



**OTOMOBİL KLİMA SİSTEMLERİ İÇİN
ALTERNATİF SOĞUTKAN HFO-1234 yf
VE İKİNCİL SOĞUTMA UYGULAMALARI**

Ahmet Tahir KALKIŞIM

Danışman: Prof. Dr. Kadir BİLEN

Doktora Tezi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

2022

(Her hakkı saklıdır)

T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
TERMODİNAMİK ANA BİLİM DALI

**OTOMOBİL KLİMA SİSTEMLERİ İÇİN ALTERNATİF SOĞUTKAN HFO-1234yf
VE İKİNCİL SOĞUTMA UYGULAMALARI**

(Alternative Refrigerant Hfo-1234yf in Using Car Air Conditioning Systems And Secondary
Cooling Applications)

DOKTORA TEZİ

Ahmet Tahir KALKIŞIM

Danışman: Prof. Dr. Kadir BİLEN

Erzurum
Aralık, 2022

KABUL VE ONAY TUTANAĞI

Ahmet Tahir KALKIŞIM tarafından hazırlanan “Otomobil Klima Sistemleri İçin Alternatif Soğutkan HFO-1234yf ve İkincil Soğutma Uygulamaları” başlıklı çalışması 15 / 12 / 2022 tarihinde yapılan tez savunma sınavı sonucunda başarılı bulunarak jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Terodinamik Bilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı:	Prof.Dr.İsmail SOLMAZ <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Danışman:	Prof.Dr.Kadir BİLEN <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Jüri Üyesi:	Prof.Dr.M.Akif CEVİZ Erzurum Teknik Üniversitesi	Aslı ıslak imzalıdır
Jüri Üyesi:	Doç.Dr.Mehmet Emin ARZUTUĞ <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Jüri Üyesi:	Doç.Dr. Faraz AFŞARİ <i>Erzurum Teknik Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır

Bu tezin Atatürk Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

Prof.Dr.Saltuk Buğrahan CEYHUN

Enstitü Müdürü

Aslı ıslak imzalıdır

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, tablo, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU

Doktora Tezi olarak Prof.Dr. Kadir Bilen danışmanlığında sunulan “Otomobil Klima Sistemleri İçin Alternatif Soğutkan HFO-1234yf ve İkincil Soğutma Uygulamaları” başlıklı çalışmanın tarafımızdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını, yararlanılan eserlerin kaynakçada gösterildiğini, Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından belirlenmiş olan Turnitin Programı benzerlik oranlarının aşılmadığını ve aşağıdaki oranlarda olduğunu beyan ederiz.

Tez Bölümleri	Tezin Benzerlik Oranı (%)	Maksimum Oran (%)
Giriş	%8	30
Kuramsal Temeller	%4	30
Materyal ve Metot	%9	35
Araştırma Bulguları ve Tartışma	%8	20
Sonuçlar	%0	20
Tezin Geneli	%8	25

Not: Yedi kelimeye kadar benzerlikler ile Başlık, Kaynakça, İçindekiler, Teşekkür, Dizin ve Ekler kısımları tarama dışı bırakılabilir. Yukarıdaki azami benzerlik oranları yanında tek bir kaynaktan olan benzerlik oranlarının %5'den büyük olmaması gerekir.

Beyan edilen bilgilerin doğru olduğunu, aksi halde doğacak hukuki sorumlulukları kabul ve beyan ederiz.

Tez Yazarı (Öğrenci)	Tez Danışmanı
Ahmet Tahir KALKIŞIM	Prof. Dr. Kadir BİLEN
15.12.2022	15.12.2022
İmza: Aslı ıslak imzalıdır	İmza: Aslı ıslak imzalıdır

* Tez ile ilgili YÖKTEZ’de yayınlamasına ilişkin bir engelleme var ise aşağıdaki alanı doldurunuz.

☐ Tezle ilgili patent başvurusu yapılması / patent alma sürecinin devam etmesi sebebiyle Enstitü Yönetim Kurulunun/....../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 2 (iki) yıl süreyle engellenmiştir.

☐ Enstitü Yönetim Kurulunun/....../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 6 (altı) ay süreyle engellenmiştir.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarımın her aşamasında beni yönlendirerek yardımlarını esirgemeyen, bilgi ve önerileriyle her zaman destek olan ve akademik olarak gelişmemde ve ilerlememde çok büyük bir paya sahip olan çok değerli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Kadir BİLEN'e (Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Termodinamik ABD) teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmam esnasında sabır ile beni destekleyen ve yardımlarını esirgemeyen babam Prof. Dr. M.Muhsin KALKIŞIM (Trabzon Üniversitesi Türk Dili Eğitimi) 'a teşekkürü bir borç bilirim.

Annem Cevahir KALKIŞIM, sevgili eşim Yasemin KALKIŞIM, oğlum Ali Arif ve Kızım Elif Miray olmak üzere aile ve arkadaşlarıma çalışma sürecinde sabır ve desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Tez çalışmam esnasında benden yardımlarını esirgemeyen, Dr.Zeynel ÖZTÜRK'e, çalışmalarında teknik desteğini esirgemeyen Yalçın BAHADIR'a ve deney sürecinde bana destek olan Muhammed Taha TOPÇU'ya yaptığı katkı ve yardımlardan dolayı teşekkür ederim.

Ahmet Tahir KALKIŞIM

ÖZET

DOKTORA TEZİ

OTOMOBİL KLİMA SİSTEMLERİ İÇİN ALTERNATİF SOĞUTKAN HFO-1234 yf VE İKİNCİL SOĞUTMA UYGULAMALARI

Ahmet Tahir KALKIŞIM

Danışman: Prof. Dr. Kadir BİLEN

Amaç: HFO-1234yf gazı R134a gazına alternative olarak belirlenen düşük yanıcılık, zehirli olmayan ve küresel ısınmaya etkisi düşük olan bir soğutkandır. Doktora tezimizde R134a için alternative olarak kullanılması planlanan HFO-1234yf gazının termodinamik özellikleri incelenecek.

Yöntem: HFO-1234yf soğutkanının teroik ve deneysel olarak R134a gazına olan alternative olma durumu tartışılmaktadır. Ekserjik analizi ve iki kademeli buhar sıkıştırma sistemleri üzerinde de performans analizleri araştırılan HFO-1234yf gazının tüm araç kategorileri için uygunluğu ortaya koyulmaktadır.

Bulgular: Tek kademeli buhar sıkıştırma araç soğutma sistemleri için yapılan çalışmamızda R134a soğutucu akışkanı ile HFO-1234yf soğutucu akışkanı hem sıkıştırma oranında hem de COP de benzerlik göstererek, bir araç üzerinde önemli bir değişikliğe ihtiyaç duymadan kullanılabileceği ortaya koyulmuştur. Çalışmamız farklı kompresör devir hızlarında gerçekleştirilerek, aracın farklı hızlardaki sürüş koşullarına göre soğutma kapasiteleri ortaya koyulmuş ve gazların termodinamik ve ekserjik analizi yapılmıştır. -20°C'den 5°C 'ye farklı Evaporatör sıcaklıkları için bu çalışmalar tekrar edilerek tüm olası şartlarda çalışmalar yürütülerek R1234yf akışkanının R134a soğutkanına iyi bir alternatif olduğu ortaya koyulmuştur

Sonuç: Araç klima sistemleri içten yanmalı motor ile tahriklenerek çalışan kompresöre sahip olduğunda, düşük devirli ya da aracın kompresörü tahrik etmediği durumlarda da soğutmanın devam edebilmesi için evaporatör hattına yerleştirilen bir ısı eşanjörü ile su&glikol sistemi bağlanarak oluşturulan ikincil soğutma sistemi termal ve dinamik olarak incelenmiş, motorun tahrik edemediği durumlarda da soğutmanın yeterli düzeyde sağlanabildiği gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: HFO-1234yf, Ekserji, COP, R134a, Otomobil klima sistemi

Aralık 2022, 112 sayfa

ABSTRACT

DOCTORAL DISSERTATION

ALTERNATIVE REFRIGERANT HFO-1234yf IN USING CAR AIR CONDITIONING SYSTEMS AND SECONDARY COOLING APPLICATIONS

Ahmet Tahir KALKIŞIM

Supervisor: Prof. Dr. Kadir BİLEN

Purpose: HFO-1234yf gas is a low flammability, non-toxic refrigerant that is determined as an alternative to R134a gas and has a low impact on global warming. In our doctoral thesis, the thermodynamic properties of HFO-1234yf gas, which is planned to be used as an alternative to R134a, will be examined.

Method: HFO-1234yf's theoretical and experimental results and its alternative to R134a gas is discussed. The suitability of HFO-1234yf gas for all vehicle categories, whose exergic analysis and performance analyzes on two-stage vapor compression systems were also investigated is revealed.

Findings: In our study for single-stage vapor compression vehicle cooling systems, it has been revealed that R134a refrigerant and HFO-1234yf refrigerant can be used without requiring any significant changes on a vehicle by showing similarity in both compression ratio and COP. Our study was carried out at different compressor rotation speeds, the cooling capacities of the vehicle were determined according to the driving conditions at different speeds, and the thermodynamic and exergic analysis of the gases were made. By repeating these studies for different evaporator temperatures from -20°C to 5°C, studies were carried out under all possible conditions and it was revealed that R1234yf fluid is a good alternative to R134a refrigerant.

Results: When the vehicle air conditioning systems have a compressor driven by an internal combustion engine, the secondary cooling system, which is formed by connecting a water & glycol system with a heat exchanger placed in the evaporator line, in order for the cooling to continue even at low speed or in cases where the vehicle does not drive the compressor, has been investigated thermally and dynamically. It has been shown that cooling can be provided at a sufficient level in cases.

Keywords: HFO-1234yf, Exergy, COP, R134a, AC System

December 2022, 112 pages

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY TUTANAĞI.....	i
ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TABLolar DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
KISALTMALAR VE SİMGELER DİZİNİ.....	xiii
GİRİŞ.....	1
Soğutma Sistemlerinin Gelişimi	2
Soğutma Sistemlerinin Çevresel Etkileri	3
Küresel ısınma etkisi	4
Ozon etkisi	5
Soğutkanlar ile ilgili yasal düzenlemeler	6
Kyoto protokolü	6
F-Gaz protokolü	6
Türkiye’deki yasal düzenlemeler	6
Yasal Düzenlemenin mobil araçlar üzerindeki etkisi.....	8
Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma çevrimleri ve Soğutma Uygulamaları.....	9
Endüstriyel Sistemler	9
Mobil Araçlar’da Soğutma Sistemleri	10
Otomobillerde soğutma sistemi.....	11
Askeri araçlarda soğutma sistemi.....	12
Hava araçlarında soğutma sistemi.....	12
Uzay araçlarında soğutma sistemi.....	13
Frigolu araçlarda soğutma sistemi	13
Deniz araçlarında soğutma sistemi	17
Tek kademeli sistemler	17
Çok kademeli sistemler.....	19
İki Kademeli Soğutma Çevrim Hesapları	22
KURAMSAL TEMELLER.....	24
MATERYAL ve METOT	29

Soğutucu Akışkanlar	29
Soğutucu akışkanların özellikleri	30
Diğer materyallerle uyumluluk	34
Alternatif Soğutucu Akışkanlar.....	34
R-1234YF (HFO-1234YF)	34
R-152a	36
R513a	37
R454c	37
R32	37
R507A	38
R444a	38
Soğutma Sistem Simülasyonları	38
CoolPack	39
EES.....	40
Ekserji	41
Deney Düzenegi	41
İkincil Su&Glikol Sistemi.....	51
ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	53
Cool Pack Uygulaması.....	53
Tek Kademe Çevrimi	54
EES uygulaması	60
İki Kademeli Soğutma Sistem Tasarımı ve Hesaplamaları.....	66
DeneySEL Çalışma.....	73
Tek Kademeli Sistem	76
İkincil Soğutma Sistemi	85
SONUÇ ve ÖNERİLER	88
KAYNAKLAR.....	91
ÖZGEÇMİŞ.....	96

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1. Türkiye’de F-Gaz Kontrol Uygulama Tablosu	8
Tablo 2. Soğutucu Akışkanların Zehirlenme Etkisi.....	31
Tablo 3. Yanıcılık ve Zehirlilik Sınıflandırması.....	32
Tablo 4. HFO-1234yf ve R-134a Akışkanlarının Özellik Tablosu	34
Tablo 5. R-1234yf’nin Temel Özellikleri	36
Tablo 6. R152a Soğutucu Akışkanın Fiziksel Özellikleri	36
Tablo 7. CoolPack Sistem Çalışma Değişkenleri	54
Tablo 8. İki Kademeli Soğutma Çevrimi İçin Kullanılan Değişkenler	66
Tablo 9. Lehimli Plaka Tipi Eşanjörün Teknik Özellik Tablosu.....	67
Tablo 10. Deney sistemi çalışma değişkenleri.....	76

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. Soğutma sistemlerinin tarihsel gelişimi	3
Şekil 2. Dünya kara sıcaklığının, yıl ortalamasına göre değişimi	5
Şekil 3. Endüstriyel soğutma sistemi	10
Şekil 4. Araç klima sistem yerleşimi.....	11
Şekil 5. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistem şeması	11
Şekil 6. İklimlendirme sistem şeması.....	12
Şekil 7. Isı borusu çalışma şeması.....	13
Şekil 8. Minibüs Tipi frigorifik araçların soğutma devresi	14
Şekil 9. Çift Evaporatörlü frigorifik kamyonet soğutma devresi	15
Şekil 10. Alternatör tahrikli frigorifik kamyon montajı	16
Şekil 11. Dizel motor tahrikli frigorifik soğutma montajı	17
Şekil 12. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı çevrim diyagramı	18
Şekil 13. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı çevrim P-h diyagramı	18
Şekil 14. Ara soğutmalı iki kademe buhar sıkıştırırmalı soğutma sistem	21
Şekil 15. Ara soğutmalı iki kademe buhar sıkıştırırmalı t-s ve p-h diyagramı.....	22
Şekil 16. Yanmanın oluşturduğu etki	32
Şekil 17. Yanma olayının meydana gelme ihtimali	33
Şekil 18. HFO-1234 3 farklı dizilim gösterimi	35
Şekil 19. CoolPack Programı P-h diyagramı – R134a	40
Şekil 20. EES Programı termodinamik tablo değer çekimi ve ekserji analizi	40
Şekil 21. Deney düzeneğinin şematik çizimi	42
Şekil 22. Deney düzeneğinin genel görüntüsü	43
Şekil 23. Elektrik motor tahrikli araç klima sistem kompresör sistemi	44
Şekil 24. Sistem basınç transmitter ve thermocouple bağlantısı	45
Şekil 25. HIOKI marka 60 kanal datalogger	46
Şekil 26. Deney düzeneği kontrol ve elektrik panosu	46
Şekil 27. Hava kanal içine yerleştirilmiş termostat kontrollü 3-faz ısıtıcılar	47
Şekil 28. Soğutucu akışkanlar için özel tasarlanmış kütleli debi ölçüm cihazı	47
Şekil 29. Nem&sıcaklık transmitteri	48
Şekil 30. Su&glikol tankı ve evaporatör bağlantısı	48
Şekil 31. Boru tipi eşanjör ile aşırı kızdırma ve soğutma uygulaması	49

Şekil 32. Soğutucu akışkanın şarj miktarının ölçülmesi	50
Şekil 33. İkincil su&glikol sistem şeması	51
Şekil 34. Plaka tipi eşanjör bağlantısı	52
Şekil 35. Farklı evaporatör sıcaklıklarına göre alternatif akışkanların sıkıştırma oranı değişimi	55
Şekil 36. Farklı evaporatör sıcaklıklarına göre alternatif akışkanların COP değişimi	55
Şekil 37. R134a için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kondenserden atılan ısı yük değişimi.....	56
Şekil 38. R1234yf için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kondenserden atılan ısı yük değişimi.....	56
Şekil 39. R134a için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında evaporatörden çekilen soğutma yük değişimi	57
Şekil 40. R1234yf için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında evaporatörden çekilen soğutma yük değişimi	57
Şekil 41. R134a için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kütleli debi değişimi	58
Şekil 42. R1234yf için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kütleli debi değişimi	58
Şekil 43. R134a için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kompresör İş değişimi	59
Şekil 44. R1234yf için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kompresör İş değişimi	59
Şekil 45. Farklı evaporatör sıcaklıklarında soğutkanların 2.yasa verim değişimi.....	60
Şekil 46. R134a için devir hızına göre kompresör ekserji yıkımı	61
Şekil 47. R1234yf için devir hızına göre kompresör ekserji yıkımı	61
Şekil 48. R134a için devir hızına göre kondenserde gerçekleşen tersinmezlik	62
Şekil 49. R1234yf için devir hızına göre kondenserde gerçekleşen tersinmezlik.....	62
Şekil 50. R134a için devir hızına göre kısma vanasında gerçekleşen tersinmezlik	63
Şekil 51. R1234yf için devir hızına göre kısma vanasında tersinmezlik	63
Şekil 52. R134a için devir hızına göre kompresörde gerçekleşen tersinmezlik.....	64
Şekil 53. R1234yf için devir hızına göre kompresörde tersinmezlik	64
Şekil 54. R134a için devir hızına göre evaporatörde gerçekleşen tersinmezlik	65
Şekil 55. R1234yf için devir hızına göre evaporatörde gerçekleşen tersinmezlik	65
Şekil 56. R134a akışkanı ikincil devre için devir hızına göre COP değişimi	68
Şekil 57. R1234yf akışkanı ikincil devre için devir hızına göre COP değişimi.....	68

Şekil 58. R134a akışkanı ikincil devre için evaporatör yüküne Göre COP değişimi.....	69
Şekil 59. R1234yf akışkanı ikincil devre için evaporatör yüküne Göre COP değişimi	69
Şekil 60. R134a akışkanı ikincil devre için soğutkan eşanjör giriş sıcaklığına göre COP değişimi	70
Şekil 61. R1234yf akışkanı ikincil devre için soğutkan eşanjör giriş sıcaklığına göre COP değişimi.....	71
Şekil 62. R134a akışkanı ikincil devre için ısı transfer miktarına göre soğutma yükü değişimi	72
Şekil 63. R1234yf akışkanı ikincil devre için ısı transfer miktarına göre soğutma yükü değişimi	72
Şekil 64. Deney sisteminin uygulama şeması	75
Şekil 65. R134a Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için COP değişimi	77
Şekil 66. R1234yf Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için COP değişimi	78
Şekil 67. R134a Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için sıkıştırma oranı değişimi	78
Şekil 68. R1234yf Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için sıkıştırma oranı değişimi	79
Şekil 69. R134a Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Kondenserden atılan ısı yük miktarı değişimi	80
Şekil 70. R1234yf Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Kondenserden atılan ısı yük miktarı değişimi	80
Şekil 71. R134a Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Evaporatörden çekilen ısı yük miktarı değişimi	81
Şekil 72. R1234yf Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Evaporatörden çekilen ısı yük miktarı değişimi	81
Şekil 73. R134a Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Kompresör iş değişimi.....	82
Şekil 74. R1234yf Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Kompresör iş değişimi.....	83
Şekil 75. R134aAkışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için kütleli debi değişimi	83
Şekil 76. R1234yf Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için kütleli debi değişimi	84

Şekil 77. Farklı evaporator sıcaklıklarına göre her iki akışkanın 2.yasa verim karşılaştırması.....	84
Şekil 78. İkincil soğutma sistemi için dinamik soğutma zaman-sıcaklık grafiği.....	85
Şekil 79. Isı değıştiricisi kompresör aktif iken zamana bağı sıcaklık değışimi	86
Şekil 80. İkincil sistem kompresör aktif durumda zaman-sıcaklık-basınç grafiği	87



KISALTMALAR VE SİMGELER DİZİNİ

ABK	: Alçak Basınç Kompresörü
AC	: Klima
CFC	: Kloroflorokarbon
COP	: Soğutma tesir katsayısı
CP	: Cool Pack
GWD	: Küresel ısınma etkisi
h	: Entalpi (kJ/kg)
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
HFO	: Hydro Fluoro Olefine
m	: Kütleli debi (kg/sn)
MAC	: Mobil İklimlendirme Sistemi
n	: Devir sayısı (rpm)
O₃	: Ozon
ODW	: Ozon İnceltme etkisi
OKS	: Otomobil klima sistemi
P_{ara}	: Ara Soğutma Basıncı (bar)
P_{dis}	: Kompresör basma hattı basıncı (bar)
P_e	: Evaporatör Basıncı (bar)
P_k	: Kondenser Basıncı (bar)
P_r	: Kompresör sıkıştırma oranı
P_{suc}	: Kompresör emiş hattı basıncı (bar)
Q_e	: Evaporatör ısı yükü (kW)
Q_k	: Kondenser ısı yükü (kW)
S_c	: Aşırı soğutma (°C)
S_h	: Aşırı kızdırma (°C)
T_e	: Evaporatör sıcaklığı (°C)
T_{h,i}	: Yüksek Basınç Hattı Isı Eşanjör Giriş Sıcaklığı (°C)
T_{h,o}	: Yüksek Basınç Hattı Isı Eşanjör Çıkış Sıcaklığı (°C)
T_k	: Soğutuc akışkanın kondenserdeki sıcaklığı (°C)
T_{l,i}	: Alçak Basınç Hattı Isı Eşanjör Giriş Sıcaklığı (°C)

$T_{l,o}$	: Alçak Basınç Hattı Isı Eşanjör Çıkış Sıcaklığı (°C)
V	: Hacim
v	: Hacimsel debi
W_k	: Kompresör gücü (kW)
YBK	: Yüksek Basınç Kompresörü



GİRİŞ

Soğutma Sistemleri yaşamımızın ilk anından itibaren öncelikli olarak sosyal yaşantımızda ihtiyaç olması sebebi ile, sonrasında yaşam kalitesini iyileştirme noktasında önemli bir parametre olduğundan, her zaman önem sıralamamızda ilk sıralarda yer almaktadır. Evimizde buzdolabının olmadığını, yazın aracınızda klimanın çalışmadığını düşünürsek, genel olarak değerli olan iklimlendirmenin alt sekmesi olan soğutma da yaşam kalitesi açısından oldukça önemli olduğu anlaşılır. Bir sınıflama yapmamız gerekirse, soğutma 1°C ile ortam sıcaklığı arasında olursa iklimlendirme amaçlı, 10°C ile -40 °C arasında muhafaza için ticari amaçlı ve çeşitli sıcaklıklarda endüstriyel amaçlı olarak kullanılmaktadır (Bulut, 2011). Bu bağlamda yaşamımızın her noktasında soğutma sistemleri ile karşılaşmaktayız. Bu sistemler, evimizde, işimizde, aracımızda, nakliye ve lojistik hizmetlerinde, depolama hizmetlerinde, elektrik ve elektronik ürünlerde kullanılmaktadır. Artık kullanıldıkça ısınan ve ısıdan dolayı zarar görebilmesi muhtemel tüm ürün ve ekipmanlar için soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Bu gerçek, kullandığımız her teknolojik ürün, makine veya elektronik cihazlar için bir soğutma uygulaması (Emin Arzutuğ vd., 2005) olduğunu rahatlıkla göstermektedir. Tüm soğutma sistemleri temel olarak aynı mekanik olguyu gerçekleştirmek için çalışır: Düşük sıcaklıklı bir kaynaktan enerjiyi alıp yüksek sıcaklıktaki kuyuya enerjiyi aktarmak. Bu mekanik olgunun gerçekleşebilmesi için bir enerji harcanması ve bir döngü içerisinde zamana bağlı olarak bu mekanizmanın çalıştırılması gerekmektedir. Döngüler içerisinde sistemlerin dışarıdan enerji beslemesi ve çekilen enerjinin dışarı atılması için taşınması gerekmektedir. Buhar sıkıştırılmalı bir soğutma çevriminde sisteme enerjiyi kompresör kazandırmakta, çekilen enerjinin dış ortama atılacağı hatta taşınması işini de soğutucu akışkan gerçekleştirmektedir. Bu akışkanlar düşük kaynama sıcaklıkları sebebi ile döngü içerisinde faz değiştirmeye zorlanması sonucunda, yoğunlaşması esnasında ısı atması, buharlaşması esnasında da ısı çekmesi prensibi ile çalışmaktadır. Burada sistem basıncı ve ilgili faz değişim kısımlarındaki sıcaklıklar çok önemli olmaktadır. Her akışkan için farklı basınç ve sıcaklık aralıkları, çalışma aralığı olarak belirlenmelidir. Çünkü tüm akışkanların faz değişim durumları aynı olmayacağı bilinmektedir. Bu açıdan bakıldığında bir sistem için hali hazırda kullanılan soğutucu akışkan yerine farklı bir soğutucu akışkan kullanılmak istendiğinde sistem üzerinde basıncı ifade eden “sıkıştırma oranı” çok önem kazanmaktadır. Soğutmanın temel unsuru olan soğutucu akışkanın yerine başka bir akışkan konulmak istendiğinde termal açıdan incelenmeli ve uygun olup olmadığı değerlendirilmeli; varsa sistemde yapılacak değişiklikler belirtilmelidir. Hali hazırda otomobil sektöründe kullanılan R134a gazının atmosferde bozunmadan uzun yıllarca kalabilmesinin

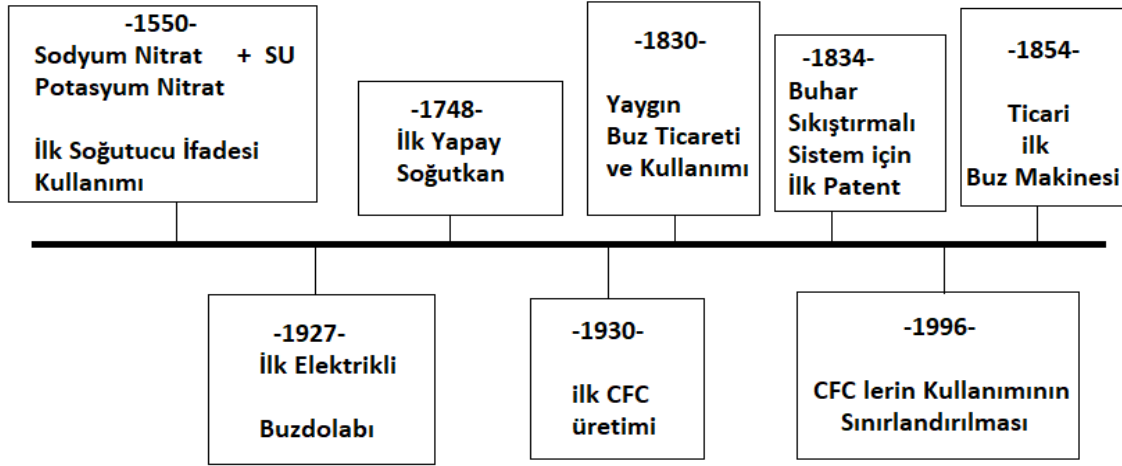
sonucunda oluşturacağı küresel ısınma etkisi sebebi ile kademeli olarak yasaklanması kararı alınmıştır. Tüm otomobil sistemleri için belirttiğimiz sebeplerden ötürü herhangi bir yapısal değişiklik meydana getirmeyecek şekilde alternatif bir soğutkan seçilmesi ve tüm araçların soğutucu gazlarının bu alternatif soğutkan ile değiştirilmesi gerekmektedir. Bu soğutkanın eski sistem ile tam uyumlu çalışması için küresel ısınmaya etkisinin olmaması, COP değerinin en az R134a kadar olması, yanıcı olmaması, zehirli olmaması v.s. gerekmektedir. Dunlop ve HoneyWell tarafından üretilen HFO-1234yf gazı için R134a gazı ile çalışan bir sistem üzerinde termal ve ekserjik analizler yapılarak uygunluk araştırılmıştır. Aynı zamanda soğutmanın araçlarda kompresör tahrikli olduğu göz önünde bulundurulduğuunda araç motoru stop edildiğinde dahi soğutmayı bir süre daha devam ettirecek bir ikincil devre uygulaması araştırılmıştır.

Soğutma Sistemlerinin Gelişimi

Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir enerjiyi alarak yüksek sıcaklığa aktaran bilimin adıdır (Reddy vd., 2012). Soğutmanın bir ihtiyaç olarak ilk defa gıdaların soğuk ortamda daha uzun süre saklanabilmesinin (Afshari vd., 2022) keşfi ile ortaya çıktığını söyleyebiliriz. İlk soğutma uygulaması, kış aylarında yağan kar ve oluşan buz içerisine gıda ürünlerinin saklanması ile gerçekleşmiştir. Bu uygulamanın ilk defa M.. 1000’li yıllarda in’de uygulandığı bilinmektedir. Bu aşamada karın yaz aylarında kullanabilmek için dış sıcak ortamdan etkilenmeyen kuyu, mağara gibi bölgelerde depolandığı bilinmektedir. Mısırlılar havanın açık olduğu gecelerde toprak kapları ürünleri soğutmak için kullanmışlardır. Aynı şekilde Romalılar büyük küplere su doldurup toprağa gömerek gündüz soğuk su ihtiyaı için kullanmışlardır (Bulut, 2011). Roma İmparatoru Neron, saman ile duvarları izole edilmiş odalarda sebze ve meyvelerin daha uzun süre saklanmasını sağlamıştır.

1755 yılında Dr. William Cullen, eterin açık ortamda buharlaşması ile elde edilen serinlik hissinden yola çıkarak vakum prensibi ile çalışan bir buz makinesi geliştirmiştir. Bu sayede modern mekanik soğutmanın öncüsü olmuştur. 1834’de Jakop Perkins, Londra’da eter ile çalışan pistonlu bir soğutma makinesinin patentini alarak 30 yıl boyunca bu makineleri üretmiştir. 1858 yılında Fransız Ferdinand Carre, absorbsiyon sistemini bulmuştur. 1886’da mühendis Windhausen, karbondioksit (CO₂) gazı ile çalışan soğutma sistemi tasarlayarak -80°C düşük sıcaklık elde etmiştir. Bu aşamadan sonra kişisel kullanım amacı ile buz endüstrisi gelişerek evlerde gıda maddelerinin muhafazası için buz kullanılmaya başlanmıştır. 1910 yılında J. M. Larsen şirketi tarafından ilk buzdolabı yapılmıştır. 1918 yılında Kelvinatr şirketi, ilk otomatik buzdolabını piyasaya sürmüş; fakat buzdolabı termostat kullanılmadığından çok verimli çalışmamıştır. 1930’da yapay soğutkan olan R-12 gazı üretilerek CFC soğutucuların

tarihi başlatılmıştır. 1935'te R-22 soğutucu akışkanı bulunarak HCFC kökenli akışkanlar geliştirilmeye başlanmıştır. 1989'da R-134a ve R-123 soğutucu akışkanları bulunarak HFC kökenli akışkanlar geliştirilmiştir. 1990'lı yılların başında R-22 ve R-502 yerine kullanılmak üzere farklı karışımlar elde edilerek alternatif soğutucu akışkan karışımları geliştirilmiştir (Ünlü, 2011).



Şekil 1. Soğutma sistemlerinin tarihsel gelişimi

Soğutma sanayii ilk olarak 19. yüzyılın ikinci yarısında ortaya çıkmıştır. İlk zamanlar amonyak, hava, su ve karbondioksit v.b. akışkanlar soğutucu olarak kullanılmıştır. İlerleyen süreçte yapay olarak elde edilen kloroflorokarbon (CFC) ve hidroklorofloro karbonlar (HCFC) bu akışkanların önemli bir kısmının yerini almıştır (Koyun vd., 2005).

Soğutma Sistemlerinin Çevresel Etkileri

Tüm dünya üzerinde hali hazırda kullanımda olan araç sayısının yaklaşık 2 milyar (İdeal Haber Merkezi, 2020) olduğu düşünüldüğünde kullanılan soğutucu akışkan miktarının büyüklüğü de anlaşılmış olur. Sadece araçlarda değil R134a kullanılan milyarlarca buzdolabı ve soğutma sistemi bulunmaktadır. Tüm bunların dolum, üretim, taşınma ve aktarılma esnasında atmosfere katılan soğutkanlar, formları bozulmadan yıllarca atmosferde birikmekte ve yıllar geçtikçe üst üste büyük bir tabaka meydana getirmektedir. Aynı zamanda eskiyen ve hareketli kullanılan soğutma sistemlerinden sızıntı yolu ile atmosfere önemli miktarda soğutucu akışkan karışmaktadır. Tüm bu sürecin çevresel olarak etkileri geri döndürülemez düzeyde olabilmektedir (Solmaz vd., 2012). Soğutma sistemleri, dünya genelinde kullanılan enerjinin yaklaşık % 9'unu tüketmektedir. Bu açıdan bakıldığında soğutma sistem emisyonlarının çevresel etkileri de önemli olmaktadır. Gelişen teknoloji ve çevresel duyarlılık ile çevresel etkiler araştırılmaya ve çözüm bulunmaya başlanmıştır (Söğüt M., Bulgurcu H., 2012). Sürdürülebilir çevre adına bir tehdit olarak görülen bu soğutkanların emisyonları yasal

düzenlemeler ile sınırlandırılarak kullanım koşulları belirlenmiştir. Soğutkanların çevresel etkileri bu yasal düzenlemeler için 2 ana başlıkta değerlendirilmektedir.

Küresel ısınma etkisi

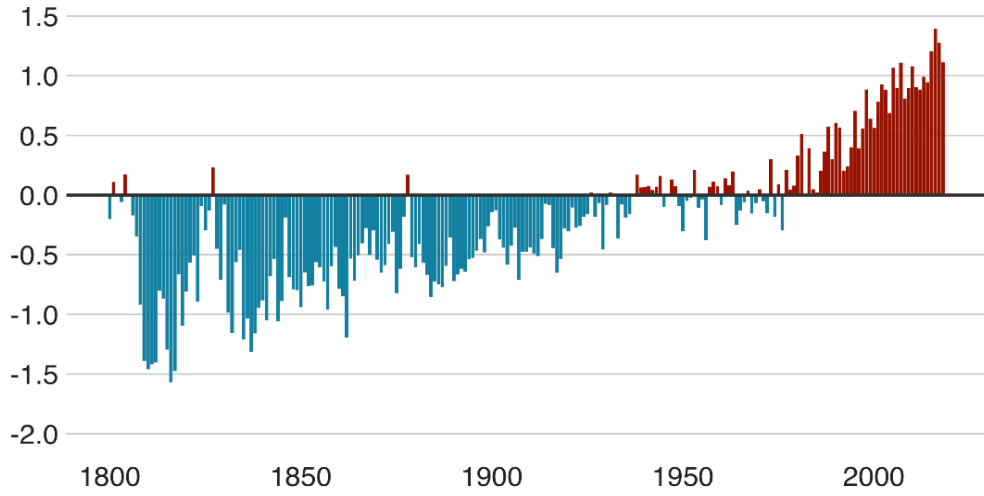
Teknolojinin gelişmesiyle elde edilen kazanım, diğer taraftan hayatını kolaylaştırmak için üretildiği insanlığı ve yaşadığı gezegeni yok etme noktasına gelmiştir. Bu durumun ciddileşmesiyle birlikte insanlık, ilk defa elde ettiği kazanımlardan ziyade gelecek neslin yaşam kalitesi ile ilgilenmeye başladı. Tüm bu ilginin küresel ısınma ve ozon tabakasının zarar görmesi başlıklarına odaklanması sebebi ile yaygın kullanımdaki teknolojiler için bir nevi “Yeşil Ruhsat” kaideleri belirlendi. En genel olarak milyar sayısı üzerinde kullanımda olan araçların bu değerlendirmede ilk bakılan yer olması en tahmin edilebilir durumdu. Bu araçların emisyon değerlerinin yanında büyük çoğunluğunda bulunan klima sistemlerindeki sızıntı ve dolum-boşaltı sırasında atmosfere yayılan soğutucu akışkanların oluşturduğu etki de azımsanmayacak derecede “Yeşil Ruhsat” sınırları dışında kalmaktadır. Atmosfere salınan R134a gazı 157 yıl hiç bozunmadan atmosferde yer edip küresel ısınmayı arttırıyordu. Bu sebeple küresel ısınma ve ozon etkisi için belirlenen standartlara göre yeni soğutucu akışkan arayışları ve ticari kaygılar oluşmaya başladı. Oluşan bu yeni ticari pazar ve akışkanların hali hazırda kullanımda olan araçlara çok az değişiklikler ile kullanılabilir olması hedeflenmektedir.

Günümüzde insanlığın karşı karşıya olduğu en önemli sorunlardan biri artan sera etkisi ve küresel ısınmadır. Küresel ısınmaya katkı yapan kloroflorokarbon, hidrokloroflorokarbon ve hidroflorokarbon (HFC) olarak adlandırılmış yapay soğutucu akışkanlardır (Direk & Kelesoglu, 2019).

. Küresel ısınma bir diğer ifade ile sera etkisi adı verilen çevresel etki, 1896 yılında İsveç’li kimyacı Suante Arrhenius tarafından belirtilmiştir. Temel olarak bu etki, güneşten dünyaya gelen ve atmosferden geçen kısa dalgalı radyasyonun dünyamız tarafından emilmesi ve yansıyan uzun dalga radyasyonun, atmosferde biriken azotdioksit, metan ve soğutucu akışkanlar v.b. gazların oluşturduğu katmandan sonucunda atmosfer içinde hapsolan enerjinin küresel çapta ısınmaya sebep olması olgusuna dayanmaktadır. Süregelen zamanda atmosferde yaşam süreleri uzun olan bu gazlar vesilesi ile artan sera etkisi gitgide çoğalmakta ve kutuplarda buzulların erimesi ve kara parçalarının sular altında kalmasına yol açabilecek tehlikeler oluşturmaktadır (Çomaklı vd., 2006).

Şekil 2’de gösterildiği gibi University of California Berkeley’de yapılan araştırmaya göre dünya kara sıcaklığının genel sıcaklık ortalamasına göre farkı her yıl giderek artmaktadır.

Bu sebep ile buzulların erimesi ve iklim değışikliğı gibi olumsuz sonuçlar önlem alınmadığı sürece giderek artmaktadır.



Şekil 2. Dünya kara sıcaklığının, yıl ortalamasına göre değışimi

Ozon etkisi

Sadece küresel ısınma etkisi değil bunun yanında ozon tabakasına olan zararları da bu akışkanlar üzerinde tüm dünyada bir çalışma ihtiyacı ortaya çıkardı. Son yıllarda, Birleşmiş Milletler Çevre Programı'nın büyük çabaları ile 170'den fazla ülke sera gazı emisyonlarını sınırlamak için Montreal Protokolü değışikliğini imzaladı. Bu nedenle, yüksek küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip hidroflorokarbonlar (HFC'ler), çevre dostu soğutkanlar ile değıştirilecek hedef bileşikler haline getirilmiştir (Zhai vd., 2019). Ozon tabakasının zarar görmesi sonucunda insan sağlığı üzerinde ciddi etkiler ortaya çıkmaktadır. Bu etkiler azımsanmayacak düzeydedir. Ozon tabakasının incelmesi sonucunda artan zararlı ışınlar, özellikle cilt kanseri, katarakt ve bağışıklık sisteminde zayıflamaya sebebiyet vermektedir (Koyun vd., 2005) (He vd., 2022). Son yıllarda ozon tabakasının incelmesini azaltmak için hidro florokarbon (HFC) soğutucular yaygın olarak kullanılmaktadır (Golzarı vd., 2017) (Udo Vd. 2022). Flor atomu içermeyen bu soğutucular ozon tabakasının zarar görmesine sebebiyet vermeden kullanılabilir. Bununla birlikte, ozon tabakasının incelmesi ve küresel ısınmayla ilgili dünya çapındaki endişeler, geleneksel soğutucu akışkanların yerine geçecek yeni soğutucu akışkanların sayısını ve bu akışkanların ticari tanıtımlarını hızlandırdı ve önemini artırdı (Baskaran, A., Koshy, P., Dean, 2013).

Tüm bu kademeli değışiklikler içerisinde alternatif akışkanlar için çeşitli önermeler yapılmaktadır. R1234yf, muhtemelen R134a'nın çevre dostu bir ikame maddesi olarak önerilen ilk Hydro Fluoro Olefine (HFO) molekülüdür (Longo vd., 2019). R134a soğutkanı için önerilen HFO-1234yf bu çalışmamızda kullandığımız alternatif soğutkandır. Bir soğutucunun alternatif

soğutucu olabilmesi için termal özelliklerinin yerine kullanılacağı soğutkan akışkana benzer, yakın veya ondan daha iyi olması gerekmektedir.

Soğutkanlar ile ilgili yasal düzenlemeler

Soğutucu akışkanların çevresel etkileri üzerine ilk yasal düzenleme, UNEP (Birleşmiş Milletler Çevre Programı) tavsiyesi ile 1985 yılında hazırlanan Viyana Sözleşmesi'dir. Bu sözleşmenin ardından 1987 yılında 43 ülkenin imzaladığı ve kabul ettiği Montreal Sözleşmesi hazırlanarak uygulanmaya başlanmıştır. Bu protokol ile ozon tabakasına zarar veren akışkanlar, 2000 yılına kadar kademeli olarak kullanımdan kaldırılmıştır. 1997 yılında 161 ülkenin katılımı ile düzenlenen Kyoto Protokolü ile de Sera Gazı emisyonlarının sınırlandırılması ve kademeli olarak kullanımdan kaldırılması kararlaştırılmıştır (Çomaklı vd., 2006). Bu protokole o yıl katılım göstermeyen ülkeler ise ilerleyen süreçlerde dahil olarak çevresel etkileri azaltmak adına adım atmış ve ülkelerinde yasal düzenlemeler gerçekleştirmişlerdir.

Kyoto protokolü

Kloroflorokarbonların (CFC'ler) ve hidro kloroflorokarbonların neden olduğu Ozon İnceltme Potansiyeli (ODP) değeri, hidro florokarbon soğutucu akışkanların çoğunda ihmal edilebilir düzeydeydi. Ancak yüksek Küresel Isınma Potansiyeline (GWP) sahip olduğu için 1997'de Kyoto Protokolü tarafından kullanımı kademeli olarak yasaklandı (Golzari vd., 2017). Bu yasakla alternatif soğutkanlar üzerindeki çalışmalar da hızlanmış oldu. En çok üzerinde çalışma yapılan soğutucu akışkan, R134a olarak karşımıza çıkmaktadır. R134a, küçük ve orta kapasite ve orta ve yüksek sıcaklıkta soğutma dahil olmak üzere bir çok farklı tipte soğutma sistemleri ve iklimlendirmede (hem ev hem de ticari) kullanılan son derece yaygın bir soğutucudur (Pabon vd., 2019). R134a'nın ve kademeli olarak yasaklanan diğer HFC'lerin GWD değerinin yüksek olması, sera etkisine katkıda bulundukları anlamına gelir.

F-Gaz protokolü

İklim değişikliğiyle ilgili endişeler nedeniyle yüksek GWP'li sıvıların kullanımı ile ilgili 2014 yılında 517 sayılı Avrupa Direktifi F-Gas Yönetmeliği'nde, GWP için, konut ısıtma sistemleri için 750'den az ve otomotiv klima sistemleri için 150'den az olma şartı getirilmiştir (Garcia Pabon vd., 2019).

Türkiye'deki yasal düzenlemeler

Ülkemizde ilk olarak taraf olduğu 19 Aralık 1991 tarihli "Ozon Tabakasını İncelten Maddeler'e Dair Viyana sözleşmesi ve Montreal Protokolü'nden hareketle birçok komisyon kurularak çevresel etkiler ve çıkarılacak yönetmelikler üzerine çalışmalar hazırlanmıştır.

Montreal Protokolü gereği, ozon tabakasını incelten klorlu maddeler yerini ozon tabakasını inceltme potansiyeli olmayan fakat küresel ısınma etki potansiyeli yüksek florlu sera gazlarına (F-Gazlar) bıraktı. Ülkemizde AB SEI (Entegrasyon Sürecini Destekleme) Proje süreçleri kapsamında 517/2014 - Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik hazırlanmıştır. Akabinden “Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin İthalatı ve Kullanımı Genelgesi” yayımlanmıştır. Ozon Tabakasını İncelten Maddelere İlişkin Yönetmelik ise 7 Nisan 2017 tarihinde revize edilerek Resmi Gazete’de yayınlanıp yürürlüğe girmiştir. Bu yönetmelik ise 16/9/2009 tarihli ve 1005/2009 (AT) sayılı Ozon Tabakasını İncelten Maddelere İlişkin Avrupa Parlamentosu ve Konsey Tüzüğü dikkate alınarak Avrupa Birliği mevzuatına uyum çerçevesinde hazırlanmıştır (“Başbakanlık Mevzuatı Geliştirme ve Yayın Genel Müdürlüğü”, 2017). Bu genelge, ozon tabakasını incelten gazların imalatını, ithalatını ve dağıtımını belirlemekle beraber, bu gazları içeren diğer tüm ürünlerin de servis, imalat, ithalat ve dağıtımına sınırlandırmalar ve yasaklar getirmektedir. Bu sebeple bu gazlar ile çalışan firmaların Bakanlığın Çevre Bilgi Sistemine kayıtlı olmaları istenmektedir.

F-Gaz Yönetmeliği revize edilerek Çevre ve Şehircilik Bakanlığı tarafından 4 Ocak 2018 tarihinde Resmi Gazete’de yayımlanmış ve yürürlüğe girmiştir. 19 maddeden oluşan bu yeni yönetmelik F-Gaz AB Yönetmeliği’ni içerecek şekilde yeni düzenlemeler ortaya koymuş, florlu gazların kullanımı ve sera gazı salınımını azaltacak şekilde eğlence ürünlerinden yangın tüplerine kadar bir çok alanda kullanım sınırlandırması getirmiştir (Gazete, 2020). Bu sayede sera gazlarının sınırlandırılması ile ilgili taraf olduğumuz Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çevre Sözleşmesi’ne yönelik Kyoto Protokolü’nde istenen florlu sera gazları ile florlu sera gazı içeren ürünlerin kullanım, dağıtım, imalat ve ithalatına yönelik esaslar ülkemizde belirtilmiş oldu. Florlu gazların yapılan düzenleme ile etiketlenmesi, sızıntı kontrolü, elektronik kayıt ve takibi, raporlanması, piyasaya arz ve kullanım yasaklamaları belirlenmiştir. Florlu gazların kullanımı aşamasında kullanıcılara eğitim verilerek belgelendirme yapılmış, 3 kg üzeri tüm florlu gaz uygulamaları için müdahale yetkisi tanımlanmıştır. Bu kapsamda elektronik kayda tabi tutulmayan tüm sera gazı bileşenleri ve ihtiva eden maddeler için yasaklar getirilmiştir. Belirlenen yönetmelik ile yapılması gereken sızıntı kontrolleri aşağıdaki tabloda belirtildiği gibidir.

Tablo 1. Türkiye’de F-Gaz Kontrol Uygulama Tablosu

Florlu Sera Gazı Miktarı	Kontrol Periyodu
3 kg- 30 kg	12 Ay – Sızdırmazlık
13 kg – 300 kg	6 Ay – Sızdırmazlık
300 kg ve üzeri	3 Ay – Sızdırmazlık
0-6 kg (Hermetik olarak Sızdırmazlığı sağlanmış Sera gazı)	Kontrol yok
300 kg üstü sistemde kullanılan Florlu Sera Gazı	Sızdırma tespit Sistemi
1 metrik ton üstü raporlama	12 Ay - Raporlama

Tablo 1’de belirtildiği üzere halihazırda kullanılan 300 kg üstü iklimlendirme, ısı pompası, sabit yangından koruma sistemleri ve yangın söndürücüler üzerine devamlı ölçüm yapan bir sızıntı tespit cihazı monte edilmesi gerekmektedir. Bu monte edilen cihaz ise 12 ayda bir kontrol edilerek ölçüm doğruluğu kontrol edilmelidir. 1 metrik ton üzeri florlu sera gazı üreticisi, ithalat ve ihracatçısı, dağıtıcılar, ıslah ve berteraf işlerini yürüten tüm gerçek ve tüzel kişilerin 12 ayda bir raporlama yapma mecburiyetleri bulunmaktadır. Aynı zamanda kullanılmayan cihazlardan florlu gaz geri dönüşümü yapanların bu işlem için ayrıca belge almaları ve sisteme kaydolmaları gerekmektedir.

Yasal Düzenlemenin mobil araçlar üzerindeki etkisi

Bu yasal düzenlemeler dünya üzerinde kullanılan hafif ve orta ölçekli tüm araçları doğrudan ilgilendiren bir etki oluşturmuştur. Araçların satış hızı ve dolaşımdaki araçların büyüklüğü düşünüldüğünde bu değişiklik ekonomik açıdan büyük bir değer olarak karşımıza çıkmaktadır. Üretilecek yeni araçların ve eski araçların büyük çoğunluğunun artık klimalı olduğu ve klima gazı ihtiva ettiği kolaylıkla söylenebilir. Tüm sistemlerdeki gazların dönüştürülmesi, hem servis hem üretim aşamasında büyük bir ekonomik değer olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu aşamada üreticiler kendi soğutucu akışkanlarının daha iyi ya da daha güvenli olduğu gibi birçok tez ve araştırma ileri sürerek ekonomide yer almak istemektedirler. Bu büyük değişim için birçok üretici ve geliştirici firma bünyesinde Ar&Ge çalışmaları başlatılmış, yayınlar ve sunumlar yapılarak hangi gazın alternatif olarak kullanılacağı konusunda kamuoyu oluşturulmaya çalışılmıştır. Nitekim alternatif soğutkanlardan bazıları güvenlik problemi ile gerekçesiyle bu araştırmalar dışında bırakılmıştır. Daha pahalı seçenekler, üretici fiyatlarını arttırdığı gibi yeni kullanıcıların da ekonomik olarak etkilenmesine sebebiyet verecektir. Güncel piyasa satış değerlerine baktığımızda en pahalı soğutucu akışkan olan HFO-1234yf, en güvenli seçenek olarak da belirtilmiştir. Her ne kadar R152a yanıcı özelliğinden dolayı güvenli bulunmamış ve yanıcılık sınıfında R-1234yf akışkanı ile başta aynı yanıcılık sınıfında yer almakta ise de sonradan ilk kademe yanıcılık sınıflandırılması ikiye ayrılarak 2 akışkan

arasındaki yanıcılık farkı sınıflandırmada gösterilmiştir. Yine de R-152a akışkanı yasal olarak belirlenen yanıcılık sınıfı içerisinde yer almaktadır.

Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma çevrimleri ve Soğutma Uygulamaları

Soğutma uygulamaları yerelden endüstriyel uygulamalara kadar geniş bir yelpazede kullanılmaktadır. Özellikle gıda ve sağlık alanında zorunlu bir sistemdir. Genel olarak sıralamak gerekirse soğutma, endüstriyel tesislerin soğutulması, ürünlerin düşük sıcaklıklarda şoklanarak muhafaza edilmesi, derin dondurma yapılması, soğuk depolama uygulaması, ürün üretim proseslerindeki ihtiyacın giderilmesi, krojenik proseslerde, hava ayırıştırma proseslerinde ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır (İlhan Tekin & Yalçın, 2011). Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi ise en yaygın kullanılan sistemdir (Seyitoğlu & Kiliçarslan, 2015). Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde kompresörde yüksek basınçla sıkıştırılan soğutucu akışkan, kızgın buhar halinde kondensere ulaşır. Burada yoğuşma esnasında çevreye ısı verir ki bu sistemden atılan ısıdır (Q_H). Kondenserden sonra soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınçla düşerek ıslak buhar halinde evaporatöre girer. Evaporatörü çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek onu soğutur ve evaporatör çıkışında doymuş buhar halinde kompresör tarafından tekrar sisteme basılır. Böylece çevrim sürekli olarak tekrarlanır (Bulut, 2011).

Endüstriyel Sistemler

Endüstriyel sistemler, taze ve dondurulmuş gıdaların depolanması ve lojistiği için kullanılmaktadır (Söğüt M., Bulgurcu H., 2012). Bunun dışında büyük kapasiteli iklimlendirme sistemleri de endüstriyel sistemler grubunda yer almaktadır. -42 °C'ye kadar soğutma performansı gösteren endüstriyel soğutma uygulamalarında başta genel olarak R12 ve R22 gazları kullanılırken daha sonra çevresel etkiler sonucunda bu gazların kullanımı ve hatta satılması yasaklanmış, alternatif soğutkan olarak endüstriyel sistemlerde R134a, R404a, R717, R744 ve R507c gibi akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır.



Şekil 3. Endüstriyel soğutma sistemi (Emragroup, 2021)

Mobil Araçlar’da Soğutma Sistemleri

Araçlarda soğutma sistemi standart kullanım klima ya da buzdolabı mantığından farklı dinamikler ile çalışmaktadır. Otomobil klima sistemlerinin en belirgin farklılığı kompresör sisteminin araç motor mekanizması ile krank biyelden tahrikle bağlı olmasıdır. Aracınızın devir saati klima açık olduğunda aynı anda kompresörün de dönüş hızını bir nevi göstermektedir. Araç düşük devirde çalıştığında düşük hızlarda, yüksek devirde yüksek hızlarda çalışan bir kompresör sistemi bulunmaktadır. Sürüş esnasında vites değişikliklerinin sıklığı aynı zamanda kompresördeki devrin değişim sıklığını da göstermektedir. İdeal ve konforlu bir soğutma sistemi için devire bağlı çalışan bu sistemin kararlı bir şekilde soğutma yapabiliyor olması gerekmektedir. Aracın sürüş dinamiklerinin değişimi soğutma sistemini etkilemekle beraber iyi çalışmayan bir sistem de kompresör üzerinden aracın yakıt tüketimini etkilemektedir.

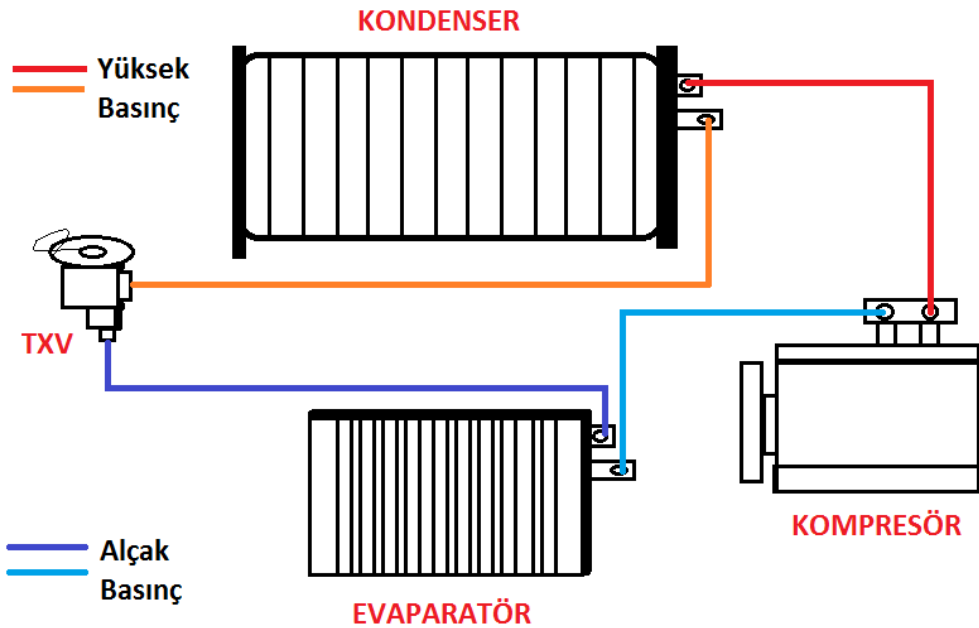
Araçlarda 4 ana bileşen soğutma sistemini oluşturmaktadır. Kompresör, Kondenser, TXV ve Evaporatör. Bu sistem genel olarak bu bileşenler ile tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi olarak adlandırılmaktadır. Daha büyük soğutma ihtiyacı olan araçlar için iki kademeli buhar sıkıştırırmalı ve sulu kondenserli gibi sistemler uygulanabilmektedir.



Şekil 4. Araç klima sistem yerleşimi (Milliyet, 2016)

Otomobillerde soğutma sistemi

Otomobillerde soğutma sistemi içten yanmalı motora bağlı V kayışının buhar sıkıştırıcı soğutma sisteminin kompresörünü tahriki ile çalışmaktadır. En ön kısımda motor soğutma suyunun devirdaim edip ısını attığı radyatör ile birlikte soğutucu akışkanın yoğurturucusu bulunmaktadır. Ön konsol içinde ise evaporatör ve evaporatör fanı bulunmaktadır. İhtiyaca göre iç havayı ihtiyaca göre dış havayı iklimlendirme kabiliyetine sahiptir. Otomobil klima sistemlerinde tek kademeli buhar sıkıştırıcı soğutma sistemi kullanılmaktadır.



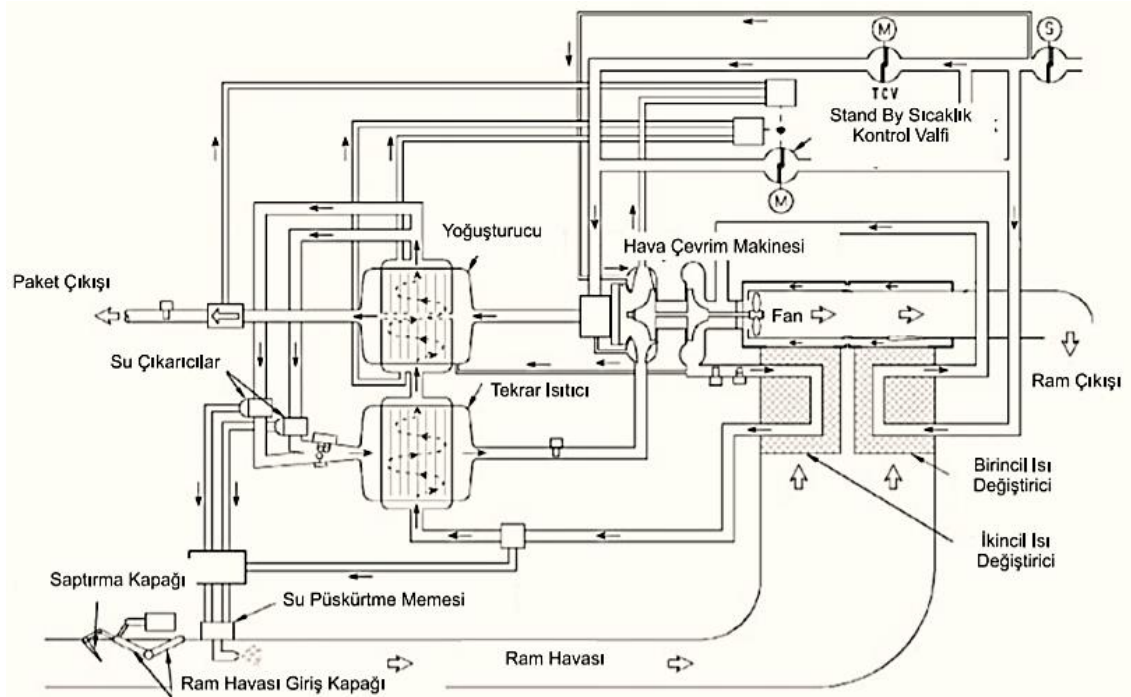
Şekil 5. Buhar sıkıştırıcı soğutma sistem şeması

Askeri araçlarda soğutma sistemi

Askeri araçlar için hava ve yağ soğutmalı sistemler genellikle kullanılırken özellikle radar gibi taşınabilir, yüksek güçlerle çalışan sistemler için sulu soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri (LRCS) kullanılmaktadır. Askeri araçlar (ZPT, Tank, Taktik Araçlar v.b). Büyük güçlere ihtiyaç duyan, muharebe ya da intikal sırasında hem hacimsel hem de kütsel olarak büyük yükler taşınması gereken sistemlerdir. Personel ya da teçhizat aktarımı ya da muharebe esansında ihtiyaç duyduğu yüksek güçleri üretmek için kullanılan motorlar ve bu motorların ihtiyacı olan aynı oranda güçlü soğutma sistemlerine ihtiyaç duymaktadırlar. Motor için genellikle yağ bazlı pistonlu soğutma sistemler kullanılmaktadır. Yüksek güç istenen durumlarda, kompresör sonrası doldurma havasının motor silindirlerine gönderilmeden önce soğutulması gerekmektedir. Bu durum motorun yüksek sıcaklıklara ulaşmadan yüksek verimli çalışması için gerekmektedir.

Hava araçlarında soğutma sistemi

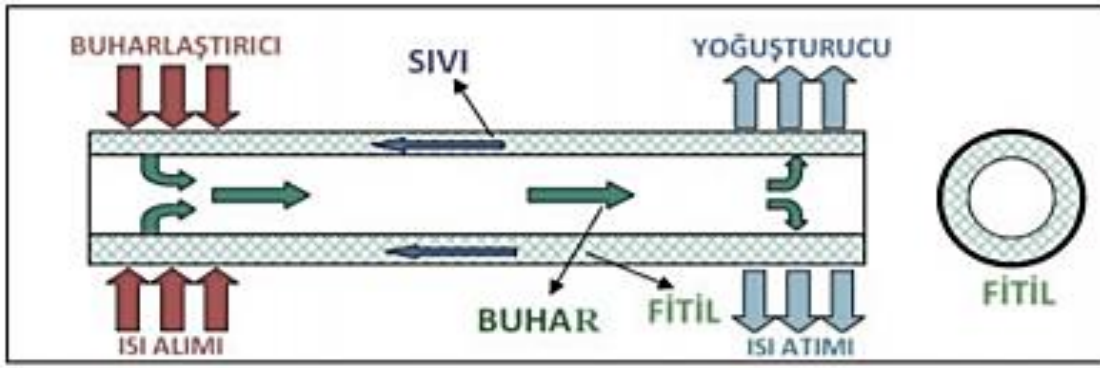
Hava araçları yerden mertlerce yüksekte olmanın vermiş olduğu avantaj ile soğutma sistemleri dizayn edilmiştir. RAM denilen yüksek irtifadaki dış ortamda bulunan soğuk havanın sistem içerisinde döndürülmesi ile belli bir soğutma etkisi gerçekleşmektedir. RAM kanalları ile ısı değiştiricilerine taşınan soğuk hava soğutma ihtiyacı için kullanılmaktadır. Özellikle büyük yolcu uçaklarında HEPA filtreli havalandırma ve basınçlandırma sistemlerinin tamamı iklimlendirme ünitesi ile beraber çalışmaktadır. Soğutma sistem şeması aşağıda gösterildiği gibidir.



Şekil 6. İklimlendirme sistem şeması (Arslan vd., 2010)

Uzay araçlarında soğutma sistemi

Uzay araçları düzensiz ışınlım ve atmosferin olmadığı ortamlar düşünüldüğünde kabin içi konfor açısından önemli olmaktadır. Soğutma teknolojileri açısından uzay sitemlerinde kullanılan en ergonomik tasarım, pasif soğutucu ısı boru sistemidir. Bu sistem, iç içe geçirilmiş iki borudan oluşan ve iç boruda gaz fazında dış boruda sıvı fazında devir daim yapan bir su sistemidir. Pasif bir şekilde çalışmaktadır. Uzay araçlarında kullanılmasının gerekçesi ise bu sistemde borunun bir yüzeyinin ısı kaynağı ile ısıtılma ihtiyacıdır. Güneşin uzay aracı üzerindeki ısıtıcı etkisi ile bir yüzeyinden enerjiyi alan boru sistemi içindeki sıvı fazın buharlaşarak borunun diğer yüzeyinden enerji çekmek suretiyle soğutma gerçekleştirmektedir. Bu sistemler kullanım yerlerine göre su, nitrojen, amonyak, R134a, metanol, etanol, civa ve potasyum v.b. gibi akışkanlar ile çalışabilmektedirler.

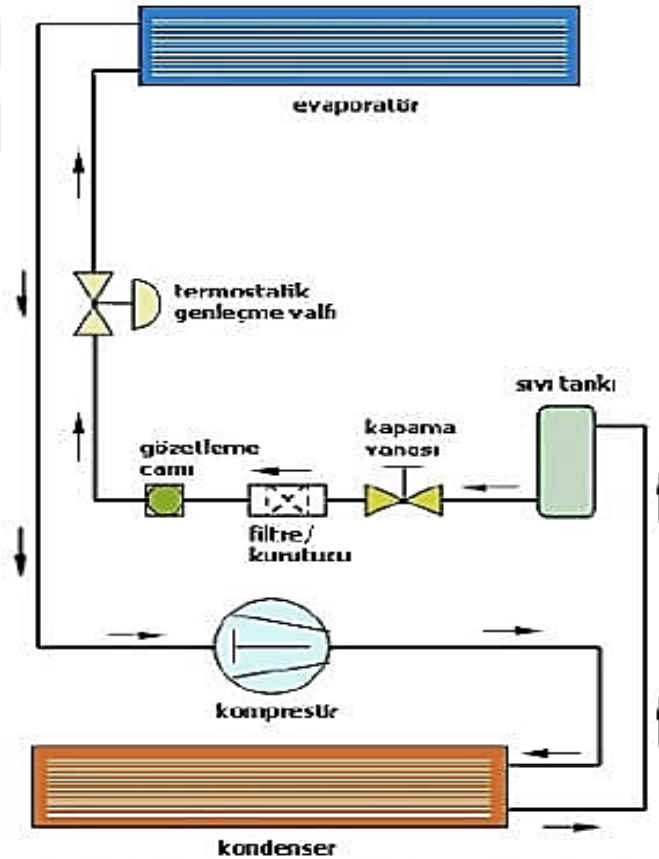


Şekil 7. Isı borusu çalışma şeması

Frigolu araçlarda soğutma sistemi

Frigorifik araçlar özellikle soğuk zincir içinde taşınması gereken ürünler için dizayn edilip geliştirilmişlerdir. Soğuk zincire tabi en yaygın kullanım ise gıda ve ilaç sektöründedir. Bu tip araçlar kasa ya da bagaj kısmı soğuk hava deposu gibi yalıtılarak özel olarak üretilmektedir. Halihazırda kullanımda olan bir aracın kasasını ya da kasasının bir kısmını ya da tamamını ısı transferini dış ortam ile azaltacak şekilde yalıtım malzemeleri dolgulu genellikle sandviç paneller ile kaplı bir alan oluşturulmaktadır. Oluşturulan kapalı sistem buhar sıkıştırılmalı bir soğutma çevrimi ile soğutulmaktadır. Soğutmada kullanılan ekipmanlar aracın kullanım amacına göre, taşınacak malzemenin cinsi, süresi, miktarı ve taşıma sıcaklığı gibi parametreler ile belirlenmektedir. 60 m³ hacme kadar frigorifik araçlar üretilmektedir (Tesisat.org, 2016). Frigorifik taşıma sistemleri, “ISO 22000: 2005 Gıda Güvenliği Yönetim Sistemi isimli” standardı ile belirlenmiş şartlarda üretilmekte ve işletilmektedir. Buna ek olarak “Bozulabilir gıda maddelerinin uluslararası taşımacılığı ve taşımalarda özel araçlar kullanımı anlaşması (ATP) “ ile uluslararası frigorifik araç kullanım standartları belirlenmiştir (Soytürk, 2016).

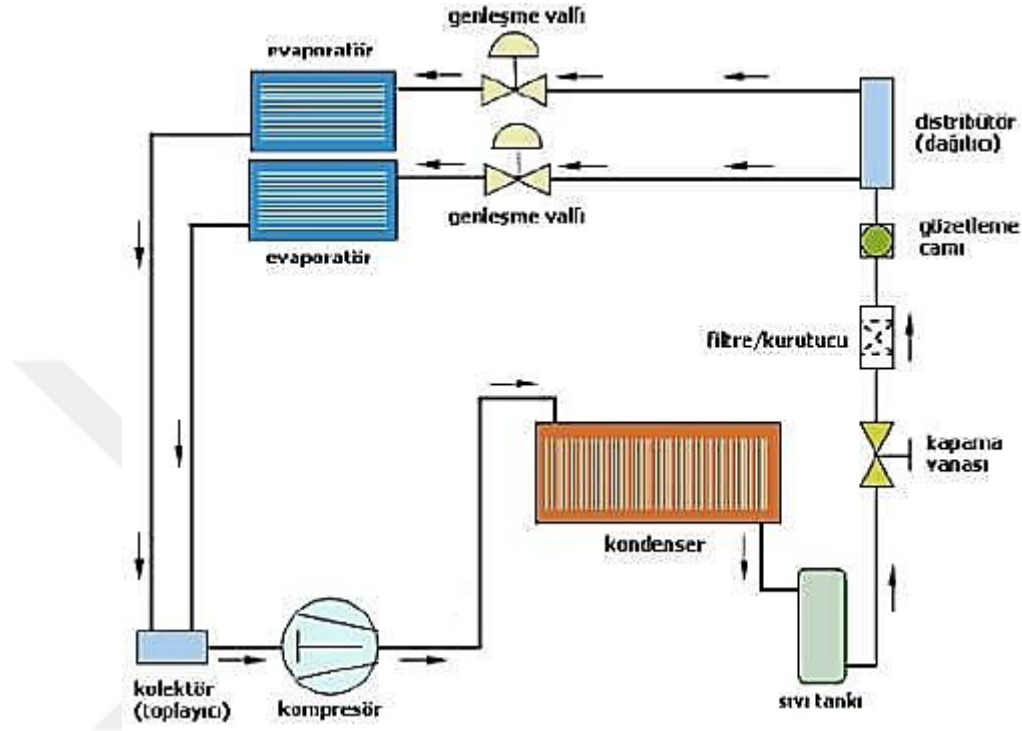
Frigorifik uygulamalarında 1-5 m³ hacim içerisindeki araçlar (minibus v.b.) için soğutma sistemleri motordan tahrikli olarak çalıştırılmaktadır. Soğutma kompresörü hareketini aracın motoruna bağlı V kayışından almaktadır. Bu uygulama standart araç uygulamaları ile aynıdır. Minibüs tipi frigorifik uygulamalarda elektrik tahrikli sistemlerde ek olarak kullanılmaktadır. Özellikle park halinde araç kasasının ısısını muhafaza etmek ya da ön soğutma işlemini gerçekleştirmek için kompresör 380 V Alternatif Akım ile çalışan bir Elektrik motoru ile tahrik edilebilmektedir. Bu tarz minibüs ölçüsündeki araçlar yaygın olarak şehir içi soğuk zincir gıda, ilaç ve kimyasal taşınmasında kullanılmaktadır (Tesisat.org, 2016). Soğutma yükünün fazla olması, yükleme ve dağıtım sırasında soğutma bölmesinin devamlı ısı kaybetmesi, aracın devamlı yüksek devirde hareket halinde olmaması gibi dezavantajlı durumundan dolayı dinamik bir soğutma sürecinin yönetilmesi gerektiği aşikârdır. Bu açıdan kullanılan komponentlerin yüksek yük altında da dayanıklı ve uygun olması gerekmektedir. Frigorifik minibüs sistemlerinde genelde TXV kullanılmakta, evap ve kondenser için ayrı ayrı cebri havalandırma kullanılmaktadır.



Şekil 8. Minibüs Tipi frigorifik araçların soğutma devresi (Tesisat.org, 2016)

Minibüs tipi Buhar sıkıştırırmalı tek kademeli bir çevrim şeması Şekil 8’de gösterildiği gibidir. Sistem üzerinde sıvı tankı, kapama vanası, filtre ve gözetleme camı bulunmaktadır. Standart tek kademeli buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevrimidir.

Medikal ürünler ve ilaç grubu için daha yüksek hassasiyete sahip ya da farklı sıcaklıkları aynı anda sağlayabilecek buhar sıkıştırma sistemleri tasarlanmakta ve kullanılabilir. Farklı soğutma aralıkları için özel olarak tasarlanmış Çift evaporatörlü buhar sıkıştırma frigorifik araç tasarımı Şekil 9’da görüldüğü gibidir. Sistem üzerinde 2 evaporatör, bir adet dağıtıcı ve toplayıcı bulunmaktadır.

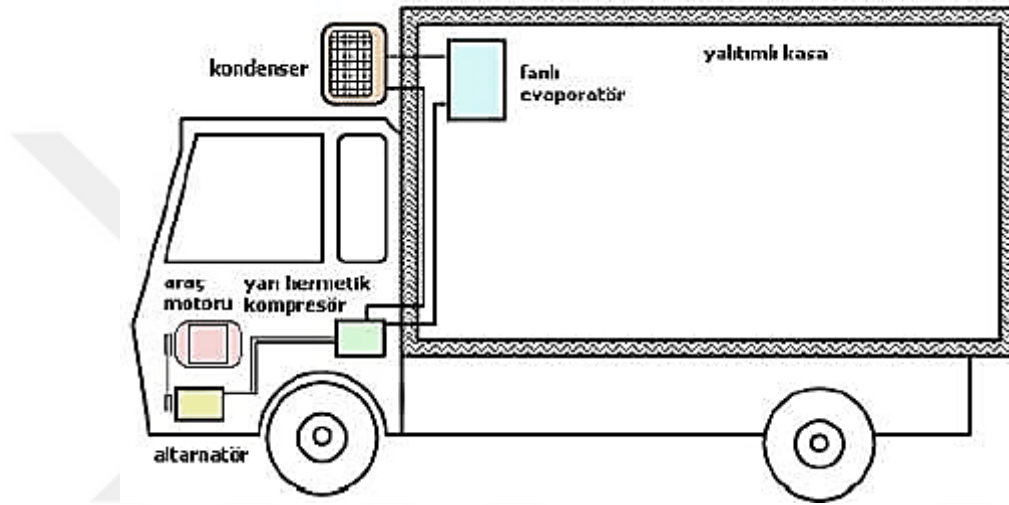


Şekil 9. Çift Evaporatörlü frigorifik kamyonet soğutma devresi (Tesisat.org, 2016)

Kamyonet tipi frigorifik araçlar ise 40-60 m³ hacme kadar soğutma ihtiyacı için tasarlanmaktadır. Bu tip araçlarda Şekil 9’da gösterildiği gibi medikal sistemlerde kullanılan hava kanallı çift evaporatörlü tek kompresörlü bir buhar sıkıştırma soğutma sistemi kullanılmaktadır. Bu araçlarda yalıtım daha önemli olmakla birlikte, kullanılan yalıtım malzemeleri de buna uygun olarak iyileştirilmekte, sızıntılar asgari düzeyde tutulmaktadır. İki evaporatörlü sistem tıpkı medikal ürün taşınırken istenen 2 farklı soğutma sıcaklığı gibi iki ayrı ortamın soğutmasını sağlayabilmektedir. Burada evaporatörün büyüklüğü, fan hızları soğutma için önemli bir parametre olduğu gibi asıl soğutmayı belirleyen komponent Termostatik genleşme valfidir. Farklı ayarlar ile farklı derecelerde ve karakterde soğutma sağlanabilmektedir. Birim hacim başına istenen sıcaklık buradan ayarlanabilmektedir. İstenildiği zaman evaporatör giriş ve çıkışları kapatılarak tek bölme için soğutma da yapılabilir. Manuel olarak kontrol edilebileceği gibi , solenoid valf yardımı ile de bu kontrol sağlanabilir (Tesisat.org, 2016).

Şehirlerarası ya da daha uzun süreli taşımacılık durumunda, yüksek kapasite soğutma için Alternatör Tahrikli Frigorifik Kamyon sistemleri kullanılmaktadır. Bu tip sistemler yüksek

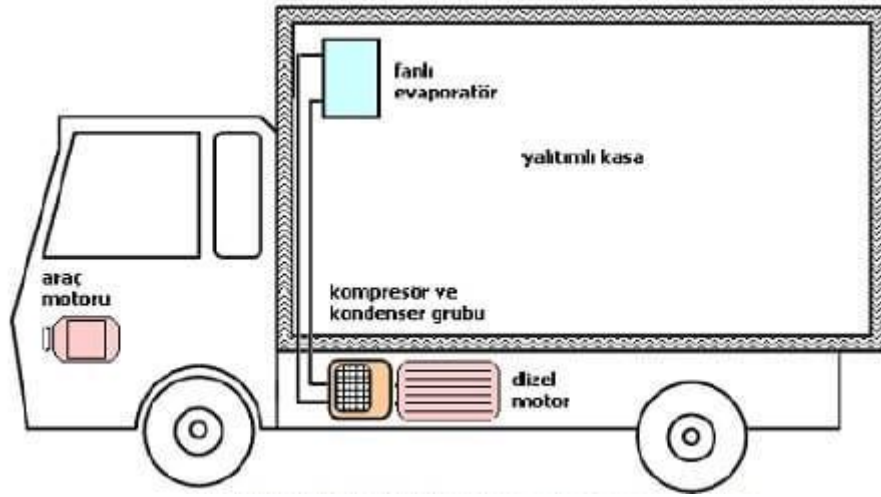
hacimli ve yüksek kapasiteli sistemler olduğundan kararlı ve devamlı çalışması gerekmektedir. Bu tarz frigorifik kamyon araçlarda yarı hermetik kompresör, dizel motorunun tahriki ile elektrik üreten bir alternatörden enerjisini sağlamaktadır. Bu sisteme ile araç park halindeyken direk şehir şebekesi yardımı ile araç soğutmasına devam edebilmektedir. Bu aşamada enerjiye kolay ulaşım rahatlığı ile birlikte, yükleme öncesi ve sırası ön soğutma yapılabilme imkânı bulunmaktadır. Büyük hacimli ve yüksek kapasiteli araçlarda, yükün hangi sıcaklıkta tutulacağı, dondurulması ya da soğutulması durumu, ambalaj cinsi ve miktarına göre özel olarak üretilip montajı yapılır. Tüm bu bilgilere göre bir soğuk hava deposu tasarımı gibi yalıtım ve soğutma yükü hesabı yapılarak özel olarak üretimi yapılır.



Şekil 10. Alternatör tahrikli frigorifik kamyon montajı (Tesisat.org, 2016)

Şekil 10’da araç kendi motoru ile tahriklenmiş bir alternatör yardımı ile çalıştırılan yarı hermetik kompresörlü buhar sıkıştırılmalı bir soğutma sistemi gösterilmektedir. Şekil 11’de ise Araç motoru dışında farklı bir dizel motoru ile tahriklenmiş bir alternatörden üretilen elektrik ile çalıştırılan kompresörlü buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi gösterilmektedir.

Yüksek kapasiteli frigorifik araç tasarımında sürekli yük altında ve yüksek soğutma yükünde çalışılacağı için tüm ekipmanların buna uygun dayanımda olması gerekmektedir. Bu ağır çalışma durumundan dolayı bakımlarının sıklıkla yapılması gerekmektedir. Frigorifik araçlar soğuk zincirin en önemli ekipmanları olması sebebi ile denetimli ve doğru çalıştırıldığından emin olunmalıdır.



Şekil 11. Dizel motor tahrikli frigorifik soğutma montajı (Tesisat.org, 2016)

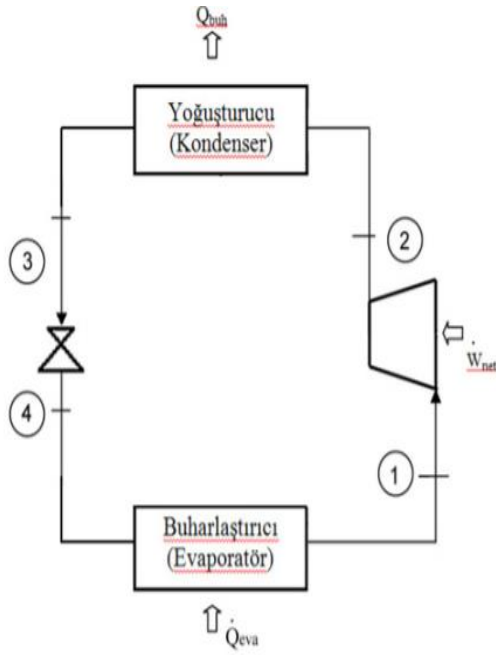
Deniz araçlarında soğutma sistemi

Deniz üzerinde seyir eden araçlar için soğutma sistemleri büyük önem arz etmektedir. Gerek karadan günlerce bağlantısı kopuk halde seyir edecek olması, gerek ise uzun yolculuk süreleri düşünüldüğünde daha da önemli olduğu anlaşılmaktadır. Deniz araçları (denizaltı, yolcu gemisi, kargo gemisi, yat, fırkateyn, balıkçı teknesi, tanker v.b.) personelin yolculuk boyunca nem ve sıvı dengesini koruyarak rahat etmesini sağlayacağı gibi, taşınan kargonun ve yükün cinsine göre soğutma ihtiyacı fazladan önem de arz edebilmektedir.

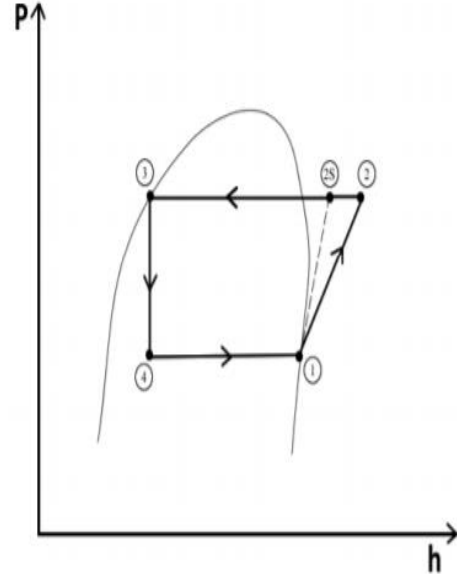
Deniz araçları için yüksek sıkıştırma oranına sahip tek ya da birden fazla kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi kullanılmaktadır. Burada yoğuşturucu kısımdan tatlı su, deniz suyu ya da hava geçirilerek yüksek basınç hattından ısı atımı gerçekleştirilebilmektedir. Sulu kondenser kullanımı yaygın olarak karşımıza çıkmaktadır (Gemsoğutma, 2018).

Tek kademeli sistemler

Soğutma yüküne, tipine ve uygulama yerine göre buhar sıkıştırma ve yoğuşturucu uygulamalarında değişiklik yapılabilmektedir. Standart bir kademeli buhar sıkıştırma sistem şeması ve P-h diyagramı aşağıda belirtildiği gibidir.



Şekil 12. Tek kademeli buhar sıkıştırıcı çevrim diyagramı



Şekil 13. Tek kademeli buhar sıkıştırıcı çevrim P-h diyagramı

Soğutma sistem uygulamasının nasıl olacağı, öncelikli olarak soğutma yükünün doğru tespit edilmesiyle belirlenebilir. Soğutma yükünün ihtiyacına göre çalışılacak sıcaklık ve basınç aralıkları belirlenerek sistem tercihi yapılabilir. Bu aşamada sistem elemanları bu yüke uygun olacak şekilde belirlenmelidir. Sistem verimliliğini arttırmak için geri kazanım uygulamaları ve sistem yalıtımının doğru yapılması gerekmektedir. Soğutma sisteminde geri kazanım için alternatif enerji kaynakları uygulaması sisteme dâhil edilebilir. Bunun haricinde endüstriyel atık ısılar kullanılarak absorpsiyonlu soğutma teknikleri çevrim içinde kullanılabilir. Bu sayede kaskad ve/veya kombine sistemler oluşturularak daha düşük elektrik tüketimi ile birlikte sistem soğutma maliyetini de azaltma imkânımız bulunmaktadır (İlhan Tekin & Yalçın, 2011). Standart bir çevrim ekipmanı ise otomobil klima sistemi ile benzer bir şekilde dizayn edilmektedir. Otomobil sistemlerinde kompresör hareket, tahrikini krank-biyel mekanizmasından almaktadır. Evsel ya da endüstriyel uygulamalarda elektrikli veya sıvı yakıtlı kompresör sistemleri kullanılabilir. Burada sistemin işletme maliyetlerinin doğru hesaplanarak sistem için uygun kompresör seçimi yapılması elzemdir. Kompresörün yalnızca ne ile çalışacağı değil nasıl çalıştığı da uygulama açısından önemlidir. Kompresörler için bakılacak en önemli değerlerin başında sıkıştırma oranı gelmektedir. Burada ihtiyaç duyulan sıkıştırma oranına göre kompresör seçimi yapılmalıdır.

Soğutma sistemleri genel olarak düşük sıcaklıklarda çalıştığı için sıkıştırma oranı 9'u geçebilmektedir. Genel uygulamalarda sıkıştırma oranı 9'un altında ise Tek Kademeli Buhar Sıkıştırıcı Sistem, 9 ila 20 arasında ise İki Kademeli Buhar Sıkıştırıcı Sistem, 20 ila 30

arasında ise üç kademeli soğutma çevrimi kullanıldığı görülmektedir. Daha yüksek sıkıştırma oranları için ise kaskad çözümler uygulanmaktadır (İlhan Tekin ve Yalçın, 2011). Sistem tasarımı sadece sıkıştırma oranı ile değil aynı zamanda soğutmanın karakter ve ihtiyacına göre şekillendirildiğinde bu uygulamanın genel bir ifade olduğu belirtilmelidir. Soğutma tahrikini motor hareketinden alan bir otomobil klima sistemi için ikincil bir su enjeksiyonlu evap uygulaması, çalışmamızın da konusunu oluşturmaktadır. Sistemin motor hareketinden bağımsız çalışması için dolaylı çalışan bir evap sistem tasarımı yapılmıştır. Bu aşamada sıkıştırma oranına bakılarak tek kompresör uygulaması yapılmış olsa da bütünleşik bir sulu ve buhar sıkıştırmalı ikili sistem tasarımı yapılmış, ikincil su çevrimi su pompası yardımı ile sağlanmıştır.

Genel matematiksel ifadeler ile Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminin ilgili formülleri aşağıda verildiği gibidir.

$$\dot{m}_{\text{soğ}} = \frac{\dot{Q}_e}{h_1 - h_4} \quad (1)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ik}} \quad (2)$$

$$\dot{W}_{\text{kom}} = \dot{m}_{\text{soğ}} \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{ik}\eta_{mk}\eta_{kk}\eta_{em}} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_s(h_2 - h_3) \quad (4)$$

$$h_{i,1} + h_{i,3} = h_{o,2} + h_{o,4} \quad (5)$$

Denklem 1’de kütleli debi bağıntısı 4 bağıntısı ile kondenserden atılan ısı yük miktarı bağıntısı verilmiştir. Denklem 5 aşırı kızdırma ve soğutma için kullanılan ısı değiştirici için kullanılan bağıntıdır. Kondenser çıkışından gelen yüksek basınç hattın giriş ve çıkışları 1 ve 2 numara ile, Evaporatör çıkışındaki düşük basınç hattı ise 3 ve 4 numaralar ile simgelenmiştir (Dikmen vd., 2020).

Çok kademeli sistemler

Kademeli soğutma ihtiyacı çok düşük buharlaşma sıcaklıkları çalışma koşullarının altındaki çevrimlerde, soğutma yükü ile COP hızla azalır. Düşük emme basıncı ile istenen yüksek yoğuşma basıncına çıkabilmek için sistemin çok yüksek bir sıkıştırma oranına ihtiyaç duyması bu duruma sebep olmaktadır. Yüksek kompresör çıkış basınç ve sıcaklığı ile birlikte sistem içindeki kompresör yağı da yanarak kompresör içinde deformasyona sebep olmaktadır.

Sürekli yüksek soğutma yükü altında çalışacak olan buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sistemi için kademeli basıncın artırılması elzem olmaktadır. Sıkıştırma oranlarını daha küçük seviyede tutabilmek için birden fazla kompresör kullanılarak soğutma yapılması gerekmektedir.

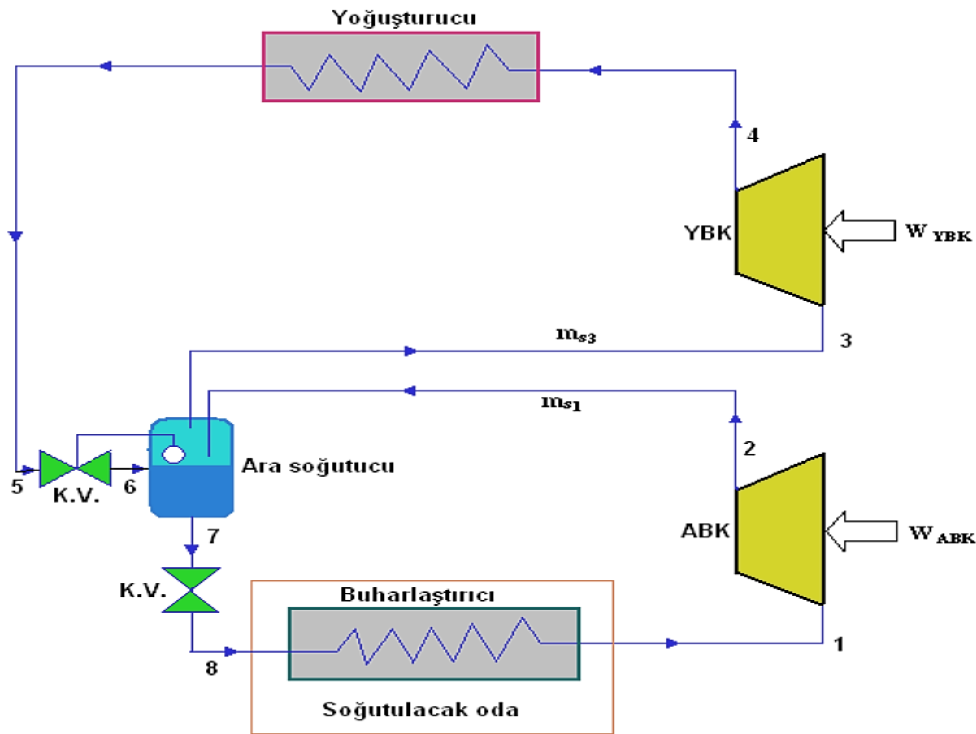
Soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkanların istenen basınç değerlerine ulaşabilmesi için iki ya da daha fazla kompresörlü soğutma çevrimleri uygulamaları hali hazırda mevcuttur. Bu uygulamalar ile istenen yüksek basınç değerine kademeli olarak çıkılarak soğutmanın daha etkin olması hedeflenmektedir. Bunun yanında emniyet ve uygulama açısından daha kolay ve uygulanabilir olması sağlanmaktadır (Kalkışım & Bilen, 2018). Düşük basınç hattı evaporatör ile yüksekbasınç hattı kondenser arasındaki basınç farkının fazla olması halinde sıkıştırma oranı (P_r) da büyük olacağı için belirtilen sebeplerden dolayı soğutmanın tek kademe ile yapılması mümkün olmaz. Sıkıştırma oranı için makul kullanımda en fazla $P_r=6$ civarında kullanılması ve bu oranı çok aşmaması önerilmektedir. Olası aşma durumunda kompresör ve hacimsel verimde azalamalar meydana gelir. Çok kademeli sistemler bir çok şekilde tasarlanabilmektedir. 1 Evaporatörlü 2 Kompresörlü sistem tasarlanabileceği gibi, 2 evaporatörlü 2 kompresörlü olarak da dizayn edilebilir. Bunların haricinde kaskad lı sistemler olarak da tasarlanabilirler. Şekil 14’de gösterilen ara soğutmalı çift kademeli soğutma çevriminde çift kompresör tek evaporatör kullanılmıştır. Çift kademe kompresörlü sistemlerde istenilen basıncı daha düşük sıcaklıklarda yakalayabilmek ve verimi arttırmak için ara soğutma uygulaması yapılmaktadır. Çevrimin diğer komponentleri tek kademelide olduğu gibi çalışmaktadır. Şekil 15’de ara soğutmalı iki kademeli buhar sıkıştırırmalı sistemin p-h ve t-s diagramları gösterilmektedir (Bulut, 2011). Aynı şekilde medikal ürünlerin soğutmasında kullanılan minibüs tipi frigorifik sistemler ve kamyonet frigorifik sistemlerde olduğu gibi tek kompresör ve iki farklı evaporatör uygulamaları da bulunmaktadır. Farklı iki sıcaklıkta yapılan soğutma için özel olarak dizayn edilmiş bu iki kademeli sistemlerde iki farklı mekanın soğutması yaplabileceği gibi selenoid kontrolü ile istenildiğinde dondurucu istenildiğinde soğutucu olarak çalışması sağlanabilmektedir. Evaporatör çıkışlarında bir adet toplayıcıda birleşen soğutucu akışkan kompresöre giderek basınçlandırılmakta ve çevrim sağlanmaktadır.

Kaskad sistemlerde iki farklı tek kademeli soğutma sistemi bir ısı eşanjörü yardımı ile 1.sistemin evaporatör 2.sistemin kondenser hattında aralarındaki sıcaklık farkı ile ısı transferi gerçekleştirmesi ile çalışmaktadır. Burada 1. ve 2. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri farklı tip soğutucu akışkan kullanabilmektedirler. Burada dikkat edilmesi gereken ise 1. Sistemin evaporatör buharlaşma sıcaklığının 2. Sistemin kondenser yoğuşma sıcaklığından yüksek olması gerektiğidir. Bunun için 3-8 $^{\circ}\text{C}$ arası bir sıcaklık farkı oluşması gerekmektedir (Bulut, 2011).

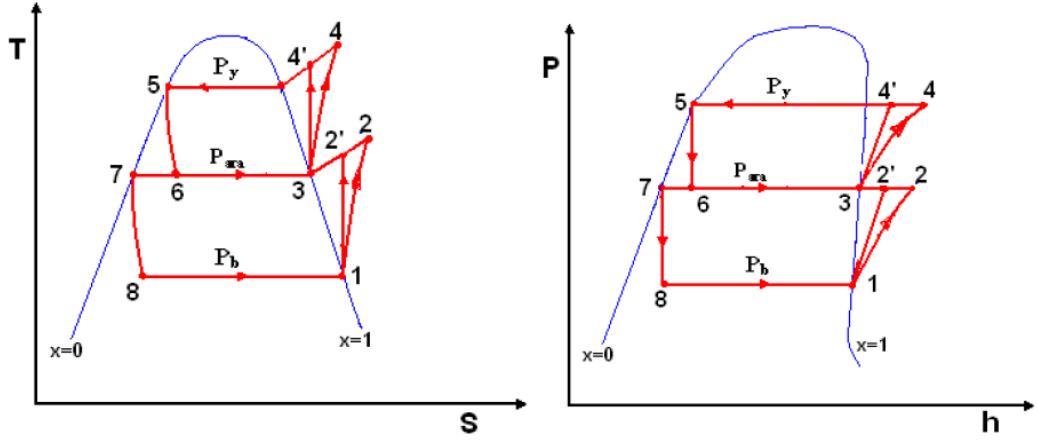
İki Kademeli soğutma çevriminin tek kademeli bir soğutma çevrimine göre şu avantajları bulunmaktadır.

1. Sıkıştırma işi için daha az kompresör işi (W_k) harcanır
2. Kompresör iç verimi, volümetrik verim ve mekanik verim daha yüksektir.
3. Kompresör çıkış Sıcaklığı daha düşüktür.
4. İşletme masrafları daha düşüktür.
5. STK daha büyüktür.

Bunun haricinde birden fazla kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri, emniyet, verimlilik ve uzun ömür avantajlarının yanında, iki kompresör, iki kısılma vanası, ara soğutucu ve fazladan bağlantı elemanları içermesi sebebi ile ilk kurulum maliyeti ve fiziki mekan ihtiyacı daha fazla olması dezavantajı olarak gösterilebilir.



Şekil 14. Ara soğutmalı iki kademe buhar sıkıştırırmalı soğutma sistem



Şekil 15. Ara soğutmalı iki kademe buhar sıkıştırmalı t-s ve p-h diyagramı

İki Kademeli Soğutma Çevrim Hesapları

İki kademeli sistemlerde, ikinci kompresörün çıkış sıcaklığını düşürmek için ilk kompresörün çıkış hattına bir ara soğutucu koyulmaktadır. Bu ara soğutucu ısı eşanjörü gibi çalışmaktadır. Bu ara soğutucu ile Alçak Basınç Kompresöründen (ABK) çıkan kızgın buhar doymuş buhar noktasına yaklaştırılması sağlanmaktadır. Doymuş buhar noktasına gelen akışkan Yüksek Basınç Kompresörüne (YBK) gönderilerek basınçlandırılır. Ara soğutucunun çalışma basıncının (P_{ara}) bu durumda iki kademeli kondenser basıncı (P_k) ile evaporatör basıncı (P_e) değerlerinin arasında olması gerekmektedir. Bu basınç, ampirik bir ifade ile hesaplanmaktadır.

$$P_{ara} = \sqrt{P_e \cdot P_k} + 0,35 \quad (6)$$

Burada:

P_{ara} : Ara soğutucunun basıncı(bar)

P_e : Buharlaştırıcı basıncı (en düşük sıcaklıktaki basınç) (bar)

P_k : Yoğusturucu basıncı (bar)

P_{ara} değeri, Alçak Basınç Kompresörü ile Yüksek Basınç Kompresörünün en düşük iş sarfiyatını veren basınç değeri olacak şekilde hesaplanır. İki kompresörün de iş ifadeleri toplanıp, elde edilen toplam iş yükünü minimum yapan Ara Basınç Değeri tespit edilir. Bu değer, evaporatör ve kondenser basınçlarının geometrik ortalamasıdır.

Buharlaştırıcı (Evaporatör) tarafından çekilen ısı (Q_e):

$$Q_e = m_1 \cdot (h_1 - h_8) \quad (7)$$

“Soğutucu akışkan debisi (m_1):

$$m_1 = \frac{Q_e}{(h_1 - h_8)} \quad (8)$$

YBK den geçmesi gereken soğutucu akışkan debisi ara soğutucu ele alınarak bulunabilir:

$$Q - W = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_{\dot{g}} \quad (Q = 0, W = 0) \quad (9)$$

$$\sum H_{\dot{c}} = \sum H_{\dot{g}} \quad (10)$$

$$m_3 \cdot h_3 + m_1 \cdot h_7 = m_3 \cdot h_6 + m_1 \cdot h_2 \rightarrow m_3 = \frac{m_1(h_2 - h_6)}{h_3 - h_6} \quad (11)$$

Alçak basınç kompresörünün işi (adyabatik):

$$W_{AKB} = \frac{m_1(h_2 - h_1)}{\eta_{iK} \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{EK}} \quad (12)$$

Yüksek basınç kompresörünün işi (adyabatik) :

$$W_{AKB} = \frac{m_3(h_4 - h_3)}{\eta_{iK} \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{EK}} \quad (13)$$

Yoğuşturucudan atılan ısı (Q_c):

$$Q_y = m_3 \cdot (h_4 - h_5) \quad (14)$$

Soğutma tesir katsayısı (STK) :

$$STK = \frac{Q_b}{W_{ABK} + W_{YBK}} \quad (15)$$

Isıtma tesir katsayısı (ITK) :

$$ITK = \frac{Q_y}{W_{ABK} + W_{YBK}} \quad (16)$$

KURAMSAL TEMELLER

Literatürde yer alan çalışmalar için belirgin olarak Otomobil klima sistemleri için R152a ve HFO-1234yf akışkanları R134a akışkanı için alternatif olarak gösterilmektedir. Yapılan çalışmalar farklı sabit ısı yükleri için ya da sabit devirler için genel olarak çalışıldığı görülmektedir. Bunun yanında R1234yf akışkanının çok kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin düşük basınç kademesinde kullanıldığı görülmektedir. Yapılan çalışmalarda R1234yf akışkanının COP değerinin R134a akışkanından biraz düşük olduğunu, farklı soğutma sistemleri için benzer sıkıştırma oranlarına sahip olduğu gösterilmektedir. Nikolaidis ve Probert, (1998) çalışmasında iki kademeli flaş tanklı bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin ekserji analizini yapmıştır. Yapılan bu çalışmada R22 soğutkanı ele alınmıştır. Kondenser sıcaklığı 25 ila 35 °C arasında, evaporator sıcaklığı ise -25 °C ile -35°C derece arasında değiştirilerek analizler yapılmıştır. Sistem bir soğutma odasında çekilen enerjinin kondenser hattı yerine yerleştirilen bir flaş tank yardımı ile ikincil kompresör ve çevrim aracılığıyla dış ortama atılması matematiksel olarak ele alınmış ve sonucunda 100 kw'lık bir soğutma yükü için düşük kondenser ve yüksek evaporator sıcaklıklarında verimin % 20 daha fazla artış gösterdiği tespit edilmiş, iki kademeli sistemin kondenser hattında 2.40, evaporatör hattında 2.87 kat daha az tersinmezliklerin meydana geldiği tespit edilmiştir.

(Yataganbaba vd., 2015) çalışmalarında iki kademe evaporator sistemli buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sistemi için alternatif akışkan HFO-1234yf ve HFO-1234ze için ekserji analizi yapmışlardır. Yapılan çalışmada, tek kondenser, tek kompresör üzerinde iki kısma vanası ile iki evaporatöre dağıtılan soğutucu akışkan ve bir karışım odası düzeneği soğutma kısmında kullanılmıştır. Evaporatör basınç hattını düzenleyebilmek için bir adet basınç düzenleme regülatörü kullanılmıştır. Analiz sonucunda HFO-1234yf'nin R-134a için uygun bir alternatif soğutkan olduğu ve performanslarının HFO-1234yf'nin çok az düşük olsa da benzer olduğunun altı çizilmiştir. HFO-1234ze'nin ise küçük modifikasyon değişikliği ile R-134a yerine kullanılabileceği belirtilmiştir. En büyük ekserji yıkımının kompresörde, en düşük ekserji yıkımının ise karışım odasında olduğu belirtilmiştir.

(Yumrutaş vd., 2002) Buhar sıkıştırırmalı sistemlerde, kondenser ve evaporator sıcaklıklarının basınç düşüşlerine, ekserji kayıplarına, ikinci yasa verimine ve COP'ye olan etkisi araştırılmıştır. Matematiksel modelleme ile yapılan çalışmada evaporator ve kondenser

sıcaklıklarının ekserji kayıplarına, ikinci yasa verimine ve COP'ye büyük etkisi olduğu tespit edilmiştir.

(Reddy vd., 2012) Aşırı kızdırma ve soğutma olan tek kademeli buhar sıkıştırmalı bir sistem için ekserji analizi yapmıştır. Yapılan araştırmada R134a, R143a, R152a, R404a, R407c, R410a, R502 ve R507a soğutkanları teorik olarak çalışılmış, en yüksek COP değeri, R134a ve en düşük COP değeri, R407c'de tespit edilmiştir. Kondenser ve evaporator sıcaklığının COP ve ekserji verimi etkilediği görülmüştür.

(Ünlü, 2011) yaptığı doktora çalışmasında HFO-1234yf akışkanının, R134a akışkanının yerine kullanılması durumunda tek kademeli buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimindeki enerji ve ekserji analizleri çalışılmıştır. Bu çalışmada ikinci yasa verimi, ekserji verimi, tersinmezlikle ve termal özellikler EES programı üzerinde hazırlanarak incelenmiştir. Akışkanlar 30 °C, 40 °C ve 50 °C sabit kondenser sıcaklıklarında çalışılmış ve HFO-1234yf gazının Cop değerinin R134a'a yakın ve biraz daha az olduğu tesbit edilmiştir. HFO-1234ya gazında en yüksek tersinmezlik kompresörde, en düşük tersinmezlik ise sistem içi ısı değiştiricisinde meydana geldiği belirtilmiştir.

(Koyun vd., 2005) yaptıkları çalışmada soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkisini incelemiştir. Bu çalışmada soğutucu akışkanların genel özellikleri ve termal özellikleri belirtilerek soğutucu akışkan türleri ve tarihi gelişimleri ile ilgili araştırmalar yapılmıştır. Soğutucu akışkanlar ile ilgili yasal düzenlemelerden bahsedilerek alternatif akışkanların özellikleri aktarılmıştır.

(Rajendran vd., 2019) çalışmasında HFO-1234yf alternatif soğutkanının bir araç soğutma sisteminde deneysel çalışmalarını yapmıştır. Yapılan çalışmada kapalı bir hacim içerisine yerleştirilmiş araç evaporator sistemi, elektrik motor tahrikli bir kompresör ve kondenser hattından meydana gelmektedir. 35 °C iç ortam sıcaklığı ve 1800 rpm kompresör devrinde yapılan deneysel çalışmada, evaporator üzerinden geçen hava miktarına göre basınç, sıcaklık ve soğutma kapasitesi ölçümleri ile ekserji analizleri yapılmıştır. Elde edilen bulgulara göre aynı sıcaklıklarda emiş hat basıncı HFO-1234yf gazında daha düşük olarak ölçülmüştür. HFO-1234yf gazında volümetrik verimin ise % 1.5-11 arasında arttığı, COP ve ekserji veriminin ise aynı oranlarda azaldığı gözlemlenmiştir.

(Ahamed vd., 2011) yaptıkları review çalışmada buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri için ekserji analizini araştırmışlardır. Bu çalışmada farklı soğutkanların ekserji üzerine etkisine vurgu yapılmıştır. Her bir soğutma komponentinin ekserji üzerine etkisi ayrı ayrı belirtilmiş, bunun yanında katkı maddelerinin ekserji üzerine etkisi açıklanmıştır. Yapılan araştırmada en yüksek ekserji yıkımının kompresörde meydana geldiği ve en yüksek enerji ve ekserji

verimlerinin ise R600, R410a ve R1270 soğutkanlarında elde edildiği vurgulanmıştır. 5 °C aşırı kızdırma uygulamasının ekserji verimini yükselttiği ayrıca belirtilmiştir.

(Seyitoğlu & Kiliçarslan, 2015) iki kademeli soğutucu akışkan çevrimi için farklı akışkanlar kullanarak ikinci yasa verimini araştırmışlardır. Sistem iki adet kompresör, iki adet kısma vanası, bir evaporator, bir kondenser ve flaş tank ile dizayn edilmiştir. İki kademeli sistemde yüksek basınç hattı ile alçak basınç hattı arasındaki ısı transferi flaş tank üzerinden gerçekleştirilmektedir. Sistem üzerinde 5 °C aşırı kızdırma, 7 °C aşırı soğutma tanımlanmıştır. Yapılan teorik çalışmalar sonucunda kondenser ve evaporator sıcaklık değişimlerine göre en düşük tersinmezlik değerinin flaş tank üzerinde gerçekleştiği hesaplanmıştır.

(Direk & Kelesoglu, 2019) farklı evaporator ve kondenser sıcaklıkları için HFO1234yf alternatif soğutkanı ile tek kademeli bir soğutma çevriminde kondenser çıkış hattı ile evaporator çıkış hatları arasında aşırı kızdırma ve soğutma için ısı eşanjörü kullanımını matematiksel olarak incelemiştir. Çalışmanın sonucunda COP'nin ısı eşanjörü uygulaması ile % 4-6 arasında, toplam ekserji kazanımının % 13-16 arasında, kompresör gücünün % 5-8 arasında artış gösterdiği hesaplanmıştır.

(Alhendal vd., 2020) düşük GWP değerine sahip alternatif soğutucu akışkanların ve R152a alternatif akışkanların performanslarını R-134a akışkanı ile karşılaştırdı. Alternatif akışkanların şarj edildiği sistemlerin soğutma kapasitesi, COP ve kompresör güçlerinin yanında ekserji yıkımı da deneysel olarak hesaplandı. Her 5 °C lik kondenser sıcaklığındaki artık soğutma kapasitesinin %9, COP değerinin %27 arttırdığı tespit edildi. En yüksek COP değeri HFO-1234ze akışkanında hesaplandı. HFO-1234yf gazının termal olarak R-134a akışkanı ile benzer özellikler gösterdiği görüldü.

(Kilicarslan, 2004) çalışmasında farklı tip iki soğutma sistemini kaskad şeklinde kullanımını deneysel olarak incelemiş, iki farklı soğutma sistemi tasarımı oluşturmuştur. İlk sistemde tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi kullanılmış, evaporator kısmına ısı eşanjörü yerleştirilmiştir. Bu sistem yüksek basınç hattını oluşturmaktadır. İkinci sistem bir elektrik ısıtıcı ve yalıtılmış evaporatör tasarımına sahip buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimidir. Bu sistemin kondenser kısmı da aynı şekilde ısı eşanjörü olarak tasarlanmıştır. Her iki sistemin ısı eşanjörü arasında ise aktarımı sağlayacak şekilde kapalı devre devir daim pompa sistemi kurulmuştur. Deneysel çalışmada R134a akışkanı kullanılmıştır.

(Yılmaz vd., 2017) çalışmalarında güncel kaskad sistemleri ve alternatif gazları incelemiştir. Kaskad sistemlerin özellikle düşük sıcaklığa ihtiyaç duyulan pazardaki ekonomik durumundan ve alternatif akışkanların çevresel etkileri üzerine literatür çalışması yapmışlardır.

(Direk & Yüksel, 2019) otomobil klima sistemleri için alternatif R444a gazını deneysel olarak çalışmışlardır. İç ünite hava hızının ve kompresör devrinin etkilerini incelemişlerdir. Alternatif soğutkan olarak R444a'nın R134a'ya göre performansı değerlendirilerek COP değerleri karşılaştırılmıştır. İç ünite hava akış hızları 1.4 m/sn'den 4.4 m/sn'ye çıkarıldığı zaman COP'nin % 10 arttığı görülmüştür. R444a'nın R134a'ya göre % 10 daha düşük COP'ye sahip olduğu hesaplanmıştır. GWP değeri 93 olan R444a 150'nin altında olduğundan alternatif soğutkan olarak küçük bir COP farkı olsa da kullanılmasının uygun olduğu belirtilmiştir.

(Şahin & Şencan Şahin, 2020) İki kademeli soğutma çevriminde alternatif akışkanların enerji ve ekserji analizini EES üzerinden gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmada R32, R410a, R407c, R245fa, R290, R507a, R717, R1234yf, ve R1234ze akışkanları kullanılmıştır. 20 °C, 30°C, 40°C, 50 °C kondenser sıcaklıkları ve -50 °C, -40 °C, -30 °C, -20 °C, -10 °C evaporator sıcaklıkları için farklı akışkanların COP ve ekserjik verimleri hesaplanmıştır. Yapılan çalışmada en yüksek COP değerinin R717 soğutkanında, en düşük COP değerinin ise R407c soğutkanında olduğu tespit edilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan sistemin ise iki kompresörlü bir ara soğutuculu sistem olduğu belirtilmiştir.

(Dikmen vd., 2020) çalışmalarında GWP değeri düşük soğutucu akışkanların kaskad soğutma sistemlerindeki performans analizlerini yapmışlardır. Yapılan çalışmada her bir kaskad soğutma modeli için farklı soğutucu akışkan çiftleri kullanılarak performans değerleri hesaplanmıştır. Yapılan çalışmalarda R454C/ R1234ze, R454C/ R1234yf, R454C/R717, R744/R290 ve R744/R717 soğutucu akışkan çiftleri kullanılmıştır. Analizler, EES kullanılarak yapılmıştır. Yapılan analizlerde düşük sıcaklıkta yoğuşma sıcaklığının yüksek sıcaklıkta ise buharlaşma sıcaklığının kaskad sistemleri için önemli olduğu görülmüştür. En yüksek COP değerinin düşük sıcaklık çevriminde R454c'nin, yüksek sıcaklık çevriminde ise R717 soğutkanın kullanılması halinde elde edildiği tespit edilmiştir. En düşük COP değeri düşük sıcaklık çevriminde R744, yüksek sıcaklık çevriminde R290 kullanılarak elde edildiği tespit edilmiştir.

(Prabakaran vd., 2021) bu çalışmada, emiş/sıvı hattı ısı eşanjörlü (SLHX) bir HFO-1234yf MAC performans artışı, TXV ve etkisi ayarlanarak deneysel olarak gerçekleştirilmiş ve Çevre üzerindeki etkileri de değerlendirilmiştir. HFO-1234yf ve HFC-134a sistemlerinin optimum şarjı sırasıyla 670 g ve 740 g olarak bulunmuştur. Sonuçlar, SLHX'li HFO-1234yf sisteminin, rölanti durumunda SLHX'li HFC-134a sistemine kıyasla daha iyi performans katsayısına (COP) ve ekserji verimliliğine sahip olduğunu, diğer hız koşullarında ise performansın düştüğü gösterilmiştir. TXV'nin HFO-1234yf sisteminde ayarlanmasının COP, soğutma kapasitesi ve ekserji verimliliği üzerinde olumlu bir etkisinin olduğu ve bunların

mevcut HFC-134a sisteminden %4,3-8,6, %6,5-10,1 ve %3,7 daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Rölantide ve şehir içi hız koşullarında sırasıyla -%5.1, yüksek hız koşullarında ise biraz daha düşük olduğu deneysel olarak gösterilmiştir. Ayarlı ve ayarsız HFO-1234yf sisteminin toplam CO₂ eşdeğeri emisyonu, mevcut HFC-134a sistemininkinden %27,98 ve %24,64 daha düşük olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmanın sonucu, ayarlanmış TXV ile HFO-1234yf MAC sistemindeki SLHX uygulamasının HFC-134a'yı değiştirmek için olası bir seçenek olabileceğini göstermiştir.

(Mishra, 2019) çalışmasında sistemin performansının iyileştirilmesi için aynı koşullar altında daha yüksek soğutma etkisi veya azaltılmış güç tüketimi için önemli olduğu belirtilmiştir. Performans katsayısını iyileştirmek için kompresör çalışmasının azaltılması ve soğutma etkisinin artırılması gerektiği belirtilerek, azalan kondenser basıncı ve sıcaklığında, soğutma etkisi artacak ve kompresör giriş işi de katsayısının artacağı vurgulanmıştır. Çalışmada çeşitli termodinamik parametrelerin etkisi ile (evaporatör ve kondenser sıcaklıkları, evaporatör çıkışında aşırı ısıtma ve kondenser çıkışının aşırı soğutulması, sıvı buharlı ısı eşanjörünün etkinliği, kompresör verimliliği) birinci yasa verimi (COP) ve ikinci yasa verimliliği (egzersiz verimliliği ve buharın rasyonel ekserji yok etme oranı) üzerinden Enerji-ekserji analizleri yapılmıştır. HFC-134a'nın termodinamik performanslarının soğutucu akışkan HFO soğutucu akışkanlarından (yani R-1234ze ve R-1234yf) biraz daha yüksek olduğu belirtilmiştir. HFO-1234ze'nin termal performansları HFO-1234yf'den daha yüksek (yaklaşık %5 ila %10) olduğu gösterilmiştir. Bu nedenle HFO-1234 soğutucularının, sistemde önemli bir değişiklik gerçekleştirmeden HFC-134a soğutucu akışkanın yerini alabileceği sonuç olarak değerlendirilmiştir.

Yapılan çalışmalar HFO-1234yf akışkanının R134a akışkanı ile aynı sistemde, önemli yapısal değişikliklere uğratılmadan kullanılabileceği gösterilmektedir. Çevresel etkiler ile yaskalanan R134a akışkanının daha düşük oranlarda karışım gazlarda kullanılabileceği ve maliyeti daha düşük ve COP değeri daha yüksek karışım gazlar kullanılabileceği belirtilmektedir. HFO-1234yf akışkanının araç klima sistemi için yanıcılık sınıfı 2A ile daha güvenli olduğu vurgulanmaktadır. HFO-1234yf soğutkanının tek kademe buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde, çok kademeli sistemlerde ve kaskad sistemlerde alternatif olarak kullanılabileceği yayınlarda açıkça belirtilmiştir.

MATERYAL ve METOT

Soğutucu Akışkanlar

Buhar sıkıştırırmalı sistemler için özel olarak üretilen ya da bu sistemlerde kullanıma uygun doğal akışkanlara soğutucu akışkanlar denmektedir. Bu akışkanların buharlaşma sıcaklıklarının düşük olması genel olarak en belirgin istenen özellik olarak karşımıza çıkmaktadır. Buharlaşma ısılarının düşük basınçlarda düşük olması sistemin ısı çekme aşamasında ortamdan kolaylıkla ısı alabilmesini sağlamaktadır. Burada döngü içerisinde ısı çeken akışkanın tekrar yoğunlaştırılması ile döngü istenen faza tekrar geri gelmektedir. Akışkanların istenen diğer bir özelliği ise yağlar ile karışabilirlik derecesidir. Sisteme dışarıdan enerji kompresör tarafından verildiğinden kompresör içi mekanizmasının yağlanması devir daim eden soğutucu akışkanların bu yapı taşıması ile gerçekleşebilecektir. Bu durum için bir yağ haznesi ile yağlama kontrol altına alınmaktadır. Her soğutucu akışkan için kullanılmak üzere özel üretim yapılar piyasada mevcuttur.

Soğutucu akışkanlar sentetik veya doğal olsun tek başlarına ya da karışım gaz olarak kullanılabilir. Birçok çalışmada bakıldığında karışım gazlarının karışım miktarları da önemli olmaktadır. Genel olarak karışım gazlara ihtiyaç, maddi ya da çevresel sebeplerden ön gelmektedir. Çok iyi COP değerine ya da çevresel değerlere sahip bir akışkanın maddi olarak yüksek değerinde olması daha düşük değerli ve düşük COP'li yakın sıkıştırma oranına sahip akışkanlar ile karıştırılarak alınabilirliği sağlanmaktadır. Ya da yüksek COP li ve çevre etkileri fazla olan bir gaz, daha düşük COP li ama çevre etkileri az olan bir gaz ya da gazlar ile karıştırılarak ortalamada iyi bir COP ve azaltılmış çevreye etki ile kullanılabilir gazlar elde edilmek istenmektedir. Bakıldığında ticarileşen bu ürünlerde karışım oranları önemli olmakla birlikte, karışım soğutucu akışkanların karışım oranları ile ilgili birçok çalışma yapılmaktadır.

Karışım gazlar 2 grup içerisinde incelenmektedir; Zeotropic ve Azeotropic. Zeotropic tip karışım gazlarda faz değişimi esnasında sıcaklık değişimi gözlemlenmektedir. Bu tip gazlara örnek vermek gerekirse, R407a ve R410a. Azeotropic gazlar ise faz değişimleri esnasında sıcaklıkları sabit kalır ve karışım olmayan gazlar gibi faz değişimi meydana gelir. R500, R502 ve R507a soğutkanları bu gazlara örnektir (Sandip vd., 2015).

Soğutucu akışkanların özellikleri

Soğutma sisteminde kullanılacak olan akışkanlar için temel olarak buharlaşma basınçlarının yüksek, yoğuşma basınçlarının düşük olması gerektiği söylenebilir. Sistem içerisinde şarj edilecek akışkan miktarının yüksek olabilmesi için buharlaşma gizli ısısının yüksek olması gerekmektedir. Başka materyaller ile etkileşime girmemeli, kimyasal olarak aktif olmamalıdır. Kompresörün yağlama mekanizmasına engel olmayacağı gibi korozyif de olmamalıdır. Akışkanın verimi yüksek olabilir ama öncelik olarak yanıcı, patlayıcı ve zehirli olmaması gerekmektedir (Koyun vd., 2005). Bir gazın soğutucu akışkan olarak kullanılabilmesi için ön şart emniyetli şartlarını sağlayabilmesidir. Bu şartlarda soğutucu akışkanın iki temel özelliği ile alakalıdır. Bunlar soğutkanın yanıcılık özelliği ve zehirlenme etkisi (ATEL) olarak gösterilmektedir.

Aksi bir durumda sızıntı ya da kaçak meydana gelir ise koku veya renk ile uyarı verebilir olması tercih sebebi olsa da elzem değildir. Sızıntı oluşması durumunda ortamda emniyet sorunu teşekkül etmemelidir. Sistem devamlılığı açısından da kaçak sonrası ya da yeniden şarj için kolay temin edilebilir olmalıdır. Yüksek ısıl geçirgenlik katsayısına sahip ve dielektrik olması gerekmektedir. Damlayarak yoğuşmasının zor olması için viskozitesi düşük, özgül hacmi düşük ve yüzey gerilimi düşük olmalıdır. Donma sıcaklığı düşük olmalıdır. Aksi takdirde sistem içerisinde donarak soğutma çevriminin çalışması engellenebilir. (Koyun vd., 2005) Soğutucu akışkanların genel özellikleri kullandığımız sistem için belirleyici olmaktadır. Termal özellikleri yanında fiziksel özellikleri de önemlidir. Soğutucu akışkanlar şu fiziksel özelliklere göre sınıflandırılmıştır.

Zehirlilik özelliği

Zehirlenme etkisi ATEL (acute toxicity exposure limit) olarak adlandırılan bir değer ile gösterilmektedir. Bu değer bir insanın sağlığı kötü etkilenmeden 30 dakikadan kısa bir süre içerisinde maruz kalacağı maksimum limiti göstermektedir (Minor & Spatz, 2008). Bu değer R-1234yf akışkanı için 101000 rpm dir. ATEL değeri olarak belirlenen 101000 rpm değeri üzerine çıkmadığı durumlarda R-1234yf herhangi bir zehirleyici etki oluşturmaz. R-1234yf akışkanının ATEL değerleri diğer soğutkanlar ile kıyaslandığında R-134a, R-152a ve CO₂ gazlarından daha az zehirli olduğu görülmektedir. ASHRAE standartlarına göre R-1234yf soğutucu akışkanın zehirlilik sınıfı A olarak belirtilmiş ve en emniyetli sınıf içerisinde değerlendirilmiştir. Emniyet sınıflandırmalarında harf ve sayı kullanılarak sınıflandırılmalar adlandırılmıştır. Tanımlamak için kullanılan harf zehirlilik özelliğini, sayı ise yanıcılığı ifade eder (Bilen vd., 2014). Bazı gazların zehirlenme etkisi Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Soğutucu Akışkanların Zehirlenme Etkisi

Soğutucu akışkan	ATEL (ppm)-(mg/L)
R1234yf	101 000
CO ₂	40 000
R152a	50 000
R134a	50 000
R12	18 000

ASHRAE sistemine göre Soğutucu akışkanlar zehirlilik yönünden iki grup altında incelenmektedir. Bunlar;

A sınıfı: Derişikliği 400 ppm'e eşit veya onun üzerindeki soğutkanları gösterir (düşük zehirlilik).

B sınıfı: Derişikliği 400 ppm'in altındaki soğutkanları gösterir (yüksek zehirlilik).

Kullanılan soğutkanların büyük bir çoğunluğu A sınıfına sahip olup zehirli değildir.

Yanıcılık

Soğutucu akışkanlar yaygın olarak kullanıldıkları için toplu taşıma, bireysel araçlar ve endüstriyel uygulamalar gibi, yanıcı, parlayıcı ve patlayıcı olmamaları gerekmektedir. Bunun için yanıcılık ASHRAE tarafından 3 ana grupta standart olarak belirlenmiş ve soğutkanlar bu sınıflara göre değerlendirilmiştir. Sonradan yapılan güncelleme ile yanma sınıf 2 tekrar ikiye ayrılarak toplam sınıf sayısı dörde çıkarılmıştır.

ASHRAE 34'de soğutucu akışkanlar yanıcılık özelliklerine göre üç ana kategoride incelenmektedir. Bu sınıflar aşağıda belirtildiği gibidir. (Sınıf 2 kendi içinde 2 ye ayrılmaktadır.)

Sınıf 1: 21°C sıcaklık ve 101 kPa basınç altında yapılan alevlenme testinde yanmayan soğutkanları gösterir.

Sınıf 2L; 21°C sıcaklıkta ve 101 kPa basınç altında yapılan alevlenme testinde 0.10 kg/m³ yoğunlukta düşük yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg dan düşük yanma ısısı üreten ve yanma hızı 10 cm/s den düşük olan soğutucu akışkanları ifade etmek için kullanılır. (HOC<19MJ/kg)

Sınıf 2; 21°C sıcaklıkta ve 101 kPa basınç altında yapılan alevlenme testinde 0.10 kg/m³ yoğunlukta düşük yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg dan düşük yanma ısısı üreten ve yanma hızı 10 cm/sn'den büyük olan soğutucu akışkanların bulunduğu kategoridir. (HOC<19MJ/kg),

Sınıf 3; 21°C sıcaklıkta ve 101 kPa basınç altında 0.10 kg/m³ yoğunlukta yüksek yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg dan büyük veya ona eşit yanma ısısı üreten akışkanları göstermek için kullanılır (HOC>19MJ/kg). (Bilen v.d 2013).

R-1234yf Soğutucu akışkanı A2L sınıfında olup hem düşük zehirlilik hem de düşük yanıcılığa sahiptir. Aynı zamanda düşük yanma hızına sahip olarak R134a ve R152a gibi A2 soğutkanlarından daha düşük bir yanıcılık grubunda yer almakta ve daha emniyetli olduğu değerlendirilmektedir. Bu özellikleri ile hali hazırda araçlarda kullanılan R134a akışkanı yerine güvenli bir şekilde kullanılabileceğini göstermektedir.

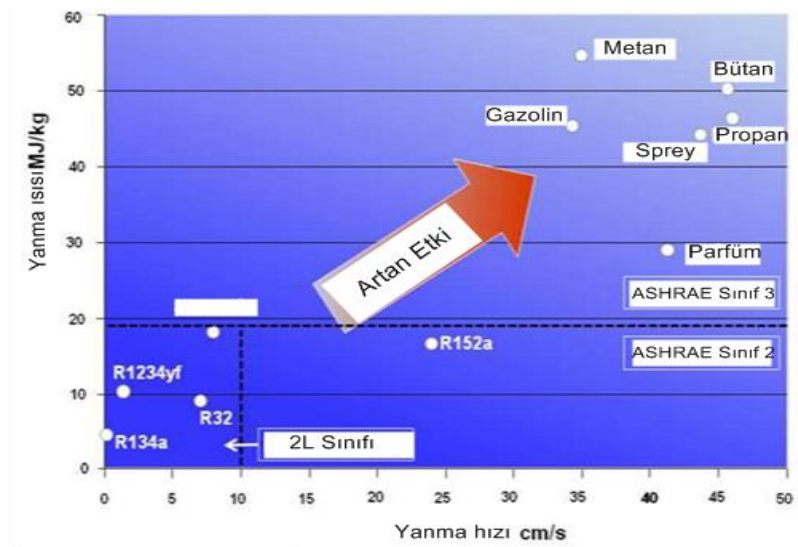
Tablo 3’de temel yanıcılık sınıflandırılması ve zehirlilik durumuna göre örnek bir tablo hazırlanmıştır.

Tablo 3. Yanıcılık ve Zehirlilik Sınıflandırması

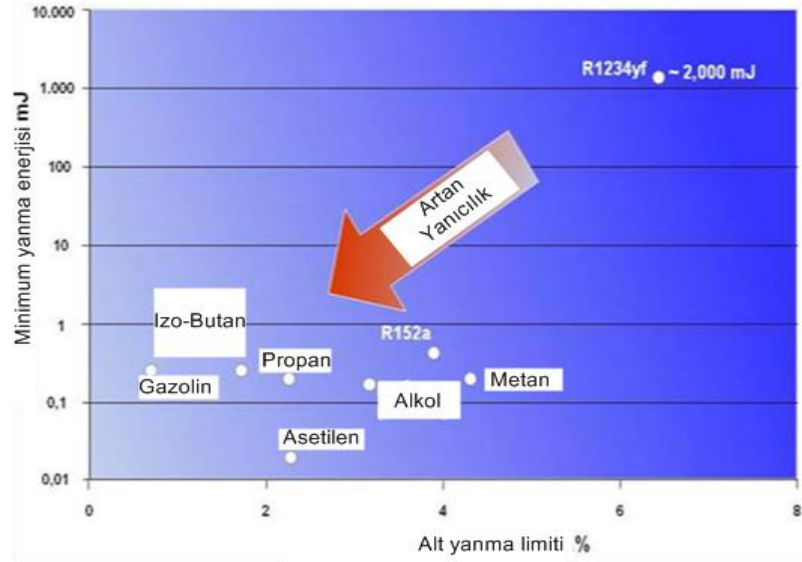
Yanıcılık sınıfı		Zehirlilik sınıfı	
		Grup A	Grup B
		Düşük zehirlilik	Yüksek zehirlilik
3	Yüksek yanıcılık	R50, R170, R600a	R1140
2	Düşük yanıcılık	R152a, R-1234yf	R717, R30
1	Alevlenme özelliği yok	CO2, R410a, R134a	R123, R10,

Alt yanma limiti ve üst yanma limiti

ALT ve ÜLT değerleri bir akışkanın ortam içinde yanması için bulunması gereken yüzde cinsinden en az ve en üst miktarı belirtmektedir. Eğer bu limitlerin dışında soğutucu gaz ortam içerisinde bulunursa, yanması için gerekli oksijen miktarı olamayacağından yanma olayı gerçekleşmeyecektir (Minor & Spatz, 2008).



Şekil 16. Yanmanın oluşturduğu etki



Şekil 17. Yanma olayının meydana gelme ihtimali

Kendiliğinden tutuşma sıcaklığı

Herhangi bir tutuşturma kaynağı olmadan bir akışkanın kendiliğinden tutuşması için yeterli olan sıcaklık değerine kendiliğinden tutuşma sıcaklığı denmektedir (Bolaji & Huan, 2013). Bu sıcaklık ve sütündeki herhangi bir sıcaklık değerinde akışkan kendiliğinden alev alacaktır. Soğutucu akışkanlar için bu değer oldukça yüksek olmakla birlikte R-1234yf soğutucu akışkanı için bu değer 454°C olmakla birlikte, kullanılan soğutma sistemlerinin çalışma sıcaklıkları dışında bulunmaktadır.

Yağlayıcılarla karışabilirlik

Daha önceden kullanılan bir akışkanın yerine kullanılması düşünülen soğutucu akışkanın soğutma çevriminin ihtiyacı olan yağ ile karışabilir durumda olması gerekmektedir. Özellikle kompresörün aşırı ısınmasını engellemek için kullanılan yağlayıcılar soğutucu akışkan ile birlikte şarj edilmekte ve sistem içinde çevrime sokulmaktadır. Dolayısı ile emniyet ve stabilite açısından yağlar ile karışabilirlik önemli bir özellik olarak ortaya çıkmaktadır. R-1234yf'nin bu özelliklerini belirlemek üzere testler yapılmıştır. ISO 120 POE ve ISO 68 POE yağları ile farklı sıcaklıklarda (-50 ve 90°C arasında) ve farklı yağ konsantrasyonunda (%5 ile %70 arasında) karışabilir olduğu belirtilmiştir. Elde edilen bulgulara göre karışabilirlik bakımından alternatifi olarak kullanılan R134a ile benzer özellikte olduğu belirlenmiştir (Güngör vd., 2012).

Isıl kararlılık

Soğutma sistemlerinin yapımında kullanılan bileşen ve borulamalardaki malzemeler ile soğutucu akışkanların sıcaklık artışı durumunda tepkimeye girmemesi gazların ısı kararlılığı

olarak belirtilmektedir. R-1234yf akışkanının ısıl kararlılığı alternatifi olan R134a akışkanı ile aynı özellikleri göstermektedir. Dolayısı ile aynı sisteme malzeme ya da komponent değişikliği olmadan şarj edilip kullanılabilir.

Diğer materyallerle uyumluluk

Soğutucu akışkanlar kimyasal olarak aktif olmamalıdır. Kullanılan malzemeler ile zaman içerisinde etkileşime girerek bozunmalara neden olmamalıdır. Sistem içerisinde kimyasal tepkime oluşturarak yüzeyde yabancı madde, tesisat içinde tortu ve kullanılan metaller üzerinde korozyon etki oluşturmamalıdır. Kullanılan tüm materyaller ile uyumlu olmalıdır. (Talley 2010). Sistem içerisinde kompresörün ihtiyaç duyduğu yağ gaz ile hareket etmektedir. Kullanılan tesisat malzemeleri dışında kullanılan yağlama yağının da özelliğini bozmamalı bu yağlar ile etkileşime girmemelidir (Koyun vd., 2005). Etkileşim olması durumunda sistemin veriminin düşeceği ya da sistemin çalışmasının zarar görüp duracağı bilinmektedir. R1234yf akışkanı diğer materyaller ile uyumlu olarak çalışmakta ve sisteme herhangi bir zarar vermemektedir.

Alternatif Soğutucu Akışkanlar

R134a mobil sistemler ve yerleşik soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Kullanımları zamana bağlı olarak yasaklanan bu akışkanın yerine gelmesi düşünülen Alternatif akışkanlar bulunduğu gibi, zamana bağlı yasaklanan birçok akışkan için Alternatif akışkan çözümleri aranmaktadır. Günümüzde çalışması yapılan alternatif akışkanlar genel olarak aşağıda belirtildiği gibidir.

R-1234YF (HFO-1234YF)

HFO-1234yf soğutucu akışkanı termal ve fiziksel özellikler bakımından R134a akışkanı ile benzerlik göstermektedir. Aşağıdaki tabloda iki akışkanın özellikleri verilmiştir.

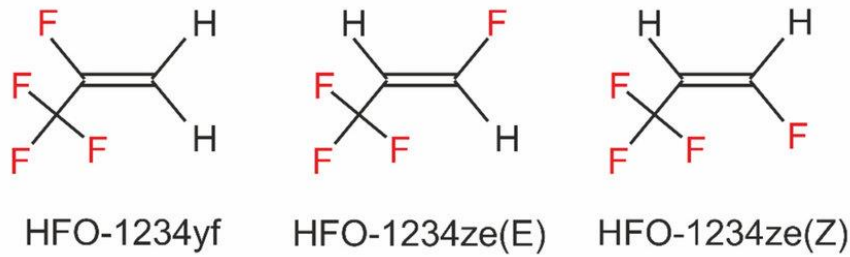
Tablo 4. HFO-1234yf ve R-134a Akışkanlarının Özellik Tablosu (Rajendran vd., 2019)

Özellikler	HFC-134a	HFO-1234yf
Kaynama Noktası @ 1 bar (°C)	-26	-29
Kritik Sıcaklık (°C)	102	95
Kritik Basınç (bar)	41	34
5 °C ‘de Doyma Basıncı (bar)	3.49	3.73
5 °C ‘de Sıvı Yoğunluğu (kg/m ³)	1278.1	1160.4
5 °C ‘de Buhar yoğunluğu (kg/m ³)	17.131	20.744
5 °C ‘de Buharlaşıma Entalpisi (kJ/kg)	194.74	160.02
Cp Sıvı (kJ/kg·K)	1.3552	1.308

Tablo 4. (devamı)

Cp Buhar (kJ/kg.K)	0.92059	0.94835
Isı iletimi Sıvı (W/mK)	89.806.10 ⁻³	73.422.10 ⁻³
Isı iletimi Buhar (W/mK)	11.954.10 ⁻³	12.044.10 ⁻³
Viskozite Sıvı (Pa-s)	250.11.10 ⁻⁶	197.1.10 ⁻⁶
Viskozite Buhar (Pa-s)	10.911.10 ⁻⁶	11.363.10 ⁻⁶
60 °C’de Basınç (bar)	16.82	16.42
Yanıcılık Sınıfı	A1	A2L
ODP	0	0
GWP	1430	4

HFO-1234yf soğutkanı R-134a soğutkanının kullanıldığı sistemler için alternatif soğutkan olması için geliştirilmiştir. Yapılan araştırmalar sonucunda R-1234yf soğutucu akışkanın sistemde herhangi bir değişiklik yapılmadan kullanılabilecek gazlar arasında olduğu belirtilmiştir. R-1234yf ‘nin kimyasal formülü aşağıda gösterildiği gibidir (Güngör vd., 2012).

**Şekil 18.** HFO-1234 3 farklı dizilim gösterimi (Müllerová vd., 2020)

HFO gösterimi Hidrofloroolefin ismi ile adlandırılmış organik bir florin bileşimi için kullanılan kısaltmadır. HFO-1234yf soğutucu akışkanı ifadesi ise şu şekilde açıklanmaktadır. 1 sayısı bileşikteki Çift bağ adedini, 2 sayısı Karbon sayısını, 3 sayısı Hidrojen sayısını, 4 sayısı Flor atomlarını, yf ifadesi de Flor atomlarının pozisyonunu göstermektedir.

Tablo 4’de gösterildiği gibi R1234yf gazının GWP değeri 4 tür. Bu değer kullanımı belirlenmiş tarihlerden sonar kaldırılacak olan R-134a gazı için 1430 olarak belirtilmiştir. MAC yönergesine göre ise GWP nin 1502nin altında çekilmesi gerektiği belirtilmiş sonradan bu değer daha da düşürülerek doğada yok olma süreleri düşürülmüştür. Doğada yaşam süreleri R-134a için 13 yıl iken R-1234yf için sadece 11 gündür.

Tablo 5. R-1234yf'nin Temel Özellikleri

Kimyasal Formülü	$\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$
Molekül Ağırlığı	114
1Atm basınçta kaynama	-29 °C
Kritik sıcaklık	94,7 °C
Kritik basınç	3 382 kPa
Kritik yoğunluk	473 kg/m ³
ODP	0
GWP	4
Doğadan yok olma süresi	11 Gün
Yanıcılık	2L

R-152a

R152a soğutucu akışkan Küresel Isınma Potansiyeli ve Ozon tahribatı bulunmayan bir soğutucu akışkandır. Düşük yanıcılığa sahip, kokusuz ve zehirsizdir (Koyun vd., 2005). Montreal Protokolü kapsamında kullanımı belirli bir takvime bağlı kalarak yasaklanacak olan R134a soğutucu akışkan için Alternatif olarak geliştirilmiştir. R152a akışkanının teknik özellikleri aşağıda belirtildiği gibidir.

Tablo 6. R152a Soğutucu Akışkanın Fiziksel Özellikleri

Kimyasal Bileşimi	$\text{CH}_2\text{H}_4\text{F}_2$ – Difluoroethane
Yanıcılık Sınıfı	2A
Yanması için gerekli Limitleri (Havada) (UFL-LFL)	%16.9 - %3.9
Kaynama Noktası @ 101,325 kPa	-24.7°C
Yoğunluk	0.90 g/cc 25°C – Sıvı
Buhar basıncı	87 psi 25°C
Moleküler Ağırlığı	66.05 kg/kmol
ODP	0
GWP	140
Zehirleme Etkisi (ATEL)	50 000 ppm
Kendiliğinden Tutuşma Sıcaklığı	454 °C
Gaz Sabiti	125.882 j/(kg.K)
Isı İletim Katsayısı (25°C)	0.0113 (w/m ² k)

R152a soğutucu akışkan R134a ve R12'den daha iyi bir COP değerine sahip olduğu yapılan çalışmalar ile gösterilmiştir. Hem R12 hem de R134a akışkanına fiziksel olarak çok yakın özellikler göstermektedir. Bu sebep ile sistem üzerinde kullanılan kompresör ve genişleme

valfinde değişiklik yapmadan R134a kullanılan sistemlerde kullanılabilir (Kalkışım & Bilen, 2018).

R513a

R513a soğutkanı R134a için alternatif akışkan olarak incelenmektedir. Bu soğutkan karışım olmakla beraber ağırlıkça HFO-1234yf %56 ve R134a %44 olacak şekilde üretilmektedir. R134a miktarı ağırlıkça azaldığından GWP değerinde o oranda azalacak yarı yarıya düşecektir. Bu aşamada yapılan çalışmalar geçiş aşamasında kullanımı açısından yeterli görölse de, R134a karışımı olmasından ötürü ilerleyen süreçte yasaklama getirileceği öngörülebilir (Yıldız & Yıldırım, 2020).

R454c

R454c soğutucu akışkan, R404a soğutkanının yerine kullanılabilme özelliğine sahiptir. Soğuma sisteminde yapısal değişikler yapılmadan kullanılabilir. R454c soğutucu akışkanı, HFO-1234yf ve HFC-454c soğutucu akışkanların karışımından meydana gelmektedir. Karışımı oluşturan iki soğutucu akışkanda ASHRAE standartlarına göre tarafından hafif yanıcı grup ve zehirsiz olan A2L’de sınıflandırılmışlardır. R454C soğutucu akışkanının GWP değerlerinin 146 dır. R454C soğutucu akışkanı R404A’dan, çok daha küçük bir GWP değerine sahiptir. İklim değişikliği sebebi ile belirlenen GWP değerinin en fazla 150 olma şartını sağlaması ile birlikte küçük ticari soğutma sistemlerinde kullanılabilir. Soğutucu akışkanın bir diğer özelliği kaynama noktasının -45°C’nin altında olmasıdır. Bu sayede düşük ve orta sıcaklıklı soğutma sistemlerinde de kullanılabilir (Devecioglu & Oruç, 2022).

R32

R410a soğutucu akışkanı, yüksek COP değerine sahip olan ama GWP ve ODP değerleri yüksek olduğu için kullanımı sınırlandırılan R22 akışkanı için alternatif olarak kullanılmaktadır. R410a için ise alternatif olarak R32 akışkanı Daikin tarafından geliştirilmiştir. R32 HFC soğutucu grubunda olmakla birlikte R410a’nın sahip olduğu GWP değerinden çok daha düşük bir değere sahiptir. Tek bileşenli bir soğutucu akışkandır. ODP değeri sıfır olmakla birlikte, yüksek enerji verimliliğine sahiptir ve daha düşük şarj miktarlarında verimli çalışabilir. Düşük yanıcılık ve zehirlilik derecelendirmesine sahiptir. Benzer sıkıştırma oranlarına sahip oldukları için R410a’nın kullanımda olduğu tüm soğutma gruplarında yapısal bir değişiklik uygulaması yapılmadan doğrudan kullanılabilir (Yakut, 2022) Fiziksel avantajları sebebi ile orta ticari soğutma sistemlerinde düşük ve orta sıcaklıklar için uygun olarak kullanılabilir bir soğutucu akışkan olarak karışımıza çıkmaktadır.

R507A

R404a akışkanını için alternatif olarak geliştirilen soğutucu akışkan R507c, R404a anın aksine 3 değil iki bileşenden meydana gelen bir karışım gazdır. R507a soğutucu akışkanını R143a ile R125 soğutkanlarının yarı yarıya karıştırılması ile elde edilmektedir. ODP değeri sıfırdır. R507a ile R404a sıcaklık ve basınç değerleri birbirleri ile benzer olduğundan R507a, R404a yerine sistem üzerinde yapısal bir değişiklik yapmadan doğrudan kullanılabilir. Aynı kompresör ve genleşme valfi üzerinde iki soğutucu akışkan da kullanılabilir. Isı transfer katsayısı olarak R404a ya göre daha yüksektir. Maliyet ve performans oranı ile kıyaslandığı zaman R507a daha ekonomik olduğu görülmektedir. COP olarak iki akışkan hemen hemen aynı olmalarına karşın kompresör enerji tüketiminde R404a sistemleri biraz daha fazla olduğu görülmektedir. GWP değeri 3790 olan R507a, tüm fiziksel özellikleri ile R404a için uygun bir alternatif akışkan olarak kullanılabilir.

R444a

R444a soğutucu akışkanını %83 oranında R1234ze(E), %12 oranında R32 ve %5 oranında R152a karışımı içermektedir. GWP değeri kullanımı için Montreal sözleşmesinde belirlenen 150 değerinden küçük ve 93'tür. R134a akışkanına göre çok daha düşük bir GWP değerine sahiptir. R134a ile hemen hemen aynı kritik basınç ve sıcaklık değerlerine sahip olduğu için Alternatif olarak kullanılabilir. Az yanıcı ve zehirsiz olarak ASREA tarafından sınıflandırılmaktadır. Tüm bu özellikler R444a'nın R134a yerine önemli yapısal değişiklikler olmadan kullanılabileceğini göstermektedir. Isı kapasitesi olarak düşük olsa da R444a akışkanını R134a soğutucu akışkanına göre daha yüksek COP değerine sahiptir (Direk & Yüksel, 2019).

Soğutma Sistem Simülasyonları

Soğutma sistemlerini bilgisayar ortamında çözümleyebilmek için bir çok simülasyon programı geliştirilmiştir. Bunlardan algoritma tabanlı, bir döngü içerisinde hesaplama yapabilen matematiksel modellerin kurgulandığı genel yazılımlar bulunduğu gibi, hazır paket programı halinde uygulanabilir simülasyon programları da kullanılmaktadır. Hazır kütüphane ve örnek uygulama çokluğu açısından en uygun iki uygulama CoolPack ve EES olarak karışımıza çıkmaktadır.

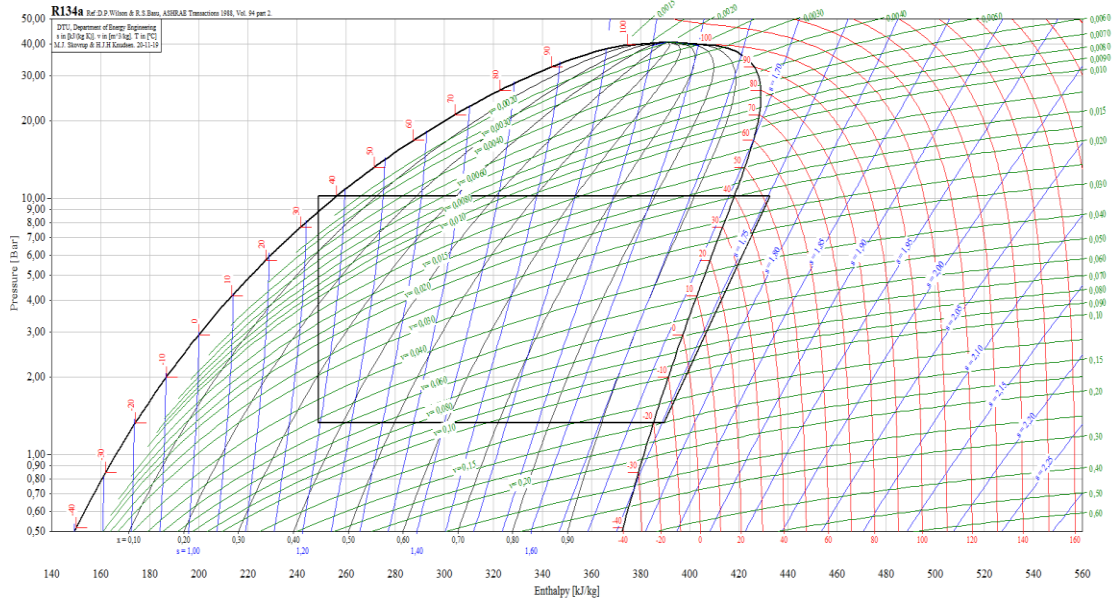
Sistem simülasyonları tasarlarken, hazır paket programlar çalışmanızın özelinde size tam destek veremese de kendi soğutma sisteminize uygun hale getirilebilirler. CoolPack üzerinden araç klima sistemleri için en önemli değişken olan kompresör hızı değeri program içerisinde belirtilemezken bu değer Excel üzerinden hazırladığımız bir program vasıtası ile belirtilen marka ve modeldeki kompresör hız değerlerini hacimsel debi değeri ile bize

sağlayarak, uygulamada kullanabilmemize olanak sağlanmaktadır. Elde edilen Excel programı özgün bir çalışma olup bir çok deneysel çalışmanın dataları ile hazırlanmış Multi-Regression çözümlemesidir.

Araç içi soğutma sistemleri için değişkenlerin önemli olması dışında dinamik bir sürüş için aracın hareket durumunun da soğutmayı etkilediği göz önünde olmalıdır. Aracın sabit devirde sürülemeyeceği, ya da sürülme durumu tamamen yolculuk şartlarına bağlı olarak gerçekleşmektedir. Bu sebep ile bir çok devir şartlarında hesaplamaların yapılması ve öncelikli olarak bu şartların doğru belirlenmesi gerekmektedir. Araç içindeki tek değişken kompresör hızı değildir. Kondenser sıcaklığı, Evaporatör sıcaklığı, Fan hızı gibi değerler soğutmayı etkilemekte, dış ortam sıcaklığı ve nem için de çalışmaların ayrıca detaylandırılması gerekmektedir. Dış ortam sıcaklık ve nem değerinden bağımsız olarak kondenser ve evaporatör sıcaklıklarının belirlenmiş koşullar arasındaki tüm değişkenleri için termal ve ekserjik hesaplamaların yapılması daha doğru sonuç verecektir. Bu sebep ile Kompresör hızı, Evaporatör Sıcaklığı ve Kondenser sıcaklığı gibi 3 değer üzerinden tüm varyasyonlar hesaplanarak termal ve ekserjik analiz gerçekleştirilmiştir.

CoolPack

CoolPack program farklı soğutma sistem tipleri üzerinde, değişik soğutucu akışkanları kullanarak analiz yapmanızı sağlayan bir soğutma sistem hesap programıdır. Bu sistem üzerinde ister tek kademe ister iki kademe buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri üzerinden hesaplama yapma imkanı bulunmaktadır. Bu program üzerinde araç soğutma sistemi bileşenlerinden kompresör için devir tanımlaması yapılmadığından bu kısımlar önceki çalışmalardan elde edilen bağıntılar ile coolpack değerleri kullanılarak yapılabilmektedir. Aynı zamanda deney sırasında temel sistem şartlarını kontrol etmek ve doğruluğunu kontrol etmek amacı ile de coolpack uygulamasına başvurulup değerlendirilmede kullanılmıştır.



Şekil 19. CoolPack Programı P-h diyagramı – R134a

EES

Engineering Equation Solver (EES) matematiksel mühendislik hesaplamalarını yapmak için kullanılan bir program olup bu program içinde bir çok eklenti ile soğutma sistemlerinin belirli bir sıcaklık ve basınç değerindeki entalpi, entropi, özgül hacim gibi değerleri otomatik olarak çekmemize ve önceden hazırladığımız yazılımımız vasıtası ile ekserjik analizini hızlı bir şekilde yapabilmekteyiz. Bu aşamada deney sürecinde ya da coolpack üzerinden elde edilen değerler Exel üzerinden kopyalanıp EES ye aktarılması ile tüm hesaplamalar kolaylıkla yapılabilmektedir.

Parametric Table												
Table 1	Table 2	Table 3	Table 4	Table 5	Table 6							
 1.14	T1	T2	P1	P2	W _c [[kJ/kg]]	m _{comp}	h1	h2	s1	s2	W _{el}	I _{comp}
Run 1	336.5	313	9.119	9.119	1.37	15.9	563.4	271.4	2.17	1.242		4365
Run 2	336.5	313	9.119	9.119	1.638	19.19	563.4	271.4	2.17	1.242		5325
Run 3	336.5	313	9.119	9.119	1.946	23.01	563.4	271.4	2.17	1.242		6440
Run 4	336.5	313	9.119	9.119	2.301	27.43	563.4	271.4	2.17	1.242		7730
Run 5	336.5	313	9.119	9.119	2.705	32.51	563.4	271.4	2.17	1.242		9213
Run 6	361.7	333	15.09	15.09	1.29	15.9	584	310.7	2.175	1.361		4103
Run 7	361.7	333	15.09	15.09	1.54	19.19	584	310.7	2.175	1.361		5002
Run 8	361.7	333	15.09	15.09	1.828	23.01	584	310.7	2.175	1.361		6046
Run 9	361.7	333	15.09	15.09	2.158	27.43	584	310.7	2.175	1.361		7254
Run 10	361.7	333	15.09	15.09	2.534	32.51	584	310.7	2.175	1.361		8642
Run 11	374.2	343	18.98	18.98	1.24	15.9	593.9	331.6	2.179	1.421		3946
Run 12	374.2	343	18.98	18.98	1.479	19.19	593.9	331.6	2.179	1.421		4809
Run 13	374.2	343	18.98	18.98	1.754	23.01	593.9	331.6	2.179	1.421		5811
Run 14	374.2	343	18.98	18.98	2.429	32.51	593.9	331.6	2.179	1.421		8303

Equations Window	
T_o = 298	
h1=Enthalpy(R152a,T=T1,P=P1)	
h2=Enthalpy(R152a,T=T2,P=P2)	
s1=Entropy(R152a,T=T1,P=P1)	
s2=Entropy(R152a,T=T2,P=P2)	
I_comp = (m_comp * (h1-h2))-(T_o * (s1-s2)) - (W_c * (1-(T_o/T2)))	

Şekil 20. EES Programı termodinamik tablo değer çekimi ve ekserji analizi

Ekserji

Soğutma sistemlerindeki gerçekleşen termodinamik süreçler ortama büyük miktarda serbest ısı serbest bırakmaktadır. Sistem ve çevre arasında gerçekleşen devamlı ısı transferi ve sıcaklık farkı, döngü için tersinmezlik kaynağı oluşturmaktadır. Tersinmezlikler nedeni ile sistem performansında düşme gözlemlenir. Bu durumda döngüyü oluşturan sistemin tüm bileşenleri tek tek termodinamik açıdan değerlendirilmelidir (Yumrutaş vd., 2002). Kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri düşük sıcaklık bölgesinden çekilen ısıya daha yüksek sıcaklık bölgesine aktarılması prensibi ile çalışmaktadır. Bu aşamada soğutucu akışkanlar sistem içerisinde kompresör vasıtası ile dolaştırılmaktadır. T-s diyagramında da görüleceği üzere kompresör ile basıncı ve sıcaklığı yükseltilecek akışkan kondensörden geçirilerek sıvı fazına getirilmekte ve bu sayede ısı atılabilmektedir.

Tüm bu işlemlerin gerçekleştiği her soğutma elemanında entropi üretimi ya da diğer ifade ile ekserji yıkımı meydana gelmektedir. Termodinamiğin 2. Kanunu ile ifade edilen bu durum aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanmaktadır. (Bilen ve Kalkışım, 2018)

$$\dot{E}_{x,comp} = (\dot{m}_r[(h_3 - h_2) - T_o(s_3 - s_2)]) \quad (17)$$

$$\eta_{comp,II} = \frac{(h_3 - h_2) - T_o(s_3 - s_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (18)$$

$$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_1 T_o[(s_3 - s_4) + \frac{(h_3 - h_4)}{T_o}] \quad (19)$$

$$\dot{I}_{eva} = \dot{m}_1 T_o[(s_1 - s_6) + \frac{(h_1 - h_6)}{T_o}] \quad (20)$$

(Seyitoğlu ve Kiliçarslan, 2015) (Yataganbaba vd., 2015) (Joybari vd., 2013)

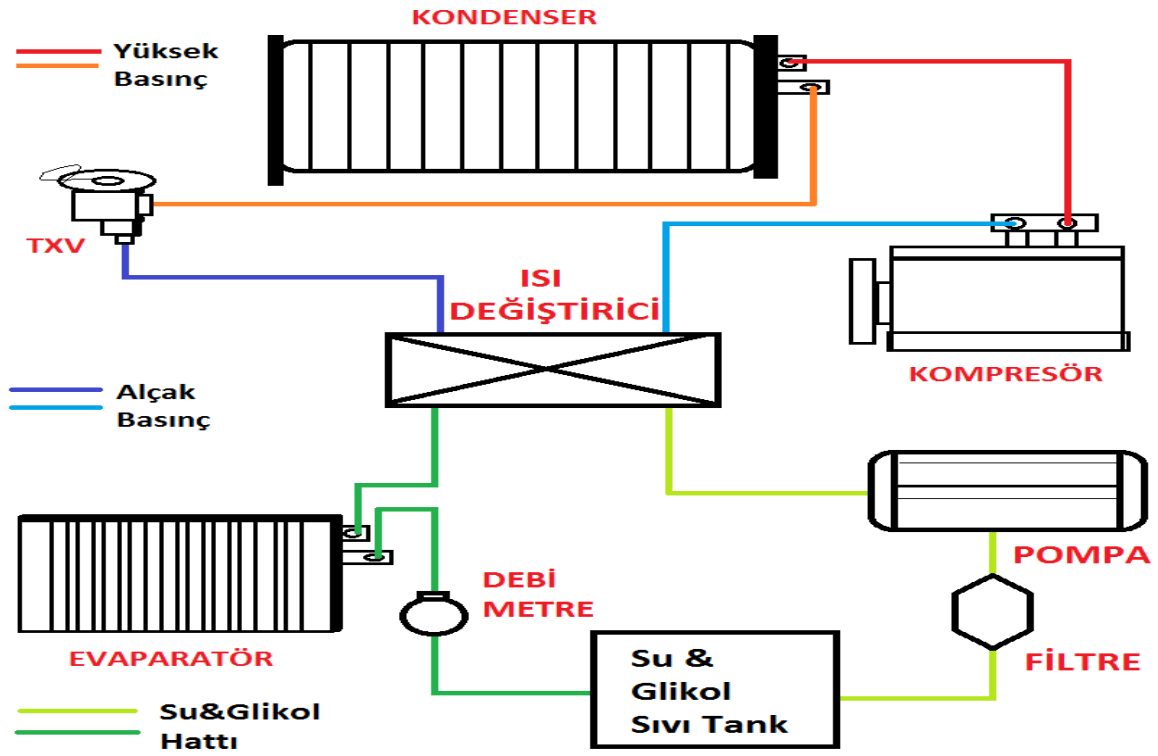
Deney Düzenegi

Deney düzenegiğimiz Volkswagen marka Golf V Model bir aracın soğutma komponentleri üzerine kurulmuş, hem tek kademeli hem de çift kademeli çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır. Deney düzenegiğimiz üzerinde temel olarak bir adet kondenser, 1 adet genleşme valfi (TXV), 2 adet evaporatör, 1 adet ısı değıştiricisi, 1 adet hidrolik pompa, 1 adet sıvı tankı ve 1 adet kompresörden oluşmaktadır.

Deney sistemimiz genel olarak, bir ısı değıştiricisi ile evaporatörden çekilecek ısı yükü bir su&glikol sistemine aktararak, evaporatörden soğutmayı su&glikol üzerinden sağlamak. Buradaki amaç, araç motoruna tahrikli bir şekilde çalışan kompresörün araç durduğunda ya da

devrinin azalmasında soğutmanın bir süre daha devam edebilmesini sağlamak. Burada depolanan su&glikol karışımı kompresör dursa dahi elektrikle çalışan pompa vasıtası ile bir süre daha soğutmaya devam edebilecektir.

Şekil 21’de görüldüğü üzere ısı değiştirici üzerinden su&glikol karışımına ısı aktarılmaktadır. Bu esnada faz değişimi ile gizli ısı çeken soğutucu akışkan tamamen buharlaşarak kompresöre doymuş buhar noktasında ulaşmış olacaktır. Burada buharlaştırıcı vazifesini ısı değiştiricisi görmektedir. Sistem üzerinde bulunan ölçüm cihazları ve diğer uygulamaların tam gösterimi dördüncü bölümde yer verilecektir.



Şekil 21. Deney düzeneğinin şematik çizimi



Şekil 22. Deney düzeneğinin genel görüntüsü

Kurmuş olduğumuz sistem hem kondenser hem de evaporatör hatlarından ayrı ayrı hava akışı ve sıcaklık kontrolü sağlanacak şekilde dizayn edilmiştir. Kondenser çıkış hattı ile Evaporatör çıkış hattı arasında boru tipi eşanjör uygulaması ile aşırı kızdırma ve soğutma gerçekleştirilerek sistemin kondenser çıkışında doymuş sıvı noktasına, evaporatör girişinde ise doymuş buhar noktasına yaklaştırılması sağlanmak istenmiştir. Bu uygulama ile hem sistemin verimi artması hem de kompresör giriş hattında gaz fazında olması sağlanmıştır. Bu aşamada kondenser çıkış hattına sıvı akışını görebilmek için gözetleme camı yerleştirilmiştir. Sistem içerisinde yağ tutucu ve filtre uygulamaları yapılmış ve sistemin kararlı çalışması sağlanmıştır. Sistem basıncının yüksek basınç hattında özellikle 20 Bar seviyesinde olması sebebi ile (yüksek kondenser sıcaklıklarında) hattımız bakır borulama ile yüksek basınçta çalışacak şekilde dizayn edilmiştir. Sistem üzerinde tüm giriş ve çıkışlarda bakır borulara akışkanın sıcaklıklarını doğru ölçebilmek adına daldırma uygulaması yapılarak ve içine yağ konularak thermocouple-lar yerleştirilmiştir. Tüm giriş ve çıkışlara basınç transmitterleri yerleştirilmiş ve sistem basınçları ölçülmüştür. Uygulamada bir adet özel tasarım kütleli debi ölçüm cihazı da sistem üzerine monte edilmiştir. Her bir kondenser ve evaporatör hava kanallarının girişinde ısıtıcı ve bu ısıtıcıyı kontrole etmek üzere PTC sıcaklık sensörleri ve bu sensörlere bağlı termostatlara kullanılmıştır. Bu sayede istenilen hava şartları sağlanabilmektedir. Hava kanallarının tamamında giriş ve çıkış hava sıcaklıkları hava kanal çapı üzerinde 5 farklı noktadan ölçülerek ortalamaları alınmıştır. İkincil çevrim üzerinde bir adet ısı eşanjörü ve bu eşanjöre bağlı bir su-glikol hattı bulunmaktadır. Bu hat üzerinde giriş çıkış sıcaklıkları ölçümü için thermocouple, debi ölçer, evaporatör ve su-glikol tankı bulunmaktadır. Sistem tüm borulama ve gerekli olan

komponentleri de kapsayacak şekilde uygun malzeme kullanılarak yalıtılmıştır. Sistem üzerinde bir adet nem ölçer ve kanal için hava hızını ölçmek üzere bir adet kanalın merkezine konumlandırılmış hız ölçer bulunmaktadır. Her hava kanalı üzerinde kontrol panelinden kontrol edilebilir hızı ayarlanabilir fanlar bulunmaktadır. 1 adet kondenserde 2 adet evaporatör hatlarında olan bu fanlar ayrı ayrı kontrol edilebilmektedir.



Şekil 23. Elektrik motor tahrikli araç klima sistem kompresör sistemi

Sistem üzerinde bulunan kompresör bir adet devri kontrol edilebilir elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Elektrik motoru ile tahriklenen kompresör üzerinden takometre yardımı ile devir ölçümü yapılmaktadır. Sistem içine basılacak soğutucu akışkan miktarı hassas terazi üzerinde konumlandırılan soğutucu akışkan tankları üzerinden yapılmakta ve sisteme basılan gaz miktarı kütlece ölçülmektedir. Bu sayede farklı akışkan kullanımındaki kütlece farkın tespit edilmesi sağlanabilmektedir.



Şekil 24. Sistem basınç transmitter ve thermocouple bağlantısı

Deney düzeneğimizde yer alan yüksek basınç hattı için -25 bar alçak basınç hattı için ise 0-4 bar ölçüm aralığına sahip basınç transmitterleri kullanılmıştır. Bu sayede emniyetli çalışma aralıklarında basınç ölçüm hassasiyeti arttırılmıştır. Deney düzeneğimizdeki tüm thermocouple lar oksijen kaynak ile birleştirilip, makaron ile sarılmıştır. Sistem boru içine yapılan daldırma tüpleri yağ ile doldurulmuş ve thermocouplelar bu tüplerin içine yerleştirilmiştir.

Sistem üzerinde mevcut bulunan basınç transmitterleri ve thermocouple lar HIOKI marka 60 kanal bir datalogger yardımı ile kayda alınmaktadır. Basınç transmitterleri kalibrasyonu yapılmış başka bir basınç ölçüm cihazı ile aynı şartlarda ölçüm alınmak sureti ile kalibre edilmiş ve ilgili kalibrasyon değerleri DataLogger'a her bir basınç transmitterleri için ayrı ayrı işlenmiştir. Aynı şekilde tüm Thermocouplelar Saf Su Banyosunda 25 °C – 80 °C arasında 5 er derecelik farklar ile ölçülüp not edilerek ayrı ayrı kalibrasyon eğri ve formülleri elde edilip Data Logger a işlenmiştir. DataLogger kendi üzerinde bulunan SD kart yardımı ile tüm grafik ve sayısal değerleri saklayabilmekte istenildiği zaman bilgisayar LAN bağlantısı üzerinden aktararak online olarak kullanılabilir. Kendi LoggerUnity adlı programı yardımı ile cihaz üzerinde yapılabilecek tüm işlemler uzaktan erişim ile de yapılabilmektedir. Özellikle dinamik soğutma deneylerinde anlık tüm verilerin saniyede bir alınarak saklanması ve kolaylık ile Exel uygulaması formatında çıkartılması ile hassas grafikleme yapılabilmektedir. Cihazımız Analog ölçümleri kolaylıkla yapmakta 4-20 mA sinyaller için ise 250 Ohm direnç vasıtası ile ölçüm yapılabilmektedir.

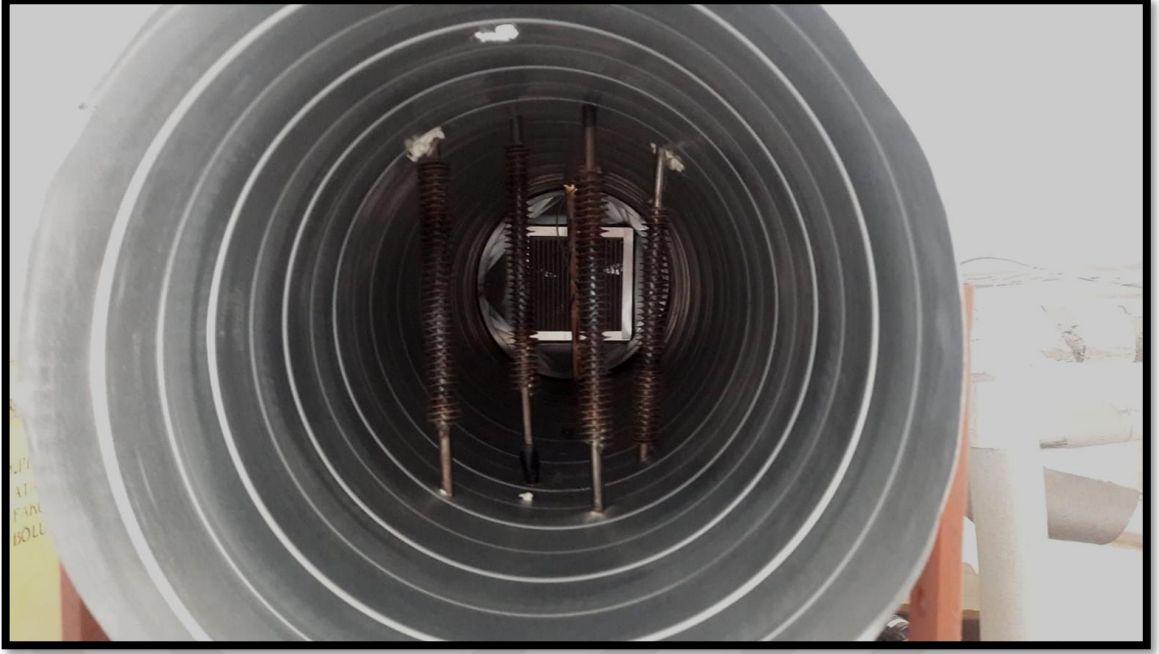


Şekil 25. HIOKI marka 60 kanal datalogger

Bütün sistem için bir adet kontrol panosu bulunmaktadır. Bu pano üzerinde kondenser ve evaporatörlerin fan açma kapama ve hız değerleri değiştirilebilmektedir. Hava kanalları önünde bulunan 3-faz ısıtıcılar ise çalışma aralığı ayarlanabilir termostat yardımı ile istenilen sıcaklıkta çalıştırılabilmektedir. Sistem güç açma/kapama, sensör güç açma/kapama kompresör tahriki için kullanılan kendinden sürücülü elektrik motoru açma/kapama pako şalterleri de bu pano üzerinde bulunmaktadır. Sistemimiz 3-faz elektrik bağlantısı ile çalışmaktadır.



Şekil 26. Deney düzeneği kontrol ve elektrik panosu



Şekil 27. Hava kanal içine yerleştirilmiş termostat kontrollü 3-faz ısıtıcılar



Şekil 28. Soğutucu akışkanlar için özel tasarlanmış kütleli debi ölçüm cihazı

Sistem üzerinde bir adet 4-20 mA çıkışlı kütleli debi ölçüm cihazı (Şekil 28) ve ortamın nemini ölçmek için bir adet nem ölçüm cihazı (Şekil 29), kanal çıkışlarında merkezden ölçüm alacak şekilde yerleştirilmiş hız ölçüm cihazı bulunmaktadır.



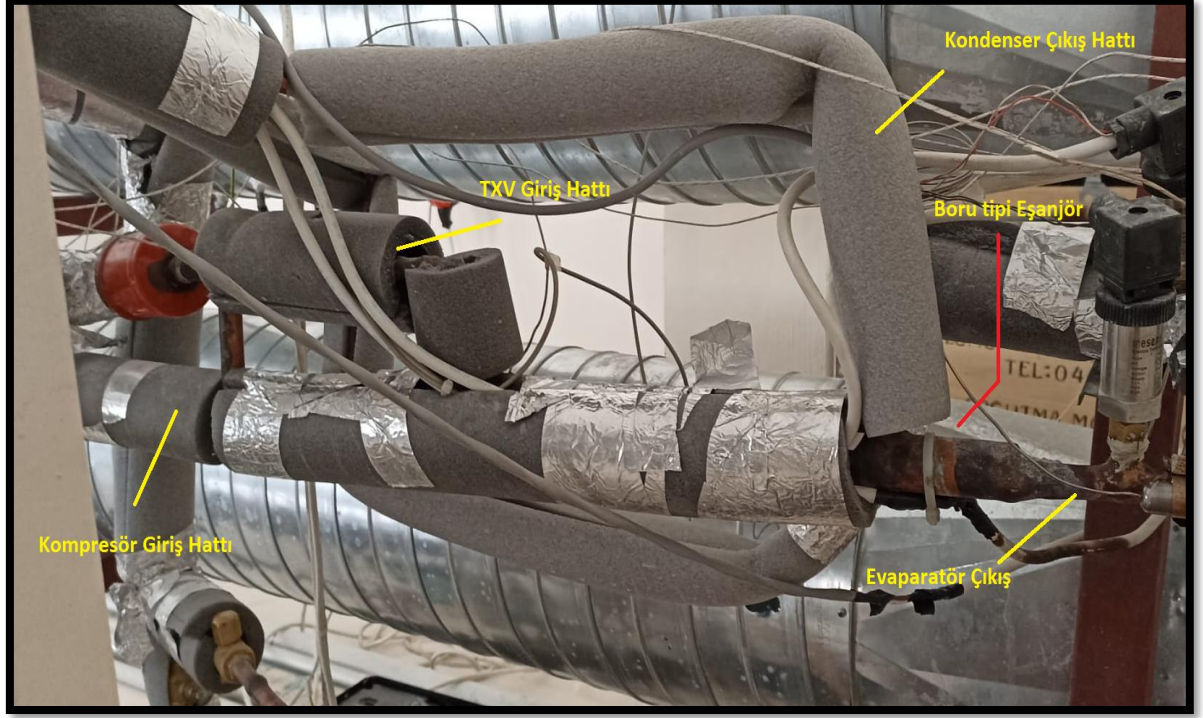
Şekil 29. Nem&sıcaklık transmitteri



Şekil 30. Su&glikol tankı ve evaporatör bağlantısı

İkincil su&glikol sistem için kullanılan 15 lt tank yalıtım malzemesi ile yalıtılmış ve depo içerisindeki suyun zamanla eşanjörden attığı ısı ile soğuyarak sıcaklığını muhafaza etmesi istenmektedir. Depo çıkışında bulunan su pompası hava kanalı içerisindeki evaporatöre su basmakta hava kanalı içindeki fan yardımı ile geçen hava ile de kabin soğutması gerçekleştirilmektedir.

Şekil 31’de görüldüğü üzere boru tipi eşanjör yardımı ile kondenserden çıkan sıcak ve basınçlı gaz+sıvı karışım akışkanın, TXV’e girmeden önce evaporatör çıkışındaki su ile ısı alış veriş yapması sağlanarak kondenser noktasında aşırı soğutma ile doymuş sıvı noktasına, evaporatör çıkışında aşırı kızdırma ile doymuş buhar noktasına yaklaştırılması istenmektedir. Bu vesile ile akışkanın evaporatör çıkışında doymuş buhar noktasına ulaşması ile kompresör girişinde sıvı fazında akışkan kalmaması sağlanmış olur. Bu durum kompresörün düzgün çalışmasını sağladığı gibi sistem verimini de arttırmaktadır.



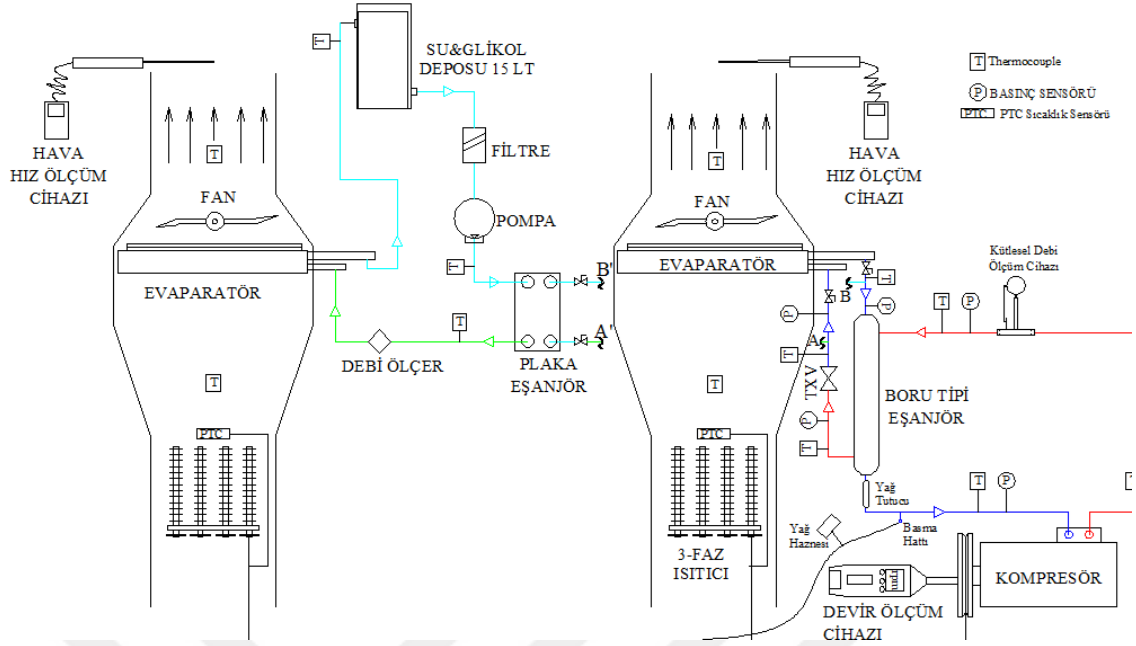
Şekil 31. Boru tipi eşanjör ile aşırı kızdırma ve soğutma uygulaması



Şekil 32. Soğutucu akışkanın şarj miktarının ölçülmesi

Şekil 32’de görüldüğü üzere soğutucu akışkan sisteme şarj edilirken yağlayıcı için ayarladığımız rekor üzerinden akışkana göre belirlenen miktarlarda yağlayıcı sistem basma hattına eklenmektedir. Öncelikli olarak tüp basıncı ile sistem doldurulmakta ve daha sonrasında kompresör yardımı ile basınçlandırılarak istenen sıcaklık ve basınç değerleri okunana kadar gaz basılmaktadır. Değerlere yaklaşılamaz ise (özellikle evaporatör basıncı için) kısma vanası ayarlanmakta ve 30 dk boyunca kararlı hale gelmesi için beklenmektedir. Bu aşamada fanlar açık ve gözetleme camı da akışın kararlılığa ulaşmış olup ulaşmadığı belirlemek için kontrol edilmektedir. İlk tüp tartım değeri ile son tüp tartım değeri çıkarılarak şarj miktarı not edildikten sonra ilgili çevrim için deneyler gerçekleştirilmiştir.

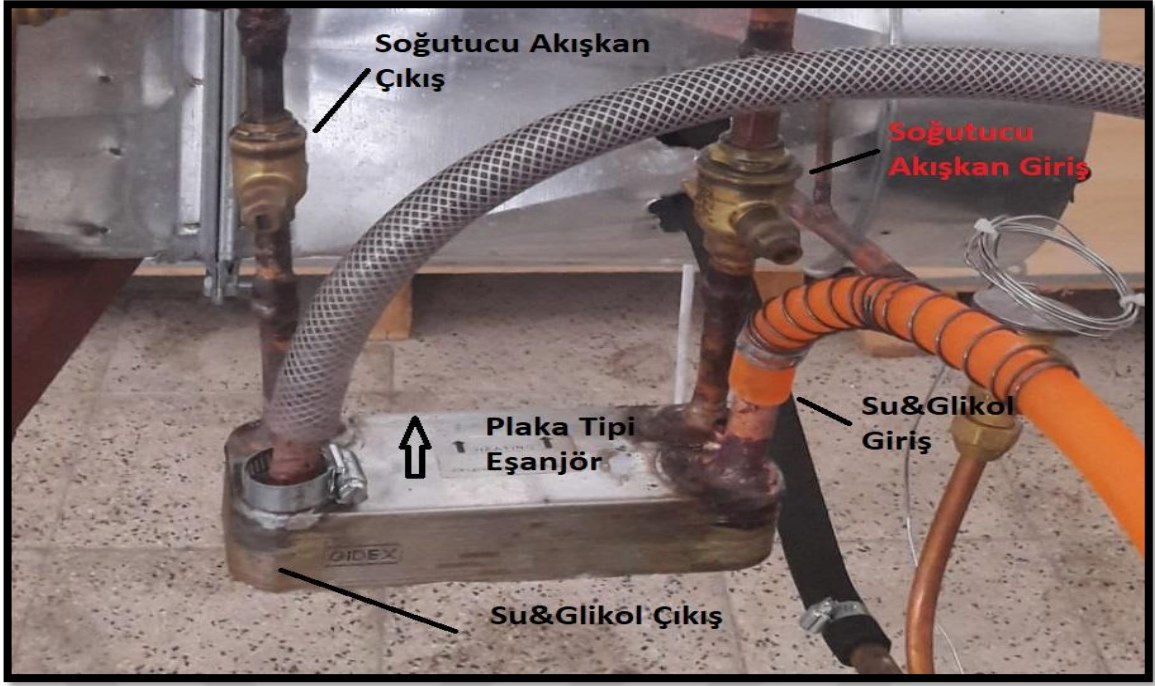
İkincil Su&Glikol Sistemi



Şekil 33. İkincil su&glikol sistem şeması

İkincil sistem kompresörün tahrikinin olmadığı durumlarda dahi soğutma işleminin devam edebilmesi için tasarlanmıştır. %50 glikol %50 su karışımı yüksek evaparatör sıcaklıklarında (5 °C, 0 °C , -5 °C) %70 glikol %30 su karışımı ise düşük evaparatör sıcaklıklarında (-10 °C , -15 °C , -20 °C) test edilmiştir. Yapılan testlerde tek kademeli sistemin evaparatör girişi vanaları kapatılarak plaka tipi eşanjöre yönlendirilmiştir. Plaka tipi eşanjörün düşük sıcaklık hattından soğutucu akışkan, yüksek sıcaklık hattından ise su&glikol karışımı geçirilmektedir.

Düşük sıcaklık hattı sistemimizin soğutucu akışkanın gaz fazında girerek sıvı fazında çıkmasını istediğimiz birinci kademeden düşük basınç hattıdır. Diğer eşanjör hattı ise su&glikol çevrimini içermektedir. Su&glikol karışımı 15 lt lik bir tank içerisinde su pompası yardımı ile devir daim ettirilmektedir. Bu aşamadan tank içerisindeki sıcaklıklar, eşanjör giriş ve çıkış sıcaklıkları thermocouple kullanılarak ölçülmektedir. Tank içerisinde eşanjördeki ısı transferi yardımı ile sıcaklığı düşen su&glikol karışımı evaparatörden geçirilerek fan yardımı ile ortam havasının soğutulmasında kullanılmaktadır. Bu aşamada deney boyunca ölçümünü yaptığımız değerler tahrik boyunca elde edilen soğutma yükü, tahrik sonrası elde edilen soğutma yükü ve süresi olmaktadır. Bunun yanında sistemin termodinamik açıdan incelenmesi yapılmaktadır. Her iki akışkan için aynı şartlar ve su&glikol sıcaklığı üzerinden deneyler gerçekleştirilmiştir. 1.kademedeki Tahrik kesimi sonrası su&glikol çevrimi ile elde edilen soğutma yükleri ve süreleri her iki akışkan için de karşılaştırılmıştır.



Şekil 34. Plaka tipi eşanjör bağlantısı

ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Çalışmamızda R134a soğutucu akışkanını için alternatif olan HFO-1234yf soğutkanının termal ve ekserjik analizi hem teorik hem de deneysel olarak yapılmıştır. Elde edilen bulgular ışığında HFO-1234yf akışkanının R134a soğutkanı ile çalışan bir otomobil klima sisteminde kullanımı için uygunluğu performans hesaplamaları ile tespit edilmiştir. Hâlihazırda çalışan sistem üzerinde herhangi bir yapısal değişiklik meydana getirmeden HFO-1234yf akışkanının başarılı bir şekilde çalışıp çalışmadığı termal olarak incelenmiştir. Aynı zamanda elde edilen sonuçlar ile ekserjik analiz, ikinci yasa verimi yapılarak 2 akışkan arasında karşılaştırma yapılmıştır. Deney sistemimizin ayrıntılı şeması Tablo 7’de gösterildiği gibidir. Çalışmamızı iki farklı aşamada gerçekleştirmiş bulunmaktayız. Öncelikli olarak tek kademe buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde R134a ve HFO-1234 yf soğutkanlarının teorik analizleri yapılmış ve deneysel olarak yapılan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Daha sonra elde edilen veriler ile ekserji analizi yapılmıştır.

İkinci basamak çalışmamızda, akışkana ikincil bir su&glikol çevrimi ekleyerek, sistem üzerindeki soğutma yük kapasitesini su&glikol çevrimine aktarıp sulu evaporatör ve fan sistemi ile buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi performans analizleri yapılmıştır. Yapılan tüm çalışmaların deney ve çalışma şartları detaylı olarak sonuçlar kısmında belirtilmiştir. 2 farklı gaz için 2 farklı sistemin hem termal hem de ekserjik analizleri kendi arasında değerlendirilerek detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Yapılan çalışmada teorik ile deneysel arasındaki farklar nedenleri ile irdelenmiş ve detaylandırılmıştır. Alternatif akışkan HFO-1234yf için R-134a akışkanı için ticari olarak en çok tavsiye edilen soğutkan olduğunu söyleyebiliriz. Genel itibari ile tek kademeli buhar sıkıştırırmalı sistemler için yapılan bu analizlere otomobil klima sistemleri için ikincil bir devre tasarımını da ekleyerek çeşitlendirmiş ve otomobil hareket halinde değilken ve motordan kompresör tahrik almıyor durumunda iken soğutmanın devam etmesi için bir önerme de bulunulmuştur. Bu süreçte dinamik olarak izlenen soğutma testlerinde kompresör hareketi durdurulduktan sonra soğutmanın ne kadar daha devam ettiği ve su&glikol ikincil devre sistemi ile ne kadar soğutma işinin fazladan gerçekleştiği araştırılmıştır.

Cool Pack Uygulaması

Sistemimiz için belirlenen durum şartlarına göre CoolPack üzerinden teorik çalışmalar yapılarak deneysel çalışma öncesi performans ve sistem değerleri ile ilgili bilgiler edinilmiştir. Yapılan çalışmalarda şu durum şartlarına göre analizler yapılmıştır.

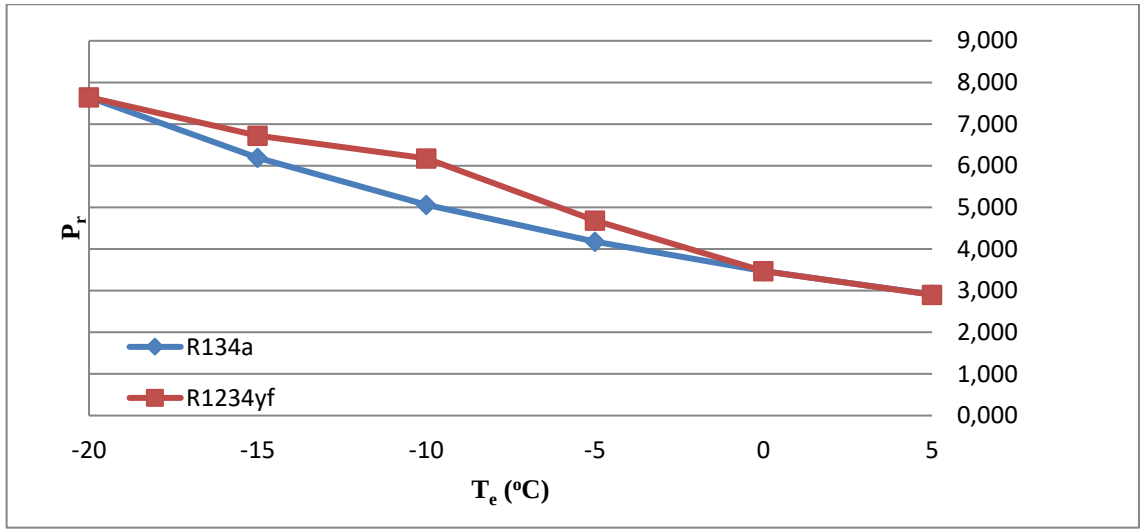
Tablo 7. CoolPack Sistem Çalışma Değişkenleri

Soğutucu Akışkan	Kondenser Sıcaklığı	Kompresör Devir	Evaporatör Sıcaklığı
R134a	40 °C	600	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		800	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1000	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1200	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1400	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
HFO-1234yf	40 °C	600	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		800	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1000	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1200	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1400	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C

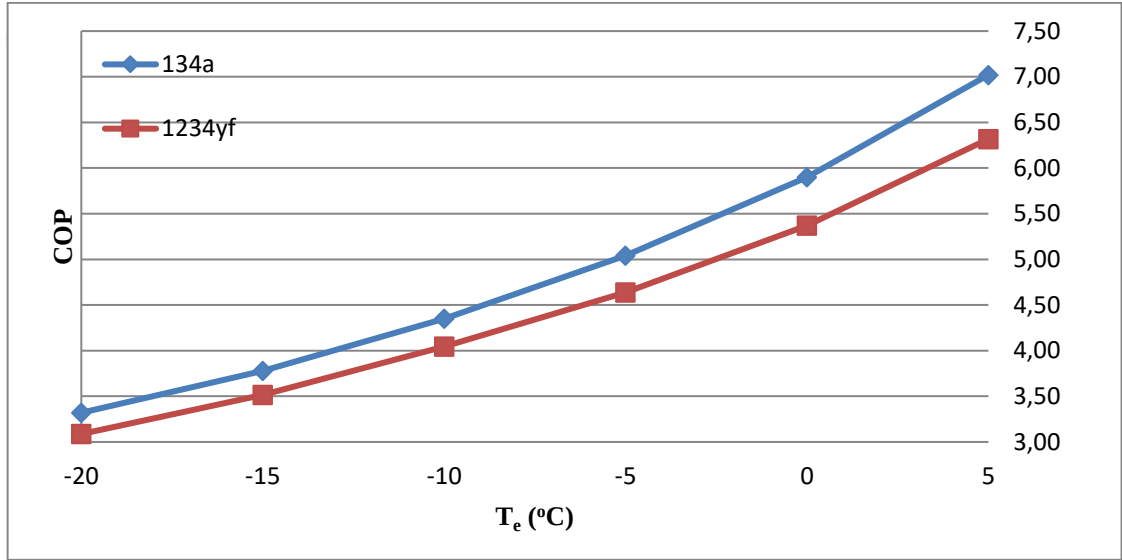
Yukarıda belirtilen durumlara göre soğutucu akışkanların COP, P_r , W_k , ve m değerleri hesaplanarak evaporatör sıcaklık ve kompresör devrine göre değişimleri incelenmiştir. CoolPack üzerinde yapılan analizlerde kompresör devri için daha önce yapılan deneysel çalışmalardan elde edilmiş kompresör devir hesabı ve bu hesap ile hazırlanmış Excel uygulaması kullanılmıştır. Elde edilen hesaplamalar aşağıda grafik ve yorum halinde verilmiştir.

Tek Kademe Çevrimi

Tek Kademe çevrimi için tabloda belirtilen değerler R134a ve R1234yfgazları için coolpack de yürütülmüştür. Yürütümlerin deneysel çalışmalarına atıf yapabilmesi için CoolPack üzerinde olmayan devir hesabını daha önceki deneysel çalışmalardan elde ettiğimiz hesaplama uygulaması ile hesaplayarak eklenmiştir. Devir sayılarına göre elde edilen kütleli debi ve ısı yük değerleri her devir için ayrı ayrı karşılaştırılmıştır. Farklı evaporatör yük devir sayılarına göre sıkıştırma oranı, COP, kompresör işi, Evaporatör ısı yükü, kondenser ısı yükü hesaplanmıştır. Hesaplamalar için R1234yf gazının termal özellikleri EES programı üzerinden çekilerek tamamlanmıştır. Gazların ilgili sıcaklıktaki yoğunluğu ile elde edilen hacimsel debi hesaplamaları üzerinden tek kademe buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrim analizi tamamlanmıştır.

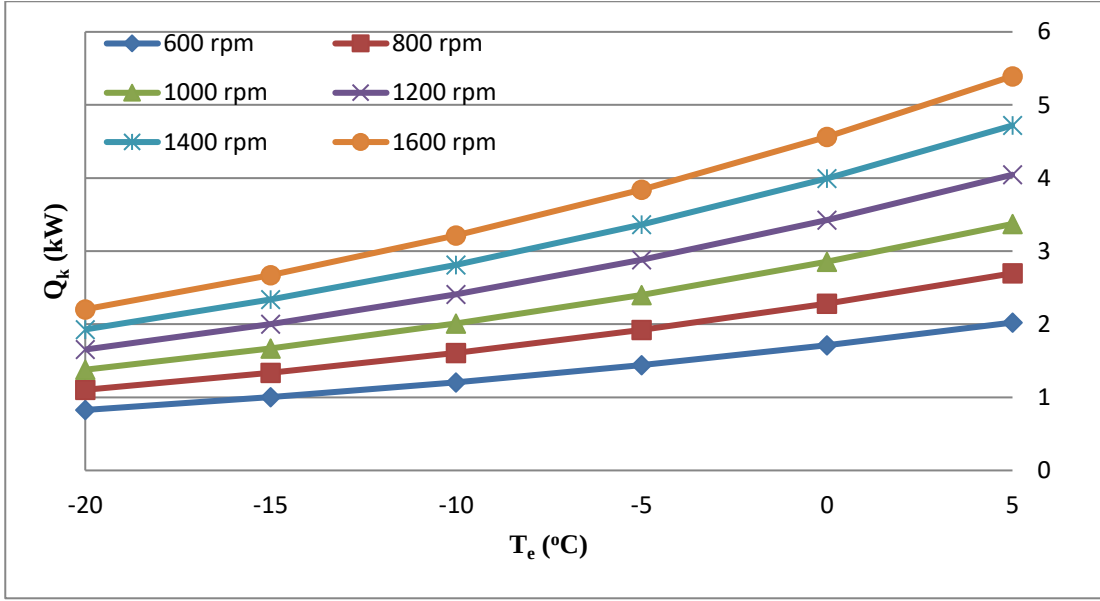


Şekil 35. Farklı evaporatör sıcaklıklarına göre alternatif akışkanların sıkıştırma oranı değişimi

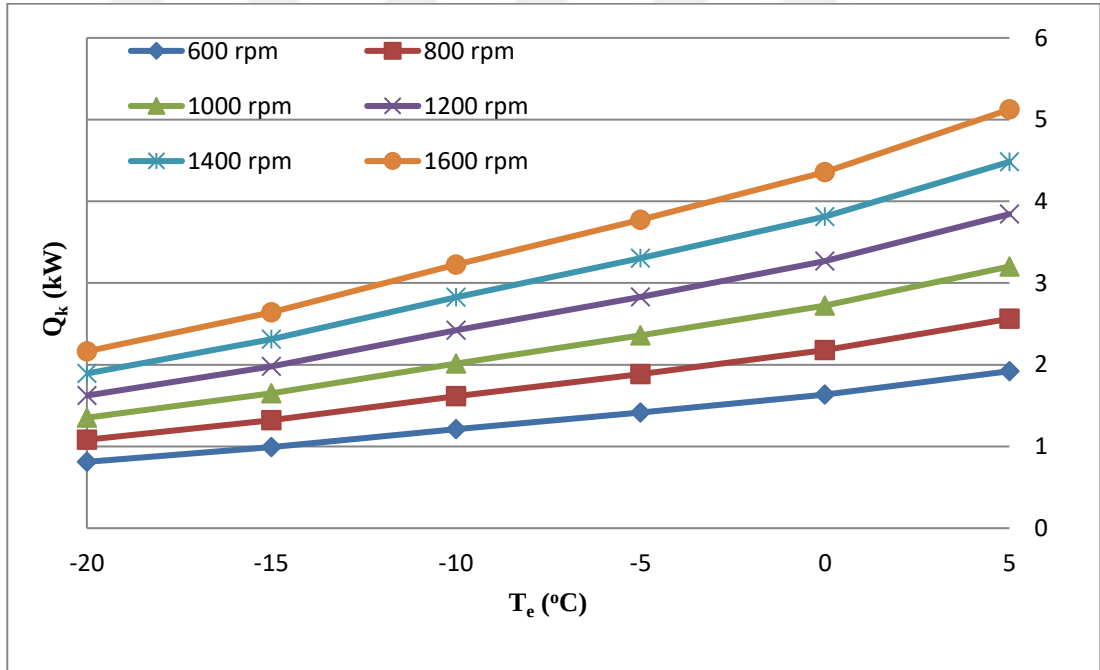


Şekil 36. Farklı evaporatör sıcaklıklarına göre alternatif akışkanların COP değişimi

Alternatif akışkan olarak HFO-1234yf'nin R134a yerine hâlihazırda R134a için kullanılan sistem üzerinde herhangi bir değişiklik yapmadan kullanılabilmesi için Sıkıştırma oranının (P_r) benzer olması gerekmektedir. Aynı şekilde COP değerlerinin aynı performansı verebilmesi adına yakın olması gerekmektedir. Şekil 35 ve 36 ye bakıldığı zaman sıkıştırma oranlarının farklı sıcaklıkları için çok yakın olduğu düşük evaporatör sıcaklıklarında ve yüksek evaporatör sıcaklıklarında ise küçük farklar ile aynı olduğu görülmüştür. R1234yf soğutkanının tüm evaporatör sıcaklıklarında R134a soğutkanının COP değerine yakın ve bir miktar aşağıda olduğu görülmüştür. COP değerlerinin yükseldiği yüksek evaporatör sıcaklıklarında ise bu farkın biraz daha arttığı hesaplanmıştır. Elde edilen hesaplamalarda düşük evaporatör sıcaklıklarda %7 yüksek evaporatör sıcaklıklarında ise %9 oranında daha az COP ye sahip olduğu belirlenmiştir.

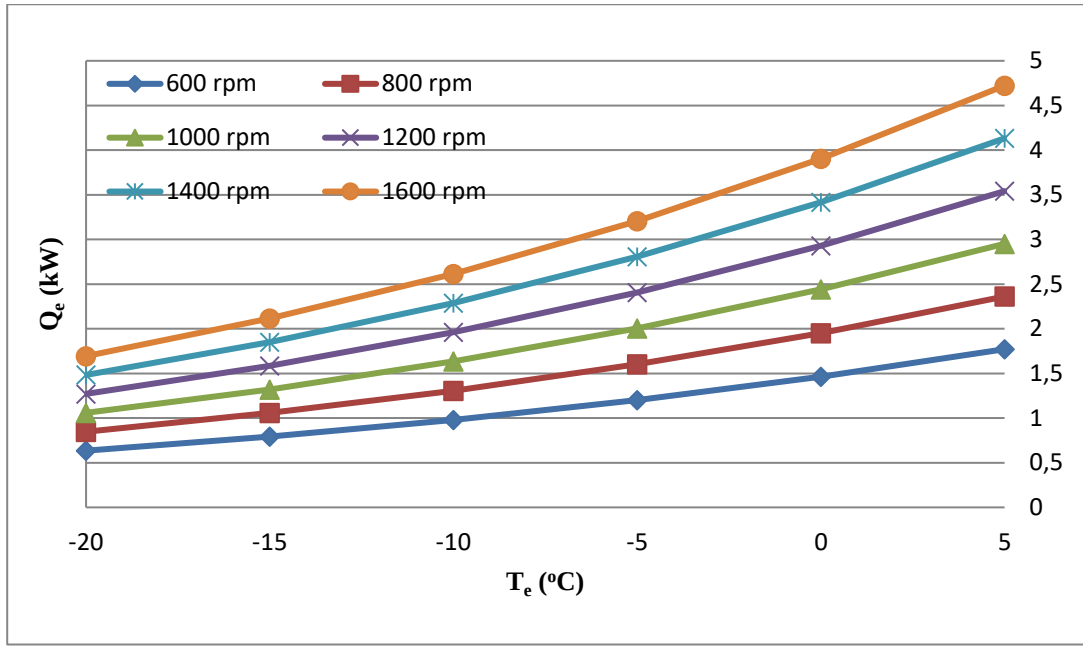


Şekil 37. R134a için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kondenserden atılan ısı yük değişimi

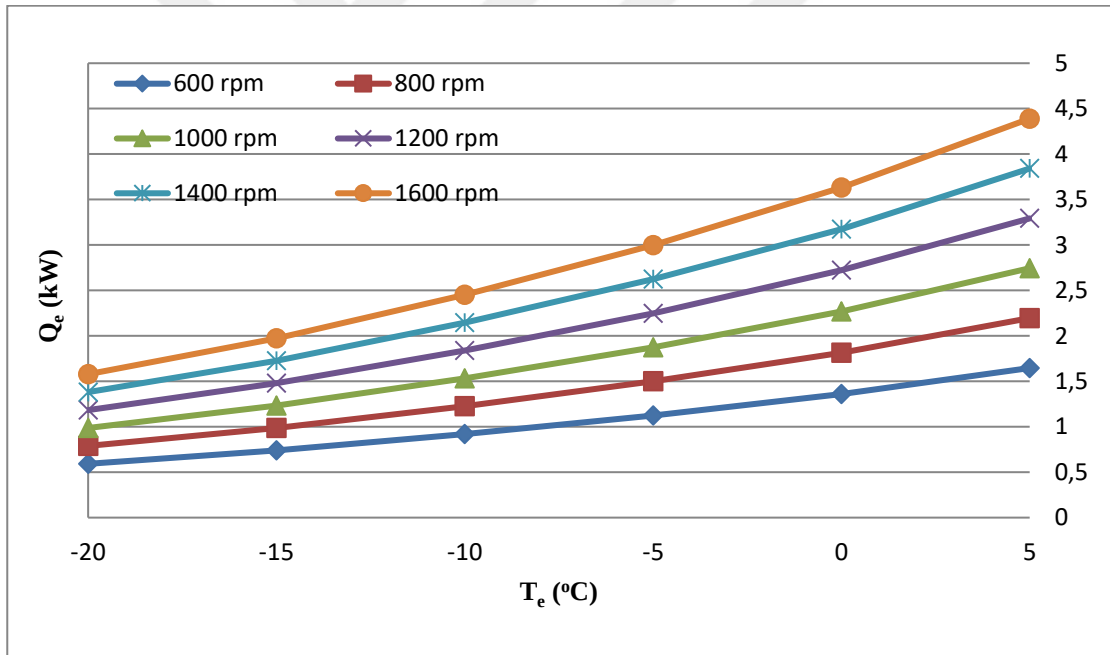


Şekil 38. R1234yf için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kondenserden atılan ısı yük değişimi

Sabit Kondenser sıcaklığında farklı evaporatör sıcaklıkları için yapılan hesaplamalarda devir hız değeri arttıkça Kondenserden atılan ısı miktarının da arttığı tespit edilmiştir. Aynı şekilde evaporatör sıcaklığının artışı ile de aynı etki belirlenmiştir. Kondenser sıcaklığı 40 °C için en yüksek ısı atımı 5 °C evaporatör sıcaklığında ve 1600 rpm kompresör devrinde, en düşük kondenserden atılan ısı yük miktarı da -20 °C evaporatör sıcaklığı ve 600 rpm kompresör devrinde olduğu görülmektedir.

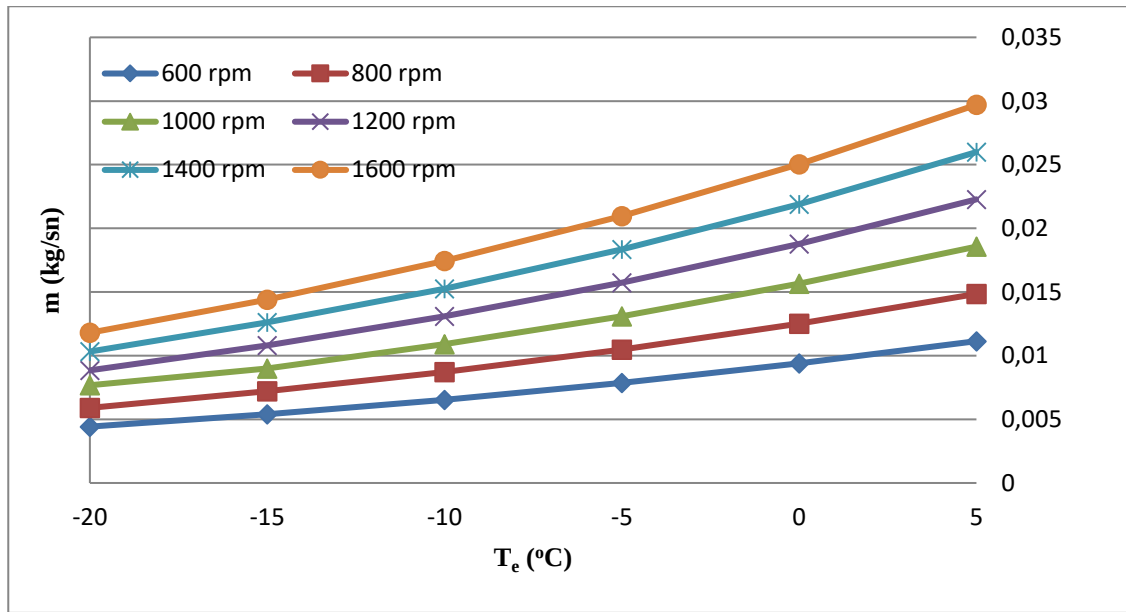


Şekil 39. R134a için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında evaporatörden çekilen soğutma yük değişimi

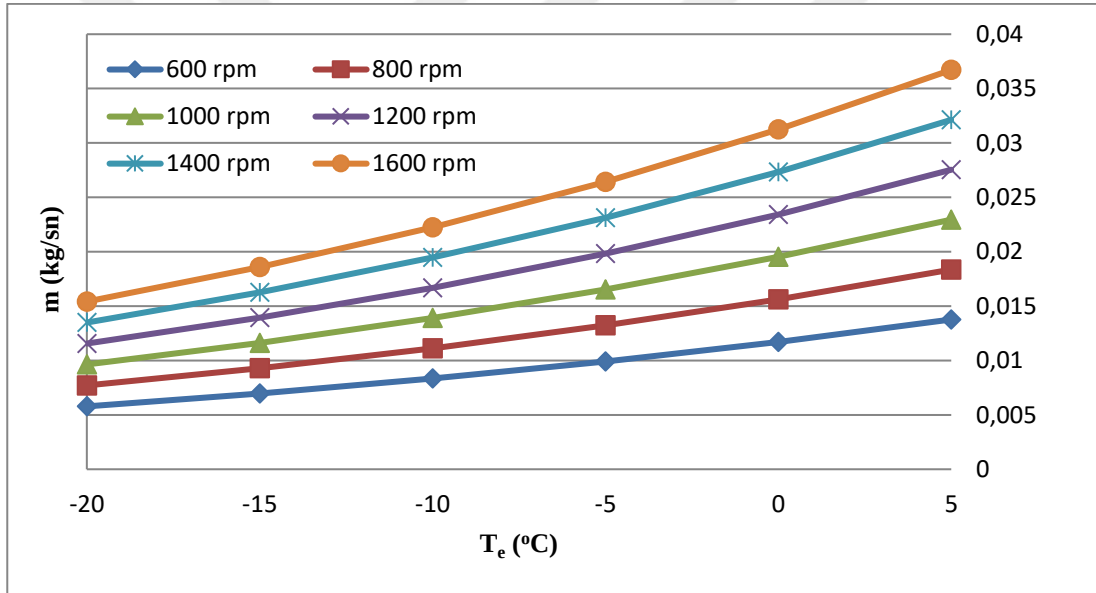


Şekil 40. R1234yf için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında evaporatörden çekilen soğutma yük değişimi

Tıpkı kondenserde belirtildiği gibi evaporatörden çekilen soğutma yükü miktarı devir ve evaporatör sıcaklığı ile doğru orantılıdır. Her iki değer in yükselmesi ile Q_e değeri artmakta ve en yüksek soğutma yük miktarı 1600 rpm ve $T_e=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ de, en düşük soğutma yük miktarı 600 rpm ve $T_e=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de olduğu belirlenmiştir.

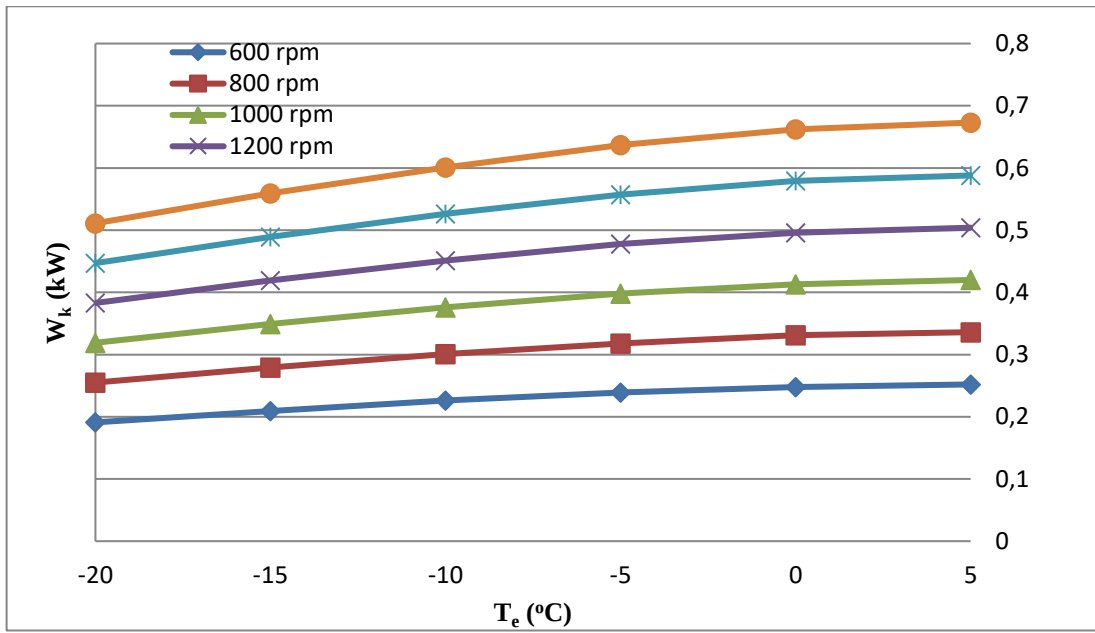


Şekil 41. R134a için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kütleli debi değişimi

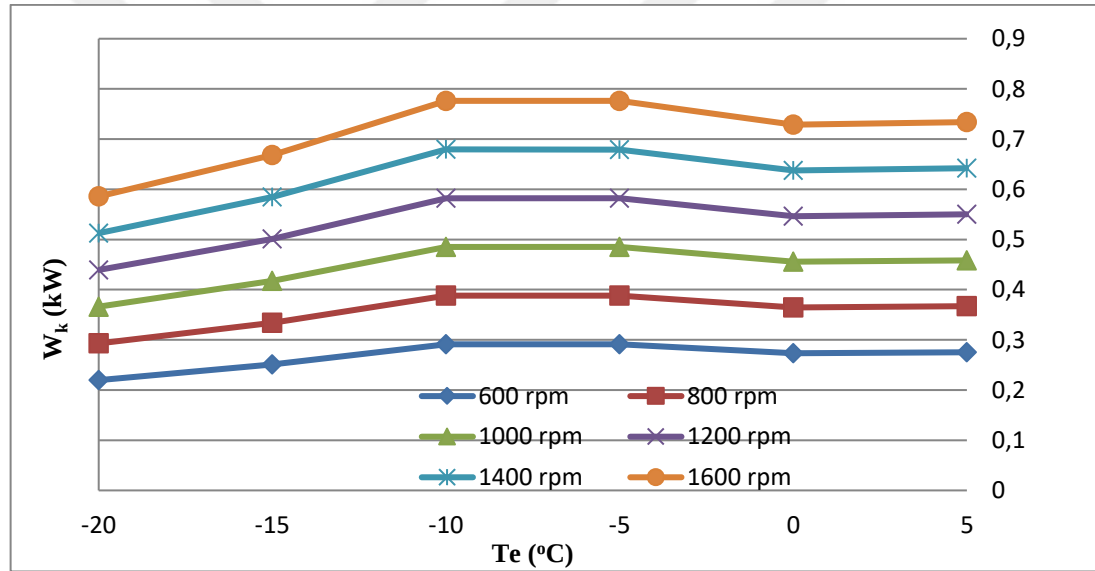


Şekil 42. R1234yf için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kütleli debi değişimi

Kütleli debi miktarının soğutma yükü ve kondenserden atılan sıvı miktarı gibi evaporatör sıcaklığı ve kompresör devri ile doğrusal orantılı olarak arttığı ve azaldığı görülmektedir. En yüksek kütleli debi miktarı 1600 rpm'de en düşük kütleli debi miktarı ise 600 rpm de olduğu hesaplanmıştır. R134a soğutkanının yoğunluğunun bir miktar R1234yf akışkanına göre düşük olduğu bilindiğinden kütleli debi miktarları kıyaslandığında R1234yf soğutkanının bir miktar daha fazla kütleli akışa ihtiyacı olduğu görülmektedir.



Şekil 43. R134a için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kompresör İş değişimi

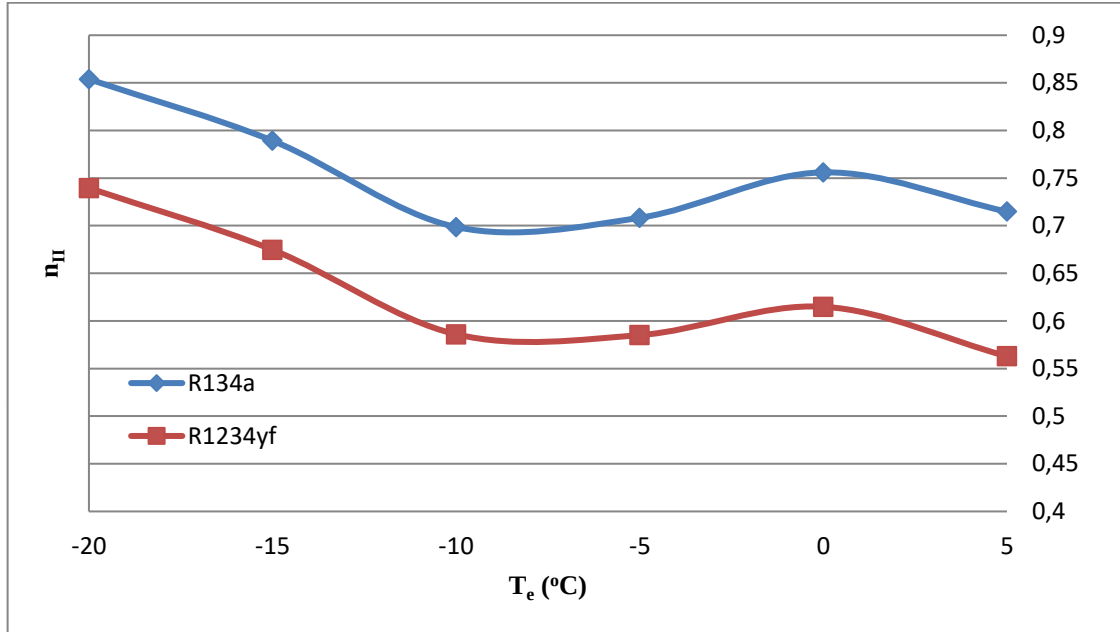


Şekil 44. R1234yf için farklı evaporatör sıcaklık ve farklı devir hızlarında kompresör İş değişimi

Artan kütleli debi ihtiyacı, kondenserden atılan ısı yük ve evaporatörden çekilen ısı miktarı ile kompresör işinin de artması öngörülebilir. COP değerlerinin ise yüksek evaporatör sıcaklıkları ve kompresör devri ile 2 katından fazla arttığı da düşünüldüğünde, kompresör işinin lineer olarak değil yüksek sıcaklık ve devirlerde saha yavaş arttığı görülmektedir. -20 °C evaporatör sıcaklığında sıkıştırma oranının 7'lerden sıcaklığın artması ile 3'lere düşmesi de aynı değişimin bir ölçüsü olarak söylenebilir. Özellikle 0°C'den sonra kompresör işinin yatay harekete yakın seyrettiği görülmektedir. Yüksek devirlerde hem Kompresör işi hem de evaporatör sıcaklıkları arasındaki değişim miktarı fazla olmaktadır. 600 rpm devirde W_k değerlerine bakıldığında evaporatör sıcaklığının değişiminden daha az etkilendiği söylenebilir.

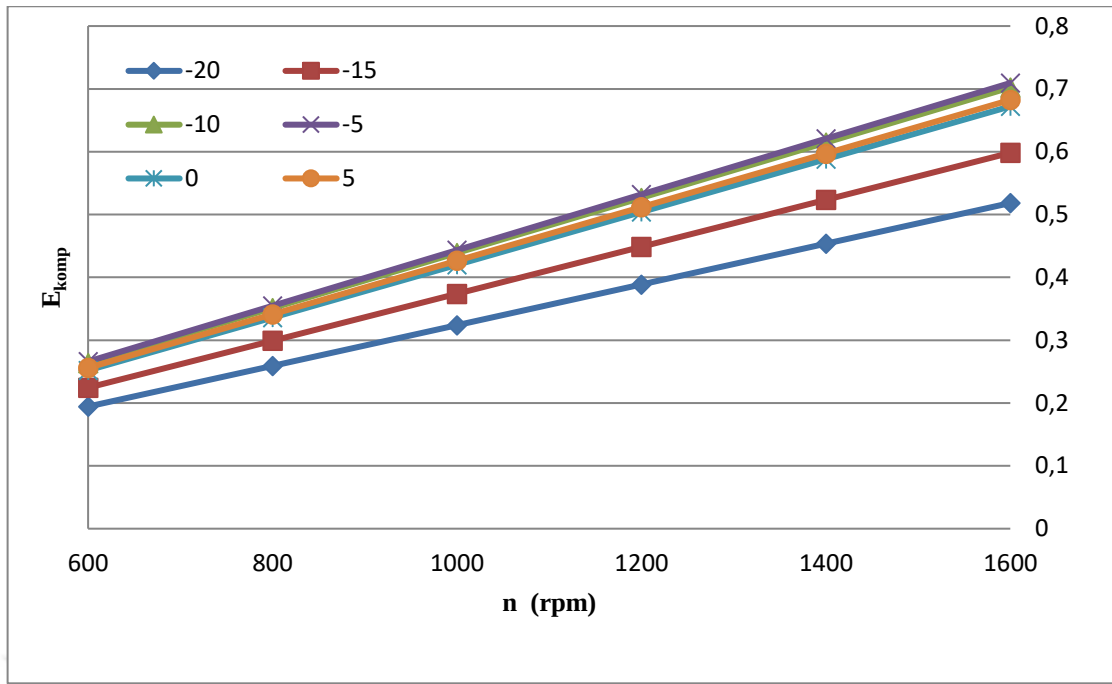
EES uygulaması

CoolPack çalışmalarından elde edilen veriler ile ekserji analizi yapılmıştır. İkinci yasa verimi, tersinmezlikle ve ekserji yıkımı hesaplamaları EES üzerinden hazırlanmıştır. İlgili teorik çalışmanın grafik ve yorumu aşağıda belirtilmiştir.

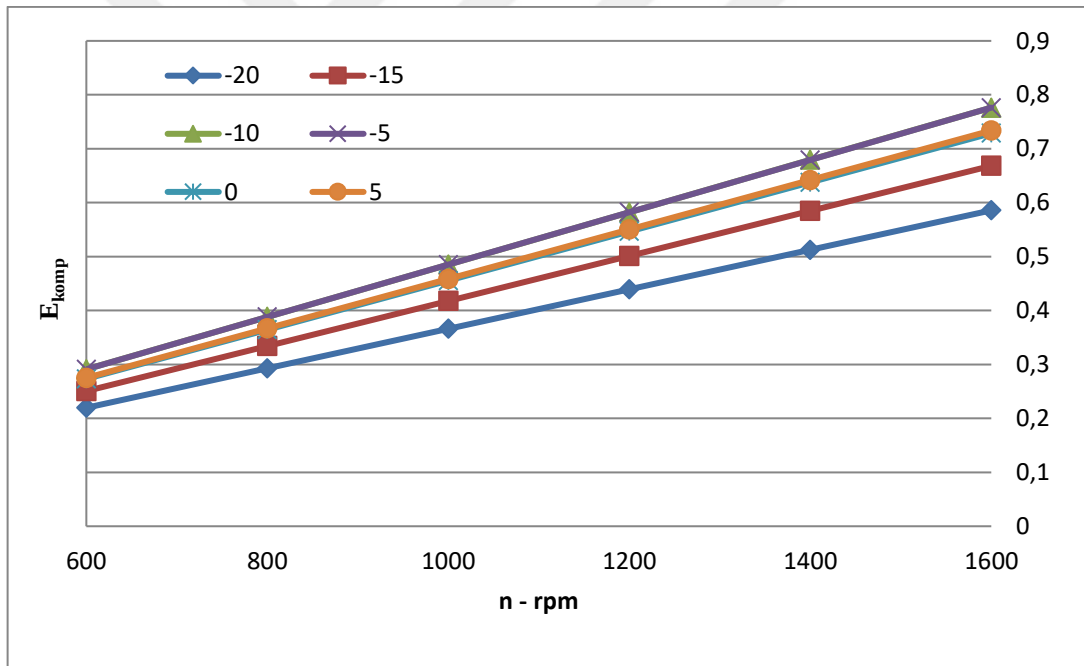


Şekil 45. Farklı evaporatör sıcaklıklarında soğutkanların 2.yasa verim değişimi

Yapılan hesaplamalarda 2. Yasa verimini evaporatör sıcaklıklarına göre değişimi çalışılmıştır. Kompresör işinin düşük olduğu düşük evaporatör sıcaklıklarında 2. Yasa veriminin daha yüksek olduğu görülmektedir. En düşük 2. Yasa verimi R134a için -10 °C’de, R1234yf için ise 5 °C’ evaporatör sıcaklığında belirlenmiş olup bu noktalardan önce ve sonra artan COP ve yatay düzlemde hareket eden kompresör işinin etkisi ile tekrar yükselme eğilimi göstermiştir.



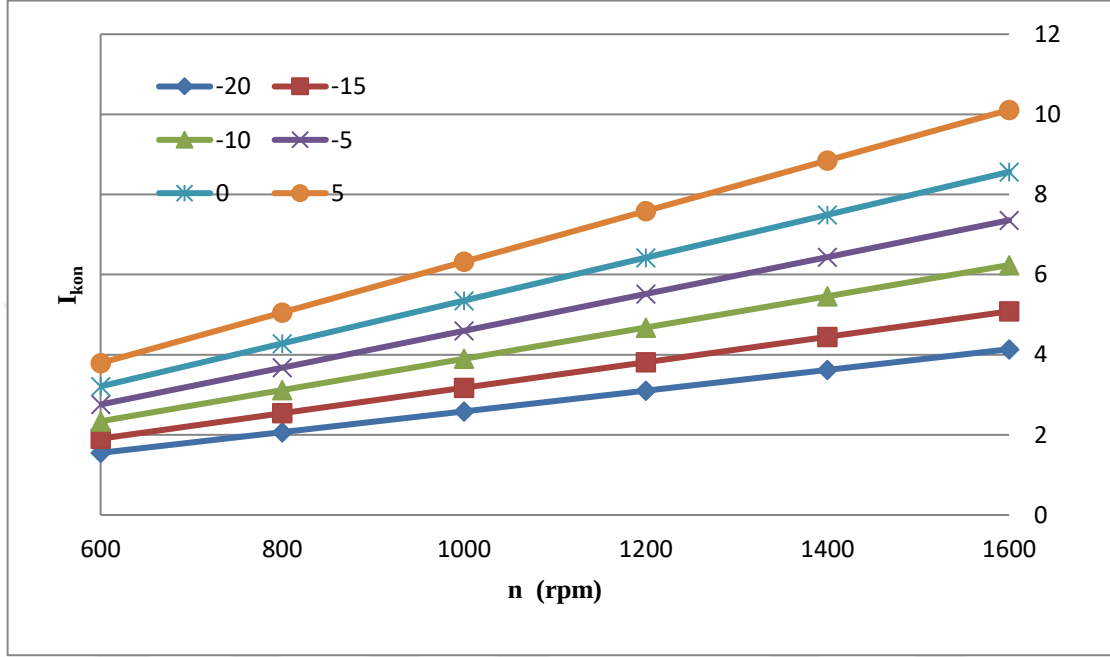
Şekil 46. R134a için devir hızına göre kompresör ekserji yıkımı



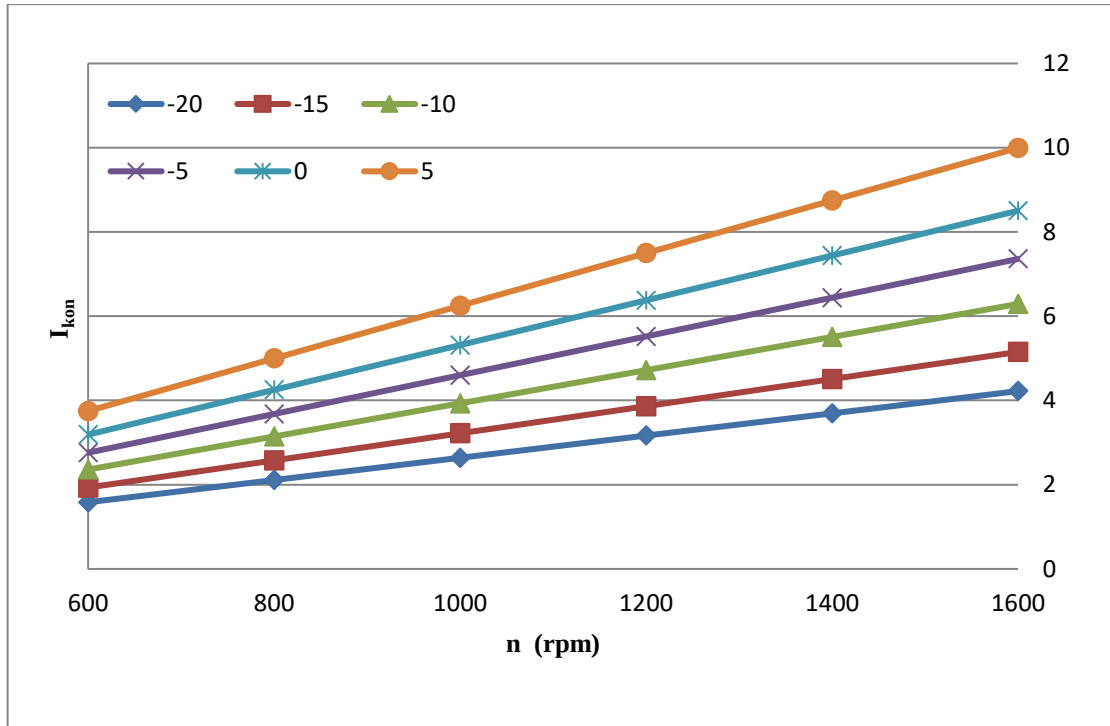
Şekil 47. R1234yf için devir hızına göre kompresör ekserji yıkımı

Şekil 46 ve Şekil 47 incelendiğinde yapılan teorik ekserji analizinde kompresörde gerçekleşen ekserji miktarları (kW) her iki akışkan için farklı kompresör devir hızlarına göre hesaplanmıştır. Artan devir hızlarında artan kompresör iş ve tersinmezlikler sonucunda ekserji miktarı da artmaktadır. Tüm evaporatör sıcaklıkları için ekserji miktarlarında en düşük değer 600 devir ve -20°C’de meydana gelmiştir. En yüksek değer ise -5°C’de ve 1600 devirde olduğu görülmüştür. İki akışkan içinde ekserji değerleri birbirine çok yakın olmakla birlikte R1234yf akışkanında bir miktar daha fazladır.

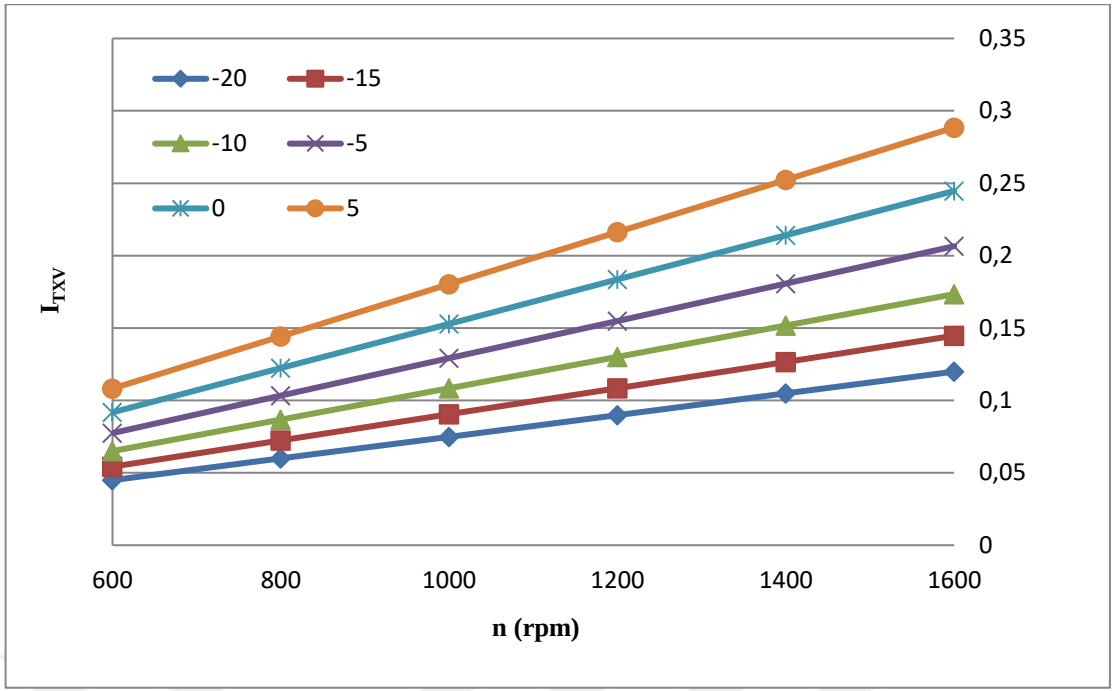
Şekil 48 ‘de R134a soğutkanının kompresör hızlarına göre kondenserde meydana gelen tersinmezlik miktar eğişi gösterilmektedir. R1234yf için değışim miktarı ise Şekil 49’da gösterilmiştir. Kompresörde meydana gelen Ekserji yıkımı ile doğru orantılı olarak düşük devirlerde azalan, yüksek devir hızlarında artan tersinmezlikler, Kondenserde kompresörden farklı olarak en yüksek değeri 5°C’de ulaşmaktadır. Her iki akışkan içinde yüksek evaporatör sıcaklıklarında daha fazla tersinmezlik değeri ve değışim hızı hesaplandığı görülmektedir.



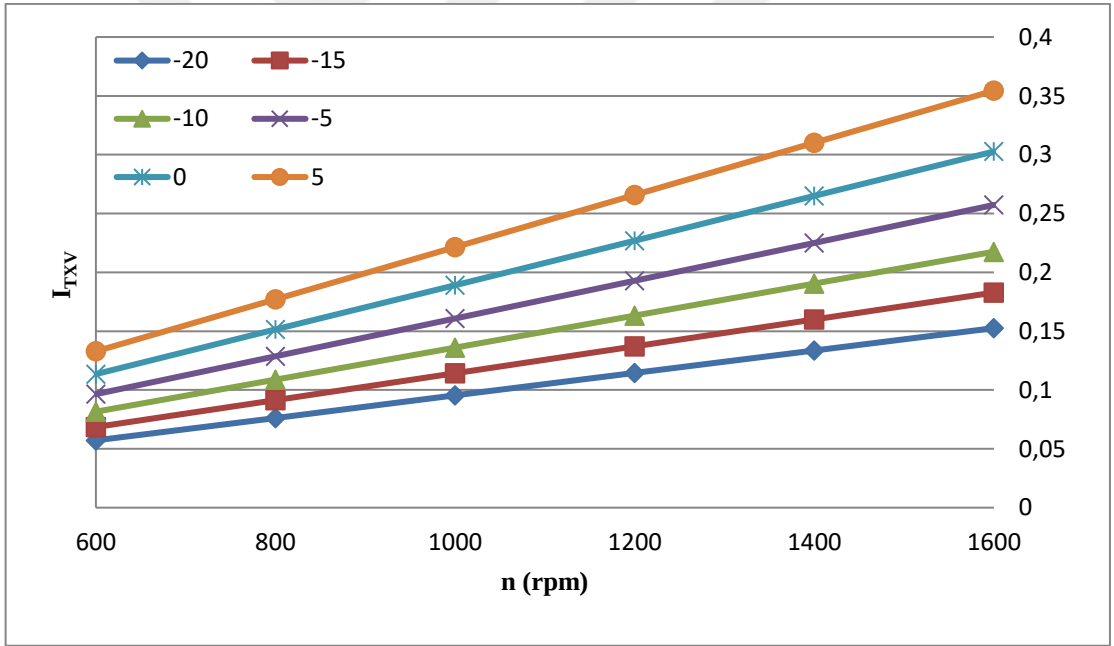
Şekil 48. R134a için devir hızına göre kondenserde gerçekleşen tersinmezlik



Şekil 49. R1234yf için devir hızına göre kondenserde gerçekleşen tersinmezlik



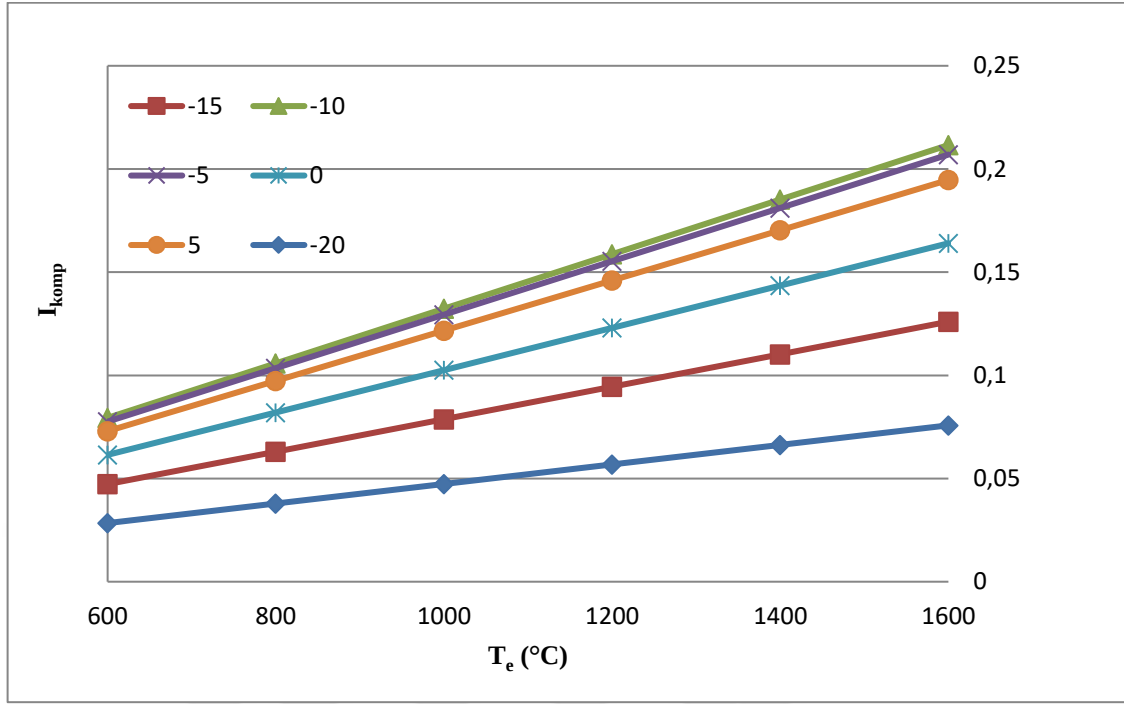
Şekil 50. R134a için devir hızına göre kısma vanasında gerçekleşen tersinmezlik



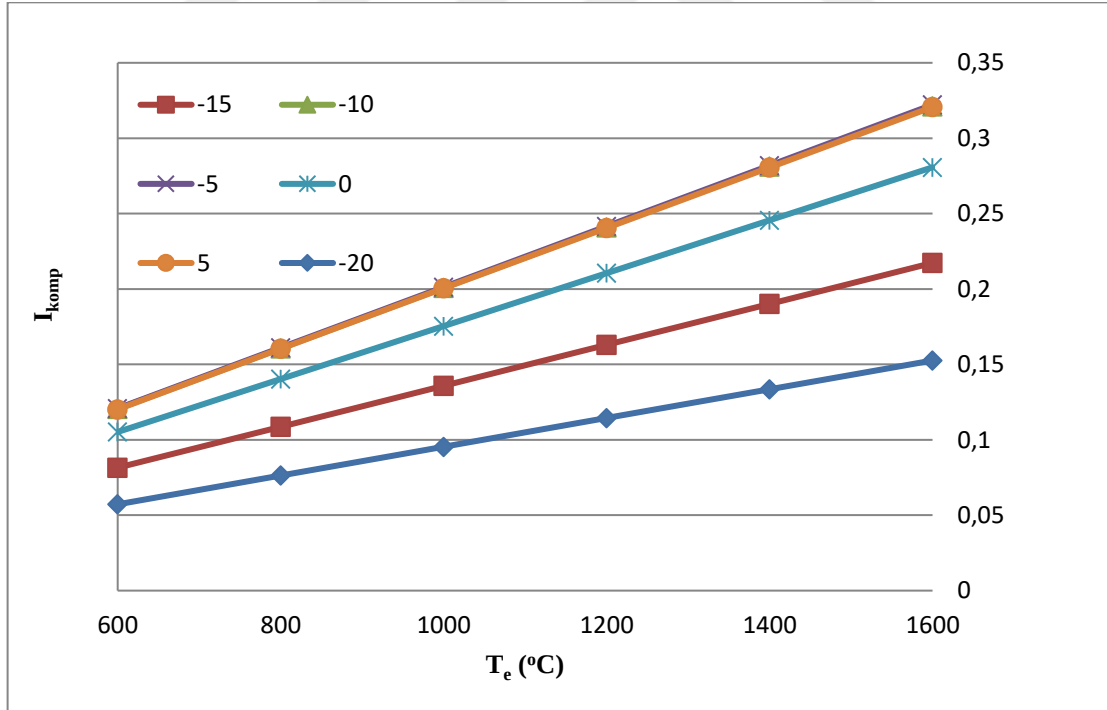
Şekil 51. R1234yf için devir hızına göre kısma vanasında tersinmezlik

Devir hızlarına göre kısma vanasındaki tersinmezlikle ise R134a soğutkanı için Şekil 50’de R1234yf soğutkanı için ise Şekil 51’de gösterilmiştir. Tüm grafikler incelendiğinde özellikle düşük sıcaklıklarda en düşük tersinmezlik kısma vanasında olduğu görülmektedir. R134a akışkanı için -10 °C hariç tüm sıcaklıklarda en düşük tersinmezlik kısma vanasında gerçekleşirken bu sıcaklık değerinde Şekil 52’de görüleceği üzere kompresörde meydana gelmektedir. R1234yf akışkanı için düşük sıcaklıklarda kısma vanası daha düşük tersinmezlik gösterir iken Şekil 53’de görüldüğü üzere yüksek evaporatör sıcaklıklarında kompresörde daha

düşük tersinmezlik miktarı hesaplanmıştır. R1234yf için ise kompresör incelendiğinde yaklaşık %50 oranında daha fazla tersinmezlik meydana geldiği belirlenmiştir.



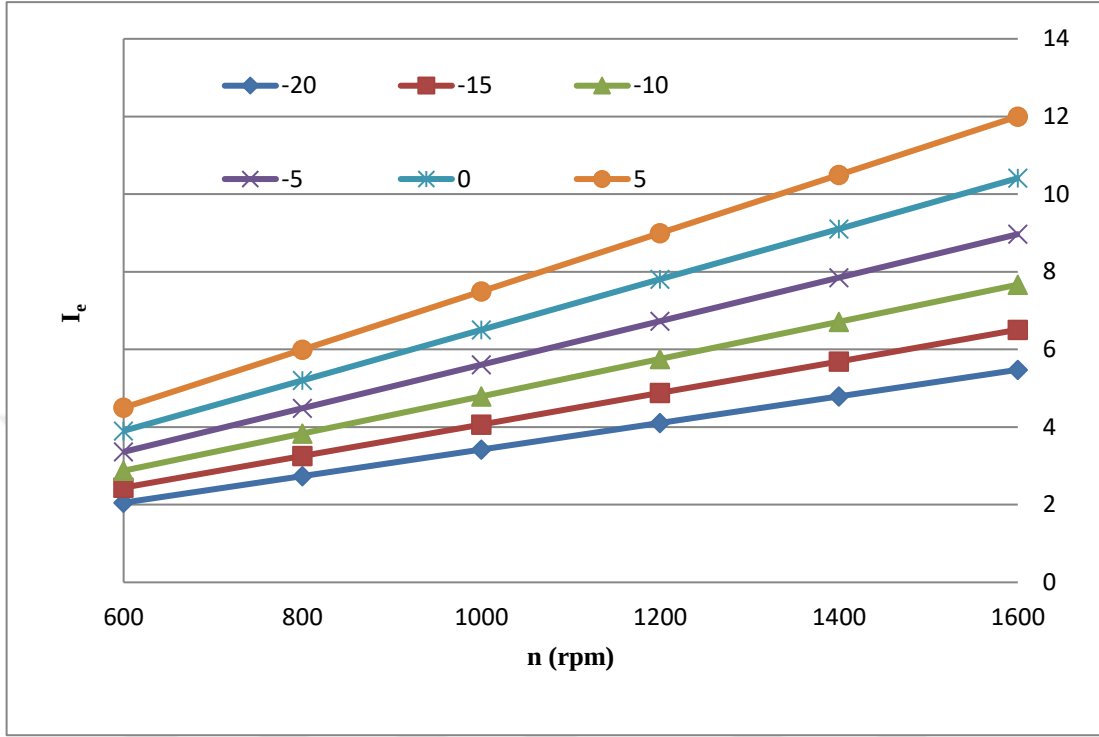
Şekil 52. R134a için devir hızına göre kompresörde gerçekleşen tersinmezlik



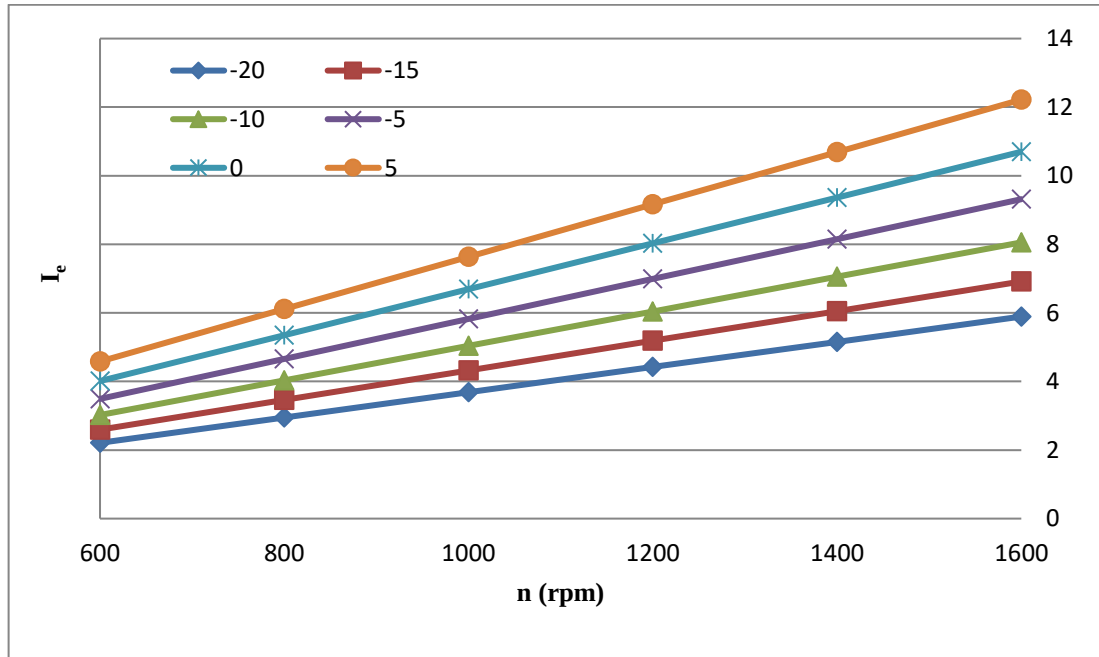
Şekil 53. R1234yf için devir hızına göre kompresörde tersinmezlik

Evaporatörde gerçekleşen tersinmezlikler ise her iki akışkan için en yüksek tersinmezlikler olarak hesaplanmıştır. Yapılan çalışmada evaporatörde gerçekleşen en yüksek tersinmezlik 5°C'de ve en yüksek kompresör devir hızında meydana gelmiştir. En düşük tersinmezlik ise 600 rpm kompresör devir hızı ve -20 °C evaporatör sıcaklığında olduğu

görülmektedir. Hemen hemen düşük evaporatör sıcaklıklarında ve tüm kompresör hızlarında tersinmezlik artışı benzer karakteristik gösterirken, artan evaporatör sıcaklığı ile tersinmezliklerin artış karakteristiği de değişmekte ve belirgin bir tersinmezlik miktarı artışı görülmektedir.



Şekil 54. R134a için devir hızına göre evaporatörde gerçekleşen tersinmezlik



Şekil 55. R1234yf için devir hızına göre evaporatörde gerçekleşen tersinmezlik

İki Kademeli Soğutma Sistem Tasarımı ve Hesaplamaları

Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı bir çevrimin evaporatör kısmına plaka tipi ısı eşanjör koyarak endirekt bir evaporatör sistemi çalışılmıştır. Çalışılan sistemin ikincil çevrimi su&glikol karışımı içermektedir. Isı eşanjöründen atılan ısı yük vasıtası ile su&glikol karışımı soğutulmaktadır. Bu amaç ile otomobil klima sistemlerinde motor ile tahriklenen kompresörün motor durduğu andan itibaren soğutma çevrimini durdurması ile soğutma işleminin durmasını engellemek. Soğutulan su&glikol karışımı evaporatörden elektrik ile çalışan küçük bir su pompası yardımı ile geçirilerek, soğutma işlemi devam ettirilmektedir. Bu sistem literatürde geçen ifadeler ile, endirekt su çevrimli evaporatöre sahip tek kompresörlü iki kademeli soğutma çevrimi diye adlandırılabilir. Standart otomobil sistemleri için küçük değişiklikler ile bu sisteme dönüştürülüp klima sistemi daha verimli hale getirilebilir. Bir önceki tek kademeli sistem için yapılan teorik çalışmalar bu sistem için hem R134a soğutkanı hem de R1234yf soğutkanı için aynen tekrar edilmiştir.

Tablo 8. İki Kademeli Soğutma Çevrimi İçin Kullanılan Değişkenler

Soğutucu Akışkan	Kondenser Sıcaklığı	Kompresör Devir	Evaporatör Sıcaklığı
R134a	40 °C	600	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		800	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1000	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1200	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1400	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
HFO-1234yf	40 °C	600	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		800	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1000	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1200	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1400	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C

Tek kademedede yukarıda tabloda belirtilen tüm farklı durumlar için elde edilen sonuçlar aşağıdaki bağıntılar yardımı ile iki kademeli sistem için hesaplanmıştır. Burada plaka tipi eşanjör hesaba katılmış olup, hesaplamada kullanılan eşanjör tip özelliği aşağıda belirtildiği gibidir

Tablo 9. Lehimli Plaka Tipi Eşanjörün Teknik Özellik Tablosu

Toplam plaka sayısı	12
Toplam ısı transfer alanı	0,1344 m ²
A	34,6 mm
Plaka Malzemesi	0,4 mm kalınlığında paslanmaz çelik (AISI316)
Dizayn Sıcaklığı	-50 / 195 °C
Dizayn Basıncı	35 Bar

İki kademeli soğutma çevrimi için kullanılacak bağıntılar aşağıda gösterildiği gibidir

Bir ısı eşanjöründeki ısı geçişi, sadece içindeki akışkanlar arasında olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabul edilirse, aşağıdaki bağıntılarla yazılabilir:

$$\dot{Q} = KA\Delta t_m \quad (21)$$

Sıcak ve soğuk akışkanların soğuması ve ısınması esnasında verilen ve alınan ısılar, akışkanların kütleli debileri ile giriş ve çıkış entalpilerinin farkından bulunabilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{cg} - h_{cç}) \quad (22)$$

Isının alınması ve verilmesi durumunda akışkanların sıcaklıkları değişiyor ise, geçen ısı miktarı

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph}(t_{hg} - t_{hç}) = \dot{m}_c c_{pc}(t_{cç} - t_{cg}) \quad (23)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemde gösterimler aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$\dot{m}_h$ ve $\dot{m}_c$; sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın kütleli debisi (kg/s)

c_{ph} ve c_{pc} ; sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın özgül ısısı (J/KgK)

t_{hg} ve $t_{hç}$; sırasıyla sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları (°C)

t_{cg} ve $t_{cç}$; sırasıyla soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları (°C)

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı değeri, ısı eşanjöründe akışın türüne göre belirlenmektedir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (Δt_m) aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

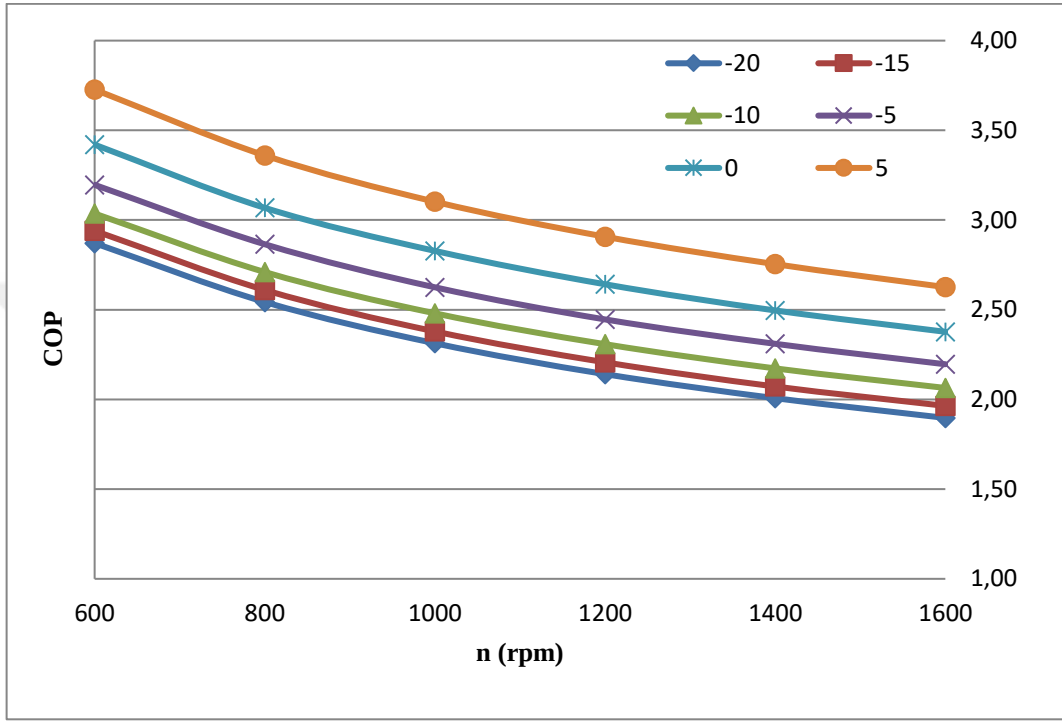
$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (24)$$

Son eşitlik Denklem (4.1)'e taşınırsa

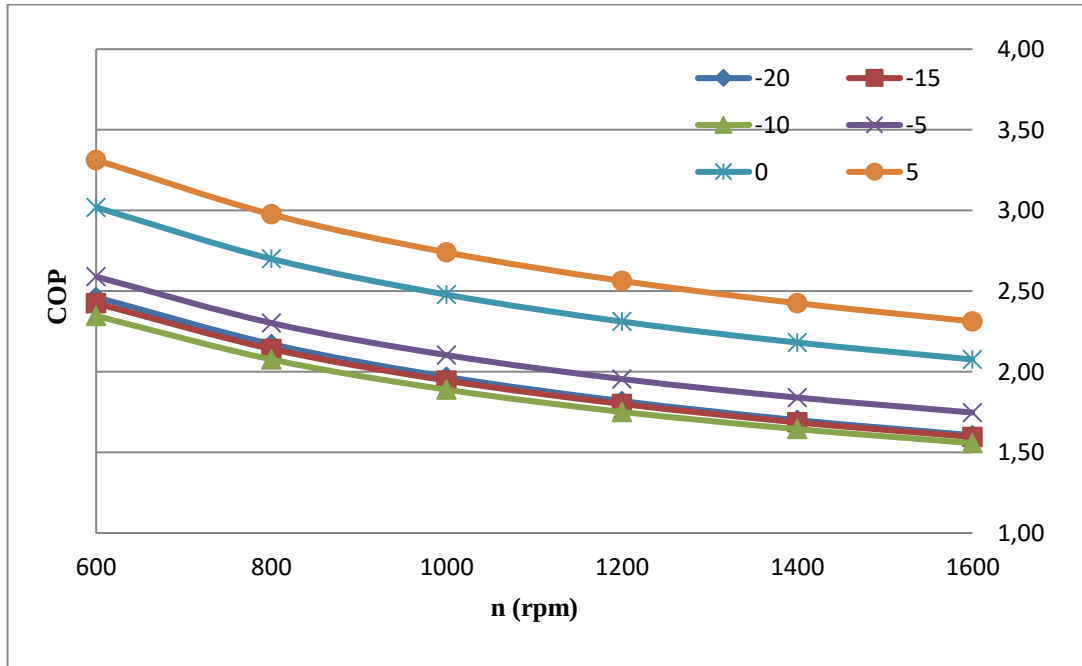
$$\dot{Q} = \frac{KA(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (25)$$

ifadesi elde edilir. Soğutma sisteminin soğutma performans katsayısı (COP) aşağıdaki gibi ifade edilebilir. (Kiliç vd., 2009)

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (26)$$

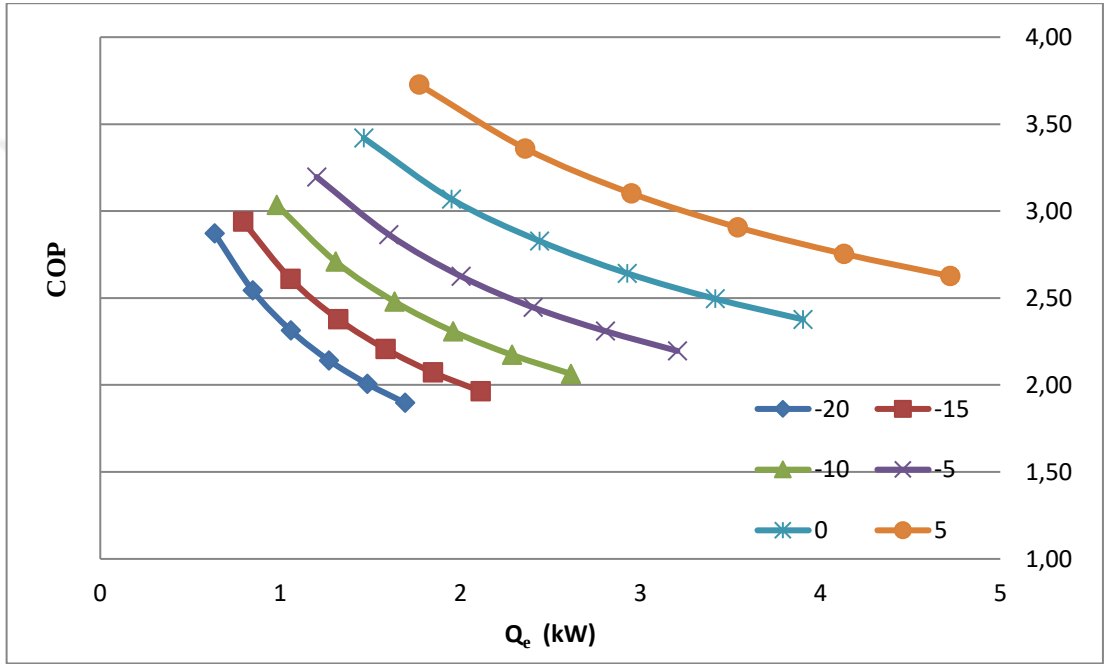


Şekil 56. R134a akışkanı ikincil devre için devir hızına göre COP değişimi

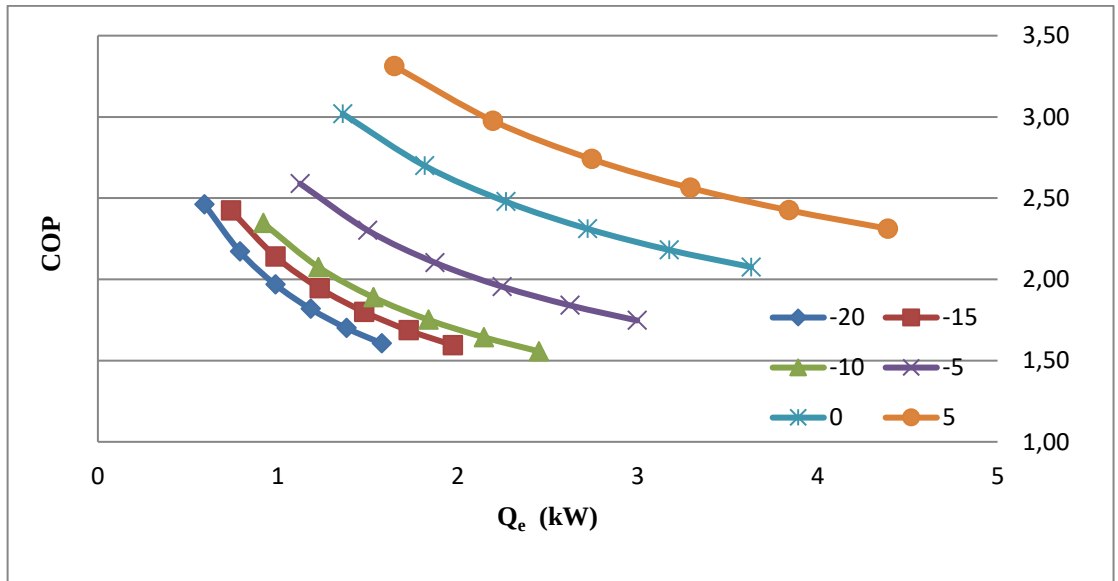


Şekil 57. R1234yf akışkanı ikincil devre için devir hızına göre COP değişimi

İkincil su&glikol çevrimli soğutma sistemi farklı devir ve farklı ısı eşanjörü soğutucu akışkan giriş sıcaklıklarına göre çalışıldığında COP değişimleri Şekil 56 ve Şekil 57’de gösterildiği gibidir. R1234yf için COP tüm devir hızları için bir miktar düşük olduğu görülmektedir. Sıcaklık değişimlerine bakıldığında -20 °C, -15 °C ve -10 °C lere R134a ve R1234yf COP değerlerinin bir birine çok yakın olduğu görülmektedir. Sıcaklık değişimlerine göre tüm devirlerde COP değişimi R134a için daha düşük gerçekleşirken, R1234yf akışkanı için COP değişimleri daha belirgin olduğu hesaplanmıştır. En düşük COP değerleri en yüksek devir ve en düşük sıcaklıkta; 1600 rpm ve -20 °C’de, en yüksek COP değerleri en düşük devir hız ve en yüksek sıcaklıklarda; 600 rpm ve 5 °C’de olduğu tespit edilmiştir.

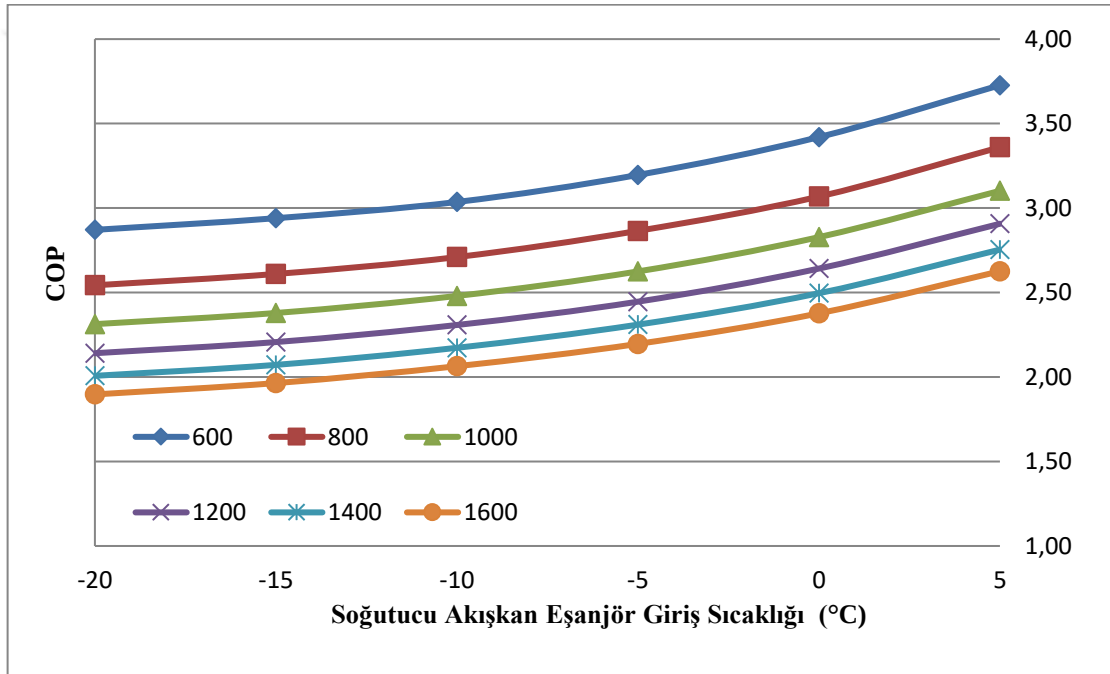


Şekil 58. R134a akışkanının ikincil devre için evaporatör yüküne Göre COP değişimi

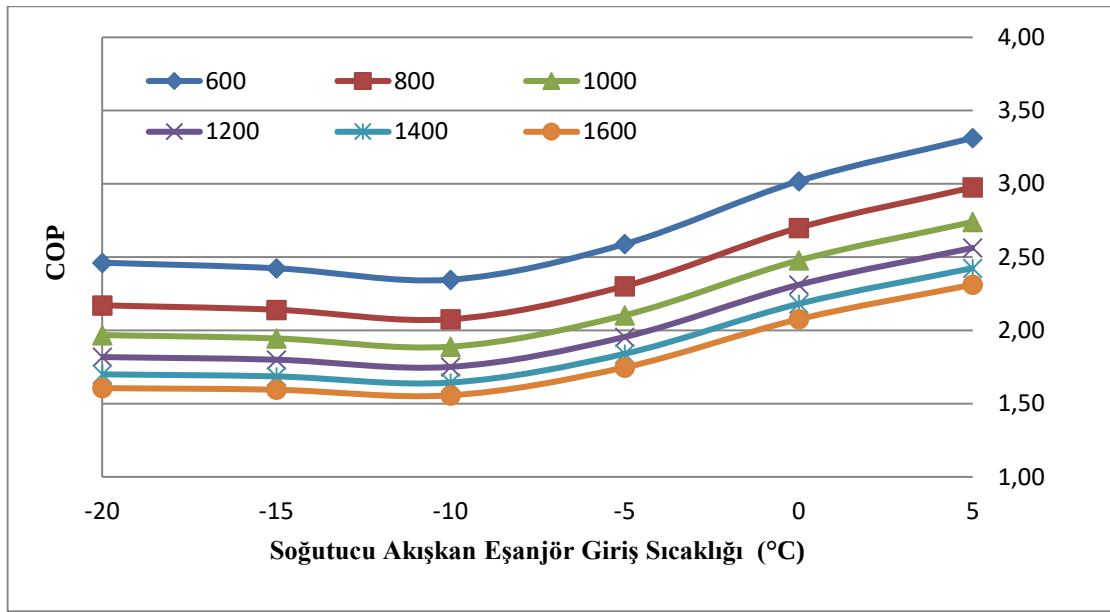


Şekil 59. R1234yf akışkanının ikincil devre için evaporatör yüküne Göre COP değişimi

Şekil 58 ve Şekil 59 incelendiğinde Birincil devirin eşanjörden çektiği soğutma yüküne göre tüm sistemin COP değişimi farklı devir hızlarında hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalarda Farklı soğutucu akışkan ısıl eşanjör giriş sıcaklıkları için çalışılmıştır. Düşük soğutma yüklerine göre COP değişimleri çok belirgin olmaz iken yüksek soğutma yüklerinde COP değerlerinin farklı soğutucu akışkan sıcaklıklarına göre belirginlik gösterdiği, R134a nın COP değerinin R1234yf den biraz daha her durumda iyi olduğu, yüksek soğutucu akışkan sıcaklıklarında farklı devirler için COP değişimleri daha fazla meydana gelmektedir. Düşen kompresör iş ve devir sayısı ile COP en yüksek değere ulaşmaktadır. Buna karşın eşanjörden çekilen ısıl yük düşük devirler için daha da düşük olmaktadır. En yüksek COP kompresör işinin en düşük olduğu noktada yani en düşük akışkan sıcaklığı ve en düşük devirde meydana gelmektedir. Artan devir ve düşen sıcaklık ile kompresör kayıpları artmakta, COP düşmektedir.



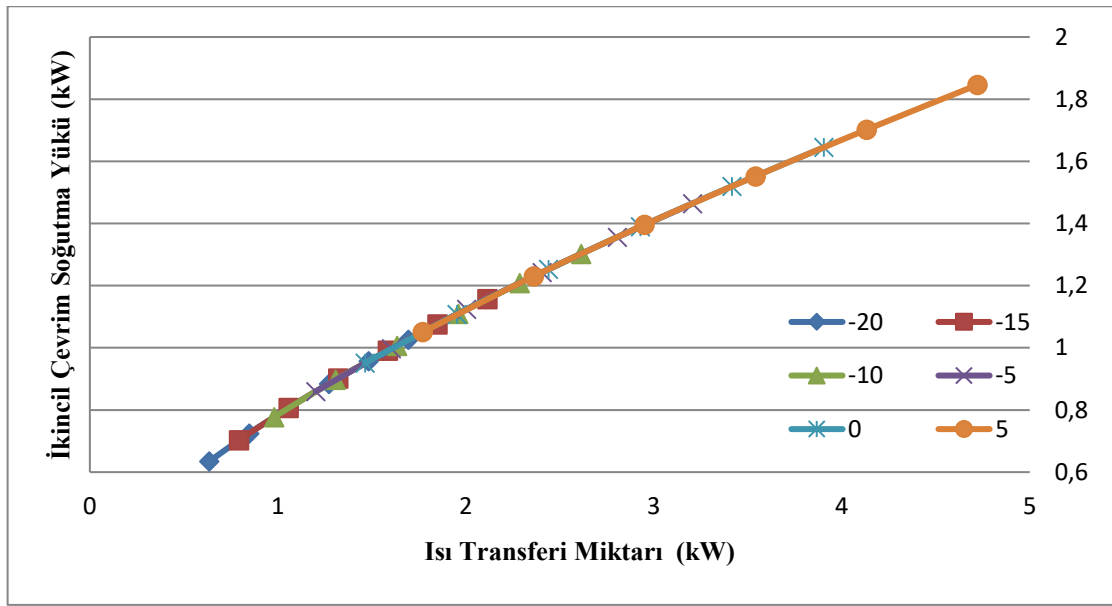
Şekil 60. R134a akışkanını ikincil devre için soğutkan eşanjör giriş sıcaklığına göre COP değişimi



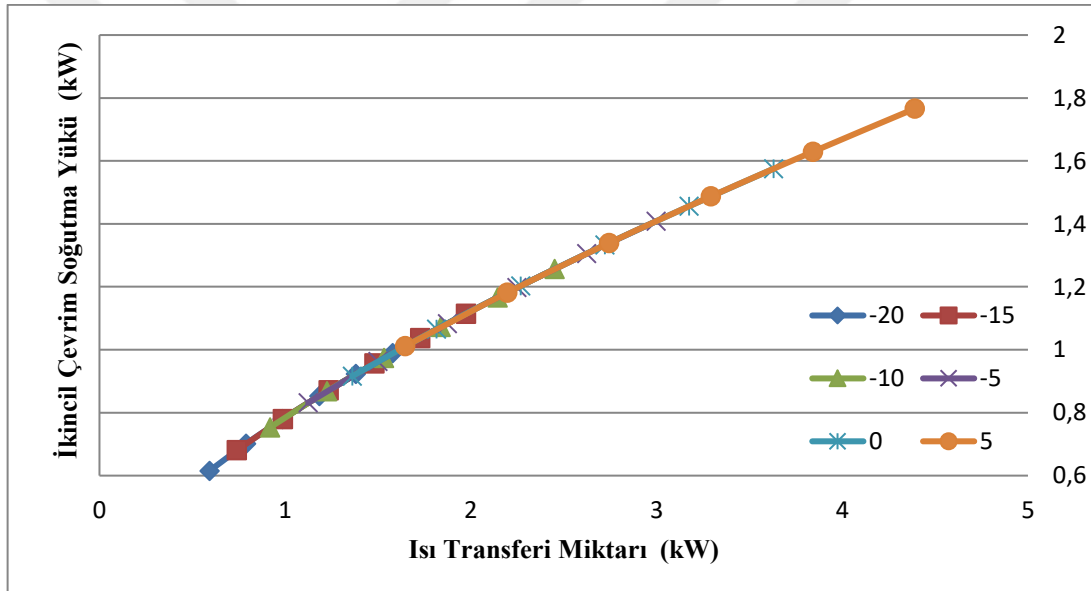
Şekil 61. R1234yf akışkanı ikincil devre için soğutucu eşanjör giriş sıcaklığına göre COP değişimi

Şekil 60 ve Şekil 61 incelendiğinde Soğutucu akışkan eşanjör giriş sıcaklığına göre COP değişimi farklı devirler için ve her iki soğutucu akışkan için ayrı ayrı verilmiştir. Diğer hesaplamalarda olduğu gibi R134a akışkanının COP değeri R1234yf akışkanından daha iyi olduğu görülmektedir. Düşük sıcaklıklardaki COP değerinin daha yüksek kompresör işinden ve tersinmezliklerden dolayı düşük olması beklenmektedir. Diğer grafiklerden de görüldüğü üzere R1234yf akışkanının COP değeri -20 °C, -15 °C ve -10 °C ‘de birbirine yakın olmakla beraber -10 °C için daha düşük olarak hesaplanmıştır. Kütleli debi miktarı yoğunluğunun da R134a ya göre fazla olması ile bir miktar yüksek olan R1234yf ‘nin kompresör de daha fazla iş ve daha düşük COP hesaplanmaktadır.

Şekil 62 ve Şekil 63 de ise Plaka tipi eşanjörde ikincil devreye gerçekleşen ısı transfer miktarına göre, ikincil devrede evaporatörden çekilen soğutma yükü değişimi gösterilmiştir. Farklı soğutucu akışkan sıcaklıkları için yapılan hesaplamalarda tüm sıcaklık değerleri için belli bir karakteristik gösterdiği söylenebilir. Çekil ısı miktarı ile evaporatörden çekilen soğutma yükü arasında tüm sıcaklıklar için benzer ilişki



Şekil 62. R134a akışkanı ikincil devre için ısı transfer miktarına göre soğutma yükü değişimi



Şekil 63. R1234yf akışkanı ikincil devre için ısı transfer miktarına göre soğutma yükü değişimi

Yapılan hesaplamalar literatürde belirtilen şekilde hazırlanmış olsa da, özellikle eşanjörde meydana gelen ısı transferinin zamana bağlı olarak su&glikol sıvısının depo sıcaklığını da düşmesi ile azalacağı ve COP lerin düşeceği bilinmektedir. İkincil sistemimiz COP hesaplaması yapılırken su pompasının işi formülde kompresör işine eklenerek kullanılmıştır. Aynı zamanda Plaka tipi ısı eşanjörü için yapılan hesaplamalarda K değeri için tek bir sabit olmadığı, plakadan ısı kaybı olmayacağı düşünüldüğünde görülmüş olsa da deney sisteminde kullanılan plaka tipi eşanjörün teknik değerleri üzerinden K:0,9 olarak alınmıştır. Bu değer yapılan hesaplamalarda 0,83 ila 1.12 arasında değişen K değeri için ortalama olarak alınmasıyla bulunacak değere yakın bir değerdir. Hesaplamalarda, sistemimiz ilk tasarım anındaki hedefi olan aracın değişken devirlerde değişen ısı yükünün etkilerini ve motorun

durması ile kapanan soğutma sisteminin sübvansede edilmesi durumunda COP için birincil kademe kompresör işinin sıfır olarak girilmesi ile aratacağı apaçık görülmektedir. İkincil sistem hem değişken devir hızlarına göre ısı yük değişimleri evaporatörü direkt olarak etkilememekte ve soğutma karakteri doğrusal bir şekilde hareket etmekte hem de, motorun durması ile soğutma işleminin tüm su&glikol karışımında ele edilen soğutma kapasitesi bitene kadar aynı doğrusallıkta soğutma işinin devam etmesine olanak sağlayacağı düşünülmektedir.

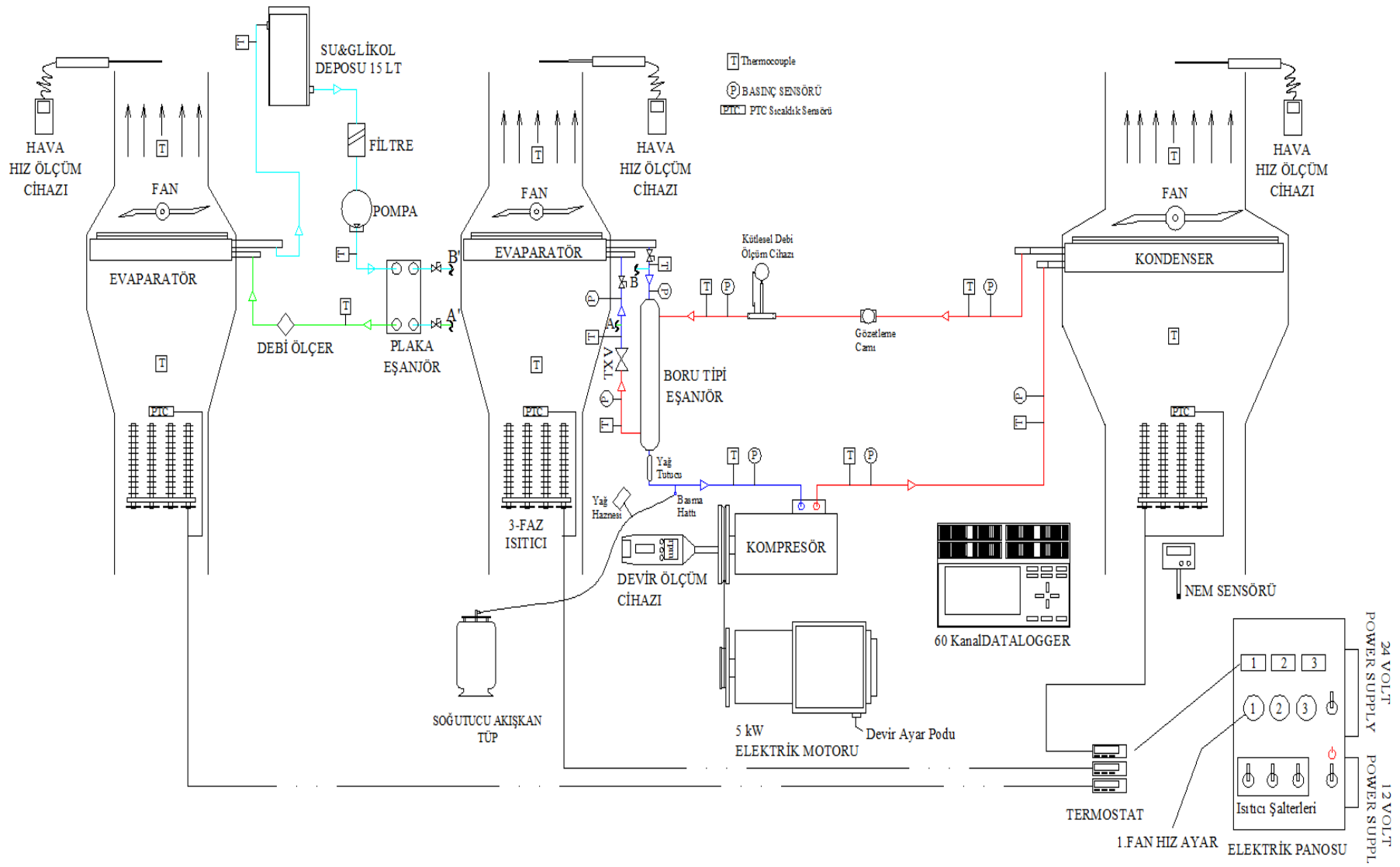
Deneysel Çalışma

Teorik çalışmanın deneysel olarak hayata geçirilebilmesi için deney için belirlenen durum şartlarını sağlar bir sisteme ihtiyaç duyulmaktadır. Bu aşamada sisteme basılacak gaz miktarından, evaporator ve kondenser basınç değerlerine asıl ulaşılacağına kadar bir çok çözülmesi gereken durum ortaya çıkmaktadır. Öncelikli olarak sistem kurulumunun sızdırmazlık durumu test edilmiştir. Bunun için sistem boşta 4 bar gaz basılarak bir kaç hafta beklenmiş ve basınç düşümü kontrol edilerek sızdırmazlık durumu tespit edilmiştir. Deney sistem üzerine yerleştirilen tüm sensor ve ölçüm cihazlarının kalibrasyonları kontrol edilmiştir. Özellikle basınç aralıklarına dikkat edilerek basınç transmitterleri yerleştirilerek hassasiyetleri yüksek tutulmuştur. Sistem çalışma değerlerine uygun kütleli debi ölçüm cihazı kullanılmıştır. Kullanılan ölçüm cihazı soğutucu akışkanlar için özel olarak ayarlanmıştır.

Deney çalışmalarında kondenser sıcaklığını sabit tutarak evaporatör sıcaklığının farklı sabit devirlerde değiştirilmesi gerekmektedir. Gerekli soğutkan miktarının tespiti için, evaporator dönüşünde karlanmanın ve gözetleme camından kuru soğutucu akışkanın akışının gözlenmesi gerekmektedir. Ayrıca kondenser hattında istenen basınç miktarı da sistem 30 dakika kadar çalıştırılarak gözlemlenmesi gerekmektedir. Bu aşamada evaporator basınç miktarını ayarlamak için kısma vanası ayarlanabilir. -20 °C soğukluk için Evaporatör hattında 1.5 bar basınç okunması gerekmektedir. Kısma vanasının ayarlanması esnasında basınç değişimleri ve evaporator soğutucu akışkan sıcaklık okumalarının takribi 30 dakika sonra gerçek değeri vereceğini düşünmemiz gerekir. Bu aşamada standart bir otomobil klima sisteminde daha büyük borulamaya sahip olmamız da etkili olsa da standart klima uygulamalarında da bu süre beklenerek ayarlamalar gerçekleştirilmektedir. Evaporatör basınç ayarlaması yapıldıktan sonra kompresör hattından gelen sıcak akışkan, kondenserde yoğunlaşacağı için ısı atması gerekmektedir. Bu aşamada kondenser kanalında çalışan fan hızının bu basınç değişiminde önemli bir rolü bulunmaktadır. Fan hızının arttırıldığında basıncın, dolayısı ile yoğunlaşma sıcaklığının düştüğü gözlenmiştir. Fan hızı için belirlenen hız ile Kondenser 40 °C’de sabit kalarak deneyleri gerçekleştirilmiştir. Sistemin kararlı hale gelmesi ve değişimlerin gözlemlenmesi için geçen süre kompresör devrine de bağlı olarak değişmektedir. Sistem tek

kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma performans inceleme çalışmalarında devir sayısı 2000 rpm'ye yaklaştıkça dengede kalma durumunun zorlaştığı ve ölçülen büyüklüklerin hızla değiştiği gözlenmiştir. Bu aşamada anlık kayıt imkanının olması hem süreci doğru değerlendirmemize hem de en doğru değerleri yakalamamıza imkan tanımaktadır. Deneysel çalışmamız daha önce belirtildiği gibi iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Bu aşamalar standart otomobil klima sistemi için alternatif soğutkan HFO-1234yf için termal ve ekserjik analiz, diğer ise ikincil bir endirect çalışan sulu tek kompresörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi termal ve ekserjik analizidir.





Şekil 64. Deney sisteminin uygulama şeması

Tek Kademeli Sistem

Tek Kademeli sistem için yapılan deneyler öncelikli olarak R134a ile daha sonar aynı koşulları sağlayacak şekilde R1234yf de çalıştırılmış ve termodinamik olarak incelenmiştir. Teorik çalışma ile kıyaslanabilmesi açısından aynı değişkenler kullanılmıştır. Kullanılan değişkenler her iki gaz içinde aşağıdaki gibidir.

Tablo 10. Deney sistemi çalışma değişkenleri

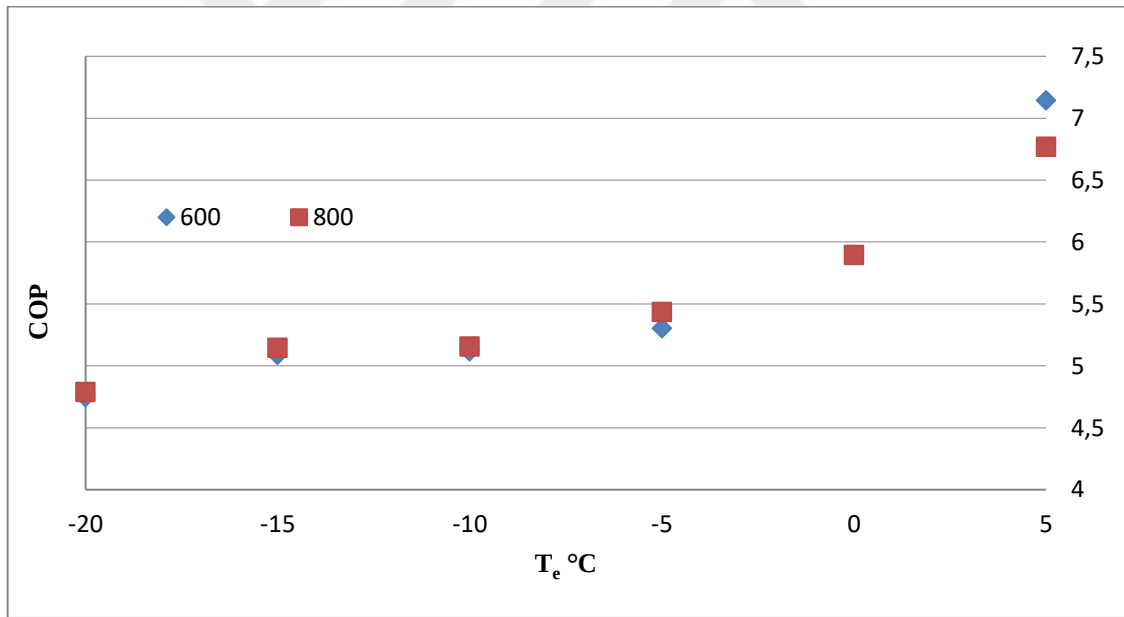
Soğutucu Akışkan	Kondenser Sıcaklığı	Kompresör Devir	Evaporatör Sıcaklığı
R134a	40 °C	600	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		800	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1000	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1200	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1400	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
HFO-1234yf	40 °C	600	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		800	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1000	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1200	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C
		1400	-20 °C / -15 °C / -10 °C / -5 °C / 0 °C / 5 °C

Sistemin belirlenen şartları sağlaması için sabit kısma vanası ayarında fan hızları ve giriş havaları değiştirilerek hem yüksek hem de alçak basınç hatları için doyma basınçlarına göre ayarlamalar yapılmıştır. Elde edilen basınçlar ile istenen kondenser ve evaporatör sıcaklıkları da elde edilmektedir.

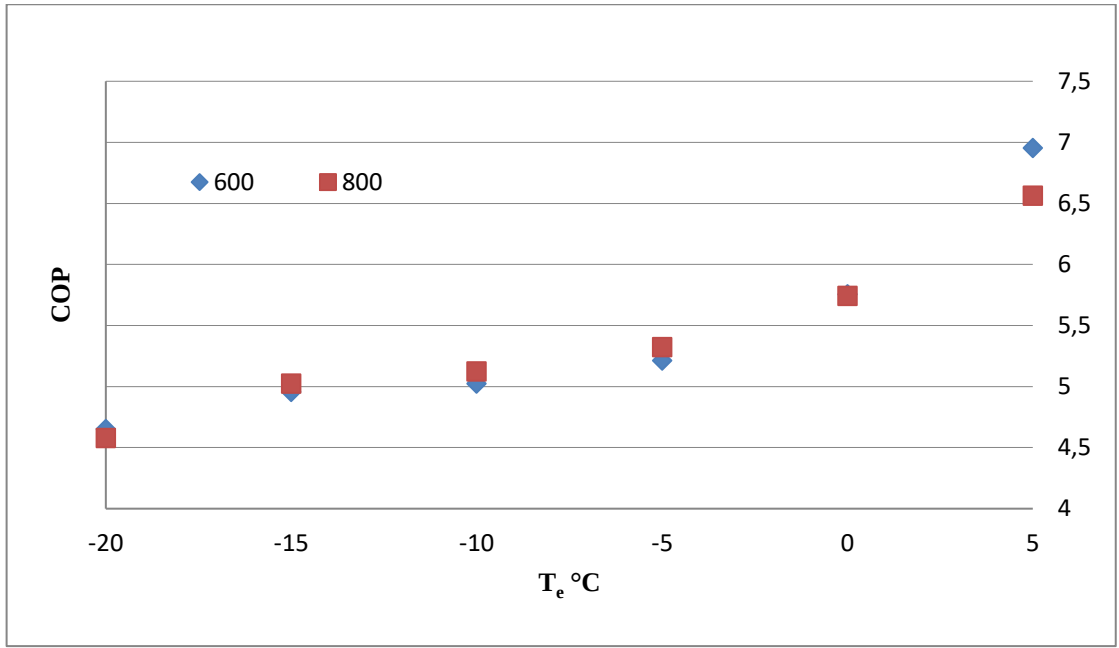
Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen veriler datalogger yardımı ile saklanmış ve bu cihaz üzerinden bilgisayar aktarılmıştır. Sistemin kararlı hale gelebilmesi için gerekli şartlar gözetilmiş ve kararlı olduğu zaman hazırladığımız deney çalışma listesine not edilerek, datalogger içinde hangi verilere dikkat edeceğimiz belirlenmiştir. Bu aşamada kütleli debi ölçümü dışındaki veriler anlık ve reel veriler olarak karşımıza çıkmaktadır. Oluşan basınç ve sıcaklık değişimleri anlık olarak görülebilmekte ve sistem kararlı olduğu durumda o anki veri kullanılabilir. Diğer taraftan kütleli debi ölçüm cihazı tarafından okunan veriler de anlık değerleri içermektedir. Tek fark olarak TXV'nin soğutmanın seyrine göre aç kapa yapma durumunun akışı etkilemesinden kaynaklanacağı düşünüldüğünden sayısal ortalama olarak kütleli debi akış miktarları yazılmış ve değer olarak kullanılmıştır.

Şekil 59 ve Şekil 60 'da termodinamik açıdan buhar sıkıştırılmalı bir sistem için en önemli kıyas Kabul edilen COP değerleri değişik evaporator sıcaklıklarına göre karşılaştırılmıştır (2

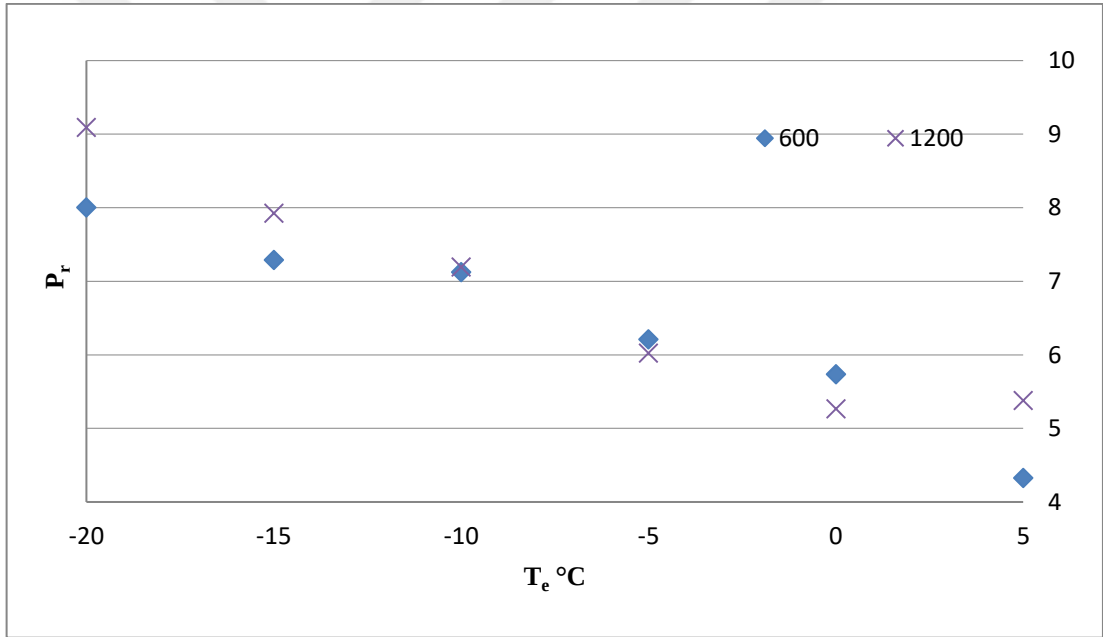
farklı kompresör devri için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir). Yapılan çalışmada R134a ve R1234yf akışkanı için grafikler ayrı ayrı gösterilmiştir. Teorik çalışmada olduğu gibi düşük evaporator sıcaklıklarında COP değerlerinin daha düşük olduğu, yüksek evaporator sıcaklıklarında COP değerinin genel olarak daha iyi olduğu görülmektedir. Bu çalışmanın aynı şartlar ve deney koşullarında her iki gaz için tekrarlanması ise COP değeri olarak nasıl farklılıklar gösterdiğinin ölçülmesidir. Değerler bazında bakacak olursak her iki gazın COP değerinin birbirine yakın olduğu ve R1234yf akışkanının Cop değerinin R134a akışkanına göre az bir fark ile daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Hemen hemen tüm çalışma COP değerleri yakın değerler olarak hesaplanmıştır. Alternatif akışkan R1234yf bu açıdan teorik yapılan hesaplamalarda olduğu gibi R134a için uygun bir seçenek olduğu görülmektedir. R134a akışkanı için en düşük COP değeri -20 °C’de tüm devirler için ortalama 4,747 olarak belirlenmiştir. Bu değer aynı şartlar için R1234yf akışkanında 4,654 olduğu hesaplanmıştır. Yapılan deneylerde elde edilen tek kademe için R134a akışkanı için en yüksek COP değeri 5 °C’de tüm devirler için ortalama 7,144, aynı şartlar için R1234yf akışkanı için ise 6,956 olarak belirlenmiştir.



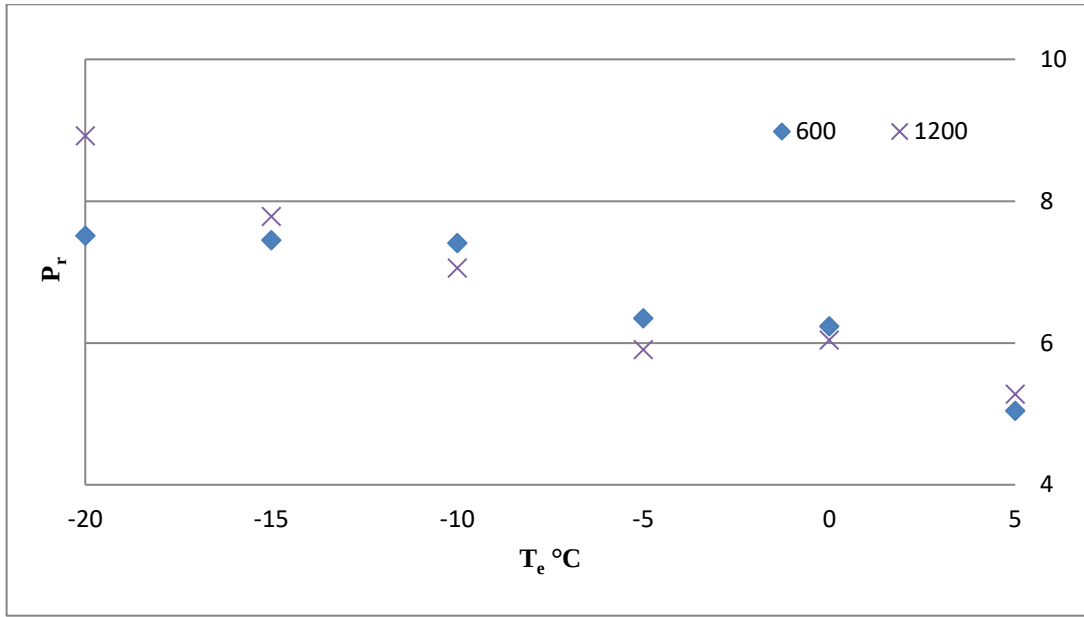
Şekil 65. R134a Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için COP değişimi



Şekil 66. R1234yf Akışkanlı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için COP değişimi



Şekil 67. R134a Akışkanlı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için sıkıştırma oranı değişimi

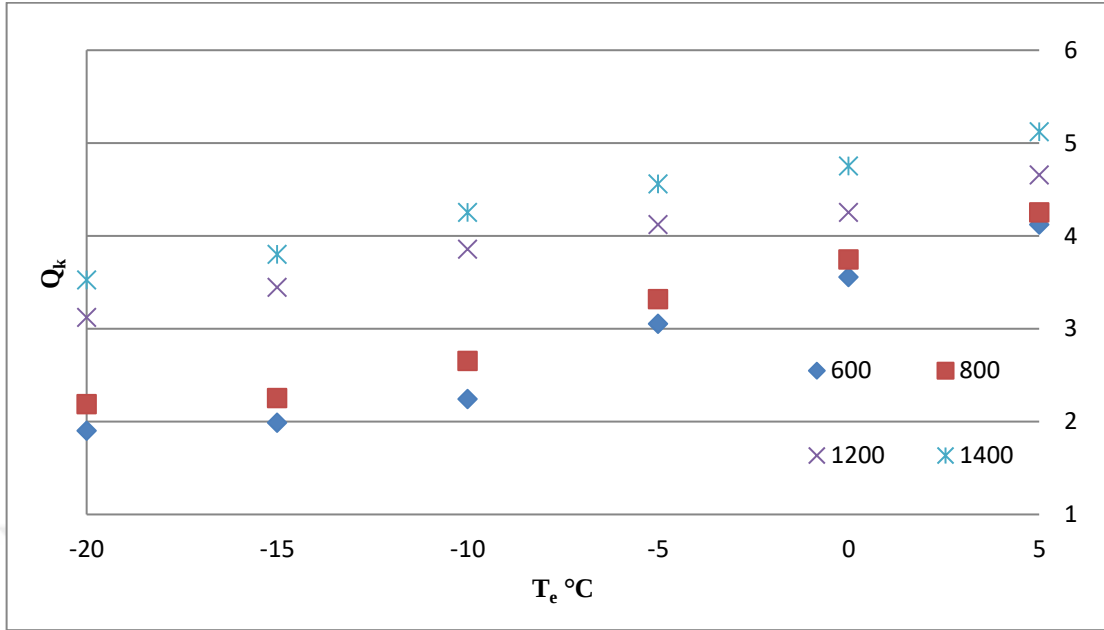


Şekil 68. R1234yf Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için sıkıştırma oranı değişimi

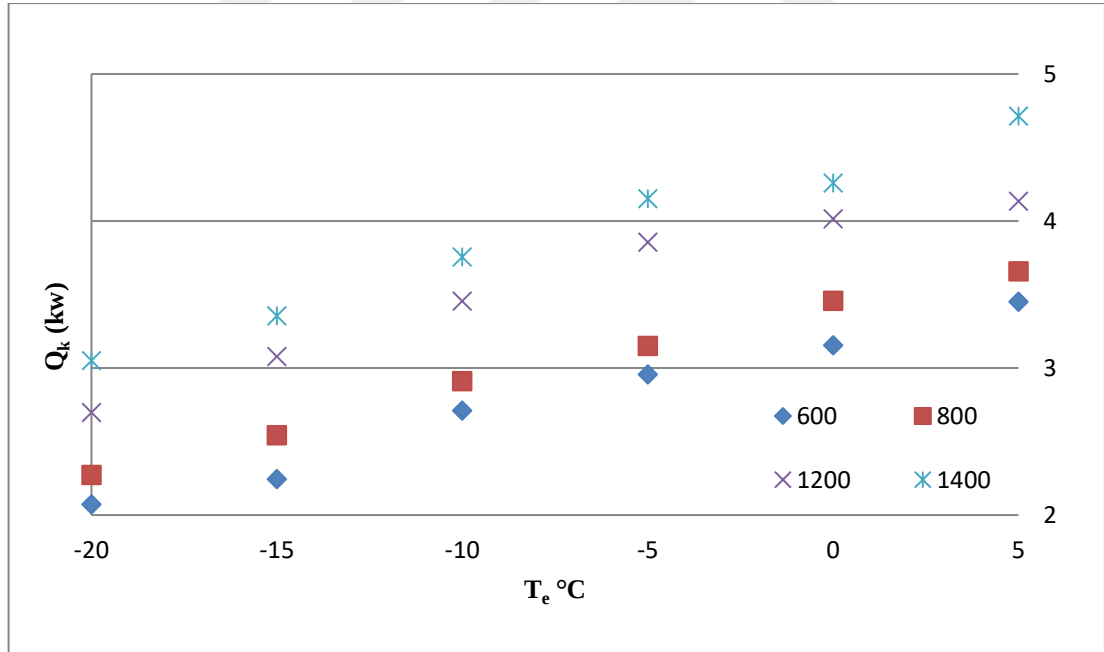
COP değeri dışında en önemli bakılması gereken değer sıkıştırma oranı “ P_r ” olarak karşımıza çıkmaktadır. Sıkıştırma oranı karşılaştırması ise Şekil 67 ve Şekil 68’de gösterilmiştir. Her iki değer alternatif akışkan için en önemli kriter olduğu için birlikte değerlendirilmesi uygun olmaktadır. Şekil 67 ve 68’de gösterildiği gibi sıkıştırma oranı devir değişimlerinde sıcaklıklar sabit kalacağı için hemen hemen aynı kaldığı gözlemlenmiştir. Yapılan ön çalışmalarda olduğu gibi artan evaporatör sıcaklıklarında sıkıştırma oranının düştüğü belirlenmiştir. Her iki gazın sıkıştırma oranları kıyaslandığında ise Tüm evaporatör sıcaklıklarında birbirine çok yakın sıkıştırma oranları olduğu belirlenmiştir. Sıkıştırma oranları evaporatör sıcaklıklarına göre R134a akışkanı için 8 ila 4,32 değerleri arasında değişmektedir. R1234yf akışkanı için ise 7,51 ila 5,04 arasında değişim göstermektedir.

Şekil 69 ve Şekil 70’de ise kondenserden atılan ısı yükler evaporatör sıcaklık değişime göre incelenmiştir. Yapılan deneylerde kondenserden atılan ısı yüklerin evaporatör sıcaklıklarına göre tüm devirlerde ortalama olarak artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Değişken devirlere göre yapılan ölçümlerde kondenserden atılan ısı yükün sabit evaporatör sıcaklıklarına göre yüksek devirlerde daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Artan devir ile birlikte artan kütsel debi ve kompresör işi ile birlikte kondenserde meydana gelen ısı transfer mekanizması iyileşmekte ve atılan ısı miktarı artmaktadır. Artan evaporatör sıcaklığı ile birlikte basınç farkı azalmakta COP artmaktadır. Şekil 71 ve Şekil 72’de görüldüğü üzere artan evaporatör sıcaklıkları ile birlikte evaporatörden çekilen ısı yükte artmaktadır. Tıpkı kondenserde atılan ısı yük değerlerinde olduğu gibi artan devirler ile sabit evaporatör sıcaklıklarında

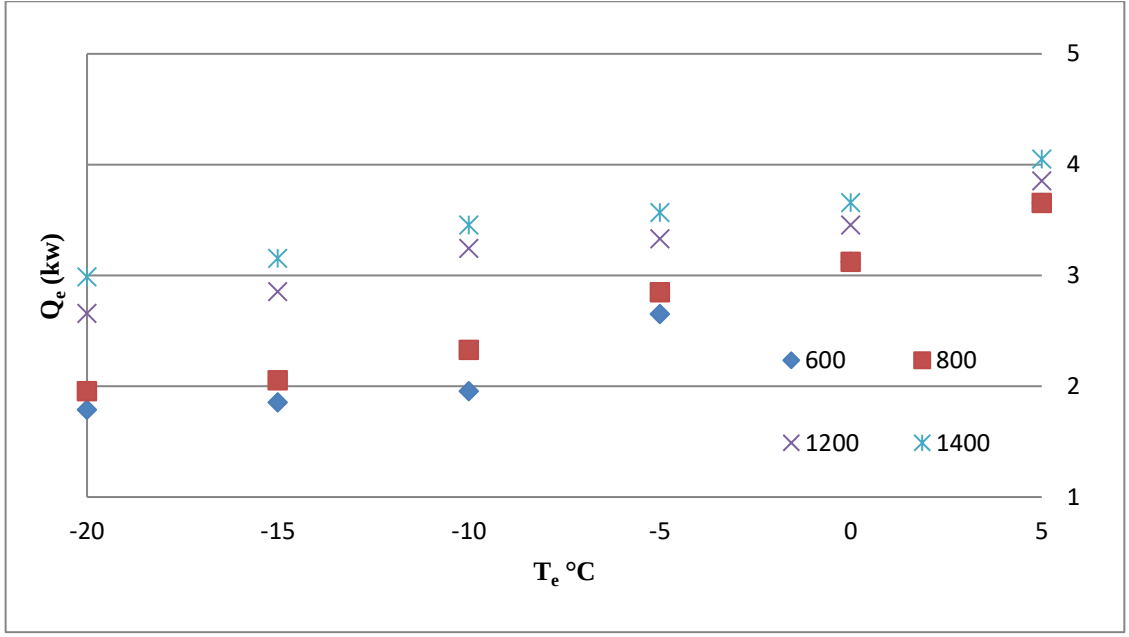
evaporatörden çekilen ısı yük miktarları artmaktadır. En yüksek çekilen ısı yük değeri 5 °C evaporatör sıcaklığı ile 1400 rpm devirde gerçekleşmektedir.



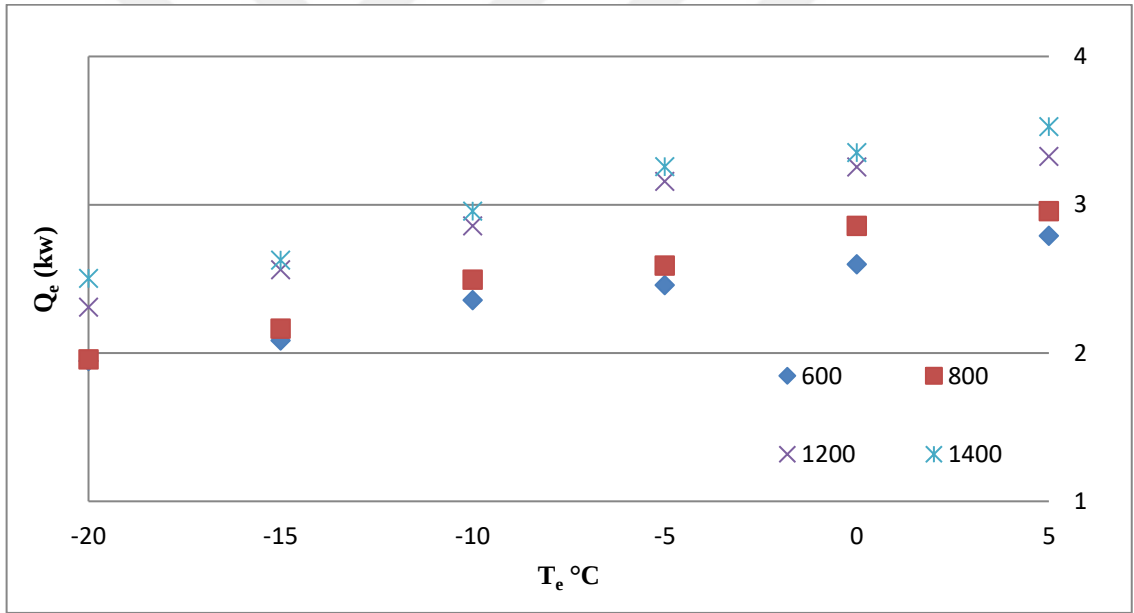
Şekil 69. R134a Akışkan evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Kondenserden atılan ısı yük miktarı değişimi



Şekil 70. R1234yf Akışkan evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Kondenserden atılan ısı yük miktarı değişimi



Şekil 71. R134a Akışkan evaporatör sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Evaporatörden çekilen ısı yük miktarı değişimi

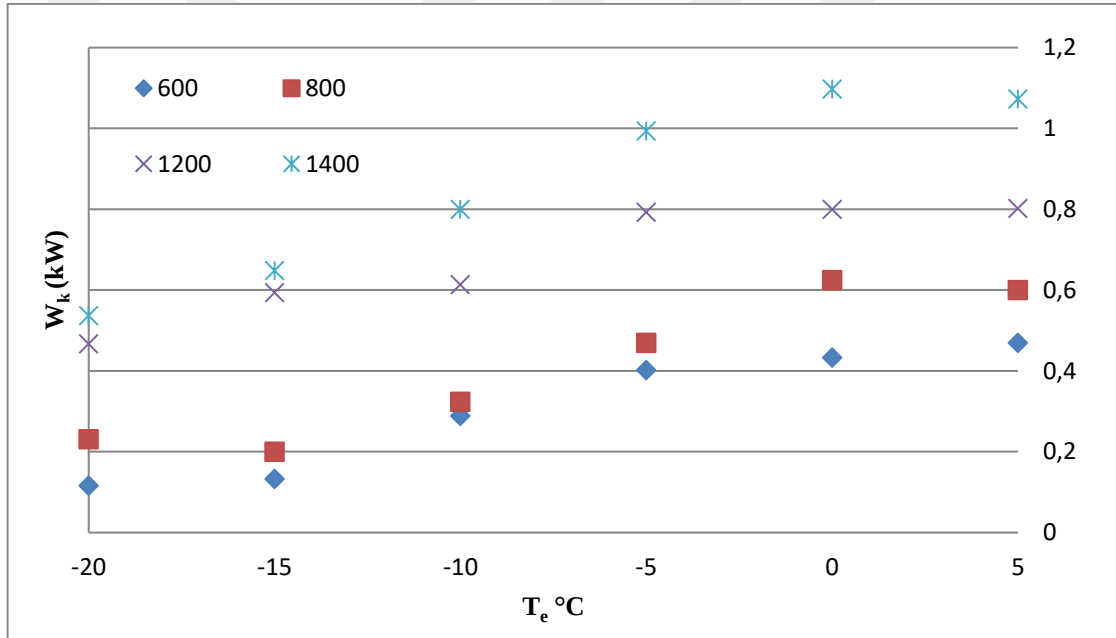


Şekil 72. R1234yf Akışkan evaporatör sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Evaporatörden çekilen ısı yük miktarı değişimi

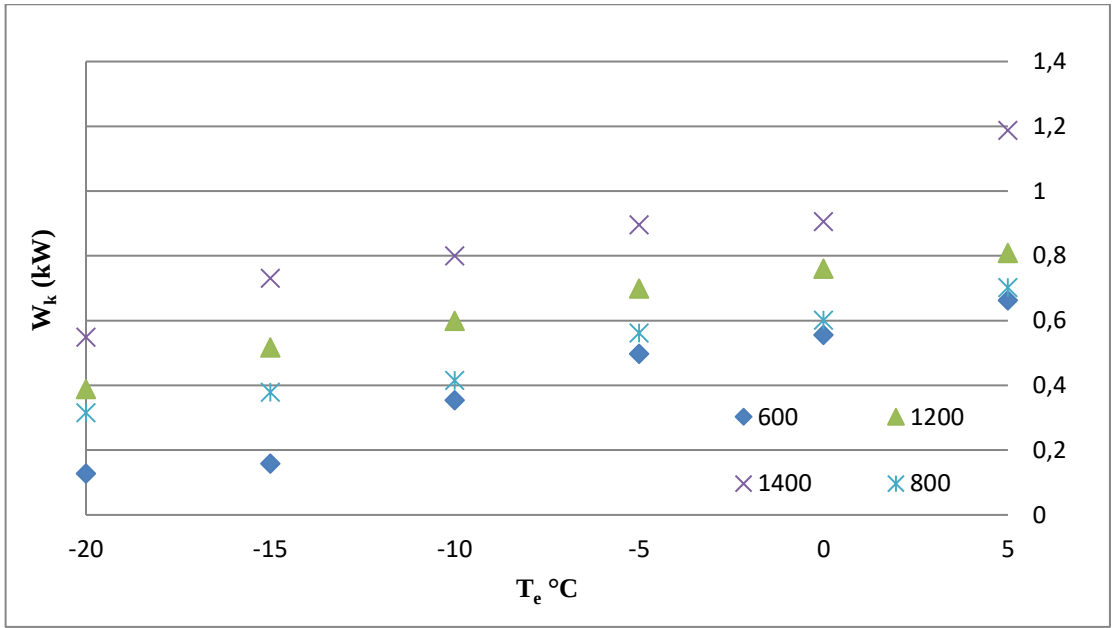
Şekil 73 ve 74’de kompresör işinin evaporatör sıcaklıklarına göre değişimi ölçülerek grafik üzerinde gösterilmiştir. Kompresör işi R134a akışkan için düşük evaporatör sıcaklıklarında daha az, yüksek evaporatör sıcaklıklarında ise daha yüksek olduğu ölçülmüştür. Grafik tüm devirler için incelendiğinde en yüksek kompresör işi 1400 rpm için hem R134a gazında hem de R1234yf akışkanında gözlemlenmiştir. Kompresör işi R134a için en düşük 600 rpm de $T_e = -20$ °C’de gerçekleşmiştir. Buradaki değer 0,116 kw olarak belirlenmiştir. Aynı şartlar için R1234yf akışkanında okunan değer ise 0,128 kW olup hemen hemen benzer değerlerde kompresör işi gerçekleştiği görülmektedir. Kompresör iş grafiğinde evaporatör

sıcaklıkları arttıkça kompresör işinin artış hızı azalmakta ve özellikle 0 °C ve 5 °C arasında neredeyse sabit iş yükü ile çalıştığı gözlemlenmektedir. Yükselen COP değerler ile birlikte artan Evaporatör ısıları sonucunda kompresör yük miktarı artış hızında azalma belirlenmektedir. Elde edilen verilerde R134a için en yüksek kompresör işi 1400 rpm 'de 0 °C evaporatör sıcaklığında ölçülmüş olup 1,098 kW olarak kaydedilmiştir. Aynı değer R1234yf akışkanında ise 1,188 kW olarak 5 °C evaporatör sıcaklığı ve 1400 rpm'de ölçülmüştür. R134a akışkanı için 5 °C evaporatör sıcaklığında kompresör işinde bir miktar azalma tespit edilmiştir.

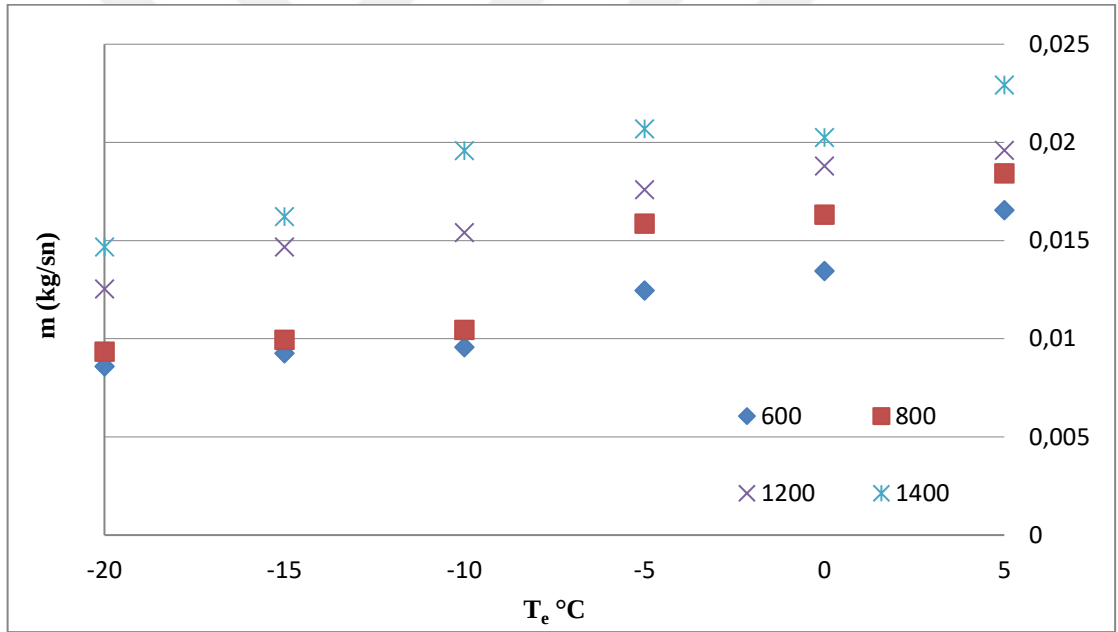
Şekil 75 ve 76'da ise değişken evaporatör sıcaklıklarına göre kütleli debi değişimleri gösterilmektedir. Hem R134a akışkanı hem de R1234yf akışkanı için aratan evaporatör sıcaklığına göre kütleli debi ölçümleri artış göstermektedir. En düşük kütleli debi her iki akışkan için -20 °C evaporatör sıcaklığı ve 600 rpm de gerçekleşmiştir. En yüksek değer ise 1400 rpm'de ve 5 °C evaporatör sıcaklığına ölçülmüştür.



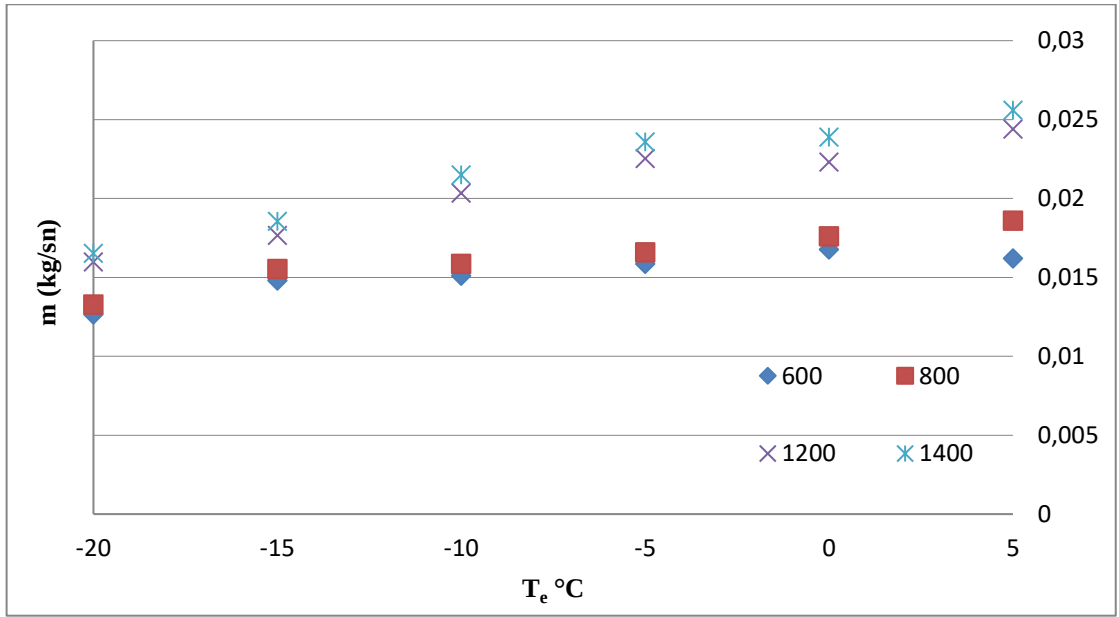
Şekil 73. R134a Akışkanı evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Kompresör iş değişimi



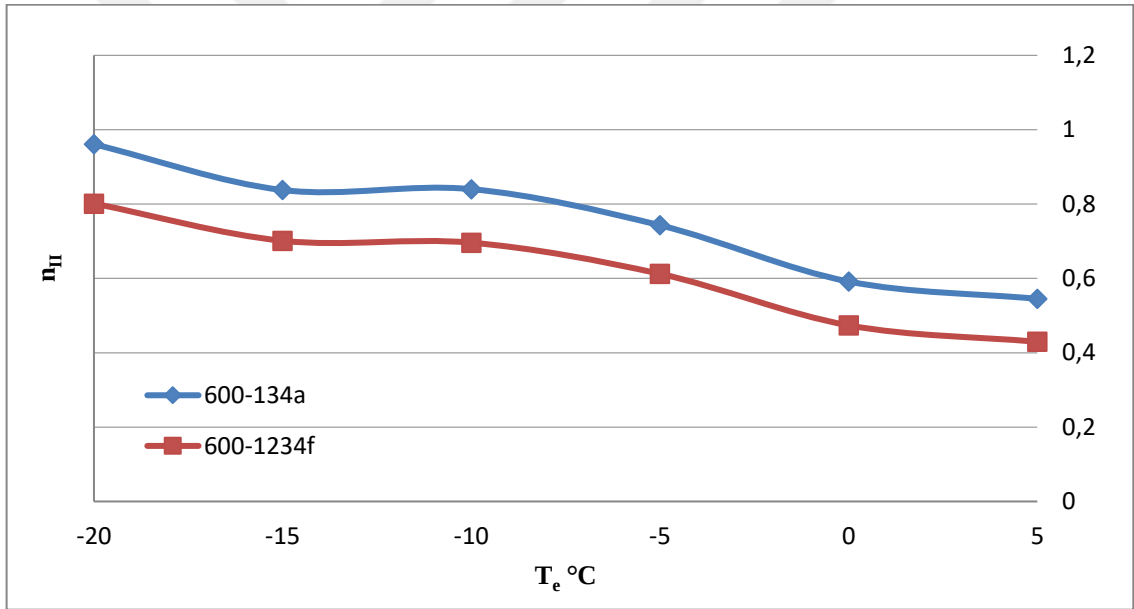
Şekil 74. R1234yf Akışkanının evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için Kompresör iş değişimi



Şekil 75. R134a Akışkanının evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için kütleli debi değişimi



Şekil 76. R1234yf Akışkanının evaporator sıcaklık değişimlerine farklı devirler için kütleli debi değişimi



Şekil 77. Farklı evaporator sıcaklıklarına göre her iki akışkanın 2.yasa verim karşılaştırması (600 sabit devir için)

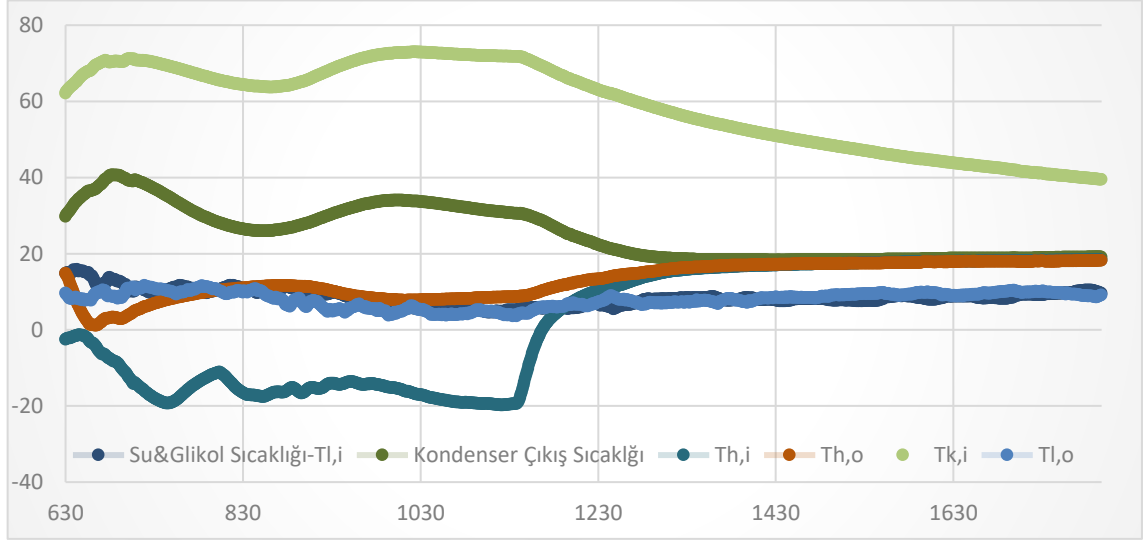
600 rpm sabit devirde ikinci yasa verimleri kıyaslandığında Şekil 77’de görüldüğü üzere artan evaporatör sıcaklıklarına göre düşüş olduğu hesaplanmıştır. R134a akışkanının R1234yf akışkanından biraz daha iyi bir ikinci yasa verimine sahi olduğu açıkça görülmektedir. Düşük evaporatör sıcaklıklarında daha yüksek olan ikinci yasa verimi için elde edilen sonuçlar şu şekildedir.

R134a	$T_e = -20$ °C ;	$\eta_{II} = 0,960$
R1234yf	$T_e = -20$ °C ;	$\eta_{II} = 0,801$
R134a	$T_e = 5$ °C ;	$\eta_{II} = 0,545$

R1234yf $T_e = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $n_{II}=0,429$

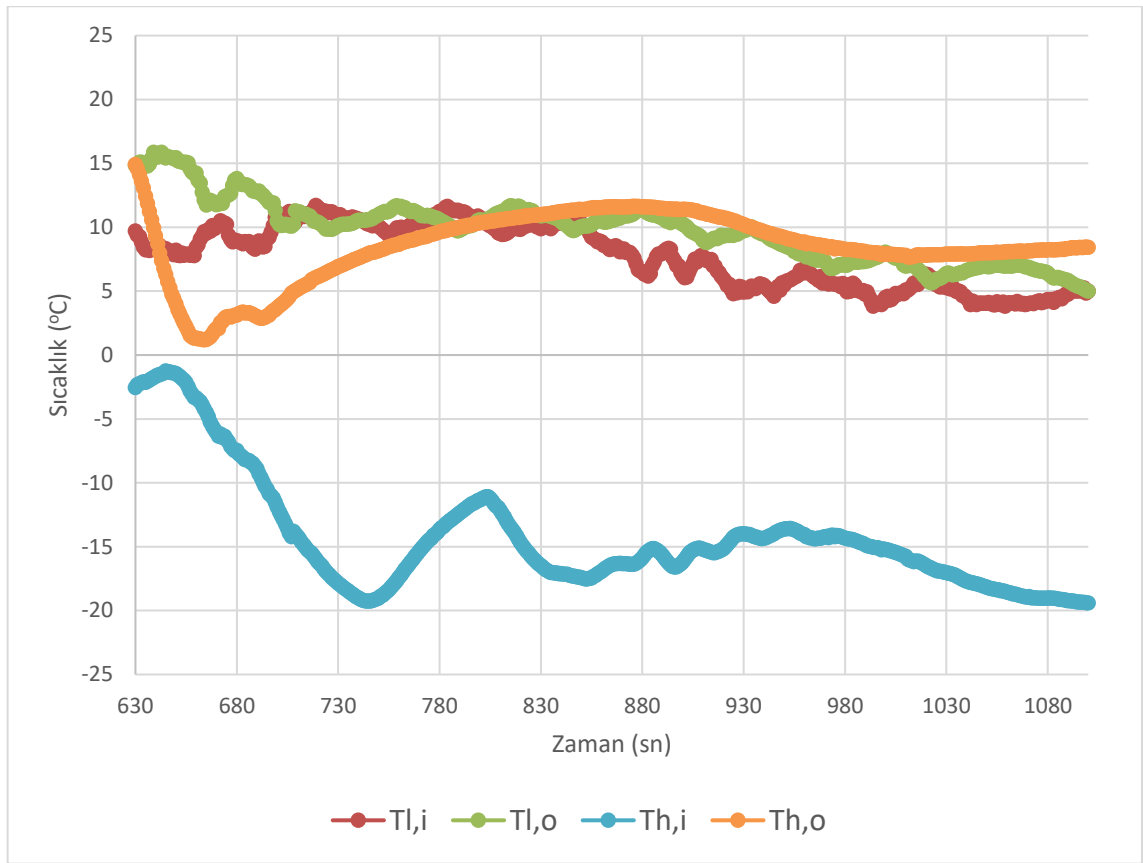
İkincil Soğutma Sistemi

İkincil soğutma sistemi deney prosedürü olarak dinamik araç sürüşü simüle edilmeye çalışılmıştır. 20 dk'lık bir sürüş sonucunda kompresör durdurulmuş ve ikincil sistemdeki su pompası sadece çalışır vaziyette soğutma işlemine devam edilmiştir. Bu süreç zarfında 600 rpm den 1800 rpm'e kadar kompresör devir hızları değiştirilmiş ve her değişim 3 dk lık periyodlar ile gerçekleştirilmiştir.



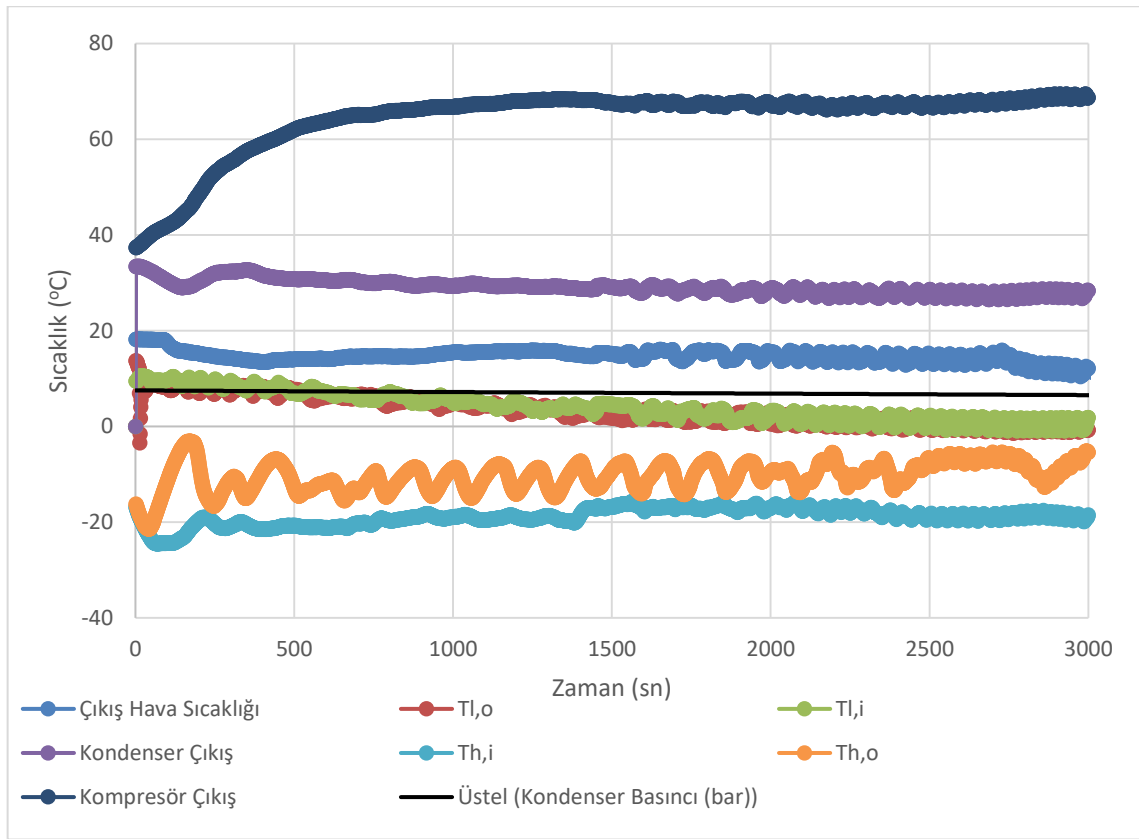
Şekil 78. İkincil soğutma sistemi için dinamik soğutma zaman-sıcaklık grafiği

Şekil 78'de görüldüğü üzere soğutma işlemine başladıktan 630 sn sonra soğutma performansı artan sistemimizde 1150. Sn de kompresör kapatılarak yalnızca su pompası vasıtası ile soğutma işlemine devam edilmiştir. Bu aşamada TXV çıkış sıcaklığı $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar yükselmiştir. Aynı anda yaklaşık $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıktan düşen kondenser çıkışı ile TXV çıkışı aynı sıcaklığa geldiği görülmüştür. Bu aşamda geçen süre 10 dk'dır. Su&glikol karışımının ise soğutmanın 5.dksından itibaren karar $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ civarına yerleştiği ve soğutma performansının zamanla artması ile $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar düştüğü görülmüştür. Bu aşamada TXV sonrası eşanjör girişi $T_{h,i}$, eşanjör çıkışı $T_{h,o}$ olarak gösterilmiştir. Su&glikol hattı eşanjör girişi $T_{l,i}$, eşanjör çıkışı ise $T_{l,o}$ olarak gösterilmiştir.



Şekil 79. Isı değıştircisi kompresör aktif iken zamana bağı sıcaklık değışimi

Şekil 79’da ısı değıştircisinin giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık değışimleri gösterilmektedir. Kompresör durdurulana kadar buhar sıkıştırılmalı yüksek basınçlı kısımda giriş ve çıkış sıcaklıkları her ne kadar yüksek olsa da su&glikol karışımında sıcaklık değışimi artık daha nisbeten düşük hızlarda ve farklarda seyeretmektedir.



Şekil 80. İkincil sistem kompresör aktif durumda zaman-sıcaklık-basınç grafiği

Şekil 80’de yine 5 dk da bir değişken devirli sürüş simüle edilerek 2. Senaryo oluşturulmuştur. 50 dk’lık sürüş boyunca kondenser basıncı tek kademeli buhar sıkıştırma sistemine göre %20-25 daha düşük basınçlarda çalışmış ve evaporatör de yine istenen sıcaklık elde edilebilmiştir. Su&Glikol karışımı 25 dk’dan sonra 0 °C’nin altına düşerek -7°C sıcaklığı görmüştür. Özellikle bu süreden sonra ısı değiştiricideki sıcaklık salınımları düşerek sistem soğutma performansı yükselmiştir.

SONUÇ ve ÖNERİLER

Çalışmamızda güncel olarak hemen hemen her alanda kullanılan soğutucu akışkanların kullanımlarının sınırlandırılması ile Alternatif akışkanlar üzerine yapılan Termal ve ekserjik analiz konusu hem tek kademe hem de ikincil bir su&glikol çevrimi için incelenmiştir. Tek kademe buhar çevrimi için standart bir otomobil klima sistemi (Golf V) kullanılarak deney seti hazırlanmış ve R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları sisteme şarj edilerek daha önceden belirlenen farklı şartlar altında çalıştırılarak sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Elde edilen veriler bir DataLogger yardımı ile kayıt altına alınıp elde edilen tüm sıcaklık, basınç, hız, kütsel debi, nem ve devir hızı değerleri için ekserjik analizi hesaplamaları yapılmıştır. Bir otomobil klima sistemi için buhar sıkıştırma soğutma çevriminde deneysel çalışmada 6 farklı kompresör devir hızı, araç sürüş karakteristiğine uygun parametrelerde çalışılmış ve elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Farklı iki soğutucu akışkan için hem kompresör devir hızı hem de evaporatör sıcaklıkları değiştirilerek sabit kondenser sıcaklığı altında deneyler tek kademede ölçülerek COP, W_k ve P_r değerleri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Çalışılan aynı sisteme ilave edilen ikincil bir su&glikol çevrim bağlantısı ile deney sistemi düşük basınç hattı bir adet lehimli plaka tipi eşanjör kullanılarak (10 kW) su &glikol hattından ısı transferi neticesinde soğutma yükü çekilerek kondenserden atılmıştır. Tek kademe sisteminde kullanılan evaporatör bypass edilerek kısma vanası çıkışında plaka tipi ısı eşanjörü girişine hattımız değiştirilmektedir. Doymuş sıvı noktasında kısma vanası ile basıncı düşürülmüş akışkan, plaka tipi eşanjörde gerçekleşen ısı enerjisi geçişi ile buharlaşarak doymuş buhar noktasına gelmesi sağlanmaktadır. Bu sayede ısı eşanjörü evaporatör görevi görmektedir. Hem tek kademede hem de iki kademeli sistemde kullanılan aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ile sistem kondenser çıkışında doymuş sıvı noktasına, kompresör girişinde/evaporatör çıkışında doymuş buhar noktasına yaklaşması sağlanmıştır. Bu sayede hem sistem performansı artırılmış hem de kompresör öncesi sıvı kalan akışkanın buharlaşması sağlanarak sistemin daha sağlıklı bir şekilde çalışması garantiye alınmaktadır. Aşırı kızdırma ve soğutma işi kondenser çıkış hattının evaporatör çıkış hattı ile bir boru tipi eşanjörden geçirilerek kızgın kondenser çıkış buharının evaporatörden gelen soğuk akışkan ile aralarında ısı transferi gerçekleştirilerek, hem kondenser çıkış buhar sıcaklığının düşürülmesi hem de evaporatör çıkış akışkanının kalan sıvı fazının buharlaşması sağlanmıştır.

Tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevriminde en yüksek COP değeri R134a ile elde edilmiş olup alternatif akışkan olarak sistem üzerinde şarj edilen R1234yf akışkanının COP değeri bir miktar düşük olduğu belirlenmiştir. Alternatif akışkanların COP değerlerinin yakın

olması dışında basınç oranlarının (P_r) da birbirine yakın olması en önemli beklentilerden biridir. Bu aşamada R1234yf ile R134a'nın P_r değerlerinin birbirine yakın ve aynı sistemde kullanmaya uygun olduğu görülmüştür. Hem teorik hem de deneysel çalışmalarda Kompresör işinin R1234yf akışkanında ortalama %11 oranında yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bir miktar yoğunluğunun ve kütleli debi miktarının yüksek, COP'nin bir miktar düşük olması sonucu Kompresör işinin bir miktar fazla olması beklenmektedir. Evaporatör de buharlaşma esnasında sıcaklık kaybının ve basınç kaybının olmaması çok önemli olmakla birlikte bunun için uygun fan hızının sağlanması gerekmektedir. Özellikle düşük evaporatör sıcaklıklarında yeterince hava akışı sağlanamaz ise, evaporatörde karlanma ve bu sebeple donma ve ısı transferinin azalması ile buharlaşan soğutucu akışkanın azalması ile kompresörde zorlanma, kompresör işinde artış ve ısınma meydana gelmektedir. Bu durum, artan kondenser giriş sıcaklığı ile sonuçlanmakta, yeterli kondenser hava akışı olmaması durumunda ise yüksek basınç yüksek kondenser sıcaklığı ile verimsiz bir çalışmaya sebep olmaktadır. İstenen performans için evaporatör ve kondenser fan hızlarının akışı engellemeyecek şekilde çalışması yeterli olmaktadır. Yapılan çalışmalarda fan hızının artışı kondenser basıncının düşüşü, buna bağlı olarak kondenser sıcaklığının düşüşü ile başlayan etki zinciri ile soğutma yükünde ciddi düşüşler görülmüştür. Sistemin dengeli çalışması için kondenserde bulunan fan hızının seçimi önemlidir. Tek Kademede çalıştırılan sistemin dengeye gelme süresi ortalama 10-15 dk olmuştur. Yalnızca kısma vanası ayarlanması durumunda bu sürenin 30 dk civarında olduğu ve daha da uzayabildiği gözlemlenmiştir. İlk çalıştırma esnasında özel olarak TX Valfin açma süresi düşünüldüğünde dengeye gelme süresi 20 dk'ya kadar uzamaktadır. Bu sürenin bir araç klima sisteminden fazla olmasının sebebi ise borulamanın ve ölçüm araçlarının yerleştirilebilmesi sonucunda meydana gelen hat uzunlukları sebebi ile şarj edilen akışkan miktarının 560 gramdan (Golf V için belirtilen R134a şarj miktarı) 1350 grama artışı gerçekleşmiştir.

İki kademeli soğutma çevrimi için hazırlanan 15 lt su&glikol karışımı için -10 °C'ye kadar %35 -10 °C'den daha düşük sıcaklıklar için %50 oranında karışım hazırlanmıştır. Elde edilen sistemin kararlı hale gelmesi tek kademeli sistemden daha uzun sürmekle beraber ilk çalıştırmada 25 dk, devir artışlarında 15-20 dk arası olduğu gözlemlenmiştir. Düşük devirlerde daha geç, yüksek devirlerde daha erken denge durumuna sistem gelebilmektedir. Sistem performansı incelendiğinde çift kademeli sistem için COP değeri su pompasının işinin de eklenmesi, plaka tipi ısı eşanjöründe meydana gelen kayıplar ile birlikte bir miktar azalma görülmüştür. Bu aşamada sistem tek kademe ile aynı şartlarda çalışılmasına karşın istenen basınçtan daha düşük basınçlarda çalıştığı tespit edilmiştir. R134a gazının R1234yf'e göre daha iyi COP değerine sahip olmasına karşın tıpkı tek kademede olduğu gibi çok az bir miktar

R1234yf'nin COP değeri düşük olduğu görülmüştür. İkincil sistemin tek kademeye göre avantajları ise evaporatör giriş-çıkış hava sıcaklıkları arasındaki farkın hemen hemen sistem dengeye geldiğinde çok az değişerek kararlı duruma gelmektedir. Kompresörün durdurulmasından sonra 12 lt lik %35 oranında su&glikol karışımının -2°C depo sıcaklığında aynı evaporatör fan hızında aynı soğutmayı 65 dklık bir süre daha devam ettirmiştir. Sonrasında ise soğutma kapasitesi düşerek devam ettirmiştir. Dinamik soğutma işi, kompresörün kapatıldığı durumda kompresör işinin sıfır olduğu düşünüldüğünde yalnızca 30 Watt lık bir su pompası kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple COP değeri oldukça yükselmiş ve araç duruyor olsa bile soğutma devam edebilmiştir. Bu çalışma sonunda bu sistem tasarımı için hem R134a hem de R1234yf akışkanı birbirine yakın değerler göstererek alternatif gaz olarak kullanılabileceği gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak, bir araç kliması için teorik olarak termal ve ekserjik analizin hem tek kademede hem de ikincil su&glikol karışımı içeren çevrim için yapılan analizlerde elde edilen veriler ile deneysel olarak elde edilen bulgular birbiri ile örtüşmektedir. R1234yf soğutucu akışkanının, kullanımı kademeli olarak sınırlandırılan R134a gazı için iyi bir alternatif akışkan olduğu tespit edilmiştir. İkincil kademe sisteminin her ne kadar COP değeri düşük de olsa dinamik sürüş şartları göz önüne alındığında binek araçlar için uygun bir kullanım sunabileceği tespit edilmiştir. Özellikle uzun yollarda aracın performansının klima sisteminden etkilendiği düşünüldüğünde, bu sistem ile bu durumlarda kompresör devre dışı bırakılarak aracın performansı etkilenmeden soğutma işlemi devam ettirilebilir ve sürüş konforu hem kabin sıcaklığı hem de sürüş keyfi olarak sağlanabilir. Deney siteminde su&glikol karışımının çevriminde kullanılan evaporatörün standart araç içinde kullanılan evaporatör olduğu düşünüldüğünde küçük modifikasyonlar ile standart araçlar içinde bu sistem dönüşümü hazırlanarak kullanılabilir olduğu görülmüştür.

KAYNAKLAR

- Afshari F., Akif Ceviz M., Mendev E., Yıldız F. (2022). Effect of heat exchanger base thickness and cooling fan on cooling performance of Air-To-Air thermoelectric refrigerator; experimental and numerical study. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, (2022), 102178, 52. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102178>
- Ahamed, J. U., Saidur, R., & Masjuki, H. H. (2011). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1593-1600. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.039>
- Alhendal, Y., Gomaa, A., Bedair, G., & Kalendar, A. (2020). Thermal Performance Analysis of Low-GWP Refrigerants in Automotive Air-Conditioning System. *Advances in Materials Science and Engineering*. <https://doi.org/10.1155/2020/7967812>
- Arslan, B., Karakoç, T. H., Yörü, Y., & Altuntaş, Ö. (2010). Uçak İklimlendirme Sistemleri ve İç Hava Kalitesi Üzerine Etkisi. *Mühendis ve Makina*, 51(607), 9-19.
- Başbakanlık Mevzuatı Geliştirme ve Yayın Genel Müdürlüğü. 2017. <https://resmigazete.gov.tr/eskiler/2017/04/20170407-2.htm>
- Baskaran, A., Koshy, P., Dean, M. (2013). Energy and Exergy Analysis of a Vapour Compression Refrigeration System With R134a, R152a and RE170. *Archives Des Sciences*, 66(3).
- Bilen, K., Kalkışım, A. T., Solmuş, İ., Bulgurcu, H., & Yaldırak, H. (2014). Otomobil Klima Sistemlerinde R152a Gazı Kullanımı Ve Özellikleri. *Tesisat Mühendisliği*, 2014.
- Bilen, Kadir, Kalkışım, A. T. 2018. "Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Ekserji Analizi". İçinde *IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu*.
- Bolaji, B. O., Akintunde, M. A., Falade, T. O. 2011. "Comparative Analysis of Performance of Three Ozone-Friends HFC Refrigerants in a Vapour Compression Refrigerator". *Journal of Sustainable Energy & Environment* (C. 2).
- Bolaji, B. O., & Huan, Z. (2013). Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18, 49-54. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2012.10.008>
- Bulut, H. (2011). Soğutma ve Klima Tekniği Ders Notları. Harran Üniversitesi.
- Çevre ve Şehircilik Bakanlığı. Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik, (2018). <https://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2018/01/20180104-2.htm>
- Çomaklı, K., Şimşek, F., Özyurt, Ö., & Bakırcı, K. (2006). Soğutma/ısıtma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve alternatifleri. *Mühendis ve Makina*, 47(562), 33-45
- Devecioğlu, A. G., Oruç, V. 2021. "Soğutma Sistemlerinde R454C Kullanılmasının Deneysel İncelenmesi". *Journal of Polytechnic*, 1–1.
- Devecioğlu, A. G., & Oruç, V. (2022). On the satisfaction of EU F-Gas regulation using R455A as an alternative to R404A in refrigeration systems. *Materials Today: Proceedings*, 52, 1865-1869. <https://doi.org/10.1016/J.MATPR.2021.11.506>

- Dikmen, E., Şencan Şahin, A., Deveci, Ö. İ., & Akdağ, E. (2020). Comparative Performance Analysis of Cascade Refrigeration System Using Low GWP Refrigerants. *El-Cezeri Journal of Science and Engineering*.
- Direk, M., & Kelesoglu, A. (2019). Automotive air conditioning system with an internal heat exchanger using R1234YF and different evaporation and condensation temperatures. *Thermal Science*. <https://doi.org/10.2298/tsci170125215d>
- Direk, M., & Yüksel, F. (2019). Soğutucu Akışkan Olarak Otomobil İklimlendirme Sisteminde R444a Kullanımına Kompresör Ve Hava Akış Hızlarının Etkisi. *Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 8(2), 1082-1089. <https://doi.org/10.28948/ngumuh.482282>
- Emin Arzutuğ, M., Yapıcı, S., & Muhtar Kocakerim, M. (2005). A comparison of mass transfer between a plate and submerged conventional and multichannel impinging jets. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32(6), 842-854. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2004.12.001>
- Emragroup. (2021). *Merkezi Soğutma Sistemleri*. <http://www.emragrup.com/urunlerimiz/endustriyel-soğutma-sistemleri/merkezi-soğutma-sistemleri>
- Garcia Pabon, J., Khosravi, A., Nunes, R., & Machado, L. (2019). Experimental investigation of pressure drop during two-phase flow of R1234yf in smooth horizontal tubes with internal diameters of 3.2 mm to 8.0 mm. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.019>
- Gazete, R. 2020. "Başbakanlık Mevzuatı Geliştirme ve Yayın Genel Müdürlüğü". Tarihinde 20 Kasım 2020, adresinden erişildi <https://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2018/01/20180104-2.htm>
- Gemsoğutma. (2018). *Gemso - Gemi Soğutma Sistemleri*. Gemi Soğutma Sistemleri. <https://gemsosogutma.com/gemi-soğutma-sistemleri/>
- Golzari, S., Kasaeian, A., Daviran, S., Mahian, O., Wongwises, S., & Sahin, A. Z. (2017). Second law analysis of an automotive air conditioning system using HFO-1234yf, an environmentally friendly refrigerant. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.009>
- Güngör, A., Araz, M., Yaldirak, H., & Özcan, H. G. (2012). R-1234yf'nin otomobil endüstrisinde Kullanım Olanakları. *1. Ulusal İklimlendirme Soğutma Sempozyumu*.
- He Y., Wu H., Liu Y., Wang T., Wu X., Cheng C., Jin T., Theoretical performance comparison for two-stage auto-cascade refrigeration system using hydrocarbon refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, (2022), 27-36, 142. doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2022.06.008
- İdeal Haber Merkezi. (2020). *Tüm dünyada motorlu araç sayısı 2 milyara yaklaşıyor* *Yazar iDealData*. <https://tr.investing.com/news/economy/tum-dunyada-motorlu-arac-says-2-milyara-yaklasyor-1971549>
- İklim Değişikliği Dairesi Başkanlığı. 2018. "Florlu Sera Gazlarına ilişkin Yönetmelik". Tarihinde 20 Kasım 2020, adresinden erişildi <https://docplayer.biz.tr/109436258-Florlu-sera-gazlarina-iliskin-yonetmelik.html>
- İlhan Tekin, Ö., & Yalçın, A. (2011). Çift Kademeli Soğutma Çevrimlerinde Enerji Verimliliği. *3. Enerji Verimliliği Kongresi*.

- Joybari, M. M., Hatamipour, M. S., Rahimi, A., Modarres, F. G. 2013. "Exergy analysis and optimization of R600a as a replacement of R134a in a domestic refrigerator system". *International Journal of Refrigeration*.
- Kalkışım, A. T., & Bilen, K. (2018). Farklı Soğutma Yükleri İçin İki Kademeli Soğutma Çevrimlerinde Ekserji Analizi. *BİLMES CONGRESS*.
- Kiliç, B., Şencan, A., Şelbaş, R. 2009. "Plakalı Isı Eşanjörü Kullanılan Soğutma Uygulamalarında Soğutma Etkinlik Katsayısının Deneysel İncelenmesi".
- Kilicarslan, A. (2004). An experimental investigation of a different type vapor compression cascade refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.04.004>
- 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.
- Longo, G. A., Mancin, S., Righetti, G., & Zilio, C. (2019). R1234yf and R1234ze(E) as environmentally friendly replacements of R134a: Assessing flow boiling on an experimental basis. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.09.008>
- Minor, B., & Spatz, M. (2008). HFO-1234yf Low GWP Refrigerant Update. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/937>
- Mishra, R. S. (2019). Performance improvement of vapour compression refrigeration systems. *International Journal of Research in Engineering and Innovation*, 3(1), 48-56. <http://www.ijrei.com>
- Müllerová, M., Krtková, E., & Rošková, Z. (2020). F-Gases: Trends, applications and newly applied gases in the Czech Republic. *Atmosphere*, 11(5). <https://doi.org/10.3390/ATMOS11050455>
- Nikolaidis, C., Probert, D. 1998. "Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance". *Applied Energy*.
- Pabon, J. J. G., Pereira, L. C., Humia, G., Khosravi, A., Revellin, R., Bonjour, J., & Machado, L. (2019). Experimental study on the void fraction during two-phase flow of R1234yf in smooth horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.007>
- Prabakaran, R., Lal, D. M., Devotta, S. 2021. "Effect of thermostatic expansion valve tuning on the performance enhancement and environmental impact of a mobile air conditioning system". *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 143(1), 335–350.
- Rajendran, P., Sidney, S., Ramakrishnan, I., & Dhasan, M. L. (2019). Experimental studies on the performance of mobile air conditioning system using environmental friendly HFO-123yf as a refrigerant. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. <https://doi.org/10.1177/0954408919881236>
- Reddy, V. S., Panwar, N. L., & Kaushik, S. C. (2012). Exergetic analysis of a vapour compression refrigeration system with R134a, R143a, R152a, R404A, R407C, R410A, R502 and R507A. *Clean Technologies and Environmental Policy*. <https://doi.org/10.1007/s10098-011-0374-0>

- Şahin, B., & Şencan Şahin, Prof. Dr. arzu. (2020). Farklı Akışkanların Kullanıldığı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Teknik Bilimler Dergisi*. <https://doi.org/10.35354/tbed.722878>
- Sandip, M., Chavhan, P., & Mahajan, S. D. (2015). Experimental Performance Evaluation of R152a to replace R134a in Vapour Compression Refrigeration System. *www.ijmer.com* | (C. 5). www.ijmer.com
- Seyitoğlu, S. S., & Kiliçarslan, A. (2015). Second law analysis of different refrigerants in a two stage vapor compression cycle. *Isi Bilimi Ve Teknigi Dergisi/ Journal of Thermal Science and Technology*.
- Solmaz İ., Andrew S. Rees D., Yamalı C., Baker D.(2012). A two-energy equation model for dynamic heat and mass transfer in an adsorbent bed using silica gel/water pair. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2012), 5275-5288, 55(19-20). [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.05.036](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.05.036)
- Söğüt M., Bulgurcu H., Y. E. (2012). *Soğutma Sektöründe Soğutucu Akışkanlara Bağlı Emisyon Envanteri*. 137.
- Soytürk, A. (2016). *Poliüretan Köpüklerin Nem Difüzyonu İle Isı İletim Katsayısı Değişiminin DeneySEL İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi*, 2016
- Susar, S. 2020. "“Muharebe Alanının Demir Yumrukları” Tank Motorları | DefenceTurk". Tarihinde 03 Mart 2022, adresinden erişildi <https://www.defenceturk.net/muharebe-alaninin-demir-yumruklari-tank-motorlari>
- Talley, E. 2010. "R1234yf Refrigerant". İçinde *ICAIA Conference*.
- Tesisat.org. (2016). *Frigorifik Araç Soğutma Devre Şeması*. <https://www.thesisat.org/frigorifik-arac-sogutma-devre-semasi.html>
- Udo M., Akunkunmi S., Afolalu S., Noiki A., Yusuf O., Emetereme M., Samuel O., Necessity for Nanofluids in Refrigeration Systems: An Overview. 2022, pp. 355–363. doi: 10.1007/978-3-030-96721-5_30.
- Ünlü, A. (2011). *Alternatif bir soğutkanın (hfo-1234yf) kullanıldığı bir soğutma sisteminin ekserji analizi*. SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü. <https://books.google.com.tr/books?id=EOpkMwEACAAJ>
- Xiamen Juda Chemical & Equipment Co. 2019. "R404a ve R507a Arasındaki Fark Nedir". Xiamen Juda Chemical & Equipment Co. Tarihinde adresinden erişildi <http://tr.fluorined-chemical.com/news/what-is-the-difference-between-r404a-and-r507a-29046707.html>
- Yakut, A. (2022). Yeni Nesil Soğutucu Akışkan: R32. İçinde *Intergovernmental Panel on Climate Change*. http://www.daikinakademi.com/Media/file/Pdf/Yen_Nesil_Sogutucu_Akiskan_R32.pdf
- Yataganbaba, A., Kilicarslan, A., & Kurtbaş, I. (2015). Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.010>
- Yıldız, A., & Yıldırım, R. (2020). R134a'ya Alternatif Bir Soğutucu Akışkan (R513A) Kullanan Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Çevresel Analizi. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*. <https://doi.org/10.29130/dubited.690197>

- Yılmaz, İ., Çekin, S., Bayrakçı, H., & Özgür, A. (2017). Alternatif Soğutkanlı Kaskad Soğutma Çevrimleri ve Güncel Gelişmeler. *TESKON*, 1675-1688.
- Yumrutaş, R., Kunduz, M., & Kanoğlu, M. (2002). Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems. *Exergy, An International Journal*. [https://doi.org/10.1016/s1164-0235\(02\)00079-1](https://doi.org/10.1016/s1164-0235(02)00079-1)
- Zhai, R., Yang, Z., Feng, B., & Sun, S. (2019). Effect of environmental condition on the flammability limits of two isomers of tetrafluoropropene. *İçinde Combustion and Flame*. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.05.042>



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı:	Ahmet Tahir KALKIŞIM
Doğum tarihi:	
Doğum Yeri:	
Uyruğu:	
E-mail:	
Eğitim	
Lise:	Akçaabat YDA Lise
Lisans:	Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi
Yüksek lisans:	Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Termodinamik A.B.D
Doktora:	Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Termodinamik A.B.D
Yabancı Dil Bilgisi	
İngilizce:	İyi
Üye Olunan Mesleki Kuruluşlar	
Makine Mühendisleri Odası	
Tezden Üretilmiş Yayınlar	
1. The Performance of Alternative Refrigerant Gas R152a as Mobile Air Conditioning Refrigerant, Chemical Engineering Transactions, 2014 2. The comparison of performance by using alternative refrigerant R152a in automobile climate system with different artificial neural network models, Journal of Physics (IOP) , 2016 3. Otomobil Klima Sistemlerinde R-152a Gazı Kullanımı ve Özellikleri, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 2013 4. Artificial intelligent models for thermodynamic properties of R152a and R134a refrigerants in automobile air conditioning systems, IEEEExplore, 2016	