



BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği

**PİSTONLU VE SCROLL TİPİ KOMPRESÖRLERİN
SOĞUTMA PERFORMANSININ KARŞILAŞTIRMALI
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Çağrı ÇAKMAK

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Emin AÇIKKALP

İkinci Tez Danışmanı

Doç. Dr. M. Ziya SÖĞÜT

BİLECİK, 2017

Ref.No: 10136390



BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği

**PİSTONLU VE SCROLL TİPİ KOMPRESÖRLERİN
SOĞUTMA PERFORMANSININ KARŞILAŞTIRMALI
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Çağrı ÇAKMAK

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanları

Doç. Dr. Emin AÇIKKALP

İkinci Tez Danışmanı

Doç. Dr. M. Ziya SÖĞÜT

BİLECİK, 2017



BILECIK SEYH EDEBALI UNIVERSITY

Institute of Science and Technology

Energy Systems Engineering

**COMPARATIVE ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF
COOLING PERFORMANCE OF RECIPROCATING AND
SCROLL TYPE COMPRESSORS**

Cagri CAKMAK

Master's Thesis

Thesis Advisor

Assoc. Prof. Dr.Emin ACIKKALP

Second Thesis Advisor

Assoc. Prof. Dr. M. Ziya SOGUT

BILECIK, 2017



BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun tarih ve sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından **18/01/2017** tarihinde tez savunma sınavı yapılan Çağrı ÇAKMAK 'ın "Pistonlu ve Scroll Tipi Kompresörlerin Soğutma Performansının Karşılaştırmalı Enerji ve Ekserji Analizi " başlıklı tez çalışması Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak oy birliği / oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) :

Doç. Dr. Emin AÇIKKALP

ÜYE :

Prof. Dr. Yusuf Ali KARA

ÜYE :

Doç. Dr. Hasan YAMIK

ONAY

Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun tarih ve sayılı kararı.

İMZA/ MÜHÜR

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında başından sonuna kadar bana yardımlarını esirgemeyen danışman hocalarım Sayın Doç. Dr. Emin AÇIKKALP ve Doç. Dr. M. Ziya SÖĞÜT' e, Gökçeler Soğutma A.Ş.' de bulunan başta Sayın Selahattin GÖKÇE' ve Alper ÖNDER olmak üzere tüm personele, ayrıca firmanın proje danışmanı olan ve deneysel çalışmaya destek veren Sayın Prof. Dr. Yusuf Ali KARA' ya verdiği desteklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Soğutma sistemlerinin kalbi olan kompresörler, artan enerji ihtiyacı ve tasarruf bilinci ile sürekli yenilenmek zorunda kalmıştır. Yenilenen bu kompresörler hakkında sürekli yeni çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmada scroll ve yarı-hermetik pistonlu kompresör için, R-134a, R-404A ve R-507A soğutucu gazlar referans alınarak tanımlanan soğutma kapasitesi için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Çalışmada +10 °C ile -25 °C arasındaki buharlaşma sıcaklıkları için kompresör güç tüketimleri R-134a soğutucu akışkanı kullanıldığında 3 kW ile 6,1 kW arasında değişkenlik gösterirken, R-404A ve R-507A soğutucu akışkanları kullanılırken 5,2 kW ile 10,6 kW arasında değişkenlik göstermiştir. Kütleli debileri R-134a soğutucu akışkanı için 129 kg/h ile 601 kg/h arasında değişkenlik gösterirken, R-404A ve R-507A soğutucu akışkanları için sırasıyla 307 kg/h ile 1045 kg/h arasında değişkenlik göstermiştir. Kompresör çıkış sıcaklıkları R-134a soğutucu akışkanı kullanıldığında R-404A ve R-507A'ya göre %5 ile %15 daha düşük olduğu görülmüştür. Çalışmada soğutma performansları (COP) ve ekserji verimlerinin değişimleri farklı buharlaşma sıcaklığı için ayrı ayrı incelemiştir. Çalışmanın sonunda scroll ve yarı hermetik pistonlu kompresör ekserji verimleri, R-134a, R-404A ve R-507A için bulunarak entropi üretimi ve performans etkileri hakkında değerlendirmeler yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, yarı-hermetik kompresör, scroll kompresör, enerji, ekserji, verim.

ABSTRACT

The compressor which is the heart of the cooling system, rising energy demand and has had to be constantly renewed with a sense of economy. There are new studies all the time about the renewed compressors. In this study, scroll and semi-hermetic piston compressor, R-134a, R-404A or R-507A cooling capacity for cooling gases defined by reference to energy and energy analysis are reviewed. In this work, compressor power consumption for evaporation temperatures between work +10 -25 R-134a used refrigerant varies between 3 kW and 6.1 kW, R404-and R-507A used refrigerants from 5.2 kW to 10.6 kW It has varied. The mass flow rate is varied between 129 kg/h and 601 kg/h when using refrigerant R-134a and it is varied between 307 kg/h and 1045 kg/h when using refrigerants R-404A and R-507A. When using R-134a refrigerant, compressor outlet temperatures were observed to be used in a smaller quantity. The cooling performances (COP) and exergetic efficiencies for each of the variations of the fluid are examined for evaporation temperatures between +10°C to -25 °C. At the end of the study, energy efficiency, R-134a, R-404a or R-507a for entropy production and by an assessment of the performance effects of scroll and semi-hermetic reciprocating piston compressor reviewed.

Keywords: Cooling, Reciprocating and Scroll Compressors, energy, exergy, efficiency

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Scroll ve Yarı Hermetik Pistonlu Kompresörler	2
1.2. Pistonlu Kompresörler.....	2
1.2.1. Açık tip kompresörler	3
1.2.2. Hermetik kompresörler	3
1.2.3. Yarı hermetik kompresörler	4
1.2.3.1. Yarı hermetik kompresörlerin yapısı	5
1.2.3.2. Krank mili	5
1.2.3.3. Rotor-stator mekanizması	5
1.2.3.4. Piston-biyel mekanizması.....	6
1.2.3.5. Valf plakası.....	6
1.2.4. Yarı hermetik kompresörlerin çalışma prensibi.....	6
1.3. Scroll Kompresör	7
1.3.1. Scroll kompresörün iç yapısı	8
1.3.2. Scroll kompresörün çalışma prensibi	8
1.3.3. Tezin amacı	9
2. LİTERATÜR ÖZETİ	10
3. TERMODİNAMİK ANALİZ	15
3.1. Carnot Çevrimi	15

3.2. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	16
3.2.1. Soğutma etkinlik katsayısı (COP).....	17
3.3. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	18
3.4. Gelişmiş Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	19
3.4.1. İki kademeli soğutma sistemleri	19
3.4.2. Çok kademeli soğutma sistemleri	20
3.5. Enerji ve Ekserji Analizi	22
3.5.1. Enerji ve ekserji verimleri.....	23
4. DENEYSEL MODELLER VE ÖZELLİKLERİ	26
4.1. Deney Düzenekinin Hazırlanması.....	26
4.2. Kompresör	27
4.3. Yağ Ayırıcı	28
4.4. Kondenser.....	29
4.5. Likit Deposu	30
4.6. Nem Tutucu ve Gözetleme Camı	30
4.7. Debi Ölçer	31
4.8. Genleşme Valfi.....	32
4.9. Kalorimetre.....	32
5. ENERJİ ANALİZİ.....	33
5.1. R-134a Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör	34
5.2. R-134a Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör	35
5.3. R-404A Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör	36
5.4. R-404A Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör	38
5.5. R-507A Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör	39
5.6. R-507A Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör	40
5.7. Performans Değerlerinin Karşılaştırılması	42

5.8. Kütlesel Debi Değerlerinin Karşılaştırılması	45
5.9. Kompresör Çıkış Sıcaklık Değerlerinin Karşılaştırılması.....	48
6. EKSERJİ ANALİZİ	51
6.1. R-134a Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör	52
6.1.1. R-134a Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma).....	53
6.1.2. R-134a Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma).....	54
6.1.3. R-134a Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma).....	56
6.1.4. R-134a Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma).....	57
6.2. R-134a Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör	58
6.2.1. R-134a Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma)	59
6.2.2. R-134a Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma).....	60
6.2.3. R-134a Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma)	62
6.2.4. R-134a Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma).....	63
6.3. R-404A Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör	64
6.3.1. R-404A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma).....	65
6.3.2. R-404A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma).....	66
6.3.3. R-404A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma).....	68

6.3.4. R-404A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma).....	69
6.4. R-404A Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör.....	70
6.4.1. R-404A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma).....	71
6.4.2. R-404A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma).....	72
6.4.3. R-404A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma).....	74
6.4.4. R-404A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma).....	75
6.5. R-507A Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör.....	76
6.5.1. R-507A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma).....	77
6.5.2. R-507A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma).....	78
6.5.3. R-507A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (30°C yoğuşma).....	80
6.5.4. R-507A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (30°C yoğuşma).....	81
6.6. R-507A Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör.....	82
6.6.1. R-507A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma).....	83
6.6.2. R-507A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma).....	84
6.6.3. R-507A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma).....	86
6.6.4. R-507A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma).....	87

7. BELİRSİZLİK ANALİZİ	94
7.1. Sıcaklıktan Kaynaklanan Hatalar	95
7.2. Güç Ölçümünde Kaynaklanan Hatalar	96
7.3. Debiden Kaynaklanan Hatalar.....	96
7.4. COP Değerleri İçin Belirsizlik Analizi	96
7.5. Ekserji Verim Değerleri İçin Belirsizlik Analizi.....	97
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	98
9. KAYNAKLAR	101
10. ÖZGEÇMİŞ.....	104

SİMGELER ve KISALTMALAR

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
A	Alan (m^2)
B	Belirsizlik oranı (-)
C	Özgül ısı (kJ/kg.K)
$\dot{E}_X$	Ekserji (kW)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
P	Basınç (kPa)
R	Ölçülecek boyut (-)
Q	Isı miktarı (kJ)
$\dot{Q}$	Isı akımı (kW)
q	Özgül ısı miktarı (kJ/kg)
s	Özgül entropi (kJ/kg.K)
$\dot{S}$	Entropi akımı (kW/K)
T	Sıcaklık (°C veya K)
W	İş (kJ)
$\dot{W}$	Net iş akımı veya güç (kW)
Ψ	Özgül ekserji (kJ/kg)
x_i	Bağıl tersinmezlik (-)
f_i	Ekserji faktörü (-)
ε	Soğutma etkinliği (-)

ψ Özgül (akış) ekserji (kJ/kg.K)

Alt İndis

a	hava
ç	çıkış
evap	evaporatör
g	giriş
grçk	gerçek
H	sıcak ortam için
i,ç	istenilen çıkış
k	kayıp
k,ç	kütle çıkışı
k,g	kütle girişi
komp	kompresör
kon	kondenser
L	soğuk ortam için
n	net
0	ölü hal
p	güç ölüm belirsizliği
soğ	soğuk
sck	sıcak
sis	sistem

bç	çıkış sıcaklığı ölçme belirsizliği
bg	giriş sıcaklığı ölçme belirsizliği
by	yüzey sıcaklığı ölçme belirsizliği
top	toplam
ü	üretilen

Kısaltmalar

COP	Soğutma sistemi performans katsayısı
HP	Isı pompası

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Açık tip kompresör.	3
Şekil 1.2. Hermetik tip kompresör.	4
Şekil 1.3. Yarı hermetik tip kompresör.	4
Şekil 1.4. Yarı hermetik kompresörün kesit hali.	7
Şekil 1.5. Scrol kompresörün kesit hali.	8
Şekil 1.6. Rotor-stator-krank.	8
Şekil 1.7. Spiral başlıklar.	9
Şekil 3.1. Ters-Carnot PV diyagramı.	15
Şekil 3.2. İdeal soğutma çevrimi P-h diyagramı.	16
Şekil 3.3. İdeal soğutma çevrimi T-s diyagramı.	17
Şekil 3.4. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı.	18
Şekil 3.5. İki kademeli soğutma sistemi şeması.	19
Şekil 3.6. İki kademeli soğutma sistemi T-s diyagramı.	20
Şekil 3.7. Çok kademeli soğutma sistemlerinin şeması.	21
Şekil 3.8. Çok kademeli soğutma sistemleri T-S diyagramı.	21
Şekil 3.9. Akış şeması.	24
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik resmi.	26
Şekil 4.2. Kompresör.	27
Şekil 4.3. Kompresör odası.	28
Şekil 4.4. Yağ ayırıcı.	29
Şekil 4.5. Kondenser.	29
Şekil 4.6. Debi ölçer.	31
Şekil 4.7. Genleşme valfi.	32
Şekil 4.8. Kalorimetre.	32
Şekil 5.1. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.	42
Şekil 5.2. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.	43
Şekil 5.3. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.	44
Şekil 5.4. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.	45
Şekil 5.5. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.	46
Şekil 5.6. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.	47
Şekil 5.7. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.	48

Şekil 5.8. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.	49
Şekil 5.9. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.	50
Şekil 6.1. Sankey diyagramı 1.	53
Şekil 6.2. Grassmann diyagramı 1.	54
Şekil 6.3. Sankey diyagramı 2.	56
Şekil 6.4. Grassmann diyagramı 2.	57
Şekil 6.5. Sankey diyagramı 3.	59
Şekil 6.6. Grassmann diyagramı 3.	60
Şekil 6.7. Sankey diyagramı 4.	62
Şekil 6.8. Grassmann diyagramı 4.	63
Şekil 6.9. Sankey diyagramı 5.	65
Şekil 6.10. Grassmann diyagramı 5.	66
Şekil 6.11. Sankey diyagramı 6.	68
Şekil 6.12. Grassmann diyagramı 6.	69
Şekil 6.13. Sankey diyagramı 7.	71
Şekil 6.14. Grassmann diyagramı 7.	72
Şekil 6.15. Sankey diyagramı 8.	74
Şekil 6.16. Grassmann diyagramı 8.	75
Şekil 6.17. Sankey diyagramı 9.	77
Şekil 6.18. Grassmann diyagramı 9.	78
Şekil 6.19. Sankey diyagramı 10.	80
Şekil 6.20. Grassmann diyagramı 10.	81
Şekil 6.21. Sankey diyagramı 11.	83
Şekil 6.22. Grassmann diyagramı 11.	84
Şekil 6.23. Sankey diyagramı 12.	86
Şekil 6.24. Grassmann diyagramı 12.	87
Şekil 6.25. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığında R-134a soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.	88
Şekil 6.26. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığında R-404A soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.	89
Şekil 6.27. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığında R-507A soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.	90

Şekil 6.28. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığında R-134a soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.....	91
Şekil 6.29. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığında R-404A soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.....	92
Şekil 6.30. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığında R-507A soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.....	93



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. İncelenen soğutma sisteminin her bileşeni içineksjerji analizi.....	25
Çizelge 4.1. Yarı hermetik pistonlu kompresörün özellikleri.....	27
Çizelge 4.2. Scroll kompresörün özellikleri.	27
Çizelge 4.3. Kondenserin özellikleri.....	30
Çizelge 4.4. Debi ölçer özellikleri.	31
Çizelge 5.1. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.	34
Çizelge 5.2. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.	34
Çizelge 5.3. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.	34
Çizelge 5.4. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.	35
Çizelge 5.5. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.	35
Çizelge 5.6. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.	36
Çizelge 5.7. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.	36
Çizelge 5.8. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.	37
Çizelge 5.9. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.	37
Çizelge 5.10. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.	38
Çizelge 5.11. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.	38
Çizelge 5.12. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.	38
Çizelge 5.13. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.	39
Çizelge 5.14. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.	39
Çizelge 5.15. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.	39
Çizelge 5.16. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.	40
Çizelge 5.17. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.	40
Çizelge 5.18. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.	40
Çizelge 6.1. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.	52
Çizelge 6.2. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin enerji dengesi.	53
Çizelge 6.3. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin enerji dengesi.	54
Çizelge 6.4. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.	55
Çizelge 6.5. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin enerji dengesi.	56

Çizelge 6.6. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin ekserji dengesi.	57
Çizelge 6.7. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.	58
Çizelge 6.8. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.	59
Çizelge 6.9. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.....	60
Çizelge 6.10. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.	61
Çizelge 6.11. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.	62
Çizelge 6.12. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.....	63
Çizelge 6.13. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.	64
Çizelge 6.14. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin enerji dengesi.	65
Çizelge 6.15. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin ekserji dengesi.	66
Çizelge 6.16. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.	67
Çizelge 6.17. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin enerji dengesi.	68
Çizelge 6.18. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin ekserji dengesi.	69
Çizelge 6.19. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.	70
Çizelge 6.20. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.	71
Çizelge 6.21. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.....	72
Çizelge 6.22. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.	73
Çizelge 6.23. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.	74
Çizelge 6.24. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.....	75

Çizelge 6.25. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı	76
Çizelge 6.26. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin enerji dengesi.	77
Çizelge 6.27. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin ekserji dengesi.	78
Çizelge 6.28. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.	79
Çizelge 6.29. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin enerji dengesi.	80
Çizelge 6.30. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin ekserji dengesi.	81
Çizelge 6.31. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.	82
Çizelge 6.32. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.	83
Çizelge 6.33. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.....	84
Çizelge 6.34. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.	85
Çizelge 6.35. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.	86
Çizelge 6.36. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.....	87

1. GİRİŞ

Bilimsel gelişme sürecinde her yeni bilgi, bilgi birikimine katkıda bulunmuş, bilgi birikimi de geleceğin bilimsel çalışmalarına temel inşa etmiştir. Bilimsel çalışmalar; endüstriyel gelişmelerin yol göstericisi olmakta, bilimsel çalışmalardan edinilen bilgilerden endüstri kuruluşları da faydalanmaktadır. Günümüzde, araştırma ve geliştirme faaliyetlerine büyük önem verilmekte ve gerçekleştirilen çalışmalarda daha az enerji kullanımı ile daha yüksek performans elde etmek amaçlanmaktadır (Şahin, 2011).

Enerji, modern yaşamın temel ihtiyaçlarından birisidir. Günlük yaşamda enerjinin kullanılmadığı herhangi bir alan yoktur. Günümüzde enerji kullanımı, toplumlar için gelişmişlik ölçüsüdür. Özellikle elektrik ve ısı enerjisinin hayatımızda önemli bir yeri vardır. Sınırlı doğal kaynaklardan elde edilen bu enerjiler, gün geçtikçe talep artışına bağlı olarak daha değerli hale gelmektedir (Yazıcı ve Selbaş, 2011).

Soğutma sektörünün yaygınlaşması, bu sektörde kullanılan kompresörlere olan ihtiyacın artması ve bu alanda ar-ge çalışmalarının yapılmasını zorunlu hale getirmiştir. Kompresörler ve soğutma sistemleri kullanım alanları oldukça fazlalaşmakta ve önemi her gün daha fazla anlaşılmaktadır. Ekserji analizi yaparak bu sistemleri çok daha etkin kullanabilir ve daha verimli hale getirebiliriz. Ayrıca kompresörlerin kullanıldığı sistemlerdeki kayıpları bulmamızda çok yardımcı olacaktır.

Ekserji analizi enerji sistemlerinin termodinamik analizleri için çok kullanışlı bir yöntemdir ve ayrıca termodinamik süreçlerin gözden geçirilmesi sırasında var olan termodinamiksel kayıpların belirlenmesi ve değerlendirilmesinde kullanılır. Bunun yanı sıra süreç gözden geçirme sırasında yapılabilecek termodinamik geliştirme çalışmalarının belirlenmesini sağlar(Gürler, 2006).

Bu kayıpları bularak hem kompresörleri hem de kullanılan sistemleri geliştirebiliriz. Aynı zamanda ekserji analizini kullanarak hangi sistemde, ne tip kompresörlerin, hangi soğutucu akışkanla ve hangi sıcaklık aralarında daha verimli kullanılabileceğine kolaylıkla karar verilebilir.

Doğada bulunan soğutucu akışkanların bazıları yüksek sıcaklıktaki soğutmalar için uygun olabileceği gibi, bazıları düşük sıcaklık uygulamaları için elverişlidir. Belli bir uygulama için seçilecek soğutucu akışkanın, sadece ısıyı taşıma özelliği dışında toksite, tutuşurluk, yoğunluk, viskozite, elde edilebilirliği ve en önemlisi çevresel etkileri göz önüne alınmalıdır. Bu yüzden doğaya zarar veren gazların yerine alternatif gazlar geliştirilmiştir (Gürler, 2006). Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak geliştirilen alternatif gazlardan (R-134a, R-404A ve R-507A) 3 tanesini kullanarak scroll ve yarı hermetik pistonlu kompresörlerin soğutma performansları incelenmiş ve solkane programından yararlanılarak enerji ve ekserji analizleri karşılaştırılmıştır. Böylece kullanılan soğutucu akışkanların kompresörlerin performanslarına olan etkileri ve çalışma sıcaklık aralıkları tespit edilmiştir.

Bu tez çalışmasının birinci bölümünde scroll ve pistonlu kompresörler hakkında bilgi verilmiştir. Özellikle scroll ve yarı hermetik pistonlu kompresör hakkında ayrıntılı bilgi yer almaktadır. İkinci bölümde literatürde yer alan çalışmalar incelenmiş ve son kısımda literatürden farklı olarak yapılan çalışmalar belirtilmiştir. Üçüncü bölümde yapılan çalışmanın teorik çalışmasına yer verilmiştir. Ayrıca termodinamik açıdan analizi yapılarak sistem şematik olarak irdelenmiştir. Kullanılan deney sistemi dördüncü bölümde tanıtılarak bileşenleri hakkında bilgi verilmiştir. Beşinci bölümde enerji ve altıncı bölümde ise ekserji analizi yapılarak kompresörler grafiksel olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan ölçü aletlerinin hassasiyeti yedinci bölümde incelenerek, deneyin belirsizlik analizi yapılmıştır. Sekizinci bölümde sonuçlar irdelenmiştir ve son olarak dokuzuncu bölümde yararlanılan kaynaklar sunulmuştur.

1.1. Scroll ve Yarı Hermetik Pistonlu Kompresörler

Kompresörlerin birçok çeşidi bulunmakta olup, soğutma sistemlerinde en yaygın kullanılan iki tip kompresör çeşidi olan scroll ve pistonlu kompresörler kullanılmaktadır.

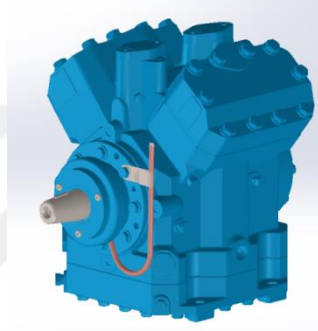
1.2. Pistonlu Kompresörler

Soğutma sistemlerinde en yaygın şekilde kullanılan kompresör türüdür. Şaft rotor ve stator kısmına, krank biyel mekanizması ise şaft kısmına bağlı olarak pistonların ileri geri hareketi sonucu soğutucu akışkanın sıkıştırılmasıyla çalışan

sistemlerdir. Bu kompresörler yüksek kapasitede çalışabilir. Bu yapılar tek silindirli ve çok silindirli olmak üzere çeşitleri mevcuttur.

1.2.1. Açık tip kompresörler

Gücü kayış kasnak mekanizması ile dışardan alarak, aldığı bu gücü kompresörün krank miline aktaran sistemlerdir. Motor kısmı soğutulması gerekir ve bu ortamın havasını kullanarak da yapılır.



Şekil 1.1. Açık tip kompresör.

Açık tip kompresörler, soğutucu ile motor materyallerinin uyuşmazlığı sebebiyle soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılan sistemlerde tercih edilir. Açık tip kompresörün şematik resmi şekil 1.1’de verilmiştir.

1.2.2. Hermetik kompresörler

Motor ve kompresörün aynı bölümde yer almasından oluşan makinelerdir. Motor şaftı, kompresör mili ile bütünleşmiştir ve motor soğutucu akışkan ile temas halindedir. Akışkan kaçaklarının minimize edilmesi ve soğutucu akışkanın motor ile teması sonucu motorun soğutulması bu kompresörün önde gelen avantajlarıdır. Şekil 1.2’de gösterilen kompresör ev tipi soğutucularda kullanılan en yaygın olanıdır (Aysal, 2005).

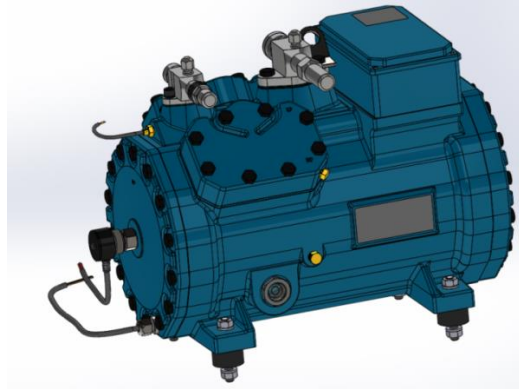


Şekil 1.2. Hermetik tip kompresör.

Bu sayede daha küçük boylarda imal edilebilir. Bu kompresörlerde en çok dikkat edilmesi gereken hususlar motor kısmı soğutucu akışkan ile uyumlu, emiş gazının aşındırıcı etkisine karşı dayanıklı ve yüksek dielektrik dayanımına sahip olmalıdır (Cinisli, 2003).

1.2.3. Yarı hermetik kompresörler

Bu tip kompresörler hermetik tip kompresörlerin cıvatalı, sökülebilir konstrüksiyonlu türlerindendir. Bu kompresörlerin en önemli özelliği sökülebilir ve bakım yapılabilir olmasıdır. Orta kapasiteli sistemlerde en çok tercih edilen türlerdir.



Şekil 1.3. Yarı hermetik tip kompresör.

Ekonomizör opsiyonu ile mümkün olan en yüksek COP kapasitesi, tümleşik kapasite kontrolü, uzun süreli dayanıklılık, 6 kompresörle paralel çalışmaya uyumlu,

mevcut birçok soğutucu ile uyumlu ve kapasite aralığı 400 kW'a kadar paralel işlem ile 18,5'ten 66 kW'a kadar nominal motor gücü bulunmaktadır (www.hakteknik.com).

Ayrıca pistonlu kompresörler genel olarak 70 – 100 psi (4,82 – 6,90 bar) arasında tek kademeli, 100 – 250 psi (6,90 – 17,24 bar) arası iki kademeli ve 250 psi üstü (17,24 bar) üstü basınçlarda çok kademeli olarak kullanılırlar (Akgül 2011).

1.2.3.1. Yarı hermetik kompresörlerin yapısı

Yarı hermetik kompresörleri oluşturan ana elemanları rotor-stator mekanizması, piston-biyel mekanizması, krank mili ve valf plakalarından oluşmaktadır.

1.2.3.2. Krank mili

Krank mili motordan aldığı dönme hareketini üzerine yerleştirilmiş olan biyel piston mekanizmasına ileterek, pistonların ileri geri hareket etmesini sağlar. Krank mili ile motor arasında kama vardır ve bu kama vasıtasıyla motor dönme hareketini krank miline iletir. Krank milini pistonların ileri geri hareketini sağlarken pistonların bir kısmı aşağı diğer kısmı yukarı hareket eder.

1.2.3.3. Rotor-stator mekanizması

Rotor-stator mekanizması kompresörün motor kısmını oluşturmaktadır. Verilen elektrik gücünü krank miline ileterek kompresörün çalışmasında rol almaktadır. Önceden bahsedildiği gibi krank mili ile arasında kama bulunmaktadır ve bu kama yarımıyla krank miline hareket kazandırılır.

Stator: döner manyetik alanın meydana geldiği, motorun duran (hareketsiz) aksamıdır.

Sargıları taşıyan manyetik akıyı ileten kısımdır. Stator sargıları olarak isimlendirilen bu sargılar döner manyetik alanı meydana getirir.

Rotor: mekanik enerjinin elde edildiği, motorun dönen (hareketli) aksamıdır.

Asenkron motorlarda dönen ve mekanik enerjinin elde edildiği kısımdır. Alternatif gerilimle çalışan motorlarda statorun meydana getirdiği döner manyetik alanın içinde dönen ve mekanik enerjinin alındığı kısımdır. Rotorda statorda olduğu gibi silisli saçların paketlenmesinden yapılır.

Asenkron motorların hava aralığı büyüdükçe motorların boş çalışma akımı da büyür. Boş çalışma akımının küçük tutulması için hava aralığı küçük tutulmalıdır. Öte yandan hava aralığı, rotorun hareketli olması ve burç gibi malzemelerle yataklandığından dolayı, büyük güçler için belli sınırların altına inemez (Top, 2012).

1.2.3.4. Piston-biyel mekanizması

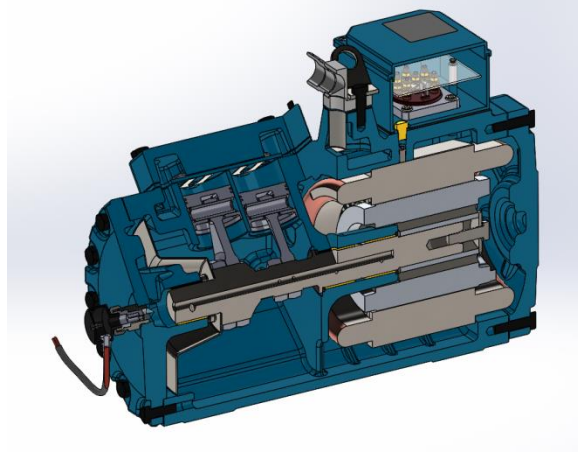
Piston- biyel mekanizması ileri geri hareketini takılı olduğu krank milinden alır. Krank milinden aldığı hareket ile ileri geri hareket ederken soğutucu akışkanı sıkıştırarak kompresörün valf plakasına iletir ve buradan sıkışmış ve sıcaklığı artmış olan soğutucu akışkan kompresörün çıkış vanasından çıkarak soğutma sistemine iletilir. Pistonlarda aranması gereken en önemli özellikler piston yüzeyi pürüzsüz olmalı, sıcaklığa ve basınca dayanımı yüksek olmalı, korozyona karşı dayanımı güçlü olmalı, hassas olmalı ve piston delik çapına uygun olmalı.

1.2.3.5. Valf plakası

Valf plakası pistonların hareketi ile emme ve basma görevlerinde aktif rol oynayarak soğutucu gaza yön vermektedir. Pistonlar aşağı doğru hareket ederken emme kuvveti uygulayarak alt kısımda bulunan yaprakçığın içe doğru açılmasını ve deliklerden soğutucu akışkan emilmesini sağlar. Daha sonra piston yukarı doğru hareketini gerçekleştirirken basma kuvveti oluşturarak alt kısımda ki yaprakçıkların kapanmasını ve basıncı artan soğutucu akışkanı valf plakasının diğer yüzeyinde bulunan yaprakçıkların kalkmasını ve soğutucu akışkanı bu deliklerden basma odasına buradan da basma vanasına ileterek görevini tamamlamış olur.

1.2.4. Yarı hermetik kompresörlerin çalışma prensibi

Kompresör, rotor-stator yardımı ile krank miline hareket kazandırır. Bu hareket sonrası krank miline bağlı bulunan pistonlar ileri geri hareket etmeye başlar. Bu ileri geri hareket esnasında kompresörde emme ve basma kuvvetleri oluşmaya başlar. Pistonlar aşağı doğru hareketini gerçekleştirirken emme, yukarı doğru hareketini gerçekleştirirken basma kuvvetini oluştururlar. Oluşan emme kuvveti sayesinde valf plakalarının alt kısmında bulunan yaprakçıklar açılarak içeriye doğru soğutucu akışkanın girmesini sağlarlar.



Şekil 1.4. Yarı hermetik kompresörün kesit hali.

Daha sonra piston yukarı doğru hareketini gerçekleştirmeye başlar ve oluşturduğu basma kuvveti ile soğutucu akışkanı sıkıştırarak sıcaklığını ve basıncını artırır. Pistonlu kompresörde emme ve basma valfleri bir basınç farkı ile açılıp kapanır. Bu nedenle kompresörün basıncı emişte buharlaştırıcının altında, basmada ise yoğuşurucu basıncının üstünde olması istenir. Oluşan basma kuvvetinin etkisi ile valf plakasının üst kısmında bulunan yaprakçıklar açılarak kızgın buhar halinde olan soğutucu akışkanın kompresörden ayrılmasını sağlar.

1.3. Scroll Kompresör

Scroll kompresörler, iç içe girmiş iki spiral yapı ile sıkıştırma işlemi yapan, yörüngesel hareketli, pozitif yer değiştirme makineleridir. Bu spiraller “Arşimet Spirali” olarak da adlandırılmaktadır. Diğer kompresörlere göre başlıca avantajları daha yüksek verime sahip olmaları, daha az yer kaplamaları, daha hafif olmaları, ses ve titreşim seviyelerinin düşük olmasıdır.

1.3.1. Scroll kompresörün iç yapısı



Şekil 1.5. Scrol kompresörün kesit hali.

Şekil 1.5’de görüldüğü gibi scroll kompresör birçok parçadan oluşmaktadır. Ana elemanları olan rotor-stator ilişkisi, spiral başlıklar ve kranktan oluşmaktadır.



Şekil 1.6. Rotor-stator-krank.

1.3.2. Scroll kompresörün çalışma prensibi

Oldham kavrama spirali sabit bir açısal hız pozisyonunda tutar ve dönmesini engelleyerek radyal olarak hareket etmesini sağlar. Spiraller birbirine monte edilince kanatlar yarım ay şeklinde boşluklar oluşturur. Üst spiral sabit ve alt spiral dönme hareketi yaparken, oluşan bu ay şeklindeki boşluklar soğutucu akışkanı emerek sıkıştırma işlemi yapar.



Şekil 1.7. Spiral başlıklar.

Birinci pozisyonda ilk spiral boşluğundan alçak basınçla giren soğutucu akışkan ikinci spiral boşluğuna daha yüksek basınç ve sıcaklıkla girer. Birinci yörünge tamamlandıktan sonra, yarım ay şeklindeki ceplerin bir çifti daha içeride bir pozisyona gelir ve spirallerin dış uçları düşük basınçtaki daha fazla soğutucu akışkanın içeriye girmesine izin verecek şekilde açılmaya başlar. Birinci boşluk bu işlemi tamamladıktan sonra aynı işlem ikinci boşluk devralarak sıkıştırma işlemini devam ettirir. Böylece son boşluğa gelene kadar soğutucu akışkan birkaç kere sıkıştırılmış olur.

Spiral yaprakların ve yarım ay şeklindeki ceplerin simetrisi çok önemlidir. Her iki boşluğun şekli ve konumu sıkıştırma işlemi boyunca simetrik ve çapa göre zıttır. Spiral yapraklar uygulanan radyal gaz kuvvetini dengeleyerek düzgün bir sıkıştırma işlemi yapar.

1.3.3. Tezin amacı

Endüstride bulunan soğutma sistemlerinde yaygın şekilde kullanılan kompresör çeşitlerinden yarı hermetik pistonlu kompresör ve scroll kompresör hakkında bilgi vermek ve çalışma koşullarını inceleyerek yapılacak olan seçimleri kolaylaştırmaktır. Ayrıca yapılan analizler yardımıyla yarı hermetik pistonlu soğutma kompresörleri ile scroll kompresörlerin en verimli çalışma sıcaklık aralıkları tespit etmek, birbirleriyle karşılaştırmak ve kompresörlerde oluşan tersinmezlikleri hesaplayarak ar-ge çalışmalarına destek olmaktır.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Literatürde ısıtma ve soğutma sistemleri, bu sistemlerde yer alan sistem elemanlarının enerji ve ekserji analizleri ayrı ayrı incelenmiştir. Ayrıca kompresörlerin bu sistemlerin en önemli elemanı olduğu diğer çalışmalarda da vurgulanmış ve kompresörlerin çalışma performansları incelenmiştir. Dış çevre koşulları, soğutucu akışkan çeşitleri ve çeşitli etmenlerin sebep olduğu olumlu ve olumsuz koşullar irdelenmiştir. Çalışmamızda literatürden farklı olarak kompresörlerin hem enerji hem de ekserji analizlerini soğutucu akışkan çeşidi ve çalışma sıcaklık aralıklarının etkileri altında incelenerek birbirleriyle karşılaştırıp değerlendirmelerde bulunulmuştur.

Hepbaşlı ve Gürler (2006), Soğutucu akışkan olarak R-134a ve R-600a'yı kullanarak ev tipi buzdolaplarında ekserji analizi yaparak, modelleme ve iyileştirme potansiyellerini belirlemişlerdir. Analizlerinde gerçek verileri kullanarak tüm sistem verilerinin deneysel olarak ekserji analizini yapmışlardır. İncelenen ev tipi buzdolaplarının ekserji verimlilik değerleri, ürün/yakıt bazında % 86 ve % 87,7 aralığında elde edilmiştir. COP değerleri ise 1,2 ile 1,40 arasında değişiklik gösterdiğini belirtmişlerdir. Elde ettikleri sayısal değerlerden yola çıkarak ev tipi buzdolaplarında soğutucu akışkan olarak R-600a'yı kullanmanın daha verimli olacağına karar vermişlerdir.

Yazıcı ve Selbaş (2011), bir buharlı güç santralinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Çalışmalarında sürtünme kayıplarını, basınç kayıplarını, kinetik ve potansiyel enerjiyi ihmal ederek çalışmalarını sürdürmüşlerdir. 500 MW gücündeki bir buharlı güç santralinde termodinamiğin birinci kanunu uygulayarak enerji denklemleri yardımıyla enerji analizi yapmışlar. Kazan ısısı, kütleli debi, pompa gücü ve soğutma suyuna aktarılan ısı miktarını teker teker incelemişler. Kazan ve yoğuşturucuya termodinamiğin ikinci kanununu uygulamışlar ve bu iki ana elemanın ekserji analizini yapmışlar. Sistemin toplam tersinmezliğini hesaplamışlar ve en fazla tersinmezliğin yoğuşturucuda meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

Küçüka ve Bayır (2008), scroll ve pistonlu tip soğutma kompresörlerinin kapasite verimlerinin çalışma şartları ile değişimini incelemişlerdir. Bu çalışmalarında üretici firmanın yayımladığı katalog değerlerinden yararlanmışlardır. Bu tablolardan

yararlanarak isentropik verim ve soğutma etkinlik katsayısı değişimlerini hesaplamışlardır. Daha sonra aynı tip kompresörlerin farklı markaların yayımladığı değerleri kullanarak birbirleri arasında kıyaslama yapılarak bu değerler tablo halinde sunulmuştur.

Bridges Harshbarger, Bullard ve ark. (2001), ev tipi soğutucu ve klimalarda ekserji analizi yaparak sistemin verimliliğini araştırmıştır. Bu araştırmayı yaparken sistemde bulunan tüm elemanların hepsinin ayrı ayrı ikinci yasa verimi incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda soğutma sistemlerinde en çok kaybın kompresörde meydana geldiğini görmüşlerdir.

Yumurtaş, Kunduz, Kanoğlu ve ark. (2002), Buhar sıkıştırırmalı soğutucu çevrimde ekserji analizi yaparak ikinci yasa verimliliğini, enerji kaybını ve buharlaştırma sıcaklıklarının etkisini incelemişlerdir. Buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının; evaporatör ve kondenserde, kompresör ve genleşme valfine göre çok daha etkin olduğunu bulmuşlardır.

Kabul, Kızıllan ve Yakut (2010), gövde borulu bir ısı değiştirici ve soğutucu akışkan R404A'yı kullanan bir soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Sistem elemanlarının tersinmezliklerini bularak hangi sistem elemanında daha çok kaybın yaşandığını göstermişlerdir.

Şahin (2011), yüksek lisans tezinde hermetik kompresörlerde ölü hacim miktarının kompresör performansına etkisini incelemiştir. Kompresörde en önemli kısım olarak pistonu değerlendirmeye alarak, burada ki ölü hacimde bulunan sisteme verilemeyen soğutucu akışkanın performansa etkilerinin yüksek olduğunu savunarak tez çalışmalarına başlamıştır. Bu çalışmada kompresörün ölü hacim miktarının, soğutma kapasitesi, elektrik tüketimi, soğutma etkinliği gibi kompresörün performans değerlerini deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Deneysel çalışma üç farklı ölü hacim için denenmiştir. Sonuç kısmında deneysel model ile analitik model birbirleriyle kıyaslanmıştır. Ölü hacim miktarının performans değerlerine olan etkisi görülmüştür. Ölü hacim ile performans değerlerinin ters orantılı olduğu tespit edilmiştir.

Yakar, Karabacak ve Altan (2004), LiBr – Su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile R-134a soğutucu akışkanı ile çalışan mekanik

kompresyonlu soğutma sistemlerinin farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafik ve tablo halinde gösterilmiştir.

Chen, Halm, Groll ve Braun (2002), scroll kompresörler için matematiksel bir model geliştirerek boşaltma, sıkıştırma ve emme hacimlerindeki değişime ve spirallerin açlarına göre kompresörün basınç ve sıcaklık değişimi üzerinde durmuşlardır.

Bulgurcu ve Asker (2015), soğutma elemanlarının seçiminde sıcaklığın en yüksek olduğu değerler göz önüne alınarak seçim yapıldığını ve bu seçim yapılırken özellikle yılın yaz aylarındaki değerler göz önüne alınır. Fakat diğer aylarda sistem daha düşük verimle çalışır. Bu verimi artırmak için iyi tasarlanmış kontrol sistemlerine ihtiyaç olduğunu söylemişlerdir ve bu çalışmalarında enerji verimliliğini artırmak için bazı kontrol senaryolarını tanıtmışlardır.

Osma (2011), Enerji ve işletme maliyetlerinin artmasıyla ayrıca çevre şartları göz önüne alındığında soğutma sistemlerinin tasarımı ve seçimi konusunda bir çok çalışma olmaktadır. Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri, evaporatif soğutma sistemlerine göre daha fazla tercih edilmiş olsa bile günümüzde özellikle konut uygulamalarında ve belirli endüstriyel uygulamalarda evaporatif soğutma sistemleri oldukça yaygınlaşmaktadır. Evaporatif soğutma sistemlerinin daha az tercih edilmesinin en büyük sebebi ekolojik koşullara şiddetle bağlı olmasıdır. Bu durum sistemlerin kurulması aşamasında önemli bir fizibilite çalışması gerektirmektedir. Bu çalışmada Çorlu ilçesinde bulunan bir toplantı salonu kullanılarak soğutma yükleri hesaplanmıştır. Daha sonra meteorolojik veriler, ilgili bağlantılar ve psikrometrik diyagram yardımıyla evaporatif soğutmanın hangi şartlar altında kullanılabileceği tespit edilmiştir. Elite-PsyChart adlı program kullanılarak tasarlanan sistem ile gerçekleştirilebilecek enerji tasarrufu miktarları belirlenmiştir.

Oğuz (2006), hermetik soğutucu akışkan kompresörlerde indikatör diyagramı, sayısal ve deneysel olarak incelenmiş ve kompresör emme hattında gerçekleşen zamana bağlı akış ve ısı transferi de sayısal olarak incelenerek kompresör performansına etkileri irdelenmiştir.

Çerkezoğlu (2010), CO_2 kullanılan kaskad soğutma sistemlerinin analizini yaparak, sistemde oluşan korozyon, CO_2 sızıntısı, sistem dudurulması, CO_2 gazının aşırı

soğutma ve kızdırma işlemleri, sistemde yağlama, buz çözme ve kötü kokuların giderilmesi gibi konular üzerinde durmuştur. CO_2 gazının sıcaklığı basıncı, basıncı, soğutma tesir katsayısı ve kapasitesi diğer soğutucu akışkanlarla karşılaştırılmıştır.

Soğutucu akışkanlar hakkında ayrıntılı bir çalışma Atalay (2011) tarafından yüksek lisans tezinde yapılmıştır. Soğutucu akışkanlarda bulunması gereken özelliklerden bahsetmiştir. Kloroflorokarbonlar ve hidrokloroflorokarbonlar'ı inceleyerek bunların karışımlarından meydana gelen temel soğutucu akışkanları incelemiştir. Bunlardan bazıları R-12, R-22, R-134a, R-404A, R-507A, R-404A'dır. Java programından yararlanarak gazların termodinamik özelliklerini hesaplayan bir model oluşturmuştur.

Akdoğan (2007), özel olarak tasarladıkları küçük, orta ve büyük kondenserleri kullanarak deneysel bir çalışma yapmıştır. Su soğutmalı kondenseri bulunan buhar sıkıştırma bir soğutma çevrimi için enerji ve ekserji analizleri incelenmiştir. Deneyde R-134a soğutucu akışkanını kullanılmış, entalpi ve entropi değerleri mollier diyagramlarından elde edilmiştir. Kondenserlerdeki enerji kayıpları sırasıyla büyük için 0,366 kW, orta için 0,356 kW ve küçük için 0,332 kW ve ekserji kayıpları sırasıyla büyük için 0,0691 kW, orta için 0,1163 kW ve küçük için 0,2025 kW bulunmuştur. Akdoğan'ın yapmış olduğu analizlere göre kondenser kapasitesi küçüldükçe ekserji kaybı artmaktadır.

Chopra, Sahni ve Mishra (2015), iki kademeli buhar sıkıştırma soğutma sisteminde R-152, R-600, R-600a, R-410A, R-290, R-1234yf, R-404A ve R134a soğutucu akışkanlarını kullanarak sistem elemanlarının enerji ve ekserji kayıplarını incelemişlerdir. Deneylerini 45 °C yoğuşma ve +5 °C ile -50 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında gerçekleştirip sonuçları grafikler halinde sunmuşlardır. R-152a soğutucu akışkanının diğer akışkanlara göre verimli olduğunu tespit etmişlerdir.

Ahamed, Saidur ve Masjuki (2011), soğutma sektöründe yaygın şekilde kullanıldığını belirttiği buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde, sistem elemanlarının farklı soğutucu akışkanları ile ekserji analizini yapmış ve ekserji kayıplarını incelemiştir. Kullandığı gazların küresel ısınmaya etkisini düşünerek seçmiş ve bunlar R-407a, R-600a, R-410a ve R-134a gazlarıdır. Yaptığı analiz sonuçlarını grafikler

halinde sunmuş ve R-134a gazının diğer gazlara nazaran daha iyi performans gösterdiğini vurgulamıştır.

Bayram, Şahin, Şentürk ve Kopuz (2015), deneysel bir çalışma yaparak R-404A ve R-407C soğutucu akışkanlarını kullandıkları iki ayrı buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi tasarlamışlardır. Tasarladıkları sistemde buharlaştırıcı olarak plakalı ısı eşanjörü kullanmışlardır. Sistemin ve plakalı ısı eşanjörünün ekserji verimleri ve tersinmezliklerini belirlemişlerdir. R-404A ile çalışan soğutma sisteminde ekserji veriminin, R-407C ile çalışan sisteme göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

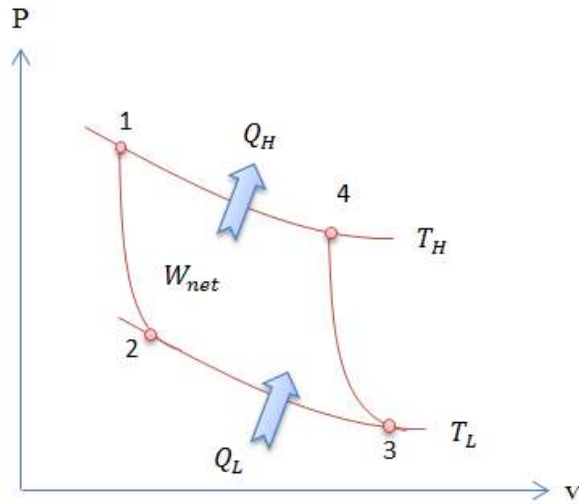
Koçyiğit, Bulgurcu ve Lin (2014), Hermetik pistonlu kompresörün kullanıldığı buhar sıkıştırımlı bir sistemde oluşan hataları yeni bir yaklaşımla değerlendirmişlerdir. Oluşan hataları deneysel bir çalışma ile mollier diyagramları üzerinde tespit etmişlerdir.

3. TERMODİNAMİK ANALİZ

Scroll ve semi hermetik pistonlu kompresörler soğutma sistemlerinde termodinamik disiplin içinde, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan soğutma makineleridir.

3.1. Carnot Çevrimi

Carnot çevrimi, verilen sıcaklık aralıklarında en yüksek ısı verime sahip çevrimdir. Tersinir bir çevrim olduğu için, Carnot çevrimini oluşturan hal değişimleri ters yönde de kusursuz bir şekilde gerçekleşebilmektedir. Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir makine yüzde yüz verimle çalışır. Bu her ne kadar teoride doğru olsa da gerçek hayatta karşılaşmamız mümkün değildir. Çünkü gerçek hayatta karşımıza çıkacak olan tersinmezlikler verimin azalmasına sebep olur.



Şekil 3.1. Ters-Carnot PV diyagramı.

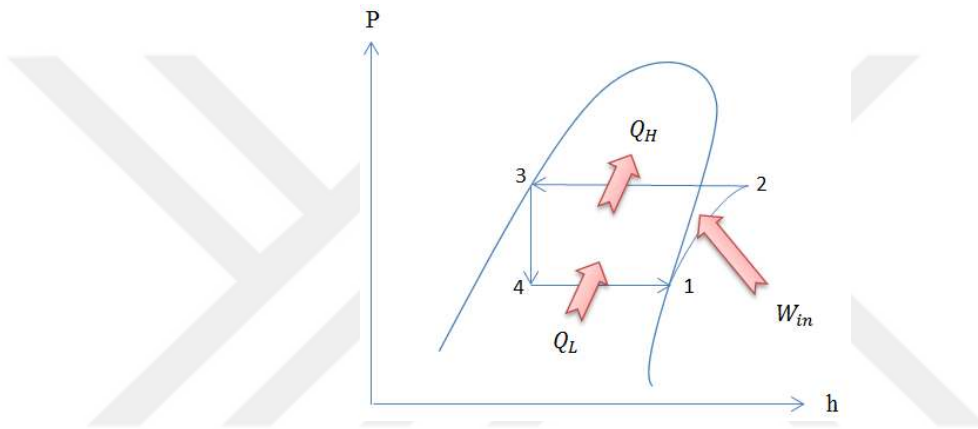
Hal değişimi esnasında soğutucu akışkana, T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan, sabit sıcaklıkta Q_L miktarında ısı geçişi olur. Akışkan daha sonra izantropik bir hal değişimiyle 3 noktasına gelerek sıkıştırılmış olur ve hal değişimi sonucunda T_H sıcaklığına ulaşmış olur. 3 noktasından 4 noktasına geçerken hal değişimi sırasında soğutucu akışkan T_H sıcaklığındaki ortama, sabit sıcaklıkta ısı geçişi olur ve daha sonra akışkan 1 haline izantropik olarak genişleyerek geri gelmiş olur ve çevrimi bu şekilde tamamlamış olur. 4 noktasında 1 noktasına gelirken soğutucu akışkanın sıcaklığı T_L olmuş olur (Çengel ve Boles 2001).

3.2. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırılmalı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir.

Çevrimin hal değişimini şöyle gösterebiliriz;

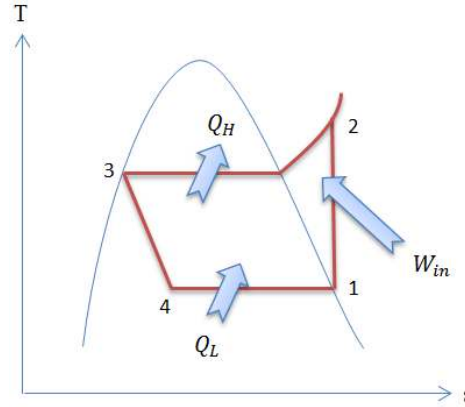
- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ısı geçişi



Şekil 3.2. İdeal soğutma çevrimi P-h diyagramı.

Kabuller;

- Sürekli çalışma koşulları bulunmaktadır
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ,
- Borulardan kaynaklanan kayıplar,



Şekil 3.3. İdeal soğutma çevrimi T-s diyagramı.

3.2.1. Soğutma etkinlik katsayısı (COP)

Soğutma etkinlik katsayısı, çevrimin soğutma kapasitesinin, kompresöre verilen güce oranı olarak ifade edilir (Çengel ve Boles 2001).

$$W_{in} = h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

$$q_H = h_2 - h_3 \quad (3.2)$$

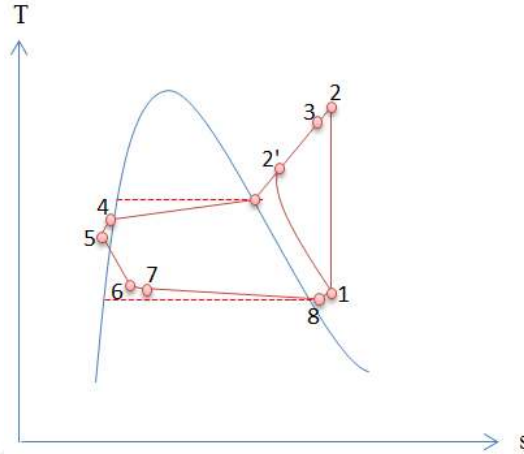
$$q_L = h_1 - h_4 \quad (3.3)$$

$$COP_R = \frac{q_L}{W_{in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.4)$$

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak sıkıştırılır ve kızgın buhar haline gelmiş olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde sabit basınçta daha düşük sıcaklıkta doymuş sıvı olarak çıkar. Daha sonra buradan çıkan akışkan genleşme valfinden geçerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Soğutucu akışkan son olarak çevreden ısıyı alarak doymuş buhar halinde tekrar kompresöre dönerek çevrimi tamamlamış olur.

3.3. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar çevrimi ideal buhar çevriminden farklıdır. Bunun temel sebebi karşılaştığımız tersinmezliklerdir. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir.



Şekil 3.4. Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı.

İdeal çevrimde buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez, çünkü soğutucu akışkanın halini hassas bir biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak şekilde tasarlanır. Ayrıca, buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir. Yukarıda sıralanan etkilerin toplam sonucu, soğutucu akışkanın özgül hacminin ve buna bağlı olarak kompresör işinin artmasıdır, çünkü sürekli akış işi, özgül hacimle doğru orantılıdır.

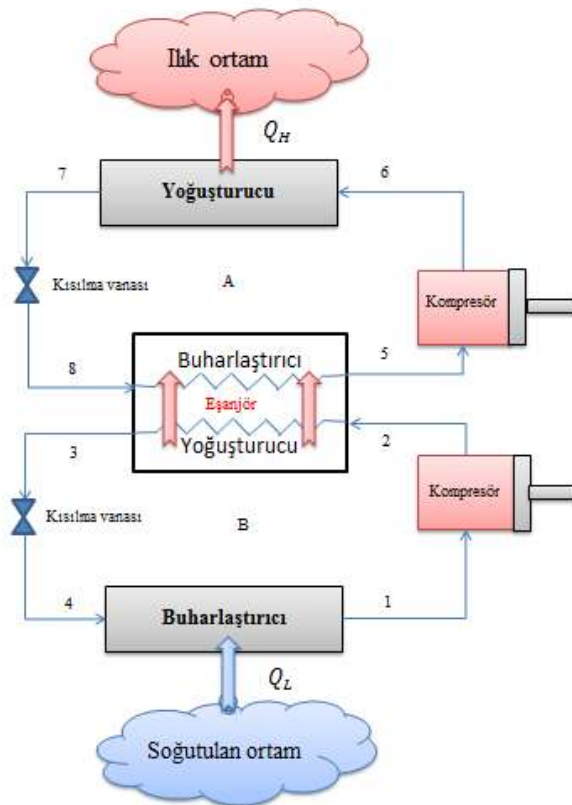
İdeal çevrimde ise sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, başka bir deyişle izantropiktir. İncelenen basit buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi en yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimidir ve bu sistemler birçok uygulama için yeterli olmaktadır. Ancak endüstriyel uygulamalar için çok daha etkin sistemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bazı uygulamalar için basit buhar sıkıştırılmalı sistemler yetersiz kalmaktadır. Bu sebeple gelişmiş buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri kullanılmaktadır (Çengel ve Boles, 2001).

3.4. Gelişmiş Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

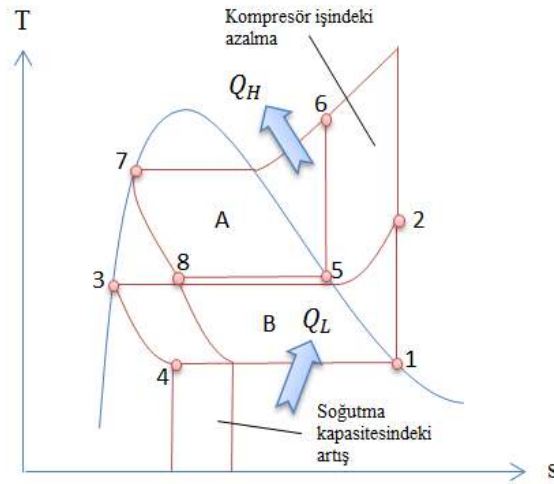
Bazı uygulamalar için basit buhar sıkıştırma soğutma çevrimi yetersiz ve iyileştirilmesi gerekmektedir. Özellikle düşük ve yüksek sıcaklık aralıklarında ($-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $120\text{ }^{\circ}\text{C}$).

3.4.1. İki kademeli soğutma sistemleri

Bazı uygulamalarda düşük sıcaklıklarda soğutma gerekir ve uygulamanın sıcaklık aralığı, basit buhar sıkıştırma soğutma çevriminin etkin çalışabilmesi için çok büyük olabilir. Büyük bir sıcaklık aralığı aynı zamanda daha çok basınç kayıplarına yol açacak ve pistonlu kompresörün daha düşük bir verimle çalışmasına neden olacaktır. Bu gibi durumlarda başvurulan yöntemlerden biri soğutmayı iki kademede gerçekleştirmektedir. Başka bir deyişle, birbiriyle bağlantılı çalışan iki soğutma çevrimi kullanılmaktadır (Çengel ve Boles 2001).



Şekil 3.5. İki kademeli soğutma sistemi şeması.



Şekil 3.6. İki kademeli soğutma sistemi T-s diyagramı.

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \quad (3.6a)$$

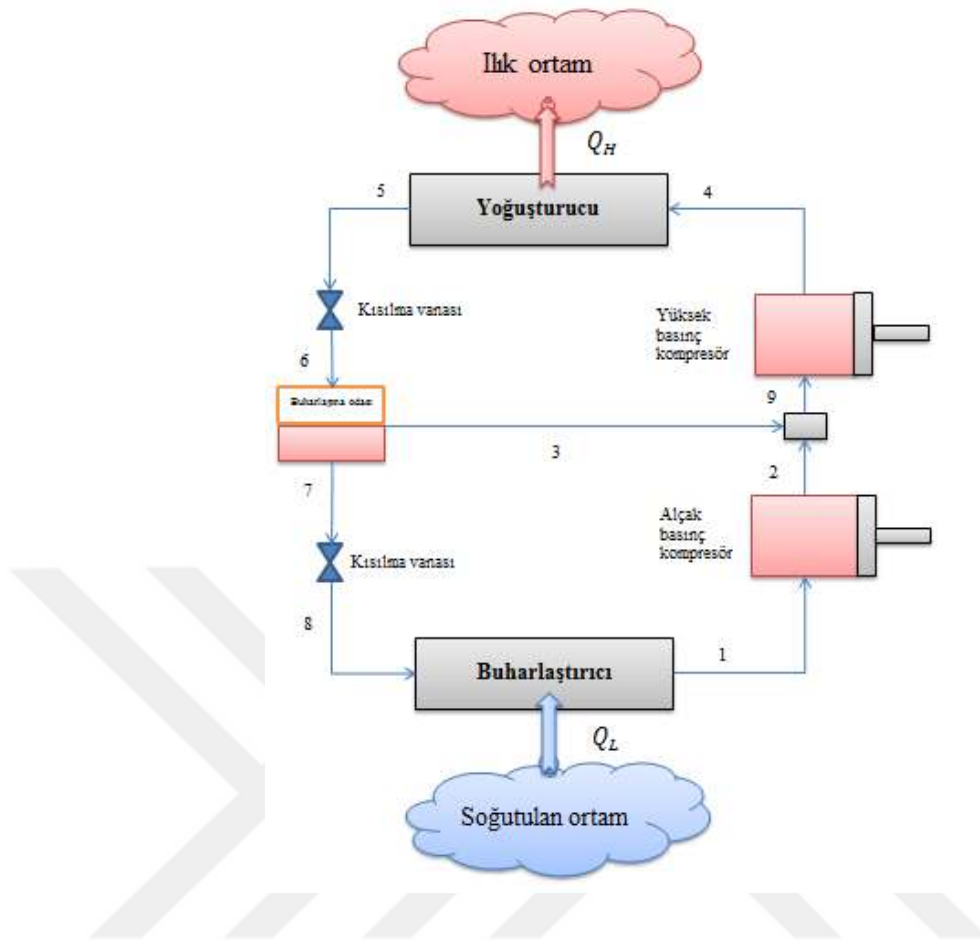
$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (3.6b)$$

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net,g}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \quad (3.7)$$

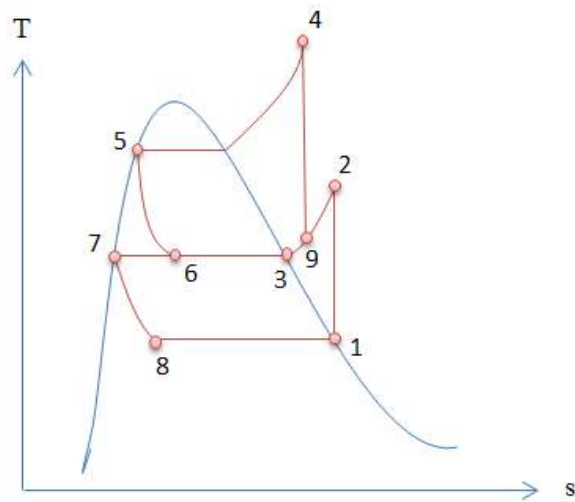
dir. (Çengel ve Boles 2001).

3.4.2. Çok kademeli soğutma sistemleri

İkili soğutma sisteminde, çevrimlerde aynı akışkan dolaşıyorsa, çevrimleri birbirine bağlayan eşanjör yerine ısı alışverişinin daha iyi sağlandığı bir karışma odası veya buharlaşma odası kullanılabilir. Bu tür sistemler çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma sistemleri diye adlandırılır (Çengel ve Boles 2001).



Şekil 3.7. Çok kademeli soğutma sistemlerinin şeması.



Şekil 3.8. Çok kademeli soğutma sistemleri T-S diyagramı.

3.5. Enerji ve Ekserji Analizi

Kütle balans denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varsigma \quad (3.8)$$

Enerji dengesi denklemi;

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_\varsigma \quad (3.9)$$

Bu formül açılırsa;

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_g h_g = \dot{W} + \sum \dot{m}_\varsigma h_\varsigma \quad (3.10)$$

Net ısı akımı;

$$\dot{Q} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_\varsigma \quad (3.11)$$

Net iş çıkışı;

$$\dot{W} = \dot{W}_g - \dot{W}_\varsigma \quad (3.12)$$

Entropi dengesi;

$$S_g - S_\varsigma + S_{\ddot{u}} = 0 \quad (3.13)$$

Isı transfer oranını $\dot{Q}_k$ ve kütleli debi $\dot{m}$ ile gösterilirse (Hepbaşlı ve Gürler,2006);

$$S_{\text{ısı}} = \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (3.14)$$

$$S_{\text{kütle}} = \dot{m}s \quad (3.15)$$

Sisteme ısı transferini pozitif yönde alırsak entropi ilişkisi aşağıdaki gibi olur (Hepbaşlı ve Gürler,2006),

$$S_{\ddot{u}} = \sum \dot{m}_\varsigma s_\varsigma - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (3.16)$$

Genel ekserji dengesi (Kabul, vd., 2010);

$$\dot{E}_{X_g} - \dot{E}_{X_\zeta} = \dot{E}_{X_k} \quad (3.17a)$$

$$\dot{E}_{X_{isl}} - \dot{E}_{X_{i\zeta}} + \dot{E}_{X_{k,g}} - \dot{E}_{X_{k,\zeta}} = \dot{E}_{X_k} \quad (3.17b)$$

(3.17b) denklemi kullanarak genel ekserji dengesi (Bayram vd., 2015) ;

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta = \dot{E}_{X_k} \quad (3.18a)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.18b)$$

Ekserji kaybı (Kabul, vd., 2010);

$$\dot{I} = \dot{E}_{X_k} = T_0 S_{\ddot{u}} \quad (3.18c)$$

3.5.1. Enerji ve ekserji verimleri

Enerji verimliliği basitçe çıkış enerjisinin, giriş enerjisine oranı olarak verilebilir. Soğutma sistemlerinde etkinlik katsayısı (COP) olarak tanımlanır (Hepbaşlı ve Gürler,2006).

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.19)$$

$$COP_{sis,gr\check{c}k} = \frac{\dot{Q}}{\sum \dot{W}_g} \quad (3.20)$$

$\sum \dot{W}_g$: sisteme giren iş

Ekserji verimliliği aşağıda ki üç şekilde hesaplanabilir (Hepbaşlı ve Gürler,2006).

$$\varepsilon_1 = COP_{gr\check{c}k}/COP_{c,k} \quad (3.21a)$$

$COP_{c,k}$: kompresör için Carnot çevrimindeki alçak (T_L) ve yüksek (T_H) sıcaklıklar arasında işlem gören sistemin maksimum ısıtma performans katsayısı.

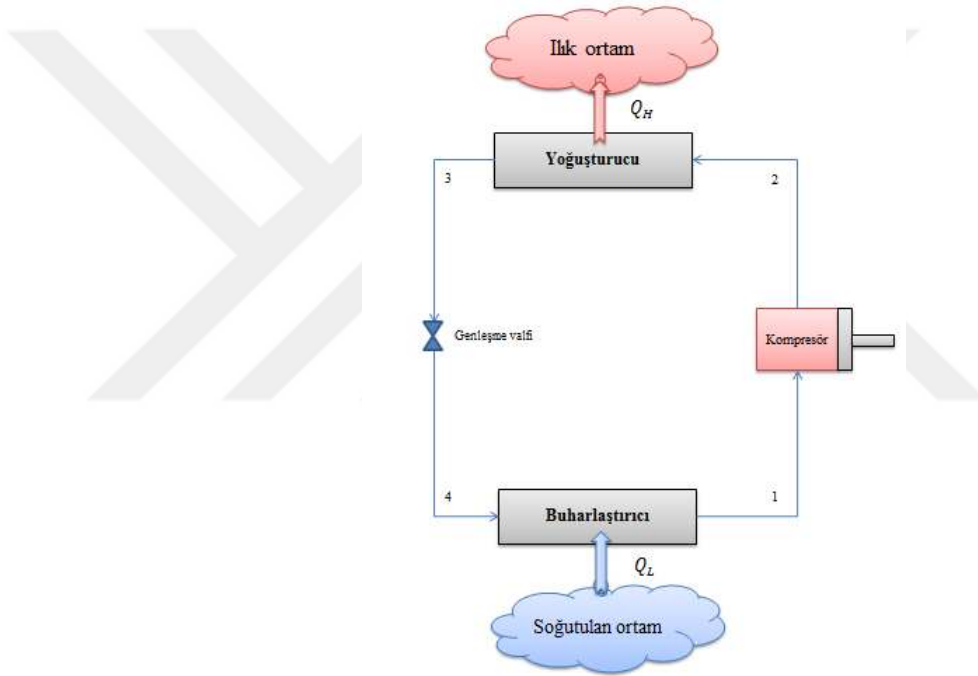
$$\varepsilon_2 = \dot{E}_{X_\zeta}/\dot{E}_{X_g} = 1 - \frac{\dot{E}_{X_k}}{\dot{E}_{X_g}} \quad (3.21b)$$

Ekserji verimliliğinin ikinci şekli 3.21b denkleminde gösterilmiştir.

$$\varepsilon_3 = \dot{E}_{Xiç} / \dot{E}_{Xkullan} \quad (3.21c)$$

Ekserji verimliliğinin üçüncü biçimi ise 3.21c denklemde gösterilmiştir. 1985 yılında Kotas tarafından belirlenmiştir (Hepbaşlı ve Gürler, 2006).

$\dot{E}_{Xiç}$, sistemden transfer edilen ekserjinin toplamıdır. $\dot{E}_{Xkullan}$, işlem için gerekli ekserji girişidir.



Şekil 3.9. Akış şeması.

Çizelge 3.1. İncelenen soğutma sisteminin her bileşeni için ekserji analizi (Hepbaşlı ve Gürler,2006).

Kompresör için;	Genleşme valfi için;
$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r$
$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$	$h_3 = h_4$
$\dot{E}x_{k,komp} = \dot{m}_r(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp}$	$\dot{E}x_{k,valf} = \dot{m}_r(\psi_3 - \psi_4)$
$\dot{E}x_{k,komp} = T_0\dot{m}_r(s_1 - s_2)$	$\dot{E}x_{k,valf} = T_0\dot{m}_r(s_4 - s_3)$
Kondenser için;	Evaporatör için;
$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r$
$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$	$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$
$\dot{E}x_{k,kon} = \dot{m}_r(\psi_2 - \psi_3)$	$\dot{E}x_{k,evp} = \dot{m}_r(\psi_4 - \psi_1)$
$\dot{E}x_{k,kon} = T_0\dot{m}_r(s_3 - s_2)$	$\dot{E}x_{k,evp} = T_0\dot{m}_r(s_1 - s_4)$

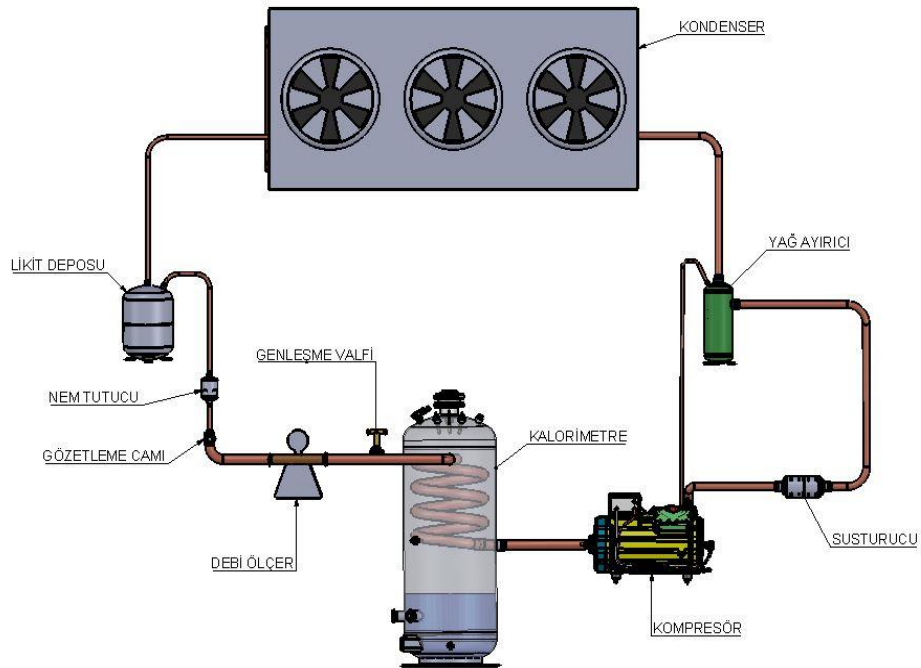
Soğutma sisteminde bulunan kayıpları daha ince ayrıntılı incelemek için her bir bileşen için ayrı ayrı ekserji analizi yapılmıştır. Çizelge3.1’de her bileşen için uygulanan ekserji analiz formülleri sunulmuştur (kompresörden ortama yayılan ısı ihmal edilmiştir). Bu formüller yardımıyla elde edilen deneysel veriler irdelenmiş grafik olarak sunulmuştur.

4. DENEYSEL MODELLER VE ÖZELLİKLERİ

4.1. Deney Düzenekinin Hazırlanması

Şekil 4.1’de gösterilen deney düzeneğinde kullanılan ana elamanları aşağıda verilmiştir;

- Kompresör
- Kondenser
- Genleşme valfi
- Likit tankı
- Debimetre
- Sıcaklık ölçer
- Kalorimetre
- Yağ ayırıcı
- Vibrasyon engelleyici
- Susturucu
- Gözetleme camı
- Nem tutucu



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik resmi.

4.2. Kompresör

Şekil 4.2’de gösterilen kompresör deney düzeneğinin kompresör odasında bakır borularla sisteme bağlanılmıştır. Burada hususi olarak kompresörün ses ve titreşim ölçümleri de yapılabilmektedir.



Şekil 4.2. Kompresör.

Çizelge 4.1. Yarı hermetik pistonlu kompresörün özellikleri.

Hacim	1450 Rpm 50 Hz için $32,67 \text{ m}^3/\text{h}$ 1750 Rpm 50 Hz için $39,43 \text{ m}^3/\text{h}$
Silindir x Çap x Stroke	4 x 55 mm x 39,5 mm
Ağırlık	92,5 Kg
Çalışma basıncı	19 – 32 bar

Çizelge 4.2. Scroll kompresörün özellikleri.

Hacim	2900 Rpm 50 Hz için $31,17 \text{ m}^3/\text{h}$ 3500 Rpm 50 Hz için $37,11 \text{ m}^3/\text{h}$
Ağırlık	88 Kg
Çalışma basıncı	19 – 28 bar

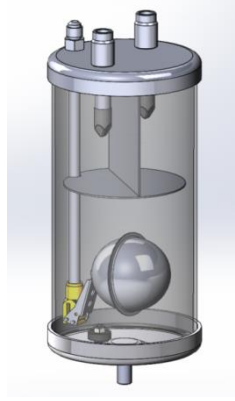


Şekil 4.3. Kompresör odası.

Kompresöre gelen ve kompresörden çıkan soğutucu akışkanın ısı değerlerinin ölçülmesi için bakır borulara sıcaklık ölçerler yerleştirilmiştir. Kompresörün giriş vanası kalorimetreye, çıkış vanası ise vibrasyon emici bir boru ile susturucuya oradan da yağ ayırıcıya bağlanır. Kompresör kalorimetreden aldığı 20 °C’de ki soğutucu akışkanı sıkıştırarak çıkış vanasına iletir. Buradan çıkan soğutucu gaz düzensiz bir şekilde çıkar bunu düzene sokmak için vibrasyon engelleyici boru ve susturucu kullanılarak gaz daha düzgün bir rejimde yağ ayırıcıya iletilir.

4.3. Yağ Ayırıcı

Kompresörden çıkan soğutucu akışkan, kompresör içinde bulunan yağ ile karışarak çıkar. Buda istenmeyen bir durumdur. Çünkü sisteme sadece kızgın buhar şeklinde soğutucu akışkan verilmesi istenir. Kondenser ünitesinden önce özel tasarlanmış bir yağ ayırıcı kullanılarak soğutucu akışkandan yağı ayrılmış olur.



Şekil 4.4. Yağ ayırıcı.

Şekil 4.4’de görüldüğü gibi 1,8 lt’lik yağ ayırıcısına gelen karışım engellere çarparak yağ ve kızgın soğutucu akışkan birbirinden ayrılır. Yağ kısmı aşağıda birikir ve soğutucu akışkan sisteme saf bir şekilde geri döner. Ayrılan yağ ise aşağıda bir miktar biriktikten sonra şamandıranın topunu kaldırma kuvvetinden yararlanarak yukarı doğru hareket ettirir. Şamandıra topu yukarı kalkar ve şamandıraya bağlı iğne kısmı, içerdeki soğutucu akışkanın basıncı ile sıkışan yağın kompresöre geri dönmesini sağlar. Bu sayede kompresörün çıkış vanasından ayrılan yağ kompresöre geri dönmüş olur.

4.4. Kondenser



Şekil 4.5. Kondenser.

Yağ ayırıcıdan çıkan kızgın buhar şeklindeki soğutucu akışkan şekil 4.5’de gösterilen kondenser ünitesine gelerek burada ısınısını çevreye aktarır ve doymuş sıvı – gaz karışımı olarak kondenserden ayrılır. Burada soğutucu gaz, tamamen doymuş sıvı

haline getirmek istenirken, bu tam olarak gerçekleşmez bu yüzden likit tankına gönderilerek sıvı – gaz karışımı ayrılarak soğutucu akışkanın sisteme tamamen sıvı olarak devam etmesi sağlanır.

Çizelge 4.3. Kondenserin özellikleri.

Kapasite	60 kW
Fan sayısı x fan gücü	3 x 500 W
Hava debisi	9800 m ³ /h

4.5. Likit Deposu

Kondenserden çıkan soğutucu akışkan sıvı-gaz karışımı olarak likit deposuna gelir. Likit deposuna giren sıvı-gaz karışımı soğutucu akışkan birbirinden ayrılarak sıvı kısmı altta toplanır. Basıncın etkisiyle alt kısımda bulunan çıkış vanasından sisteme tamamen sıvı olarak dönmesi sağlanır.

4.6. Nem Tutucu ve Gözetleme Camı

Likit deposundan ayrılan sıvı haldeki soğutucu akışkan nem tutucudan geçerek nemden ayrılmış olur ve gözetleme camı vesilesiyle kontrolü sağlanır.

4.7. Debi Ölçer



Şekil 4.6. Debi ölçer.

Gözetleme camından ayrılan soğutucu akışkan debi ölçere gelir ve burada soğutucu akışkanın debisi ölçülmüş olur.

Çizelge 4.4. Debi ölçer özellikleri.

Akış aralığı	0,1-3,0 t/h
Çalışma sıcaklık aralığı	-50 °C – 125 °C
Çalışma basıncı	4,0 MPa

4.8. Genleşme Valfi



Şekil 4.7. Genleşme valfi.

Debi ölçerden sonra sıvı şeklinde genleşme valfine gelen soğutucu akışkan burada genişleyerek soğutucu akışkanın ısısını düşürür. Genleşme valfi elektronik olup kapasite ayarı %1 ile %100 arasında ayarlanabilmektedir.

4.9. Kalorimetre



Şekil 4.8. Kalorimetre.

Genleşme valfinden çıkan soğuk akışkanın, kompresöre tekrardan 20 °C sıcaklıkta girmesini sağlamak için kalorimetreye ısıtarak sıcaklığı artırılır. Bu şekilde sistemimiz döngü halinde devam eder.

5. ENERJİ ANALİZİ

Enerji ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, manyetik, kimyasal, nükleer gibi değişik biçimlerde olabilir. Bunların tümünün toplamı, sistemin toplam enerjisini (E) oluşturur. Termodinamik, bir sistemin toplam enerjisinin mutlak değeri hakkında bilgi vermez. Termodinamik sadece, mühendislik açısından önem taşıyan bir husus olan toplam enerjideki değişimlerle ilgilenir. Böylece sistemin uygun bir referans noktasındaki toplam enerjisi sıfır ($E = 0$) kabul edilebilir. Sistemin toplam enerjisindeki değişim seçilen referans noktasından bağımsızdır. Örneğin, düşen bir taşın potansiyel enerjisindeki azalma seçilen referans noktasına değil, sadece düştüğü yükseklik farkına bağlıdır.

Termodinamik çözümlemede, sistemin toplam enerjisini oluşturan değişik enerji biçimlerini makroskopik ve mikroskobik olarak iki grupta ele almak yararlı olur. Makroskopik enerji, sistemin tümünün bir dış referans noktasına göre sahip olduğu enerjidir, kinetik ve potansiyel enerji gibi. Mikroskobik enerji ise, sistemin moleküler yapısı ve moleküler hareketliliği ile ilgilidir ve dış referans noktalarından bağımsızdır. Mikroskobik enerjinin tümünün toplamı, sistemin iç enerjisi diye adlandırılır ve U ile gösterilir.

Özellikle güç üretimi ve soğutmayla ilgili bazı sistemler ve hal değişimleri incelenirken, birkaç özelliğin birleşiminden oluşan $u + Pv$ terimine sıkça rastlanır. Kolaylık ve anlatım sadeliği açısından bu terim entalpi adı verilen ve h ile gösterilen yeni bir özellik olarak tanımlanmıştır. Entalpi özelliğinin yaygın kullanımı, buhar türbinlerinin çözümlemesini yaparken $u + Pv$ teriminin önemini gören Profesör Richard Mollier 'den kaynaklanmıştır. Mollier ayrıca buhar özelliklerinin tablo ve diyagramlarla gösterilmesine öncülük etmiştir. Mollier diyagramı günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Mollier, $u + Pv$ grubuna, ısı miktarı ve toplam ısı adını vermiştir. Daha sonra modern termodinamik terminolojisine uygun olarak 1930 'lu yıllarda bu gruba entalpi denilmiştir. (Entalpi yunanca ısıtma anlamına gelen enthalpien sözcüğünden türemiştir (Çengel ve Boles, 2001).

5.1. R-134a Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör

Çizelge 5.1. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	30,801	25,178	20,399	16,382	12,974	10,147	7,826	5,908
W [kW]	4,332	4,267	4,128	3,923	3,655	3,354	3,031	2,687
Q_c [kW]	35,134	29,446	24,527	20,306	16,629	13,501	10,858	8,596
COP [-]	7,109	5,899	4,941	4,175	3,5499	3,0255	2,581	2,198
m [kg/h]	601,125	487,153	392,345	312,666	247,107	192,239	147,457	111,046
T_h [°C]	54,86	61,717	69,208	77,226	85,982	95,899	106,977	119,953

Çizelge 5.2. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	27,183	22,179	17,983	14,403	11,388	8,847	6,763	5,090
W [kW]	5,433	5,186	4,885	4,519	4,121	3,7014	3,271	2,851
Q_c [kW]	32,617	27,365	22,868	18,922	15,509	12,549	10,034	7,941
COP [-]	5,002	4,276	3,681	3,187	2,763	2,390	2,067	1,785
m [kg/h]	580,002	470,054	377,253	299,583	236,035	182,978	139,503	104,198
T_h [°C]	66,528	73,603	81,101	89,232	98,102	108,134	119,433	132,739

Çizelge 5.3. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	23,553	19,233	15,518	12,376	9,761	7,535	5,718	4,241
W [kW]	6,397	5,977	5,514	5,008	4,480	3,952	3,435	2,940
Q_c [kW]	29,950	25,21	21,032	17,384	14,242	11,487	9,153	7,181
COP [-]	3,681	3,217	2,814	2,471	2,178	1,906	1,664	1,442
m [kg/h]	556,692	449,791	360,034	285,405	222,878	171,747	129,693	95,504
T_h [°C]	78,324	85,405	93,016	101,260	110,245	120,392	132,125	146,288

30 °C Yoğuşma ve 10 °C buharlaşma sıcaklığında COP değeri 7,10 iken, aynı yoğuşma sıcaklığında ve -25 °C buharlaşma sıcaklığında COP değeri 2,19'e kadar düşmüştür. Ayrıca COP değerleri azalırken, kompresörden çıkış sıcaklıkları artmaktadır. Düşük buharlaşma sıcaklıklarında çok fazla ısınan kompresör çıkış sıcaklıkları istenmedik bir durumdur. Bu durumu ekstra soğutma teknikleri ile soğutmamız ya da aynı sistemde birden fazla kompresör kullanmamız gerekir. Bunun yanı sıra 30 °C Yoğuşma sıcaklığı ve 10 °C buharlaşma sıcaklığında kütleli debi 601,12 kg/h iken, aynı yoğuşma ve -25 °C buharlaşma sıcaklığında ise 111,04 kg/h 'e

kadar düşmüştür. Kompresöre verilen enerji miktarı 30 °C Yoğuşma sıcaklığı ve 10 °C buharlaşma sıcaklığında 4,33 kW iken, aynı yoğuşma ve -25 °C buharlaşma sıcaklığında ise 2,68 kW 'a kadar düşmektedir.

40 °C Yoğuşma ve aynı buharlaşma sıcaklıklarında COP değerleri %20 - %30 azalmaktadır, kompresör çıkış sıcaklık değerleri %10 - %20 artmaktadır, kütleli debiler %4 - %7 azalmaktadır, kompresöre verilen enerji miktarları ise %6 - %21 değerleri arasında azalmaktadır.

50 C° Yoğuşma ve aynı buharlaşma sıcaklıklarında COP değerleri %27 - %20 azalmaktadır, kompresör çıkış sıcaklıkları %10 - %16 artmaktadır, kütleli debiler %5 - %8 azalmaktadır, kompresöre verilen enerji miktarları ise %4 - %16 değerleri arasında azalmaktadır.

5.2. R-134a Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör

Çizelge 5.4. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	29,901	24,903	20,598	16,860	13,686	11,004	-	-
W [kW]	4,028	3,963	3,920	3,888	3,866	3,855	-	-
Q_c [kW]	33,929	28,866	24,519	20,748	17,552	14,859	-	-
COP [-]	7,422	6,282	5,254	4,336	3,539	2,854	-	-
m [kg/h]	580,953	480,093	393,354	320,734	259,210	207,771	-	-
T_h [°C]	53,805	59,924	66,992	75,538	86,088	99,486	-	-

Çizelge 5.5. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	26,974	22,472	18,529	15,142	12,302	9,849	-	-
W [kW]	4,961	4,929	4,886	4,842	4,821	4,810	-	-
Q_c [kW]	31,935	27,401	23,415	19,984	17,123	14,659	-	-
COP [-]	5,436	4,558	3,792	3,126	2,551	2,047	-	-
m [kg/h]	573,950	473,080	387,340	314,714	253,183	201,74	-	-
T_h [°C]	64,099	71,385	79,833	90,182	102,96	119,644	-	-

Çizelge 5.6. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	23,991	19,944	16,379	13,374	10,820	8,648	-	-
W [kW]	6,145	6,102	6,059	6,026	6,026	6,080	-	-
Q_c [kW]	30,136	26,046	22,439	19,401	16,847	14,729	-	-
COP [-]	3,903	3,268	2,703	2,219	1,795	1,422	-	-
m [kg/h]	564,76	463,91	379,196	307,592	246,074	195,548	-	-
T_h [°C]	76,209	84,771	95,024	107,602	123,986	145,971	-	-

30 °C Yoğuşma sıcaklığında ve -10 °C buharlaşma sıcaklığından düşük sıcaklıklarda scroll kompresörün COP değeri semi hermetik kompresörün COP değerinden düşüktür. Düşük buharlaşma sıcaklıklarında semi hermetik kompresör daha verimli olduğu için soğutma sistemlerinde düşük buharlaşma sıcaklıklarında tercih sebebidir.

40 °C Yoğuşma sıcaklığında ise -5 °C buharlaşma sıcaklığından başlayarak COP değerleri düşmeye başlamıştır. -5 °C ve daha düşük sıcaklıklarda semi hermetik kompresör daha verimli çalışmaktadır.

50 °C Yoğuşma sıcaklığında ise -15 °C buharlaşma sıcaklığından düşük sıcaklıklarda scroll kompresörün COP değerleri düşüş göstermektedir.

5.3. R-404A Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör

Çizelge 5.7. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	41,394	34,541	28,653	23,567	19,149	15,409	12,199
W [kW]	-	7,462	7,365	7,138	6,793	6,350	5,832	5,259
Q_c [kW]	-	48,857	41,906	35,792	30,360	25,499	21,241	17,459
COP [-]	-	5,546	4,689	4,013	3,469	3,015	2,642	2,319
m [kg/h]	-	988,428	813,940	666,684	542,628	437,732	349,984	275,347
T_h [°C]	-	58,763	65,515	72,373	79,652	87,248	95,372	104,128

Çizelge 5.8. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	35,527	29,585	24,474	20,006	16,186	12,929	10,130
W [kW]	-	9,102	8,756	8,280	7,718	7,069	6,377	5,642
Q_c [kW]	-	44,629	38,341	32,751	27,725	23,256	19,307	15,773
COP [-]	-	3,9032	3,378	2,955	2,592	2,289	2,02	1,795
m [kg/h]	-	958,265	785,777	640,524	518,471	415,584	328,836	257,218
T_h [°C]	-	70,541	77,299	84,374	91,766	99,580	107,922	117,004

Çizelge 5.9. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	29,582	24,573	20,249	16,493	13,272	10,471	8,178
W [kW]	-	10,549	9,943	9,251	8,472	7,649	6,784	5,918
Q_c [kW]	-	40,132	34,517	29,501	24,965	20,921	17,254	14,097
COP [-]	-	2,804	2,471	2,188	1,946	1,734	1,543	1,381
m [kg/h]	-	926,811	755,366	612,159	492,148	391,298	307,595	236,997
T_h [°C]	-	82,341	89,211	96,292	103,903	111,936	120,603	130,011

Eşit sıcaklık aralıklarında R-134a soğutucu akışkanınla çalışan semi hermetik pistonlu kompresöre göre COP değerleri daha düşüktür.

Bunun yanı sıra 30 °C Yoğuşma sıcaklığı ve 5 °C buharlaşma sıcaklığında kütleli debi 988,42kg/h iken, aynı yoğuşma ve -25 °C buharlaşma sıcaklığında ise 275,34 kg/h 'e kadar düşmüştür. Bu değerler R-134a soğutucu akışkanın kullanıldığında elde edilen değerlerden %35 ile %50 daha fazladır.

5.4. R-404A Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör

Çizelge 5.10. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	40,713	34,292	28,835	24,023	19,865	-	-
W [kW]	-	6,48	6,501	6,512	6,491	6,458	-	-
Q_c [kW]	-	47,193	40,794	35,344	30,514	26,323	-	-
COP [-]	-	6,282	5,274	4,427	3,701	3,0759	-	-
m [kg/h]	-	971,281	807,888	670,719	553,721	453,87	-	-
T_h [°C]	-	56,021	62,245	69,102	77,015	86,299	-	-

Çizelge 5.11. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	35,392	29,825	25,057	20,909	17,263	-	-
W [kW]	-	8,237	8,237	8,226	8,193	8,151	-	-
Q_c [kW]	-	43,629	38,063	33,282	29,103	25,414	-	-
COP [-]	-	4,296	3,621	3,045	2,551	2,118	-	-
m [kg/h]	-	954,231	792,838	655,655	540,663	441,811	-	-
T_h [°C]	-	68,006	75,081	83,107	92,505	103,911	-	-

Çizelge 5.12. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	29,903	25,251	21,218	17,607	14,542	-	-
W [kW]	-	10,365	10,343	10,311	10,268	10,224	-	-
Q_c [kW]	-	40,268	35,593	31,529	27,875	24,767	-	-
COP [-]	-	2,8848	2,441	2,057	1,714	1,422	-	-
m [kg/h]	-	936,898	776,545	641,406	527,445	429,621	-	-
T_h [°C]	-	81,494	89,633	99,146	110,667	124,937	-	-

30 °C Yoğuşma sıcaklığında scroll kompresörün COP değerleri daha yüksektir. Bu sıcaklıkta kullanılan sistemlerde scroll kompresör tercih edilmelidir.

40 °C Yoğuşma sıcaklığında ise -10 °C ve daha düşük buharlaşma sıcaklıklarında semi hermetik pistonlu kompresörün COP değerleri daha yüksek çıkmaktadır.

50 °C Yoğuşma sıcaklığında genel olarak semi hermetik pistonlu kompresörün COP değerleri daha yüksek çıktığından bu yoğuşma sıcaklığında scroll kompresörün kullanılması çok uygun değildir.

5.5. R-507A Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör

Çizelge 5.13. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	42,447	35,506	29,445	24,252	19,789	15,939	12,677
W [kW]	-	7,462	7,365	7,138	6,793	6,354	5,832	5,259
Q_c [kW]	-	49,910	42,872	36,584	31,045	26,139	21,776	17,934
COP [-]	-	5,687	4,820	4,124	3,571	3,116	2,733	2,411
m [kg/h]	-	1045,918	862,353	708,037	576,919	466,981	373,182	294,511
T_h [°C]	-	57,603	64,038	70,579	77,437	84,611	92,207	100,331

Çizelge 5.14. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	36,262	30,291	25,055	20,551	16,686	13,380	10,529
W [kW]	-	9,102	8,756	8,281	7,7184	7,069	6,3779	5,642
Q_c [kW]	-	45,364	39,047	33,335	28,269	23,755	19,758	16,171
COP [-]	-	3,983	3,459	3,025	2,662	2,361	2,097	1,865
m [kg/h]	-	1015,761	833,186	679,863	551,758	442,819	352,036	275,371
T_h [°C]	-	69,168	75,609	82,262	89,232	96,624	104,438	112,781

Çizelge 5.15. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	30,114	24,974	20,622	16,835	13,581	10,812	8,417
W [kW]	-	10,549	9,943	9,251	8,472	7,649	6,784	5,918
Q_c [kW]	-	40,664	34,918	29,873	25,307	21,231	17,596	14,336
COP [-]	-	2,8546	2,511	2,229	1,987	1,775	1,593	1,422
m [kg/h]	-	982,279	801,757	651,491	524,42	418,527	328,771	255,151
T_h [°C]	-	80,754	87,202	93,967	101,049	108,553	116,587	125,255

R-507A soğutucu akışkanı semi hermetik pistonlu kompresörde R-404A'ya çok yakın sıcaklık ve COP değerlerinde çalışmasına rağmen, R-404A'ya göre az da olsa daha fazla verimle çalışmaktadır. Kompresör çıkış sıcaklık değerleri ise %1 ile %5 arasında daha düşüktür.

5.6. R-507A Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör

Çizelge 5.16. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	41,665	35,171	29,557	24,715	20,496	-	-
W [kW]	-	6,674	6,706	6,706	6,696	6,663	-	-
Q_c [kW]	-	48,341	41,878	36,264	31,411	27,161	-	-
COP [-]	-	6,242	5,244	4,407	3,691	3,075	-	-
m [kg/h]	-	1026,755	854,284	710,054	587,005	482,118	-	-
T_h [°C]	-	55,598	61,823	68,575	76,276	84,4	-	-

Çizelge 5.17. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	36,118	30,469	25,611	21,373	17,705	-	-
W [kW]	-	8,485	8,485	8,464	8,442	8,399	-	-
Q_c [kW]	-	44,604	38,955	34,075	29,815	26,105	-	-
COP [-]	-	4,256	3,591	3,025	2,531	2,107	-	-
m [kg/h]	-	1008,7	838,227	694,994	572,946	470,052	-	-
T_h [°C]	-	67,478	74,448	82,262	91,449	102,537	-	-

Çizelge 5.18. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.

T_0 [°C]	10 °C	5 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C
Q [kW]	-	30,316	25,641	21,605	18,002	14,851	-	-
W [kW]	-	10,657	10,636	10,603	10,560	10,517	-	-
Q_c [kW]	-	40,973	36,277	32,209	28,562	25,368	-	-
COP [-]	-	2,844	2,411	2,037	1,704	1,412	-	-
m [kg/h]	-	991,355	822,936	680,737	559,717	456,851	-	-
T_h [°C]	-	80,860	88,788	98,089	109,188	122,929	-	-

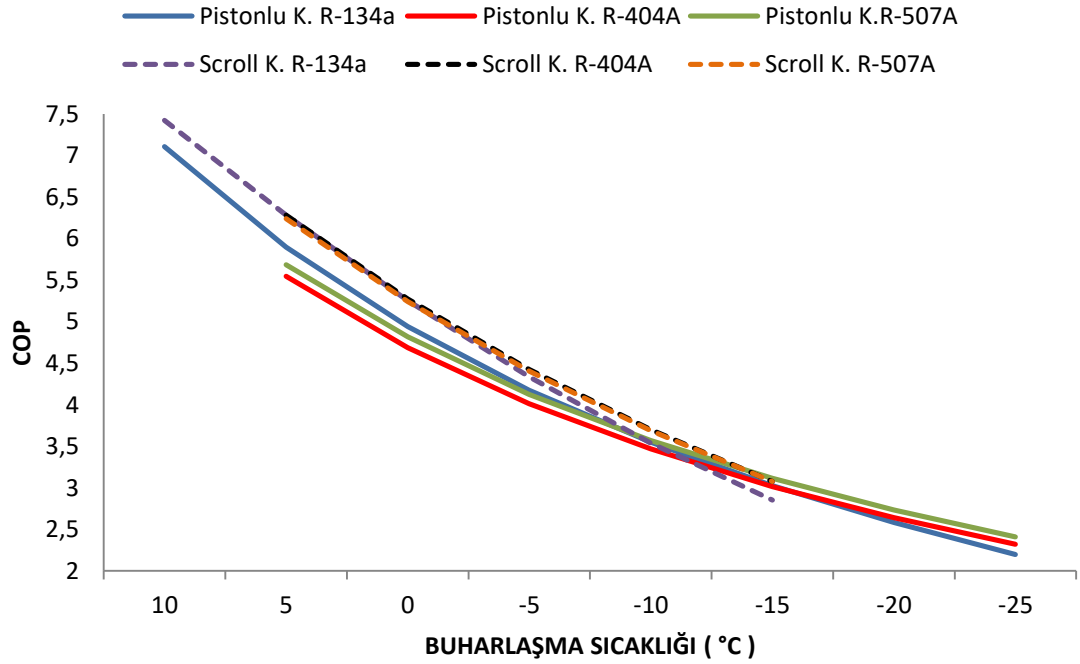
Scroll kompresörlerde soğutucu akışkan olarak R-507A ile R-404A COP değerleri, kütleli debiler ve kompresör çıkış sıcaklıkları birbirine çok yakındır.

Çevresel etmenleri düşündüğümüzde, bir tehdit haline gelen emisyon etkilerinin içinde, soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlarında etkisi son yıllarda ön plana çıkmıştır. Ozon tabakasının incelmesinde ve küresel ısınmaya bağlı olarak gerçekleşen iklim değişikliklerinde bu gazlar önemli katalizör görevi görmüşlerdir. Bu etkinin azaltılmasına yönelik olarak Montreal Protokolü ve Avrupa Konsey Direktifi

(3093/94) ile 1930'lu yıllarda sistemlerde yaygın olarak kullanılan amonyak gibi soğutucu akışkanlar yerine güvenli akışkanlar olarak kullanılan hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve kloroflorokarbon gazlarının kullanımını ve satışlarını sınırlandırmıştır. Bunlara alternatif olarak R-134a, R-404A, R507-A ve R-407C gibi soğutucu akışkanlar sistemlerde kullanılmaya başlanmıştır (SÖĞÜT, 2013).

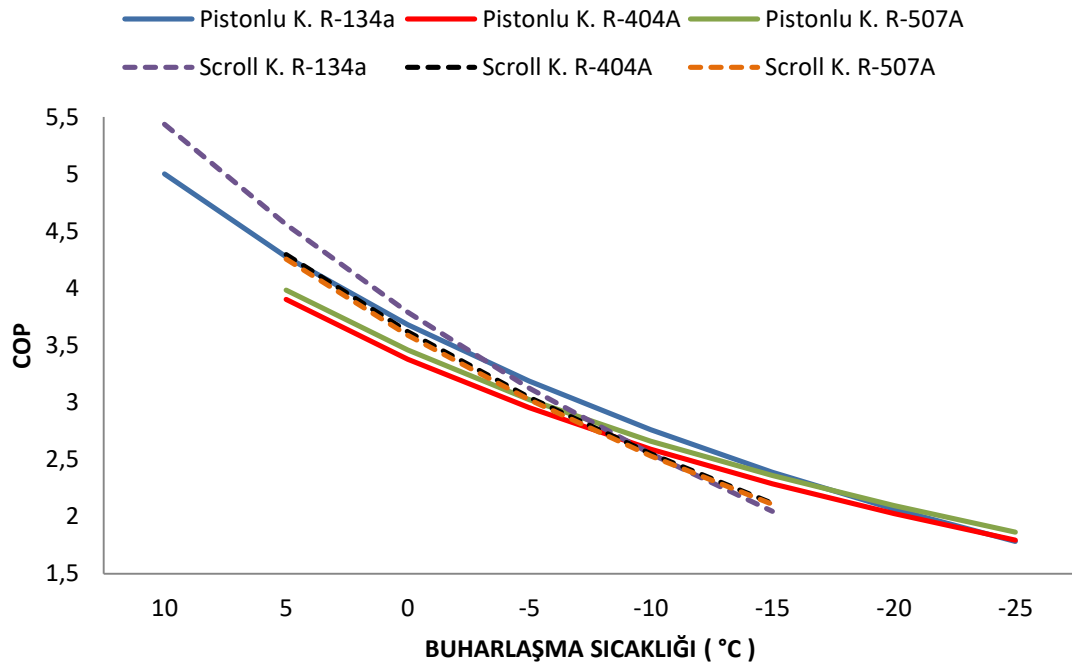


5.7. Performans Değerlerinin Karşılaştırılması



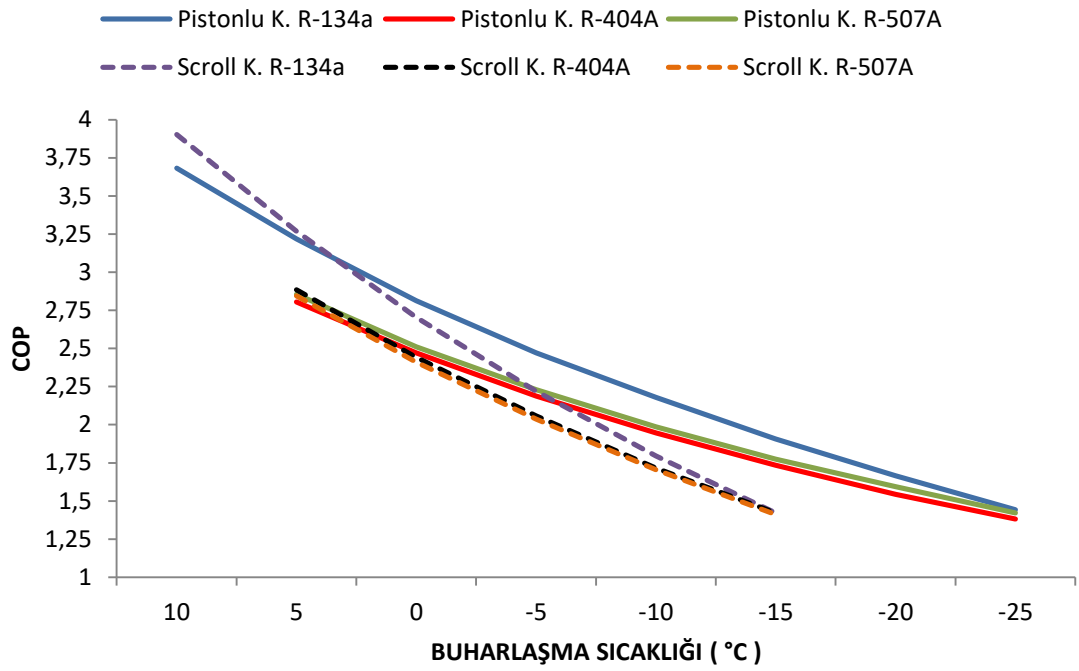
Şekil 5.1. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.

Şekil 5.1’de kompresörün COP değerleri incelendiğinde scroll kompresörün performansının %5 - %15 daha yüksek olduğu görülmektedir. En yüksek COP 10 °C buharlaşma sıcaklığı altında 7,42 ile scroll kompresörde görülürken, en düşük COP değeri -25 °C buharlaşma sıcaklığı altında 2,19 ile yarı hermetik pistonlu kompresörde görülmektedir. R-404A ile R-507A soğutucu akışkanlarının kullanıldıkları aynı çalışma koşullarında kompresörlerin COP değerleri birbirlerine çok yakın olmasının yanı sıra yarı hermetik pistonlu kompresörde bu değerler scroll kompresöre göre daha az yakınlık göstermektedir.



Şekil 5.2. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.

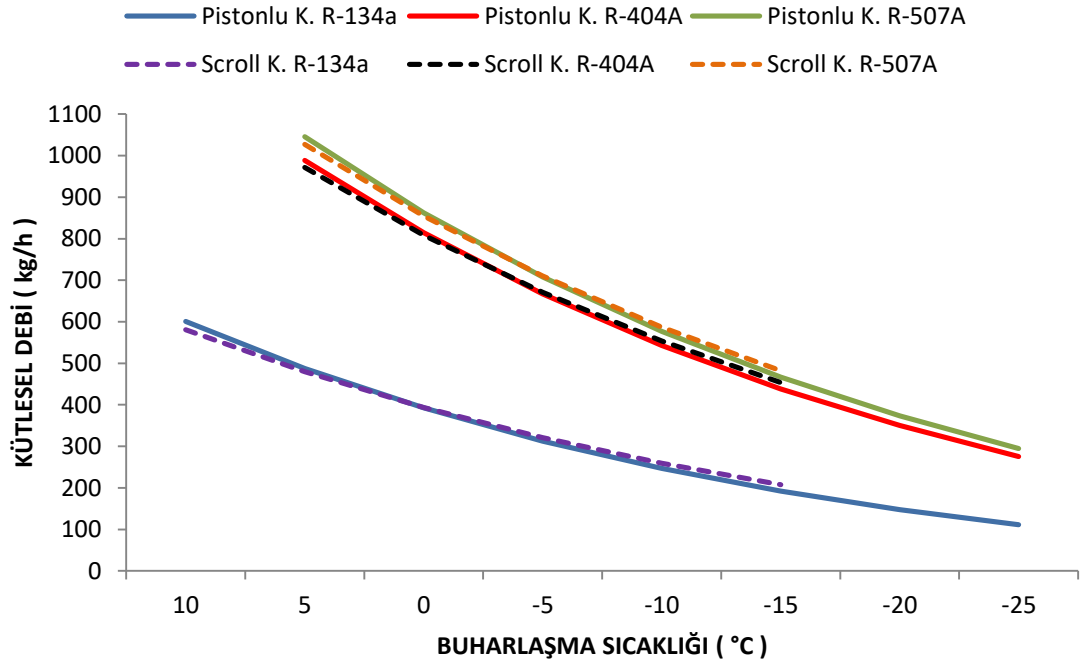
Şekil 5.2’de düşük buharlaşma sıcaklık aralıklarında yarı-hermetik pistonlu kompresörün performansının %5 - %15 daha yüksek olduğu gösterilmiştir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça scroll kompresörün COP değerleri yarı hermetik pistonlu kompresörün değerlerine nazaran daha iyi olduğu görülmüştür. Scroll kompresörün çalışma sıcaklık aralığı 40 °C yoğuşma sıcaklığı altında -15 °C buharlaşma sıcaklığının altına düşmemektedir. -15 °C’den daha düşük buharlaşma sıcaklıklarında yarı hermetik pistonlu kompresörün COP değerleri elde edilebilmiştir ama oldukça düşük değerlerdedir.



Şekil 5.3. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.

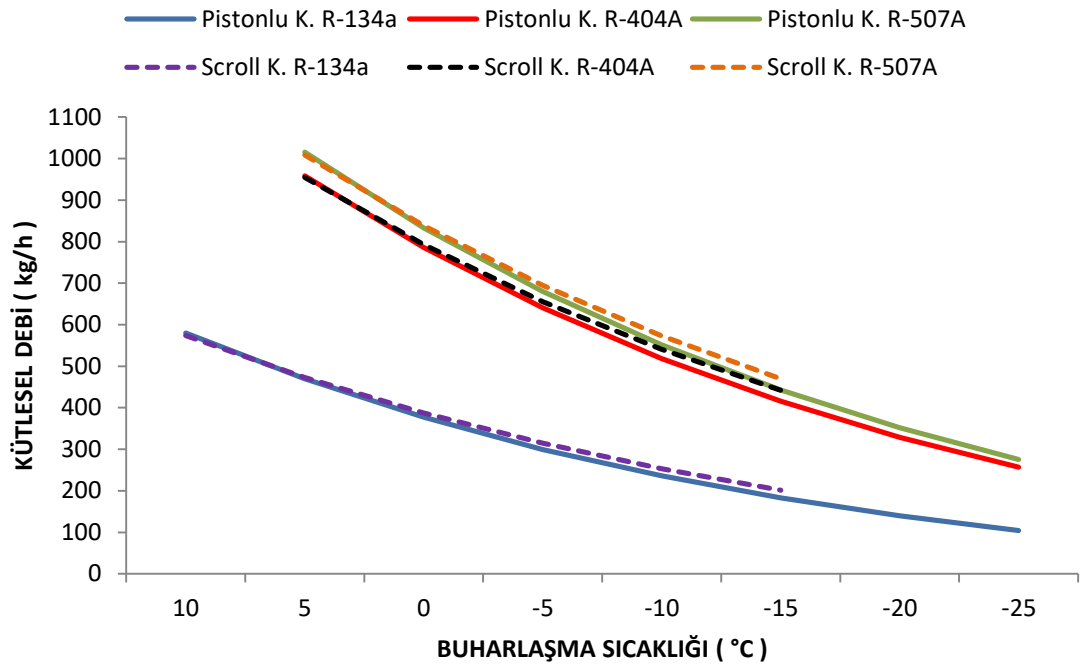
50 °C yoğuşma sıcaklığında ise +5 °C'den daha düşük buharlaşma sıcaklıklarında yarı-hermetik pistonlu kompresörün performansının %5 - %15 daha yüksek olduğu Şekil 5.3'de gösterilmiştir. Fakat deneyde kullandığımız kompresörlerin soğutma performansları sınır şartları zorlandıkça düşmektedir. Şekil 5,3'de de görüldüğü gibi en yüksek COP değeri 3,90'dır.

5.8. Kütlesel Debi Değerlerinin Karşılaştırılması



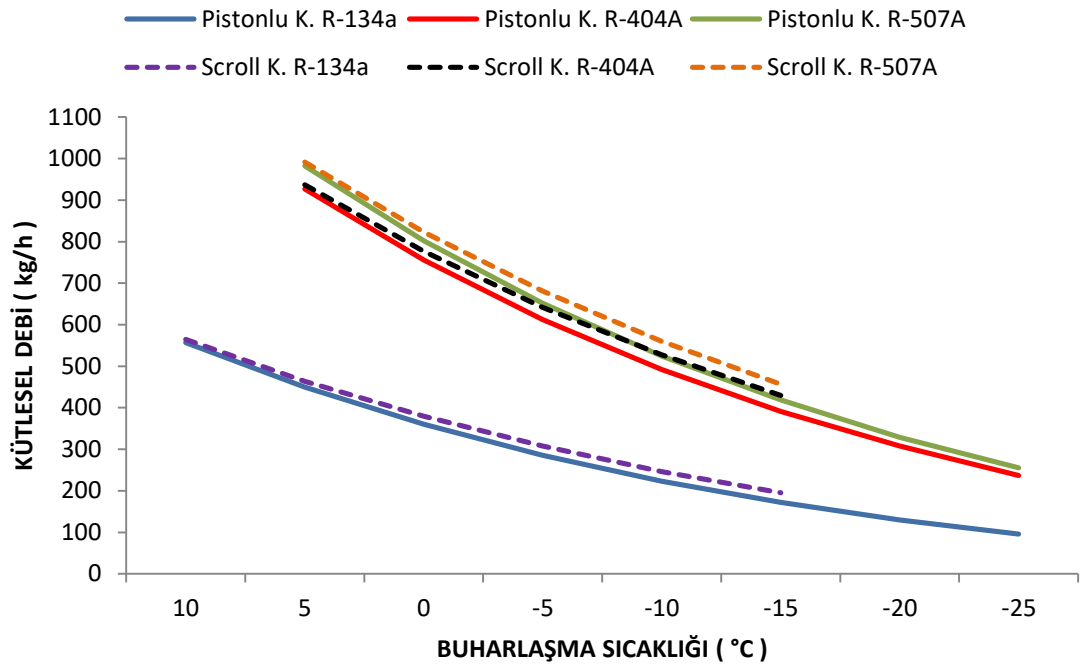
Şekil 5.4. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.

Şekil 5.4’de 30 °C yoğuşma ve çeşitli buharlaşma sıcaklık aralıklarında kompresörlerin sistem içerisinde kullandığı soğutucu akışkanın kütlesel debisi görülmektedir. En yüksek debi miktarı +5 °C buharlaşma sıcaklığında 1045,918 kg/h değeri ile R-507A soğutucu akışkan kullanılan yarı hermetik pistonlu kompresörde görülmektedir. En düşük debi miktarı ise -25 °C buharlaşma sıcaklığında 111,47 kg/h değeri ile R-134a soğutucu akışkan kullanılan yarı hermetik pistonlu kompresörde görülmektedir. Şekil 5.4’de de görüldüğü gibi aynı soğutucu akışkan kullanılan sistemlerde debi miktarları oldukça yakındır.



Şekil 5.5. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.

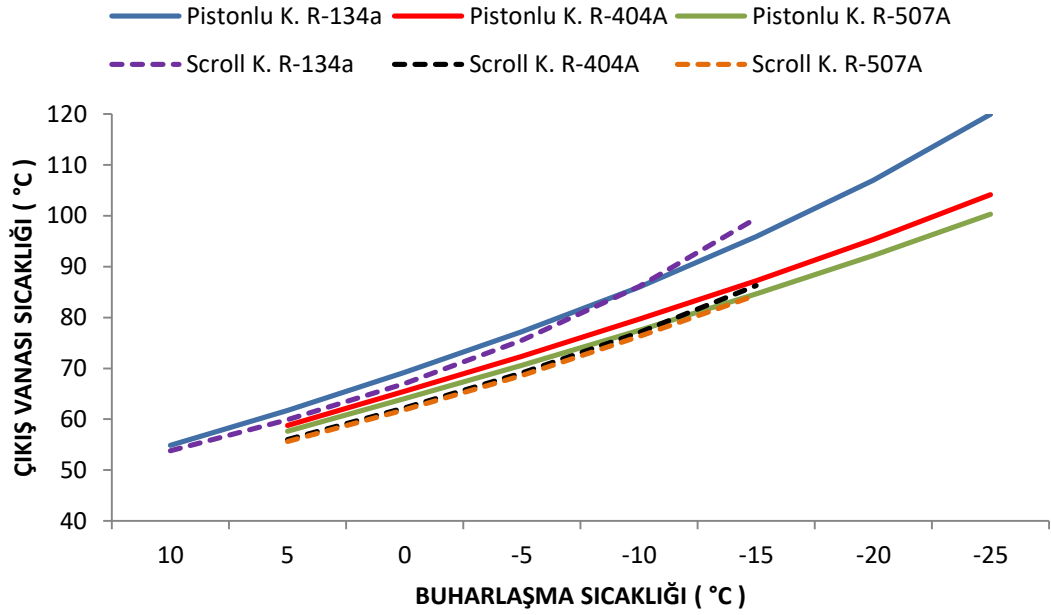
Şekil 5.5’de de görüldüğü gibi -15 °C’den daha düşük buharlaşma sıcaklıklarında scroll kompresörün kullanılmadığı daha önce COP değerleri incelenirken belirtilmişti. +5 °C’den daha yüksek buharlaşma sıcaklıkları için ise bu kompresörlerde sadece R-134a soğutucu akışkanının kullanıldığı şekil 5.5’de belirtilmiştir. En yüksek debi miktarı +5 °C buharlaşma sıcaklığında 1015,76 kg/h ile yarı hermetik pistonlu kompresörde görülürken, en düşük debi miktarı ise -25 °C buharlaşma sıcaklığında 104,2 kg/h ile yine yarı hermetik pistonlu kompresörde görülmektedir.



Şekil 5.6. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.

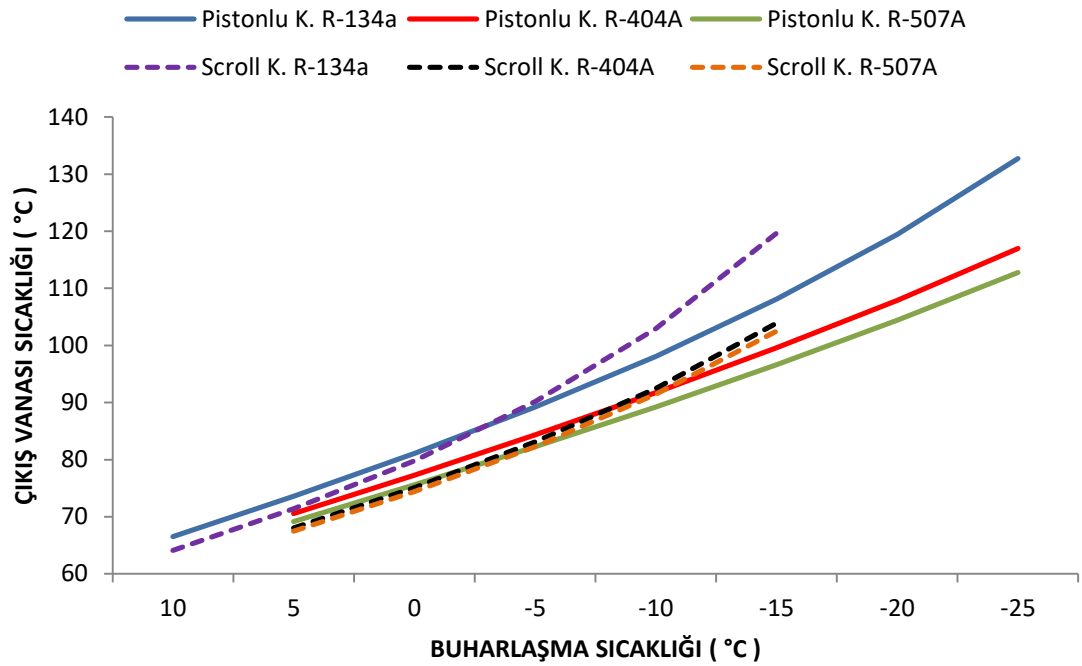
Şekil 5.6 da görüldüğü gibi 50 °C yoğuşma sıcaklığında ise scroll kompresör ile yarı hermetik kompresörün sistemde kullandıkları soğutucu akışkan debi miktarı biraz daha belirgin şekilde birbirlerinden farklılık göstermektedir. . En yüksek debi miktarı +5 °C buharlaşma sıcaklığında 991,36 kg/h ile scroll kompresörde görülürken, en düşük debi miktarı ise -25 °C buharlaşma sıcaklığında 95,51 kg/h ile yine yarı hermetik pistonlu kompresörde görülmektedir.

5.9. Kompresör Çıkış Sıcaklık Değerlerinin Karşılaştırılması



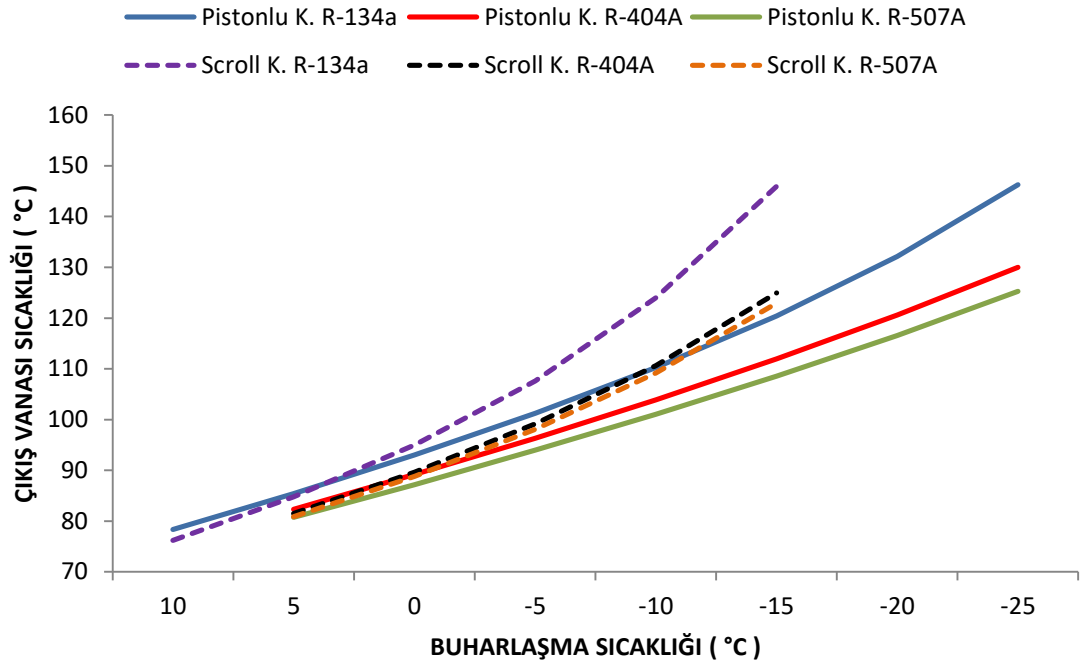
Şekil 5.7. 30 °C Yoğuşma sıcaklığı.

Şekil 5.7’de 30 °C yoğuşma ve değişik buharlaşma sıcaklık aralıklarında kompresörlerin çıkış vanasından ayrılan soğutucu akışkanların sıcaklıkları gösterilmektedir. En yüksek sıcaklık değeri -25 °C buharlaşma sıcaklığında soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılan yarı hermetik pistonlu kompresörde görülmektedir. Bu değer 119,95 °C olarak ölçülmüştür. En düşük değer 53,81 °C olarak +10 °C buharlaşma sıcaklığında soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılan scroll kompresörde görülmektedir. Çıkış vanasından çıkan sıcaklıklar, yarı hermetik pistonlu kompresörde scroll kompresöre göre daha yüksektir.



Şekil 5.8. 40 °C Yoğuşma sıcaklığı.

Şekil 5.8’de görüldüğü gibi 0 °C’den yüksek buharlaşma sıcaklıklarında yarı hermetik pistonlu kompresörün çıkış vanasından çıkan sıcaklık değerleri daha yüksektir. +5 °C sıcaklıkta yarı hermetik pistonlu kompresörden ayrılan en yüksek sıcaklık 73,6 °C iken, scroll kompresörden ayrılan en yüksek sıcaklık 71,38 °C’dir. Çalışmamızda 40 °C yoğuşma sıcaklığında en yüksek sıcaklık 132,74 °C ile soğutucu akışkan olarak R-134a kullanan yarı hermetik pistonlu kompresörde görülmektedir. Scroll kompresörde görülen en yüksek sıcaklık ise -15 °C buharlaşma sıcaklığında 103,91 °C’dir.



Şekil 5.9. 50 °C Yoğuşma sıcaklığı.

Şekil 5.9’da 50 °C yoğuşma sıcaklığında kompresörlerin çıkış vanasından ayrılan soğutucu akışkanların sıcaklıkları arasındaki fark belirgin şekilde gösterilmiştir. -15 °C de R-134a soğutucu akışkanı ile kullanılan scroll kompresörün çıkış sıcaklığı oldukça fazladır. Bu değer 145,97 °C’dir. Aynı çalışma çalışma sıcaklıklarında yarı hermetik pistonlu kompresörde ölçülen en yüksek sıcaklık 120,4 °C’dir. -25 °C buharlaşma sıcaklığında R-134a soğutucu akışkanı ile beraber kullanılan yarı hermetik pistonlu kompresörde ölçülen çıkış sıcaklık değeri ise 146,29 °C’dir.

6. EKSERJİ ANALİZİ

Jeotermal bir kuyu gibi yeni bir enerji kaynağı bulunduğu zaman ilk yapılan işlemlerden biri, kaynakta bulunan enerji miktarını yaklaşık olarak belirlemektir. Fakat sadece bu bilgiye sahip olmak, burada bir güç santrali yapmaya karar vermek için yetersizdir. Asıl bilinmesi gereken, kaynağın iş potansiyelidir yani, enerji miktarının ne kadarının yararlı işe dönüştürülebileceğinin bilinmesidir. Enerjinin işe dönüştürülemeyen bölümü, atık ısı olarak çevreye verileceğinden dolayı önem taşımayacaktır. Bu bakımdan, belirli bir halde ve miktardaki enerjinin yararlı iş potansiyeli gibi bir özelliğin tanımlanması çok yararlı olacaktır. Bu özellik, kullanılabilirlik veya kullanılabilir enerji diye de bilinen ekserjidir.

Belirli bir haldeki sistemde var olan enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iştir. Bilindiği gibi bir hal değişimi sırasında yapılan iş, ilk hale, son hale ve hal değişimi yoluna bağlıdır.

Ekserji analizinde ilk hal bellidir ve bu nedenle değişken değildir. Belirli iki hal arasında gerçekleşen hal değişimindeki en fazla iş eldesi, tersinir halde gerçekleşir. Bu nedenle iş potansiyeli belirlenirken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. Son olarak, en çok işi elde edebilmek için, hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması gerekir.

Bir sistemin ölü halde olması, çevresi ile termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeki bir sistem, çevresinin sıcaklığı ve basıncındadır (çevresi ile ısı ve mekanik dengededir), çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir (hızı ve bir referans noktasına göre yüksekliği sıfırdır), ve çevresiyle tepkimeye girmez (kimyasal olarak korunmuştur). Aynı zamanda sistem ve çevresi arasında dengelenmemiş manyetik, elektrik ve yüzeysel gerilme etkileri yoktur. Bizim deney sistemimizde ölü hal sıcaklığı 15 °C, entalpi değeri 415 kJ/kg ve entropi değeri 1,86 kJ/kg.K 'dir (Çengel ve Boles, 2001).

6.1. R-134a Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör

Çizelge 6.1. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 415$ (kJ/kg) $S_o = 1,86$ (kJ/kg.K)				
R134A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	98	40	-10	20
m [kg/h]	236	236	236	236	236
P (kPa)	200,6	1017,1	1017,1	200,6	200,6
S (kJ/kg.K)	1,82	1,89	1,18	1,21	1,82
h (kJ/kg)	418,16	480,87	256,43	256,43	418,16
Özgül ekserji (kJ/kg)	13,21	56,88	34,47	26,95	13,21
Ekserji akımı (kW)	0,86	3,72	2,26	1,76	0,86

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,751	0,606	0,781	0,547
Tersinmezlik (kW)	1,247	1,468	0,492	0,901

R-134a soğutucu akışkan ile 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji verimi kompresörde 0,751, kondenserde 0,606, genleşme valfinde 0,781 ve evaporatörde ise 0,547 olarak bulunmuştur.

Aynı şartlarda tersinmezlikler kompresörde 1,247 kW, kondenserde 1,468 kW, genleşme valfinde 0,492 kW ve evaporatörde ise 0,901 kW olarak bulunmuştur.

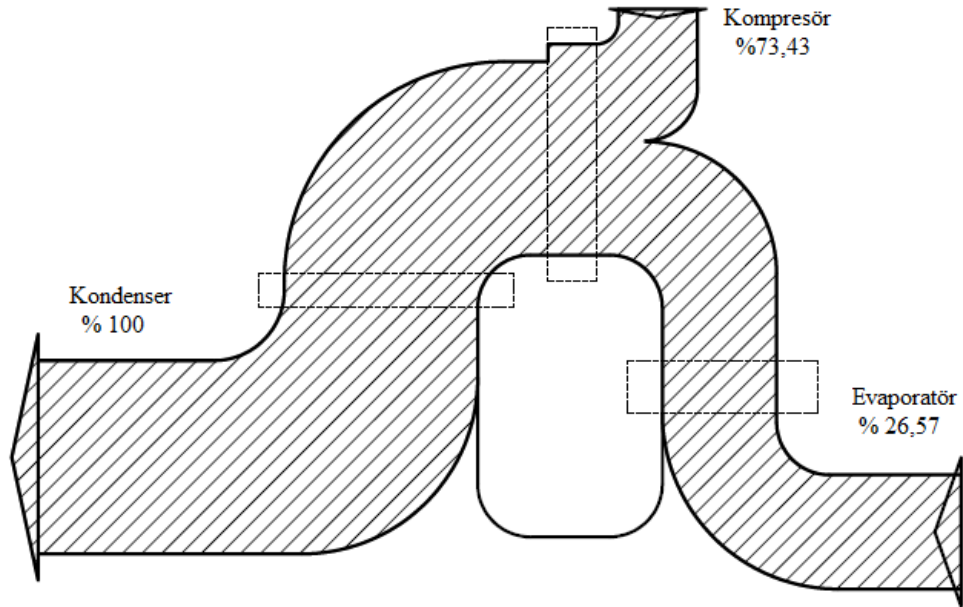
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kondenserde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.1.1. R-134a Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.2. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	11,389	73,43
Kompresör	4,121	26,57
Kondenser	15,509	100



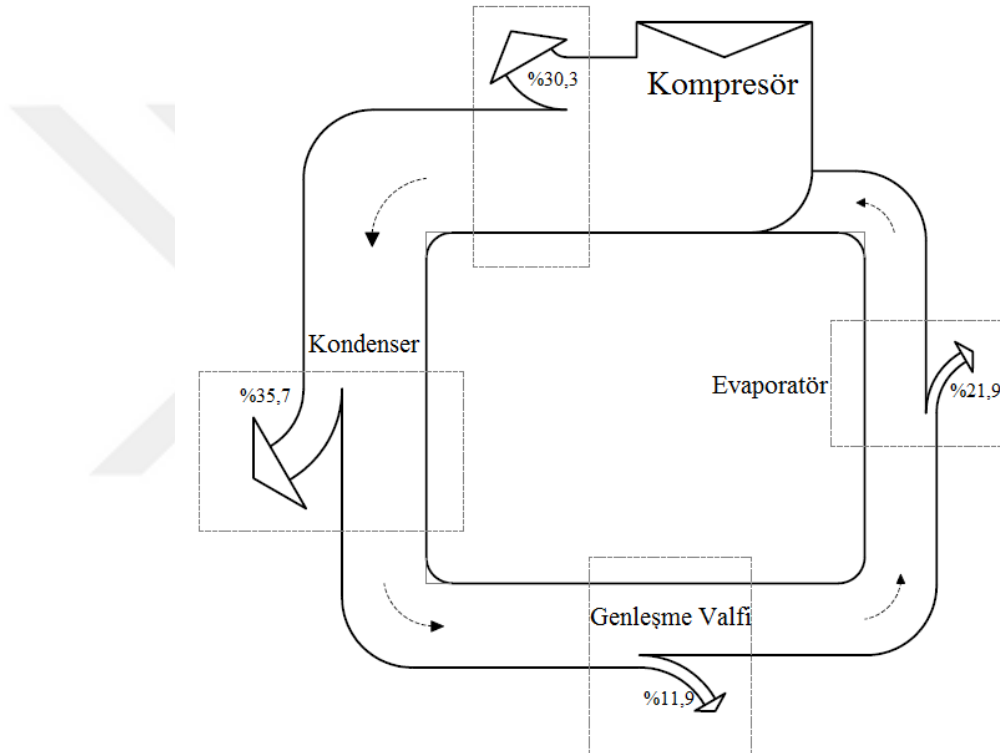
Şekil 6.1. Sankey diyagramı 1.

Sankey diyagramında görüldüğü gibi en çok enerji kondenserde harcanırken, en az enerji kompresörde harcanmaktadır.

6.1.2. R-134a Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.3. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	1,248	1,469	0,493	0,901	4,11
%	30,3	35,7	11,9	21,9	



Şekil 6.2. Grassmann diyagramı 1.

Grassmann diyagramı 1’de görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kondenserde (1,46 kW) daha sonra sırasıyla kompresör (1,24kW), evaporatör (0,9 kW) ve genleşme valfindedir (0,49 kW).

Çizelge 6.4. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 415$ (kJ/kg) $S_o = 1,86$ (kJ/kg.K)				
R134A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	69	30	0	20
m [kg/h]	392	392	392	392	392
P (kPa)	292,8	770,4	770,4	292,8	292,8
S (kJ/kg.K)	1,78	1,83	1,14	1,15	1,78
h (kJ/kg)	416,19	454,37	241,83	241,83	416,19
Özgül ekserji (kJ/kg)	21,55	45,93	33,35	30,41	21,55
Ekserji akımı (kW)	2,34	5,02	3,63	3,31	2,34

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,774	0,726	0,911	0,529
Tersinmezlik (kW)	1,502	1,369	0,319	0,965

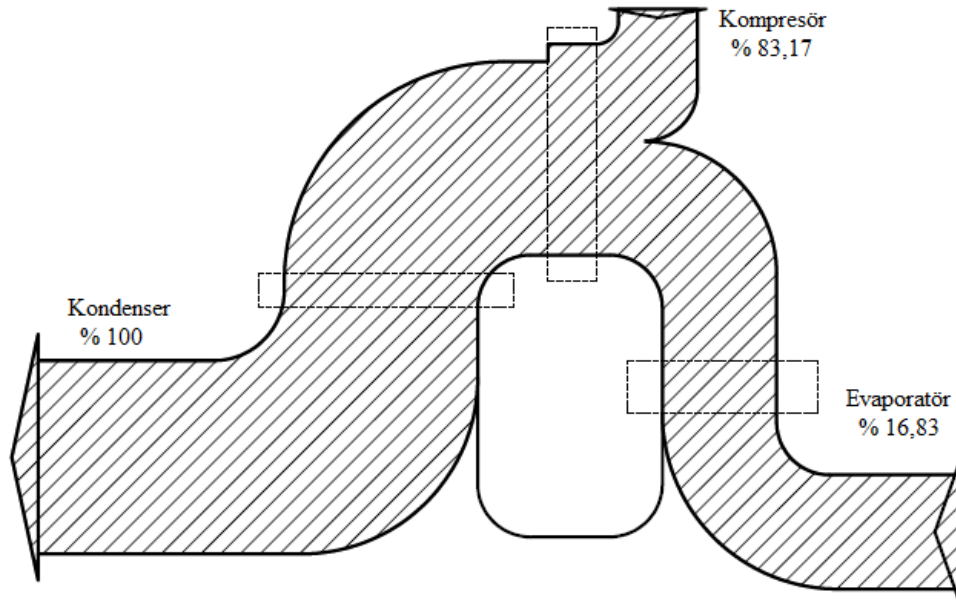
40 °C yoğuşma sıcaklığına göre kompresörde daha fazla tersinmezlik meydana gelmiştir. Diğer sistem elemanlarında tersinmezliklerin daha az olduğu Çizelge 6.4’de görülmektedir.

En çok tersinmezlikler kompresörde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.1.3. R-134a Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma)

Çizelge 6.5. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	20,399	83,17
Kompresör	4,128	16,83
Kondenser	24,527	100



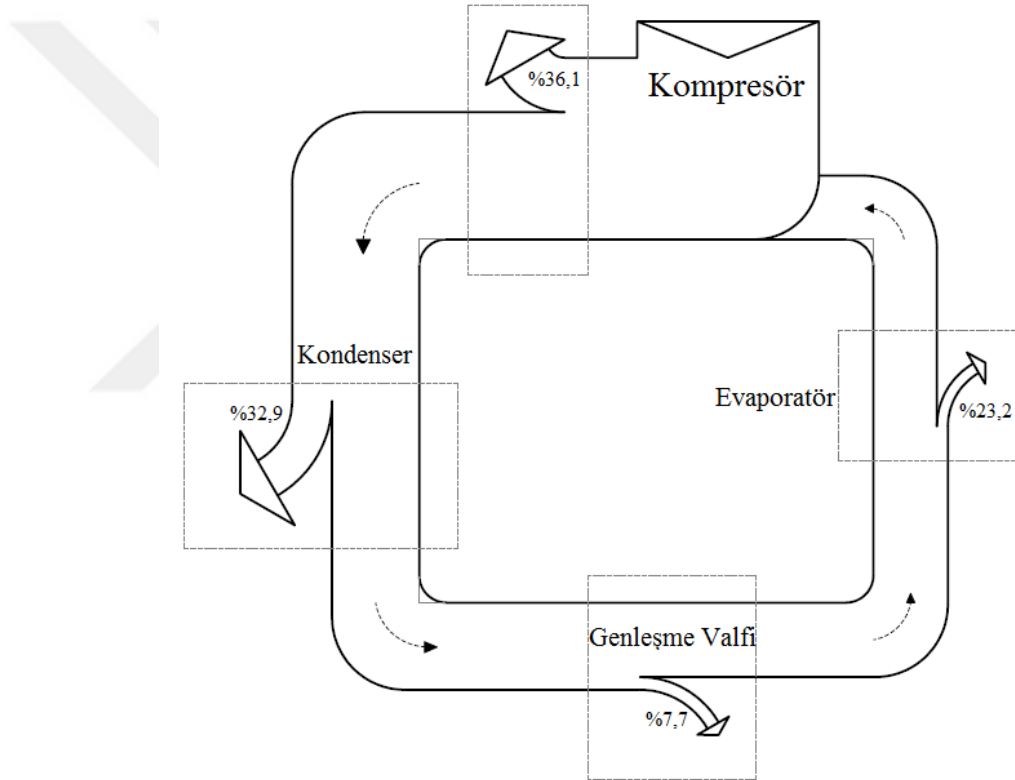
Şekil 6.3. Sankey diyagramı 2.

Sistemde genel itibariyle en fazla enerji kondenserde harcanırken, en az enerji kompresörde harcanmaktadır.

6.1.4. R-134a Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma)

Çizelge 6.6. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	1,502	1,369	0,319	0,965	4,16
%	36,1	32,9	7,7	23,2	



Şekil 6.4. Grassmann diyagramı 2.

Grassmann diyagramı 2’de görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kompresörde (1,5 kW) daha sonra sırasıyla kondenser (1,37 kW), evaporatör (0,97 kW) ve genleşme valfindedir (0,32 kW).

6.2. R-134a Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör

Çizelge 6.7. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 415$ (kJ/kg) $S_o = 1,86$ (kJ/kg.K)				
R134A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	102	40	-10	20
m [kg/h]	236	236	236	236	236
P (kPa)	200,6	1016,6	1016,6	200,6	200,6
S (kJ/kg.K)	1,82	1,90	1,18	1,21	1,82
h (kJ/kg)	418,16	486,07	256,43	256,43	418,16
Özgül ekserji (kJ/kg)	13,21	58,08	34,47	26,95	13,21
Ekserji akımı (kW)	0,86	3,80	2,26	1,76	0,86

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,713	0,593	0,781	0,547
Tersinmezlik (kW)	1,510	1,547	0,492	0,901

R-134a soğutucu akışkan ile 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji verimi scroll kompresörde, semi hermetik pistonlu kompresöre göre daha az ve tersinmezlik daha fazla olduğu görülmektedir.

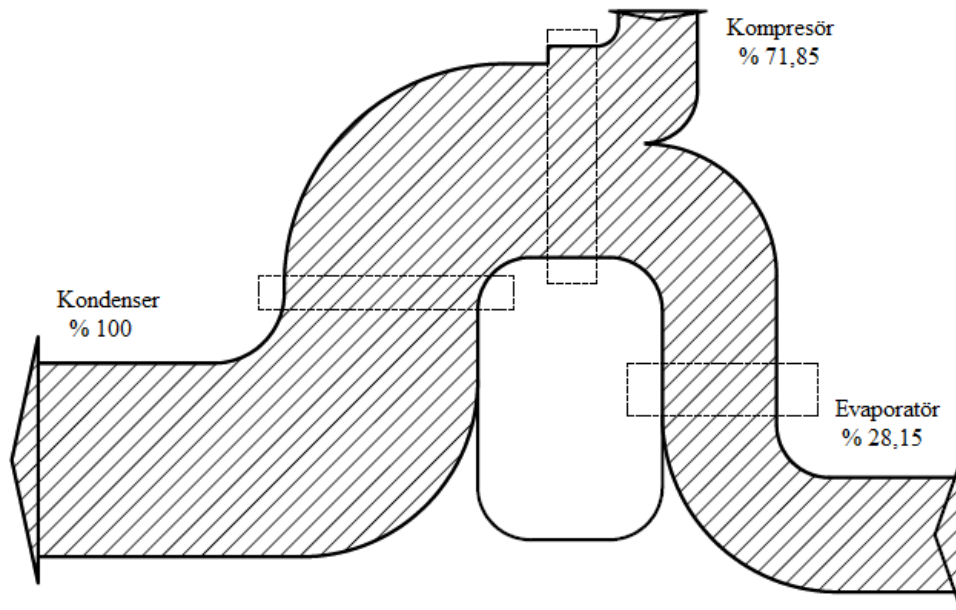
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kondenserde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.2.1. R-134a Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.8. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	12,303	71,85
Kompresör	4,821	28,15
Kondenser	17,124	100



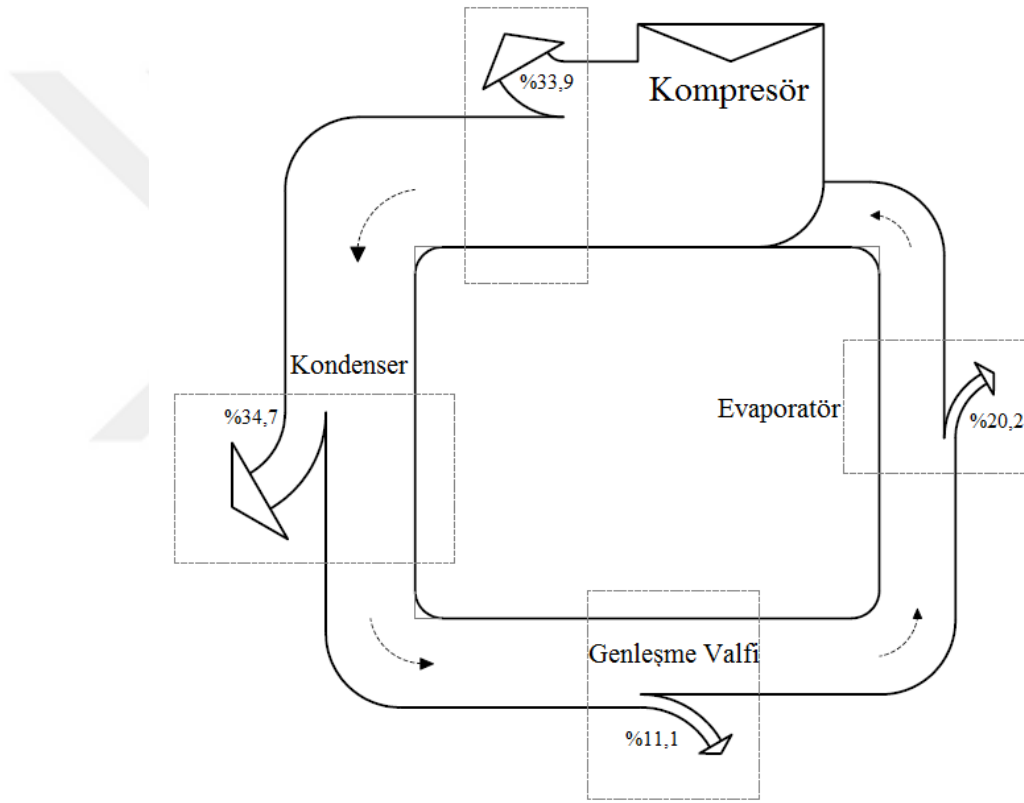
Şekil 6.5. Sankey diyagramı 3.

Sankey diyagramı 3'te görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.2.2. R-134a Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.9. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	1,511	1,547	0,492	0,901	4,45
%	33,9	34,7	11,1	20,2	



Şekil 6.6. Grassmann diyagramı 3.

Grassmann diyagramı 3'te görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kondenserde (1,55 kW) daha sonra sırasıyla kompresör (1,51 kW), evaporatör (0,9 kW) ve genleşme valfindedir (0,49 kW).

Çizelge 6.10. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 415$ (kJ/kg) $S_o = 1,86$ (kJ/kg.K)				
R134A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	67	30	0	20
m [kg/h]	392	392	392	392	392
P (kPa)	292,8	770,2	770,2	292,8	292,8
S (kJ/kg.K)	1,78	1,83	1,14	1,15	1,7893
h (kJ/kg)	416,19	452,31	241,83	241,83	416,19
Özgül ekserji (kJ/kg)	21,55	45,60	33,35	30,41	21,55
Ekserji akımı (kW)	2,34	4,96	3,63	3,31	2,34

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,796	0,731	0,911	0,529
Tersinmezlik (kW)	1,313	1,333	0,319	0,965

R-134a soğutucu akışkan ile 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji verimi scroll kompresörde semi hermetik pistonlu kompresöre göre daha fazla ve tersinmezlik daha az olduğu görülmektedir.

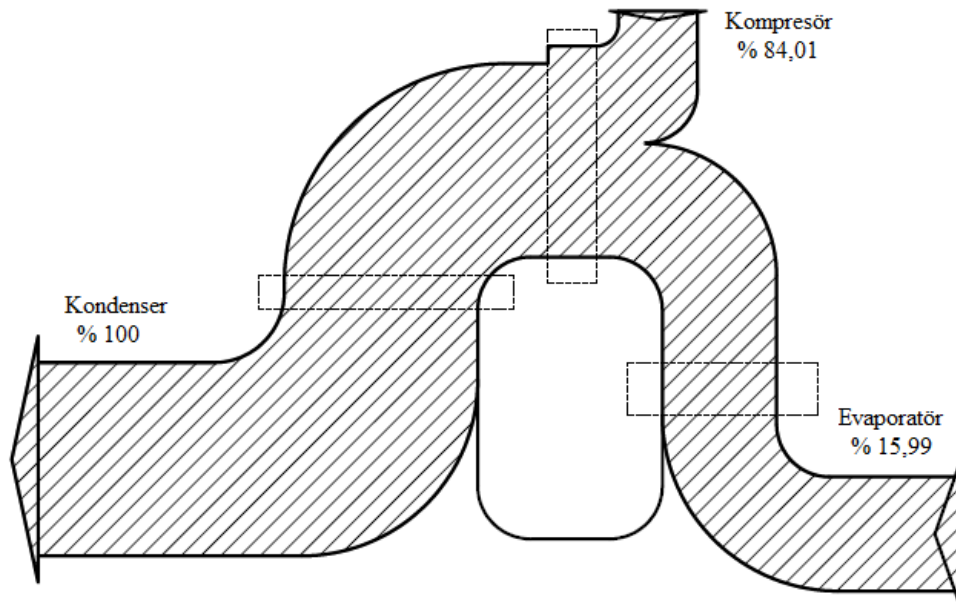
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kondenserde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.2.3. R-134a Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma)

Çizelge 6.11. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	20,598	84,01
Kompresör	3,921	15,99
Kondenser	24,519	100



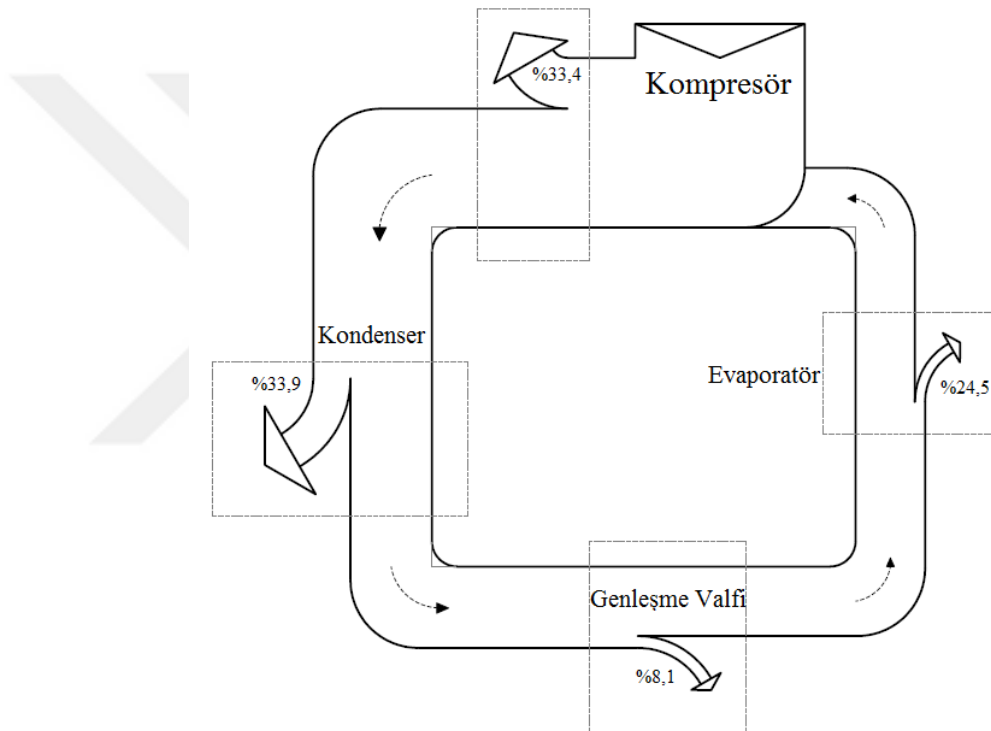
Şekil 6.7. Sankey diyagramı 4.

Sankey diyagramı 4’de görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.2.4. R-134a Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma)

Çizelge 6.12. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-134a soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	1,314	1,334	0,319	0,965	3,93
%	33,4	33,9	8,1	24,5	



Şekil 6.8. Grassmann diyagramı 4.

Grassmann diyagramı 4’de görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kondenserde (1,33 kW) daha sonra sırasıyla kompresör (1,31 kW), evaporatör (0,96 kW) ve genleşme valfindedir (0,31 kW).

6.3. R-404A Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör

Çizelge 6.13. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 389$ (kJ/kg) $S_o = 1,8356$ (kJ/kg.K)				
R404A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	91	40	-10	20
m [kg/h]	518	518	518	518	518
P (kPa)	439,1	1829,4	1829,4	439,1	439,1
S (kJ/kg.K)	1,71	1,77	1,19	1,227	1,71
h (kJ/kg)	388,46	443,05	259,18	259,18	388,46
Özgül ekserji (kJ/kg)	34,85	72,85	53,69	45,45	34,85
Ekserji akımı (kW)	5,01	10,48	7,72	6,54	5,01

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,772	0,736	0,846	0,411
Tersinmezlik (kW)	2,386	2,757	1,185	1,525

R-404A soğutucu akışkan ile 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklığında kompresörde ekserji verimi 0,772'dir. Semi hermetik pistonlu kompresörde R-134a soğutucu akışkanı kullanıldığında aynı sıcaklık aralıklarında ise 0,751'dir.

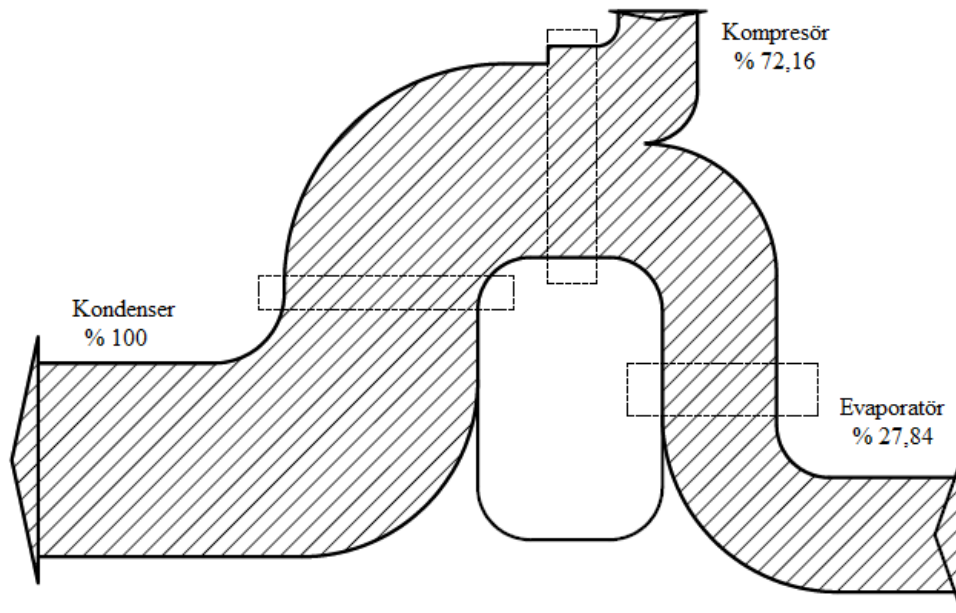
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kondenserde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.3.1. R-404A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.14. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	20,006	72,16
Kompresör	7,718	27,84
Kondenser	27,725	100
Toplam	55,45	



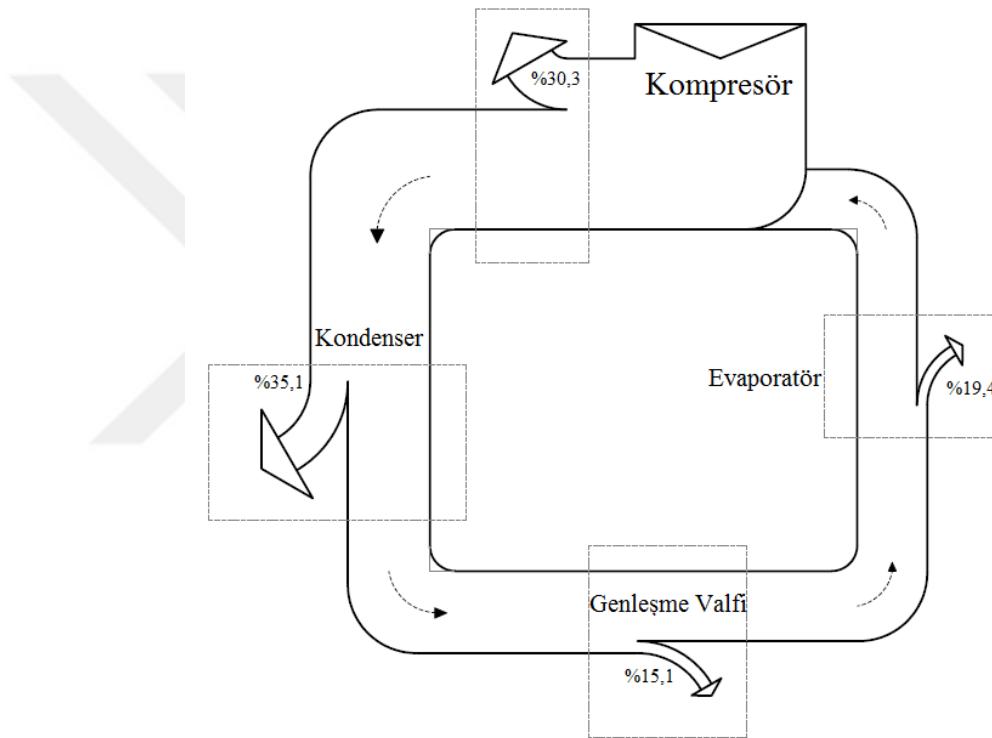
Şekil 6.9. Sankey diyagramı 5.

Sankey diyagramı 5’te görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.3.2. R-404A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.15. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	2,386	2,757	1,185	1,526	7,85
%	30,3	35,1	15,1	19,4	



Şekil 6.10. Grassmann diyagramı 5.

Grassmann diyagramı 5'te görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kondenserde (2,75 kW) daha sonra sırasıyla kompresör (2,38 kW), evaporatör (1,52 kW) ve genleşme valfindedir (1,19 kW).

Çizelge 6.16. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 389$ (kJ/kg) $S_o = 1,8356$ (kJ/kg.K)				
R134A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	65	30	0	20
m [kg/h]	813	813	813	813	813
P (kPa)	610,2	1428,3	1428,3	610,2	610,2
S (kJ/kg.K)	1,67	1,71	1,14	1,15	1,67
h (kJ/kg)	385,12	418,91	243,24	243,24	385,12
Özgül ekserji (kJ/kg)	42,51	63,40	52,75	49,41	42,51
Ekserji akımı (kW)	9,60	14,31	11,91	11,16	9,60

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,792	0,832	0,936	0,401
Tersinmezlik (kW)	2,913	2,404	0,754	1,558

R-404A soğutucu akışkan ile 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji verimi semi hermetik pistonlu kompresörde 40 °C yoğuşma sıcaklığına göre daha fazladır.

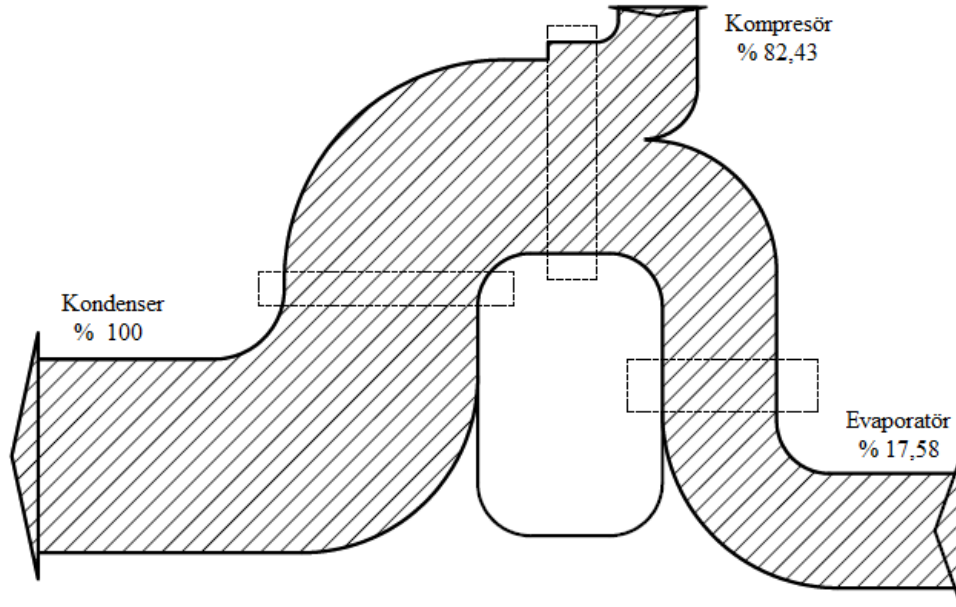
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kompresörde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.3.3. R-404A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma)

Çizelge 6.17. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	34,542	82,43
Kompresör	7,366	17,58
Kondenser	41,907	100



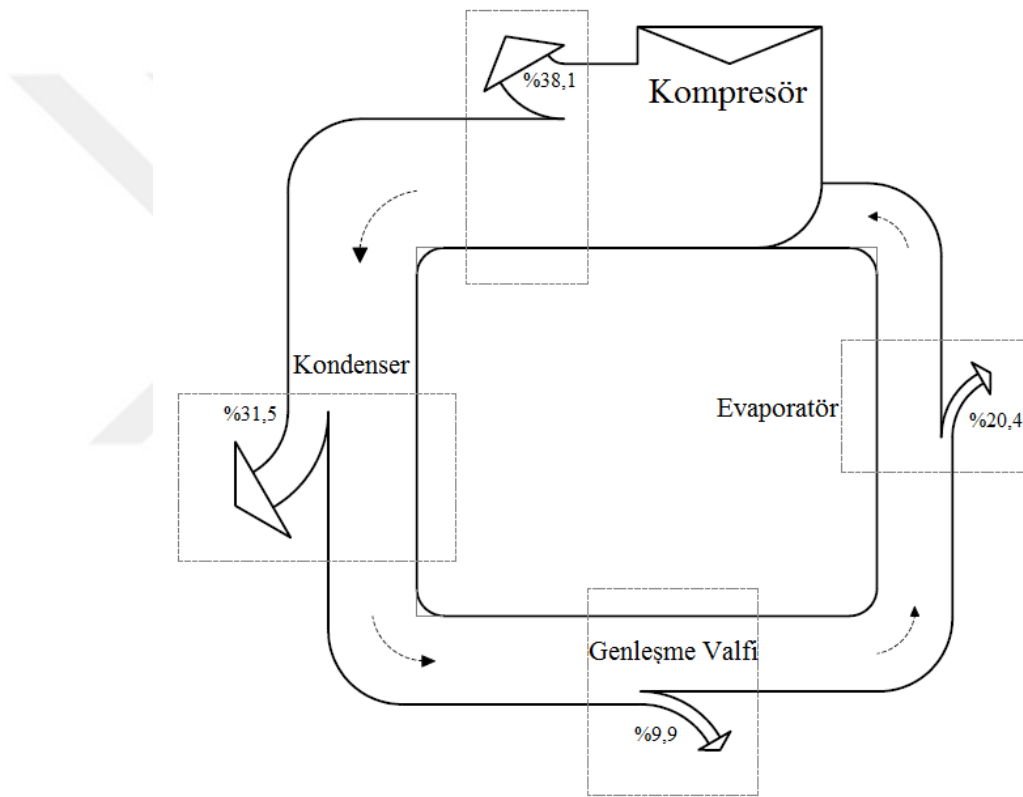
Şekil 6.11. Sankey diyagramı 6.

Sankey diyagramı 6’da görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.3.4. R-404A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma)

Çizelge 6.18. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı yarı-hermetik sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	2,914	2,405	0,755	1,558	7,63
%	38,1	31,5	9,9	20,4	



Şekil 6.12. Grassmann diyagramı 6.

Grassmann diyagramı 6’da görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kompresörde (2,91 kW) daha sonra sırasıyla kondenser (2,4 kW), evaporatör (1,55 kW) ve genleşme valfindedir (0,75 kW).

6.4. R-404A Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör

Çizelge 6.19. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 389$ (kJ/kg) $S_o = 1,8356$ (kJ/kg.K)				
R404A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	92	40	-10	20
m [kg/h]	518	518	518	518	518
P (kPa)	439,1	1829,4	1829,4	439,1	439,1
S (kJ/kg.K)	1,71	1,77	1,19	1,22	1,71
h (kJ/kg)	388,46	443,89	259,18	259,18	388,46
Özgül ekserji (kJ/kg)	34,86	73,01	53,69	45,45	34,85
Ekserji akımı (kW)	5,02	10,51	7,73	6,54	5,01

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,764	0,735	0,846	0,410
Tersinmezlik (kW)	2,486	2,778	1,185	1,525

R-404A soğutucu akışkan ile 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji verimi scroll kompresörde R-134a soğutucu akışkanı kullanılan scroll kompresöre göre daha fazla çıkmaktadır.

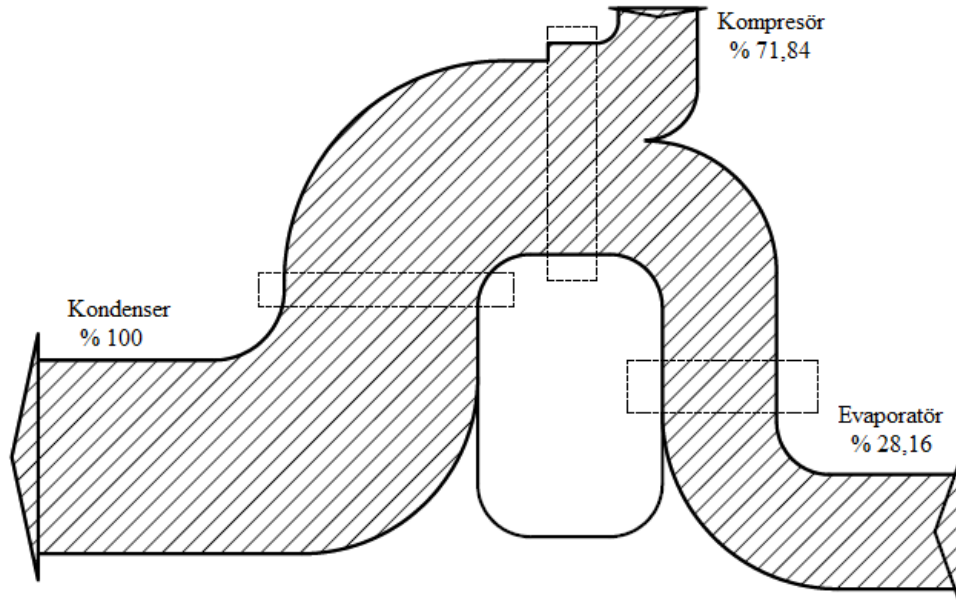
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kondenserde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.4.1. R-404A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.20. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	20,909	71,84
Kompresör	8,194	28,16
Kondenser	29,103	100



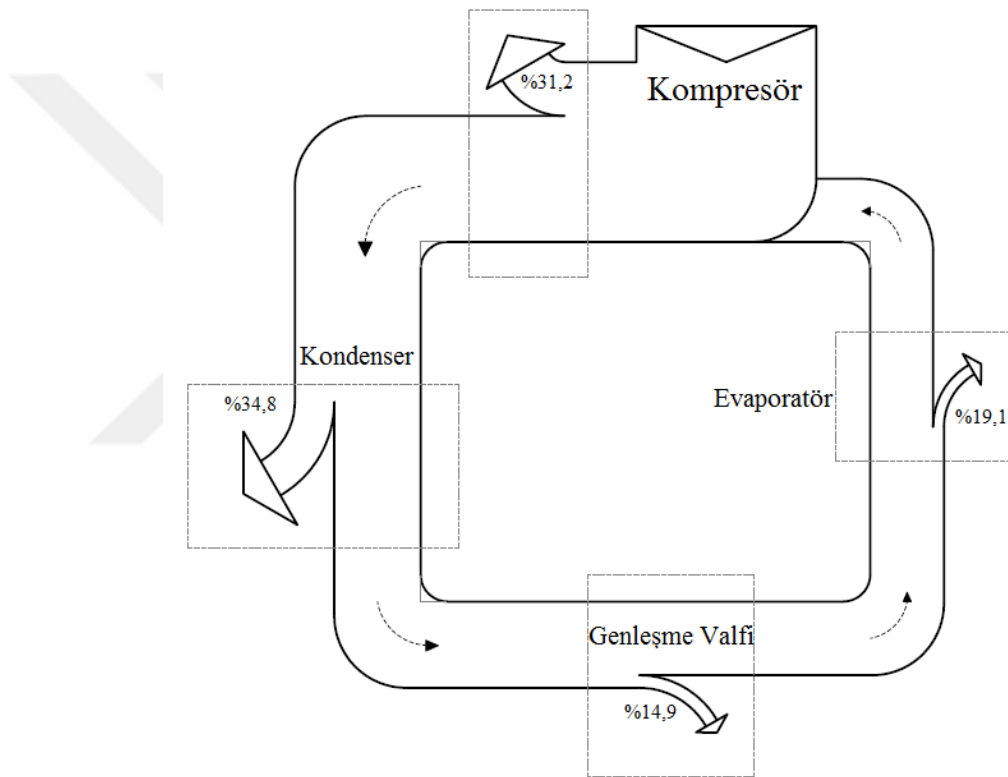
Şekil 6.13. Sankey diyagramı 7.

Sankey diyagramı 7’de görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.4.2. R-404A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.21. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	2,486	2,779	1,185	1,525	7,98
%	31,2	34,8	14,9	19,1	



Şekil 6.14. Grassmann diyagramı 7.

Grassmann diyagramı 7’de görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kondenserde (2,78 kW) daha sonra sırasıyla kompresör (2,48 kW), evaporatör (1,53 kW) ve genleşme valfindedir (1,19 kW).

Çizelge 6.22. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 389$ (kJ/kg) $S_o = 1,8356$ (kJ/kg.K)				
R134A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	62	30	0	20
m [kg/h]	813	813	813	813	813
P (kPa)	610,2	1428,3	1428,3	610,2	610,2
S (kJ/kg.K)	1,67	1,70	1,14	1,15	1,67
h (kJ/kg)	385,12	415,29	243,24	243,24	385,12
Özgül ekserji (kJ/kg)	42,51	62,86	52,75	49,41	42,51
Ekserji akımı (kW)	9,60	14,19	11,91	11,16	9,60

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,836	0,839	0,936	0,401
Tersinmezlik (kW)	2,217	2,282	0,754	1,558

R-404A soğutucu akışkan ile 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji verimi scroll kompresörde 40 °C yoğuşma sıcaklığına göre daha fazladır.

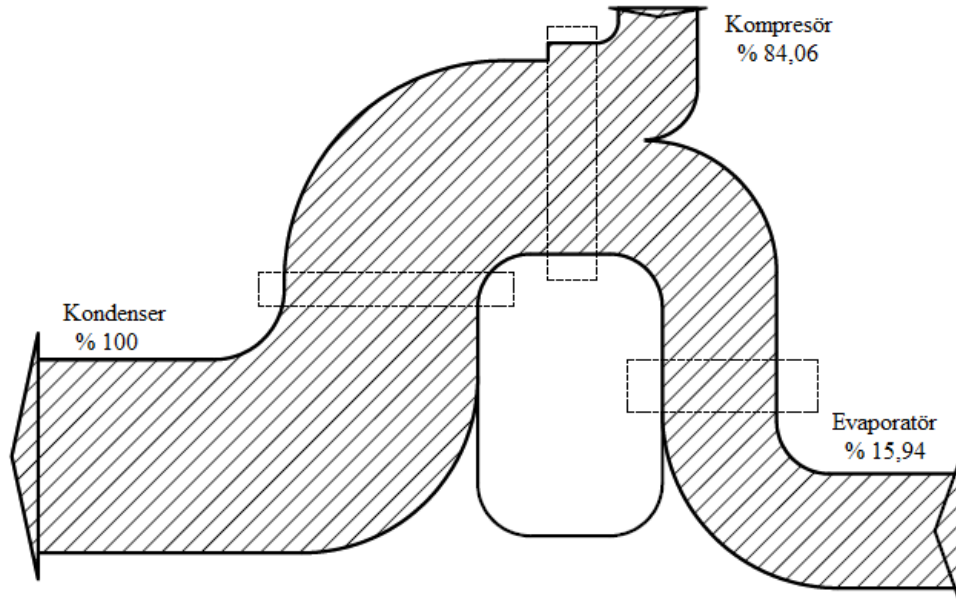
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kondenserde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.4.3. R-404A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma)

Çizelge 6.23. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	34,292	84,06
Kompresör	6,502	15,94
Kondenser	40,794	100



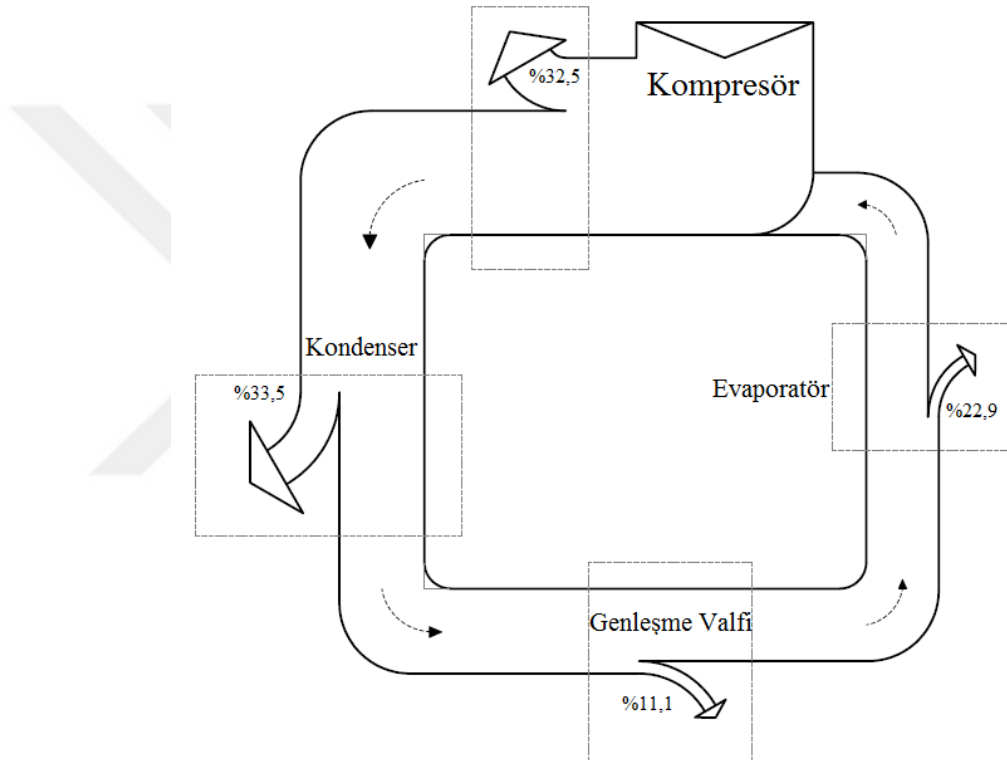
Şekil 6.15. Sankey diyagramı 8.

Sankey diyagramı 8’de görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.4.4. R-404A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma)

Çizelge 6.24. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-404A soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	2,218	2,283	0,755	1,559	6,81
%	32,5	33,5	11,1	22,9	



Şekil 6.16. Grassmann diyagramı 8.

Grassmann diyagramı 8’de görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kondenserde (2,28 kW) daha sonra sırasıyla kompresör (2,21 kW), evaporatör (1,56 kW) ve genleşme valfindedir (0,75 kW).

6.5. R-507A Soğutucu Akışkanlı Yarı-Hermetik Kompresör

Çizelge 6.25. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 386,1$ (kJ/kg) $S_o = 1,8226$ (kJ/kg.K)				
R507A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	89	40	-10	20
m [kg/h]	551	551	551	551	551
P (kPa)	449,5	1869,6	1869,6	449,5	449,5
S (kJ/kg.K)	1,69	1,75	1,21	1,22	1,69
h (kJ/kg)	384,65	436,67	259,74	259,74	384,65
Özgül ekserji (kJ/kg)	34,57	71,13	52,89	44,71	34,57
Ekserji akımı (kW)	5,29	10,88	8,09	6,84	5,29

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,794	0,743	0,845	0,395
Tersinmezlik (kW)	2,367	2,792	1,251	1,551

R-507A soğutucu akışkan ile 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji verimi kompresörde 0,794, kondenserde 0,743, genleşme valfinde 0,845 ve evaporatörde ise 0,395 olarak bulunmuştur.

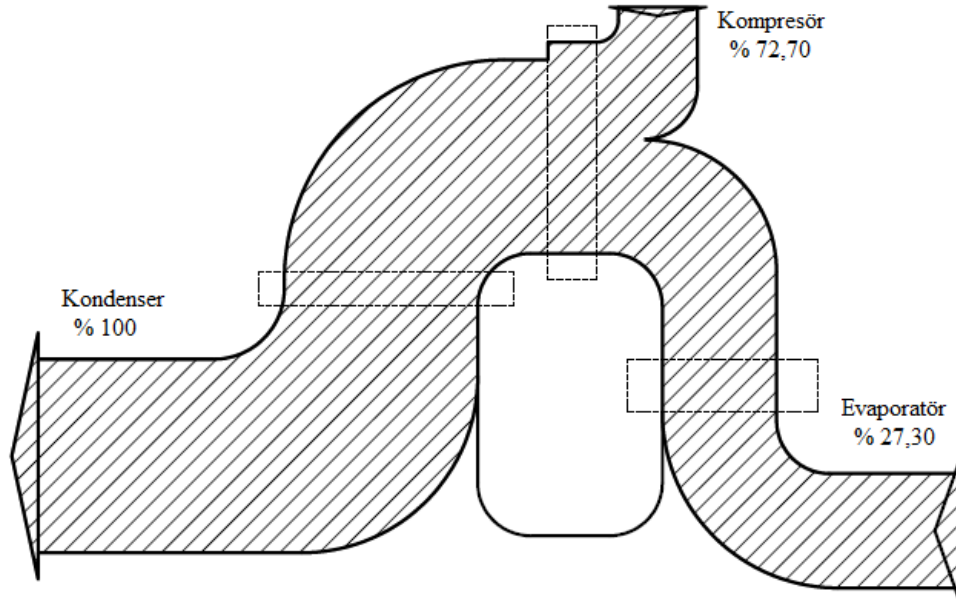
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kondenserde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.5.1. R-507A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.26. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	20,552	72,70
Kompresör	7,718	27,30
Kondenser	28,269	100



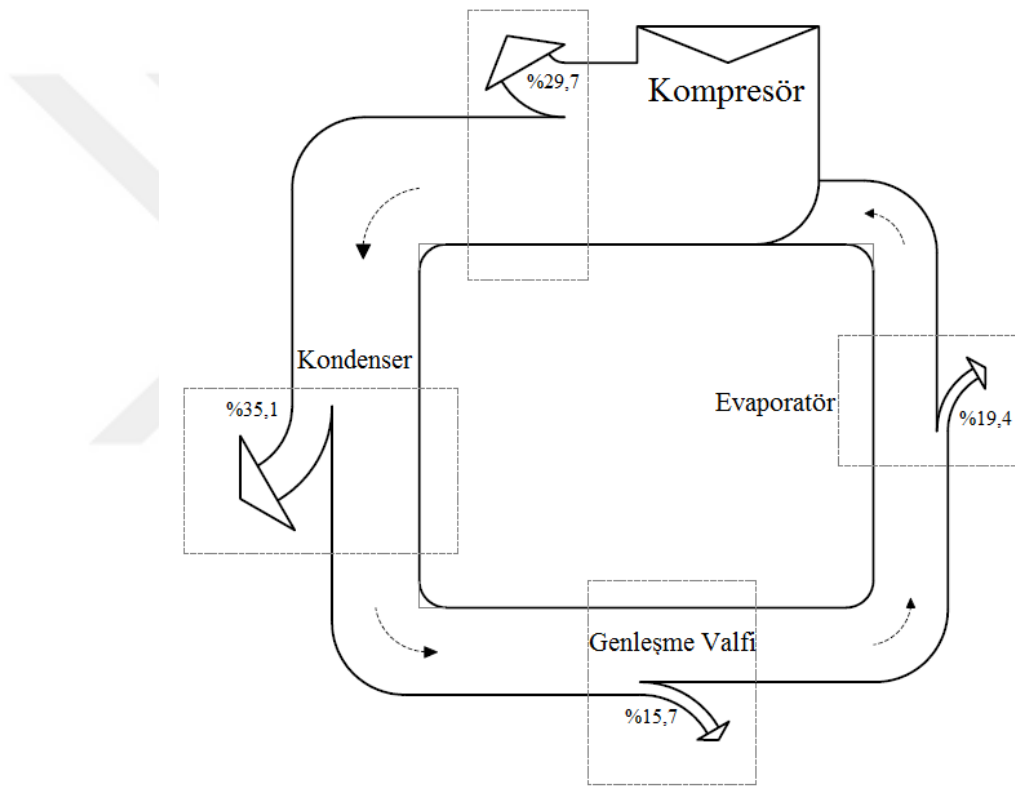
Şekil 6.17. Sankey diyagramı 9.

Sankey diyagramı 9’da görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.5.2. R-507A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.27. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	2,367	2,793	1,252	1,551	7,96
%	29,7	35,1	15,7	19,4	



Şekil 6.18. Grassmann diyagramı 9.

Grassmann diyagramı 9’da görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kondenserde (2,79 kW) daha sonra sırasıyla kompresör (2,37 kW), evaporatör (1,55 kW) ve genleşme valfindedir (1,25 kW).

Çizelge 6.28. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 386,1$ (kJ/kg) $S_o = 1,8226$ (kJ/kg.K)				
R134A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	64	30	0	20
m [kg/h]	862	862	862	862	862
P (kPa)	624,4	1460	1460	624,4	624,4
S (kJ/kg.K)	1,66	1,70	1,14	1,15	1,66
h (kJ/kg)	381,46	413,76	243,65	243,65	381,46
Özgül ekserji (kJ/kg)	41,69	62,07	51,69	48,55	41,69
Ekserji akımı (kW)	9,98	14,86	12,38	11,63	9,98

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,809	0,833	0,939	0,401
Tersinmezlik (kW)	2,855	2,487	0,752	1,641

R-507A soğutucu akışkan ile 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji verimi semi hermetik pistonlu kompresörde, R-404A soğutucu akışkan kullanılan sisteme göre %3 daha fazla çıkmaktadır.

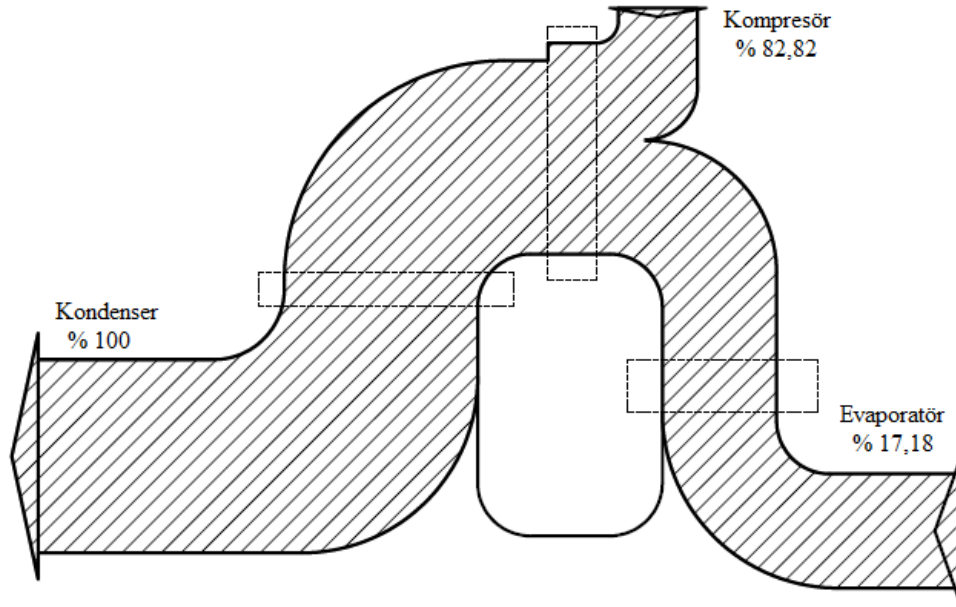
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kompresörde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.5.3. R-507A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör enerji dengesi (30°C yoğuşma)

Çizelge 6.29. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	35,507	82,82
Kompresör	7,365	17,18
Kondenser	42,873	100



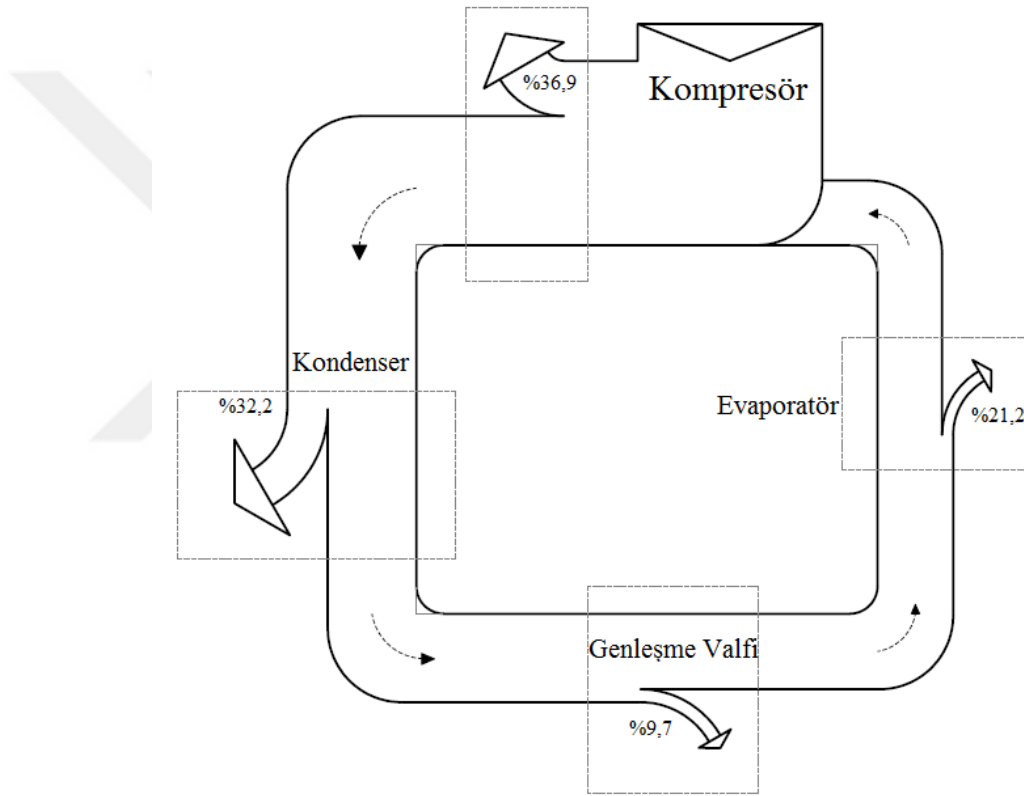
Şekil 6.19. Sankey diyagramı 10.

Sankey diyagramı 10’da görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.5.4. R-507A Soğutucu akışkanlı yarı-hermetik kompresör ekserji dengesi (30°C yoğuşma)

Çizelge 6.30. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı yarı hermetik sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	2,855	2,487	0,752	1,641	7,73
%	36,9	32,2	9,7	21,2	



Şekil 6.20. Grassmann diyagramı 10.

Grassmann diyagramı 10'da görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kompresörde (2,86 kW) daha sonra sırasıyla kondenser (2,49 kW), evaporatör (1,64 kW) ve genleşme valfindedir (0,75 kW).

6.6. R-507A Soğutucu Akışkanlı Scroll Kompresör

Çizelge 6.31. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 386,1$ (kJ/kg) $S_o = 1,8226$ (kJ/kg.K)				
R507A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	89	40	-10	20
m [kg/h]	551	551	551	551	551
P (kPa)	449,5	1869,6	1869,6	449,5	449,5
S (kJ/kg.K)	1,69	1,75	1,20	1,22	1,69
h (kJ/kg)	384,65	438,99	259,74	259,74	384,65
Özgül ekserji (kJ/kg)	34,57	71,61	52,89	44,71	34,57
Ekserji akımı (kW)	5,29	10,96	8,09	6,84	5,29

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,771	0,738	0,845	0,395
Tersinmezlik (kW)	2,649	2,865	1,251	1,551

R-507A soğutucu akışkan ile 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji verimi scroll kompresörde, R-404A soğutucu akışkan kullanılan sisteme göre %1 daha az ve tersinmezlik %8 daha fazla çıkmaktadır.

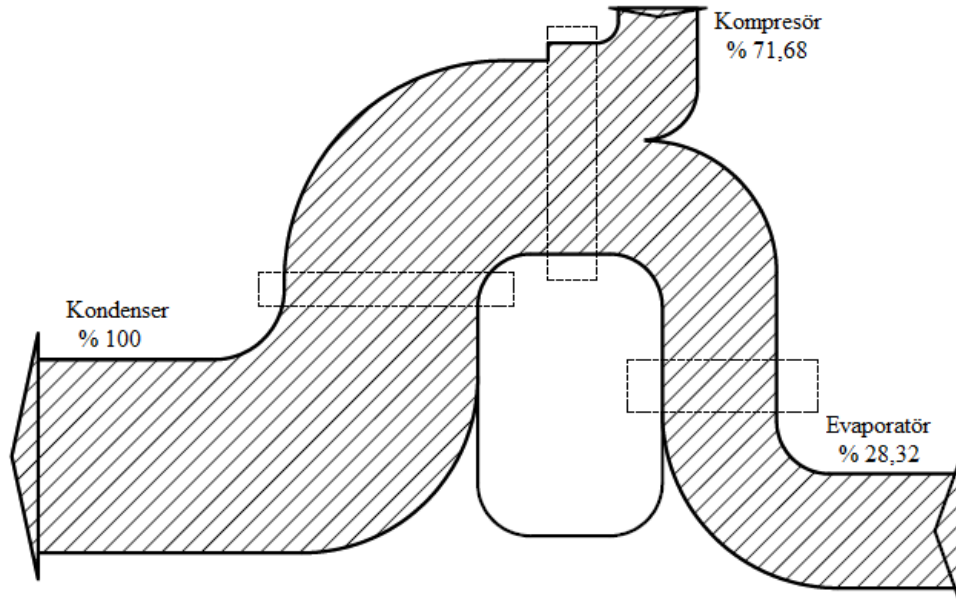
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kondenserde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.6.1. R-507A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.32. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	21,373	71,68
Kompresör	8,443	28,32
Kondenser	29,816	100



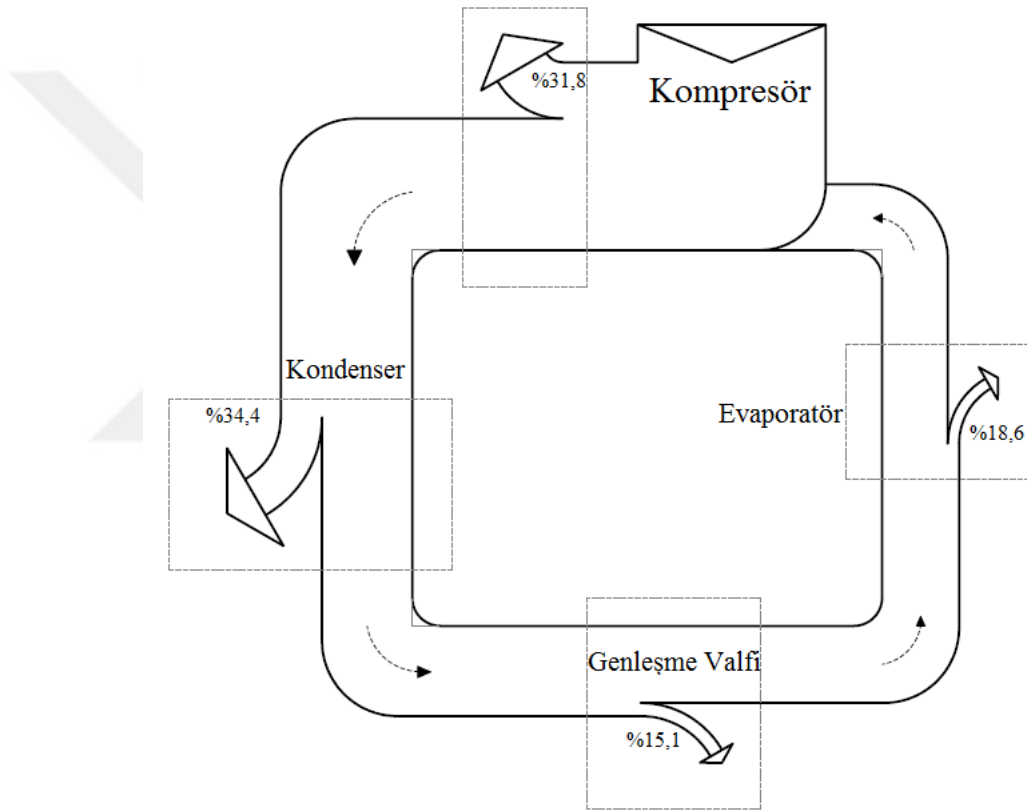
Şekil 6.21. Sankey diyagramı 11.

Sankey diyagramı 11’de görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.6.2. R-507A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (40 °C yoğuşma)

Çizelge 6.33. 40 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	2,649	2,865	1,251872	1,551	8,32
%	31,8	34,4	15,1	18,6	



Şekil 6.22. Grassmann diyagramı 11.

Grassmann diyagramı 11’de görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kondenserde (2,86 kW) daha sonra sırasıyla kompresör (2,65 kW), evaporatör (1,55 kW) ve genleşme valfindedir (1,25 kW).

Çizelge 6.34. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığı.

	Ölü hal 15 °C için, $h_o = 386,1$ (kJ/kg) $S_o = 1,8226$ (kJ/kg.K)				
R134A	Kompresör girişi	Kompresör çıkışı	Kondenser çıkışı	Genleşme valfi çıkışı	Evaporatör çıkışı
T [°C]	20	61	30	0	20
m [kg/h]	862	862	862	862	862
P (kPa)	624,4	1460	1460	624,4	624,4
S (kJ/kg.K)	1,66	1,69	1,14	1,15	1,66
h (kJ/kg)	381,46	411,12	243,65	243,65	381,46
Özgül ekserji (kJ/kg)	41,69	61,74	51,69	48,55	41,69
Ekserji akımı (kW)	9,98	14,78	12,37	11,63	9,98

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör
Ekserji verimi	0,841	0,837	0,939	0,401
Tersinmezlik (kW)	2,303	2,406	0,752	1,641

R-507A soğutucu akışkan ile 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklığında ekserji scroll verimi kompresörde, 40 °C yoğuşma sıcaklığında kullanılan kompresöre göre daha fazladır.

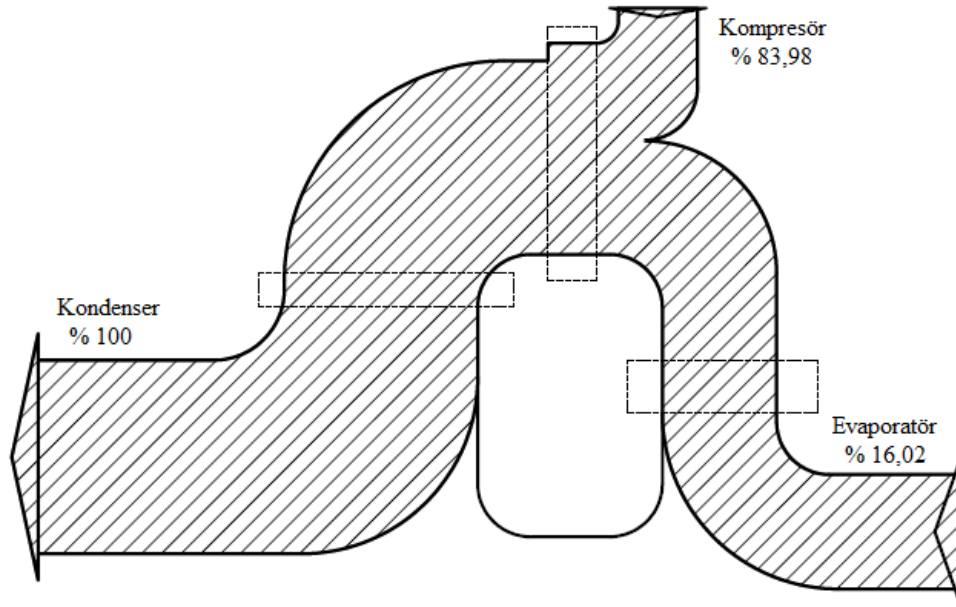
Ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi, en az verime sahip sistem elemanı ise evaporatördür.

En çok tersinmezlikler kondenserde oluşurken, en az tersinmezlik genleşme valfinde oluşmaktadır.

6.6.3. R-507A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör enerji dengesi (30 °C yoğuşma)

Çizelge 6.35. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı scroll sistemin enerji dengesi.

	[kW]	%
Evaporatör	35,172	83,98
Kompresör	6,707	16,02
Kondenser	41,879	100



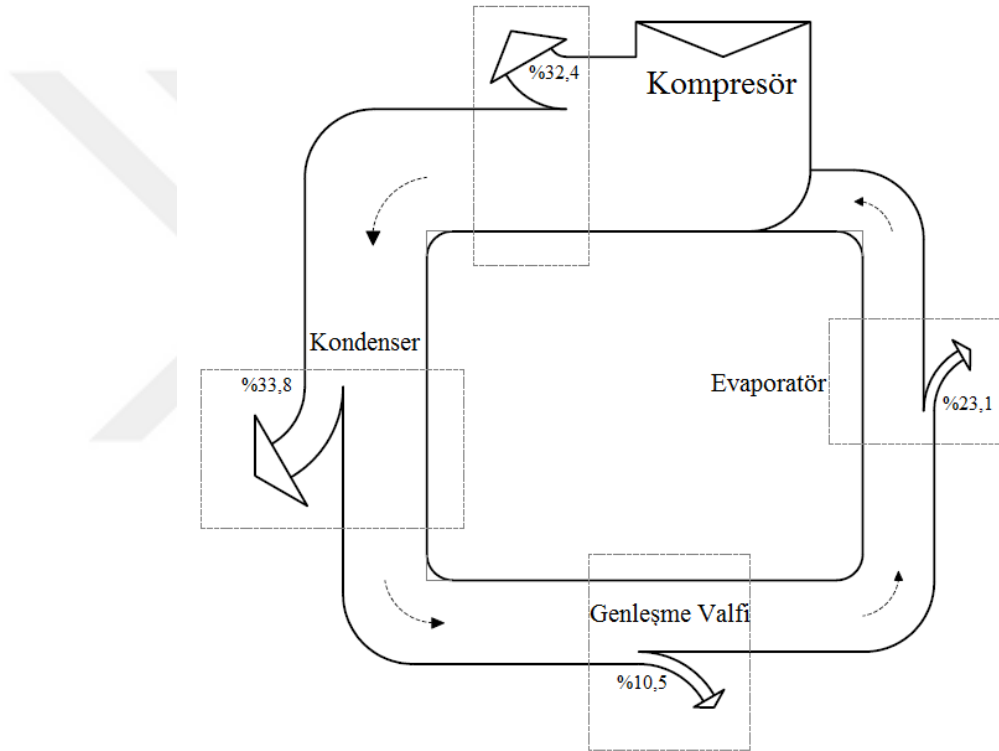
Şekil 6.23. Sankey diyagramı 12.

Sankey diyagramı 12’de görüldüğü gibi en az enerji kompresörde harcanırken, en fazla enerji sırasıyla kondenser ve evaporatörde harcanmaktadır.

6.6.4. R-507A Soğutucu akışkanlı scroll kompresör ekserji dengesi (30 °C yoğuşma)

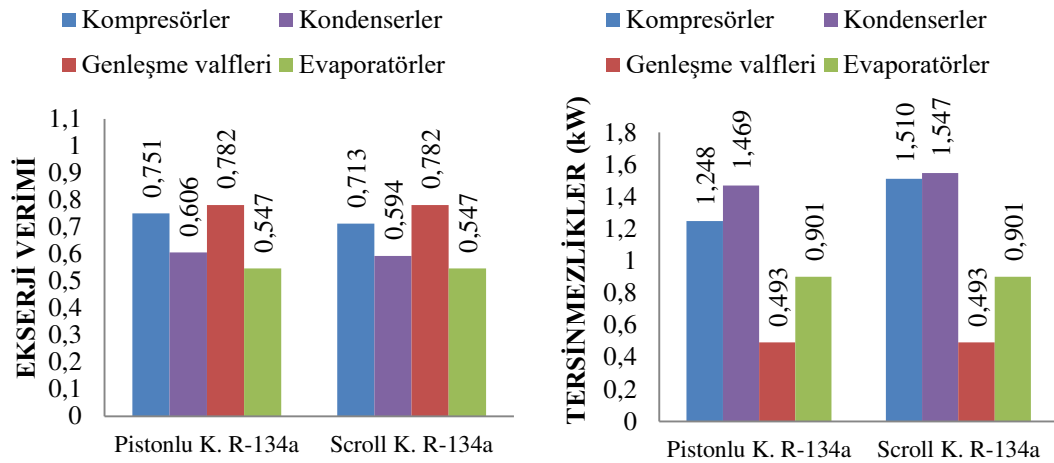
Çizelge 6.36. 30 °C yoğuşma sıcaklığında bulunan R-507A soğutucu akışkanlı scroll sistemin ekserji dengesi.

	Kompresör	Kondenser	Genleşme valfi	Evaporatör	Toplam
Tersinmezlik (kW)	2,303	2,406	0,752	1,641	7,10
%	32,4	33,8	10,5	23,1	



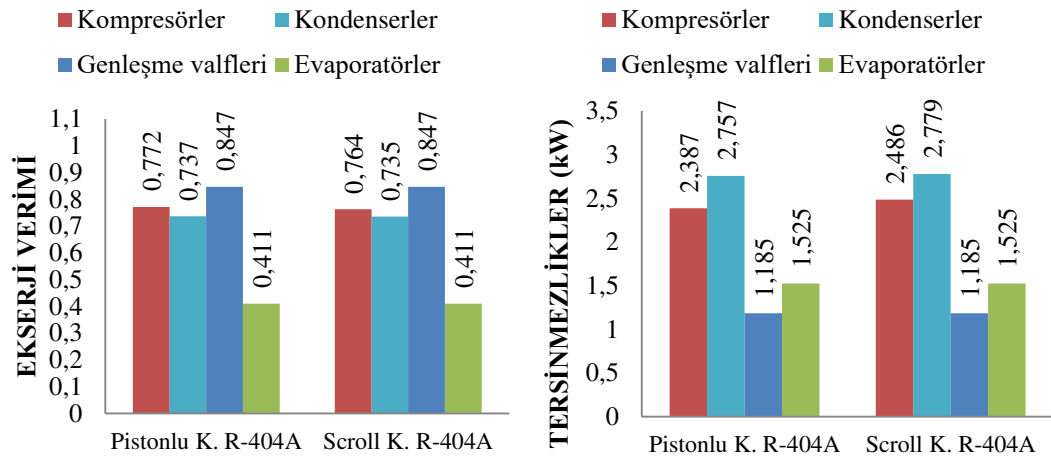
Şekil 6.24. Grassmann diyagramı 12.

Grassmann diyagramı 12’de görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kondenserde (2,40 kW) daha sonra sırasıyla kompresör (2,3 kW), evaporatör (1,64 kW) ve genleşme valfindedir (0,75 kW).



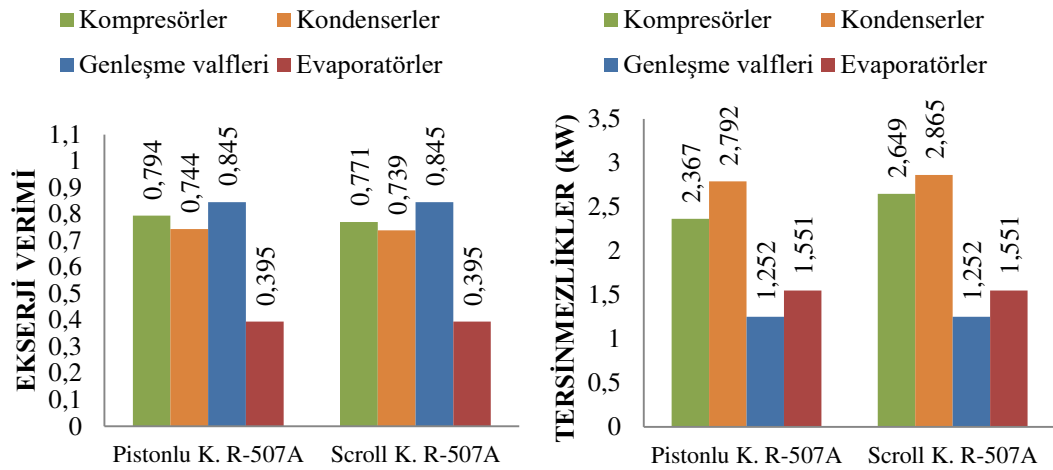
Şekil 0.1. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığında R-134a soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.

Şekil 6.25’de 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan ve soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılan bir soğutma sisteminde, sistem elemanlarının ekserji verimi ve tersinmezlikleri incelenmiştir. Genleşme valfi her çalışma koşulunda en fazla ekserji verimine sahip olan sistem bileşenidir. Evaporatörler ise en az ekserji verimine sahip sistem elemanlarıdır. R-134a soğutucu akışkanı ile çalışan sistemlerde kompresörlerin ekserji verimi, kondensere göre daha fazladır. Yarı hermetik pistonlu kompresörde bu sıcaklık aralıklarında tersinmezlik miktarı scroll kompresöre göre daha azdır. Bununla paralel olarak ekserji verimi scroll kompresöre göre daha fazladır. Yarı hermetik pistonlu kompresörün ekserji verimi %75,1 iken scroll kompresörün %71,3 tür.



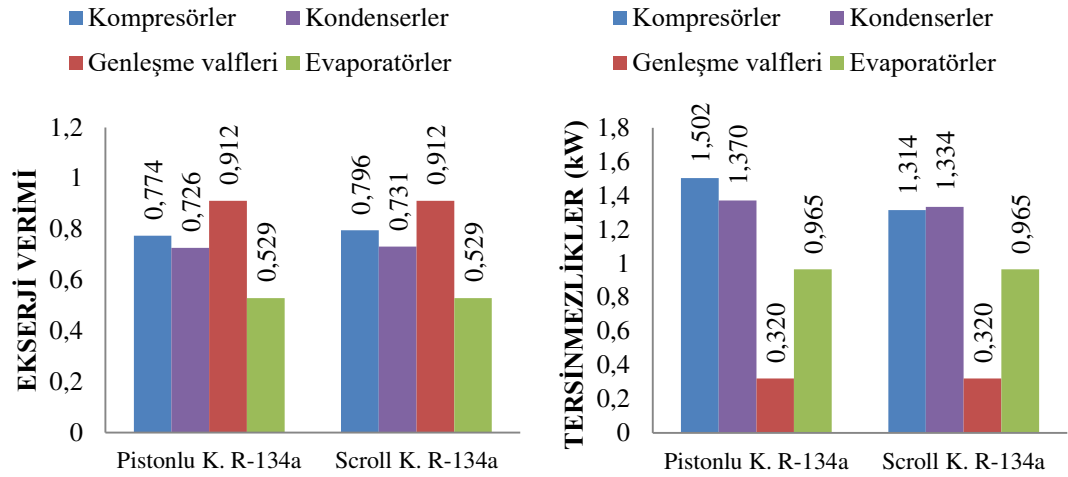
Şekil 0.2. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığında R-404A soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.

Şekil 6.26’de 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan ve soğutucu akışkan olarak R-404A kullanılan bir soğutma sisteminde, sistem elemanlarının ekserji verimi ve tersinmezlikleri incelenmiştir. En fazla tersinmezlikler kondenserde gerçekleşirken, en az tersinmezlikler ise genleşme valflinde gerçekleşmektedir. Tersinmezlikler soğutucu akışkan çeşitlerine göre değişiklik göstermektedir. R-134a soğutucu akışkanı kullanılırken sistem elemanlarında daha az tersinmezlikler görüldüğü tespit edilmiştir. 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma sisteminde yarı hermetik pistonlu kompresörde tersinmezlikler R-134a soğutucu akışkanı kullanılırken 1,248 kW, R-404A soğutucu akışkanı kullanılırken 2,386 kW ve R-507A soğutucu akışkanı kullanılırken 2,367 kW’tır. Scroll kompresörde ise R-134a soğutucu akışkanı kullanılırken 1,51 kW, R-404A soğutucu akışkanı kullanılırken 2,486 kW ve R-507A soğutucu akışkanı kullanılırken 2,649 kW’tır.



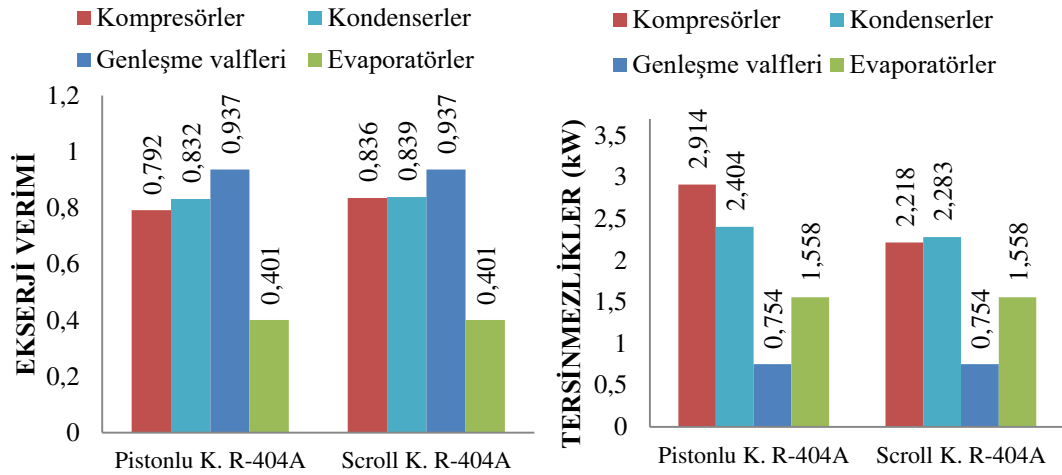
Şekil 0.3. 40 °C yoğuşma, -10 °C buharlaşma sıcaklığında R-507A soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.

Şekil 6.27’de 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan ve soğutucu akışkan olarak R-507A kullanılan bir soğutma sisteminde, sistem elemanlarının ekserji verimi ve tersinmezlikleri incelenmiştir. Yarı hermetik pistonlu kompresörde ekserji verimi R-134a soğutucu akışkanı kullanılırken 0,751, R-404A soğutucu akışkanı kullanılırken 0,772 ve R-507A soğutucu akışkanı kullanılırken 0,794’tür. Scroll kompresörde ise R-134a soğutucu akışkanı kullanılırken 0,713, R-404A soğutucu akışkanı kullanılırken 0,764 ve R-507A soğutucu akışkanı kullanılırken 0,771’dir. 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan kompresörlerde en yüksek ekserji verimi R-507A soğutucu akışkanı ile çalışan yarı hermetik pistonlu kompresörde görülmüştür.



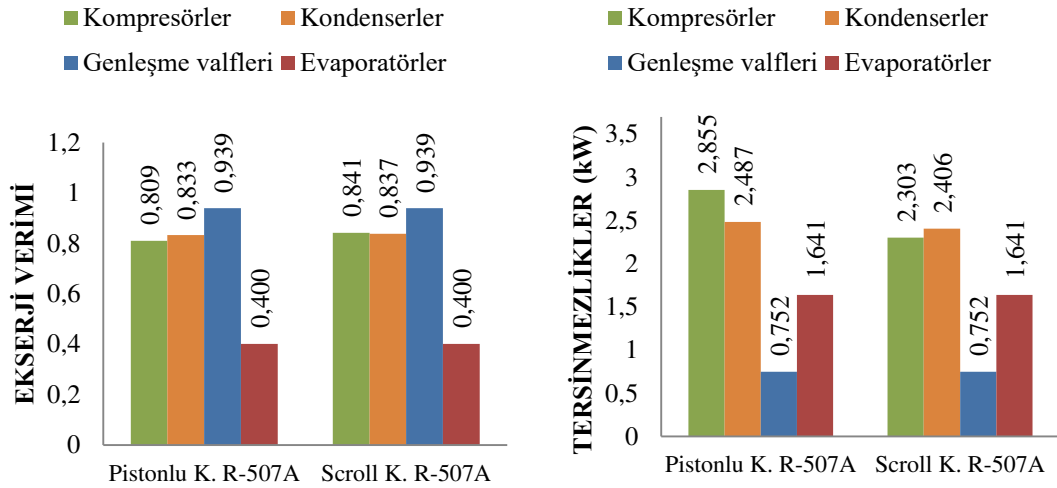
Şekil 0.4. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığında R-134a soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.

Şekil 6.28’de 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan ve soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılan bir soğutma sisteminde, sistem elemanlarının ekserji verimi ve tersinmezlikleri incelenmiştir. Bir önceki çalışma koşullarında şekil 6.26 incelendiğinde en yüksek tersinmezlikler tüm soğutucu akışkanlar için kondenserlerde görülmüştü. Fakat şekil 6.28’de görüldüğü gibi 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklığında çalışan bir sistemde yarı hermetik pistonlu kompresördeki tersinmezlikler diğer sistem elemanlarından daha fazladır. Scroll kompresörde ise kondenserde gerçekleşen tersinmezliklere çok yakın değerlerdir. 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma sisteminde yarı hermetik pistonlu kompresörde tersinmezlikler R-134a soğutucu akışkanı kullanılırken 1,502 kW, R-404A soğutucu akışkanı kullanılırken 2,913 kW ve R-507A soğutucu akışkanı kullanılırken 2,854 kW’tır. Scroll kompresörde ise R-134a soğutucu akışkanı kullanılırken 1,313 kW, R-404A soğutucu akışkanı kullanılırken 2,217 kW ve R-507A soğutucu akışkanı kullanılırken 2,303 kW’tır.



Şekil 0.5. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığında R-404A soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.

Şekil 6.29’de 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan ve soğutucu akışkan olarak R-404A kullanılan bir soğutma sisteminde, sistem elemanlarının ekserji verimi ve tersinmezlikleri incelenmiştir. Yarı hermetik pistonlu kompresörün kullanıldığı sistemde en fazla tersinmezlik kompresörde gerçekleşmektedir. Scroll kompresörün kullanıldığı sistemde ise en fazla tersinmezlik kondenserde gerçekleşmektedir. 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan ve soğutucu akışkan olarak R-404A kullanılan bir soğutma sisteminde scroll kompresörün ekserji verimi yarı hermetik pistonlu kompresöre göre daha yüksektir.



Şekil 0.6. 30 °C yoğuşma, 0 °C buharlaşma sıcaklığında R-507A soğutucu akışkanı kullanılan sistemde ekserji verimi ve tersinmezlikler.

Şekil 6.29’de 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan ve soğutucu akışkan olarak R-507A kullanılan bir soğutma sisteminde, sistem elemanlarının ekserji verimi ve tersinmezlikleri incelenmiştir. R-404A soğutucu akışkanı kullanılan soğutma sistemine göre yarı hermetik pistonlu kompresörde daha az tersinmezlik görülürken, scroll kompresörde daha fazladır. Şekil 6.30 da görüldüğü gibi scroll kompresörün ekserji verimi daha fazladır.

7. BELİRSİZLİK ANALİZİ

Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçların doğruluğunu öğrenebilmek için belirsizlik analizi yapılması gerekir. Doğruluğu etkileyen nedenler farklı sebepler olabilir. Genelde deneysel çalışmalarda iki çeşit ana hata ortaya çıkmaktadır. Birincisi ölçü aletlerinden kaynaklanan hatalar, ikincisi ise deneyi yapan kişiden kaynaklanan hatalardır. Doğruluğu etkileyen diğer bir etmen ise doğru yerde doğru ölçü aletini kullanmamaktır.

n: Bağımsız değişken sayısı

R: Ölçülecek boyut

X_n : Ölçümü etkileyen değişkenler

B_n : Değişkenlerin hata oranı

B_R : Toplam hata oranı

$$B_R = \left[\sum_{i=1}^I (\theta_i S_{\bar{X}_i})^2 \right]^{1/2} \quad (7.1a)$$

$$B_R = \left[\left(\frac{\partial B}{\partial X_1} R_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial B}{\partial X_2} R_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial B}{\partial X_3} R_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial B}{\partial X_n} R_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.1b)$$

veya

$$\frac{B_R}{R} = \left[\sum_{i=1}^I \left(\theta_i \frac{S_{\bar{X}_i}}{\bar{X}_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.2a)$$

$$\frac{B_R}{R} = \left[\left(\frac{B_{X_1}}{X_1} \right)^2 + \left(\frac{B_{X_2}}{X_2} \right)^2 + \left(\frac{B_{X_3}}{X_3} \right)^2 + \dots + \left(\frac{B_{X_n}}{X_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.2b)$$

Yapılan belirsizlik analizi ANSI/ASME International's PTC 19.1-2013 Test Uncertainty standardına göre yapılmıştır (www.asme.org).

7.1. Sıcaklıktan Kaynaklanan Hatalar

(B_{T1}) Termoeleman çiftlerinden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,5$

(B_{T2}) Dijital multimetrelerden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,3$

(B_{T3}) Sistem elemanlarının yerleşiminden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,5$

(B_{T4}) Yazılımdan kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,4$

(B_{T5}) Giriş sıcaklığının ölçülmesinden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,7$

(B_{T6}) Çıkış sıcaklığının ölçülmesinden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 1$

(B_{T7}) Yüzey sıcaklığının ölçülmesinden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,5$

(B_{T5}), (B_{T6}) ve (B_{T7}) diğer hatalardan etkilendiği için ayrı ayrı hesaplanması gerekmektedir.

Giriş sıcaklığı;

$$B_{Tg} = [(B_{T1})^2 + (B_{T2})^2 + (B_{T3})^2 + (B_{T4})^2 + (B_{T5})^2]^{1/2} \quad (7.2)$$

$$B_{Tg} = [(0,5)^2 + (0,3)^2 + (0,5)^2 + (0,4)^2 + (0,7)^2]^{1/2}$$

$$B_{Tg} = \% 1,11$$

Çıkış sıcaklığı;

$$B_{Tç} = [(B_{T1})^2 + (B_{T2})^2 + (B_{T3})^2 + (B_{T4})^2 + (B_{T6})^2]^{1/2} \quad (7.3)$$

$$B_{Tç} = [(0,5)^2 + (0,3)^2 + (0,5)^2 + (0,4)^2 + (1)^2]^{1/2}$$

$$B_{Tç} = \% 1,32$$

Yüzey sıcaklığı;

$$B_{Ty} = [(B_{T1})^2 + (B_{T2})^2 + (B_{T3})^2 + (B_{T4})^2 + (B_{T7})^2]^{1/2} \quad (7.4)$$

$$B_{Ty} = [(0,5)^2 + (0,3)^2 + (0,5)^2 + (0,4)^2 + (0,5)^2]^{1/2}$$

$$B_{Ty} = \% 1$$

7.2. Güç Ölçümünde Kaynaklanan Hatalar

(B_{w1}) Sistemdeki voltajdan kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,5$

(B_{w2}) Sistemdeki akımdan kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,8$

(B_{w3}) Sistem elemanlarının yerleşiminden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,5$

(B_{w4}) Güç faktörü; $\pm \% 0,9$

$$B_w = [(B_{w1})^2 + (B_{w2})^2 + (B_{w3})^2 + (B_{w4})^2]^{1/2} \quad (7.5)$$

$$B_w = [(0,5)^2 + (0,8)^2 + (0,5)^2 + (0,9)^2]^{1/2}$$

$$B_w = \% 1,4$$

7.3. Debiden Kaynaklanan Hatalar

(B_{m1}) Debimetreden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 1,5$

(B_{m2}) Dijital multimetrelerden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,3$

(B_{m3}) Sistem elemanlarının yerleşiminden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,5$

(B_{m4}) Yazılımdan kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,4$

$$B_m = [(B_{m1})^2 + (B_{m2})^2 + (B_{m3})^2 + (B_{m4})^2 + (B_{m5})^2]^{1/2} \quad (7.6)$$

$$B_m = [(1,5)^2 + (0,3)^2 + (0,5)^2 + (0,4)^2]^{1/2}$$

$$B_m = \% 1,66$$

7.4. COP Değerleri İçin Belirsizlik Analizi

(B_{cop1}) Entalpi değerlerinden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,3$

(B_{cop2}) Güç ölçümünden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 1,4$

(B_{cop3}) Debimetreden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 1,66$

$$B_{cop} = [(B_{cop1})^2 + (B_{cop2})^2 + (B_{cop3})^2]^{1/2} \quad (7.7)$$

$$B_{cop} = [(0,3)^2 + (1,4)^2 + (1,66)^2]^{1/2}$$

$$B_{cop} = \% 2,19$$

7.5. Ekserji Verim Değerleri İçin Belirsizlik Analizi

(B_{n1}) Entalpi değerlerinden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,3$

(B_{n2}) Debimetreden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 1,66$

(B_{n3}) Giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçümlerinden kaynaklanan toplam belirsizlik; $\pm \% 1,7$

(B_{n4}) Entropi değerlerinden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \% 0,3$

$$B_n = [(B_{n1})^2 + (B_{n2})^2 + (B_{n3})^2 + (B_{n4})^2]^{1/2} \quad (7.7)$$

$$B_n = [(0,3)^2 + (1,66)^2 + (1,7)^2 + (0,3)^2]^{1/2}$$

$$B_n = \% 2,41$$

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Şekil 5.1, 5.2 ve 5.3'ü incelediğimizde kompresörler uygulanan sınır şartları zorlandıkça yani yoğuşma sıcaklığı artırılıp, buharlaşma sıcaklığı azaltıldığında COP değerleri düşmektedir. Aynı grafiklerde görüldüğü gibi 30 °C yoğuşma sıcaklığında R-134a soğutucu akışkan ile çalışan yarı hermetik pistonlu kompresör 2,19 – 7,1 COP değerleri arasında çalışırken, bu değerler 40 °C yoğuşma sıcaklığında 1,78 – 5 ve 50 °C yoğuşma sıcaklığında 1,44 – 3,68 değerleri arasındadır. 30 °C yoğuşma sıcaklığında R-134a soğutucu akışkan ile çalışan scroll kompresör ise 2,85 – 7,42 COP değerleri arasında çalışırken, bu değerler 40 °C yoğuşma sıcaklığında 2,05 – 5,43 ve 50 °C yoğuşma sıcaklığında 1,42 – 3,90 değerleri arasındadır. COP değerleri kompresör seçiminde çok önemli rol oynadığı gibi tamamıyla etken olduğu söylenemez. Çünkü kompresörlerin çıkış vanasından çıkan sıcaklıklar ve soğutucu akışkan debisi bu noktada önemli yere sahiptir.

Şekil 5.4, 5.5 ve 5.6 incelendiğinde R-134a akışkanının sistem içerisindeki kütleli debisi diğer akışkanlara göre %40 - %60 daha az miktarda olduğu görülmektedir. Özellikle dış ortam koşulları soğutucu akışkan seçiminde önemli rol almaktadır. Sistemde kullanılan akışkan debisi kompresör çeşitlerinde soğutucu akışkan çeşidine göre daha az fark etmektedir. Örneğin 40 °C yoğuşma sıcaklığında, R-134a soğutucu akışkan kullanılan yarı hermetik kompresörde kütleli debi 104,2 kg/h - 580,01kg/h arasında değişiklik gösterirken, scroll kompresörde 201,74 kg/h – 573,95 kg/h arasındadır. R-404A soğutucu akışkan kullanılan yarı hermetik kompresörde kütleli debi 257,2 kg/h – 958,27 kg/h ve scroll kompresörde 441,81 kg/h – 954,23 kg/h'dir. R-507A soğutucu akışkan kullanılan yarı hermetik kompresörde ise kütleli debi 275,38 kg/h – 1015,76 kg/h ve scroll kompresörde 482,11 kg/h – 1026,76 kg/h'dir.

Şekil 5.7, 5.8 ve 5.9'da gösterilen kompresörlerin basınç vanasından çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları incelendiğinde, yoğuşma sıcaklığı arttıkça aynı buharlaşma sıcaklığındaki kompresörde basınç vanasından çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı artar. Fakat buharlaşma sıcaklığı ile ters orantılıdır. 30 °C yoğuşma sıcaklığında -10 °C buharlaşma sıcaklığından sonra aynı çalışma koşulları altında scroll kompresörün basınç vanasından çıkan sıcaklık daha fazladır. 40 °C yoğuşma sıcaklığında ise -5 °C buharlaşma sıcaklığından sonra scroll kompresörün basınç

vanasından çıkan sıcaklık değerleri daha fazladır. Bu değerler 50 °C yoğuşma sıcaklığında +5 °C'den sonra görülmektedir. Ayrıca yoğuşma sıcaklığı arttıkça scroll kompresör ile yarı hermetik pistonlu kompresörlerin basınç vanasından çıkan sıcaklık farkı oldukça artmaktadır. Buda istenmeyen bir durum olarak kompresör tercihlerinde önemli rol oynamaktadır. Çünkü basınç vanasından çıkan sıcaklığın en fazla +130 °C den fazla olması istenmedik bir durumdur. Bu durumu düzeltmek için sistemde ekstra bir soğutma işlemi (subcooling) yapmamız gerekecektir. Bir diğer yandan basınç vanasından çıkan sıcaklığın çok yüksek olması sistem elemanlarına zarar verebilmektedir. Özellikle yarı hermetik pistonlu kompresörler için kontrol kartları geliştirildi. Bu kartla kompresör basınç vanasından çıkan sıcaklık kontrol altına alınıp istenmeyen sıcaklıklarda kompresör durdurulmaktadır. Kompresörün basınç vanasına yerleştirilen sıcaklık sensörleri 130 °C sıcaklıktan sonra kompresörü durdurmaktadır. Böylelikle kompresör ve sistem elemanlarında meydana gelen problemler engellenmiş olacaktır. Ayrıca 80 °C sıcaklıktan sonra soğutucu fanlar devreye girerek sıcaklığı biraz daha düşürmektedir. Bu kartlar ile kompresörde sadece sıcaklık değil basınç ve yağ kontrolü de sağlanabilmektedir.

Çalışmamızda sistemde kaybolan enerji ve ekserji miktarları hesaplanarak sankey ve grassmann diyagramlarında gösterilmiştir. Örneğin çizelge 6.1'de ekserji ve 6.2'de enerji analiz sonuçları gösterilmiştir. Bu analiz sonuçlarından yararlanılarak şekil 6.1'de sankey diyagramı gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi sisteme enerji kompresör ve evaporatörden girmektedir ve en fazla enerji kondenserde harcanmaktadır. Şekil 6.2'de ise gösterilen Grassmann diyagramında ekserji kayıpları gösterilmiştir. En çok kayıp kondenserde gerçekleşirken en az ise genleşme valfindedir.

Şekil 6.25 ve 6.26 ve 6.27'de 40 °C yoğuşma ve -10 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma sisteminde sistem elemanlarının ekserji verimi ve tersinmezlikleri incelenmiştir. Yarı hermetik pistonlu kompresör için ekserji verimi soğutucu akışkan çeşidine göre değişiklik göstermezken, scroll kompresör için çok az da olsa değişiklikler görülmektedir. Fakat bu sistem elemanları için geçerli değildir. Örneğin evaporatörlerin soğutucu akışkan çeşitlerine göre ekserji verimleri değişiklik göstermektedir. Şekil 6.25 ve 6.28'de görüldüğü gibi sistemde R-134a soğutucu

akışkanı kullanıldığında diğer soğutucu akışkanlara göre daha az tersinmezlikler görülmektedir.

Sekil 6.28 ve 6.29 ve 6.30’da ise 30 °C yoğuşma ve 0 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma sistemi incelenmiş, ekserji verimi en yüksek olan sistem elemanı genleşme valfi ve en düşük ekserji verimi ise evaporatörlerde görülmüştür. Bu sıcaklık aralığında scroll kompresörün ekserji verimi yarı-hermetik pistonlu kompresöre göre daha fazladır. Ayrıca yarı-hermetik pistonlu kompresörlerde tersinmezliklerin daha fazla olduğu görülmektedir.

Bu verilere göre hangi sıcaklık aralığında, hangi tip kompresör ve soğutucu akışkanın tercih edilmesi gerektiği tespit edilebilir. Klima şartlarında scroll kompresörün, daha zor iklim şartlarında yarı hermetik pistonlu kompresörün kullanılmasının daha uygun olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca yüksek buharlaşma sıcaklıklarında R-134a soğutucu akışkanı kullanılabilirken, R-404A ve R-507A soğutucu akışkanları kompresör ve sistemle uyumsuzluklarından dolayı kullanılmamalıdır.

Ayrıca kompresörlerde oluşan ekserji kayıplarını göz önünde bulundurarak bu kayıpları daha az miktarlara indirmenin yolları araştırılmalıdır. Örneğin pistonlardaki sürtünmeler, soğutucu akışkanların kimyasal yapıları, kompresörlerin çevreyle olan ısı alışverişi, gövdelerin, krankların ve valf plakalarının yapısal analizleri gibi konular ele alınmalıdır.

9. KAYNAKLAR

- Akdoğan, A., “Bir Soğutma Sistemindeki Kondenser Kapasitesinin Değiştirilmesinin Enerji ve Ekserji Analizleri İle İncelenmesi”, Bilim Uzmanlık Tezi, **Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Makine Eğitim Anabilim Dalı**, Zonguldak (2007).
- Akgül, M.A., “Dört Kademeli Pistonlu Tip Bir CO₂ Kompresör Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, **Harran Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Şanlıurfa (2011).
- Ansi/Asme, **International’s PTC 19.1- 2013 Test Uncertainty**, Draft XIII, www.asme.org, (10.11.2016).
- Atalay ,H., “Soğutucu Akışkanların Termodinamik ve Termofiziksel Modellemesi”, Yüksek Lisans Tezi, **Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İzmir (2011).
- Aysal V., “Hermetik Pistonlu Soğutma Kompresörlerinde Muhafaza İçindeki Gaz Karışımının Deneysel Olarak İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul (2005).
- Bayram G., Şahin A.Ş., Şentürk S., Kopuz B., “R-404A ve R-407C Soğutkanlarıyla Çalışan Deneysel Buhar Sıkıştırıcı Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi”, **Soğutma Teknolojileri Sempozyumu**, Teskon (2015).
- Bridges, B., Harshbarger, D., W.bullard, C., “Second Law of Refrigerations and Air Conditioners”, **Ashare Transactions**, 107: 103-109 (2001).
- Bulgurcu, H., Asker M., “Soğuk Depo Enerji Verimliliği İçin Kontrol Senaryolarının Geliştirilmesi”, **Soğutma Teknolojileri Sempozyumu** Teskon (2016).
- Chopra K., Sahni V., Mishra R.S.,” Energy, Exergy and Sustainability Analysis of Two – Stage Vapour Compression Refrigeration System”, **Journal of Thermal Engineering**, 1-4: 440-445 (2015).
- Chen Y., Halm, N.P., Groll, E.A. ve Braun, J.E. “Mathematical modeling of scroll compressors-part I: sompression process modeling”, **International Journal of Refrigeration**, 25: 731-750 (2002).
- Cinisli M.F., “Hermetik Kompresörlerde Soğutucu Akışkanların İndikatör Diyagramına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul (2003).
- Çengel, Y. A. ve Boles, A. B., “Thermodynamics”, an engineering approach (5. Baskı), **McGraw Hill**, New York (2001).

- Çerkezoğlu, B., " CO_2 kullanılan kaskad soğutma sisteminin analizi", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2010).
- Hepbaşlı, A., Gürler S., "R134 VE R600a Soğutucu Akışkanlı ev Tipi Buzdolaplarında Ekserji Analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir (2006).
- Hepbaşlı, A., "Thermoeconomic Analysis of Household Refrigerators", *International Journal of Energy Research*, 31: 947-959 (2007).
- Kabul, A., Kızıllan Ö., Yakut A.K., "Gövde Borulu Isı Değiştiricili R-404A Kullanılan Bir Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi", *Journal of Thermal Science and Technology*, 30: 85-93 (2010).
- Kocyiğit N., Bulgurcu H., Lin C.-X., "Fault Diagnosis of a Vapor Compression Refrigeration System With Hermetic Reciprocating Compressor Based on P-H Diagram", *International Journal of Refrigeration*, 45: 44-54 (2014).
- Küçüka S., Bayır E., "Scroll ve Pistonlu Tip Soğutma Kompresörlerinin Kapasite ve Verimlerinin Çalışma Şartları İle Değişimi" Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir (2005).
- Oğuz E., "Hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinde zamana bağlı ısı transferinin kompresör performansına etkisinin incelenmesi", Doktora tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2006).
- Osma E., "Evaporatif soğutma sistemlerinin mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri ile termodinamik ve ekonomik bakımdan karşılaştırılması", Yüksek lisans tezi, *Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (2011).
- Solkane, "Programme of Refrigerations Property", www.solkane.com, (14.04.2016).
- Söğüt, M.Z., Bulgurcu, H., Yalçın , E., "Soğutma Sektöründe Sopotucu Akışkanlara Bağlı Emisyon Envanteri", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 5, 17-20 (2013).
- Şahin Ç., "Hermetik Kompresörlerde Ölü Hacim Miktarının Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2011).
- Top A.B., "Hermetik Kompresörlerde Krank Yatak Tasarımının Sürtünme Kayıplarına Etkisinin İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2012).

- Hak Teknik Bobinaj ve Soğutma Sistemleri San. Ve Tic. Ltd. Şti. 1996.
www.haktenkik.com (15.11.2016).
- Yakar, G., Karabacak R., Deda Altan B., “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri İle Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Etkinlik ve Ekserji Verimlilikleri Yönünden Karşılaştırılması”, *Pamukkale University Engineering College Journal of Engineering Sciences*, 11: 161-169 (2005).
- Yazıcı, H., Selbaş R., “Bir Buharlı Güç Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi”, *Journal of Technical-Online*, 10: 1 (2011).
- Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M., “Energy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems”, *Exergy*, 2: 266-272(2002).



10. ÖZGEÇMİŞ



Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Çağrı ÇAKMAK

Doğum Yeri ve Tarihi : Erzurum/ 1988

Eğitim Durumu

Lisans Öğrenimi : Karadeniz Teknik Üniversitesi

Bildiği Yabancı Diller : İngilizce

İş Deneyimi

Çalıştığı Kurumlar : Gökçeler İç ve Dış Tic. Soğutma Sis. A.Ş.

İletişim

Adres : Bursa

E-Posta Adresi : cgrckmk@gmail.com

Tarih:18/01/2017