmesi, akışkan maliyetinin düşük olması, gıda sektöründe, hastanelerde daha emniyetli kullanılması gibi avantajları nedeniyle kaskad sistem tercih edilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Kaskad Soğutma Sistemi, Karbondioksit, Amonyak, Doğal Akışkan

2013, 90 Sayfa

ABSTRACT
MSC. THESIS

COMPARISON OF NH₃ AND NH₃/CO₂ CASCADE REFRIGERATION SYSTEMS

Osman Burak AKALAN

Namık Kemal University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Havva AKDENİZ

In low temperature cooling applications, one way to increase the efficiency of the system is cascade refrigeration system. In these systems, called low-temperature circuit and high-temperature circuit are used in a combination. Cascade circuit occurs when refrigerant in each circuit operates between temperature limits for itself. In recent years, carbondioxide has gained importance for the low-temperature circuit.

In this study, making thermodynamic analysis of cascade refrigeration system in which ammonia and carbon-dioxide refrigerants were used, the advantages and disadvantages of it against two stage ammonia system are introduced.

The performance of both cooling systems has been calculated in different temperature of evaporator and condenser. And it has been detected that the performance of two stage ammonia cooling system has much more capacity than NH₃/CO₂ cascade system in all conditions.

However, cascade system has been preferred because of some advantages such as; smaller dimension of carbon-dioxide system equipments, blocking air entrance into the system as a result of high pressure of carbon-dioxide, the cost benefit of refrigerant and further safe usage in food sector and hospitals.

Key words: Cascade Refrigeration System, Carbondioxide, Ammonia, Natural Refrigerant

2013, Pages 90

ÖNSÖZ

Yüksek lisans derslerim ve tez çalışmam esnasında bana yol gösteren ve karşılaştığım zorlukları aşmamda beni yönlendirerek, tez çalışmamın tamamlanmasını sağlayan değerli hocam ve danışmanım Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ'e, Çorlu Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalındaki hocalarım Prof. Dr. Ayşen HAKSEVER'e, Yrd. Doç. Dr. Nurşen ÖNTÜRK'e ve Yrd. Doç. Dr. Semih ÜZE'ye, Malkara Meslek Yüksekokulu Müdürü Doç. Dr. Murat TAŞAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Her zaman sonsuz sevgi ve desteğini hissettiğim eşim Havva AKALAN'a, beni yetiştirerek bugünlere getiren anneme, babama ve kardeşime, Malkara Meslek Yüksekokulundaki tüm çalışma arkadaşlarıma şükranlarımı sunarım.

Osman Burak AKALAN

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
ÖNSÖZ.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
ALT İNDİSLER	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA	3
2.1. Soğutma Tesir Katsayısı (COP)	6
2.2. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri.....	9
2.3. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi Devre Elemanları	10
2.3.1. Kompresörler	11
2.3.2. Kondenserler (yoğuşturucular)	15
2.3.3. Evaporatörler (buharlaştırıcılar)	18
2.3.4. Kısılma vanaları (genleşme valfleri)	18
2.3.5. Emme hattı ısı değiştiricisi	20
2.4. Soğutucu Akışkanlar	22
2.4.1. Kloroflorokarbon (CFC).....	28
2.4.2. Hidrokloroflorokarbon (HCFC)	28
2.4.3. Hidroflorokarbon (HFC).....	28
2.4.4. Karışım ve inorganik soğutucu akışkanlar	29
2.4.5. Doğal soğutucu akışkanlar	31
2.4.5.1. Amonyak (R717).....	31

2.4.5.2. Karbondioksit (R744).....	33
2.5. Karbondioksit Temel Soğutma Çevrimleri.....	36
2.5.1. Direkt genişmeli karbondioksit subkritik (kritik altı) çevrim.....	36
2.5.2. Karbondioksit transkritik (kritik üstü) çevrim.....	37
3. KAYNAK ÖZETLERİ	39
4. ÇOK KADEMELİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ	41
4.1. Kaskad Soğutma Sistemleri.....	41
4.2. NH ₃ /CO ₂ Kaskad Soğutma Sistemi	43
4.3. Buharlaştırma Odalı İki Kademeli Soğutma Sistemleri.....	47
4.4. İki Kademeli Amonyak Soğutma Sistemi	49
5. NH₃/CO₂ KASKAD SİSTEMİNİN ÇİFT KADEMELİ AMONYAK SOĞUTMA SİSTEMİ İLE KARŞILAŞTIRILMASI	50
5.1. Avantajları	50
5.1.1. İşletme basıncı	50
5.1.2. Sıkıştırma oranı	50
5.1.3. Sistem elemanlarının ebatları	52
5.1.3.1. Kompresör büyüklüğü	52
5.1.3.2. Kondenser büyüklüğü.....	52
5.1.3.3. Emme hattı boru çapı.....	52
5.1.3.4. Basma hattı boru çapı	53
5.1.4. Akümülatör.....	54
5.1.5. Akışkan fiyatı	54
5.1.6. Çevresel özellikleri.....	55
5.1.7. Güvenilirlik.....	55
5.2. Dikkat Edilmesi Gereken Noktalar.....	56
5.2.1. Amonyum karbomat	56
5.2.2. Karbonik asit	56

5.2.3. Karbondioksit uyumlu yağlayıcılar	58
5.2.4. Defrost	59
6. TERMODİNAMİK ANALİZ.....	61
6.1. Buharlaştırma Odalı İki Kademeli Amonyak Çevrimi	61
6.2. Kaskad Sistem	64
6.2.1. Kaskad kondenser sıcaklığının COP'ye etkisi	67
6.2.2. Kondenser ve evaporatör sıcaklığının COP'ye etkisi.....	71
6.2.3. Kompresör veriminin COP'ye etkisi	72
6.2.4. Aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP'ye etkisi	74
6.2.5. Aşırı kızdırmanın kompresör çıkış sıcaklığına etkisi	78
6.2.6. Emme hattı ısı değiştiricisinin COP'ye etkisi	79
6.3. İki Sistemin Karşılaştırılması	81
SONUÇ	84
KAYNAKLAR.....	86
ÖZGEÇMİŞ.....	90

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 2.1. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şeması (Kızıllkan 2008).....	3
Şekil 2.2. İdeal Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramı (Kızıllkan 2008).....	4
Şekil 2.3. Soğutma tesir katsayılarının buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimleri (Yamankaradeniz ve ark. 2002).....	7
Şekil 2.4. Soğutma tesir katsayılarının yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimleri (Yamankaradeniz ve ark. 2002).....	8
Şekil 2.5. Farklı soğutucu akışkanlar için soğutma tesir katsayılarının buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (Yamankaradeniz ve ark. 2002).....	8
Şekil 2.6. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimin şeması ve T-S diyagramı (Çengel ve Boles 1994).....	9
Şekil 2.7. Açık pistonlu kompresör (Teknoform 2012).....	12
Şekil 2.8. Tam kapalı pistonlu kompresör (Teknoform 2012).....	12
Şekil 2.9. Vidalı kompresör (Teknoform 2012).....	13
Şekil 2.10. Scroll kompresör (Hvacspecialists 2013).....	13
Şekil 2.11. Santrifüj kompresör (Teknoform 2012).....	14
Şekil 2.12. Kondenserde sıcaklık dağılımı (Yamankaradeniz ve ark. 2002).....	15
Şekil 2.13. Hava soğutmalı kondenser (Thermoway 2013).....	16
Şekil 2.14. Su soğutmalı kondenser (Türkoğlu 2012).....	16
Şekil 2.15. Evaporatif kondenser (Yamankaradeniz ve ark. 2002).....	17
Şekil 2.16. Termostatik kısılma vanaları (Yamankaradeniz ve ark. 2002).....	19
Şekil 2.17. Emme hattı ısı değiştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi (Klein ve ark. 2000).....	20
Şekil 2.18. Emme hattı ısı değiştiricisinin etkisini gösteren entalpi-basınç diyagramı (Klein ve ark. 2000).....	21
Şekil 2.19. Soğutucu akışkanların yıllara göre yer değişimi (Dupont 2007).....	30
Şekil 2.20. Akışkanların yıllara göre kullanımları (Pearson 2003).....	31
Şekil 2.21. Amonyak P-h diyagramı (Tillner-Roth ve ark. 1993).....	33
Şekil 2.22. Direkt genleşmeli karbondioksit subkritik çevrim ln P – h diyagramı (Kasap ve ark. 2011).....	37
Şekil 2.23. Karbondioksit transkritik çevrim (Bayrakçı ve ark. 2009).....	38
Şekil 2.24. Karbondioksit transkritik çevrim ln P – h diyagramı (Kasap ve ark. 2011).....	38

Şekil 4.1. Kaskad soğutma sistemi çevriminin şeması (Çengel ve Boles 1994).....	42
Şekil 4.2. NH ₃ /CO ₂ Kaskad soğutma sisteminin şematik gösterimi (Raha 2002).....	43
Şekil 4.3. Soğutucu akışkanların 1 ve 41 bardaki sıcaklıkları ve kritik sıcaklıkları (Ashrae 2008).....	44
Şekil 4.4. -40°C, -10°C, 20°C sıcaklıklardaki basınçlar ve kritik basınçlar (Ashrae 2008).....	45
Şekil 4.5. Bazı soğutucu akışkanlar için soğutma tesir katsayısı değerleri (Ashrae 2008).....	46
Şekil 4.6. Çok kademeli sıkıştırma yapan soğutma sistemi çevriminin şeması (Çengel ve Boles 1994).....	47
Şekil 4.7. Çok kademeli sıkıştırma yapan soğutma sistemi T-S diyagramı (Çengel ve Boles 1994).....	48
Şekil 5.1. Karbondioksit ve amonyak kompresörlerinin sıkıştırma oranları (Raha 2002).....	51
Şekil 5.2. Kompresör çıkış sıcaklıkları (Raha 2002).....	51
Şekil 5.3. Aynı kapasitelerdeki amonyak ve karbondioksit kompresörlerinin karşılaştırılması (Taylor 2002).....	52
Şekil 5.4. Çeşitli soğutucu akışkanların 100KW kapasite için boru çapları (Ashrae 2008).....	54
Şekil 5.5. Sıvı ve gaz fazındaki karbondioksitin çözebileceği su (nem) miktarı (Danfoss 2005).....	57
Şekil 5.6. Gaz fazındaki karbondioksitin çözebileceği maksimum su (nem) miktarının geleneksel akışkanlar ile karşılaştırılması (Danfoss 2005).....	57
Şekil 5.7. Karbonik asidin neden olduğu korozyon (Danfoss 2005).....	58
Şekil 6.1. İki kademeli amonyak soğutma sistemi (De Muynck ve Poelman 2006).....	61
Şekil 6.2. CoolPack’de incelenen iki kademeli amonyak çevriminin giriş değerleri (CoolPack 2010).....	62
Şekil 6.3. İki kademeli amonyak çevriminde farklı kondenser sıcaklıkları için ulaşılan COP değerleri.....	63
Şekil 6.4. İki kademeli kaskad soğutma sistemi (De Muynck ve Poelman 2006).....	64
Şekil 6.5. CoolPack’de incelenen kaskad soğutma çevriminin giriş değerleri (CoolPack 2010).....	65
Şekil 6.6. CoolPack’de incelenmiş çevrimin analizi (CoolPack 2010).....	66
Şekil 6.7. CoolPack’de incelenen kaskad soğutma çevriminin çevrim noktalarındaki değerleri (CoolPack 2010).....	66
Şekil 6.8. -50°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri.....	69

Şekil 6.9. -40°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri.....	69
Şekil 6.10. -30°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri.....	70
Şekil 6.11. -20°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri.....	70
Şekil 6.12. -10°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri.....	71
Şekil 6.13. Kondenser ve evaporatör sıcaklığının COP'ye etkisi.....	72
Şekil 6.14. Kaskad kondenser sıcaklığına kompresör verimlerinin etkisi.....	73
Şekil 6.15. COP değerlerine kompresör verimlerinin etkisi.....	73
Şekil 6.16. Alt çevrimde (CO ₂) aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP'ye etkisi	75
Şekil 6.17. Üst çevrimde (NH ₃) aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP'ye etkisi.....	76
Şekil 6.18. Alt ve üst çevrimlerde eşit oranda aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP'ye etkisi	78
Şekil 6.19. Alt ve üst çevrimlerde eşit oranda aşırı kızdırmanın kompresör çıkış sıcaklığına etkisi	79
Şekil 6.20. Emme hattı ısı değiştiricisinin COP'ye etkisi	80
Şekil 6.21. 40°C kondenser ve farklı evaporatör sıcaklıklarında NH ₃ /CO ₂ kaskad sistemi ve çift kademeli NH ₃ sistem için COP değerleri.....	82
Şekil 6.22. 35°C kondenser ve farklı evaporatör sıcaklıklarında NH ₃ /CO ₂ kaskad sistemi ve çift kademeli NH ₃ sistem için COP değerleri.....	82
Şekil 6.23. 30°C kondenser ve farklı evaporatör sıcaklıklarında NH ₃ /CO ₂ kaskad sistemi ve çift kademeli NH ₃ sistemi için COP değerleri.....	83

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa No

Çizelge 2.1. Başlıca saf soğutucu maddeler (Özkol 2007).....	24
Çizelge 2.2. Bazı soğutucu akışkanların özellikleri (Kim ve ark. 2004).....	25
Çizelge 2.3. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yerini alacağı soğutucu akışkanlar (Dupont 2003)	27
Çizelge 2.4. Karbondioksit için soğutucu akışkan tanımlaması (Özkol 2007)	35
Çizelge 2.5. Karbondioksit için performans değerleri (Özkol 2007)	36
Çizelge 5.1. Karbondioksit ve amonyakın karşılaştırılması (Raha 2002)	50
Çizelge 5.2. Yaygın bilinen soğutucu akışkanların karşılaştırmalı fiyatları (Dupont 2010)....	55
Çizelge 5.3. Yağlayıcıların karşılaştırılması (Danfoss 2009).....	59
Çizelge 6.1. İki kademeli amonyak çevriminde farklı kondenser sıcaklıkları için ulaşılan değerler	63
Çizelge 6.2. Farklı kondenser sıcaklıkları için ulaşılan COP değerleri.....	68
Çizelge 6.3. Optimum kaskad kondenser sıcaklıklarında elde edilen COP değerleri	71
Çizelge 6.4. Kompresör verimi ile COP ve kaskad kondenser sıcaklıklarının değişimi.....	72
Çizelge 6.5. Alt çevrimde (CO ₂) uygulanan aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerine göre COP değerleri	74
Çizelge 6.6. Üst çevrimde (NH ₃) uygulanan aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerine göre COP değerleri	76
Çizelge 6.7. Alt ve üst çevrimlerde eşit oranda uygulanan aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerine göre COP değerleri	77
Çizelge 6.8. Alt ve üst çevrimlerde eşit oranda uygulanan aşırı kızdırma değerlerine göre kompresör çıkış sıcaklıkları.....	78
Çizelge 6.9. Alt ve üst çevrimlerde emme hattı ısı değiştiricisinin farklı değerleri için COP değerleri.....	80
Çizelge 6.10. Farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıkları için bulunan COP değerleri	81

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

h	Özgül entalpi (kJ/kg)
\dot{m}	Akışkan debisi (kg/s)
\dot{Q}	Isı akısı (kW)
s	Özgül entropi (kJ/kg K)
S	Entropi (kJ/K)
T	Sıcaklık (°C)
v	Özgül hacim (m ³ /kg)
V	Hacim (m ³)
\dot{W}	Güç (kW)

Kısaltmalar

CFC	Kloroflorokarbon
COP	Soğutma Tesir Katsayısı
GWP	Küresel Tehlike Potansiyeli
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
ODP	Ozon Tüketme Potansiyeli

ALT İNDİSLER

C	Kondenser
E	Evaporatör
is	İzentropik
HT	Yüksek sıcaklık
LT	Düşük sıcaklık
SH	Aşırı kızdırma
SC	aşırı soğutma
R	Soğutucu akışkan
HS	Birinci kademe
LS	İkinci kademe
SM	Soğutma makinesi
OPT	Optimum

1. GİRİŞ

Soğutma teknolojileri gerek rahat yaşam alanları oluşturmada, gerek gıdaların muhafazalarında ve diğer yaşam sahalarında sıkça ihtiyaç duyduğumuz teknolojilerin başında gelmiştir. Bu durum soğutma teknolojilerinin geliştirilmesi üzerine yapılan çalışmaları her geçen gün biraz daha arttırmıştır.

19. yüzyılın ortalarına doğru soğutma sektörü ortaya çıkmıştır. İlk pratik makine Jacob Perkins tarafından 1834'de üretilmiştir. Soğutucu madde olarak eter kullanılan makinede, buhar sıkıştırılmalı çevrim esas alınmıştır (Thevenot 1979).

Buhar sıkıştırılmalı kompresörlü bir soğutma sisteminde düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılır. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için sistemde soğutucu akışkan dolaştırılırken, dışarıdan iş verilir. Bu süreç sırasında soğutucu akışkan bir takım işlemlere tabi tutularak faz değiştirir. Tüm bu işlemler serisi çevrim olarak bilinir (Sincar 1999).

Soğutma sektöründe karbondioksit ilk olarak 1866'da, amonyak ise 1873'de kullanılmıştır. Bu dönemde sektör fazla gelişmediği için gıdaların muhafazası çoğunlukla, kış boyunca biriktirilen buz bloklarının kullanılması ya da endüstriyel olarak üretilmesi yoluyla sağlanabilmiştir. Hava, su, amonyak, karbondioksit, eter, sülfürdioksit gibi doğal maddelerin soğutucu akışkan olarak kullanılması, yapay olarak elde edilen kloroflorokarbonların (CFC) ve hidrokarbonların (HCFC, HFC) keşfedilmesine kadar sürmüştür.

Thomas Midgely, 1926'da ilk kloroflorokarbon (CFC) olan, R12'yi keşfetmiştir. Bununla CFC'lerin yanmaz, zehirsiz (sülfürdioksitle karşılaştırıldığında) ve daha verimli oldukları görülmüştür. Yapay soğutucuların ticari olarak üretimine 1931'de başlanmıştır. İlk kullanılan yapay soğutucular CFC-11, CFC-12, CFC-113, CFC-114, HCFC-22 ve R-02'dir. İkinci dünya savaşından sonra CFC'ler ve HCFC'ler soğutma piyasasına yerleşmişler. Sadece amonyak büyük soğutma tesislerinde kullanılmaya devam etmiştir (McQuay International 2002).

Fakat bu soğutucu akışkanların soğutma prosesi içerisinde tekrar kullanılamaması ve zamanla çevreye atılması; doğal çevrenin kirlenmesine, atmosferde sera etkisinin artmasına ve canlıları güneşten gelen zararlı ışınlardan koruyan ozon tabakasının (bu gazların yapısında bulunan klor ve brom atomlarının serbest kalarak zayıf ozon moleküllerini parçalamasıyla)

tahrip olmasına sebep olmuştur. Bu olumsuz gelişmeler, çevre dostu yeni alternatif soğutucu akışkanlar üzerine çalışmaları başlatmıştır (Çomaklı ve ark. 2006).

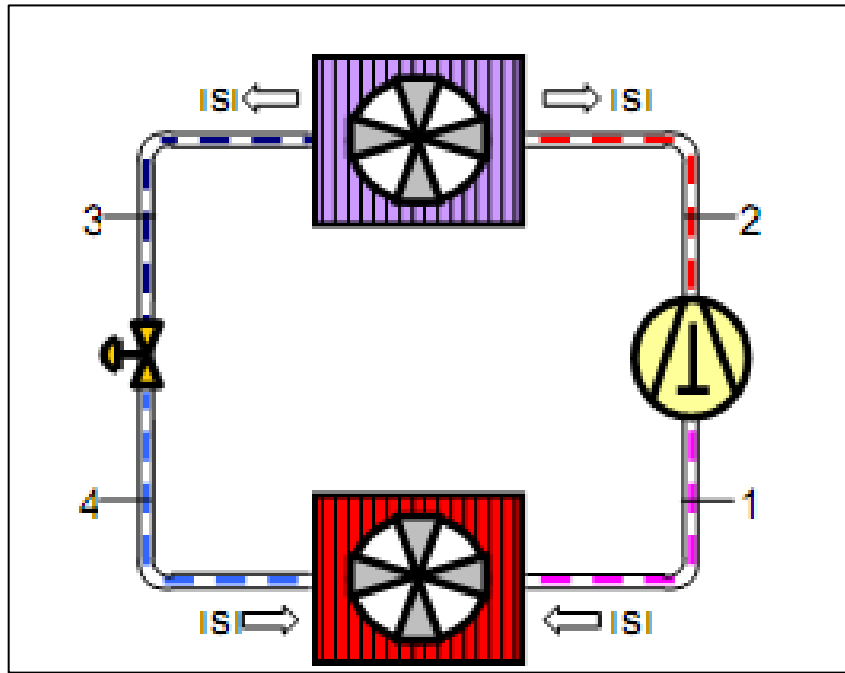
Günümüzde endüstriyel soğutma geçmişte olduğundan daha büyük öneme sahiptir. Süper market, gemi, hastane, soğuk hava deposu gibi işletmelerde çok düşük sıcaklıklarda soğutma yapılması gerekmektedir. İstenilen düşük sıcaklık değerlerine inilebilmesi ise tek kademeli soğutma sistemleri ile çok zordur, bu nedenle kaskad soğutma sistemleri ön plana çıkmaktadır. Üstün ısı geçiş özellikleri ve büyük hacimsel kapasitesi ayrıca çevreye karşı zararının ve küresel ısınmaya olan etkisinin yapay soğutucu akışkanlardan daha az olması nedeniyle, kaskad sistemlerin düşük sıcaklık devrelerinde karbondioksit kullanımını artmaktadır.

Bu nedenle bu çalışmada alt kademedeki karbondioksit, üst kademedeki amonyak kullanılan bir kaskad sistemin avantaj ve dezavantajları ortaya konularak termodinamik analizi yapılmıştır.

2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA

Gıdaların muhafaza edilmesi işleminde en çok kullanılan soğutma sistemi, buhar sıkıştırırmalı kompresörlü soğutma sistemidir (Kırmacı 2002).

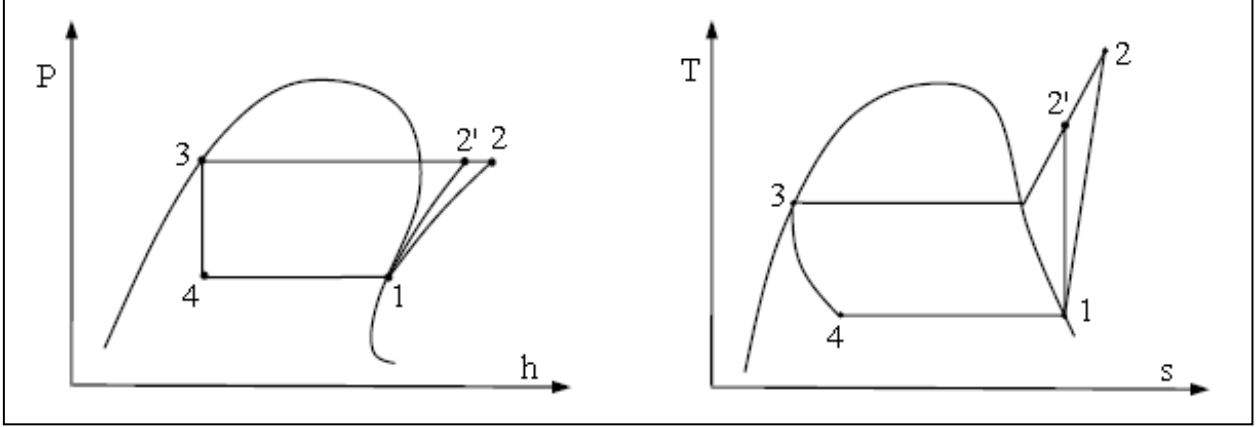
Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin tesisat şeması Şekil 2.1’de, P-h ile T-s diyagramları ise Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de, 1 noktasından doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, bir kompresör yardımıyla basıncı artırılarak kondensere basılır. Yüksek basınçta kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondensere girer (2 noktası) ve burada ısısını dış ortama atarak sabit basınçta yoğuşur. Yoğuşan akışkan genleşme valfine girer (3 noktası). Genleşme valfinden geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genişlererek ıslak buhar haline gelir (4 noktası). Islak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan dış ortamın ısısını çekerek buharlaşır ve buradan geçerek buhar halinde tekrar kompresöre girer (1 noktası). Çevrim böylece devam eder (Yamankaradeniz ve ark. 2002).



Şekil 2.1. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şeması (Kızılkan 2008)

Soğutucu akışkanın durumu basınca ve sıcaklığa bağlı olarak sürekli değişir. Şekil 2.2’de görülen P-h diyagramı soğutucu akışkanın hal değişikliklerini anlamak için oldukça kullanışlı bir araçtır. Bu diyagramda entalpi yatay çizgi eksen üzerinde, mutlak basınç ise

dikey çizgi eksen üzerinde yer alır. Entalpi kısaca bir maddenin sahip olduğu ısı miktarını gösterir (Yamankaradeniz ve ark. 2002).



Şekil 2.2. İdeal Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramı (Kızıllıkan 2008)

Şekil 2.2’de P-h ve T-s diyagramları verilen ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde;

1-2: Adyabatik sıkıştırma

2-3: İzobarik soğutma (yoğuşma)

3-4: İzentalpik genişleme

4-1: İzobarik ısıtma (buharlaşma) (Dossat 1997).

İdeal buhar sıkıştırımlı bir kompresörlü soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmak için öncelikle sistemin çalışma karakteristiklerini belirlemek gerekir. Şekil 2.2’de P-h ve T-s diyagramları gösterilen ideal soğutma sisteminde kompresör kapasitesi aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_R(h_2' - h_1)}{\eta_{is}} \quad (2.1)$$

Burada W_C kompresör kapasitesi, m_R sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi, h , entalpi ve η_{is} kompresörün izentropik verimidir. 1 ve 2 alt indisleri kompresör girişi ve çıkışını, 2' ise kompresör izentropik çıkışını temsil etmektedir. Kompresörün izentropik verimi η_{is} kompresörün ideal sıkıştırma ısısının gerçek sıkıştırma ısısına oranıdır (Yamankaradeniz vd. 2002).

$$\eta_{is} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.2)$$

Burada h_2 , kompresör çıkışındaki gerçek entalpidir. Sistemin soğutma kapasitesi (evaporatör kapasitesi) ve kondenser kapasitesi aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_R (h_2 - h_3) \quad (2.4)$$

Denklem 2.3 ve 2.4'te Q_E evaporatör tarafından çekilen ısı (soğutma kapasitesi) ve Q_K kondenser tarafından atılan ısıdır. Evaporatör veya soğutma kapasitesi aynı zamanda Termodinamiğin I. Kanununa göre, kondenserden atılan ısı miktarıyla kompresör tarafından harcanan gücün farkı olarak tanımlanmıştır (Dossat 1997).

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_K - \dot{W}_C \quad (2.5)$$

İdeal bir soğutma sisteminde, kompresörden birim zamanda geçen soğutucu akışkan debisi sistemin kapasitesini belirler. Soğutma kapasitesi bilinen bir soğutma sisteminde akışkan debisi Denklem 2.3 düzenlenerek aşağıdaki eşitlikten belirlenir:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_E}{(h_1 - h_4)} \quad (2.6)$$

2.1. Soğutma Tesir Katsayısı (COP)

Soğutma makinelerinde verim soğutma tesir katsayısı ile ifade edilerek COP yada STK ifadesi ile gösterilir. Soğutma makinesinin amacı çevre sıcaklığından daha düşük sıcaklıkta olan bir ortamdaki ısı çekerek, ortamı düşük sıcaklıklarda tutmaktır (Q_E) (Çengel ve Boles 1994). Bunu sağlayabilmek için sisteme bir iş girişi olmalıdır (W_C).

Soğutma tesir katsayısı ise bu parametreler doğrultusunda Denklem 2.7 ve Denklem 2.8'deki gibi ifade edilir, COP değeri her zaman sıfırdan büyüktür.

$$COP = \frac{\text{Soğutma Etkisi}}{\text{İş Girişi}} \quad (2.7)$$

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} \quad (2.8)$$

Soğutma kapasitesi (Denklem 2.3) ve kompresör işi (Denklem 2.1) kullanılarak aşağıdaki şekilde ifade elde edilir:

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.9)$$

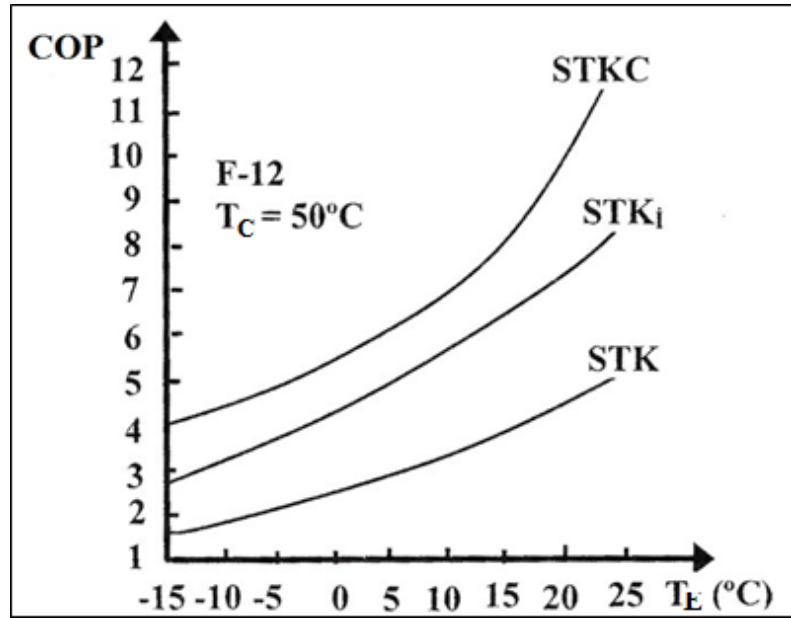
Termodinamiğin II. Kanununa göre tersinir soğutma çevrimi için COP değeri aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2.10)$$

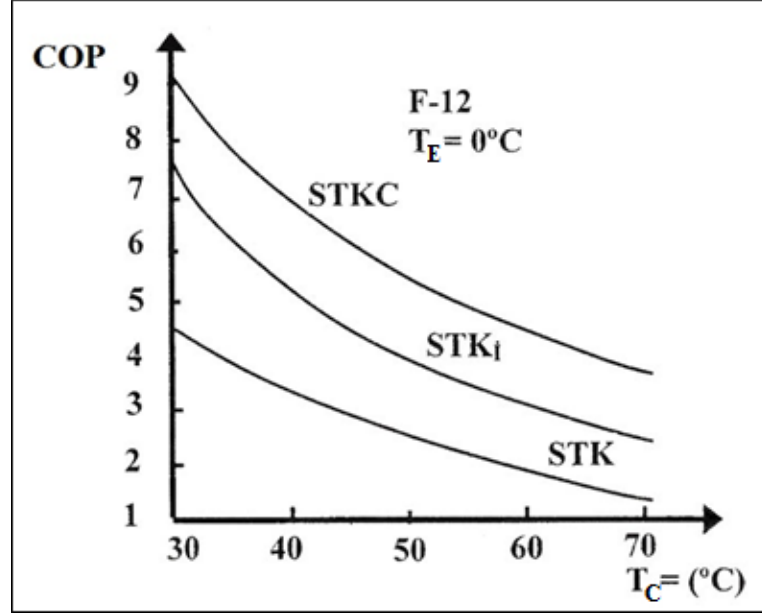
Burada T_H , yüksek ısı kaynağı sıcaklığı ve T_L düşük ısı kaynağı sıcaklığıdır. Her iki sıcaklıkta Kelvin cinsindedir. Denklem (2.10) ile belirlenen COP değeri, T_H ile T_L sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma makinesinin alabileceği en yüksek değerdir ve COP_{Carnot} olarak ifade edilir.

Bu tanıma göre, T_H ile T_L sıcaklıkları arasında çalışan tüm gerçek soğutma makinelerinin performans katsayıları COP_{Carnot} değerinden daha düşük olacaktır. Ayrıca denklemden, sistemin soğutma tesir katsayısının iki ısı kaynağı arasındaki sıcaklıklara bağlı olduğu görülmektedir.

Soğutma tesir katsayısının buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi Şekil 2.3 ve Şekil 2.4'de gösterilmektedir. Şekil 2.3'de görüleceği gibi buharlaşma sıcaklığı arttıkça soğutma tesir katsayıları da artmaktadır. Soğutma tesir katsayılarının yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimleri Şekil 2.4'den de görüleceği gibi, yoğuşma sıcaklığı arttıkça buharlaşma sıcaklığı sabit olarak alındığında, azalmaktadır (Yamankaradeniz ve ark. 2002).

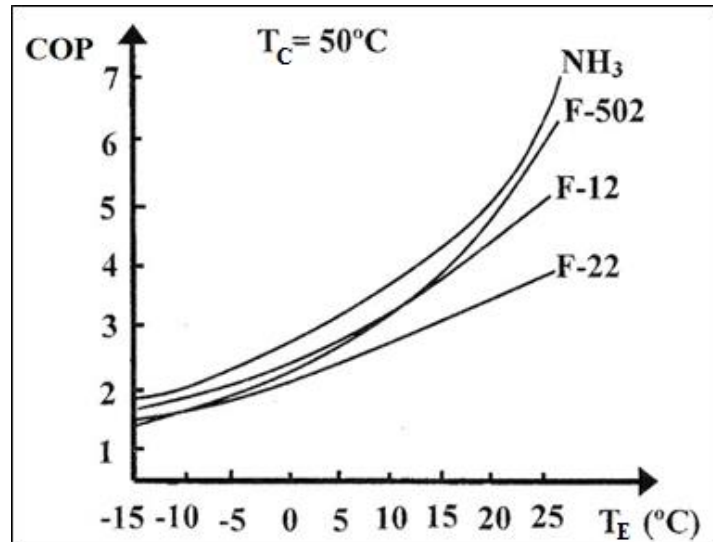


Şekil 2.3. Soğutma tesir katsayılarının buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimleri (Yamankaradeniz ve ark. 2002)



Şekil 2.4. Soğutma tesir katsayılarının yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimleri (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

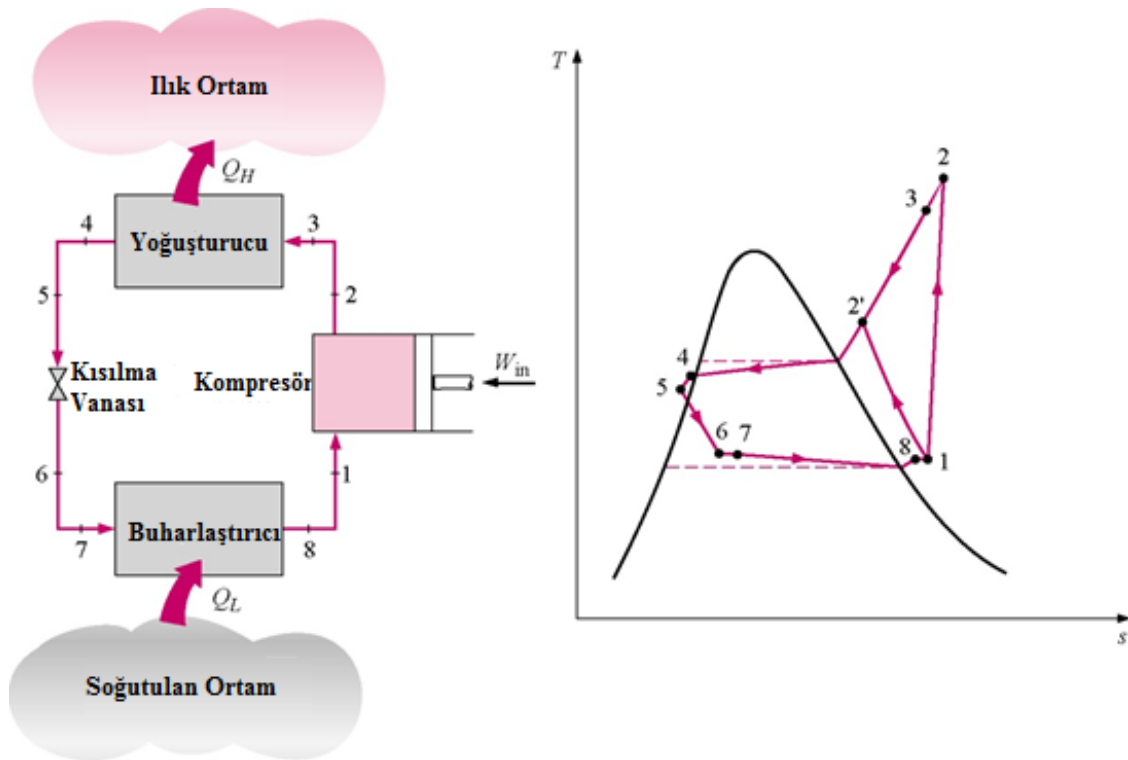
Çeşitli soğutma uygulamalarında soğutma tesir katsayısı, kullanılan soğutucu akışkan türüne göre değişmektedir. Soğutma uygulamalarında kullanılan soğutucu akışkanlardan bazıları için soğutma tesir katsayısı değerlerinin değişimi buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak Şekil 2.5’de gösterilmektedir (Yamankaradeniz ve ark. 2002).



Şekil 2.5. Farklı soğutucu akışkanlar için soğutma tesir katsayılarının buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

2.2. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri

Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi ideal çevrimden bazı bakımlardan farklılıklar göstermektedir. Bu farklılıklar daha çok gerçek çevrimi oluşturan çeşitli elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akışkanın sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin T-S diyagramı Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimin şeması ve T-S diyagramı (Çengel ve Boles 1994)

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Ancak uygulamada soğutucu akışkanın halini hassas biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde bir miktar kızgın buhar olmasını sağlayacak şekilde sistemin tasarlanması daha kolaydır. Bu sayede kompresöre tümüyle buhar girmesi sağlanarak buhar sıkıştırmak üzere tasarlanmış kompresörün zarar görmesi önlenir. Aynı zamanda buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur. Böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve

çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanır. Bu etkiler sonucunda soğutucu akışkanın özgül hacmi artar ve dolayısıyla kompresöre verilmesi gereken iş de artar.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi izentropiktir. Ancak gerçek sıkıştırma işleminde ise akış sürtünmesi ve ısı geçişi entropiyi etkiler. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise yönüne bağlı olarak entropiyi azaltır veya artırır. Bunun sonucunda gerçek sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkanın entropisi, hangisinin baskın olmasına bağlı olarak artabilir (1-2 hal değişimi) ya da azalabilir (1-2' hal değişimi). Sıkıştırmanın izentropik olması yerine, 1-2' hal değişimine göre gerçekleşmesi bazen daha çok arzu edilebilir. Çünkü bu durumda soğutucu akışkanın özgül hacmi ve dolayısıyla iş gereksinimi daha az olacaktır. Sonuç olarak soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi sırasında soğutulması ekonomik olduğu sürece yapılmalıdır.

İdeal çevrimde, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası girişi arasında basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Bu nedenle soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir değere soğutulur. Bunun bir sakıncası yoktur, çünkü bu durumda akışkan kısılma vanasına daha düşük bir entalpide girer ve sistemden daha fazla ısı çeker (Çengel ve Boles 1994).

2.3. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi Devre Elemanları

İdeal bir buhar sıkıştırırmalı kompresörlü soğutma sistemi temel olarak kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınarak başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak kullanılan akışkana “soğutucu akışkan” adı verilir (Ashrae 1997).

2.3.1. Kompresörler

Kompresörler buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin en önemli elemanlarıdır, hatta kompresörler soğutma sisteminin kalbi olarak tanımlanabilirler. Soğutucu akışkanın çevrim boyunca dolaştırılarak soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı iletilmesi kompresörler yardımı ile meydana gelmektedir. Yani kompresörler, soğutma devrelerinde evaporatör de bulunan alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek ve sıkıştırarak daha yüksek basınçta olan kondensere gönderen makinelerdir (Yamankaradeniz ve ark. 2002).

İdeal bir kompresörde aşağıdaki özellikler aranır (Yamankaradeniz ve ark. 2002):

- İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması
- Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenliğini muhafaza etmesi
- Ömrünün uzun olması ve daha az çalışması
- Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkmaması
- Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi, çalışma rejimine uyabilmesi
- Daha az güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmesi
- Maliyetinin mümkün olduğunca az olması
- Verimlerinin kısmi yüklerde de düşmemesi

Buharlaştırıcıdan çıkan buharı yoğuşma basıncına kadar sıkıştırmak için kullanılan farklı tiplerdeki kompresörler aşağıda sıralanmıştır (Yamankaradeniz ve ark. 2002).

- Pozitif sıkıştırırmalı kompresörler
 - Pistonlu kompresörler
 - Paletli dönel kompresörler
 - Helisel-Vida tipi dönel kompresörler
 - Scroll kompresörler
- Santrifüj kompresörler



Şekil 2.7. Açık pistonlu kompresör (Teknoform 2012)



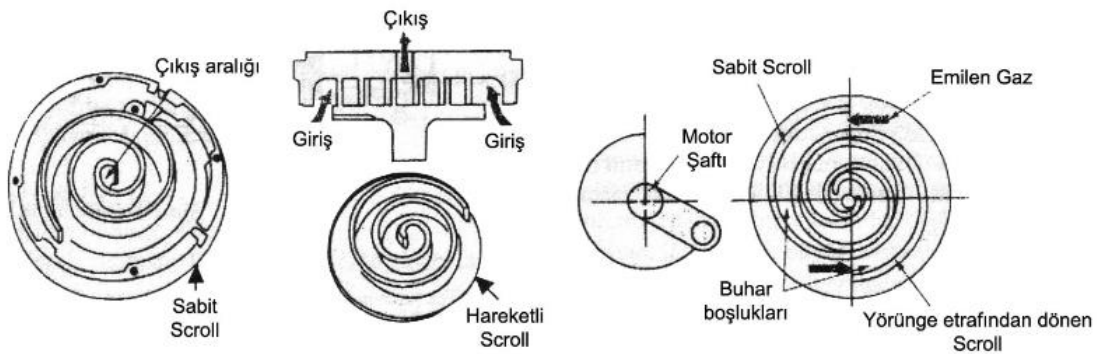
Şekil 2.8. Tam kapalı pistonlu kompresör (Teknoform 2012)

Silindir içerisinde hareket ederek sıkıştırma işleminin yapılmasını sağlayan piston, tahrik motorunun dönme hareketinin, bir krank-biyel sistemi yardımıyla doğrusal harekete çevrilmesiyle çalışır. Pistonlu kompresörler tek yada birden fazla pistondan oluşabilirler. Şekil 2.7 ve Şekil 2.8’de açık ve tam kapalı tiplerde pistonlu kompresörler gösterilmiştir.



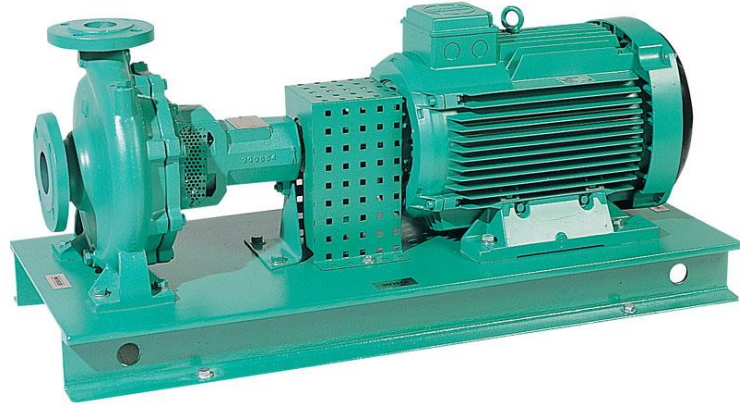
Şekil 2.9. Vidalı kompresör (Teknoform 2012)

Vidalı kompresörler dişleri birbirini saran birisi erkek diğeri dişi bir helisel vida çiftinden (helisel rotorlar) oluşmaktadır. Şekil 2.9’da vidalı kompresör gösterilmiştir. Soğutma uygulamalarında halen en çok rastlanan helisel tip dönel kompresörleri, tek vidalı tip, çift vidalı tip olmak üzere iki ana grupta toplamak mümkündür. Çalışma prensibi çok basit olduğundan vidalı kompresörlerin bakımları kolaydır, ömürleri uzundur. Diğer kompresörlere nazaran çok daha az yer kaplar, daha az titreşim yaparlar ve dişliler; kayış, kasnak gibi elemanlara ihtiyaç göstermeden doğrudan tahrik sistemine bağlanırlar. Hareket eden parçalarının sayısının az olması nedeniyle verimleri yüksektir (Yamankaradeniz ve ark. 2002).



Şekil 2.10. Scroll kompresör (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

Scroll kompresörlerde, soğutucu akışkan buharını sıkıştırma işi için birbiri üzerine geçmeli, iki spiral disk kullanılır bu diskler Şekil 2.10'da gösterilmiştir. Sarmal elemanlar arasında kalan boşluğa emme vasıtasıyla giren soğutucu akışkan, kompresör dönüşüyle birlikte sıkıştırılır ve tahliye ağzından atılır. Üstteki scroll sabit, diğeri hareketlidir. Buharın girişi, scrollun dış kenarından olurken, çıkış sabit scrollun merkezinden olmaktadır. Scroll kompresörler kompakt ve basit yapısı, düşük kapasitelerde yüksek volumetrik verimi, sessiz, titreşimsiz oluşu ve daha düşük yağ sirkülasyonu özellikleriyle yüksek basınç uygulamaları için çok uygundur (Yamankaradeniz ve ark. 2002).



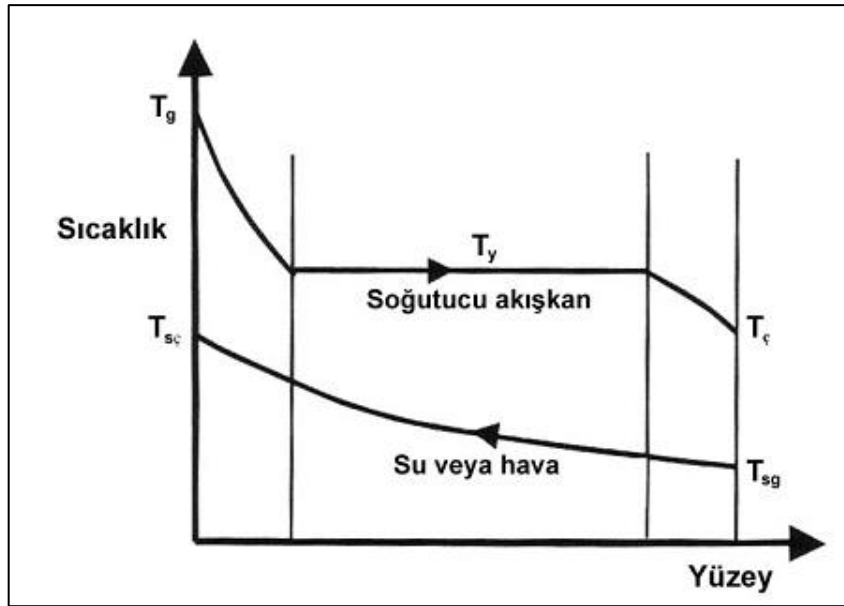
Şekil 2.11. Santrifüj kompresör (EMP 2013)

Santrifüj kompresör genellikle büyük sistemlerde kullanılır. Açık ve yarı hermetik tipleri mevcuttur. Buhar yüksek devirde dönen çarkın merkezinden emilir ve merkezkaç kuvvet ile çıkış tarafına atılır. Çarkın dışında salyangoz biçimindeki zarf yardımıyla buhar basınçlı olarak basma tarafına yönlendirilir. Bu kompresörlerin sıkıştırma oranı yüksek olmamasına rağmen buhar debisi yüksektir. Şekil 2.11'de santrifüj bir kompresör gösterilmiştir (Teknoform 2012).

2.3.2. Kondenserler (yoğuşturucular)

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde soğutucu akışkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında eklenen ısının sistemden alınması kondenserde yapılmaktadır. Böylece, soğutucu akışkan sıvı hale gelerek basınçlandırılmakta ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilmektedir. Kondenserdeki ısı alışverişinin 3 safhada olduğu düşünülebilir, bunlar; (i) Kızgınlığın alınması, (ii) Soğutucu akışkanın yoğunlaşması, (iii) Aşırı soğutma.

Kondenser dizaynına bağlı olarak, aşırı soğutma kondenser alanının %0-10'unu kullanacaktır. Kızgınlığın alınması için ise kondenser alanının % 5'ini bu işleme tahsis etmek gerekir. Bu üç değişik ısı transferi şekline bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme katsayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olacaktır. Ancak, kızgınlığın alınması safhasındaki ortalama sıcaklık aralığının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transfer katsayısı mevcut olacak, fakat aşırı soğutma sırasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme katsayısı daha fazla olacaktır. Yoğuşma sırasında ise her iki değerde alt-üst seviyelerin arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı transferi katsayısının artması karşısında sıcaklık farkının azalması (veya tersi) yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermekte ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır. Hesaplama sağladığı basitlik de göz önünde bulundurulurken, kondenserin hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile tek bir ortalama sıcaklık aralığı değerleri uygulanmaktadır (Özkoç 1985).



Şekil 2.12. Kondenserde sıcaklık dağılımı (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

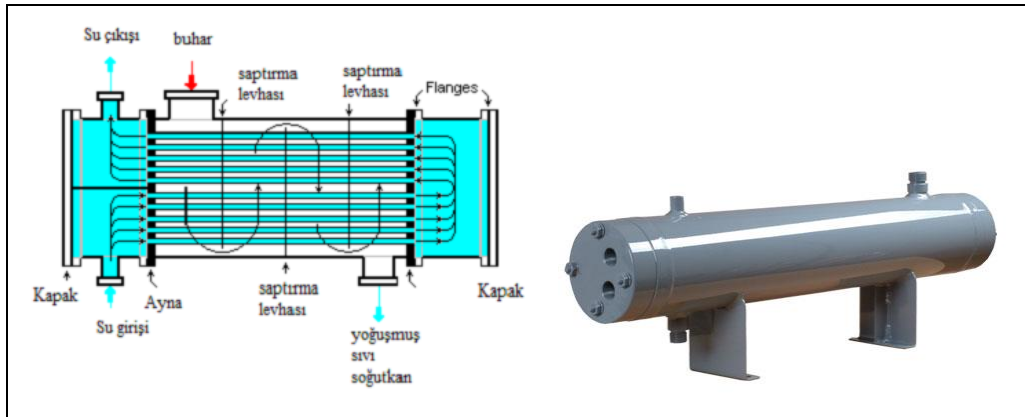
Üç temel kondenser tipi mevcuttur:

- Hava soğutmalı kondenserler,
- Su soğutmalı kondenserler,
- Buharlaştırma (evaporatif, hava ve su) tip kondenserler



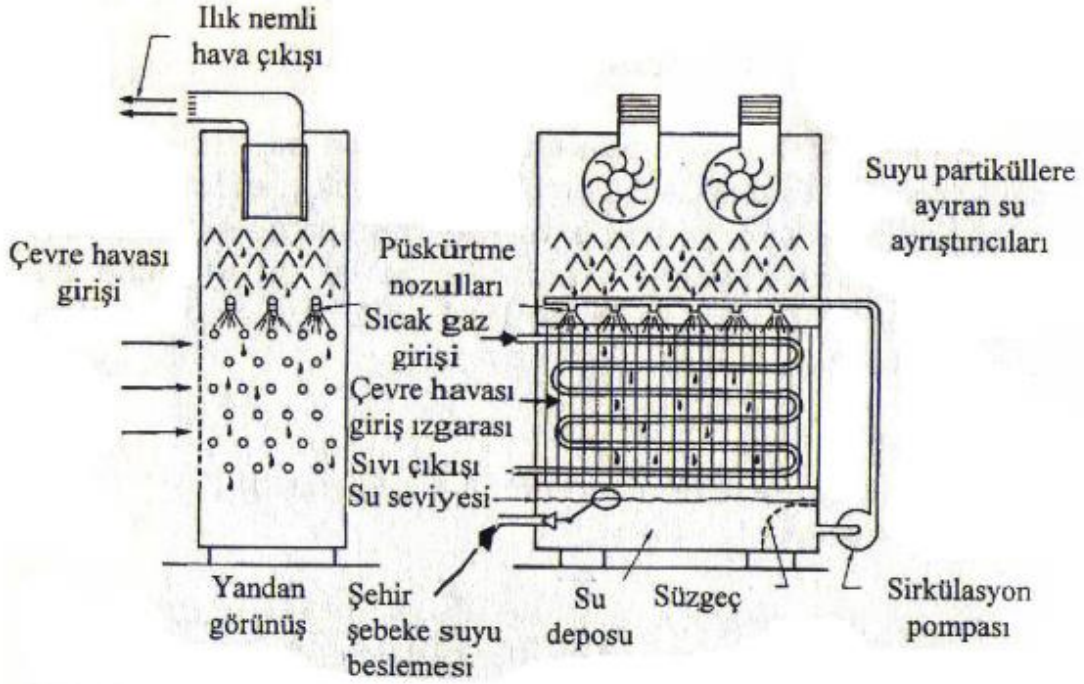
Şekil 2.13. Hava soğutmalı kondenser (Thermoway 2013)

Hava soğutmalı kondenserler Şekil 2.13’de olduğu gibi genellikle kanatlı borulu olarak imal edilirler.



Şekil 2.14. Su soğutmalı kondenser (Türkoğlu 2012)

Su soğutmalı kondenserler özellikle temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilir (Özkoç 2007).



Şekil 2.15. Evaporatif kondenser (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

Evaporatif kondenserlerde, soğutucu akışkan serpantini yağmur şeklinde dökülen suyun buharlaşması ile soğutulur. Bu pratik olarak su soğutmalı bir kondenser ile soğutma kulesinin bir kombinezonu gibidir. Evaporatif kondenserin yapısı Şekil 2.15’de görülmektedir.

2.3.3. Evaporatörler (buharlaştırıcılar)

Evaporatör sıvı akışkanın buharlaştığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısı aldığı cihazlardır. Kondenserden geçerek sistemde (genleşme valfi, kılcal boru vb.) bir basınç düşürücü elamanda adyabatik olarak genişletildikten sonra evaporatöre sıvı buhar karışımı şeklinde giren akışkanın büyük bir kısmı sıvı haldedir. Evaporatörden ısı alarak akışkan buharlaşır ve soğutma gerçekleşmiş olur. Direkt veya sıvı temaslı olarak çalışan evaporatörlerin hepsinde de akışkan basıncı kondenser tarafındaki basınca oranla çok daha düşüktür. Bu nedenle evaporatör tarafına sistemin alçak basınç tarafı adı verilir.

Evaporatör tipleri, uygulama alanının özellikleri göz önüne alınarak 3 ana grupta toparlanabilir;

- Gaz haldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler (genellikle hava),
- Sıvı haldeki maddeleri soğutucu evaporatörler (Su, salamura, antifriz, vs.),
- Katı maddeleri soğutucu evaporatörler (Buz, Buz pateni pisti, metaller, vs.).

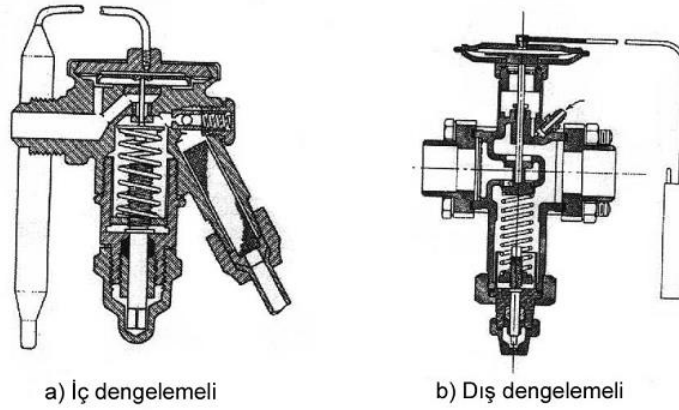
2.3.4. Kısılma vanaları (genleşme valfleri)

Kompresör tarafından basıncı arttırılan soğutucu akışkan, kondenserde yoğuşarak ısını dış ortama bıraktıktan sonra evaporatörde buharlaşarak, soğutulacak ortamdan ısı çekebilmesi için basıncının evaporatör sıcaklığında buharlaşmasını ve bu sayede soğutulacak ortamdan ısı çekilmesini sağlayacak ve kuruluk derecesi az ıslak buhar halinde evaporatöre girmesini temin edecek şekilde düşürülmesini sağlayan cihaza kısılma vanası (genleşme valfi) adı verilir. Kısılma elemanlarının diğeri bir görevi ise evaporatörün istenilen ısı miktarını çekebilmesi için gerekli olan soğutucu akışkan debisini ayarlamaktır. Soğutucu akışkanın debisini ayarlayarak, evaporatör çıkışında soğutucu akışkanın kızgın buhar halinde olmasını sağladığı gibi kızgın buharın sıcaklığını da istenilen seviyede tutabilir (Ortatepe 1997).

Endüstriyel ve ticari iklimlendirme soğutma alanında kullanılan genel olarak altı tip kısılma vanası mevcuttur. Bunlar;

- El ayar vanası
- Otomatik kısılma vanası (OGV veya OXV)
- Termostatik kısılma vanası (TGV veya TXV)
- Elektrikli kısılma vanası
- Kılcal boru
- Şamandıralı ayar valfi (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

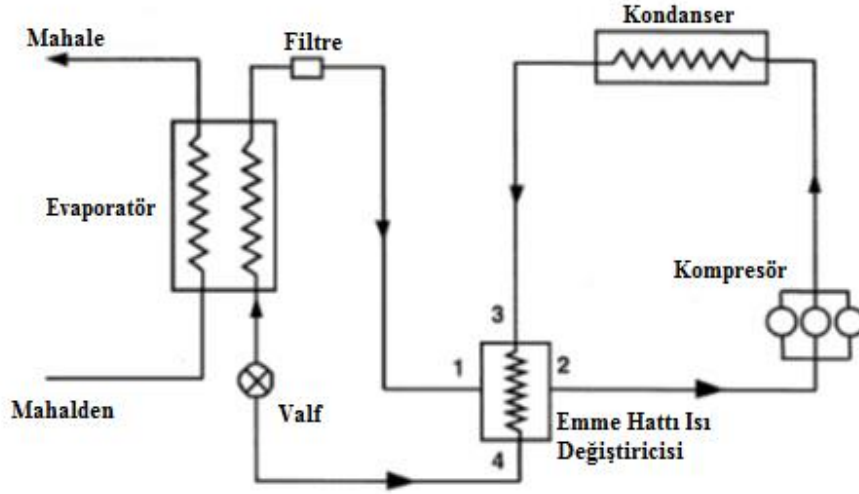
Piyasada en yaygın olarak termostatik kısılma vanaları kullanılmaktadır. Termostatik kısılma vanalarının yapısı Şekil 2.16'da görülmektedir.



Şekil 2.16. Termostatik kısılma vanaları (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

2.3.5. Emme hattı ısı değiştiricisi

Emme hattı ısı değiştiricileri soğutma sistemlerinin uygun bir şekilde işletilmesini sağlamak ve verimini iyileştirmek amacıyla yaygın olarak kullanılır.

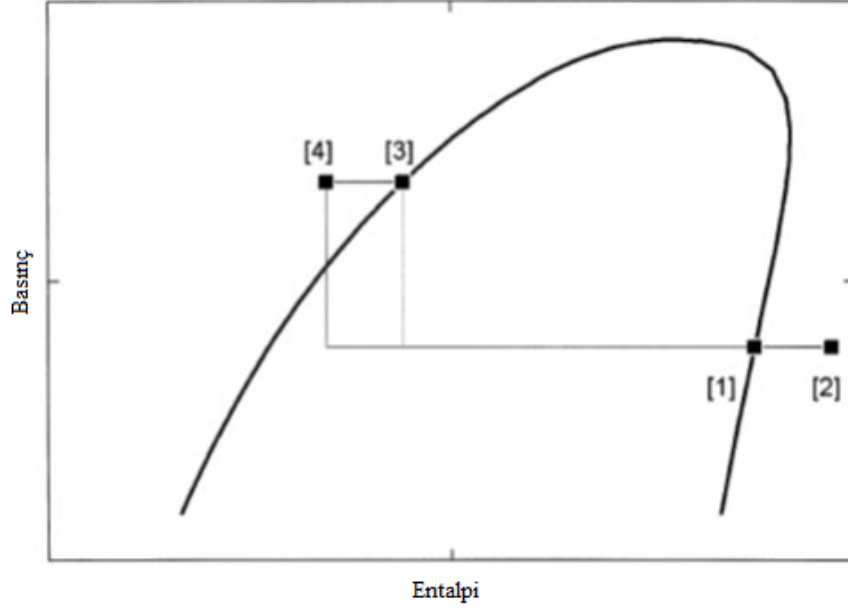


şekil 2.17. Emme hattı ısı değiştiricili buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi (Klein ve ark. 2000)

Emme hattı ısı değiştiricilerinin avantajları:

1. Sistem verimini artırmak
2. Genleşme vanasına girmeden önce flaş gaz oluşumunu önlemek
3. Kompresöre girmeden önce akışkanın tamamının buharlaşmasını sağlamak

Yatırım maliyetini artırması ise emme hattı ısı değiştiricilerinin dezavantajıdır.



Şekil 2.18. Emme hattı ısı değıştircisinin etkisini gösteren entalpi-basınç diyagramı (Klein ve ark. 2000)

Şekil 2.18'den görüldüğü gibi Emme hattı ısı değıştircisinin ilavesi ile çevrimin birim soğutucu akışkan kütlesi için soğutma kapasitesi (h_1-h_4) artmaktadır.

Isı değıştircisinin verimi gerçek ısı transferinin mümkün olan maksimum değerine oranı olarak Denklem 2.11'deki gibi tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{(T_2 - T_1)}{(T_3 - T_1)} = \frac{(T_{\text{buhar,çıkış}} - T_{\text{buhar,giriş}})}{(T_{\text{sıvı,giriş}} - T_{\text{buhar,giriş}})} \quad (2.11)$$

Emme hattı ısı değıştircisinin verimi arttıkça kompresöre giren akışkanın kızgınlık derecesi artar. Bu yüzden yoğunluğu dolayısıyla hacimsel verimi azalır. Sonuç olarak verimin artması sonucunda soğutucu akışkan debisi azalır.

Bu sebeple ısı değıştircisinin varlığı ile birim soğutucu akışkan başına soğutma etkisi artarken, soğutucu akışkan debisinin azalmasıyla soğutma kapasitesi azalmaktadır. Isı değıştircisinin net etkisini tespit etmek için kullanılan soğutucu akışkan için termodinamik analiz yapılmalıdır.

2.4. Soğutucu Akışkanlar

Buhar sıkıştırma çevrimi esasına göre çalışan soğutma sistemlerinde, ısının taşınması görevini yapan ara maddeler "soğutucu akışkan" veya daha kısaltılmış şekliyle "soğutkan" adıyla anılmaktadır. Soğutma sisteminde önemli ve büyük ölçüde ısı alışverişi; kondenserde basınçlı gazdan ısı alınarak yoğunlaştırılması sırasında ve bir de evaporatörde, basıncı kısılma vanasında düşürülerek ısıya aç hale gelen sıvı soğutucu akışkanın buharlaşması sırasında ısı alması (soğutma yapması) şeklinde olmaktadır. Ayrıca, kompresörde sıkıştırma-basınçlandırma işlemi yapılırken harcanan sıkıştırma enerjisi de soğutucu akışkanın ısı tutumunu (Entalpi) arttırmaktadır (Özkol 2007).

Soğutucu akışkanlarda aranan başlıca özellikler (Özkol 2007):

- Az bir enerji (güç) sarfı ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Evaporatörde basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma (kondanser) basıncı düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır, nakli depolanması, sisteme şarjı kolay gerçekleştirilebilmelidir.
- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet (su) ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçması halinde, bilhassa yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır.
- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara (ve diğer canlılara) zarar vermemelidir.
- Havaya karıştığında yanıcı veya patlayıcı bir ortam meydana getirmemelidir.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
- Elektriksel özellikleri (bilhassa hermetik tip kompresörler için) uygun olmalıdır.
- Temini kolay ve fiyatı düşük olmalıdır.
- Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl iletkenliği yüksek, molar ısınma ısısı ise düşük olmalıdır.

Yukarıdaki özelliklerin hepsine sahip olan bir soğutucu akışkan bulunamamış ve duruma göre özelliklerin bazılarında vazgeçilmiştir. Verilmiş buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için gerçek çevrim soğutma etkinliği soğutma devresinde kullanılan akışkanın cinsine bağlıdır. Akışkan seçiminde bu etken ayrıca göz önünde bulundurulmalıdır. Soğutucu akışkanın suda erime durumu da gözden uzak tutulmamalıdır.

Soğutucu akışkan seçimi yapılırken termodinamik özelliklerinin yanında çevresel etkileri de göz önüne alınmalıdır. Yakın zamana kadar geniş ölçüde kullanılan halokarbon türü soğutucu akışkanlardan klor içeren ve Kloroflorokarbon (CFC) grubunda bulunan R11, R12, R13, R113, R114, R500, R502, R503 gibi soğutucu akışkanlar ile Hidrokloroflorokarbon (HCFC) grubunda bulunan R21, R22, R123, R124 gibi soğutucu akışkanların stratosferdeki ozon tabakasını tahrip ettiği 1960'lı yıllarda ilk defa İngiliz bilimcisi Jim Lovelock tarafından fark edilip 1970'li yıllarda ABD'de yapılan araştırmalar sonucu bu durum bilimsel olarak da kanıtlanmıştır (Özkoç 2007).

Ozon tabakasının aşınması probleminin temelinde, CFC'nin doğası gereği sahip olduğu ve onu bir soğutucu akışkan olarak avantajlı kılan 'kararlılık' özelliği yatar. CFC'ler parçalanmaları son derece zor olduğundan, stratosfere geçene kadar uzun yıllar boyunca atmosferde kalırlar. Burada yoğun mor ötesi güneş radyasyonunun varlığı ile moleküller parçalanır ve bu parçalanma sonucunda klor iyonu açığa çıkar. Ozon moleküllerini oksijen moleküllerine dönüştüren bu serbest klor iyonlarıdır (TTGV 2010).

Diğer taraftan, gerek halokarbon türü akışkanların ve gerekse başta karbondioksit (CO_2) olmak üzere su buharı (H_2O), metan (CH_4), azotdioksit (N_2O) gibi gazların atmosferin üst kısımlarında sera etkisi (Greenhouse effect) meydana getirip yerküre sıcaklıklarının artmasına neden olduğu fark edilmiştir.

Çizelge 2.1. Başlıca saf soğutucu maddeler (Özkol 2007)

Soğutucu Madde	Kimyasal Tanımı	Kimyasal Formülü
R11 (CFC11)	Triklorflormetan	CFCL3
R12 (CFC12)	Diklorflormetan	CF2CL2
R13 (CFC13)	Klortriflormetan	CCLF3
R13B1 (BFC13)	Bromtriflormetan	CBRF3
R22 (HCFC22)	Klordiflormetan	CHF2CL
R23 (HCF23)	Triflormetan	CHF3
R32 (HCF32)	Diflormetan	CH2F2
R113 (CFC113)	Triklortrifloreten	C2F3CL3
R114 (CFC114)	Diklortetrafloretan	C2F4CL2
R115 (CFC115)	Klortentafloretan	C2F5CL
R123 (HCFC123)	Diklortrifloreten	C2HF3CL2
R125 (HFC125)	Pentafloretan	CF3CHF2
R134a (HCF134a)	Tetrafloretan	C2H2F4
R141b (HCFC141b)	Flordikloreten	C2CL2FH3
R143a (HFC143a)	Trifloreten	CF3CH3
R152a (HCF152a)	Difloreten	C2H4F2
R290 (HC290)	Propan	C3H8
R600 (HC600)	Bütan	CH3CH2CH2CH3
R600a (HC600a)	İzobütan	CH(CH3)3
R717	Amonyak	NH3
R718	Su	H2O
R744	Karbondioksit	CO2
R764	Sülfürdioksit	SO2

Çizelge 2.2. Bazı soğutucu akışkanların özellikleri (Kim ve ark. 2004)

	R-12	R-22	R-134a	R-407C	R-410A	R-717	R-744
Alev alma/toksitlik	H/H	H/H	H/H	H/H	H/H	E/E	H/H
Moleküler kütlesi (kg/kmol)	120.9	86.5	102.0	86.2	72.6	17.0	44.0
Normal kaynama noktası	-29.8	-40.8	-26.2	-43.8	-52.6	-33.3	-78.4
Kritik basınç (MPa)	4.11	4.97	4.07	4.64	4.79	11.42	7.38
Kritik sıcaklık (°C)	112.0	96.0	101.1	86.1	70.2	133.0	31.1
İndirgenmiş basınç^a	0.07	0.10	0.07	0.11	0.16	0.04	0.47
İndirgenmiş sıcaklık^b	0.71	0.74	0.73	0.76	0.79	0.67	0.90
Soğutma kapasitesi (kJ/m³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	22545
İlk ticari olarak kullanım yılı	1931	1936	1990	1998	1998	1859	1869
^a : 0°C'daki doyma basıncının kritik basınca oranı							
^b : 273.5 K değerinin kritik sıcaklığa oranı							
^c : 0°C'daki volümetrik soğutma kapasitesi							

Sera etkisi olarak tanımlanan küresel ısınma olayında, atmosferde bulunan karbondioksit, metan, karbonmonoksit, hidrokarbon ve kloroflorokarbon gibi gazlar güneş ışınlarını içinde tutmaya çalışan güneş kollektörü camları gibi işlev yaparak güneşten gelen yüksek sıcaklıktaki güneş ışığının atmosferden geçerek yeryüzüne ulaşmasına imkan verirler. Fakat atmosferde biriken bu gazlar yeryüzünden yansıyan düşük sıcaklıktaki ışınları yutarak uzaya tekrar geçmesini önlerler. Yansıyan ışınların atmosferdeki bu gazlar tarafından yutulması atmosfer sıcaklığının artmasına neden olur (Bockis ve ark. 2002).

Bütün bunlar karşısında 100 kadar ülke 1987 yılında Kanada'nın Montreal kentinde soğutucu akışkanların üretim ve kullanımı, ozon tabakasının korunması, sera etkisinin azaltılması gibi konuların kontrol altına alınması amacıyla ilk defa toplanarak (United Nations Environment Programme) Montreal Protokolü olarak adlandırılan sözleşmeyi imzalamışlardır. Daha sonra 1990 yılında Londra'da ve 1992 yılında Kopenhag'da yapılan toplantılarda CFC türü soğutucu akışkanların üretim ve kullanımıyla ilgili daha sıkı önlemlerin alınması gerekli görülerek bazı kararlar almışlardır. Ülkemiz de her iki protokolü imzalamış ve resmi gazetede ilan ederek kanunlaştırmış bulunmaktadır (Kızılkın 2004).

Soğutucu akışkanların ozon tabakasına olan zararları ODP (Ozone Depletion Potential, Ozon Tüketme Potansiyeli) değeri ile belirlenir. ODP değeri, R12 soğutucu akışkanı baz alınarak belirlenmektedir ve bu akışkan için 1'dir. Soğutucu akışkanların karbonmonoksit içerikleri ise GWP (Global Warning Potential, Küresel Tehlike Potansiyeli) değerleri ile tespit edilir. Bu değer için ise karbondioksit baz alınmıştır ve GWP değeri 1'dir (Kızılkın 2004, Campell ve ark. 2006). Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri Çizelge 2.3'de verilmiştir.

Çizelge 2.3. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yerini alacağı soğutucu akışkanlar (Dupont 2003)

Soğutucu	Yerini alacağı	ODP	GWP
R123	R11	0.02	93
R11	Ü.D.	1	4000
R134a	R12	0	1300
R401a	R12	0.03	973
R401b	R12,R500	0.035	1062
R409a	R12	0.05	1288
R12	Ü.D.	1	8500
R500	Ü.D.	0.738	6310
R402a	R502	0.02	2250
R402b	R502	0.03	1964
R408a	R502	0.026	2649
R404a	R502,R22	0	3260
R507	R502,R22	0	3300
R502	Ü.D.	0.307	5494
R407c	R22	0	1526
R410a	R22	0	1725
R22	Ü.D.	0.5	1500
R508b	R13,R503,R23	0	10350
R23	R13,R503	0	11700
R13	Ü.D.	1	11700
R503	Ü.D.	0.6	11700
R124	R114	0.02	470
R717 (NH₃)	-	0	0
R744 (CO₂)	-	0	1
Ü.D. : Üretimi durdurulacak			

2.4.1. Kloroflorokarbon (CFC)

Karbon yörüngesindeki hidrojen atomları tamamen klor ve flor atomları ile değişen soğutucu akışkanlara tam halojenli soğutucu akışkanlar denir. CFC'ler etan veya metan serisinden olabilirler. CFC'ler ozon tabakası üzerinde en fazla tahribat yapan soğutucu akışkanlardır. Ayrıca küresel ısınma potansiyelleri oldukça fazladır. Bunlardan dolayı CFC'lerin kullanımı için bazı yasaklar ve önlemler dünya çapında alınmaktadır. CFC'lerin kimyasal kararlılıkları çok fazla olduğu için uzun zaman yapıları bozulmadan atmosferde kalabilirler. Sonuçta stratosfere ulaşarak ozon tabakasının delinmesine neden olurlar. CFC'ler için önemli bulgular şunlardır. Atmosferde 75 ile 120 yıl arasında kimyasal yapıları bozulmadan kalabilirler. Ozonu delme potansiyelleri yüksektir. Uygulamada en çok kullanılanları; R11, R12, R13, R114 ve R115'dir (Onat ve ark. 2004).

2.4.2. Hidrokloroflorokarbon (HCFC)

Metan ve etan moleküllerinin yapısındaki hidrojen atomlarının bir kısmının klor veya flor atomları ile yer değiştirilmesi sonucu oluşan moleküle kısmi holejenlenmiş adı verilir. Yani karbon yörüngelerinde hala bazı hidrojen atomları bulunmaktadır. Bütün hidrojen atomları klor ve flor atomları ile yer değiştirmemektedir. Bu oluşan moleküle HCFC adı verilir. HCFC'lerde klor atomu ozon tabakası ile reaksiyona girer. Buna rağmen HCFC'lerin yapılarında hidrojen atomu olduğu için kimyasal kararlılıkları çok zayıftır. Atmosferde uzun süre yapıları bozulmadan kalmazlar. HCFC'ler atmosfere doğru yükselirken yapılarındaki hidrojen havadaki su molekülleri ile reaksiyona girerek yapıları bozulur. Bu yüzden HCFC'lerin çoğu atmosferin stratosfer tabakasına ulaşmaz ve çoğu atmosferin alt tabakalarında çözünür. HCFC'lerin ozonu delme potansiyelleri azdır. Uygulamada en çok kullanılanları; R22, R124, R123'dür (Onat ve ark. 2004).

2.4.3. Hidroflorokarbon (HFC)

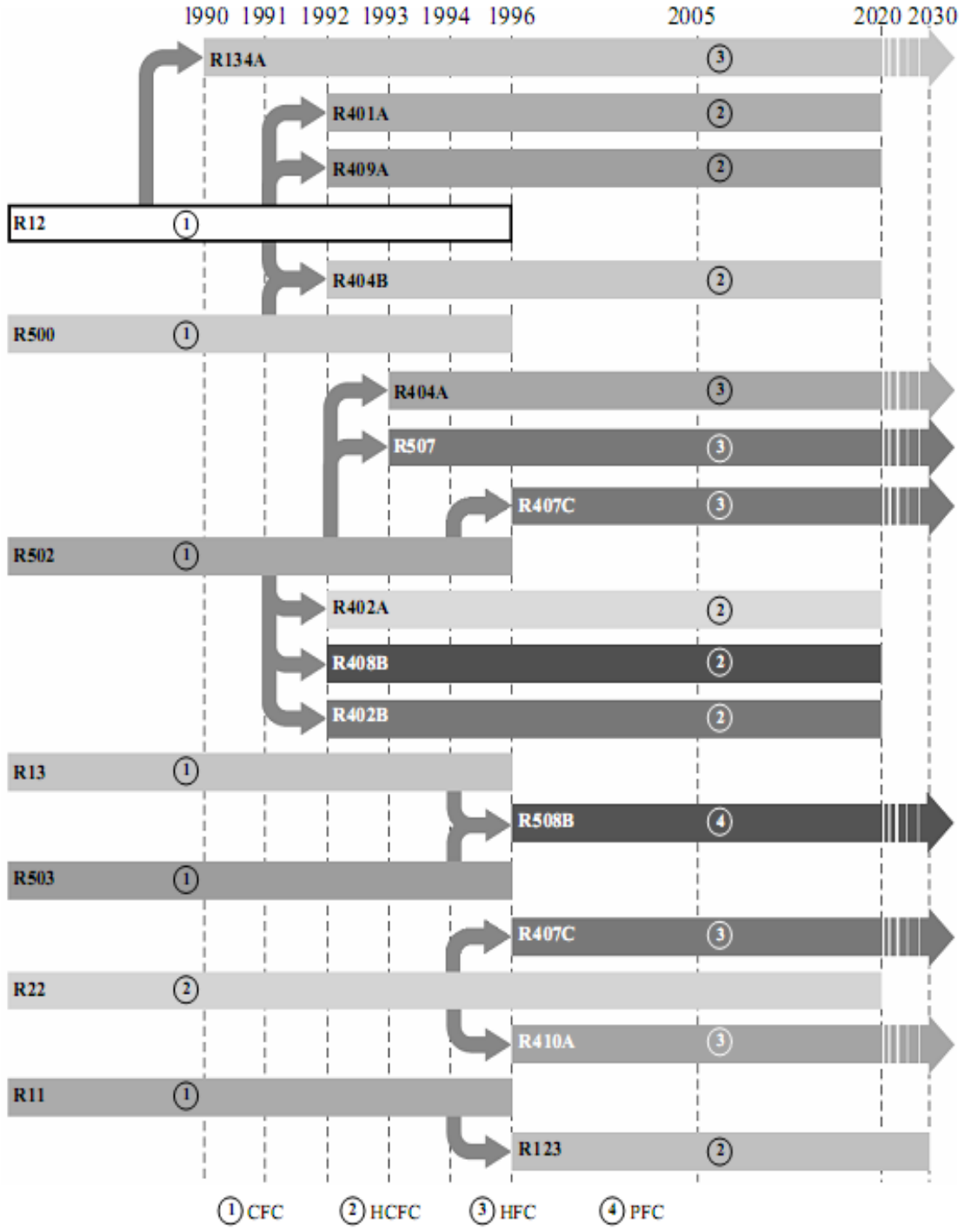
HFC'lerin temel molekülü yalnızca flor atomu ile halojenlenmiştir. Molekülün yapısında klor atomu yoktur. HFC'lerin yapısında flor, hidrojen ve karbon atomları bulunmaktadır. Yapılarında klor atomu bulunmadığı için HFC'lerin ozonu delme potansiyelleri sıfırdır. Yani ozon tabakası üzerinde hiçbir olumsuz etki yapmazlar. Buna

rağmen küresel ısınmaya biraz olumsuz etki yaparlar (Onat ve ark. 2004). Uygulamada en çok kullanılanları; R134a, R404A, R407C, and R507A'dır

2.4.4. Karışım ve inorganik soğutucu akışkanlar

İki yada daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırılmasıyla elde edilen yeni soğutucu akışkana karışım adı verilir. En popüler karışımlar R500, R502, R404A ve R407C'dir. Günümüzde yapılan yoğun çalışmalar sonucu ozonu çok az veya hiç tahrip etmeyen karışımlar geliştirilmektedir. İnorganik soğutucu akışkanlar 1900'lü yıllarda çok kullanılmasına rağmen günümüzde yalnızca zehirleyici özelliği olmasına rağmen termodinamik özellikleri mükemmel olan amonyak (NH_3) kullanılmaktadır. Alternatif akışkanlar buharlaşma sıcaklığı, buharlaşma gizli ısı, temin kolaylığı, ekonomik olması ve zehirleyici özelliği göz önüne alınarak seçilir. Eğer atom sayıları eşit ve aynı ise karbon yörüngesindeki dizilişlerine ve bulunuş sırasına göre sonlarına a,b,c veya A,B,C gibi harf verilir (Örneğin R134, R134a, R134b) (Dağsöz 1990).

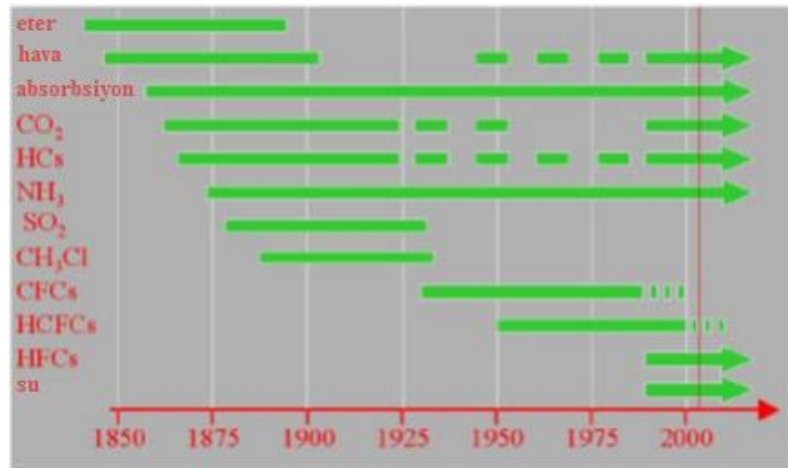
Ozon tabakasını etkileyen CFC ve HCFC türü soğutucu akışkanların yerine kullanılması için yeni soğutucu akışkanlar üzerinde araştırmalar devam etmektedir (Özkol 2007). Kullanımı durdurulan veya durdurulması planlanan soğutucu akışkanlar ile yerlerini alacak olan akışkanlar yıllara bağlı olarak Şekil 2.19'da verilmiştir.



Şekil 2.19. Soğutucu akışkanların yıllara göre yer değişimi (Dupont 2007)

2.4.5. Doğal soğutucu akışkanlar

Montreal Protokolü'yle çevreye verdiği zararlar nedeniyle CFC (kloroflorokarbon) ve HCFC (hidrokloroflorokarbon) soğutucu akışkanların kullanımdan kaldırılması kararlaştırılmıştır. Bazı akışkanların yıllara göre kullanımlarını Şekil 2.20'de verilmiştir. Bu akışkanlar günümüzde dahi iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompası uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu nedenle doğayla uyumlu, ozon tabakasına zarar vermeyen ve küresel ısınmaya neden olmayacak alternatif soğutucu akışkanların üretim çalışmaları büyük önem ve hız kazanmıştır. Gelecekte bu akışkanların yerine kullanılacak akışkanlar iki ana grup altında incelenebilir. Bunlardan biri HFC grubu yani hidroflorokarbonlar diğer grup ise doğal soğutucu akışkanlardandır (Kim ve ark. 2004).



Şekil 2.20. Akışkanların yıllara göre kullanımları (Pearson 2003)

2.4.5.1. Amonyak (R717)

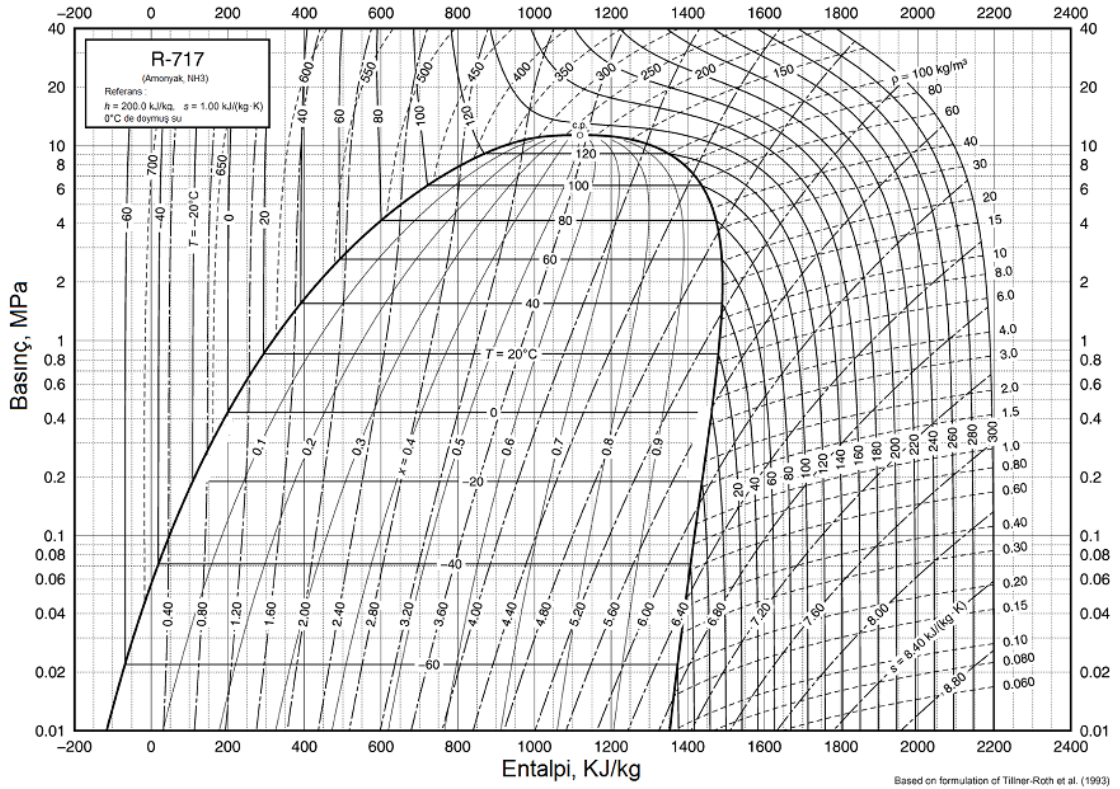
Amonyak, doğal bir soğutucu akışkan olup en verimli akışkanlardan birisidir, azot ve hidrojenden oluşan renksiz ve kötü kokulu bir gazdır. Kimyasal formülü NH_3 'tür. Günümüzde hala kullanılan en eski akışkanlardan birisidir. Genellikle pozitif yer değiştirmeli kompresörlerin kullanıldığı buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Amonyak birçok büyük ticari iklimlendirme sistemlerinde kullanılmasına rağmen çoğunlukla endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır.

Amonyak $+10^{\circ}C$ $-40^{\circ}C$ arasında soğutma yapılması istenen soğuk depolama tesislerinde soğutucu akışkan olarak kullanılabilir. Zehirleyici, yanıcı ve patlayıcı olmasına

rağmen mükemmel ısıl özelliklere sahip olması sebebiyle, iyi eğitilmiş işletme personeli ile ve zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında, büyük kapasiteli tesislerde ve donmuş paketleme uygulamalarında yaygın olarak başarıyla kullanılmaktadır.

Atmosfer basıncında buharlaşma sıcaklığı -33°C civarındadır. Kritik sıcaklığı $132,4^{\circ}\text{C}$, donma sıcaklığı $-77,6^{\circ}\text{C}$, kritik basıncı $113,3\text{ atm}$ 'dir. Suda eridiğinde donma noktası alçalır, $-33,3^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta kaynar, $-15,5^{\circ}\text{C}$ sıcaklıktaki su diğer sıcaklıklardaki sudan yaklaşık olarak 900 kat daha fazla amonyağı çözer. Bu çözelti çok tehlikeli ve çok zararlıdır. Isıtıldığında sudan kolayca ayrılması nedeniyle amonyak, absorpsiyonlu soğutma makinalarında çok kullanılır. Küçük soğutma yükleri için pek elverişli bir akışkan değildir. Sistemde akışkan miktarı az olunca ayar ve kontrol güçleşir. Yoğunlaşma basıncı ve yoğunlaşma sıcaklığı düşüktür, buharlaşma ısısı yüksektir, üretimi kolay ve maliyeti yüksek değildir, kokulu olduğu için soğutma tesisinde kaçak olup olmadığı kolayca anlaşılabilir.

Buharlaşma ısısının yüksek oluşu ve buhar özgül hacminin de oldukça düşük olması sistemde dolaştırılması gereken akışkan miktarının düşük seviyede olmasını sağlar. R22'de olduğu gibi çıkış sıcaklıkları yüksek seviyeli olup kompresör kafa ve silindirlerinin su soğutma gömlekleli olması tercih edilir. Amonyak yağ ile karışmaz, fakat karterdeki çalkantı ve silindirdeki yüksek hızlar yağın sisteme sürüklenmesine sebep olur. Bu nedenle, gerek kompresör çıkışına yağ ayırıcı koymak suretiyle, gerekse evaporatörden kompresöre yağın dönüşünü kolaylaştıracak tarzda boru tertibiyle yağın kompresör karterinde birikmesi sağlanmalıdır (Karal 2010).



Şekil 2.21. Amonyak P-h diyagramı (Tillner-Roth ve ark. 1993)

2.4.5.2. Karbondioksit (R744)

Karbondioksit karbonun yanmasından elde edilir. Renksiz, kokusuz, yanıcı olmayan, ucuz, doğada rahatlıkla bulunabilen, sızıntı durumunda küresel ısınmaya yol açmayan ve ozon tabakasının delinmesine neden olmayan birkaç soğutucu akışkandan birisidir. CO₂ sembolü ile gösterilir. Diğer gazlarla karıştığı zaman karbonmonoksit haline gelme ihtimali vardır, bununla beraber zehirsiz olarak kabul edilir, derişik bir halde solunursa hafif ekşimsi bir tat algılanır.

Karbondioksitin zehirsiz olduğu belirtilmesine rağmen, havadaki konsantrasyonuna bağlı olarak insanlar üzerinde bir takım fiziksel etkileri vardır. Havadaki karbondioksit derişimi hacimce %2-3 arasında iken solunumda hızlanma ve hafif bir baş ağrısı hissedilebilir. Acil yaşam ve sağlık tehlikesi konsantrasyonu %4'te sabitlenmiş ve ölümcül konsantrasyonun %10 olduğu belirtilmiştir. Pratikte sınır konulan, havadaki %5 karbondioksit oranı gayet mantıklı bir değerdir. Sonuç olarak bu sınır değere göre tasarımlar yapılmalı ve herhangi bir

kaza veya bir sızıntı durumunda canlılara verilen zarar en aza indirilmelidir (Kim ve ark. 2004).

Soğutucu akışkan olarak karbondioksitin en belirgin özellikleri aşağıdaki gibidir (Karaöz 2010);

- Çevre dostu bir soğutucudur
- Zehirli değildir
- Yanıcı değildir
- Yüksek hacimsel soğutma kapasitesi
- Yüksek ısı iletimi özellikleri
- Ucuzdur
- Kolayca bulunabilir
- Geri dönüşüm ya da elden çıkarma zorunluluğu yoktur
- Atmosferik hava içindeki konsantrasyonu yaklaşık % 0,04'dür
- Düşük üçlü nokta
- Düşük kritik nokta
- Yüksek basınç

20. yüzyılın başlarında karbondioksit (R-744) yaygın olarak kullanılan bir soğutucu akışkan olmakla birlikte 1940'lı yıllardan itibaren florokarbon kimyasalların bulunmasıyla kullanımdan kalktı. 1980'li yılların sonunda Norveç Teknik Üniversitesinde Prof. Gustav Lorentzen'in çalışmalarıyla, yaklaşık yarım yüzyıl aradan sonra, tekrar gündeme geldi. Florokarbon soğutucu akışkanlar üzerindeki çevresel şüphelerin artması üzerine genelde doğal soğutucu akışkanların kullanımı üzerine ve özellikle yanmaz ve zehirsiz özellikleri dolayısıyla karbondioksite güçlü bir ilgi oluştu. Sentetik halokarbonlar, çevreye olan zararlı etkileri nedeniyle yerlerini karbondioksitli sistemlere bırakmaktadır. CFC'lerin küresel ısınma potansiyelleri (GWP) yüksektir. Genel olarak atmosfere bırakılan 1kg CFC atmosfere bırakılan 1kg karbondioksite kıyasla küresel ısınmada 1000 – 3000 kat arası daha etkin rol oynar. Sadece bu sonuç bile Kyoto Protokolünde neden bu gazların tüketiminin yeniden düzenlendiğini anlamak için yeterlidir (Lorentzen ve Pettersen 1992, Akdemir ve Güngör 2010, Bulgurcu ve Uslu 2007).

Çizelge 2.4. Karbondioksit için soğutucu akışkan tanımlaması (Özkol 2007)

ASHRAE Tanımı	R-744
Kimyasal Adı	Karbondioksit
Kimyasal Formülü	CO ₂
Atmosferde Kaynama Sıcaklığı	-78,4 °C
Kritik Sıcaklık	31 °C
Kritik Basınç	73,6 bar
Özgül Ağırlık (20°C)	0,77 kg/dm ³

Karbondioksit hacimsel özgül soğutma yükü en büyük olan soğutucudur ve emniyet telkin eden karakteristiğinden dolayı son zamanlarda soğuk içecek otomatlarında, süpermarketlerde, soğuk odalarda, gemilerde, gıda üretim ve işleme tesislerinde, endüstriyel dondurma üretim makinalarında, ısı pompalarında ve araç klimalarında karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır.

Karbondioksitin kullanılma sahasını kısıtlayan başlıca dezavantajları, yoğunlaşma basıncının yüksek ve kritik basıncının düşük olmasıdır. Bu sebeple soğutucu akışkan olarak karbondioksitin kullanıldığı soğutma tesislerinde kompresör ve diğer soğutma sistemi elemanlarının yüksek basınçlara dayanıklı olarak seçilmesi gerekir. Karbondioks, bütün çalışma şartları altında tamamen kararlı olup, soğutma makine ve teçhizat metallerine karşı herhangi bir korozyon etkisi göstermez. Havaya karışmasının boğucu etki göstermesine rağmen, %4'ün altında olan karışımlarda hayati bir tehlikesi yoktur.

Çizelge 2.5. Karbondioksit için performans değerleri(*) (Özkol 2007)

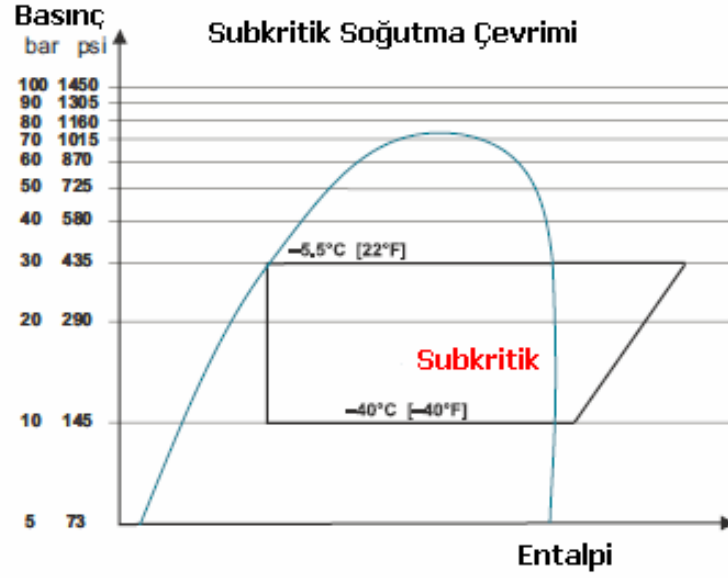
Soğutkan Cinsi	R-744
Buharlaştırma Basıncı	22,33
Yoğuşma Basıncı (Atü)	72,5
Sıkıştırma Oranı	3,15
Dolaşımı Gerekli Soğutkan (Kg/h)	98,5
Gerekli Kompresyon Debisi	1,63 (0,82)
Gerekli Güç (HP)	1,84 (1,61)
Soğutma Tesir Katsayısı (COP)	2,96 (2,56)
Çıkış Gaz Sıcaklığı °C	70 (66)
(*) Değerler -15 °C Evaporasyon ile 30°C Kondenzasyon sıcaklığı çalışma şartlarında ve Beher Ton/Frigo (T/R)=3024 Kcal/h için verilmiştir.	

2.5. Karbondioksit Temel Soğutma Çevrimleri

Karbondioksit soğutma sistemlerinde subkritik ve transkritik olmak üzere iki tip temel çevrim vardır. Subkritik olarak adlandırılan çevrimin tamamında basınç kritik noktanın altındadır. Transkritik çevrimde ise çevreye ısı geçişi kritik noktanın üzerinde gerçekleşir (Kasap ve ark. 2011).

2.5.1. Direkt genişlemeli karbondioksit subkritik (kritik altı) çevrim

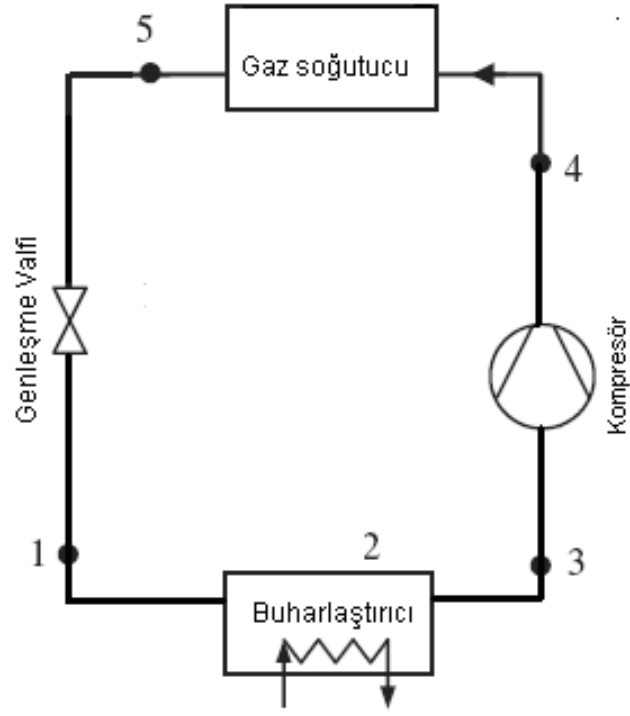
Subkritik çevrim soğutma endüstrisinde en çok kullanılan sistemdir. Bütün sıcaklıklar ve basınçlar kritik noktanın altında, 3'lü noktanın üzerindedir. Tek kademeli karbondioksit subkritik çevrim oldukça basit bir sistemdir. Fakat kısıtlı sıcaklık aralığı ve yüksek basınçtan dolayı bazı dezavantajları bulunmaktadır. Düşük yoğuşma sıcaklığından dolayı çevreye ısı geçişinin gerçekleşmesi güçleşir. Çalışma basıncı 60bar seviyelerindedir (Evans 2009).



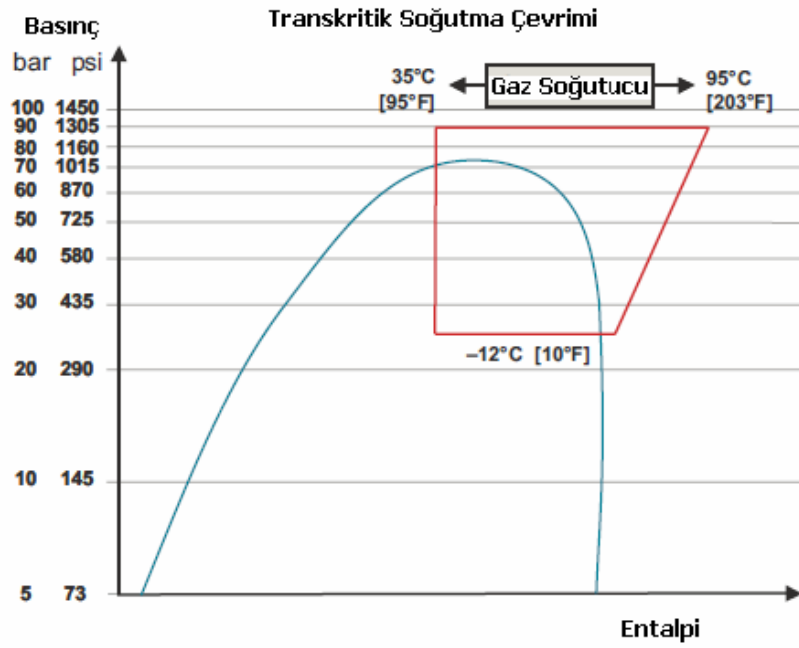
Şekil 2.22. Direkt genişlemeli karbondioksit subkritik çevrim ln P – h diyagramı (Kasap ve ark. 2011)

2.5.2. Karbondioksit transkritik (kritik üstü) çevrim

Karbondioksit, 31°C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,6bar yüksek kritik nokta basıncına sahiptir. Klasik buhar sıkıştırımlı çevrimlerde olduğu gibi akışkanın kondenserde yoğunlaşarak atmosfere ısı atması mümkün değildir. Süperkritik bölgede çevreye ısı geçişi gaz fazındaki karbondioksitin yoğunlaşmaması, sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşir. Bu şekilde gerçekleşen çevrimlere “transkritik karbondioksit çevrimi” denir. Bu sebeple sistemde kondenserin yerini Şekil 2.24’de görüldüğü gibi gaz soğutucu alır. Transkritik karbondioksit çevriminde kompresörde sıkıştırılmış karbondioksit, gaz soğutucusunda ısıyı çevreye atar (Sarkar ve ark. 2004). Transkritik sistemlerde etkenliği arttırmaya yönelik olarak iç ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Transkritik sistemlerin verimliliğini artırmak için gaz by-passlı olarak tasarımlarda gerçekleştirilebilmektedir. Geleneksel sistemlerden farklı olarak ikinci bir genişleme vanası sisteme eklenir (Kasap ve ark. 2011).



Şekil 2.23. Karbondioksit transkritik çevrim (Bayrakçı ve ark. 2009)



Şekil 2.24. Karbondioksit transkritik çevrim ln P – h diyagramı (Kasap ve ark. 2011)

3. KAYNAK ÖZETLERİ

Çerkezoğlu (2010) çalışmasında düşük sıcaklık kademesinde karbondioksit kullanılan kaskad soğutma sistemlerini tanıtmış, kaskad soğutma devresi kurulumunda korozyon, karbondioksit sızıntısı, soğutma sisteminin durdurulması, devredeki karbondioksitin aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemleri, soğutma sisteminde yağlama, buz çözme, kötü kokuların giderilmesi gibi göz önünde bulundurulması gereken önemli noktalara değinilmiştir. Karbondioksit sıcaklık, basınç, soğutma tesir katsayısı, kapasite gibi yönlerden diğer soğutucu akışkanlarla karşılaştırılmıştır. Önemli devre elemanları özellikler doğrudan genişlemeli ve taşırmlı evaporatörler anlatılmış, evaporatör tasarım parametreleri ve optimal devre kurulum şekillerine dikkat çekilmiştir. Soğutma sistemi kurulumundaki bazı kritik tasarım parametrelerine değinilmiştir. Termodinamik incelemede R404A/CO₂ kaskad soğutma sistemlerinde çeşitli yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları için soğutma tesir katsayısı, verim, ısı değıştirici kapasiteleri, gerekli net kompresör güçleri ve devrelerde dolaşan akışkan debileri hesaplanmış ve çıkan sonuçlar irdelenmiştir.

Kasap ve ark. (2011) makalelerinde R744 (CO₂)'in soğutucu akışkan olarak kullanıldığı, soğuk içecek otomatlarında, süpermarketlerde, soğuk odalarda, gıda üretim ve işleme tesislerinde, endüstriyel dondurma üretim makinelerinde, ısı pompalarında ve araç klimalarında ve benzer sistemler ile kanatlı borulu CO₂ evaporatör ve gaz soğutucular hakkında bilgiler aktarmışlardır.

Menlik (2005) çalışmasında, alternatif akışkanlı iki kademeli soğutma sisteminin tasarımı, imalatı ve performans deneylerini yapmıştır. Sistemde piyasadan temini mümkün olan soğutma elemanları kullanılmıştır. Yüksek sıcaklık devresi (YSD) için R-404A, düşük sıcaklık devresi (DSD) için de R-508B soğutucu akışkanları seçilmiştir. R-508B devresinde de R-404A elemanları kullanılmıştır. Sistemde en hassas eleman olarak düşünülen kaskad ısı değıştirici için plakalı ısı değıştirici seçilmiştir. R404A elemanlarından dolayı DSD'de herhangi bir problem ile karşılaşılmamıştır. Yapılan deneyler sonucunda, tasarlanan sıcaklık değerinden 2°C daha düşük olarak -88°C buharlaştırıcı yüzey sıcaklığına ve 5 saatte -75°C ortam sıcaklığına ulaşılmıştır. Bu çalışma sıcaklıklarında sistemin soğutma tesir katsayısı (COP) 1,05 olarak hesaplanmıştır.

Getu ve Bansal (2008) makalelerinde (R744–R717) kaskad soğutma sisteminin, optimum dizayn ve işletme parametreleri, termodinamik analizi ve çoklu regresyon analizi yapılarak araştırılmıştır.

Karaöz (2010), çalışmasında, hem üstün termodinamik özellikleri, hem de daha çevreci bir akışkan olması nedeni ile doğal soğutuculardan olan karbondioksiti incelemiştir. Özellikle Avrupa ülkelerinde, yasalarında etkisiyle karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanılmaya başlanması bununla birlikte Türkiye’de henüz sistematik bir uygulama bulunmaması üzerine bu çalışma kapsamında konu ile ilgili literatür taraması yapılmış ve dünyadaki karbondioksit uygulamaları incelenmiştir. Aynı zamanda özgün bir CO₂-404A kaskad çevrimi tasarlanarak imal ve test edilmiştir. Böylece CO₂ ile çalışan soğutma çevrimleri ile ilgili deneyim kazanılması hedeflenmiştir. Her ne kadar çalışma kapsamı bu şekilde sınırlı tutulmuşsa da tasarlanan kaskad sistemin yapılacak olan yeni çalışmalar için de kullanılacağı öngörülmüştür.

Nielsen ve Lund (2003) çalışmalarında büyük balıkçı teknelerinde soğutma sistemlerinde kullanılan R22 soğutucu akışkanının olumsuz yönlerinden dolayı yerine kullanımı yaygınlaşan karbondioksit ve amonyak kaskad soğutma sisteminin teknik sorunlarını, çözümlerini ve bu tip sistemlerin günümüzde ve gelecekteki faydalarını araştırmaktadır.

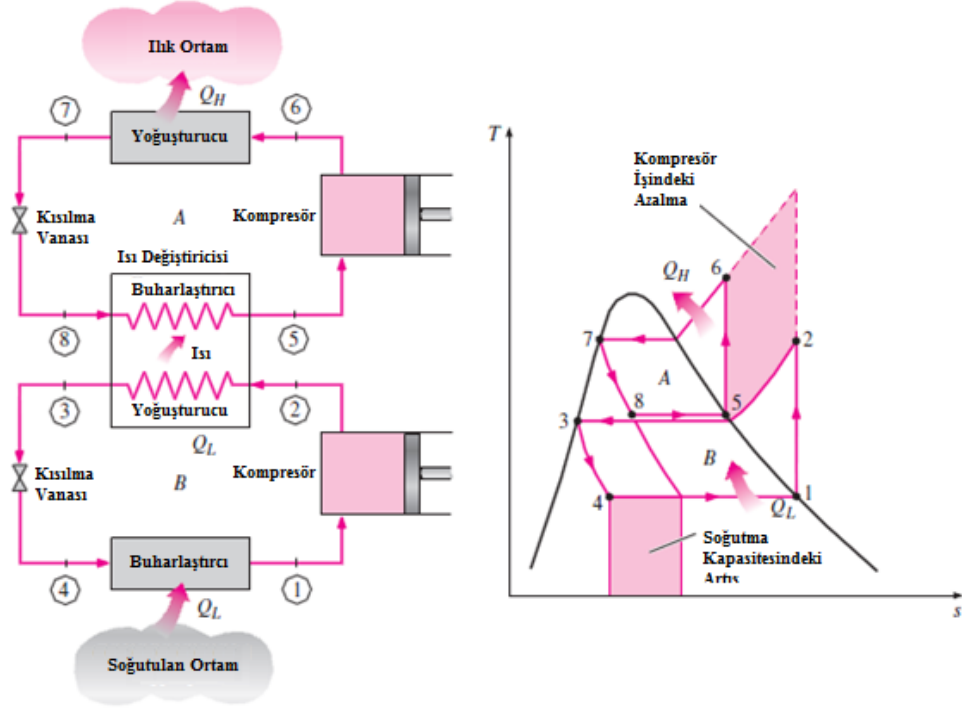
Lee ve ark. (2006) makalelerinde karbondioksit ve amonyak soğutucu akışkan kullanan kaskad soğutma sistemi için soğutma tesir katsayısının maksimum değerini, kaskad kondenserdeki optimum kondenser sıcaklığını, çeşitli tasarım parametrelerinde bulmak için termodinamik analiz yapmışlardır.

4. ÇOK KADEMELİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ

4.1. Kaskad Soğutma Sistemleri

Bazı özel endüstriyel uygulamalarda, yiyecek depolama veya özel laboratuvar çalışmalarında çok düşük sıcaklıklarda soğutma gerekir. Bu tarzdaki uygulamalar için tek kademeli bir buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi kullanıldığında, kondenser basıncı çok yüksek, evaporatör basıncı çok düşük olmaktadır. Bu durum kondenser basıncının, soğutucu akışkan kritik nokta basıncının üstüne çıkmasına, evaporatör basıncının çok düşmesi sonucu soğutucu akışkan katılaşma sıcaklığına yaklaşmasına yada kompresör veriminin çok fazla düşmesine ve buna benzer problemlere yol açabilmektedir. Bunun önüne geçebilmek için, düşük sıcaklık istenilen uygulamalarda iki yada daha fazla buhar sıkıştırımlı çevrimin kullanıldığı ikili kaskad soğutma sistemleri oluşturulur. Bu sistemlerde soğutma iki kademede gerçekleştirilir yani birbiriyle bağlantılı çalışan iki soğutma çevrimi bulunur. Şekil 4.1’de böyle bir sistem gösterilmiştir. Kaskad sistemlerde her akışkan kendisi için uygun sıcaklık sınırları arasında çalışır, bu sistemlerde çevrimlerde aynı soğutucu akışkan kullanılabileceği gibi farklı akışkanlar da kullanılabilmektedir çünkü kaskad sistemlerin ısı değiştiricilerinde akışkanlar birbirine karışmamaktadır.

Kaskad sistemler soğutma amacıyla bağımsız iki yada daha fazla soğutma sisteminin bir araya getirilmesi ile çok düşük buharlaşma sıcaklıklarının elde edilmesini sağlamak için geliştirilmiş sistemlerdir. Sistemde, bir üst sıcaklık devresinin evaporatörü bir sonraki alçak sıcaklık devresine kondenser görevi yapmak üzere ve her müstakil soğutma devresindeki soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklık ve basınçları uygun seçilmek suretiyle verimli, güvenli ve ekonomik bir soğutma sistemi oluşturabilecek şekilde seçilir. Kaskad sistemlerde, yüksek sıcaklık devresinde R134a, R22, R502, amonyak veya propan soğutucu akışkanlar, alçak sıcaklık devresinde ise R13, R13B1, R503, karbondioksit ve metan, etan, etilen gibi soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır, her bir soğutucu akışkan kendisi için uygun sıcaklık sınırları arasında çalışarak kaskad devresi gerçekleşir, bu tip sistemlerde çalışma basıncı 40–45bar dolaylarındadır (Özkoç 2007, Onbaşoğlu 2010).



Şekil 4.1. Kaskad soğutma sistemi çevriminin şeması (Çengel ve Boles 1994)

Şekil 4.1’de verilen T-s diyagramından kompresör işinin azaldığı ve soğutulan ortamdan çekilen ısının arttığı görülmektedir. Bunlara bağlı olarak kaskad sistemin soğutma tesir katsayısı (COP) artmaktadır. Kaskad sistemde iki çevrimin bağlantısı, üst çevrimin buharlaştırıcısı, alt çevrimin de yoğuşturucusu işlevini gören, bir ısı değiştiricisi aracılığıyla olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilir ve ısı değiştiricisinin iyi yalıtıldığı kabul edilirse, ısı değiştiricisinde alt çevrim akışkanının verdiği ısı, üst çevrim akışkanının aldığı ısıya eşit olmaktadır, buradan yola çıkarak çevrimdeki soğutucu akışkan debileri ve ikili tesir katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Çengel ve Boles 1994).

Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek soğutma tesir katsayısı aşağıdaki gibi yazılır (Lee ve ark. 2006).

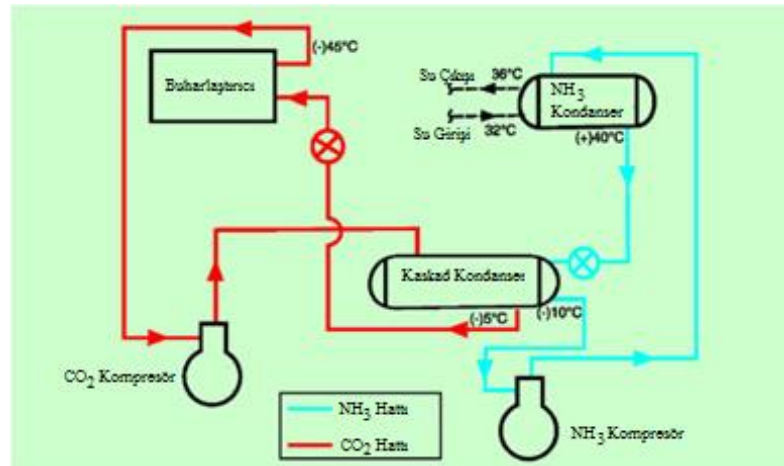
$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_H + \dot{W}_L} = \frac{(\text{COP}_{\text{LTC}}) (\text{COP}_{\text{HTC}})}{1 + \text{COP}_{\text{LTC}} + \text{COP}_{\text{HTC}}} \quad (4.1)$$

$$\text{COP}_{\text{LTC}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_L} \quad (4.2)$$

$$\text{COP}_{\text{HTC}} = \frac{\dot{Q}_M}{\dot{W}_H} \quad (4.3)$$

4.2. NH₃/CO₂ Kaskad Soğutma Sistemi

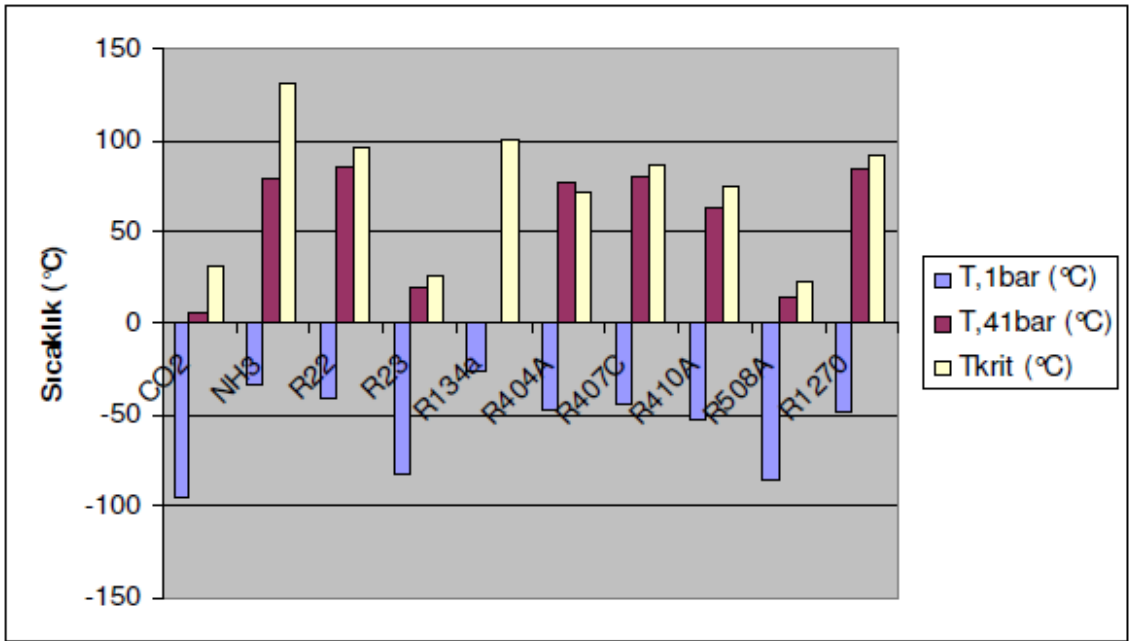
Amonyak düşük sıcaklıklı iki basamaklı soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan doğal bir soğutucu akışkandır fakat bazı dezavantajları vardır. Mesela, amonyak keskin bir kokuya sahiptir, zehirlidir ve az da olsa yanıcı özelliği vardır ve görece olarak -35°C’de büyük süpürme hacmi gereksinimi vardır. İlave olarak, buharlaşma sıcaklığı -35°C’nin altında olduğundan amonyaklı sistemin buharlaşma basıncı atmosferik basıncın altındadır. Bu durum soğutma sistemine hava sızmasına neden olur ve kısa dönemde verimsizlik ve uzun dönemde sistemin güvenilirliğiyle sonuçlanır. Bu yüzden, zehirli ve yanıcı olmayan, pozitif buharlaşma basıncı daha yüksek olan karbondioksit düşük sıcaklık çevrimi için seçilebilir. Karbondioksit ve amonyak kullanan kaskad bir sistem bu gereksinimi karşılayabilir.



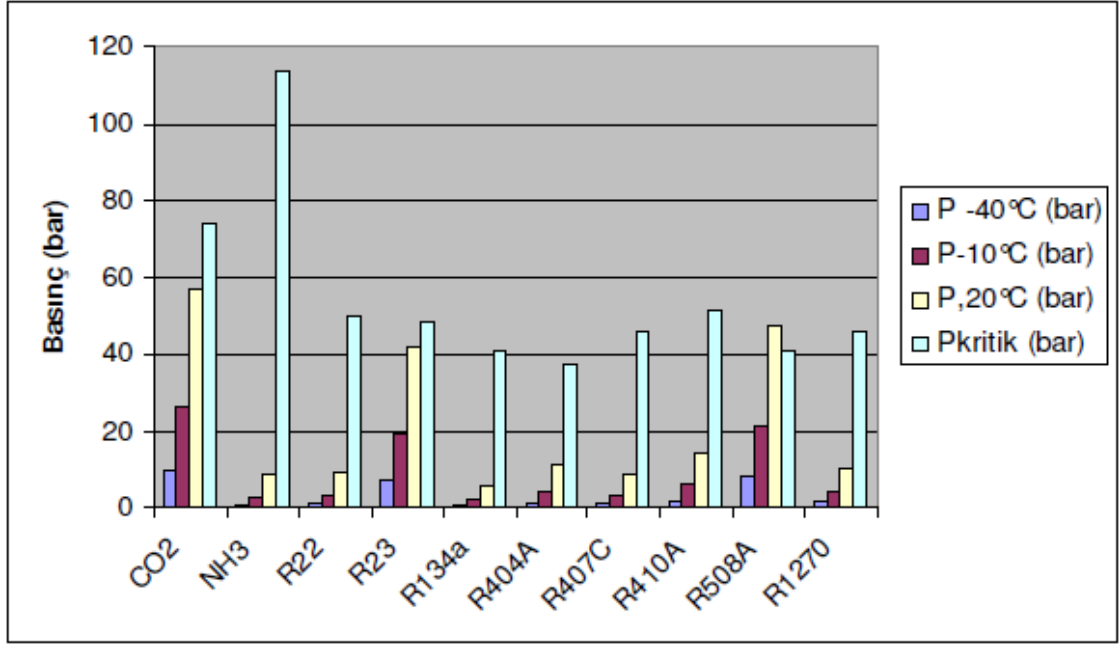
Şekil 4.2. NH₃/CO₂ Kaskad soğutma sisteminin şematik gösterimi (Raha 2002)

Karbondioksitin düşük sıcaklık devresi için uygunluğu:

Düşük sıcaklık çevriminde karbondioksitin uygunluğuna karar verebilmek için -40°C buharlaşma ve -10°C yoğuşma aralıklarında kullanılabilen diğer soğutucu akışkanlarla karşılaştırılması gerekir. Kritik sıcaklığın yanında 1 ve 41bar basınç değerlerindeki sıcaklıklar Şekil 4.3’de ve kritik basınç ile -40°C , -10°C , 20°C sıcaklıklardaki basınçlar Şekil 4.4’de gösterilmiştir. 41bar sınırı, bu basınca kadar uygun devre elemanı bulma konusunda zorluk olmadığı için seçilmiştir (Ashrae 2008).



Şekil 4.3. Soğutucu akışkanların 1 ve 41bardaki sıcaklıkları ve kritik sıcaklıkları (Ashrae 2008)

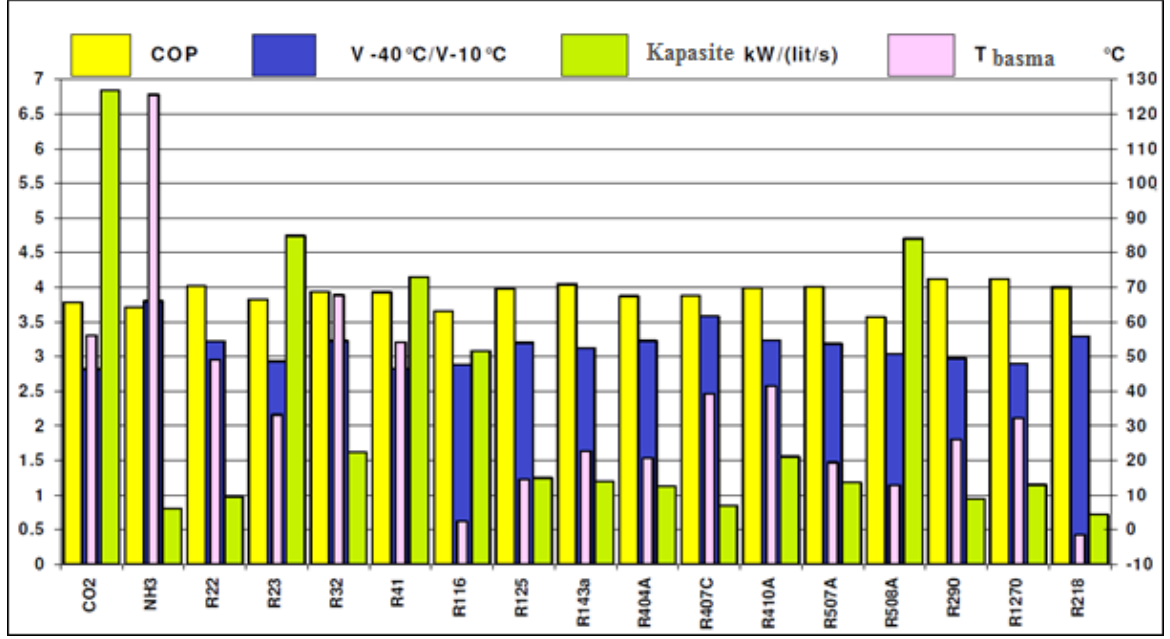


Şekil 4.4. -40°C, -10°C, 20°C sıcaklıklardaki basınçlar ve kritik basınçlar (Ashrae 2008)

Amonyak, R218 ve R407C, -40°C sıcaklıkta vakum altında çalışmakta, propan (R290) ise vakuma yakın basınçlarda çalışmaktadır. Vakum hava sızıntısı riski anlamına gelir ve parlayıcı soğutucu akışkanların kullanıldığı sistemlerde yangın ve patlama tehlikesi vardır. R23, R116, R134A ve R218 çoğunlukla karışım halinde kullanılır. R23 sıklıkla -80°C gibi düşük sıcaklıklarda kullanılır. Bazı soğutucu akışkanlar ise normal sistemlerde kullanmak için oldukça pahalıdır.

Karbondiyoksit özel bir soğutucu akışkandır. Yüksek buhar basıncına sahiptir. Diğer yandan düşük sıcaklık bölgesi -56,6°C olan üçlü nokta sıcaklığıyla sınırlandırılmıştır. Bunun sonucu olarak çalışma aralığı 60K mertebesinde olan tüm soğutucu akışkanlar arasında, karbondiyoksit çalışma sıcaklıkları en düşük olan soğutucu akışkandır. Bir işletmede sıcaklık aralığı çoğunlukla sabittir ve ticari soğutmadaki -40°C/-10°C sıcaklık aralığı karbondiyoksite uygun olduğundan ne alt ne de üst sınır karbondiyoksit kullanımına engel olacak düzeyde değildir (Ashrae 2008).

Süpermarket, soğuk hava deposu ve gıda işleme merkezi gibi işletmelerin kaskad soğutma sistemleri dikkate alındığında, her iki kademedeki soğutucu akışkanlar, kendi kademesindeki çalışma şartlarına göre optimize edilirler.

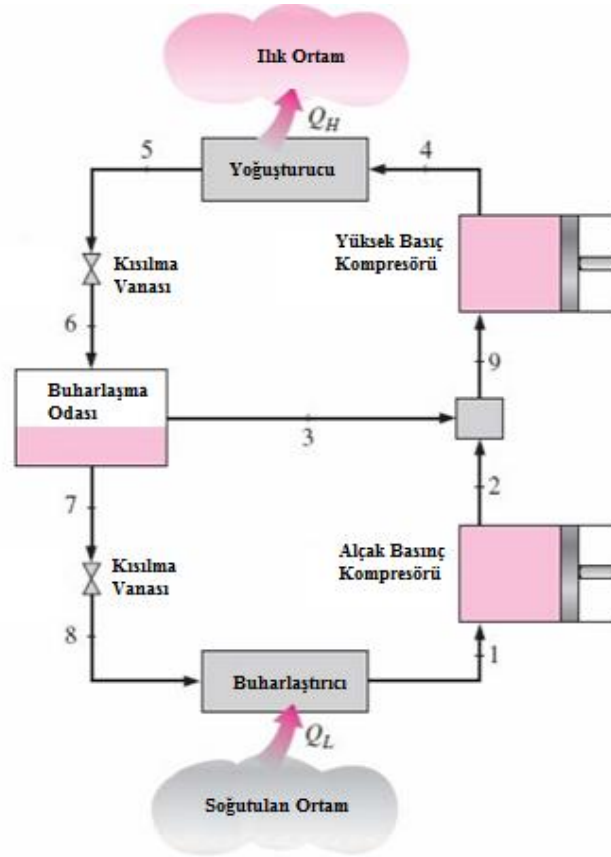


Şekil 4.5. Bazı soğutucu akışkanlar için soğutma tesir katsayısı değerleri (Ashrae 2008)

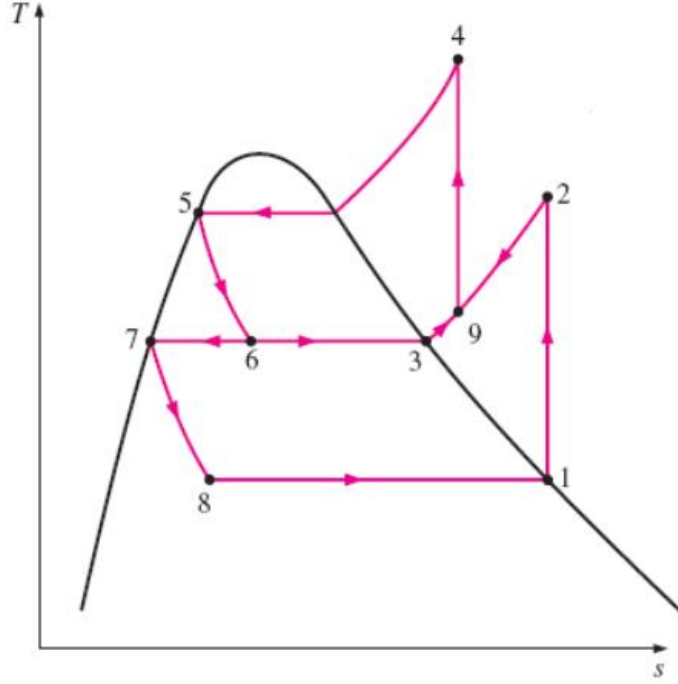
Kaskad sistemin düşük sıcaklık kademesi için bazı soğutucu akışkanların, soğutma tesir katsayısı değerleri Şekil 4.5’de gösterilmiştir. Bu değerler -40°C buharlaşma ve -10°C yoğuşma sıcaklıkları için hesaplanan teorik değerlerdir. İzentropik sıkıştırma verimi, sıkıştırma oranı ile ters orantılıdır. Dikkat çekici bir nokta, geniş bir soğutucu akışkan yelpazesi için soğutma tesir katsayısı değerlerinin birbirine yakın oluşudur. Karbondioksit kullanılan soğutma sistemi bileşenleri, özellikle kompresörler oldukça hızlı bir gelişim içerisinde olmakla beraber üretici firmalar tarafından bu gelişmelerin gelecekte süreceği belirtilmektedir. Karbondioksit yüksek basınca sahip olmakla birlikte seçilen sıcaklık aralığında diğer soğutucu akışkanlar içinde sıkıştırma oranı en düşük olan soğutucu akışkandır ve bu durum kompresör tasarımını basitleştirmektedir. Diğer önemli bir nokta ise halojene edilmiş hidrokarbonların yaklaşık 60 yıllık gelişim sürecine rağmen doğal soğutucu akışkanlardan daha iyi sonuçlar verememesidir. Soğutma tesir katsayısı değerlerinin birbirine yakın olması, her zaman için tahliye sıcaklıklarının da birbirine yakın olacağı anlamına gelmemektedir. Makul seviyelerde tahliye sıcaklığının yüksek olması buz çözme işlemine katkı sağlayacağından istenen bir durumdur. Karbondioksit aşırı olmamakla birlikte yüksek kızdırma değerine sahiptir (Ashrae 2008).

4.3. Buharlaşma Odalı İki Kademeli Soğutma Sistemleri

Kaskad soğutma sisteminde tek bir akışkan kullanılıyorsa, kademeler arasındaki ısı değiştirici yerine ısı aktarımının daha iyi sağlandığı bir karışma odası veya buharlaşma odası kullanılır. Bu tür sistemlere çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma sistemleri adı verilir. İki kademeli sıkıştırma yapılan bir soğutma sistemi Şekil 4.6'da gösterilmiştir (Çengel ve Boles 1994).



Şekil 4.6. Çok kademeli sıkıştırma yapan soğutma sistemi çevriminin şeması (Çengel ve Boles 1994)



Şekil 4.7. Çok kademeli sıkıştırma yapan soğutma sistemi T-S diyagramı (Çengel ve Boles 1994)

Kademeli sıkıştırma işlemi genellikle iki veya daha fazla kompresör kullanarak yapılmaktadır. Kompresörler arasında ısı değiştiricileri koyularak sıkıştırma sonucunda soğutucu akışkanın yükselen sıcaklığı düşürülmüş olur. Şekil 4.7'de görülen iki kademeli sıkıştırma yapan soğutma sisteminde, sıkıştırma devresinin birinci kademesini gerçekleştiren kompresöre düşük basınç kompresörü, ikinci kademesini gerçekleştiren kompresöre ise yüksek basınç kompresörü adı verilir. Böylece çok kademeli sıkıştırma yapan soğutma sistemlerinde kompresör çıkışlarında yüksek basınç değerlerine düşük sıcaklıklarda ulaşılarak, kompresörün zarar görmesinin ve sistemin tesir katsayısının düşmesinin önüne geçilmiş olmaktadır.

Ara basamak için optimum basınç değeri aşağıdaki şekilde bulunur.

$$P_{i,opt} = \sqrt{P_e \cdot P_c} \quad (4.4)$$

Burada P_e ve P_c evaporatör ve kondenser basınçlarıdır.

4.4. İki Kademeli Amonyak Soğutma Sistemi

Soğutucu akışkan amonyak, genellikle büyük boyutlu ticari ve endüstriyel soğutma uygulamalarında ve soğutma devresine su soğutmalı kondenser tesis edilmesi kaydı ile kullanılır. Buna göre bu tür soğutma uygulamalarında kondenserde azami yoğuşma sıcaklığının $+30^{\circ}\text{C}$ veya $+35^{\circ}\text{C}$ olması durumunda soğutucu üniteye -30°C veya -25°C buharlaşma sıcaklığına kadar inilebilir.

Kompresör basma sıcaklığının 140°C ve hatta 150°C değerlerini aşması kompresör yağlama yağında ve dolayısı ile sürtünen parçalarında zararlı etkiler yapabilir.

Bu nedenle amonyak kullanılan soğutma sistemlerinde soğutucu üniteye -30°C ile -35°C buharlaşma sıcaklığına inilebilmesi için genellikle iki kademeli soğutma sistemleri uygulanır (Savaş ve Bayboz 1999).

5. NH₃/CO₂ KASKAD SİSTEMİNİN ÇİFT KADEMELİ AMONYAK SOĞUTMA SİSTEMİ İLE KARŞILAŞTIRILMASI

5.1. Avantajları

5.1.1. İşletme basıncı

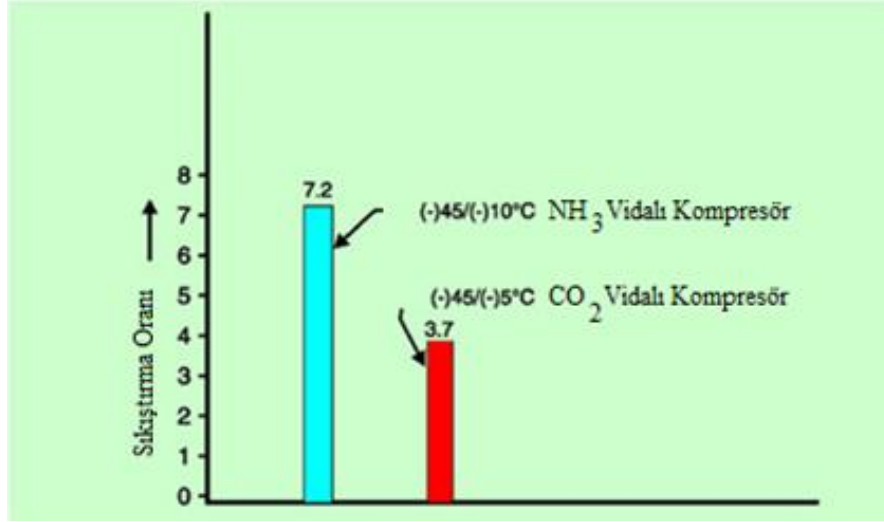
Sisteme havanın sızması, kompresör için gerekli gücü artıran yüksek yoğunlaşma basınçlarına neden olur. İki basamaklı amonyak sistemlerinde bu yaygın bir problemdir. Bu yüzden pahalı hava pürjörleri kullanılır. Çizelge 5.1'den görüldüğü gibi karbondioksit emme basıncı amonyaktan daha büyüktür ve atmosfer basıncının üzerindedir. Böylece hava sızıntısı ve bununla ilgili problemler bulunmaz.

Çizelge 5.1. Karbondioksit ve amonyağın karşılaştırılması (Raha 2002)

		Çift Kademeli Amonyak	NH ₃ /CO ₂ Kaskad Sistem
Vidalı Kompresör	Soğutucu akışkan	Amonyak	Karbondioksit
	Çalışma sıcaklığı (°C)	-45 / -10	-45 / -10
	Emme hattı basıncı (bar)	0,50	8,30
	Basma hattı basıncı (bar)	3,60	30,5
Pistonlu Kompresör	Soğutucu Akışkan	Amonyak	Karbondioksit
	Çalışma sıcaklığı (°C)	-45 / -10	-45 / -10
	Emme hattı basıncı (bar)	0,53	8,16
	Basma hattı basıncı (bar)	3,60	30,84

5.1.2. Sıkıştırma oranı

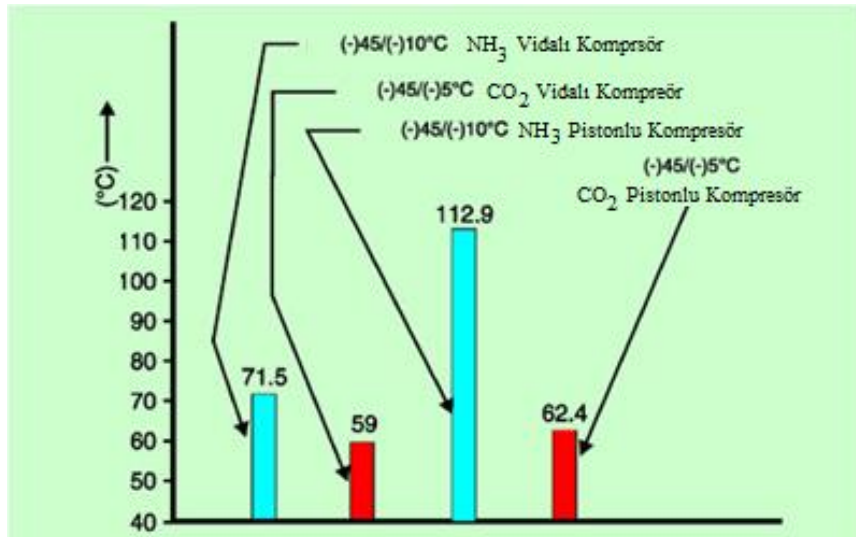
Şekil 5.1'de görüldüğü gibi düşük sıcaklıklarda karbondioksitin sıkıştırma oranı amonyaklı sistemlere göre daha düşüktür.



Şekil 5.1. Karbondioksit ve amonyak kompresörlerinin sıkıştırma oranları (Raha 2002)

Düşük sıkıştırma oranının avantajı daha yüksek hacimsel verim, daha düşük kompresör çıkış sıcaklığı ve daha yüksek adyabatik sıkıştırma verimidir. Bu avantaj pistonlu kompresörlerde vidalı kompresörlerden daha fazladır. Dolayısıyla karbondioksit devresinde pistonlu kompresör kullanma seçeneği mevcuttur (Zimmermann 2010).

Kompresör çıkış sıcaklığının düşük olması yağların bozulması ve onunla ilgili problemleri de en aza indirir dolayısıyla servis ve bakım maliyetlerini azaltır.



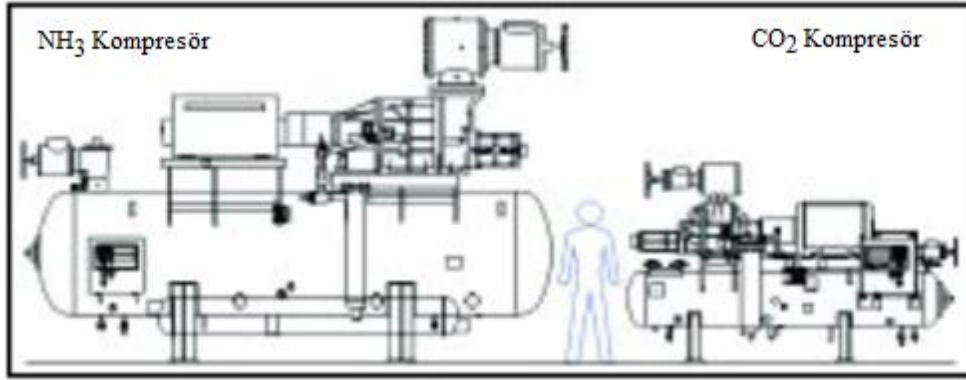
Şekil 5.2. Kompresör çıkış sıcaklıkları (Raha 2002)

5.1.3. Sistem elemanlarının ebatları

5.1.3.1. Kompresör büyüklüğü

Kompresörler genellikle sistemin hacimsel debi gereksinimi dikkate alınarak seçilirler. Daha büyük hacimsel debi daha büyük kompresör demektir. Karşılaştırma yapıldığında, düşük sıcaklıklardaki izentropik ve volumetrik verimleri daha yüksek, hacimsel (volumetrik) özgül soğutma kapasiteleri ise çok yüksektir. -5°C ile -30°C şartlarında karbondioksit, amonyağa göre 1/9 oranında daha küçük kompresör süpürme hacmi gerektirir. Onun için, kompresör silindirleri ve boru kesitleri aynı oranda küçülmektedir (Ertaş 2009).

Şekil 5.3’de aynı kapasitelerdeki amonyak ve karbondioksit kompresörlerinin ebatları arasındaki fark görülmektedir.



Şekil 5.3. Aynı kapasitelerdeki amonyak ve karbondioksit kompresörlerinin karşılaştırılması (Taylor 2002)

5.1.3.2. Kondenser büyüklüğü

Kondenser kapasitesi düşük olduğundan gerekli su debisi azalır dolayısıyla boru ve vana çapları küçülür. Ayrıca soğutma suyu pompa kapasitesi küçüldüğünden pompa gücü, soğutma kulesi kapasitesi küçüldüğünden kule fan gücü gereksinimi azalır. Tüm bunlar ilk yatırım maliyetini azalmasına neden olur.

5.1.3.3. Emme hattı boru çapı

Çizelge 5.1’de karbondioksit ve amonyak buhar yoğunlukları görülmektedir, karbondioksitin özgül hacmi amonyağa göre çok küçük olduğundan emme hattı ve emme

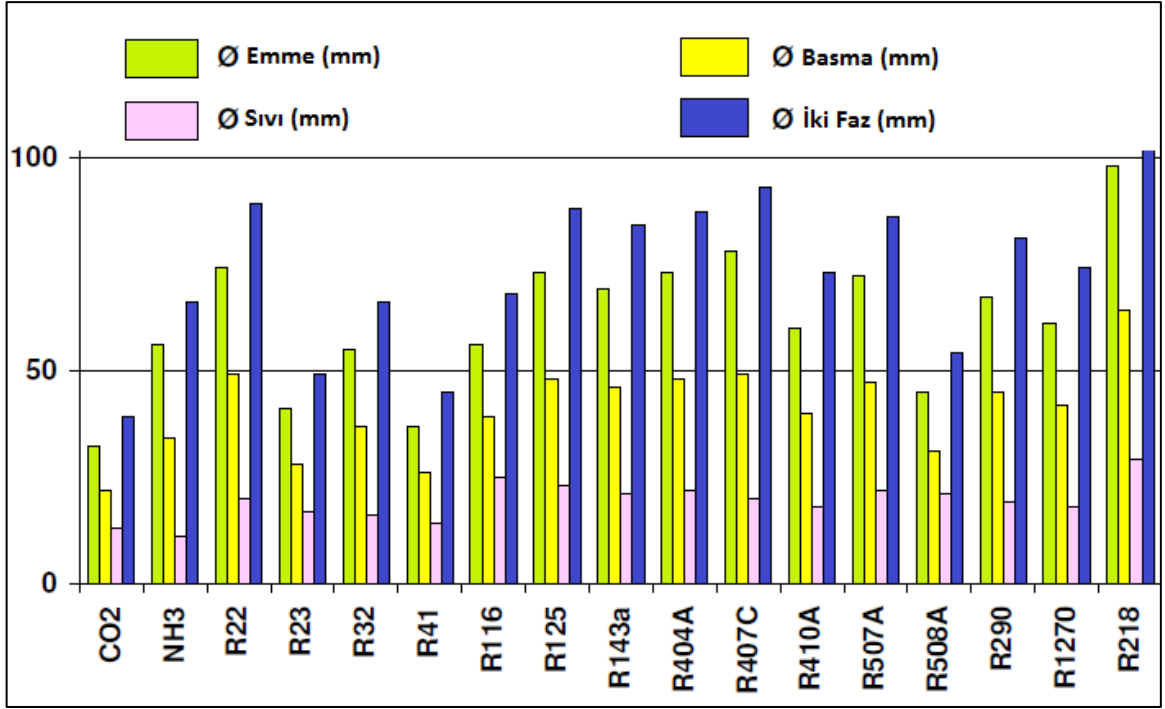
hattı üzerindeki emme vanaları, filtre ve bağlantı parçaları da küçük olacaktır. Düşük sıcaklık devresinde kompresör emiş gazı sıcaklığı -43°C 'ye kadar ise, standart soğutma kompresörleri kullanılabilir fakat sıcaklık -45°C 'nin altında ise bütün borular, vanalar ve tanklar, bu sıcaklıkla ilgili ASME (Amerikan Makine Mühendisleri Birliği) tarafından belirlenen uygunluktaki malzemelerden olmak zorundadır (Ashrae 2010).

Düşük sıcaklıklarda kullanılan düşük sıcaklık karbon çeliği veya grade paslanmaz çelik malzemelerin fiyatının pahalı olması bu elemanların boyutunu önemli hale getirmektedir.

Şekil 5.4'de 100KW güce sahip ve -40°C yoğuşma şartlarında çalışan bir soğutma sisteminin boru ölçülerini göstermektedir. Sonuç gayet açık görünmektedir ki karbondioksit kullanılan sistemin boru çapları amonyaklı sistemden sonra en düşük değerlere sahiptir. Sıvı hattı çapı karbondioksitli sistemde 13mm iken amonyaklı sistemde, amonyağın yüksek özgül ısı değerinden dolayı 11mm'dir.

5.1.3.4. Basma hattı boru çapı

Karbondioksit buharı kompresör çıkışında da amonyaktan daha düşük özgül hacme sahiptir. Bu yüzden basma hattı boru çapı da aynı kapasitedeki amonyaklı sistemden daha küçük olacaktır.



Şekil 5.4. Çeşitli soğutucu akışkanların 100KW kapasite için boru çapları (Ashrae 2008)

5.1.4. Akümülatör

Karbondioksit hacimsel debisi aynı kapasite ve sıcaklıkta amonyaktan daha küçük olduğu için, kompresöre sıvı gitmesini önlemek amacıyla kullandığımız akümülatörlerin ebatları da küçük olacaktır.

Dolayısıyla pahalı malzemelerden tasarruf edilmekte ve ilk yatırım maliyetleri düşürülmektedir.

5.1.5. Akışkan fiyatı

Karbondioksit birim fiyatı diğer yaygın soğutucu akışkanlara göre çok daha ucuzdur. Çizelge 5.2’de karbondioksit ve diğer soğutucu akışkanların fiyatları karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Yaygın bilinen soğutucu akışkanların karşılaştırmalı fiyatları (Dupont 2010)

Soğutucu Akışkan	Fiyatı (€/kg)
R744 (CO ₂)	0,52
R717 (NH ₃)	1,30
R22	3,54
R404a	8,85
R134a	9,38
R410a	9,58
R407c	10,68
R507	19,53

5.1.6. Çevresel özellikleri

Soğutucu akışkanların çevresel özellikleri ile ilgili ODP ve GWP olmak üzere iki temel kavram mevcuttur.

ODP (Ozon Tüketme Potansiyeli - Ozone Depletion Potential) bir gazın ozon tabakasına verebileceği zararı ifade eder. ODP değeri, R12 soğutucu akışkanı baz alınarak belirlenmektedir ve bu akışkan için 1'dir. Bağlı bir değer olarak bulunur.

GWP (Küresel Isınma Etkisi – Global Warming Potential) karbondioksitin GWP'si 1 kabul edilerek belli zaman sürecinde bir sera gazının çevreye küresel ısınma etkisini karbondioksite bağlı olarak veren değerdir.

Karbondioksitin ozon tüketme potansiyeli sıfırdır ve küresel ısınmaya doğrudan etkisi çok düşük seviyededir, amonyak için ise bu değerler sıfırdır (Kasap ve ark. 2011).

5.1.7. Güvenilirlik

Soğutucu akışkanlar zehirlilik yönünden 2 gruba ayrılır. A sınıfı derişikliği 400 ppm'e eşit veya altındaki olan soğutucu akışkanları gösterir. B sınıfı derişikliği ise 400 ppm'in üzerindeki soğutucu akışkanları gösterir. Karbondioksitin derişikliği A sınıfında, amonyak ise B sınıfında yer alır (Kasap ve ark. 2011).

Yanıcılık yönünden soğutucu akışkanlar 3 sınıfa ayrılır. Sınıf 1; 21°C'de ve 101 kPa basınçta alevlenme testinde yanmayan soğutucu akışkanları gösterir. Sınıf 2; 21°C'de, 101 kPa basınçta 0,10 kg/m³ yoğunlukta düşük yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg'dan düşük yanma

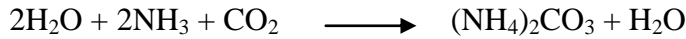
ısıyı üreten soğutucu akışkanları ifade eder. Sınıf 3 ise 21°C’de, 101 kPa basınçta 0.10 kg/m³ yoğunlukta yüksek yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg’dan büyük yanma ısıyı üreten soğutucu akışkanları ifade eder. Karbondioksit yanıcı özelliği olmayan sınıf 1’de yer alırken amonyak düşük yanıcılık özelliği gösteren sınıf 2’de yer alır (Kasap ve ark. 2011).

5.2. Dikkat Edilmesi Gereken Noktalar

5.2.1. Amonyum karbomat

Bir kaskad soğutma sisteminde ısı değiştiricisindeki karbondioksit tarafının, amonyak tarafından daha yüksek basınç altında çalışmasından dolayı, olası bir sızıntı durumunda her zaman karbondioksitin, amonyak sistemine sızacağı varsayılmaktadır.

Karbondioksit ve amonyağın karışması durumunda, beyaz renkte toz şeklinde amonyum karbomat oluşmaktadır. Kimyasal reaksiyon formülü aşağıdaki gibidir.

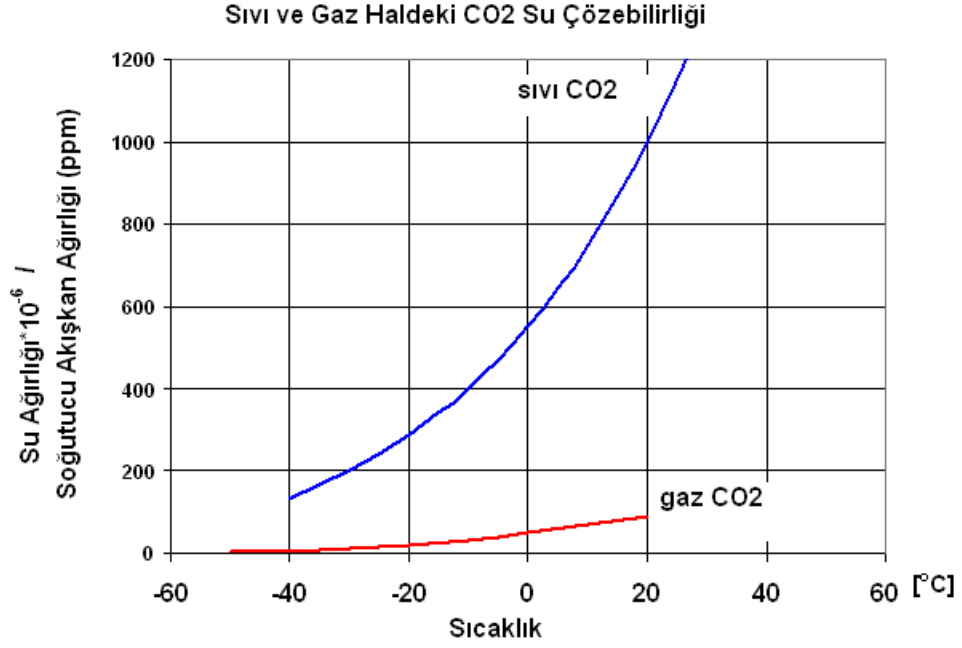


Amonyum karbomatın metaller üzerinde korozif ve aşındırıcı etkisi vardır. Bu yüzden amonyum karbomat soğutma sistemlerinde istenmeyen bir durumdur. Kompresörlerde büyük arızalara ve zararlara yol açar.

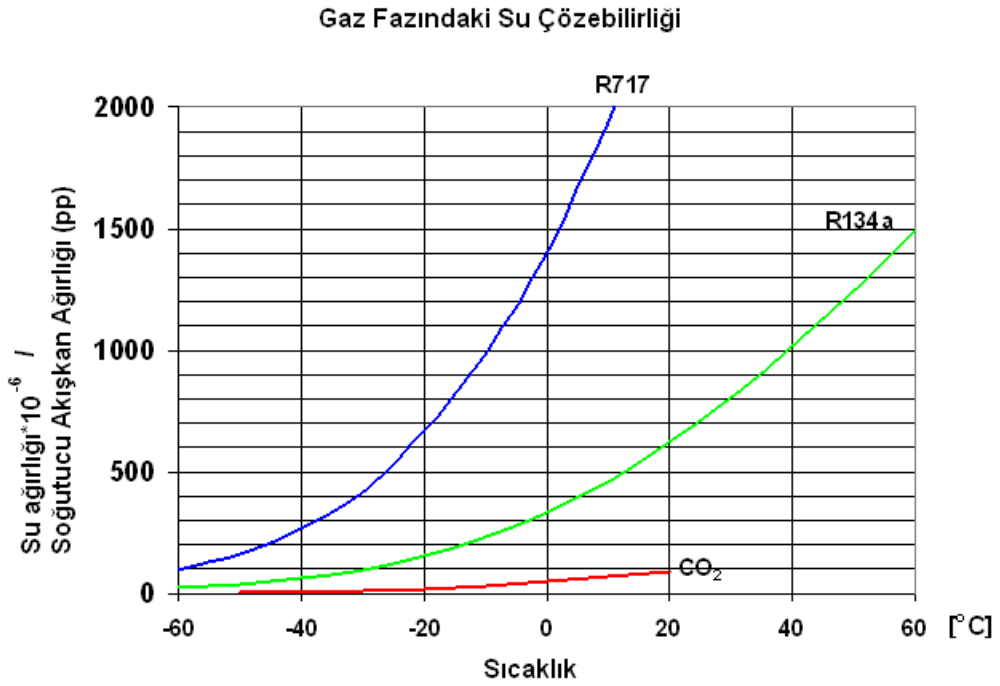
Doğrudan genişlemeli evaporatörlerde beyaz toz şeklinde fark edilebilir. Amonyum karbomat suda çözünebilir ve 70°C’nin üzerinde hızlıca buharlaşır. Bunu sağlamanın en basit yöntemi sistem üzerindeki amonyum karbomat buharlaşana kadar sıcak hava üflemdir (Nielsen ve Lund 2003).

5.2.2. Karbonik asit

Karbondioksitin içerisinde suyun çözünmesi ile birlikte karbonik asit oluşur. Sıvı haldeki karbondioksit içerisinde, aynı basınç ve sıcaklıktaki, gaz haldeki karbondioksite göre daha fazla oranda su çözünebilir. Bu miktarlar Şekil 5.5’de görülmektedir. Karbondioksit su kirliliği bakımından çok hassastır. Karbondioksitin içerisindeki su oranı için kabul edilebilir sınırları çok düşüktür.



Şekil 5.5. Sıvı ve gaz fazındaki karbondioksitin çözebileceği su (nem) miktarı (Danfoss 2005)



Şekil 5.6. Gaz fazındaki karbondioksitin çözebileceği maksimum su (nem) miktarının geleneksel akışkanlar ile karşılaştırılması (Danfoss 2005)

Karbonik asit galvanik korozyon oluşumuna neden olarak sistemdeki çelik borular, vidalı kompresörler gibi metal malzemeleri korozyona uğratar. Karbonik asidin önüne

geçebilmek için sistemde; R22, R404A, R507 gibi akışkanlarda kullanılan filtreli kurutucuların kullanılması çok etkilidir (Nielsen ve Lund 2003).

Kurutucular gereksiz basınç kaybını engellemek için normalde likit hattına monte edilirler. Sistemde var olan su miktarı, Şekil 5.5’de verilen maksimum değerleri geçerse sistemde serbest su ya da buz ortaya çıkacaktır (Danfoss 2005).



Şekil 5.7. Karbonik asidin neden olduğu korozyon (Danfoss 2005)

5.2.3. Karbondioksit uyumlu yağlayıcılar

Karbondioksit transkritik soğutma sistemlerinde karışabilen veya karışamayan tipte olmak üzere iki tipte sentetik yağlayıcı kullanılmaktadır. Polyalfaolefin (PAO) karışamayan tipte yağlayıcı olup, sıvı karbondioksitten daha az yoğun olduğu için genellikle sıvı karbondioksit üzerinde akmaktadır. Karışabilen tipte ise polyester (POE) yağlayıcılar kullanılır ancak bu yağlayıcılarda suya karşı çok fazla hassasiyet bulunduğu için yağda stabilizasyon sağlanmalıdır (Danfoss 2009).

Çizelge 5.3. Yağlayıcıların karşılaştırılması (Danfoss 2009)

Yağ Tipi	Polyalfaolefin (PAO)	Polyester (POE)
Çözünübilirlik	Az	Çok
Hidroliz	Az	Suya karşı yüksek hassasiyet
Yağ Ayırıcı	Yüksek derecede filtrasyon gerekli (Aktif karbon ve çok kademeli)	HFC/ HCFC sistemlerinde olduğu gibi basit
Yağ Besleme	Düşük sıcaklıktaki toplama kabından yağ drenajı için gerekli	HFC/ HCFC sistemlerinde olduğu gibi basit
Dezavantajlar	Yağ ayırıcı ve beslemede özel gereklilikler	Yağda stabilizasyon ve suya karşı hassasiyet

Kompresörlerden buharlaştırıcı tarafına yağ geçişi olduğundan, dönüş hatlarındaki hız, bu az miktardaki yağın kompresöre dönmesini sağlayacak kadar yüksek olmalıdır. Yağ seçiminde, soğutucu akışkan-yağ karışabilirliği, kimyasal denge, malzemelerin uyumluluğu ve soğutma sistem tasarımına dikkat edilmelidir, kompresörden buharlaştırıcıya yağ geçişini en aza indirmek için uygun ve kaliteli bir yağ ayırıcı seçilmelidir (Menlik 2005).

Karbondioksit kompresörleri özel sentetik yağlama yağları gerektirir ve amonyak sistem yağlarıyla karşılaştırıldığında %80 daha fazladır. Fakat kompresör boyutunun küçülmesinden dolayı yağ gereksinimi azalmaktadır.

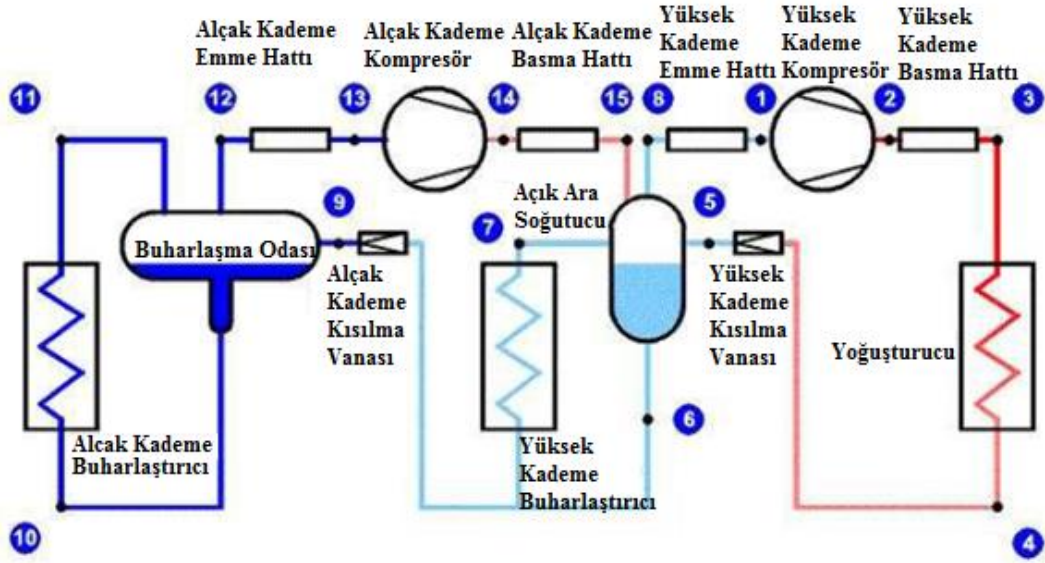
5.2.4. Defrost

Karbondioksit evaporatörleri genelde amonyak sistemlerle aynı prensibe göre defrost edilirler. Bununla birlikte en yaygın kullanılan sıcak gaz defrostu karbondioksit sistemler için dikkat gerektirir. Sıcak gaz defrostu için gerekli sıcaklıkta (yaklaşık 13°C) karbondioksit basıncı 48bar'a yaklaşır. Bu büyük basınç; kompresör, evaporatör vana ve regülatör gibi elemanların özel olarak dizayn edilmesini gerektirir. Bu özel bileşenler piyasada mevcut olsa bile göreceli olarak pahalı olabilir. Bu yüzden mevcut NH₃/CO₂ sistemlerinde elektrik, su, hava gibi alternatif metotlar kullanılır.

Bazı sistemlerde ılık glikol ile defrost kullanılır. Bu durumda ısı kaynağı, amonyak devresindeki küçük bir glikol soğutmalı kondenserdir. Bu sistem hemen hemen sıfır işletme maliyetine sahiptir ve ilk maliyeti elektrikli defrost ile aynıdır.

6. TERMODİNAMİK ANALİZ

6.1. Buharlaştırma Odalı İki Kademeli Amonyak Çevrimi



Şekil 6.1. İki kademeli amonyak soğutma sistemi (De Muynck ve Poelman 2006)

İki kademeli amonyak çevriminin termodinamik analizi Şekil 6.1’de gösterilen şematik resim kullanılarak CoolPack programı kullanılarak yapılmıştır. Hesaplarda yapılan kabuller şöyledir;

- Kompresör izentropik verimleri 0,8
- Kompresör ısı kayıp oranı %10
- Bileşenlerin boru bağlantılarında ısı kayıpları ve basınç düşüşleri yok
- Kısmı vanaları sabit entalpili olarak kabul edildi
- Sirkülasyon oranı 4
- Aşırı soğutma 1K
- Kullanılmayan aşırı kızdırma;

Yüksek sıcaklık devresi için 1K

Alçak sıcaklık devresi için 3K

Bu kabuller Şekil 6.2’de CoolPack Programı arayüzünde görülmektedir.

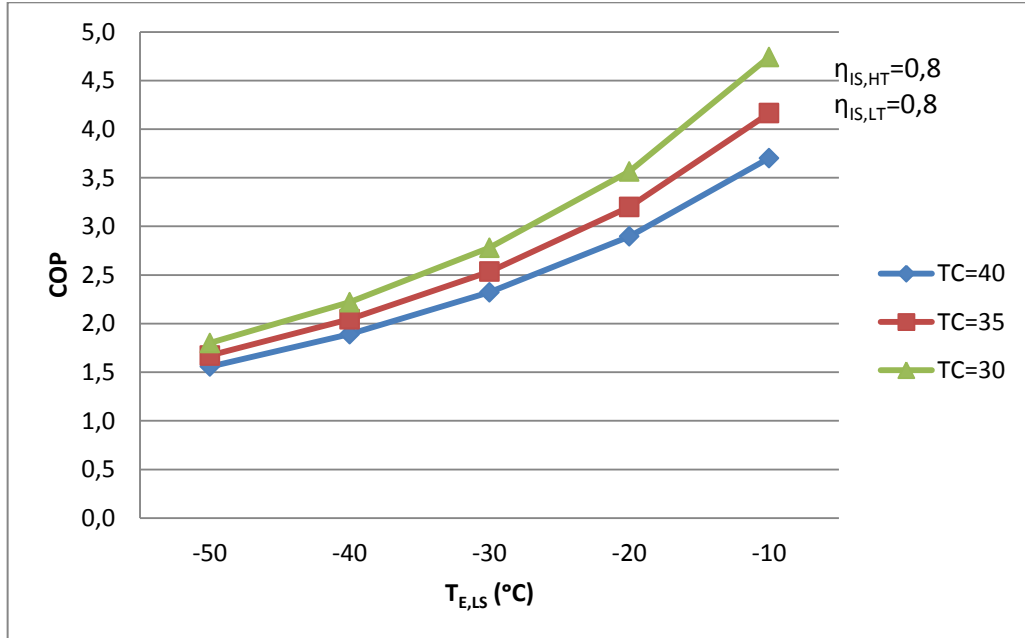
CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		REFRIGERANT				
HS: $T_{E,HS}$ [°C]:	8,4	η_{CIRC} [-]:	4	R717				
LS: $T_{E,LS}$ [°C]:	-10,0	η_{CIRC} [-]:	4					
T_C [°C]:	30,0	ΔT_{SC} [K]:	1,0					
$\Delta p_{SL,HS}$ [K]:	0	$\Delta p_{SL,LS}$ [K]:	0					
$\Delta p_{DL,HS}$ [K]:	0	$\Delta p_{DL,LS}$ [K]:	0					
CYCLE CAPACITY								
HS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	0	$\dot{Q}_{E,HS}$: 0,0 [kW]	\dot{m}_{HS} : 0,014 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HS}$: 11,3 [m ³ /h]				
LS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	15	$\dot{Q}_{E,LS}$: 15,0 [kW]	\dot{m}_{LS} : 0,012 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LS}$: 18,9 [m ³ /h]				
COMPRESSOR PERFORMANCE								
HS: Isentropic efficiency $\eta_{s,HS}$ [-]	0,8	$\eta_{s,HS}$: 0,800 [-]	\dot{W}_{HS} : 1,7 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 3,2 [kW]				
LS: Isentropic efficiency $\eta_{s,LS}$ [-]	0,8	$\eta_{s,LS}$: 0,800 [-]	\dot{W}_{LS} : 1,4 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
HS: Heat loss factor $f_{Q,HS}$ [%]	10	$f_{Q,HS}$: 10,0 [%]	T_2 : 62,9 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HS}$: 0,2 [kW]				
LS: Heat loss factor $f_{Q,LS}$ [%]	10	$f_{Q,LS}$: 10,0 [%]	T_{14} : 44,4 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LS}$: 0,1 [kW]				
SUCTION LINES								
HS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HS}$ [K]	1,0	$\dot{Q}_{SL,HS}$: 39 [W]	T_1 : 9,4 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HS}$: 1,0 [K]				
LS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LS}$ [K]	3,0	$\dot{Q}_{SL,LS}$: 89 [W]	T_{13} : -7,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LS}$: 3,0 [K]				
Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 4,742	COP ^{HS} : 9,513	COP ^{LS} : 10,5

Şekil 6.2. CoolPack’de incelenen iki kademeli amonyak çevriminin giriş değerleri (CoolPack 2010)

Buharlaştırma odası basınç değeri Denklem 4.4’e göre hesaplanmış olup bu değerdeki sıcaklık optimum sıcaklık olarak adlandırılmıştır. Optimum sıcaklıklar esas alınarak değişik evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında hesaplanan COP değerleri Çizelge 6.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 6.1. İki kademeli amonyak çevriminde farklı kondenser sıcaklıkları için ulaşılan değerler

T_C (°C)	$T_{E,LS}$	T_{OPT}	COP_{LS}	COP_{HS}	COP
$T_C=40^\circ\text{C}$	-50	-13,5	4,080	3,104	1,557
	-40	-6,6	4,765	3,769	1,891
	-30	0,1	5,625	4,640	2,322
	-20	6,4	6,805	5,781	2,896
	-10	12,6	8,404	7,421	3,701
$T_C=35^\circ\text{C}$	-50	-15,1	4,297	3,343	1,672
	-40	-8,3	5,057	4,089	2,045
	-30	-1,8	6,053	5,064	2,534
	-20	4,5	7,390	6,411	3,200
	-10	10,5	9,343	8,345	4,164
$T_C=30^\circ\text{C}$	-50	-16,8	4,552	3,605	1,801
	-40	-10,1	5,404	4,445	2,220
	-30	-3,7	6,542	5,564	2,780
	-20	2,5	8,113	7,151	3,565
	-10	8,4	10,500	9,513	4,742

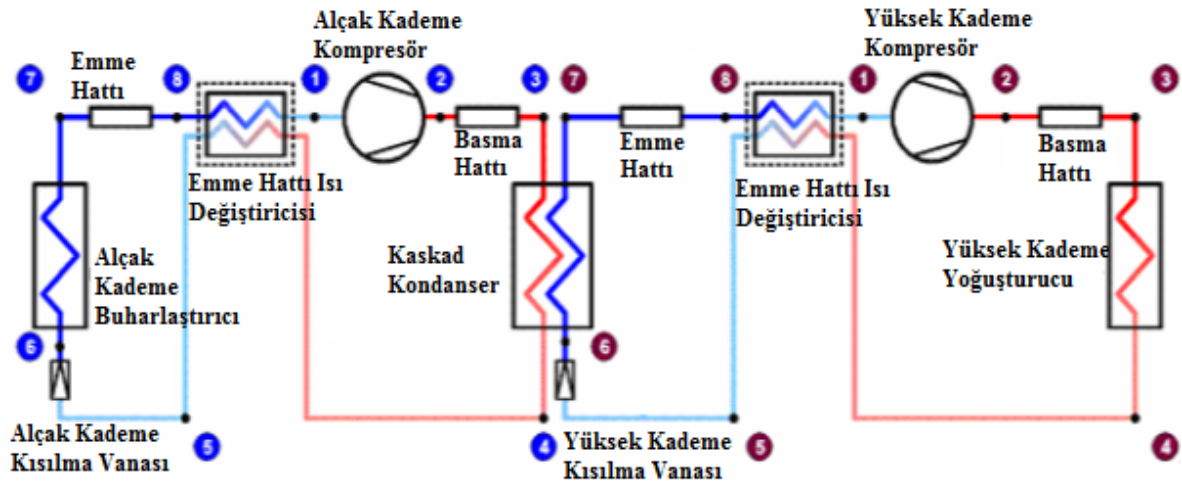


Şekil 6.3. İki kademeli amonyak çevriminde farklı kondenser sıcaklıkları için ulaşılan COP değerleri

Alçak sıcaklık ve yüksek sıcaklık kademe kompresörlerinin adyabatik verimleri 0,8 alınarak farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıklarındaki COP değeri evaporatör sıcaklığına göre Şekil 6.3’de gösterilmiştir. Buradan soğutma tesir katsayısının evaporatör sıcaklığının artmasıyla arttığı, kondenser sıcaklığının artmasıyla azaldığı görülmektedir.

6.2. Kaskad Sistem

Bu bölümde Şekil 6.4’de görülen, alt çevrimde karbondioksit, üst çevrimde amonyak kullanılan kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır.



Şekil 6.4. İki kademeli kaskad soğutma sistemi (De Muynck ve Poelman 2006)

Termodinamik analizde kullanılan CoolPack programı için aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

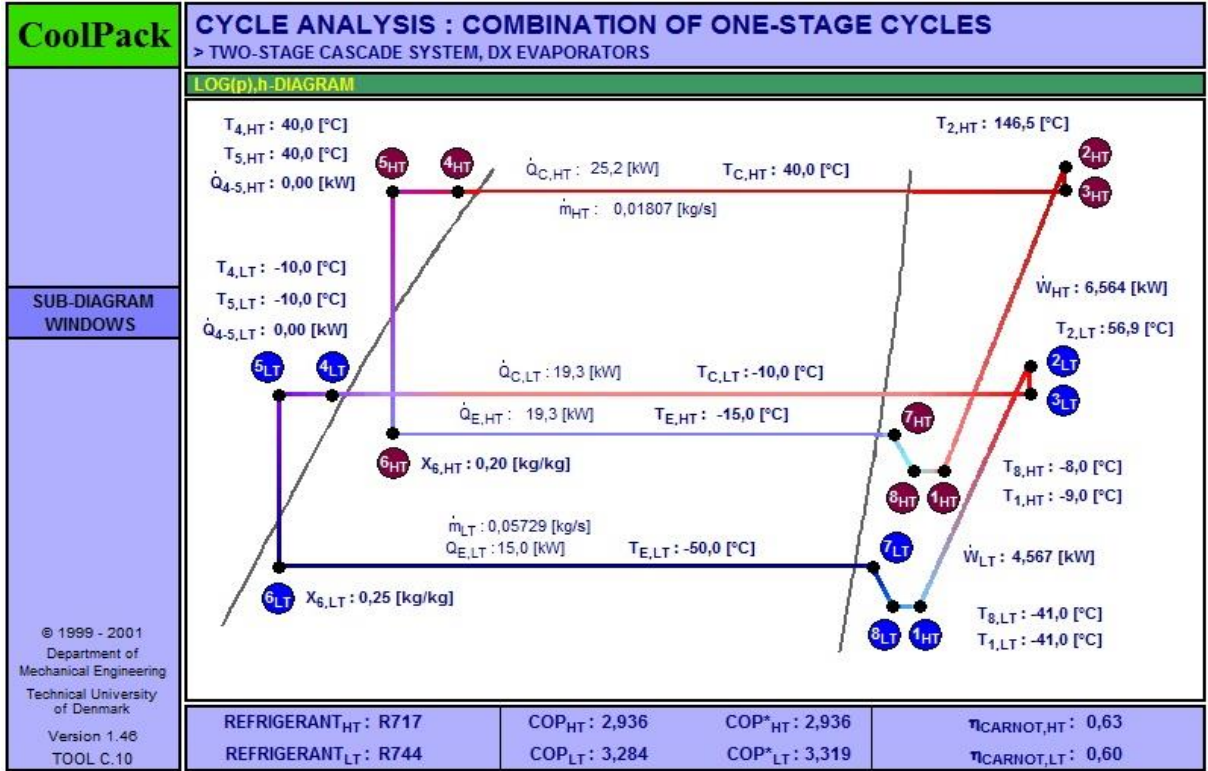
- Kompresör ısı kayıp oranı %10
- Bileşenlerin boru bağlantılarında ısı kayıpları ve basınç düşüşleri yok
- Kısılma vanaları sabit entalpili
- Kullanılmayan aşırı kızdırma;
 - Yüksek sıcaklık devresi için 1K
 - Alçak sıcaklık devresi için 3K

Bu kabuller Şekil 6.5’de CoolPack Programı arayüzünde görülmektedir.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (HT)		PRESSURE LOSSES	
$T_{E,HT}$ [°C]: -15,0	$\Delta T_{SH,HT}$ [K]: 6,0	No SGHX	0	$\Delta p_{SL,HT}$ [K]: 0,00	$\Delta p_{SL,LT}$ [K]: 0,00
$T_{E,LT}$ [°C]: -50,0	$\Delta T_{SH,LT}$ [K]: 6,0	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (LT)		$\Delta p_{DL,HT}$ [K]: 0,00	$\Delta p_{DL,LT}$ [K]: 0,00
$T_{C,HT}$ [°C]: 40,0	$\Delta T_{SC,HT}$ [K]: 0,0	No SGHX	0	REFRIGERANTS	
$T_{C,LT}$ [°C]: -10,0	$\Delta T_{SC,LT}$ [K]: 0,0			HT: R717	LT: R744
CYCLE CAPACITY					
HT: Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,HT}$ [kW]	0	$\dot{Q}_{E,HT}$: 19,3 [kW]	\dot{m}_{HT} : 0,01807 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HT}$: 34,01 [m ³ /h]	
LT: Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,LT}$ [kW]	15	$\dot{Q}_{E,LT}$: 15,0 [kW]	\dot{m}_{LT} : 0,05729 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LT}$: 12,15 [m ³ /h]	
COMPRESSOR PERFORMANCE					
HT: Isentropic efficiency $\eta_{i,HT}$ [-]	0,8	$\eta_{i,HT}$: 0,800 [-]	\dot{W}_{HT} : 6,564 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 11,13 [kW]	
LT: Isentropic efficiency $\eta_{i,LT}$ [-]	0,8	$\eta_{i,LT}$: 0,800 [-]	\dot{W}_{LT} : 4,567 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
HT: Heat loss factor $f_{Q,HT}$ [%]	10	$f_{Q,HT}$: 10,0 [%]	$T_{2,HT}$: 146,5 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HT}$: 0,7 [kW]	
LT: Heat loss factor $f_{Q,LT}$ [%]	10	$f_{Q,LT}$: 10,0 [%]	$T_{2,LT}$: 56,9 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LT}$: 0,5 [kW]	
SUCTION LINES					
HT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HT}$ [K]	1,0	$\dot{Q}_{SL,HT}$: 42 [W]	$T_{8,HT}$: -8,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HT}$: 1,0 [K]	
LT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LT}$ [K]	3,0	$\dot{Q}_{SL,LT}$: 160 [W]	$T_{8,LT}$: -41,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LT}$: 3,0 [K]	
Calculate		Print		Help	
Home		Auxiliary		State Points	
COP _{HT} : 2,936		COP _{LT} : 3,284			

Şekil 6.5. CoolPack’de incelenen kaskad soğutma çevriminin giriş değerleri (CoolPack 2010)

Şekil 6.6’da CoolPack’de incelenmiş çevrimin analizi, Şekil 6.7’de ise CoolPack’de incelenen kaskad soğutma çevriminin, çevrim noktalarında oluşan; sıcaklık, basınç, entalpi, yoğunluk değerleri görülmektedir.



Şekil 6.6. CoolPack’de incelenmiş çevrimin analizi (CoolPack 2010)

STATE POINTS									
HIGH TEMPERATURE (HT)					LOW TEMPERATURE (LT)				
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]
2	146,5	1558,6	1768,9	8,0	2	56,9	2648,6	6,1	47,2
3	146,5	1558,6	1768,9	8,0	3	56,9	2648,6	6,1	47,2
4	40,0	1558,6	375,3	579,3	4	-10,0	2648,6	-330,3	982,9
5	40,0	1558,6	375,3	579,3	5	-10,0	2648,6	-330,3	982,9
6	-15,0	236,2	375,3	-	6	-50,0	682,3	-330,3	-
7	-9,0	236,2	1441,9	1,9	7	-44,0	682,3	-68,4	17,3
8	-8,0	236,2	1444,3	1,9	8	-41,0	682,3	-65,7	17,0
9	-9,0	236,2	1441,9	1,9	9	-	-	-	-
1	-9,0	236,2	-9,0	1,9	1	-41,0	682,3	-65,7	17,0

ADDITIONAL INFORMATION	
$T_{2,IS,HT}$: 132,2 [°C]	
$T_{2,W,HT}$: 160,8 [°C]	
$T_{2,IS,LT}$: 49,2 [°C]	
$T_{2,W,LT}$: 64,6 [°C]	
Pressure ratio - HT (p_2 / p_1) [-]: 6,598	
Pressure ratio - LT (p_2 / p_1) [-]: 3,882	

COP _{HT} : 2,936	COP _{LT} : 3,284
---------------------------	---------------------------

Şekil 6.7. CoolPack’de incelenen kaskad soğutma çevriminin çevrim noktalarındaki değerleri (CoolPack 2010)

Termodinamik analiz aşağıdaki altı başlık altında yapılmıştır;

1. Kaskad kondenser sıcaklığının COP'ye etkisi
2. Kondenser ve evaporatör sıcaklığının COP'ye etkisi
3. Kompresör veriminin COP'ye etkisi
4. Aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP'ye etkisi
5. Aşırı kızdırmanın kompresör çıkış sıcaklığına etkisi
6. Emme hattı ısı değiştiricisinin COP'ye etkisi

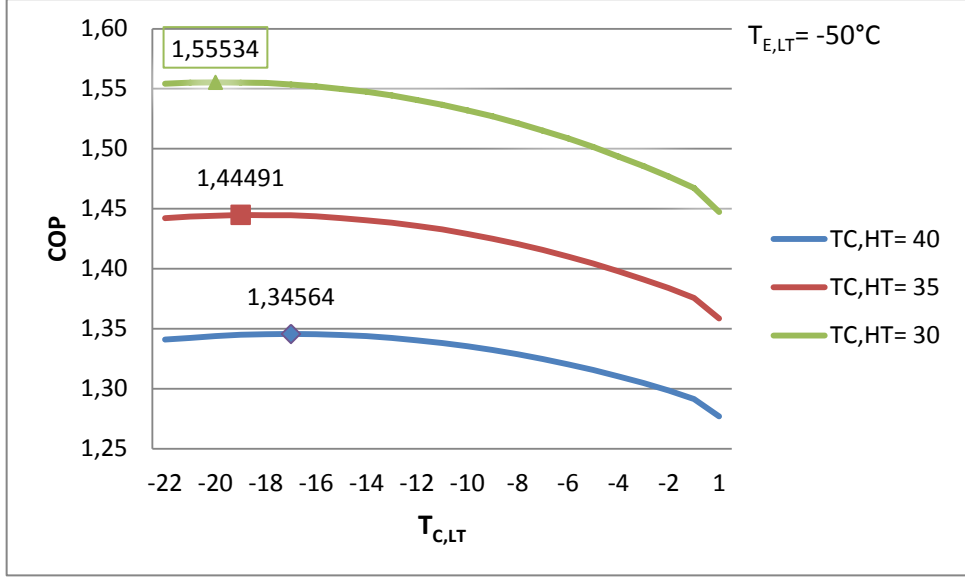
6.2.1. Kaskad kondenser sıcaklığının COP'ye etkisi

Kaskad kondenserde akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı 5°C kabul edilerek, alt çevrim kondenser sıcaklığı +10°C ile -22°C değerleri arasında değiştirilerek elde edilen değerlerden Denklem 4.1'e göre COP değerleri hesaplanmış ve optimum kaskad kondenser sıcaklığı bulunmuştur. İzentropik verim 0,8 alınarak, -50°C evaporatör sıcaklığı ve farklı kondenser sıcaklıkları için elde edilen optimum kaskad kondenser sıcaklığı izelge 6.2'de görülmektedir. Bu değer, 40°C kondenser sıcaklığı için -17°C, 35°C kondenser sıcaklığı için -19°C ve 30°C kondenser sıcaklığı için -20°C olarak bulunmuştur.

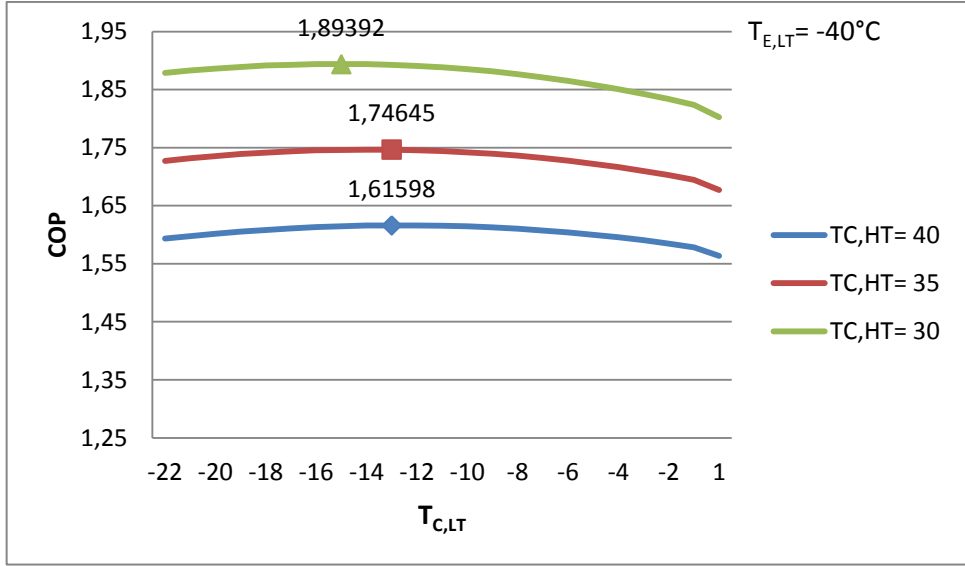
Çizelge 6.2. Farklı kondenser sıcaklıkları için ulaşılan COP değerleri

		$T_{E,LT} = -50\text{ °C}$					
		$T_{C,HT} = 40\text{ °C}$		$T_{C,HT} = 35\text{ °C}$		$T_{C,HT} = 30\text{ °C}$	
$T_{E,HT}$	$T_{C,LT}$	COP	$T_{2,HT}$	COP	$T_{2,HT}$	COP	$T_{2,HT}$
-27	-22	1,341029	182,20	1,442141	168,00	1,554284	153,60
-26	-21	1,342385	178,90	1,443375	164,80	1,555169	150,50
-25	-20	1,343960	175,70	1,444168	161,70	1,555340	147,50
-24	-19	1,344889	172,60	1,444914	158,60	1,555187	144,50
-23	-18	1,345464	169,50	1,444692	155,60	1,554859	141,50
-22	-17	1,345638	166,50	1,444559	152,60	1,553603	138,60
-21	-16	1,345349	163,50	1,443708	149,70	1,551998	135,70
-20	-15	1,344681	160,50	1,442254	146,80	1,549818	132,90
-19	-14	1,343892	157,60	1,440443	143,90	1,547528	130,10
-18	-13	1,342226	154,80	1,438439	141,10	1,544416	127,40
-17	-12	1,340205	152,00	1,435775	138,40	1,540594	124,70
-16	-11	1,338062	149,20	1,432740	135,70	1,536609	122,00
-15	-10	1,335433	146,50	1,428956	133,00	1,531988	119,40
-14	-9	1,332317	143,80	1,424968	130,40	1,527043	116,80
-13	-8	1,328824	141,10	1,420522	127,80	1,521249	114,30
-12	-7	1,324732	138,50	1,415673	125,30	1,515129	111,80
-11	-6	1,320313	136,00	1,410192	122,70	1,508567	109,40
-10	-5	1,315576	133,40	1,404309	120,30	1,501401	107,00
-9	-4	1,310246	130,90	1,397892	117,80	1,493609	104,60
-8	-3	1,304635	128,50	1,391099	115,50	1,485538	102,30
-7	-2	1,298470	126,10	1,383782	113,10	1,476821	100,00
-6	-1	1,291433	123,70	1,375570	110,80	1,467166	97,70
-4	1	1,276942	119,10	1,358511	106,20	1,447299	93,30

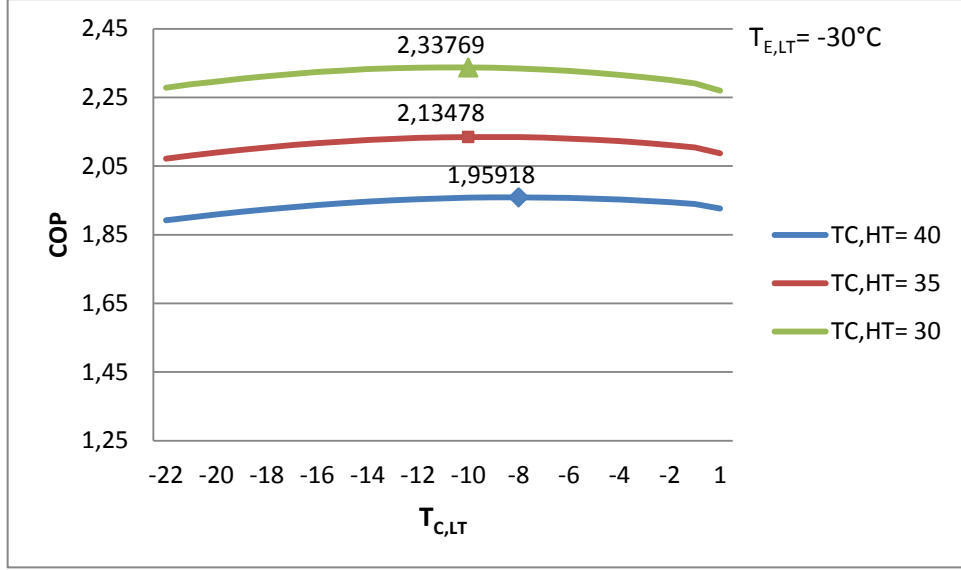
Çizelge 6.2'den görüldüğü gibi COP değişik kaskad kondenser sıcaklıkları için bir maksimum değere sahiptir. COP'nin maksimum olduğu sıcaklığa **optimum kaskad kondenser sıcaklığı** denilmiş ve değişik evaporatör sıcaklıkları (-50°C, -40°C, -30°C, -20°C, -10°C) ve kondenser sıcaklıklarındaki (30°C, 35°C, 40°C) değerleri sırasıyla Şekil 6.8, Şekil 6.9, Şekil 6.10, Şekil 6.11 ve Şekil 6.12'de gösterilmiştir.



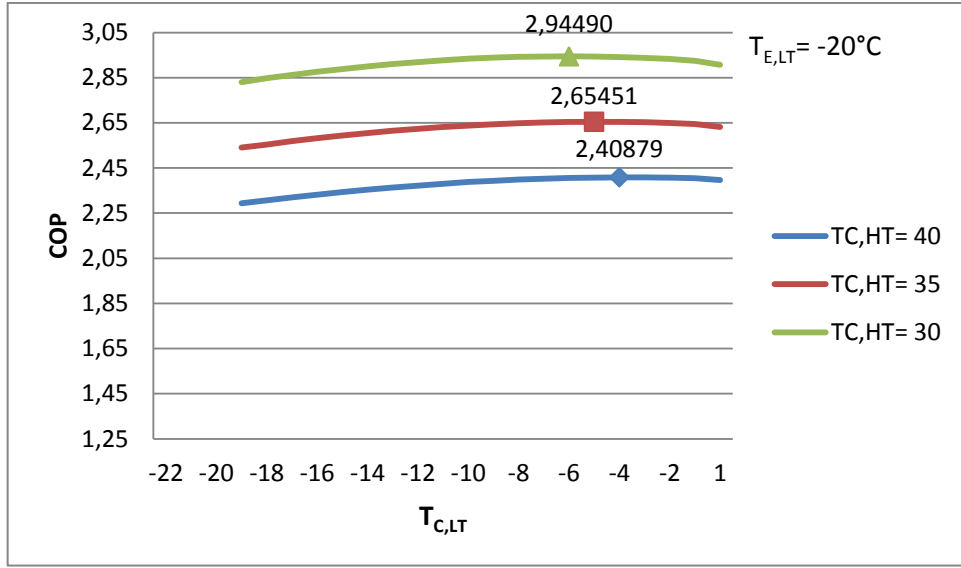
Şekil 6.8. -50°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri



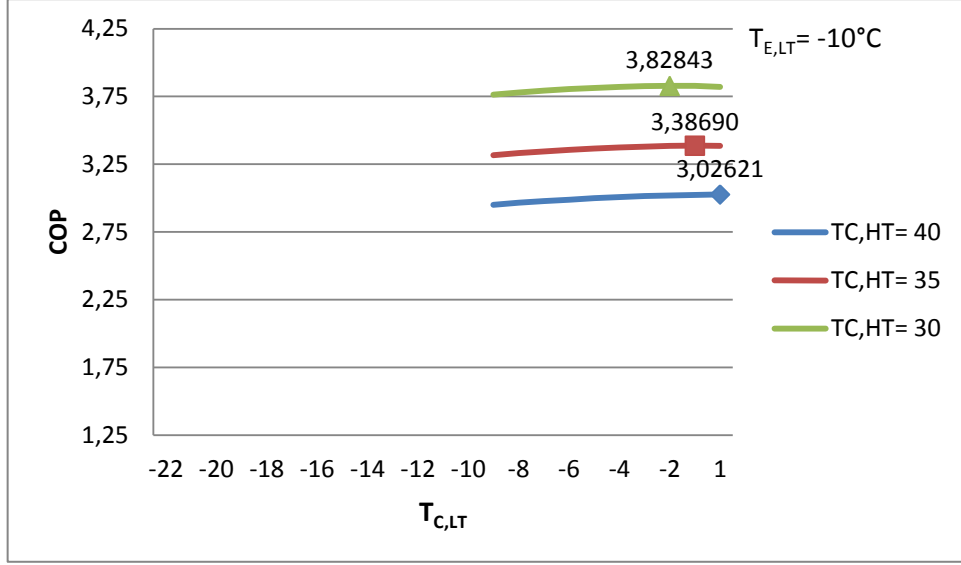
Şekil 6.9. -40°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri



Şekil 6.10. -30°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri



Şekil 6.11. -20°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri



Şekil 6.12. -10°C evaporatör ve 30°C, 35°C, 40°C kondenser sıcaklıkları için maksimum COP değerleri

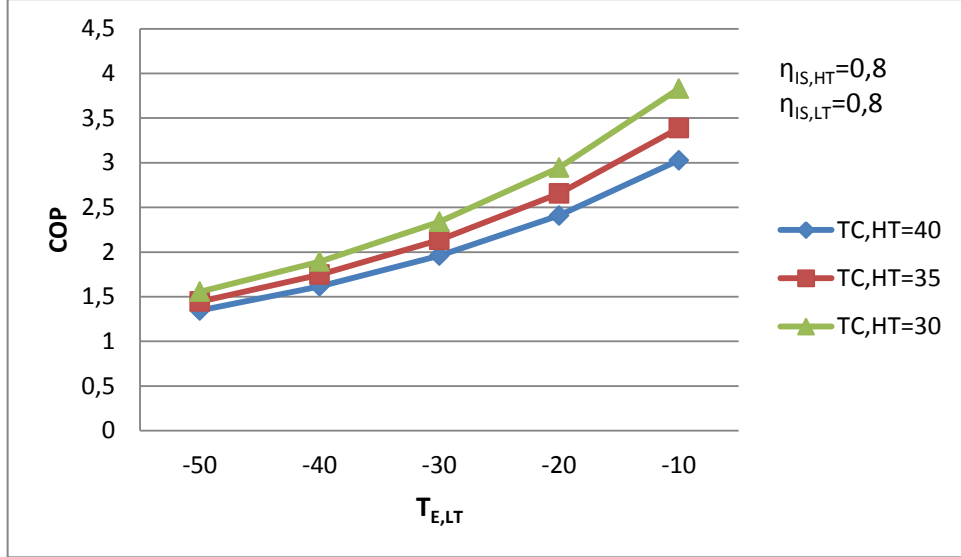
Şekillerden optimum kondenser sıcaklığında COP değerinin bir maksimum değerden geçtiği görülmektedir.

6.2.2. Kondenser ve evaporatör sıcaklığının COP'ye etkisi

Evaporatör sıcaklığı (-50°C, -40°C, -30°C, -20°C, -10°C) ve kondenser sıcaklığı (30°C, 35°C, 40°C) alınarak yukarıda belirlenen optimum kaskad kondenser sıcaklıklarında elde edilen maksimum COP değerleri Çizelge 6.3'de ve Şekil 6.13'de gösterilmiştir. Kompresörlerin izentropik verimleri 0,8 alınmıştır.

Çizelge 6.3. Optimum kaskad kondenser sıcaklıklarında elde edilen COP değerleri

	$T_{E,LT} = -50\text{ °C}$		$T_{E,LT} = -40\text{ °C}$		$T_{E,LT} = -30\text{ °C}$		$T_{E,LT} = -20\text{ °C}$		$T_{E,LT} = -10\text{ °C}$	
	COP	$T_{2,HT}$	COP	$T_{2,HT}$	COP	$T_{2,HT}$	COP	$T_{2,HT}$	COP	$T_{2,HT}$
$T_{C,HT} = 40\text{ °C}$	1,345638	166,50	1,615983	154,80	1,959177	141,10	2,408789	130,90	3,026210	119,10
$T_{C,HT} = 35\text{ °C}$	1,444914	158,60	1,746451	141,10	2,134784	133,00	2,654511	120,30	3,386898	110,80
$T_{C,HT} = 30\text{ °C}$	1,555340	147,50	1,893923	132,90	2,337689	119,40	2,944896	109,40	3,828429	100,00



Şekil 6.13. Kondenser ve evaporatör sıcaklığının COP'ye etkisi

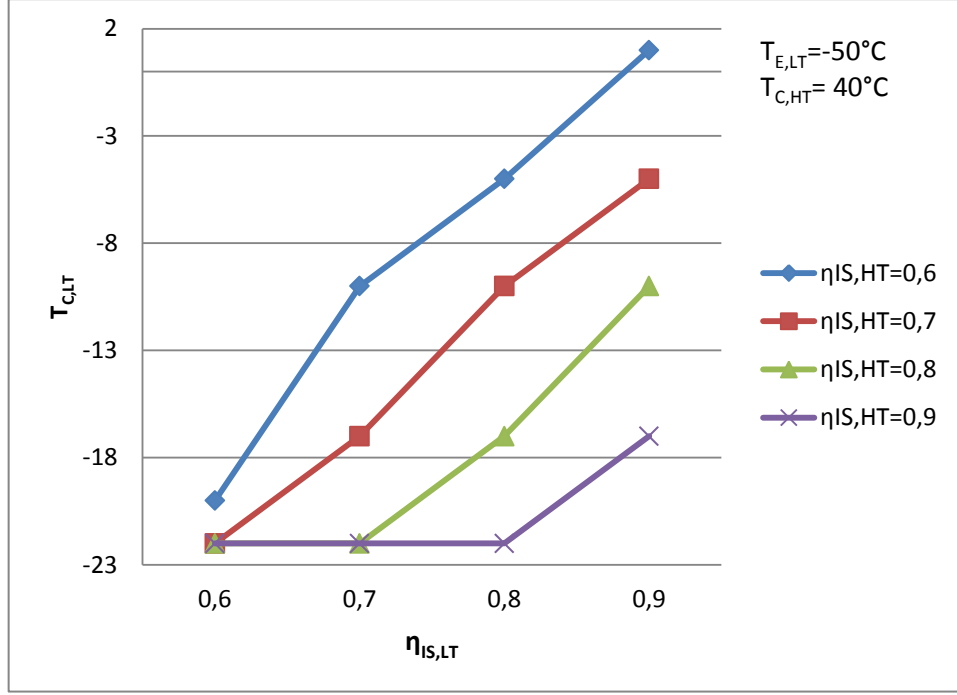
Sistemin toplam verimi kondenser sıcaklığının artmasıyla azalmakta, evaporatör sıcaklığının artmasıyla artmaktadır.

6.2.3. Kompresör veriminin COP'ye etkisi

Kompresör veriminin COP ve kaskad kondenser sıcaklığı üzerindeki etkisini görebilmek için -50°C buharlaşma sıcaklığı ve 40°C kondenser sıcaklığı sabit tutulup verim, alt ve üst kademede 0,6 - 0,9 arasında değiştirilmiştir. Çizelge 6.4'de maksimum COP değerleri ve bu değerlerin elde edildiği kaskad kondenser sıcaklıkları bulunmuştur.

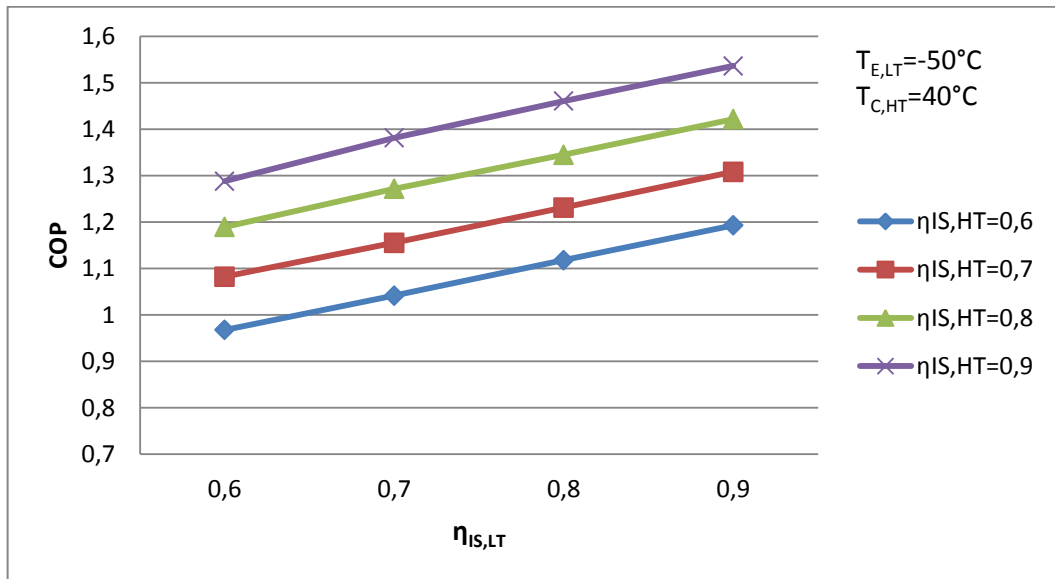
Çizelge 6.4. Kompresör verimi ile COP ve kaskad kondenser sıcaklıklarının değişimi

	$\eta_{IS,HT} = 0,6$		$\eta_{IS,HT} = 0,7$		$\eta_{IS,HT} = 0,8$		$\eta_{IS,HT} = 0,9$	
	$T_{C,LT}$	COP	$T_{C,LT}$	COP	$T_{C,LT}$	COP	$T_{C,LT}$	COP
$\eta_{IS,LT}=0,6$	-20	0,967539	-22	1,082371	-22	1,189318	-22	1,287926
$\eta_{IS,LT}=0,7$	-10	1,041565	-17	1,155635	-22	1,271518	-22	1,381242
$\eta_{IS,LT}=0,8$	-5	1,117965	-10	1,231081	-17	1,345638	-22	1,460607
$\eta_{IS,LT}=0,9$	1	1,192818	-5	1,307967	-10	1,421638	-17	1,536226



Şekil 6.14. Kaskad kondenser sıcaklığına kompresör verimlerinin etkisi

Şekil 6.14'den optimum kaskad kondenser sıcaklığının, alt kademe çevrimin kompresöründeki verimin artmasıyla arttığı; üst kademe çevrimdeki verimin artmasıyla azaldığı görülmektedir. Her iki kademedeki kompresörlerin verimi aynı ise kaskad kondenser sıcaklığı değişmemektedir.



Şekil 6.15. COP değerlerine kompresör verimlerinin etkisi

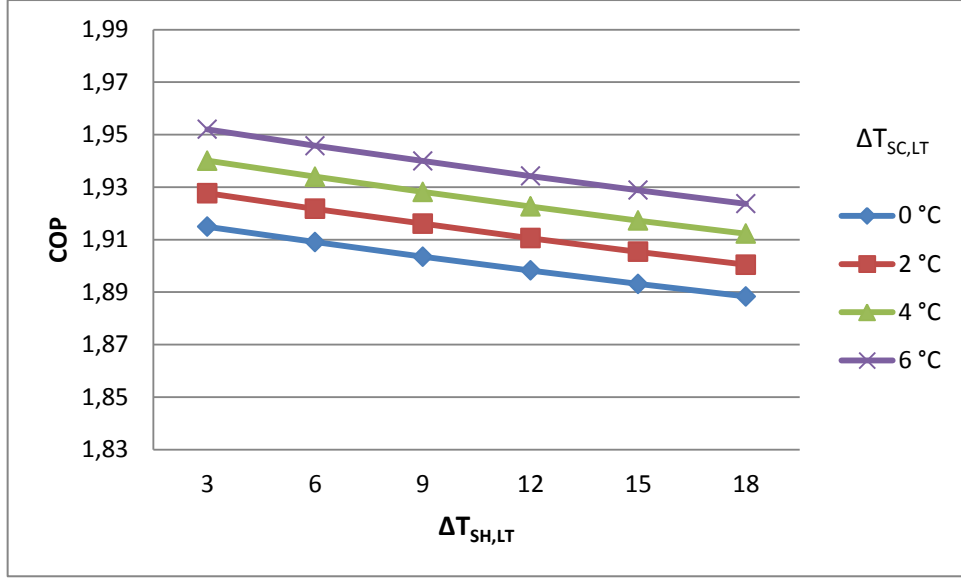
Şekil 6.15'den, COP değerinin üst kademede verim artışıyla alt kademeye göre daha fazla yükseldiği görülmektedir. Buradan amonyak kompresörlerindeki verim artışının toplam sistem verimini karbondioksit kompresörlerinininkinden daha fazla iyileştirdiği anlaşılmaktadır.

6.2.4. Aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP'ye etkisi

Evaporatör sıcaklığı -40°C , kondenser sıcaklığı 30°C için alt çevrimde (CO_2) aşırı kızdırma değerleri (3°C , 6°C , 9°C , 12°C , 15°C , 18°C) ve aşırı soğutma değerleri (0°C , 2°C , 4°C , 6°C) yapılarak COP değerleri bulunmuştur. Değerler hesaplanırken optimum kaskad kondenser sıcaklığı (-15°C) kullanılmıştır. Sonuçlar Çizelge 6.5'de ve Şekil 6.16'da gösterilmiştir.

Çizelge 6.5. Alt çevrimde (CO_2) uygulanan aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerine göre COP değerleri

$\Delta T_{\text{SC,LT}} (^{\circ}\text{C})$	$\Delta T_{\text{SH,LT}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{2,\text{LT}} (^{\circ}\text{C})$	COP_{LT}	COP_{HT}	COP
0 °C	3	24,1	6,034	3,27	1,91490
	6	27,6	5,990	3,27	1,90909
	9	31,2	5,948	3,27	1,90350
	12	34,7	5,909	3,27	1,89826
	15	38,2	5,871	3,27	1,89312
	18	41,7	5,836	3,27	1,88836
2 °C	3	24,1	6,132	3,27	1,92767
	6	27,6	6,086	3,27	1,92171
	9	31,2	6,043	3,27	1,91609
	12	34,7	6,001	3,27	1,91055
	15	38,2	5,962	3,27	1,90537
	18	41,7	5,925	3,27	1,90042
4 °C	3	24,1	6,229	3,27	1,94007
	6	27,6	6,181	3,27	1,93397
	9	31,2	6,136	3,27	1,92819
	12	34,7	6,093	3,27	1,92262
	15	38,2	6,052	3,27	1,91727
	18	41,7	6,014	3,27	1,91227
6 °C	3	24,1	6,324	3,27	1,95200
	6	27,6	6,274	3,27	1,94575
	9	31,2	6,228	3,27	1,93995
	12	34,7	6,183	3,27	1,93422
	15	38,2	6,141	3,27	1,92883
	18	41,7	6,101	3,27	1,92366



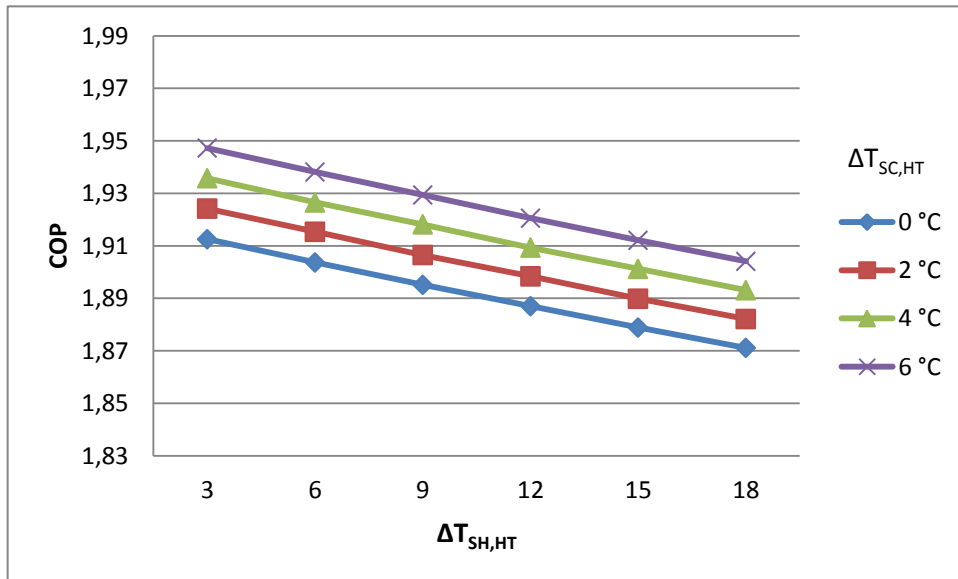
Şekil 6.16. Alt çevrimde (CO_2) aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP'ye etkisi

Şekil 6.16'da üst çevrimde (NH_3) aşırı kızdırma derecesi $1^\circ C$ ve aşırı soğutma derecesi $0^\circ C$ sabit tutularak, alt çevrimdeki (CO_2) aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın değişiminin COP üzerindeki etkisi görülmektedir. COP aşırı kızdırmanın artmasıyla azalmakta, aşırı soğutmanın artmasıyla artmaktadır. Kompresör verimi 0,8 olarak sabit kabul edilmiştir.

Evaporatör sıcaklığı $-40^\circ C$, kondenser sıcaklığı $30^\circ C$ için Üst çevrimde (NH_3) aşırı kızdırma değerleri ($3^\circ C$, $6^\circ C$, $9^\circ C$, $12^\circ C$, $15^\circ C$, $18^\circ C$) ve aşırı soğutma değerleri ($0^\circ C$, $2^\circ C$, $4^\circ C$, $6^\circ C$) yapılarak COP değerleri bulunmuştur. Değerler hesaplanırken optimum kaskad kondenser sıcaklığı ($-15^\circ C$) kullanılmıştır. Sonuçlar Çizelge 6.6'da ve Şekil 6.17'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.6. Üst çevrimde (NH₃) uygulanan aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerine göre COP değerleri

$\Delta T_{SC,HT}$ (°C)	$\Delta T_{SH,HT}$ (°C)	$T_{2,HT}$ (°C)	COP_{LT}	COP_{HT}	COP
0 °C	3	128,5	6,065	3,254	1,91254
	6	132,9	6,065	3,232	1,90367
	9	137,2	6,065	3,211	1,89516
	12	141,6	6,065	3,191	1,88703
	15	145,9	6,065	3,171	1,87887
	18	150,2	6,065	3,152	1,87109
2 °C	3	128,5	6,065	3,283	1,92418
	6	132,9	6,065	3,261	1,91536
	9	137,2	6,065	3,239	1,90650
	12	141,6	6,065	3,219	1,89841
	15	145,9	6,065	3,198	1,88988
	18	150,2	6,065	3,179	1,88214
4 °C	3	128,5	6,065	3,312	1,93575
	6	132,9	6,065	3,289	1,92658
	9	137,2	6,065	3,268	1,91817
	12	141,6	6,065	3,246	1,90932
	15	145,9	6,065	3,226	1,90124
	18	150,2	6,065	3,206	1,89314
6 °C	3	128,5	6,065	3,341	1,94726
	6	132,9	6,065	3,318	1,93814
	9	137,2	6,065	3,296	1,92937
	12	141,6	6,065	3,274	1,92057
	15	145,9	6,065	3,253	1,91214
	18	150,2	6,065	3,233	1,90407



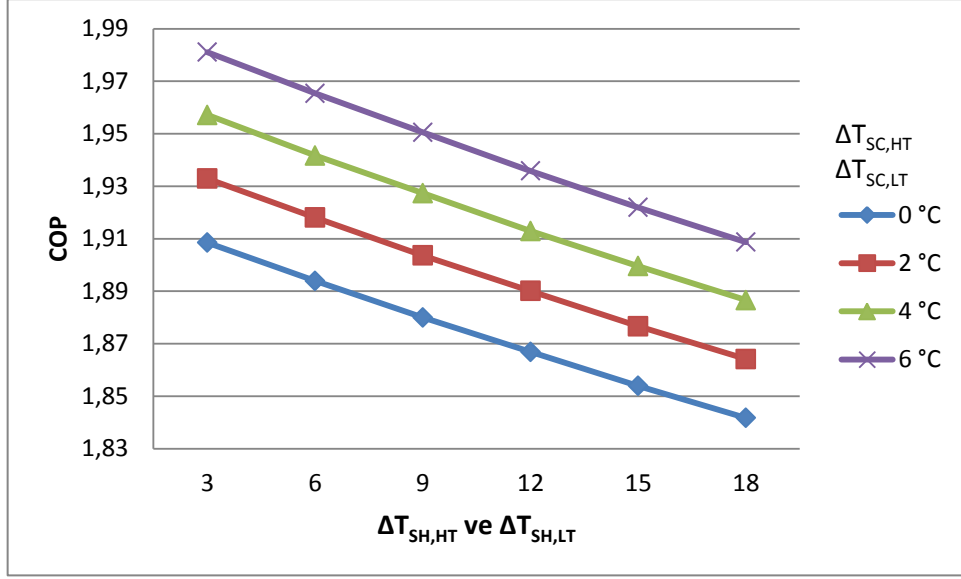
Şekil 6.17. Üst çevrimde (NH₃) aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP'ye etkisi

Şekil 6.17’de alt çevrimde (CO₂) aşırı kızdırma derecesi 1°C ve aşırı soğutma derecesi 0°C sabit tutularak, üst çevrimdeki (NH₃) aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın değişiminin COP üzerindeki etkisi görülmektedir. COP aşırı kızdırmanın artmasıyla azalmakta, aşırı soğutmanın artmasıyla artmaktadır.

Evaporatör sıcaklığı -40°C, kondenser sıcaklığı 30°C için hem üst çevrimde (NH₃) hem de alt çevrimde (CO₂) eşit aşırı kızdırma değerleri (3°C, 6°C, 9°C, 12°C, 15°C, 18°C) ve eşit aşırı soğutma değerleri (0°C, 2°C, 4°C, 6°C) yapılarak COP değerleri bulunmuştur. Değerler hesaplanırken optimum kaskad kondenser sıcaklığı (-15°C) kullanılmıştır. Sonuçlar Çizelge 6.7’de ve Şekil 6.18’de gösterilmiştir.

Çizelge 6.7. Alt ve üst çevrimlerde eşit oranda uygulanan aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerine göre COP değerleri

$\Delta T_{SC,LT}$ (°C)	$\Delta T_{SH,LT}$ (°C)	$\Delta T_{SC,HT}$ (°C)	$\Delta T_{SH,HT}$ (°C)	$T_{2,HT}$ (°C)	$T_{2,LT}$ (°C)	COP_{LT}	COP_{HT}	COP
0 °C	3	0 °C	3	128,5	24,1	6,034	3,254	1,90850
	6		6	132,9	27,6	5,990	3,232	1,89392
	9		9	137,2	31,2	5,948	3,211	1,88001
	12		12	141,6	34,7	5,909	3,191	1,86689
	15		15	145,9	38,2	5,871	3,171	1,85391
	18		18	150,2	41,7	5,836	3,152	1,84172
2 °C	3	2 °C	3	128,5	24,1	6,132	3,283	1,93292
	6		6	132,9	27,6	6,086	3,261	1,91809
	9		9	137,2	31,2	6,043	3,239	1,90364
	12		12	141,6	34,7	6,001	3,219	1,89014
	15		15	145,9	38,2	5,962	3,198	1,87662
	18		18	150,2	41,7	5,925	3,179	1,86417
4 °C	3	4 °C	3	128,5	24,1	6,229	3,312	1,95716
	6		6	132,9	27,6	6,181	3,289	1,94167
	9		9	137,2	31,2	6,136	3,268	1,92738
	12		12	141,6	34,7	6,093	3,246	1,91294
	15		15	145,9	38,2	6,052	3,226	1,89957
	18		18	150,2	41,7	6,014	3,206	1,88658
6 °C	3	6 °C	3	128,5	24,1	6,324	3,341	1,98110
	6		6	132,9	27,6	6,274	3,318	1,96536
	9		9	137,2	31,2	6,228	3,296	1,95054
	12		12	141,6	34,7	6,183	3,274	1,93585
	15		15	145,9	38,2	6,141	3,253	1,92194
	18		18	150,2	41,7	6,101	3,233	1,90870



Şekil 6.18. Alt ve üst çevrimlerde eşit oranda aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP'ye etkisi

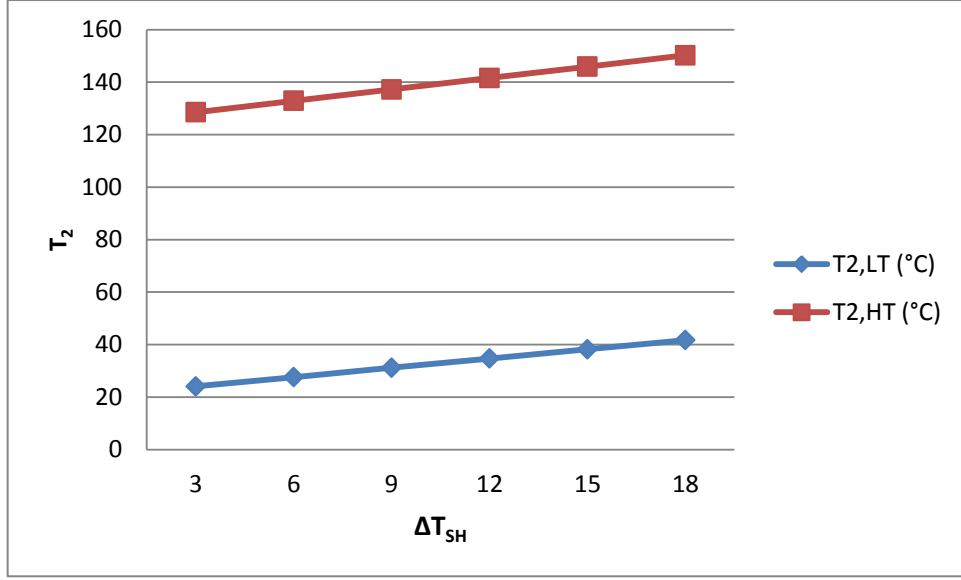
Şekil 6.18'de alt çevrim (CO₂) ve üst çevrimde (NH₃) eşit miktarlardaki aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın COP ye etkisi görülmektedir. COP aşırı kızdırmanın artmasıyla azalmakta, aşırı soğutmanın artmasıyla artmaktadır.

6.2.5. Aşırı kızdırmanın kompresör çıkış sıcaklığına etkisi

Evaporatör sıcaklığı -40°C, kondenser sıcaklığı 30°C için üst çevrimde (NH₃) ve alt çevrimde (CO₂) aşırı kızdırma değerleri (3°C, 6°C, 9°C, 12°C, 15°C, 18°C) ve aşırı soğutma (0°C) değeri için kompresör çıkış sıcaklıkları bulunmuştur. Sonuçlar Çizelge 6.8'de ve Şekil 6.19'da gösterilmiştir.

Çizelge 6.8. Alt ve üst çevrimlerde eşit oranda uygulanan aşırı kızdırma değerlerine göre kompresör çıkış sıcaklıkları

ΔT _{SC,LT} (°C)	ΔT _{SH,LT} (°C)	ΔT _{SC,HT} (°C)	ΔT _{SH,HT} (°C)	T _{2,HT} (°C)	T _{2,LT} (°C)
0 °C	3	0 °C	3	128,5	24,1
	6		6	132,9	27,6
	9		9	137,2	31,2
	12		12	141,6	34,7
	15		15	145,9	38,2
	18		18	150,2	41,7



Şekil 6.19. Alt ve üst çevrimlerde eşit oranda aşırı kızdırmanın kompresör çıkış sıcaklığına etkisi

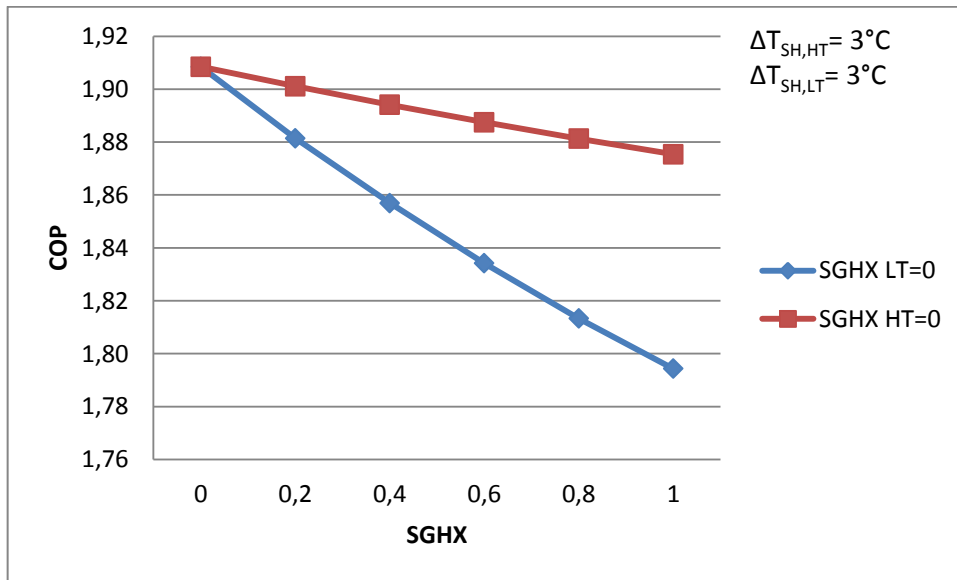
Şekil 6.19'dan, aşırı kızdırma derecesi ile kompresör çıkış sıcaklığındaki artışın üst çevrim olan amonyak çevriminde daha fazla olduğu görülmektedir. Kompresör çalışma sıcaklığına uygun olarak aşırı kızdırma derecesinin sınırlanması gerekmektedir.

6.2.6. Emme hattı ısı değiştiricisinin COP'ye etkisi

Sistemde aşırı soğutma ve kızdırma yapmak için emme hattı ısı değiştiricisi eklendiğinde sistem verimindeki değişme Çizelge 6.9 ve Şekil 6.20'de gösterilmiştir. Evaporatör sıcaklığı -40°C , kondenser sıcaklığı 30°C , kaskad kondenser sıcaklık farkı 5°C , karbondioksit ve amonyak kompresörlerinin izentropik verimleri 0,8 olarak alınmıştır.

Çizelge 6.9. Alt ve üst çevrimlerde emme hattı ısı değıştircisinin farklı değeri için COP değeri

$\Delta T_{SH,HT} - \Delta T_{SH,LT}$	SGHX _{LT}	SGHX _{HT}	COP _{LT}	COP _{HT}	COP
3 °C	0	0	6,034	3,254	1,90850
		0,2	6,034	3,187	1,88146
		0,4	6,034	3,127	1,85694
		0,6	6,034	3,072	1,83420
		0,8	6,034	3,022	1,81332
		1	6,034	2,977	1,79435
3 °C	0	0	6,034	3,254	1,90850
	0,2		5,978	3,254	1,90113
	0,4		5,925	3,254	1,89409
	0,6		5,876	3,254	1,88751
	0,8		5,830	3,254	1,88128
	1		5,787	3,254	1,87540



Şekil 6.20. Emme hattı ısı değıştircisinin COP'ye etkisi

Şekil 6.20'den görüldüğü gibi emme hattı ısı değıştircisinin ilave edilmesi alt ve üst çevrimin her ikisinde de verimi azaltmaktadır. Çünkü Denklem 2.11'e göre verim artışı ile ısı değıştircisinden çıkan buharın kızgınlık derecesi arttığından akışkanın özgül hacmi dolayısıyla kompresörde çekilen güç artmaktadır.

6.3. İki Sistemin Karşılaştırılması

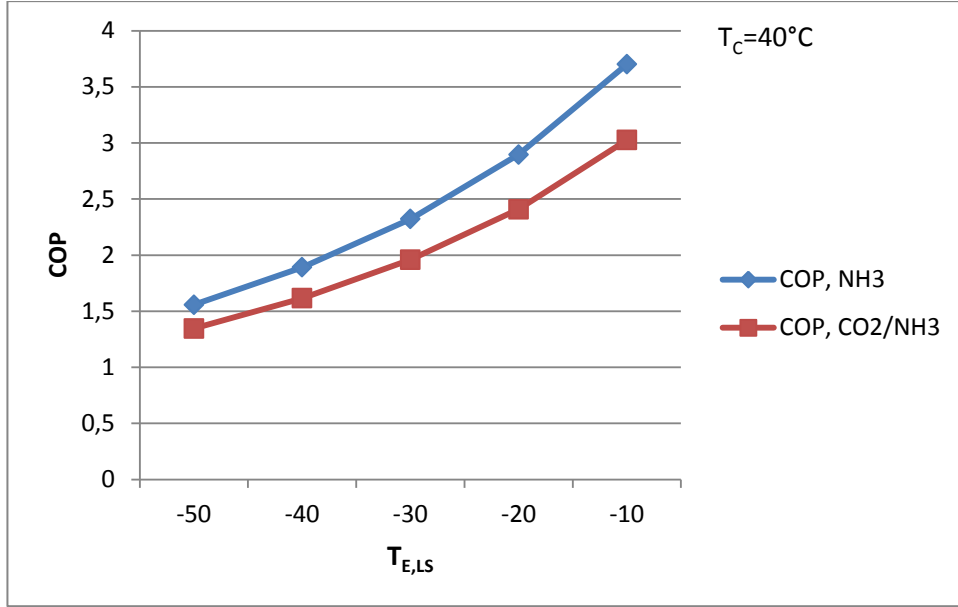
NH_3/CO_2 kaskad sistemi ile amonyak çift kademeli sistem COP değerleri kullanılarak karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada her iki sistem için de kompresör izentropik verimleri 0,8 kabul edilmiştir.

Kaskad soğutma sistemi için aşırı kızdırma 6°C , aşırı soğutma değerleri 0°C , kaskad kondenser sıcaklık farkı 5°C alınarak bulunan COP değerleri kullanılmıştır.

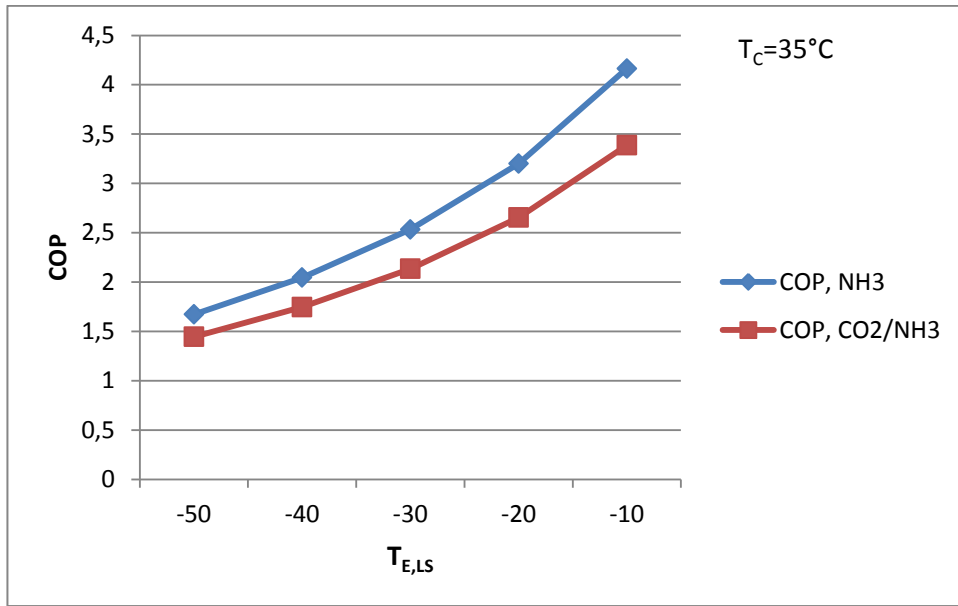
Farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıkları için hesaplanan COP değerleri Çizelge 6.10'da gösterilmiştir. Şekil 6.21, Şekil 6.22 ve Şekil 6.23'den farklı evaporatör sıcaklıkları (40°C , 35°C ve 30°C) ile farklı kondenser sıcaklıkları için iki sistemin COP değerleri görülmektedir.

Çizelge 6.10. Farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıkları için bulunan COP değerleri

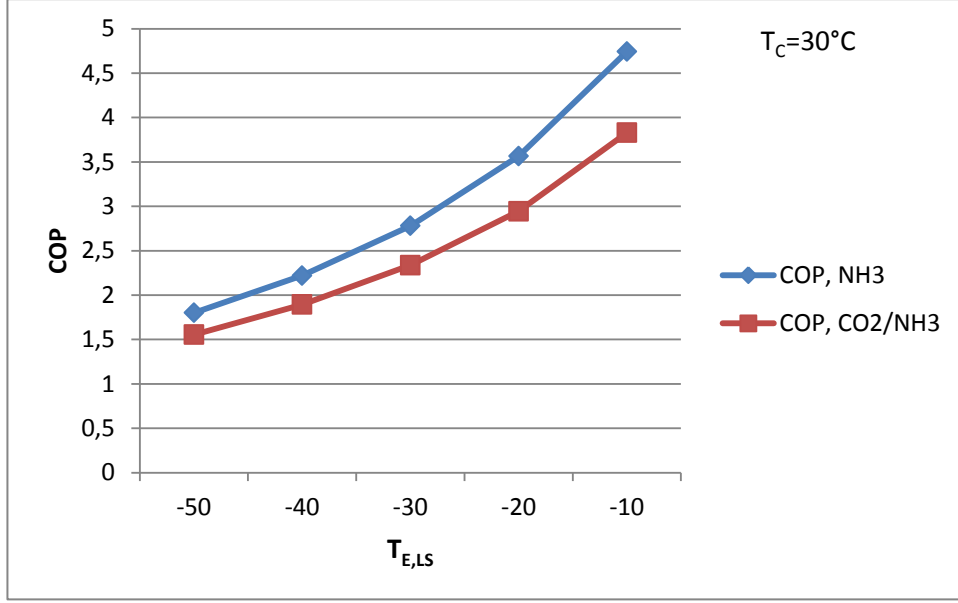
T_C ($^\circ\text{C}$)	$T_{E,LS}$ ($^\circ\text{C}$)	COP (NH_3)	COP (NH_3/CO_2)
$T_C=40^\circ\text{C}$	-50	1,557	1,34564
	-40	1,891	1,61598
	-30	2,322	1,95918
	-20	2,896	2,40879
	-10	3,701	3,02621
$T_C=35^\circ\text{C}$	-50	1,672	1,44491
	-40	2,045	1,74645
	-30	2,534	2,13478
	-20	3,200	2,65451
	-10	4,164	3,38690
$T_C=30^\circ\text{C}$	-50	1,801	1,55534
	-40	2,220	1,89392
	-30	2,780	2,33769
	-20	3,565	2,94490
	-10	4,742	3,82843



Şekil 6.21. 40°C kondenser ve farklı evaporatör sıcaklıklarında NH₃/CO₂ kaskad sistemi ve çift kademeli NH₃ sistem için COP değerleri



Şekil 6.22. 35°C kondenser ve farklı evaporatör sıcaklıklarında NH₃/CO₂ kaskad sistemi ve çift kademeli NH₃ sistem için COP değerleri



Şekil 6.23. 30°C kondenser ve farklı evaporatör sıcaklıklarında NH₃/CO₂ kaskad sistemi ve çift kademeli NH₃ sistemi için COP değerleri

Bu şekillerden verilen sıcaklık değerlerinin tümü için iki kademeli soğutma sisteminin daha verimli olduğu görülmektedir. Fakat buna rağmen daha önce 5. bölümde bahsedilen avantajları nedeniyle NH₃/CO₂ sisteminin kullanımı yaygınlaşmaktadır. Özellikle gıda soğutmasında amonyağın zararlı etkilerine karşı NH₃/CO₂ kaskad sistem alternatif olarak öne çıkmıştır.

SONUÇ

Amonyak üstün özellikleri nedeniyle endüstri soğutmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Fakat Bölüm 4’de gösterilen nedenlerden dolayı bazı durumlarda kullanımı sakıncalı olabilmektedir. Bu durumlarda farklı akışkanlarla çalışan kaskad sistemler önerilebilir. Kaskad sistemin alt kademesinde çalışan akışkan için yapılan çalışmalarda ise karbondioksit öne çıkmaktadır. Dikkat edilmesi gereken nokta kurulacak olan karbondioksit soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerinin yüksek enerji verimliliğine sahip olması için optimum çalışma şartlarının belirlenmesidir.

Bu yüzden bu çalışmada NH_3/CO_2 soğutucu akışkanlarıyla çalışan kaskad sistemin optimum çalışma şartları araştırılmış ve iki basamaklı amonyaklı sistem ile termodinamik ve çalışma şartları bakımından karşılaştırılmıştır.

Termodinamik hesaplar her iki sistemin en yüksek verimle çalıştığı sıcaklıklarda değerlendirilmiştir. İki basamaklı amonyak çevriminin farklı kondenser sıcaklıkları (30°C , 35°C , 40°C) ve farklı evaporatör sıcaklıklarında (-50°C , -40°C , -30°C , -20°C , -10°C) COP değerinin değişimi Şekil 6.3’de gösterilmiştir.

Kaskad sistemin kondenser ve evaporatör sıcaklığının soğutma tesir katsayısına etkisi Şekil 6.13’de gösterilmiş olup sistemin toplam verimi kondenser sıcaklığının artmasıyla azalmakta, evaporatör sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Şekil 6.15’den, soğutma tesir katsayısının üst kademedeki verim artışıyla alt kademeye göre daha fazla yükseldiği görülmektedir. Buradan amonyak kompresörlerindeki verim artışının toplam sistem verimini karbondioksit kompresörlerinkinden daha fazla iyileştirdiği anlaşılmaktadır. Şekil 6.16, Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’den aşırı soğutma sistem verimini artırırken aşırı kızdırmanın sistem verimini düşürdüğü fakat aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın bir emme hattı ısı değiştiricisi ile yapılması durumunda ısı değiştiricisinin tüm verim değerlerinde soğutma tesir katsayısının düştüğü Şekil 6.20’den görülmüştür.

Şekil 6.21, Şekil 6.22 ve Şekil 6.23’de her iki sistemin soğutma tesir katsayısı, farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında gösterilmiştir. Bu diyagramlardan iki basamaklı sistemin soğutma tesir katsayısının tüm durumlarda NH_3/CO_2 kaskad sistemin veriminden daha fazla olduğu görülmektedir.

Termodinamik analiz sonucunda kabul edilen sıcaklık aralığında her iki sistemin soğutma tesir katsayısının karşılaştırılması sonucunda NH₃/CO₂ kaskad sistemin iki basamaklı amonyak çevrimine göre veriminin daha düşük olduğu tespit edilmesine rağmen, karbondioksit sistem elemanların daha küçük ebatlı olması, karbondioksit gazının yüksek basıncından dolayı sisteme hava girişinin engellenmesi, akışkan maliyetinin düşük olması, gıda sektöründe, hastanelerde daha emniyetli kullanılması gibi avantajlar kaskad sistemin enerji performansı açısından dezavantajlı durumunu gölgede bırakmaktadır.

KAYNAKLAR

- Akdemir Ö, Güngör A (2010). CO₂ Soğutma Çevrimlerinin Maksimum Performans Analizi. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 30, 2, 37-43.
- Ashrae (1997). Ashrae Temel el Kitabı Bölüm 17, Soğutucu Akışkanların Özellikleri. Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar. 87s. Ankara.
- Ashrae (2008). Heat Exchangers in Carbon Dioxide Cascade Systems. Part I. A Comparison of Different Refrigerants.
- Ashrae (2010). Ashrae Handbook, Refrigeration - Ultralow-Temperature Refrigeration, Chapter. 48, USA.
- Bayrakçı H C, Özgür A E, Akdağ A E (2009). Aynı Soğutma Yüğü İçin CO₂'li Isı Pompalarının Enerji Sarfiyatlarının Karşılaştırılması. IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 33-38, İzmir.
- Bockis O'M, Veziroğlu T N, Smith D L (2002). Geleceğin Enerjisi: Güneş Hidrojen. Tercüme F. Noyan, Kaynak Yayınları, İstanbul.
- Bulgurcu H, Uslu T (2007). Tasıt İklimlendirme Sistemlerinde Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit (CO₂) Kullanımı. Soğutma Dünyası, Sayı 39, Yıl 10.
- Campell A, Maidment G G ve Missenden J F (2006). A Natural Refrigeration System for Supermarkets using CO₂ as a Refrigerant. Cibse National Conference, 21-22 March
- CoolPack Soğutma sistemleri için simülasyon yazılımı. Technical University of Denmark (DTU), Department of Mechanical Engineering. <http://www.ipu.dk/English/IPU-Manufacturing/Refrigeration-and-energy-technology/Downloads/CoolPack.aspx> (erişim tarihi, 02.09.2010).
- Çengel A Y, Boles A M (1994). Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill, 987s New York.
- Çerkezoğlu B (2010). CO₂ Kullanılan Kaskad Soğutma Sisteminin Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. İstanbul.
- Çomaklı K, Şimşek F, Özyurt Ö ve Bakırcı K (2006). Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Alternatifleri. Mühendis ve Makine, Sayı: 562.
- Danfoss (2005). Components for CO₂ Applications in Industrial Refrigeration. Refrigeration & Air Conditioning Division.
- Danfoss (2009). Refrigeration and Air Conditioning Division. Food Retail CO₂ Refrigeration Systems.
- Dağsöz A K (1990). Soğutma Tekniği Isı Pompaları Isı Boruları. II. Baskı, s87, Teknik Kitaplar, İstanbul.
- De Muynck W, Poelman D (2006). Refrigerating Plant Design. University of Cantabria Ghent University Faculty of Engineering

- Dossat R J (1997). Principles of Refrigeration. Prentice Hall, 512 s, New Jersey.
- Dupont Internet Sitesi. <http://www.dupont.com/suva> (erişim tarihi, 26.05.2010).
- EMP Pompa Internet Sitesi. <http://www.emppompa.net/wilo> (erişim tarihi, 24.05.2013).
- Ertaş E (2009). Doğal Soğutkanlarla Güncel Uygulamalar. IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi.
- Evans C L (2009). CO₂ Unit Coolers for Supermarket Refrigeration Systems.
- Getu H M, Bansal P K (2008). Thermodynamic Analysis Of An R744–R717 Cascade Refrigeration System. International Journal of Refrigeration, Volume 31, Issue 1, 45-54.
- Karaöz A T (2010). CO₂-R404A Kaskad Sistem Tasarımı, İmalatı ve Testi. Yüksek Lisans Tezi, T.C. Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Gebze.
- Karal Soğutma Internet Sitesi. <http://www.karalsogutma.com/sogutucu-akiskanlar.htm> (erişim tarihi, 14.12.2010).
- Kasap F, Acül H, Canbaz H, Erbil S (2011). R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 391-410. İzmir.
- Kızılkın Ö (2004). Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoekonomik Yönden İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Kızılkın Ö (2008). Alternatif Soğutucu Akışkanlı Değişken Hızlı Kompresörlü Bir Soğutma Sisteminin Teorik ve Deneysel İncelenmesi. Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Kim M H, Pettersen J ve Bullard C W (2004). Fundamental process and system design issues in CO₂ vapour compression systems. Progress in Energy and Combustion Science, 30: 119–174.
- Klein S A, Reindl D T, Brownell K (2000). Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers. International Journal of Refrigeration 23, 588-596.
- Lee T S, Liu C H, Chen T W (2006). Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. International Journal of Refrigeration, Volume 29, Issue 7, 1100-1108.
- Lorentzen G ve Pettersen J (1992). New Possibilities for Non-CFC Refrigeration. International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, 147-163, Trondheim, Norway.
- McQuay International (2002). Application Guide AG 31-007.
- Menlik T (2005). Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı, İmali ve Performans Deneyleri. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- Nielsen P S, Lund T (2003). Introducing a New Ammonia/CO₂ Cascade Concept for Large Fishing Vessels. IAR Ammonia Refrigeration Conference, Albuquerque, New Mexico.
- Onat A, İmal M, İnan A T (2004). Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar. KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi 7(1), 32-38.
- Onbaşıoğlu H (2010). An Overview of Vapour Compression System Using Natural Refrigerant CO₂. İSKİD ACV&R Journal of Turkey, Vol:2, 48-64.
- Ortatepe K (1997). Mevcut Soğutma Gruplarının Yeni Soğutucu Akışkanlara Adaptasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Özkol N (2007). Uygulamalı Soğutma Tekniği. TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Yayın No: 115/7, 738s. Ankara.
- Pearson A B (2003). Carbon Dioxide – New Uses For An Old Refrigerant. International Congress of Refrigeration, Washington, D.C.
- Sarkar J, Bhattacharyya S, Ramgopal M (2004). Optimization of a Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications. International Journal of Refrigeration, 27.
- Savaş S, Bayboz B (1999). Soğutma Tekniği ve Soğuk Depoculuk Uygulamaları. IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 375-385, İzmir.
- Sincar S (1999). R134a Soğutucu Akışkan ile Çalışan Ticari Soğutucu Tasarımı, İmalatı ve Performans Deneylemleri. Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.
- Taylor C R (2002). Carbon Dioxide-Based Refrigerant Systems. ASHRAE Journal, 22-27.
- Teknoform Grup İnternet Sitesi. <http://www.teknoformgrup.com/mesleki-bilgi/temel-mekanik-sogutma.html> (erişim tarihi, 12.03.2012).
- Thermoway İnternet Sitesi. http://www.thermoway.com.tr/index.php?option=com_content&view=article&id=74&Itemid=474 (erişim tarihi, 12.03.2013).
- Thevenot R (1979). A History of Refrigeration Throughout the World. International Institute of Refrigeration (IIR).
- Tillner-Roth R, Harms-Watzenberg F, Baehr HD (1993). Eine neue Fundamentalgleichung fuer Ammoniak, DKV-Tagungsbericht, 20:167-181.
- Türkiye Teknolojik Geliştirme Vakfı (TTGV) İnternet Sitesi. www.ttgvt.org.tr/content/docs/otim_panel-sunum.pdf (erişim tarihi, 12.03.2010).
- Türkoğlu Makine İnternet Sitesi. <http://www.yto.com.tr/tr/su-sogutmali-kondenserler/yto-k-kondanserler.php> (erişim tarihi, 02.09.2012).
- Kırmacı V (2002). Termoelektrik Soğutma Etkisinin Soğutmada Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- Raha S (2002). CO₂ / NH₃ Cascade Refrigeration Systems. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration.
- Yamankaradeniz R, Horuz İ, Coşkun S (2002). Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Vipaş A.Ş., Bursa.
- Zimmermann A (2010). Carbon Dioxide as the Refrigerant in Supermarket, CO₂ Compressors. 10th Short Course in Supermarket Refrigeration.

ÖZGEÇMİŞ

Osman Burak AKALAN, 1980 yılında Burdur ilinde doğmuştur. İlk ve orta eğitimini tamamladıktan sonra Burdur Anadolu Teknik Lisesi Bilgisayar Bölümüne 1994 yılında başlamış ve 1998 yılında lise eğitimini tamamlamıştır. Süleyman Demirel Üniversitesi Burdur Meslek Yüksekokulunda Bilgisayar Programcılığı Programına 1998 yılında başlamış ve 2000 yılında mezun olmuştur. Aynı yıl Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde Tesisat Öğretmenliği Bölümüne başlamış ve 2004 yılında mezun olmuştur. 2005 yılında Doruk İletişim Antalya bölge ofisinde çalışmaya başlamış ve 2008 yılına kadar devam etmiştir. 2008 yılında Namık Kemal Üniversitesi Malkara Meslek Yüksekokulunda öğretim görevlisi olarak çalışmaya başlamış ve halen devam etmektedir.