

**T.C.
ISPARTA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**R 410A AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE FLAŞ GAZ
BY-PASS UYGULAMASI**

Uğur AYDIN

**Danışman
Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA - 2019**



© 2019 [Uğur AYDIN]

TEZ ONAYI

Uğur AYDIN tarafından hazırlanan "R 410A Akışkanlı Soğutma Sistemlerinde Flaş Gaz By-Pass Uygulaması " adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman

Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi



Jüri Üyesi

Prof. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi



Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi İbrahim KIRBAŞ

Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi



Enstitü Müdürü

Prof. Dr. Yusuf UÇAR



TAAHHÜTNAME

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Uğur AYDIN



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET	ii
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	v
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Sera Etkisi	4
1.2. Kyoto Protokolü.....	6
1.3. Alternatif Soğutucu Akışkanlar.....	8
1.4. Soğutucu Akışkan Çeşitleri.....	11
1.5. Soğutucuların Tanımlanması İçin Uluslararası Standartlar	17
1.6. Sistem Etkinliğini Arttıran Uygulamalar	21
1.6.1. Ejektör	21
1.6.2. Flaş gaz by-pass (FGB)	23
1.6.3. İki kademeli ara soğutmalı	24
1.6.4. İç ısı değiştiricisi uygulaması.....	27
2. KAYNAK ÖZETLERİ	28
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	41
3.1. Flaş Gaz Deney Seti.....	41
3.2. Deneysel Çalışma Yöntemi	43
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	50
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	54
KAYNAKLAR	60
EKLER.....	63
EK A. R410A'nın Termodinamik Özellikleri.....	64
EK B. Deney Seti Fotoğraflar	66
ÖZGEÇMİŞ.....	67

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

R 410A AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE FLAŞ GAZ BY-PASS UYGULAMASI

Uğur AYDIN

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR

Klima cihazı üretici firmaları son yıllarda birbirleriyle rekabet edebilmek amacıyla her geçen gün teknolojik alanda yeni arayışlar içerisine girdiklerinden farklı donanımlara ve özelliklere sahip cihaz üretme yoluna gitmişlerdir. Bunun neticesinde; enerji tüketimi az olan ve yaşadığımız dünyamıza, ozon tabakasına en az zarar verebilecek cihazlar üretmişler ve halen üretme arayışına devam etmektedirler.

Bu gelişmeler sonucunda eski üretilen klima cihazlarında R22 gazı kullanılmaktayken yeni üretilen klima cihazlarında R410A gazı kullanılmaya başlanmış ve ozon tabakasına zarar vermeyen ozonla dost diye tabir ettiğimiz yeni soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Ayrıca üretici firmaların sera etkisi olmayan alternatif soğutucu akışkan kullanma arayışları da devam etmektedir.

Sıvı hattında akan sıvı soğutkanın basıncı hattın her hangi bir yerinde, buradaki sıcaklığı doyma sıcaklığı haline getirecek bir basınç değerine düştüğünde ani-buharlaşma ortaya çıkar. Bu olguya flaş-gaz adı verilir ve flaş-gaz oluşumu, sistem kapasitesi üzerinde olumsuz etkileri nedeniyle önlenmesi gereken bir olgudur. Yaptığımız tez çalışmasında R410A soğutucu akışkanıyla çalışan bir Soğutma sisteminde, genleşme elemanı sonrasına yerleştirilen Flaş gaz tankı(sıvı ayırıcısı) sayesinde soğutma sisteminde meydana gelebilecek olan flaş gaz etkisinin azaltılması ve by-pass yapılarak flaş gazın emme hattına verilmesi suretiyle ortaya çıkan sonuçlar incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: R410A, tek kademeli buhar sıkıştırırmalı çevrim, flaş gaz, by-pass hattı, sıvı ayırıcı(flaş gaz tankı), akümülatör.

2019, 67 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

R 410A FLUIDED FLASH GAS BY-PASS APPLICATION IN COOLING SYSTEMS

Uğur AYDIN

**Isparta University of Applied Sciences
The Institute of Graduate Education
Department of Energy Systems Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR

In recent years air conditioner manufacturers have been looking for new searches for competing with other manufacturers in technological area. Like different hardwares and specifications dealing with air conditioners. As a result of this they have manufactured devices that give less harm to our earth, the ozone layer and also use less electric. And they stil continue searching new ways.

As a result of these improvements new manufactured air conditioners are using R410A gas while old manufactured ones are using R22 gas. These new air conditioners are been using new coolant fluid. This fluid is eco-friendly. In addition these manufacturers continue searching alternative coolant liquid that has non-green effect.

The sudden vaporizing appears if the pressure of flowing cooling liquid in the liquid line reaches suddenly the satiety temprature in the anywhere of the pipe. That is called the flash gas and the flash gas effect must be prevented because of the unwillingly effects of the capacity of the system. In the end of this seminar studying we examined the cooling performance of the energy exergy in detail. An air conditioner runs with R410A cooling liquid and we reduced the effect of the flash gas expanding with by-pass and then the flash gas will be given to the observing line.

Keywords: R410A, transposer with single-stage vapor-compression cycle, flash gas, by-pass line, liquid separator(flash gas tank), accumulator.

2019, 67 pages

TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren ve bu konularda ilgi uyandıran, karşılaştığım zorlukları engin bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR'e teőekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans ders dönemi boyunca bilgi ve tecrübelerini bizlerle paylaşan değerli tüm Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı ğretim üyelerine yani hocalarıma teşekkür ederim.

Bu alışma, Süleyman Demirel Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından, 4251-YL2-15 numaralı proje ile desteklenmiştir. Bu desteklerinden ötürü, ilgili kuruma teşekkür ederim.

Tezimin imalat aşamasındaki desteklerinden dolayı DENEYSAN EğİTİM CİHAZLARI SAN. TİC. VE LTD. ŐTİ. şirketine teşekkür ederim.

Uğur AYDIN
ISPARTA, 2019

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Örnek bir ejektörlü buhar sıkıştırma soğutma çevrimi	22
Şekil 1.2. Sabit alanlı ejektörün şematik gösterimi	22
Şekil 1.3. TGV' nin iç yapısı ve flaş-gazın ortaya çıkışı	23
Şekil 1.4. Açık tip ara soğutmalı kademeli sistem şematik diyagramı.....	25
Şekil 1.5. Açık tip ara soğutmalı P-h kademeli sistem diyagramı	25
Şekil 1.6. Açık tip ara soğutmalı kademeli sistem T-s diyagramı	26
Şekil 1.7. Flaş gazın azaltılması için yapılan iç ısı değiştirici uygulaması ...	27
Şekil 2.1. FGB yönteminin ayrıntılı konfigürasyonu	34
Şekil 2.2. Buhar sıkıştırma A/C sisteminde flaş gaz by-pass yönteminin şematik olarak gösterilmesi	36
Şekil 2.3. Üç farklı eğim açısında elde edilen ayırım görüntüleri	37
Şekil 2.4. 30° için tek ve çift giriş durumları	37
Şekil 2.5. Giriş çaplarının 30° göre değişimi	38
Şekil 3.1. PLC kontrol paneli	42
Şekil 3.2. PLC kontrol paneli	42
Şekil 3.3. Flaş gaz deney seti soğutma devre şeması.....	44
Şekil 3.4. Flaş gaz deney seti.....	45
Şekil 3.5. Flaş gaz deney setindeki farklı kılcallar	45
Şekil 3.6. Flaş gaz deney seti flaş gaz tankı ve akümülatör	46
Şekil 3.7. Testo 454 hassas sıcaklık ölçü aleti	49
Şekil 3.8. Elektriksel ölçü aleti	49
Şekil 4.1. Flaş gaz deney seti devre şeması	50
Şekil 5.1. Mikro kanallı buharlaştırıcıya sahip sistem	56
Şekil 5.2. Mikro kanallı buharlaştırıcıya sahip sistemin hava akışı için kullanılan fanların yerleşimi.....	57
Şekil 5.3. Mikro kanallı buharlaştırıcı.....	58
Şekil 5.4. Flaş gaz kısa devre yapısı.....	59
Şekil A.1. R410A'nın log P-h diyagramı	64
Şekil A.2. R410A'nın T-s diyagramı	65
Şekil B.1. Deneysel çalışmalara ait resimler.....	66

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 1.1. Antropojenik sera gazları	6
Çizelge 1.2. Karışım ile elde edilmiş başlıca soğutucu maddeler	9
Çizelge 1.3. Soğutucu akışkanların ASHRAE tarafından hazırlanan standartları	17
Çizelge 1.4. Soğutucu akışkanların çevresel etkilerinin karşılaştırılması	21
Çizelge 3.1. Flaş gaz deney setinde kullanılan malzemeler	46
Çizelge 4.1. 120cm'lik kılcal borulu V7 orta açık deney sonuçları	50
Çizelge 4.2. 120cm'lik kılcal borulu V7 çok kısık deney sonuçları	51
Çizelge 4.3. 90cm'lik kılcal borulu V7 orta açık deney sonuçları	51
Çizelge 4.4. 90cm'lik kılcal borulu V7 çok kısık deney sonuçları	52
Çizelge 4.5. 120cm'lik kılcal borulu V7 orta açık deney sonuçları	52
Çizelge 4.6. 120cm'lik kılcal borulu V7 çok kısık deney sonuçları	53



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

AB	Alkali benzen
ANSI	Amerikan ulusal standartlar enstitüsü
ASHRAE	American society of heating refrigeration and air conditioning engineers
BMİDÇS	Birleşmiş milletler iklim değişikliği çerçeve sözleşmesi
c	Işık hızı
CFC	Kloroflorokarbonlar
CO ₂	Karbondioksit
COP	Performans katsayısı
DX	Doğrudan genleşmeli soğutma çevrimi
EU	Avrupa topluluğu
EER	Enerji tasarrufu oranı
FGB	Flaş gaz by-pass
gv	Genleşme valfi
GWP	Küresel ısınma potansiyeli (Global warming potential)
h	Planck sabiti
HCFC	Hidrokloroflorokarbonlar
HFC	Hidroflorokarbonlar
ITK	Isıtma tesir katsayısı
KIP	Maddenin küresel ısınma potansiyeli
MY	Madeni yağ
NH ₃	Amonyak
ODP	Ozan delme potansiyeli
P	Basınç
P ₀	Çevre basıncı
PFC	Perflorokarbon
POE	Poli-ester yağ
STK	Soğutma tesir katsayısı
t	Zaman
T	Sıcaklık
UL	Patent laboratuvarı
W	İş
Q	Toplam enerji
η	Verim
λ	Dalga boyu

1.GİRİŞ

Enerji verimliliği problemleri ve ısı pompalarında kullanılan soğutucu akışkan (soğutkan) kaynaklı sera gazı salımları günümüzün en büyük problemlerinden biri olan küresel ısınmayı tetiklemektedir. Bu sebeple ısı pompası ve soğutma sistemlerinde kullanılan soğutkanların düşük sera etkisi potansiyeline (GWP-Global Warming Potential) sahip olması önem arz etmektedir. Günümüzün en önemli araştırma konularından biri, düşük GWP değerine sahip soğutkanların geliştirilmesidir. Bu amaçla sürekli yeni nesil soğutkanlar ticari hayata her geçen gün katılmaktadır.

Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde ikinci önemli husus ise aynı ısıl kapasite için daha düşük enerji kullanımının elde edilmesidir. Sistemler ne kadar çok enerji kullanırsa, bu enerjinin dönüşüm yolu ile elde edildiği kaynağın da daha fazla kullanılması gerektirir. Özellikle ülkemizin enerji açısından dışa bağımlı olduğu göz önüne alındığında bu durum ekonomik açıdan da önem arz etmektedir. Sistemlerin enerji etkinliğinin iyileşmesi çevreye olan, dönüşüm kaynaklı emisyonların da azalmasına önemli katkı sağlayacaktır.

Klima cihazı üretici firmaları son yıllarda birbirleriyle rekabet edebilmek amacıyla her geçen gün teknolojik alanda yeni arayışlar içerisine girdiklerinden farklı donanımlara ve özelliklere sahip cihaz üretme yoluna gitmişlerdir. Bunun neticesinde; Enerji tüketimi az olan ve yaşadığımız dünyamıza, ozon tabakasına en az zarar verebilecek cihazlar üretmişler ve halen üretme arayışına devam etmektedirler.

Bu gelişmeler sonucunda eski üretilen klima cihazlarında R22 gazı kullanılmaktayken yeni üretilen klima cihazlarında R410A gazı ve ozon tabakasına zarar vermeyen ozonla dost diye tabir ettiğimiz yeni soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Ayrıca üretici firmaların sera etkisi olmayan alternatif soğutucu akışkan kullanma arayışları da devam etmektedir. Ülkemizin ılıman iklim kuşağında olması ve sıcak bir iklime sahip olması sebebiyle soğutma ya da sıcaklığın düşürülmesi gereken birçok alana sahiptir.

Kurulan soğutma tesislerinin en iyi şekilde işletilmesi, ekonomik olmasının yanında dünya da yaygınlaşan yeni standartlar gereği küresel ısınmaya ve çevre kirliliğine sebep olmaması gerekmektedir. Bunun için günümüzde var olan soğutma sistemlerinin birçoğunda çevreye zarar vermeyen akışkanlar kullanılmasına özen gösterilmektedir. Soğutma sektöründe en büyük sıkıntı hem doğrudan hem de dolaylı emisyonların oluşmasıdır. Bu sıkıntıların minimize edilmesine yönelik yasal düzenlemeler yapılmaktadır. 04 Ocak 2018 tarihinde “F-Gaz Yönetmeliği” yayımlanmış ve ülkemizde yürürlüğe girmiştir.

Yayımlanan F- Gaz Yönetmeliğine göre:

- 1/1/2019 tarihinden itibaren soğutucu madde olarak hidroflorokarbon(HFC) ve Perflorokarbon(PFC) içeren direkt buharlaştırma sistemleri, Perflorokarbon ve HFC-23 içeren yangından koruma cihazları, Florlu sera gazları içeren evsel pencereler, ayakkabılar ve araç lastiklerinin zorunlu kullanım alanları hariç, küresel ısınma potansiyeli (KIP) 150 ve üzerinde olan florlu sera gazları içeren tek bileşenli köpükler, KIP 150 ve üzerinde olan hidroflorokarbon içeren, eğlence ve dekoratif amaçlı pazarlanan, halka satışı yönelik aerosol jeneratörler ve işaret düdüğülerin piyasaya arzı yasaklanmıştır.
- 1/1/2019 tarihinden 2 (iki) yıllık süre sonrası itibariyle florlu sera gazları içeren tek kullanımlık basınçlı kabın ithalatı yasaklanmıştır.
- 1/1/2022 tarihi başlangıcı itibariyle florlu sera gazları içeren tek kullanımlık basınçlı kapların piyasaya arz edilmesi yasaktır.
- 1/1/2019 tarihinden itibaren magnezyum kalıp dökümünde ve magnezyum kalıp döküm alaşımlarının geri dönüşümünde kullanılacak olan kükürt hekzaflorürün kullanımı, kükürt hekzaflorür miktarı 850 (sekiz yüz elli) kilogram/yıldan fazla ise yasaklanmıştır.
- 1/1/2019 tarihinden itibaren araç lastiklerinin şişirilmesinde kullanılan kükürt hekzaflorür yasaklanmıştır.

Bilindiği üzere ideal soğutma çevriminde genleşme vanası girişinde %100 sıvı (likit) halde soğutucu akışkan olması istenir. Fakat kondenser ile evaporatör arasında yer alan likit hattındaki kayıplar(boru, ekleme parçaları, vana vs.) ve

çevre ile olan ısı alışverişinden dolayı, genişleme vanası girişinde likit halde bulunması gereken soğutucu akışkanın bir miktarı gaz fazında bulunmaktadır. Bu gaz fazındaki soğutucu akışkan kütleli oran olarak çok küçük bir miktar olsa da, hacimsel oranda ciddi bir yüzdeye gelmektedir. Flaş gaz dediğimiz bu gaz fazı, evaporatörün kapasitesinin düşmesine, kompresörlerin uzun süreli çalışmasına, yağ geri dönüşümünün uzamasına ve yağın istenmeyen yerlerde birikmesine; dolayısıyla kompresörün fazla enerji harcamasına ve ömrünün kısalmasına neden olmaktadır. Flaş gazdaki % 1 lik bir artışın verimlilikte % 17 'lik bir kayba neden olduğu düşünülmektedir.

Bu çalışmanın amacı, kuru genişleme yapılan soğutma sistemlerinde, genişleme sonrası açığa çıkan ve flaş gaz olarak tarif edilen soğutucu akışkanın debisinin buharlaşmış miktarının buharlaştırıcıya girmemesini ve doğrudan buharlaştırıcı çıkışına aktarılmasını sağlamak ve bu sayede sistem etkinliğinde artış elde etmektir. Bu uygulama ile R-410A gibi günümüzde ısı pompası sistemlerinde çok yaygın olarak kullanılan bu soğutkanın, daha verimli ve akılcı kullanımına dair bir örnek uygulama geliştirmek de amaçlanmaktadır. Çünkü mevcut kuru genişlemeli ticari sistemlerde bu uygulamaya rastlanılmamaktadır.

Soğutma sistemlerinde ısı transferini gerçekleştiren esas mekanizma soğutucu akışkanın faz değiştirmesidir. Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan, kısılma olayı sonrasında doğal olarak ortaya çıkan buhar sebebiyle iki fazlı bir akıştır. Bu iki fazlı akış buharlaştırıcı içinde sıvı soğutucu akışkanın homojen dağılımını olumsuz etkilemektedir. Bu sebeple buharlaştırıcı ısıl kapasitesi de olumsuz olarak etkilenmektedir. Bu çalışma ile sistem etkinliğinde ve soğutma kapasitesinde ne oranda bir değişim sağlanabileceği deneysel olarak belirlenecektir. Bu yolla sektöre yol gösteren bir çalışma gerçekleştirilmek amaçlanmaktadır.

R410A gazlı bir soğutma sisteminde flaş gaz by-pass (FGB) etkisinin azaltılması için bir soğutma sistemi deney seti hazırlanacaktır. Hazırlanacak olan deney setinde genişleme elemanı sonrasına sıvı ayırıcısı olarak bir flaş gaz tankı konulacaktır. Bu çalışma sonucunda elde edilecek olan fayda veya zararın

anlaşılabilmesi için hazırlanan soğutma sistemi birincisi normal, ikincisi sıvı ayırıcısı devrede olacak şekilde çalıştırılacak sistem performansına yönelik ölçümler yapılacaktır. Yapılan ölçüm sonuçlarına göre; FGB etkisinin azaltılmasının sistem performansını daha iyi yönde etkileyip-etkilemediği irdelenecektir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre soğutma ve klima sektörüne enerji verimliliği yönünde fayda sağlanabileceği düşünülmektedir.

Kompakt bir flaş gaz ayırma işleminin sağlanabilmesi için genleşme elemanından sonra evaporatör önüne bir açma-kapama vanası, sıvı tankı ve buna bağlanan bir bakır boru aracılığıyla sıvı olmayan buhar fazındaki soğutucu akışkanın evaporatör çıkışına gönderilmesi ve aynı zamanda evaporatöre tamamen sıvı halde soğutucu akışkanın gelmesi sağlanacaktır. Yapılması planlanan deney seti sayesinde ise sistem soğutma modunda çalıştırılarak soğutma performansında meydana gelmesi beklenen değişiklikler gözlemlenerek rapor edilecektir. Sonuç olarak yapılacak deneysel çalışmalar neticesinde ortaya çıkacak veriler değerlendirilecektir. Yapılacak çalışma sonucunda flaş gaz etkisinin tamamen azaltılması hedeflenmektedir. FGB valfinin açılması ile sistem performansı üzerinde meydana gelen önemli etkilerinden biriside COP değerinde yüksek oranda iyileşme sağlanmasıdır.

1.1.Sera Etkisi

Dünyadaki bütün iklim bilimciler tarafından, dünya iklimi sisteminde bir bozulmanın meydana geldiği kabul edilmektedir. Dünya ikliminin doğal dengenin bozulmasına neden olan insanların, gerekli tedbirler alınmadan çeşitli etkinliklerinin devam etmesi sonucunda, iklimdeki bozulmalar artacak, küresel ısınmaya bağlı iklim değişikliklerinin yaşanması kaçınılmaz bir durum olacaktır. Çünkü insanlardan kaynaklanan nedenlerle, atmosferdeki sera gazı birikimlerinde ve partiküllerde meydana gelecek artış, tabiatın tahribi, ozon tabakasındaki incelme, küresel açıdan sıcaklık artışına neden olacaktır.

Türkiye, yaşanan karmaşık iklim yapısından dolayı; küresel ısınmaya dayalı olarak oluşabilecek bir iklim değişikliğinden en çok etkilenecek ülkelerden birisidir.

Doğal olarak ülkemizin üç tarafından denizlerle çevrili olması, arızalı bir topografyaya sahip bulunması ve coğrafik özellikleri nedeniyle, Türkiye'nin farklı bölgeleri iklim değişikliğinden farklı şekilde ve değişik boyutlarda etkilenecektir. Örneğin, sıcaklık artışından daha çok çölleşme tehdidi altında bulunan Güney Doğu ve İç Anadolu gibi, kurak ve yarı kurak bölgelerle, yeterli suya sahip olmayan yarı nemli Ege ve Akdeniz bölgeleri daha fazla etkilenmiş olacaktır (Öztürk, 2002).

Meydana gelecek olan iklim değişiklikleri, tarımsal faaliyetlerde hayvanların ve bitkilerin doğal yaşam alanlarında değişikliklere neden olacak, özellikle yukarıda belirtilen bölgelerimizde, su kaynakları bakımından önemli sorunlar ortaya çıkacaktır.

Atmosferin dünya yüzeyine yakın kısımlarında ortalama dünya sıcaklığının doğal olarak ya da insan etkisiyle belli bir miktar artması küresel ısınma olarak ifade edilir.

Dünya yüzeyindeki sıcaklık artışları başlıca 4 faktörle tayin edilebilir;

- a) Dünyamızın aldığı güneş ışığı miktarları
- b) Dünyamızın yansıttığı güneş ışığı miktarları
- c) Sıcaklığın atmosfer tarafından hapsedilmesi durumu
- d) Su buharının evaporasyonu ve yoğunlaşması durumları

“Güneşten gelen kısa dalga boylu ışınların yeryüzüne çarptıktan sonra, uzun dalga boylu ısı ışınları şeklinde atmosferdeki sera gazları tarafından tekrar yeryüzüne geri yansıtılmasıdır. Sera etkisi büyük çoğunlukla atmosferik sudan kaynaklanır. Toplam sera etkisinin %85'ini su buharı, %12'sini atmosferdeki küçük su molekülleri oluşturur. Su kaynaklı sera etkisi dışında antropojenik kaynaklı gazlar da sera etkisine neden olmaktadır. CO₂, CFC'ler, Metan, Azot

oksitler ve Ozon son yıllarda atmosferde önemli ölçüde artmıştır”(Aksay vd., 2005).

Bazı antropojenik sera gazlarının nispi katkısı ve yıllık artış oranı Çizelge 1.1’de verilmiştir.

Çizelge 1.1. Antropojenik sera gazları (Aksay vd., 2005)

	Nispi Katkısı %	Yıllık Artış Oranı %
CFC	15-25	4-5
Metan	12-20	1
O₃ (Troposter)	8	0.5
N₂O	5	0.2
Toplam	40-50	
CO₂'nin katkısı	50-60	0.3-0.5

“Güneşten enerji ışınım ile dünyamıza ulaşmaktadır. Işınım ile gerçekleşen enerji transferi, elektromanyetik ışınımın dalga boyu ve frekansı birbirleri ile ters orantılıdır” (Çengel, 2011).

$$e = \frac{h c}{\lambda} \quad (1.1)$$

Yukarıdaki denklemde, e ışınım ile gerçekleşen enerji transferi, h Planck sabitidir ($6,626069.10^{-34}$ J.s), c ışık hızı ve λ ise dalga boyudur. Güneş yüzeyinden gelen elektromanyetik ışınımın enerjisi yüksek olduğu için dalga boyu küçüktür. Bu sebeple atmosferde biriken sera gazlarından geçebilir. Işınımın spektral dağılımına uygun olarak bir kısım dalga boyuna sahip ışınım ise atmosferden geçemez ve yansıtılır. Dünya yüzeyine çarpan ve enerjisinin bir kısmını bırakan ışınımın, dalga boyunda bir artış gözlemlenir. Artan dalga boyu sebebi ile bu ışınım sera gazlarını geçerek dünyayı terk edemez ve tekrar dünya yüzeyine yansır. Bu sebeple iklimde bir sıcaklık artışı oluşmaktadır.

1.2. Kyoto Protokolü

Aralık 1997’de Japonya’nın Kyoto şehrinde gerçekleştirilen “Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi” (BMİDÇS) 3. taraflar konferansında kabul

edilmiştir. Protokol, sözleşmenin amacı ve tabi olan kurumları paylaşmaktadır. Bununla birlikte, iki anlaşma arasındaki en önemli özellik, düzenledikleri yükümlülüklerin hukuki içeriği ile ilgilidir. Sözleşme, sanayileşmiş ülkelerin sera gazı salımlarını enaza indirgemeleri yönünde bağlayıcı olmayan bir yükümlülük tanımlamışken, Protokol sanayileşmiş ülkeri bağlayıcı sera gazı salım sınırlama ve azaltım yükümlülükleri getirmiştir. Protokolün ülkelerin onayına ve uygulamasına hazır hale getirilmesi amacıyla ayrıntılı uygulama kuralları 2001 yılında Marakeş'te yapılan 7.taraflar konferansı'nda kabul edilmiştir. "Marakeş Uzlaşmaları" olarak adlandırılan bu kurallar 2005 yılında yapılan protokolün 1.taraflar toplantısında onaylanmıştır. Kyoto protokolü 16 şubat 2005'de yürürlüğe girmiştir. Kyoto protokolüne 2010 yılı mayıs itibariyle 191 ülke ve Avrupa Birliği taraf olmuştur.

"Protokol, sözleşmenin "ortak fakat farklılaştırılmış sorumluluklar ilkesi" uyarınca taraflar arasında yükümlülükler açısından yaptığı ayrımlaştırmayı izleyerek, gelişmiş ülkelere bağlayıcı salım azaltım yükümlülükleri getirmiş ve onlara daha ağır bir yük vermiştir. Protokolün EK-B listesinde yer alan EK-I tarafları, 38 sanayileşmiş ülke ve Avrupa Topluluğu'nu içermektedir. Protokol ayrıca, EK-B'de listelenen gelişmiş ülke taraflarının 2008-2012 yılları arasında kapsayan ilk yükümlülük döneminde toplam sera gazı salımlarını 1990 düzeyinin % 5 altına indirmelerini öngören, toplu bir hedef veya tavan koymuştur. EK-I tarafı ülkelerin bireysel salım hedefleri "tahsis edilmiş miktar" olarak tanımlanmaktadır ve EK-B'de gösterilmektedir. Bu taraflar salım sınırlama veya azaltım yükümlülüklerini yerine getirmede protokol kapsamında oluşturulan esneklik mekanizmalarından da yararlanabilmektedir(Anonim, 2019).

Türkiye, bir OECD üyesi olarak, BMİDÇS 1992 yılında kabul edildiği zaman gelişmiş ülkeler ile birlikte Sözleşme'nin EK-I ve EK-II listelerine dâhil edilmiştir. 2001'de Marakeş'te yapılan 7. taraflar konferansında alınan 26/CP.7 sayılı kararlar Türkiye'nin diğer EK-I Taraflarından farklı özelliği tanınarak, adı BMİDÇS'nin EK-II listesinden çıkarılmış olup, ancak EK-I listesinde kalmıştır. Türkiye 24 mayıs 2004'de 189. taraf olarak BMİDÇS'ne dahil olmuştur.

“Türkiye 5386 sayılı BMİDÇS’ne yönelik Kyoto protokolüne katılmamızın uygun bulunduğuna dair kanunun 5 şubat 2009’da Türkiye Büyük Millet Meclisi’nce kabulü ve 13 mayıs 2009 tarih ve 2009/14979 sayılı Bakanlar Kurulu kararının ardından, katılım aracının Birleşmiş Milletlere sunulmasıyla 26 ağustos 2009 tarihinde Kyoto protokolüne taraf olmuştur. Protokol kabul edildiğinde BMİDÇS tarafı olmayan Türkiye, EK-I taraflarının sayısallaştırılmış salım sınırlama veya azaltım yükümlülüklerinin tanımlandığı Protokol EK-B listesine dâhil edilmemiştir. Dolayısıyla, protokolün 2008-2012 yıllarını kapsayan birinci yükümlülük döneminde Türkiye’nin herhangi bir sayısallaştırılmış salım sınırlama veya azaltım yükümlülüğü bulunmamaktadır”(Anonim, 2019).

1.3. Alternatif Soğutucu Akışkanlar

Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde ozon tabakasına zarar veren ve küresel ısınmaya neden olan soğutucugazların yerine, aynı fiziksel özellikleri gösteren fakat ozon tabakası üzerinde zarar vermeyen ve küresel ısınmaya daha az neden olan alternatif soğutucu akışkanlar kullanılmalıdır. Bu nedenle Montreal protokolünün imzalanmasından sonra ozon tabakasının tüketimine neden olan Hidroflorokarbonlar(HFC) ve Hidrokloroflorokarbonlar(HCFC) grubu soğutucu akışkanların kullanılmamasına karar verilmiş olup, soğutucu akışkanlar üzerine yapılan araştırmalar çoğalmıştır. Sonuç olarak soğutma sistemlerinde en çok kullanılan Kloroflorokarbonlar(CFC) grubu soğutucu akışkanların ozonu tahrip etme ve delme potansiyelleri oldukça yüksektir. CFC grubu soğutucu akışkanların yerine aynı özellikleri gösteren ancak ozon tabakası üzerinde hiçbir olumsuz etkisi olmayan HFC ve HCFC grubu soğutucu akışkanların ve karışımlardan oluşan diğer alternatif soğutucu akışkanların kullanılması gerekmektedir.

Montreal protokolü sonunda başlayan süreçte 1995 yılında gelişmiş ülkeler CFC üretimini yasakladılar, ardından soğutma endüstrisinin ana sorunu olan monoklordiflormetan (R22) gibi ikinci dereceden ozon delen kimyasallara ve onların terk edilmiş kanunlarına yönelmişlerdir.

Mevcut montreal protokolünde gelişmiş ülkelerde HCFC üretiminin 2020 yılında yasaklanacağı net olarak belirlenmiş olup, bu tarihin öne alınması için yoğun baskılar olmaya devam etmiş ve özellikle Avrupa Topluluğu (EU) mensubu bazı ülkeler kendi üretim terk ediş tarihlerini 2010 yılına çektikleri gibi kullanım sınırlamalarını da bu tarihten çok öncesine çekmişlerdir.

Çizelge 1.2. Karışım ile elde edilmiş başlıca soğutucu maddeler (Koyun vd., 2005)

Soğutucu Madde	Bileşimi (Ağırlıkça)	Notlar
R401A	%52 R22 + %33 R124 + %15 R152a	2
R402A	%38 R22 + %60 R125 + %2 R290	2
R404A	%44 R125 + %4 R134a + %52 R143a	3
R407A	%20 R32+ %40 R125 + %40 R134a	3
R407B	%10 R32+ %70 R125 + %20 R134a	3
R407C	%23 R32 + %25 R125+ %52 R134a	3
R410A	%50 R32 + %50 R125	3
R500	%73.8 R12 + %26.2 R152a	1
R502	%51.2 R115 + %48.8 R22	1
R507	%50 R125 + %50 R143a	3

1 Montreal Protokolü kapsamında üretimi ve kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddeler.

2 Montreal Protokolü kapsamında henüz üretimi ve kullanımı yasaklanmayan, kısıtlanma tabi tutulan maddeler, geçiş dönemi alternatif soğutucu maddeleri.

3 Montreal Protokolü kapsamında kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddelere alternatif soğutucu maddeleri.

Güneşten gelen zararlı ultraviye ışınlarının tahmini olarak %90'nın dünyamıza ulaşması koruyucu ozon tabakası tarafından önlenmektedir. Soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılan CFC ve HCFC atmosfere salındıktan sonra difüzyon ve atmosferdeki rüzgarların etkisiyle yukarı doğru yükselir. CFC'ler özellikle kimyasal kararlılıkları çok yüksek olduğu için özellikleri bozulmadan atmosferde 100 yıldan fazla kalabilirler. HCFC'lerin ise kimyasal kararlılıkları daha azdır. Özellikleri bozulmadan atmosferde yaklaşık 15 yıl kadar kalabilirler.

Soğutucu akışkanları, kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC), hidroflorokarbon (HFC) olmak üzere üç grupta inceleyebiliriz.

Kloroflorokarbon (CFC): CFC'ler ozon tabakasında en çok tahribat oluşturan soğutucu akışkanlar olup, küresel ısınma potansiyelleri çok yüksektir. Bu nedenle CFC'lerin kullanımı için bazı yasaklar ve tedbirler dünya çapında alınmaktadır. CFC'ler için önemli sonuçlar şunlardır. Atmosferde 75-120 yıl arasında kimyasal özellikleri bozulmadan kalabilirler. Ozonu delme potansiyelleri çok yüksektir. Uygulamada en çok kullanılanları: R-11, R-12, R-13, R-114 ve R-115 gibi soğutucu akışkanlardan ibarettir.

Hidrokloroflorokarbon (HCFC): HCFC'ler klor atomu içerdiklerinden ozon tabakasıyla reaksiyona girerler. Buna rağmen HCFC'lerin yapısında hidrojen bulunduğundan kimyasal kararlılıkları oldukça zayıftır. Atmosferde özellikleri bozulmadan uzun süre kalamazlar. HCFC'ler atmosfere doğru yükselirken içerisinde bulundurduğu hidrojenin havadaki su molekülleri ile reaksiyona girmesi nedeniyle yapıları bozulur. HCFC'lerin ozonu delme potansiyelleri oldukça azdır. HCFC'lerin en önemli özellikleri şunlardır: Atmosferde kimyasal özellikleri bozulmadan uzun süre kalamazlar (15-20 yıl arası). Ozonu delme potansiyelleri daha düşüktür. Uygulamada en çok kullanılan HCFC'lerden bazıları: R-22, R-124, R-123 gibi soğutucu akışkanlardır.

Hidroflorokarbon (HFC): HFC'lerin yapısında klor atomu bulunmamasından dolayı ozonu delme potansiyelleri sıfırdır. Yani ozon tabakası üzerine hiçbir olumsuz diyebileceğimiz etkileri yoktur. Ancak küresel ısınmaya biraz etki yapabilirler.

Soğutucu akışkanlardan istenilen özellikler

- ✓ Yanıcı, patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
- ✓ Kimyasal olarak aktif olmamalı, tesisat malzemelerini etkilememesi, korozyon olmaması, yağlama yağının özelliğini bozmaması gereklidir.
- ✓ Kaçakların kolay tespitine olanak veren özellikte(koku, renk vb.gibi) olmalıdırlar.

- ✓ Ucuz olmalıdırlar.
- ✓ Isı geçirgenliği yüksek olmalıdırlar.
- ✓ Dielektrik olmalıdırlar.
- ✓ Düşük donma derecesi sıcaklığına sahip olmalıdırlar.
- ✓ Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdırlar.
- ✓ Özgül hacmi küçük olmalıdırlar.
- ✓ Viskozitesi düşük olmalıdırlar.
- ✓ Düşük kaynama sıcaklığına sahip olmalıdırlar.
- ✓ Kimyasal olarak kararlı olmalıdırlar.
- ✓ Çevreyle dost olmalı, ozon tabakasına zarar vermemelidirler.

1.4. Soğutucu Akışkan Çeşitleri

R22: “Diğer fluo-karbon soğutucu akışkanlarda olduğu gibi R22’de emniyetle kullanılacak zehirsiz, yanmayan, patlamayan bir akışkandır. R22, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır, fakat paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda da, bilhassa daha kompakt kompresör gerektirmesi (R12’ye nazaran takriben 0.60 katı) ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Çalışma basınçları ve sıcaklıkları R12’den daha yüksek seviyede ve fakat birim soğutma kapasitesi için gerekli tahrik gücü takriben aynıdır. Çıkış sıcaklıklarının oldukça yüksek olması sebebiyle, bunun aşırı seviyelere ulaşmasına engel olmak için emiştaki kızgınlık derecesini mümkün mertebe düşük tutmalıdır. Derin soğutma uygulamalarında, aşırı çıkış sıcaklıkları ile karşılaşılabileceğinden (yüksek sıkıştırma oranı sebebiyle) silindirlerin su gömlekli olması tavsiye edilir. Yağ dönüşünü sağlamak için R12’ye nazaran daha dikkatli ve iyi işlenmiş dönüş boruları döşenmeli, derin soğutma uygulamalarında muhakkak yağ ayırıcı konulmalıdır. R12 yağ ile daha çabuk ve iyi karışmaktadır. Su ile ise R22 daha çabuk ve yüksek oranda karışır” (Koyun vd., 2005).

R23: R23(CHF3), düşük sıcaklık elde edilmek istenen soğutma uygulamalarında kullanılan akışkanlardır. R23 çok yüksek sera etkisine sahip bir soğutucu gazdır. Sera etkisi R12'ye nazaran 3 kat daha yüksektir.

R114: R114 (CClF₂), yanıcı ve zehirli özelliği olmayan bir soğutucu akışkandır. Endüstriyel tipteki ısı pompalarında kullanılmaktadır.

R125: R125 (CF₃CHF₂), R502 ve R22 soğutucu akışkanlarının uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. R143 soğutucu akışkanı gibi amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklık soğutma uygulamaları için düşünülmüştür. Yanıcı değildir. Fakat sera etkisi R134a'dan iki kat fazladır. R134a, R143a, R32 ile (örneğin R404A veya R407A gibi) farklı oranlarda kullanılarak R502 alternatifi gibi karışımlar elde edilebilmektedir.

R744: Karbondioksit karbonun yanmasından elde edilir. Kokusuzdur. Yanıcı değildir. Diğer gazlarla büyük miktarlarda karıştırıldığı takdirde karbon monoksit (CO) haline gelme durumu mevcut olmakla birlikte zehirsiz olarak kabul edilir. Emniyet sağlayan karakteristiklerinden dolayı gemi ve hastanelerde daha çok kullanılma yeri vardır. Karbondioksitin kullanılma durumunu kısıtlayan başlıca özellikleri, düşük kritik nokta sıcaklığı değeri(31,06 °C) ve karşılık gelen yüksek kritik basınç değerinden (73,8 bar) dolayı CO₂, geleneksel soğutucu akışkanlara karşın bir takım ek teknik gereksinimlere ihtiyaç duyar. CO₂ kullanılmasında sınırlayıcı bir diğer etken -56,6 °C ve buna karşılık gelen 5,1 bar basınçtaki yüksek üçlü (katı, sıvı, gaz) noktasıdır. Bu nedenlerle soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılan soğutma tesislerinde kompresör ve diğer tesis ve teçhizatın ağır ve sağlam konstrüksiyona sahip olma zarureti vardır. Öte yandan yüksek basınç altında çok düşük değerlerde özgül hacim olacağından ve bu da verilen kapasite için küçük kompresör kullanılmasına imkân vereceğinden yoğunlaşma ve emme basıncının fevkalade yüksek olması ilk bakışta düşünülebileceği kadar büyük bir problem yaratmaz. Bununla birlikte gerek bu sebeplerden ve gerekse gizli ısının düşük olmasından dolayı birim soğutma için istenen kompresör tahrik gücü diğer soğutucu akışkanlara göre daha fazla olmalıdır.

R123: R123 (CHCl₂CF₃), santrifüj soğutma sistemlerinde kullanılan ve R11'e en uygun olan alternatif soğutucudur. R11'li evaporatöre nazaran metalik olmayan malzemeleri etkileme gücü daha fazladır. Bu nedenle R123'lü evaporatöre

geçişte tüm kauçuk esaslı malzemeler yenilenmelidir. R11'li evaporatöre göre daha düşük enerji verimliliğine sahiptir. Zehirleyici özelliğinden dolayı kullanıldığı ortamda ek tedbirler gerektirmektedir. 8 saatlik süre boyunca maruz kalınacak maksimum doz 10 ppm. geçmemelidir.

R134a: R134a (CF₂CH₂F), termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en çok benzeyen soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı sıfır olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu akışkandır. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatif soğutucudur. Ticari olarak da temini basittir. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve/veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP (coefficient of performance) değeri R12 ile yaklaşık aynı değerlere sahip olmaktadır. Düşük sıcaklık elde edebilmek için çift kademeli sıkıştırma sistemi yapılması gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığı için poliestere veya polialkalinglikol bazlı yağlar kullanılmalıdır.

R143a: R143a (CF₃CH₃), R502 ve R22 soğutucu akışkanları için uzun dönem alternatif olarak kabul edilmiştir. Amonyak kullanımının yapılamadığı düşük sıcaklık soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Yanıcı özelliğe sahip olduğundan dönüşüm, tamirat ve yeni kullanımlarda güvenlik önlemleri göz önünde bulundurulmalıdır. R134a'ya göre sera etkisi iki kat daha fazladır. R125, R134a ile birlikte değişik miktarlarda karıştırılarak R502 alternatifi karışımlar (R404A vb. gibi) elde etmek için kullanılmaktadırlar.

R152a: Ozon tahribatına sebep olmayan ve sera etkisi çok düşük olan (R12'nin %2'si kadar) R152a (C₂H₄F₂), ısı pompası uygulamalarında R12 ve R500 için alternatif olarak kabul edilmiş bir soğutucu akışkandır. R12 ve R134a'dan daha iyi COP değerine sahip olan R152a, mineral yağlarla da iyi uyum sağlamaktadır. Yanıcı ve kokusuz olan R152a zehirleyici özelliğe sahip değildir. Termodinamik ve fiziksel özellikleri R12 ve R134a'ya çok benzer. Bu yüzden soğutucu dönüşümlerinde kompresörde herhangi bir modifikasyona ihtiyaç kalmaz. Hacimsel soğutma verimi R12'den % 5 daha düşüktür.

R401A: R22, R124 ve R152a soğutucu akışkanlarından oluşan (ağırlıklı karışımı sırasıyla %52 / 33 / 15 oranında) ve R12 için alternatif olarak kabul edilen zeotropik bir karışım gazıdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif soğutucu olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu akışkan DUPONT tarafından SUVA MP39 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R402A: R22, R125 ve R290 soğutucu akışkanlarının karışımından oluşan (ağırlıkça sırasıyla %38 / 60 / 2 oranlarında) ve R502 için alternatif soğutucu kabul edilen zeotropik bir karışım gazıdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif soğutucu akışkan olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu akışkan DUPONT tarafından SUVA HP80 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R404A: R125, R134a ve R143a soğutucu akışkanlarından oluşan (ağırlıkça sırasıyla %44 / 4 / 52 oranlarında) ve R502 için alternatif soğutucu kabul edilen zeotropik bir karışım gazıdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif soğutucu akışkan olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu akışkan DUPONT tarafından SUVA HP62 ve ELF - ATOCHEM tarafından FORANE FX70 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R407A/R407B/R407C: “R407A / R407B / R407C, R32, R125 ve R134a’dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %20 / 40 / 40, %10 / 70 / 20 ve % 23 / 25 / 52 oranlarında) ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımlardır. Bu soğutucular ICI tarafından KLEA60, KLEA61, KLEA66 ve DUPONT tarafından SUVA AC9000 (R407C) adlarıyla piyasaya sunulmuştur”(Koyun vd., 2005).

R410A: R32 ve R125 soğutucu akışkanlarından oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) ve R22 soğutucu akışkanına alternatif kabul edilen yakın azeotropik bir karışım gazıdır. R410A ozon tabakasına zarar vermeyen iki HFC’ nin karışımından elde edilmiş olup, R22’ ye göre daha yüksek çalışma basınçları ve soğutma kapasitesine sahip bir akışkandır. Termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transferi özelliği çok iyidir. R22, R410A soğutma sistemi dönüşümünde sistemin yeniden yapılandırılması gerekmektedir. Bu değişim gerçekleştiği takdirde sistem verimi R22’ye göre % 5 daha iyi olmaktadır. Sera

etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajdır. Bu soğutucu akışkan ALLIED SIGNAL tarafından GENETRON AZ20 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R500: R500, R12 ve R152a soğutucu akışkanlarından oluşan bir azeotropik bir karışımdır. Karışım oranı % 73.9 R12 ve % 26.2 R152a'dır. Düşük oranda R12'ye alternatif bir soğutucu gaz olarak kullanılmaktadır. R12'ye göre daha iyi COP değerine ve % 10 - 15 arası daha yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir.

R502: R502, R22 ve R115 soğutucu akışkanlarından oluşan bir azeotropik bir karışımdır. Karışım oranı % 48.8 R22 ve % 51.2 R115'tir. En çok kullanıldığı yer soğuk taşımacılık ve ticari tip soğutuculardır. CFC içerdiği için üretimi durmuştur. Düşük sıcaklık değerlerinde yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir. -20 ile -40 °C sıcaklık aralığında R22'den % 1 ile % 7 arasında daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olmaktadır. COP değeri çalışma şartlarına bağlı olarak R22'den %5 - %15 daha düşüktür.

R507: R507, R125 ve R134a soğutucu akışkanlarından oluşan (ağırlıklı %50 / %50 oranında) R502 soğutucu akışkanı için kabul edilen bir alternatiftir. Bu soğutucu akışkan ALLIED SIGNAL tarafından GENETRON AZ50 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R717(Amonyak): “Bugün, fluo-karbon ailesinin dışında geniş ölçüde kullanılmaya devam edilen tek soğutucu akışkan Amonyak'dır. Zehirleyici ve bir ölçüde yanıcı patlayıcı olmasına rağmen mükemmel ısı özelliklerine sahip olması sebebiyle, iyi eğitilmiş işletme personeli ile ve zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, büyük soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında ve donmuş paketleme uygulamalarında başarıyla kullanılmaktadır. Buharlaştırma 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 gömlekli olması tercih edilir” (Koyun vd., 2005).

“R22 dönüşümünde hidrokarbonların ve amonyağın önemli bir rol oynadığı konusunda şüphe yoktur, fakat muhtemelen mevcut ekipman ve uygulamaların büyük bir kısmında zehirsiz ve yanıcı olmayan R22 yerine sıfır ozon delme potansiyeline (ODP) sahip, yanıcı ve zehirli olmayan bir alternatif aranmaktadır. Mevcut durumda ASHRAE adlandırmaları ile üç karışım potansiyel alternatif olarak önerilmektedir; R407C (R32-R125-R134a karışımı), R410A (R32-R125 karışımı) ve R417A (R125-R134a ve R600). Bu karışımların hepsi yanıcılık ve zehirlilik yönünden en kötü kaçak durum senaryolarına göre tanımlanan ASHRAE standartlarına göre en düşük risk olan A1/A1 sınıfı kriterlerini sağlamaktadır” (Onat ve Bulgurcu, 2008).

R407C soğutma sistemlerinde sistemin fiziksel özelliklerinin R22'ye benzeyen özelliklere sahip olmasından dolayı benzer tasarımlı ekipmanlar kullanılabilirler. R407C kullanılması halinde yağlama yağının poli-ester yağ (POE) gibi tamamen sentetik yağla doldurulması gereklidir. Ayrıca R407C pratikte zorluklara neden olan etkili bir sıcaklık kayması gösterir. Özellikle su soğutmalı soğutma uygulamalarında R22'nin nominal evaporatör sıcaklığı 1°C civarında iken R407C'de çığ noktası şartları evaporatör boyunca -4°C ile 1°C arasında oluşarak buzlanma tehlikesi meydana getirir.

R410A soğutucu sistemler tamamen sentetik yağlayıcılar gerektirir ve fiziksel özellikleri R22'den çok farklıdır. Örnek verecek olursak R410A'nın 40°C'deki doyma basınçları R22'den % 60 daha yüksek çıkar ve böylece özel tasarımlı ekipman kullanımı gerekir. R410A'nın avantajlarından bazıları beklenmedik seviyede yüksek ısı transfer katsayısına sahip olması ve daha küçük kapasiteli kompresör ve borular gerektirmesidir. Bu durum nedeniyle karışımın kritik sıcaklığı oldukça düşük olup, 72°C gibi aşırı yüksek ortam şartlarında ve 60°C ve üzerindeki yoğunlaşma sıcaklıklarında ısı pompası uygulamalarında sorunlar çıkarmaktadır.

1.5. Soğutucuların Tanımlanması İçin Uluslararası Standartlar

“Çizelge 1.3’de Amerikan Isıtma Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliğinin (ASHRAE) tayin ve tespit ettiği soğutucu standartları verilmiştir. Her soğutucu akışkan bir numaraya sahiptir ve önlerine genellikle bir R harfi konur. Bu numaralar, soğutucu akışkanların çok uzun kimyasal adlarının teşhis edilmesi için kullanılmaktadır” (Onat ve Bulgurcu, 2008).

“Halokarbon bileşikleri terimi, Çizelge 1.3’de gösterildiği gibi verilen kimyasal gruptaki elementlerin (halojenler) ihtiva ettikleri bileşiklerinden meydana geldiği için verilmiştir. Bu grup; flor, klor, brom ve iyottan müteşekkildir. Fakat bu bileşik listelerinde iyot bulunmaz” (Onat ve Bulgurcu, 2008).

Çizelge 1.3. Soğutucu akışkanların ASHRAE tarafından hazırlanan standartları (Onat ve Bulgurcu, 2008)

Soğ. No	Kimyasal İsmi	Formül	Soğ. No	Kimyasal İsmi	Formül
METAN SERİSİ			ETAN SERİSİ		
R10	Karbontetra klorür	CCL ₄	R110	Hegzaklor etan	CCL ₃ CCL ₃
R11	Triklorflor metan	CCL ₃ F	R111	Pentaklor flor etan	CCL ₃ CCL ₂ F
R12	Diklor diflor metan	CCL ₂ F ₂	R112	Tetra klor diflor etan	CCL ₂ FFCCL ₂ F
R12B1	Bromklordiflor metan	CBrClF ₂	R112a	Tetra klor di flor etan	CCL ₃ CCLF ₂
R12B2	Dibromdiflor Metan	CBr ₂ F ₂	R113	Tri klor tri flor etan	CCL ₂ FCCLF ₂
R13	Klor tri flor metan	CCLF ₃	R113a	Tri klor tri flor etan	CCL ₃ CF ₃
13B1	Bromtri flor metan	CBrF ₃	R114	Di klor tetra flor etan	CClF ₂ CCLF ₂
“R14	Karbon tetra flor	CF ₄	R114a	1,2diklor1,2,2,2t etraklor etan	CCl ₂ FCF ₃

Çizelge 1.3. Soğutucu akışkanların ASHRAE tarafından hazırlanan standartları
(Onat ve Bulgurcu, 2008)(Devam)

R20	Kloroform	CHCL ₃	R114B	1,2-dibrom 1,1,2,2tetrafloret an	CBrF ₂ CBrF ₂
R21	Di klor flor metan	CHCLF ₂	R115	Klor penta flor etan	CCl ₂ F ₂ CF ₃
R22	Klor di flor metan	CHCCLF ₂	R116	Hegza flor etan	CF ₃ CF ₃
R22B1	Bromdi flor metan	CHBrF ₂	R120	Penta klor etan	CHCl ₂ CCl ₃
R23	Triflormetan	CH ₂ CL ₂	R123	2,2-diklor1,1,1- triflor etan	CHCl ₂ CF ₃
R30	Metilenklorür	CH ₂ F ₂	R123a	1,2-diklor1,1,2- triflor etan	CHClFCClF ₂
R31	Monoflormeta n	CH ₃ F	R124	2-klor1,1,1,2- tetraflor etan	CHClFCF ₃
R32	Diflormetan (metil florit)	CH ₂ F ₂	R124a	1-klor1,1,2,2- tetraflor etan	CHF ₂ CClF ₂
R40	Klormetan(me til klorit)	CH ₃ Cl	R125	Pentaflor etan	CHF ₂ CF ₃
R41	Flormetan(me l florit)	CH ₃ F	R133a	2-klor1,1,1- triflor etan	CH ₂ ClCF ₃
R50	Metan	CH ₄	R134a	Tetrafloretan	CF ₃ CH ₂ F
PROPAN SERİSİ			R140a	Triklor etan (metil kloroform)	CH ₃ CCl ₃
R216ca	1,3- diklor1,1,2,2,3,3 -hegza flor propan	CCLF ₂ C F ₂ CClF ₂	R141b	1,1-diklor1-flor etan	CCl ₂ FCH ₃
R218	Okta flor propan	CF ₃ CF ₂ CF ₃	R142b	1-klor1,1-diflor etan	CClF ₂ CH ₃
R245cb	1,1,1,2,2-penta flor propan	CF ₃ CF ₂ CH ₃	R143a	1,1,1-triflor etan	CF ₃ CH ₃

Çizelge 1.3. Soğutucu akışkanların ASHRAE tarafından hazırlanan standartları
(Onat ve Bulgurcu, 2008)(Devam)

290	Propan	CH ₃ CH ₂ CH ₃	R150a	1,1-diklor etan	CHCl ₂ CH ₃
SİKLİK ORGANİK BİLEŞİKLER			R152a	1,1-diflor etan	CHF ₂ CH ₃
C316	1,2dikloro1,2,3,3,4,4 hagzaflorsiklo bütan	C ₄ Cl ₂ F ₆	R160	Klor etan (etil kolrit)	CH ₂ CH ₂ Cl
C317	Klorheptaflorsik lo bütan	C ₄ ClF ₇	R170	Etan	C ₂ H ₆
C318	Okta flor siklo bütan	C ₄ F ₈			
ZEOTROP KARIŞIMLAR			AZEOTROP KARIŞIMLAR		
Soğ. No	İsmi/Oranı		Soğ. No	İsmi/Oranı	
R401A	R22/152a/124 (53/13/34)		R500	R12/152a (74.8/26.2)	
R401B	R22/152a/124 (61/11/28)		R501	R22/12 (75/25)	
R401C	R22/152a/124 (33/15/52)		R502	R22/115 (48.8/51.2)	
R402A	R125/290/22 (60/2/38)		R503	R23/13 (40.1/59.9)	
R402B	R125/290/22 (38/2/60)		R504	R32/115 (48.2/51.8)	
R403A	R290/22/218 (5/75/20)		R505	R12/31 (78/22)	
R403B	R290/22/218 (5/56/39)		R506	R31/114 (54.1/44.9)	
R404A	R125/143a/134a (44/52/4)		R507A	R125/143a (50/50)	
R405A	R22/152a/142b/C318 (45/7/4.5/42.5)		R508A	R23/116 (39/61)	
R406A	R22/600a/142b (55/4/41)		R508B	R23/116 (46/54)	
R407A	R32/125/134a (20/40/40)		R509A	R22/218 (44/56)	

Çizelge 1.3. Soğutucu akışkanların ASHRAE tarafından hazırlanan standartları
(Onat ve Bulgurcu, 2008)(Devam)

R407B	R32/125/134a (10/70/20)	İNORGANİK BİLEŞİKLER	
R407C	R32/125/134a (23/25/52)	R702	Hidrojen H ₂
R407D	R32/125/134a (15/15/70)	R704	Helyum He
R408A	R125/143a/22 (7/46/47)	R717	Amonyak NH ₃
R409A	R22/124/142b (60/25/15)	R718	Su H ₂ O
R409B	R22/124/142b (65/25/10)	R720	Neon Ne
R410A	R32/125 (50/50)	R728	Azot N ₂
R410B	R32/125 (45/55)	R732	Oksijen O ₂
R411A	R1270/22/152a (1,5/87,5/11)	R740	Argon Ar
R411B	R1270/22/152a (3/94/3)	R744	Karbon dioksit CO ₂
R412A	R22/218/142b (70/5/25)	R744A	Azot dioksit N ₂ O
HİDROKARBONLAR		R764	Kükürt dioksit SO ₂
R600	Bütan CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	AZOT BİLEŞİKLERİ	
R600a	İzo-bütan CH (CH ₃) ₃	R630	Metil amin CH ₃ NH ₂
OKSİJEN BİLEŞİKLERİ		R631	Etil amin C ₂ H ₅ NH ₂
R610	Etil eter C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅		
R611	Metil format HCOOCH ₃		

Çizelge 1.4. Soğutucu akışkanların çevresel etkilerinin karşılaştırılması
(Denizsayar, 2004)

Soğutucu Akışkan	Kaynama Noktası (°C)	Ozon Delme Potansiyeli(ODP) (CFC-11=1)	Sera Etkisi Potansiyeli (GWP) (CO ₂ =1)	Atmosferik Ömrü (yıl)
CFC-11	23.82	1.0	1300	59
CFC-12	-29.8	0.93	3700	122
CFC-113	47.57	0.83	1900	98
CFC-114	3.8	0.71	6400	244
CFC-115	-39.1	0.38	13800	539
HCFC-22	-40.76	0.05	510	18
HCFC-123	27.87	0.02	28	2
HCFC-141B	32	0.03	65	10
HCFC-142B	-9.8	0.03	-	22
HCF-134A	-26.16	0	400	18
HFC-152A	-25	0	46	2
HFC-404A	-46.48	0	3748	>48
HFC-407C	-43.79	0	1610	>33
HFC-410A	-51.57	0	1890	>33

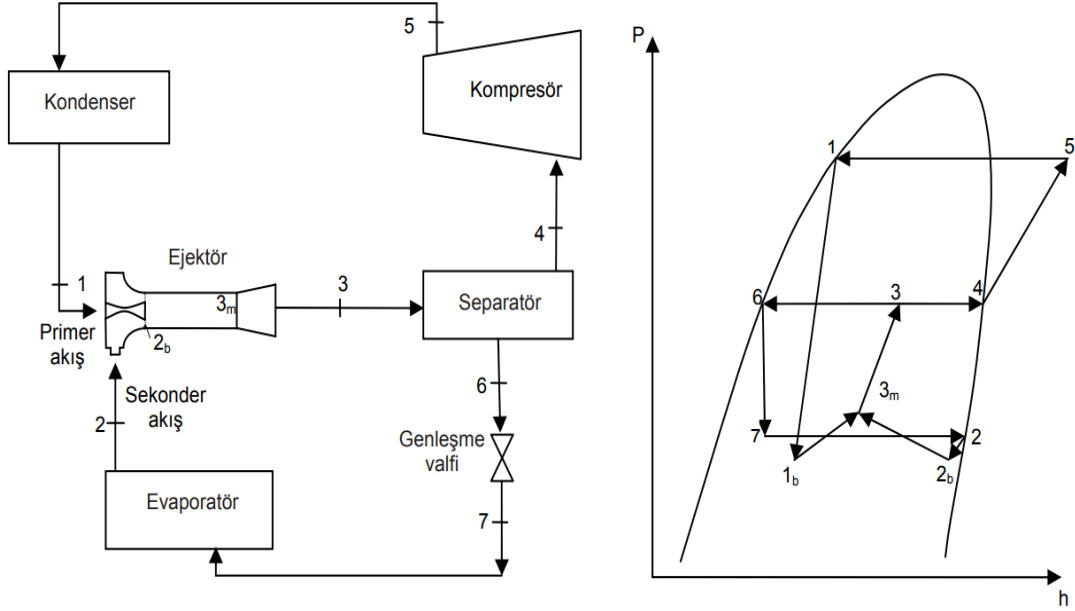
1.6. Sistem Etkinliğini Arttıran Uygulamalar

1.6.1. Ejektör

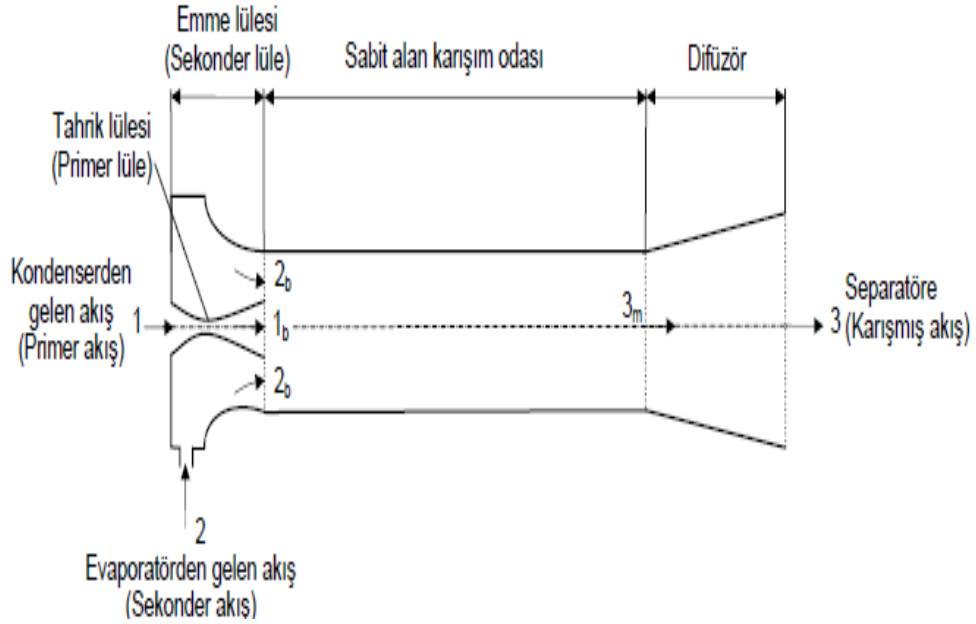
Buhar sıkıştırımlı soğutma ve ısı pompası çevrimlerinde performans arttırmaya yönelik çalışmalar uzun süredir devam etmektedir. Bu süreçte ejektörlü çevrimler ön plana çıkmaktadır. Özellikle son on yıl içinde bu konuda önemli çalışmalar yapılmıştır. Sistemlerdeki tersinmezliği artıran genişleme valfindeki kısılma kayıpları ejektör kullanımı ile azaltılabilmektedir. Bu amaçla, genişleme valfi yerine, ejektör kullanımı alternatif bir seçenektir.

“Klasik sistem ile ejektör genişletiricili sistem arasındaki temel fark; kondenser ve evaporatör arasındaki kısılma işleminin genişleme valfi yerine, ejektörle yapılmasıdır. Sistemin diğer elemanları, bir separatör (ayırıcı) ve oldukça küçük bir genişleme valfi hariç, aynıdır. Ejektörlü soğutma sisteminin tesisat şeması ve

çevrimin P-h diyagramı Şekil 1.1'de verilirken, sistemde kullanılan ejektör şematik olarak Şekil 1.2'de gösterilmiştir”(Bilir vd., 2011).



Şekil 1.1. Ejektörlü buhar sıkıstırmalı soğutma çevrimi (Bilir vd., 2011)



Şekil 1.2. Sabit alanlı ejektörün şematik gösterimi (Bilir vd., 2011)

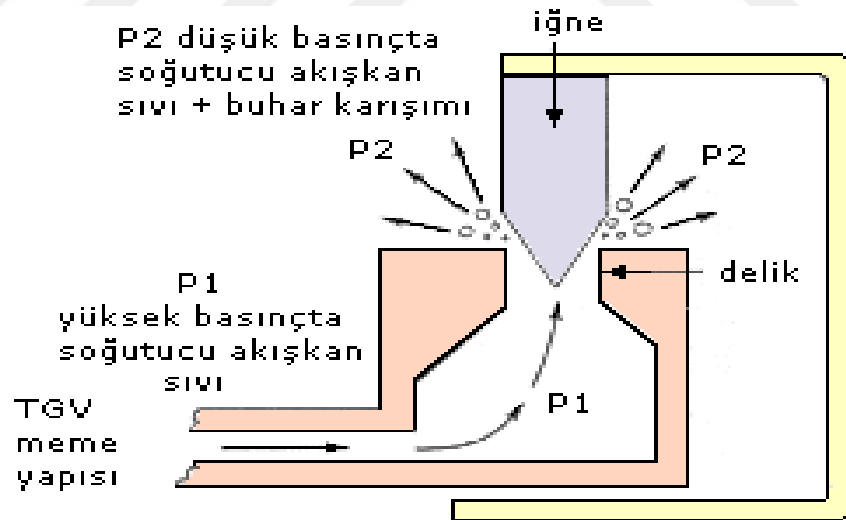
Genleşme valfi dışında sabit alanlı ejektör kullanan kompresörlü soğutma sistemlerinde; soğutma etkinlik katsayısı ve klasik basit soğutuculara göre

soğutma performansında evaporatör ve kondenser sıcaklıkları için iyileşme oranının arttığı gözlemlenmiştir.

1.6.2. Flaş gaz by-pass (FGB)

Soğutma sistemlerinde bir miktar soğutucu akışkanın TGV'nin meme çıkışında yani evaporatör girişinde ani olarak buharlaşması durumu Flaş gaz olarak ifade edilir. Bunun başlıca sebebi soğutucu akışkanın kondenserde yeterli miktarda sıvılaşmadığı, yani kütleli olarak buhar-sıvı karışımında buhar miktarının yüksek oluşudur.

“Flaş gaz miktarı, sıvı hattındaki soğutucu akışkanın sıcaklığıyla, evaporatör giriş basıncına bağlı olarak değişir. Flaş gazdaki artma TGV kapasitesini düşürür. Bunun sonucu evaporatöre giren sıvı soğutucu akışkan miktarı azalacağından, soğutma kapasitesi de düşer” (Denizsayar, 2004).



Şekil 1.3. TGV' nin iç yapısı ve flaş-gazın ortaya çıkışı (Denizsayar, 2004)

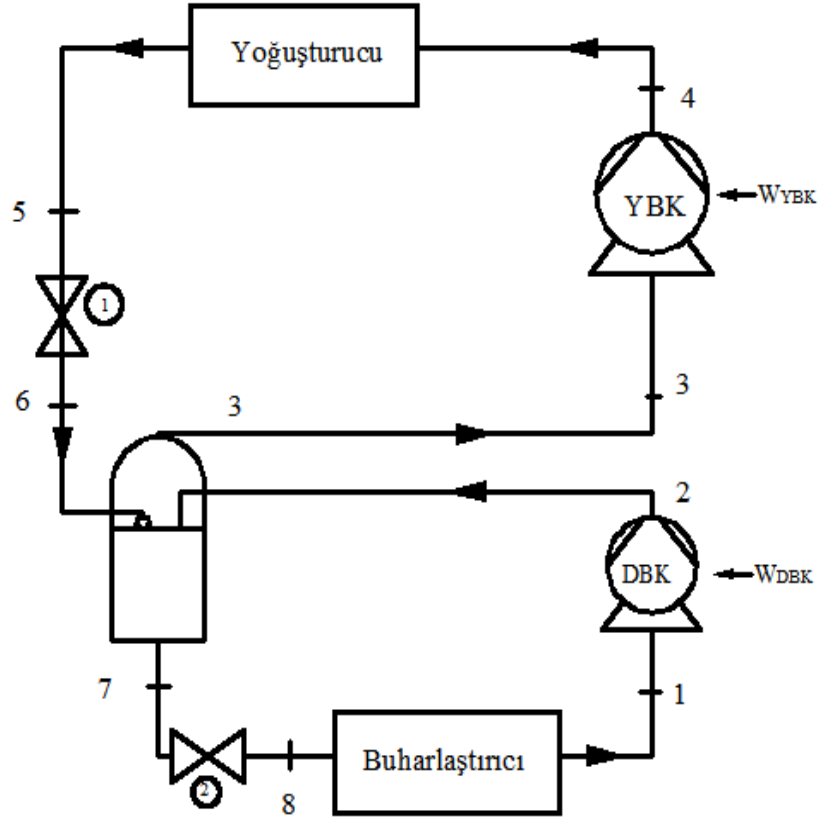
1.6.3. İki kademeli ara soğutmalı

Buhar sıkıştırırmalı tip soğutma çevrimlerinde normal çalışma şartları içinde -20°C'ye kadar olan evaporatör sıcaklıkları için genellikle tek kademeli soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Çok düşük buharlaşma sıcaklıklarının sahip olduğu ve yoğunlaşma sıcaklığının yüksek olduğu çalışma şartlarında soğutma kapasitesi ve performans katsayısının hızla düştüğü görülür. Özellikle -30°C ile -60°C arasındaki sıcaklık değerlerindeki çalışma zorunluluğunun olduğu tek kademeli soğutma sistemlerinin yetersiz kaldığı görülür. Bu nedenle söz konusu düşük sıcaklık aralıklarında kademeli soğutma sistemlerinin kullanılması uygun olacaktır.

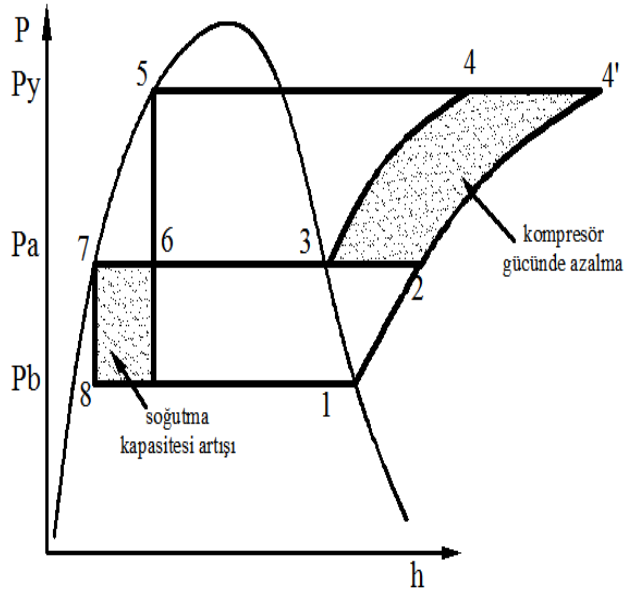
Bilindiği üzere kompresör çıkış sıcaklıklarının 100°C'nin üzerinde olması istenmeyen bir durumdur. Kompresör çıkış sıcaklığının çok yüksek olması halinde; yağlama yağının yanmasına ve kompresör mekanik aksamalarında aşınmalara, termik gerilmelerin artmasına ve ince şerit türü elemanların (conta vs.) kısa sürede kullanılamaz hale gelmesine; ayrıca akışkan özelliklerinin bozulmasına sebep olur. Bu durumdan dolayı kademeli soğutma sistemlerin kullanılması sayesinde sistemin çalışma dengesi, basınç oranları, volümetrik verimi, kompresör çıkış sıcaklıkları istenen çalışma şartlarına uygun hale gelir.

“Esas alınan kademeli sistem buhar sıkıştırırmalı olup, acık tip ara soğutmalı, bir adet buharlaştırıcı, bir adet düşük basınc kompresörü, 1 adet acık tip ara soğutma ünitesi, bir adet yüksek basınc kompresörü, 1 adet yoğunlaştırıcı, akışkan depolama tankı ve 2 adet genişleme vanasından oluşmaktadır” (Öcal ve Pıhtılı, 2014).

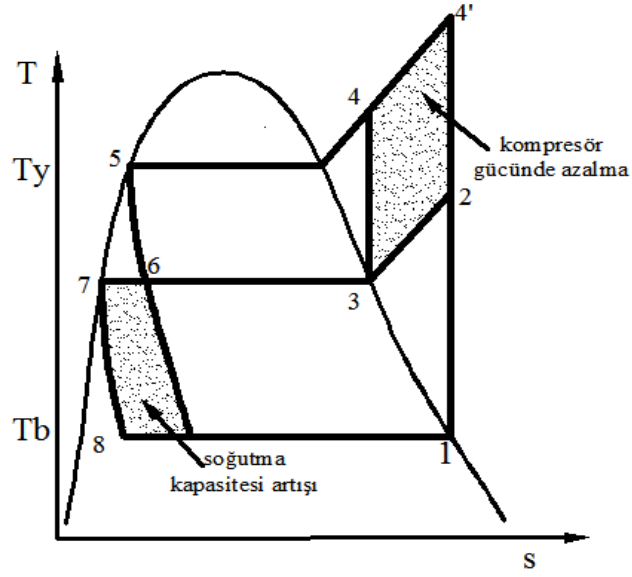
Söz konusu sisteme ait şematik diyagram Şekil 1.4'de, P-h ve T-s diyagramları sırasıyla Şekil 1.5. ve Şekil 1.6'da verilmiştir.



Şekil 1.4. Açık tip ara soğutmalı kademeli sistem şematik diyagramı (Öcal ve Pıhtılı, 2014)



Şekil 1.5. Açık tip ara soğutmalı P-h kademeli sistem diyagramı (Öcal ve Pıhtılı, 2014)



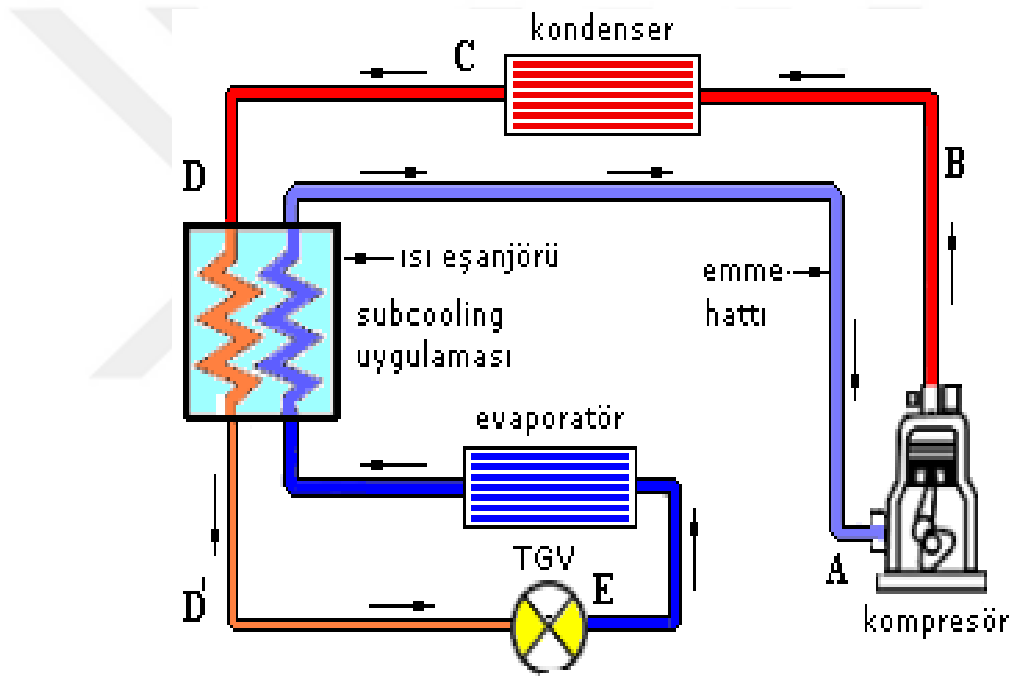
Şekil 1.6. Açık tip ara soğutmalı kademeli sistem T-s diyagramı (Öcal ve Pıhtılı, 2014)

Soğutma sistemlerinde iklim şartlarına bağlı olarak kondenser sıcaklıklarının artması ve farklı soğutma ihtiyaçlarına istinaden buharlaştırıcı sıcaklıklarının düşmesi, yüksek yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç oranının oluşmasına sebep olur. Yoğuşturucu basıncı ile buharlaştırıcı basıncının birbirine oranlanması sonucunda ortaya çıkan değerin dokuzu aşmaması durumunda iklimlendirme ve soğutma amacıyla tek kademeli soğutma sistemleri kullanılabilirken; bu değerin dokuz ve üzeri olması durumunda, kompresör çıkış sıcaklıklarını artırması, sistemin hacimsel verimini düşürmesi ve kompresör gücünü artırması gibi nedenlerden dolayı kademeli sistemlere geçilme ihtiyacı hissedilir.

İki kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan ara soğutucular sayesinde kondenserde tamamen sıvı hale gelmemiş soğutucu akışkanın doğrudan evaporatöre gitmesi engellenmiş olacağı için buharlaştırıcı da flaş gaz etkisi önlenmiş ve soğutma veriminin artmasına katkı sağlanmış olur.

1.6.4. İç ısı değiştiricisi uygulaması

Flaş gaz oranını azaltmak amacıyla çeşitli yöntemler geliştirilmiş olup, bunlardan en yaygın olarak kullanılanlardan biri, emme hattıyla, sıvı hattının ısı transferi gerçekleştirecek şekilde birleştirilmesi uygulamasıdır. Bu yapı iç içe geçmiş iki borudan oluşan basit bir ısı değiştiricisidir. Kondenser çıkışından gelen sıvı hattındaki soğucutucu akışkan oldukça ılık, evaporatör çıkışından gelen akışkan ise oldukça soğuktur. Bu iki hattın birbiriyle temas yüzeylelerinde, ılık sıvı hattındaki soğutucu akışkanın aşırı soğuması durumu (subcooling), daha fazla oranda sıvılaşma sağlayarak flaş gaz miktarını azaltacaktır.



Şekil 1.7. Flaş gazın azaltılması için yapılan iç ısı değiştiricisi uygulaması (Denizsayar, 2004)

Yoęuřturucuda yüksek basınç ve sıcaklıkta bulunan soğutucu akışkanın, sıcaklık ve basınç değerine bağlı olarak, kütleli sıvı - buhar oranı değişmektedir. Sıvı-buhar karışımı bu noktada soğutulacak olursa, soğutma hattındaki sıvı oranı artacağı için flař gaz miktarı dūřecektir. Bu durum daha fazla sıvı soğutucunun termostatik genleşme valfi üzerinden evaporatöre girerek, soğutma kapasitesini yükseltmesi demektir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Beaver vd. (1999), yaptıkları R744 konut klima sistemindeki sistem performansına ilişkin en iyi sistem konfigürasyonuna yönelik deneysel çalışmada emiş akümülatörlü tek ve çift girişli direkt genişmeli konfigürasyonda flaş gaz by-pass kontrollü konfigürasyonun daha verimli olduğunu görmüşlerdir. Direkt genişmeli konfigürasyonlarda kullanılan emme akümülatörünü, evaporatörün önüne taşıyarak FGB konfigürasyonunda bir flaş tankı olarak görev yapmasını sağlamışlardır. By-pass vanası kullanılarak, soğutucu akışkanın flaş gaz etkisi büyük ölçüde azaltılmıştır. Evaporatör yüzeyi hava sıcaklığının homojen ve sabit olduğu görülmüştür. FGB'li sistemin evaporatör verimliliği, direkt genişmeli konfigürasyona göre %17 kadar artmıştır. FGB uygulaması, aynı soğutma kapasitesindeki diğer konfigürasyonlara göre 4°C daha yüksek buharlaşma sıcaklığına sahiptir. Bunun bir sonucu olarak, kompresördeki sıkıştırma oranının düştüğü, izantropik verimliliğin arttığı ve güç gereksiniminin düştüğü ve sonuç itibarıyla sistemin STK'sının direkt genişmeli temel konfigürasyonuna göre % 20 daha fazla olduğu görülmüştür.

Kim ve Bullard (2001), hava soğutmalı R 410A soğutucu akışkanlı kılcal borulu klima sistemini aç-kapa yöntemi ile deneysel olarak incelemişlerdir. Onlar yapmış oldukları bu çalışmada klima sisteminin açılıp kapatılması sonucundaki dinamik karakteristiğini araştırmışlardır. Sistem 15 dakika çalıştırıldıktan sonra yaklaşık olarak kararlı hale gelir. Bu süreç sonunda; soğutma kapasitesi, güç tüketimi gibi değerleri analiz etmişlerdir. Soğutma kapasitesi ve sistem performansı katsayısının sırasıyla +-10.1 ve +-6.6 % standart hatalarla söylenebileceğini görüyorlar.

Kızılkın (2004), yaptığı yüksek lisans çalışmasında, Kompresörlü mekanik soğutma sistemlerinde farklı soğutucu akışkanlar için aşırı kızdırma ve aşırı soğutma etkisini Termoekonomik yönden incelemiştir. Yapılan bu çalışmada; Kompresörlü teorik bir soğutma sistemindeki evaporatör, kondenser, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termodinamik ve termoekonomik

yönden analizi yapılmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında kompresörlü soğutma sisteminin soğutma performans katsayısının (COP) incelendiği Termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılmış ve daha sonra sistem tersinmezliklerinin ve ekserji kayıplarının incelendiği Termodinamiğin II. Kanunu analizi yapılmıştır. Çalışmanın son aşamasında ise soğutma sisteminin tümüne termoekonomik optimizasyon metodu uygulanmıştır. İncelemelerde, buharlaştırıcı sıcaklığı, yoğuşturucu sıcaklığı, aşırı kızdırma sıcaklığı ve aşırı soğutma sıcaklığı değerleri sistemin değişken parametreleri olarak ele alınmıştır ve optimum aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanları tespit edilmiştir. Kompresörlü mekanik bir soğutma sisteminin termodinamik ve termoekonomik analizleri, üç farklı soğutucu akışkan için ayrı ayrı yapılmıştır. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri Yapay Sinir Ağları (YSA) metodu ile modellenmiş ve her akışkan için termodinamik özellik bağıntıları elde edilmiştir. Bütün analizlerde ve YSA metodu ile soğutucu akışkanların özelliklerinin modellenmesinde MATLAB adlı bilgisayar programı kullanılmıştır.

Elbel ve Hrnjak (2004), yaptıkları bir çalışmada R744 soğutucu akışkan kullanılan transkritik bir çevrim için FGB uygulamasının önemini incelemişlerdir. Çalışmalarında doğrudan genişmeli sistem ile flaş gaz genişmeli sistemi deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Soğutma etkinliğinde, flaş gaz genişmesi ile %19,3 artış elde edilebileceğini değerlendirmişlerdir. Ayrıca sistem etkinliğinin de %13 oranında arttırılabileceğini ifade etmişlerdir. FGB uygulamasının, özellikle dış hava sıcaklığının yüksek olduğu bölgelerde çok daha fazla COP artışı sağlayabileceğini ifade etmişlerdir.

Aprea vd. (2006), kompresörlerin en uygun çalışma şartları ile ilgili yaptıkları çalışmada kompresörlerin enerji harcamalarının azaltılması termostatik kontrollerden ziyade, yük kapasitelerine göre devamlı kontrol edilen hızı ile mümkün olduğundan bahsetmişlerdir. Kompresörlerde optimal bir akım frekansı enerji eksenli ve ekonomi davranışlarını optimum seviyeye getirmektedir. Bu frekansı bulmak için de bir inverter yardımıyla devamlı kompresör hızı değiştirilerek en iyi çalışma şartını bulmak için bir algoritma

yazılmıştır. Bu ölçümleri yapabilmek için hem soğutma sistemi hem de ısı pompası olarak çalışan bir çevrim kurulmuştur. Scroll kompresör, sonlu tüp ısı değiştirici, iki termostatik valf ve ısı değiştiriciden ibaret olan bir sistem dizayn edilmiştir. Enerji tasarrufu için en uygun şart optimum frekansını bulmaktır. Değişik çalışma şartlarında ve kompresör frekanslarında alınan değerler analiz edilerek bulunabilir. Dikkat edilmesi gereken alınan değerlerin benzer soğutma yükü ile alınmasıdır. Termostatik kontrol ile karşılaştırılırsa kompresör hızının düşürülmesi bir enerji tasarrufu sağlamaktadır. Bu çalışmadaki testler 2 tip kompresör ile yapılmıştır. Scroll ve pistonlu tip. Scroll kompresör ile %25'e yakın bir enerji tasarrufu, pistonlu tip kompresörde ise %15'e yakın enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Onat vd. (2007), yapmış oldukları çalışmada farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre R22 ve alternatifleri olan soğutucu akışkanların analizlerini yapmışlardır. Bu soğutucu akışkanlar 10 kW soğutma kapasitesindeki tek kademeli bir çevrim üzerinde denenmek suretiyle sıkıştırma oranı, kütleli debi, hacimsel kapasite, STK, İTK ve boru çaplarına ait değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalar için Solkane 4.0 ve KleaCalc programları kullanılmıştır. Farklı buharlaşma sıcaklıklarında farklı karakteristik özellikler elde etmişlerdir. R22 ile R407C arasında performanslar açısından büyük paralellikler mevcut olduğunu tespit etmişlerdir. İklimlendirme cihazlarında R22 soğutucu akışkanını R407C'ye dönüştürebilmek için sistemdeki mineral yağın en az % 95'ini almak ve filtreyi değiştirmenin gerekliliğini belirtmişlerdir. R410A'nın diğer soğutucu akışkanlara göre %60 daha yüksek sistem basınçlarında çalışmakta olduğunu belirtmektedirler. R410A soğutucu akışkanın kullanıldığı yerlerdeki boru çaplarının R22'ye göre yaklaşık % 20 daha küçük seçilmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Agrawal vd. (2007), yaptıkları bir optimizasyon çalışmasında, iki kademeli transkritik karbon dioksit ısı pompası çevrimlerinin performanslarını teorik olarak incelemişlerdir. Karbon dioksit kullanılan ısı pompalarında en büyük problem, CO₂ nin gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına göre sistemin etkinliğinin çok etkilenmesi ve rekabetçi değerlere ulaşamamasıdır. CO₂ gibi alternatif bir

soğutkanın yüksek sistem etkinliği ile kullanılabilmesi için bazı uygulamalar ön görmüşlerdir. Bunlardan ilki sıkıştırma sürecinin iki kademeli yapmak ve ara kademedede ara soğutma uygulaması gerçekleştirmektir. Diğeri ise CO₂ nin kısılması süreci sonrasında FGB uygulamasını hayata geçirmektir. Bir diğeri uygulama olarak ise flaş gaz ara soğutma uygulaması düşünülmüştür. Çalışmanın sonucunda, incelenen üç farklı çevrim içinde, FGB uygulamasının en yüksek sistem etkinliği sağladığını ifade etmişlerdir. FGB uygulamasının sistem etkinliğinin artmasına etkisini, flaş gazın buharlaştırıcıda soğutma kapasitesine önemli bir etkisinin olmaması ve kompresöre daha yüksek basınçta dönüş yapması olarak açıklamışlardır. Belirli bir buharlaşma sıcaklığında, FGB uygulaması optimum gaz soğutucu basıncının % 30 daha düşük bir değere gerilemesine yol açmıştır. Bu sebeple FGB uygulaması transkritik çevrimlerde tercih edilir sonucuna yer vermişlerdir.

Cechinato vd. (2008), farklı iki kademeli transkritik karbondioksit çevrimlerinin termodinamik analizi üzerine bir çalışma yayınlamışlardır. Bu çalışmada farklı CO₂ çevrimlerinin termodinamik hesapları ve optimizasyonu yapılmıştır. 5 değişik çevrim incelenmiştir. İki kademeli sıkıştırma olan sistemde kompresörler arasına ara soğutucu yerleştirilmiştir. Her bir çevrim enerji performansına göre optimize edilmeye çalışılmış ve bu yapılırken üst ve orta basınçların optimum değerlerinin hesaplanması ile sağlanmıştır. Zaman içerisinde enerji etkinliği yüksek olan akışkanlara yerini kaptıran CO₂, GWP gibi kavramların ortaya çıkması ile yeniden popüler olmaya başlamıştır. Fakat CO₂'nin düşük STK değerleri vermesi bunun iyileştirilmesine yönelik çalışmaların daha fazla yapılmasına sebep olmuştur.

Deneysel çalışma kısmında tek sıkıştırmalı, tek kısmalı çift sıkıştırmalı, çift kısmalı ve çift sıkıştırmalı (ayrı çevrimler), çift kısmalı, çift sıkıştırmalı (open flash tank), çift sıkıştırmalı ve dıştan sıkıştırmalı çevrimler oluşturulmuş ve üzerlerinde ölçümler yapılmıştır. Çalışmanın sonuçlarında geleneksel çevrimin dışında ara soğutmalı kademeli sıkıştırma enerji etkinliğinde önemli bir role sahip olduğu gözlenmiştir. Her ne kadar ısı atımı daha ziyade ara basıncın değerine bağlı olsa da benzer sebepten emiş hattı ve kısma valfi arasındaki ısı

değiştiricisinin enerji etkinliğinde büyük katkısı gözlenmiştir. Ayrıntılı çevrimler tahmin edildiği üzere en ağır işletme koşullarında en iyi gelişimleri göstermiştir.

Arora ve Kaushik (2010), buhar sıkıştırmalı soğutma (VCR) sisteminin ekserji analizini, HCFC22, R410A ve R717 soğutucu akışkanlar için optimum ara kademe sıcaklığını (basınç) değerlendirmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla kütle, enerji ve ekserji dengesine dayanan bir termodinamik model geliştirilmiştir. Hesaplanan sonuçlar buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının, kompresörlerin izentropik etkilerinin, soğutkan maddenin alt soğutmasının ve emme buharının optimum kademeler arası doyma sıcaklığında(basınç) aşırı ısınmasının etkilerini göstermektedir. HCFC22 ve R410A için optimum kademeler arası doyma sıcaklıkları (basınçlar), düşük basınçlı ve yüksek basınçlı kompresörlerde emme buharının aşırı ısınması ve izentropik olmayan sıkıştırma işlemleri varsayıldığında buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının (AMT) aritmetik ortalamasına yakındır. HCFC22 ve R410A için optimum kademeler arası doyma sıcaklıkları (basınçlar), alt soğutma, emme buharının aşırı ısınması ve izentropik olmayan sıkıştırmanın etkilerini içerdiği varsayıldığında, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının (GMT) geometrik ortalaması yakınındadır emme buharının R717 için optimum kademeler arası doyma sıcaklığı (basınç), alt soğutma, emme buharının aşırı ısınması ve çevrimdeki izentropik olmayan sıkıştırmaya bakılmaksızın GMT'ye yakın yoğunlaştırıcı da ara seviyedeki optimum sıcaklığa bağlı olarak hesaplanan efektif kusurlar diğer bileşenlerle karşılaştırıldığında daha yüksektir. Son olarak, R717'nin iki kademeli VCR sisteminde R410A'ya göre HCFC22'ye göre daha iyi bir soğutucu olduğu söylenebilir.

Demircioğlu (2010), yaptığı yüksek lisans çalışmasında, R22 ve alternatifleri olan R407c ile R410A soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki performanslarını teorik olarak incelemiştir. Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların çevreye ve ozon tabakasına zarar verdiği ve küresel ısınmaya sebep olduğu tespit edildikten sonra çevre için zararsız alternatif soğutucu akışkanlar geliştirilmeye ve kullanılmaya başlanmıştır. Yeni alternatif

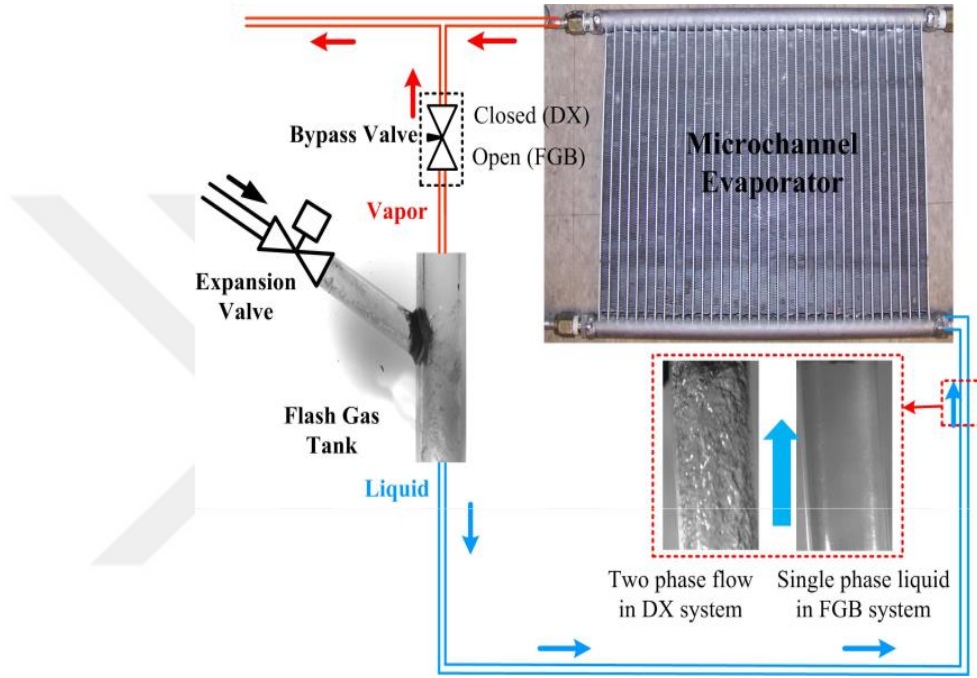
soğutucu akışkanların soğutma sistemlerindeki performansları hakkında ülkemizde yeteri kadar bilgiye ulaşamadığı belirtilmiştir. Bu çalışma sonucunda; R22 ve alternatifleri olan diğer R407C ile R410A soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki, farklı çalışma şartlarındaki ısıtma-soğutma performansları, enerji ve ekserji analizleri teorik olarak incelenmiştir. Elde edilen veriler grafiksel olarak karşılaştırılmıştır. Çalışmada kullanılan verileri, Solkane 6.0 programı aracılığıyla aldıklarını ve Matlab 6.0 programı kullanılarak grafiklere aktardıklarını belirtmişlerdir.

Ünlü (2011), Alternatif bir soğutucu akışkanın (HFO-1234yf) kullanıldığı bir soğutma sisteminin ekserji analizi isimli yaptığı Yüksek lisans çalışmasında; Çevresel sorunların ön plana çıktığı günümüzde, CFC ve HCFC grubundaki soğutucu akışkanlarının ozon tabakasına zarar vermelerinden dolayı kullanımlarının sonlandırıldığı belirtilmiştir. Bu soğutucu akışkanlara alternatif olarak HFC grubu soğutucu akışkanlar geliştirildiğinden söz edilmiştir. Günümüzde kullanılan HFC- 134a'ya alternatif olarak önerilen başka bir soğutucu akışkan ise HFO-1234yf'dir. HFO 1234yf'nin en önemli özelliği, mevcut klima sistemlerinde, hiçbir değişikliğe gidilmeksizin kullanılabilir olmasıdır. HFC- 134a'nın doyma basıncı ile HFO- 1234yf'nin doyma basıncı arasındaki uyumda oldukça iyidir.

Bu çalışma sonunda, HFC-134a soğutucu akışkanı ile HFO-1234yf akışkanının, soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak kullanılması durumları için enerji ve ekserji analizleri sunulmuştur. Ekserji verimi (2. yasa verimi) incelendiğinde tüm farklı kondenser sıcaklığı değerlerinde HFC-134a'nın HFO-1234yf'ye göre daha verimli olduğu gözlemlenmiştir. Farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında, her iki akışkan için de ekserji verimi bir oranda artmış daha sonra azalmıştır. Hesaplamalar bir bilgisayar programı kullanılarak (EES-Engineering Equation Solver) yapılmış, elde edilen sonuçlar grafiksel olarak verilmiştir.

Tuo vd. (2012), R-134a kullanan bir araç kliması için yaptıkları çalışmada, FGB uygulamasının sistem performansına olan etkisini deneysel olarak

araştırmışlardır. Yaptıkları çalışmaya ait bir resim Şekil 2.1.' de verilmiştir. Aynı soğutma kapasitesi için %37 ile %58 etkinlik artışı belirlemişlerdir. Bu artışın temel sebebi olarak, buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının daha homojen olarak elde edilebilmesi ve bu sayede hava ile buharlaştırıcı arasındaki ısı transferinin iyileşmesi olduğunu ifade etmişlerdir. Buharlaştırıcı yüzeyindeki sıcaklık dağılımını, her iki durum için termal kamera görüntüsü ile sunmuşlardır.



Şekil 2.1. FGB yönteminin ayrıntılı konfigürasyonu (Tuo ve Hrnjak, 2012)

Gökay (2012), yaptığı yüksek lisans çalışmasında ejektörlü soğutma sistemlerinde R410A kullanımını incelemiş olup; yapılan bu çalışmada ejektörlü soğutma sistemlerinde R410A soğutucu akışkan kullanımının sistem performansına etkisi incelenmiştir. Ejektör genleştircili kompresörlü soğutma sistemi matematiksel olarak modellenerek Engineering Equation Solver (EES) yazılım programı yardımıyla sekiz değişik soğutucu akışkan kullanılmak suretiyle farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıkları için uygulanarak sistemin soğutma kapasitesi ve kütleli debi oranları elde edilmiştir. Elde edilen bulgular grafik haline getirilerek sekiz farklı soğutucu akışkan (R125, R134a, R290, R404a, R717, R22, R410a, R600a), karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Ayrıca R410A soğutucu akışkanının kütleli debi oranına bağlı olarak soğutma

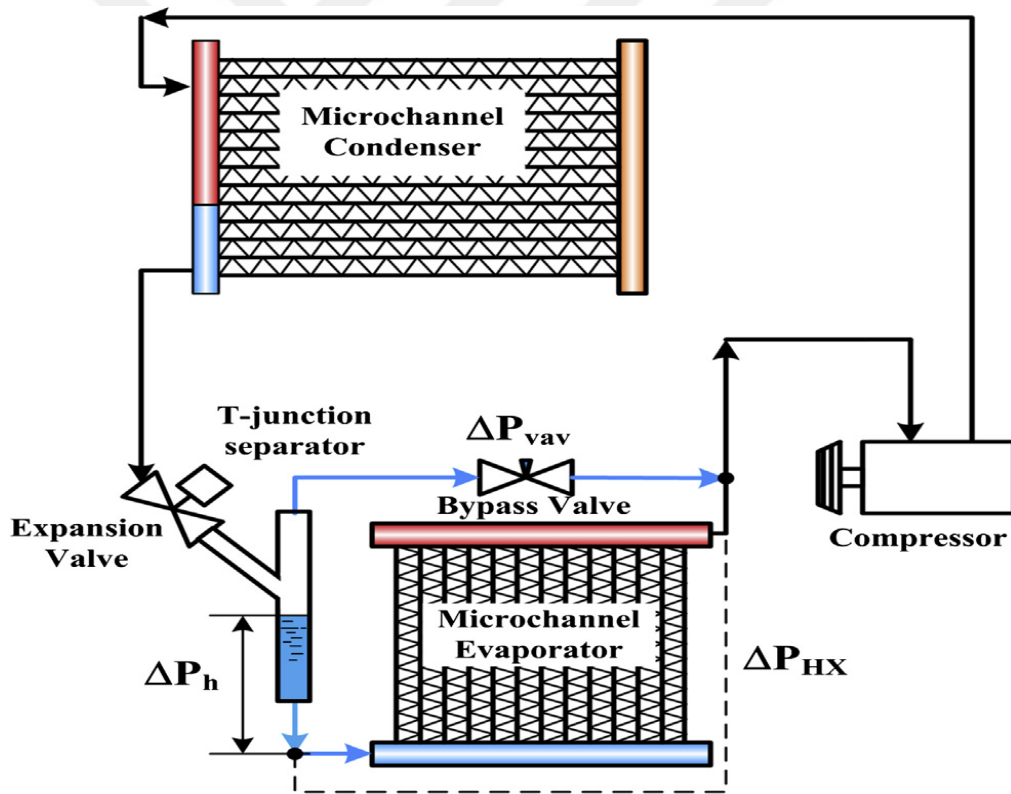
kapasitesi değerlerinin R22 soğutucu akışkanına yakın, kütlesel debi oranına bağlı çalışma aralığı değerinin ise R22 soğutucu akışkanına göre daha geniş olduğu tespit edilmiştir. R410A soğutucu akışkanının aynı çalışma koşullarında kütlesel debi oranına bağlı soğutma kapasitesi değerlerinin, optimum ejektör alan oranı değerleri ile soğutma performans katsayısı iyileştirme oranlarının R22 ile yakınlık gösterdiği tespit edilmiştir. Kyoto ve Montreal Protokollerine göre çevreye yaptığı olumsuz etkilerinden dolayı üretimi durdurulan ve 2020 yılından itibaren de kullanımı yasaklanacak olan R22 soğutucu akışkanının yerine R410A'nın kullanımının ejektörlü soğutma sistemlerinde iyi bir alternatif olabileceği belirtilmiştir.

Özgür vd. (2013), yapmış oldukları çalışmalarında, ara genleşme uygulamasının (flaş gaz by-pass uygulamasının) iki kademeli transkritik CO₂ soğutma çevriminin performansına etkisini teorik olarak incelemişlerdir. Çevrimin ara kademedeki basıncı, gaz soğutucu basıncı ve buharlaştırıcı sıcaklığını değişken değerler olarak almışlardır.

Klasik iki kademeli çevrim ve ara genleşme uygulamasının dahil edildiği soğutma çevrimlerinin termodinamiksel analizini yapmışlardır. Sonuçları grafiksel olarak hazırlayıp değerlendirdiklerinde; ara genleşme uygulamasının çevrim performansına önemli bir oranda etki ettiğini görmüşlerdir.

Tuo ve Hrnjak (2013), yaptıkları deneysel bir çalışmada, FGB uygulaması yapılan sistemlerin performansını iyileştirmek için “geri buhar havalandırma” uygulaması adını verdikleri bir metodun başarısını incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda FGB uygulamasına geri buhar havalandırma yöntemi eklendiğinde, FGB'li sistemin soğutma kapasitesinin % 5 oranında, etkinliğin ise % 3 oranında iyileştiğini ifade etmişlerdir. Ayrıca sistemlerin aynı soğutma kapasitesi için değerlendirmesi yapıldığında, maksimum sistem etkinliğinde elde edilen iyileşmenin % 10 ila % 12 civarında olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu iyileşme oranının, FGB ve geri buhar havalandırma uygulaması ile doğrudan genleşmeli alışılagelmiş çevrim kıyaslandığında çok daha fazla olduğunu belirtmişlerdir.

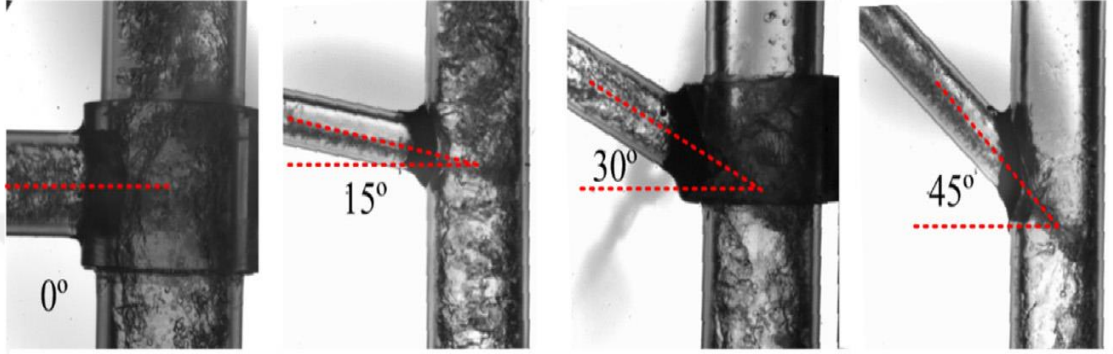
Tuo, H. ve Hrnjak, P. (2014 b), FGB etkisinin azaltılması amacıyla bir deneysel çalışma yapmışlardır. Yaptıkları deneysel çalışmada; Microchannel condenser ve evaporatör, R134a ve R410A soğutucu akışkanları ile “ T” bağlantı parçası kullanılmıştır. “ T” bağlantı parçası, soğutma devresine genleşme elemanı sonrasında dikey bir konumda monte edilmiştir. R134a ve R410A soğutucu akışkanlarıyla ayrı ayrı yapılan deneysel çalışmalar esnasında; “ T” bağlantı parçasının içerisine gelen soğutucu akışkanlarının buhar ve sıvı olarak ayrıştırılması işlemi uygulanmış olup; by-pass valfinin açılmasıyla evaporatöre giren sıvı soğutucu akışkan miktarının % 10-25 oranında arttığını, 10-35 g/s arasında akışkan girdiğini, 1,5- 6 kw arasında soğutma kapasitesinin olduğunu gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak; sıvı ayrışmasının yeterliliğinin sağlanmasıyla sistem veriminin iyileştiğini, buhar giriş oranı miktarının artması halinde ise soğutma sistemi veriminin kötüleştiğini gözlemlemişlerdir.



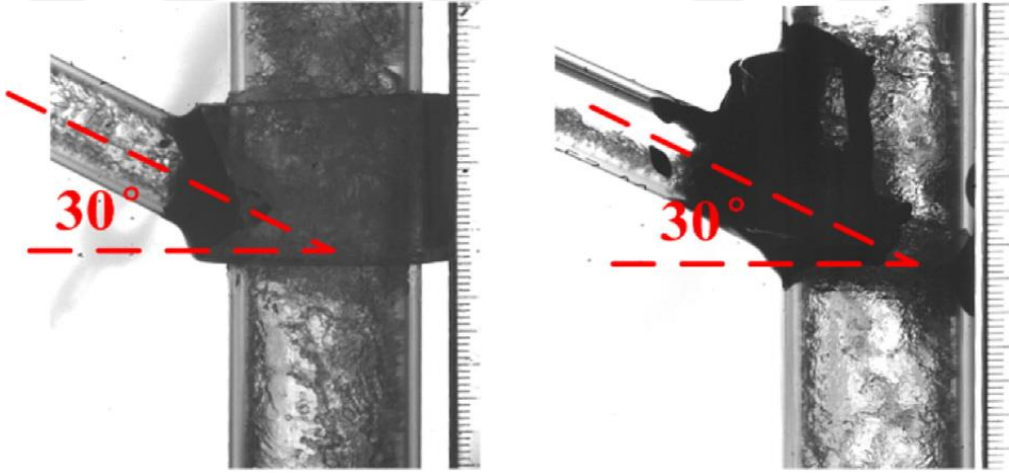
Şekil 2.2. Buhar sıkıştırımlı A/C sisteminde flaş gaz by-pass yönteminin şematik olarak gösterilmesi (Tuo ve Hrnjak, 2014 b)

Tuo ve Hrnjak (2014 a), yaptıkları çalışmada, flaş gaz atlatmalı (flaş gaz kısa devreli) buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde “T” bağlantılarının sıvı ve gaz ayırımı başarısını arttırmaya yönelik uygulamalar denenmiştir. Çalışmada

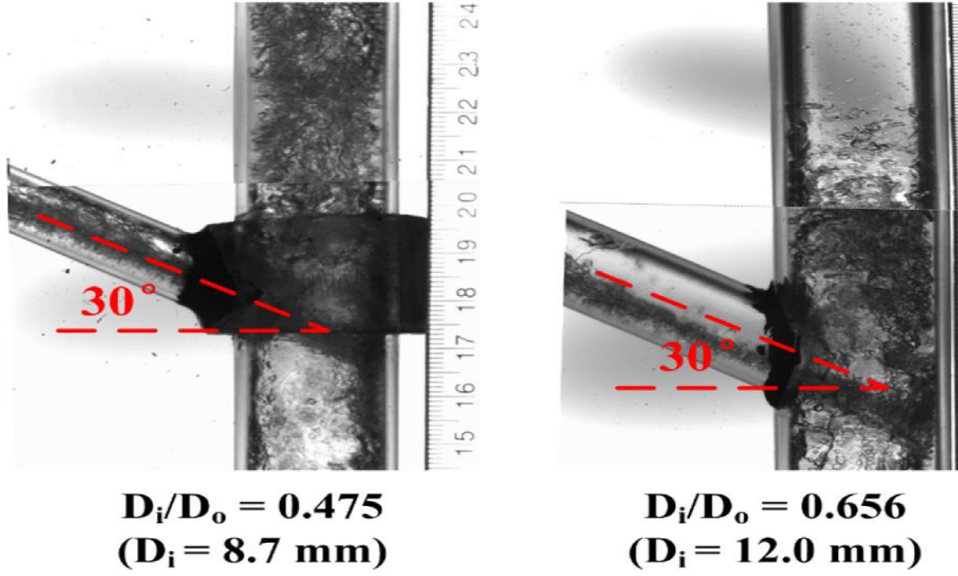
soğutucu akışkan olarak HFC-134a ve HFC-410A kullanılmıştır. Beş farklı “T” bağlantısı standart “T” bağlantılarına alternatif olarak değerlendirilmiştir. Çift giriş ile ön ayırma ve giriş borusu eğimi gibi parametrelerin farklılaştırılması ile flaş gaz ayırımı konusunda iyileşme hedeflenmiştir. Aşağıda Şekil 2.3'te üç farklı eğim açısında elde edilen ayırım görüntüleri, Şekil 2.4'de 30° için tek ve çift giriş durumları ve Şekil 2.5'de giriş çaplarının 30° göre değişimi verilmiştir.



Şekil 2.3. Üç farklı eğim açısında elde edilen ayırım görüntüleri (Tuo ve Hrnjak, 2014 a)



Şekil 2.4. 30° için tek ve çift giriş durumları (Tuo ve Hrnjak, 2014 a)



Şekil 2.5. Giriş çaplarının 30° göre değişimi (Tuo ve Hrnjak, 2014 a)

Çalışmanın sonuçlarına göre 45 derece eğim açısı ve çift giriş ile ön ayırım uygulaması flaş gaz ayırımı konusunda uygun sonuçlar vermiştir.

Xing vd. (2014), çift ejektörlü iki kademeli transkritik CO₂' li ısı pompasının termodinamik analizini incelemiştir. Bu çalışmada iki kademeli transkritik ısı pompası sisteminin performansının geliştirilmesi önerilmiştir. Yüksek ve düşük sıcaklık bölgelerinde kısılma işini düşürmek için iki farklı ejektör kullanılmıştır. Dahili ısı eşanjörlü bir sistemde evaporatör sıcaklığı -15 °C iken, aşırı soğutma sıcaklığı 0 °C'den 15 °C'ye artırıldığında sistemin COP değerinin ortalama %10.5-% 30.6 oranında arttığını görmüşlerdir.

Pottker ve Hrnjak (2015), yapılan bir deneysel çalışmada, R-410A soğutkanı kullanılan bir çevrimde ejektörün sistemin enerji geri kazanımı ve sistem etkinliğinin alışlagelmiş çevrim ile kıyaslaması sunulmuştur. Çalışmada kullanılan buharlaştırıcı kanatçıklı boru tipi olarak seçilmiştir. Ayrıca kurulan deneysel sistemin FGB uygulamasının başarısını da değerlendirilebilecek tarzda oluşturulduğu ifade edilmiştir. Aynı soğutma kapasitesi ve aynı çalışma şartları (T, P) için FGB uygulamalı çevrimin ITK değeri 1.86 iken, alışlagelmiş doğrudan genişmeli çevrimin (DX) ITK değeri 1.76 olarak belirlenmiştir. Ejektörlü çevrim için ise bu değer 2.02 olarak hesaplanmıştır. FGB uygulaması olan çevrimin ITK

değeri DX uygulaması olana göre maksimum % 9 oranında yüksek elde edilmiştir. Bu değer minimumu ise % 4.9 olarak belirlenmiştir. Ejektör uygulaması ile elde edilen ITK değerleri, FGB uygulamalı çevrime göre % 1.9 ile % 8.4 aralığında yüksek elde edilmiştir.

Park vd. (2015), buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerindeki son gelişmeleri incelemişlerdir. Bu teknolojileri üç gruba ayırmışlardır. Bunlar; birincisi aşırı soğutma çevrimleri, ikincisi genleşme kayıplarının olmadığı çevrimler ve üçüncüsü çok kademeli çevrimlerdir. Geliştirilmiş olan bütün bu çevrimler incelenmiş ve onların etkileri tartışılmıştır. Son yıllarda buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinin performanslarının geliştirilmesi üzerine yapılan birçok çalışmanın mevcut olduğu anlaşılmıştır. Yaptıkları çalışmada geliştirilen çevrimler detaylı şekilde incelenmiştir.

Said vd. (2015), bir ısı eşanjöründe akış dağılımının azaltılmasını incelemişlerdir. Çalışmada ısı değiştiricisindeki basınç düşümü, ısı değiştiricisinin akışını yaklaşık % 7.8 oranında arttırmıştır.

Singh vd. (2016), yaptıkları bir çalışmada, sıcak iklim şartları için R744 soğutucu akışkan kullanılan soğutma çevrimlerinin performanslarının artırılabilmesi için birçok farklı uygulamayı teorik olarak analiz etmişlerdir. Bu uygulamalardan bir tanesi de FGB olarak belirlenmiştir. Çalışma sonucunda 35°C gaz soğutucu çıkış sıcaklığı şartı için değişik buharlaşma sıcaklıklarında, alışılmış çevrime göre FGB uygulamasının sistemin COP değerinde %20 ila %30 gibi seviyelerde iyileşme sağladığını göstermişlerdir. Ayrıca gaz soğutucu çıkış sıcaklığının artışı ile bu iyileşme yüzdelerinde önemli oranda azalma görüldüğünü belirtmişlerdir.

Zheng vd. (2016), deneysel olarak iki ayrı fazdaki T bağlantısının performansa etkisini incelemişlerdir. Deneysel çalışmada R134a soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Giren soğutucu akışkanın kütleli debinin 100 ile 600 kg/m² arasında ve 0.1 ile 0.6 kalitede olduğu gözlemlenmiştir. T bağlantısının alt çıkışında tahmin edilen sıvı kütle akış oranı ile ölçülen bu değerler arasındaki

ortalama mutlak sapma, sırasıyla halkalı akış ve katmanlı dalgalı akış için yaklaşık % 6.4 ve % 6.9 olduğu görülmüştür.

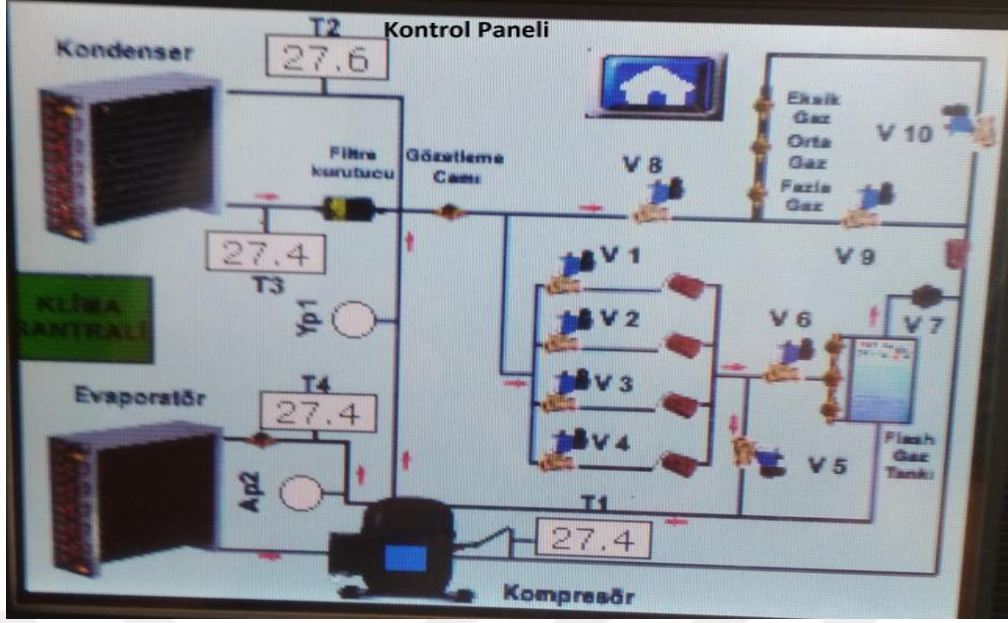


3. MATERYAL VE YÖNTEM

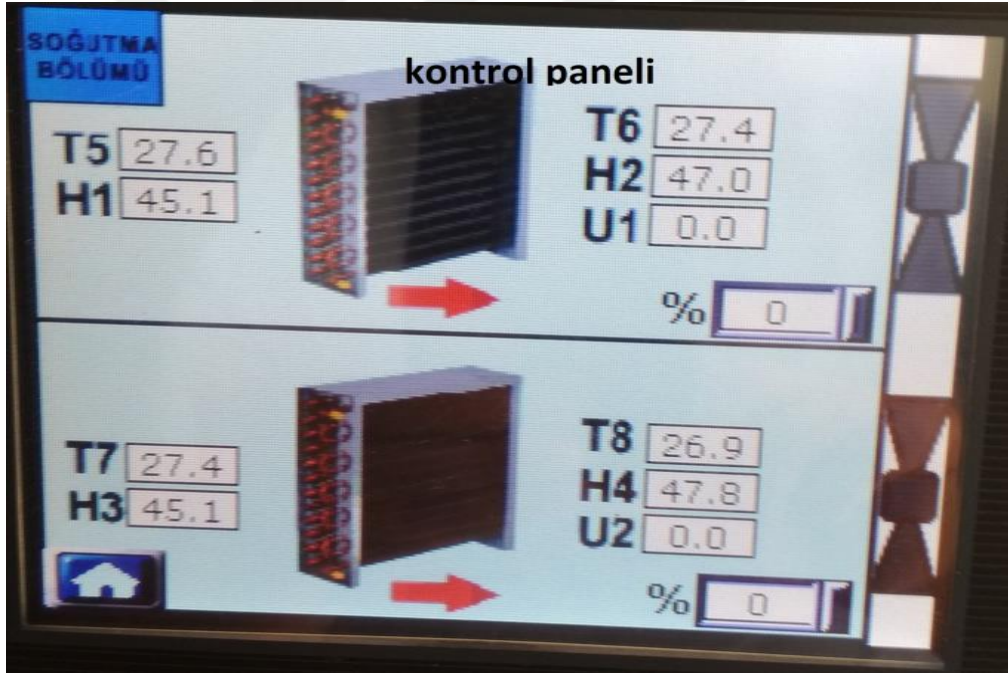
3.1. Flaş Gaz Deney Seti:

R410A gazlı bir soğutma sisteminde flaş gaz by-bass etkisinin azaltılmasını incelemek üzere bir soğutma sistemi deney seti hazırlanmıştır. Hazırlanan deney setinde genleşme elemanı sonrasında bir sıvı ayırıcısı olan flaş gaz tankı konulmuştur. Bu çalışma sonucunda elde edilecek olan fayda veya zararın anlaşılabilmesi için hazırlanan soğutma sistemi birincisi DX(normal), ikincisi sıvı ayırıcısı flaş gaz tankı devrede olacak şekilde (FGB) çalıştırılacak, deneysel çalışma sırasında farklı kılcal boru uzunlukları denenerak (90cm-120cm) sistem performansına yönelik ölçümler yapılacaktır. Yapılan ölçüm sonuçlarına göre; flaş gaz by-pass etkisinin azaltılmasının sistem performansını daha iyi yönde etkileyip-etkilemediği değerlendirilecektir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre soğutma ve klima sektörüne enerji verimliliği yönünde fayda sağlanabileceği düşünülmektedir.

Kompakt bir flaş gaz ayırma işleminin sağlanabilmesi için hazırladığımız Şekil 3.3.'deki deney setinde; Şekil 3.1. ve Şekil 3.2' deki PLC kontrol paneli üzerinden seçilen selenoid vanaların açılmasıyla birlikte farklı uzunluktaki seçilen genleşme elemanı olan kılcal borulardan geçen soğutucu akışkanımız, sıvı ayırıcısına (flaş gaz tankı) gelir buradan da evaporatöre sıvı (likit) halde girmesi sağlanmış olur. Sıvı tankının üst kısmında toplanan buhar fazındaki soğutucu akışkanımızın da bir bakır boru aracılığıyla evaporatör çıkışına bağlantısı yapılarak kompresöre dönüşü gerçekleşmiş olur. Aynı zamanda evaporatöre tamamen sıvı halde soğutucu akışkanın gelmesi sağlanır. Yapılacak deney seti sayesinde sistem soğutma modunda çalıştırılacak, soğutma performansında meydana gelmesi beklenen değişiklikler gözlemlenerek rapor edilerek ortaya çıkan veriler değerlendirilecektir. Yapılacak çalışma sonucunda flaş gaz etkisinin tamamen azaltılması hedeflenmektedir. FGB valfinin açılması ile sistem performansı üzerinde meydana gelen önemli etkilerinden biriside COP değerinde yüksek oranda iyileşme sağlanmasıdır.



Şekil 3.1. PLC kontrol paneli



Şekil 3.2. PLC kontrol paneli

Deney seti çalışmalarında; 1.si normal, 2.si by-pass vanası açık konumda olacak şekilde; 120cm. ve 90cm. kılcal borular seçilerek, soğutma sistemi her iki konumda da ayrı ayrı normal sıcaklık şartlarında çalıştırıldıktan sonra; sistemin kondenser yoğunlaşma sıcaklıkları, evaporatör buharlaşma sıcaklıkları, sıvı hattı sıcaklıkları, kondenser-evaporatör çıkış sıcaklıkları, basınç değerleri

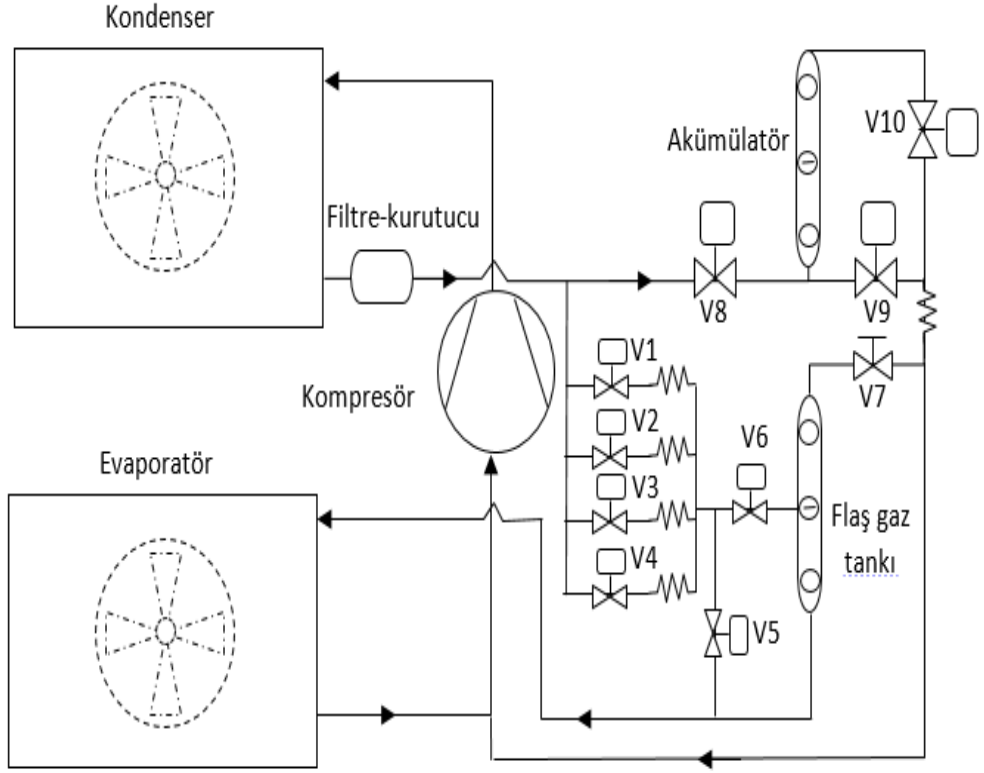
ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar ışığında; soğutma sistem kapasiteleri hesaplanacak ve verimleri birbiriyle karşılaştırılarak enerji değerlendirmesi yapılacaktır. Değerlendirme sonunda soğutma sisteminde fayda ya da zarar sağlanıp sağlanamayacağı anlaşılacaktır.

3.2. Deneysel Çalışma Yöntemi:

Flaş gaz etkisini deneysel olarak gözlemleyebilmek ve ölçmek üzere Şekil 3.4, Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da farklı resimleri paylaşılan deney seti hazırlanmıştır. Deney setinde 1 adet rotory tip kompresör, 1 adet fanlı lamelli kondenser, 1 adet fanlı lamelli evaporatör, 1 adet filtre kurutucu, 1 adet PLC kontrol paneli ve genişleme elemanı olarak 4 farklı boyutta kılcal boru kullanılmıştır. Aksesuar olarak ayrıca soğutucu akışkan akümülatörü, flaş gaz tankı (sıvı ayırıcı), alçak-yüksek taraf Şekil 3.4.'deki basınç göstergeleri, alçak-yüksek (kombine) basınç anahtarı, 4 farklı noktadan sıcaklık duyargası (PT-100), kondenser ve evaporatör giriş-çıkışlarında sıcaklık-nem duyargaları bulunmaktadır. Deney setinde kullanılan tüm malzemeler Çizelge 3.1.'de listelenmiştir.

Deney seti üzerinde bulunan soğutucu akışkan şarjını ayarlamak için kullanılan akümülatör sayesinde üzerindeki üç farklı seviye göstergesi ile eksik-normal ve aşırı şarj durumları test edilebilmektedir. Deney setindeki tüm sıcaklık, basınç, akım, gerilim, güç katsayısı ve bağıl nem değişimleri 7 inçlik PLC ekranından izlenebilmekte, özel bir yazılım sayesinde PC'ye excell verileri halinde kaydedilebilmektedir.

Kılcal boru boyutları olarak V1 selenoid vanası hattı için 60 cm, V2 için 90 cm, V3 için 80 cm ve V4 için 120 cm uzunlukları bulunmaktadır. Deneysel çalışmalarda Şekil 3.5 de gösterilen resimdeki farklı ölçülerdeki kılcal borular sırasıyla (V2, V4 ve V5) devreye alınarak sistem normal çalıştırılmış olup, daha sonra flaş gazın soğutma performansına etkisi (V6 ile V7 açılarak) araştırılmıştır.



Şekil 3.3. Flaş gaz deney seti soğutma devre şeması



Şekil 3.4. Flaş gaz deney seti



Şekil 3.5. Flaş gaz deney setindeki farklı kılcal borular



Şekil 3.6. Flaş gaz deney setindeki flaş gaz tankı ve akümülatör

Çizelge 3.1. Flaş gaz deney setinde kullanılan malzemeler

MALZEMENİN ADI VE ÖZELLİĞİ	MİKTAR	BİRİM
MEKANİKSEL MALZEME LİSTESİ		
SİGMATEKNİK ALÜMİNYUM PROFİLİ 40*40 L=6 6000	34,83/20	KG/METRE
Aluboard silver kompozit	6,5	M2
CEME COD.6810TE3.OD CPD SELENOID VANA	9	ADET
ESSEN MWP600 PSIG GÖZETLEME CAMI	8	ADET
SIGMA KANAL KAPAMA FITİLİ	60	METRE
SIGMA PLASTİK KAPAK	8	ADET
M6 INOX PUL	120	ADET
M6X45 YAYLI SOMUN	40	ADET
M8X12 A2 INOX CIVATA	120	ADET
ORKO-PUB-4102-055F18(Frenli Tekerlek)	4	ADET
3/8" BAKIR 90° DIRSEK	5	ADET
FILTRE KURUTUCU 3/8" ÇIKIŞ-GİRİŞLİ	1	ADET

Çizelge 3.1. Flaş gaz deney setinde kullanılan malzemeler(Devam)

MALZEMENİN ADI VE ÖZELLİĞİ	MİKTAR	BİRİM
3/8" BAKIR TE	8	ADET
REFCO YÜKSEK BASINÇ MANOMETRESİ	1	ADET
REFCO ALÇAK BASINÇ MANOMETRESİ	1	ADET
DANFOSS KP15 KOMBINE BASINÇ OTOMATIĞI	1	ADET
PA108M1C-4DZDE2 TOSHIBA KOMPRESÖR (TOSHIBA ROTARY)	1	ADET
ÖZEL YAPIM KONDENSER	1	ADET
ÖZEL YAPIM EVAPORATÖR	1	ADET
LETT BAKIR DİRSEK ¼	12	ADET
1/4" BAKIR TE	10	ADET
KILCAL BORU	3,5	METRE
3/8" BAKIR BORU	4	METRE
1/4" BAKIR BORU	4	METRE
ASHİDA KÜRESEL VANA	1	ADET
EBMPAPST W2E200-HK32-01 AKSIYAL FAN	2	ADET
FAN KORUMALIĞI	2	ADET
SERİGRAFİ	2	M2
BOYA İŞÇİLİĞİ		M2
KAYNAK İŞÇİLİĞİ		
BRANDA	1	ADET
DKP SAÇ	3	m2
DKP SAÇ İŞÇİLİĞİ		
BRANDA BASKI	1	ADET
DEVRE ŞEMASI	0,4	M2

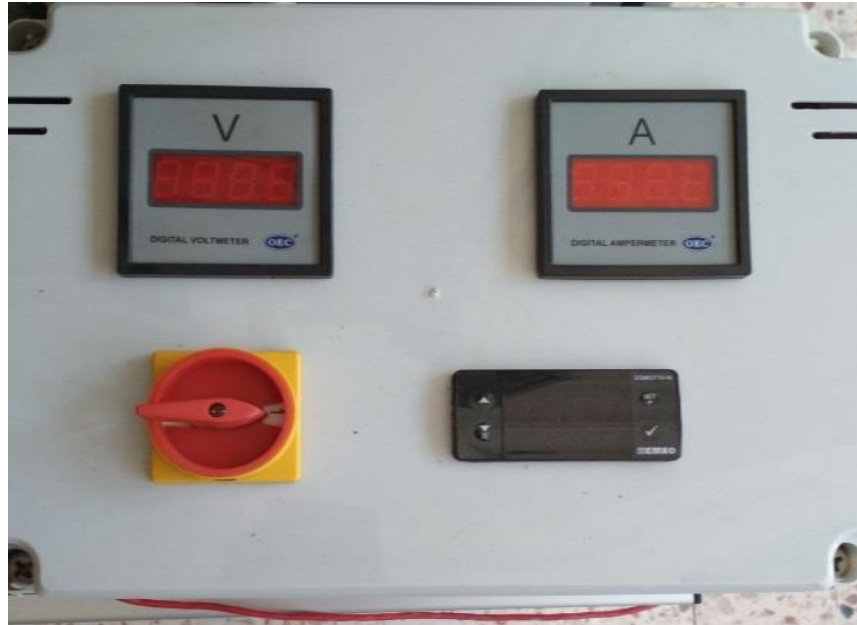
Çizelge 3.1. Flaş gaz deney setinde kullanılan malzemeler(Devam)

ELEKTRİKSEL MALZEME LİSTESİ		
DELTA DVP-14SS211R PLC	1	ADET
DELTA DVP-16SP GİRİŞ/ÇIKIŞ ÇOĞALTMA MODÜLÜ	1	ADET
DELTA DVP-04PT-S PT-100 MODÜL	1	ADET
DELTA DVP-02DA-S 2 KANALLI ANALOG ÇIKIŞ MODÜLÜ	1	ADET
DELTA DVP-04AD-S 4 KANALLI ANALOG GİRİŞ MODÜLÜ	3	ADET
ZS4-BL 0,22-4 MM ² RAY KLEMENS BEYAZ	10	ADET
ZS4-BL 0,22-4 MM ² RAY KLEMENS MAVİ	10	ADET
ZS4-BL 0,22-4 MM ² RAY KLEMENS SARI/YEŞİL	4	ADET
DIMMER KARTI	2	ADET
ES4 UÇ BÖLÜM-KOYU GRİ	4	ADET
BAM3 DURDURUCU KOYU GRİ	5	ADET
ABB B6-30-10 MINI KONTAKTÖR	2	ADET
SIEMENS QVM62.1 15M/SN HAVA HIZ SENSÖRÜ	2	ADET
EMKO RTR-M06-L030-K02.1 1/8" Sİ+Sİ PT-100 PR	4	ADET
ENTES 30/5 A AKIM TRAFOSU	1	ADET
ABB CR-P024DC2 24VDC 2 KONTAKLI RÖLE	9	ADET
ABB CR-PSS 2 KONTAKLI (8 AYAKLI) RÖLE AYAĞI	9	ADET
SUOPPU CBB60 25µF +- % 5 50/60 HZ. (KONDANSATÖR)	1	ADET
DELTA DOP-B05S111 5" LCD EKРАН	1	ADET
ONKA NO:1 TIRNAKLI KROŞE	2	ADET
MEAN WELL MDR-60-24 24 VDC 2.5A GÜÇ KAYNAĞI	1	ADET
SCHNEIDER 40 A 2P 30 MA K.A.K.R.	1	ADET
SCHNEIDER C10A OTOMAT (SİGORTA)	1	ADET
KRAUS-NAIMER (CA-10) 20 A 2 FAZLI PAKET ŞALTER	1	ADET
EMAS B-200E-E ACIL DURUM BUTONU	1	ADET
1*16 A DÜZ KAÇUK FİŞ	1	ADET
3*1,5 MM2 TTR SIYAH KABLO	4,5	METRE
ONKA PG-13,5 GRI KABLO REKORU	1	ADET
ONKA PG-7 SIYAH KABLO REKORU	2	ADET
5'LI ABB KLEMENS ÜST KÖPRÜ	5	ADET
ONKA DELIKLI OTOMAT RAYI	1,39	METRE
MUTLUSAN 25*40 MM DELIKLI KABLO KANALI	6,09	METRE
DELTA DOP-CA232DP PLC ILE HDMI ARASI DATA BAĞLANTI KABLOSU	1	ADET
EMKO PRONEM MIDI PMD-X-H0-TO-1-0-X SICAKLIK NEM SENSÖRÜ	4	ADET

Ayrıca yapılan deney setimizde; yaptığımız ölçümlerin sağlıklı sonuçlar ortaya çıkarması için Şekil 3.8'deki elektriksel ölçü aleti ve Şekil 3.7'deki Testo 454 isimli sıcaklık ölçü aletlerinin sisteme bağlantısı sonucunda alınan ölçümlerin doğru sonuçlar verip-vermediği kontrol edilerek deneysel veriler kaydedilmiştir.

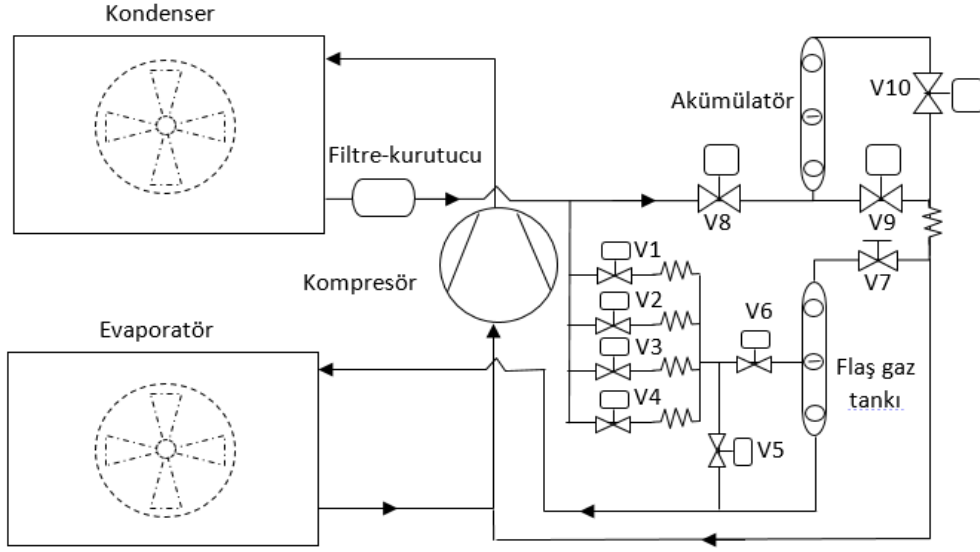


Şekil 3.7. Testo 454 hassas sıcaklık ölçü aleti



Şekil 3.8. Elektriksel ölçü aleti

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA



Şekil 4.1. Flaş gaz deney seti devre şeması

90cm. ve 120cm.'lik kılcal boruların seçilmesi suretiyle yapılan deney sonuçlarına yönelik veriler, Çizelge 4.1, 4.2, 4.3, 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.1. 120cm'lik kılcal borulu V7 orta açık deney sonuçları

DENEY NO: 1	V4-V5 AÇIK 20 Dk Çalıştı	V4-V6- Açık, V7(ortaçık) 30 Dk Çalıştı
Kompresörün çektiği güç	96.3 W	93,7 W
Kondenser giriş sıcaklığı(T1)	69.5 °C	77.1 °C
Kondenser çıkış sıcaklığı(T2)	51.6 °C	50.5 °C
Evaporatör giriş sıcaklığı(T4)	10.7 °C	10.1 °C
Evaporatör çıkış sıcaklığı(T1)	10.9 °C	10.8 °C
Kondanser hava giriş sıcaklığı	28. °C	28.7 °C
Kondanser hava çıkış sıcaklığı	43 °C	42,5 °C
Evaporatör hava giriş sıcaklığı	28.4 °C	28.4 °C
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı	18 °C	18 °C
Kondenser çıkış hızı	1.3 m/s	1.9 m/s
Evaporatör çıkış hızı	2,1 m/s	2.1 m/s
AB (Alçak Basınç)	10.3 Bar	10.5 Bar
YB (Yüksek Basınç)	33.5 Bar	34 Bar
KONDANSER VE EVAPORATÖR FANI %100 KAPASİTE İLE ÇALIŞTI.		

Çizelge 4.2. 120cm'lik kılcal borulu V7 çok kısık deney sonuçları

DENEY NO: 2	V4 -V5 AÇIK 20 Dk Çalıştı	V4 -V6- Açık, V7(çok kısık) 30 Dk Çalıştı
Kompresörün çektiği güç	96.3 W	91.6 W
Kondenser giriş sıcaklığı(T1)	69.5 °C	75.8 °C
Kondenser çıkış sıcaklığı(T2)	51.6 °C	50 °C
Evaporatör giriş sıcaklığı(T4)	10.7 °C	9,1 °C
Evaporatör çıkış sıcaklığı(T1)	10.9 °C	9,4 °C
Kondanser hava giriş sıcaklığı	28.7 °C	28.4 °C
Kondanser hava çıkış sıcaklığı	43°C	42,6 °C
Evaporatör hava giriş sıcaklığı	28.7 °C	28.4 °C
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı	18 °C	19.8 °C
Kondenser çıkış hızı	1.9 m/s	1.9 m/s
Evaporatör çıkış hızı	2,1 m/s	2.1 m/s
AB (Alçak Basınç)	10.3 Bar	10 Bar
YB (Yüksek Basınç)	33.5 Bar	33 Bar
KONDANSER VE EVAPORATÖR FANI %100 KAPASİTE İLE ÇALIŞTI.		

Çizelge 4.3. 90cm'lik kılcal borulu V7 orta açık deney sonuçları

DENEY NO: 3	V2- V5 AÇIK 20 Dk Çalıştı	V2 -V6- Açık, V7(orta açık) 30 Dk Çalıştı
Kompresörün çektiği güç	90.3 W	90.7 W
Kondenser giriş sıcaklığı(T1)	95.6 °C	96.3 °C
Kondenser çıkış sıcaklığı(T2)	46.2 °C	46.5 °C
Evaporatör giriş sıcaklığı(T4)	2.2 °C	1.3 °C
Evaporatör çıkış sıcaklığı(T1)	23.7 °C	26.3 °C
Kondanser hava giriş sıcaklığı	28.4 °C	28.3 °C
Kondanser hava çıkış sıcaklığı	40.8 °C	40.8 °C
Evaporatör hava giriş sıcaklığı	28.4 °C	28.3 °C
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı	23.5 °C	25.3 °C
Kondenser çıkış hızı	1.9 m/s	1.9 m/s
Evaporatör çıkış hızı	2.3 m/s	2.3 m/s
AB (Alçak Basınç)	8 Bar	7 Bar
YB (Yüksek Basınç)	32 Bar	31 Bar
KONDANSER VE EVAPORATÖR FANI %100 KAPASİTE İLE ÇALIŞTI.		

Çizelge 4.4. 90cm'lik kılcal borulu V7 çok kısık deney sonuçları

DENEY NO: 4	V2 -V5 AÇIK 20 Dk Çalıştı	V2 -V6- Açık, V7(çok kısık) 30 Dk Çalıştı
Kompresörün çektiği güç	90.3 W	90.7 W
Kondenser giriş sıcaklığı(T1)	95.6 °C	96.6 °C
Kondenser çıkış sıcaklığı(T2)	46.2 °C	46.5 °C
Evaporatör giriş sıcaklığı(T4)	2.2 °C	1.9 °C
Evaporatör çıkış sıcaklığı(T1)	23.7 °C	25.4 °C
Kondanser hava giriş sıcaklığı	28.4 °C	28.3 °C
Kondanser hava çıkış sıcaklığı	40.8 °C	40.9 °C
Evaporatör hava giriş sıcaklığı	28.4 °C	28.4 °C
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı	23.5 °C	24.6 °C
Kondenser çıkış hızı	1.9 m/s	1.9 m/s
Evaporatör çıkış hızı	2.3 m/s	2.3 m/s
AB (Alçak Basınç)	8 Bar	8 Bar
YB (Yüksek Basınç)	32 Bar	31 Bar
KONDANSER VE EVAPORATÖR FANI %100 KAPASİTE İLE ÇALIŞTI.		

Deney setimizde bulunan kondenser giriş sıcaklıkları değiştirilerek deneyler tekrarlanmıştır. 120cm'lik kılcal boru kullanılmıştır. Bu deneylere ait değerler Çizelge 4.5 ve 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.5. 120cm'lik kılcal borulu V7 orta açık deney sonuçları

DENEY NO: 5	V4-V5 AÇIK 20 Dk Çalıştı	V4 -V6- Açık, V7(orta açık) 30 Dk Çalıştı
Kompresörün çektiği güç	88.9 W	84,6 W
Kondenser giriş sıcaklığı(T1)	54.2 °C	58.6 °C
Kondenser çıkış sıcaklığı(T2)	44.5 °C	43,9 °C
Evaporatör giriş sıcaklığı(T4)	7.1 °C	5.9 °C
Evaporatör çıkış sıcaklığı(T1)	7.2 °C	6.1 °C
Kondanser hava giriş sıcaklığı	24.5 °C	24.5 °C
Kondanser hava çıkış sıcaklığı	35.6 °C	36.4 °C
Evaporatör hava giriş sıcaklığı	24.5 °C	24.5 °C
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı	15.5 °C	14.8 °C
Kondenser çıkış hızı	1.4 m/s	1.3 m/s
Evaporatör çıkış hızı	1.7 m/s	1.5 m/s
KONDANSER VE EVAPORATÖR FANI %100 KAPASİTE İLE ÇALIŞTI.		

Çizelge 4.6. 120cm'lik kılcal borulu V7 çok kısık deney sonuçları

DENEY NO: 6	V4 -V5 AÇIK 20 Dk Çalıştı	V4 -V6- Açık, V7(çok kısık) 30 Dk Çalıştı
Kompresörün çektiği güç	94.5 W	92.7 W
Kondenser giriş sıcaklığı(T1)	54.4 °C	59 °C
Kondenser çıkış sıcaklığı(T2)	44.9 °C	44.3 °C
Evaporatör giriş sıcaklığı(T4)	6.5 °C	5.5 °C
Evaporatör çıkış sıcaklığı(T1)	7 °C	5.7 °C
Kondanser hava giriş sıcaklığı	24.5 °C	24.5 °C
Kondanser hava çıkış sıcaklığı	37.4 °C	36.7 °C
Evaporatör hava giriş sıcaklığı	24.5 °C	24.5 °C
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı	13.8 °C	14.1 °C
Kondenser çıkış hızı	2 m/s	1.9 m/s
Evaporatör çıkış hızı	2,1 m/s	2.1 m/s
KONDANSER VE EVAPORATÖR FANI %100 KAPASİTE İLE ÇALIŞTI		

Yukarıda sonuçları verilen son iki deney 120cm'lik kılcal borunun kullanılması sonucunda elde edilmiş olup, % 2,5-5 arasında kompresörün enerji sarfiyatında azalma olduğu görülmüştür.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Hazırlanan deney setimiz, tek kademeli buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi şeklinde tasarlanmıştır.

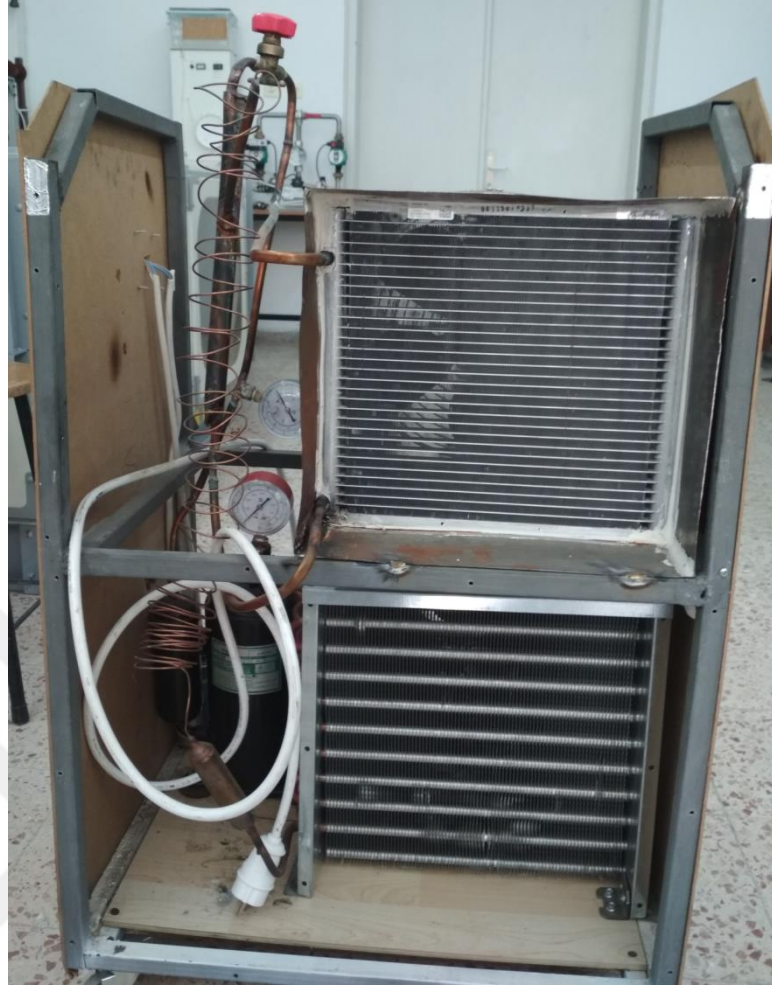
Bu çalışmada R410A soğutucu akışkanlı bir soğutma sistemi deney düzeneği hazırlanmış olup, bu deney düzeneğinde FGB uygulaması yapılarak, FGB'nin farklı kılcal boru çaplarının kullanılması suretiyle çeşitli deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deney setimizde genleşme elemanı olarak 60-80-90-120cm'lik kılcal borular bulunmaktadır.

Deneylelerimiz, farklı işletme şartlarında 90cm'lik ve 120cm'lik kılcal boruların tercih edilmesi suretiyle, sistemin önce DX konumunda sonra FGB devrede olacak şekilde yapılmıştır. Deneyleler sonrası yapılan değerlendirmeler sonucunda;

- 1- DX konumuna göre, FGB konumunda kompresör enerji tüketiminin genel olarak azaldığı,
- 2- 120cm'lik kılcal borunun tercih edildiği deneylelerde, 90cm'lik kılcal borunun kullanıldığı deneylelere göre kompresör enerji tüketiminde % 2,5 - % 5 arasında azalma olduğu,
- 3- 90cm'lik kılcal boru kullanılarak yapılan deneylelerde genel olarak kompresör enerji tüketiminde herhangi bir iyileşme meydana gelmediği görülmüştür.
- 4- DX konumuna kıyasla; FGB konumunda kondenser yoğunlaşma sıcaklıklarının arttığı, evaporatör buharlaşma sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir.
- 5- 90cm'lik kılcal borunun kullanıldığı deneylelere göre 120cm'lik kılcal borunun kullanıldığı deneylelerde soğutma performansının olumlu yönde etkilendiği ve sistem performansına FGB'nin önemli bir katkı sağladığı gözlemlenmiştir.

Yapılan deney sonuçlarını değerlendirdiğimizde FGB'nin soğutma sistemi performansına sınırlı bir katkı sağladığı söylenebilir. Ancak kayda değer düzeyde sonuçlar elde edilemediği de ifade edilebilir. Bu durumun sebebinin, kullanılan evaporatör yapısının mikro kanallı yapıda değil borulu yapıda olmasından kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Şayet, Tuo, H. ve Hrnjak, P., 2014 yılında FGB etkisinin azaltılması amacıyla yaptıkları deneysel çalışmada olduğu gibi mikro kanallı evaporatör kullanıldığında, by-pass valfinin açılmasıyla birlikte evaporatöre giren sıvı soğutucu akışkan dağılımının, küçük kesitli kanallarda homojen olduğu ve sistem performansının iyileştiğinin gözlemlenebileceği kanaati hasıl olmuştur.

Kullanılan borulu evaporatör yerine mikrokanal uygulamasının sağlayacağı faydalar ve beraberinde getireceği performans iyileşmesini, deneysel olarak araştırmak ve bu durumda flaş gaz kısa devre uygulamasının etkisini gözlemlemek adına bir deney düzeniği daha kurulmuştur. Bu amaçla kurulan yeni mikro kanallı sistem Şekil 5.1'de görülmektedir.



Şekil 5.1. Mikro kanallı buharlaştırıcıya sahip sistem.

Şekil 5.1'den de görüldüğü üzere buharlaştırıcı üst tarafta, kondenser ise altta yer almaktadır. Kondenser yapısı borulu kanatçıklı yapıda iken buharlaştırıcı 0,33 x 0,33 m² kesit alanına sahip mikro kanallı bir yapıdadır. Isı değıştirciler üzerinden hava akışı aksiyal fanlar ile sağlanmıştır ve Şekil 5.2'de görülmektedir.



Şekil 5.2. Mikro kanallı buharlaştırıcıya sahip sistemin hava akışı için kullanılan fanların yerleşimi.

Sistemde kullanılan mikro kanallı evaporatörün malzemesi alüminyumdur. İki geçişli bir soğutucu akışkan yapısına sahiptir ve Şekil 5.3'de fotoğrafı verilmiştir.



Şekil 5.3. Mikro kanallı buharlaştırıcı.

Mikro kanallı buharlaştırıcıya soğutucu akışkan girişi üst kısımdan olmaktadır ve buharlaşan akışkan alt çıkış ağzından kompresöre yönelmektedir.

Sistemin kılcal genleşme elemanı, Şekil 5.4'te görüldüğü gibi açılı olarak buharlaştırıcı girişindeki bir boruya bağlanmaktadır. Bu bağlantı borusunun üst tarafında ise manuel kontrollü flaş gaz kısa devre vanası yer almaktadır.



Şekil 5.4. Flaş gaz kısa devre yapısı.

Şekil 5.4' deki deney düzeneğinde yapılacak deneysel çalışmaların sonucuna göre, kılcalın 45 derece eğim açısıyla bağlantısı ve by-pass vanasının kullanılması suretiyle yapılacak uygulamalarda flaş gazın ayrımı konusunda verimli sonuçlar elde edilebileceği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Agrawal, N., Bhattacharyya, S., Sarkar, J., 2007. Optimization of Two-Stage Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump Cycles. *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 80-187.
- Aksay, C.S., Ketenöğlü, O., Kurt, L., 2005. Küresel Isınma ve İklim Değişikliği. *Selçuk Üniversitesi Fen Edebiyat Fakültesi Fen Dergisi*, 25, 29 -41.
- Anonim, 2019. Kyoto Protokolü. Erişim Tarihi: 24.02.2019. <https://iklim.csb.gov.tr/kyoto-protokolu-i-4363>
- Aprea C., Mastrullo R., Renno C., 2006. "Experimental Analysis of Scroll Compressor Performances Varying its Speed". *Applied Thermal Engineering*, 26, 983-992.
- Arora, A., Kaushik, S.C., 2010. Short Communication Energy and Exergy Analyses of a Two-Stage Vapour Compression Refrigeration System. *International Journal Of Energy Research*, 34, 907-923.
- Beaver, A.C., Yin, Y.M., C.W., Bullard, C.W., Hrnjak, P.S., 1999. An Experimental İncestigation of Transcritical Carbon Dioxide Systems for Residential Air-Conditioning. ACRC Report CR-18, 63-65.
- Bilir, N., Ersoy, H.K., Hepbaşı, A., 2011. Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Genleştirci Olarak Ejektör Kullanan Kompresörlü Soğutucunun Performans Analizi. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan, İzmir, 1317.
- Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., Fornasieri, E., Minetto, S., Stringari, P., Zilio, C., 2008. Thermodynamic Analysis of Different Two-Stage Transcritical Carbon Dioxide Cycles. *International Journal Of Refrigeration*, 32, 1058-1067.
- engel, Y.A., 2011. Isı ve Kütle Transferi-Pratik Bir Yaklaşım. ev. Tanyıldızı V. İzmir Güven Kitabevi, 877s, İzmir.
- Demircioğlu, A., 2010. R22 ve Alternatifleri R407c ile R410A Soğutucu Akışkanlarının Isı Pompasındaki Performanslarını Teorik Olarak İncelenmesi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 100s, Ankara.
- Denizsayar, E., 2004. Soğutma ve İklimlendirme Meslek Bilgisi Ders Kitabı II. Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları, 366s, İstanbul.
- Elbel, S.W., Hrnjak, P.S., 2004. Flash Gas By-Pass for İmproving the Microchannel Evaporators. *International Journal of Energy Research*, 27(7), 724-735.

- Gökay, İ., 2012. Ejektörlü Soğutma Sistemlerinde R410A Kullanımı. Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 83s, Denizli.
- Kızıllıkan, Ö., 2004. Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoekonomik Yönden İncelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 129s, Isparta.
- Kim, M.H., Bullard, C.W., 2001. Dynamic Characteristics of a R410A Split Air-Conditioning System. *International Journal of Refrigeration*, 24, 652-659.
- Koyun, T., Koyun, A., Acar, M., 2005. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 46-53.
- Onat, A., Bulurcu, H., Mollahüseyinoğlu, Ö., 2007. Farklı Buharlaştırıcı Sıcaklıklarına Göre R-22 ve Alternatifi Olan Soğutucu Akışkanların Karşılaştırması. *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 10(1), 77-79.
- Onat, A., Bulurcu, H., 2008. Soğutma İlkeleri ve Servis İşlemleri Ders Notları Bölüm 4 Soğutucu Akışkanlar. Balıkesir Meslek Yüksekokulu, 54-59. Erişim Tarihi: 07.11.2018.
[http://deneyan.com/tr/dokumanlar/ders-notlari\(myo\)/3](http://deneyan.com/tr/dokumanlar/ders-notlari(myo)/3).
- Öcal, P., Pıhtılı, K., 2014. Kademeli Soğutma Sistemlerinde Belirli Soğutucu Akışkanlar İçin İkinci Kanun Analizi. 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, 23-25 Ekim, Balıkesir, 5-14.
- Özgür, A.E., Tosun, C., Yılmaz, F., Bayrakçı, H.C., 2013. Ara Genleşme Uygulamasının İki Kademeli Transkritik CO2 Soğutma Çevriminin Performansına Etkisinin İncelenmesi, ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 09-12 Eylül, Samsun, 1-23.
- Öztürk, K., 2002. Küresel İklim Değişikliği ve Türkiye'ye Olası Etkileri. *Gazi Üniversitesi Gazi Eğitim Fakültesi Dergisi*, 22(1), 47-65.
- Park, C., Lee, H., Hwang, Y., 2015. Reinhard Radermacher Recent Advances in Vapor Compression Cycle Technologies. *International Journal of Refrigeration*, 60, 118-134.
- Pottker, G., Hrnjak, P., 2015. Ejector in R410A Vapor Compression Systems with Experimental Quantification of Two Major Mechanisms of Performance Improvement Work Recovery and Liquid Feeding. *International Journal of Refrigeration*, 50, 184-192.
- Said, S.A.M., Mansour, R.B., Habib, M.A., Siddiqui, M.U., 2015. Reducing the Flow Mal-Distribution in a Heat Exchanger. *Computers & Fluids*, 107, 1-10.

- Singh, S., Purohit, N., Dasgupta, M.S., 2016. Comparative Study of Cycle Modification Strategies for Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle for Warm Climatic Conditions. *Case Studies in Thermal Engineering*, 7, 78-91.
- Tuo, H., Hrnjak, P.S, 2012. Flash Gas Bypass Method for Improving Performance of a Evaporator. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2502, 1322.
- Tuo, H., Hrnjak, P., 2013. New Approach to Improve Performance By Venting Periodic Reverse Vapor Flow in Microchannel Evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 36(8), 2187-2195.
- Tuo, H., Hrnjak, P., 2014 b. Vaporeliquid Separation in a Vertical Impact T-Junction for Vapor Compression Systems with Flash Gas By-Pass. *International Journal of Refrigeration*, 40, 189-200.
- Tuo, H., Hrnjak, P., 2014 a. Enhancement of Vaporeliquid Separation in Vertical Impact T Junctions for Vapor Compression Systems with Flash Gas By-Pass. *International Journal of Refrigeration*, 40, 43-50.
- Ünlü, A., 2011. Alternatif Bir Soğutkanın (HFO-1234yf) Kullanıldığı Bir Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 64s, Isparta.
- Zheng, N., Zhao ,L., Hwang, Y., Zhang, J., Yang, X., 2016. Experimental Study on Two-Phase Separation Performance of Impacting T-Junction. *International Journal of Multiphase Flow*, 83, 172-182.
- Xing, M., Yu, J., Liu, X., 2014. Thermodynamic Analysis on a Two-Stage Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle with Double Ejectors. *Energy Conversion and Management*, 88, 677-683.

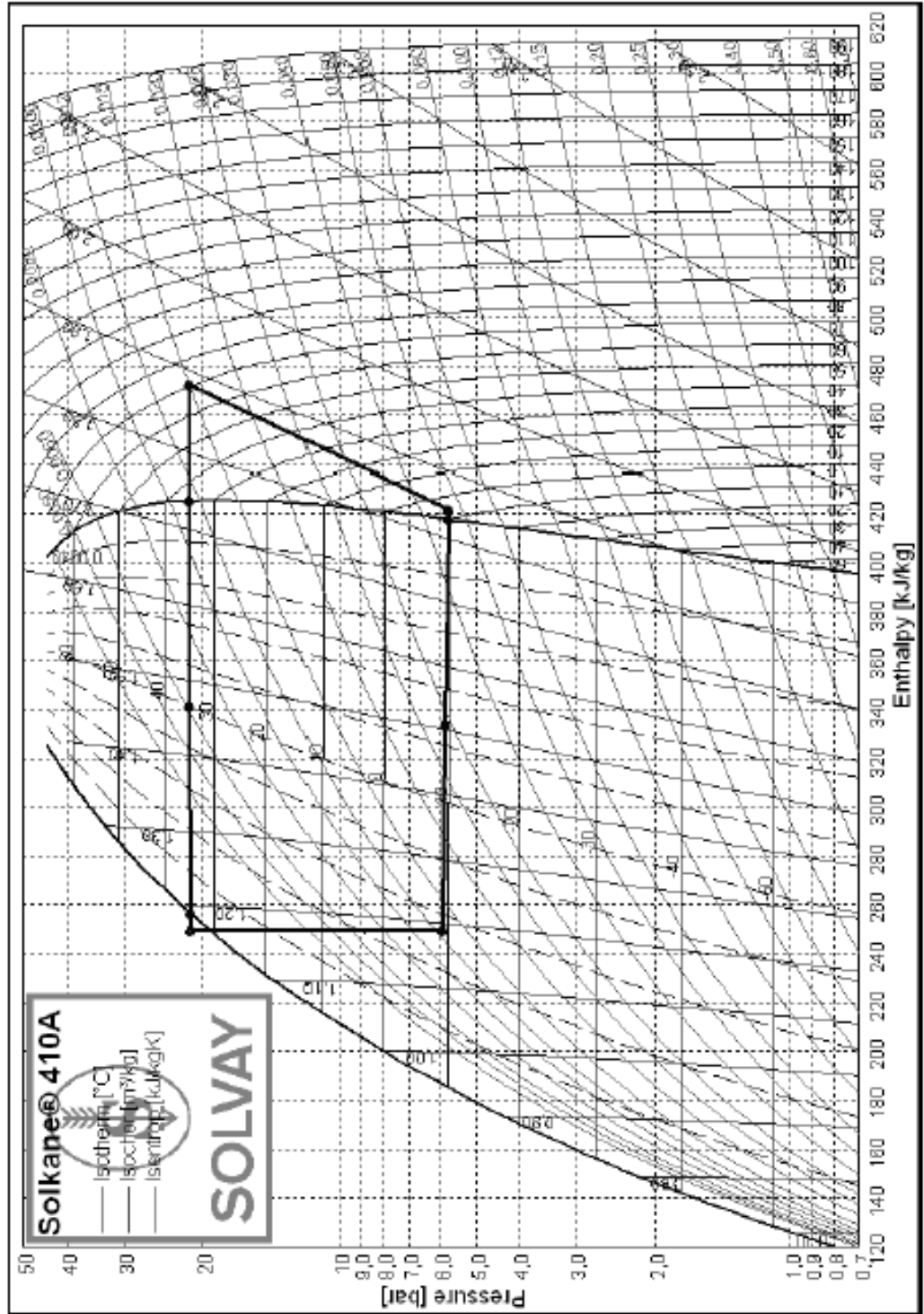
EKLER

EK A. R410A Diyagramlar

EK B. Deney Seti Fotoğraflar

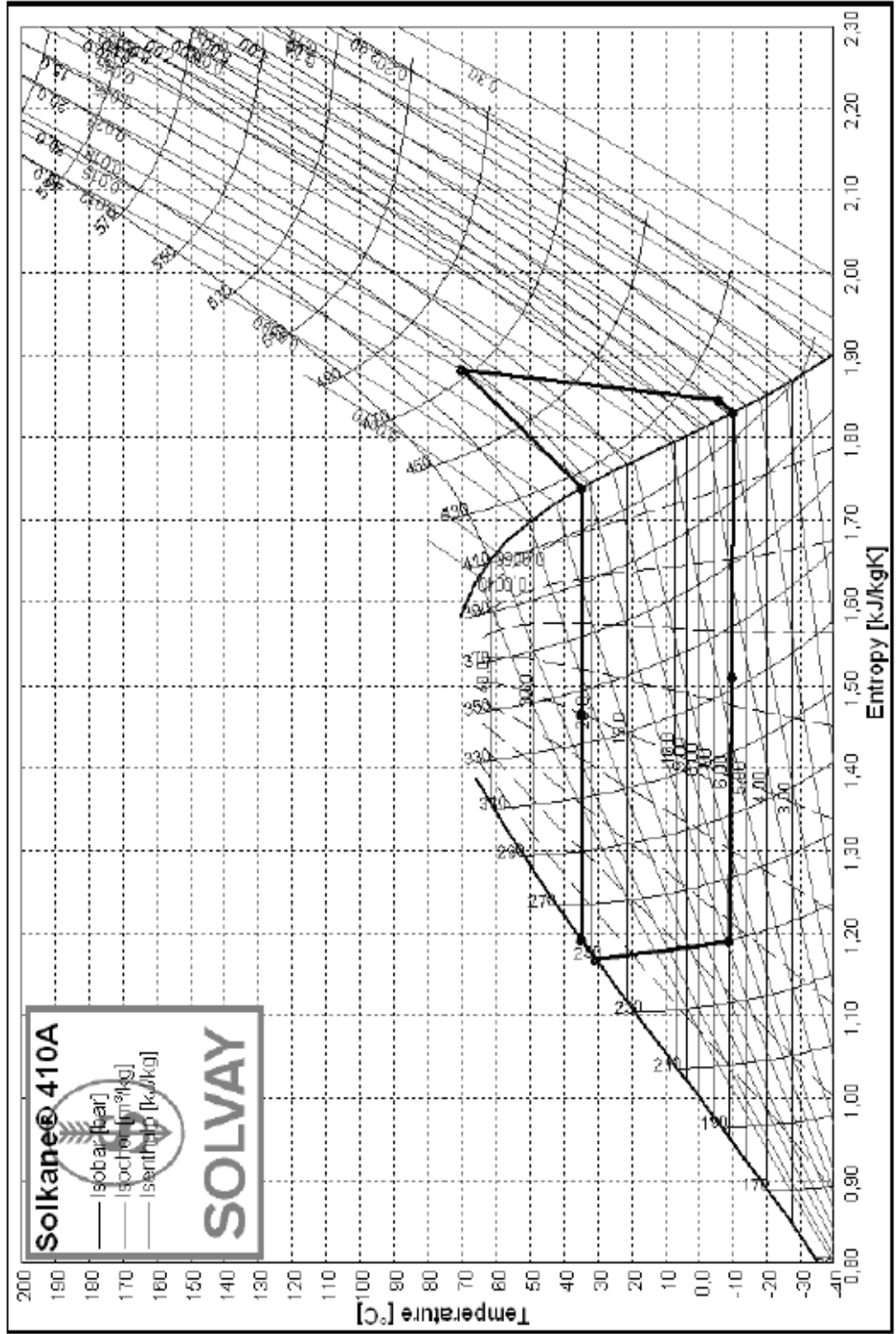


EK A. R410A'nın Termodinamik Özellikleri



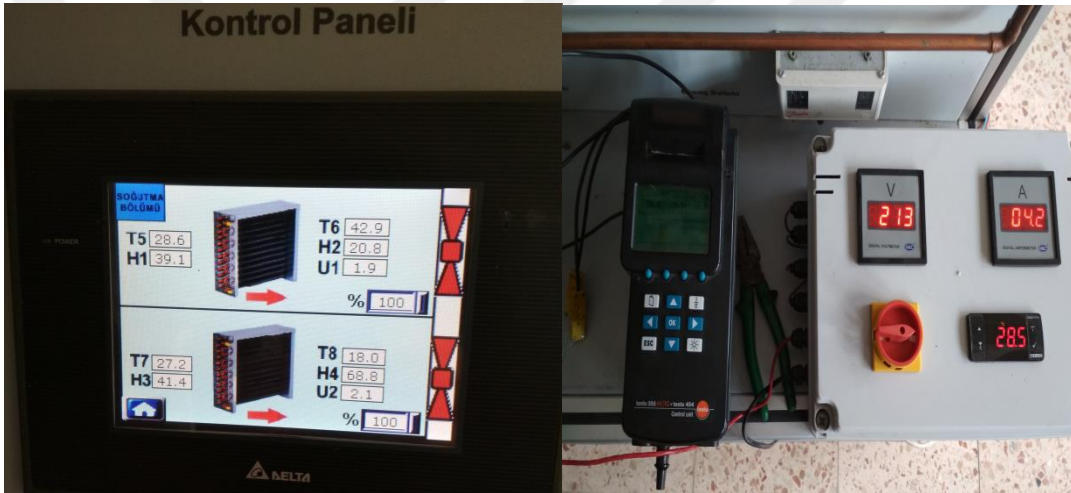
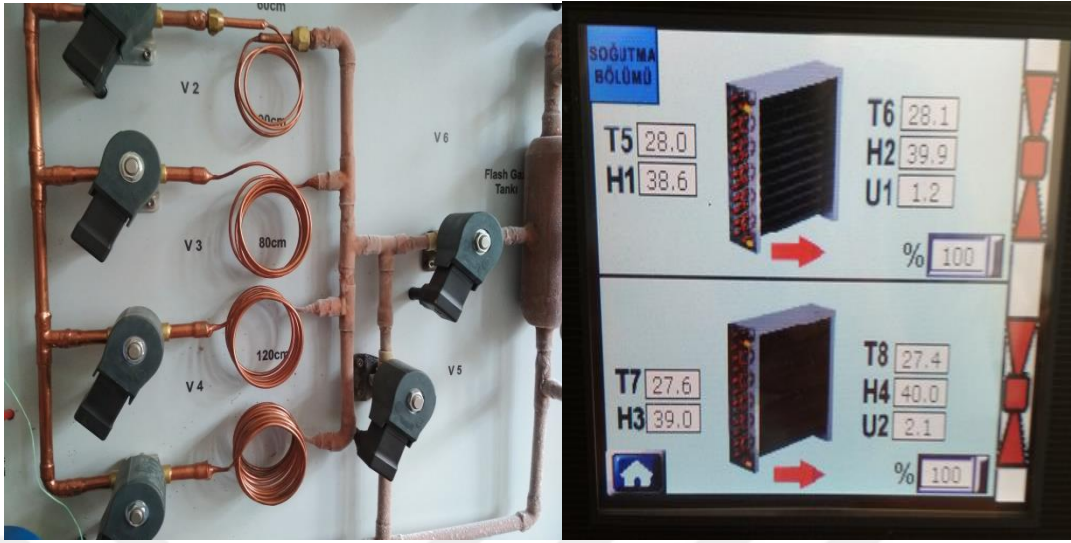
Şekil A.1. R410A'nın log P-h diyagramı

EK A. R410A'nın Termodinamik Özellikleri(Devam)



Şekil A.2. R410A'nın T-s diyagramı

EK B. Deneysel Seti Fotoğraflar



Şekil B.1. Deneysel çalışmalara ait resimler

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Uğur AYDIN
Doğum Yeri ve Yılı : Dinar, 1975
Medeni Hali : Evli
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : uguraydin03@hotmail.com



Eğitim Durumu

Lise : Uşak Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi, 1993
Lisans : SDÜ, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi/Tesisat Öğretmenliği, 1998

Mesleki Deneyim

Meziyet Köseoğlu Mesleki Eğitim Merkezi -Öğretmen 1998-2001
Alanya Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi-Öğretmen/Alan Şefi 2001-2013
Nezihe Soydan Ticaret Meslek Lisesi-Müdür Yardımcısı 2013-2014
Berat Hayriye Cömertoğlu ÇPAL -Müdür Yardımcısı 2014-2014
Meziyet Köseoğlu Mesleki Eğitim Merkezi -Müdür Yardımcısı 2014-2018
Demirtaş Çok Programlı Anadolu Lisesi- Okul Müdürü 2018-....(halen)

Katıldığı Hizmet İçi Eğitim Bilgileri

Bilgisayar ve İnternet Kullanım Kursu, 2004
Atölye ve Laboratuvar Yönetimi Semineri, 2006
Doğalgaz Kaynakçılık Kursu, 2008
İskav-Y.T.Ü. Uygulamalı İklimlendirme Soğutma Semineri, 2010
Bilgisayar - Bilgisayar Destekli Çizim -AutoCAD Temel Seviye Kursu, 2013
Mesleki Açık Öğretim Lisesi Uygulamaları Semineri, 2015
e-MESEM Otomasyon Semineri, 2015
Çalışanların Temel İş Sağlığı ve Güvenliği Eğitimi Kursu, 2016
HEM Öğretmen, Usta Öğretici Oryantasyon Kursu, 2017
E-Okul Yönetim Bilgi Sisteminde İşletmelerde Mesleki Eğitim Modül Semineri, 2017
Okul-Aile Birliği İşleyişi Kursu, 2018
Kapsayıcı Eğitim Yöneticilerin Eğitimi Kursu, 2018
Protokol Kuralları Kursu, 2018