



**VRF SİSTEMİNİN OFİS BİNASI UYGULAMASI DURUMUNDA
SİSTEMİN ENERJİ, EKSERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZİNİN
YAPILMASI**

Utku TÜRKMEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EKİM 2016

Utku TÜRKMEN tarafından hazırlanan “VRF SİSTEMİNİN OFİS BİNASI UYGULAMASI DURUMUNDA SİSTEMİN ENERJİ, EKSERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZİNİN YAPILMASI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Başkan: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Üye: Doç. Dr. Cemil YAMALI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Tez Savunma Tarihi: 25/10/2016

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....
Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü V.

ETİK BEYAN

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

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

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

Utku TÜRKMEN

25 / 10 / 2016

VRF SİSTEMİNİN OFİS BİNASI UYGULAMASI DURUMUNDA SİSTEMİN ENERJİ, EKSERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZİNİN YAPILMASI

(Yüksek Lisans Tezi)

Utku TÜRKMEN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ekim 2016

ÖZET

İklimlendirme cihazları, geçmişten günümüze insanoğlunun geliştirmek için çok fazla uğraş gösterdiği sistemlerdir. Günümüzde birçok ısıtma ve soğutma sistemi bulunmaktadır. Değişken soğutucu akışkan debili (VRF) iklimlendirme sistemi de bunlardan biridir. Bu sistemler hem soğutma sistemi hem de ısı pompası olarak kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde aynı anda farklı hava şartları gereken otel, okul ve hastane gibi binalarda kullanımı öne çıkmaktadır. Ayrıca, aynı anda hem ısıtma hem de soğutma yapabilmesi enerji tasarrufu açısından da katkı sağlamaktadır. Bu sistemlerin diğer bir önemli avantajı ise tek bir dış ünite ile birden fazla iç ünitenin çalışabilmesidir. Bu çalışmada, değişken soğutucu akışkan debili (VRF) iklimlendirme sisteminin farklı çalışma koşullarında, debilerde ve soğutucu akışkanlarda gerçekleşen entropi oluşumları ve ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Bu kayıplar neticesinde gerçekleşen ekserji verimleri tespit edilmiştir. Ayrıca, ekserji analizi sonrası sistemin termoeconomik analizi ve ekserji dikkate alınarak maliyet hesabı yapılmıştır. Yapılan çalışma ile VRF sistemlerinin en verimli çalışma koşulları ve en az ekserji kaybını sağlayan soğutucu akışkanlar belirlenmiştir. Çalışma koşulları ve soğutucu akışkanlar dikkate alındığında sistemin ekserji eksenli maliyeti hesaplanmıştır. Yapılan analiz neticesinde, VRF sistemlerinin eş zamanlı ısıtma ve soğutma yaptığı durumun en verimli çalışma koşulu olduğu izah edilmiştir. Ayrıca soğutucu akışkanın ve soğutucu akışkan debisinin ekserji verimi ve ekserji eksenli maliyete etkisi ortaya konmuştur.

Bilim Kodu : 91436

Anahtar Kelimeler : Değişken Debi, Termodinamik Analiz, Soğutucu Akışkan

Sayfa Adedi : 127

Danışman : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

ENERGY, EXERGY AND THERMOECONOMIC ANALYSIS OF VRF SYSTEM
IMPLEMENTED ON OFFICE BUILDING

(M. Sc. Thesis)

Utku TÜRKMEN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

October 2016

ABSTRACT

Air-Conditioning devices are systems that mankind have made a tremendous effort to improve from past to present. Nowadays lots of heating and cooling systems are available. Variable refrigerant flow (VRF) system is one of these systems. These systems can be used both as a cooling system and a heat pump. Due to said functionality, these systems distinguish themselves in the buildings such as hotels, schools or hospitals which need different weather conditions at the same time. Furthermore, with the capability of heating and cooling at the same time, these systems contribute to energy conservation. Another important advantage of these systems is that it is able to operate multiple indoor units with one outdoor unit. In this study, exergy losses and entropy generations of variable refrigerant flow (VRF) system has been evaluated in different working conditions, mass flow rates and refrigerants. Exergy efficiencies that occur as a result of these losses have been determined. Besides, thermoeconomic analysis of the system after the exergy analysis and cost calculation considering exergy have been carried out. With this study, optimum working conditions of VRF systems and refrigerants that has provided minimum exergy losses have been determined. Cost of the system according to exergy has been evaluated considering working conditions and refrigerants. According to analysis, it is explained that the condition in which the VRF system heating and cooling simultaneously, is the most efficient working condition. Also, the effects of refrigerants and mass flow rate of refrigerants to exergy efficiency and cost of the system according to exergy has been revealed.

Science Code : 91436

Key Words : Variable Flow, Thermodynamics Analysis, Refrigerant

Page Number : 127

Supervisor : Assist. Prof. Dr. İbrahim ATILGAN

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca çok önemli yardım ve katkılarıyla bana yol gösteren, bilgi, tecrübe ve önerileriyle bana destek olan danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN'a teşekkür ederim.

Bana bu süreçte destek olan ve her zaman yanımda hissettiğim aileme ve arkadaşlarıma teőekkürü bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI	5
3. TERMODİNAMİK KAVRAMLAR	15
3.1. Genel Kavramlar.....	15
3.2. Enerji Kavramı ve Termodinamiğin I. Kanunu	16
3.3. Entropi Kavramı ve Termodinamiğin II. Kanunu	18
3.4. Ekserji Kavramı	19
3.5. Termoekonomik Analiz	22
4. HAVALANDIRMA VE İKLİMLENDİRME UYGULAMALARI	23
4.1. Havalandırma Uygulamaları.....	23
4.1.1.Havalandırma sistemlerinin çeşitleri.....	23
4.2. İklimlendirme Uygulamaları	25
4.2.1.Soğutma sistemleri	26
4.2.2.Isı pompaları.....	29
4.2.3.İklimlendirme sistemi elemanları.....	32
4.2.4.Merkezi iklimlendirme sistemleri	41

5. DEĞİŞKEN SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ (VRF)	45
5.1. Dış Üniteler.....	52
5.2. İç Üniteler	53
5.3. Borulama.....	54
5.4. Otomasyon.....	55
5.5. Emniyet.....	55
6. SİSTEMİN TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ.....	57
6.1. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları	61
6.2. R134a Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları	63
6.3. R404 Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları.....	66
6.4. R407 Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları	69
6.5. R410a Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları	72
6.6. R507 Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları	75
6.7. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Yüksek Debide Analiz Sonuçları	78
6.8. Termoekonomik Analiz Sonuçları.....	81
7. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	87
7.1. Farklı Çalışma Koşullarına ve Soğutucu Akışkanlara Göre Ekserji Kayıplarının Karşılaştırmaları	87
7.2. Farklı Debilere Göre Ekserji Kayıplarının Karşılaştırmaları.....	94
7.3. Farklı Soğutucu Akışkanlara Göre Ekserji Verimlerinin Karşılaştırmaları.....	95
7.4. Farklı Çalışma Koşulları ve Soğutucu Akışkanlara Göre Termoekonomik Sonuçların Karşılaştırmaları	96
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	99
KAYNAKLAR	103
EKLER.....	109

	Sayfa
EK-1 VRF sisteminin uygulama projesi	110
EK-2 Soğutucu akışkanlara ait basınç-entalpi diyagramları.....	121
ÖZGEÇMİŞ	127



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması	21
Çizelge 4.1. Başlıca soğutucu akışkanlar.....	40
Çizelge 6.1. Çalışma koşullarına göre iç ünitelerin ısıtma/soğutma yapma durumları.....	58
Çizelge 6.2. R22 gazı için sistemin özellikleri	61
Çizelge 6.3. R22 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri.....	61
Çizelge 6.4. R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları	61
Çizelge 6.5. R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları.....	62
Çizelge 6.6. R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi.....	62
Çizelge 6.7. R134a gazı için sistemin özellikleri.....	63
Çizelge 6.8. R134a gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri.....	64
Çizelge 6.9. R134a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları	64
Çizelge 6.10. R134a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları	64
Çizelge 6.11. R134a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi	65
Çizelge 6.12. R404 gazı için sistemin özellikleri	66
Çizelge 6.13. R404 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri.....	67
Çizelge 6.14. R404 gazı yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları	67
Çizelge 6.15. R404 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları	67
Çizelge 6.16. R404 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi	68
Çizelge 6.17. R407 gazı için sistemin özellikleri	69
Çizelge 6.18. R407 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri.....	70

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.19. R407 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları	70
Çizelge 6.20. R407 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları	70
Çizelge 6.21. R407 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi	71
Çizelge 6.22. R410a gazı için sistemin özellikleri.....	72
Çizelge 6.23. R410a gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri.....	73
Çizelge 6.24. R410a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları	73
Çizelge 6.25. R410a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları	73
Çizelge 6.26. R410a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi	74
Çizelge 6.27. R507 gazı için sistemin özellikleri	75
Çizelge 6.28. R507 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri.....	76
Çizelge 6.29. R507 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları	76
Çizelge 6.30. R507 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları	76
Çizelge 6.31. R507 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi	77
Çizelge 6.32. Yüksek debide R22 gazı için sistemin özellikleri.....	78
Çizelge 6.33. Yüksek debide R22 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri.....	79
Çizelge 6.34. Yüksek debide R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları.....	79
Çizelge 6.35. Yüksek debide R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları	79
Çizelge 6.36. Yüksek debide R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi	80
Çizelge 6.37. R22 gazı için termoeconomik analiz sonuçları	83
Çizelge 6.38. R134a gazı için termoeconomik analiz sonuçları.....	83

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.39. R404 gazı için termoekonomik analiz sonuçları	84
Çizelge 6.40. R407 gazı için termoekonomik analiz sonuçları	84
Çizelge 6.41. R410a gazı için termoekonomik analiz sonuçları.....	85
Çizelge 6.42. R507 gazı için termoekonomik analiz sonuçları	85
Çizelge 7.1. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kompresörde gerçekleşen ekserji kayıpları	87
Çizelge 7.2. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında genişleme valfinde gerçekleşen ekserji kayıpları	89
Çizelge 7.3. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında buharlaştırıcıda gerçekleşen ekserji kayıpları	90
Çizelge 7.4. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kondenserde gerçekleşen ekserji kayıpları	91
Çizelge 7.5. Farklı çalışma koşulları ve soğutucu akışkanlar için sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları.....	93
Çizelge 7.6. Farklı debilerde sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları	94
Çizelge 7.7. Farklı soğutucu akışkanlar için sistemde gerçekleşen ekserji verimleri.....	95
Çizelge 7.8. Farklı çalışma koşulları ve soğutucu akışkanlar için termoekonomik analiz sonuçlarının karşılaştırılması	96

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Kapalı sistem	15
Şekil 3.2. Açık sistem (Kontrol hacmi)	16
Şekil 3.3. Ekserji transferi.....	20
Şekil 4.1. Zorlanmış havalandırma sistemi.....	25
Şekil 4.2. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi	27
Şekil 4.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri.....	27
Şekil 4.4. Adsorbsiyonlu soğutma sistemleri.....	28
Şekil 4.5. Hava soğutma sistemi	28
Şekil 4.6. Isı pompasının termodinamiği	29
Şekil 4.7. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası	30
Şekil 4.8. Su kaynaklı ısı pompası	31
Şekil 4.9. Toprak kaynaklı ısı pompası.....	31
Şekil 4.10. Pistonlu kompresör tipleri.....	32
Şekil 4.11. Rotatif kompresör	33
Şekil 4.12. Vidalı kompresör	33
Şekil 4.13. Scroll kompresör.....	34
Şekil 4.14. Hava soğutmalı yoğuşturucu	35
Şekil 4.15. Su soğutmalı yoğuşturucu.....	35
Şekil 4.16. Gövde borulu buharlaştırıcı	36
Şekil 4.17. Koaksiyel buharlaştırıcı	36
Şekil 4.18. Kanatlı buharlaştırıcı	36
Şekil 4.19. Otomatik genleşme valfi.....	37
Şekil 4.20. Termosatik genleşme valfi.....	38
Şekil 4.21. Elektrikli genleşme valfi.....	38
Şekil 4.22. Kılcal boru	39

Şekil	Sayfa
Şekil 4.23. Tamamen havalı sistemler	42
Şekil 4.24. Tamamen sulu sistemler	42
Şekil 4.25. Havalı-sulu sistemler	43
Şekil 5.1. VRF sisteminin şematik gösterimi.....	45
Şekil 5.2. Dört iç ünitenin soğutma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi.....	46
Şekil 5.3. Üç iç ünitenin soğutma ve bir iç ünitenin ısıtma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi	47
Şekil 5.4. İki iç ünitenin soğutma ve iki iç ünitenin ısıtma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi	47
Şekil 5.5. Bir iç ünitenin soğutma ve üç iç ünitenin ısıtma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi	47
Şekil 5.6. Dört iç ünitenin ısıtma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi	48
Şekil 5.7. VRF sisteminin çalışma mekanizması.....	48
Şekil 5.8. Isı geri kazanımlı VRF sistemi	49
Şekil 5.9. Dış ünite.....	52
Şekil 5.10. Duvar tipi iç ünite	53
Şekil 5.11. Kaset tipi iç ünite	54
Şekil 5.12. Y bransman.....	54
Şekil 6.1. Sistemde kullanılan iç ünite.....	57
Şekil 6.2. Sistemde kullanılan dış ünite	57
Şekil 6.3. İç ünitelerin numaralandırılmış şekilde gösterimi	58
Şekil 6.4. R22 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu	62
Şekil 6.5. R22 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı	63
Şekil 6.6. R134a gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu	65
Şekil 6.7. R134a gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı	66

Şekil	Sayfa
Şekil 6.8. R404 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu	68
Şekil 6.9. R404 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı	69
Şekil 6.10. R407 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu	71
Şekil 6.11. R407 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı	72
Şekil 6.12. R410a gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu	74
Şekil 6.13. R410a gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı	75
Şekil 6.14. R507 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu	77
Şekil 6.15. R507 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı	78
Şekil 6.16. Yüksek debide R22 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu.....	80
Şekil 6.17. Yüksek debide R22 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı.....	81
Şekil 7.1. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kompresörde gerçekleşen ekserji kayıpları.....	88
Şekil 7.2. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında genişleme valfinde gerçekleşen ekserji kayıpları.....	89
Şekil 7.3. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında buharlaştırıcıda gerçekleşen ekserji kayıpları.....	90
Şekil 7.4. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kondenserde gerçekleşen ekserji kayıpları.....	92
Şekil 7.5. Farklı çalışma koşulları ve soğutucu akışkanlar için sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları.....	93
Şekil 7.6. Farklı debilerde sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları	94
Şekil 7.7. Farklı soğutucu akışkanlar için sistemde gerçekleşen ekserji verimleri.....	95
Şekil 7.8 Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında termoekonomik analiz sonuçları	96

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
$\dot{C}_{\text{çıkış}}$	Çıkan ekserji maliyet akısı
$\dot{C}_{\text{giriş}}$	Giren ekserji maliyet akısı
$\dot{c}_{\text{çıkış}}$	Sistemden çıkan birim ekserji maliyet akısı
$\dot{c}_{\text{giriş}}$	Sisteme giren birim ekserji maliyet akısı
E_1	Sistemin giriş enerjisi
E_2	Sistemin çıkış enerjisi
E_w	Sistemin ekserji dengesi
$E_{w,\text{ters}}$	Tersinir sistemin ekserji dengesi
$\dot{E}_{X\text{çıkış}}$	Sistemden çıkan ekserji akısı
$\dot{E}_{X\text{giriş}}$	Sisteme giren ekserji akısı
e	İç enerji
h_0	Sistemin ölü haldeki entalpisi
hz	Hertz
kg	Kilogram
kJ	Kilojoule
kW	Kilowatt
m	Metre
\dot{m}	Kütleli debi
\dot{m}_1	Birinci durum için kütleli debi
\dot{m}_2	İkinci durum için kütleli debi
$\dot{m}_{\text{çıkış}}$	Sistemden çıkan kütleli debi
$\dot{m}_{\text{giriş}}$	Sisteme giren kütleli debi
P	Basınç
P_0	Sistemin ölü haldeki basıncı
Q_{1-2}	Sisteme verilen ısı
Q_{buh}	Buharlaştırıcıda gerçekleşen ısı transferi
Q_{komp}	Kompresörde gerçekleşen ısı transferi
Q_{kond}	Kondenserde gerçekleşen ısı transferi

Simgeler	Açıklamalar
Q_{sic}	Yüksek sıcaklıktaki ortama verilen ısı
$Q_{soğ}$	Düşük sıcaklıktaki ortamdan çekilen ısı
S_{gen}	Entropi oluşumu
s	Entropi
s_0	Sistemin ölü haldeki entropisi
T_0	Sistemin ölü haldeki sıcaklığı
T_b	Buharlaştırıcı sıcaklığı
T_y	Yoğuşturucu sıcaklığı
$(T_0 S_{gen})_{buh}$	Buharlaştırıcıda gerçekleşen ekserji kaybı
$(T_0 S_{gen})_{komp}$	Kompresörde gerçekleşen ekserji kaybı
$(T_0 S_{gen})_{kond}$	Kondenserde gerçekleşen ekserji kaybı
$(T_0 S_{gen})_{valf}$	Genleşme Valfinden gerçekleşen ekserji kaybı
u_0	Sistemin ölü haldeki iç enerjisi
v	Özgül hacim
\dot{W}	İş akısı
W_{1-2}	Sistemin gerçekleştirdiği iş
W_{buh}	Buharlaştırıcının gerçekleştirdiği iş
W_{komp}	Kompresörün gerçekleştirdiği iş
W_{kond}	Kondenserin gerçekleştirdiği iş
$X_{çıkış}$	Sistemden çıkan toplam ekserji
$X_{giriş}$	Sisteme giren toplam ekserji
$X_{yıkım}$	Ekserji yıkımı
\dot{Z}_{Cl}	İlk yatırım maliyet akısı
\dot{Z}_{OM}	İşletme ve bakım maliyet akısı
\dot{Z}_{tot}	Toplam maliyet akısı
r	Yıllık çalışma saati
Δh_{buh}	Buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki entalpi farkı
Δh_{komp}	Kompresör giriş ve çıkışındaki entalpi farkı
Δh_{kond}	Kondenser giriş ve çıkışındaki entalpi farkı
$\Delta \dot{m}_{sistem}$	Sistemde meydana gelen kütleli değişim
ΔX_{sistem}	Sistemin toplam ekserji değişimi
$^{\circ}C$	Santigrat derece

Simgeler**Açıklamalar**

μ	Hurda değer oranı
η_2	İkinci kanun verimi
$\dot{W}_{buh,çıkış}$	Buharlaştırıcı çıkışı kütle transferine bağlı ekserji
$\dot{W}_{buh,giriş}$	Buharlaştırıcı girişi kütle transferine bağlı ekserji
$\dot{W}_{komp,çıkış}$	Kompresör çıkışı kütle transferine bağlı ekserji
$\dot{W}_{komp,giriş}$	Kompresör girişi kütle transferine bağlı ekserji
$\dot{W}_{kond,çıkış}$	Kondenser çıkışı kütle transferine bağlı ekserji
$\dot{W}_{kond,giriş}$	Kondenser girişi kütle transferine bağlı ekserji
$\dot{W}_{valf,çıkış}$	Genleşme Valfi çıkışı kütle transferine bağlı ekserji
$\dot{W}_{valf,giriş}$	Genleşme Valfi girişi kütle transferine bağlı ekserji
Ω	İşletme ve bakım faktörü

Kısaltmalar**Açıklamalar**

AC	Yıllık yatırım maliyeti
BMS	Bina yönetim sistemi
COP	Soğutma tesir katsayısı
CRF	Sermaye kurtarma faktörü
DC	Doğru akım
DX	Direk genleşme
EEV	Elektronik genleşme valfi
LPG	Sıvılaştırılmış petrol gazı
PW	Bugünkü değer faktörü
SV	Hurda değeri
TCI	Toplam yatırım maliyeti
VRF	Değişken soğutucu debili akış
WF	Değer faktörü

1. GİRİŞ

Enerji, günümüz dünyasında insanlığın hayatın her aşamasında ihtiyaç duyduğu, en önemli gereksinimlerinden biridir. Dünya nüfusunun artmasıyla, her gün trafikte bulunan binlerce aracın, evlerimizde bulunan cihazların ve her an ihtiyacımız olan iletişim aletlerimizin enerji ihtiyacı her geçen gün katlanarak artmaktadır. Bu sebeplerle günümüzde, yeterli, temiz ve çevreye zarar vermeyen, güvenilir ve sürdürülebilir enerji sağlanması devletlerin en önemli sorunu haline gelmiştir.

Genel olarak iki çeşit enerji kaynağı bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, tükenebilen ve yeniden oluşması uzun zaman alan fosil yakıtlar iken diğeri çevreyi kirletmeyen ve kendini yenileyebilen, yenilenebilir enerji kaynaklarıdır. Dünya’da ve Türkiye’de elektrik enerjisi üretiminde fosil yakıtların kullanım oranı çok yüksektir. Talebin yüksek ve kaynakların sınırlı olması sebebi ile Dünya’da çok ciddi bir enerji sorunu bulunmaktadır.

Ülkemiz ise zengin enerji kaynaklarına ve son yıllarda enerji konusunda yapılan ciddi yatırımlara rağmen, enerji konusunda ihtiyacının büyük bir bölümünü dışardan sağlayan ve büyük oranda dışarı bağımlı bir ülke konumundadır. Ülkemiz ekonomisindeki hızlı büyüme, doğal olarak enerji ihtiyacını artırırken aynı zamanda bu konuda dışa bağımlılığımızı da artırmıştır. Bu dışa bağımlılık ülkemiz ekonomisi ve enerji arz güvenliği açısından bir tehdit oluşturmaktadır. Bu sebeplerle, ülkemizin enerji konusunda geleceğe güvenle bakabilmesi için enerji ihtiyacını mevcut kaynaklarından karşılaması son derece önemlidir. Ancak, bunun yanında kullanılan enerjinin verimli bir şekilde tüketilmesi de önemli bir konudur.

Enerji verimliliği, enerji kullanımını, elde edilmek istenilen şartları koruyarak asgari seviyeye indirmektir. Yani enerji kaynaklarının etkin bir şekilde kullanılması anlamına gelir. Bu da enerji tasarrufu ile ilişkili bir kavramdır. “En ucuz enerji, tasarruf edilen enerjidir.”, sözünden yola çıkarak enerjinin verimli bir şekilde kullanılmasını sağlayacak her türlü tedbir ülkemiz açısından son derece önemlidir.

Son yıllarda artan ekonomik refahın ve gelişen teknolojinin sonucu olarak insanların konfor şartları da bunlarla beraber gelişmiştir. Bunun sonucu olarak da iklimlendirme sistemlerinin hayatımızdaki yeri giderek artmıştır. Ofis binalarında ve evlerimizde klima sistemlerinin kullanımı her geçen gün artmaktadır. Bu sebeple, iklimlendirme sistemleri enerji tasarrufu

konusunda önemli bir yer tutmaktadır. Yüksek verimli ve uygulanacağı bölgeye uygun iklimlendirme sistemi seçimi son derece önemlidir.

İklimlendirme sistemlerinde enerji tasarrufu sağlanabilmesi için, öncelikle enerji analizinin yapılması gerekir. Böylece, sistemin verimi ortaya çıkarılabildiği gibi, kayıplarının da nerede olduğu tespit edilir ve gerekli önlemler alınabilir. Ancak, sistemlerin enerji analizinin yapılması tek başına kesin sonuçları vermekte yetersiz kalacaktır. Bu sebeple, enerji analizi ile birlikte son zamanda önemi gittikçe artan ekserji analizinin de yapılması uygun olacaktır.

Ekserji analizinde net kullanılabilir enerji üzerinden hesaplamalar yapılabildiğinden, entropi oluşumları sonucu kullanılmayan enerji miktarı tespit edilebilecektir. Ayrıca, entropi oluşan bölgelerin tanımı yapılabilecek ve verimin artırılmasını sağlayacak işlemler yapılabilecektir. Ekserji analizi, sistemin performansının belirlenmesi için de son derece önemlidir.

İklimlendirme sistemlerinde enerji ve ekserji analizi yapılarak verimlerin belirlenmesi önemli olduğu kadar, sistemlerin maliyet analizi de son derece önemlidir. Bu konuda, ekserji analizi ile ekonomi prensiplerini birleştiren termoeconomik analiz ile verimli sistem tasarımları ve sistemlerin gerçek maliyetlerinin sağlıklı bir biçimde hesaplanması mümkün olmaktadır. Termoeconomik analiz ile ekserji dikkate alınarak maliyetler hesaplanabilmektedir.

İklimlendirme sistemlerinde, ısının bir yerden alınıp başka bir yere taşınmasında kullanılan soğutucu akışkanlar, sistemlerin verimlilik ve çevreye zarar verme durumlarını etkileyen önemli bir başka unsurdur. Bu akışkanlardan, sistemin verimini artırması beklenirken aynı zamanda doğaya zarar vermemesi de beklenmektedir. Kullanılan akışkanlar sistemlerin verimini doğrudan etkileyebilmektedir. Ayrıca, son zamanlarda çevreye verdikleri zararlardan dolayı bazı soğutucu akışkanların kullanımı konusunda kısıtlamalar ve hatta yasaklar getirilmiştir. Bu sebeplerle, iklimlendirme sistemlerinin enerji ve ekserji analizi yapılırken soğutucu akışkanların da dikkate alınması, farklı akışkanlarda nasıl sonuçlar alındığının gözlenmesi, sağlıklı sonuçlar alınması açısından önem arz etmektedir.

Günümüzde çok çeşitli iklimlendirme sistemleri bulunmaktadır. Son dönemde, yüksek verimleri ve sağladığı konfor şartları ile değişken soğutucu akışkan debili (VRF) iklimlendirme sistemlerinin popülaritesi giderek artmaktadır. VRF sistemleri tek bir dış üniteye birden çok iç ünitenin bağlanabildiği, aynı anda hem soğutma hem de ısıtma yapabilen bir iklimlendirme sistemidir. Bu özellikleri sayesinde aynı zamanda hem ısıtma hem de soğutma ihtiyacı bulunan otel, hastane ve okul gibi binalarda öne çıkmaktadır. Aynı zamanda kurulum kolaylığı ve yüksek verimleri sayesinde ofis binalarının veya yerleşim yerlerinin tamamında göz önüne alınan sistemlerden biridir.

Bu çalışmada, bir ofis binasına uygulanması düşünülmüş, 11 iç ünite ve 2 dış üniteden oluşan değişken soğutucu akışkan debili iklimlendirme sisteminin enerji, ekserji ve termoekonomik analizi yapılmıştır. Bu analiz yapılırken sistemin çalışma koşulları, hangi soğutucu akışkanın kullanıldığı ve soğutucu akışkan debisinin bu analizlere etkisi incelenmiştir.

11 iç üniteden oluşan sistem için öncelikle analiz yapılacak 7 farklı çalışma koşulu belirlenmiştir. Bu çalışma koşullarından ikisi, tüm iç ünitelerin ısıtma ve soğutma yaptığı durumlardır. Diğer çalışma koşulları ise kısmi ısıtma ve soğutma yapılan durumlardır. Bu şekilde farklı çalışma koşullarıyla VRF sistemlerinin en önemli özelliği olan aynı anda farklı ortamlarda eş zamanlı ısıtma soğutma yapabilme kabiliyeti, enerji ve ekserji açısından değerlendirilebilmiştir. 7 farklı çalışma koşulunda, sistemin ana elemanlarında oluşan entropi oluşumları belirlenmiş ve ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Bu çalışma koşullarında gerçekleşen entropi oluşumları, ekserji kayıpları ve verimler belirlenmiş, sistemin hangi çalışma koşulunda daha verimli çalışabileceği tespit edilmiştir.

Belirlenen farklı çalışma koşullarında, sistemden geçen soğutucu akışkan debisi de değişmektedir. Ancak, çalışmada soğutucu akışkan debisinin enerji ve ekserji analizine etkisinin net bir şekilde anlaşılabilmesi için, sistemin aynı soğutucu akışkan ve çalışma koşullarında sadece kapasiteleri, dolayısı ile soğutucu akışkan debisi artırılarak, analiz yapılmıştır. Bu şekilde debinin artmasından dolayı entropi oluşumundaki değişim ve debinin enerji ve ekserji analizine etkisi tespit edilebilmiştir.

Sistemin analizi yapılırken göz önüne alınan bir diğer husus da soğutucu akışkanlar olmuştur. Sistemin aynı çalışma koşullarında, farklı soğutucu akışkanlar kullanılması durumlarında, enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Çalışmada 6 farklı soğutucu akışkan

kullanılmıştır. Bu akışkanlar, R22, R134a, R404, R407, R410a ve R507 dir. Farklı akışkanlar kullanılması durumlarında sistemde meydana gelen entropi oluşumları ve ekserji kayıpları hesaplanmış ve karşılaştırmalar yapılmıştır.

Çalışmada, sistemin enerji ve ekserji analizleri yapıldıktan sonra, sonuçların maliyete etkisinin anlaşılabilmesi için termoekonomik analiz yapılmıştır. Yapılan analizde ekonominin temel prensipleri kullanılmış ve ekserji maliyeti hesaplanmıştır. Çalışmada, 7 farklı çalışma koşulunda, farklı soğutucu akışkan debisinde ve farklı soğutucu akışkan kullanılması durumlarında termoekonomik analiz yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılarak, en verimli sistem şartlarına ulaşılması hedeflenmiştir.

Sonuç olarak, bu çalışmada incelenen sistemin teorik olarak farklı parametrelerde enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve sonuçları değerlendirilmiştir. Kayıpların ve verimsizliklerin hangi çalışma koşullarında ve elemanlarda oluşabileceği konusunda daha gerçekçi sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır. Bu kayıpların ekonomik yönden etkisi incelenmiş ve maliyet analizi yapılmıştır. VRF Sistemlerinin tercih edilirken hangi koşulların göz önüne alınması gerektiği konusunda veriler ortaya konmuştur.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

Yıldırım, çalışmasında iklimlendirme ile ilgili genel bilgiler vermiş, iklimlendirme sistemleri ve iklimlendirme sistem elemanları hakkında çalışma yapmıştır. Ayrıca, değişken soğutucu akışkan debili klima sistemlerinde ekserji analizi yapmıştır. VRF sisteminin ekserji analizini yapmaya yönelik olarak VRF sisteminin performansını ölçen deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Ekserji analizlerinden elde edilen sonuçlar sistemdeki tersinmezlikler ve potansiyel iyileştirme olmak üzere iki ana grupta değerlendirilmiştir. Yapılan çalışma sonunda ele alınan sistemde en fazla tersinmezliğin ve iyileştirme potansiyelinin kondenserde olduğu belirlenmiştir. Sistemde uygulanan ekserji analizinin yanında sisteme ekserjiekonomik analiz yapılması da önerilmiştir [1].

VRF sistemlerinin dış üniteleri biri değişken hızlı olmak üzere iki veya üç adet kompresörden oluşur. VRF sistemlerindeki inverter sürücülü kompresörler geniş frekans aralığında çalışır. İnverter frekansı genel olarak 20-30 Hz ile 105-120 Hz aralığındadır [2].

VRF sistemlerinin en önemli dezavantajlarından biri maliyetidir. Ancak VRF sistemlerinin maliyeti uygulama, kurulum ve bina planına bağlıdır. Ayrıca VRF sistemlerinin havalandırma kapasitesi bulunmadığından ayrı bir havalandırma sistemi gerekmesi de maliyeti artırmaktadır [3].

Aynur, VRF sistemleri ile ilgili çalışmalarını içeren bir literatür çalışması yapmış, sistemin yapısı, iç ünite ve dış ünitelerin konfigürasyonu ile ilgili detaylı bir inceleme ortaya koymuştur [4].

Dyer, hava ve su soğutmalı iki sistemi karşılaştırmış, hava soğutmalının aksine, su soğutmalı sistemlerin soğutma kulesine ihtiyaç duyduğunu belirtmiştir. Çalışmada belirtildiği üzere, soğutma kulesinden plakalı eşanjörleri besleyen soğutma suyunun sıcaklığı genellikle 10°C ile 45°C arasındadır.

VRF sistemlerinde dış ünite ve iç üniteler birbirine soğutucu boruları ile bağlıdır. Günümüzde yağ devre sistemiyle birlikte toplam borulama boyu 1000m'ye kadar çıkabilmektedir.

Hava soğutmalı sistemlerin dış ünitesi için çatıda veya dış alanında yer sıkıntısı olan yüksek ticari binalarda, su soğutmalı VRF sistemleri uygundur. Ayrıca sistemler sessizlik gerektiren binalara da kurulabilir [5].

Xia ve diğerleri, 5 adet iç üniteli çok yönlü 3 borulu VRF sistemi için bir deney sistemi geliştirmiştir. Bu deney sistemi ile yapılan test, iç ve dış ünitelerde bulunan 6 adet kalorimetre ile gerçekleştirilmiştir. COP değerinin, iki kompresörün beraber kullanılması durumunda yüksek olduğu tespit edilmiştir [6].

Masuda ve diğerleri, iki iç üniteli çok yönlü VRF sistemi için bir kontrol metodu geliştirmiştir. Bu yeni kontrol metodu, yüksek soğutma yükü olan odada kurulan iç üniteye soğutucu akışkan debisinin diğerini göre daha fazla olduğunu göstermektedir. Bu metod oda sıcaklığının istenilen sıcaklığa geldiğinde kompresör frekansının azalmasını veya tersi durumda yükselmesini sağlamaktadır. Sonuç olarak, yeni kontrol metodu ile iç ünitelerdeki soğutucu akışkan debisinin birbirinden bağımsız şekilde kontrol edilebilmesi mümkün olmaktadır [7].

VRF Sistemlerinin iç üniteleri genellikle, eşanjör, elektronik genişleme valfi, sıcaklık sensörü ve fan dan oluşur. İlk zamanlar 1-2 iç ünite bir dış üniteye bağlanırken, 1980'lerin sonunda 4-8 iç ünite, 1990'larda 16 iç ünite, 1999'da 32 iç ünite, 2003'te 40 ünite bir adet dış üniteye bağlanabilmiştir. Günümüzde ise 60 ve daha fazla iç ünite tek bir dış ünite ile kontrol edilebilmektedir.

Farklı konfor şartları sunabildiği için çok yönlü VRF sistemlerinin okullarda, otellerde ve ofis binalarında kullanımı son derece yaygındır. Ayrıca hastaneler, bölgeler arası hava karışımının engellenmesi ihtiyacı ile VRF sistemleri için iyi müşterilerdir. Bankalarda ise, kanal sisteminin küçük çapta olması sebebiyle, güvenlik açısından avantaj sağlamaktadırlar. Sistem lüks evlerde veya birden çok ailenin yaşadığı konutlarda da kullanılabilir. Ayrıca, kurulum kolaylığı sayesinde, tarihi binalarda da VRF sistemlerinden faydalanılmaktadır.

2003 mali yılında başlıca VRF üreticilerinden bir tanesi dünya çapında 85500 adet VRF ürünü satmıştır. Bu ürünlerin, %69'u Asya'da, (%46,8 Japonya, %22,2 Çin) %21,9'u Avrupa'da, %6,3'ü Okyanusya'da ve sadece %2,8'i Dünya'nın geri kalanında satılmıştır. Bu veriler Amerika'daki pazarın sınırlı olduğunu gösterir.

VRF sistemlerinin toplam maliyeti aynı kapasitedeki chiller su soğutma grubundan %5-20 daha yüksektir. VRF sistemlerinin maliyeti tek kanallı soğutma sistemlerinden %30-50 daha fazladır. Bir VRF sistemi üreticisi, 1998 yılında İtalya'da, 7 tanesi VRF sistemi kullanan 7 tanesi de chiller/boylar sistemi kullanan 14 binayı ilk yatırım maliyeti ve işletme giderlerini kıyaslamak amacıyla incelemiştir. Nemli, astropikal iklimde ve çalışma yapılan periyotta, VRF sistemlerinin %35 daha az enerji tükettiği, %40 daha az bakım-onarım maliyeti çıkardığı görülmüştür. Ancak, ilk yatırım maliyeti VRF sistemlerinde chiller/boylar sistemlerine göre yüksek gerçekleşmiştir.

200 tonluk bir soğutma sistemi için VRF sistemleri, chiller grubu sistemlerine göre %30-40 enerji tasarrufu sağlamıştır. Aynı kapasite de VRF sistemlerinde kurulum maliyeti chiller su soğutma grubuna göre %8, chiller hava soğutma grubuna göre %16 daha fazla gerçekleşmiştir. Enerji kullanımı ve kurulum maliyeti birlikte hesaplandığında, VRF sistemlerinin yatırım geri dönüş süresi, hava soğutmalı sisteme göre 16 ay, su soğutmalı sisteme göre 8 ay olarak gerçekleşmiştir [8].

Hai ve diğerleri, 30 kW anma kapasiteli 3 borulu çok yönlü VRF sistemi üzerine çalışmıştır. Sistem, R22 soğutucu akışkanı kullanan ve hepsi farklı kapasitede 5 iç üniteye sahip bir sistemdir. Deneysel çalışmalar sonucu, kararlı şartlar altında sistemin COP değerlerinin eşzamanlı ısıtma-soğutma modunda yüksek olduğu ortaya konmuştur [9].

Li ve diğerleri, su ve hava soğutmalı VRF sistemleri ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Hava soğutmalı VRF sistemleri ortamdaki hava ile soğutulurken, su soğutmalı sistemler ise su ile soğutulur. Su soğutmalı sistemlerde plaka tipi ısı değiştiricisi mevcutken, hava soğutmalı sistemlerde yüzgeçli tip ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Hava soğutmalı VRF sistemlerinde olduğu gibi su soğutmalı sistemlerde de birden çok iç ünite bir dış üniteye bağlanabilir [10].

Aynur ve diğerleri, VRF sistemlerinin ofis uygulamasındaki performansları ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Sisteme iki farklı kontrol modu uygulanmıştır. Bireysel kontrol modunda, bütün iç üniteler kendi termostatları ile kontrol edilmiştir. Ana kontrol modunda ise, bütün iç üniteler ofis ortamının merkezine konulan tek bir termostat vasıtası ile kontrol edilmiştir. Sonuçta, bireysel kontrol modunda, ana kontrol moduna göre hem daha iyi ısıl konfor hem de daha fazla verim elde edilmiştir.

VRF sistemlerinde, iç üniteye bulunan sıcaklık sensörü, gerçek hava sıcaklığı ile termostat sıcaklığını karşılaştırmak için kullanılır. Sıcaklık farkına göre, iç üniteye giden soğutucu akışkan debisi ayarlanır. Böylece, termostat sıcaklığı ve gerçek ortam sıcaklığına göre, her bir iç ünite birbirinden bağımsız bir şekilde kontrol edilir, bazıları kapatılırken diğerleri çalışmasına devam edebilir. Bunun sonucunda, farklı bölgeler birbirinden bağımsız sıcaklıklara sahip olabilir [11].

Hai ve diğerleri, buz depolama tanklı çok yönlü VRF sistemi üzerine araştırma yapmış ve yeni bir sistem tasarlamıştır. Buz depolama tankı ile birlikte ekstra 30°C alt soğutma sağlanmış ve bu durum enerji veriminde %25 oranında artış sağlamıştır. Shanghai'daki elektrik fiyatları göz önüne alındığında bu sistemin yatırım geri dönüş süresi 3 yıl olarak hesaplanmıştır [12].

Aynur ve diğerleri, değişen dış hava koşullarında VRF sistemine entegre bir ısı geri kazanımlı havalandırma sistemi kullanarak, bunun ısı konforu, enerji tüketimine ve sistemin verimine etkisini incelemiştir. Bu araştırma, havalandırma sisteminin iklimlendirilen ortamdaki sıcaklık kontrolüne etkisinin olmadığını ortaya koymuştur. Ayrıca, havalandırma sisteminin dış ünitenin enerji tüketimini artırmasına rağmen (havalandırma sistemi destekli VRF sistemi diğerine göre %27,8 daha fazla enerji tüketmiştir), VRF sisteminin verimine önemli bir katkısı olmadığı gözlemlenmiştir [13].

Aynur ve diğerleri, VRF sistemine, havalandırma sistemi ve rejeneratif ısı pompası destekli kurutucu entegre ederek, iki sisteme performans testi uygulamıştır. Bu durumda rejeneratif ısı pompası destekli kurutucu kullanan sistem daha iyi konfor şartı ve daha iyi nem kontrolü sağlamıştır. Ayrıca, ısı pompası destekli kurutucunun soğutma yüküne yaptığı katkı ile birlikte VRF sistemi %26,3 daha az enerji tüketmiştir. Üç modda çalışması incelenmiştir; havalandırmasız, ısı pompası destekli kurutucu ile birlikte, ısı pompası destekli kurutucu ve nem alma ile birlikte. Araştırma sonuçları, VRF sistemlerinde ısı pompası destekli kurutucu kullanılmasının uygun olduğunu göstermiştir [14].

Çamdalı ve Tunç, termoeconominin temel prensipleri ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, ekserji destekli maliyet minimizasyonu yapılmıştır. Yapılan çalışmada, termoeconominin ekserji üzerindeki etkisi incelenmiştir [15].

Can, ortam, ölü hal, açık sistem ekserjisi, ısı transferinin ekserji eşdeğeri gibi termodinamik kavramları açıklamış, soğutma elemanları üzerindeki ısı transferlerini detaylandırmıştır. İklimlendirme sistemlerinde bulunan soğutma elemanlarının ekserji analizini yapmış, ekserji kaybını en aza indirmek için temel prensipler üzerine çalışma yapmıştır. Ayrıca, soğutma elemanlarının ekserji eksenli optimizasyonunu yapmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonucunda, soğutma elemanlarından geçen kütleli debideki artış ile tersinmezliğin arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca çalışmada, soğutma elemanlarında, termoeconomik olarak kabul edilebilir işletme koşulları belirlenmiştir [16].

Doğan, VRF sistemlerinin yaz ve kış iklim şartlarında çalışma koşulları ile ilgili bilgiler vermiş, su kaynaklı bir VRF sistemini detaylı bir şekilde incelemiş, ayrıca su kaynaklı VRF sisteminin toprak kaynaklı bir sistem olarak kullanılabilirliğinden bahsetmiştir. Sistemin bir alış-veriş merkezinde uygulaması incelenmiş, aynı ortamda klasik bir sistem ile karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmada, sistem tercihi yapılırken su kaynaklı ve hava kaynaklı sistemler arasından doğru seçimin önemi hakkında bilgi verilmiştir [17].

Eyriboyn, ısı geri kazanımlı değişken soğutucu akışkan debili (VRF) klima sisteminin termodinamik analizini yapmıştır. Analiz için 4 iç ünite ve 1 adet dış üniteden oluşan bir VRF sistemi seçilmiştir. Sistemin 5 farklı çalışma koşulu incelenmiştir. Bu koşullar, bütün iç ünitelerin soğutma yapması, 3 iç ünitenin soğutma 1 iç ünitenin ısıtma yapması, 2 iç ünitenin soğutma 2 iç ünitenin ısıtma yapması, 1 iç ünitenin soğutma 3 iç ünitenin ısıtma yapması ve bütün iç ünitelerin ısıtma yapması durumlarından oluşmaktadır. Sistemi oluşturan elemanlara termodinamiğin I. kanunu uygulanmıştır. Bu hesaplama sonucunda, farklı çalışma koşullarında ısı yükleri ve debiler bulunmuş, sistemin farklı çalışma koşullarındaki verimi ile ilgili sonuçlara ulaşılmıştır. Ayrıca, farklı çalışma koşullarında akışkan debisinin nasıl ayarlandığı ortaya konmuştur [18].

Savaşan, merkezi ve bireysel ısıtma sistemlerinin termoeconomik analizini yapmıştır. Isıtma sistemleri ve termodinamiğin I. ve II. yasası ile ilgili genel bilgiler vermiş, entropi ve ekserji kavramlarını detaylı olarak açıklamıştır. Aynı ortam şartlarında, hem merkezi hem de bireysel ısıtma sistemleri incelenmiştir. Oluşan farklar ortaya konmuş, bireysel ve merkezi ısıtmaların ekonomik yönden analizi yapılmıştır. Yapılan çalışmanın sonucunda, sadece ısıtma göz önüne alındığında bireysel sistemin daha düşük işletme giderine sahip olduğu, birim ekserji maliyetleri göz önüne alındığında bireysel sistemin merkezi sisteme göre daha

avantajlı olduğu ve ekserji kaybı incelendiğinde bireysel sistemin daha düşük değerler ortaya koyduğu tespit edilmiştir [19].

Akdağ, CO₂ soğutkanlı bir soğutma sisteminin termodinamik ve termoeekonomik analizini yapmıştır. Soğutma sistemindeki bütün elemanlar için I. ve II. kanun analizini uygulamıştır. Tersinmezlik nedenlerini incelemiştir. Basınca ve sıcaklığa bağlı tersinmezlik değişimlerini tespit etmiştir. Sistemin ikinci yasa verimini hesaplamıştır. Sistem elemanlarının tamamının ayrı ayrı termoeekonomik açıdan optimizasyonunu yapılmıştır. Farklı sıcaklıklarda ısı değiştiricilerin optimum ısı transferi alanları belirlenmiştir [20].

Cimşit, absorbsiyonlu buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma çevrimlerinin termodinamik ve termoeekonomik analizleri üzerine bir çalışma yapmıştır. Sistemin termodinamik I. kanun analizini yapmıştır. Ayrıca, sistem elemanlarının farklı sıcaklıklara göre analizi yapılmıştır. Açık ve kapalı sistemlerin entropi analizi ile ilgili bilgiler verilmiş, sistemin farklı soğutucu akışkan çiftlerinde termodinamik II. kanun analizi yapılmıştır. Sistemin iki farklı soğutucu akışkan çifti ile çalışması durumlarında ekserji analizi ve termoeekonomik optimizasyonu yapılmıştır [21].

Yıldırım, iklimlendirme sistemlerinde termodinamik II. kanun çerçevesinde ekserji analizi yapmıştır. İklimlendirme sistemlerinin ana proseslerinin analizleri yapılmış daha sonra ekserji verimleri karşılaştırılmıştır. Ekserji kavramı ısı, mekanik ve kimyasal ekserji olarak üç şekilde incelenmiştir. Ekserji analizi ile iklimlendirme sistemlerinin performansının optimize edilmesinin mümkün olduğu ortaya konmuştur [22].

Çevrimli, güneş enerjisi destekli soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Genel olarak termodinamik analizden bahsedilmiş, enerji analizi, ekserji analizi ve enerji/ekserji verimlerinin hesaplanması ile ilgili formüller verilmiştir. Güneş enerji sistemi ile entegre absorbsiyonlu soğutma sisteminin ayrı ayrı enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Gece ve gündüz çalışma durumları karşılaştırılmıştır. En yüksek ve en düşük ekserji verimi olduğu durumlar tespit edilmiştir. Çalışmada, alt sistemlerin ayrı ayrı kullanımının yerine birbirine entegre şekilde kullanımının enerji ve ekserji verimlerini arttırdığı tespit edilmiştir [23].

Piacentino ve Cardona, değişken enerji yüklü sistemlerin termoeekonomik analizini yapmıştır. Termodinamik ve termoeekonomik analiz, maliyet tahmininde, optimum sistem dizaynında ve sistemde meydana gelecek sorunların anlaşılmasında farklı bir çözüm yolu olduğu belirtilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, değişken yüklü sistemlerin analizinde kullanılmak üzere bir metot geliştirmişlerdir [24].

Calışkan ve diğerleri, Maisotsenko çevrimi prensibine dayalı yeni bir hava soğutucusunun sabit çevre sıcaklığı ve 9 farklı ölü sıcaklık durumlarında enerji, ekserji, termoeekonomik ve çevresel analizini yapmıştır. Enerji analizinde soğutma tesir katsayısı ve soğutma kapasitesi hesaplanmıştır. Ekserji analizinde ise ekserji kayıpları ve ekserji verimleri hesaplanmıştır [25].

Sakulpipatsin ve diğerleri, iklimlendirme sistemlerinin ekserji analizi ile ilgili bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada, binaların ve iklimlendirme sistemlerinin ekserji hesaplarını yapan bir modelin geliştirildiği ve bu çalışmada uygulanan modelin daha önceki bir modelin aksine, hem ısıtma hem de soğutma ihtiyacı olduğu durumlarda hesap yapabildiği belirtilmiştir. Bu metodun, aynı zamanda ısıtma ve soğutma ihtiyacı olan binalarda, kompleks ekserji analizi yapabilmenin yolunu açtığı ortaya konmuştur [26].

Vakiloroaya ve diğerleri, iklimlendirme sistemlerinde enerji tasarrufu sağlayan farklı stratejiler hakkında bir çalışma yapmıştır. Çalışmada farklı sistem elemanlarının birbirleriyle kombine olarak kullanılması, yani bilinen iklimlendirme elemanları ile farklı konfigürasyonlar yapılması ile verimin artırılabil-diği belirtilmiştir. Bu çalışmada iklimlendirme sistemi elemanlarının farklı konfigürasyonları ile enerji tasarrufu sağlamasının çeşitli yolları gösterilmiştir [27].

Derbentli, iklimlendirme sistemlerinde uygulanan ekserji analizlerini içeren literatür çalışması yapmıştır. Çalışmasında, daha önce yapılmış 11 çalışmayı incelemiştir. Bu çalışmalar içerisinde, iki kanallı, tek kanallı ve fan-coilli üç sistemin ekserji çözümlemesi, iklimlendirme sistemleri ile ilgili ekserji verimleri, ekserji giriş ve çıkışlarının hesaplanarak ekserji bilançosunun oluşturulması, kümülatif ekserji tüketimi ifadesi ile ofis binasında değişik iklimlendirme sistemlerinin bu ifadeye göre incelenmesi, değişken hava debili sisteminin iki farklı çalışma koşulu için ekserji çözümlemesi, sabit ve değişken debili hava

dağıtım sistemlerinin birinci ve ikinci yasaları kullanarak karşılaştırılması bulunmaktadır [28].

Lin ve diğerleri, su soğutmalı bir iklimlendirme sisteminin termoekonomik analizini yapmıştır. Çalışmada, termoekonomik analize yeni bir perspektiften bakılmış, yoğun ve boş zamanlardaki enerji fiyat farkının tasarruftaki önemi gösterilmiş, ayrıca termodinamik performansın tasarruf üzerindeki etkisi net bir şekilde ortaya konmuştur. Çalışmada, enerji tasarrufunda termodinamik performansın, yoğun ve boş zamanlardaki enerji fiyat farkı kadar önemli olduğu belirtilmiştir [29].

Kılıçarslan ve Hoşöz, kaskad soğutma sistemlerinde, farklı soğutucu çift kullanılması durumlarında enerji ve tersinmezlik analizleri yapmıştır. R152a–R23, R290–R23, R507–R23, R234a–R23, R717–R23 ve R404a–R23 soğutucu çiftleri kullanılması durumlarında sistemin soğutma tesir katsayıları ve tersinmezlikleri hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklığının yükseldiği durumlarda bütün soğutucu çiftlerde, soğutma tesir katsayısının yükseldiği ve tersinmezliğin azaldığı tespit edilmiştir. Çalışmada, R717–R23 soğutucu çiftinin, sistem için en avantajlı çift olduğu belirtilmiştir [30].

Mosaffa ve Farshi, termal kaynaklı bir iklimlendirme sisteminin ekserjiekonomik ve çevresel analizini yapmıştır. Sistemde RT27, S27 ve SP25 olmak üzere üç farklı faz değiştirici malzeme kullanılmıştır. Sistemin üç farklı faz değiştirici malzeme kullanılması durumlarında enerji, ekserji ve termoekonomik analizi yapılmıştır. Çalışma sonucunda, SP25 kullanılması durumunda en yüksek soğutma tesir katsayısına, RT27 kullanılması durumunda en yüksek ekserji verimine ve S27 kullanılması durumunda ise en düşük maliyete ulaşıldığı tespit edilmiştir [31].

Tu ve diğerleri, birden fazla kompresör bulunan değişken soğutucu akışkan debili iklimlendirme sisteminde kapasite kontrolü ile ilgili bir araştırma yapmışlardır. Çalışmada, kapasite kontrolünün kararlılık, enerji tasarrufu ve konfor konusunda son derece etkili olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, sistemin 55-75 Hz aralığında en yüksek enerji verimi sağladığı tespit edilmiştir. Daha yüksek ve daha düşük frekans bantlarında sistemin veriminin düştüğü gözlemlenmiştir. Gürültü testinde ise, frekans değerinin yükseldiği durumlarda gürültünün de yükseldiği tespit edilmiştir. Çalışmada en uygun frekans değerine, verim ve gürültü değerlerinin bir arada değerlendirilebilmesi sonucu ulaşılabileceği ortaya konmuştur [32].

Wei ve Zmeureanu, ofis binasına uygulanan değişken hava debili sistemin ekserji analizini yapmıştır. Değişken hava debili sistemin ısıtma ve soğutma durumlarında analizleri yapılmıştır. Ekserji analizi için matematiksel bir metot geliştirilmiştir. Sistemin her ay için ayrı ayrı enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Çalışma sonuçları, ısıtma döneminde (Aralık-Şubat) sistemin enerji ve ekserji veriminin en yüksek olduğunu ortaya koymuştur. Soğutma döneminde (Haziran-Eylül) ise, sistemin enerji ve ekserji verimleri en düşük olarak tespit edilmiştir [33].

Padilla, değişken soğutucu debili iklimlendirme sistemi ile ilgili deneysel bir çalışma yapmış ve sistemin ekserji analizini hesaplamıştır. Sonuçlarda, iç ünite ile dış ünite arasındaki hatlarda sürtünmeden dolayı basınç kaybı meydana geldiği belirtilmiştir. Bu basınç düşmelerinin sebep olduğu ekserji kayıpları hesaplanmıştır. En çok basınç düşmesinin en yüksek soğutma yüküne sahip iç üniteye olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, çalışmada sabit hızlı kompresör ile inventer teknolojisine sahip kompresörler karşılaştırılmıştır [34].

Kabul ve Alkan, farklı soğutucu akışkanlar için toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik ve termoeekonomik analizini yapmıştır. Soğutucu akışkan olarak R22, R404A, R410A, R134a, R290 ve R600a gazları kullanılmıştır. Belirli çalışma şartlarında, soğutma tesir katsayısı, ekserji verimi ve sistemin tersinmezliği gibi parametreler hesaplanmıştır. Sistem performansını etkileyen buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının optimum değeri ile bu optimum sıcaklık değerlerine karşılık gelen optimum eşanjör boyutları hesaplanmıştır. Çalışmada yapılan hesaplamalar sonucunda, bütün soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığı ve kompresör verimi yükseldikçe, soğutma tesir katsayısı ve ekserji verimi gibi değerlerin arttığı, tersinmezlik değerinin ise azaldığı belirtilmiştir [35].

Rezayan ve Behbahaninia, kaskad soğutma sisteminin ekserji analizini ve termoeekonomik optimizasyonunu yapmıştır. Sistemin termoeekonomik optimizasyonu için yıllık maliyet ölçü olarak alınmıştır. Bu yıllık maliyete, ilk yatırım maliyetinin yıllık oranı ve tüketilen elektrik enerjisinin maliyeti dahildir. Çalışma sonucunda, sistemin yıllık maliyetinin en aza indirilmesi hedeflenmiştir. Sonuçlar, sistemin sabit 40kW soğutma kapasitesi koşulunda minimum yıllık maliyete ulaştığını göstermiştir. Ayrıca, sistemin optimize edilmesi ile en yüksek ekserji kaybının kondenserde olduğu tespit edilmiştir. Sistemin optimize edilmesi ile yıllık maliyetin %9-10 oranında azaltılabileceği ortaya konmuştur [36].

Yıldız, bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji, ekserji ve termoekonomik analizini yapmıştır. Sistemin, elektrik ve LPG ile çalışması durumlarında, enerji ve ekserji performanslarını karşılaştırmıştır. Ayrıca, sistemin elektrik ve LPG ile çalışma durumları için ayrı ayrı birim ekserji maliyetlerini bulmuş ve karşılaştırmıştır [37].



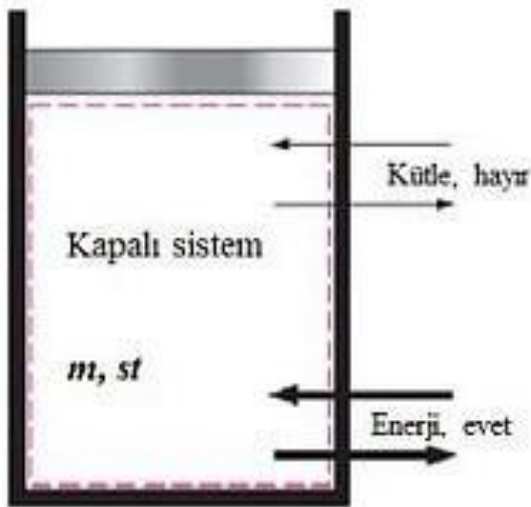
3. TERMODİNAMİK KAVRAMLAR

“Termodinamik” sözcüğü, Latince therme (ısı) ve dynamis (güç) sözcüklerinden türetilmiştir. Termodinamik, enerji ve enerjinin şekil değiştirmesi ile uğraşan bilim dalı olarak tanımlanabilir. Tüm mühendislik alanları, madde ile enerji arasındaki etkileşim ile ilgili olduğundan, birçok çalışma alanı termodinamiği ilgilendirir. Termodinamik, otomobillerden uçaklara ve uzay araçlarına, elektrik güç santrallerinden iklimlendirme sistemlerine ve bilgisayarlara kadar çok geniş uygulama alanlarına sahiptir.

3.1. Genel Kavramlar

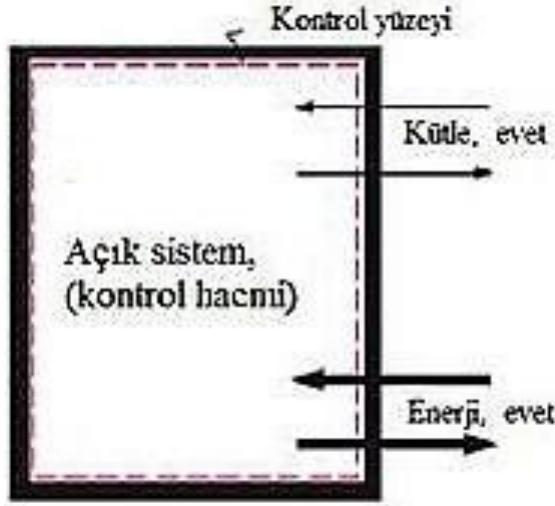
Termodinamik sistem, kütle ve enerji transferlerinin incelendiği bölge olarak tanımlanabilir. Bu sistemin dışında kalan ve sistemle etkileşim halinde olan her şeye de çevre denir. Çevre sistem ile ilgili ölçümlerin yapıldığı yerdir. Sistem ile çevreyi ayıran sınıra sistem sınırı denir.

Bir sistem kapalı ve açık olmak üzere iki biçimde olabilir. Sınırlarından kütle geçişi olmayan ancak enerji, iş veya ısı biçiminde geçişe izin veren sisteme kapalı sistem adı verilir. Kapalı sistemin hacminin sabit olması gerekmez. Ayrık sistemler ise, kapalı sistemlerin alt kümesi olup, kütle geçişinin yanında enerji geçişine de izin vermez.



Şekil 3.1. Kapalı sistem [38]

Açık sistem ya da kontrol hacmi, problem çözümü için seçilmiş bölgedir. Kontrol hacmi genellikle kütle akışının meydana geldiği kompresör, türbin, lüle gibi elemanları içine alabilir. Kütle ve enerji, kontrol yüzeyi adı verilen kontrol hacminin sınırları içerisinde geçebilir.



Şekil 3.2. Açık sistem (Kontrol hacmi) [38]

Bir sistemin ölü hal durumunda olması, çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelmektedir. Sistem ölü halde iken çevresiyle eşit sıcaklık ve basınçtır. Yani ısı ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Ölü halde iken sistem çevre ile kimyasal reaksiyona giremez. Sistemin ölü haldeki özellikleri P_0 , T_0 , h_0 , u_0 ve s_0 'dır. Ölü hal durumunda $P_0 = 1$ atmosfer ve $T_0 = 25$ °C'dir [38].

3.2. Enerji Kavramı ve Termodinamiğin I. Kanunu

Enerji, değişikliklere yol açan bir etken olarak veya başka bir ifade ile iş yapma yeteneği olarak tanımlanabilir. Enerji ısı, kinetik, potansiyel, elektrik, manyetik, kimyasal, nükleer gibi değişik biçimler alabilir; bunların tümünün toplamı, sistemin toplam enerjisini oluşturur [38].

Bilim adamları öncelikle birinci, ikinci ve üçüncü olmak üzere üç termodinamik kanun ortaya çıkarmışlardır. Ancak daha sonra daha temel bir kanun olan termodinamiğin sıfıncı kanununu ortaya çıkarmışlardır.

Sıcak bir cisim ile soğuk bir cismin birbirine temas ettirilmesi halinde, bir süre sonra ikisinin de aynı sıcaklığa sahip olacağı, termodinamiğin sıfıncı kanunu ile ilgilidir. Farklı kütlelerde de olsalar, iki cisim ısı denge haline gelene kadar sürekli olarak ısı alışverişinde bulunurlar. Sıfıncı kanuna göre herhangi iki nesne üçüncü bir nesne ile ısı denge halinde ise, o zaman bu iki cisim kendi arasında da ısı denge halindedir [39].

Termodinamiğin birinci yasasında, enerjinin var veya yok edilemeyeceği, sadece biçim değiştirebileceği belirtilmiştir. Termodinamiğin birinci yasası doğanın en temel kanunlarından biridir. Bu ilke deneysel verilere dayanır ve termodinamiğin birinci yasası ya da enerjinin korunumu ilkesi olarak bilinir. Buhar makineleri, diğer ısı üretim makineleri ve yakıtlı motorlar gibi enerji dönüşüm makineleri bu yasanın kuralları içerisinde, enerjinin işe dönüştürülmesinden faydalanarak çalışmaktadırlar [38].

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = E_2 - E_1 \quad (3.1)$$

Genel bir ifade ile termodinamiğin birinci yasası Eş. 3.1'de verilmiştir. Burada Q_{1-2} sisteme verilen ısıyı, W_{1-2} ise sistemin gerçekleştirdiği işi göstermektedir. $E_2 - E_1$ ifadesi ise enerji değişimini göstermektedir [40].

Isı, iki sistem arasında sıcaklık farkından dolayı meydana gelen enerji geçişi olarak tanımlanmıştır. Isı geçişinin olmadığı bir hal değişimi adyabatik olarak adlandırılmıştır [38].

İletimle (kondüksiyon) ısı transferi, taşınım (konveksiyon) ısı transferi, ışınlama (radyasyon) ısı transferi olmak üzere 3 şekilde ısı transferi bulunmaktadır [39].

İş de ısı gibi sistemle çevre arasındaki bir enerji geçişidir. İş bir kuvvetin belirli bir yol boyunca etkide bulunması sonucu aktarılan enerjidir [38].

Moleküllerdeki hareket ısının artmasıyla birlikte artar. Bu sebeple, ısı bir moleküller hareketi olarak adlandırılabilir. Sisteme alınıp verildiğinde kendini sıcaklık değişimi ile gösteren ısı, duyulur ısıdır. Bir cismin sıcaklığını değiştirmeksizin faz durumunu değiştirmek için alınan veya verilen ısı gizli ısıdır. Sıcaklık ise maddenin ısı yoğunluğunu ifade eder [39].

Kütle de, enerji gibi korunum yasasına uyar, var veya yok edilemez. Buna kütlelerin korunumu ilkesi denir. Sisteme giren ve çıkan kütlelerin eşit olması, termodinamik sistemlere kütlelerin korunumu ilkesinin uygulanmasıdır.

$$m_{giriş} - m_{çıkış} = \Delta m_{sistem} \quad (3.2)$$

Kütlelerin korunumu yasası Eş.3.2'de verilmiştir. Burada, $m_{giriş}$ sisteme giren kütle, $m_{çıkış}$ ise sistemden çıkan kütle ifade etmektedir. Δm_{sistem} ise sistemde meydana gelen kütle değişimini göstermektedir [38].

3.3. Entropi Kavramı ve Termodinamiğin II. Kanunu

Termodinamiğin ikinci yasası, hal değişimlerinin hangi yönde gerçekleşebileceğini belirlerken, enerjinin niteliği yanında niceliği olduğuna da değinir. Bir hal değişim termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına uyarak gerçekleşebilir. Termodinamiğin birinci yasası hal değişimlerinin yönü üzerinde herhangi bir kısıtlama koymaz. Ancak, birinci yasanın sağlanması hal değişiminin gerçekleşeceği anlamına gelmez.

Tersinir hal değişimi, bir yönde gerçekleştikten sonra, çevre üzerinde hiç bir etki bırakmadan ters yönde de gerçekleşebilen hal değişimleridir. Hal değişimleri gerçekleştikten sonra, aynı etkileşimleri ters yönde gerçekleştirerek ilk haline dönmesi olanaksız olan hal değişimlerine tersinmez hal değişimleri denir. Başka bir deyişle, tersinir olmayan hal değişimlerine tersinmez hal değişimleri denir. Bir hal değişiminin tersinmez olmasına neden olan etkilere tersinmezlik denir. Sürtünme, dengesiz genişleme, iki gazın karıştırılması, elektrik direnci ve kimyasal reaksiyonlar bu etkenler arasındadır [38].

Termodinamiğin ikinci yasasına göre tüm doğal enerji dönüşüm süreçleri tersinmezdir. Dolayısıyla, ısı enerjisi hiçbir zaman tümüyle mekanik enerjiye dönüşmez. Bu tanıma göre; ısı enerjisinin bir kısmının yok olduğu anlamı çıkmaz. Bunun anlamı, ısı enerjisinin bir kısmının iş üretme yeteneğinin olmayışıdır. Isı enerjisinden maksimum değerde iş elde etme miktarı Carnot verimi ile ölçülür. Carnot veriminin büyüklüğü ise sıcak ve soğuk kaynakların sıcaklıklarına bağlıdır [19].

Entropi, moleküler düzensizlik veya moleküler rastgelelik olarak adlandırılabilir. Enerji dönüşümü sırasında ortaya çıkan düzensizlikler, aynı zamanda entropi kavramının ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Entropi oluşumları incelenirse, bir hal değişimi sırasında sistemin entropisi her zaman artar, ancak hal değişiminin tersinir olması durumunda sabit kalır. Bir başka deyişle sistemin entropisi hiç bir zaman azalmaz. Bu entropinin artış ilkesi olarak adlandırılır [38].

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS}{dx} - \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{\text{çıkış}} \dot{m}s - \sum_{\text{giriş}} \dot{m}s \geq 0 \quad (3.3)$$

$$S_{gen} = 0 \text{ (Tersinir Proses)} \quad (3.4)$$

$$S_{gen} > 0 \text{ (Tersinmez Proses)} \quad (3.5)$$

$$S_{gen} < 0 \text{ (İmkansız Durum)} \quad (3.6)$$

Entropi oluşumu, Eş 3.3'te verilmiştir. Burada $\frac{dS}{dx}$ ifadesi kontrol hacmi içerisindeki entropi değişimini, $\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i}$ ifadesi ısı transferi sebebi ile gerçekleşen entropi oluşumunu ve " $\sum_{\text{çıkış}} \dot{m}s - \sum_{\text{giriş}} \dot{m}s$ " ifadesi ise kütle transferi sebebi ile gerçekleşen entropi oluşumunu göstermektedir [40].

Termodinamiğin üçüncü kanununa göre, bir madde mutlak sifıra kadar soğutulamaz. Termodinamiğin üçüncü kanunu entropinin hesaplanabilmesi için bir referans noktası oluşturur. Bu referans noktasına göre verilen entropi değerleri mutlak entropi olarak adlandırılır [38].

3.4. Ekserji Kavramı

Termodinamik bakış açısından ekserji; bir referans çevreyle denge haline gelirken, bir sistem ya da madde veya enerji akışıyla üretilebilecek maksimum miktarda iş olarak tanımlanır. Enerjiden farklı olarak ekserji; korunum yasasına uğramaz (ideal veya tersinir prosesler hariç olmak üzere). Ekserji daha çok gerçek proseslerdeki tersinmezlikler nedeniyle tüketilir

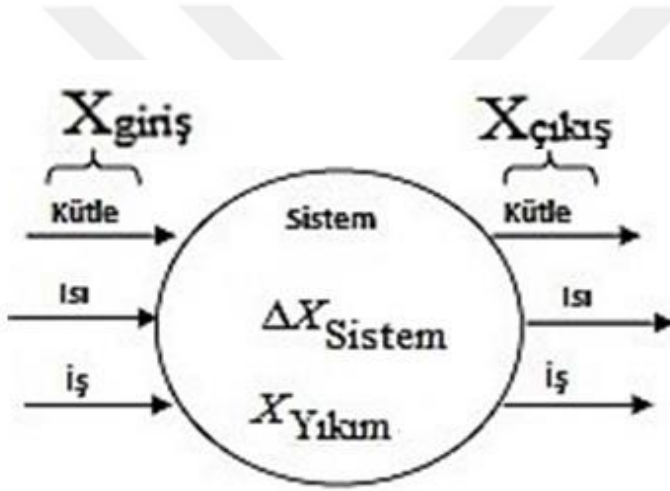
ya da yok edilir. Bir proses boyunca ekserji tüketimi, prosesle ilişkili tersinmezlikler nedeniyle ortaya çıkan entropiyle orantılıdır [1].

$$X_{giriş} - X_{çıkış} - X_{yıkım} = \Delta X_{sistem} \quad (3.7)$$

$$X_{yıkım} = 0 \text{ (Tersinir Proses)} \quad (3.8)$$

$$X_{yıkım} > 0 \text{ (Tersinmez Proses)} \quad (3.9)$$

$$X_{yıkım} < 0 \text{ (İmkansız Durum)} \quad (3.10)$$



Şekil 3.3. Ekserji transferi

Eş.3.7’de genel anlamda ekserji prensibi açıklanmıştır. Burada $X_{giriş}$ ifadesi sisteme giren toplam ekserjiyi, $X_{çıkış}$ ifadesi sistemden çıkan toplam ekserjiyi, $X_{yıkım}$ ifadesi ise ekserji yıkımını göstermektedir. ΔX_{sistem} ifadesi ise sistemdeki toplam ekserji değişimini göstermektedir [38].

Enerjinin faydalı kısmını ekserji oluşturmaktadır. Enerjinin kullanılmayan kısmına ise anerji adı verilmektedir. Buna göre ekserji ve anerjinin toplamı enerjiyi vermektedir. Anerji, ekserjiye dönüşmez. Tersinmez süreçlerde ekserjinin bir kısmı veya tamamı anerjiye dönüşür. Tersinir süreçlerde ekserji sabit kalır [19].

Ekserji Bileşenleri [41];

- 1- Potansiyel ve Kinetik Ekserji
- 2- Fiziksel Ekserji
- 3- Kimyasal Ekserji

Çizelge 3.1. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması [42]

Enerji	Ekserji
Sadece madde yada enerji akış parametrelerine bağlıdır ve çevresel parametrelere bağlı değildir.	Madde veya enerji akışı ve çevresel parametrelerin her ikisine bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerleri vardır.	Sıfıra eşittir. (Çevreyle dengede olarak ölü durumda)
Tüm prosesler için termodinamiğin 1. yasasıyla gösterilir.	Sadece tersinir prosesler için termodinamiğin birinci yasasıyla gösterilir.
Tüm prosesler için termodinamiğin ikinci yasasıyla sınırlıdır. (tersinir olanlar da dahil)	Termodinamiğin ikinci yasası nedeniyle tersinir prosesler için sınırlı değildir.
Hareket yada hareketi üretme kabiliyetidir.	İş yada iş üretme kabiliyetidir.
Bir proseste her zaman korunur; ne vardan yok olur, ne de yoktan var edilir.	Tersinir proseslerde her zaman korunur, ama tersinmez proseslerde her zaman tüketilir.
Miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür.	Niceliğin ve entropi nedeniyle niteliğin (kalitenin) bir ölçüsüdür.

Ekserji analizi yapmanın önemi aşağıdaki şekilde sıralanabilir [1]:

- 1- Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
- 2- Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- 3- Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.

- 4- Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlanmanın nasıl mümkün olacağını gösteren etkin bir tekniktir.
- 5- Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşendir.
- 6- Enerji politikaların oluşturulmasında kullanılabilir önemli bir araçtır.

3.5. Termoekonomik Analiz

Termoekonomi, ekserji analizi ile ekonominin prensiplerini birleştirip maliyeti dikkate alarak, bir sistemin tasarımı veya işletilmesi için gerekli altyapıyı sağlayan mühendislik dalıdır. Termoekonomide, ekserji analizi yapılarak maliyetin minimize edilmesi amaçlanır. Termoekonominin termodinamik yaklaşımları, ekserji kavramına dayanmaktadır. Termoekonomi terimi yerine, ekserji analizi ile ekonominin birleşimi olduğu için ekserjiekonomi terimi de kullanılmaktadır.

Termoekonomik analiz yardımıyla, sistemlerin daha verimli ve ucuz tasarlanmaları, bu analizlerden çıkacak sonuçlara göre sistemlerin verimliliği için yapılması gereken temel değişikliklerin tespit edilmesi, sistemlerin maliyetlerinin ve sistemden elde edilecek ürünlerin fiyatlarının daha sağlıklı belirlenebilmesi mümkün olmaktadır [19].

Termoekonomik analiz, ekserji analizinden sonra sisteme uygulanır. Termoekonomik analiz girdi ve çıktılarının kesin maliyetlerini hesaplamak ile ilişkilidir. Harcamaları kontrol edebilmek ve en iyi sistemin seçimi için gerekli bilgileri verir. Termoekonomik analiz, ekserji dikkate alınarak maliyetlerin hesaplanmasında kullanılmaktadır [43].

4. HAVALANDIRMA VE İKLİMLENDİRME UYGULAMALARI

4.1. Havalandırma Uygulamaları

Havalandırma, bina içerisine dış ortamdaki temiz hava olarak adlandırılabilir. Enerji tasarrufu sağlayabilmek için ya bu havalandırmanın doğal yollarla sağlanması gerekir ya da eğer bunu sağlamak için enerji kullanılıyorsa, iç hava iklimlendirildikten sonra dışarıdan alınan temiz hava ile karıştırılıp yeniden bina içerisine gönderilmesi gerekir. Havalandırma ile içerideki kirlenmiş hava nemlendirilir ve kirli havanın bir kısmı dışarı atılırken içeriye temiz hava alınır.

Bir bina içerisinden istemli veya istemsiz akan dış havanın iki nedenle önemi vardır. Dış hava çoğunlukla iç ortamın kirlenmiş havasının nemlendirilmesi için kullanılır. Dış havanın ısıtılması veya soğutulması ile ilgili enerji ve iklimlendirme yükü önemlidir. Bu hava debisinin miktarı, iklimlendirme kapasitesinin belirlenmesi ve enerji tüketiminin tahmini için önemlidir. Ayrıca, iç hava kirletici seviyesinin uygun kontrolünün sağlanması için minimum hava oranının bilinmesi önemlidir [44].

4.1.1. Havalandırma sistemlerinin çeşitleri

İç ve dış ortam arasındaki hava değişimi havalandırma (istemli ve ideal olarak kontrol edilerek) ve sızma (istemli ve kontrolsüz) şeklinde olabilir. Havalandırma doğal ve zorlanmış olarak olabilir. Doğal havalandırmada hava güç kullanmadan, açık pencerelerden, kapılardan veya binaların dış cephesine bilinçli olarak açılan bölgelerden gerçekleşir.

Zorlanmış havalandırma istemli olarak, fanlar veya üfleyiciler kullanarak, dış havanın içeri alınması veya iç havanın dışarı atılması için özel olarak tasarlanmış ve kurulmuş sistemler tarafından gerçekleştirilir.

Sızma ise, çatlaklardan, yarıklardan veya bilinçsiz olarak açılmış deliklerden kontrolsüz olarak gerçekleşen hava akımıdır. Sızma ve doğal havalandırma iç ortam ile dış ortam arasındaki rüzgar, iç ve dış ortam arasındaki sıcaklık farkından dolayı gerçekleşmektedir.

Binalarda hava değişim modelleri üç şekilde gerçekleşmektedir.

1. Zorlanmış havalandırma
2. Doğal havalandırma
3. Sızma

Bu modeller, enerji hava kalitesi ve ısı konfor açısından farklılıklar göstermektedir. Bu modeller aynı zamanda değişim havası miktarı açısından da birbirinden farklılıklar göstermektedir. Binalardaki hava değişimi sırasında çoğunlukla bu üç model bir arada bulunabilmektedir.

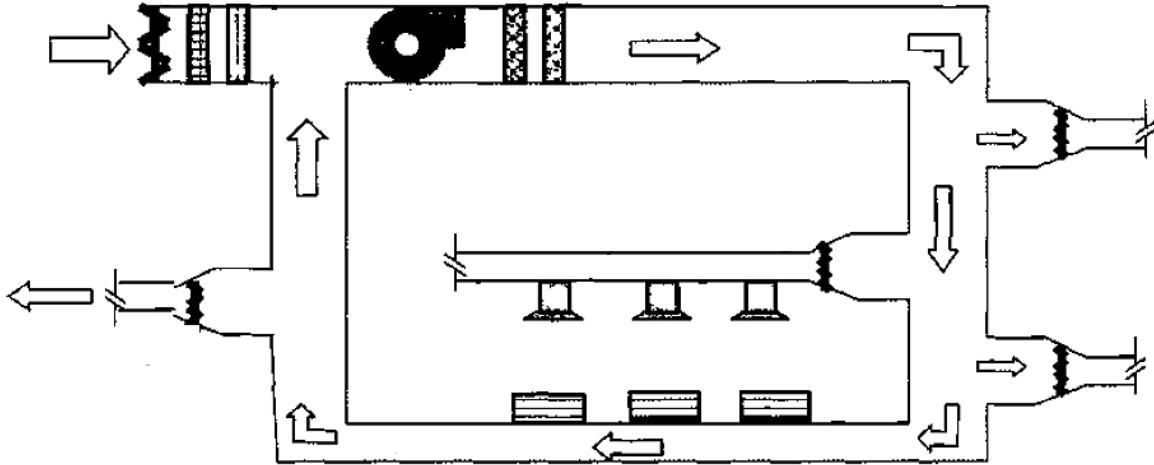
Doğal havalandırma

Doğal havalandırma, isteyerek açılmış olan bölümlerden rüzgar ve iç ve dış hava sıcaklıkları arasındaki farklardan kaynaklanan basınç farkı sebebiyle oluşur. Açık pencerelerden, kapılardan veya doğal olarak havalandırma sağlamak için açılan bölgelerden sağlanan hava akımı ile iç ortam havası arzulanan sıcaklıkta tutulur ve iç ortamdaki kirleticiler ortamdaki uzaklaştırılabilir.

Zorlanmış havalandırma

Zorlanmış havalandırma, hava miktarının kontrol edilmesi için bir havalandırma sisteminin kurulmuş ve tasarlanmış olması nedeni ile hava değişiminin istenilen düzeyde olması ve konforun kontrol edilmesi için en büyük potansiyele sahip sistemdir.

Zorlanmış havalandırma sistemlerinde hava değişim miktarı seçilen fana, tasarlanan sistemin dağıtım şebekesine ve dağıtım şebekesindeki kayıplara bağlıdır [44].



Şekil 4.1. Zorlanmış havalandırma sistemi

Zorlanmış havalandırma üç ayrı grupta sınıflandırılabilir [45].

- 1- Mahalden hava emişi yapan sistemler
- 2- Mahal içine hava sevk eden sistemler
- 3- Emiş ve besleme yapan kombine sistemler

4.2. İklimlendirme Uygulamaları

İklimlendirme en genel halde, istenilen şartları sağlamak amacı ile canlılar için ortam şartlarının otomatik olarak istenilen şartlarda tutulması işlemi olarak ifade edilebilir. Teknikte; bir ya da birkaç ortamın hava şartlarının dış hava şartlarından bağımsız bir şekilde, yapay olarak istenilen iklim şartlarına getirilmesine iklimlendirme denir. Bu iklim şartlarını da; havanın tazeliği, temizliği, sıcaklığı, hareketi, basıncı ve nemi oluşturmaktadır. Oda havasını istenilen şartlarda tutabilmek için hava üzerinde yukarıda belirtilen şartlardan bir kısmı yerine getiriliyorsa bu işleme kısmi iklimlendirme denir [46].

İklimlendirme insanlar için konfor şartlarını sağlamaya yönelik olabileceği gibi, makine veya proseslerin ihtiyaç duyduğu hava değerlerini sağlamaya yönelik olabilir [45].

Sıcaklık ve bağıl nem seviyelerinin muhafazası, oksijen ihtiyacı, toz-duman ve kokudan arındırma, hava hareketini sağlama şeklinde özetlenen iklimlendirmenin altı ana unsuru aşağıdaki şekilde sağlanır [46].

- 1- Sıcaklık seviyesinin korunması
- 2- Nem seviyesini ayarlanması
- 3- Oksijen ihtiyacının sağlanması
- 4- İklimlendirilen bölgenin kir, toz, koku gibi rahatsız edici maddelerden arındırılması
- 5- Havanın harekete geçirilmesi
- 6- Temizlik

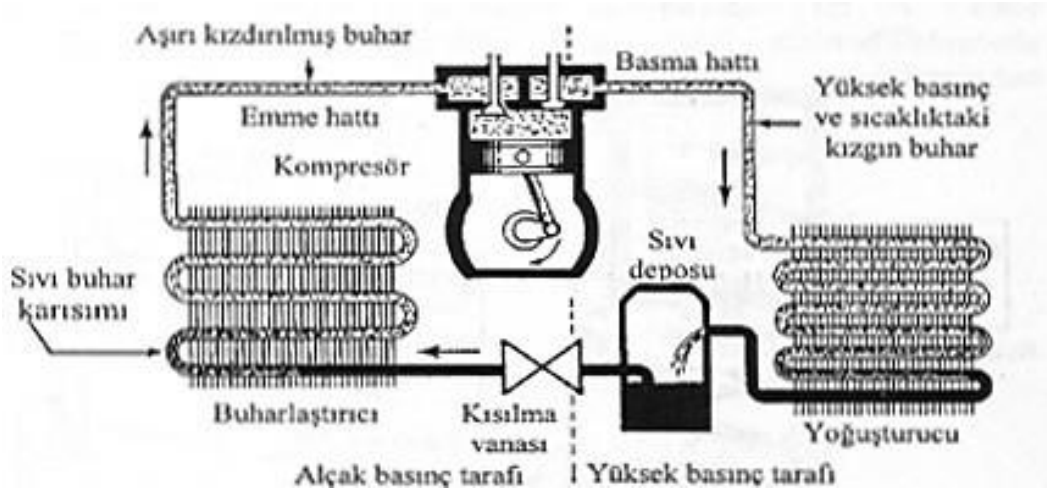
4.2.1. Soğutma sistemleri

Bilinen soğutma sistemleri, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi, adsorpsiyonlu soğutma sistemi, buhar-jet soğutma sistemi, hava soğutma sistemi, termoelektrik soğutma sistemi, vortex tüpü, paramagnetik soğutma ve sterling soğutma sistemi olarak sayılabilir.

Buhar sıkıştırımlı sistemler genel olarak 4 ana elemandan oluşur.

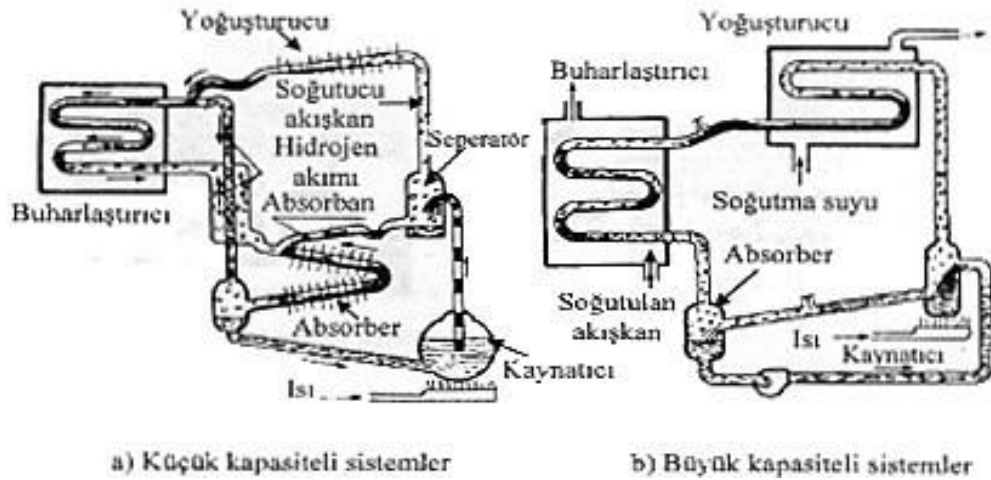
- 1- Yoğuşturucu
- 2- Buharlaştırıcı
- 3- Genleşme Vanası
- 4- Kompresör

Bu sistemler soğutucu akışkanın kompresör tarafından sıkıştırılması esasına dayanır. Bu sistemde kompresörde sıkıştırılan akışkan, kızgın buhar halinde yoğuşturucuya gönderilir. Bu arada ısı vererek yoğuşan akışkan buradan genleşme vanasına girer ve alçak basınca geçer. Daha sonra buharlaştırıcıya geçen akışkan buradan ısı çekerek ortamı soğutur ve doymuş buhar halinde kompresör tarafından çekilir.



Şekil 4.2. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi [39]

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kompresör görevini kaynatıcı ve absorberden oluşan ısı eşanjörleri grubu gerçekleştirmektedir. Bu sistemlerde yoğuşturucu, genişleme valfi, buharlaştırıcı, kaynatıcı, absorber ve pompa bulunmaktadır. Bu sistemlerde soğutucu akışkan çiftleri kullanılır.

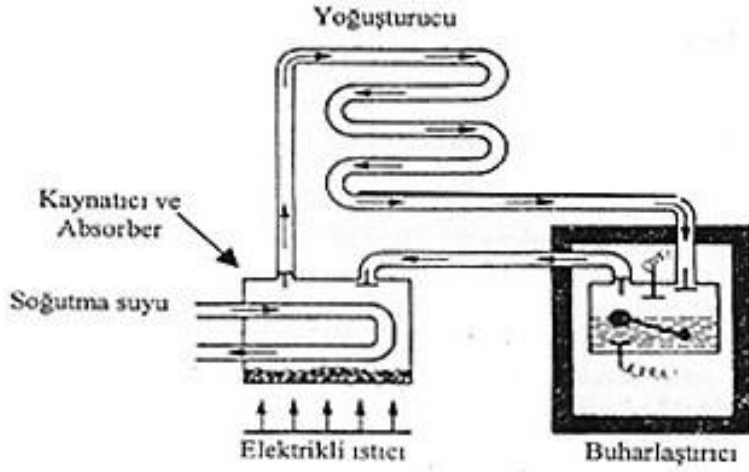


Şekil 4.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri [39]

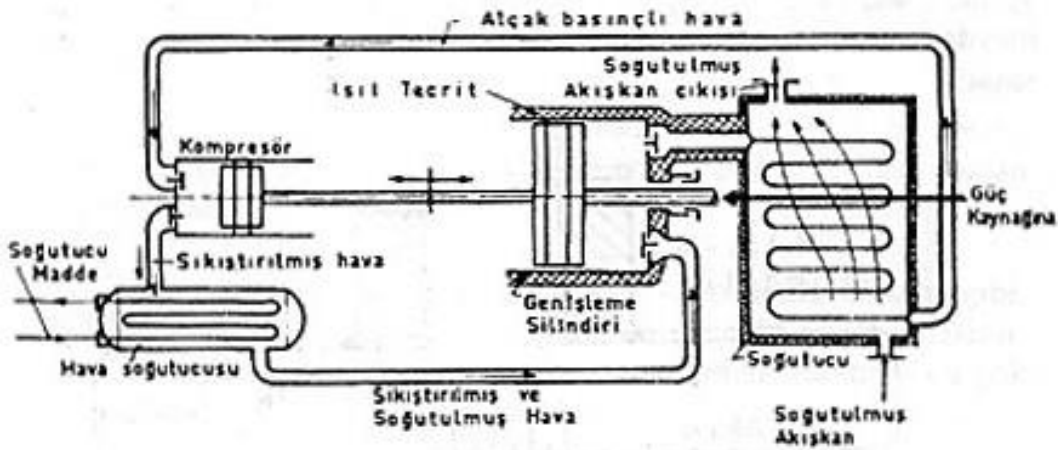
Adsorbsiyonlu soğutma sistemlerin de, kaynatıcı içerisinde amonyağın emilmesini sağlayan silika-gel bulunmaktadır. Buhar-Jet soğutma sistemi, yüksek vakum altında ve düşük sıcaklıkta suyun buharlaştırılması prensibi ile çalışan bir sistemdir. Diğer soğutma sistemlerinden farklı olarak hava-soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan bütün çevrim boyunca gaz fazında kalır. Termoelektrik soğutma sistemleri, Peltier etkisi olarak bilinen iki

farklı metalden meydana gelen bir devreye elektrik akımı verildiğinde, akımı yönüne göre ısınma veya soğuma meydana gelmesi olayına dayanır.

Vorteks tüpü, hareket eden elemanı bulunmayan ve basit bir borudan oluşan soğutma sistemidir. Paramagnetik soğutma mutlak sıfıra yakın sıcaklıklara ulaşılmasını sağlamak amacı ile geliştirilmiş bir sistemdir. Paramagnetik maddeler kısaca mıknatıs tarafından çekilemeyecek maddeler olarak anılır. Sterling çevrimi, bir silindir ile içerisine yerleştirilmiş, gözenekli ve ısı tutumu yüksek bir bölmeyle ayrılmış iki pistondan meydana gelmiştir [39].



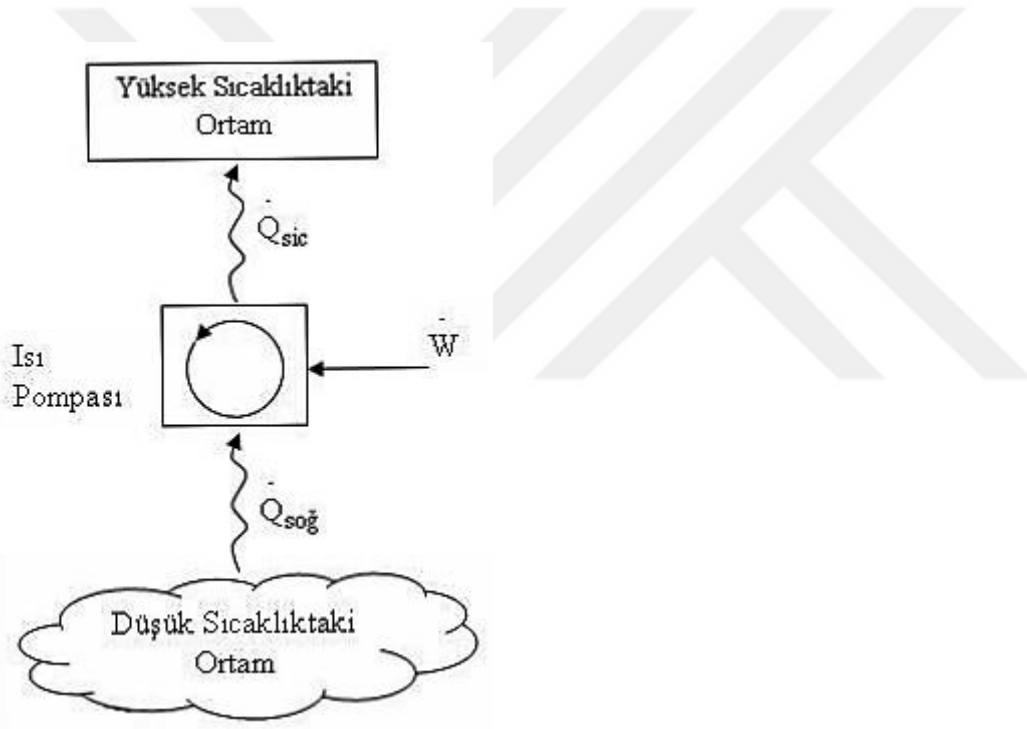
Şekil 4.4. Adsorbsiyonlu soğutma sistemleri [39]



Şekil 4.5. Hava soğutma sistemi [39]

4.2.2. Isı pompaları

Isı pompası; ısı makinesinin tersi bir çevrime göre çalışan iş yapılması ile ısıyı soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ulaştıran bir makinedir. Isı pompası ve soğutma makineleri aynı termodinamik çevrime göre çalışırlar [39]. Isı pompası, ısıtma, soğutma ve havalandırma gibi teknolojilerde kullanılır. Asıl amacı, ısının bir yerden başka bir yere transferini gerçekleştirmektir. Isı pompası ve soğutma sistemlerinin mekanik olarak elemanları aynıdır. Aralarındaki tek fark kullanım amaçlarından kaynaklanmaktadır. Isı pompasının amacı, ısıtma aylarında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısıyı alarak yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ulaştırmak ve kaynağın ısınmasını sağlamaktır [1].



Şekil 4.6. Isı pompasının termodinamiği [39]

Isı aktarımına göre ısı pompaları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

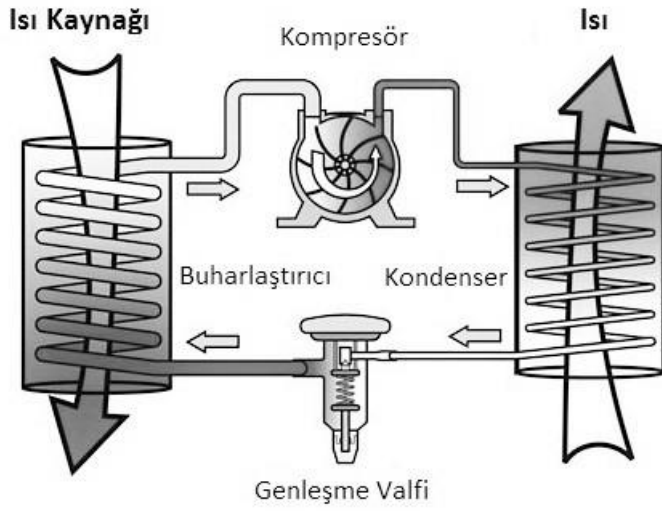
- 1- Buhar sıkıştırımlı ısı pompası
- 2- Absorbsiyonlu Isı Pompası
- 3- Gaz Çevrimli Isı Pompası
- 4- Jet-Buhar Çevrimli Isı Pompası
- 5- Stirling Çevrimli Isı Pompası
- 6- Adsorbsiyonlu Isı Pompası

7- Resorbsiyonlu Isı Pompası

8- Rankine Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası

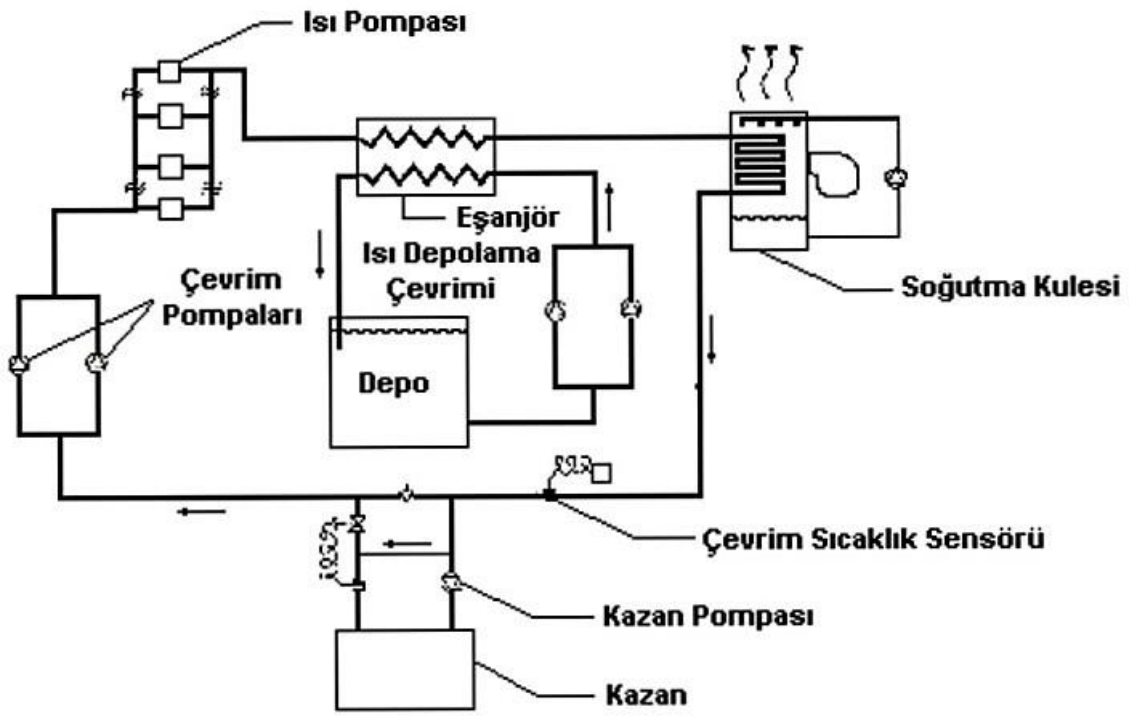
9- Termoelektrik Isı Pompası

Buhar sıkıştırılmalı ısı pompasının ana elemanları, kompresör, genişleme valfi, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudur. Bu ısı pompalarının çevrim aşamaları ise, kompresörde adyabatik sıkıştırma, yoğuşturucuda sabit basınçta ısı terk etme, genişleme valfinde sabit entalpide genişleme ve buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı çekilmesi şeklindedir.

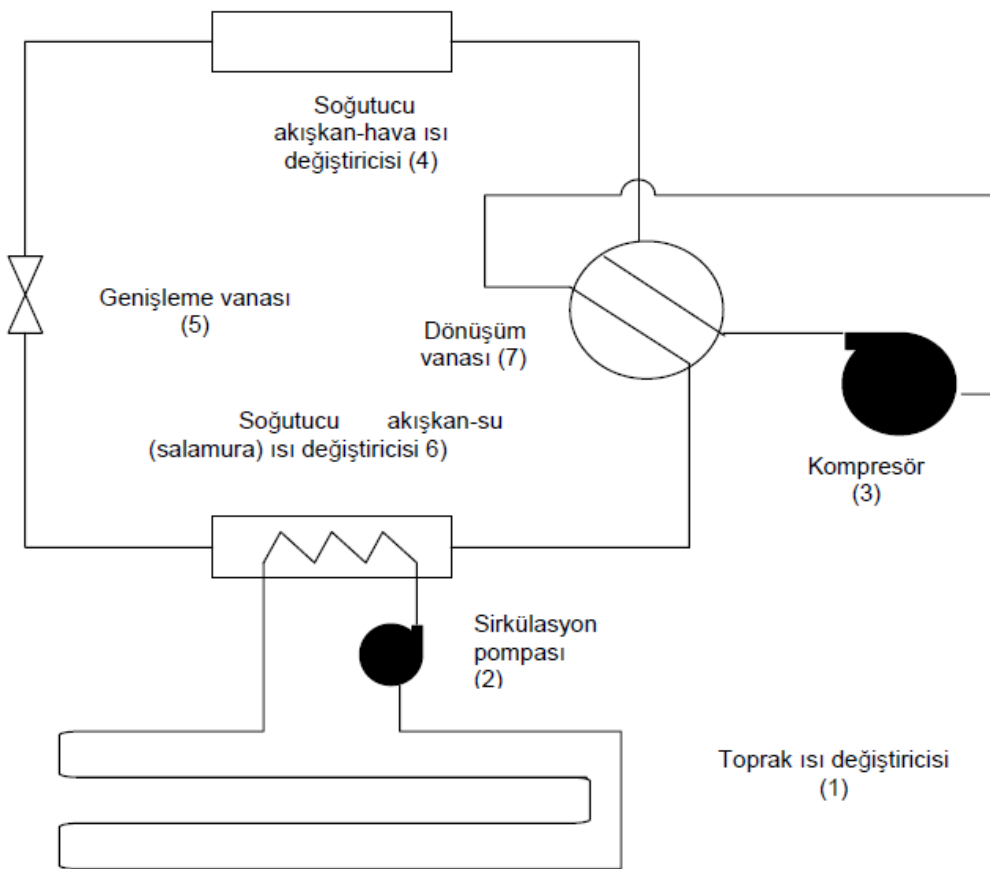


Şekil 4.7. Buhar sıkıştırılmalı ısı pompası [47]

Isı pompaları kullanım alanlarına göre evsel ve endüstriyel olarak ikiye ayrılabilir. Evsel tip ısı pompaları ortamı ısıtmak için, endüstriyel tip ısı pompaları ise proseslerin gerçekleştirilmesi için kullanılır. Isı pompalarının enerji çektiği kaynaklar hava, su, toprak, güneş ve atık ısılar şeklinde sıralanabilir [39].



Şekil 4.8. Su kaynaklı ısı pompası [48]



Şekil 4.9. Toprak kaynaklı ısı pompası [49]

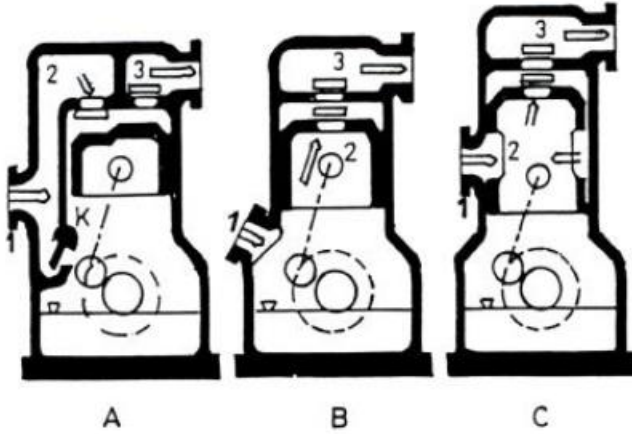
4.2.3. İklimlendirme sistemi elemanları

Kompresörler

Kompresörler alçak basınçta ve buhar halinde kompresörlerden çıkan havayı yoğuşma sıcaklığına daha kolay gelebilmesi için sıkıştıran elemanlardır [1]. Buharlaştırıcıyı terk eden buharın yoğuşma basıncına kadar sıkıştıran kompresörler 5 farklı tiptedir.

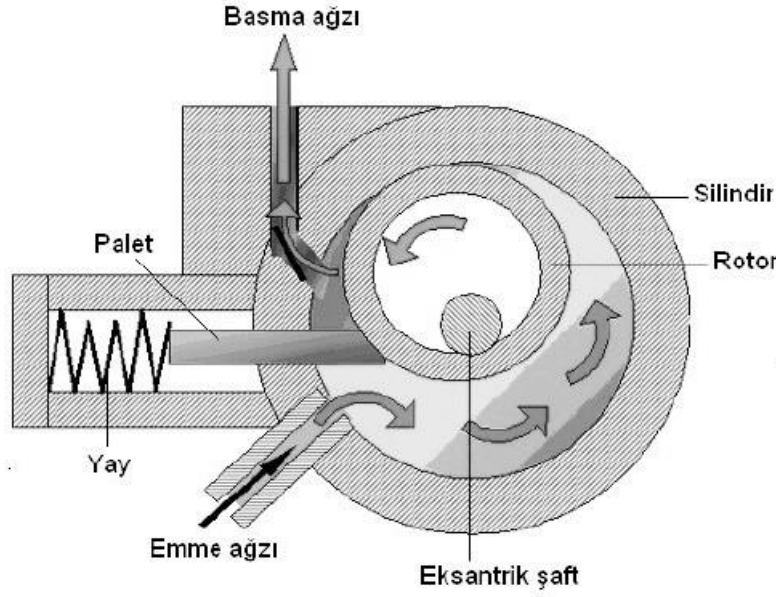
- Pistonlu Kompresörler
- Rotatif (Dönel) Kompresörler
- Vidalı (Helisel) Kompresörler
- Turbo (Santrifüj) Kompresörler
- Scroll Kompresörler

Pistonlu kompresör sisteminde, kompresör içerisinde bulunan piston yardımıyla sıkıştırma işlemi yapılır. Silindir içerisindeki pistonun aşağı hareketi ile emiş vanaları açılır ve soğutucu akışkan kompresör tarafından çekilir. Pistonun yukarı hareketi ile akışkan sıkıştırılır ve yoğuşma basıncına geldiğinde dışarı atılır [39].



Şekil 4.10. Pistonlu kompresör tipleri [1]

Rotatif kompresörler, pistonlu kompresörlerden farklı olarak ileri-geri hareketine karşılık dönel hareket yaparlar [1]. Rotatif kompresörlerde, rotor silindir içerisinde dönerken piston çevresine yerleştirilen palet vasıtası ile emme ve sıkıştırma işlemleri yapılır.



Şekil 4.11. Rotatif kompresör [50]

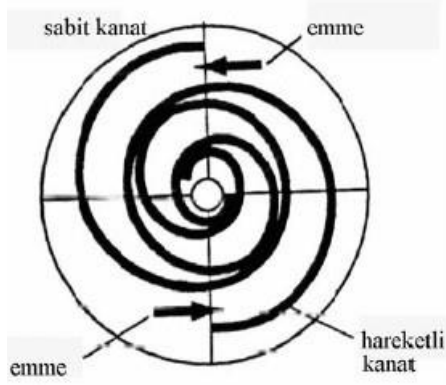
Vidalı kompresörler, birbirini saran biri erkek diğeri dişi helisel vida çiftinden oluşmaktadır. Helisel dişlilerden birinin diğeri sıkıştırma esasına dayanır [39]. Bu tip kompresörler yüksek yoğunlukta sahip soğutucu akışkanlar ile kullanılabilirler [1].



Şekil 4.12. Vidalı kompresör [50]

Turbo kompresörler, diğer kompresörlerden farklı olarak santrifüj kuvvetlerden yararlanarak sıkıştırma işlemi yapar. Santrifüj kompresörlerle özgül hacmi yüksek olan akışkanların kolayca hareket ettirilmesi mümkündür.

Scroll kompresörler, soğutucu akışkanı sıkıştırmak için birbirini üzerine geçmeli iki spiral disk kullanır. Scroll kompresörler, pistonlu kompresörlere nazaran daha az hareketli parçaya sahiptir. Bu sebeple daha sessiz çalışabilirler [39].



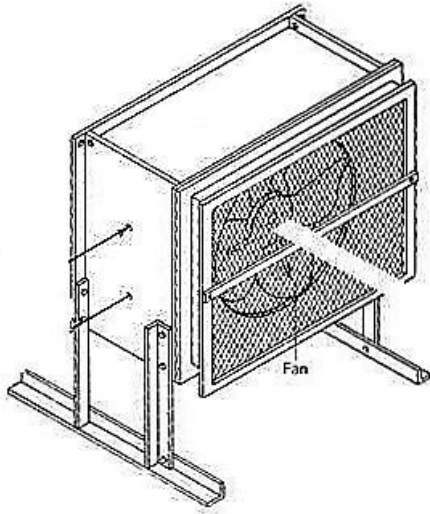
Şekil 4.13. Scroll kompresör [50]

Kondenserler (Yoğuşturucular)

Soğutma sistemlerinin ana elemanlarından biri olan yoğuşturucular, yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buharın ısını dış ortama vermesiyle sıvı hale gelmesini sağlayan elemandır. Sistemin yüksek basınç tarafında bulunurlar. Üç temel yoğuşturucu bulunmaktadır [39].

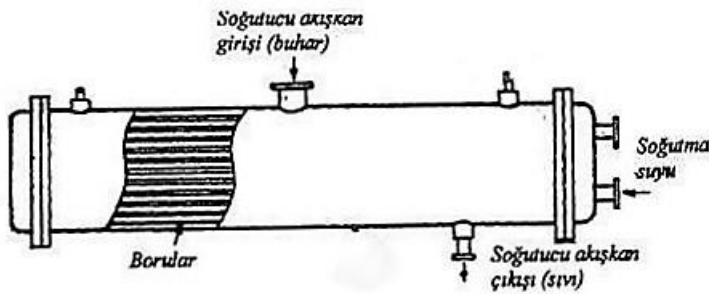
- Hava soğutmalı yoğuşturucu
- Su soğutmalı yoğuşturucu
- Buharlaştırmalı tip yoğuşturucular

Hava soğutmalı sistemlerde yoğuşturucu kanatlı boru sistemine göre yapılır ve dışarıda havayla temas eden borular içerisinde bulunan soğutucu akışkan ile hava arasında ısı transferi gerçekleşir [1].



Şekil 4.14. Hava soğutmalı yoğuşturucu [51]

Su soğutmalı yoğuşturucularda, soğutma ortamı olarak su kullanılır. Su soğutmalı yoğuşturucular hava soğutmalı yoğuşturuculara göre daha düşük yoğuşma sıcaklığına sahiptirler. Buharlaştırmalı tip yoğuşturucular ise, hava ve suyun soğutma etkisinden aynı anda faydalanan sistemlerdir [39].

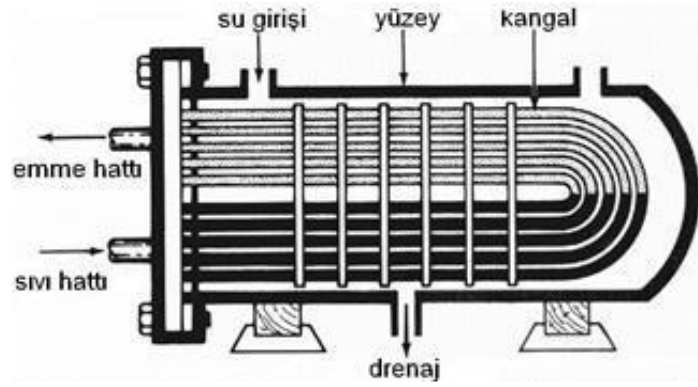


Şekil 4.15. Su soğutmalı yoğuşturucu [51]

Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)

Buharlaştırıcılar, içerisindeki sıvı soğutucu akışkanın, içinde bulunduğu ortamdan ısı çekerek buharlaşmasını sağlayan cihazlardır. Bu şekilde ısı çekilen ortamın istenilen sıcaklığa gelmesi de sağlanmış olur [39].

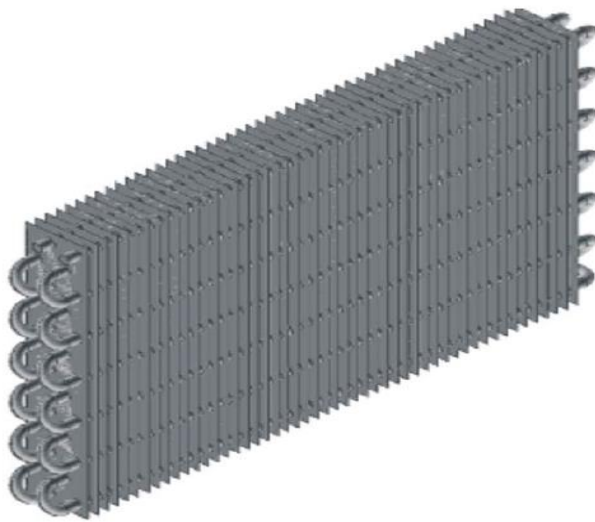
Soğutucu akışkan besleme yöntemine göre buharlaştırıcılar kuru tip ve yaş tip olmak üzere ikiye ayrılır [39]. Buharlaştırıcı şekillerine göre; gövde borulu buharlaştırıcılar, koaksiyel buharlaştırıcılar, kanatlı buharlaştırıcılar olarak sınıflandırılırlar [1].



Şekil 4.16. Gövde borulu buharlaştırıcı [1]



Şekil 4.17. Koaksiyel buharlaştırıcı [1]



Şekil 4.18. Kanatlı buharlaştırıcı [52]

Genleşme valfi

Genleşme valfleri, soğutucu akışkanın istenilen buharlaştırıcı basıncına düşürülmesine yarayan elemanlardır. 6 tip kısılma vanası bulunmaktadır.

- El Ayar Vanası
- Otomatik Kısılma Vanası
- Termostatik Kısılma Vanası
- Elektrikli Kısılma Vanası
- Kılcal Boru
- Şamandıralı Ayar Valfi

El ayar vanaları basit bir yapıdadır ve ayar için bir kullanıcıya ihtiyaç duyarlar. Otomatik kısılma vanaları küçük kapasiteli sistemler için uygundur. Ayarlanan çıkış basıncı ayarını devamlı korur. Ancak değişken buharlaştırıcı yüklerinde bu tip vanaların kullanımı uygun değildir. Yük değişimi çok az olan buharlaştırıcı uygulamaları için uygundur [39].



Şekil 4.19. Otomatik genleşme valfi [1]

Termostatik genleşme valfi buharlaştırıcıda buharlaşan soğutucu akışkanı ölçerek, tekrar buharlaştırıcıya aynı ölçüde gönderen hassas bir ayardır [39]. Termostatik genleşme valfleri, özellikle kuru tip evaporatörlere sıvı soğutucu akışkanın basılması için uygundur [1].



Şekil 4.20. Termosatik genişleme valfi [1]

Elektrikli genişleme valfi, elektrikle çalışan genişleme valfleri olup küçük sistemlerde kullanılmaktadırlar. Buharlaştırıcı çıkışında bulunan bir termistör, sıvı kütlesi veya sıcaklığına göre vananın açılmasını ve kapanmasını sağlar [39].

Soğutucu akışkan debisinin sürekli değiştiği VRF sistemlerde evaporatörün yeterli miktarda soğutucu akışkan ile beslenebilmesi açısından elektronik genişleme valfi çok önemlidir [1].



Şekil 4.21. Elektrikli genişleme valfi [1]

Kılcal boru, soğutucu akışkanların yüksek basınçtan alçak basınca geçişlerinde pratik ve ekonomik bir çözüm sağlar. Daha çok paket halde üretilen ev tipi soğutucular, klima cihazları gibi sistemlerde kullanılırlar. Şamandıralı ayar valfleri ise sıvı taşmalı tip buharlaştırıcıların akışkanla beslenmesi sırasında belirli bir sıvı seviyesini korumak için kullanılırlar.



Şekil 4.22. Kılcal boru [1]

Yardımcı elemanlar

Bir buhar sıkıştırılmalı sistemde karşılaşılabilecek yardımcı elemanlar, akış ve kontrol elemanları, yağ ayırıcı, sıvı ayırıcı, sıvı deposu, filtre, ısı eşanjörü, susturucular, ara soğutucular, genişleme tankı, yağ cebi gibi elemanlardır [39].

Soğutucu akışkanlar

Isı geçişini sıvı halden buhar haline veya buhar halinden sıvı haline geçerek sağlayan soğutucu akışkanlar, ısının bir ortamdan başka bir ortama aktarılmasında ara eleman olarak kullanılırlar. Soğutucu akışkanlar iklimlendirme sistemlerinde son derece önemli çalışma akışkanlarıdır. Cihaz tasarımında, seçilen soğutucu akışkanın önemi bulunmaktadır [39].

Genel olarak soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler; ucuz olması, yanıcı, patlayıcı ve zehirli olmaması, kimyasal olarak aktif olmaması, korozif olmaması, tesisat malzemesini etkilememesi, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi, buharlaşma basıncının çevre basıncının bir miktar üzerinde olması, buharlaşma gizli ısısı yüksek olması, kaçaqların kolay tespitine imkân vermesi, dielektrik olması, düşük yoğuşma basıncına sahip olması, düşük donma derecesi sıcaklığına sahip olması, ısı geçirgenliğinin yüksek olması, viskozitesi ve özgül hacminin küçük olmasıdır [20].

Soğutucu akışkanın suda ve yağda çözünme durumları da göz önünde bulundurulmalıdır. Suda çözünme kolay oluyorsa makina içerisinde donma tehlikesi azalır, bunun sebebi suda çözünme sonunda karışımın donma noktasının daha düşük olmasıdır. Ayrıca iklimlendirme ve soğutma uygulamalarında kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri de göz ardı edilmemelidir.

Çizelge 4.1. Başlıca soğutucu akışkanlar

R 11 (CFC11)	Triklorflormetan		R123 (HCFC123)	Diklortrifloreten
R 12 (CFC12)	Diklorflormetan		R125 (HFC125)	Pentafloretan
R 13 (CFC13)	Klortriflormetan		R134a (HCF134a)	Tetrafloretan
R 13B1 (BFC13)	Bromtriflormetan		R141b (HCFC141b)	Flordikloreten
R 22 (HCFC22)	Klordiflormetan		R143a (HFC143a)	Trifloreten
R 23 (HCF23)	Triflormetan		R152a (HCF152a)	Difloreten
R 32 (HCF32)	Diflormetan		R290 (HC290)	Propan
R113 (CFC113)	Triklortrifloreten		R600 (HC600)	Bütan
R114 (CFC114)	Diklortetrafloretan		R600a (HC600a)	İzobütan
R115 (CFC115)	Klorpentafloretan		R717	Amonyak
R404	%44 - R125 %4 - R134a %52 - R143a		R407	%20 - R32 %40 - R125 %40 - R134a
R410a	%50 - R32 %50- R125		R507	%50 - R134a %50- R125

R22 soğutucu akışkanı, emniyetle kullanılabilen zehirsiz, yanmayan, patlamayan bir akışkandır. R22 gazı derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş olmasına rağmen paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda da tercih edilmektedir.

R134a soğutucu akışkanı, araç ve ev tipi uygulamalar için en uygun akışkanlardan biridir. Vidalı kompresörlerde kullanılması tavsiye edilmektedir. Düşük ısı iletimi ve özgül hacmi dezavantajlarındandır.

R404 soğutucu akışkanı, %44 - R125, %4 - R134a ve %52 - R143a oranlarında soğutucu akışkanlardan oluşmuştur. R502 için alternatif kabul edilmiştir.

R407 soğutucu akışkanı, %20 – R32, %40 – R125 ve %40 - R134a oranlarında soğutucu akışkanlardan oluşmuştur. R502 için alternatif kabul edilmiştir [53].

R410a soğutucu akışkanı, R32 ve R125 karışımlarından oluşur. Molekül ağırlığının % 50'sini R32, diğer % 50 sini R125 soğutucu akışkanı oluşturur. Bu soğutucu akışkanlar daha yoğun, daha büyük çalışma basınçlı ve daha büyük termik alışveriş kapasiteli olduklarından, sistemin boyutlarını küçültme imkânı sağlarlar. Sera etkisinin yüksek olması ise dezavantajdır [54].

R507 soğutucu akışkanı %50 – R125 ve %50 – R134a oranlarında soğutucu akışkanlardan oluşturulmuştur. R502 için alternatif olarak kabul edilmektedir [49].

4.2.4. Merkezi iklimlendirme sistemleri

Tamamen havalı sistemler

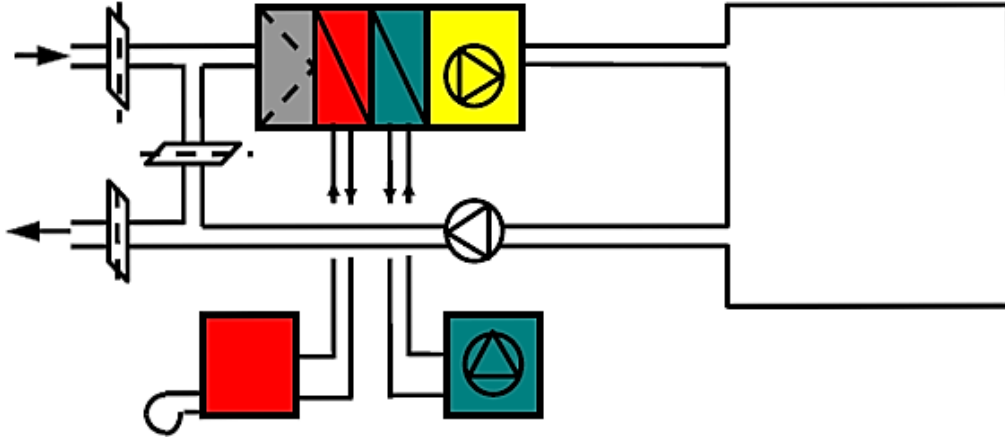
Tam havalı sistemlerde mahalın ihtiyacı olan ısı mahale direk olarak hava gönderilmesi ile gerçekleşir. Bu sistemlerde, mahalleri ısıtmak veya soğutma için ayrıca su gönderen borulara ve radyatör gibi cihazlara ihtiyaç duyulmaz. Büyük mahallerin iklimlendirilmesi için kullanışlı sistemlerdir.

Tamamen havalı sistemler tek kanallı sistemler ve çift kanallı sistemler olmak üzere ikiye ayrılır.

Tam havalı sistemlerde, şartlandırılmış hava iklimlendirilen ortama direk olarak verildiğinden, havayı filtreleme ve taze hava verme özelliğine sahiptirler.

Sabit hava debili sistemler, iklimlendirilen ortamın şartlarına, hava sıcaklığını değiştirerek uyum sağlayan sistemlerdir.

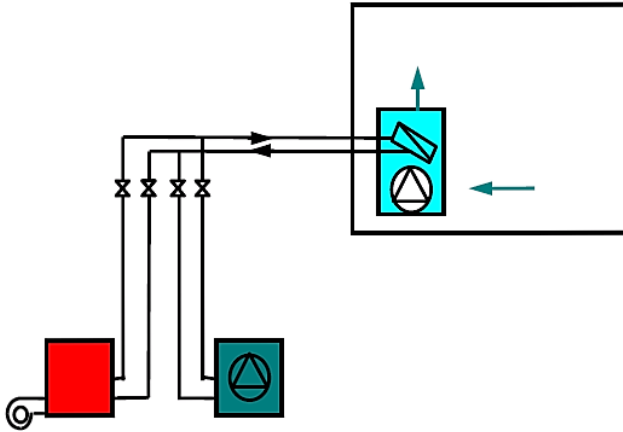
Değişken hava debili sistemler ise, hava miktarını değiştirerek iklimlendirilen ortamın ihtiyacına cevap verir [45].



Şekil 4.23. Tamamen havalı sistemler [55]

Tamamen sulu sistemler

Bu sistemlerde soğutucu akışkan olarak su kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak kullanılan su serpantinlere gider. Fanlar vasıtası ile bu serpantinlerin üzerinden geçen hava iklimlendirilen ortama verilir. Bir fan ve serpantin içeren bu cihazlar fan-coil olarak adlandırılır [56].

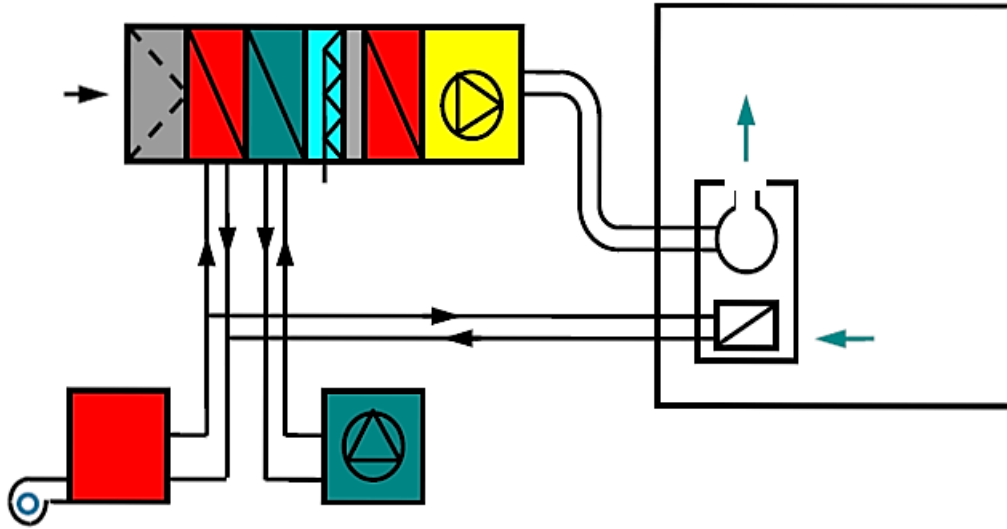


Şekil 4.24. Tamamen sulu sistemler [55]

Havalı-sulu sistemler

Bu sistemler, II. Dünya Savaşı'ndan sonra bina içindeki hava kanalları alanlarının azaltılması amacı ile geliştirilmiştir. Genellikle yüksek yapılarda kullanılır. Merkez ünite, taze havayı, primer hava olarak anılır, görece yüksek bir basınç ile iklimlendirilen mahallere

gönderir. Yüksek basınçtan dolayı, kanallardaki havanın hızı yüksek ve kanalların kesitleri küçük olmaktadır. Bu da kanalların kapladığı alanları küçültmektedir. Bunun sonucunda, yüksek fan kapasitesi ihtiyacı oluşmaktadır. Bu sistemlerde su, sekonder su devresi olarak anılır, merkez ünite tarafından şartlandırılarak sisteme verilir. Primer hava ve sekonder su devreleri, bina içindeki iç ünitelere dağıtılır. Bu iç üniteler, indüksiyon veya fan-coil üniteleridir. Bu sistemler genelde, hassas nem kontrolü gerekmeyen binalarda kullanılmaktadır [56].



Şekil 4.25. Havalı-sulu sistemler [55]

Değişken soğutucu akışkan debili (VRF) iklimlendirme sistemleri

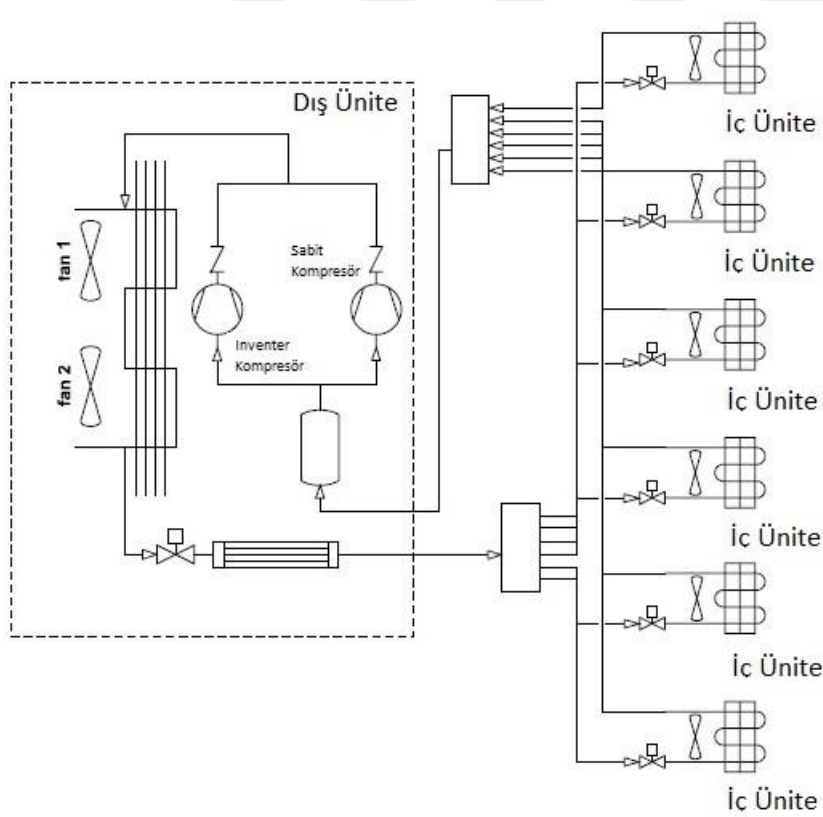
Değişken soğutucu akışkan debili (VRF) sistemler, merkezi sisteme alternatif olarak geliştirilmiştir. Günümüz akıllı binalarının ve ofislerinin iklimlendirme ihtiyacını karşılamada öne çıkan bir sistemdir. Modüler yapıyla çok katlı bir binadan, bir tek villaya kadar her türlü yapıda tam bağımsız kontrol imkânı vermekte ayrıca kurulum kolaylığı sağlamaktadır. İnverter teknolojisi ve değişken gaz debisi ile enerji tasarrufu ve yüksek verim sağlamaktadır.

Bu sistemlerin en önemli özelliği, ısı geri kazanımlı tiplerinde, aynı anda ısıtma ve soğutma yapabilme kapasitesine sahip olmasıdır [34].



5. DEĞİŞKEN SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ (VRF)

VRF sistemleri ilk olarak 1982 yılında Japonya’da ortaya çıkmış ve günümüzde bütün dünyada kullanılan sistemlerdir. VRF sistemleri, iklimlendirilen ortamda ısı transferi elde etmek için su kullanan geleneksel sistemlerin aksine, soğutucu akışkanı direk olarak iç ünitelere pompalar. Bu sistemler birden çok kompresör kullanımı ile multisplit klima sistemlerinden daha komplike sistemlerdir. Genellikle, bir tanesi inverter teknolojisine sahip 2 veya 3 kompresörden oluşurlar. Değişken soğutucu akışkan debili sistemler, iç ünitelere giden soğutucu akışkan miktarını ayarlama, iç ünite kapasitelerini değiştirme ve konfigüre etme, aynı zamanda farklı ortamlarda ısıtma ve soğutma yapma ve bir ortamdan diğerine ısı kazanımı gerçekleştirme yeteneklerine sahiptir [34].

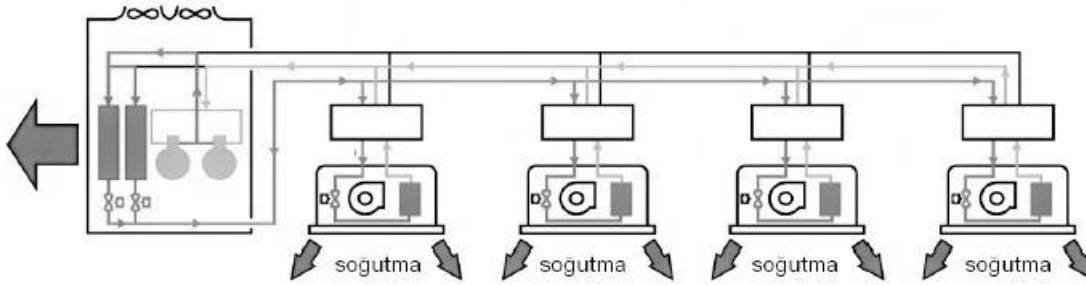


Şekil 5.1. VRF sisteminin şematik gösterimi [34]

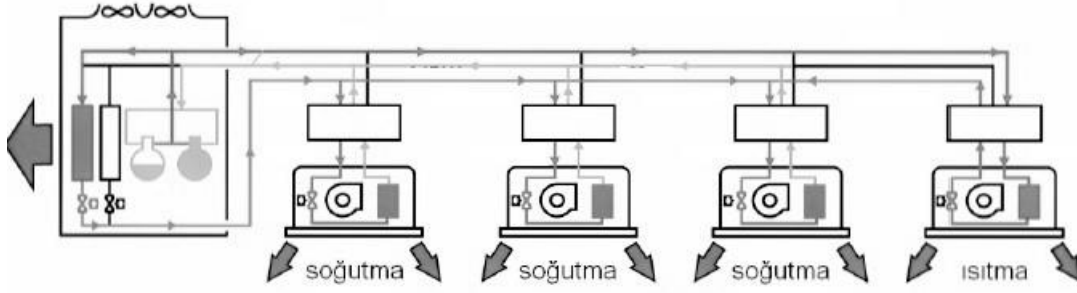
Binaların klima sistemlerine sahip olmalarının ötesinde, genel eğilim, merkezi sistemlerden bireysel kontrol sağlayan sistemlere doğru gelişmektedir. Bugün akıllı binaların talepleri merkezi sisteme nazaran daha bağımsız ve hassas kontrol sağlayabilen VRF sistemleridir. Bu sistemler için geniş kazan dairesi, yakıt tankı vb. tesisat mahalleri gerekmediğinden önemli bir yer tasarrufu sağlar [54].

VRF sistemlerinin, bir dış üniteye birden çok iç ünite bağlanabilmesi ve geleneksel sistemlere göre daha az dış alan ihtiyacı duyması sebepleriyle kullanımı yüksektir. Ayrıca ofis binalarında toplam elektrik tüketiminin %50'si iklimlendirme sistemleri tarafından gerçekleştirildiği tahmin edilmektedir. Bu sebeple, yüksek verimli VRF sistemleri iklimlendirme sistemleri içerisinde önemli bir yere sahiptir [57].

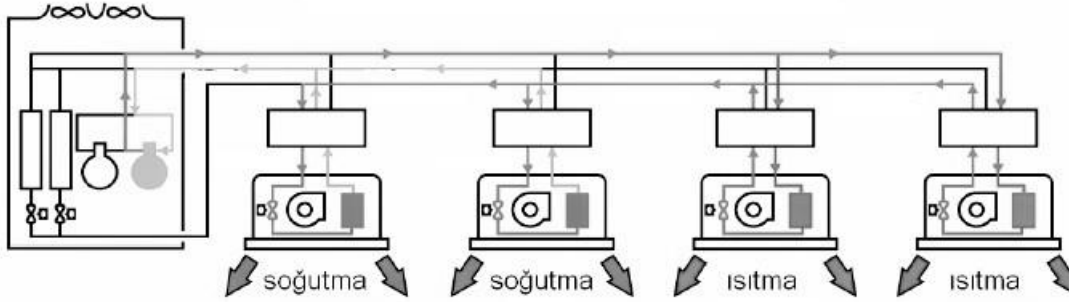
VRF iklimlendirme sistemleri; bir dış ünite ile akışkan dağıtıcıları yardımıyla birden çok iç ünitenin, birbirinden bağımsız olarak kontrol edilebildiği direkt genleşmeli klima sistemleridir. Isı geri kazanımlı tiplerinde iç üniteler birbirinden bağımsız olarak biri ısıtma yaparken, diğeri soğutma yapabilir. Her iç ünitenin ihtiyaç duyduğu soğutucu akışkan miktarı devir sayısı değişken olan kompresör veya kompresörlerle sağlanır. Isı geri kazanımlı VRF sistemlerinin en önemli özelliklerinden biri; aynı dış üniteye bağlı iç ünitelerde birbirinden bağımsız olarak ısıtma veya soğutma yapılabilmesidir. VRF sistemlerinde ısıtma ya da soğutma yükündeki değişmelere karşın oda içinde istenen sıcaklık değerleri, ya sistemi dur-kalk şeklinde çalıştırarak ya da oda içindeki ünitelerden geçen akışkan debisini değiştirerek sağlanabilmektedir [18].



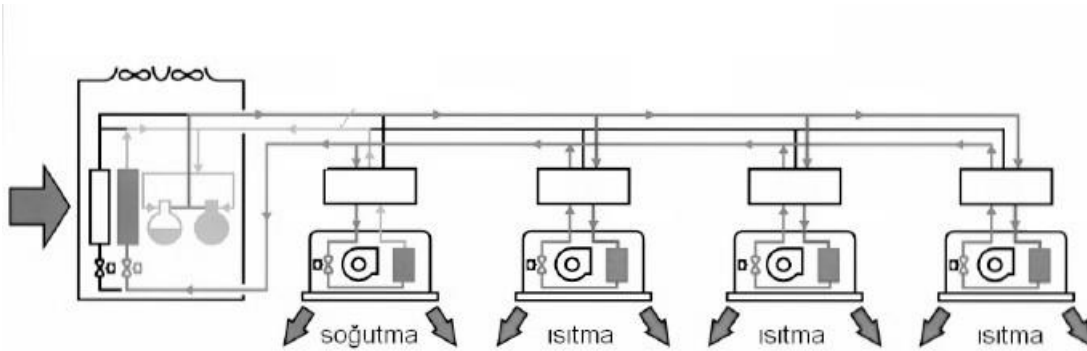
Şekil 5.2. Dört iç ünitenin soğutma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi [18]



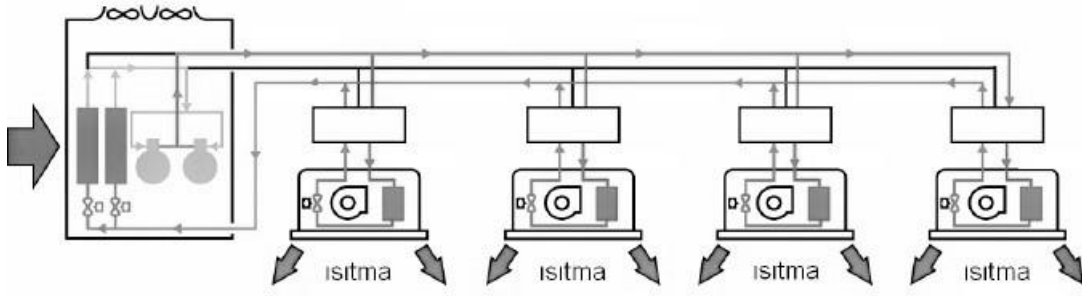
Şekil 5.3. Üç iç ünitenin soğutma ve bir iç ünitenin ısıtma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi [18]



Şekil 5.4. İki iç ünitenin soğutma ve iki iç ünitenin ısıtma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi [18]

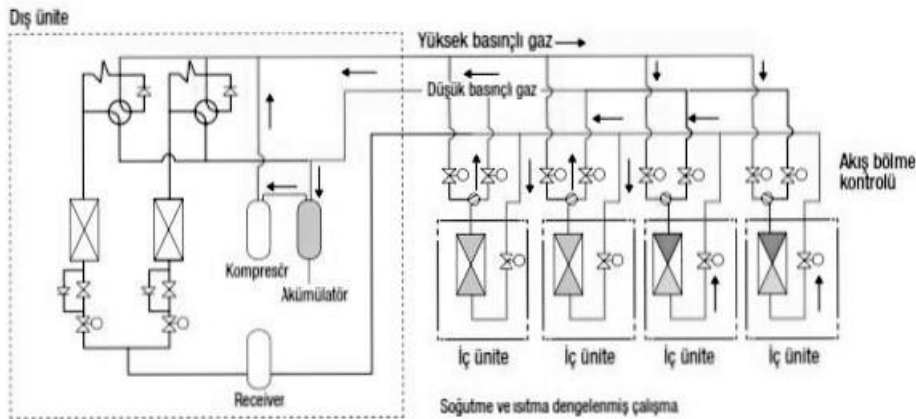


Şekil 5.5. Bir iç ünitenin soğutma ve üç iç ünitenin ısıtma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi [18]



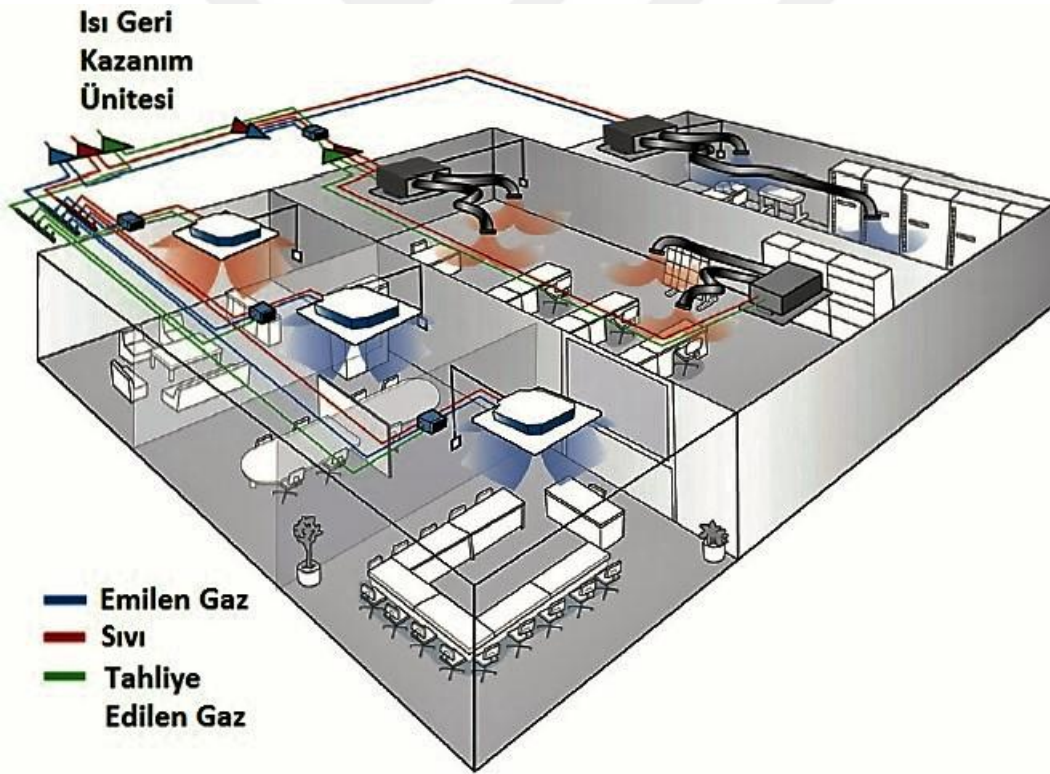
Şekil 5.6. Dört iç ünitenin ısıtma yaptığı VRF sisteminin şematik gösterimi [18]

VRF, bir dış üniteye tek bir boru hattı vasıtasıyla değişik tip ve kapasitelerde çok sayıda (genellikle beşten fazla) iç ünitenin bağlanabildiği, ısıtma-soğutma veya sadece soğutma ve ilave olarak gerekirse havalandırma yapabilen direkt genleşmeli merkezi iklimlendirme sistemidir. Genel olarak bu sistem bina dışına yerleştirilen, kondenser ve iç ünitelerden gelen kapasite talebine göre dış ünite kapasitesini ayarlayan kompresörleri içeren, bir dış ünite grubu içerir. Bina içinde buna bağlı çok sayıda ve çeşitli tiplerde iç üniteler; sıvı veya gaz halindeki soğutucu akışkanın nakli için bakır borular ve bunların bağlantı elemanları bulunur. Ayrıca sistemde, gaz debisini ayarlayan soğutucu akışkan kontrol valfleri ve merkezi otomasyona da bağlanabilen hassas otomatik kontrol sistemi bulunmaktadır. Oteller, hastaneler, okullar, yatakhaneler, apartman daireleri ve villalar, ofis binaları, sosyal tesisler, çok katlı akıllı binalar ve benzerlerinde VRF sistemlerinin kullanımı öne çıkmaktadır [1].



Şekil 5.7. VRF sisteminin çalışma mekanizması [1]

VRF sistemleri ile geleneksel iklimlendirme sistemlerini ayıran en büyük özellik, soğutucu akışkan debisini değişken hızlı kompresörler ile ayarlayarak, ısıtma ve soğutma çıkışlarında istenilen değerleri elde edebilmesidir. Dış ünite ve iç üniteler uzun soğutma hatları ile birbirine bağlanır ve her biri ayrı kontrol mekanizmaları ile kontrol edilir. İki tip VRF sistemi bulunmaktadır. Birincisi, ısı pompası tipi VRF sistemi olarak adlandırılır. Bu sistemler birçok alanda tamamen ısıtma veya tamamen soğutma yapabilmektedirler. Ancak bunun sonucunda, ara sezonlarda, bazı bölgelerde ısıtma ihtiyacı ve bazı bölgelerde soğutma ihtiyacı oluştuğunda, ısıtma bölgesine destek bir ısıtma sistemi ihtiyacı gerekir. İkinci tip VRF sistemleri ise ısı geri kazanımlı VRF sistemleri olarak adlandırılır. Bu sistemler eş zamanlı olarak ısıtma ve soğutma işlemlerini yapabilmektedirler. Bu sistemler dış ünitenin hava veya su ile soğutulmasına göre hava kaynaklı VRF sistemi ya da su kaynaklı VRF sistemi olabilmektedir [57].



Şekil 5.8. Isı geri kazanımlı VRF sistemi [3]

VRF sistemlerinin avantajları [3,58];

- 1- Soğutucular genellikle kurulum için vinçlere ihtiyaç duyarlar. Ancak, VRF sistemleri hafif ve modüler yapıdadırlar. Bu sebeple, kolayca taşınabilir ve standart yük asansörleri ile taşımaya uygundur. Her bir parça bağımsız bir soğutucu çevrimi olmasına rağmen,

ortak bir kontrol merkezinden kontrol edilir. Ayrıca sistemin hafif olması, takviye çatı ihtiyaçlarını da ortadan kaldırmaktadır. Kanal sistemleri sadece havalandırma için gerekli olduğundan, standart kanal sistemlerine göre daha küçüktür ve bu da maliyet avantajı sağlamaktadır. Çoğu durumda, pencereler havalandırma ihtiyacını karşılayabildiğinden, tarihi binalarda yapıya herhangi bir zarar vermeden kurulabilmesi sebebi ile VRF sistemleri bu yapılar için uygundur. Ayrıca, kondens üniteleri dış ortamda olduğundan, VRF sistemlerinde ayrıca bir işletme odasına ihtiyaç duyulmamaktadır.

- 2- Tek bir dış üniteye, 1,75kW – 14 kW arasında kapasiteye sahip birçok iç ünite bağlanabilir. Günümüzde 1 dış üniteye, 60'a kadar iç ünite bağlanmaktadır. Ayrıca modüler yapıda olması, bir ek kapasite ihtiyacı doğduğunda mevcut sistemin genişletilmesi veya yeniden tasarlanması gerektiğinde kolaylık sağlamaktadır.
- 3- VRF sistemlerinin standardize edilmiş kurulumları ve komplike elektronik kontrolleri kolay sistem işletmesini hedeflemektedirler. DX sistemlerinden dolayı VRF sistemlerinde su tasfiyesi işlemi gerekmediğinden, su soğutmalı sistemlerden daha düşük bakım giderleri bulunmaktadır. VRF sistemlerinin bakımı filtreleri değiştirmek ve bobinleri temizlemekten ibarettir.
- 4- VRF sistemleri ile birçok ortam bağımsız şekilde kontrol edilebilir. VRF sistemlerinin değişken hızlı kompresörleri sayesinde geniş kapasite aralığında çalışmaları, çok hassas sıcaklık kontrolü sağlamaktadır.
- 5- VRF sistemlerinin verimleri birçok faktöre bağlıdır. Kanallı sistemlerde %10 ila %20 arasında gerçekleşen kanallardaki hava akışı kayıpları, VRF sistemlerinde gerçekleşmemektedir. VRF sistemlerinde bulunan en az bir tane değişken hızlı kompresör sayesinde, iç ünitelerde geniş kapasite kullanımı oluşur ve bu da kısmi yükleme durumlarında çok yüksek verim sağlar [3].
- 6- Dış ünite boyutları diğer sistemlere göre küçüktür.
- 7- VRF sistemleri otel, hastane gibi gün içinde ısı yüklerinin çok değişken olduğu projelerde %40'a kadar enerji tasarrufu sağlayabilmektedir.
- 8- Yakıt depolamasına gerek bulunmamaktadır.
- 9- Sistemin ekonomik ömrü uzundur.
- 10- VRF sistemleri her türlü otomasyona bağlanabilir ve gelişmiş merkezi kumanda seçenekleri mevcuttur.
- 11- Boru kesitleri alternatif sistemlere göre daha küçüktür.

- 12- VRF sistemleri iç ünitelerinin uzaktan ayarlanabilen menfez kanatları sayesinde ısıtma ve soğutmada daha iyi dağılım sağlayabilir.
- 13- Sistemlerin işletilmesi için uzman kadroya ihtiyaç bulunmamaktadır.
- 14- Yedekleme gereksinimi bulunmamaktadır.
- 15- Haftalık işletim programları yapılabilir. Raporlama, arızanın yerinin belirlenmesi, her mahalin harcadığı enerji miktarının belirlenmesi işlemleri kolaylıkla yapılabilir.
- 16- Dış üniteye kompresörlerden birinin arızalanması durumunda, sistem diğer kompresörler vasıtası ile çalışmaya devam edebilir. Aynı şekilde VRF sistemlerinde iç ünitelerden birinin arıza yapması, diğer iç üniteleri etkilememektedir.

VRF sistemlerinin dezavantajları;

- 1- Taze hava sağlama konusunda yetersiz kalabilmekte, bu sebeple ilave sistemlere ihtiyaç duyabilmektedir.
- 2- VRF sistemlerinde çok sayıda kompresör bulunması, bu sistemlerde kompresör arızası çıkma ihtimalini artırmaktadır.
- 3- İlk yatırım maliyeti diğer sistemlere göre yüksektir.
- 4- Servis için özel ekip gerekmektedir.
- 5- VRF sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların maliyeti yüksektir.
- 6- Nem alma kısıtlıdır.
- 7- Tasarımın uygun olarak yapılmaması durumunda çok sıcak veya çok soğuk mahallerde sorun çıkabilmektedir.
- 8- İç ünitelerin asma tavanın içinde olması durumunda, yangın algılama-söndürme sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır.
- 9- Drenaj zorlukları bulunmaktadır [58].

VRF sistemlerin ilk yatırım maliyeti, proje bağımlı ve son derece değişkendir. Bazı kaynaklarda VRF sistemlerinin toplam kurulum maliyetinin, aynı kapasiteli su soğutma sistemlerinden %5-20 arasında yüksek olduğu belirtilmektedir. Ancak, asıl maliyet projeye son derece bağımlıdır. Örneğin Brezilya'da bir ofise kurulan sistem, eşit kapasiteli bir su soğutmalı sistemden %15-22 fazla maliyetli olmuşken, Almanya'da bir otelde kurulan VRF sistemi, hava soğutmalı bir sistem ile aynı maliyette olmuştur. Ekipman maliyetleri, Amerika ve Avrupa'da benzer fiyatlarda olmasına karşın, Amerika'da sistemin çok iyi tanınmaması sebebi ile kurulum maliyetleri yüksek olmaktadır.

VRF Sistemlerinin Pazarlama Sorunları [3]:

- 1- Enerji verim avantajı yeterince bilinmemektedir.
- 2- İlk yatırım maliyeti yüksektir.
- 3- Uzun soğutucu akışkan borulaması bulunmaktadır.

5.1. Dış Üniteler

Dış üniteler modüler bir yapıda üretilmiş olup tekli veya yan yana çoklu monte edilebilmektedirler. Hava soğutmalı tipleri bina dışına veya uygun havalandırma imkânları sağlanmış iç mekanlara yerleştirilebilirler. Dış ünite kompresör, yoğuşturucu, fan, dört yollu vana, pislik tutucu, genişleme vanası ve yağ ayırıcısıdan oluşmaktadır.

Inverter tipi kompresörlerin kullanıldığı VRF sistemleri farklı frekanslarda kompresör devirlerinin 60 basamağa kadar değiştirilebilmesi vasıtasıyla oransal kapasite kontrolü yapabilirler. Dijital scroll tipi kompresörlerin kullanıldığı VRF sistemleri ise Amerika Birleşik Devletleri'nde geliştirilmiş olup genellikle 0-20 saniye aralığında on-off şeklinde kontrol sağlayabilirler. Inverter tipi kompresörler %8-100 aralığında kapasite kontrolü yapabilmektedir ve bunların en yüksek verimleri %35-65 kısmı yükler altında görülür. Dış ünitelerin ses seviyeleri genellikle 55-65 dB(A) civarındadır [58].



Şekil 5.9. Dış ünite [59]

5.2. İç Üniteler

İç ünitelerin 10'dan fazla tipi bulunmakta olup; bunlar uzaktan kablosuz olarak da kumanda edilebilmektedir. İç üniteler içinde yaygın olarak kullanılanlar çeşitli yönlere üfleme yapabilen kasetli tavan tipleri, tavan yüzeyine monte edilebilen iç üniteler, alçak-orta-yüksek basınçlı, hava kanalı bağlanabilen gizli tavan tipleriyle duvar veya döşeme tipi iç ünitelerdir. Tek bir dış üniteye bağlanabilen iç ünite sayısı, toplam soğutma-ısıtma kapasitesi de ayrıca kontrol edilmek koşuluyla günümüzde 60'a kadar ulaşabilmektedir ve iç ünitelerin aynı tip seçilmesi zorunlu değildir. İç üniteler kanatlı borulu buharlaştırıcı, fan ve genişleme vanasından oluşur.

Bir devredeki iç ünitelerin toplam kapasitesi klimatize edilen binanın özelliğine de bağımlı olarak dış ünitenin kapasitesinden genellikle %30 kadar daha fazla seçilebilir. İç ünitelerin drenaj pompalı tipleri de mevcuttur ve asma tavan içine yerleştirilen veya tavana-duvara asılabilen ünitelerin kondens suyunu 30 cm kadar yükseltme olanağı kendi içlerinde sağlanabilmektedir. İç ünitelerin ses seviyeleri seçilen tip ve kapasitelere göre 25-45 dB(A) aralığında değişmektedir [58].



Şekil 5.10. Duvar tipi iç ünite [59]



Şekil 5.11. Kaset tipi iç ünite [59]

5.3. Borulama

VRF sisteminde soğutucu akışkan dikişsiz bakır borularla taşınmakta ve bu borular ısı geçişine karşı izole edilmektedir. Sıvı ve gaz hattı olarak çift boru dağıtımı yapılmakta ve borular taşıdıkları yüklerle göre sıvı ve gaz hattı için ayrı ayrı boyutlandırılmaktadırlar. Dış üniteye bağlı ana boru çifti joint adı verilen Y tipi bağlantı elemanları vasıtasıyla iç ünitelere bağlanır. İç ünite sayısının az olduğu villa benzeri küçük yapılarda kolektör kullanımı vasıtasıyla ve toplam boru uzunluğu kısıtlaması da dikkate alınarak, her iç üniteye kolektörden ayrı boru çifti çekilebilir. Dağıtımda kolektör kullanılacaksa, bunlar VRF sistemi üreticilerinin tavsiyelerine uygun olarak standart tipte bakır kolektörler olarak seçilmelidirler. Soğutucu akışkan borularına ilave olarak iç ünitelerin kondens suyunu atmak için drenaj boruları da sisteme dahil edilmelidir. Soğuk kondens suyunu taşıyacak olan söz konusu borular genellikle PVC boru olarak tercih edilmekte ve yalıtılmaktadırlar [58].



Şekil 5.12. Y branşman [59]

5.4. Otomasyon

VRF sistemlerinde otomasyon çok gelişmiş ve esnekler. Kontrol sistemi olarak kablolu kumanda veya merkezi kumanda kullanılabilir. Mal sahibinin işletme modeli tercihine uygun olarak VRF tipi iklimlendirme bina yönetim sistemine (BMS) kolaylıkla entegre edilebilir. Örneğin yangın ikazları, aydınlatma sistemi vb. diğer sistemler iklimlendirme ile birlikte tek merkezden yönetilebilir. Dış ünite en basit uygulamada iç ünitelerden gelen sinyallerle otomatik olarak konumlandırılırken, istenirse 120'yi aşkın aynı veya farklı tiplerdeki iç ünitenin bütün fonksiyonları uzaktan ve tek merkezden kumanda edilebilmektedir.

5.5. Emniyet

VRF sistemlerinde emniyet büyük önem arz etmektedir. Toplam soğutucu akışkan hacminin standartlara uygunluğu kontrol edilmeli, iklimlendirme tesisatlarında kullanılan soğutucu akışkanlar standartlara uygun olarak zehirli olmayan ve yanmayan türden seçilmelidir. Ayrıca yüksek miktarda (20kg veya daha fazla) soğutucu akışkan içeren sistemlerde, küçük hacimlerin ani ve büyük akışkan kaçaklarına karşı havalandırılabilir özellikte olmasında yarar görülmektedir. VRF sistemlerinde, soğutucu akışkan sızıntı kontrol özelliği bulunması tercih edilen bir seçenektir. Ani gaz kaçaklarında devreyi kesen bir mekanizma sistemde genellikle yoktur ancak uygulama yapılan hacimler çok küçük ve akışkan miktarı 20 kg'dan fazla ise otomatik gaz kesici ve gaz kaçak detektörünü akışkan hattına monte etmek uygun çözümdür. Sistemde kullanılacak cihazların ise insanlara ve çevreye zarar veren kurşun, kadmiyum, cıva benzeri maddelerden arındırılmış olmaları gerekmektedir [58].

Sonuç olarak, VRF sistemleri bütün ofis binaları için uygun değildir. Ancak, bazı projeler için mükemmel bir seçenek olmakla birlikte, mühendisler içinde dikkate alınabilecek alternatif bir çözümdür.



6. SİSTEMİN TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ

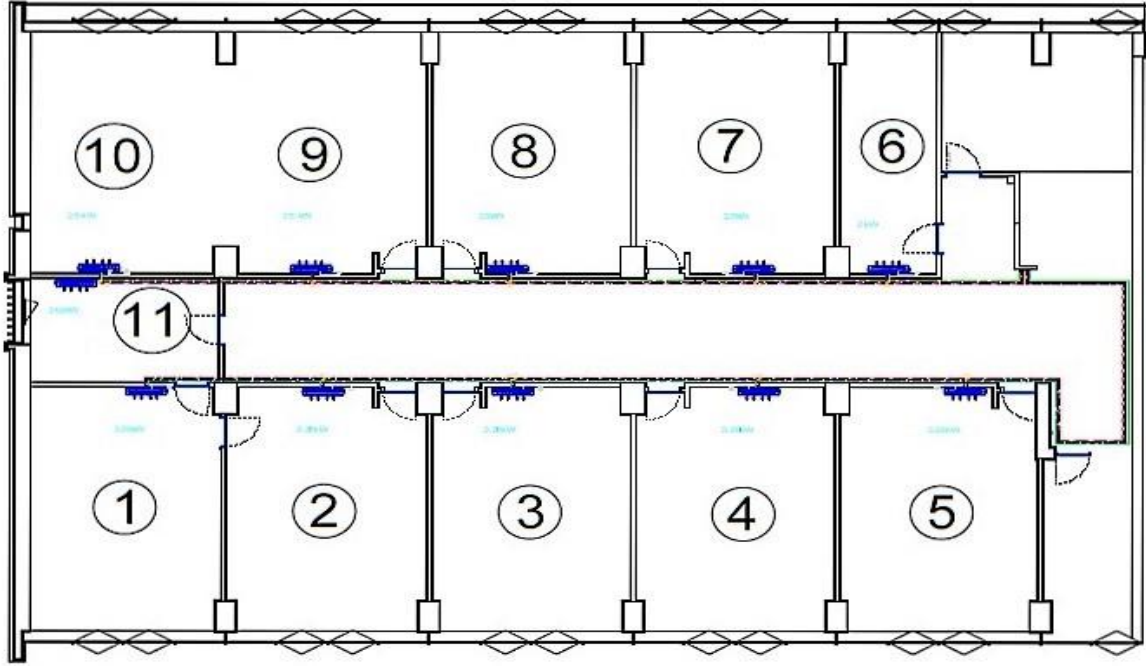
Teorik olarak analizi yapılacak sistem, bir ofis katı içinde kurulu 11 iç ünite ve 2 dış üniteden oluşan bir değişken soğutucu akışkan debili iklimlendirme sistemidir. Ofis katı içerisinde 9 oda ve 1 toplantı salonu bulunmaktadır. 5 oda içerisinde ısıtma/soğutma kapasitesi 3,2 kW, 2 oda içerisinde ısıtma/soğutma kapasitesi 2,5 kW ve 2 oda içerisinde ısıtma/soğutma kapasitesi 2 kW olan iç üniteler kullanılmıştır. Toplantı salonu içerisinde ise, 2 adet kapasitesi 2,5 kW olan iç ünite kullanılmıştır. İç üniteler duvar tipidir. Dış ünitelerde bulunan kompresörlerden en az 1 tanesi DC inverter teknolojisine sahiptir.



Şekil 6.1. Sistemde kullanılan iç ünite



Şekil 6.2. Sistemde kullanılan dış ünite



Şekil 6.3. İç ünitelerin numaralandırılmış şekilde gösterimi

Çizelge 6.1. Çalışma koşullarına göre iç ünitelerin ısıtma/soğutma yapma durumları

	Soğutma (KW)	Isıtma (kW)	Soğutma	Isıtma
Koşul 1	30	0	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11	-
Koşul 2	24,3	5,7	2,3,4,5,6,8,9,10,11	1,7
Koşul 3	19,1	10,9	2,4,5,8,9,10,11	1,3,6,7
Koşul 4	14,6	15,4	2,4,5,9,10	1,3,6,7,8,11
Koşul 5	8,2	21,8	2,9,10	1,3,4,5,6,7,8,11
Koşul 6	3,2	26,8	2	1,3,4,5,6,7,8,9,10,11
Koşul 7	0	30	-	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11

Hesaplamalarda buharlaşma sıcaklığı (T_b) 7 °C, yoğuşma sıcaklığı (T_y) 55 °C, kızdırma ve soğutma sıcaklıkları 5 K olarak alınmıştır. Sisteme öncelikle 6 farklı akışkan kullanıldığı ve farklı çalışma koşullarında, termodinamiğin I. yasası uygulanmıştır. Aşağıda verilen formüller kullanılarak;

Kütlenin Korunumu Yasası:

$$\frac{dM}{dx} = \sum_{giriş} \dot{m} - \sum_{çıkış} \dot{m} \quad (6.1)$$

Termodinamiğin I. Yasası:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{giriş} \dot{m} (e + Pv) - \sum_{çıkış} \dot{m} (e + Pv) \quad (6.2)$$

Sistemdeki elemanlar için I. yasa:

$$\dot{Q}_{komp} = \dot{m}(\Delta h_{komp}) \quad (6.3)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}(\Delta h_{buh}) \quad (6.4)$$

sistemde kullanılan soğutucu akışkanın farklı çalışma koşullarındaki debisi hesaplanmıştır.

I. yasa uygulamasından sonra, sisteme termodinamiğin II. yasası uygulanmıştır. Bu şekilde sistemde oluşan entropi hesabı yapılmıştır. Aşağıda verilen formül kullanılarak;

Entropi Oluşumu:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS}{dx} - \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{çıkış} \dot{m}s - \sum_{giriş} \dot{m}s \geq 0 \quad (6.5)$$

sistemdeki her bir eleman için ayrı ayrı II. yasa uygulanmış ve sistem elemanlarında oluşan entropi hesabı yapılmıştır.

Aşağıda verilen formüller kullanılarak sistemdeki elemanların tamamı için ekserji kaybı hesaplanmıştır.

Kompresör:

$$(T_0 \dot{S}_{gen})_{komp} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_{komp} - \dot{W}_{komp} + \dot{\phi}_{komp,in} - \dot{\phi}_{komp,out} \quad (6.6)$$

Buharlaştırıcı:

$$(T_0 \dot{S}_{gen})_{buh} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_{buh} - \dot{W}_{buh} + \dot{\phi}_{buh,giriş} - \dot{\phi}_{buh,çıkış} \quad (6.7)$$

Kondenser:

$$(T_0\dot{S}_{gen})_{kond} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right)\dot{Q}_{kond} - \dot{W}_{kond} + \dot{\phi}_{kond,giriş} - \dot{\phi}_{kond,çıkış} \quad (6.8)$$

Genleşme Valfi:

$$(T_0\dot{S}_{gen})_{valf} = \dot{\phi}_{valf,giriş} - \dot{\phi}_{valf,çıkış} \quad (6.9)$$

Sistemdeki elemanların ekserji kayıpları bulunduktan sonra, aşağıda verilen bağıntı ile toplam ekserji kaybı hesaplanmıştır.

$$\dot{X}_{ykm} = (T_0\dot{S}_{gen})_{komp} + (T_0\dot{S}_{gen})_{buh} + (T_0\dot{S}_{gen})_{kond} + (T_0\dot{S}_{gen})_{valf} \quad (6.10)$$

Aşağıda verilen formüller kullanılarak;

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0\bar{s}_i)_{igiriş} - \mu_{0,i}] \dot{m}_{i,giriş} - \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0\bar{s}_i)_{ııkış} - \mu_{0,i}] \dot{m}_{i,çıkış} - T_0\dot{S}_{gen} \quad (6.11)$$

$$\dot{E}_{w,ters} = \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0\bar{s}_i)_{igiriş} - \mu_{0,i}] \dot{m}_{i,giriş} - \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0\bar{s}_i)_{ııkış} - \mu_{0,i}] \dot{m}_{i,çıkış} \quad (6.12)$$

$$\frac{\dot{E}_w}{\dot{E}_{w,ters}} = \eta_2 \quad (6.13)$$

sistem için ekserji dengesi ve ekserji verimleri hesaplanmıştır.

Hesaplamalarda gösterilen 1. nokta kompresör girişini, 2. nokta kompresör çıkışını, 3. nokta yoğunlaştırıcı çıkışını ve 4. nokta buharlaştırıcı girişini göstermektedir.

6.1. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları

Çizelge 6.2. R22 gazı için sistemin özellikleri

R22	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	6,20	403,4	1,7450
2	82,54	22,00	445,5	1,7680
3	50	22,00	263,2	1,1910
4	7	6,20	263,2	1,2280

Çizelge 6.3. R22 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri

İŞLETME DURUMU		İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
			Q_{buh} (kW)	Q_{kond} (kW)	W_{komp} (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A Koşul 1	Soğutma	30	30	39	9	0,21398
	Isıtma	0				
B Koşul 2	Soğutma	24,3	24,3	31,6	7,3	0,17332
	Isıtma	5,7				
C Koşul 3	Soğutma	19,1	19,1	24,8	5,7	0,13623
	Isıtma	10,9				
D Koşul 4	Soğutma	14,6	14,6	19	4,4	0,10414
	Isıtma	15,4				
E Koşul 5	Soğutma	8,2	16,8	21,8	5	0,11983
	Isıtma	21,8				
F Koşul 6	Soğutma	3,2	20,6	26,8	6,2	0,14693
	Isıtma	26,8				
G Koşul 7	Soğutma	0	23	30	7	0,16405
	Isıtma	30				

Çizelge 6.4. R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları

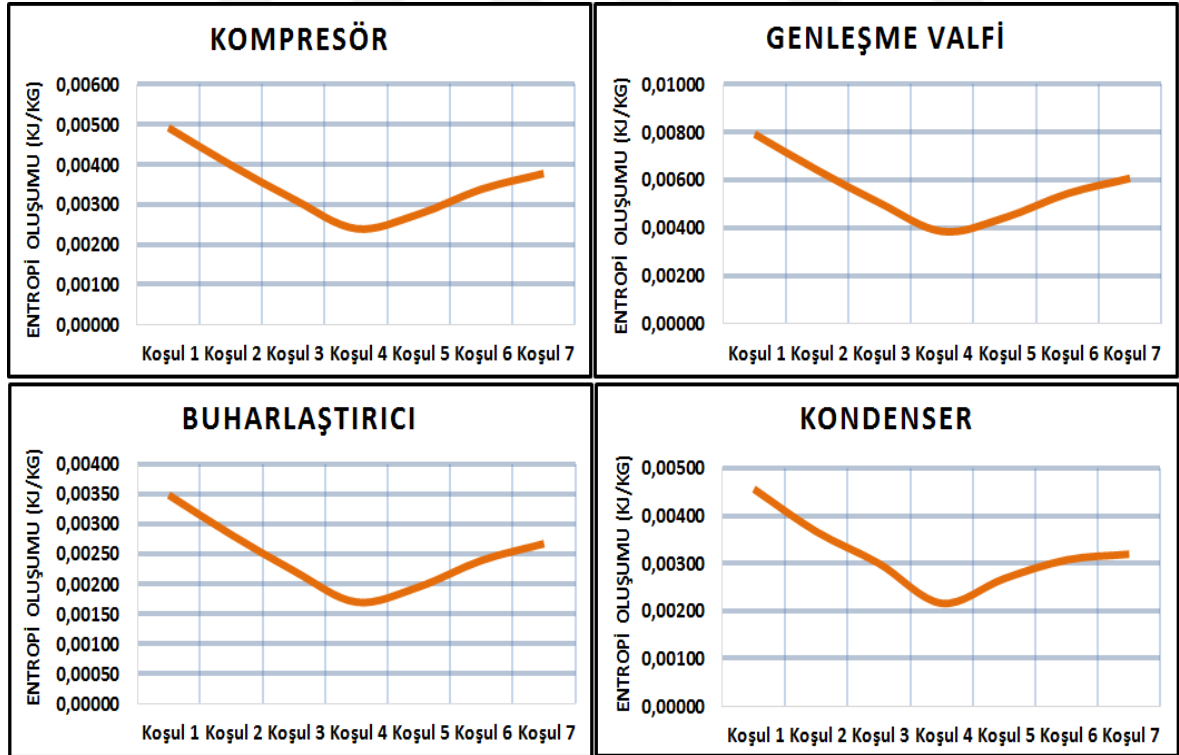
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Entropi Oluşum (kJ/kg)						
Kompresör	0,00492	0,00399	0,00313	0,00240	0,00276	0,00338	0,00377
Genleşme Valfi	0,00792	0,00641	0,00504	0,00385	0,00443	0,00544	0,00607
Buharlaştırıcı	0,00348	0,00282	0,00222	0,00170	0,00195	0,00239	0,00267
Kondenser	0,00456	0,00367	0,00300	0,00216	0,00268	0,00307	0,00319

Çizelge 6.5. R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları

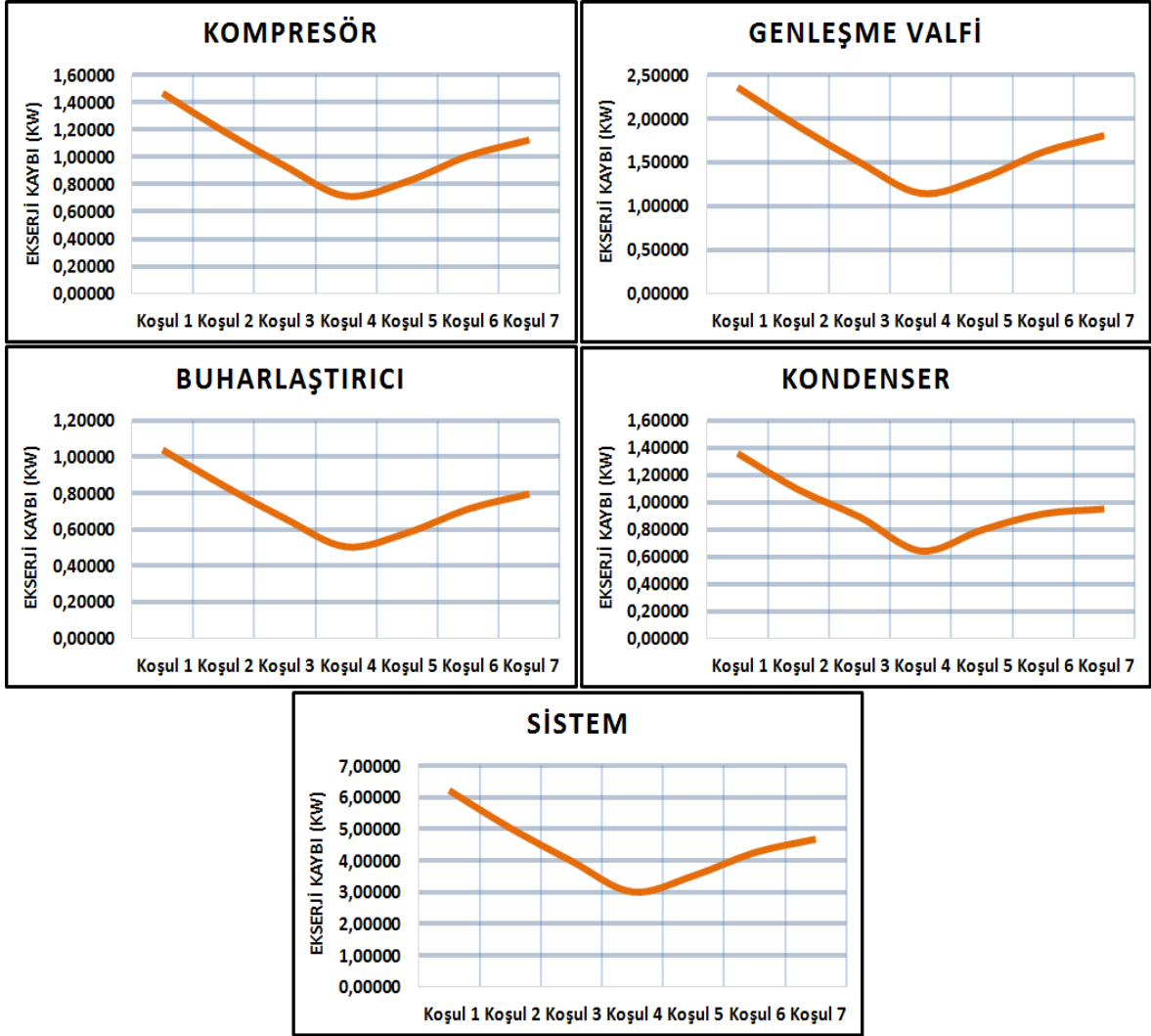
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik) (kW)						
Kompresör	1,46662	1,18796	0,93375	0,71375	0,82131	1,00708	1,12441
Genleşme Valfi	2,35934	1,91107	1,50212	1,14821	1,32123	1,62008	1,80883
Buharlaştırıcı	1,03848	0,84117	0,66116	0,50539	0,58155	0,71309	0,79616
Kondenser	1,36008	1,09258	0,89318	0,64374	0,79799	0,91575	0,95188
Toplam	6,22452	5,03278	3,99020	3,01110	3,52207	4,25600	4,68128

Çizelge 6.6. R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi

Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Ekserji Dengesi (kW)						
Kompresör	7,54194	6,10897	4,80170	3,67041	4,22349	5,17880	5,78215
Genleşme Valfi	-2,35934	-1,91107	-1,50212	-1,14821	-1,32123	-1,62008	-1,80883
Buharlaştırıcı	28,96152	23,45883	18,43884	14,09461	16,21845	19,88691	22,20384
Kondenser	-37,64848	-30,50435	-23,94227	-18,34043	-21,04681	-25,87012	-28,95469



Şekil 6.4. R22 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu



Şekil 6.5. R22 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı

Şekil 6.5'te görüldüğü üzere, R22 soğutucu akışkanı için sistemde en düşük ekserji kaybı 4. çalışma koşulunda gerçekleşmişken, en yüksek kayıp 1. çalışma koşulunda gerçekleşmiştir.

6.2. R134a Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları

Çizelge 6.7. R134a gazı için sistemin özellikleri

R134a	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	3,80	415,08	1,7806
2	82,54	15,00	458,05	1,8011
3	50	15,00	271,9	1,2154
4	7	3,80	271,9	1,2605

Çizelge 6.8. R134a gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri

İŞLETME DURUMU			İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
				Q_{buh} (kW)	Q_{kond} (kW)	W_{komp} (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A	Koşul 1	Soğutma	30	30	39	9	0,20953
		Isıtma	0				
B	Koşul 2	Soğutma	24,3	24,3	31,6	7,3	0,16972
		Isıtma	5,7				
C	Koşul 3	Soğutma	19,1	19,1	24,8	5,7	0,13340
		Isıtma	10,9				
D	Koşul 4	Soğutma	14,6	14,6	19	4,4	0,10197
		Isıtma	15,4				
E	Koşul 5	Soğutma	8,2	16,8	21,8	5	0,11733
		Isıtma	21,8				
F	Koşul 6	Soğutma	3,2	20,6	26,8	6,2	0,14387
		Isıtma	26,8				
G	Koşul 7	Soğutma	0	23	30	7	0,16064
		Isıtma	30				

Çizelge 6.9. R134a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları

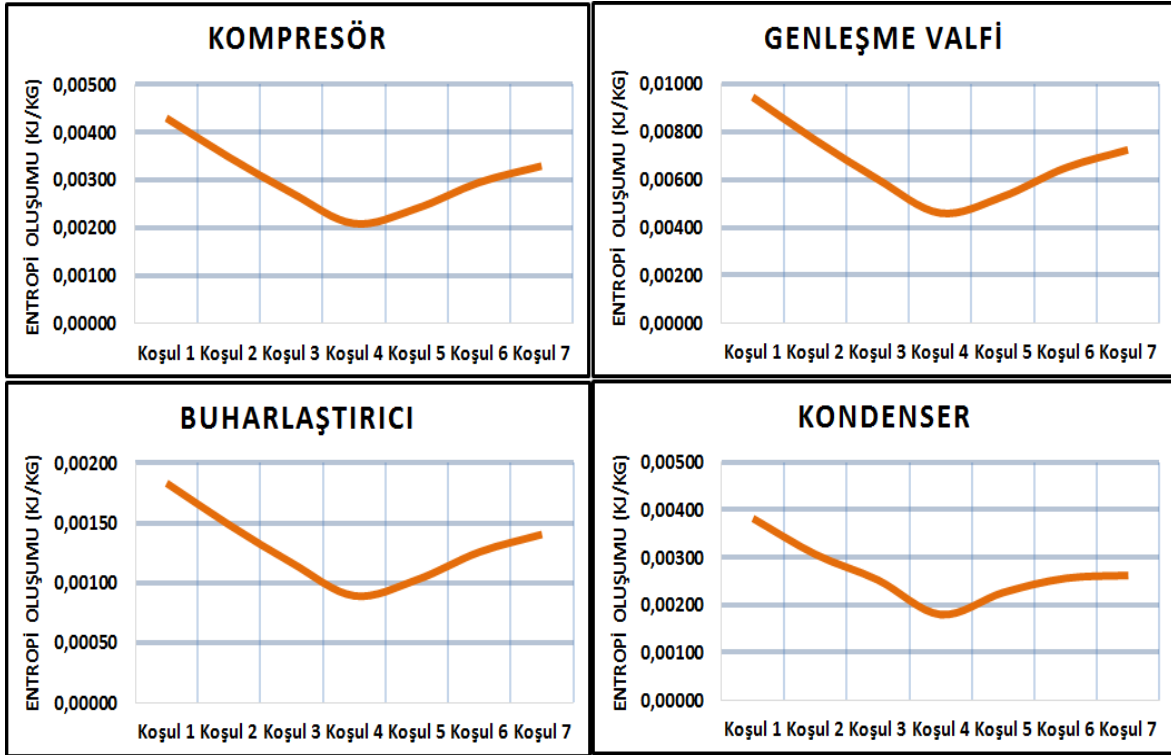
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Entropi Oluşum (kJ/kg)							
Kompresör	0,00430	0,00348	0,00273	0,00209	0,00241	0,00295	0,00329
Genleşme Valfi	0,00945	0,00765	0,00602	0,00460	0,00529	0,00649	0,00724
Buharlaştırıcı	0,00183	0,00148	0,00117	0,00089	0,00103	0,00126	0,00140
Kondenser	0,00382	0,00306	0,00252	0,00180	0,00226	0,00256	0,00262

Çizelge 6.10. R134a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları

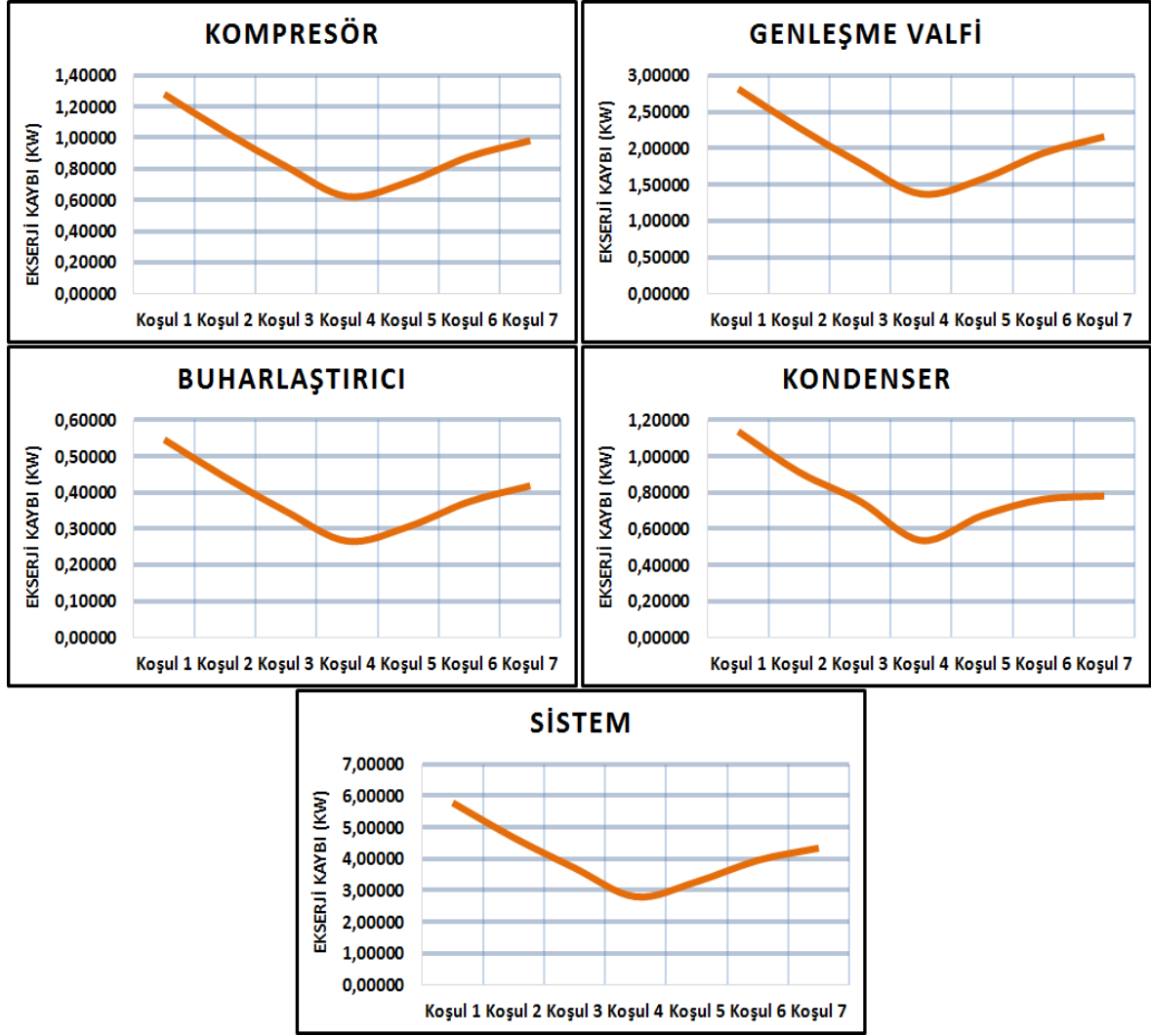
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik) (kW)							
Kompresör	1,28000	1,03680	0,81493	0,62293	0,71680	0,87893	0,98133
Genleşme Valfi	2,81599	2,28096	1,79285	1,37045	1,57696	1,93365	2,15893
Buharlaştırıcı	0,54589	0,44217	0,34755	0,26567	0,30570	0,37485	0,41852
Kondenser	1,13753	0,91231	0,75148	0,53543	0,67336	0,76293	0,78125
Toplam	5,77942	4,67224	3,70682	2,79448	3,27281	3,95036	4,34003

Çizelge 6.11. R134a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi

Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Ekserji Dengesi (kW)						
Kompresör	7,72336	6,25592	4,91720	3,75870	4,32508	5,30337	5,92124
Genleşme Valfi	-2,81599	-2,28096	-1,79285	-1,37045	-1,57696	-1,93365	-2,15893
Buharlaştırıcı	29,45411	23,85783	18,75245	14,33433	16,49430	20,22515	22,58148
Kondenser	-37,86582	-30,68040	-24,08065	-18,44620	-21,16852	-26,01937	-29,12132



Şekil 6.6. R134a gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu



Şekil 6.7. R134a gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı

Şekil 6.7’de görüldüğü üzere, R134a soğutucu akışkanı için sistemde en düşük ekserji kaybı 4. çalışma koşulunda gerçekleşmişken, en yüksek kayıp 1. çalışma koşulunda gerçekleşmiştir.

6.3. R404 Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları

Çizelge 6.12. R404 gazı için sistemin özellikleri

R404	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	7,50	390,31	1,6787
2	82,54	25,60	422,4	1,6950
3	50	25,60	283,2	1,2550
4	7	7,50	283,2	1,2870

Çizelge 6.13. R404 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri

İŞLETME DURUMU			İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
				Q_{buh} (kW)	Q_{kond} (kW)	W_{komp} (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A	Koşul 1	Soğutma	30	30	39	9	0,28009
		Isıtma	0				
B	Koşul 2	Soğutma	24,3	24,3	31,6	7,3	0,22687
		Isıtma	5,7				
C	Koşul 3	Soğutma	19,1	19,1	24,8	5,7	0,17832
		Isıtma	10,9				
D	Koşul 4	Soğutma	14,6	14,6	19	4,4	0,13631
		Isıtma	15,4				
E	Koşul 5	Soğutma	8,2	16,8	21,8	5	0,15685
		Isıtma	21,8				
F	Koşul 6	Soğutma	3,2	20,6	26,8	6,2	0,19233
		Isıtma	26,8				
G	Koşul 7	Soğutma	0	23	30	7	0,21473
		Isıtma	30				

Çizelge 6.14. R404 gazı yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları

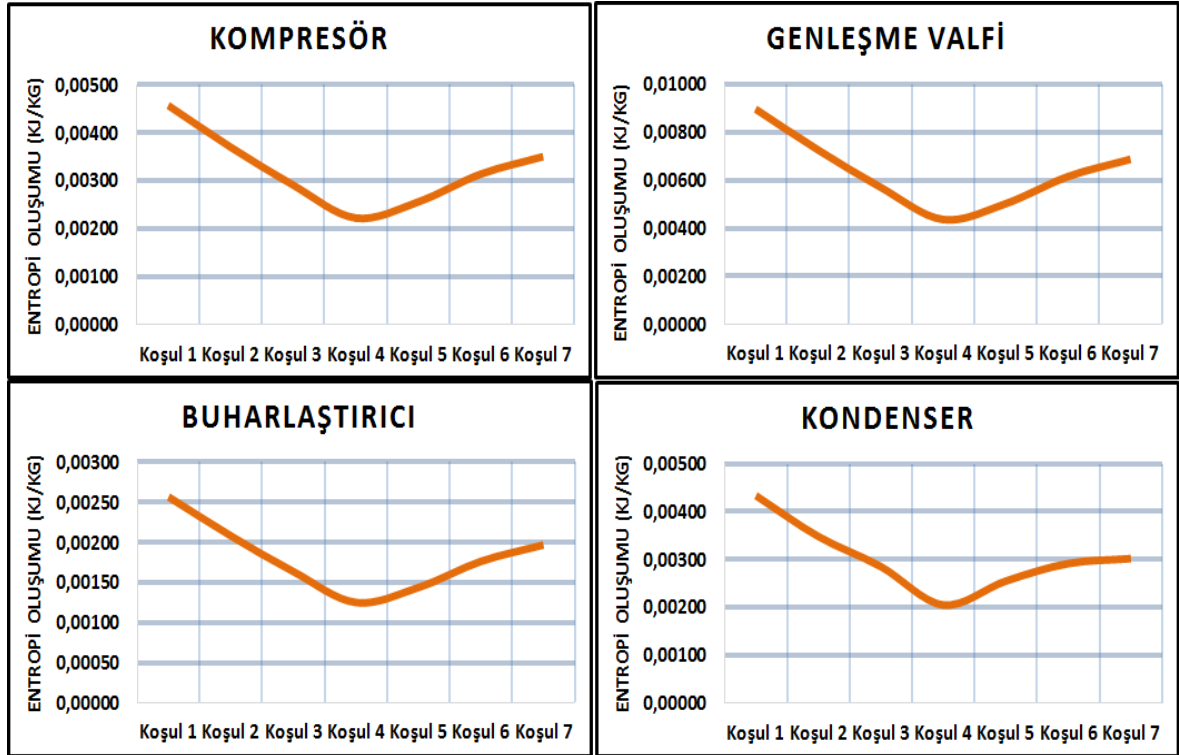
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Entropi Oluşum (kJ/kg)							
Kompresör	0,00457	0,00370	0,00291	0,00222	0,00256	0,00313	0,00350
Genleşme Valfi	0,00896	0,00726	0,00571	0,00436	0,00502	0,00615	0,00687
Buharlaştırıcı	0,00257	0,00208	0,00163	0,00125	0,00144	0,00176	0,00197
Kondenser	0,00434	0,00348	0,00285	0,00205	0,00255	0,00292	0,00302

Çizelge 6.15. R404 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları

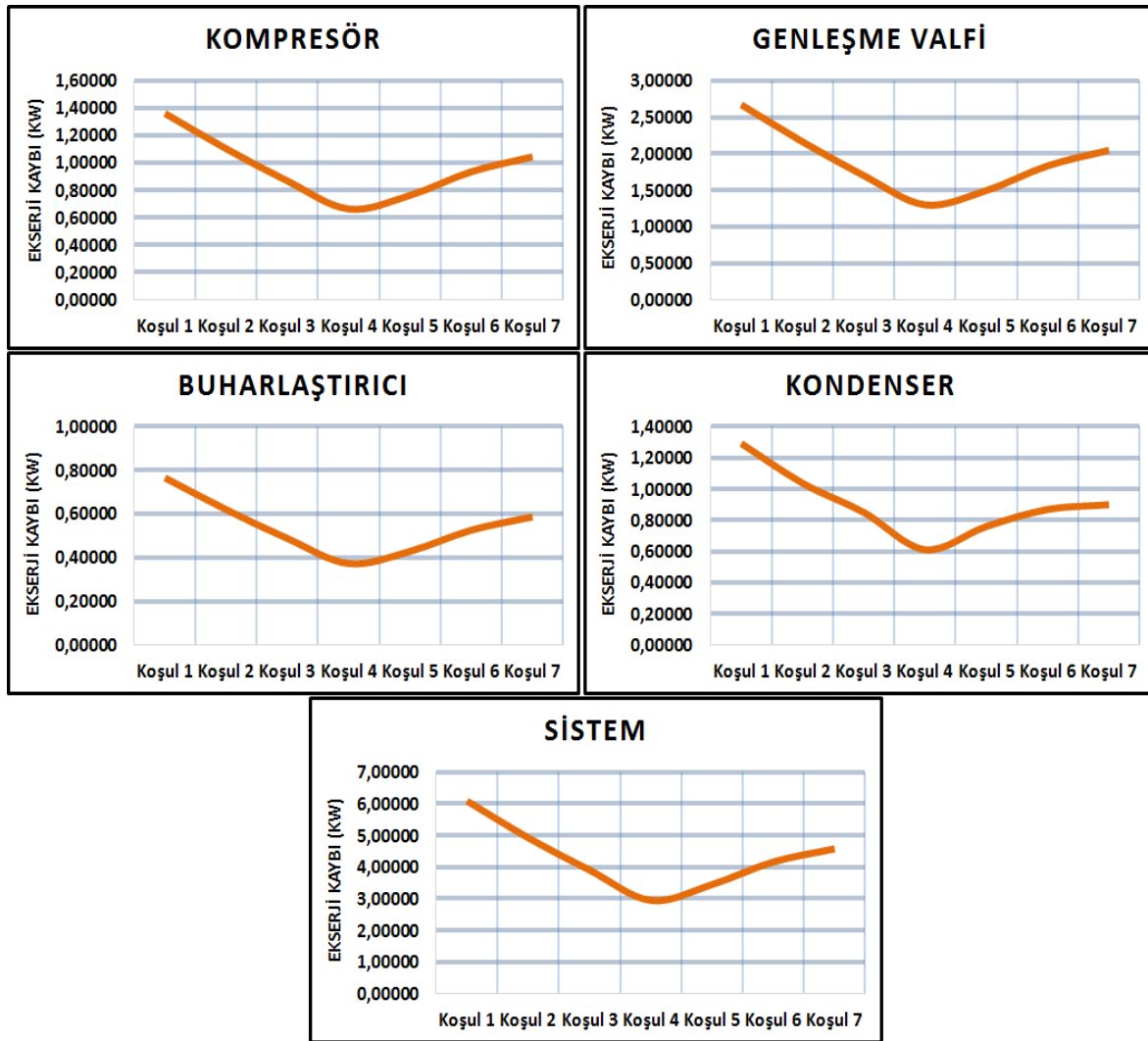
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik) (kW)							
Kompresör	1,36049	1,10200	0,86618	0,66210	0,76187	0,93420	1,04304
Genleşme Valfi	2,67090	2,16343	1,70047	1,29984	1,49570	1,83402	2,04769
Buharlaştırıcı	0,76490	0,61957	0,48699	0,37225	0,42835	0,52523	0,58643
Kondenser	1,29194	1,03738	0,84979	0,61057	0,75983	0,86896	0,89963
Toplam	6,08823	4,92238	3,90343	2,94477	3,44575	4,16241	4,57679

Çizelge 6.16. R404 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi

Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Ekserji Dengesi (kW)						
Kompresör	7,62747	6,17825	4,85615	3,71203	4,27138	5,23753	5,84772
Genleşme Valfi	-2,67090	-2,16343	-1,70047	-1,29984	-1,49570	-1,83402	-2,04769
Buharlaştırıcı	29,23510	23,68043	18,61301	14,22775	16,37165	20,07477	22,41357
Kondenser	-37,69602	-30,54286	-23,97254	-18,36357	-21,07343	-25,90277	-28,99114



Şekil 6.8. R404 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu



Şekil 6.9. R404 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı

Şekil 6.9’da görüldüğü üzere, R404 soğutucu akışkanı için sistemde en düşük ekserji kaybı 4. çalışma koşulunda gerçekleşmişken, en yüksek kayıp 1. çalışma koşulunda gerçekleşmiştir.

6.4. R407 Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları

Çizelge 6.17. R407 gazı için sistemin özellikleri

R407	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	5,80	423,6	1,8093
2	82,54	22,20	466,15	1,8302
3	50	22,20	281,9	1,2510
4	7	5,80	281,9	1,2842

Çizelge 6.18. R407 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri

İŞLETME DURUMU			İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
				Q_{buh} (kW)	Q_{kond} (kW)	W_{komp} (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A	Koşul 1	Soğutma	30	30	39	9	0,21171
		Isıtma	0				
B	Koşul 2	Soğutma	24,3	24,3	31,6	7,3	0,17149
		Isıtma	5,7				
C	Koşul 3	Soğutma	19,1	19,1	24,8	5,7	0,13479
		Isıtma	10,9				
D	Koşul 4	Soğutma	14,6	14,6	19	4,4	0,10303
		Isıtma	15,4				
E	Koşul 5	Soğutma	8,2	16,8	21,8	5	0,11856
		Isıtma	21,8				
F	Koşul 6	Soğutma	3,2	20,6	26,8	6,2	0,14538
		Isıtma	26,8				
G	Koşul 7	Soğutma	0	23	30	7	0,16231
		Isıtma	30				

Çizelge 6.19. R407 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları

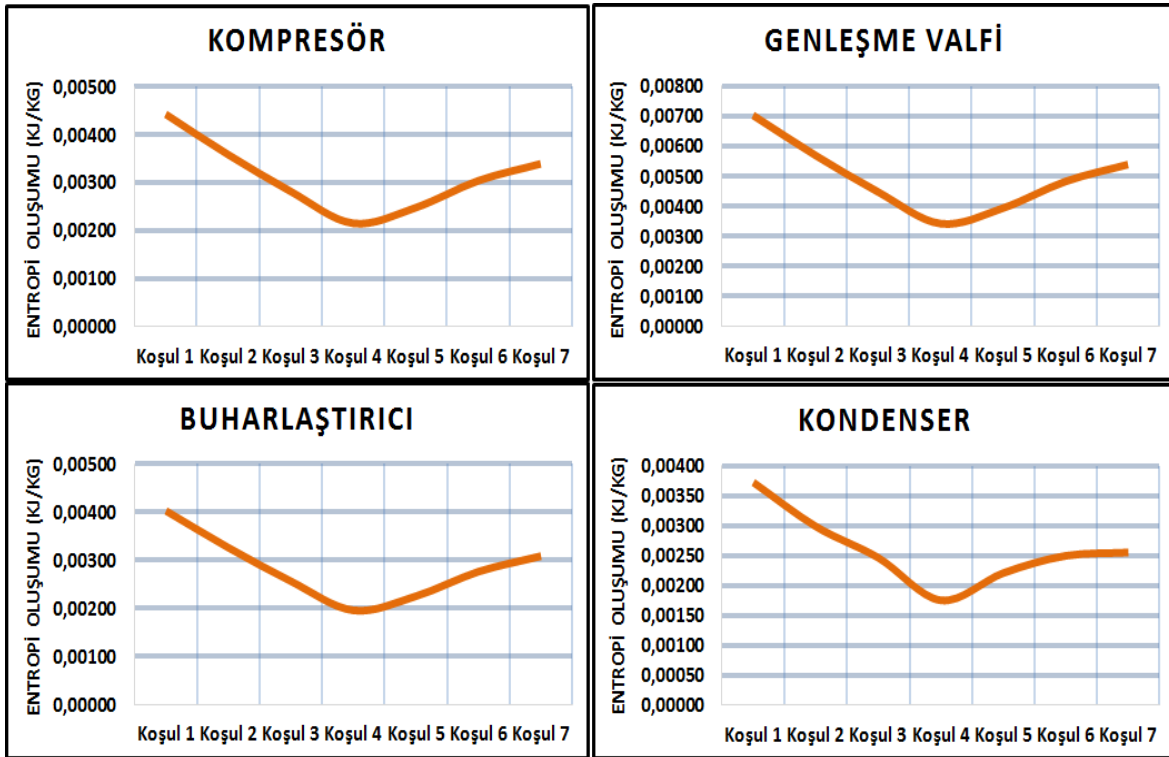
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Entropi Oluşum (kJ/kg)							
Kompresör	0,00442	0,00358	0,00282	0,00215	0,00248	0,00304	0,00339
Genleşme Valfi	0,00703	0,00569	0,00448	0,00342	0,00394	0,00483	0,00539
Buharlaştırıcı	0,00403	0,00326	0,00256	0,00196	0,00226	0,00277	0,00309
Kondenser	0,00372	0,00299	0,00246	0,00175	0,00221	0,00250	0,00255

Çizelge 6.20. R407 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları

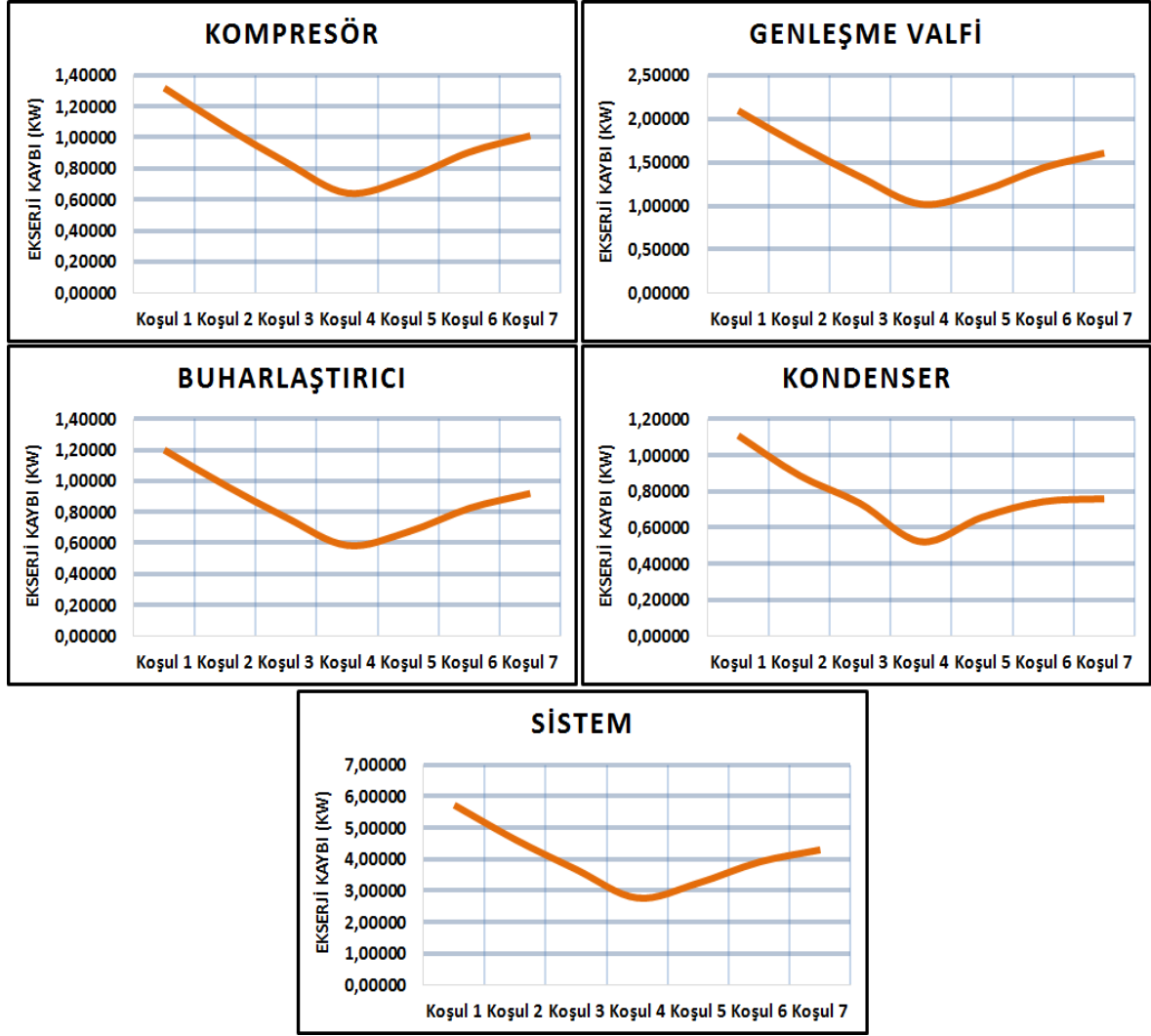
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik) (kW)							
Kompresör	1,31860	1,06807	0,83951	0,64172	0,73842	0,90544	1,01093
Genleşme Valfi	2,09462	1,69664	1,33358	1,01938	1,17299	1,43831	1,60588
Buharlaştırıcı	1,20053	0,97243	0,76434	0,58426	0,67230	0,82437	0,92041
Kondenser	1,10940	0,88953	0,73358	0,52174	0,65761	0,74362	0,75969
Toplam	5,72316	4,62667	3,67100	2,76710	3,24131	3,91173	4,29690

Çizelge 6.21. R407 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi

Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Ekserji Dengesi (kW)						
Kompresör	7,68987	6,22879	4,89588	3,74240	4,30632	5,28037	5,89556
Genleşme Valfi	-2,09462	-1,69664	-1,33358	-1,01938	-1,17299	-1,43831	-1,60588
Buharlaştırıcı	28,79947	23,32757	18,33566	14,01574	16,12770	19,77563	22,07959
Kondenser	-37,89907	-30,70733	-24,10182	-18,46238	-21,18714	-26,04220	-29,14680



Şekil 6.10. R407 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu



Şekil 6.11. R407 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı

Şekil 6.11’de görüldüğü üzere, R407 soğutucu akışkanı için sistemde en düşük ekserji kaybı 4. çalışma koşulunda gerçekleşmişken, en yüksek kayıp 1. çalışma koşulunda gerçekleşmiştir.

6.5. R410a Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları

Çizelge 6.22. R410a gazı için sistemin özellikleri

R410a	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	9,90	426,5	1,8294
2	82,54	33,96	466,8	1,8485
3	50	33,96	292,19	1,2916
4	7	9,90	292,19	1,3289

Çizelge 6.23. R410a gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri

İŞLETME DURUMU			İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
				Q_{buh} (kW)	Q_{kond} (kW)	W_{komp} (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A	Koşul 1	Soğutma	30	30	39	9	0,22336
		Isıtma	0				
B	Koşul 2	Soğutma	24,3	24,3	31,6	7,3	0,18092
		Isıtma	5,7				
C	Koşul 3	Soğutma	19,1	19,1	24,8	5,7	0,14221
		Isıtma	10,9				
D	Koşul 4	Soğutma	14,6	14,6	19	4,4	0,10870
		Isıtma	15,4				
E	Koşul 5	Soğutma	8,2	16,8	21,8	5	0,12508
		Isıtma	21,8				
F	Koşul 6	Soğutma	3,2	20,6	26,8	6,2	0,15338
		Isıtma	26,8				
G	Koşul 7	Soğutma	0	23	30	7	0,17125
		Isıtma	30				

Çizelge 6.24. R410a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları

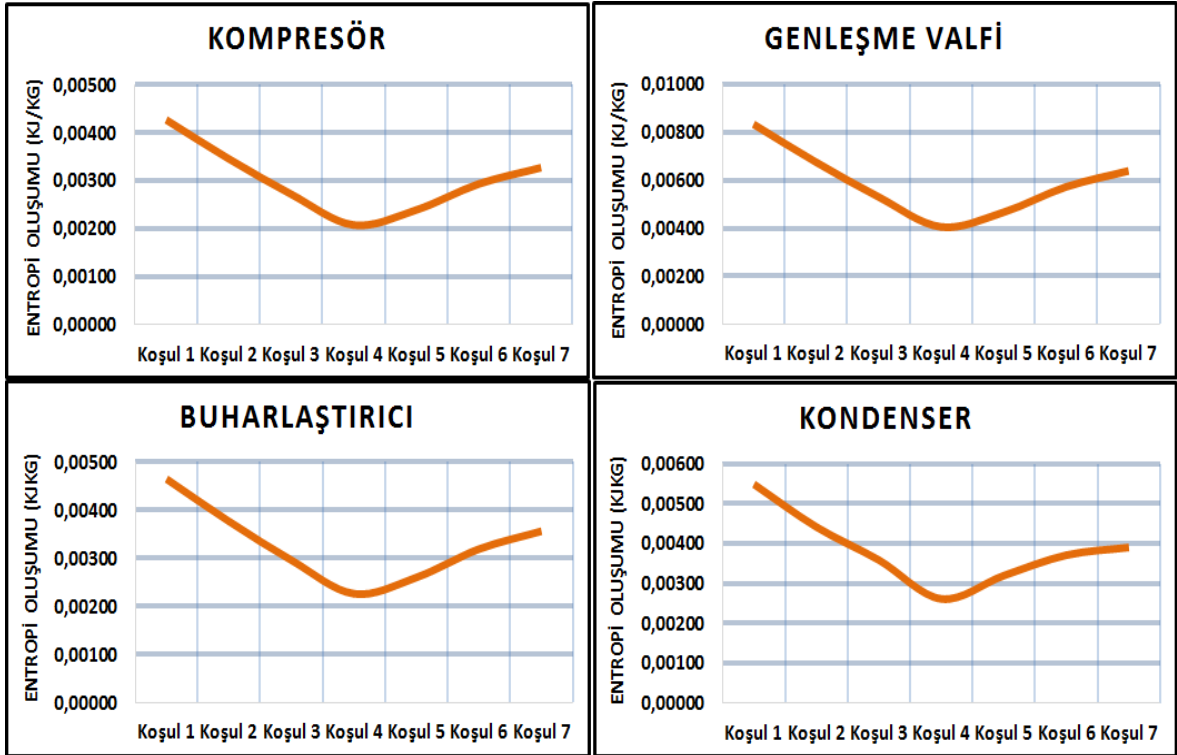
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Entropi Oluşum (kJ/kg)							
Kompresör	0,00427	0,00346	0,00272	0,00208	0,00239	0,00293	0,00327
Genleşme Valfi	0,00833	0,00675	0,00530	0,00405	0,00467	0,00572	0,00639
Buharlaştırıcı	0,00465	0,00377	0,00296	0,00226	0,00260	0,00319	0,00357
Kondenser	0,00549	0,00442	0,00359	0,00261	0,00320	0,00371	0,00390

Çizelge 6.25. R410a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları

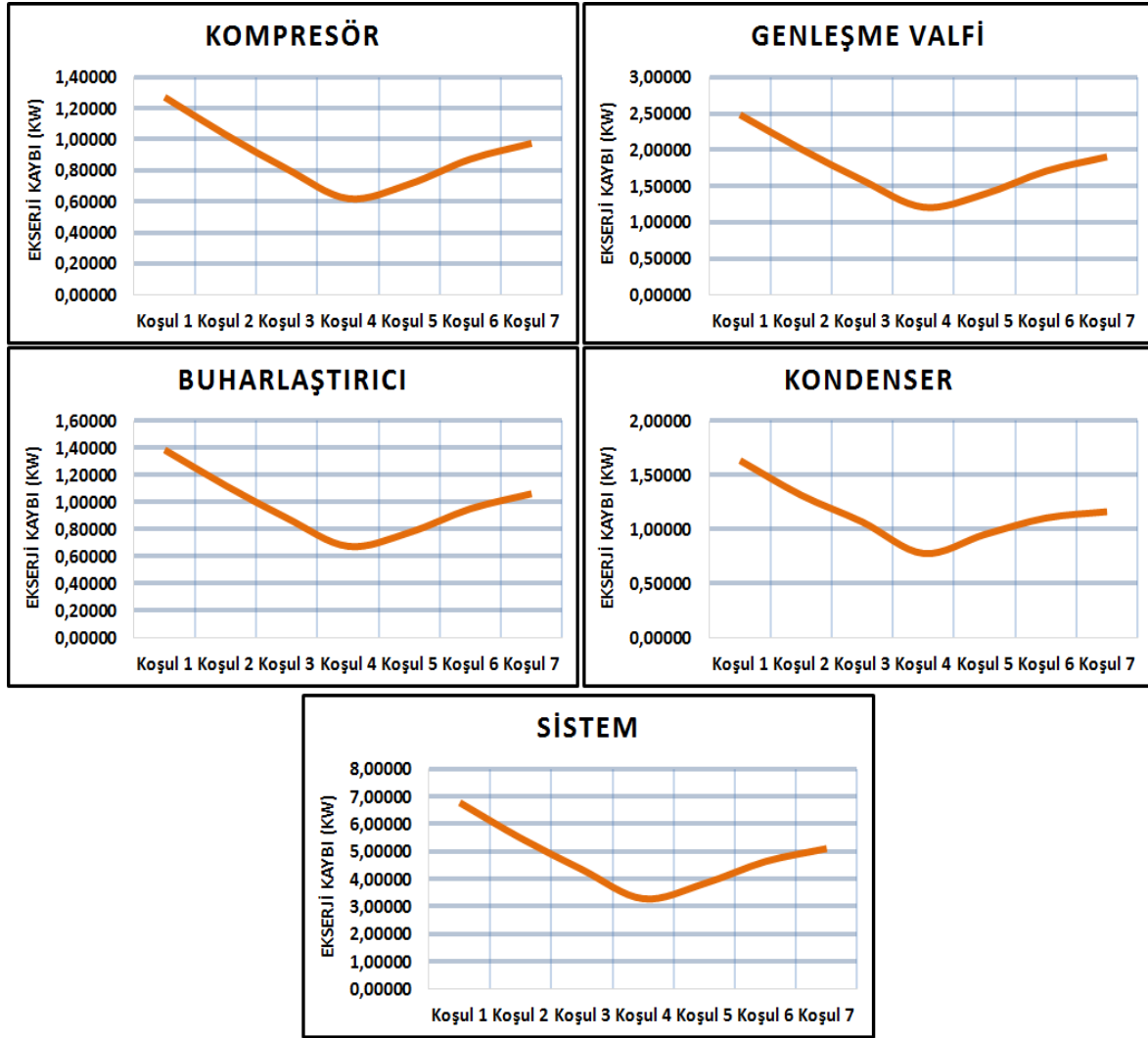
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik) (kW)							
Kompresör	1,27134	1,02979	0,80942	0,61872	0,71195	0,87299	0,97470
Genleşme Valfi	2,48278	2,01105	1,58070	1,20829	1,39036	1,70484	1,90346
Buharlaştırıcı	1,38592	1,12260	0,88237	0,67448	0,77612	0,95167	1,06254
Kondenser	1,63569	1,31582	1,06865	0,77787	0,95233	1,10500	1,16318
Toplam	6,77574	5,47926	4,34114	3,27935	3,83075	4,63450	5,10388

Çizelge 6.26. R410a gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi

Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Ekserji Dengesi (kW)						
Kompresör	7,73022	6,26148	4,92157	3,76204	4,32892	5,30809	5,92650
Genleşme Valfi	-2,48278	-2,01105	-1,58070	-1,20829	-1,39036	-1,70484	-1,90346
Buharlaştırıcı	28,61408	23,17740	18,21763	13,92552	16,02388	19,64833	21,93746
Kondenser	-37,36587	-30,27544	-23,76235	-18,20290	-20,88855	-25,67607	-28,73802



Şekil 6.12. R410a gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu



Şekil 6.13. R410a gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı

Şekil 6.13'te görüldüğü üzere, R410a soğutucu akışkanı için sistemde en düşük ekserji kaybı 4. çalışma koşulunda gerçekleşmişken, en yüksek kayıp 1. çalışma koşulunda gerçekleşmiştir.

6.6. R507 Soğutucu Akışkanı İçin Analiz Sonuçları

Çizelge 6.27. R507 gazı için sistemin özellikleri

R507	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	7,75	386,1	1,6661
2	82,54	26,50	418,8	1,6805
3	50	26,50	277,2	1,2312
4	7	7,75	277,2	1,2596

Çizelge 6.28. R507 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri

İŞLETME DURUMU			İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
				Q_{buh} (kW)	Q_{kond} (kW)	W_{komp} (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A	Koşul 1	Soğutma	30	30	39	9	0,27548
		Isıtma	0				
B	Koşul 2	Soğutma	24,3	24,3	31,6	7,3	0,22314
		Isıtma	5,7				
C	Koşul 3	Soğutma	19,1	19,1	24,8	5,7	0,17539
		Isıtma	10,9				
D	Koşul 4	Soğutma	14,6	14,6	19	4,4	0,13407
		Isıtma	15,4				
E	Koşul 5	Soğutma	8,2	16,8	21,8	5	0,15427
		Isıtma	21,8				
F	Koşul 6	Soğutma	3,2	20,6	26,8	6,2	0,18916
		Isıtma	26,8				
G	Koşul 7	Soğutma	0	23	30	7	0,21120
		Isıtma	30				

Çizelge 6.29. R507 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları

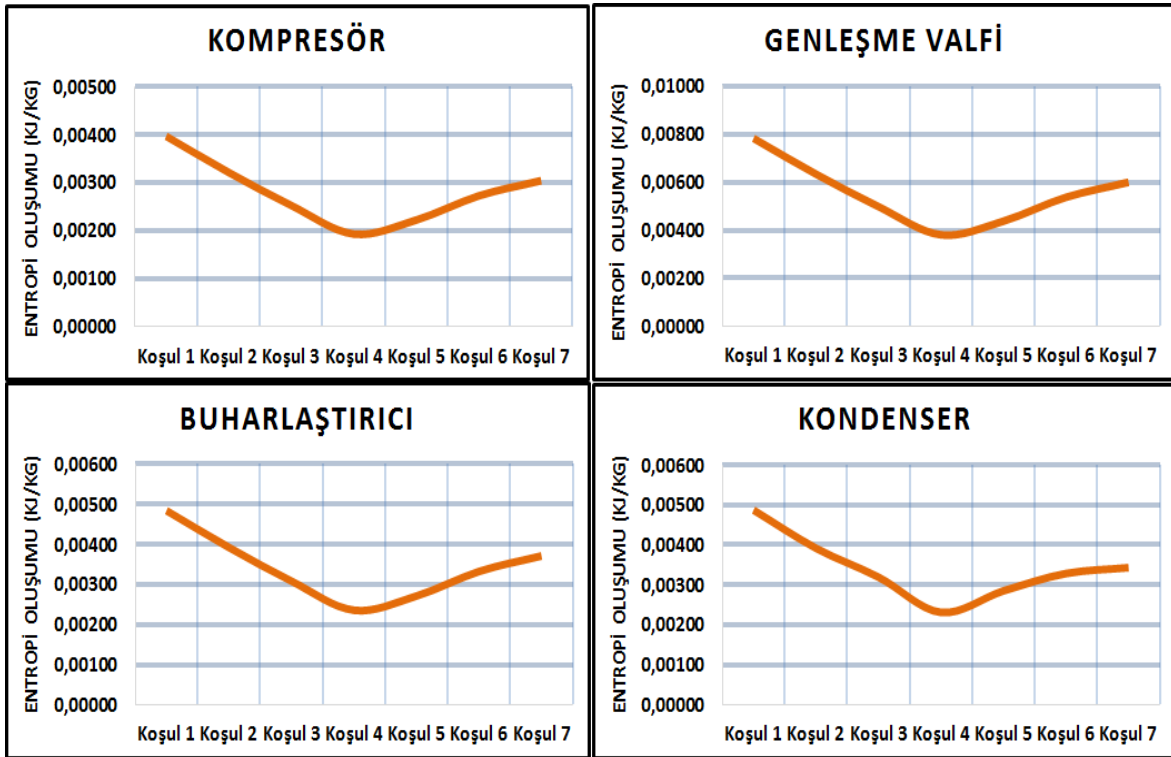
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Entropi Oluşum (kJ/kg)							
Kompresör	0,00397	0,00321	0,00253	0,00193	0,00222	0,00272	0,00304
Genleşme Valfi	0,00782	0,00634	0,00498	0,00381	0,00438	0,00537	0,00600
Buharlaştırıcı	0,00484	0,00392	0,00308	0,00236	0,00271	0,00332	0,00371
Kondenser	0,00487	0,00392	0,00319	0,00231	0,00285	0,00328	0,00343

Çizelge 6.30. R507 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları

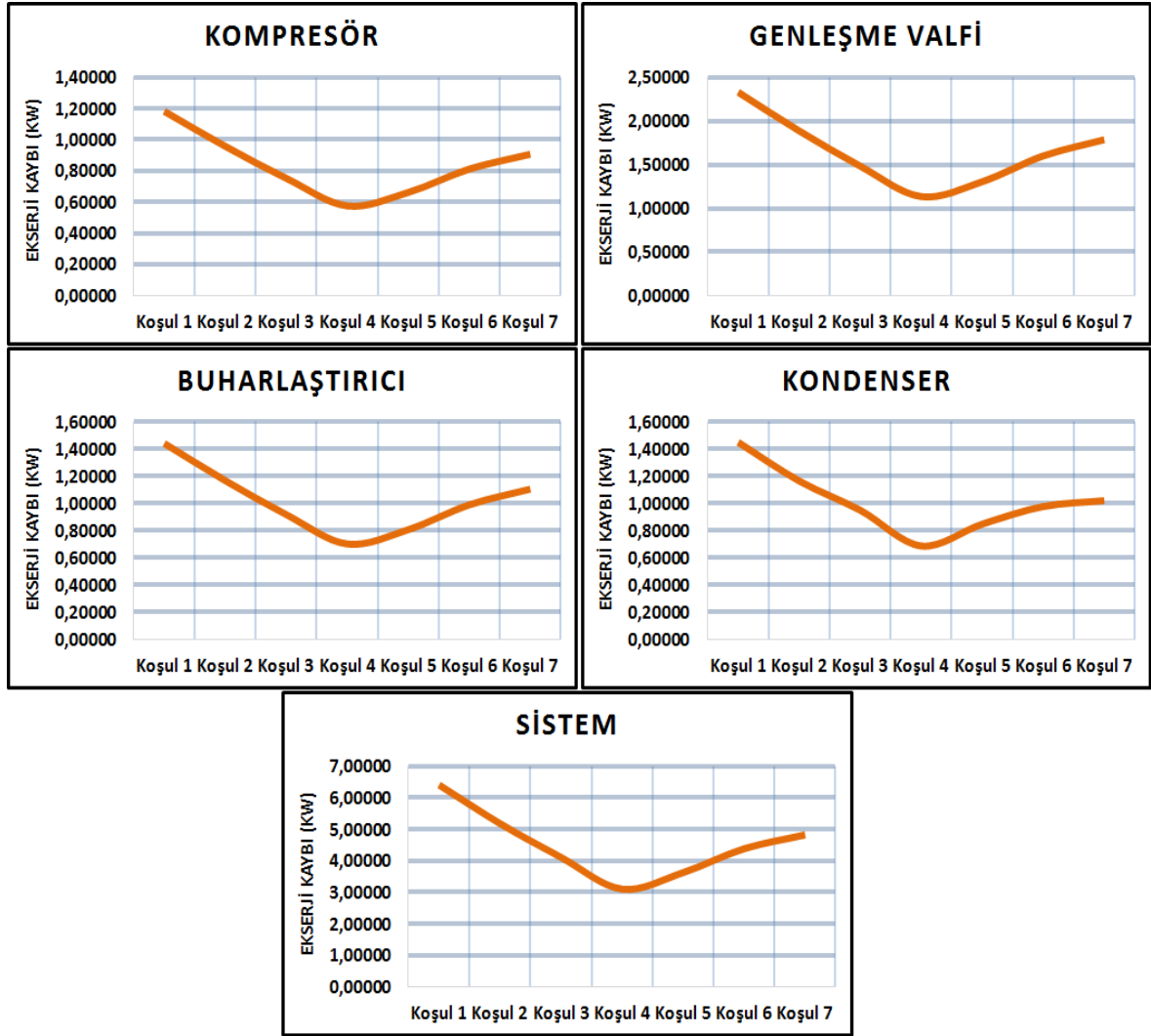
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik) (kW)							
Kompresör	1,18215	0,95754	0,75263	0,57531	0,66200	0,81174	0,90631
Genleşme Valfi	2,33146	1,88848	1,48436	1,13464	1,30562	1,60094	1,78745
Buharlaştırıcı	1,44250	1,16843	0,91839	0,70202	0,80780	0,99052	1,10592
Kondenser	1,45176	1,16684	0,95154	0,68835	0,84933	0,97870	1,02216
Toplam	6,40787	5,18129	4,10693	3,10033	3,62475	4,38190	4,82185

Çizelge 6.31. R507 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi

Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Ekserji Dengesi (kW)						
Kompresör	7,82612	6,33915	4,98263	3,80871	4,38262	5,37393	6,00002
Genleşme Valfi	-2,33146	-1,88848	-1,48436	-1,13464	-1,30562	-1,60094	-1,78745
Buharlaştırıcı	28,55750	23,13157	18,18161	13,89798	15,99220	19,60948	21,89408
Kondenser	-37,55651	-30,42986	-23,88372	-18,29567	-20,99530	-25,80697	-28,88418



Şekil 6.14. R507 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu



Şekil 6.15. R507 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı

Şekil 6.15'te görüldüğü üzere, R507 soğutucu akışkanı için sistemde en düşük ekserji kaybı 4. çalışma koşulunda gerçekleşmişken, en yüksek kayıp 1. çalışma koşulunda gerçekleşmiştir.

6.7. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Yüksek Debide Analiz Sonuçları

Çizelge 6.32. Yüksek debide R22 gazı için sistemin özellikleri

R22	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	6,20	403,4	1,7450
2	82,54	22,00	445,5	1,7680
3	50	22,00	263,2	1,1910
4	7	6,20	263,2	1,2280

Çizelge 6.33. Yüksek debide R22 gazı için sistemin ısı yükleri ve debileri

İŞLETME DURUMU			İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
				Q_{buh} (kW)	Q_{kond} (kW)	W_{komp} (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A	Koşul 1	Soğutma	45	45	58,5	13,5	0,32097
		Isıtma	0				
B	Koşul 2	Soğutma	36,45	36,45	47,4	10,95	0,25999
		Isıtma	8,55				
C	Koşul 3	Soğutma	28,65	28,65	37,2	8,55	0,20435
		Isıtma	16,35				
D	Koşul 4	Soğutma	21,9	21,9	28,5	6,6	0,15621
		Isıtma	23,1				
E	Koşul 5	Soğutma	12,3	25,2	32,7	7,5	0,17974
		Isıtma	32,7				
F	Koşul 6	Soğutma	4,8	30,9	40,2	9,3	0,22040
		Isıtma	40,2				
G	Koşul 7	Soğutma	0	34,5	30	10,5	0,24608
		Isıtma	45				

Çizelge 6.34. Yüksek debide R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki entropi oluşumları

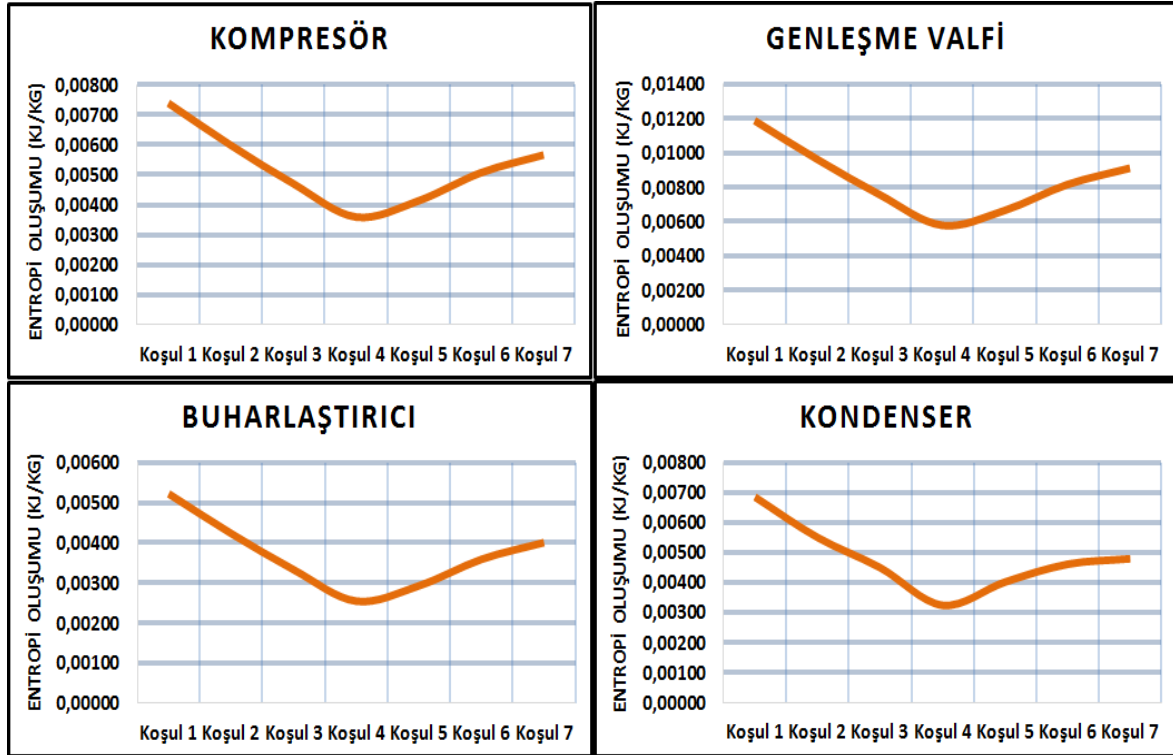
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Entropi Oluşum (kJ/kg)							
Kompresör	0,00738	0,00598	0,00470	0,00359	0,00413	0,00507	0,00566
Genleşme Valfi	0,01188	0,00962	0,00756	0,00578	0,00665	0,00815	0,00910
Buharlaştırıcı	0,00523	0,00423	0,00333	0,00254	0,00293	0,00359	0,00401
Kondenser	0,00685	0,00550	0,00450	0,00324	0,00402	0,00461	0,00479

Çizelge 6.35. Yüksek debide R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları

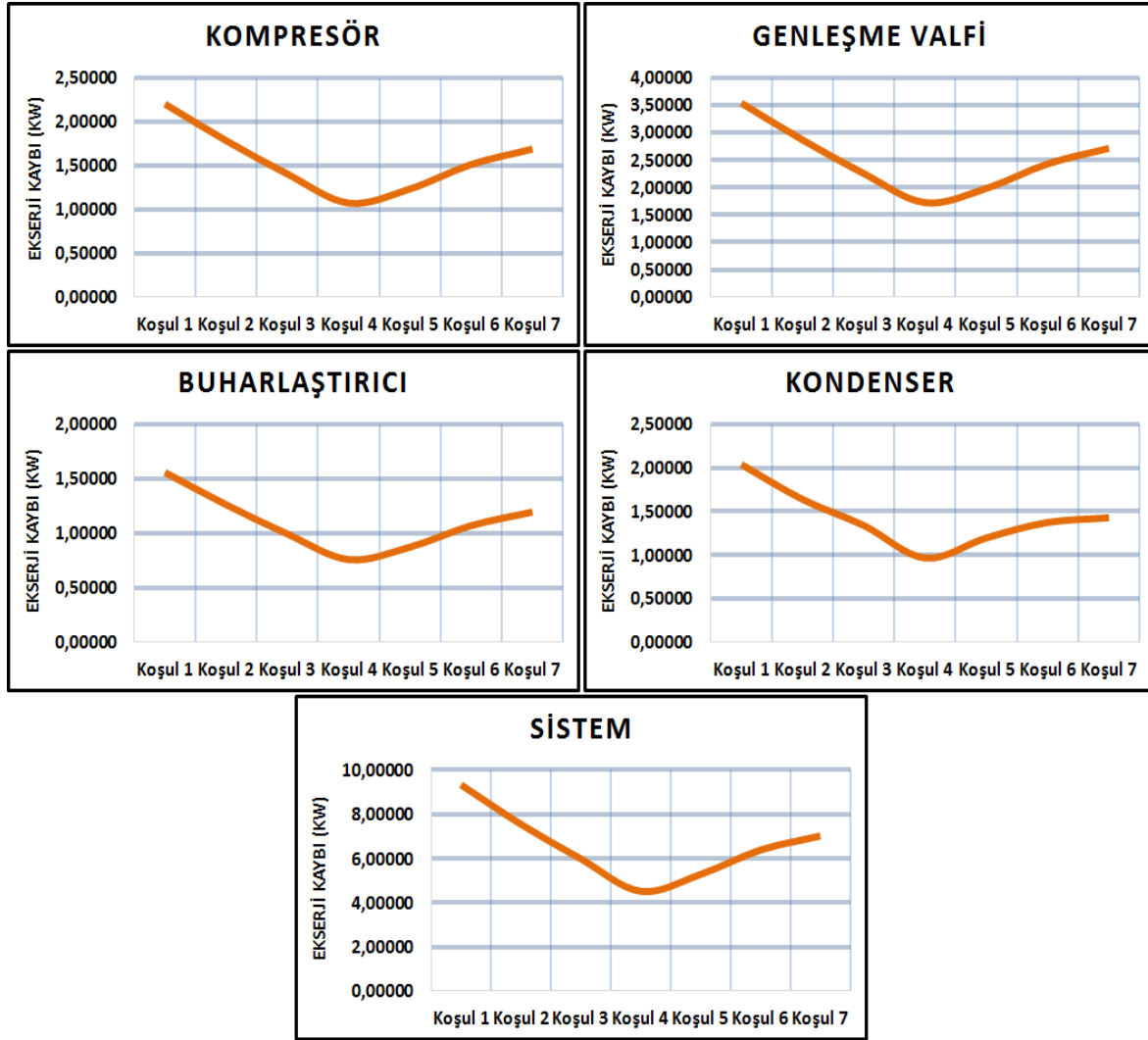
Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik) (kW)							
Kompresör	2,19993	1,78194	1,40062	1,07063	1,23196	1,51062	1,68661
Genleşme Valfi	3,53902	2,86660	2,25317	1,72232	1,98185	2,43012	2,71325
Buharlaştırıcı	1,55771	1,26175	0,99174	0,75809	0,87232	1,06963	1,19425
Kondenser	2,04012	1,63887	1,33976	0,96560	1,19698	1,37363	1,42782
Toplam	9,33678	7,54917	5,98530	4,51664	5,28311	6,38400	7,02192

Çizelge 6.36. Yüksek debide R22 gazı için yedi farklı çalışma durumunda sistem elemanlarındaki ekserji dengesi

Sistem Elemanları	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Ekserji Dengesi (kW)						
Kompresör	11,31291	9,16346	7,20255	5,50562	6,33523	7,76820	8,67323
Genleşme Valfi	-3,53902	-2,86660	-2,25317	-1,72232	-1,98185	-2,43012	-2,71325
Buharlaştırıcı	43,44229	35,18825	27,65826	21,14191	24,32768	29,83037	33,30575
Kondenser	-56,47271	-45,75653	-35,91341	-27,51064	-31,57021	-38,80519	-43,43203



Şekil 6.16. Yüksek debide R22 gazı için farklı çalışma koşullarında sistem ana elemanlarındaki entropi oluşumu



Şekil 6.17. Yüksek debide R22 gazı için farklı çalışma koşullarında sistemin tamamı ve ana elemanlarındaki ekserji kaybı

Şekil 6.17’de görüldüğü üzere, yüksek debide sistemde en düşük ekserji kaybı 4. çalışma koşulunda gerçekleşmişken, en yüksek kayıp 1. çalışma koşulunda gerçekleşmiştir.

6.8. Termoekonomik Analiz Sonuçları

Sisteme uygulanan ekserji analizi sonrası, sistemin 7 farklı çalışma koşulunda ve 6 farklı soğutucu akışkan kullanılması durumlarında termoekonomik analizi yapılmıştır.

$$\dot{C}_{giriş} + \dot{Z}_{tot} = \dot{C}_{çıkış} \quad (6.14)$$

$\dot{C}_{giriş}$: Giren ekserji maliyet akısı

$\dot{C}_{çıkış}$: Çıkan ekserji maliyet akısı

\dot{Z}_{tot} : Toplam maliyet akısı

$$\dot{C}_{giriş} = \dot{c}_{giriş} \dot{E}x_{giriş} \quad (6.15)$$

$\dot{c}_{giriş}$: Sisteme giren birim ekserji maliyeti akısı

$\dot{E}x_{giriş}$: Sisteme giren ekserji akısı

$$\dot{C}_{çıkış} = \dot{c}_{çıkış} \dot{E}x_{çıkış} \quad (6.16)$$

$\dot{c}_{çıkış}$: Sistemden çıkan birim ekserji maliyeti akısı

$\dot{E}x_{çıkış}$: Sistemden çıkan ekserji akısı

$$\dot{Z}_{tot} = \dot{Z}_{Cl} + \dot{Z}_{OM} = \frac{\Omega [AC]}{r} \quad (6.17)$$

\dot{Z}_{Cl} : İlk yatırım maliyet akısı

\dot{Z}_{OM} : İşletme ve bakım maliyet akısı

AC: Yıllık yatırım maliyeti

r : Yıllık çalışma saati

Ω : İşletme ve bakım faktörü

$$[AC] = [PW][CRF] \quad (6.18)$$

PW: Bugünkü değer faktörü

CRF: Sermaye kurtarma faktörü

$$[PW] = [TCI] - [SV][WF] \quad (6.19)$$

TCI: Toplam yatırım maliyeti

SV: Hurda değeri

WF: Değer Faktörü

$$[SV] = [TCI]\mu \quad (6.20)$$

μ : Hurda değer oranı

Yapılan hesaplamalarda, hurda değer oranı %15, işletme ömrü 10 yıl, faiz oranı %7,4 olarak alınmıştır [37]. Birim elektrik maliyet 0,1309 \$ olarak alınmıştır.

Çizelge 6.37. R22 gazı için termoeekonomik analiz sonuçları

R22	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
$C_{\text{çıkış}} (\$/h)$	10,0153	8,1136	6,3729	4,8765	5,6038	6,8796	7,6903
$C_{\text{giriş}} (\$/h)$	10,8301	8,7724	6,8952	5,2707	6,0649	7,4367	8,3031
$Ex_{\text{çıkış}} (kJ)$	76,5113	61,9832	48,6849	37,2537	42,8100	52,5559	58,7495
$Ex_{\text{giriş}} (kJ)$	82,7358	67,0160	52,6751	40,2648	46,3321	56,8119	63,4308
CRF	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450
PWF	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890
TCI (\$)	41762	33766	26771	20202	23630	28555	31408
SV (\$)	6264	5065	4016	3030	3545	4283	4711
PW (\$)	38699	31289	24808	18720	21897	26460	29104
AC (\$/yıl)	5611	4537	3597	2714	3175	3837	4220
Ω	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
r (h/yıl)	7300	7300	7300	7300	7300	7300	7300
$Z_{\text{tot}} (\$/h)$	0,8148	0,6588	0,5223	0,3942	0,4610	0,5571	0,6128

Çizelge 6.38. R134a gazı için termoeekonomik analiz sonuçları

R134a	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
$C_{\text{çıkış}} (\$/h)$	10,1918	8,2565	6,4852	4,9624	5,7026	7,0007	7,8256
$C_{\text{giriş}} (\$/h)$	10,9483	8,8681	6,9704	5,3282	6,1311	7,5178	8,3937
$Ex_{\text{çıkış}} (kJ)$	77,8593	63,0751	49,5432	37,9097	43,5649	53,4815	59,7830
$Ex_{\text{giriş}} (kJ)$	83,6387	67,7473	53,2500	40,7042	46,8377	57,4319	64,1230
CRF	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450
PWF	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890
TCI (\$)	38775	31347	24870	18749	21958	26504	29118
SV (\$)	5816	4702	3730	2812	3294	3976	4368
PW (\$)	35931	29048	23046	17374	20347	24560	26982
AC (\$/yıl)	5210	4212	3342	2519	2950	3561	3912
Ω	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
r (h/yıl)	7300	7300	7300	7300	7300	7300	7300
$Z_{\text{tot}} (\$/h)$	0,7565	0,6116	0,4852	0,3658	0,4284	0,5171	0,5681

Çizelge 6.39. R404 gazı için termoekonomik analiz sonuçları

R404	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
$C_{\text{çıkış}} (\$/h)$	10,1093	8,1898	6,4327	4,9223	5,6565	6,9441	7,7624
$C_{\text{giriş}} (\$/h)$	10,9063	8,8341	6,9437	5,3077	6,1075	7,4890	8,3615
$Ex_{\text{çıkış}} (kJ)$	77,2295	62,5650	49,1422	37,6032	43,2122	53,0491	59,3001
$Ex_{\text{giriş}} (kJ)$	83,3177	67,4873	53,0456	40,5480	46,6579	57,2115	63,8769
CRF	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450
PWF	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890
TCI (\$)	40847	33025	26189	19757	23118	27927	30707
SV (\$)	6127	4954	3928	2964	3468	4189	4606
PW (\$)	37851	30603	24268	18308	21423	25878	28454
AC (\$/yıl)	5488	4437	3519	2655	3106	3752	4126
Ω	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
r (h/yıl)	7300	7300	7300	7300	7300	7300	7300
$Z_{\text{tot}} (\$/h)$	0,7969	0,6443	0,5110	0,3855	0,4510	0,5449	0,5991

Çizelge 6.40. R407 gazı için termoekonomik analiz sonuçları

R407	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
$C_{\text{çıkış}} (\$/h)$	10,0116	8,1106	6,3705	4,8747	5,6018	6,8770	7,6875
$C_{\text{giriş}} (\$/h)$	10,7608	8,7162	6,8510	5,2369	6,0260	7,3891	8,2499
$Ex_{\text{çıkış}} (kJ)$	76,4830	61,9603	48,6669	37,2399	42,7942	52,5365	58,7278
$Ex_{\text{giriş}} (kJ)$	82,2062	66,5870	52,3379	40,0070	46,0355	56,4482	63,0247
CRF	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450
PWF	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890
TCI (\$)	38398	31041	24630	18565	21747	26245	28829
SV (\$)	5760	4656	3694	2785	3262	3937	4324
PW (\$)	35582	28765	22823	17203	20152	24320	26714
AC (\$/yıl)	5159	4171	3309	2494	2922	3526	3874
Ω	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
r (h/yıl)	7300	7300	7300	7300	7300	7300	7300
$Z_{\text{tot}} (\$/h)$	0,7492	0,6056	0,4805	0,3622	0,4243	0,5120	0,5625

Çizelge 6.41. R410a gazı için termoekonomik analiz sonuçları

R410a	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
$C_{\text{çıkış}} (\$/h)$	9,9737	8,0799	6,3463	4,8562	5,5805	6,8510	7,6584
$C_{\text{giriş}} (\$/h)$	10,8606	8,7971	6,9146	5,2855	6,0819	7,4576	8,3265
$Ex_{\text{çıkış}} (kJ)$	76,1929	61,7254	48,4823	37,0987	42,6317	52,3373	58,5054
$Ex_{\text{giriş}} (kJ)$	82,9687	67,2046	52,8234	40,3781	46,4625	56,9718	63,6093
CRF	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450
PWF	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890
TCI (\$)	45460	36762	29126	22002	25701	31094	34243
SV (\$)	6819	5514	4369	3300	3855	4664	5136
PW (\$)	42126	34065	26989	20388	23816	28813	31731
AC (\$/yıl)	6108	4939	3913	2956	3453	4178	4601
Ω	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
r (h/yıl)	7300	7300	7300	7300	7300	7300	7300
$Z_{\text{tot}} (\$/h)$	0,8869	0,7172	0,5683	0,4293	0,5014	0,6067	0,6681

Çizelge 6.42. R507 gazı için termoekonomik analiz sonuçları

R507	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
$C_{\text{çıkış}} (\$/h)$	9,9839	8,0882	6,3529	4,8612	5,5863	6,8580	7,6663
$C_{\text{giriş}} (\$/h)$	10,8227	8,7664	6,8905	5,2671	6,0607	7,4316	8,2974
$Ex_{\text{çıkış}} (kJ)$	76,2716	61,7891	48,5323	37,1370	42,6757	52,3913	58,5657
$Ex_{\text{giriş}} (kJ)$	82,6794	66,9704	52,6392	40,2373	46,3005	56,7732	63,3876
CRF	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450	0,1450
PWF	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890	0,4890
TCI (\$)	42992	34762	27554	20801	24319	29399	32351
SV (\$)	6449	5214	4133	3120	3648	4410	4853
PW (\$)	39838	32213	25533	19275	22535	27243	29978
AC (\$/yıl)	5777	4671	3702	2795	3268	3950	4347
Ω	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06
r (h/yıl)	7300	7300	7300	7300	7300	7300	7300
$Z_{\text{tot}} (\$/h)$	0,8388	0,6782	0,5376	0,4058	0,4745	0,5736	0,6312



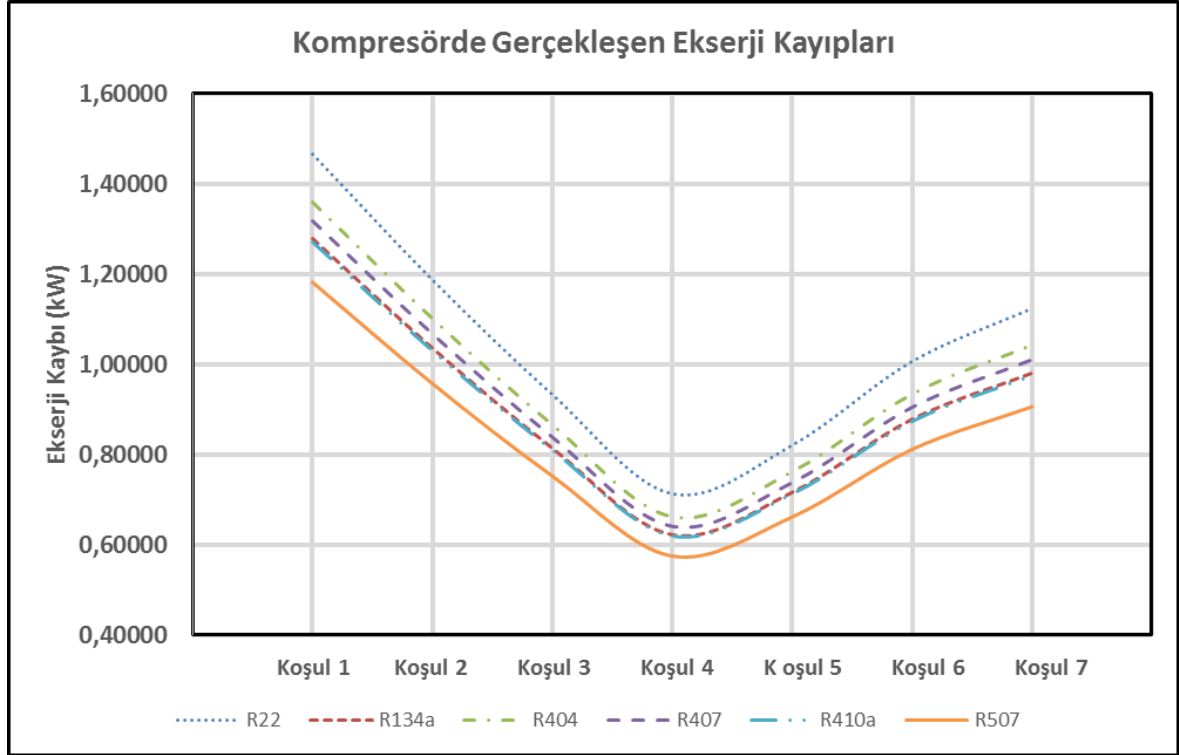
7. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu çalışmada, 11 iç ünite ve 2 dış üniteden meydana değişken soğutucu akışkan debili (VRF) iklimlendirme sisteminin I. ve II. kanun analizleri yapılmış, ekserji kayıpları hesaplanmış ve termoekonomik analizi yapılmıştır. Bu bölümde, analizler sonucu çıkan sonuçların karşılaştırılmalarına yer verilmiştir.

7.1. Farklı Çalışma Koşullarına ve Soğutucu Akışkanlara Göre Ekserji Kayıplarının Karşılaştırmaları

Çizelge 7.1. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kompresörde gerçekleşen ekserji kayıpları

Soğutucu Akışkanlar	Kompresörde Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	1,46662	1,18796	0,93375	0,71375	0,82131	1,00708	1,12441
R134a	1,28000	1,03680	0,81493	0,62293	0,71680	0,87893	0,98133
R404	1,36049	1,10200	0,86618	0,66210	0,76187	0,93420	1,04304
R407	1,31860	1,06807	0,83951	0,64172	0,73842	0,90544	1,01093
R410a	1,27134	1,02979	0,80942	0,61872	0,71195	0,87299	0,97470
R507	1,18215	0,95754	0,75263	0,57531	0,66200	0,81174	0,90631

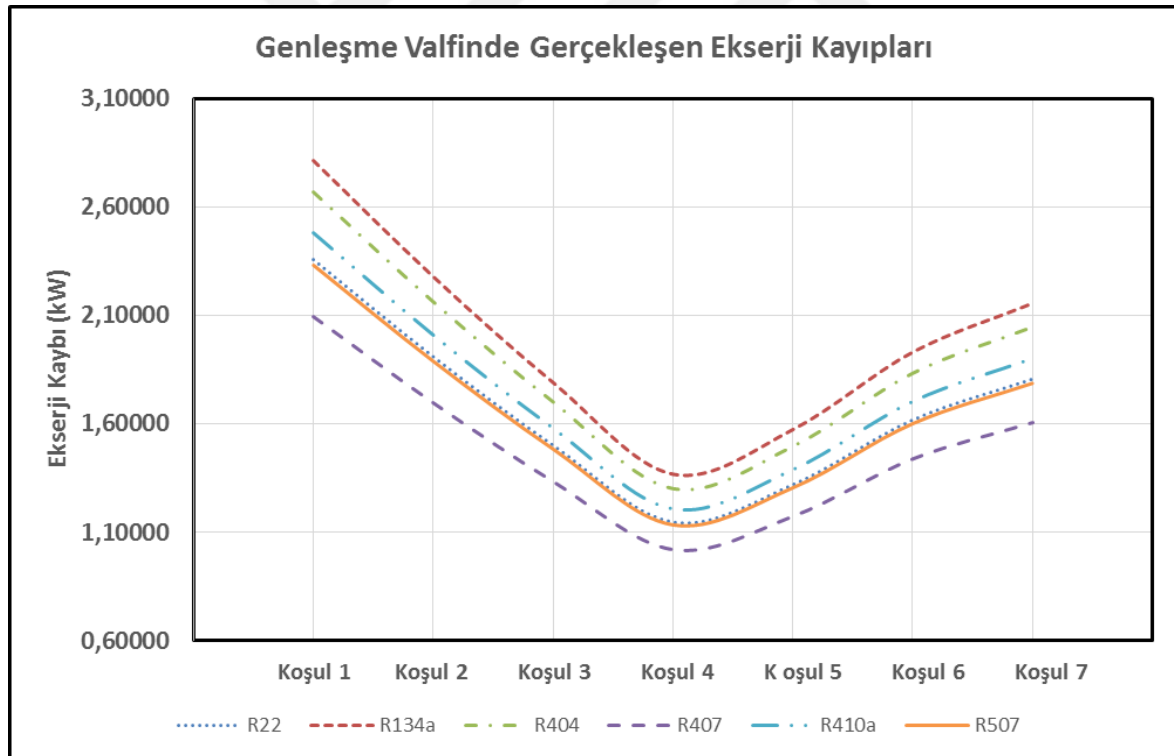


Şekil 7.1. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kompresörde gerçekleşen ekserji kayıpları

Şekil 7.1’de görüldüğü üzere, kompresörde 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, kompresörde en düşük ekserji kaybı R507 soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R22 soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.

Çizelge 7.2. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında genişleme valfinden gerçekleşen ekserji kayıpları

Soğutucu Akışkanlar	Genişleme Valfinden Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	2,35934	1,91107	1,50212	1,14821	1,32123	1,62008	1,80883
R134a	2,81599	2,28096	1,79285	1,37045	1,57696	1,93365	2,15893
R404	2,67090	2,16343	1,70047	1,29984	1,49570	1,83402	2,04769
R407	2,09462	1,69664	1,33358	1,01938	1,17299	1,43831	1,60588
R410a	2,48278	2,01105	1,58070	1,20829	1,39036	1,70484	1,90346
R507	2,33146	1,88848	1,48436	1,13464	1,30562	1,60094	1,78745



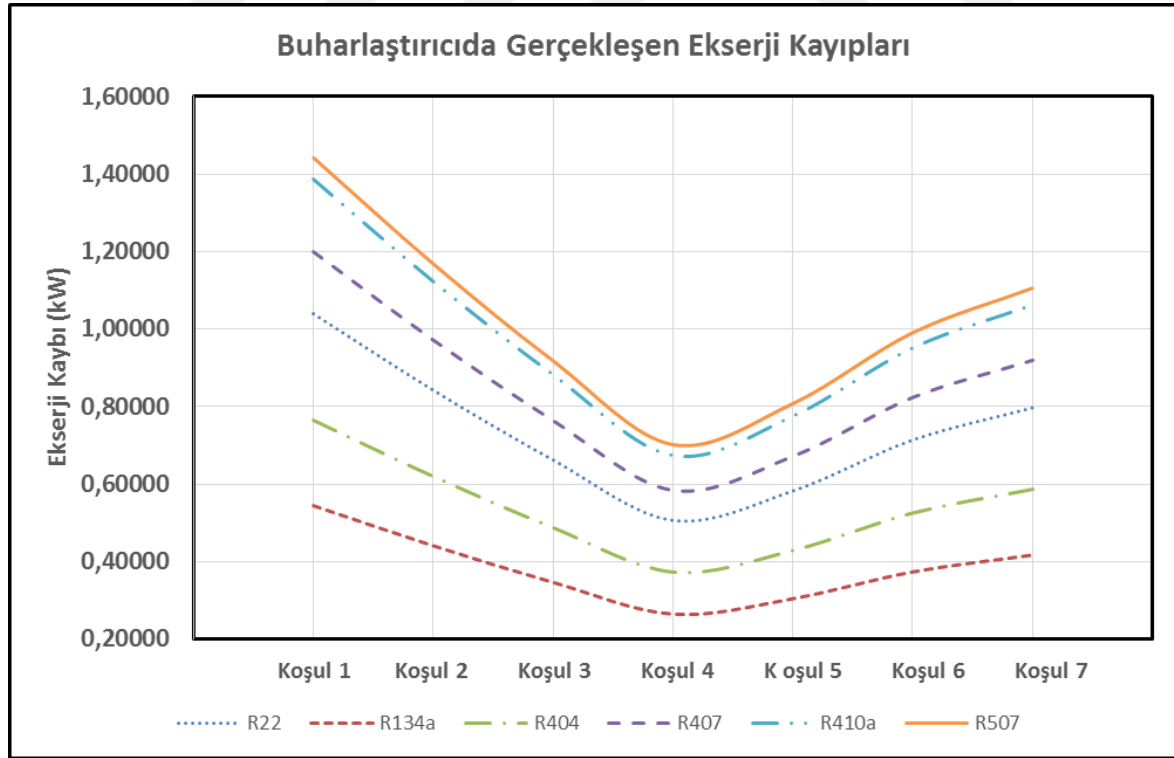
Şekil 7.2. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında genişleme valfinden gerçekleşen ekserji kayıpları

Şekil 7.2’de görüldüğü üzere, genişleme valfinden 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, genişleme valfinden en düşük ekserji kaybı R407 soğutucu

akışkanında meydana gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R134a soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.

Çizelge 7.3. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında buharlaştırıcıda gerçekleşen ekserji kayıpları

Soğutucu Akışkanlar	Buharlaştırıcıda Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	1,03848	0,84117	0,66116	0,50539	0,58155	0,71309	0,79616
R134a	0,54589	0,44217	0,34755	0,26567	0,30570	0,37485	0,41852
R404	0,76490	0,61957	0,48699	0,37225	0,42835	0,52523	0,58643
R407	1,20053	0,97243	0,76434	0,58426	0,67230	0,82437	0,92041
R410a	1,38592	1,12260	0,88237	0,67448	0,77612	0,95167	1,06254
R507	1,44250	1,16843	0,91839	0,70202	0,80780	0,99052	1,10592

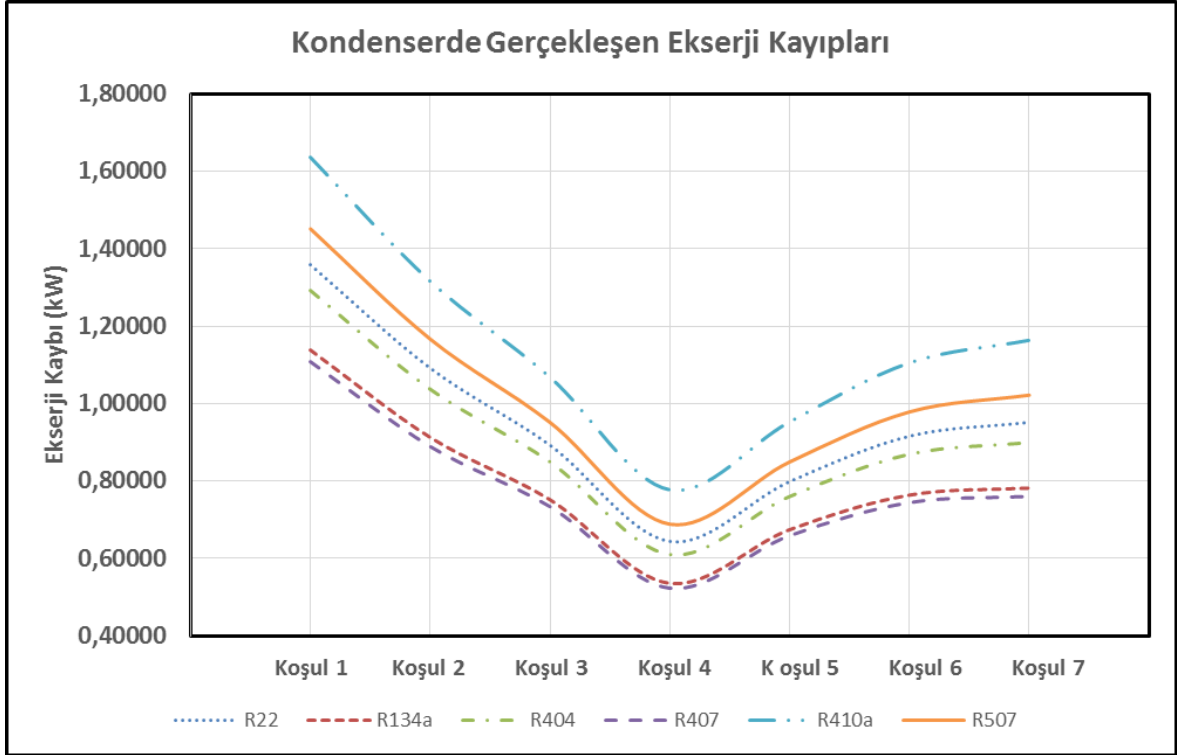


Şekil 7.3. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında buharlaştırıcıda gerçekleşen ekserji kayıpları

Şekil 7.3.'te görüldüğü üzere, buharlaştırıcıda 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, buharlaştırıcıda en düşük ekserji kaybı R134a soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R507 soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.

Çizelge 7.4. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kondenserde gerçekleşen ekserji kayıpları

Soğutucu Akışkanlar	Kondenserde Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	1,36008	1,09258	0,89318	0,64374	0,79799	0,91575	0,95188
R134a	1,13753	0,91231	0,75148	0,53543	0,67336	0,76293	0,78125
R404	1,29194	1,03738	0,84979	0,61057	0,75983	0,86896	0,89963
R407	1,10940	0,88953	0,73358	0,52174	0,65761	0,74362	0,75969
R410a	1,63569	1,31582	1,06865	0,77787	0,95233	1,10500	1,16318
R507	1,45176	1,16684	0,95154	0,68835	0,84933	0,97870	1,02216

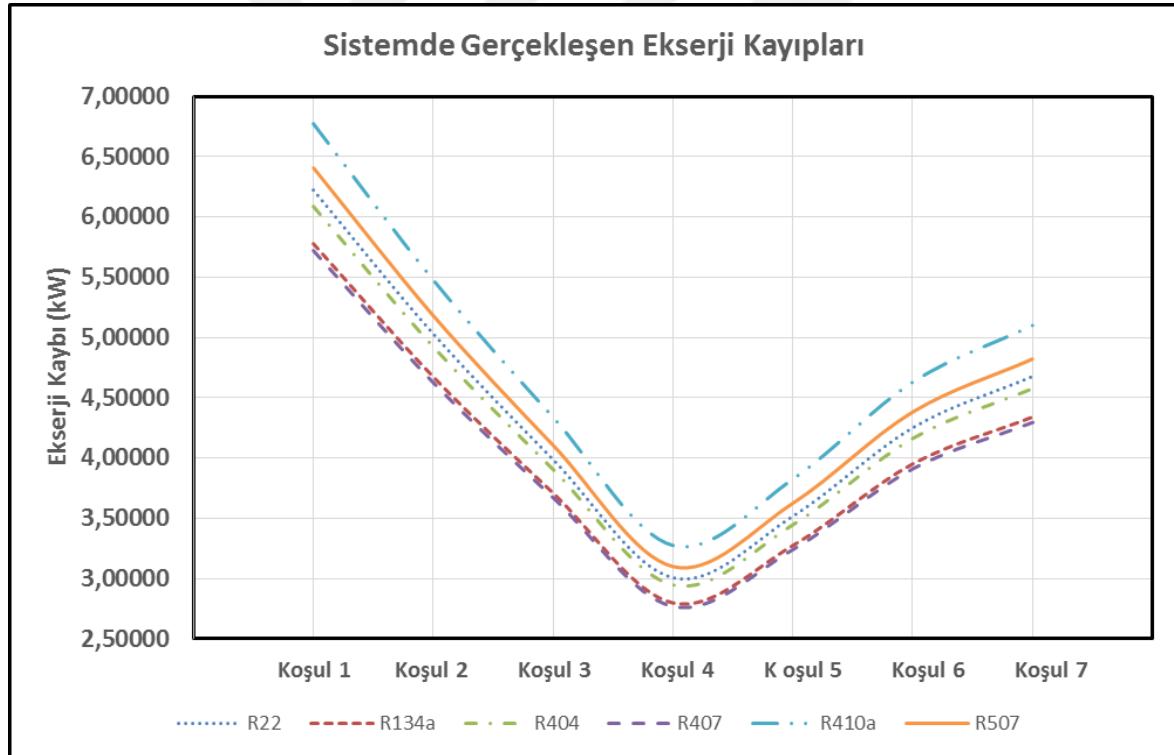


Şekil 7.4. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kondenserde gerçekleşen ekserji kayıpları

Şekil 7.4'te görüldüğü üzere, kondenserde 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, kondenserde en düşük ekserji kaybı R407 soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R410a soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.

Çizelge 7.5. Farklı çalışma koşulları ve soğutucu akışkanlar için sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları

Soğutucu Akışkanlar	Sistemde Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	6,22452	5,03278	3,99020	3,01110	3,52207	4,25600	4,68128
R134a	5,77942	4,67224	3,70682	2,79448	3,27281	3,95036	4,34003
R404	6,08823	4,92238	3,90343	2,94477	3,44575	4,16241	4,57679
R407	5,72316	4,62667	3,67100	2,76710	3,24131	3,91173	4,29690
R410a	6,77574	5,47926	4,34114	3,27935	3,83075	4,63450	5,10388
R507	6,40787	5,18129	4,10693	3,10033	3,62475	4,38190	4,82185



Şekil 7.5. Farklı çalışma koşulları ve soğutucu akışkanlar için sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları

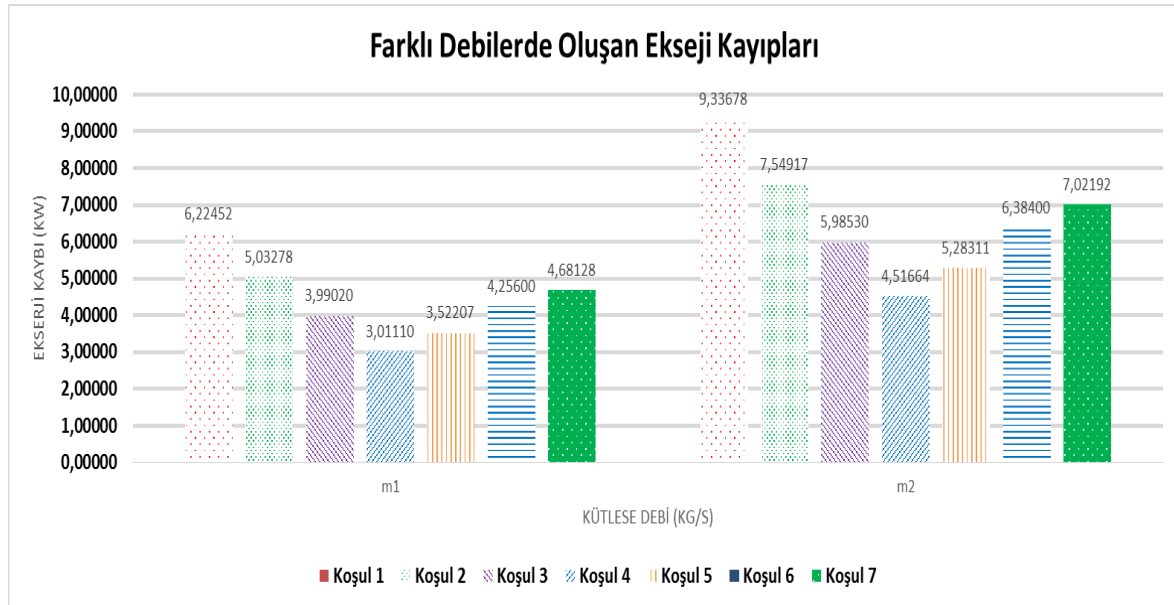
Şekil 7.5.'te görüldüğü üzere farklı çalışma koşulları dikkate alındığında, en az ekserji kaybı oluşumunun kısmi yüklenme durumlarında meydana geldiği görülmektedir. Bu durum bütün soğutucu akışkanlar için geçerlidir. İç ünite yüklerinin en çok olduğu durum olan yalnız

soğutma koşulunda ise ekserji kaybı en yüksek olmaktadır. Sistemde 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, sistemde en düşük ekserji kaybı R407 soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R410a soğutucu akışkanında meydana gelmiştir. Sonuçlardan da anlaşılacağı üzere, değişken soğutucu akışkan debili iklimlendirme sistemlerinin en önemli avantajı olan aynı anda ısıtma ve soğutma yapabilme özelliği, ekserji kaybını da en aza indirmektedir.

7.2. Farklı Debilere Göre Ekserji Kayıplarının Karşılaştırmaları

Çizelge 7.6. Farklı debilerde sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları

Debi (kg/s)	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
	Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik) (kW)						
m_1	6,22452	5,03278	3,99020	3,01110	3,52207	4,25600	4,68128
m_2	9,33678	7,54917	5,98530	4,51664	5,28311	6,38400	7,02192
m1= 0,21398, m2= 0,32097							



Şekil 7.6. Farklı debilerde sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları

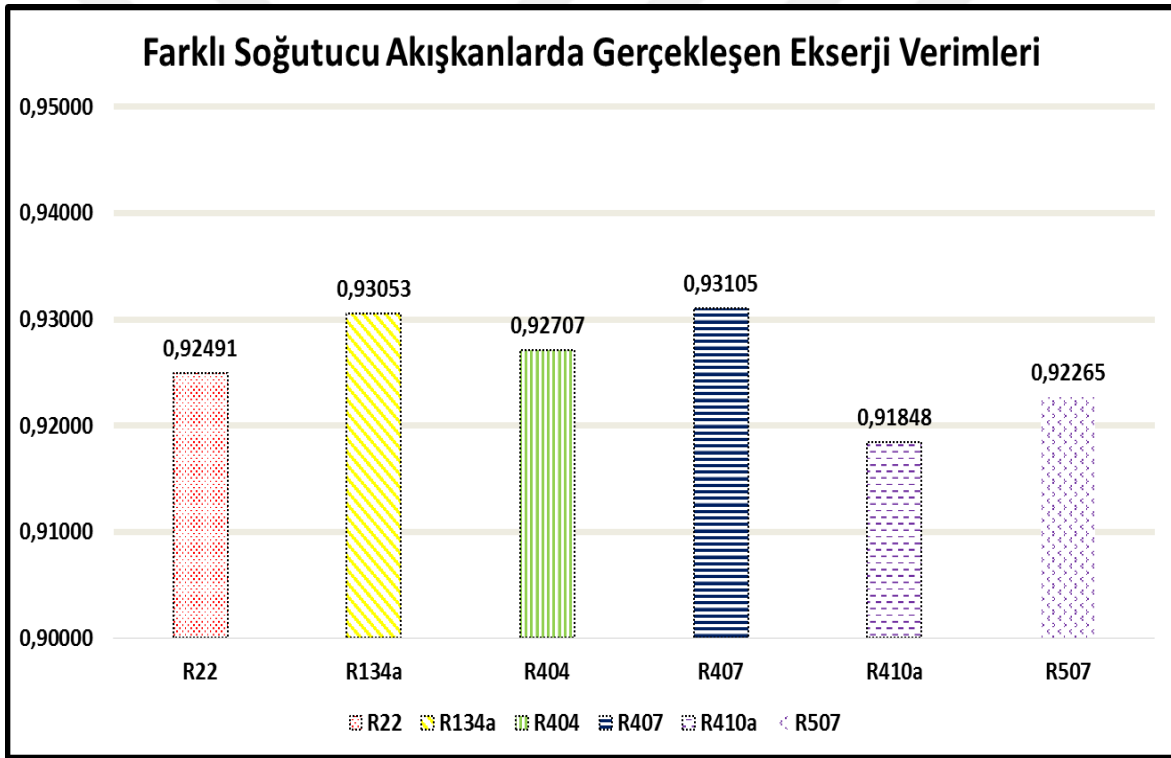
Şekil 7.6'da görüldüğü üzere iki farklı debide oluşan ekserji kayıpları incelendiğinde, yüksek debide oluşan ekserji kaybının artan debi oranı kadar daha yüksek olduğu tespit

edilmiştir. Bu sebeple, debi miktarının doğru ayarlanması, yani iç ünite kapasitelerinin doğru ayarlanması ekserji kaybının azaltılması açısından önem arz etmektedir.

7.3. Farklı Soğutucu Akışkanlara Göre Ekserji Verimlerinin Karşılaştırmaları

Çizelge 7.7. Farklı soğutucu akışkanlar için sistemde gerçekleşen ekserji verimleri

Soğutucu Akışkanlar	R22	R134a	R404	R407	R410a	R507
II. Kanun Verimi	0,92491	0,93053	0,92707	0,93105	0,91848	0,92265



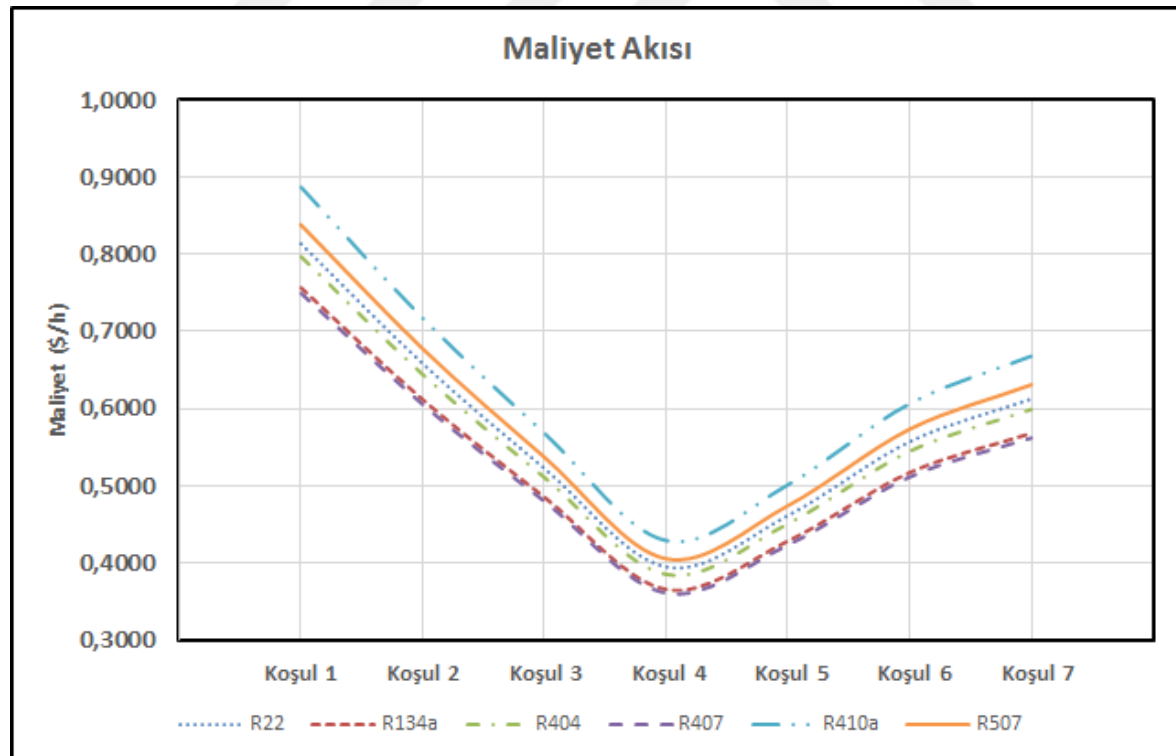
Şekil 7.7. Farklı soğutucu akışkanlar için sistemde gerçekleşen ekserji verimleri

Şekil 7.7'de görüldüğü üzere farklı soğutucu akışkanlar için ekserji verimleri hesaplandığında, en yüksek ekserji verimi R407 soğutucu akışkanı için gerçekleşmiştir. Bu akışkanı sırasıyla R134a, R404, R22, R507 ve R410a akışkanları takip etmektedir. En az entropi oluşumu yani ekserji kaybının meydana geldiği akışkanda en yüksek ekserji verimi gerçekleşmiştir.

7.4. Farklı Çalışma Koşulları ve Soğutucu Akışkanlara Göre Termoekonomik Sonuçların Karşılaştırmaları

Çizelge 7.8. Farklı çalışma koşulları ve soğutucu akışkanlar için termoekonomik analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Soğutucu Akışkanlar	Ekserji Eksenli Birim Maliyet Akısı (\$/h)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	0,8148	0,6588	0,5223	0,3942	0,4610	0,5571	0,6128
R134a	0,7565	0,6116	0,4852	0,3658	0,4284	0,5171	0,5681
R404	0,7969	0,6443	0,5110	0,3855	0,4510	0,5449	0,5991
R407	0,7492	0,6056	0,4805	0,3622	0,4243	0,5120	0,5625
R410a	0,8869	0,7172	0,5683	0,4293	0,5014	0,6067	0,6681
R507	0,8388	0,6782	0,5376	0,4058	0,4745	0,5736	0,6312



Şekil 7.8 Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında termoekonomik analiz sonuçları

Şekil 7.8’de görüldüğü üzere, farklı çalışma koşulları değerlendirildiğinde, en düşük maliyet akısı kısmi yüklenme durumunda gerçekleşmektedir. Bu durum bütün soğutucu akışkanlar için geçerlidir. En yüksek maliyet akısı ise, ekserji kaybının en yüksek olduğu yalnız soğutma koşulunda gerçekleşmektedir.

Sistemde 4. çalışma koşulunda en düşük maliyet akısı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek maliyet akısı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, sistemde en düşük maliyet akısı R407 soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek maliyet akısı ise R410a soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.





8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji günümüz dünyasında toplumların en önemli sorunu olarak göze çarpmaktadır. Her geçen gün artan enerji talebi ve azalan enerji kaynakları bu duruma sebep olmaktadır. Toplumsal çatışmaların ve savaşların sebeplerinin detaylı bir şekilde incelendiği durumlarda, bu sebeplerden birinin enerji kaynakları olabildiği görülmektedir. Bu sebeplerle, enerji kaynaklarının etkin ve verimli bir şekilde kullanılması günümüzde insanlığın en önemli görev ve sorumluluklarından biridir.

Enerji sorunu ülkemiz açısından en önemli sorunlardan biri olarak dikkat çekmektedir. Bu sorunu çözmek amacı ile enerji kaynaklarımızın etkin ve verimli kullanılması, bu konuda alınması gereken en öncelikli tedbirlerden biri olarak göze çarpmaktadır.

Enerji verimliliğinde ise, yapılması gereken en önemli etken enerji tasarrufunun sağlanmasıdır. Enerji verimliliği konusunda yapılan düzenlemeler ve yasal zorunluluklar enerji konusunda verimlilik çalışmalarının artmasına olanak sağlamaktadır. Enerji verimliliği konusunda yapılan çalışmalar ile enerji tasarrufu sağlamanın yanında, çevremizin de korunmasına katkıda bulunmaktadır. Görüldüğü üzere enerji tasarrufuna öncelik vermek ülkemiz açısından son derece önemlidir.

Bu çalışmada, ofis, hastane ve otel gibi farklı iklimlendirme koşullarının aynı anda gerekli olduğu binalarda sıkça kullanılan, değişken soğutucu akışkan debili (VRF) iklimlendirme sisteminin, örnek bir ofis uygulamasının teorik olarak termodinamik ve termoekonomik analizi yapılmıştır. Entropi oluşumları, ekserji kayıpları ve ekserji verimleri hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır.

Yapılan çalışmada, 7 farklı çalışma koşulunda sistemde oluşan ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Sistemin en verimli olduğu çalışma koşulunun, eş zamanlı ısıtma ve soğutma yaptığı yani kısmi yüklenmenin gerçekleştiği durum olduğu belirlenmiştir. En çok ekserji kaybının meydana geldiği çalışma koşulunun ise, sistemin yalnızca soğutma yaptığı durum olduğu tespit edilmiştir.

Çalışmada, sistemin 7 farklı çalışma koşulunda termoekonomik analiz sonuçları incelenmiştir. 7 farklı çalışma koşulu için en yüksek ekserji verimine sahip eş zamanlı ısıtma ve soğutma yapma koşulunda, sistemin toplam maliyet akısı en düşük bulunmuştur. Bu sonuç, VRF sistemlerinin neden okul, hastane ve otel gibi aynı anda farklı iklim koşullarına ihtiyaç duyan binalarda daha yaygın kullanılması gerektiğini göstermektedir. Bu sebeple, farklı iklim koşullarına aynı anda ihtiyaç duyulan mahallerde VRF sistemlerinin dikkate alınması gerektiği göze çarpmaktadır.

Çalışma kapsamında, VRF sistemlerinde soğutucu akışkan debisinin entropi oluşumu ve ekserji kaybına etkisi incelenmiştir. Farklı debilerde yapılan analizde, debi artışının entropi oluşumunu ve bu sebeple ekserji kaybını arttırdığı tespit edilmiştir. Bu durumun, sistemin ekserji verimini düşürdüğü ve toplam maliyet akısını yükselttiği belirlenmiştir. Bu sonuç, iç ünite kapasitelerinin doğru olarak belirlenmesinin ekserji verimi açısından ne kadar önemli olduğunu ortaya koymaktadır.

Yine yapılan analizlerde, iklimlendirme sistemleri için en önemli elemanlardan biri olan soğutucu akışkanların, entropi oluşumu ve ekserji kaybına etkileri incelenmiştir. Farklı soğutucu akışkanların kullanılması durumlarında sistemin entropi oluşumları ve ekserji kayıpları hesaplanmış, her bir soğutucu akışkan için sistemin ekserji verimi hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, sistemde en yüksek ekserji verimi elde edilen soğutucu akışkanın, R407 olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışmada sistemde kullanılacak soğutucu akışkanın seçiminde, akışkanın ekserji verimine etkisinin de bir kriter olarak dikkate alınması gerektiği önerilmektedir. Ancak, soğutucu akışkan seçiminde sistemin verimini yükseltmesinin yanında, çevreye zarar vermemesi, patlayıcı ve zehirli olmaması, dielektrik olması, özgül hacminin küçük olması gibi birçok kısıt bulunmaktadır.

Çalışmada, sistemin 6 farklı soğutucu akışkan için termoekonomik analizi yapılmıştır. Yapılan analizde, sisteme giren ve çıkan ekserji maliyeti, ilk yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyetleri gibi parametreler göz önüne alınarak sistemin ekserji eksenli maliyet analizi yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda, termoekonomik açıdan sistem için en avantajlı soğutucu akışkan, en düşük maliyet akısına sahip olan R407 akışkanı olarak bulunmuştur.

Yapılan çalışmaya bağlı olarak, yalnız ısıtma ve yalnız soğutma koşulları için entropi oluşumları ve ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Sistemin bütün iç üniteleri soğutma yaparken,

sistemde en yüksek ekserji kaybının gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum bütün soğutucu akışkanlar için aynıdır. Yalnız ısıtma ve yalnız soğutma çalışma koşulları karşılaştırıldığında ise, sistemin yalnız soğutma yapma durumunda daha yüksek ekserji kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Yine yapılan analizlerde, sistemin yalnız ısıtma ve yalnız soğutma yapma koşullarında ekserji eksenli maliyetleri hesaplanmıştır. Sistemin yalnız soğutma yapma durumunda en yüksek ekserji eksenli maliyet gerçekleşmiştir. Yalnız ısıtma ve yalnız soğutma koşulları karşılaştırıldığında ise termoekonomik açıdan yalnız ısıtma koşulunun daha avantajlı olduğu tespit edilmiştir.

Enerji tüketiminde ilk sıralarda bulunan iklimlendirme sistemlerinde enerji verimliliğinin yanı sıra ekserji verimliliği ve termoekonomi kavramlarının da önem kazanması gerekmektedir. Yapılacak olan ekserji analizi ile ekserji kayıplarının tespiti ve azaltılması mümkün olabileceği gibi, termoekonomik analiz ile sistemin ekserji eksenli maliyetleri hesaplanabilecek ve en iyi sistemin seçimi için gerekli bilgiler elde edilebilecektir. Bu çalışma, ülkemizin en önemli sorunlarından biri olan enerji sorunu için alınabilecek tedbirlerden biri olarak ekserji analizini öne çıkarmaktadır.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar dikkate alındığında, sistemde eş zamanlı ısıtma ve soğutma yapma koşulunda en düşük ekserji kayıpları gerçekleşmiştir. Bu sebeple, eş zamanlı ısıtma ve soğutma ihtiyacı olan ortamlarda VRF sistemlerinin kullanımının yaygınlaşması gerekmektedir. Yine çalışmada elde edilen sonuçlar dikkate alındığında, sistemin ekserji kayıpları yalnız soğutma koşulunda, yalnız ısıtma koşuluna göre daha yüksek olarak gerçekleşmiştir. İklimlendirme sistemi tercihi yaparken, sistemin bu özelliğinin de dikkate alınması daha sağlıklı sonuçlar elde edilmesini sağlayacaktır.

Bu çalışmanın devamı niteliğinde, daha farklı soğutucu akışkanlar için hesaplamalar yapılarak, sistem için en verimli soğutucu akışkanın tespitinde daha fazla bilgi elde edilebilir. Ayrıca, daha büyük ve karmaşık sistemlerin analizi yapılarak daha detaylı sonuçlar elde edilebilir. Bu sonuçlar ile sistemin verimini artırmaya yönelik çalışmalar yapılabilir. Ayrıca, bu çalışmada yapılan teorik çalışmalar deneysel olarak incelenebilir ve sonuçlar karşılaştırılabilir.

Yapılan hesaplamalarda, sistemin ana elemanları üzerinde analiz yapılmış ve yine bu ana elemanlarda gerçekleşen entropi oluşumları ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar dikkate alınarak, ana elemanlar üzerinde sistemin ekserji verimini artıracak tedbirler ile ilgili çalışmalar yapılabilir.

Bu çalışmada, iç ve dış üniteleri birbirine bağlayan borularda oluşan kayıplar hesaplamalara katılmamıştır. Değişken soğutucu akışkan debili iklimlendirme sistemlerinde uzun boru hatları bulunduğu için, borularda gerçekleşen ekserji kayıplarının hesaba katıldığı bir analiz ile borulamanın, sistemin ekserji verimine etkisi detaylı bir şekilde incelenebilir. Bu inceleme sonucunda elde edilen sonuçlar ile birlikte hem sistem ana elemanlarında hem de sistem bağlantı borularında ekserji verimini artıracak çalışmalar yapılarak sistemin optimizasyonu sağlanabilecektir.

Bu kapsamda, değişken soğutucu akışkan debili iklimlendirme sistemi için farklı çalışma koşullarında ve soğutucu akışkanlarda ekserji analizi ve termoekonomik analiz yapılmıştır. Sistem için en uygun çalışma koşulu, en verimli ve termoekonomik açıdan en avantajlı soğutucu akışkan belirlenmiştir. Yine bu çalışmanın devamı niteliğinde, diğer iklimlendirme sistemleri için aynı iklim ve çalışma koşullarında ekserji ve termoekonomik analiz yapılarak, değişken soğutucu akışkan debili iklimlendirme sistemleri ile diğer iklimlendirme sistemleri arasında aynı koşullarda elde edilen sonuçlar ile karşılaştırmalar yapılabilir. Böylece, VRF sistemlerinin diğer iklimlendirme sistemlerine göre hangi koşullarda daha avantajlı olduğu tespit edilebilir.

KAYNAKLAR

1. Yıldırım, A. (2014). *Değişken Soğutucu Akışkan Debili Klima Sistemlerinde Ekserji Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Osmaniye, 7-50.
2. Aynur, T. N. (2008). *Evaluation of a Multi-Split Type Air Conditioning System Under Steadystate and Transient Conditions*, Ph.D. Thesis, Istanbul Technical University Graduate School of Science Engineering and Technology, Istanbul, 27-60.
3. Goetzler, W. (2007). Variable Refrigerant Flow Systems. *ASHRAE Journal*, 49(4), 24-31.
4. Aynur, T. N. (2010). Variable Refrigerant Flow Systems: A Review. *Energy and Buildings*, 42(7), 1106-1112.
5. İnternet: Dyer, M. Approaching 20 Years of VRF in the UK. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.modbs.co.uk%2Fnews%2Ffullstory.php%2Faid%2F2127%2FAppeaching_20_years_of_VRF_in_the_UK.html&date=2016-05-24, Son Erişim Tarihi: 24.05.2016.
6. Xia, J., Winandy, E., Georges, B., and Lebrun, J. (2002, July). *Testing Methodology for VRF Systems*. Paper presented at the 9th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, IN.
7. Masuda, M., Wakahara, K., and Matsui, K. (1991). Development of a Multi-Split System Air Conditioner For Residential Use. *ASHRAE Transactions*, 97(2), 127-131.
8. Amarnath, A. and Blatt, M. (2008). Variable Refrigerant Flow: Where, Why and How. *Engineered Systems*, 25(2), 54-60.
9. Hai, X. H., Jun, S., Hand, Z.Y. and Bin, T.C. (2006, July). *Design and Research of the Digital VRV Multiconnected Units with Three Pipes Type Heat Recovery System*. Paper presented at 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, IN.
10. Li, Y., Wu, J. and S. Shiochi. (2009). Modeling and Energy Simulation of the Variable Refrigerant Flow Air Conditioning System with Water-Cooled Condenser Under Cooling Conditions. *Energy and Buildings*, 41(9), 949-957.
11. Aynur, T. N., Hwang, Y., and Radermacher, R. (2006, July). *Field Performance Measurements of a VRV AC/HP System*. Paper presented at 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, IN.
12. Hai, X. H., Tao, Z., Yun, F.vH., and Jun. S. (2006, July). *Design and Research of the Commercial Digital VRV Multi-Connected Units with Sub-Cooled Ice Storage System*. Paper presented at 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, IN.

13. Aynur, T. N., Hwang, Y., and Radermacher, R. (2008a). Experimental Evaluation of the Ventilation Effect on the Performance of a VRV System in Cooling Mode - Part I: Experimental Evaluation. *HVAC&R Research*, 14(4), 615-630.
14. Aynur, T. N., Hwang, Y., and Radermacher, R. (2008b). Field Performance Measurements of a Heat Pump Desiccant Unit in Dehumidification Mode. *Energy and Buildings*, 40(12), 2141-2147.
15. Çamdalı, Ü. ve Tunç, M. (2004). Enerji Sistemlerinde Termoekonomik Yaklaşım ve Uygulamalar. *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 8(3), 49-56.
16. Can, A. (2005, 23-26 Kasım). *Soğutma Elemanlarının Ekserji Analizinin Deneysel Verilere Göre Yapılması*. VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresinde sunuldu, İzmir.
17. Doğan, V. (2009, 6-9 Mayıs). *Su Kaynaklı VRF ve Antalya'da Bulunan Bir Alış Veriş Merkezinde Su Kaynaklı VRF Uygulaması*. IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresinde sunuldu, İzmir.
18. Eyriboyun, M. (2011, 18-20 Kasım). *Isı Geri Kazanımlı Değişken Akışkan Debili (VRV/VRF) Klima Sisteminin Termodinamiği ve Akış Kontrolü*. Ulusal İklimlendirme Kongresinde sunuldu, Antalya.
19. Savaşan, M. (2007). *Merkezi ve Bireysel Isıtma Sistemlerinin Termoekonomik Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 11-50.
20. Akdağ, A.E. (2010). *CO2 Soğutkanlı Soğutma Sistemlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 24-42.
21. Cimşit, C. (2009). *Absorbsiyonlu Buhar Sıkıştırımlı Kaskad Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi*, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 56-99.
22. Yıldırım, G.Y. (2009). *HVAC&R Sistemleri için Psikometrik Proseslerin Ekserji Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 9-49.
23. Çevrimli, Ü. (2014). *Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizleri*, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 10-20.
24. Piacentino, A. and Cardona, F. (2007). On Thermoconomics of Energy Systems at Variable Load Conditions: Integrated Optimization of Plant Design and Operation. *Energy Conversion and Management*, 48(3), 2341-2355.
25. Çalışkan, H., Dinçer, İ. ve Hepbaşlı, A. (2012). Exergoeconomic, Enviroeconomic and Sustainability Analyses of a Novel Air Cooler. *Energy and Buildings*, 55, 747-756.

26. Sakulpipatsin, P., Itard, L.C.M., Van der Kooi, H.J., Boelman, E.C., and Luscuere, P.C. (2010). An Exergy Application for Analysis of Buildings and HVAC Systems. *Energy and Buildings*, 42(1), 90-99.
27. Vakiloroyaya, V., Samali, B., Fakhar, A., and Pishghadam, K. (2014). A Review of Different Strategies for HVAC Energy Saving. *Energy Conversion and Management*, 77, 738-754.
28. Derbentli, T. (2011, 13-16 Nisan). *İklimlendirme Sistemlerinde Ekseji Çözümlemesi*. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresinde sunuldu, İzmir.
29. Lin, H., Li, X., Cheng, P., and Xu, B. (2014). Thermoeconomic Evaluation of Air Conditioning System with Chilled Water Storage. *Energy Conversion and Management*, 85(5), 328-332.
30. Kılıçarslan, A. ve Hoşöz, M. (2010). Energy and Irreversibility Analysis of a Cascade Refrigeration System for Various Refrigerant Couples. *Energy Conversion and Management*, 51(12), 2947-2954.
31. Mosaffa, A.H. and Farshi, F.G. (2016). Exergoeconomic and Environmental Analyses of an Air Conditioning System Using Thermal Energy Storage. *Applied Energy*, 162, 515-526.
32. Tu, Q., Zou, D., Deng, C., Zhang, J., Hou, L., Yang, M., Nong, G., and Feng, Y. (2016). Investigation on Output Capacity Control Strategy of Variable Refrigerant Flow Air Conditioning System with Multi-Compressor. *Applied Thermal Engineering*, 99, 280-290.
33. Wei, Z. and Zmeureanu, R. (2009). Exergy Analysis of Variable Air Volume Systems for an Office Building. *Energy Conversion and Management*, 50(2), 387-392.
34. Padilla, M. (2011). Exergy Analysis of the Performance of a Variable Refrigerant Flow (VRF) Air Conditioning System. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 19(1), 57-68.
35. Kabul, A. ve Alkan, R. (2013). Farklı Soğutucu Akışkanlar için Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik ve Termoekonomik Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36, 119-131.
36. Rezayan, O. and Behbahaninia, A. (2011). Thermoeconomic Optimization and Exergy Analysis of CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration Systems. *Energy*, 36(2), 888-895.
37. Yıldız, A. (2016). Thermoeconomic Analysis of Diffusion Absorption Refrigeration Systems. *Applied Thermal Engineering*, 99, 23-31.
38. Çengel, A.Y. and Boles, M.A. (2002). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. (Fourth Edition). New York: Mc-Graw Hill, 165-424.

39. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynalı, Ö., Çoşkun, S., ve Yamankaradeniz, N. (2013). *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*. (Üçüncü Baskı). Bursa: Dora Yayınları, 25-323.
40. Bejan, A. (2006). *Advanced Engineering Thermodynamics*. (Third Edition). New Jersey: Wiley, 1-220.
41. Özgener, L. ve Hepbaşlı, A. (2003, 8-11 Ekim). *HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulamaları*. VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresinde sunuldu, İzmir.
42. Dinçer, İ. (2002). The Role of Exergy in Energy Policy Making. *Energy Policy*, 30(2), 137-149.
43. Çalışkan, H., Dinçer, İ., ve Hepbaşlı, A. (2013). Thermoeconomic Analysis of a Building Energy System Integrated with Energy Storage Options. *Energy Conversion and Management*, 76, 274-281.
44. Öztürk, K.H., Yılcı, A., ve Atalay, Ö. (2005). Konutlarda Doğal ve Zorlanmış Havalandırma Sistemleri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 89, 21-26.
45. Güney, M.Ş. (2010). *Klima Tekniği*. (Birinci Baskı). Ankara: Nobel Yayın Dağıtım, 39-64.
46. Doğan, H. (2012). *Havalandırma ve İklimlendirme Esasları*. (İkinci Baskı). Ankara: Seçkin Yayınları, 153-201.
47. İnternet: Invest in heat pumps. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.veoliawater2energy.com%2Fen%2Freferences%2Fheat-pumps%2F&date=2016-05-24>, Son Erişim Tarihi: 24.05.2016.
48. İnternet: Kıncay, O. Su kaynaklı ısı pompaları. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.yildiz.edu.tr%2F%7Eokkincay%2FOK_SUKAYNAKLI_ISIPOMPALARI-2009.pdf&date=2016-05-24, Son erişim tarihi: 24.05.2016.
49. Hepbaşlı, A. ve Hancıoğlu, E. (2001, 3-6 Ekim). *Toprak Kaynaklı (Jeotermal) Isı Pompalarının Tasarımı, Testi ve Fizibilitesi*. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresinde sunuldu, İzmir.
50. İnternet: Kompresörler. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Faves.istanbul.edu.tr%2FImageOfByte.aspx%3FResim%3D8%26SSNO%3D4%26USER%3D1451&date=2016-05-24>, Son erişim tarihi: 24.05.2016.
51. İnternet: Özkan, D. Soğutma Kuleleri. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.yarbis1.yildiz.edu.tr%2Fweb%2FuserCourseMaterials%2Ftumer_85facbc7f0818ed4f06dce0a5fe2dc57.pptx&date=2016-05-24, Son erişim tarihi: 24.05.2016

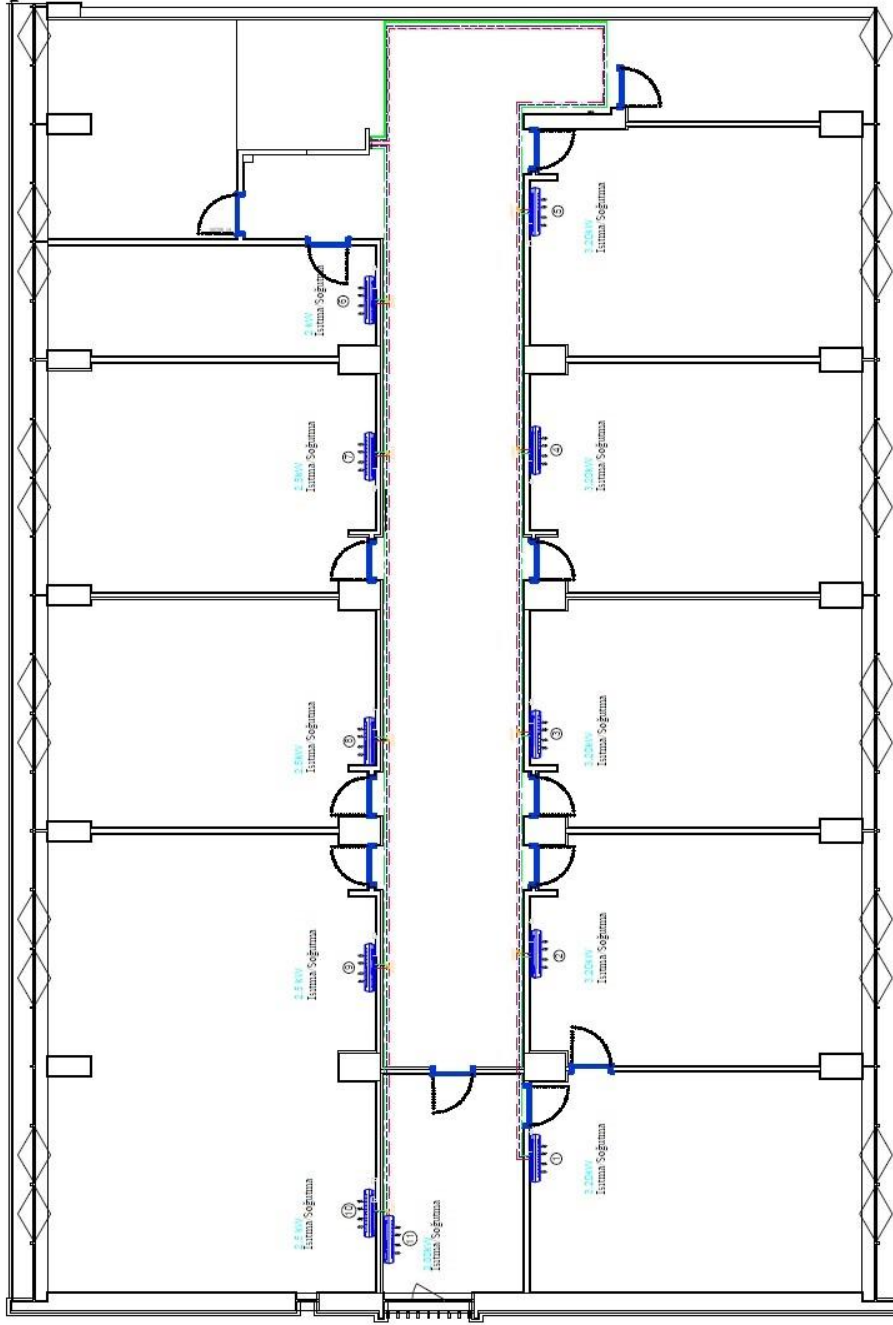
52. Sarıçay, T. ve Erbay, L.B. (2008). Kanatlı Borulu Buharlaştırıcının Kanat Aralıklarının Soğutma Etkinliği Üzerine Etkilerinin Sayısal İncelenmesi. *Mühendis ve Makina*, 49, 2-8.
53. Koyun, T., Koyun, A., ve Acar, M. (2005). Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 46-53.
54. Şamdan, S.M. (2007). *Bir Binanın Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Enerji Etüdü*, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 12-64.
55. İnternet: İklimlendirme. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fdeneysan.com%2FContent%2Fimages%2Fdocuments%2Fiklimlendirme-esaslari_64871239.pdf+&date=2016-05-24, Son erişim tarihi: 24.05.2016.
56. Harbaniuc, B.D. (2004). Refrigeration and Air-Conditioning. *Encyclopedia of Energy*, 5, 261-289.
57. Liu, X. and Hong, T. (2010). Comparison of Energy Efficiency Between Variable Refrigerant Flow Systems and Ground Source Heat Pump Systems. *Energy and Building*, 42(5), 584-589.
58. Çölaşan, F. (2013). Değişken Debili Soğutucu Akışkanlı (VRF) İklimlendirme Sistemleri. *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi*, 83, 29-34.
59. İnternet: VRF Sistemleri. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.alarko-Carrier.com.tr%2Furun%2FBrosur%2FToshibaVRF_SMMS_brs.pdf&date=2016-05-24, Son erişim tarihi: 24.05.2016.





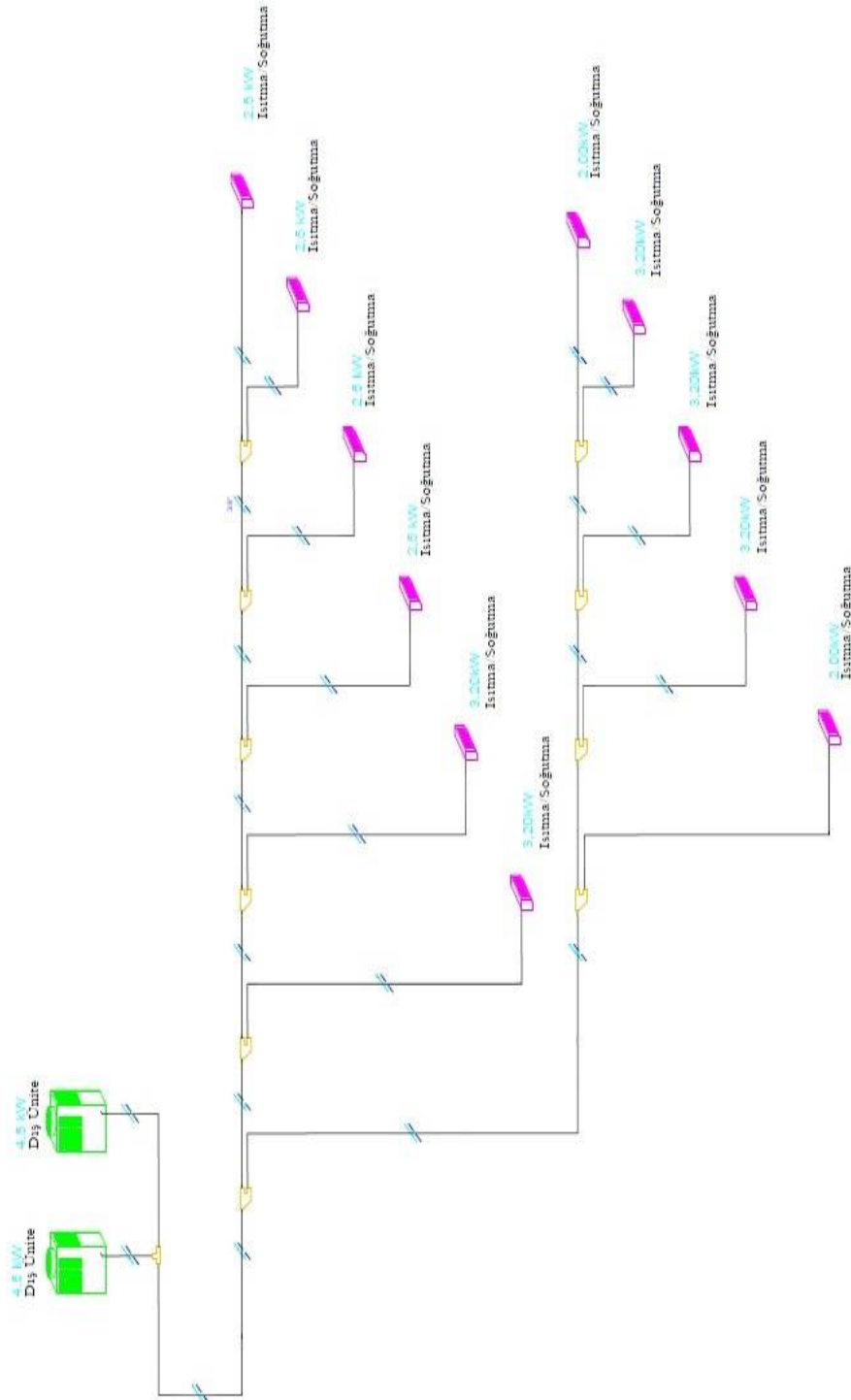
EKLER

EK-1. VRF sisteminin uygulama projesi



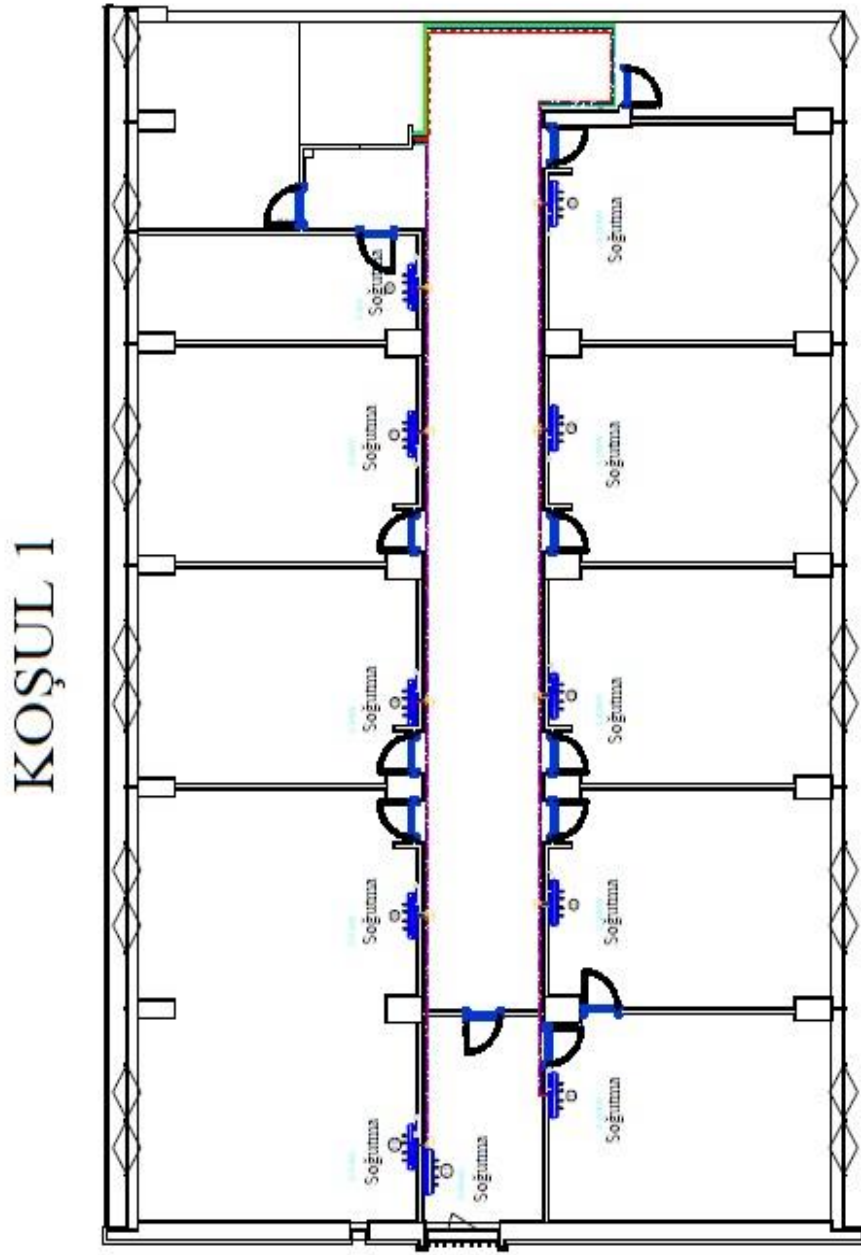
Şekil 1.1. Sistemin uygulandığı ofis projesi

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



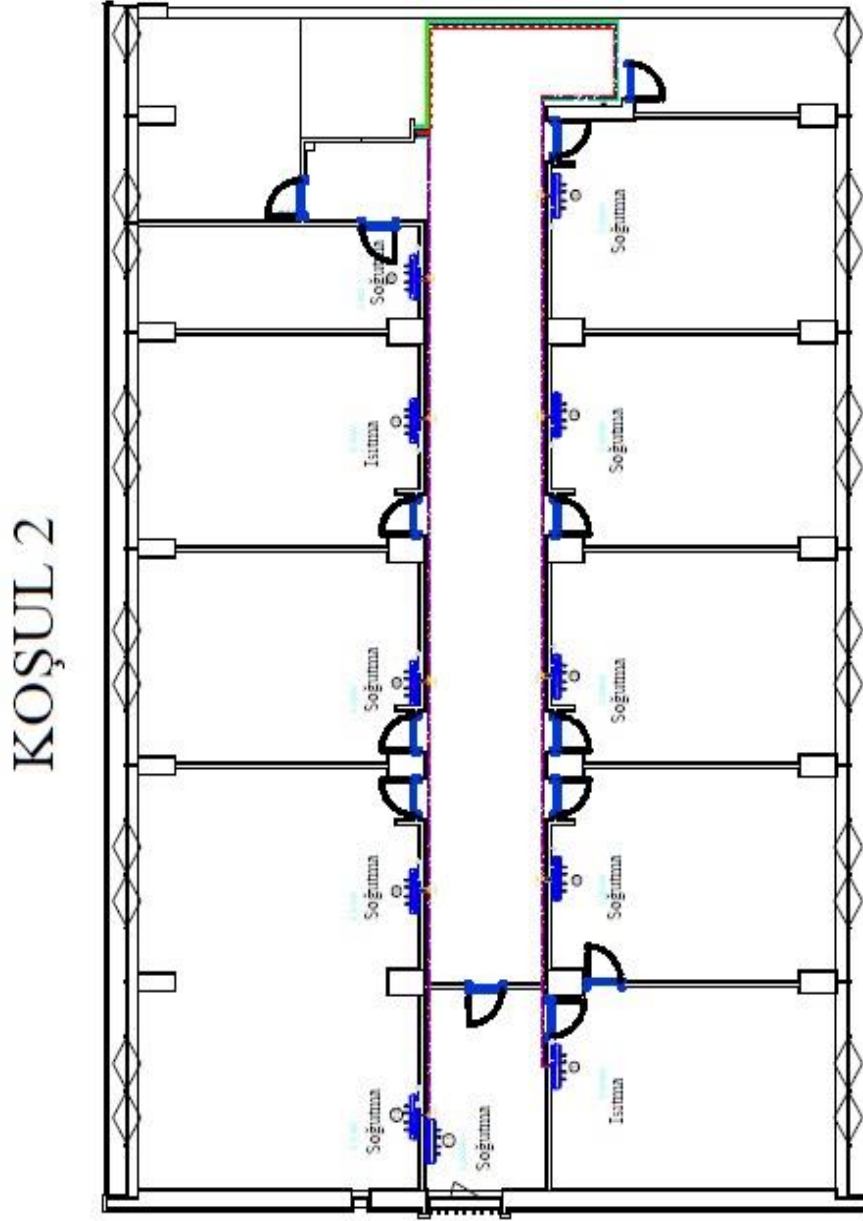
Şekil 1.2. Sistemin şematik gösterimi

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



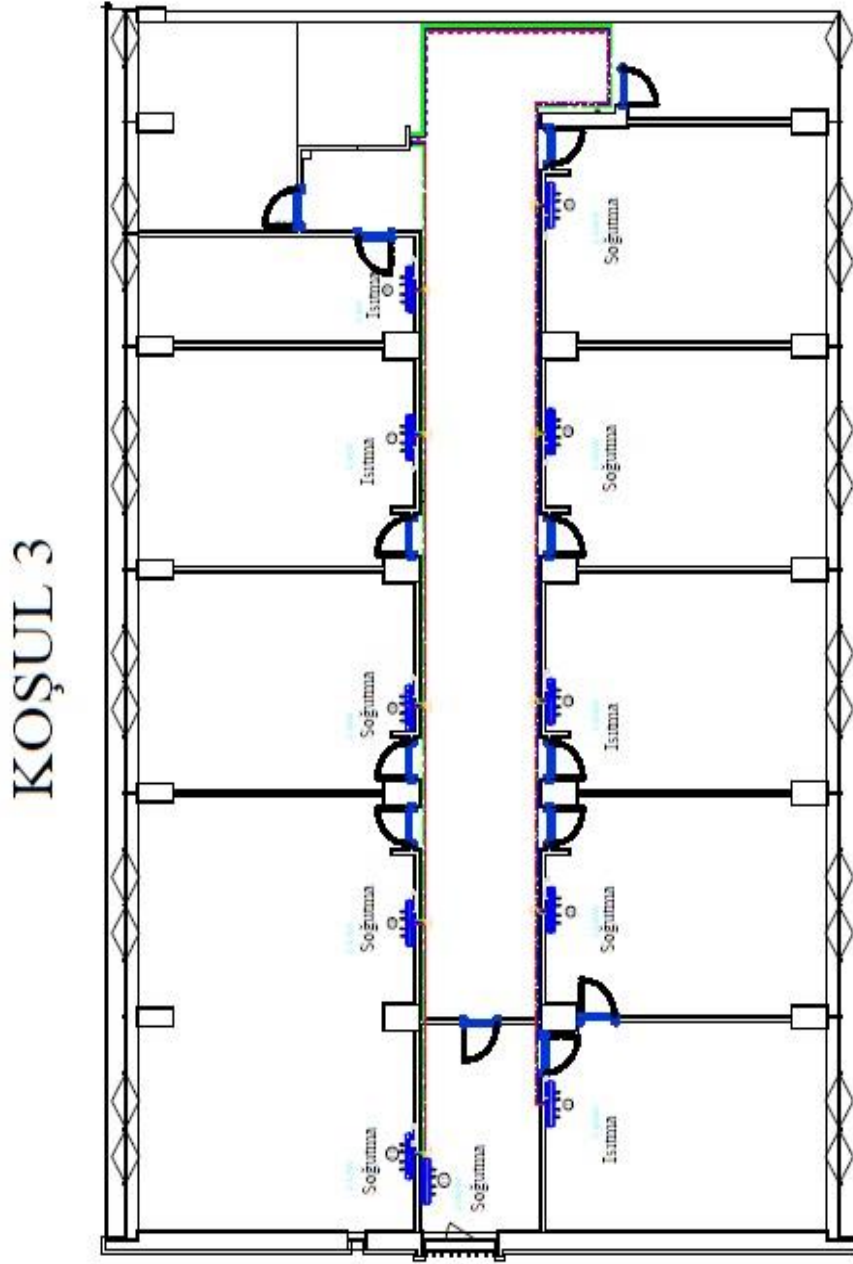
Şekil 1.3. Sistemin birinci çalışma koşulu

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



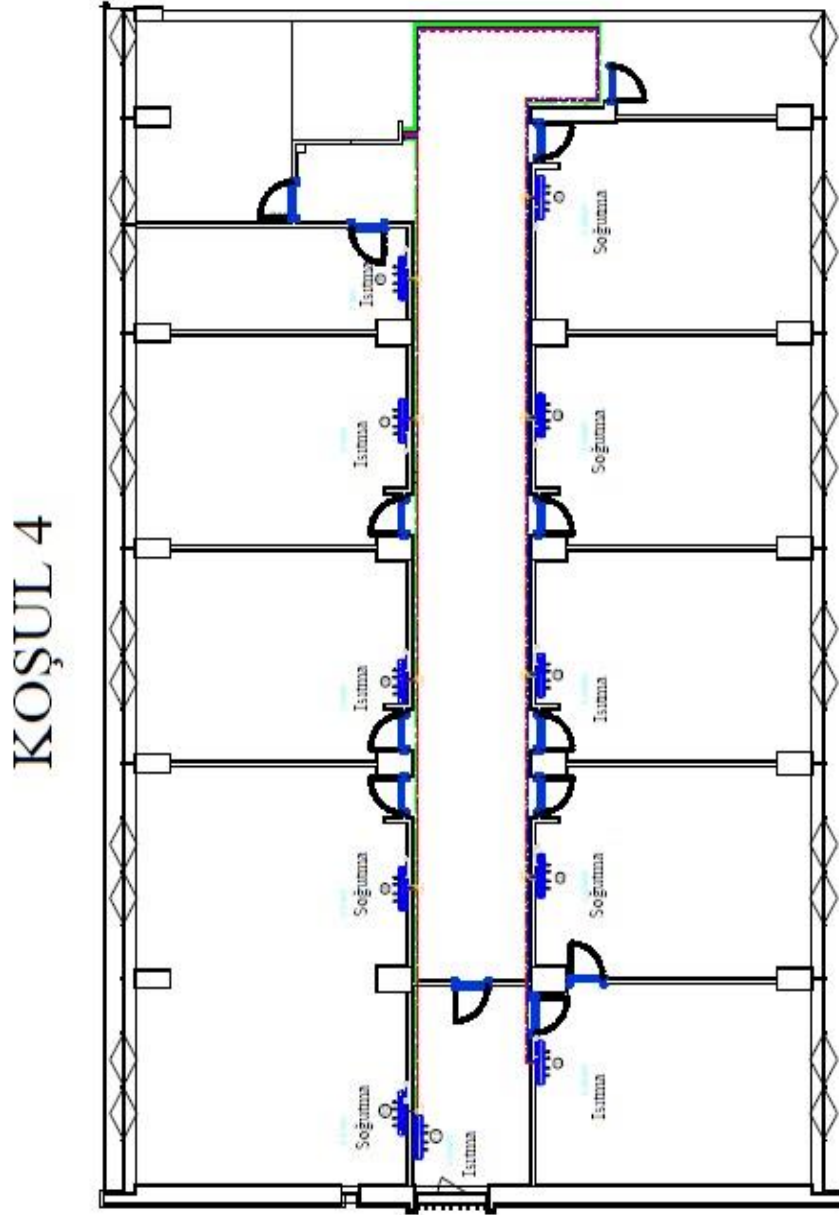
Şekil 1.4. Sistemin ikinci çalışma koşulu

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



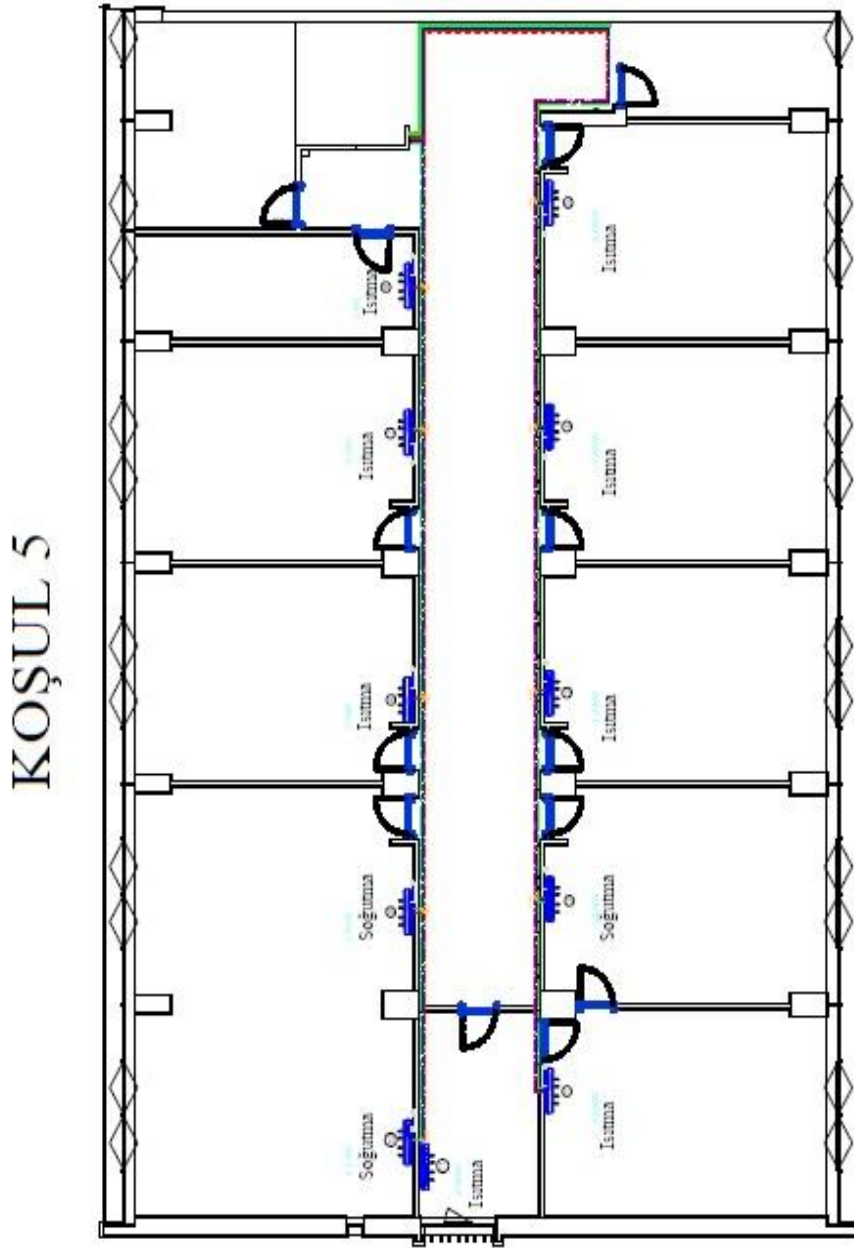
Şekil 1.5. Sistemin üçüncü çalışma koşulu

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



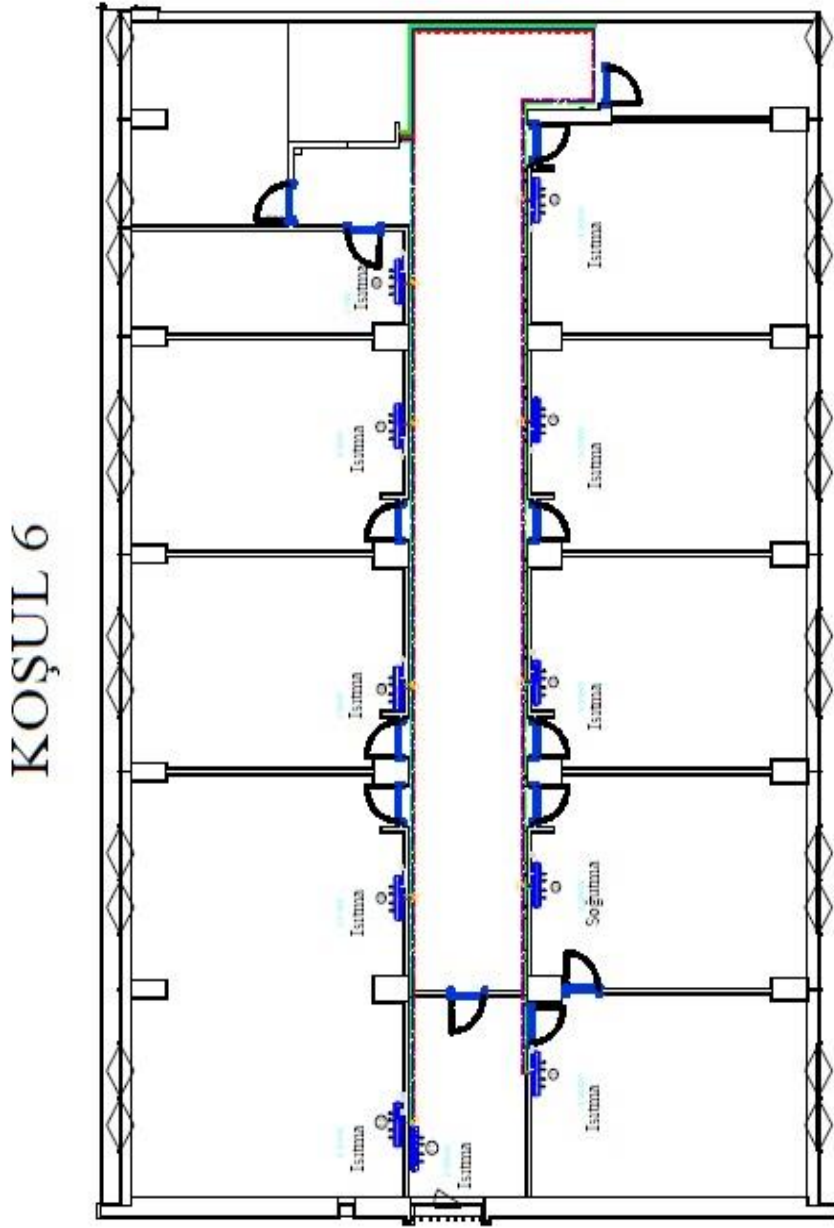
Şekil 1.6 Sistemin dördüncü çalışma koşulu

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



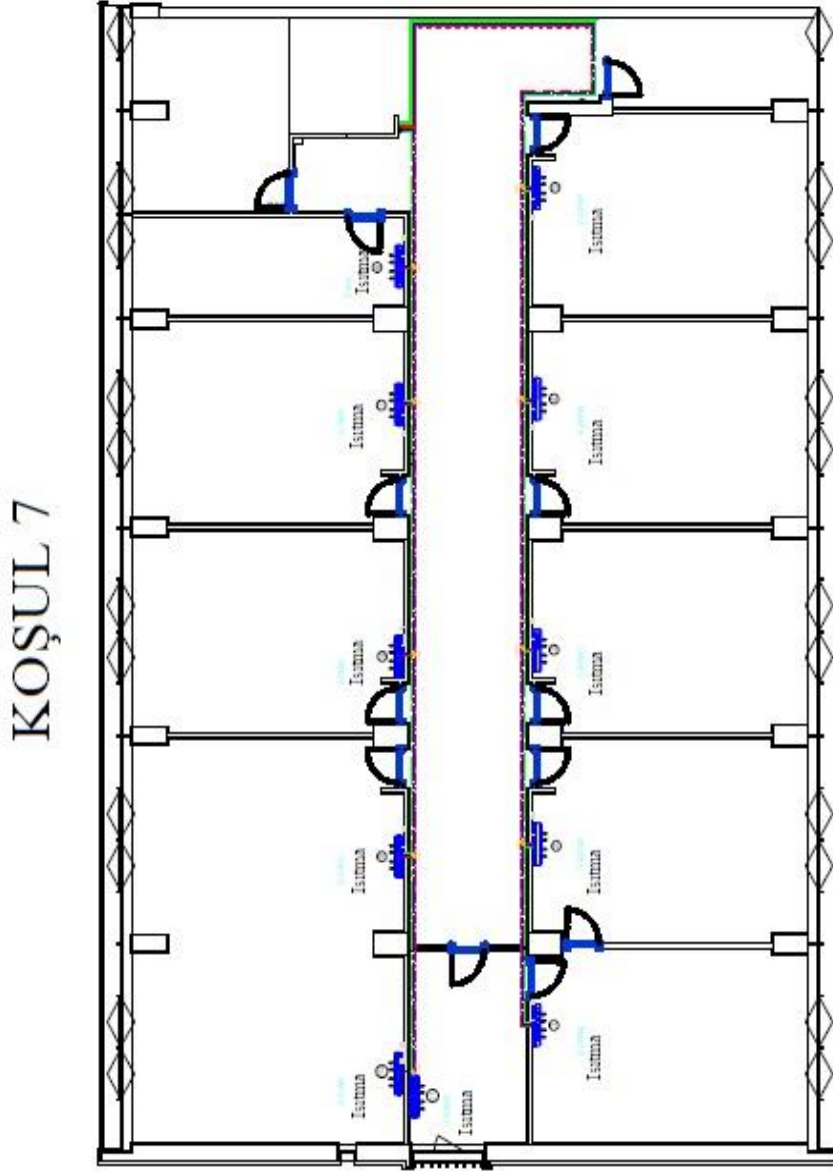
Şekil 1.7 Sistemin beşinci çalışma koşulu

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



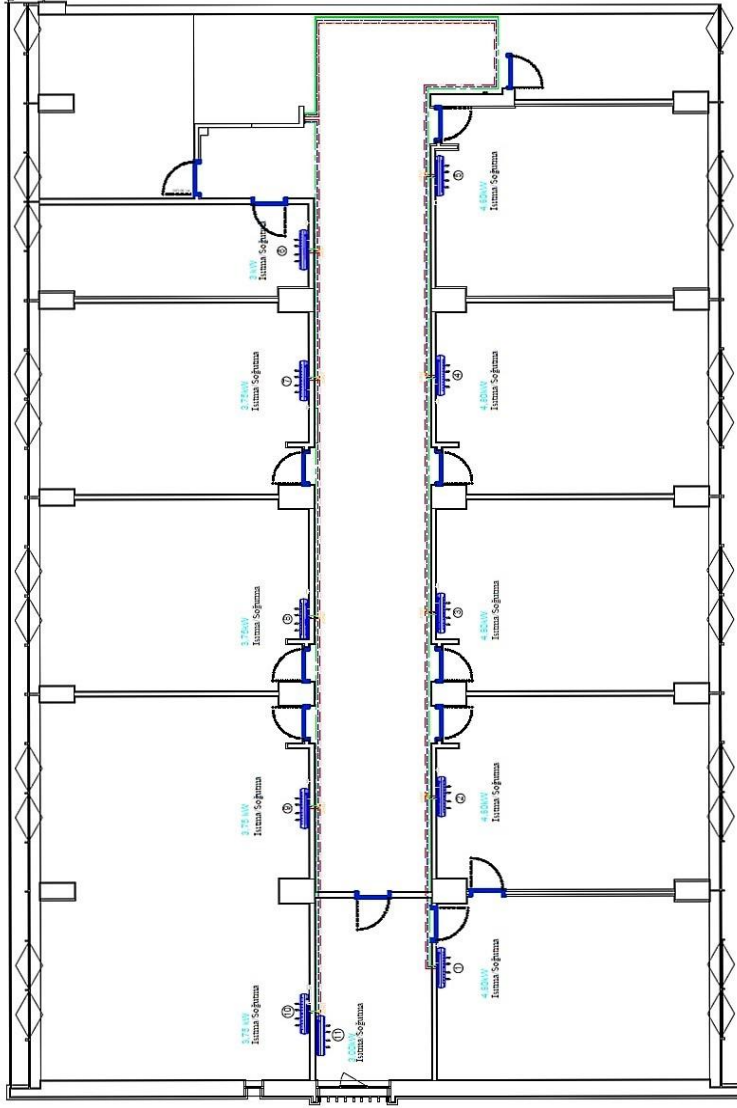
Şekil 1.8 Sistemin altıncı çalışma koşulu

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



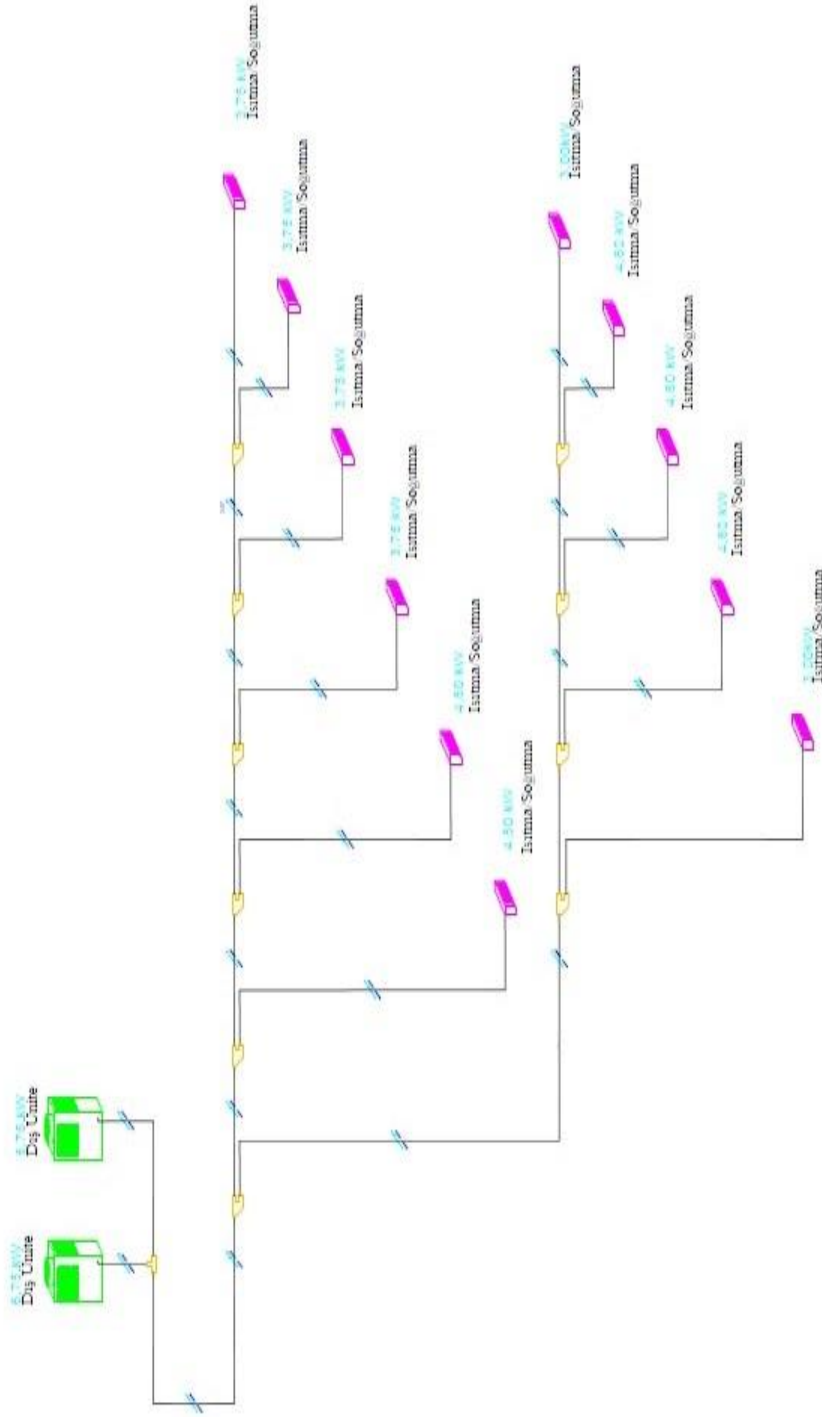
Şekil 1.9 Sistemin yedinci çalışma koşulu

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



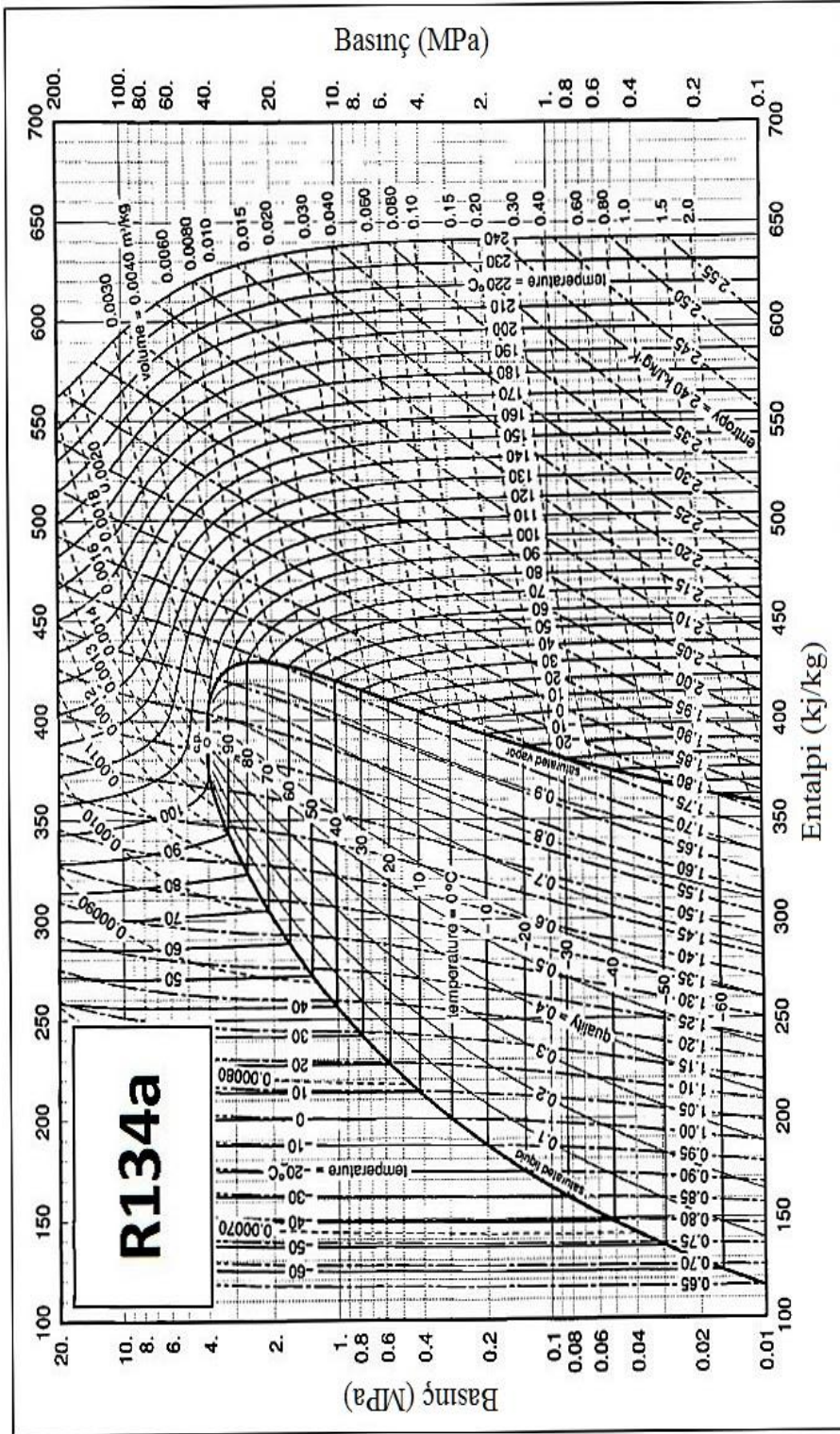
Şekil 1.10 Sistemin yüksek debide ofis projesi

EK-1.(devam) VRF sisteminin uygulama projesi



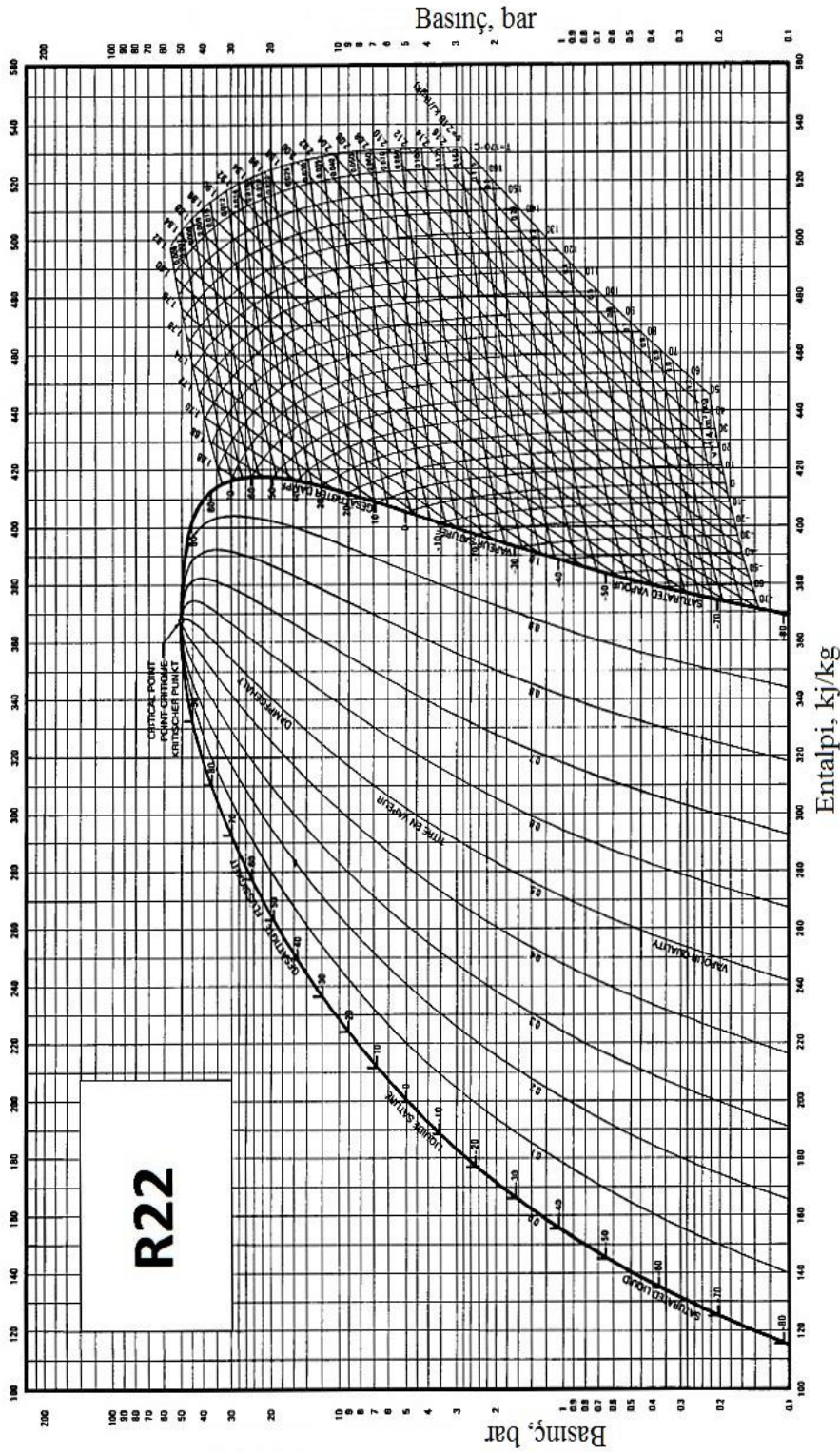
Şekil 1.11 Sistemin yüksek debide şematik gösterimi

EK-2. Soğutucu akışkanlara ait basınç-entalpi diyagramları



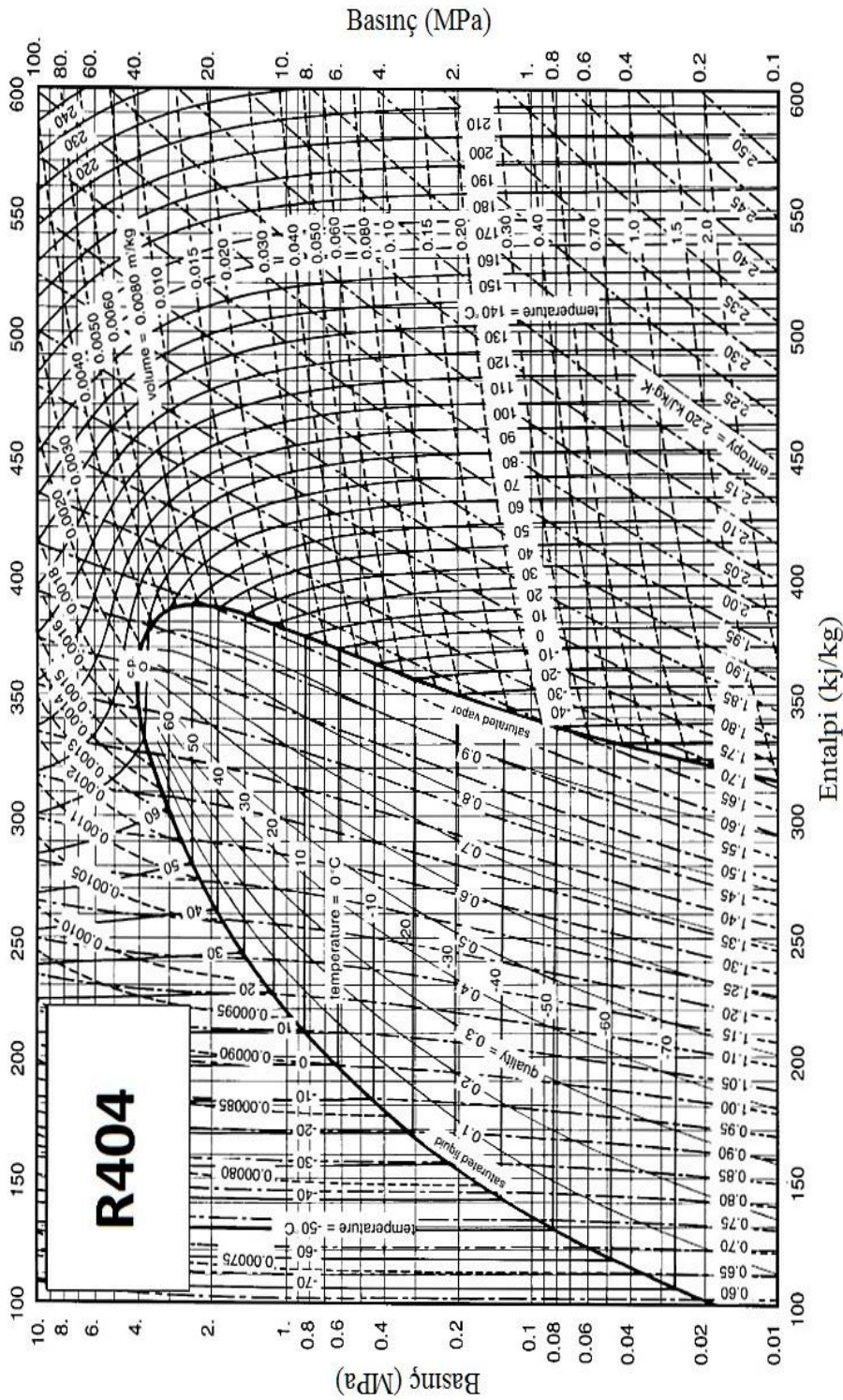
Şekil 2.1 R134a basınç-entalpi diyagramı

EK-2.(devam) Soğutucu akışkanlara ait basınç-entalpi diyagramları



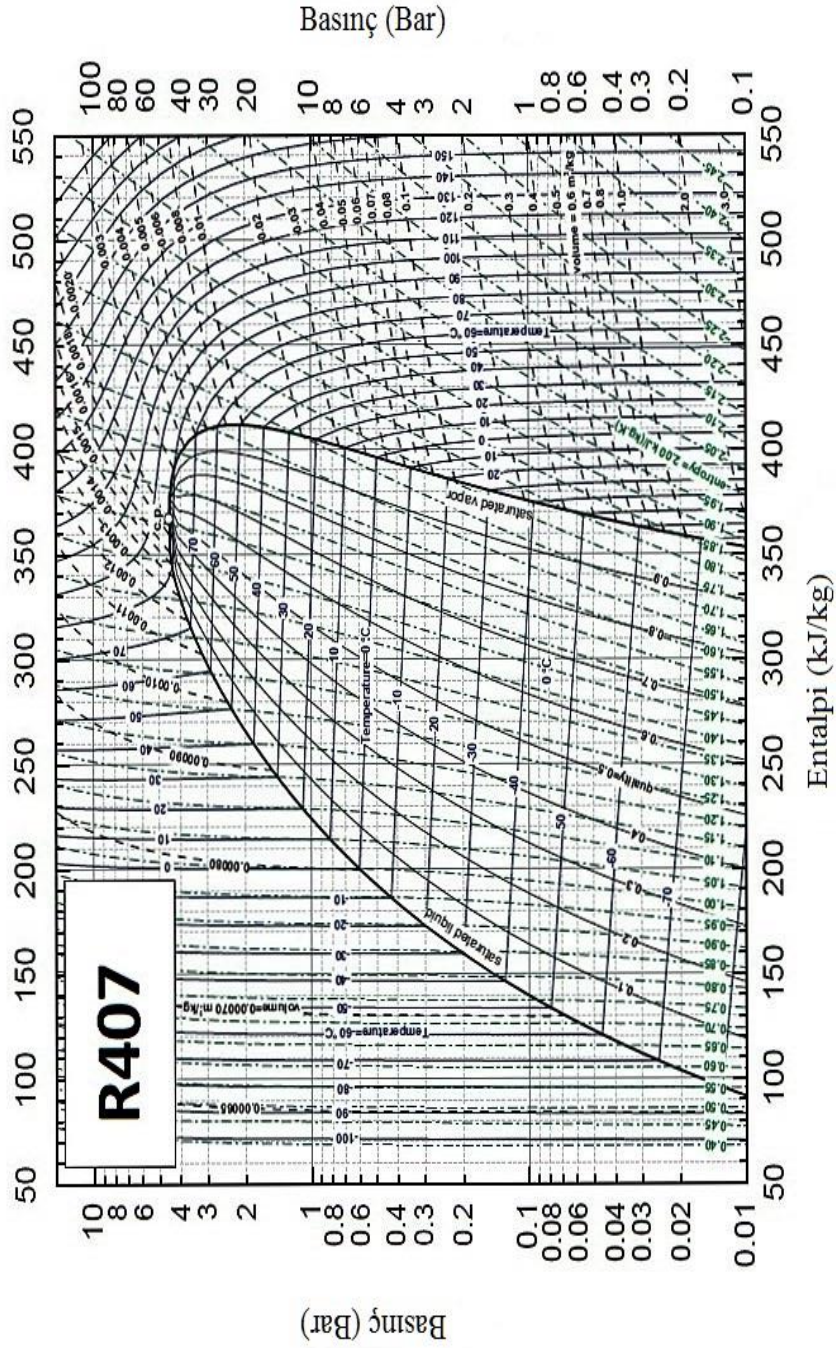
Şekil 2.2 R22 basınç-entalpi diyagramı

EK-2.(devam) Soğutucu akışkanlara ait basınç-entalpi diyagramları



Şekil 2.3 R404 basınç-entalpi diyagramı

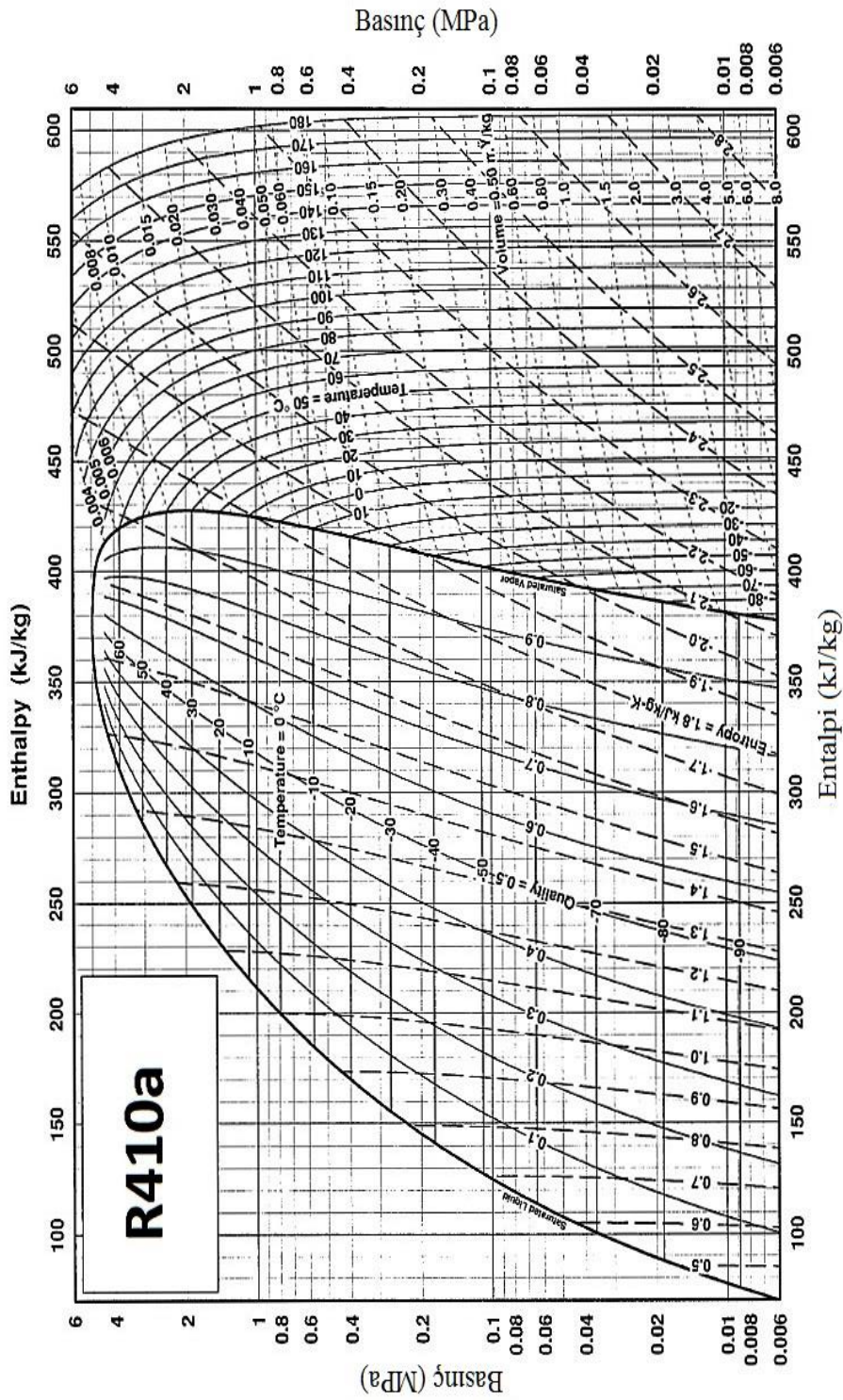
EK-2.(devam) Soğutucu akışkanlara ait basınç-entalpi diyagramları



6

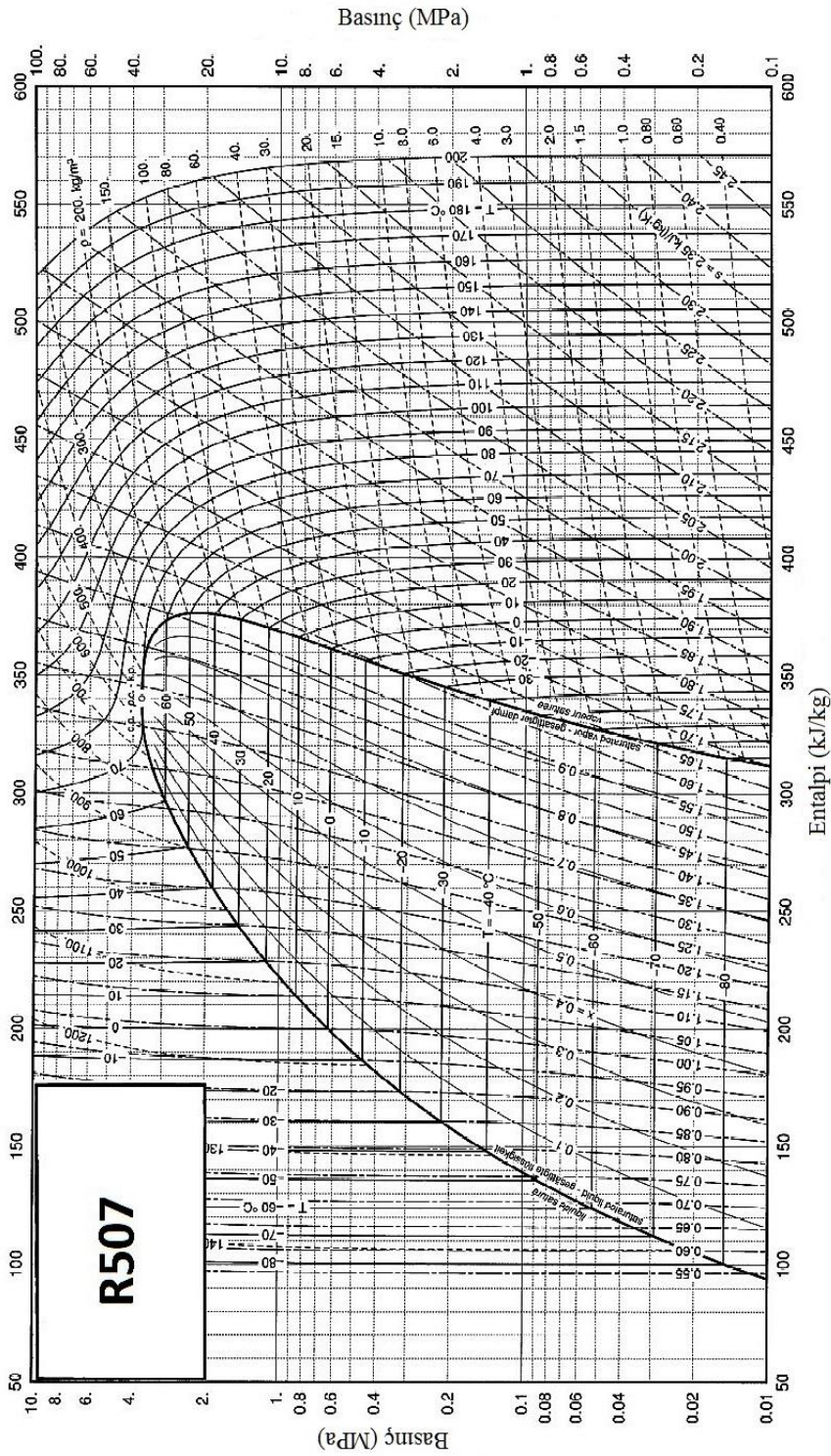
Şekil 2.4 R407 basınç-entalpi diyagramı

EK-2.(devam) Soğutucu akışkanlara ait basınç-entalpi diyagramları



Şekil 2.5 R410a basınç-entalpi diyagramı

EK-2.(devam) Soğutucu akışkanlara ait basınç-entalpi diyagramları



Şekil 2.6 R507 basınç-entalpi diyagramı

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : TÜRKMEN, Utku
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 02.08.1986, Ankara
 Medeni hali : Bekâr
 Telefon : 0 (312) 303 16 18
 e-mail : utku.turkmen1@gazi.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Makina Mühendisliği	2016
Lisans	Gazi Üniversitesi /Makina Mühendisliği	2010
Lise	Çağrıbey Anadolu Lisesi	2004

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2014-Halen	Türk Patent Enstitüsü	Patent Uzman Yardımcısı
2013-2014	Makina ve Kimya Endüstrisi Kurumu	Makine Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayımlar

Farklı Akışkanlarda Değişken Soğutucu Akışkan Debili Sistemin (VRF) Enerji ve Ekserji Analizlerinin Karşılaştırılması, *Politeknik Dergisi* (Yayına Kabul Tarihi: 07.07.2016)

Hobiler

Tiyatro, Yüzme, Futbol



GAZİ GELECEKTİR..