

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANILAN HAVADAN SUYA ISI  
POMPASININ PERFORMANSININ R404A VE R407C  
SOĞUTUCU AKIŞKANLARI İÇİN DENEYSEL OLARAK  
İNCELENMESİ**

**FIRAT BAŞ**

**KOCAELİ 2021**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**  
**ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANILAN HAVADAN SUYA ISI**  
**POMPASININ PERFORMANSININ R404A VE R407C SOĞUTUCU**  
**AKIŞKANLARI İÇİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**FIRAT BAŞ**

**Doç.Dr. Ali KİBAR**  
**Danışman, Kocaeli Üniversitesi** .....

**Prof.Dr. Murat HOŞÖZ**  
**Eş Danışman, Kocaeli Üniversitesi** .....

**Prof.Dr. Kadri Süleyman YİĞİT**  
**Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi** .....

**Prof.Dr. Cenk ÇELİK**  
**Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi** .....

**Doç.Dr. Mehmet DİREK**  
**Jüri Üyesi, Yalova Üniversitesi** .....

**Tezin Savunulduğu Tarih: 23.06.2021**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Ülkemiz, enerji üretmek için gereken hammaddeyi ve enerjiyi büyük oranda ithal ederek kullanmaktadır. Enerji alanında yapılacak çalışmalarla ithal edilen enerji miktarı azaltılabilir. Temelde konut iklimlendirmesi ve günlük sıcak su ihtiyacını gidermek için geliştirilmiş bir teknoloji olarak değerlendirilse de sanayi tesislerinin ihtiyaç duyduğu enerjinin bir kısmı ısı pompası sistemleri ile karşılanabilir. Ülkemizde görülen iklim tipleri çeşitlilik arz ettiğinden, iklim tipine ve coğrafyaya uygun olan ısı pompası uygulandığında enerji ihtiyacının giderilmesinin yanında bunun için maliyetler de maliyetleri de azaltılabilecektir.

Havadan suya ısı pompası sistemi performansının deneysel olarak incelenmesi için gereken materyallerin sağlanması konusunda maddi ve manevi olarak beni her zaman destekleyen mensubu olduğum İSİSO A.Ş. Yönetim Kurulu Başkanı sayın Osman Zeki SIRCAN' a, çalışmalarına her zaman yardımcı olan danışmanım sayın Doç. Dr. Ali KİBAR hocama ve hiçbir bilgiyi benden esirgemeyen ikinci danışmanım sayın Prof. Dr. Murat HOŞÖZ hocama teşekkür etmeyi bir borç bilirim. Ayrıca gece – gündüz her zaman yanımda olarak varlığıyla bana güç veren anneme, manevi varlığını her zaman hissettiğim babama ve değerli dostum Makine Yüksek Mühendisi Feyza Bilgin'e müteşekkirim.

Haziran – 2021

Fırat BAŞ

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
TABLolar DİZİNİ.....	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	ix
ÖZET.....	xi
ABSTRACT.....	xii
GİRİŞ.....	1
1. GENEL BİLGİLER.....	3
1.1. Literatür Araştırması.....	3
1.1.1. Farklı ısı kaynaklarıyla yapılan çalışmalar.....	3
1.1.2. Farklı soğutucu akışkanlar ile yapılan çalışmalar.....	5
1.1.3. Enerji ve ekserji analiziyle ilgili yapılan çalışmalar.....	8
1.2. Isı Pompası Tarihçesi.....	9
1.3. Isı Pompası Sistem Bileşenleri.....	10
1.3.1. Kompresör.....	11
1.3.2. Kondenser (Yoğuşturucu).....	12
1.3.3. Termostatik genleşme vanası.....	13
1.3.4. Buharlaştırıcı.....	13
1.3.5. Dört yollu vana.....	14
1.3.6. Soğutucu Akışkan.....	14
1.4. Isı Pompası Sistemlerinin Kaynaklarına Göre Sınıflandırılması.....	15
1.4.2. Su kaynaklı ısı pompası.....	18
1.4.3. Toprak kaynaklı ısı pompası.....	19
1.4.4. Jeotermal kaynaklı ısı pompası.....	21
1.4.5. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompaları.....	22
1.5. Isı Pompası Tipleri.....	23
1.5.1. Havadan havaya ısı pompası.....	23
1.5.2. Sudan suya ısı pompası.....	23
1.5.3. Havadan suya ısı pompası.....	24
1.5.4. Topraktan suya/topraktan havaya ısı pompası.....	24
2. MATERYAL VE YÖNTEM.....	25
2.1. Isı Pompası Sisteminin İmalatı.....	25
2.1.1. Isı Pompası Sisteminde Kullanılan Bileşenler.....	25
2.1.1.1. Kompresör.....	25
2.1.1.2. Yoğuşturucu.....	26
2.1.1.3. Buharlaştırıcı.....	27
2.1.1.4. Dört yollu vana.....	27
2.1.1.5. Genleşme vanası.....	28
2.1.1.6. Soğutucu akışkan.....	29
2.1.1.7. Aşırı soğutma ve kızgınlık İç Isı Değiştirici.....	30
2.2.2. Yardımcı Devre Elemanları.....	30
2.2.2.1. Su sirkülasyon pompası ve rezerv tankı.....	31
2.2.2.2. Yağ ayırıcı.....	31
2.2.2.3. Selenoid valf.....	32
2.2.2.4. Kartuş filtre.....	32
2.2.2.5. Kurutucu.....	33

2.2.2.6. Emniyet ventili .....	33
2.2.2.7. Alçak – yüksek basınç manometreleri ve elektrik panosu .....	34
2.2.2.8. Elektrik kontrol panosu .....	34
2.2. Deneysel Sırasında Kullanılan Ölçüm Cihazları .....	35
2.2.1. Sıcaklık ve basınç sensörleri ile ölçüm .....	35
2.2.2. Türbin tip debimetre ile debi ölçümü .....	36
2.2.3. Kompresör sürücüsü .....	36
2.2.4. PLC Analog Modül.....	37
2.3. Deney Sisteminin Şeması .....	37
2.4. Testlerin Yapıldığı Kabinin Tanıtımı.....	38
2.4.1. Aşırı soğutma ve kızgınlık İİD .....	43
2.5. Hesaplamalarda Kullanılan Programlar .....	45
2.5.1. Microsoft Excel.....	45
2.5.2. REFPROP.....	45
2.5.3. İKLİMSOFT Salamura + Su karışımı hesaplayıcısı.....	45
2.6. Deneye Ait Termodinamik Analizleri .....	45
2.6.1. Termodinamik Eşitlikleri.....	45
2.6.1.1. Enerji analizi .....	45
2.6.1.2. Ekserji analizi.....	46
2.6.1.3. Ekserji bileşenleri.....	47
3. DENEYİN YAPILIŞI .....	49
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	51
4.1. İç Isı Değiştiricinin (İİD) Olduğu ve Olmadığı Durum.....	51
4.1.1. Kütleli debinin kompresör devrine ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	51
4.1.1.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	51
4.1.1.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	52
4.1.2. Buharlaştırıcı yükünün, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	53
4.1.2.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	53
4.1.2.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	54
4.1.3. Kompresör güç tüketiminin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	55
4.1.3.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	55
4.1.3.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	57
4.1.4. Yoğuşurucu yükünün, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	58
4.1.4.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	58
4.1.4.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	59
4.1.5. Isıtma tesir katsayısının, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	61
4.1.5.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	61
4.1.5.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	62
4.1.6. Çıkış suyu sıcaklığının kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	64
4.1.6.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum .....	64
4.1.6.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	64
4.1.7. Ekserji yıkımının, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	65
4.1.7.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	65
4.1.7.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	67
4.1.8. Ekserji veriminin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	68

4.1.8.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	68
4.1.8.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum .....	69
4.1.9. Kompresör çıkış sıcaklığının, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	70
4.1.9.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	70
4.1.9.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum.....	71
4.2. Sistem bileşenlerine göre ekserji yıkımlarının değişimi.....	72
4.2.1. R404A akışkanı için .....	72
4.2.1.1. 0°C Çevre sıcaklığı.....	72
4.2.1.2. -5°C Çevre sıcaklığı.....	74
4.2.1.3. -10°C Çevre sıcaklığı.....	76
4.2.2. R407C Akışkanı için .....	78
4.2.2.1. 0°C Çevre sıcaklığı.....	78
4.2.2.2. -5°C çevre sıcaklığı.....	79
4.2.2.3. -10°C Çevre sıcaklığı.....	81
4.3. İİD'li sistemlerde iki akışkanın birbirleri ile karşılaştırılması .....	82
4.3.1. Debinin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	82
4.3.2. Buharlaştırıcı yükünün, kompresör devri ve sıcaklığa bağlı değişimi .....	83
4.3.3. Kompresör güç tüketiminin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	84
4.3.4. Yoğuşturucudan atılan ısının kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	85
4.3.5. İTK'nin kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	86
4.3.6. Ekserji veriminin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	87
4.4. İİD'siz sistemlerdeki iki akışkanın birbiri ile karşılaştırılması .....	88
4.4.1. Soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	88
4.4.2. Buharlaştırıcıdaki ısı yükünün, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	89
4.4.3. Kompresör güç tüketiminin kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	90
4.4.4. Yoğuşturucudan atılan ısının, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi .....	91
4.4.5. İTK'nin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	92
4.4.6. Ekserji verimin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi.....	93
5. SONUÇLAR.....	94
6. ÖNERİLER .....	97
KAYNAKLAR .....	98
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER .....	103
ÖZGEÇMİŞ .....	104

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Isı pompalarında kullanılan kompresör tipleri.....	12
Şekil 1.2.	Bakır boru Alüminyum lamelli yoğuşturucu batarya .....	12
Şekil 1.3.	Termostatik genleşme valfi .....	13
Şekil 1.4.	Dört yollu vana .....	14
Şekil 1.5.	Isı pompalarının ısı kaynağı ve ısı kaynağı/kuyu konfigürasyonuna göre sınıflandırılması.....	15
Şekil 1.6.	Hava kaynaklı ısı pompası soğutma çevrimi .....	17
Şekil 1.7.	Hava kaynaklı ısı pompası ısıtma çevrimi .....	17
Şekil 1.8.	Su kaynaklı ısı pompası ısıtma çevrimi .....	19
Şekil 1.9.	Su kaynaklı ısı pompası soğutma çevrimi .....	19
Şekil 1.10.	Toprak kaynaklı ısı pompası dikey borulama sistemi .....	20
Şekil 1.11.	Toprak kaynaklı ısı pompası yatay borulama sistemi .....	21
Şekil 1.12.	Jeotermal kaynaklı ısı pompası yatay borulama sistemi .....	21
Şekil 1.13.	Güneş enerjisi destekli ısı pompası şeması .....	22
Şekil 2.1.	7 HP scroll kompresör.....	26
Şekil 2.2.	Hava soğutmalı bakır boru alüminyum lamelli yoğuşturma bataryası .....	26
Şekil 2.3.	İzolasyonlu kaynaklı tip plakalı ısı değiştirici .....	27
Şekil 2.4.	Dört yollu vana .....	27
Şekil 2.5.	Termostatik genleşme valfi.....	28
Şekil 2.6.	Aşırı soğutma ve kızgınlık İİD.....	30
Şekil 2.7.	Rezerv tank ve sirkülasyon pompası .....	31
Şekil 2.8.	Yağ ayırıcı .....	32
Şekil 2.9.	Selenoid valf.....	32
Şekil 2.10.	Kartuş filtre.....	32
Şekil 2.11.	Kurutucu .....	33
Şekil 2.12.	Emniyet ventili.....	33
Şekil 2.13.	Alçak – yüksek basınç manometreleri.....	34
Şekil 2.14.	Elektrik kontrol panosu .....	34
Şekil 2.15.	Kompresörlere takılan sıcaklık – basınç sensörleri.....	35
Şekil 2.16.	Türbin Tipi debimetre.....	36
Şekil 2.17.	Frekans sürücü.....	36
Şekil 2.18.	Havadan suya ısı pompasına ait akış şeması .....	38
Şekil 2.19.	Yalıtımlı camlı izotermik çarpma kapı.....	39
Şekil 2.20.	Kabin içerisindeki havayı şartlandıran iç ünite .....	39
Şekil 2.21.	Isı pompası sistemi kabin içerisinde .....	40
Şekil 2.22.	Kabin içerisindeki havanın sıcaklığını gösteren dijital termostat .....	40
Şekil 2.23.	Deney sırasında verilerin okunduğu PLC modülü .....	41
Şekil 2.24.	Deneyde ortamın ısıtılmasını sağlayan hava apareyi .....	41
Şekil 2.25.	PT100 ve basınç sensörlerine ait kablolar .....	42
Şekil 2.26.	Isı pompası ile hava apareyi arasındaki bağlantıyı sağlayan Kauçuk izolasyonlu paslanmaz çelik flex hortumlar .....	42
Şekil 2.27.	İİD'li bir sisteme ait akış şeması .....	43
Şekil 2.28.	İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki P-h diyagramı.....	43
Şekil 4.1.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki debi değişimi .....	51

Şekil 4.2.	R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki debi değişimi.....	53
Şekil 4.3.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki buharlaştırıcı yükü değişimi.....	54
Şekil 4.4.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki buharlaştırıcı yükü değişimi .....	55
Şekil 4.5.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki kompresör güç tüketimi değişimi .....	56
Şekil 4.6.	R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki kompresör güç tüketimi değişimi.....	57
Şekil 4.7.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki yoğuşturucu yükü değişimi.....	59
Şekil 4.8.	R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki yoğuşturucu yükü değişimi.....	60
Şekil 4.9.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki İTK değişimi .....	62
Şekil 4.10.	R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki İTK değişimi .....	63
Şekil 4.11.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki su çıkış sıcaklığı değişimi .....	64
Şekil 4.12.	R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki su çıkış sıcaklığı değişimi .....	65
Şekil 4.13.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ekserji yıkımının değişimi .....	67
Şekil 4.14.	R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ekserji yıkımının değişimi .....	68
Şekil 4.15.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ekserji verimlerinin değişimi.....	69
Şekil 4.16.	R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ekserji verimlerinin değişimi.....	69
Şekil 4.17.	R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki kompresör çıkış sıcaklığı değişimi.....	70
Şekil 4.18.	R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki kompresör çıkış sıcaklığı değişimi .....	71
Şekil 4.19.	R404A akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (0°C çevre sıcaklığı).....	72
Şekil 4.20.	R404A akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (0°C çevre sıcaklığı).....	73
Şekil 4.21.	R404A akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (-5°C çevre sıcaklığı).....	74
Şekil 4.22.	R404A akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (-5°C çevre sıcaklığı).....	75
Şekil 4.23.	R404A akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (-10°C çevre sıcaklığı).....	76
Şekil 4.24.	R404A akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (-10°C çevre sıcaklığı).....	77
Şekil 4.25.	R407C akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (0°C çevre sıcaklığı).....	78
Şekil 4.26.	R407C akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (0°C çevre sıcaklığı).....	79
Şekil 4.27.	R407C akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (-5°C çevre sıcaklığı).....	80
Şekil 4.28.	R407C akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (-5°C çevre sıcaklığı).....	80



Şekil 4.29.	R404A akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı ( $-10^{\circ}\text{C}$ çevre sıcaklığı).....	81
Şekil 4.30.	R404A akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı ( $-10^{\circ}\text{C}$ çevre sıcaklığı).....	82
Şekil 4.31.	İki akışkan için İİD'li sistemlerdeki debilerinin karşılaştırması.....	83
Şekil 4.32.	İki akışkan için İİD'li sistemlerdeki buharlaştırıcı yüklerinin karşılaştırması .....	84
Şekil 4.33.	İki akışkan için İİD'li sistemlerdeki kompresör güç tüketimlerinin karşılaştırması .....	85
Şekil 4.34.	İki akışkan için İİD'li sistemlerdeki yoğuşturucu yüklerinin karşılaştırılması .....	86
Şekil 4.35.	İki akışkan için İİD'li sistemlerdeki ITK değerlerinin karşılaştırması.....	87
Şekil 4.36.	İki akışkan için İİD'li sistemlerdeki ekserji verimlerinin karşılaştırması.....	87
Şekil 4.37.	İki akışkan için İİD'siz sistemlerdeki debilerinin karşılaştırması .....	88
Şekil 4.38.	İki akışkan için İİD'siz sistemlerdeki buharlaştırıcı yüklerini karşılaştırması .....	89
Şekil 4.39.	İki akışkan için İİD'siz sistemlerdeki kompresör güç tüketiminin karşılaştırılması.....	90
Şekil 4.40.	İki akışkan için İİD'siz sistemlerdeki yoğuşturucu yüklerinin karşılaştırması .....	91
Şekil 4.41.	İki akışkan için İİD'siz sistemlerdeki ITK değerlerinin karşılaştırması.....	92
Şekil 4.42.	İki akışkan için İİD'siz sistemlerdeki ekserji verimlerinin karşılaştırması.....	93

## TABLolar DİZİNİ

Tablo 2.1.	Deney esnasında kullanılan kompresörün özellikleri.....	26
Tablo 2.2.	Kullanılan genişleme valfinin R404A akışkanına göre kapasite tablosu .....	28
Tablo 2.3.	Kullanılan genişleme valfinin R404A akışkanına göre kapasite tablosu.....	29
Tablo 2.4.	Kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri.....	30
Tablo 2.5.	Deney esnasında kullanılan su pompasının özellikleri.....	31
Tablo 2.6.	Deneyler esnasında sıcaklık ve basınç değerlerini ölçen sensörler ve türbin tip debimetreye ait özellikler.....	35



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$\dot{Q}_{buh}$	:Buharlaştırıcıdaki ısı yükü	[kW]
$\dot{Q}_{yoğ}$	:Yoğuşturucudaki ısı yükü	[kW]
$\dot{m}_{soğ}$	:Soğutucu akışkan debisi	[kg/s]
$\dot{m}_{su}$	:Sistem suyu debisi	[kg/s]
$\dot{m}_{grş}$	:Soğutucu akışkan giriş debisi	[kg/s]
$\dot{m}_{çkş}$	:Soğutucu akışkan çıkış debisi	[kg/s]
$\rho_{su}$	:Sistem suyu yoğunluğu	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{soğ}$	:Soğutucu yoğunluğu	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}_{su}$	:Sistem suyu hacimsel debisi	[m <sup>3</sup> /s]
$\dot{W}_{komp}$	:Kompresörün yaptığı iş	[kW]
$\Sigma E_x$	:Toplam Ekserji	[kW]
$E_k$	:Kinetik Ekserji	[kW]
$E_p$	:Potansiyel Ekserji	[kW]
$E_f$	:Fiziksel Ekserji	[kW]
$E_{kim}$	:Kimyasal Ekserji	[kW]
$\psi$	:Özgül akış ekserjisi	[kJ/kg]
$\psi_{grş}$	:Özgül giriş ekserjisi	[kJ/kg]
$\psi_{çkş}$	:Özgül çıkış ekserjisi	[kJ/kg]
$\dot{E}_{x_y}$	:Ekserji Yıkımı	[kW]
$\Sigma \dot{E}_{x_y}$	:Toplam Ekserji Yıkımı	[kW]
$E_{x_y, komp.}$	:Kompresördeki Ekserji Yıkımı	[kW]
$E_{x_y, yoğ.}$	:Yoğuşturucudaki Ekserji Yıkımı	[kW]
$E_{x_y, gen. valfi}$	:Genleşme Valfindeki Ekserji Yıkımı	[kW]
$E_{x_y, buh.}$	:Buharlaştırıcıdaki Ekserji Yıkımı	[kW]
$\eta_{ex}$	:Ekserji Verimi	
$T_{çev}$	:Çevre Sıcaklığı	[°K]
$T_{sin}$	:Sınır Sıcaklığı	[°C]
$s_{çev}$	:Çevre şartlarındaki özgül entropi	[kJ/kg.K]
$h_{çev}$	:Çevre şartlarındaki entalpi	[kJ/kg]
$\Sigma \dot{E}_{x_y}$	:Toplam Ekserji Yıkımı	[kW]
$\dot{W}_{kh}$	:Kontrol Hacminde üretilen güç	[kW]
$\dot{Q}_{Sin}$	:Kontrol hacmi sınırındaki ısı transferi	[kJ]
$CO_2$	:Karbondioksit	
$h$	:Işınım Katsayısı	[W/m <sup>2</sup> °C]
$P$	:Basınç	[Pa]
$cc$	:Silindirik Hacim	[cm <sup>3</sup> ]
$l/s$	:litre/saniye	
$kg/s$	:kilogram/saniye	

## Kısaltmalar

d/d	:devir/dakika
EHPA	:European Heat Pump Association (Avrupa Isı Pompası Birliği)
ODP	:Ozon Depletion Potential (Sıfır Ozon Tüketme Potansiyeli)
GWP	:Global Warming Potential (Düşük Küresel Isınma Potansiyeli)
HP	:Horse power (beygir gücü)
HVAC	:Heating, Ventilating, Air Conditioning (Isıtma, Havalandırma, İklimlendirme)
ITK	:Isıtma tesir katsayısı
MWh	:Megawatt Saat
ppm	:parts per million (milyonda bir)
STK	:Soğutma tesir katsayısı
µm	:Mikrometre
İİD	:İç Isı Değiştirici

## **İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANILAN HAVADAN SUYA ISI POMPASININ PERFORMANSININ R404A VE R407C SOĞUTUCU AKIŞKANLARI İÇİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

### **ÖZET**

Bu tezde, havadan suya bir ısı pompasının performansı, -10°C ile 0°C arasındaki çevre sıcaklıklarında R404A, R407C soğutucu akışkanları için, değişken kompresör hızı ve iç ısı değiştiricinin olup olmadığı durumlarda deneysel olarak incelenmiştir.

Soğutucu akışkan, kompresör hızı, dış hava sıcaklığı ve iç ısı değiştirici gibi değişkenlere göre yapılan deneyler, kontrollü ortam koşullarında, her değişken kombinasyonu için tekrarlanmış, enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Sonuç olarak, sistem performansı iç ısı değiştirici sayesinde düşük çevre sıcaklığında artmıştır. İç ısı değiştiricinin sisteme katkısı incelenmiş, en yüksek dış sıcaklıkta R404A ile çalışan sistemde performans katsayısı artışı %11 iken bu artış R407C için %12,23 olmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Havadan Suyu Isı Pompası, İç Isı Değiştirici, Kompresör Hızı, Soğutucu Akışkan.

## **AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE PERFORMANCE OF AIR-TO-WATER HEAT PUMP USING INTERNAL HEAT EXCHANGER FOR R404A AND R407C REFRIGERANTS**

### **ABSTRACT**

In this thesis, the performance of an air-to-water heat pump is experimentally investigated for R404A and R407C refrigerants at ambient temperatures between -10 °C and 0 °C, with variable compressor speeds and the existence or absence of an internal heat exchanger.

Experiments based on variables such as refrigerant fluid, compressor speed, external air temperature and internal heat exchanger were repeated for each variable combination under controlled ambient conditions, with energy and exergy analyses conducted.

As a result, the system performance increased at low ambient temperature due to the presence of the internal heat exchanger. The examination of the internal heat exchanger contribution to the system revealed that while the performance coefficient increase for the system operating with R404A was 11% at the highest external temperature, this increase was 12.23% for R407C.

**Keywords:** Air-to-Water Heat Pump, Internal Heat Exchanger, Compressor Speed, Refrigerants.

## GİRİŞ

Gelişen endüstri ve teknolojiye bağlı olarak gün geçtikçe enerjiye duyulan gereksinim artmaktadır. 19.yüzyıl Avrupa'sında Endüstri Devriminin gerçekleşmesinde önemli bir yere sahip olan bilim ve teknolojinin gelişmesi, enerjiye olan ihtiyacı daha da artırmıştır. Ancak enerji elde etmek için kullanılan fosil yakıtların yeryüzündeki dağılımları her yerde aynı oranda olmaması nedeniyle, toplumlar arasında gelişmenin ve ilerlemenin önemli bir ölçütü olan enerjiye hakimiyet, toplumlar arası ilişkilerde temel sorun haline gelmiştir. Bu sorun, enerji savaşlarına dönüşmüş, toplumlar karbon yakıtların elde edildiği yataklara hâkim olabilmek için çatışmaya başlamıştır.

70'li yıllarda enerjiye duyulan ihtiyaçtaki büyük artış petrol krizi ile zirve yapmış, ülkeleri alternatif enerji kaynakları aramaya ve mevcut enerji kaynaklarını çeşitlendirme konusunda ciddi çalışmalar yapmaya zorlamıştır. 2000 sonrasında, enerji kaynaklarını çeşitlendirme çalışmaları hızlanmış ve yenilenebilir enerjiye dair önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Yenilenebilir enerji çalışmalarına yatırımlar ve devletin destekleme politikaları, yenilenebilir enerji alanına olan ilginin artmasına yardımcı olmuştur. Artan bu ilgi ve devletin destekleme politikası, ilk yatırım maliyeti yüksek olan yenilenebilir enerji sistemlerinin yatırım maliyetlerini azaltırken, projelerin yaygınlaşmasını artırmıştır (Karagöl ve Kavaz, 2017).

Yenilenebilir enerji kaynakları, doğada her zaman var olduğu için fosil yakıtlar gibi enerji kaynaklarının tükenmesi söz konusu değildir. Ekonomik büyümenin enerji ve çevre üzerine çok büyük etkisi vardır. Enerji üretimini artırmak ve sürdürülebilmek, mevcut enerjiyi iyi bir şekilde kullanmak, dışa bağımlılığı azaltmak ve sera gazı salınımını azaltarak çevreyi korumak adına fosil yakıtlardan yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmek gereklidir.

Son yıllarda artan çevre sorunları, enerji politikaları ve iklim değişiklikleri, ısı pompalarının alternatif olarak kullanılmasının önünü açmıştır. Isı pompaları CO<sub>2</sub> emisyonu olmadığı için çevre dostudur. Bu bağlamda, ısı pompaları iklimlendirme uygulamalarında klasik cihazlara oranla daha fazla tercih edilebilirler. Isı Pompalarıyla hem ısıtma hem de soğutmayı aynı sistemle yapılabilmesi bir avantajdır (Duman, 2018).

Enerji sadece endüstride üretimin devamı için değil, insanların yaşamlarını devam ettirebilmeleri için de gereklidir. Bu gereklilikler, yaşam kalitesini de etkilemektedir. Konut ısıtma ve günlük ihtiyaçlar dahilinde kullanılan sıcak su ve bunlara erişim yaşam kalitesini tamamlayan etkenlerdendir.

Isı pompası sistemleri hem ısıtma hem de soğutmayı aynı sistemle yapabildiği için son yıllardaki talep edilirliliği artmıştır. Çevre dostu olmasının yanı sıra, doğadaki var olan enerjiyi doğaya zarar vermeden insanlığa sunması, kullanılacağı iklime göre uygun ısı pompasının seçimi ve bu seçim sayesinde ekonomik anlamda da fayda sağlaması ısı pompasının belli başlı avantajlarıdır.

Bu tez çalışmasında, hava kaynaklı bir ısı pompası incelenmiştir. Isı pompası sisteminde farklı ortam sıcaklıklarında, farklı soğutucu akışkan kullanılarak söz konusu İİD'nin ısı pompası performansı üzerindeki etkilerini gözlemlemek amacıyla deney düzeneği kurulmuş ve deneyler yapılmıştır. İİD'nin hava kaynaklı bir ısı pompası sisteminin ısıtma konumundaki performansına etkisi, farklı çevre sıcaklıklarında, farklı akışkanlar kullanılarak İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda sistemin, 0°C ortam sıcaklığındaki sistem performansının yüksek, -5°C'de dahi sisteme ait performansın makul olduğu sonucu elde edilmiştir. Gerek konut ısıtma gerekse sıcak su ihtiyacı için, hava sıcaklığının 0 ile -5°C arasında seyrettiği bir coğrafyada, havadan suya ısı pompasının fosil yakıtlardan elde edilen enerjiye alternatif oluşturabileceği anlaşılmıştır.



## 1. GENEL BİLGİLER

### 1.1. Literatür Araştırması

Isı pompası sistemleri, doğadaki sürekli ve yenilenen enerjiyi kullanılabilir enerjiye çeviren iklimlendirme sistemleridir. Hava, su, toprak, jeotermal ve güneş enerjisini kaynak olarak kullanan ısı pompası sistemleri mevcuttur. Klasik soğutma çevrimleriyle kıyaslandığında, sisteme ilave edilen bileşenler sayesinde, aynı sistemde ısıtma ve soğutmanın kolaylıkla yapılabildiği sistemlerdir. Soğutma çevrimlerinde, sistem performansı ile birlikte Soğutma Tesir Katsayısı (STK) değerini artırmak, ısıtma çevrimlerinde de Isıtma Tesir Katsayısı (ITK) değerini artırmak için, sistemlere çeşitli bileşenler eklenmektedir. Bunlardan birisi de aşırı soğutma ve ısıtma sağlayan İİD'dir. Bu İİD sayesinde, sistem performansında artış elde edilmektedir.

#### 1.1.1. Farklı ısı kaynaklarıyla yapılan çalışmalar

Isı pompası sistemleri incelediğinde, ısı kaynağına göre çeşitleri mevcuttur. Kaynak olarak hava, su, toprak, jeotermal enerji ve güneş enerjisi en çok tercih edilen ısı pompası türleridir. Sunulan tez çalışmasında, farklı ısı kaynağı kullanılan sistemler, literatür araştırması dahilinde, incelenmiştir.

Çağlar (2006), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında, güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin deneysel ve teorik analizini gerçekleştirmiştir. Elde ettiği deneysel sonuçlarla teorik sonuçları bir matematiksel modelle incelemiş, incelemeler sonucunda sistemin maksimum ısıtma katsayısını 4,85 ikinci yasa verimini ise %4,8 – 27,4 arasında belirlemiştir.

Bardak (2011), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında, su kaynaklı bir ısı pompası sisteminde, sistemin termodinamik analizini yapmış, yaptığı analizde en büyük tersinmezliği kompresörde gözlemlemiştir. Kompresördeki tersinmezliğin yüksek çıkma sebebini düşük elektrik, mekanik ve izentropik verimlerden kaynaklanmakta olduğunu belirtmiştir.

Bakırcı ve Yüksel (2011), Erzurum ilinde güneş enerjisi ve enerji deposu destekli ısı pompasına ait performansı gözlemek için deney düzeneği kurmuşlardır. Yapmış

oldukları incelemeler sonucunda, ısı pompasına ait ortalama ITK değeri 3,8 iken tüm sistemin ITK değerini 2,9 olarak elde etmişlerdir. Sonuçta, soğuk iklime sahip Erzurum ilinde güneş enerjisi ve enerji deposu destekli bir ısı pompası sisteminin kullanılabilirliği sonucunu elde etmişlerdir.

Zhang ve diğ., (2012), hava kaynaklı ısı pompası ısıtıcısının donmasını önlemek için yeni bir yöntem üzerinde çalışmışlardır. Katı kurutucuyla kurutulmuş havanın buharlaştırıcıya girmeden önce buzlanmasını önlemeyi amaçlamışlardır. Sistem, konvansiyonel ısı pompası su ısıtıcısı ve ekstra katı kurutucu kaplı ısı değiştiriciden oluşmaktadır. Kuru termometre sıcaklığının  $-7^{\circ}\text{C}$  ile  $5,5^{\circ}\text{C}$  arasında değiştiği, buzlanma koşullarına bağlı olarak bağıl nemin %60 – %80 arasında olduğu bir sayısal simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak sıcak gaz buz çözme metodunun kullanıldığı sisteme göre ITK değerinin %5 – 30 daha fazla 3,3 – 3,8 arasında elde etmişlerdir.

Süleyman ve diğ., (2014), güneş entegreli ısı pompası sisteminde, endüstriyel ısıtmayı incelemişlerdir. Sistem, sıcak su elde etmek için kullanılan ısı pompası sisteminden ve güneş enerjili başka bir endüstriyel ısıtma prosesinden oluşmaktadır. Sistem için çok kapsamlı enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. ısı pompası sisteminin ITK değerini 3,54, ekserji verimini %42,5 olarak elde etmişlerdir. Sistemin ITK değerini 2,97 olarak elde ederken, ekserji verimini %35,7 olarak hesaplamışlardır. Sonuç olarak, yoğunlaştırıcı sıcaklığı ve basıncındaki değişimin olumlu yönde sonuçları olacağını göstermişlerdir.

Januševičius ve Streckienė (2015), hava kaynaklı ısı pompasının farklı sıcaklıklardaki performansı simülasyon ile analiz etmişlerdir. Isıtma konumunda çalıştırılan ısı pompasında  $-7^{\circ}\text{C}$  ve  $+5^{\circ}\text{C}$  ortam sıcaklığında ITK değerlerini sırasıyla 1,98 ile 3,05 olarak elde etmişlerdir.

Kolukisa (2015), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında, sudan suya ısı pompası sistemini kullanarak, sistemin farklı su sıcaklıklarındaki performansını incelemiştir. Sistemde ITK değerinin, suyun debisi ile doğru orantılı olarak artıp azaldığını ancak yoğunlaştırıcıya giren suyun sıcaklığı ile ters orantılı olduğunu gözlemlemiştir. Ayrıca kompresör güç tüketimi ve yoğunlaştırıcı kapasitesinin, yoğunlaştırıcıya giren suyun debisi ile ters, sıcaklığı ile doğru orantılı olarak değiştiği sonuçlarını elde etmiştir.

Dong ve Li, (2017), güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompasının R407C akışkanı ile ısıtma performansını deneysel olarak incelemiştir. Deneyler  $-9^{\circ}\text{C}$  ile  $-11^{\circ}\text{C}$  arasında ortalama dış hava kuru termometre sıcaklığına sahip ve bağıl nemin %65 seviyelerinde olduğu Taiyuan şehrinde yapılmıştır. Hava sıcaklığının  $-9,9^{\circ}\text{C}$ , ışınım katsayısının ortalama  $115-135 \text{ W/m}^2\text{C}$  olduğu bir günde, başlangıçta suyun sıcaklığı  $15^{\circ}\text{C}$  iken, yoğunlaşma sıcaklığını kademeli olarak  $35^{\circ}\text{C}$  den  $55^{\circ}\text{C}$  ye kadar sırasıyla %25, %50, %75 ve %100 oranında artırarak deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Deneylerin sonuçlarına göre, hava kaynaklı ısı pompasının ITK değeri 2,21 iken, sistemin tamamına ait ITK değerini %14,9 artışla 2,54 olarak gözlemlemiştir. Isı pompasına ait mevsimsel ITK değeri de 2.19 iken, tüm sistemin mevsimsel ITK değeri %15,5 artışla 2,53 gözlemlemiştir.

Polat (2019), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında, toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik analizini yapmıştır. Yapmış olduğu çalışmada, ısı pompası ve sisteme ait etkinlik katsayılarını sırasıyla yaklaşık 2,6 ve 2,2 olarak hesaplamıştır. Deneysel veriler üzerinden yaptığı hesaplamalarda ısı pompasının ortalama ekserji verimi %35 iken, tüm sistemin ortalama ekserji verimini %31 olarak bulmuştur.

Tian ve diğ., (2020), su kaynaklı gaz motorlu ısı pompası sisteminde optimal kızgınlığın soğutma performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak gözlemlemek istemişler, gaz motoru ve kızdırma işleminin soğutma kapasitesi, soğutucu akışkan debisi, gaz tüketimi ve kompresör devri üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Sonuç olarak kızgınlık değerini  $13^{\circ}\text{C}$  den  $6^{\circ}\text{C}$ 'ye düşürdüklerinde ITK değerinin önemli ölçüde arttığını gözlemlemiştir.  $6^{\circ}\text{C}$ 'nin altına düştüğünde ise artan ITK değerinin yavaş yavaş azaldığını gözlemlemiştir. Ayrıca en yüksek verimi de optimal kızgınlık değerinde elde etmişlerdir. Daha sonra optimal kızgınlık sıcaklığıyla beraber motor devrini de artırmışlardır. Kızgınlık sıcaklığını sırasıyla  $3,5$ ,  $3,8$  ve  $4,5^{\circ}\text{C}$  motor devrini de sırasıyla 1200, 1400 ve 1600 d/d değerlerine kademeli olarak artırmışlardır. Sonuç olarak ITK değerlerini sırasıyla 2,63, 2,40 ve 2,17 olarak elde etmişlerdir.

### **1.1.2. Farklı soğutucu akışkanlar ile yapılan çalışmalar**

Karagöz (2002), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında, R22 soğutucu akışkanının kullanıldığı buhar sıkıştırımlı bir ısı pompası sisteminde, ozon tüketme potansiyeli sıfır olan alternatif soğutucu akışkan R134a'nın ve R22 ile R134a'nın belirli oranlarda karıştırılmasıyla oluşan karışım akışkanının, ısıl performans üzerindeki etkisini araştırmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarda R134a için elde edilen ITK değerinin R22

soğutucu akışkanının performans katsayısı değerinden daha yüksek olduğunu ve uygun soğutucu akışkan karışımları kullanıldığında, saf soğutucu akışkanlara göre ITK ve ekserji veriminde artış olabileceğini görülmüştür.

Zhiqiang ve diğ. (2007), R22 ve R407C soğutucu akışkanlarının kullanıldığı hava kaynaklı ısı pompasının buzlanma ve buz çözme esnasındaki dinamik performans karakteristiğini gözlemlemek amacıyla bir deney düzeneği kurmuşlardır. Sonuç olarak her iki akışkan benzer performans göstermiş, ancak sistemdeki defrostun (buz çözme), R407C akışkanı ile R22 akışkanına göre daha hızlı gerçekleştiğini gözlemlenmiştir. Dahası, R407C akışkanı ile çalışan sistemin defrost sonrasında sürekli rejime ulaşması, R22 akışkanı ile çalışan sisteme göre daha hızlı olmuştur. R407C akışkanının, mevcut sistemde ya da orijinalde R22 ile çalışan bir sistemde R22 yerine kullanılabileceği sonucunu elde etmişlerdir.

Alpsoy (2009), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında, R134a/R152a soğutucu akışkanlarını ısı pompası sisteminde deneysel olarak incelemeyi amaçlamış, farklı karışım oranlarında R134a/R152a karışımları oluşturarak performanslarını incelemiştir. Elde edilen sonuçlar, karışımlarda R152a soğutucu akışkan oranının artmasına bağlı olarak ITK değerinin ısıtmada %5 ile %23 arasında, soğutmadaki STK değerinin ise %6 ile %28 arasında iyileştiğini göstermiştir.

Tamdemir (2014), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında, soğutucu akışkan olarak R134a, R404A, R410A ve R407C'yi kullandığı hava-hava ısı pompası sistemini -5°C ile 5°C arasında değişen dış hava sıcaklıklarında test ederek, kompresörün çektiği elektrik enerjisi, buharlaştırıcı ve yoğuşurucu fanlarının çektiği elektrik enerjisi ile ısı pompasının elemanlarının önemli noktadaki sıcaklık ve basınç değerlerini ölçmüştür. Yapmış olduğu incelemeler sonucunda, soğutma kompresörünün çektiği enerji miktarının, iç ünitenin ısıtma kapasitesi, dış ünitenin çevre havasından ısı çekme kapasitesi, ısı pompası sisteminin ITK değeri ile kompresör giriş ve çıkış basınçlarının dış hava sıcaklığına bağlı olarak değiştiği sonucunu elde etmiştir.

Töre (2015), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında, ortamı ısıtmak için kullanılan bir ısı pompasının performansını, 25°C 'den 30°C'ye kadar değişen çevre havası sıcaklıklarında, R134a, R404A, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarını kullanarak deneysel olarak incelemiştir. Kompresördeki en yüksek ekserji verimi, R407C soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemde 0,5706 olarak elde edilirken, R407C en düşük ikinci yasa verimini ise R404A soğutucu akışkanı ile 0,4133 olarak elde etmiştir.

En yüksek ITK değeri R134a ile çalışan sistemde 1,985 iken, en düşük ITK değeri R404A ile çalışan sistemde 1,138 olduğunu gözlemlemiştir. Bunun yanında, artan çevre havası sıcaklığı ile ITK' deki en çok azalma, sistemde R407C soğutucu akışkanı kullanıldığında gözlemlenmiştir. Kompresör basınç oranının çevre havası sıcaklığına göre değiştiğini ve bu değişimin harcanan güç tüketimini etkilediğini gözlemlemiştir.

Ünal (2018), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında, sürücülü kompresör ve elektronik genleşme valfinin olduğu bir ısı pompası sisteminin ısıtma konumundaki performansını, farklı ortam dış hava sıcaklıklarında farklı soğutucu akışkanlar kullanarak teorik olarak analiz etmiştir. Enerji tüketimleri dikkate alındığında, R32 kullanımının R410A kullanımına göre, %9 oranında daha az enerji tüketimine yol açtığını gözlemlemiştir.

Xiao ve diğ. (2019), hava kaynaklı ısı pompası sisteminde R134a yerine alternatif olarak yeni ve çevreci bir soğutucu akışkan karışımı kullanarak yıllık performansının analizini yapmışlardır. Kullanılan soğutucu akışkan karışımı R290/R600a/R1311 akışkanlarının sırasıyla 15/20/65 oranlarında karıştırılmasıyla oluşturulmuş bir akışkandır. Yeni akışkanın performansının, düşük yoğunlaşma basıncı ve kompresör devrinde R134a'dan daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir. Sistemde kullanılan karışım akışkanın düşük ortam sıcaklığında daha avantajlı olduğunu, yıllık ortalama ITK değeri, R134a'nın %6,2 üzerinde yaklaşık 4,65 olarak; toplam eşdeğer ısınma etkisini de %18,99 daha düşük olarak hesaplamışlardır.

Colombo ve diğ. (2020), R134a ve ona alternatif olarak düşünülen R1234yf ve R1234ze(E) akışkanlarını sudan suya ısı pompası sisteminde kullanarak, performansları üzerinde incelemeler yapmışlardır. İlk olarak R134a ile testleri yapmışlar, diğer akışkanlar için de ortam şartları, yoğunlaştırma ve buharlaştırma sıcaklıkları, kompresör devri gibi tüm özelliklerin aynı olduğu deneyleri tekrarlamışlardır. R134a ile akışkanlar sırasıyla karşılaştırıldığında, R134a'ya göre R1234yf'de ısıtma kapasitesi ve ITK sırasıyla %9,8 ve %7,39 oranında azalırken, R1234ze(E)'de ısıtma kapasitesindeki azalmayı %33,8 olarak; ITK' deki azalmayı ise %12,27 ile +%4,32 arasında değişken olarak bulmuşlardır. R134a'nın ısıtma kapasitesini yakalayabilmek için kompresör frekansının değiştirildiği ikinci grup testler yapılmıştır. R1234yf'de %16'ya R1234ze(E)'de %50'ye kadar frekans artışı sağlansa da ITK' de sırasıyla %7,38 ve %18,11'lik bir azalış gözlemlenmiştir.

### 1.1.3. Enerji ve ekserji analiziyle ilgili yapılan çalışmalar

Lam ve Chan, (2002), havadan kaynaklı ısı pompası ve su kaynaklı ısı pompası sistemlerinin otel uygulamalarındaki enerji performansını incelemiştir. Otel, Çin'in Hong Kong kentinde bulunmaktadır. İlk olarak havadan suya ısı pompası sistemini otel havuz suyunu ısıtmak için kullanmışlardır. Sudan suya ısı pompası sistemini de var olan bir boyler sistemiyle tamamlamışlardır. Sistem, R22 akışkanı ile çalışmaktadır. Ekimden Nisan'a kadar ki geçen sürede her iki sistem için enerji ve elektrik tüketimini ölçmüşlerdir. Sonuç olarak havadan suya ısı pompası sisteminde 49,1 MWh enerji üretimi ve 24,6 MWh elektrik tüketimi, sudan suya ısı pompası sisteminde 952 MWh enerji üretimi 544 MWh enerji tüketimi gözlemlenmiştir. Isı pompası sistemlerinde genellikle ITK değerinin 1,5 – 2,4 arasında olduğu, sistemin kendini amorti etmesinin yaklaşık 2 yıl sürdüğü ve finansal olarak düşünüldüğünde cazip olduğu sonucunu elde etmişlerdir.

Direk (2004), yaptığı yüksek lisans çalışmasında, taşıtlarda kullanılan ısı pompası / klimasının deneysel ve teorik analizini gerçekleştirmiş, deneysel çalışmaları tamamladıktan sonra, deney sistemine enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Buharlaştırma sıcaklığının artmasına bağlı olarak birim ısıtma ve soğutma başına düşen sistemdeki yok edilen ekserji miktarının azaldığını, artan kompresör devri ile yok edilen ekserjinin arttığını gözlemlenmiştir.

Elgendy ve Schmidt (2010), Su soğutmada kullanılan gaz motoru tahrikli ısı pompasının performans özelliklerini, motorda ısı geri kazanımı olmadan deneysel olarak incelenmişlerdir. Buharlaştırıcı suyu giriş sıcaklığı, buharlaştırıcı suyu debisi, ortam hava sıcaklığı ve motor devri gibi birçok faktörün performansı etkilediği sonucunu elde etmişlerdir.

Çakır ve Çomaklı (2016), havadan suya ısı pompasının tüm bileşenleri ve bu bileşenlerin ekserji performansı ile olan karşılıklı ilişkilerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışma şartlarının bileşen ekserji performansları üzerindeki etkisini de inceleyip tartışmışlardır. Sonuçları, ısı pompası performansına göre ısı pompası ve bileşenlerini karşılaştırarak değerlendirmişlerdir. Tüm ekserji yıkımları içinde kompresörde meydana gelen ekserji yıkım oranı %33 ile %45 arasında iken, yoğuşturucudaki yıkım oranını %23 – %34 arasında elde etmişlerdir. Isı pompasının toplam ekserji yıkımı içerisindeki kompresöre ait pay, hava sıcaklığının artmasıyla azalırken, hava debisinin azalmasıyla arttığı sonucunu elde etmişlerdir.

Song ve diğ. (2019), bir ısı pompasının dinamik performans özelliklerini, enerji verimliliği ve ısı konforu dikkate alarak incelemeyi amaçlamışlardır. Bunun için ısı pompası dinamik simülasyon modeli geliştirmişler ve deneysel veriler kullanarak modelin doğrulamasını yapmışlardır. Isı pompasının dinamik özelliklerini, çeşitli fan hızı ve kompresör devirleri için analiz etmişler, maksimum enerji verimliliğine ulaşmak için optimum fan hızı ve kompresör frekansını sırasıyla 800 d/d ve 50 Hz olarak belirlemişlerdir. Isı pompası, optimize edilmiş koşullar altında termal konforu sağlamak için çalıştırıldığında, soğutma süresi ve enerji tüketiminin başlangıç döngüsüne kıyasla sırasıyla %56,5 ve %74,8 oranında azaldığını gözlemlemişlerdir.

Wu ve diğ. (2020), hava kaynaklı ısı pompası sistemine entegreli su depolama tankıyla birlikte ısıtma sistemi kullanılarak, düşük ortam sıcaklığındaki işletme verimlilik katsayısının ve enerji tasarrufunun analizini yapmayı amaçlamışlardır. Deneylerin yapıldığı ortam sıcaklığı  $-9,3^{\circ}\text{C}$  ile  $11,3^{\circ}\text{C}$  sıcaklıkta iken, iç ortam sıcaklığı ortalama  $21^{\circ}\text{C}$  ile  $23^{\circ}\text{C}$  arasındadır. Günlük ortalama ITK en soğuk günde 2,35 iken mevsimsel ITK 2,95 olarak hesaplanmıştır. Sürekli çalışma konumuna göre kıyaslandığında, en soğuk gündeki ITK değerini %14 artırmak mümkün iken, mevsimsel ITK değerinin %26,1 oranında iyileştirilmesinin mümkün olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu çalışma stratejisi sayesinde su depolama tankının olduğu hava kaynaklı ısı pompası sisteminde önemli bir enerji tasarrufu olduğunu ifade etmişlerdir.

## **1.2. Isı Pompası Tarihçesi**

Isı pompasının çalışma prensibinin temelini oluşturan ilkeler, 19. yüzyıldan beri bilinmekte ve kabul edilmektedir. Bu prensipler, soğutma sistemlerinin de temelini oluşturmaktadır. Bir ısı motorunu ısı pompası olarak ters çalışma konumunda kullanma fikri Lord Kelvin tarafından önerilse de bunun pratiğe dönüşüp makinelerde kullanılmaya başlaması ancak 20. yüzyılda olmuştur. 1970'lerden itibaren özellikle hava kaynaklı ısı pompaları yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır.

Isı pompaları, diğer karbon türevi yakıtların yanması sonucu ortaya çıkan karbondioksit ve karbon monoksit gibi iç mekân kirleticilerini oluşturmazlar. Ayrıca, merkezi yanma fırını/merkezi klima kombinasyonları ile kurulum maliyeti açısından da rekabetçidir. Bu nedenle, ısı pompaları günümüzde rutin olarak binalar için merkezi klima ve ısıtma sağlamaya başlamıştır.

Günümüzde ısı pompaları, yalnızca mahal soğutma ve ısıtma için değil, aynı zamanda malzemelerin soğutulması, sıcak su üretimi ve üretim hattı besleme suların

-da ön ısıtma yapılmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Enerjinin verimli kullanılması ve yenilenebilir enerji uygulamaları, karbondioksit emisyonları ve küresel ısınmanın azaltılması açısından büyük bir önem arz etmektedir. Isı pompası sistemleri, etkili ve verimli soğutma ve ısıtma sağlayarak bu amaca katkıda bulunan önemli sistemlerdendir. Diğer önemli husus ise, bir ısı pompasını çalıştırmak için gereken elektrik enerjisinden daha fazla termal enerji sağlayabilmektedir. Bu durum performans katsayısı açısından ısı pompası sistemlerinin verimli sistemler olduğunun önemli göstergesidir.

Dünya üzerindeki enerji tüketiminin önemli bir kısmını, konutların ısıtılma ve soğutulması oluşturmaktadır. Isı pompaları, geleneksel ısıtma ve soğutma sistemleriyle kıyaslandığında yüksek kullanım verimlilikleri sayesinde daha avantajlıdır ve birçok uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı pompası sistemlerinin kullanılması ve kullanımının yaygınlaşması sonucunda çevrenin korunması, ekonomideki harcama kalemlerinin değişmesi ve teknolojinin gelişmesine sağlayacağı katkı gibi temel ve belirli faydalar sıralanabilir.

Doğrudan veya dolaylı olarak fosil yakıtlarla çalışan ısıtma ve soğutma cihazlarının yerine yüksek verimli ısı pompalarının kullanılması, çevrenin korunmasına önemli katkılar sağlayacaktır. Isı pompası sistemlerinin tercih edilme sayısının artışıyla doğru orantılı olarak, petrol ve türevlerinin kullanımındaki azalmanın, ekonomi üzerindeki olumlu etkisi kısa sürede hissedilecektir. Bunun yanında ithalat ve nakliye giderlerindeki azalma, ısınma maliyetlerinin azalması gibi ekonomik açıdan meydana gelebilecek değişimlerle ısı pompası kullanımının olumlu etkileri olarak kolayca sıralanabilir.

Bir ısı pompası için en yaygın ısı kaynağı hava olmakla birlikte su ve toprak da tercih edilmektedir. Özellikle son zamanlarda, yeryüzünün (kaya ve toprak) ısıtma ve soğutma uygulamaları için bir ısı kaynağı olarak kullanılmasına yönelik ilgi her geçen gün artmaktadır. Isı pompasının enerji verimliliği ITK ile ölçülür ve bu değer STK'ye göre daha yüksektir (Dincer ve Rosen, 2015).

### **1.3. Isı Pompası Sistem Bileşenleri**

Isı pompası bileşenleri aşağıda sıralandığı gibi altı temel elemandan oluşmaktadır.

- Kompresör
- Kondenser (Yoğuşturucu)



- Kısılma Vanası
- Evaporatör (Buharlaştırıcı)
- Dört yollu vana
- Soğutucu akışkan

Bunlara ek olarak, soğutma çevrimlerinde kullanılan yardımcı elemanlar da sistemde bulunmaktadır. Kurutucu, yağ ayırıcı, çekvalf, solenoid valf, gözetleme camı, titreşim alıcı, basınç anahtarı gibi yardımcı elemanlar sistemlerin çoğunda bulunur ve sistemin verimli çalışmasına yardımcı olur.

### 1.3.1. Kompresör

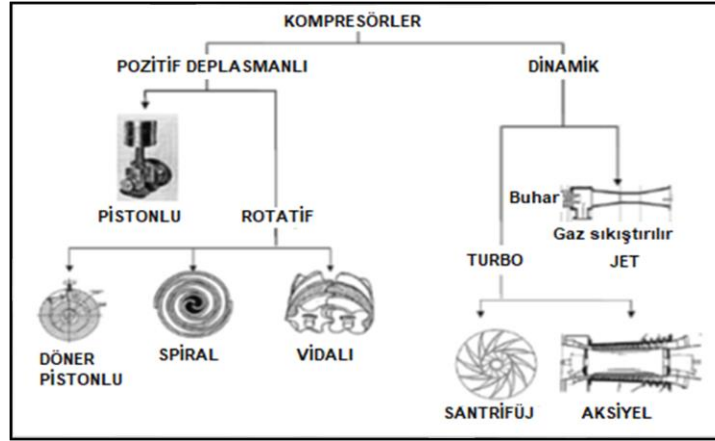
Soğutma kompresörü, soğutma sisteminde gaz halindeki soğutucu akışkanı sıkıştırarak basınçlandıran mekanik elemandır. Hava şartlandırma sistemlerinde ve ısı pompalarının soğutma hatlarındaki ısı hareketi, kompresör tarafından gerçekleştirilmektedir.

Kompresörler, açık, yarı hermetik ve hermetik olmak üzere temelde üç gruba ayrılmaktadır. Şekil 1.1'de Avrupa Isı Pompası Birliğinin (EHPA) açıkladığı ısı pompasında kullanılan kompresör türleri belirtilmiştir (Sarbu ve Sebarchievici, 2015).

Tipik olarak hermetik ve yarı hermetik kompresörlerde, kompresörü tahrik eden motor ve kompresör birbirine entegre edilmiş olup, soğutucu akışkan kapalı bir sistem içinde çalışmaktadır. Hermetik kompresörlerin dezavantajı, motor sürücüsünün tamir edilememesi veya bakımının yapılamamasıdır. Dolayısıyla, olası bir motor arızasında kompresörün tamamının çıkarılması gerekmektedir.

Yarı hermetik kompresörlerde ise her ne kadar motor ve kompresör kapalı durumda olsa da herhangi bir arıza durumunda motora müdahale edilebilmektedir. Açık kompresör, soğutma sisteminin dışında bir motor sürücüsünün olması ve uygun salmastralı bir giriş mili vasıtasıyla kompresöre tahrikin sağlanması yoluyla çalışan kompresör türüdür.

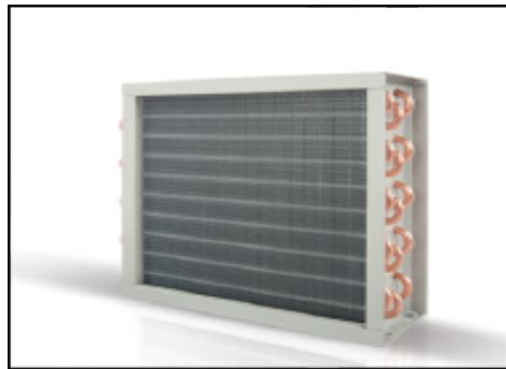
Açık kompresörlü soğutma sisteminde soğutucu akışkanın sistemden çekilmesine gerek kalmadan oldukça kolay bir şekilde değiştirmek veya onarabilmek mümkündür. Bu tip kompresörün dezavantajı, salmastraların potansiyel arızasıdır ki bu arıza soğutucu akışkan kaybına yol açmaktadır.



Şekil 1.1. Isı pompalarında kullanılan kompresör tipleri (Sarbu ve Sebarchievici, 2015)

### 1.3.2. Kondenser (Yoğuşturucu)

Bir soğutma çevriminde, buharlaştırıcıda çevreden aldığı ısı ile buharlaşan sıvı fazdaki soğutucu akışkan, kompresör girişine gaz halinde gelir. Kompresörde sıkıştırma işlemiyle birlikte enerjisi artan soğutucu akışkan, sahip olduğu enerjiyi, yoğuşturucuda çevreye atarak yoğuşur. Yoğuşan soğutucu akışkan, genleşme valfinden genleşerek buharlaştırıcıda tekrar buharlaşacak halde gelir. Soğutma sistemlerinde genellikle kullanılan yoğuşturucu, bakır boru alüminyum lamelli, batarya iken, su akımının ısıtıldığı ısı pompası sistemlerinde tercih edilen yoğuşturucu genellikle büyük ölçekli bir plakalı ısı değiştiricisidir. Şekil 1.2’de batarya örneği gösterilmiştir. Eğer ısı pompası sistemi, klasik soğutma sistemiyle aynı sistemde yer alıyor ve bu dört yollu vana ile sağlanıyorsa, soğutma sistemindeki plakalı ısı değiştirici, ısı pompasında yoğuşturucu görevi görmektedir. Gaz, daha soğuk olan ısıtma suyu ile yoğuşturucu devrelerine akmakta ve burada yoğuşmaktadır. Yoğuşturucudan atılan ısı, ısıtma sistemine aktarılmaktadır (Bonin,2015).



Şekil 1.2. Bakır Boru Alüminyum Lamelli Yoğuşturucu Batarya

### 1.3.3. Termostatik genleşme vanası

Genleşme vanaları temelde, termal genleşme ve elektronik genleşme vanaları olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Şekil 1.3'te gösterilen termostatik genleşme vanaları buharlaştırıcıya soğutucu akışkanın akışını, buharlaştırıcıdan yalnızca buhar çıkacak şekilde ayarlamak için tasarlanmış soğutma devresinin temel elemanlarından biridir. Bu akış kontrolörü yaygın olarak kullanılır ve buharlaştırıcı çıkışındaki buharın aşırı ısınmasına dolaylı olarak yanıt verir. Günümüzdeki uygulamaların çoğunda termal genleşme valfleri yerine elektronik akış denetleyicileri tercih edilmektedir. Biri buharlaştırıcı girişinde doyma sıcaklığını, diğeri buharlaştırıcı çıkışında kızgın buharın sıcaklığını ölçmek için olmak üzere iki sıcaklık sensörüne sahiptirler. Soğutucu akışkan akışı, bu iki sinyal arasında sabit bir fark sağlayacak şekilde kontrol edilmektedir (James ve Welch, 2017).

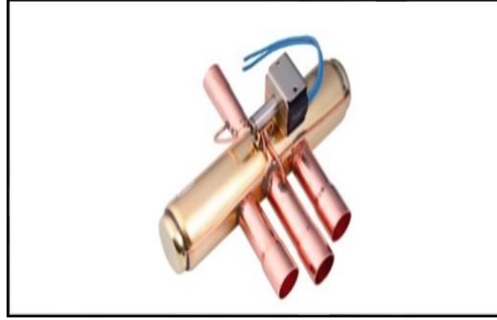


Şekil 1.3. Termostatik genleşme valfi  
(Bonin, 2015)

### 1.3.4. Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı, termal genleşme valfinden basıncı ve sıcaklığı düşmüş sıvı formdaki soğutucu akışkanın, sıcak çevreden aldığı ısı ile buharlaşarak gaz formuna geçtiği temel devre elemanıdır. Buharlaştırıcıdan kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan, daha sonra kompresör emme manifoldundan dört yollu vana aracılığıyla kompresöre geçmektedir.

### 1.3.5. Dört yollu vana



Şekil 1.4. Dört yollu vana (URL-1)

Şekil 1.4' te görülen dört yollu vana hem ısıtma hem soğutmayı yapabilen ısı pompası sistemlerinin soğutma devresinde yer alan en önemli temel devre elemanıdır. Dört yollu vana sayesinde, ısı pompası yazın soğutma, kışın ısıtma işlemini rahatlıkla gerçekleştirebilmektedir. Dört yollu vana bir elektronik kontrolör tarafından kontrol edilmektedir. Bu sayede, yazın soğutma amacıyla kullanılan sistem, kışın ısı pompası olarak çalıştırılarak ısıtma işlemi gerçekleştirebilmektedir. Dört yollu vananın bir çıkışı, kompresör basma hattına bağlı, diğer üç çıkıştan biri kompresör emişine, diğerleri ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya bağlıdır. Sistemin çalışma şekline bağlı olarak devreye girmekte veya devreden çıkmaktadır.

### 1.3.6. Soğutucu Akışkan

İdeal soğutucu akışkan temel olarak, zehirli ve yanıcı olmamalıdır. Bunun yanında aynı zamanda aşağıdaki özelliklere de sahip olmalıdır:

- Sıfır Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP),
- Düşük Küresel Isınma Potansiyeli (GWP),
- Kısa atmosferik ömür

Bu faktörler, bir soğutucu akışkanın seçiminde temel kriterlerin başında gelmektedir. Ek olarak, güvenilir tesis işletimi için;

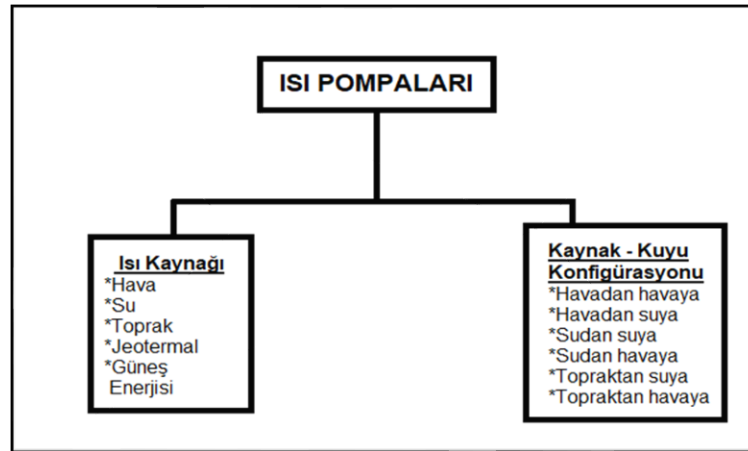
- Yağın bozulmasını önlemek için kompresörden çıkan kızgın buharın sıcaklığı düşük olmalıdır (genellikle 130°C, kabul edilebilen maksimum değerdir).
- Buharlaştırma basıncı atmosfer basıncının üzerinde olmalı ve yoğunlaşma basıncı soğutucunun kritik basıncının altında olmalıdır (James ve Welch, 2017).

#### 1.4. Isı Pompası Sistemlerinin Kaynaklarına Göre Sınıflandırılması

Isı pompası sistemlerinde hava, su ve toprak birincil ısı kaynağı olarak kabul edilmektedir. Bunun yanında su ve toprak kaynak olarak havaya göre daha az tercih edilmektedir. Isı pompaları kaynaklarına göre gruplandırılır. Kaynağına göre ısı pompalarını; hava, su, toprak, jeotermal ve güneş enerjisi olmak üzere beş grupta değerlendirmek mümkündür. Bunların içerisinde hava, yeraltı suyu ve toprak kaynaklı ısı pompaları küçük ısı pompası sistemleri iken kaynağı göl, akarsu, deniz suyu, jeotermal, sıcak ve kirli atık sular, güneş enerjisi olan sistemler daha büyük ısı pompası sistemleri için uygundur. Düşük ısı kaynakları söz konusu olduğunda, yeraltı suyu veya yüzey suyu, hava ve toprak yaygın olarak kullanılmaktadır (Dincer ve Rosen, 2015). Isı kaynağının sahip olduğu özellikler, bir ısı pompasının teknik ve ekonomik performansını büyük ölçüde etkilemektedir. Çoğu durumda, ısı kaynağının mevcudiyeti, ısı kaynağının kullanımının belirlenmesinde anahtar faktördür.

Şekil 1.5'teki kaynaklarına göre ve kaynak/kuyu konfigürasyonlarına göre ısı pompalarının tipleri verilmiştir. Kaynaklarına göre ısı pompalarını aşağıdaki gibi sıralanabilir (Dincer ve Rosen, 2015):

- ❖ Hava kaynaklı ısı pompası
- ❖ Su kaynaklı ısı pompası
- ❖ Toprak kaynaklı ısı pompası
- ❖ Güneş enerjisi destekli ısı pompası
- ❖ Jeotermal kaynaklı ısı pompası



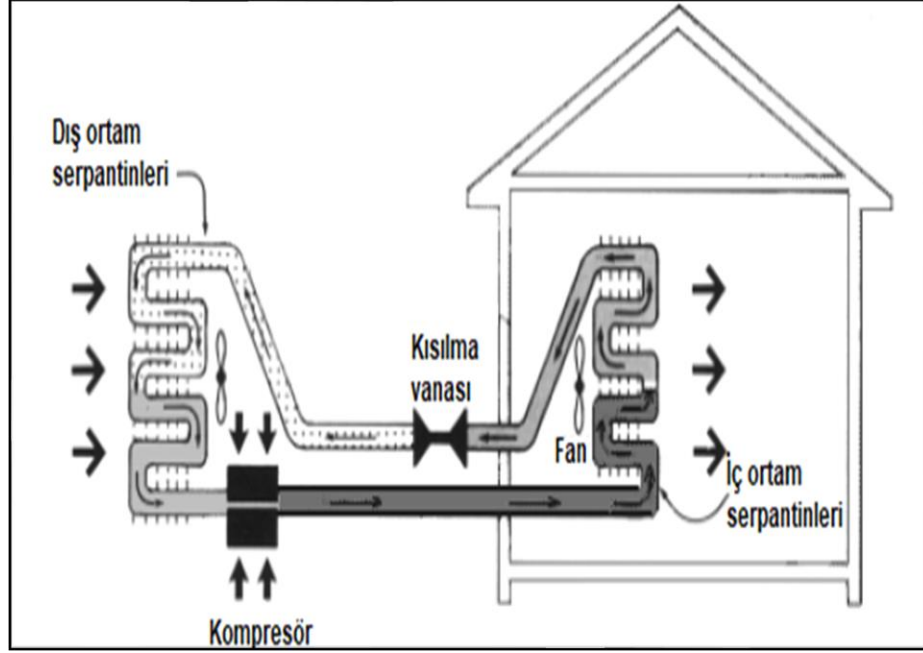
Şekil 1.5. Isı pompalarının ısı kaynağı ve ısı kaynağı/kuyu konfigürasyonuna göre sınıflandırılması (Dincer ve Rosen, 2015)

#### 1.4.1. Hava kaynaklı ısı pompası

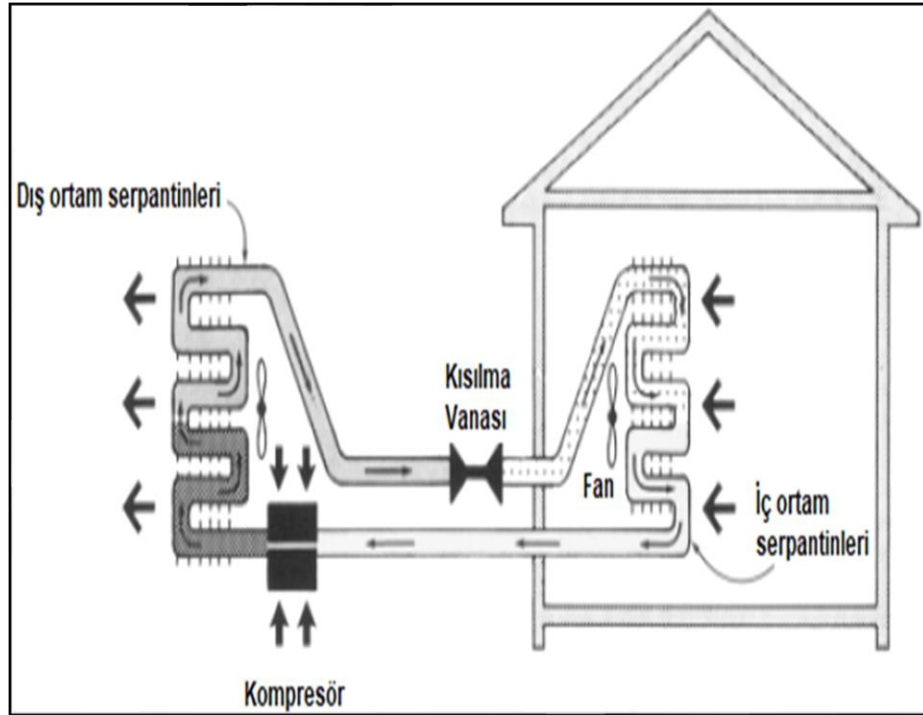
Hava, konut ve ticari uygulamaların ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) ihtiyaçlarını karşılamak için yaygın olarak kullanılmaktadır. Ortam havası serbest ve yaygın olarak bulunmasına rağmen, bir ısı kaynağı olarak kullanımıyla ilgili bir dizi sorun vardır. Hava kaynaklı ısı pompalarının performansını en çok etkileyen parametrelerin başında çevre havası sıcaklık değeri gelmektedir. Soğuk ve nemli iklim bölgelerinde, çevre sıcaklığı 2 ila 5°C'nin altına düşmesi halinde, ısı değiştirici üzerinde hava içindeki nemin yoğunlaşarak donmasından kaynaklanan bir miktar buz oluşumu meydana gelmektedir. Bu buz oluşumu, ısı pompasının kapasitesinde azalmaya yol açmaktadır. Çevre sıcaklığı azaldığı için, ısıtma kapasitesinde de azalma oluşması söz konusudur. Bunun için ilave bir ısıtma kaynağı gerekmektedir. Bu ilave kaynak mevcut doğal gazlı bir ısıtıcı, elektrikli fırın ya da elektrikli bir rezistanstır. Elektrikli rezistanslar genellikle ısı pompası sistemlerinin temel bileşenlerinden biridir. Bu ek bileşenler, ısı pompası sisteminin kapasitesini zorlayan en olumsuz hava şartlarında dahi sistemin daha kolay çalışmasına yardımcı olmaktadır. Bu şekilde ek bileşenler, cihaz tasarımı açısından, cihazın aşırı boyutlandırılmasına neden olabileceği gibi o boyut için düşünülen ek bileşenin maliyeti de hesaba katıldığında cihazın toplam maliyeti uygun olmayabilir. Hava kaynaklı bir ısı pompası, mahal soğutma işlemi için çalıştırıldığında, Şekil 1.6'daki prensiple çalışır. Aynı ısı pompası, mahal ısıtmak için kullanıldığında ise Şekil 1.7'deki prensiple çalışmaktadır. Egzoz havası, konut ve ticari binalardaki ısı pompaları için potansiyeli yüksek ortak bir ısı kaynağıdır. Isı pompası, havalandırma havasındaki ısıyı geri kazanarak su ve/veya mahal ısıtabilmektedir. Eğer mahal ısıtması dışında su ısıtması için tercih edilirse, ısıtma mevsimi boyunca veya yıl boyunca havalandırma sisteminin sürekli çalışması gerekmektedir. Bazı ısı pompası tasarımları hem havalandırma havasını hem de ortam havasını şartlandırabilecek şekilde yapılmıştır. Büyük binalar için, havalandırma havası ısı pompaları genellikle havadan havaya ısı geri kazanım üniteleri ile birlikte kullanılmaktadır.

Isı kaynağının kullanılabilirliği hususunda dış ortam havası en yaygın ısı kaynağıdır. Dış ortam sıcaklığının düşük olduğu dönemlerde mahal ısıtma yükü en yüksek değerinde olacağından, iç ortam sıcaklığı en düşük seviyededir. 5°C'nin altındaki buharlaşma sıcaklıklarında hava içerisindeki nem, buharlaştırıcı yüzeyinde buz şeklinde birikmektedir. Bu durum, ısı transferini engellemesinin yanında daha düşük çalışma sıvısı sıcaklıklarına ve dolayısıyla buharlaştırıcı üzerinden akan havanın

sıcaklığındaki düşmeye bağlı olarak, daha düşük ITK değerlerine sebep olmaktadır. Buharlaştırıcı yüzeyinde oluşan buzun, düzenli olarak çözülmesi gerekmektedir. Bu durum genel sistem ITK değerlerinin %5 ila 10 arasında düşmesine sebep olacaktır (Dincer ve Rosen, 2015).



Şekil 1.6. Hava kaynaklı ısı pompası soğutma çevrimi (URL-2)



Şekil 1.7. Hava kaynaklı ısı pompası ısıtma çevrimi (URL-2)

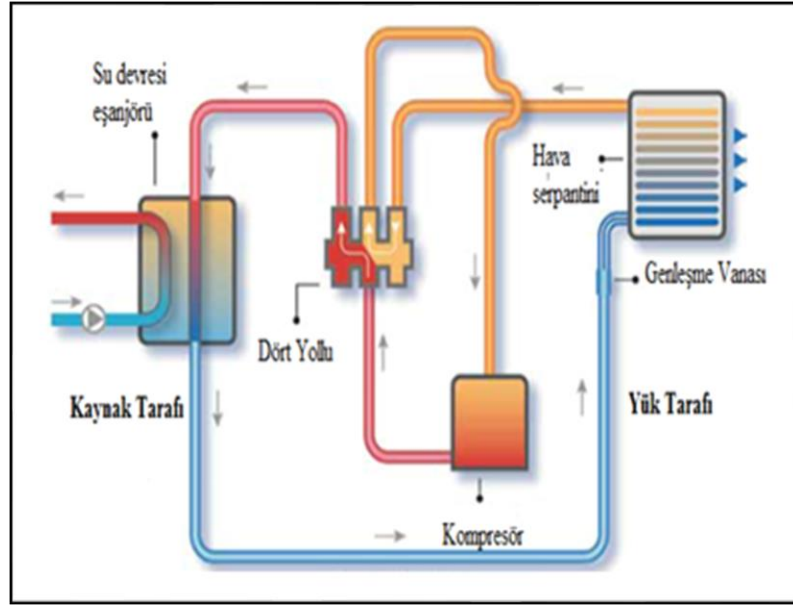
#### 1.4.2. Su kaynaklı ısı pompası

Şehir suyu, maliyet ve belediye kısıtlamaları nedeniyle ısı pompası sistemlerinde nadiren kullanılmaktadır. Yeraltı suları, nispeten yüksek değerdeki ve neredeyse sabit sıcaklığı nedeniyle bir ısı kaynağı olarak çok kullanışlıdır. Su sıcaklığı kaynak derinliğine ve iklime bağlı olmaktadır. Çoğunlukla kuyulardan yeterli su temin edilip, yeniden akifere (yer altı suyu taşıyan katman) enjekte edilebilmektedir. Bu tür bir kullanım, tüketim gerektirmez ve uygun tasarımla yalnızca su sıcaklığı değişikliklerinde suyun ısı kaynak olarak kullanımını sağlamaktadır. Kuyu suyunun ısı kaynak olarak kullanılabilmesi için, su kalitesi analiz edilmeli ve kireç oluşumu ve korozyon olasılığı dikkate alınmalıdır.

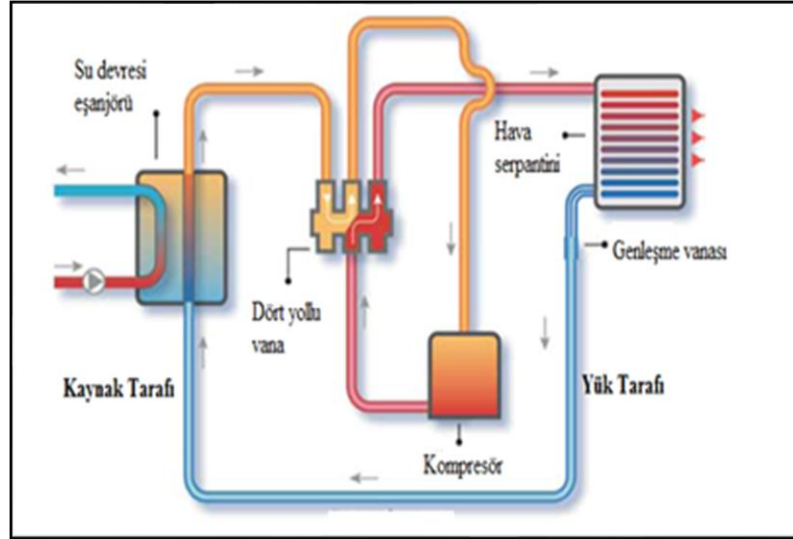
Bazı durumlarda kuyuyu ayırmak gerekebilir. Sıvı özelliklerine bağlı olarak, belirli sıvılar için filtreleme ve çökeltme havuzlarına da özel önem verilmelidir. Dikkate alınacak diğer hususlar; sondaj, boru tesisatı, pompalama maliyetleri ve kullanılmış suyun atılması için gerekecek olan sirkülasyon sistemidir.

Isı değiştiricilerin ayrıca açık havuzlara, göllere veya derelere daldırıldığı uygulamalar da mevcuttur. Kaynak olarak yüzey veya akarsu suyu kullanıldığında, kışın buharlaştırıcıdaki sıcaklık düşüşünün donmayı önlemek için sınırlandırılması gerekebilmektedir. Endüstriyel uygulamalarda atık proses suyu (örneğin çamaşırhanelerde harcanan atık sıcak su, tesis ağı vb.) ısı pompası çalışmaları için bir ısı kaynağı potansiyeline sahiptirler. Genellikle yüzey veya yeraltı suyundan daha yüksek sıcaklıklara sahip olan kanalizasyon suları da kabul edilebilir bir ısı kaynağı olabilmektedir. İkincil atık su (arıtılmış kanalizasyon) genellikle tercih edilir, ancak arıtılmamış kanalizasyon uygun ısı değiştirici tasarımıyla başarıyla kullanılabilir. Şekil 1.8'de su kaynaklı bir ısı pompasına ait mahal ısıtmasına ait bir çevrim gösterilmiştir. Soğutma sırasında su kullanımı, su soğutmalı yoğuşturucular için geleneksel uygulamayı takip etmektedir. Şekil 1.9'da ise mahal soğutmasına ait bir çevrim gösterilmiştir. Kaynağın su ve ısıtılacak olanın da su olmasından dolayı, sudan suya ısı transferi gerçekleştirecek ısı değiştiriciler sistemde tercih edilmektedir. Kaynaklı tip plakalı ısı değiştirici ve boru gömlek tipi ısı değiştiriciye ek olarak bakır boru alüminyum lamelli su bataryaları da yoğuşturucu olarak kullanılabilir (Owen, 2016).





Şekil 1.8. Su kaynaklı ısı pompası ısıtma çevrimi (URL-2)



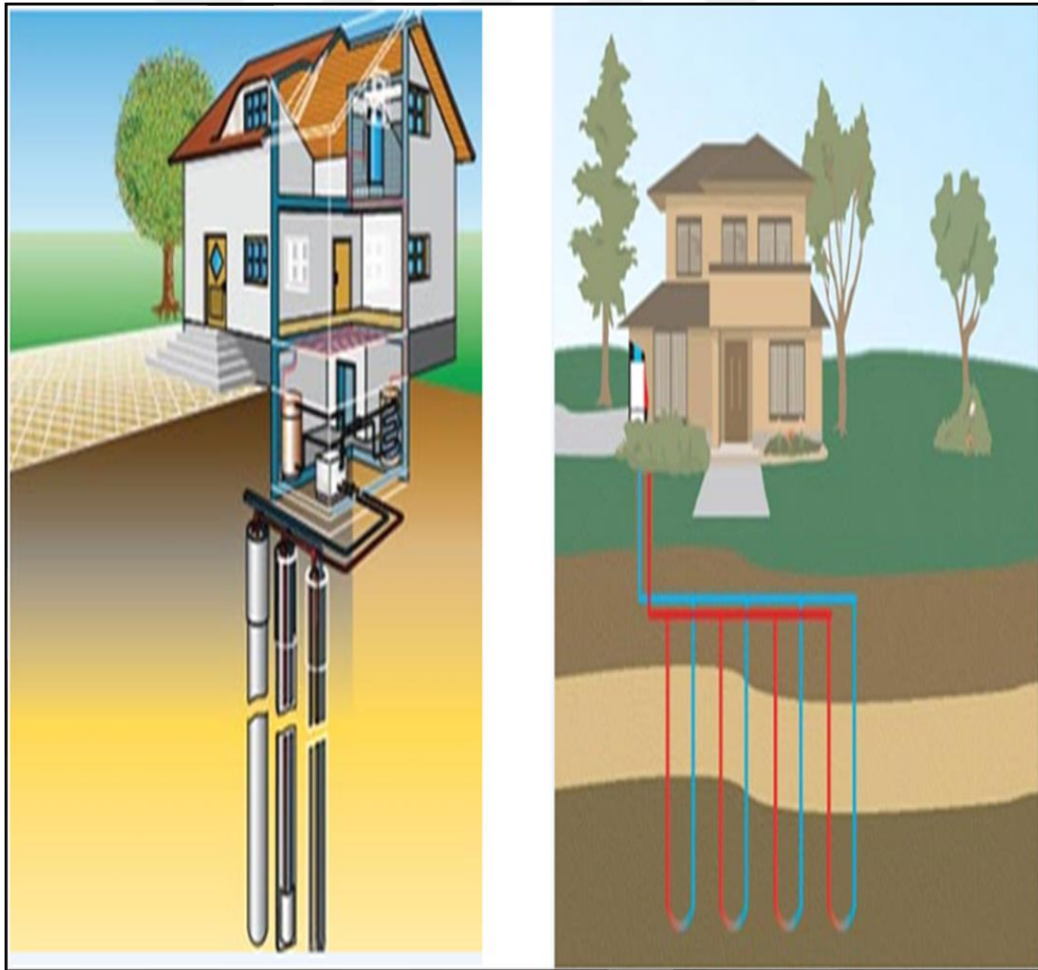
Şekil 1.9. Su kaynaklı ısı pompası soğutma çevrimi (URL-2)

### 1.4.3. Toprak kaynaklı ısı pompası

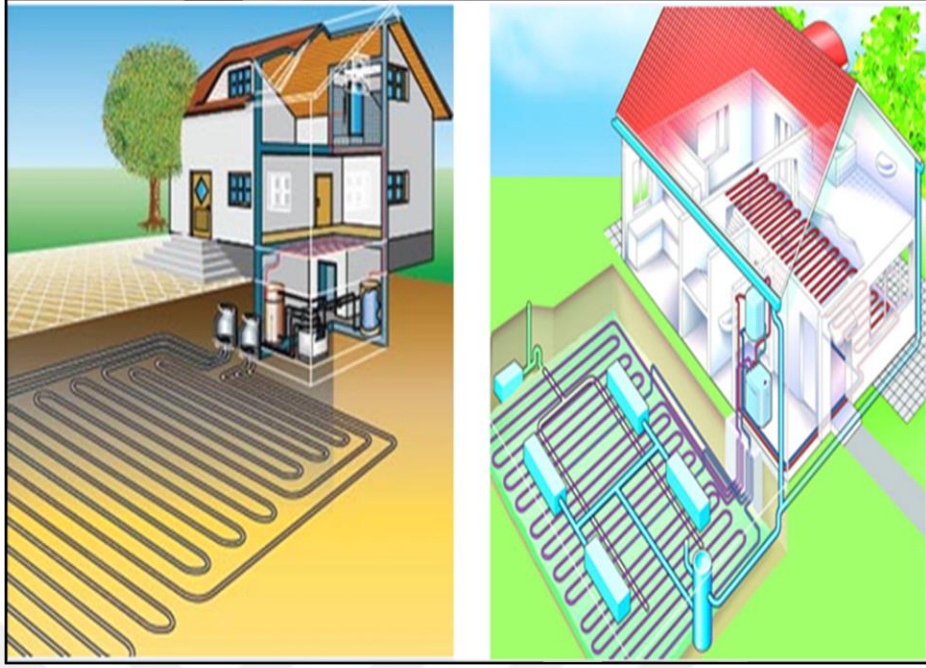
Toprak altına yerleştirilen serpantinlerle sağlanan ısı transferi sayesinde toprak hem ısı kaynağı hem de kuyu olarak kullanılmaktadır. Değişen toprak bileşimine bağlı olarak, ıslak kilden kumlu toprağa kadar termal özelliklerden beklenen genel performansa kadar birçok parametre değişkenlik göstermektedir. Toprağın nem içeriği, toprağın sahip olduğu bileşenler, olası nüfuz alanının genişliği gibi parametreler, ısı pompası tasarımına etki eden önemli parametrelerdendir. Toprak altına gömülen ısı değiştiriciler yatay veya dikey olarak yerleştirilmektedir. Serpantin

olarak da adlandırılan ısı değiştirciler, yatay bir düzlemdede zeminin 1 ila 2 metre derinliğinde ve yine 1 ila 2 metre aralıklarla konumlandırılmaktadır. Borular daha da derine gömülebilir ancak kazı maliyetleri ve derinliğe bağlı oluşacak sıcaklık değişimlerine de dikkat edilmelidir. Yatay sistemlerde ısı değiştirciler sarmal döngüler halinde de kullanılabilir (Owen, 2016). Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri, toprak altına serpantin denilen ısı değiştircilerinin gömülmesi esasına dayalı olduğu için, yatırım maliyetleri açısından hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha yüksek maliyetlidir.

şekil 1.10'da dikey borulama yöntemi ile tasarlanmış toprak kaynaklı ısı pompası sistemine ait bir görsel paylaşılmıştır. ısı değiştirci boruların yerleştirileceği alanın yetersizliği de düşey borulamaya neden olabilmektedir. şekil 1.11'de yatay borulama yöntemi ile tasarlanmış toprak kaynaklı ısı pompası verilmiştir. Burada da söz konusu borulama yapılması planlanan alanın geniş olması, ısı değiştircilerin yatay olarak yerleştirilmesine neden olmuştur.

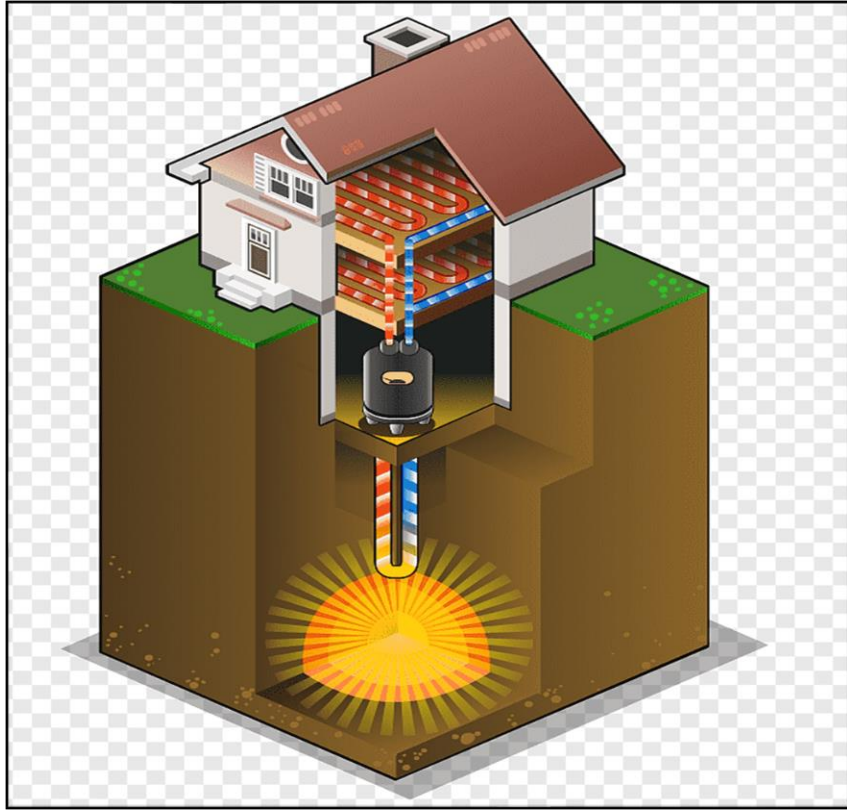


şekil 1.10. Toprak kaynaklı ısı pompası dikey borulama sistemi (URL-2)



Şekil 1.11. Toprak kaynaklı ısı pompası yatay borulama sistemi (URL-2)

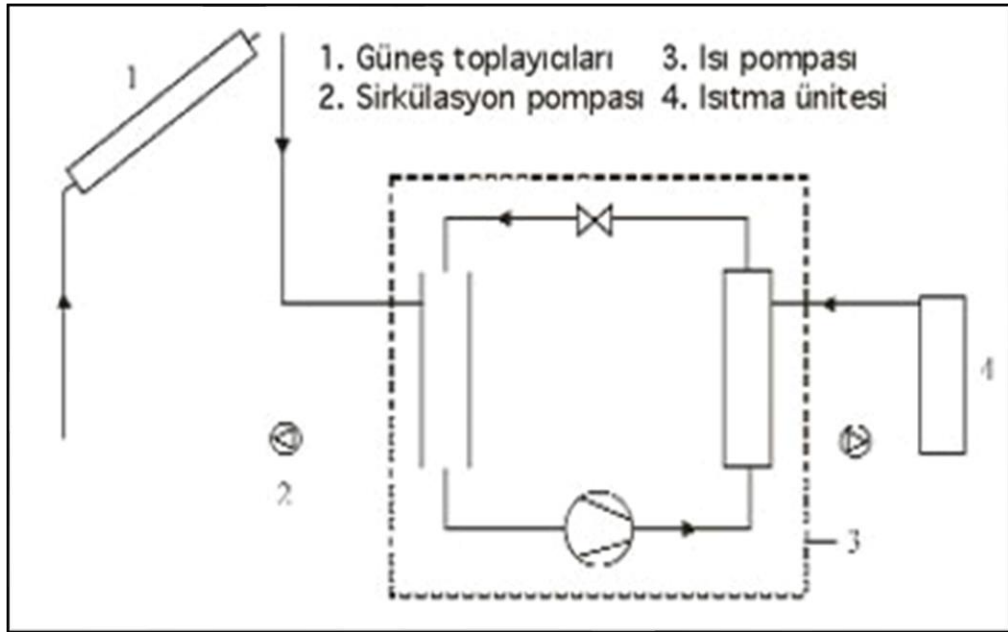
#### 1.4.4. Jeotermal kaynaklı ısı pompası



Şekil 1.12. Jeotermal kaynaklı ısı pompası yatay borulama sistemi (URL-3)

Jeotermal ısı kaynağı, yeraltı suyu olmayan veya çok az olan bölgelerde kullanılabilen ısı kaynağı çeşitlerindedir. Bu işleme kayadan ısı çekmek de denilmektedir. Tipik sondaj derinlikleri 100 ila 200 m arasında değişmekle birlikte birkaç yüz metrelik derinlikler de tercih edilmektedir. Bu tip ısı pompası normalde, kayadan ısı çeken kaynaklı plastik borulara sahip salamura sistemine bağlanmaktadır. Nispeten yüksek sondaj maliyeti nedeniyle jeotermal kaynaklı ısı pompaları, konut kullanımı için çok fazla tercih edilmemektedir. Şekil 1.12'de Jeotermal kaynaklı ısı pompasına ait çalışma prensibi gösterilmiştir. Toprak, birçok ülkede bir ısı pompası için uygun bir ısı kaynağı oluşturmaktadır. Küçük derinliklerde sıcaklıklar donma noktasının üzerinde kalır ve mevsimsel sıcaklık dalgalanmaları ortam havasından çok daha küçüktür. Toprağa gömülü borulardan akan bir glikol çözeltisi vasıtasıyla topraktan ısı çekilme işlemi gerçekleştirilir. Ayrıca bu sistemler için önemli maliyetler söz konusudur. Bu nedenlerden dolayı günümüzde dikey yer tipi ısı değiştiriciler tercih edilmektedir. Ek olarak, su genellikle ısı değiştiricilerde zorluklara yol açan salamura içeriğine sahiptir. Bu kaynakların yüksek ve sabit sıcaklıkları nedeniyle genel olarak performans yüksektir (Dincer ve Rosen, 2015).

#### 1.4.5. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompaları



Şekil 1.13. Güneş enerjisi destekli ısı pompası şeması (URL-4)

Güneş enerjisi, birincil ısı kaynağı olarak veya diğer kaynaklarla kombinasyon halinde olup hava, yüzey suyu, sığ yeraltı kaynaklı sistemlerin tümü güneş enerjisini dolaylı

olarak kullanılmaktadır. Güneş enerjisini doğrudan kullanmanın başlıca avantajı bulunmaktadır. Bu avantaj, güneş enerjisi mevcut olduğunda, daha yüksek sıcaklıkta ısı sağlamaktadır. Dolaylı kaynaklarda ısıtma performans katsayısını artırmaktadır. Isı pompası olmadan güneş enerjisiyle ısıtmaya kıyasla, daha düşük bir kolektör sıcaklığı gerektiğinden kolektör verimliliği ve kapasitesi artmaktadır (Owen, 2016).

Isı kaynağı olarak doğrudan güneş kullanıldığında, güneşin kaynak vazifesini görmesini sağlayan en önemli sistem bileşeni güneş toplayıcılarıdır. Şekil 1.13' te kaynağı doğrudan güneş olan ve bunu güneş toplayıcıları sayesinde gerçekleştiren bir ısı pompasına ait çevrim temsili verilmiştir. Güneş toplayıcıları sayesinde güneşten alınan ısı, diğer ısı pompası sistemlerinde olduğu gibi kaynak ve kuyu arasında gerekli olan ısı alımını/atımını sağlar.

## **1.5. Isı Pompası Tipleri**

### **1.5.1. Havadan havaya ısı pompası**

Bu ısı pompası sistemlerine, kaynak tarafı ve kuyu olmak üzere serpantinlerde hava kullanılarak ısıtma veya soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Cihaz soğutma konumunda çalıştırılırken, mahaldeki havadan ısı uzaklaştırılır ve dış ortama tahliye edilmektedir. Cihaz ısıtma konumunda çalıştırılırken, ısı kaynak havasından alınarak ortam havasına atılır. Bu ünitelerde, maksimum performansı korumak için defrost kontrolleri ve periyotlarının sağlanması gerekmektedir. Çünkü dış ortam sıcaklığının belirli bir sıcaklığın altına inmesi durumunda, ısı değiştirici boruları üzerinde havadaki nemden dolayı buzlanma oluşacaktır. Oluşan bu buzlanma sistemden uzaklaştırılmazsa, sistem veriminde düşmeler meydana gelecektir. Havadan havaya ısı pompası sistemleri, ekonomik kurulumları ve düşük bakım maliyetleri sebebiyle konut ve ticari mahallerde en çok tercih edilen sistemlerdir. En popüler ısı pompası, iki temel konumda çalışan hava kaynaklı ısı pompası tipidir. İklima bağlı olarak, hava kaynaklı ısı pompaları (ek direnç ısıtıcıları dahil), tek başına dirençli ısıtmadan yaklaşık 1,5 – 3 kat daha verimlidir (Dincer ve Rosen, 2015).

### **1.5.2. Sudan suya ısı pompası**

Bu ısı pompası sistemlerinde ısının alındığı kaynak da ısının verildiği kuyu da sudur. Dolayısıyla ısı kaynaktan ısıyı alan su, sistem içerisinde aldığı ısıyı suya aktararak ortamı şartlandırmaktadır. Pratikte birçok uygulamada kaynağı su olan ısı pompası sistemleri vardır. Atık su, tek ya da çift kuyu, yüzey suyu, göl, nehir, deniz, havuz ve

soğutma kuleleri ısı kaynakları olarak sıralanabilir. Bu ısı pompaları, uygun şekilde bakım yapıldığında diğer ısı pompalarından daha az elektrik tüketmektedir, fakat işletme maliyetleri, uygun bakım yapılmadığı takdirde önemli ölçüde artmaktadır.

### **1.5.3. Havadan suya ısı pompası**

Havadan suya ısı pompası sistemlerinde, ısı kaynağı olarak çevre havasını kullanılır ve çoğunlukla iki ısıtma ve soğutmanın aynı sistemde yapıldığı sistemlerin yanı sıra soğutma, ısı geri kazanımı ve doğrudan sıcak su üretimi için kullanılmaktadır. İç ünite önemli bileşenleri içerir ve iç mekâna takılır, böylece hava şartlarından ve donma sıcaklıklarından korunmuş olmaktadır. Dış ünite, soğutma hatları ile iç üniteye bağlanmaktadır.

Genel olarak, bu ısı pompası sistemlerinde, dahili aşırı yük korumasına sahip tamamen hermetik bir kompresör (pistonlu veya scroll) kullanılmaktadır. Kondenser için paslanmaz çelik kaynaklı tip plakalı ısı değiştiriciler tercih edilmektedir. Hava durumuna bağlı olarak kullanılan defrost mekanizması tercihen sıcak gazdır. Sistemde ısı değiştirici olarak bakır boru alüminyum lamelli batarya tercih edilmektedir.

Sistemin sessiz çalışması isteniyorsa, düşük devirli bir eksenel fan tercih edilmelidir. Üreticiye ve modele bağlı olarak elektrikli bileşenler ve kontrolör entegre veya harici olarak monte edilmektedir. Isıtma sisteminin kontrolü genelde sisteme entegredir (Sarbu ve Sebarchievici, 2015).

### **1.5.4. Topraktan suya/topraktan havaya ısı pompası**

Isı transferini sağlayacak serpantin/serpantin grubunun toprağa gömülmesiyle yerden ısının çekildiği sistemlerdir. Bu ısı pompası sistemleri yatırım ve bakım maliyetleri sebebiyle yaygın kullanım alanı bulunmamaktadır. Pratik uygulamalar için toplam ısıtma veya soğutma etkisi küçüktür. Örneğin bir ton soğutma için birkaç yüz metre borunun gömülmesini gerektirir. Bu nedenle uygulanması için büyük miktarda arazi gerektirmektedir (Dincer ve Rosen, 2015).

## **2. MATERYAL VE YÖNTEM**

Bu tez çalışmasındaki havadan suya ısı pompası sisteminin deneyleri, Ankara İvedik Organize Sanayi Bölgesi ISISO Savunma Sanayi A.Ş. çevresel şartlar test kabiniinde yapılmıştır.

Deney düzeneği, dört yollu vana sayesinde yazın soğutmayı, kışın ısıtmayı aynı düzende yapabilen bir sistemdir. Deneyler sırasında değişken parametreler, çevre sıcaklığı, kompresör devri ve soğutucu akışkan çeşididir. Klasik soğutma çevrimlerinde, sistem performansını artırmak için, aşırı soğutma ve kızgınlık görevi yapan İİD kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasındaki amaç, sistem performansını aşırı soğutma ve kızgınlık görevi yapan İİD'nin, sistemde olma ve olmama durumlarına göre incelemektir.

### **2.1. Isı Pompası Sisteminin İmalatı**

Deneyler için kış şartlarında çalışacak olan havadan suya ısı pompası sisteminin imalatı gerçekleştirilmiştir. Sistem, klasik bir soğutma çevriminde olması gereken tüm bileşenlere ek olarak subcooling ve superheat düzenleyicinin de (İç Isı Değiştirici, İİD) dahil olduğu şekilde imal edilmiştir. Sistemde İİD olma ve olmama durumuna göre deneyler ayrı şekilde gerçekleştirilmiştir.

#### **2.1.1. Isı Pompası Sisteminde Kullanılan Bileşenler**

Isı pompası sistemleri, temelde soğutma çevrimi esaslı çalışmaktadır. Bu sistemlerin imalatı sırasında kullanılan temel bileşenler, Bölüm 1.3'te izah edildiği gibidir. Normalde ihtiyaç duyulan soğutma ve ısıtma kapasitesine göre bir kompresör seçilip, onun için gerekli bileşenler tedarik edilirken bu tezde kullanılan söz konusu cihaz, şirket standartları bünyesinde imal edilmiş bir cihaz olduğu için herhangi bir ısıtma ya da soğutma kapasitesi referans alınarak kompresör seçimi yapılmamıştır.

##### **2.1.1.1. Kompresör**

Seçilen kompresöre ait karakteristik özellikler aşağıdaki Tablo 2.1'de gösterilmiş olup kompresör görseli, Şekil 2.1'de gösterilmiştir.  $-10^{\circ}\text{C}$  buharlaşma sıcaklığında  $+45^{\circ}\text{C}$  yoğunlaşma sıcaklığı şartlarında R404A ile 12090 W soğutma kapasitesi verirken, anma

değerinin elde edildiği +7,2°C buharlaşma sıcaklığı ve +54,4°C yoğuşma sıcaklığı şartlarındaki kompresörün vereceği soğutma kapasitesi ise 19600 W'dır (Sanyo, 2009).

Tablo 2.1. Deney esnasında kullanılan kompresörün özellikleri (Sanyo, 2009).

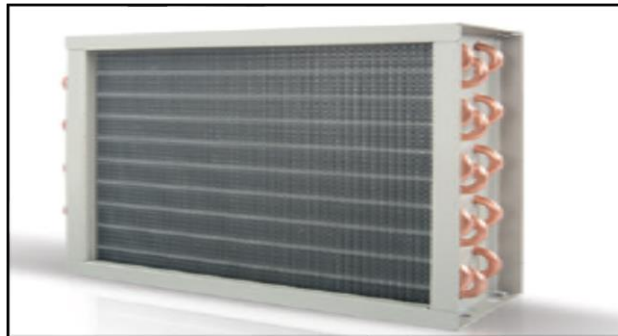
Kompresör Markası	Beygir Gücü	Kullanılan Akışkan	Silindir Hacmi	Maksimum Devir	Elektrik Beslemesi
Panasonic	7 HP	R134a R404A R407C	110,2 cc	2900 rpm	380V / 50 Hz



Şekil 2.1. 7 HP scroll kompresör

### 2.1.1.2. Yoğuşturucu

Cihazda kullanılan yoğuşturucu, 2 adet eksenel fan ile soğutulan bakır boru alüminyum lamelli, 120 µm lamel kalınlıklı, epoksi astarlı bir bataryadır. Kullanılan fanlar 2 adet Ø500 mm çaplı eksenel fanlardır. Kullanılan bataryanın ısı transfer alanı 35 m<sup>2</sup>'dir. Yoğuşturucuya ait temsili görsel, Şekil 2.2'de verilmiştir.



Şekil 2.2. Hava soğutmalı Bakır Boru Alüminyum Lamelli yoğuşturucu bataryası (Buzcelik, 2019)



### 2.1.1.3. Buharlaştırıcı

Sistemde kullanılan ısı değiştirici, kaynaklı tip plakalı bir ısı değiştirici olup, Şekil 2.3'te gösterilmiştir. Isı değiştirici, kauçuk izolasyon ile ortamdan yalıtılmıştır. Hem ısıtmanın hem de soğutmanın aynı sistemde yapıldığı ısı pompası sistemlerde, yapılan prosese göre buharlaştırıcı ya da yoğuşturucu görevini gören devre elemanıdır. Deney sırasında, evre sıcaklığının 0°C, -5°C ve -10°C gibi düşük sıcaklıklar olduğu için, yalıtım yapılması önem arz etmektedir. Sistem tasarlanırken maliyet açısından kaynaklı tip plakalı eşanjör, WTK marka seçilmiştir.



Şekil 2.3. İzolasyonlu kaynaklı tip plakalı ısı değiştirici

### 2.1.1.4. Dört yollu vana

Isı pompası sisteminde hem ısıtma hem de soğutma aynı cihazla gerçekleşiyorsa, bu sistemlerde klasik soğutma çevriminden farklı olarak dört yollu vana olması gerekmektedir. Sistemde kullanılan dört yollu vana, Şekil 2.4'te gösterilmiştir. Vananın bir çıkışı doğrudan kompresör basma hattına bağlıyken, diğer üç çıkıştan birisi yoğuşturucuya, biri ısı değiştiriciye diğeri de kompresör emiş hattına bağlıdır.



Şekil 2.4. Dört yollu vana

### 2.1.1.5. Genleşme vanası

Sistemde yapılacak olan deneyler, R404A ve R407C yeni nesil çevreci akışkanları ile yapılacağı için, seçilecek olan genleşme vanası dikkatli seçilmelidir. Sistemde kullanılan genleşme vanası, Şekil 2.5'te verilmiştir. Seçim dikkatli olmaz ise, sistemin verimli çalışması mümkün değildir. Sistemde kullanılan genleşme vanası, sistem verimi için önem teşkil etmektedir.



Şekil 2.5. Termostatik genleşme valfi

Tablo 2.2. Kullanılan genleşme valfinin R404A akışkanına göre kapasite tablosu

VALF TİPİ	ORİFİS TİPİ	Nominal Kapasite (kW)	Kapasite Aralığı (kW)	Buharlaşma Sıcaklığı (10°C)					
				Basınç Düşümü (Bar)					
A7 – C	C	14	5 – 14	5	7	9	10	12	14
				12,1	14,3	16,3	17,2	18,8	20,3
				Buharlaşma Sıcaklığı (0°C)					
				Basınç Düşümü (Bar)					
				5	7	9	10	12	14
				11,8	13,9	15,8	16,6	18,2	19,7
				Buharlaşma Sıcaklığı (-10°C)					
				Basınç Düşümü (Bar)					
				5	7	9	10	12	14
				11,2	13,2	15,0	15,8	17,3	18,7
				VALFE LİKİT GİRİŞ SICAKLIĞI (°C)					
				10	20	30	40	50	60
DÜZELTME FAKTÖRÜ									
1,98	1,79	1,60	1,41	1,21	1,00	0,79	0,56		

Tablo 2.3. Kullanılan genleşme valfinin R407C akışkanına göre kapasite tablosu

VALF TİPİ	ORİFİS TİPİ	Nominal Kapasite (kW)	Kapasite Aralığı (kW)	Buharlaştırma Sıcaklığı (10°C)					
				Basınç Düşümü (Bar)					
A7 – C	C	18	12 – 18	5	7	9	10	12	14
				15,0	17,8	20,1	21,2	23,3	25,1
				Buharlaştırma Sıcaklığı (0°C)					
				Basınç Düşümü (Bar)					
				5	7	9	10	12	14
				14,7	17,4	19,7	20,8	22,8	24,6
				Buharlaştırma Sıcaklığı (-10°C)					
				Basınç Düşümü (Bar)					
				5	7	9	10	12	14
				16,9	19,1	20,2	22,1	23,9	25,5
				VALFE LİKİT GİRİŞ SICAKLIĞI (°C)					
				10	20	30	40	50	60
DÜZELTME FAKTÖRÜ									
1,58	1,45	1,32	1,18	1,04	0,89	0,74	0,57		

#### 2.1.1.6. Soğutucu akışkan

R22 akışkanına alternatif olarak geliştirilen ve soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanlardan R404A ve R407C'nin, oda şartlarındaki özellikleri, Tablo 2.3'te verilmiştir.

- R404A soğutucu akışkanı, R22 soğutucu akışkanı için alternatif olurken, R407C soğutucu akışkanı, R502 soğutucu akışkanı için alternatiftir.
- R404A soğutucu akışkanının ısı transferi özellikleri bakımından ve performansının da R22 soğutucu akışkanına göre %5 oranında üstün olmasına karşın sera etkisinin fazla oluşu bir dezavantajdır.
- R404A ve R407C soğutucu akışkanları soğutma sistemi uygulamalarında tercih edilen soğutucu akışkanlardır.
- Yoğunlukları göz önünde bulundurulduğunda R404A soğutucu akışkanı daha ağır bir akışkandır.

Tablo 2.4. Soğutucu akışkanların sahip olduğu fiziksel özellikler (URL-5)

Fiziksel Özellikler	Birim	R404A	R407C
Moleküler Ağırlık	(g/mol)	97,61	86,20
Kaynama Noktası (1 atm)	(°C)	-46,45	-43,50
Kritik Sıcaklık	(°C)	72,07	86,74
Kritik Basınç	(bar)	37,31	46,20
Kritik Yoğunluk	(kg/m <sup>3</sup> )	484	527
Sıvı Yoğunluğu(25°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	1.048	1.134
Sıvı Yoğunluğu (- 25°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	1.236	1.325
Doymuş Buhar Yoğunluğu (1 atm)	(kg/m <sup>3</sup> )	5,41	4,60
Buhar Basıncı(25°C)	(bar)	12,42	11,74
Buhar Basıncı(-25°C)	(bar)	2,49	2,23
Gizli Buharlaşma Isısı (1 atm)	(kj/kg)	200	245
Sıvı Özgül Isısı (25°C ve 1 atm)	(kj/kg.K)	1,64	1,54
Buhar Özgül Isısı (25°C ve 1 atm)	(Kj/Kg.K)	0,88	0,83
Sıvı Termal İletkenlik (25°C)	(W/m.K)	0,064	0,082
Buhar Termal İletkenlik (25°C)	(W/m.K)	0,0143	0,0131
Suda Çözünürlüğü (25°C)	ppm	İhmal edilebilir	İhmal edilebilir
Yanıcılık Sınırı	(%)	Yok	Yok
Zehirlilik	ppm	1.000	1.000
Ozon Tüketme Potansiyeli	-	-	-
Küresel Isınma Potansiyeli	-	3.922	1.774

### 2.1.1.7. Aşırı soğutma ve kızgınlık iç Isı Değiştirici

Sistemde, klasik soğutma çevrimlerinin aksine, aşırı soğutma ve kızgınlık iç ısı değiştirici olarak bilinen, çalışma boyunca kısaca İİD olarak adlandırılacak olan sistem elemanı da mevcuttur. Bu elemanın, sistemde olup olmama durumlarına göre deneyler tekrarlanmıştır. Buna göre sistem çıktılarını nasıl etkilediği yorumlanmıştır. Dolayısıyla bu çalışmanın temelini oluşturan sistem elemanı İİD olup, kullanılan İİD, Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6. Aşırı soğutma ve kızgınlık İİD

### 2.2.2. Yardımcı Devre Elemanları

Sistem imal edilirken bir soğutma çevriminde olması gereken tüm devre elemanları sistem içerisinde mevcuttur. Titreşim alıcı, kartuş filtre, kurutucu, yağ ayırıcı selenoid

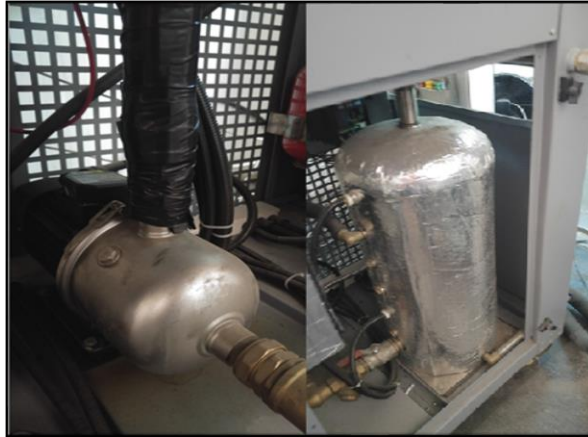
valf, emniyet ventili, alçak – yüksek basınç manometreleri, sıcaklık ve basınç değerlerini ölçüp PLC ekranına taşıyan PT100 ve basınç sensörleri, kontrol panosu gaz hattında dolaşan gaz miktarını impuls yardımıyla ölçen türbin tipi debimetre, kompresör sürücüsü, deney sisteminde ortam ısıtmasında kullanılan hava apareyi içerisinde dolaşan suyun bekletildiği rezerv tank, paslanmaz çelik gövdeli sirkülasyon pompası ve suyun debisini ölçmek için kullanılan debimetre, sistemde kullanılan yardımcı devre elemanlarıdır.

### 2.2.2.1. Su sirkülasyon pompası ve rezerv tankı

Isıtma sisteminde kullanılan suyun tutulduğu ve bu suyun sirkülasyonunu sağlayan pompa, Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Tank ve pompa hattı kauçuk izolasyonla yalıtılmıştır. Kullanılan rezerv tank 304 Cr-Ni paslanmaz çelikten imal edilmiş, 60 litre hacindedir. Kullanılan pompaya ait özellikler aşağıda Tablo 2.5’te verilmiştir.

Tablo 2.5. Kullanılan sirkülasyon pompasına ait özellikler

Pompa Markası	Pompa HP Gücü	Pompa Malzemesi	Pompa Emme ve Basma Çapları	Elektrik Beslemesi
ATLANTİS	1 HP	304 Kalite Paslanmaz Çelik	1" Emme 1" Basma	380V / 50 Hz



Şekil 2.7. Rezerv tank ve sirkülasyon pompası

### 2.2.2.2. Yağ ayırıcı

Soğutucu akışkan kompresörün basma hattından çıktığında, içinde olası kompresör yağlama yağının sisteme gitmesini önleyerek, yağın kompresöre tekrar girmesini sağlayan yardımcı devre elemanıdır. Kullanılması durumunda sistem verimini artırmaktadır. Sistemde kullanılan yağ ayırıcı, Şekil 2.8’de gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Yağ ayırıcı

### 2.2.2.3. Selenoid valf

Soğutucu akışkan devresindeki soğutucu akışkan akışını düzenleyen önemli bir yardımcı eleman olan selenoid valf, Şekil 2.9'da gösterilmiştir. Elektrik yardımıyla kontrol edilen vana olarak da bilinen selenoid valf, sistem çalışmasında önemlidir.



Şekil 2.9. Selenoid Valf

### 2.2.2.4. Kartuş filtre

Sistemde oluşabilecek nem ve kiri filtre etmek için kullanılan yardımcı devre elemanlarından olan kartuş filtre, Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



Şekil 2.10. Kartuş filtre

### 2.2.2.5. Kurutucu

Soğutucu akışkan devresinde kalabilen nemin, düşük sıcaklık aralıklarında donarak, soğutma hattında oluşturabileceği muhtemel buzu engellemek için kullanılan yardımcı devre elemanlarından olup, ayrıca kartuş filtre kadar olmasa da filtreleme özelliği de mevcuttur. Sistemde kullanılan kurutucu, Şekil 2.11’de gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Kurutucu

### 2.2.2.6. Emniyet ventili

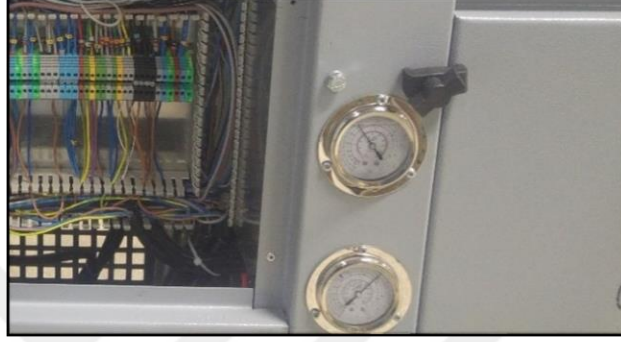
Su hattında oluşabilecek fazla basıncı by-pass ederek, su hattının zarar görmesini önleyen devre elemanlarından olan emniyet ventili, Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Emniyet ventili

### 2.2.2.7. Alçak – yüksek basınç manometreleri ve elektrik panosu

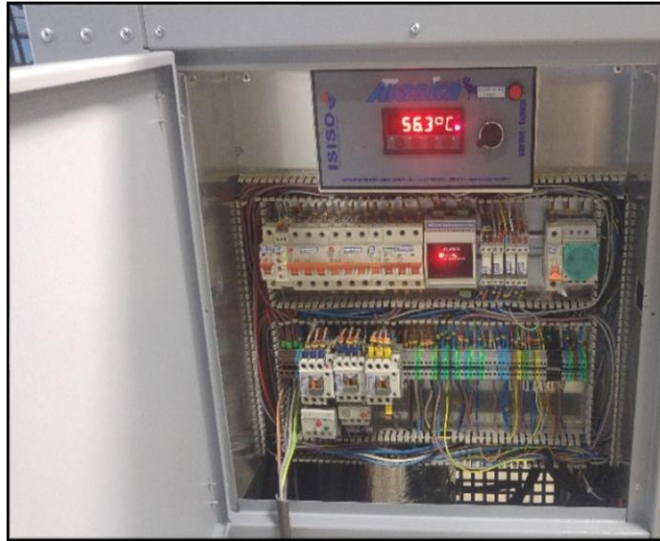
Alçak – yüksek basınç manometreleri, bir soğutma devresi için büyük önem arz etmektedir. Alçak basınç kompresör emme, yüksek basınç kompresör basma hattı ile ilgili olduğu için, bu manometrelerdeki basınç değerine karşılık gelen doyma sıcaklığı değerleri sayesinde, cihazın hangi buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında çalıştıkları rahatlıkla görüldüğü gliserinli manometreler, Şekil 2.13'te gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Alçak – yüksek basınç manometreleri

### 2.2.2.8. Elektrik kontrol panosu

Bir cihazın çalışmasını sağlayan, elektrik bağlantılı bileşenlerinin kontrolünü sağlayan parça, elektrik kontrol panosudur. Burada dijital mikro işlemcili kontrolcü sayesinde, sıcaklık değerleri set edilebilir ayrıca cihazın gerek su hattında gerekse yoğuşturucu fanlarından kaynaklı bir hata da buradaki ikaz sayesinde cihaza kolaylıkla müdahale edilebilmektedir. Sistemin elektrik panosu, Şekil 2.14'te gösterilmiştir.



Şekil 2.14. Elektrik kontrol panosu



## 2.2. Deneysel Sırasında Kullanılan Ölçüm Cihazları

Deney sırasında sıcaklık, basınç ve debi değerleri çeşitli sensörler ve cihazlar kullanılarak PLC yardımıyla ölçülmüştür. Basınç ve sıcaklık, sensörler yardımıyla, soğutucu akışkan debisi paslanmaz çelik türbin tipi debimetre yardımıyla ölçülmüştür. Ölçümler sırasında kullanılan sensörler ve debimetreye ait özellikler, Tablo 2.6.'da ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Tablo 2.6. Sıcaklık ve Basınç değerlerini ölçen sensörler ve türbin tipi debimetreye ait özellikler

Ölçülen Özellik	Sıcaklık	Debi (Soğutucu Akışkan)	Debi (Su)	Basınç
Ölçüm cihazı	PT100 Sıcaklık Sensörü	Türbin tip debimetre	Türbin tip debimetre	Basınç Transmitter
Ölçüm aralığı	-50°C ~ +200°C	0,18 m <sup>3</sup> /h – 1,2 m <sup>3</sup> /h	0,6 m <sup>3</sup> /h – 6 m <sup>3</sup> /h	0 – 30 Bar
Doğruluk	±%0,2	±%0,2	±%0,5	± %0,5

### 2.2.1. Sıcaklık ve basınç sensörleri ile ölçüm

Deney sisteminde kullanılan bir diğer önemli yardımcı elemanlar da sensörlerdir. Kullanılan basınç ve sıcaklık sensörleri sayesinde, deney hesaplamaları yapılmıştır. Ölçülen değerler, PLC Analog modül sayesinde ekranda gözlemlenmiş, kayıt altına alınmıştır. Şekil 2.15'te kompresöre üzerine monte edilmiş sensörler gösterilmiştir. Basınç ölçer 0 – 30 Bar aralığında çalışırken, sıcaklık ölçer –50°C ile +200°C arasında çalışan sensörlerdir. Sıcaklık sensörü, kablolu tip iken, basınç sensörü metal gövdeli tip olup, devre üzerinde ölçüm yapılacak yerlere montelenmiştir.



Şekil 2.15. Kompresöre monte edilmiş sıcaklık ve basınç sensörleri

### 2.2.2. Türbin tip debimetre ile debi ölçümü

Sistemde geçen soğutucu akışkan miktarını ölçmek ve bu sayede yapılacak hesaplamalarda kullanmak amacıyla soğutucu akışkan devresinde Şekil 2.16'da gösterilen türbin tipi debimetre kullanılmıştır. Türbin debimetre içerisinden geçen akışkan puls değerleri deneyler esnasında PLC ekranında ayrıca okunmuştur. Türbin tip debimetre, soğutucu akışkanın, devre üzerinde sıvı fazda olduğu yere, kurutucu ve selenoid valf arasına montelenmiştir. Ölçüm aralığı, 0,18~1,2 m<sup>3</sup>/h iken, doğruluğu  $\pm 0,2$ 'dir.



Şekil 2.16. Türbin tipi debimetre

### 2.2.3. Kompresör sürücüsü

Yapılan deneylerin temelini oluşturan bir diğer önemli bileşen ise frekans sürücüsüdür. Deneyler sırasında, sırasıyla 40, 45 ve 50 Hz frekans değerleri sırasıyla kullanılmıştır. Söz konusu frekanslar 2300, 2600 ve 2900 d/d'ya denk gelmektedir (Sanyo, 2009). Bu değişim, Şekil 2.17'de gösterilen frekans sürücüsü sayesinde gerçekleştirilmiştir. Kompresör devri, deneyler esnasında manuel olarak değiştirilmiştir.



Şekil 2.17. Frekans sürücüsü

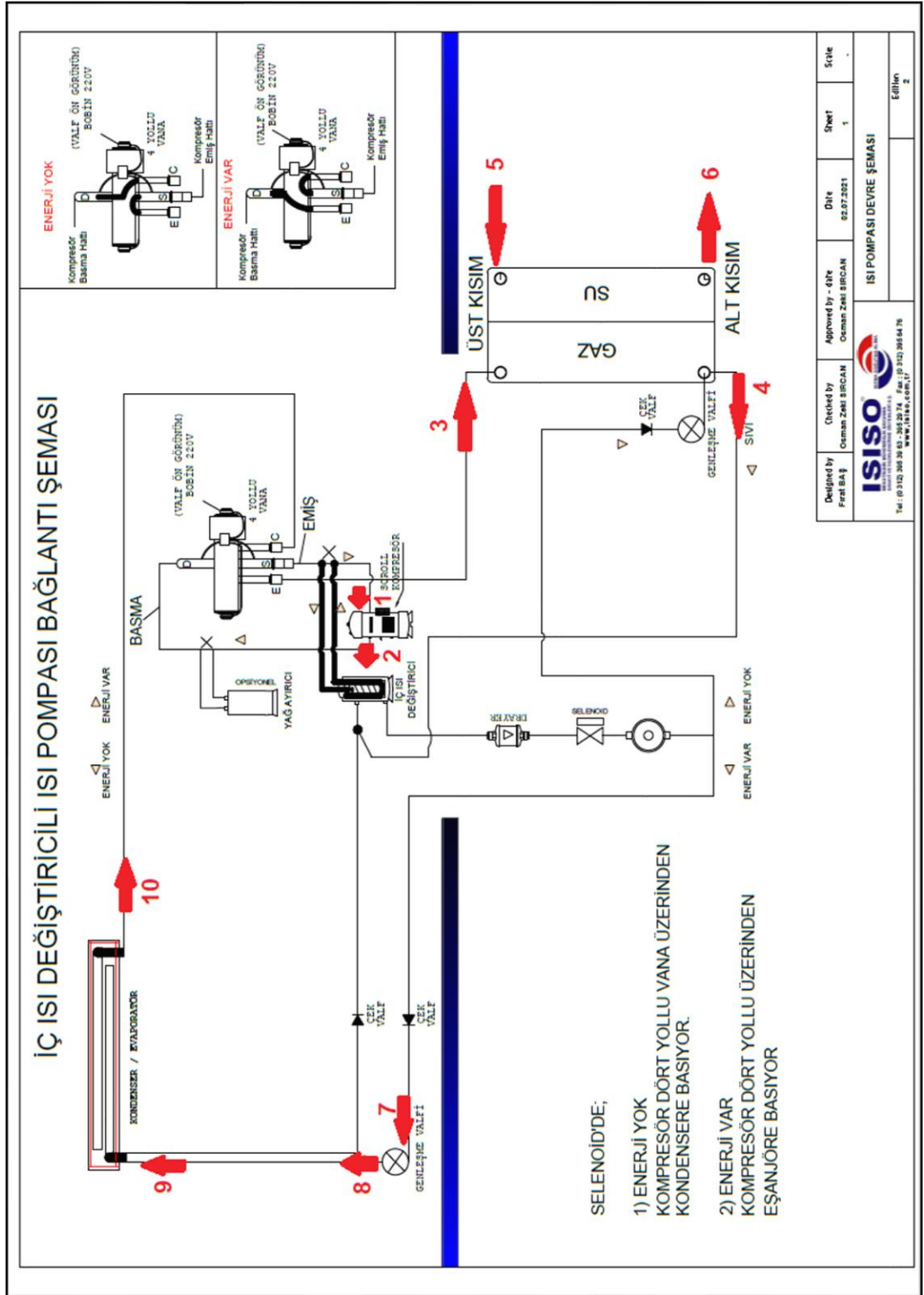
#### 2.2.4. PLC Analog Modül

Kullanılan PLC analog modül sayesinde sıcaklık, basınç ve debi değerleri, 7" renkli grafik ekran üzerinde görülerek, kayıt altına alınmıştır. Kullanılan PLC analog modülü ile birlikte çalışan sıcaklık, basınç modülleri sayesinde, sensörler söz konusu bilgileri ekrana aktarmıştır. PLC analog modül ve onunla entegreli çalışan tüm modüller, DELTA marka olup aşağıdaki özelliklere sahiptir:

- 0 – 24 VDC besleme voltajı
- $\pm$  %0,5 ortalama doğruluk
- 16 bits donanım çözümüleme

#### 2.3. Deney Sisteminin Şeması

Havadan suya ısı pompası sistemine ait soğutma devresi şeması, Şekil 2.18'de gösterilmiştir. Kompresörün basma hattından basılan soğutucu akışkan, içinde olası kompresör yağının bulunması ve bu durumda yağın sisteme geçmesinin önlemesi için öncelikle yağ ayırıcıdan geçer. Yağ ayırıcı sonrası dört yollu vananın E çıkışından plakalı tip ısı değiştiricisine geçer. Plakalı tip ısı değiştiricisi, yoğuşturucu görevi görmektedir. Isı değiştiricisinin diğer hattındaki suyu ısıtarak, yoğuşmuş olur. Klasik soğutma çevriminde, çevreye atılan ısı, burada suyu ısıtmak için kullanılır. Sıvı halde yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, kontrol valfinden geçerek İİD'ye girer ve burada aşırı soğumaya uğrar. Aşırı soğumaya maruz kalmış soğutucu akışkan, kurutucu, selenoid valf ve genleşme vanasından geçerek buharlaştırıcı görevi gören, yoğuşturucu bataryasına girer. Burada buharlaşan soğutucu akışkan, dört yollu vananın C hattından, kızdırılmak için S hattından İİD'ye geçer. Kızdırılan soğutucu akışkan, kompresör emişine girerek, çevrimini tamamlamış olur. İİD olarak adlandırdığımız aşırı soğutma ve kızdırma işlemlerini yapan devre elemanı, buharlaşma öncesi aşırı soğuma sayesinde içinde kalabilecek gaz formundaki soğutucu akışkanın tamamen yoğuşmasını sağlar. Kızdırma süreci, buharlaştırıcıda buharlaşmış soğutucu akışkanın kompresöre geçmesinden önce, soğutucu akışkan içinde kalabilecek olası sıvı formdaki soğutucu akışkanın kompresöre geçmesini önler. Bu devre elemanı sayesinde sistemde dışarıdan herhangi bir müdahale olmaksızın, soğutucu akışkanın en iyi şekilde çalışması amaçlanır. Buharlaştırıcı öncesi aşırı soğutma ve kompresör emişi öncesi kızdırılması sayesinde sistem STK ve ITK değerlerinde artış sağlanır. Başka bir deyişle, İİD sayesinde belirli bir kompresör işi ile daha fazla soğutma veya ısıtma kapasitesi elde edilebilmektedir.



Şekil 2.18. Havadan suya ısı pompasına ait devre şeması

#### 2.4. Testlerin Yapıldığı Kabinin Tanıtımı

Havadan suya ısı pompası sisteminin kış şartlarındaki performansını deneysel olarak incelemek için, ilk etapta ısı pompası sistemi kurulmuştur. Ankara iklim koşulları

deney süresince istenilen değerlerde olmadığı için, deneyler ISISO A.Ş. bünyesinde yer alan Çevresel Şartlar Test Kabininde gerçekleştirilmiştir.

Çevresel şartlar test kabini; 10 m<sup>2</sup> oturma alanına, 22 m<sup>3</sup> hacme sahip olup, Şekil 2.19'da gösterilmiştir. Kabin, 10 cm poly – poly panelden imal edilmiş, içerisinin izlenebildiği camın olduğu izotermik çarpma kapıdan oluşan bir test kabinidir. Kabinde %90 nem ve -55 / +75 °C'ye kadar tüm çevresel şartlar testleri yapılabilmektedir.



Şekil 2.19. Yalıtımlı camlı izotermik çarpma kapı



Şekil 2.20. Kabin içerisinde şartlandırmayı sağlayan iç ünite

Testlerin yapıldığı kabinde, bakır boru alüminyum lamelli olup kabin havasından ısı çekip havayı soğutan iç ünitesi, Şekil 2.20'de gösterilmiştir. Ankara'da deneylerin gerçekleştirildiği tarihlerde deneyleri yapmak için gerekli çevre hava şartları

bulunmadığından, çevresel şartlar test kabininde testler gerçekleştirilmiştir. Test düzeneği, kabin içerisine konuşlandırılmış, gereken çevre sıcaklıkları kabin sayesinde sağlanmıştır. Şekil 2.21'de test düzeneğinin kabin içerisinde konuşlanması gösterilmiştir.

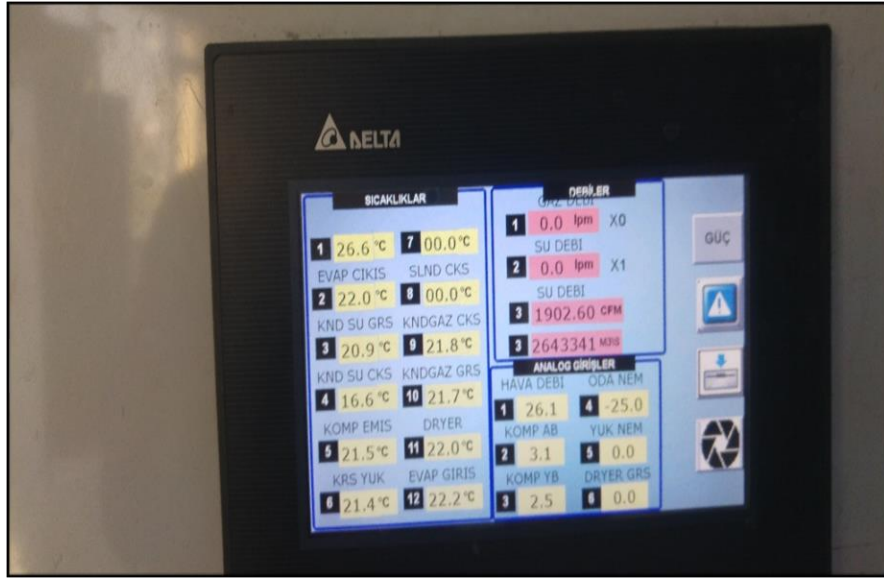


Şekil 2.21. Isı pompası sistemi kabin içerisinde

Çevresel şartlar test kabini, geniş sıcaklık skalasında çalışabildiğinden, Şekil 2.22'de verilen kabin içi sıcaklığını gösteren termostat sayesinde, kabinde simüle edilen çevreye ait sıcaklık anlık olarak görülebilmektedir.

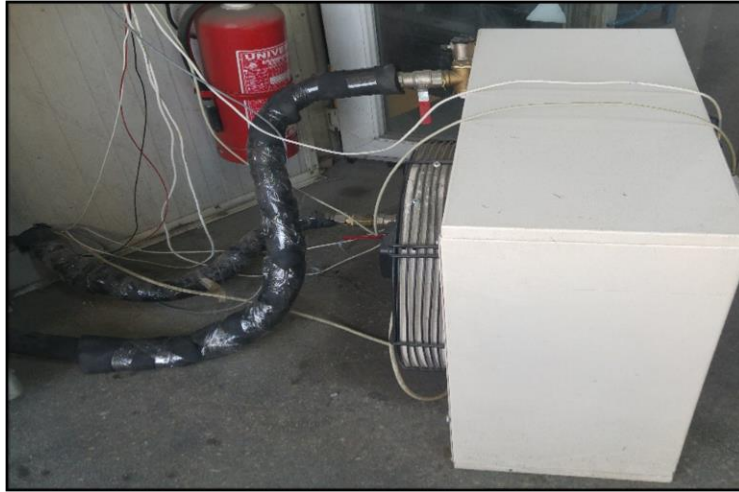


Şekil 2.22. Kabin içerisindeki havanın sıcaklığını gösteren dijital termostat



Şekil 2.23. Deney sırasında ölçüm verilerinin okunduğu PLC modülü

Yapılan deneylerde farklı çevre sıcaklıklarında, farklı kompresör devirlerinde, farklı soğutucu akışkanlarla çok sayıda deney gerçekleştirildiği için, deneyler sonrası yapılacak çalışmalarda gereken sıcaklık ve basınç değerleri, Şekil 2.23'de gösterilen PLC modül sayesinde okunarak kaydedilmiştir.



Şekil 2.24. Deneyde iç ortamın ısıtılmasını sağlayan hava apareyi

Deneyler, ısı pompası sisteminin ısıtma konumundaki performansını ölçmek amacıyla yapıldığından, ısınan havanın mahal ısıtmasında kullanılmasına yardımcı olan önemli deney bileşenlerinden biri de Şekil 2.24'te gösterilen hava apareyidir. Bir adet batarya ve fandan oluşan aparey, ısıtma ya da soğutma proseslerinde kullanılan iklimlendirme elemanlarından biridir.



Şekil 2.25. PT100 ve basınç sensörlerine ait kablolar

Deneyler sırasında sıcaklık ve basınç değerleri, PT100 ve basınç sensörleri sayesinde alınmıştır. Şekil 2.25'te gösterilen kablolar, bu sensörlere ait kablolar olup, PLC modülüne ait ekranda okunmaktadır.



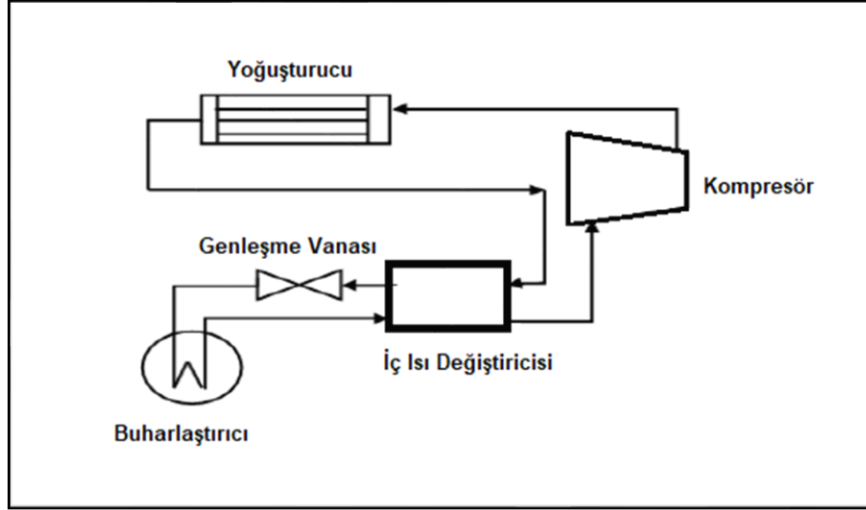
Şekil 2.26. Isı pompası ile hava aparey arasındaki bağlantıyı sağlayan kauçuk izolasyonlu 304 kalite paslanmaz çelik örgü flex hortumlar

Hava apareyi, deney esnasında plakalı ısı değiştiricide elde edilen sıcak su akımının iç ortam havasına ısı atmasını sağlayan bir ünitedir. Aparey ile test cihazı arasında su sirkülasyonunu sağlayan hortumlar, Şekil 2.26'da gösterilmiştir. Bu hortumlar, 304 kalite paslanmaz çelik örgü flex'ten imal olup kauçuk izolasyonludur. İzolasyon sayesinde, apareye giren ve çıkan suyun sıcaklığı da daha sağlıklı ölçülmektedir.

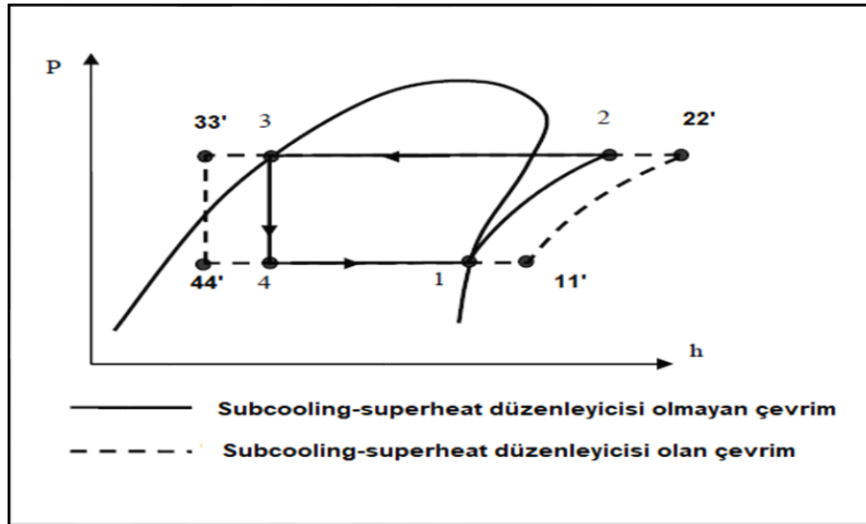


#### 2.4.1. Aşırı soğutma ve kızgınlık İİD

Aşırı soğutma ve kızgınlık İİD'sinin bir soğutma çevrimindeki konumu, Şekil 2.27'de gösterilmiştir (Bhatia, 2012). Ayrıca, soğutma çevriminde aşırı soğutma ve kızgınlık İİD'nin sistem üzerindeki etkisi, Şekil 2.28 'deki P – h diyagramında gösterilmiştir (Bolaji, 2014).



Şekil 2.27. İİD'li bir sisteme ait akış şeması (Bhatia, 2012)



Şekil 2.28. İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki P-h diyagramı (Bolaji, 2014)

4 – 1 Prosesi: Sıvı ve buhar karışımı halinde olan soğutucu akışkanın, 1. durumda (buhar ve sıvının bir karışımı olarak) doymuş bir buhara buharlaştığı sabit basınçta ısının alınması olayıdır. Buharlaşma için gerekli ısı, buharlaştırıcıyı çevreleyen soğutulmuş alan tarafından sağlanmaktadır. Bu durumda bu proseste dışarıdan alınan ısı miktarı aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{buh}} = \dot{m}_{\text{soğ}} \cdot (h_1 - h_4) \quad (2.1)$$

1 – 2 Prosesi: 1 – 2, soğutucu akışkanın düşük basınçlı bir gazdan yüksek basınçlı bir gaza tersinir, adyabatik olarak sıkıştırılması olayıdır. Durum 1'deki doymuş buhar, durum 2'ye getirilmektedir. Kompresör adyabatik kabul edilerek, kompresördeki sıkıştırma işi aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{soğ}} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

2 – 3 Prosesi: 2 – 3, 2. durumda kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkanın 3. durumda doymuş bir sıvıya yoğunlaştırıldığı, sabit basınçlı bir ısı atma olayıdır. Bu esnada atılan ısı, aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{yoğ}} = \dot{m}_{\text{soğ}} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.3)$$

3 – 1 Prosesi: 3 – 1 prosesi genişleme valfinde gerçekleşen, sabit entalpide sıcaklık ve basıncın düştüğü prosesidir. 3 durumunda doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkanın, 1 durumunda buharlaştırıcı girişi öncesinde, sıcaklığı ve basıncı düşmektedir. Bu hal değişimi sırasında iş ve ısı alışverişi olmadığından, genişleme işlemi sabit entalpide gerçekleşir. Bu işlem için aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$h_3 = h_4 \quad (2.4)$$

Düşük basınçta ve buna karşılık gelen düşük sıcaklıkta buharlaştırma işlemi, sıkıştırma, ardından atmosferik sıcaklık ve buna karşılık gelen yüksek basınçta yoğunlaşma ve tekrar düşük sıcaklık ve basınçta soğutucu akışkanın buharlaşma işlemine hazır hale gelmesi, klasik soğutma çevrimidir.

(Kızdırma)

Teorik olarak, soğutucu akışkan buharlaştırıcıyı '1' noktasında doymuş buhar olarak terk eder. Ancak, gerçek uygulamalarda kompresörün zarar görmesine sebep olabilecek bir miktar sıvı da buhar karışımıyla kompresör tarafından emilebilir. Kompresörün zarar görmemesi adına, soğutucu akışkanın tamamen buhar fazında olması için, kompresör emiş hattı öncesi kızdırma ek ısı akışkana verilir. Böylece kompresöre geçecek olan akışkan içerisinde sıvı soğutucu akışkan olma durumunun önüne geçilmiş olunur.

## Aşırı soğutma

Aşırı soğutma, yoğuşturulmuş akışkanın doyma sıcaklığının altına soğutulmasıdır. Bu işlemdeki temel amaç, yoğuşma esnasında akışkan içerisinde gaz kalmadan akışkanın tamamen sıvı formda genleşme vanasına geçmesini sağlamaktır. P – h diyagramı incelendiğinde, akışkanın, 3 konumundan 3' konumuna geçmesi sonucu sıkıştırılmış (aşırı soğutulmuş) sıvı elde edilmiş olacaktır (Bhatia ve E., 2012).

## 2.5. Hesaplamalarda Kullanılan Programlar

### 2.5.1. Microsoft Excel

Yapılan deneyler sonucu elde edilen verilen, Microsoft Excel'e aktarılarak, tablo yöntemiyle çözümlenmeler yapıp, grafikler oluşturuldu.

### 2.5.2. REFPROP

Deney sırasında ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri programında kullanılarak, hesaplamalar için gerekli olan entalpi ve entropi değerleri bulundu.

### 2.5.3. İKLİMSOFT Salamura + Su karışımı hesaplayıcısı

www.iklimsoft.com adresinde yer alan hesaplayıcılar kullanılarak, monoetilen glikol ve su karışımının termodinamik özellikleri hesaplanmıştır.

## 2.6. Deneye Ait Termodinamik Analizleri

### 2.6.1. Termodinamik Eşitlikleri

#### 2.6.1.1. Enerji analizi

Termodinamiğin I. Yasasına göre, enerji yoktan var edilemez, vardan yok edilemez sadece bir formdan başka bir forma geçerek kayba uğramadan dönüşebilir. Buna enerjinin korunum kanunu denir (Cengel ve Boles, 2012).

Deneyde soğutucu akışkanın debisi, türbin tipi debimetre yardımıyla doğrudan ölçülmüştür. Türbin tipi debimetrenin PLC analog modülüne gönderdiği palslerle litre/dakika cinsinden debi değeri ölçülmektedir. Su debisinin, denklemlerde kullanılabilmesi için, l/s birimi kg/s dönüştürülür.

$$\dot{m}_{su} = \rho_{su} \dot{V}_{su} \quad (2.5)$$

Plakalı ısı değiştiricisinin birincil devresinde soğutucu akışkan geçerken, ikincil devresinde su geçmektedir. Deney esnasında iki akışkanın herhangi birinin

ölçümünde oluşabilecek bir hata, plakalı ısı değiştiricide Termodinamiğin I. Yasasına göre  $\dot{Q}_{giren} = \dot{Q}_{çıkan}$  ile incelenerek bulunabilir.

$$\dot{m}_{soğ}(h_3-h_4) = \dot{m}_{su}(h_6-h_5) \quad (2.6)$$

Yapılan deneylerde bu yöntem kullanılarak soğutucu akışkanın debisi elde edilmiştir.

$$\dot{m}_{soğ} = \frac{\dot{m}_{su}(h_6-h_5)}{(h_3-h_4)} \quad (2.7)$$

Buharlaştırıcı görevi gören yoğuşturucu bataryasındaki enerji dengesi, Denklem (2.8) kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{soğ}(h_{10}-h_9) \quad (2.8)$$

Yoğuşturucu görevi yapan plakalı eşanjördeki enerji dengesi, Denklem (2.9) kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{soğ}(h_3-h_4) = \dot{m}_{su}(h_6-h_5) \quad (2.9)$$

Kompresörün yaptığı iş, Denklem (2.10) kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{soğ}(h_2-h_1) \quad (2.10)$$

Isıtma tesir katsayısı (ITK) değerini hesaplanırken, Denklem (2.11) eşitliği kullanılır.

$$ITK = \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{\dot{W}_{komp}} \quad (2.11)$$

### 2.6.1.2. Ekserji analizi

Bir sistemin tersinir bir süreç ile çevresi ile dengeye getirilmesi esnasında sistemden teorik olarak alınabilecek maksimum iş miktarına başlangıçtaki sistemin ekserjisi olarak tanımlanır. Bu nedenle ekserji, hem kaynağın fiziksel özelliklerinin hem de çevresinin bir fonksiyonudur. Herhangi bir çevrimin maksimum iş miktarı, çevrimin çevre ile dengeye doğru tersinir bir şekilde ilerlediğinde ortaya çıkar (ölü hal veya referans hali). Fakat elde edilen gerçek iş miktarı, prosesin tersinmezlikleri nedeniyle çok daha küçüktür. Ekserji analizi, sistemden elde edilmek istenen maksimum işin, elde edilememeye sebeplerinin bir açıklaması olarak da görülebilir. Ekserji analizi sayesinde, sistem verimini düşüren etken ya da etkenler anlaşılarak sistemden maksimum iş elde etmek için iyileştirmeler/ düzeltmeler yapılır.

### 2.6.1.3. Ekserji bileşenleri

Ekserjinin ana bileşenleri; kinetik ekserji, potansiyel ekserji, fiziksel ekserji ve kimyasal ekserjidir. Çevre ile ilişkili olarak hesaplanan eksejilerde kinetik ve potansiyel ekserji, sıcaklık ve basıncın çevresel değerlerden sapmasından dolayı fiziksel ekserji, bileşimin ortamın bileşiminden sapmasından dolayı kimyasal ekserji hesaplanır. Ekserji bileşenleri, Denklem (2.12) olduğu gibi ifade edilir (Demirel, 2014).

$$\sum Ex = E_k + E_p + E_f + E_{kim} \quad (2.12)$$

Ekserji analizi sırasında aşağıdaki varsayımlar yapılır:

- Tüm süreçler boyunca kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmektedir.
- Bileşenleri bağlayan borulardaki ısı transferi ve soğutucu basınç düşüşleri, uzunlukları kısa olduğu için ihmal edilebilir düzeydedir (Dincer ve Rosen, 2007).

Enerjiden farklı olarak ekserji korunmaz ve bir çevrimde hem kullanım hem kayıp yoluyla yok edilir. Çevrimlerin ekserji analizleri, termodinamik verimsizliklerin konumlarını ve büyüklüklerini tam olarak belirlemek aynı zamanda bunları giderebilmek için gerekenleri yorumlamak adına yarar sağlamaktadır (Hosoz ve diğ., 2018).

Bu amaçla, deneysel sistemin bileşenlerine kontrol hacimleri için aşağıdaki genel kararlı hal için ekserji oranı dengesi, Denklem (2.13) de gösterilmiştir.

$$\sum \left(1 - \frac{T_{\text{Çev}}}{T_{\text{Sin}}}\right) \dot{Q}_{\text{Sin}} - \dot{W}_{\text{kh}} + \sum \dot{m}_{\text{grş}} \Psi_{\text{grş}} - \sum \dot{m}_{\text{çkş}} \Psi_{\text{çkş}} = \dot{E}x_y \quad (2.13)$$

Denklemdaki  $T_{\text{Çev}}$ , ölü durum olarak temsil edilen çevre sıcaklığı,  $\dot{Q}_{\text{Sin}}$  kontrol hacmi sınırındaki  $T_{\text{Sin}}$  sıcaklığındaki yüzeyden olan ısı transferi,  $\dot{W}_{\text{kh}}$  kontrol hacminde üretilen iş,  $\dot{m}$  kütleli debi,  $\Psi$  özgül akış ekserjisi,  $\dot{E}x_y$  ise, kontrol hacminde birim zamandaki ekserji yıkımıdır.

Özgül akış ekserjisi düzenlenirse,

$$\psi = (h - h_{\text{Çev}}) - T_{\text{Çev}}(s - s_{\text{Çev}}) \quad (2.14)$$

Denklem (2.14) elde edilir. Burada indis olmayan entropi ve entalpi değerleri, belirli basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkana, çevre indisi ise soğutucu akışkanın ölü halde olması durumundaki özelliklere karşılık gelmektedir.

Kompresördeki oluşan ekserji yıkımının nedenleri; iç ısı transferi, soğutucu akışkanın sürtünmesi, hareketli parçaların sürtünmesi, şeklinde sıralanabilir. Adyabatik sıkıştırma hali kabul edilerek, kompresör için ekserji yıkımı, Denklem (2.15) ile hesaplanabilir:

$$\dot{E}x_{y, \text{ komp.}} = \dot{m}_{\text{soğ}}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{\text{komp.}} \quad (2.15)$$

Çevre ile olan ısı transferi ihmal edilerek, iç sürtünme ve ani basınç düşüşünün neden olduğu genişleme vanasındaki ekserji yıkımı, Denklem (2.16) ile hesaplanabilir:

$$\dot{E}x_{y, \text{ gen. valfi}} = \dot{m}_{\text{soğ}}(\psi_7 - \psi_8) \quad (2.16)$$

Dört yollu vanada çevrim sürekli devam ettiği için, sıcak ve soğuk akışkan sürekli olarak karşılaşmaktadır. Dört yollu vanada oluşan ekserji yıkımı Denklem (2.17) ile hesaplanabilir:

$$\dot{E}x_{y, \text{ dört y. vana}} = \dot{m}_{\text{soğ}}(\sum \psi_{\text{dört y. giriş}} - \sum \psi_{\text{dört y. çıkış}}) \quad (2.17)$$

Isı pompası ısıtma konumunda çalışırken plakalı ısı değiştirici, yoğuşturucu görevi görmektedir. Bu durumda buradaki ekserji yıkımı, Denklem (2.18) ile bulunabilir:

$$\dot{E}x_{y, \text{ yoğ.}} = \dot{m}_{\text{soğ}}(\psi_{\text{yoğ. giriş}} - \psi_{\text{yoğ. çıkış}}) + \dot{m}_{\text{su}}(\psi_{\text{yoğ. giriş}} - \psi_{\text{yoğ. çıkış}}) \quad (2.18)$$

Buharlaştırıcıdaki ısı transferi, soğutucu akışkan ve ortam havası arasında olduğu için, bu elemandaki ekserji dengesi, Denklem (2.19) gibi yazılır:

$$\dot{E}x_{y, \text{ buh.}} = \dot{m}_{\text{soğ}}(\psi_{\text{buh. giriş}} - \psi_{\text{buh., çıkış}}) + (1 - \frac{T_{\text{cev}}}{T_{\text{buh., çıkış}}})\dot{Q}_{\text{buh.}} \quad (2.19)$$

Sistemin ekserji verimi, Denklem (2.20) ile hesaplanır (Aral ve diğ., 2020).

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \frac{\sum \dot{E}x_y}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (2.20)$$

Toplam ekserji yıkımını, Denklem (2.21) ile tanımlanabilir:

$$\sum \dot{E}x_y = \dot{E}x_{y, \text{ komp.}} + \dot{E}x_{y, \text{ gen. valfi}} + \dot{E}x_{y, \text{ dört y.}} + \dot{E}x_{y, \text{ yoğ.}} + \dot{E}x_{y, \text{ buh.}} \quad (2.21)$$

Yukarıdaki denklemlerle ölçülen deneysel veriler kullanılarak, Termodinamiğin Birinci ve İkinci Yasalarına ait çözümler yapılarak, sonuçlar elde edilmiştir.

### 3. DENEYİN YAPILIŞI

Havadan suya bir ısı pompası sisteminin, ısıtma konumundaki performansını deneysel olarak incelemek amacıyla deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında değişken olarak; kompresör devri, çevre sıcaklığı ve soğutucu akışkan türü değiştirilmiş, İç Isı Değiştiricinin (İİD) deney düzeneğinde olma ve olmama durumlarına göre deneyler yapılmıştır. Aşırı soğutma ve kızgınlık görevini yapan İç Isı Değiştiricinin sistemde bulunma ya da bulunmama durumu İİD'li ve İİD'siz sistem diye ifade edilecektir.

Deneyler Ankara'da yapılmıştır. Ankara'nın iklim koşulları, deneyde değişken olarak kullanılan sıcaklıklara uygun olmadığı için, deneyler çevresel şartları sağlayan test kabininde gerçekleştirilmiştir. Deney esnasında değiştirilen parametreler incelendiğinde, çevre sıcaklığı olarak 0°C, -5°C ve -10°C, kompresör devri olarak 2300, 2600 ve 2900 d/d, soğutucu akışkan olarak R404A ve R07C'nin kullanıldığı, aşırı soğutma ve kızgınlık İİD'nin sistemde olma ve olmama durumlarına göre deneyler yapılmıştır.

İlk olarak, havadan suya bir ısı pompası sisteminin tasarımı için gereken tüm bileşenlerle birlikte, deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinin kurulumu sonrası düzenek, deneylerin yapılacağı çevresel şartlar test kabinine yerleştirilmiştir. Deney bileşenlerinden, hesaplamalar için gerekli olan sıcaklık ve basınç değerlerinin alınabilmesi için, düzeneğe sıcaklık ve basınç ölçerler takılmıştır. Bu sensörlerin PLC ile bağlantısı yapılmış, kabin dışındaki ekrandan bu değerlerin okunması gerçekleştirilmiştir.

Tüm sıcaklık ve basınç ölçerlerin sisteme takılmasından sonra, deney -10°C gibi düşük bir sıcaklıkta yapılacağından, sistemdeki su hattının donmaması için, sistem su hattına %30 Monoetilen Glikol ve + %70 Su karışımı ilave edilmiştir.

Sistemin elektrik panosunda yer alan mikropressör kontrolcü sayesinde, sistemden elde edilmek istenen sıcaklık değeri girilerek, sistemin çalışması sağlanır. Isıtma konumunda çalışacak olan deney düzeneği, ürettiği ısı enerjisini sistemden atabilmesi için, test kabini dışına bir hava apareyi konulmuştur. Test düzeneğine doğrudan yalıtılmış örgü paslanmaz çelik hortumlarla bağlı olan aparey, sistemde üretilen ısı ile

iç ortamı ısıtmak için kullanılmıştır. Apeyeye giren ve apeyeden çıkan sıcak suyun giriş ve çıkış sıcaklık değeri sıcaklık sensörleriyle ölçülerek, test düzeneğinden elde edilmek istenilen sıcaklığın sağlanması yapılmıştır. Deneyle, değışkenler kullanılarak, üçer kez tekrarlanmış, ölçüm değeriinin ortalamaları alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Çevre sıcaklığı ve kompresör devri değışkenleri uygulanması esnasında ölçüm değeri alınırken, sistemin kararlı halindeki ölçüm değeri alınmıştır. Bu sayede, oluşabilecek hesaplama hatalarının da önüne geçilmesi amaçlanmıştır.

Deneyle sırasında kullanılan değışkenler incelendiğinde yapılan deneylelerdeki temel amaç, İD'nin sistemde olma ve olmama durumlarının, performansa olan etkisini incelemektir.





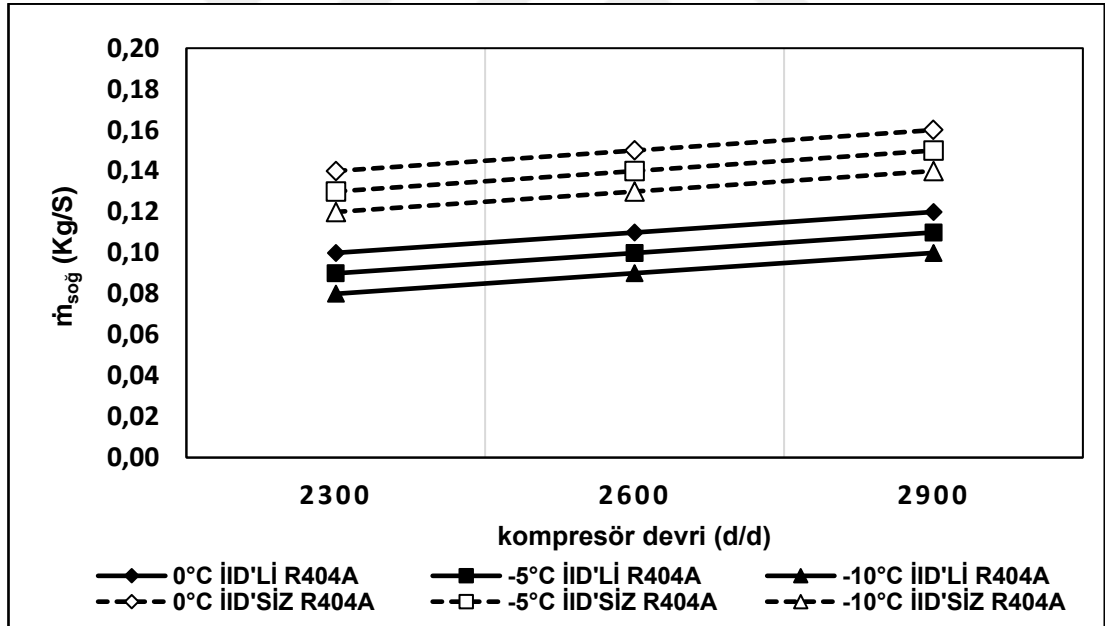
## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

### 4.1. İç Isı Değiştiricinin (İİD) Olduğu ve Olmadığı Durum

#### 4.1.1. Kütleli debinin kompresör devrine ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

##### 4.1.1.1. R404A için İİD'li ve İİD'siz durum

R404A soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin, İİD'li ve İİD'siz durumlardaki soğutucu akışkan debisinin değişimi, Şekil 4.1'de gösterilmiştir. 0°C, -5°C ve -10°C çevre sıcaklıklarında, 2300, 2600 ve 2900 d/d kompresör devrinde dolaşan soğutucu akışkan debisi incelenmiştir. Kompresör devrinin ve çevre sıcaklığının artmasıyla sirküle edilen soğutucu akışkan debisi arttığı görülmüştür. Çevre sıcaklığının artması, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığını da etkileyecektir.



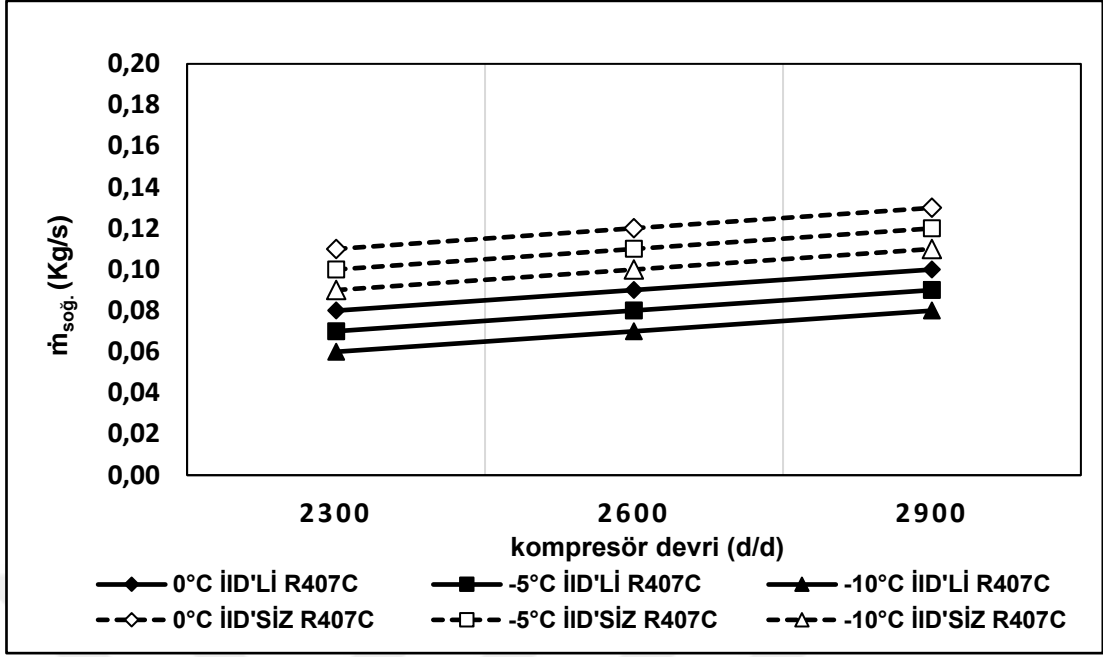
Şekil 4.1. R404A akışkanının İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki debi değişimi

Bunun yanında buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığının değişimi, debiyi de etkilemektedir. Ayrıca, kompresör hızının artmasıyla, kompresörden geçen soğutucu akışkan miktarı da artacaktır (Datta ve diğ.,2014). Kompresör hızının artışıyla birlikte, soğutucu akışkan kütleli debisinin değişimi, grafiklerde görülmektedir. İİD'li sistemde, soğutucu akışkan kütleli debisinin artışı, İİD'siz sisteme göre daha az olduğu görülmüştür. Bunun nedeni, kızdırma ile kompresör girişindeki akışkanın sıcak

sıcaklığının artmasına bağlı olarak özgül hacminin artması ve kompresör veriminin düşmesidir (Cho ve diğ., 2013). Şekil 4.1'deki grafik incelendiğinde, İİD'li sistemde en düşük akışkan debisi  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da 0,08 kg/s olarak görülürken, aynı sistemde en yüksek akışkan debisi  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında 2900 d/d'da 0,12 kg/s olarak ölçülmüştür. İİD'siz sistemde en büyük akışkan debisi  $0^{\circ}\text{C}$  çevre şartlarında ve 2900 d/d'da 0,16 kg/s olarak görülmüştür. En düşük akışkan debisi  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında 2300 d/d'da 0,12 kg/s olarak elde edilmiştir. Çevre sıcaklığı ve devir sayısına bağlı olarak debi artışları kıyaslanırsa,  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında en yüksek devirde, İİD olan sistemde akışkan debisi 0,12 kg/s iken, İİD'siz sistemde bu miktar 0,16 kg/s olarak görülmüştür. Dolayısıyla debideki artış oranı %33,3'dur. Aynı kıyas,  $-10^{\circ}\text{C}$  için yapılırsa, en yüksek devirde İİD'li sistemdeki akışkan debisi, 0,10 kg/s iken, İİD'siz sistemde 0,12 kg/s'dir. Buradaki debi artışı da yaklaşık %25 olmuştur. Çevre sıcaklığının düşmesine bağlı olarak, buharlaştırıcının ortamdaki çekeceği ısı azaldığından dolayı, buharlaştırıcıdaki ısı yükü de azalmaktadır. Buharlaştırıcıdaki ısı yükünün azalmasıyla da soğutucu akışkan debisi azalacaktır.

#### **4.1.1.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum**

R407C soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin, İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre kütleli debi değişimleri, Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Kompresör devri ne kadar yüksekse, akışkana ait kütleli debi de o kadar yükselir (Aral ve diğ., 2020). R404A ile çalışan sistemde olduğu gibi, soğutucu akışkan debisindeki değişim, aynı şekilde gerçekleşmiştir. İİD'li sistemde en düşük akışkan debisi,  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da 0,06 kg/s iken, en yüksek akışkan debisi  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında 2900 d/d'da 0,10 kg/s olarak görülmüştür. İİD'siz sistemde en büyük akışkan debisi  $0^{\circ}\text{C}$  çevre şartlarında ve 2900 d/d'da 0,13 kg/s olarak ölçülürken, en düşük akışkan debisi,  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında 2300 d/d'da 0,09 kg/s olarak ölçülmüştür. Çevre sıcaklığı ve devir sayısına bağlı olarak debi artışları kıyaslanırsa,  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında en yüksek devirde, İİD'li sistemde akışkan debisi 0,10 kg/s iken, İİD'siz sistemde bu miktar 0,13 kg/s olarak görülmüştür. Dolayısıyla İİD olmayan sistemdeki debi artış oranı %30'dur. Aynı kıyaslama,  $-10^{\circ}\text{C}$  için yapılırsa, en yüksek devirde İİD'li sistemdeki akışkan debisi, 0,08 kg/s iken, İİD'siz sistemde bu 0,11 kg/s'dir. Buradaki debi artışı da yaklaşık %37,5'tir. İİD, kızdırma ile soğutucu akışkanın sıcaklığını artırırken basıncını düşürür. Bu durum, soğutucu akışkanın yoğunluğunun azalmasına ve kompresörün veriminin düşmesine neden olur. Bunun sonucunda, soğutucu akışkanın debisi, İİD'siz sisteme göre azalır. (Klein ve diğ., 2000).



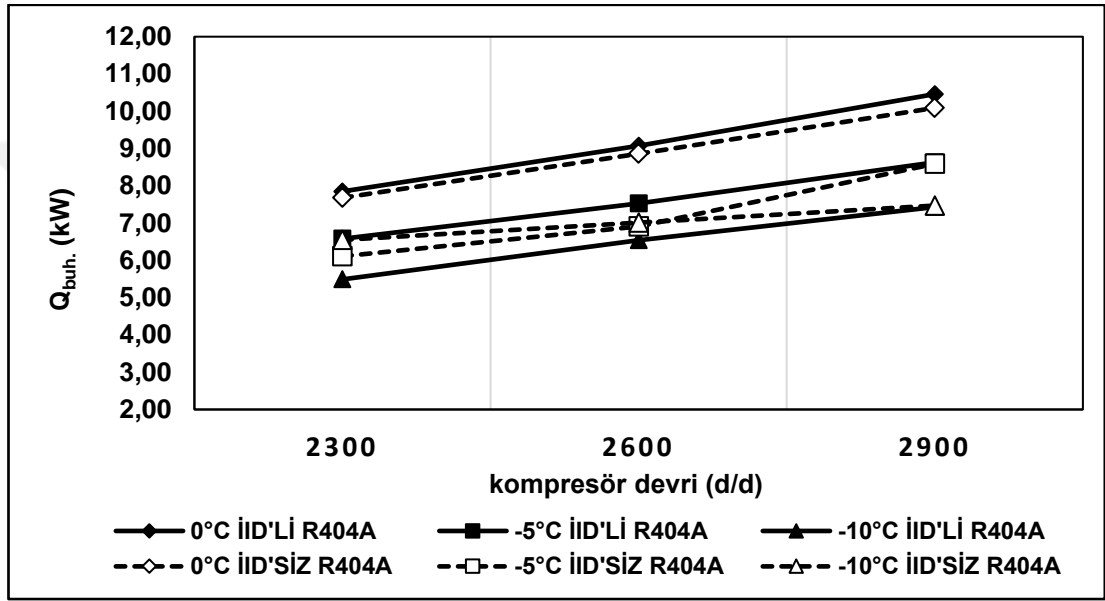
Şekil 4.2. R407C akışkanının İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki debi değişimi

#### 4.1.2. Buharlaştırıcı yükünün, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

##### 4.1.2.1. R404A için İİD'li ve İİD'siz durum

Soğutucu akışkanın R404A olduğu sistemde, İİD'li ve İİD'siz durumlardaki buharlaştırıcıdaki ısı yüküne ait grafik, Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Buharlaştırıcı, genişleme vanasından sıvı olarak geçen soğutucu akışkanın, çevre havasından aldığı ısı ile buhar haline geçtiği yerdir. Dolayısıyla, çevreden alınan ısının büyüklüğü, İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre değişkenlik göstermiştir. Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı arttıkça, soğutucu akışkan buharlaşma esnasında daha fazla ısıyı soğuracaktır (Aral ve diğ., 2020). Daha fazla ısıyı soğurması demek, buharlaştırıcıdaki ısı yükünün artması anlamına gelir. İİD'siz sistemde en yüksek ısı yüküne, çevre sıcaklığının 0°C ve 2900 d/d'daki performansında 10,09 kW olarak elde edilirken, en düşük ısı yükü, -10°C çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da 5,25 kW olarak elde edilmiştir. İİD'li sistem incelendiğinde, en yüksek ısı yüküne 0°C çevre sıcaklığında ve 10,46 kW olarak elde edilirken, en düşük ısı yükü -10°C çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da 5,49 kW olarak elde edilmiştir. Aynı çevre sıcaklığında ve devir sayısına göre kıyas yapıldığında, 0°C çevre sıcaklığında İİD'li sistemde 10,46 kW olan ısı yükü, İİD'siz sisteme göre %3,5 oranında artmıştır. İİD sayesinde, buharlaştırıcı girişinde soğutucu akışkan aşırı soğutmaya uğradığı için, çevre havasından çekeceği ısı miktarı, İİD'siz sisteme göre daha yüksektir. -10°C çevre

sıcaklığı incelenirse, İİD'siz sistemde 5,25 kW iken, İİD'li sistemde %4,5 oranında artışla 5,49 kW olarak görülmüştür. Çevre sıcaklığının çok düşük olmasından dolayı, İİD'siz sistemin aldığı ısı yükü, İİD'li sisteme göre azalmıştır. Buharlaştırıcı yükü, çevre sıcaklığına ve kompresör devrine bağlı olarak artmaktadır. Çevre sıcaklığının artmasıyla, soğutucu akışkanın buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları değişmektedir. Bu değişme, buharlaştırıcı yükünü de etkilediği için, çevre sıcaklığına bağlı olarak yoğuşturucudan atılan ısı, buharlaştırıcıda alınan ısı yükü ile değişkenlik arz etmektedir.

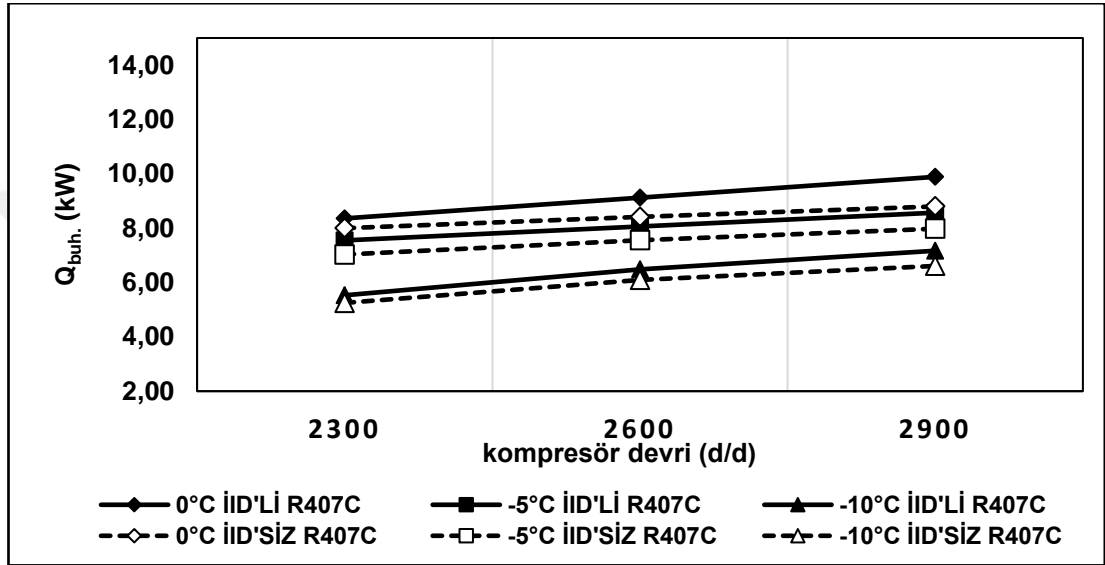


Şekil 4.3. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki buharlaştırıcı yükü değişimi

#### 4.1.2.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Soğutucu akışkanın R407C olduğu sistemde İİD'li ve İİD'siz durumlara göre buharlaştırıcıdaki ısı yüküne ait grafik, Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Aşırı soğutma miktarına bağlı olarak, buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki entalpi farkı artmıştır. Bu fark, ısı yükünün arttığını göstermektedir. (Direk ve diğ., 2019). İİD, buharlaştırıcı öncesi soğutucu akışkanı aşırı soğutmaya maruz bıraktığı için, İİD çıkışı buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın çevre sıcaklığından alacağı ısı miktarı, İİD'siz sisteme göre daha fazla oranda artacaktır. Çevre sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığını doğrudan etkileyen bir faktördür. Yoğuşturucudan gelen soğutucu akışkan, İİD'de aşırı soğutulur. Buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın, entalpisi azalır ve bununla birlikte buharlaştırıcıdaki entalpi farkı artar. Bu nedenle soğutma kapasitesinde, soğutma kapasitesine de bağlı olarak ısıtma kapasitende artışa neden olur (Jin ve

diğ., 2016). Buharlaştırıcıdaki ısı yükü, soğutucu akışkanın debisinin artmasına bağlı olarak artacaktır. İİD'li sistemde en yüksek ısı yüküne, çevre sıcaklığının 0°C ve 2900 d/d'daki performansında 9,89 kW olarak elde edilirken, en düşük ısı yükü, -10°C çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da 5,25 kW olarak elde edilmiştir. İİD'siz sistem incelendiğinde, en yüksek ısı yüküne 0°C çevre sıcaklığında ve 2900 d/d'da 8,80 kW olarak ölçülürken, en düşük ısı yükü -10°C çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da 5,25 kW olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.4. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki buharlaştırıcı yükü değişimi

Aynı çevre sıcaklığında ve devir sayısına göre kıyas yapıldığında, 0°C çevre sıcaklığında İİD'siz sistemde 8,80 kW iken, İİD'li sistemde %12,4 oranında artarak 9,89 kW olmuştur. -10°C çevre sıcaklığı incelenirse, İİD'siz sistemde 6,61 kW iken, İİD'li sistemde yaklaşık %8,5 oranında artarak 7,17 kW olmuştur. Çevre sıcaklığının çok düşük olmasından dolayı, İİD'siz sistemin aldığı ısı yükü, İİD'li sisteme göre azalmıştır.

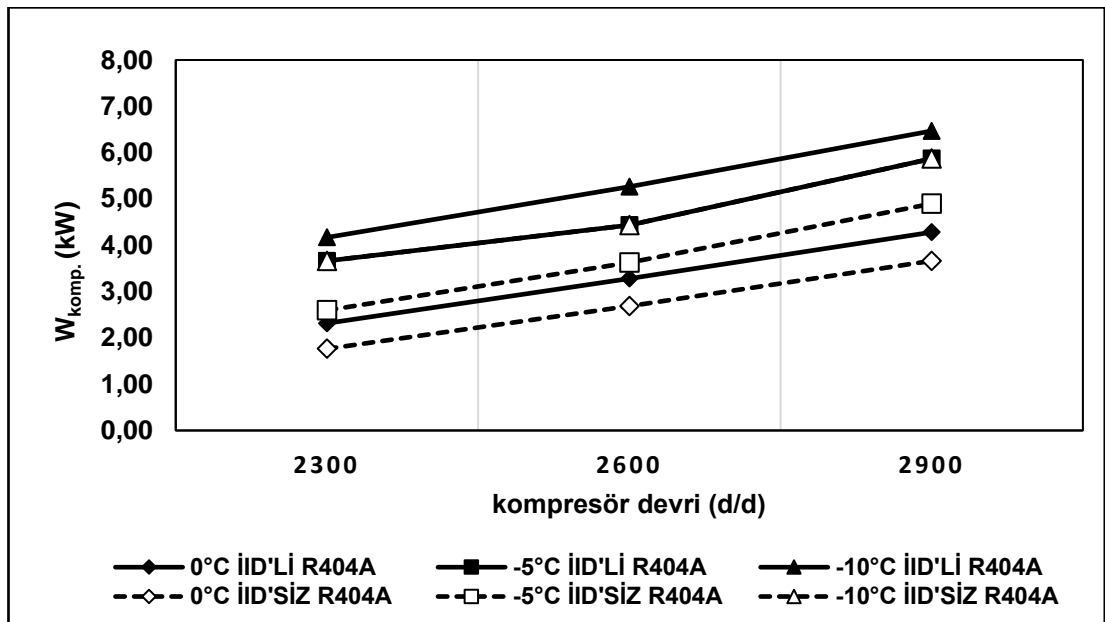
#### 4.1.3. Kompresör güç tüketiminin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

##### 4.1.3.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Kompresör güç tüketimini hesaplarırken kompresörün çekmiş olduğu güç ayrıca ölçülmediğinden, kompresörün güç tüketimi hesaplanırken Denklem (2.10)'ten faydalanılır. Kompresör işi, soğutucu akışkan debisine ve kompresörün emme ve basma hatlarındaki soğutucu akışkanın sahip olduğu entalpi farkına bağlıdır. Entalpi

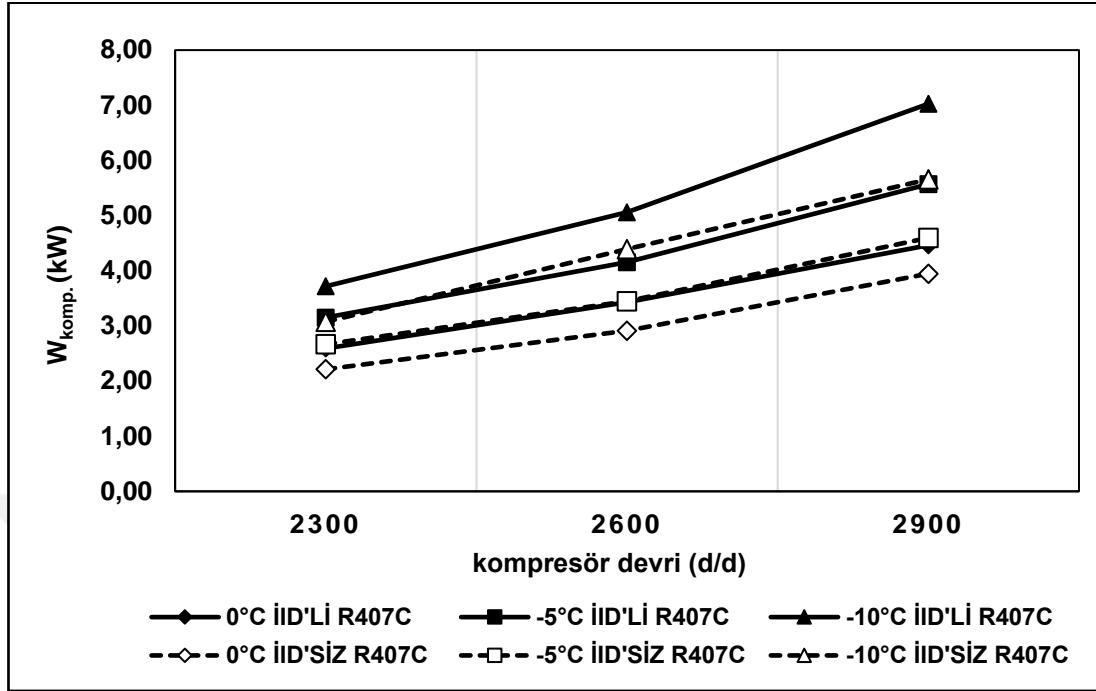
farkı kompresör devrine ve sirküle edilen akışkanın giriş – çıkış basınç ve sıcaklık değerlerine bağlı olarak değiştiği için, en düşük çevre sıcaklığında ve en yüksek kompresör devrinde en büyük  $\Delta h$  değeri elde edilmiştir. Kompresör devrinin artmasıyla, soğutucu akışkan kütleli debisini ve sıkıştırma oranı artacaktır. Bu da kompresörün tüketeceği gücü artıracaktır (Aral ve diğ.,2020).

Çevre sıcaklığının azalmasıyla, kompresörün istenilen işi yapması için kompresörün güç tüketimi artacaktır. İİD'li ve İİD'siz sistemlerde kompresör girişindeki soğutucu akışkanın şartları farklılık arz edecektir. Dolayısıyla bu farklılık, kompresörün güç tüketimini de etkileyecektir. Şekil 4.5'teki grafikte, kompresör devrine ve çevre sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörün güç tüketimi gösterilmiştir. 0°C çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da İİD'siz sistemdeki güç tüketimi 1,76 kW iken, İİD'li sistemdeki güç tüketimi %31,8 artışla 2,32 kW'tır. Çevre sıcaklığının -10°C kompresör devrinin 2900 d/d olduğu sistemin İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre kompresörün çektiği güç kıyaslandığında, İİD'siz sistemdeki güç tüketimi 5,87 kW iken, İİD'li sistemdeki kompresör gücü, %10,22'lik artışla 6,47 kW'tır: İİD, kompresör emişinde basınç düşüşüne neden olmaktadır. Bu basınç düşüşü, kompresör sıkıştırma oranıyla birlikte, kompresör güç tüketimini artırmaktadır. İİD, soğutucu akışkanı aşırı ısıttığından, kompresör girişindeki soğutucu akışkanın yoğunluğunda azalma meydana gelir. İİD'li sistemde kompresör güç tüketimindeki bu artış, akışkan kütleli debisindeki azalma ile dengelenmektedir (Jin ve diğ., 2016).



Şekil 4.5. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki kompresör güç tüketimlerinin değişimi

#### 4.1.3.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum



Şekil 4.6. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki kompresör güç tüketimlerinin değişimi

Kompresör devrinin atmasına bağlı olarak, soğutucu akışkan kütleli debisi ve kompresördeki basınç oranını artacağından, kompresör güç tüketimi artacaktır (Alkan ve diğ., 2020). İTK, ısıtma kapasitesi ve kompresör güç tüketimine bağlıdır. Kompresör devrinin artmasına bağlı olarak, kompresör güç tüketimi artar. Şekil 4.6'da verilen grafikte R407C soğutucu akışkanı için, İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre kompresör güç tüketimi verilmiştir. İİD, soğutucu akışkanı kompresöre girmeden önce kızdırmaya uğrattığı için, kompresör girişindeki soğutucu akışkanın sıcaklığı artacak, soğutucu akışkan kompresöre tamamen gaz fazında girecektir. Kompresörün çektiği güç, çevre sıcaklığına doğrudan bağlı iken, soğutucu akışkanın fazıyla da dolaylı yoldan etkilidir. Çünkü kompresöre tamamen gaz yerine sıvı + gaz karışımı bir akışkan girerse hem kompresörün yaptığı iş hem de çektiği güç etkilenecektir. -10°C çevre sıcaklığında 2900 d/d'da İİD'siz sistemde güç tüketimi 5,65 kW iken, İİD'li sistemdeki güç tüketimi %24,4 artışla 7,03 kW olmuştur. 0°C çevre sıcaklığındaki kompresör güç tüketimine baktığımızda, 2300 d/d'da İİD'siz sistemdeki güç tüketimi 2,21 kW iken, İİD'li sistemdeki güç tüketimi %20,4 oranında artışla 2,66 kW olarak hesaplanmıştır. İİD'nin sisteme ilave edilmesi sonrasında, kompresör emiş basıncı azalmış, kızgınlık derecesi artmıştır. Bunun sonucunda sıkıştırma oranının artmasına bağlı olarak kompresör gücü artmıştır (Direk ve Soylu, 2018).

#### 4.1.4. Yoğuşturucu yükünün, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

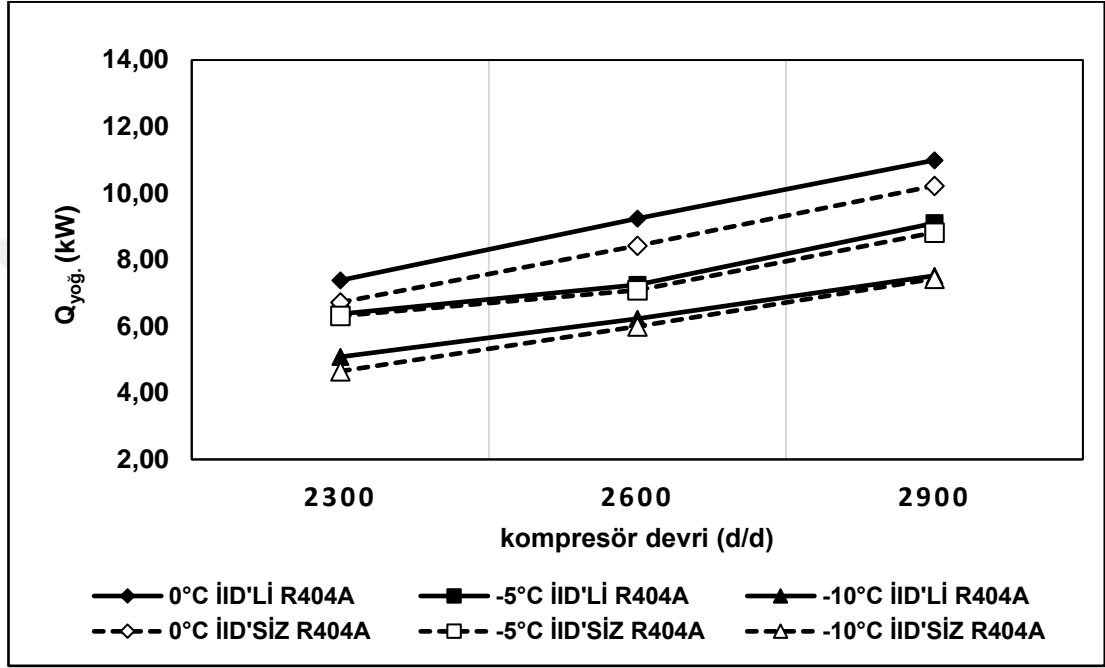
##### 4.1.4.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Havadan suya bir ısı pompası, dört yollu vana yardımıyla, yazın soğutma, kışın ısıtma sistemi olarak çalışmaktadır. Dört yollu vana sayesinde, basit soğutma çevriminde, buharlaştırıcı, yoğuşturucu görevi görürken, yoğuşturucu da buharlaştırıcı görevi görmektedir. Dolayısıyla, yoğuşturucudan çevreye atılan ısı, ısıtma konumunda çalışan ısı pompası sistemlerinde elde edilmek istenen ısıtmayı oluşturur. Çevre sıcaklığının düşmesine bağlı olarak, buharlaştırıcının çevreden alacağı ısı yükü de azalacaktır. Bu azalma, kompresörün yapacağı işi etkilemektedir. Dolayısıyla kompresörün yaptığı iş, yoğuşturucudan atılacak ısı yükünü etkileyecektir. Şekil 4.7'deki grafikte yoğuşturucudan atılan ısı miktarının kompresör devrine göre değişimi gösterilmiştir. İİD'nin olduğu sistem göz önünde bulundurulduğunda, alınan en fazla ısı miktarı en yüksek çevre sıcaklığı olan 0°C ve en yüksek kompresör devri olan 2900 d/d'da olduğu görülmüştür. Isıtma modunda çalışan bir ısı pompasında, yoğuşturucudan atılan ısı yükü, ısıtma kapasitesini ifade eder. Kompresörün devri arttıkça, soğutucu akışkan debisi artacaktır. Bu da ısıtma kapasitesinin artması anlamına gelir. Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı arttıkça, soğutucu akışkan, buharlaşma esnasında daha fazla ısıyı soğuracaktır. Bu durumda, yoğuşma sırasında daha fazla ısıyı atacaktır (Aral ve diğ., 2020). İİD'siz sistemden de elde edilen ısı miktarı yine aynı koşullarda en yüksek değerine ulaşmaktadır. En düşük çevre sıcaklığındaki çalışma durumu, sistemin İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre incelendiğinde, İİD' sayesinde elde edilen ısı miktarının, İİD'siz sisteme göre daha fazla olduğu görülmüştür.

Yoğuşturucudan atılan en fazla ısı miktarı aynı çevre şartları ve kompresör devri göz önünde bulundurulduğunda, İİD'li sistemde 0°C çevre sıcaklığı ve 2900 d/d'da 10,99 kW olarak ölçülürken, İİD'siz sistemdeki aynı koşullardaki 10,22 kW olarak elde edilmiştir. -10°C çevre sıcaklığında ve en düşük devirde alınan ısı miktarları incelendiğinde, İİD'nin olduğu sistemde -10°C çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da alınan ısı miktarı 5,08 kW iken, İİD'siz sistemde ısı miktarı 4,65 kW olarak elde edilmiştir. İİD'siz sistemde 0°C çevre sıcaklığı ve 2900 d/d'da 10,22 kW'lık alınan ısı miktarı, İİD'li sistemde %7,5 oranında artmıştır. Aynı şekilde -10°C çevre sıcaklığı göz önünde bulundurulduğunda, İİD'siz sistemdeki 4,65 kW olarak alınan ısı miktarı, %9,25 oranında bir artışla 5,08 kW olarak elde edilmiştir. Kompresör devrinin artmasıyla, alınan ısı miktarının artması, çevre sıcaklığının azalmasıyla,



yoğuşturucudan alınan ısı miktarı da azalacaktır. Sistemde kullanılan İİD'nin performansına olan etkisini,  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığındaki yoğuşturucudan alınan ısı miktarı izah etmektedir. İİD'nin yapmış olduğu aşırı ısıtma ve kızdırma işlemleri sayesinde, kompresöre verilen işin miktarı artmıştır. Kompresör devrinin artmasına bağlı olarak, kompresörün işi ve kompresörün güç tüketimi de artacaktır. Dolayısıyla, kompresör devrine bağlı olarak, yoğuşturucudan atılan ısı yükü de değişmektedir.

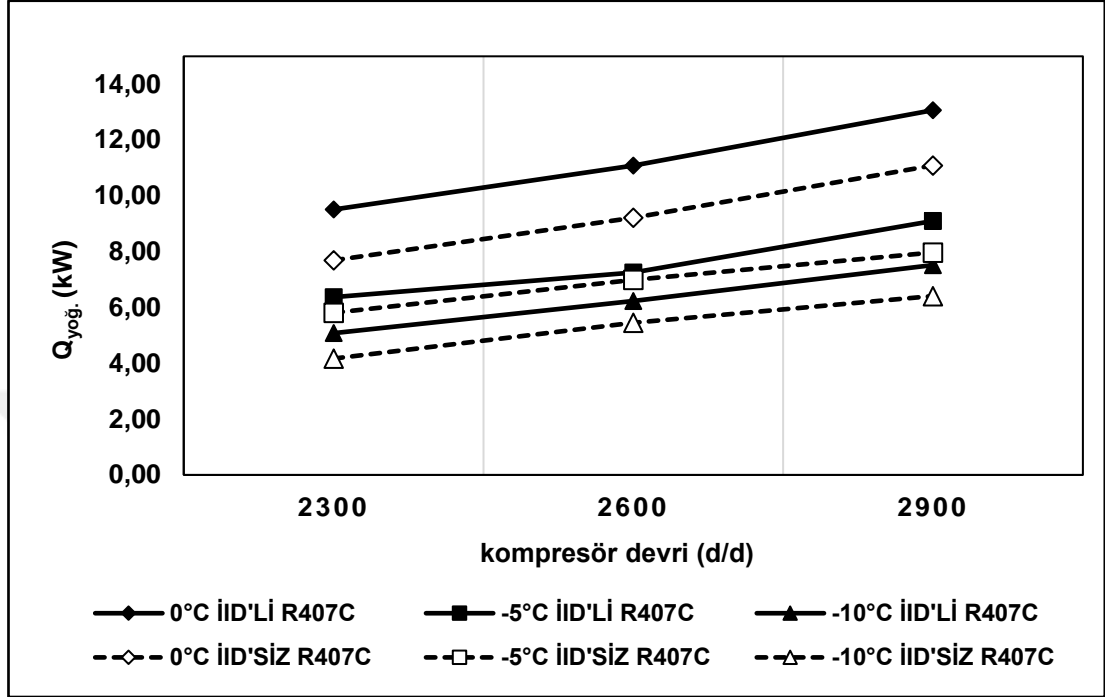


Şekil 4.7. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki yoğuşturucu yüklerini değişimi

#### 4.1.4.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Klasik soğutma çevriminde, soğutucu akışkan yoğuşturucudan çevreye ısı atarak yoğuşmaktadır. Isıtma modunda çalışan bir ısı pompasında, yoğuşturucudan atılan ısı yükü, ısıtma kapasitesini ifade etmektedir. Kompresörün devri arttıkça, soğutucu akışkan debisi artacaktır. Bu da ısıtma kapasitesinin artması anlamına gelir. Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı arttıkça, soğutucu akışkan, buharlaşma esnasında daha fazla ısıyı soğuracaktır. Bu durumda, yoğuşma sırasında daha fazla ısıyı atacaktır (Aral ve diğ., 2020). R404A ile çalışan sistemdeki yoğuşturucu yükü karakterine sahip Şekil 4.8'deki grafikte R407C akışkanı ile çalışan sistemin, İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre yoğuşturucu yükünün kompresör devrine göre değişimleri gösterilmiştir. İİD'li sistem göz önünde bulundurulduğunda, alınan en fazla ısı miktarı en yüksek çevre sıcaklığı olan  $0^{\circ}\text{C}$  ve en yüksek kompresör devri olan 2900 d/d'da olduğu görülmüştür. İİD'siz sistemden de elde edilen ısı miktarı yine aynı koşullar

dikkate alındığında en yüksek değerine ulaşmaktadır. Burada en düşük çevre sıcaklığındaki sistemi, İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre incelendiğinde, İİD sayesinde elde edilen ısı miktarının, İİD'siz sisteme göre daha fazla olduğu görülmüştür.



Şekil 4.8. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki yoğuşturucu yükü değişimi

Yoğuşturucudan atılan en fazla ısı miktarı aynı çevre şartları ve kompresör devri göz önünde bulundurulduğunda, İİD'li sistemde 0°C çevre sıcaklığı ve 2900 d/d'da 13,07 kW olarak ölçülürken, İİD'siz sistemdeki aynı koşullardaki 11,09 kW olarak ölçülmüştür. -10°C çevre sıcaklığında ve en düşük devirde alınan ısı miktarları incelendiğinde, İİD'li sistemde -10°C çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da alınan ısı miktarı 5,08 kW iken, İİD'siz sistemde ısı miktarı 4,17 kW olarak ölçülmüştür. İİD'siz sistemde 0°C çevre sıcaklığı ve 2900 d/d'da 11,09 kW olarak alınan ısı miktarı, İİD'li sistemde %17,85 oranında artarak 13,07 kW olmuştur. Aynı şekilde -10°C çevre sıcaklığı göz önünde bulundurulduğunda, İİD'siz sistemde 4,17 kW olarak alınan ısı miktarı, İİD'li sistemde %21,82 oranında bir artışla 5,08 kW olarak elde edilmiştir. Kompresör devrinin artmasıyla, alınan ısı miktarının artması, çevre sıcaklığının azalmasıyla yoğuşturucudan atılan ısı miktarı da azalmaktadır.

Çevre sıcaklığının azalmasıyla soğutucu akışkanın yoğunluğu azalacağından, bu azalmaya bağlı olarak kompresörün yaptığı iş, dolayısıyla yoğuşturucudan alınan ısı miktarı da azalacaktır. Sistemde kullanılan İİD'nin performansa olan etkisini, -10°C çevre sıcaklığındaki yoğuşturucudan alınan ısı miktarı izah etmektedir. İİD'nin yapmış

olduğu aşırı ısıtma ve kızdırma işlemleri sayesinde, kompresörde elde edilen iş miktarı artmıştır. İİD'nin sistem üzerindeki etkisi performans artırıcı yönüdür. R407C soğutucu akışkanında çevre sıcaklığına göre sistem incelendiğinde, yoğuşturucudan atılan ısı miktarının İİD sayesinde arttığı görülmüştür.

#### **4.1.5. Isıtma tesir katsayısının, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi**

##### **4.1.5.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum**

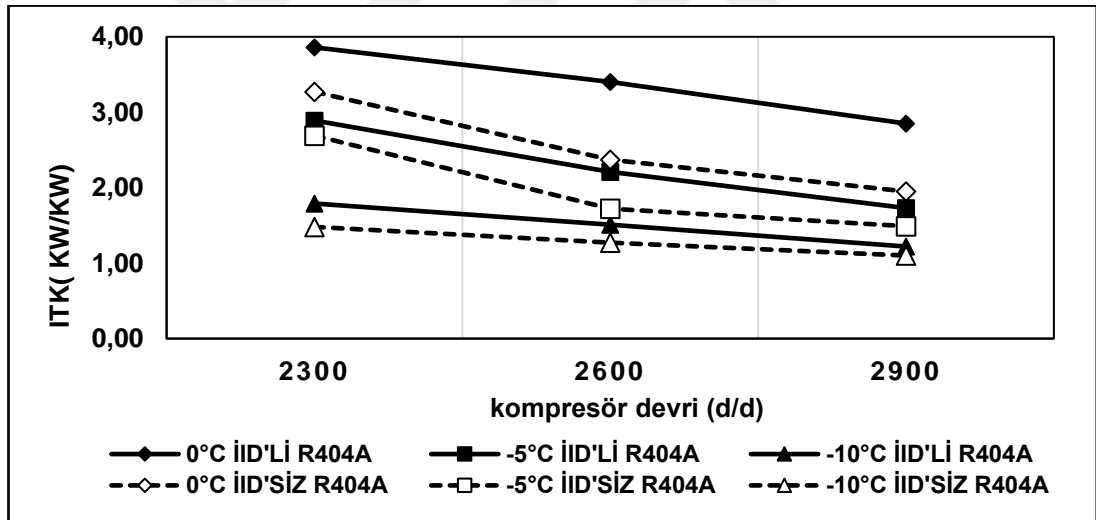
Şekil 4.9'daki ITK değerinin kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişim grafiği incelendiğinde, en yüksek ITK değeri, İİD'li sistemlerde elde edilmiştir. ITK değeri kompresör devri ile ters orantılı olduğu görülmüştür. Kompresör devrinin artmasıyla birlikte, soğutma kapasitesi de artar. Ancak, bu artışın yanında kompresörün güç tüketimi de artmaktadır. ITK, ısıtma kapasitesi ve güç tüketiminin oranı olduğu için, ITK kompresör devrine bağlı olarak azalmıştır. ITK, kompresörün yaptığı işin, kompresörün çektiği güce oranıdır. Kompresör devri kademeli olarak arttırıldığında, kompresörün güç tüketimi artacaktır. Dolayısıyla bu oranda, güç tüketimi arttıkça, ITK değeri azalacaktır. En yüksek ITK değeri, en yüksek çevre sıcaklığının (0°C) ve en düşük kompresör devrinde olduğu İİD'li sistemde iken, en düşük ITK değeri İİD'siz, -10°C çevre sıcaklığı ve en yüksek kompresör devrinde olduğu sonucu elde edilmiştir.

İİD'li sistemde en düşük çevre sıcaklığındaki durum incelenirse, İİD'siz duruma göre ITK değerinin yüksek olması, İİD'nin performansa sağladığı katkıdır. Yenilenebilir enerji kaynaklarındaki en önemli nokta, verim ifadesi sırasında da izah edildiği gibi, amacın yüksek bedelin düşük olmasıdır. Yenilenebilir enerji kaynaklarında, elde edilmek istenen enerjinin kaynağı doğrudan doğa olduğu için, doğadaki değişimler sistem verimini etkileyecektir. Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinde de ısı kaynağı çevre sıcaklığı olduğu için, sistem verimi doğrudan etkilenmiş olacaktır. Isı pompası sisteminde her iki soğutucu akışkanın olduğu sistem göz önünde bulundurulursa, performans katsayısı en yüksek olduğu değer, çevre şartları bakımından en yüksek sıcaklıkta yani 0°C'dir. Sıcaklık azaldıkça, ITK azalmaktadır.

Isıtma modunda çalışan bir ısı pompası sisteminde ise aynı durum, çevre sıcaklığının azalmasıyla ortaya çıkacaktır. Çevre sıcaklığının azalmasına bağlı olarak, buharlaştırıcıdaki ısı yükü azalacaktır. En düşük çevre sıcaklığı olan -10°C göz önünde bulundurulduğunda, ITK değeri, en düşük kompresör devrinde 1,5 civarındır.

ITK değerinin düşük olması sistemin verimsiz olduğu, amacı elde etmek için harcanması gereken bedelin yüksek olduğunu gösterir. Böyle bir durum, bu sistemlerin varlık amaçlarına aykırıdır. Dolayısıyla bu sistemlerden elde edilecek maksimum verim şartlarının altında sistemin çalıştırılması, kazançtan çok kayba sebep olacaktır.

İİD'nin ITK üzerindeki incelendiğinde, 0°C çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da en yüksek ITK değeri, 3,86 iken 0°C çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da İİD'siz sistemdeki en yüksek ITK değeri 3,27'dir. İİD'siz sisteme göre, ITK değerindeki artış %18,05'tir. En düşük ITK, -10°C çevre sıcaklığında ve 2900 d/d'da elde edilmiştir. İİD'li sistemdeki ITK değeri 1,22 iken, İİD'siz sistemde bu değer 1,10'dir. İİD'siz sisteme göre ITK artışı %10,9'dır. Kompresör devrine bağlı olarak ITK değerinin azalma sebebi, devir sayısının artmasıyla kompresörün çekeceği güç miktarının, ısıtma kapasitesindeki artıştan daha büyük oranda olmasından dolayıdır (Serevina ve diğ.,2019).



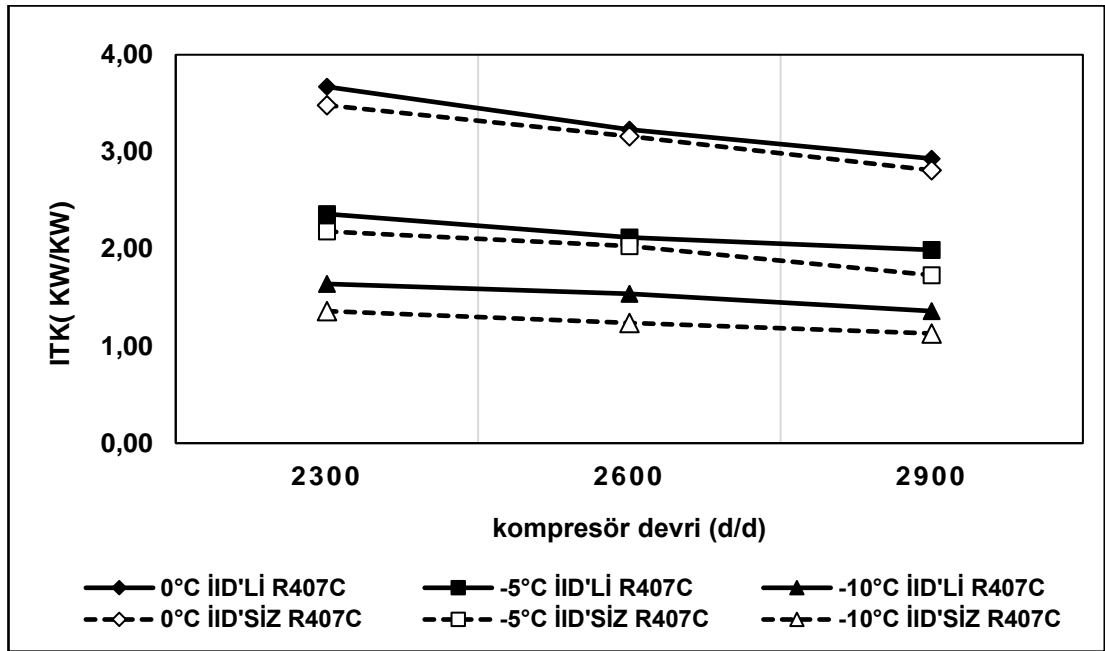
Şekil 4.9. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ITK değişimi

#### 4.1.5.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Şekil 4.10'daki grafik incelendiğinde, en yüksek ITK değeri, İİD'li sistemlerde elde edilmiştir. ITK değeri, kompresör devri ile ters orantılı iken aynı zamanda çevre sıcaklığıyla doğru orantılı bir ilişkisi olduğu görülmüştür. Isı pompası sistemlerinin verimliliği, çevre sıcaklığına bağlı olduğundan, çevre sıcaklığının artmasıyla ısı pompası verimi de artacaktır (Datta ve diğ., 2014). Çevre sıcaklığının artmasıyla, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları da artacaktır. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları da sistemin çalışma performansını doğrudan etkilediğinden, çevre

sıcaklığının değişimine bağlı olarak ITK değeri de değişkenlik arz etmektedir. Soğutma konumunda çalışan bir ısı pompası sistemi için, çevre sıcaklığının artması, STK değerini düşürürken, ısıtma konumunda çalışan bir ısı pompası için ITK değerinin düşmesi, çevre sıcaklığının azalmasıyla ilgilidir. Çünkü çevre sıcaklığı, kompresörün çekeceği gücü etkilemektedir (Abdul Wahid ve Al-Sayyab,2018). Ayrıca kompresör devri arttıkça, soğutucu akışkan debisi artacaktır. Bu sebeple buharlaştırıcıdaki ısı yükü ve kompresör güç tüketimi de artacaktır. Ancak, kompresör devrinin artmasıyla artan güç tüketimi, ısı yükü artışından fazla olacağından, ITK değeri düşecektir (Horuz ve Kaynaklı, 2003).

En yüksek ITK değeri, İİD'li ve çevre sıcaklığının 0°C, kompresör devrinin de en düşük olduğu sistemde elde edilirken, en düşük ITK değeri İİD'siz, -10°C çevre sıcaklığı ve en yüksek kompresör devrinin olduğu sistemde elde edilmiştir. Isı pompası sisteminde her iki soğutucu akışkanın olduğu sistem göz önünde bulundurulursa, performans katsayısı en yüksek olduğu değer, çevre şartları bakımından en yüksek sıcaklıkta yani 0°C'dir. Sıcaklık azaldıkça, ITK azalmaktadır. İİD'nin ITK üzerindeki etkisini gözlemlemek istersek, 0°C çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da en yüksek ITK değeri, 3,67 iken 0°C çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da İİD'siz sistemdeki en yüksek ITK değeri 3,48'dir. İİD'siz sisteme göre ITK değerindeki artış, %5,5'tur. En düşük ITK, -10°C çevre sıcaklığında ve 2900 d/d'da elde edilmiştir. İİD'li sistemdeki ITK değeri 1,36 iken, İİD'siz sistemde bu değer 1,13'dir. İİD'siz sisteme göre ITK artışı %20'dir.

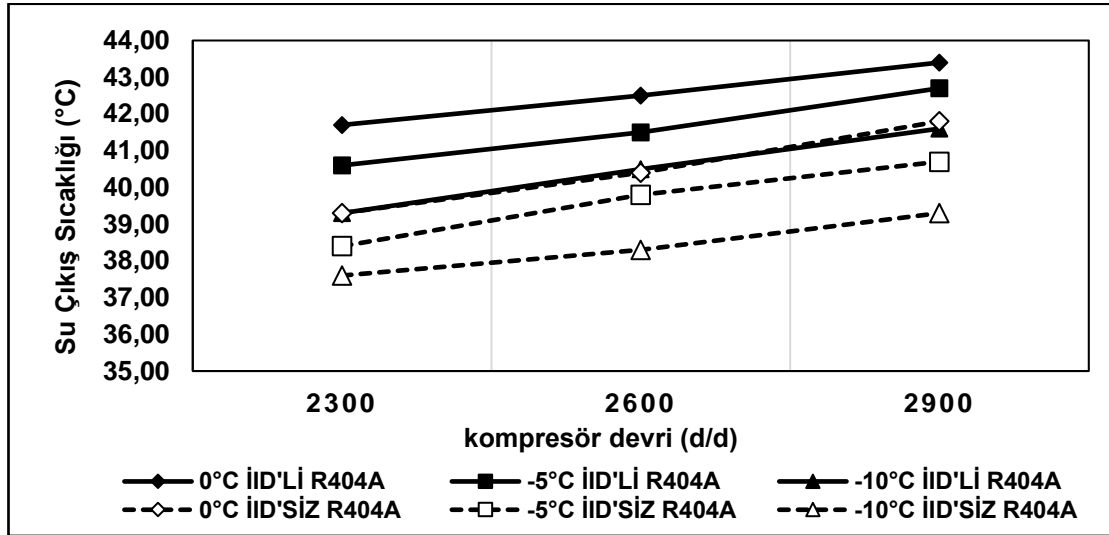


Şekil 4.10. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ITK değişimi

#### 4.1.6. Çıkış suyu sıcaklığının kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

##### 4.1.6.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Çevre sıcaklığının az olması, sistem İTK değerinin az olması, dolayısıyla soğutma kapasitesinin az olması demektir. Bu çalışmadaki ısı pompası sistemi ısıtma konumunda çalışırken, yoğuşturucudan atılan ısı, suyu ısıtarak sıcak su elde edilmesi amacıyla kullanılmıştır. Sistem, çeşitli kompresör devirlerinde ve çevre sıcaklıklarında çalıştırılarak, elde edilen su sıcaklığının değişimi görülmüştür. Su sıcaklığı, doğrudan yoğuşturucudan sistem suyuna atılan ısı yüküyle ilgili olduğu için, su sıcaklıklarının yoğuşturucudan sistem suyuna atılan ısı yüküyle ilgili olduğu için, su sıcaklıklarının değişimi, yoğuşturucudan atılan ısı yüküyle aynı eğilimde olmalıdır. R404A akışkanı ile çalışan sistemlerde, İİD'li ve İİD'siz durumlara göre incelendiğinde Şekil 4.11'deki grafikte, 40°C ve üstü sıcaklık değeri İİD'li sistemlerde elde edilmiştir. İİD'li sistemde 0°C çevre sıcaklığı ve 2900 d/d'da en yüksek su çıkış sıcaklığı elde edilirken (42,7°C) İİD'siz ve 2900 d/d'da sistemden elde edilen sıcaklık %3,8 daha azdır (41,8°C). -10°C çevre sıcaklığında İİD'li ve İİD'siz durumlara göre, çıkış sıcaklıkları kıyaslandığında, en düşük sıcak su çıkış sıcaklığı -10°C çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da 37,6°C olarak elde edilirken, İİD'li sistemdeki çıkış sıcaklığı 39,3°C'dir. İİD'li sistemdeki artış oranı %4,5'tur.



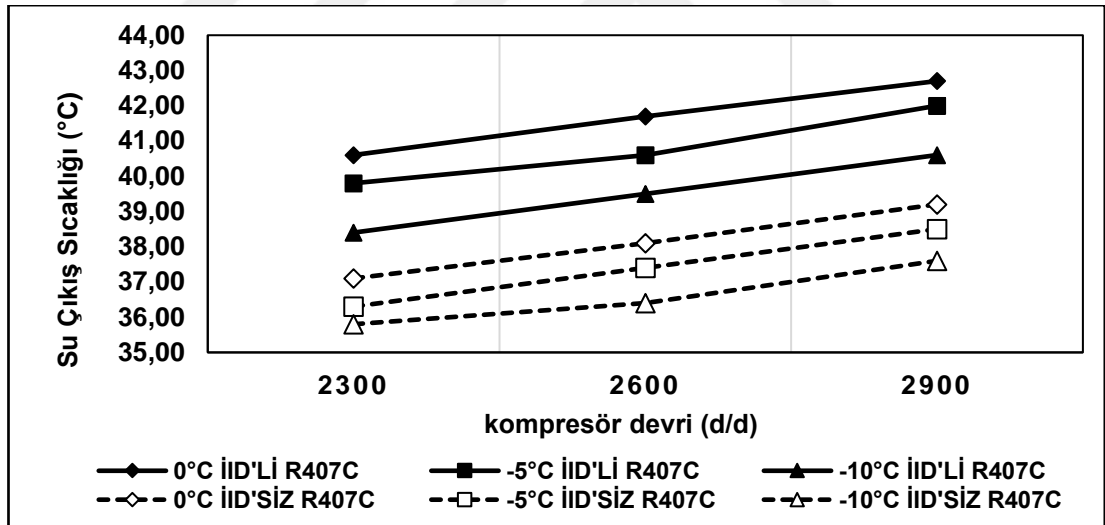
Şekil 4.11. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki su çıkış sıcaklığı değişimi

##### 4.1.6.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Çıkış suyu sıcaklığı set değerine ulaşılan kadar, sistem içerisinde kapalı çevrim devam etmektedir. Set değerine ulaşıldığında, sirkülasyon pompası ile apareye sıcak

su basılır. Apareyde dolaştıktan sonra, su tekrar rezerv tankına girer. Set edilen sıcaklık değerine ulaşıldığında tanktaki suyu sisteme basan oransal kontrol vanası kullanılmıştır. Bu sayede, sıcak suyun sisteme gitmesi sağlanmıştır. Oransal kontrol vanası PLC sistemi ile kontrol edilerek bu senaryo gerçekleştirilmiştir.

R407C akışkanı ile çalışan sistemlerde, İİD'li ve İİD'siz durumlara göre incelendiğinde, Şekil 4.12'deki grafikte 40,0°C ve üstü sıcaklık değeri İİD'li sistemlerde elde edildiği gözlemlenmiştir. Kompresör devri arttıkça, kompresörün yapmış olduğu işin miktarı da artacaktır. Dolayısıyla bu artış, yoğuşturucudan sistem suyuna geçecek olan ısı yükünü de etkileyecektir. İİD'li sistemde 0°C çevre sıcaklığı ve 2900 d/d'da en yüksek su çıkış sıcaklığı elde edilirken (42,7°C) İİD'siz ve 2900 d/d'da sistemden elde edilen sıcaklık %8,9 daha azdır (39,2°C). -10°C çevre sıcaklığında İİD'li ve İİD'siz durumlara göre, çıkış sıcaklıkları kıyaslandığında, en düşük sıcak su çıkış sıcaklığı -10°C çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da 35,8°C olarak elde edilirken, İİD'li sistemdeki çıkış sıcaklığı 38,4°C'dir. İİD'li sistemdeki artış oranı, %7,26'dır.



Şekil 4.12. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki su çıkış sıcaklığı değişimi

#### 4.1.7. Ekserji yıkımının, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

##### 4.1.7.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Tersinir hal değişimi, çevrede herhangi bir iz bırakmadan tersi yönünde gerçekleştirilebilen hal değişimidir (URL-6). En çok iş tersinir hal değişimleri sırasında üretilirken, en az iş tersinir hal değişimleri sırasında gereklidir. Bir hal değişiminin tersinmez olmasına neden olan etkenlere tersinmezlikler denir. Bir sistem sahip

olduğu ilk durumdan (belirli bir başlangıç halinde) çevresinin haline geçtiği bir tersinir yani tersi mümkün olan bir hal değişimi geçirdiğinde o sistemden en fazla iş elde edileceği sonucuyla karşılaşılr. Yani sistemin tersinir hal değişimiyle yapabileceği iş potansiyelinin diye ifade edeceğimiz büyüklük, ekserjidir. (URL-6) Başka bir deyişle herhangi bir termodinamik yasasına karşı gelmeden sistemin verebileceği işin en üst sınırına ekserji denilir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre ifade edilen bu büyüklük aslında sistemin ölü hal diye tabir edilen çevre şartlarına göre sahip olduğu iş potansiyelidir. Tersinir iş, bir sistem belirli bir başlangıç hali ve son hal arasında bir değişim geçirdiğinde, üretilebilen yararlı işin en fazla miktarı veya sağlanması gereken en az iş olarak tanımlanır. Ekserji asla korunmaz, gerçek hal değişimi sırasında yok olur. Bu ekserjinin azalma ilkesi olarak bilinir. Yok olan ekserji kayıp iş potansiyelini temsil eder ve buna aynı zamanda tersinmezlik veya kayıp iş denir (Cengel ve Boles, 2012). En düşük çevre sıcaklığında ( $-10^{\circ}\text{C}$ ) ekserji yıkımı en fazla iken, en yüksek çevre sıcaklığında bu en azdır İTK değerleri de bunu desteklemektedir.

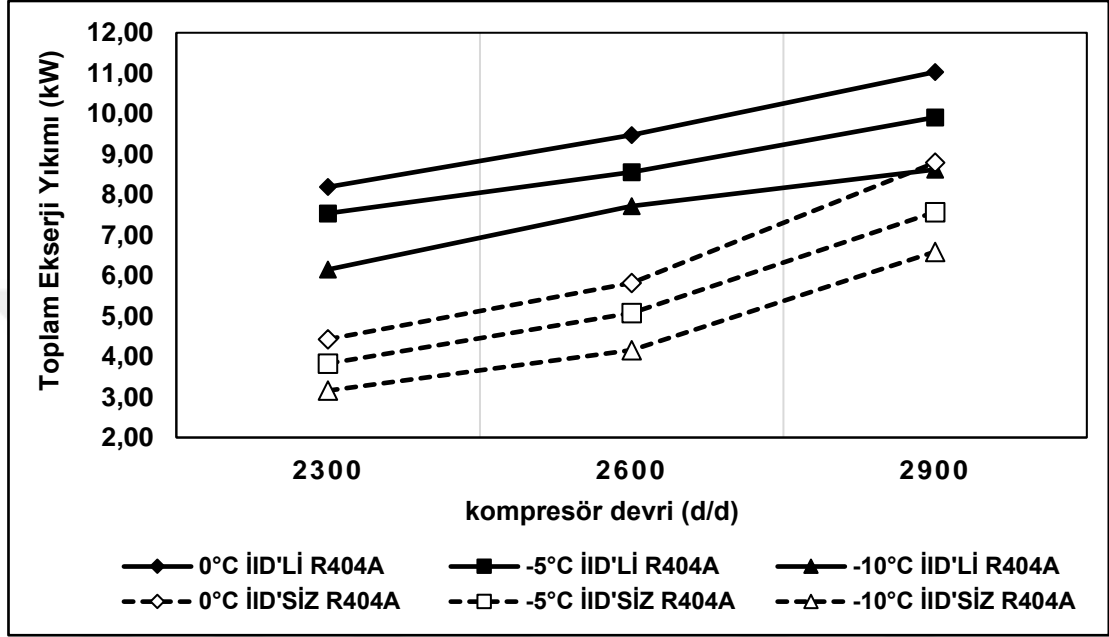
Ekserji, enerjinin işe çevrilebilme potansiyeli olduğu için, İİD'li sistemdeki olduğu sistemdeki ekserji miktarının olmayan sisteme göre yüksek olması beklenir. Deney verilerinde de elde edilen sonuç bu beklentiye desteklemektedir.

İTK değerinin az olduğu bir sistemde ve bu değer az oluşuna çeşitli tersinmezliklerin neden olduğu düşünülürse, İTK ne kadar az ise ekserji yıkımı da o kadar fazla olur denilebilir. Yani tersinmezlikler olmaması durumunda sistemden elde işin potansiyelini göstermektedir. Kompresör devri ve çevre sıcaklığı arttıkça, soğutucu akışkan debisi ve kompresör üzerindeki basınç arttığından, sistemin tüm bileşenlerinde oluşan ekserji yıkımı da artmaktadır. Kompresör devrinin artırılması, daha düşük bir buharlaşma sıcaklığına ve daha yüksek yoğuşma sıcaklığına yol açacaktır. Kompresör devrinin artırılması, kompresördeki basınç oranını artırır, böylece yoğunlaşma sıcaklığını artırırken buharlaşma sıcaklığını düşürür. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ekserji yıkımları, esas olarak bu iki akış arasındaki ısı transferinden kaynaklanmakta olup, artan sıcaklık farkıyla artmaktadır (Aral ve diğ., 2020).

Şekil 4.13'teki grafikte, R404A akışkanına ait İİD'li ve İİD'siz durumlardaki ekserji yıkımı gösterilmiştir. En yüksek ekserji yıkımı,  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında ve 2900 d/d'da İİD'li sistemde gözlemlenirken, en düşük ekserji yıkımı,  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında İİD'siz sistemde 2300 d/d'da gözlemlenmiştir. İİD'nin olma ve olmama durumuna göre



ekserji yıkım oranları kıyaslandığında, 0°C çevre sıcaklığında 2900 d/d'da İİD'li sistemde 8,79 kW elde edilirken, İİD'siz sistemde 6,59 kW elde edilmiştir. İİD'siz sisteme göre ekserji yıkımındaki artış yaklaşık %33,4 oranındadır. Aynı şekilde -10°C çevre sıcaklığındaki durum da incelendiğinde, İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımı 8,62 kW iken, İİD'li sistemdeki ekserji yıkımı, %28 daha fazladır (11,03).

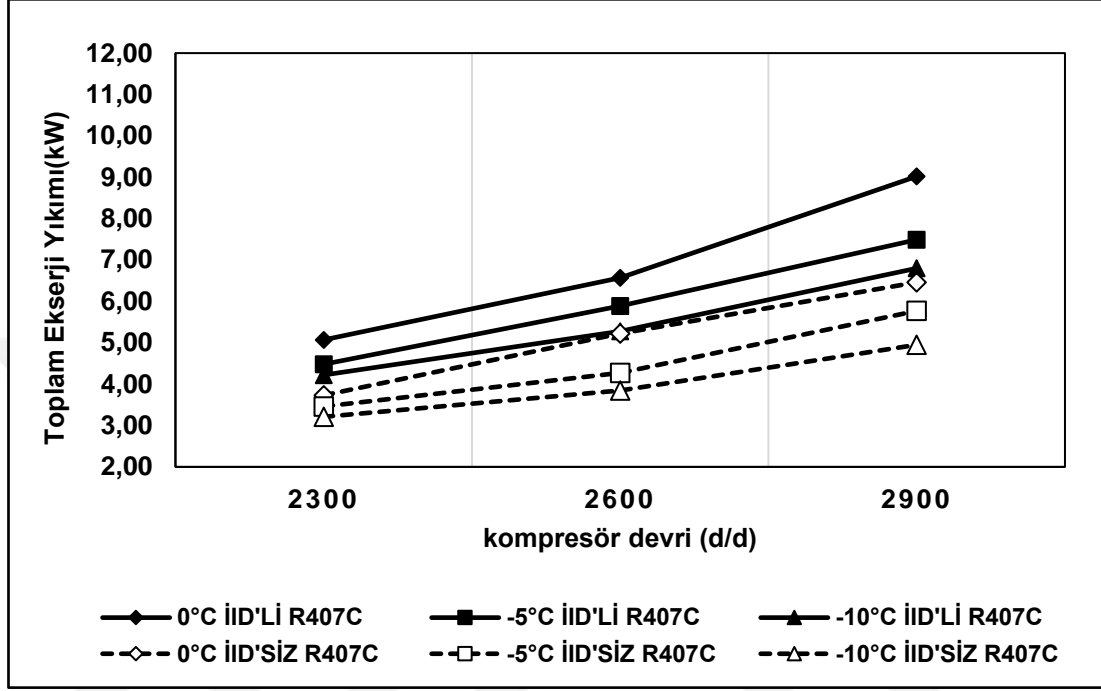


Şekil 4.13. R404A akışkanının İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi

#### 4.1.7.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Şekil 4.14'teki grafikte, R407C akışkanına ait İİD'li ve İİD'siz durumlardaki ekserji yıkımı gösterilmiştir. Ekserji yıkım oranı, sistemin daha düşük tersinmezliğe sahip olduğu anlamına gelir ve bu da sistem için yararlıdır. Kompresör hızının artması, ekserji yıkım oranını artırmaktadır. Daha yüksek soğutucu akışkan şarjı da daha yüksek ekserji yıkım oranına sahip olma eğilimindedir. Kompresör devrindeki artış, soğutucu akışkan debisini artırır ve bu, sistem bileşenleri içindeki ekserji yok etme oranında bir artışa neden olur. Ayrıca, yoğuşurucu basıncı ve yoğuşma sıcaklığı artan kompresör devri ile artarken, buharlaştırıcı basıncı ve sıcaklığı düşmüştür. Bu nedenle, bu iki bileşen arasındaki artan sıcaklık farkı nedeniyle ekserji yıkımı artmıştır (Direk ve diğ., 2019). En yüksek ekserji yıkımı, -10°C çevre sıcaklığında ve 2900 d/d'da İİD'li sistemde görülürken, en düşük ekserji yıkımı, -10°C çevre sıcaklığında İİD'siz sistemde 2300 d/d'da ölçülmüştür. İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre ekserji yıkım oranları kıyaslandığında, 0°C çevre sıcaklığında 2900 d/d 'da İİD'li sistemde 6,8

kW iken, İİD'siz sistemde 4,95 kW tır. İİD'siz sisteme göre ekserji yıkımındaki artış yaklaşık %37,4 oranındadır. Aynı şekilde  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığındaki durum da incelendiğinde, İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımı 6,46 kW iken, İİD'nin olduğu sistemde %39,6 oranda daha fazladır (9,02).



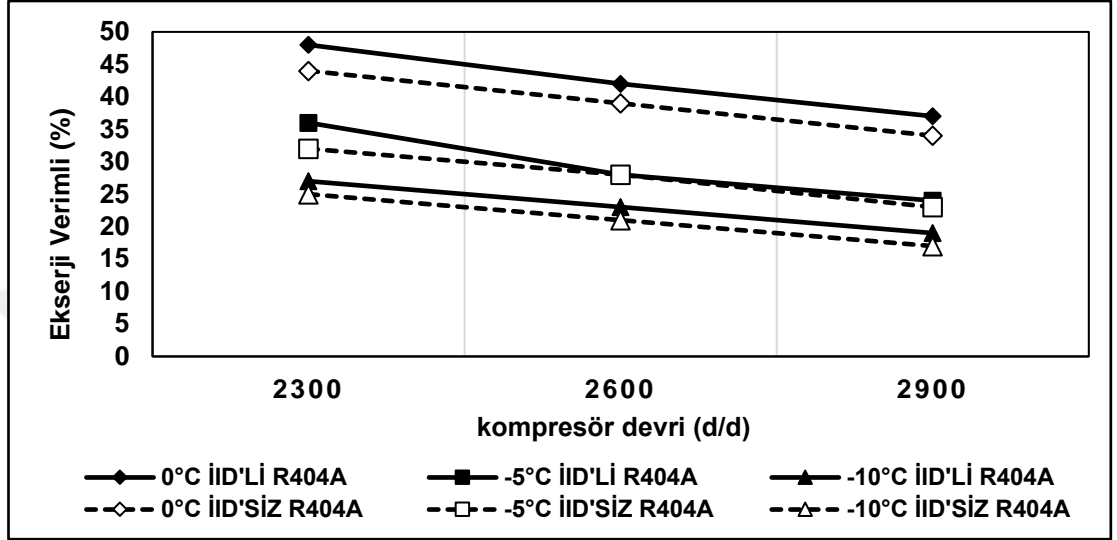
Şekil 4.14. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi

#### 4.1.8. Ekserji veriminin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

##### 4.1.8.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

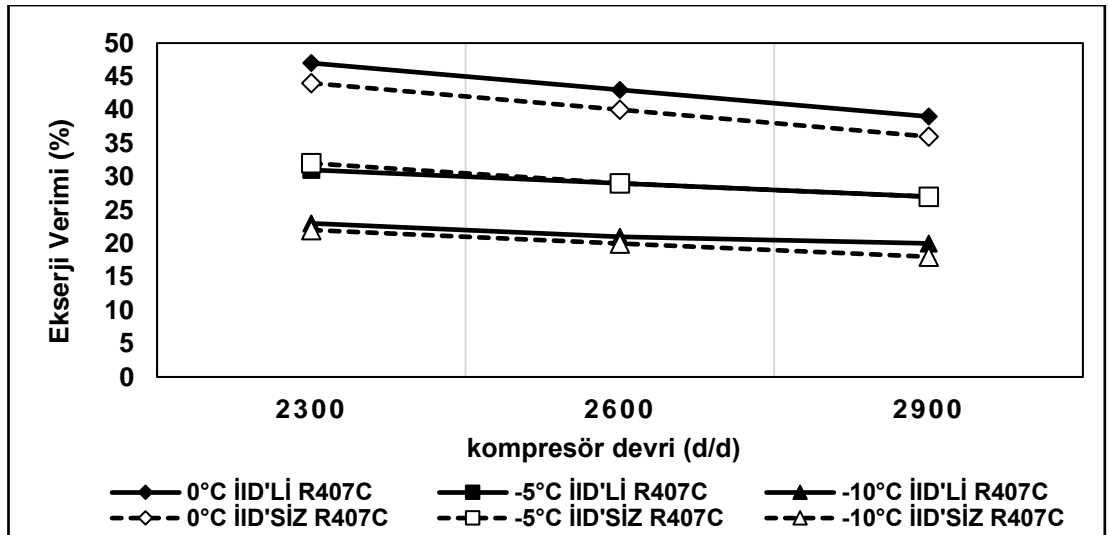
Ekserji yıkımı ile birlikte değerlendirilirse, İİD'li sistem için, en yüksek ekserji veriminin en yüksek çevre sıcaklığında ve en düşük kompresör devrinde elde edilmesi, ekserji tanımını desteklemektedir. En yüksek çevre sıcaklığında ve en düşük kompresör devrinde İTK'nin de en yüksek değerde olduğunu görülmüştür. Dolayısıyla, ekserji veriminin aslında ekserji yıkımı ile ters orantılı olduğu anlamı da çıkarılabilir. Sistemin ekserji verimliliği, Denklem (2.20) yardımıyla hesaplanır. Yani ekserji yıkımının yüksek olması ekserji veriminin düşük olmasına sebep olmaktadır. Ekserjinin, tanımı gereği iş potansiyeli olduğunu bildiğimiz için burada en yüksek verimin İİD'li sistemde, en yüksek çevre sıcaklığında ve en düşük kompresör devrinde olması gerekliliği kaçınılmazdır. Şekil 4.15'te ekserji veriminin kompresör devrine göre değişimi gösterilmiştir. Ekserji verimi hesaplanırken (Aral ve diğ.,2020) 'nin kullandığı denklemler, dikkate alınmıştır. En yüksek ekserji verimi, İİD'li sistemde  $0^{\circ}\text{C}$  çevre

sıcaklığı ve 2300 d/d'da %48 iken, İİD'siz sistemdeki verim değeri, %42'dir. İİD'li sistemde %11,2'lik bir artış vardır. En düşük ekserji verimi değeri, -10°C çevre sıcaklığında İİD'li ve İİD'siz durumlarda 2900 d/d'da elde edilmiştir. -10°C çevre sıcaklığında, İİD'li sistemdeki ekserji verimi %20 iken, İİD'siz sistemdeki verim %17'dir. İİD'li sistemde %17,6 oranında bir artış görülmüştür.



Şekil 4.15. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ekserji verimlerinin değişimi

#### 4.1.8.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum



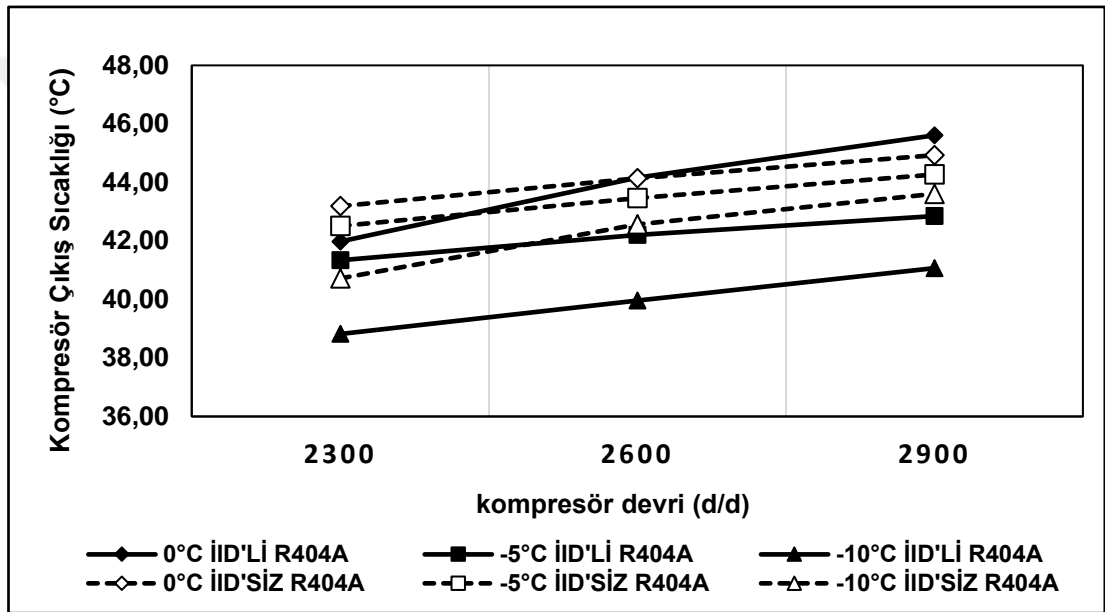
Şekil 4.16. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki ekserji verimlerinin değişimi

Şekil 4.16'da ekserji veriminin kompresör devrine göre değişimi gösterilmiştir. Buharlaştırıcıda, hava ve soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi arttığında, ekserji

verimi azalır (Direk ve diğ., 2019). En yüksek ekserji verimi, İİD'li sistemde 0°C çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da %47 iken, İİD'siz sistemdeki verim değeri, %9,20 oranında bir azalma ile %43 olarak elde edilmiştir. En düşük ekserji verimi değeri, -10°C çevre sıcaklığında sistemin, İİD'li ve İİD'siz durumlarına göre 2900 d/d'da gözlemlenmiştir. -10°C çevre sıcaklığında, İİD'li sistemdeki ekserji verimi %20 iken, İİD'siz sistemdeki verim %16'dır. İİD'li sistemde %25 oranında bir artış elde edilmiştir.

#### 4.1.9. Kompresör çıkış sıcaklığının, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

##### 4.1.9.1. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum



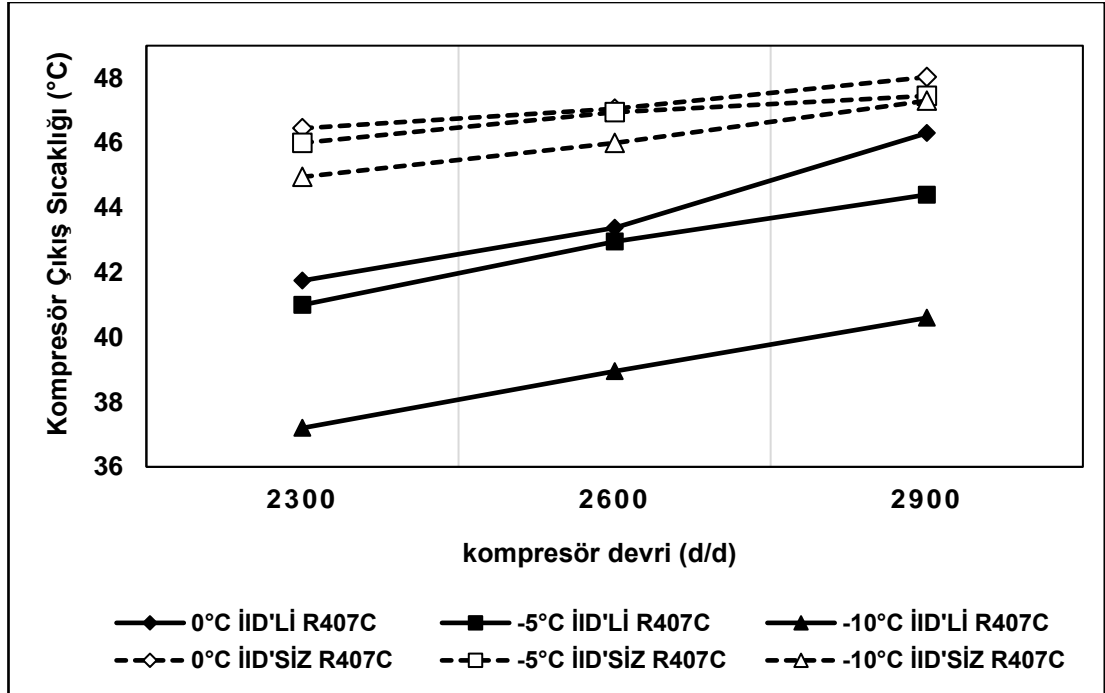
Şekil 4.17. R404A akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki kompresör çıkış sıcaklıkları değişimi

Kompresör çıkış sıcaklığı, kompresörün çalıştığı çevre şartlarıyla da ilgilidir. En yüksek çevre sıcaklığının olduğu sistemde kompresör çıkış sıcaklığının yüksek olması beklenir. Şekil 4.17'deki grafikte, R404A akışkanı ile çalışan sistemde İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki kompresör çıkış sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Söz konusu grafik incelendiğinde, İİD'li ve İİD'siz durumlardaki sıcaklık değerlerinin birbirlerine yakın değerlerde olduğu gözlemlenmiştir. En yüksek kompresör sıcaklığı İİD'nin olduğu sistemde elde edilmiştir. En düşük kompresör çıkış sıcaklığı değeri, İİD'nin olduğu en düşük çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da elde edilmiştir. Kompresör devrinin veya hava giriş sıcaklıklarının yükselmesi, kompresör basınçlar oranının ve soğutucu akışkan kütleli debisini artırır, böylece yüksek kompresör çıkış sıcaklığına yol açmaktadır. (Alkan ve diğ., 2020). İİD'nin olduğu, çevre sıcaklığının 0°C ve kompresör devrinin

2900 d/d olduğu sistemde, 45,6°C iken, İİD'nin olmadığı sistemdeki çıkış sıcaklığı %1,5 oranında azalarak 44,9°C' olduğu gözlemlenmiştir. İİD'nin olduğu, çevre sıcaklığının -10°C ve kompresör devrinin 2300 d/d olduğu sistemde, çıkış sıcaklığı 38,8°C iken, İİD'nin olmadığı sistemdeki çıkış sıcaklığı, %4,9 oranla artışla 40,7°C derece olarak ölçülmüştür.

#### 4.1.9.2. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz durum

Şekil 4.18'deki grafikte, R407C akışkanı ile çalışan sistemde İİD'li ve İİD'siz sistemlerin kompresör çıkış sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Kompresör çıkış sıcaklığı ve kompresörün sıkıştırma oranı, kompresör devrinin artmasıyla sürekli olarak artmıştır (Liu ve diğ.,2020). İİD'nin olduğu ve olmadığı durumlardaki sıcaklık değerleri birbirlerine yakın değerlerde elde edilmiştir. En yüksek kompresör sıcaklığı İİD'siz sistemde elde edilmiştir. En düşük kompresör çıkış sıcaklığı değeri, İİD'li sistemde, en düşük çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da elde edilmiştir. İİD'li sistemde, çevre sıcaklığının 0°C ve kompresör devrinin 2900 d/d olduğu durumda 48°C iken, İİD'siz sistemdeki çıkış sıcaklığı %3,75 oranında azalarak 46,3°C olduğu elde edilmiştir. İİD'li sistemde, çevre sıcaklığının -10°C ve kompresör devrinin 2300 d/d olduğu durumda, çıkış sıcaklığı 37,2°C iken, İİD'siz sistemdeki çıkış sıcaklığı, %20,7 oranla artışla 44,0°C'dir.



Şekil 4.18. R407C akışkanı için İİD'li ve İİD'siz sistemlerdeki kompresör çıkış sıcaklıkları değişimi

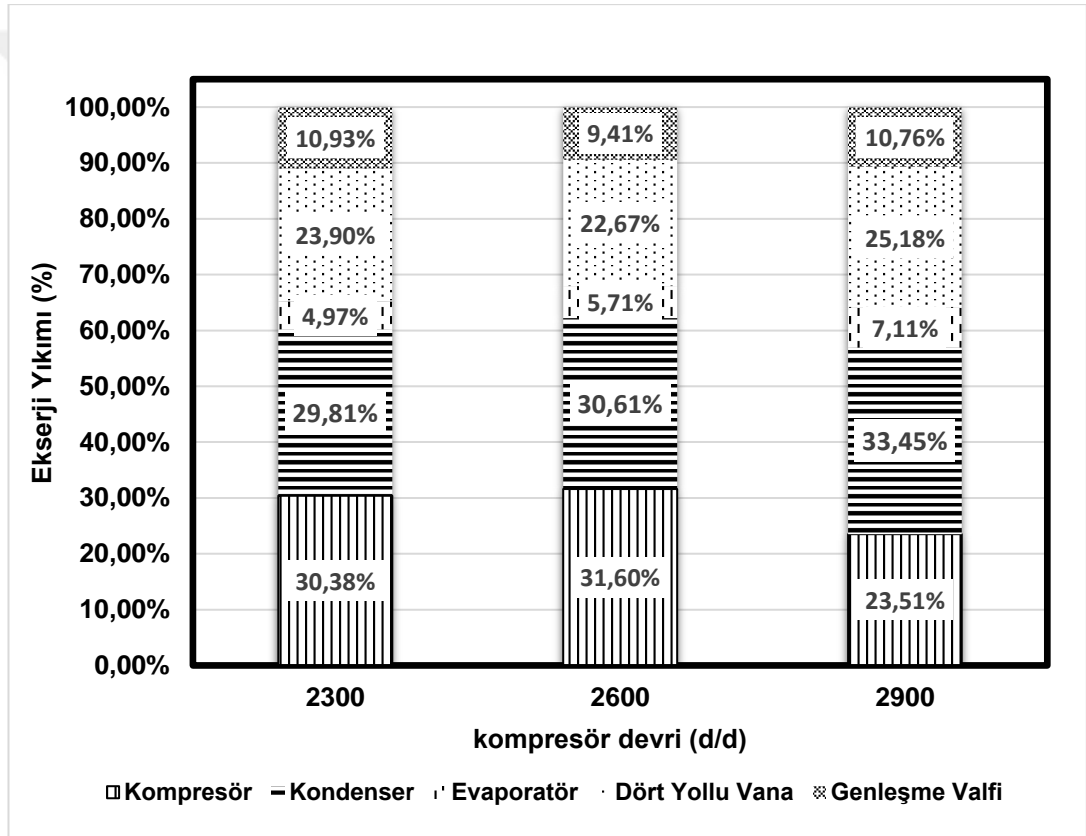
## 4.2. Sistem bileşenlerine göre ekserji yıkımlarının değişimi

Havadan suya ısı pompası sisteminde de diğer soğutma sistemlerinde olduğu gibi, sistem bileşenlerine göre ekserji yıkımları incelenerek, sistemdeki en verimli ya da verimsiz çalışan bileşenler belirlenebilir. Termodinamiğin 2. yasası kullanılarak, sistemin durumu değerlendirilerek, sistemdeki eksiklikler tanımlanabilir.

### 4.2.1. R404A akışkanı için

#### 4.2.1.1. 0°C Çevre sıcaklığı

##### a. İİD'li sistem

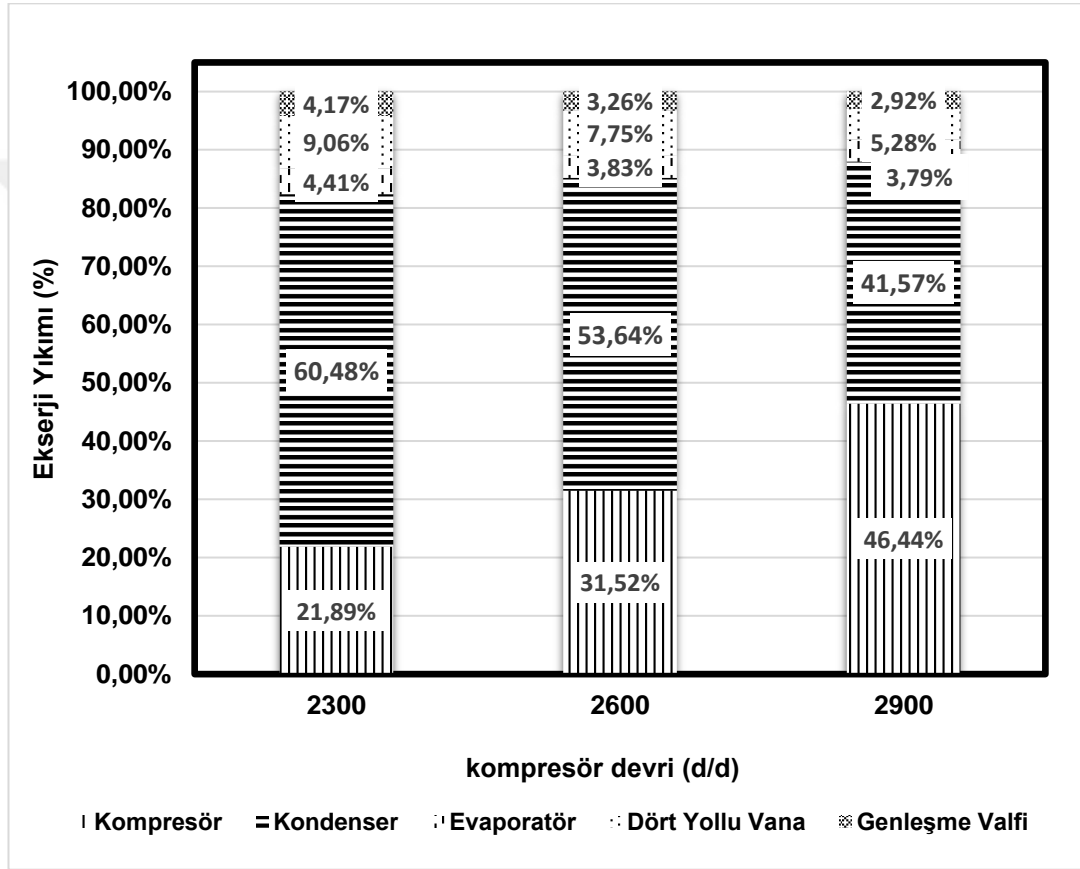


Şekil 4.19. R404A akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (0°C çevre sıcaklığı)

İİD'li sistem göz önünde bulundurulduğunda, kompresör devrinin artmasına bağlı olarak kompresör güç tüketiminin, İİD'siz sisteme göre artışının daha az olması, ekserji yıkımında devire bağlı bir azalma olarak gözlemlenmiştir. Ayrıca yoğuşturucudaki ısı miktarının da kompresör devrine bağlı olarak artması dolayısıyla yoğuşturucuda yok edilen ekserjinin de artması beklenen bir durumdur. Kompresör devrinin artmasıyla, kütleli debi artar. Bu artış sistem bileşenlerindeki ekserji yıkımın

artmasına sebep olur (Direk ve diğ., 2019). Şekil 4.19'daki grafikte R404A akışkanının İİD' olan sistemindeki, bileşenlere göre ekserji yıkımları gösterilmiştir. Sistem incelendiğinde ekserji yıkımının yaklaşık %60'ını kompresör ve yoğuşturucu oluşturmaktadır. Buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı, kompresör devir artışına bağlı olarak artış şeklinde görülmüştür. Yoğuşturucudaki ekserji yıkımı, kompresör devrine bağlı olarak artmıştır.

b. İİD'siz sistem



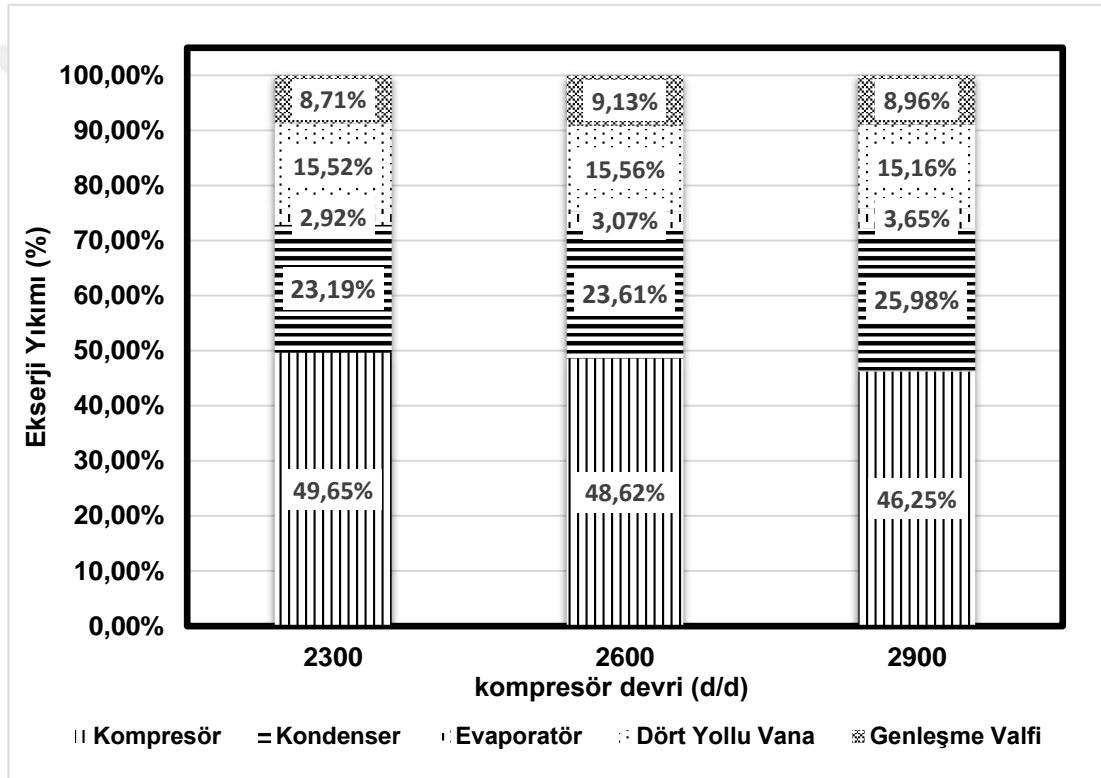
Şekil 4.20. R404A akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (0°C çevre sıcaklığı)

R404A akışkanı ile çalışan sistemde İİD'siz sistem ve en yüksek çevre sıcaklığı dikkate alınarak sistemin bileşenlerine göre ekserji yıkımları incelendiğinde, Şekil 4.20'deki grafik elde edilmiştir. Kompresör devrinin artmasına bağlı olarak kompresörün tükettiği gücün artmaktadır. Dolayısıyla kompresör ekserjisinin artması ayrıca kompresör devrine bağlı olarak yoğuşturucudan atılan ısı miktarını da artırmaktadır. Böylece ekserji yıkımının azalması, sistemin çalışma rejiminde beklenen bir durumdur. Kompresör devri artarken yoğuşturucudaki ısı miktarının artması sistemde gözlenmesi gereken bir sonuçtur.

Ayrıca ekserji yıkımlarına bakıldığında toplamda ekserji yıkımının yaklaşık %80'i, kompresör ve kondenserdeki ekserji kaybından kaynaklanmaktadır. Buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımına bakıldığında, kompresör devir artışına bağlı olarak, azalma şeklinde elde edilmiştir. Bu durum, buharlaştırıcıdan alınan ısı yükü kompresör devrine bağlı olarak artması durumunu desteklemektedir. İİD'li ve İİD'siz sistemlere bakıldığında, yoğuşturucu ve kompresördeki toplam ekserji olmaması açısından İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımı, yaklaşık %33 oranında artmıştır.

#### 4.2.1.2. –5°C Çevre sıcaklığı

##### a. İİD'li sistem



Şekil 4.21. R404A akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (–5°C çevre sıcaklığı)

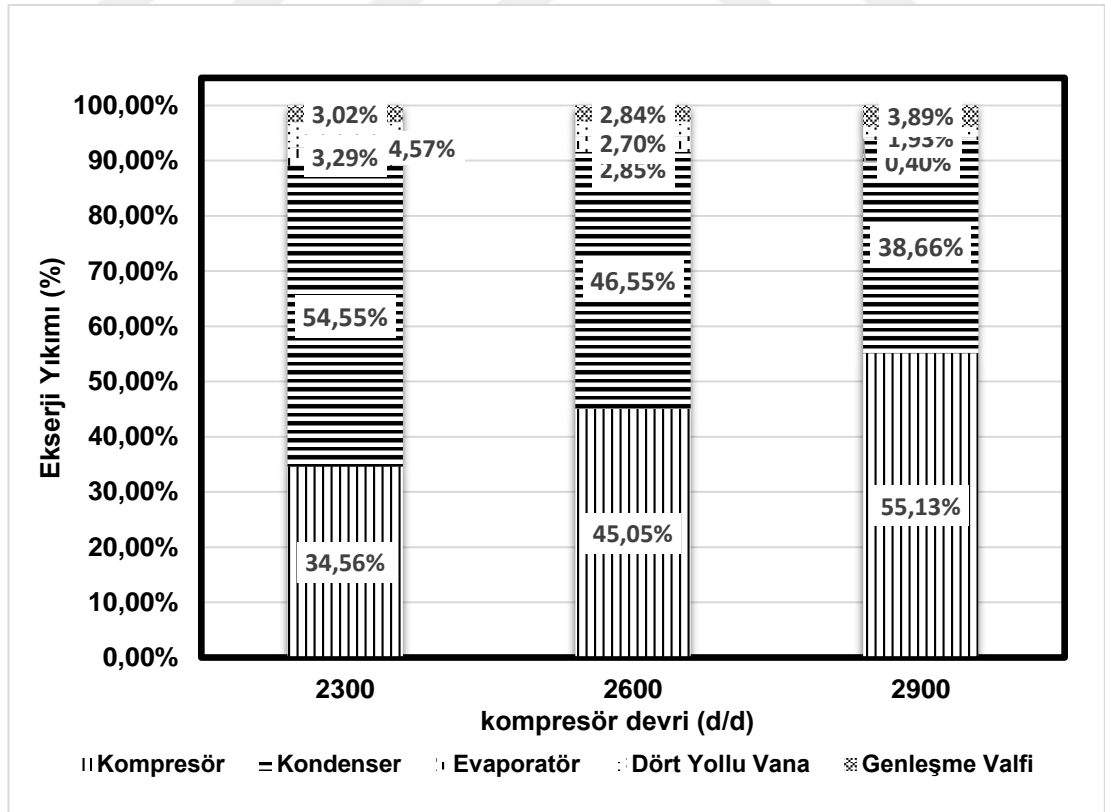
Şekil 4.21'deki grafikte, –5°C çevre sıcaklığında İİD'li sistemin, ekserji yıkımlarının bileşenlerdeki dağılımları gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, yoğuşturucudaki ısı yükünün kompresör devrine bağlı olarak artması durumu, dolayısıyla ekserji yıkımının azalması beklenen bir durumdur. Kompresör devrine bağlı olarak kompresör güç tüketiminin artması, devire bağlı olarak kompresör ekserji yıkımı olarak elde edilmiştir. Sistem genel olarak incelendiğinde ekserji yıkımının yaklaşık %70'i yoğuşturucu ve kompresör ekserjilerine aittir. Buharlaştırıcıdaki ekserji yıkım durumu kompresör



devrine bağılı olarak artmıştır. Yoğuşturucudaki ekserji yıkımının yüksek olması, buharlaştırıcıya göre daha küçük ısı transfer alanına sahip olması nedeniyle, buharlaştırıcıya göre yeterince performans göstermeyeceği anlamına gelecektir. Bunun yanında, normalde yoğuşturucu olan buharlaştırıcı bataryanın, buharlaştırıcı olarak daha iyi performans sergilediğini göstermektedir (Hosoz ve Direk, 2006).

#### b. İD'siz sistem

Şekil 4.22'deki grafikte  $-5^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında İD'siz sistemin, sistemin bileşenlerine göre ekserji yıkımı gösterilmiştir. Yıkım dağılımları incelendiğinde, kompresör devrinin artmasına bağılı olarak kompresörün tükettiği gücün artması, kompresör ekserji yıkımında artış şeklinde gözlemlenmiştir. Yoğuşturucudaki ısı miktarının, kompresör devrine bağılı olarak artması, yoğuşturucu ekserjisinin kompresör devrine bağılı olarak azalma şeklinde elde edilmiştir. Sistemin toplam ekserji yıkımına bakıldığında ekserji yıkımının yaklaşık %90'ı kompresör ve yoğuşturucudan kaynaklanmaktadır. İD'siz sistemde sistem verimini etkileyen en önemli bileşen yoğuşturucu ve kompresör denilebilir.

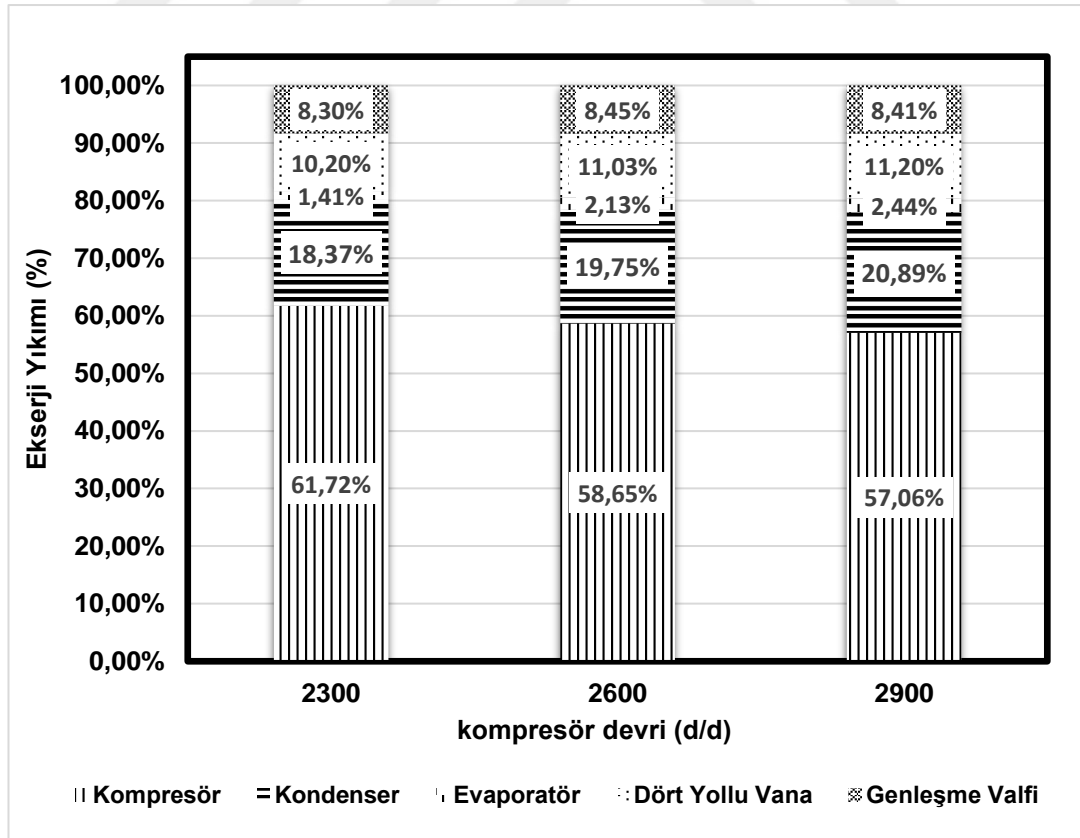


Şekil 4.22. R404A akışkanı için İD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı ( $-5^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı)

#### 4.2.1.3. -10°C Çevre sıcaklığı

##### a. İİD'li sistem

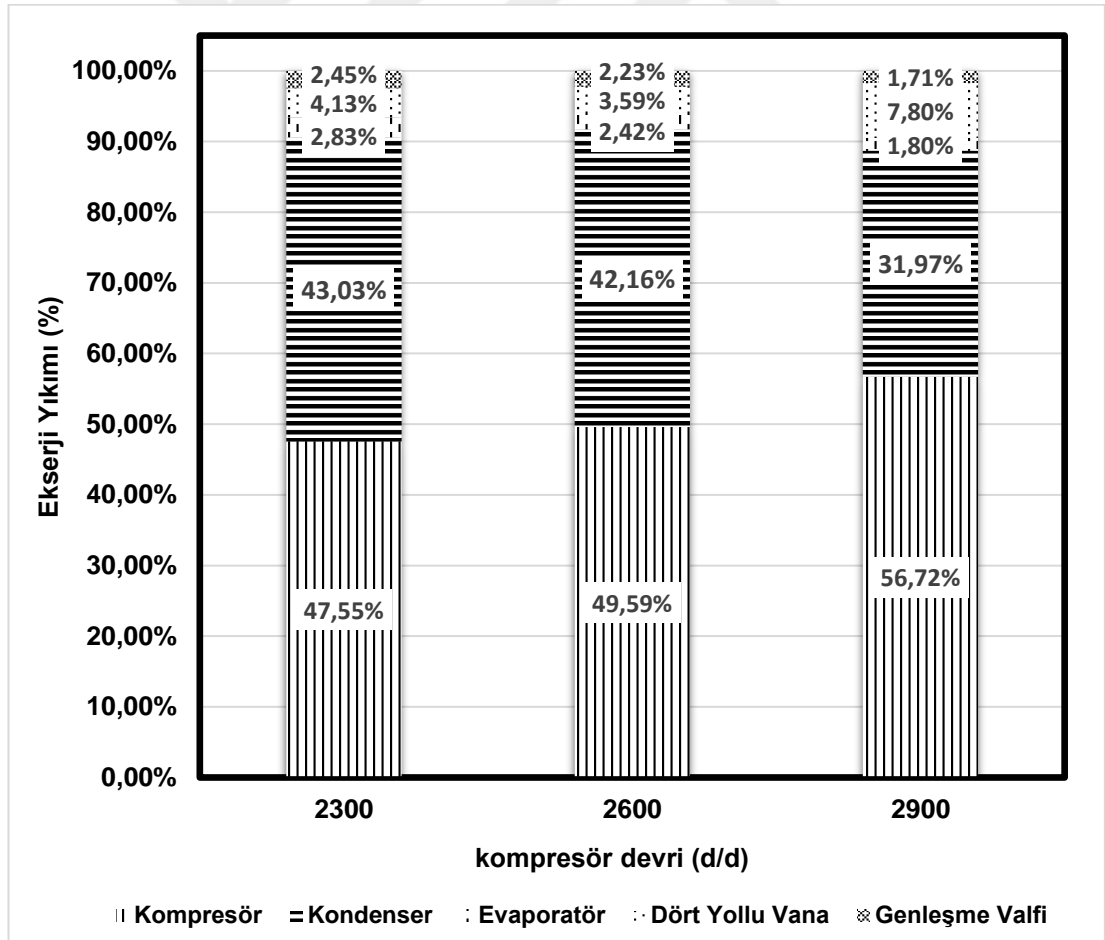
Şekil 4.23'teki grafikte en düşük çevre sıcaklığında (-10°C) çalışan ve İİD'li sistemin, sistem bileşenlerine göre ekserji yıkımları incelenmiştir. Ekserji yıkım dağılımları incelendiğinde, kompresör devrinin artmasına bağlı olarak kompresör güç tüketiminin İİD'siz sisteme göre artışı, daha az olmuştur. Kompresör yok edilen ekserji oranında, devre bağlı bir azalma olarak elde edilmiştir. Ayrıca yoğuşturucuda yok edilen ekserji oranının da kompresör devrine bağlı olarak arttığı sonucu elde edilmiştir. Sistem incelendiğinde ekserji yıkımının yaklaşık %80'ini kompresör ve yoğuşturucu oluşturmaktadır. Yoğuşturucudaki ekserji yıkımının yüksek olması, buharlaştırıcıya göre daha küçük ısı transfer alanına sahip olması nedeniyle, buharlaştırıcıya göre yeterince performans göstermeyeceği anlamına gelecektir (Hosoz ve Direk, 2006). Isıtma konumunda çalışan ısı pompasında, yoğuşturucu konumunda olan plakalı ısı değiştirici, transfer alanı sebebiyle, batarya gibi ısı transferini kolaylıkla sağlayamadığını gösterir. Buharlaştırıcıda yok edilen ekserji yıkımının da kompresör devir artışına bağlı olarak artma şeklinde elde edilmiştir.



Şekil 4.23. R404A akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (-10°C çevre sıcaklığı)

b. İİD'siz sistem

Şekil 4.24'teki grafikte, en düşük çevre sıcaklığı olan  $-10^{\circ}\text{C}$  ve İİD'siz sistem dikkate alınarak sistemin bileşenlerine göre ekserji yıkım oranları incelenmiştir. Kompresör devrinin artmasına bağlı olarak kompresörün tükettiği gücün artmış, böylece kompresör ekserji yıkımının artması beklenen bir durum olmuştur. Yoğuşturucudan atılan ısı yükünün, kompresör devrine bağlı olarak artmasıyla birlikte, yoğuşturucu ekserjisinin de azalması gözlemlenmesi gereken bir durumdur. Sistem bileşenlerine göre ekserji yıkım dağılımı incelendiğinde, ekserji yıkımının yaklaşık %90'ı kompresör ve kondensere aittir. Ayrıca kompresör devir artışına bağlı olarak buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı azalmıştır. Isıtma konumunda çalışan bir ısı pompası sisteminde yoğuşturucu, plakalı ısı değiştirici olduğu için ısı transferini kolaylıkla gerçekleştiremediğinin, kompresör devri ve çevre sıcaklığının azalması bağlı olarak kompresör güç tüketiminin arttığı için, ekserji yıkımının yaklaşık %90'ı kompresör ve yoğuşturucuya ait olmuştur.



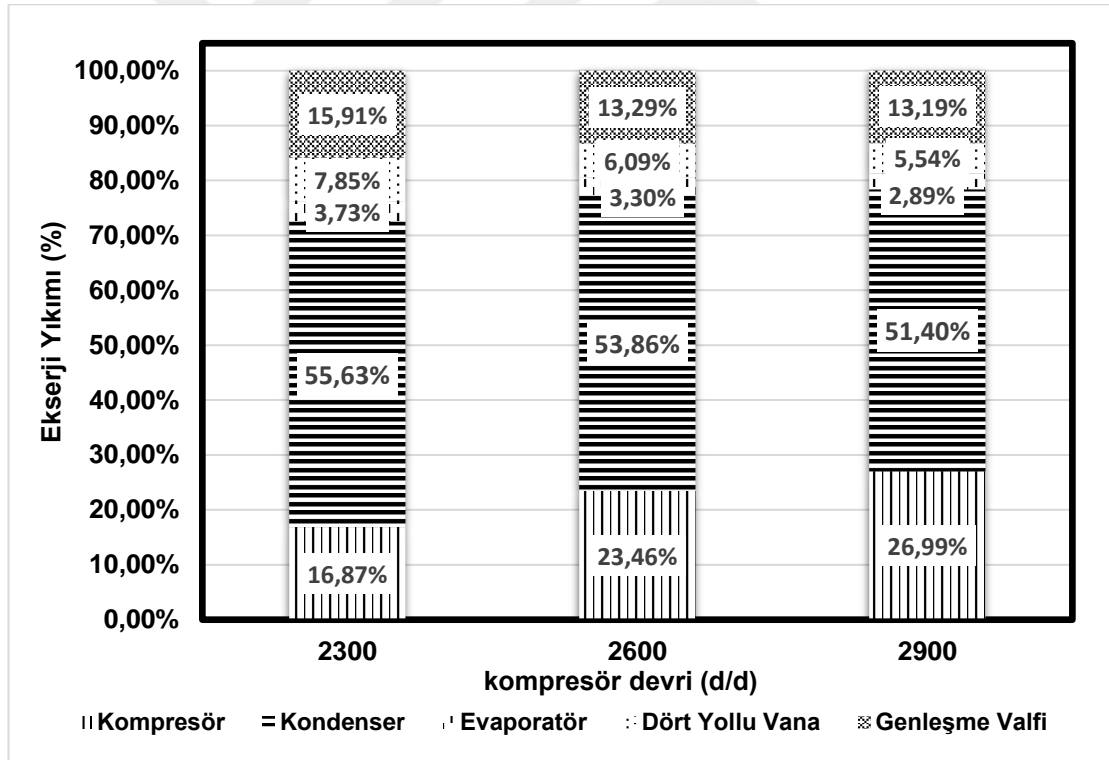
Şekil 4.24. R404A akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı ( $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı)

#### 4.2.2. R407C Akışkanı için

##### 4.2.2.1. 0°C Çevre sıcaklığı

###### a. İİD'li sistem

Şekil 4.25'teki grafikte en yüksek çevre sıcaklığı (0°C) ve İİD'li sistemin, sistem bileşenlerine ait ekserji yıkımları gösterilmiştir. Ekserji yıkımları göz önünde bulundurulduğunda kompresör ekserji yıkımının kompresör devrine bağlı olarak artması ve kompresör güç tüketiminin de kompresör devrine bağlı olarak artması, gözlemlenmesi gereken bir durumdur. Bunun yanında yoğuşturucu ekserjisi, kompresör devrine bağlı olarak azalma şeklinde görülmüştür. Yoğuşturucudaki ısı transferi, R404A ile çalışan sisteme göre daha iyi olduğu sonucunu gösterir. Sistem elemanlarındaki ekserjiye bakıldığında, toplam ekserji yıkımının %70'i yoğuşturucu ve kompresöre aittir. Buharlaştırıcı ekserji yıkımı da kompresör devrine bağlı olarak azalmıştır.

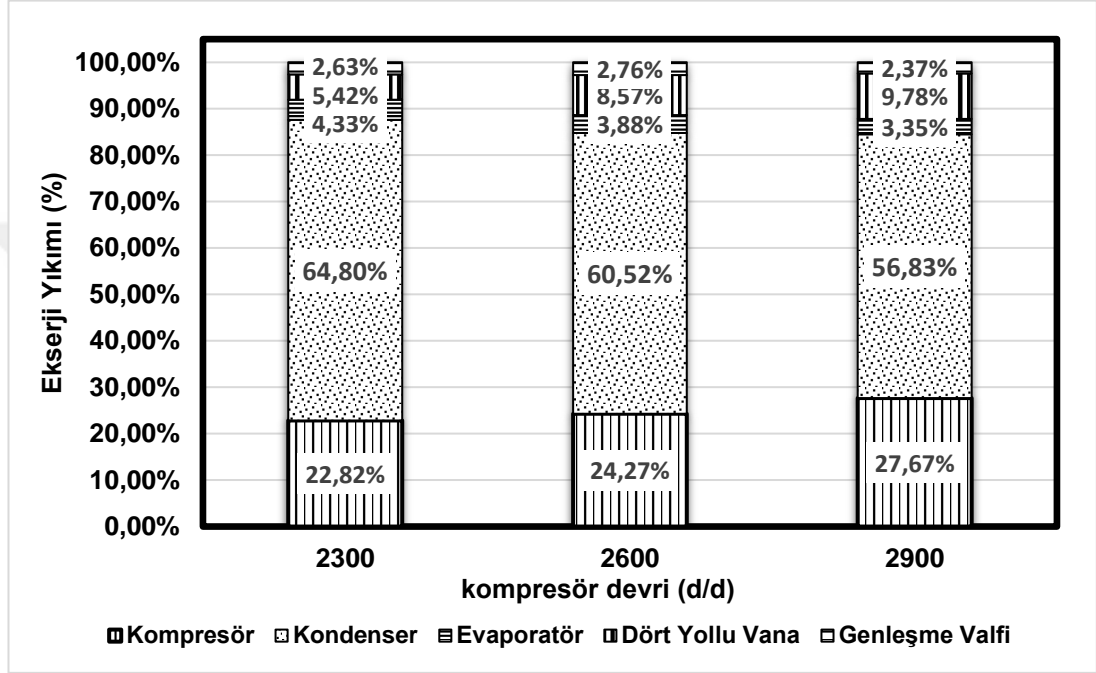


Şekil 4.25. R407C akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (0°C çevre sıcaklığı)

###### b. İİD'siz sistem

Şekil 4.26'daki grafikte en yüksek çevre sıcaklığı (0°C) ve İİD'siz sistemin, sistem bileşenlerine ait ekserji yıkımları gösterilmiştir. En yüksek çevre sıcaklığında ve İİD'siz

sistem göz önünde bulundurulduğunda, kompresör ekserjisinde devir artışına bağlı olarak bir artış gözlemlenirken, yoğuşturucu ekserjisinin de devir artışına bağlı olarak azalması gözlemlenmiştir. Kompresör devrinin artması, kompresör ekserji yıkımının, toplam ekserji yıkımına olan katkısını artırır (Aral ve diğ.,2020). Buharlaştırıcı ekserji yıkımı kompresör devrine bağlı olarak azalmıştır. Sistem ekserji yıkımına bakıldığında, ekserji yıkımlarının yaklaşık %70'i yoğuşturucu ve kompresöre aittir.

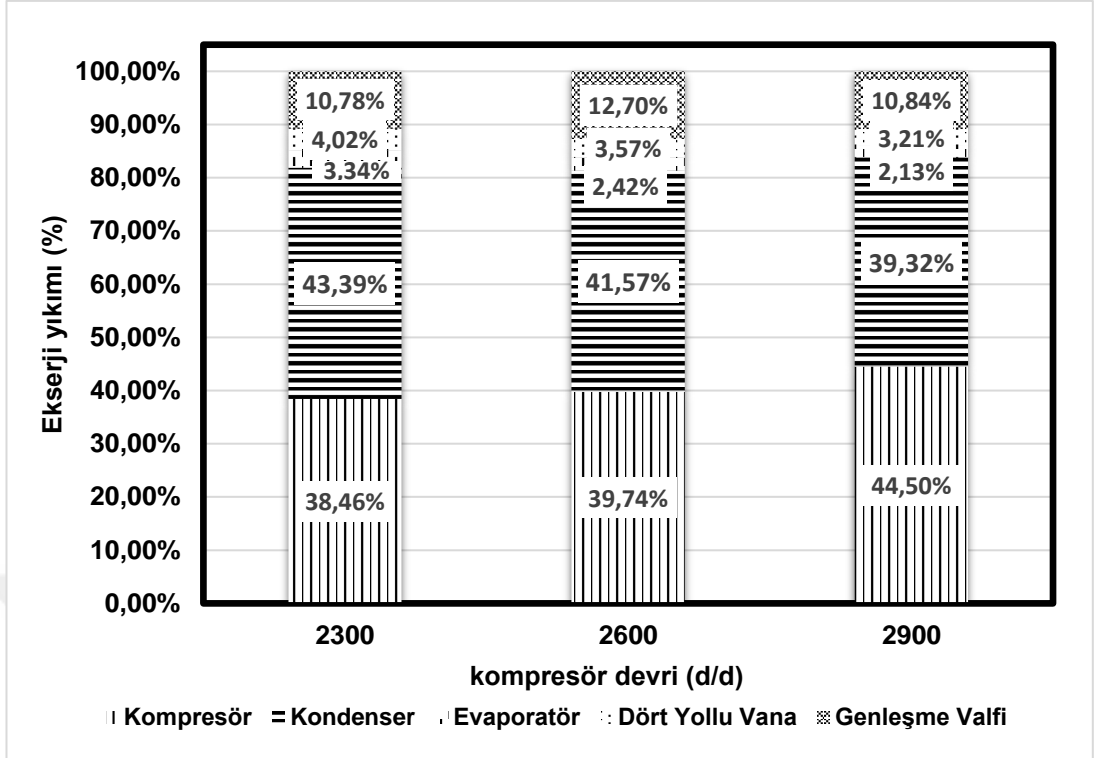


Şekil 4.26. R407C akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (0°C çevre sıcaklığı)

#### 4.2.2.2. -5°C çevre sıcaklığı

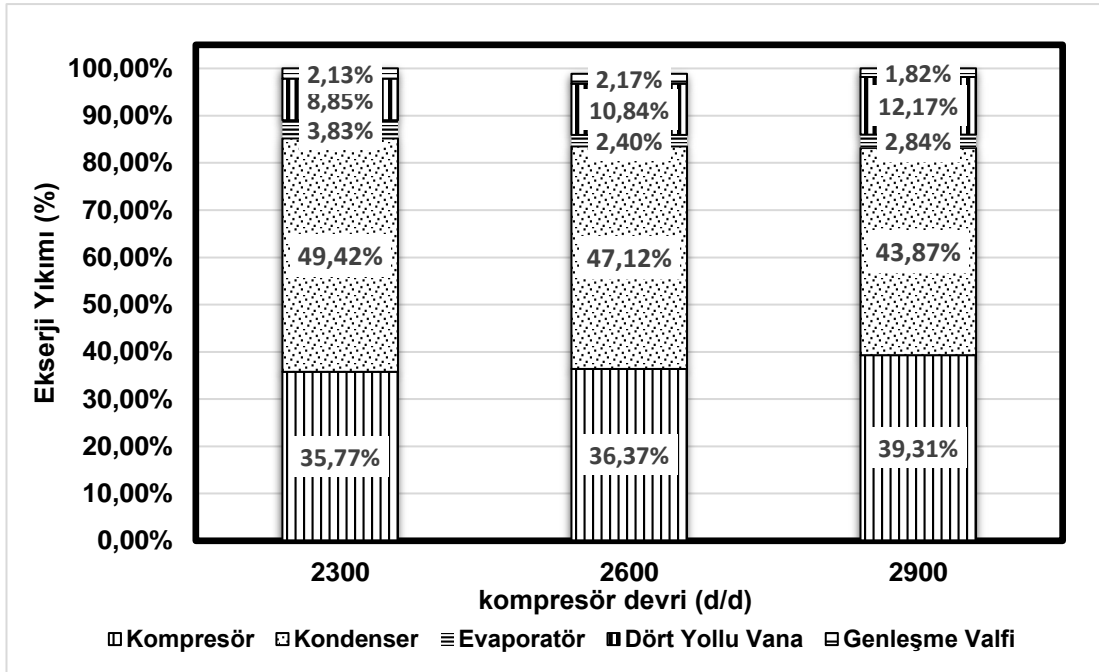
##### a. İİD'li sistem

Şekil 4.27'deki grafikte -5°C çevre sıcaklığı ve İİD'li sistemin, sistem bileşenlerine göre ekserji yıkımları gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, kompresör ekserji yıkımı, kompresör devrine bağlı olarak artmış ve bunun yanında yoğuşturucu ekserjisi de azalmıştır. Çünkü kompresör devri arttıkça yoğuşturucudan atılan ısı miktarı artmaktadır. Sistem elemanlarındaki ekserjiye bakıldığında, toplam ekserji yıkımının yaklaşık %80'i yoğuşturucu ve kompresöre aittir. Buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı da kompresör devrine bağlı olarak azalmıştır. Ayrıca genleşme vanasındaki ekserji oranı da sistemin toplam ekserji yıkımının yaklaşık %10'unu oluşturmaktadır.



Şekil 4.27. R407C akışkanı için IID'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı ( $-5^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı)

b. IID'siz sistem

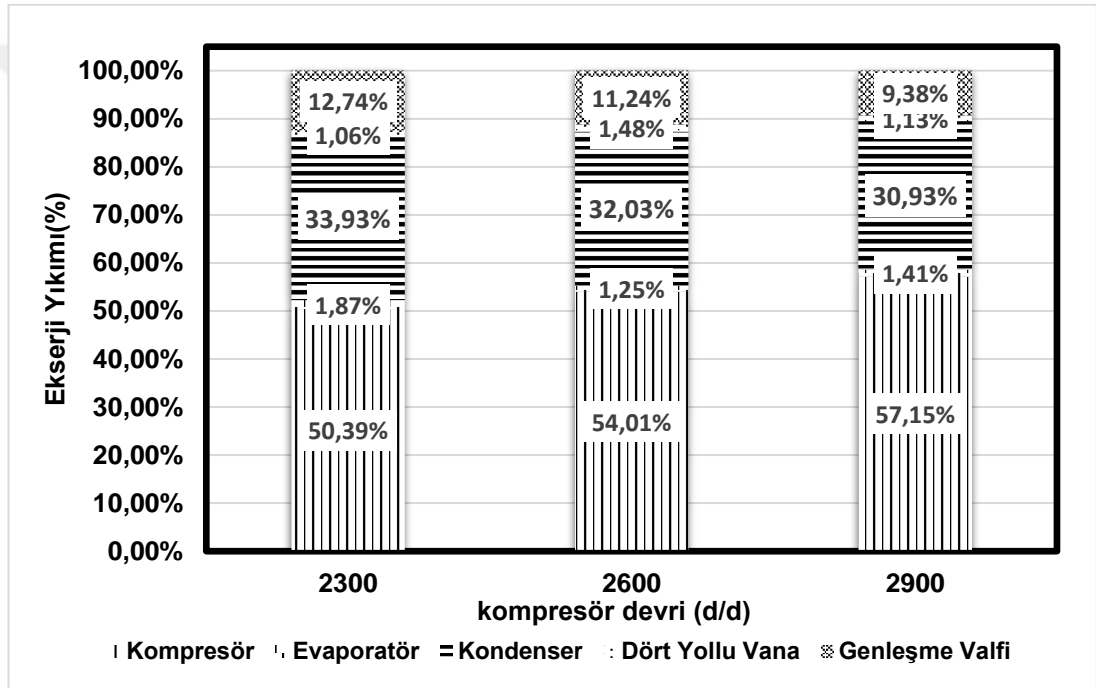


Şekil 4.28. R407C akışkanı için IID'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı ( $-5^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı)

Şekil 4.28'deki grafikte  $-5^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı ve İİD'siz sistemin, sistem bileşenlerine göre ekserji yıkım oranları gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, kompresör ekserji yıkımının kompresör devrine bağlı olarak artmıştır. Yoğuşturucudaki ısı transferi, R404A ile çalışan sisteme göre daha iyi olduğu sonucunu gösterir ancak yine R404A ile çalışan sistemde olduğu gibi, toplam ekserji yıkımının yaklaşık %85'i yoğuşturucu ve kompresöre aittir. Ayrıca genişleme vanasındaki ekserji yıkımı, sistemin toplam ekserji yıkımının yaklaşık %2'sini oluşturmaktadır.

#### 4.2.2.3. $-10^{\circ}\text{C}$ Çevre sıcaklığı

a. İİD'li sistem

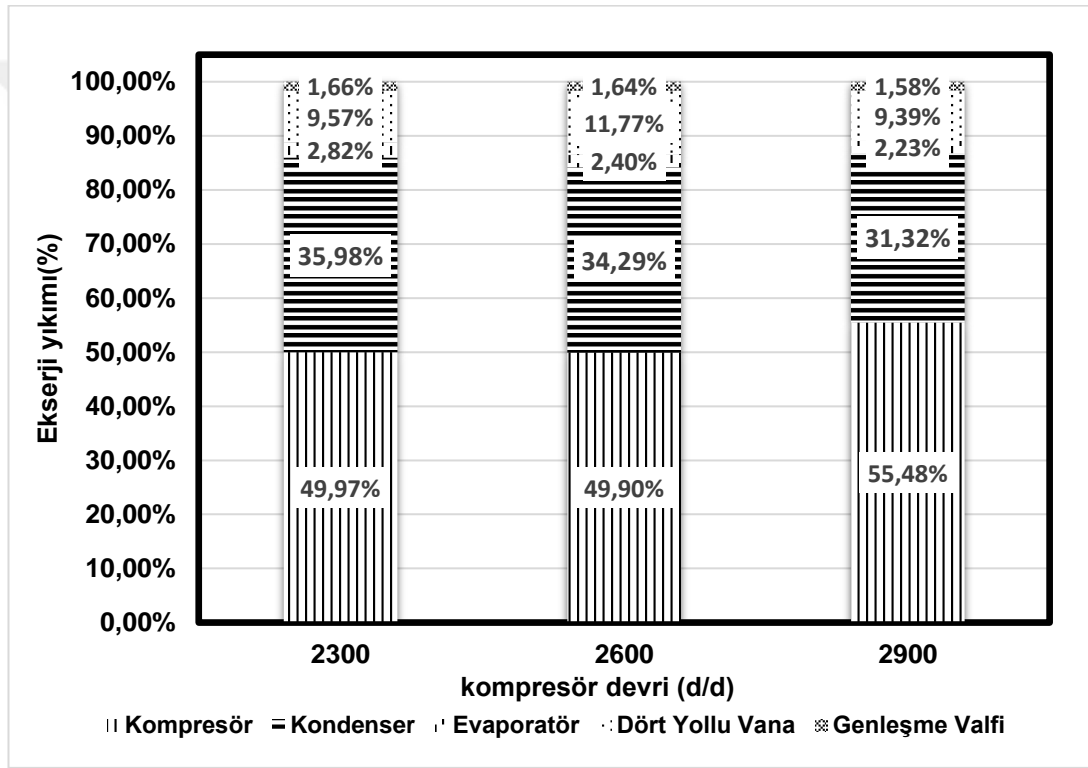


Şekil 4.29. R407C akışkanı için İİD'li sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı ( $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı)

Şekil 4.29'daki grafikte en düşük çevre sıcaklığında ve İİD'li sistemin, sistem bileşenlerine göre ekserji yıkımı gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, kompresör ekserji yıkımı kompresör devrine bağlı olarak artmıştır. Çünkü kompresör devrine bağlı olarak yoğuşturucudaki sistemin toplam ekserji yıkımının yaklaşık %85'i yoğuşturucu ve kompresöre aittir. Buharlaştırıcı ekserji yıkımı da kompresör devrine bağlı olarak azalmıştır. Çevre sıcaklığının azalmasına bağlı olarak kompresör güç tüketimi arttığı için, kompresörün ekserji yıkımına katkısı artmıştır.  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında çalışan sistemin ekserji yıkımı 2300 d/d'da yaklaşık %16 iken,  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da yaklaşık 3 kat artarak %50 civarına kadar artmıştır.

## b. İİD'siz sistem

Şekil 4.30'daki grafikte en düşük çevre sıcaklığında ve İİD'li sistemin, sistem bileşenlerine göre ekserji yıkımı gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, kompresör ekserji yıkımının kompresör devrine bağlı olarak artması ve bunun yanında yoğuşturucu ekserjisinin de azalması gerekmektedir. Çünkü kompresörün çektiği güç kompresör devrine bağlı olarak arttığı için sistem elemanlarındaki ekserjiye bakıldığında, yoğuşturucu ekserji yıkımının azaldığı görülmüştür. Sistemin toplam ekserji yıkımının yaklaşık %90'ı yoğuşturucu ve kompresöre aittir. Ekserji yıkımının %90'ı bulması, sistemin bu çevre şartlarında çalışmaya elverişli olmadığını gösterir.



Şekil 4.30. R407C akışkanı için İİD'siz sistemdeki ekserji yıkımının bileşenlerdeki dağılımı (-10°C çevre sıcaklığı)

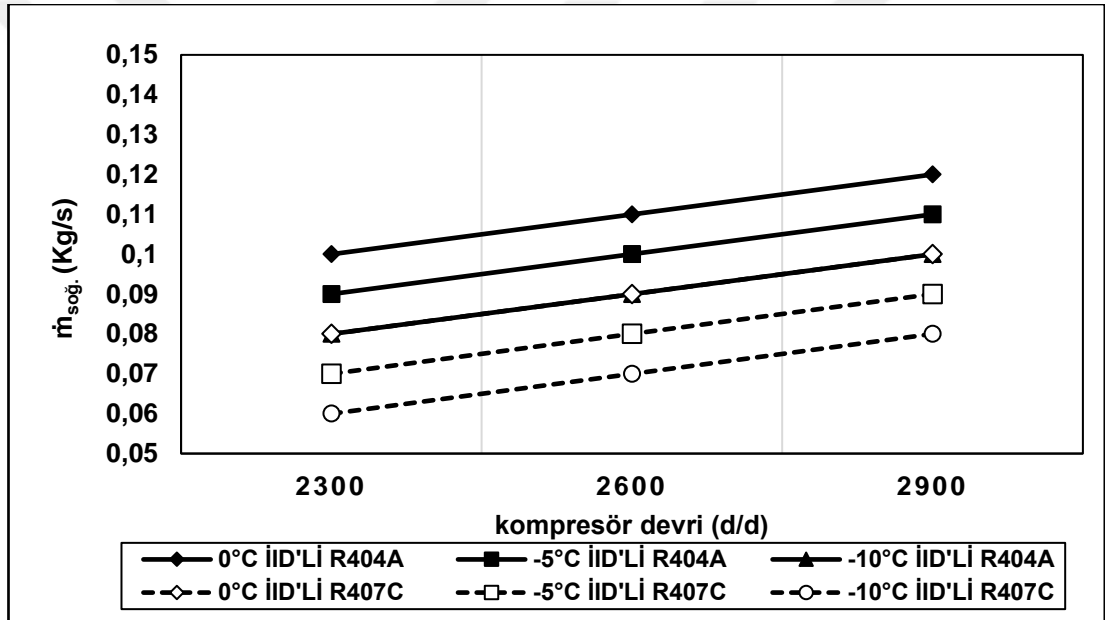
## 4.3. İİD'li sistemlerde iki akışkanın birbirleri ile karşılaştırılması

### 4.3.1. Debinin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 4.31'deki grafikte, her iki akışkanın İİD'li sistemin soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde en yüksek debi değeri, en yüksek çevre sıcaklığı olan 0°C sıcaklığında ve en yüksek devir olan dakikada 2900 d/d'da R407C akışkanı ile 0,13 kg/s olarak elde edilirken, R404A akışkanı ile çalışan sistemdeki en yüksek debi 0,12 kg/s olarak



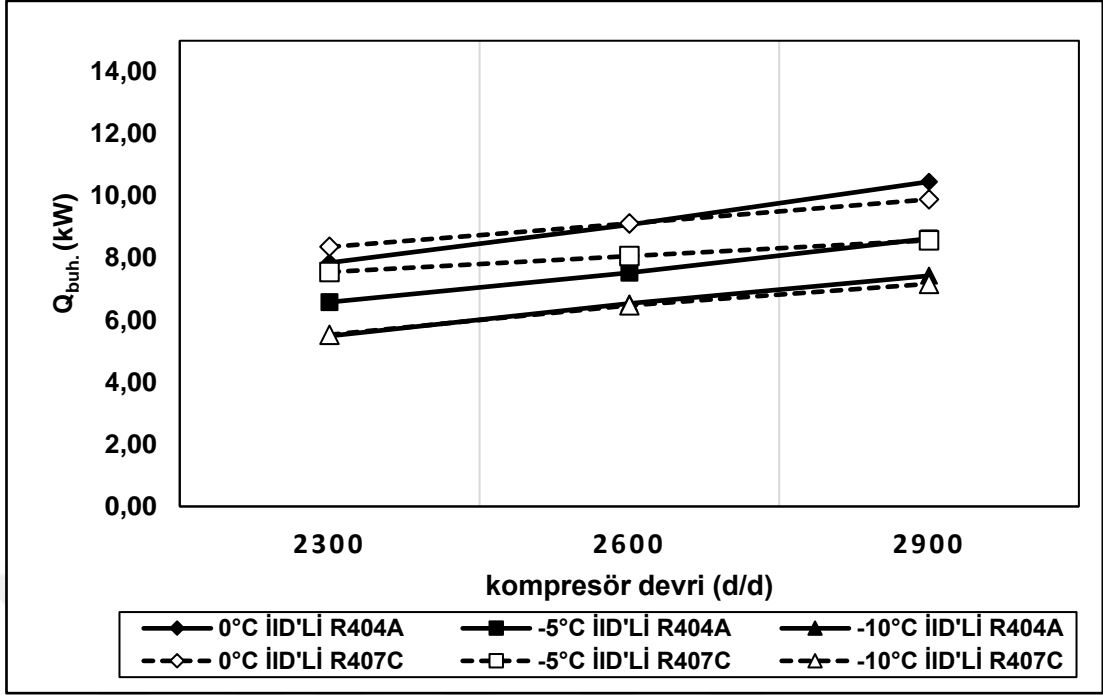
elde edilmiştir. Aynı çevre sıcaklığı ve kompresör devrine göre kıyaslandığında, R407C akışkanı, R404A akışkanına göre %8,3 daha fazladır. En düşük debi değeri, en düşük çevre sıcaklığı olan  $-10^{\circ}\text{C}$  'de ve 2300 d/d'da R404A akışkanı ile çalışan sistemde debi 0,08 kg/s olarak ölçülürken, R407C ile çalışan sistemin  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da debisi 0,09 kg/s olarak ölçülmüştür. Aynı çevre sıcaklığı ve kompresör devrine göre kıyaslandığında R407C akışkanının debisi, R404A akışkanına göre %12,5 daha fazladır. Soğutucu akışkanların aynı doyma sıcaklığındaki buhar yoğunluğunun büyük olması, daha büyük kütleli debi sağlar (Alkan ve diğ., 2020). R404A'nın buhar yoğunluğu, aynı doyma sıcaklığı için R407C'ninkinden daha yüksek olduğundan, daha yüksek soğutucu akışkan kütleli debi sağlamaktadır.



Şekil 4.31 İki akışkanın İİD'li sistemlerdeki debilerinin karşılaştırılması

#### 4.3.2. Buharlaştırıcı yükünün, kompresör devri ve sıcaklığa bağlı değişimi

Buharlaştırıcı kapasitesinin değeri, genişleme valfinden çıkan sıvı fazdaki akışkanın dışarıdan ısı alarak gaz faza geçmesini sağlayan ısı miktarıdır. Aşırı soğutma miktarına bağlı olarak, buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki entalpi farkı artmıştır. Bu fark, ısı yükünün artması demektir (Direk ve diğ., 2019). Şekil 4.32'deki grafikte buharlaştırıcıdaki ısı yükünün kompresör devrine göre değişimi gösterilmiştir. Buharlaştırıcı ısı miktarı, incelendiğinde en yüksek buharlaştırıcı ısı yükü değerine R407C'nin  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığındaki durumunda elde edilirken, En düşük buharlaştırıcı yükü değeri yine R407C ile çalışan sistemde en düşük çevre sıcaklığı ve devir değerinde elde edilmiştir.

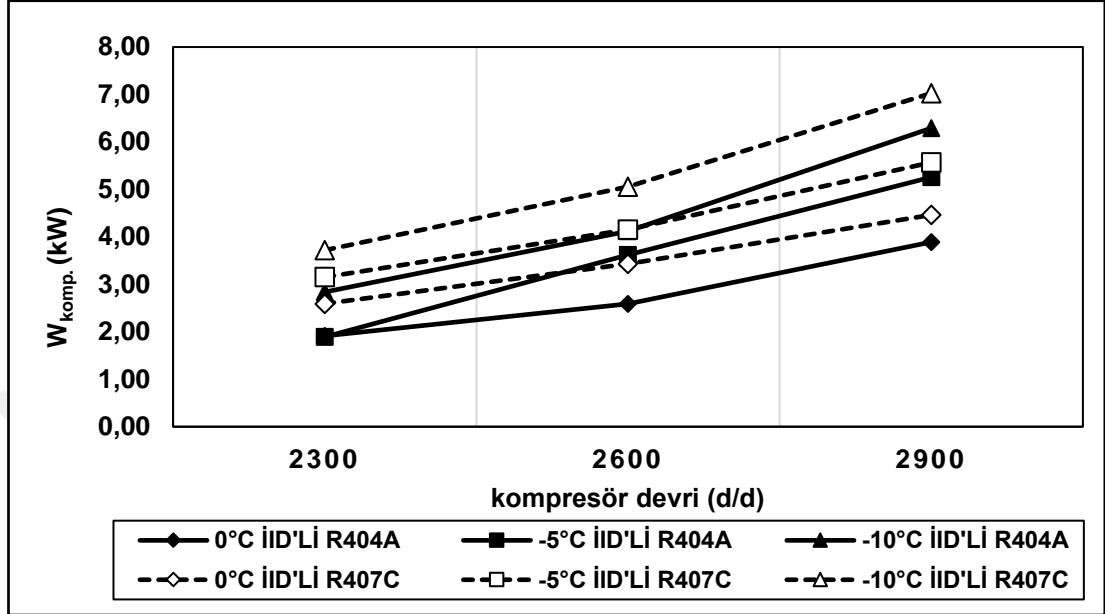


Şekil 4.32. İki akışkanın İİD'li sistemlerdeki buharlaştırıcı yüklerinin karşılaştırılması

#### 4.3.3. Kompresör güç tüketiminin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 4.33'teki grafikte, iki akışkanın sistemde İİD olma durumundaki kompresör güç tüketimine ait grafik gösterilmiştir. Kompresör güç tüketimi; kompresör devrine, kompresör girişi ve çıkışındaki soğutucu akışkanın özelliklerine, soğutucu akışkanın debisine göre ve soğutucu akışkanın türüne bağlıdır ve bunlara göre değişkenlik gösterir. Burada İİD'li her iki sistem incelendiğinde ve İİD'nin sisteme olan etkileri göz önünde bulundurulduğunda, bu etki her iki akışkan türü için de geçerli olduğundan, Şekil 4.33'teki grafikteki farklılık, soğutucu akışkanın türünden kaynaklanmaktadır. Grafik incelendiğinde, en yüksek güç tüketimi R407C akışkanının  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında ve 2900 d/d'da İİD' olduğu sistemdeki güç tüketimi 7,03 kW iken, R404A akışkanının aynı şartlardaki güç tüketimi 6,29 kW'tır. İki güç tüketimi kıyaslandığında, R407C akışkanı ile çalışan sistem, R404A ile çalışan sisteme göre yaklaşık %11,8 oranında daha fazla güç çektiği görülmüştür. Bunun sebebi, çevre sıcaklığının çok düşük, kompresör devrinin de yüksek olmasıdır. İTK açısından bakıldığında da bu görüşü desteklemektedir. En düşük güç tüketimi  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında ve 2300 d/d'da R404A akışkanının olduğu sistemde elde edilmiştir. İTK açısından değerlendirildiğinde,  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'da R404A akışkanı ile çalışan sisteminde en yüksek değerindedir. R407C ile çalışan sistemde de  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı

ve 2300 d/d'da çektiği kompresör gücü R404A ile çalışan sistem kadar düşük değerdedir. R404A ile çalışan sistem 1,91 kW enerji tüketirken, R407C ile çalışan sistem %7,32 oranında bir artışla 2,05 kW çekmiştir.

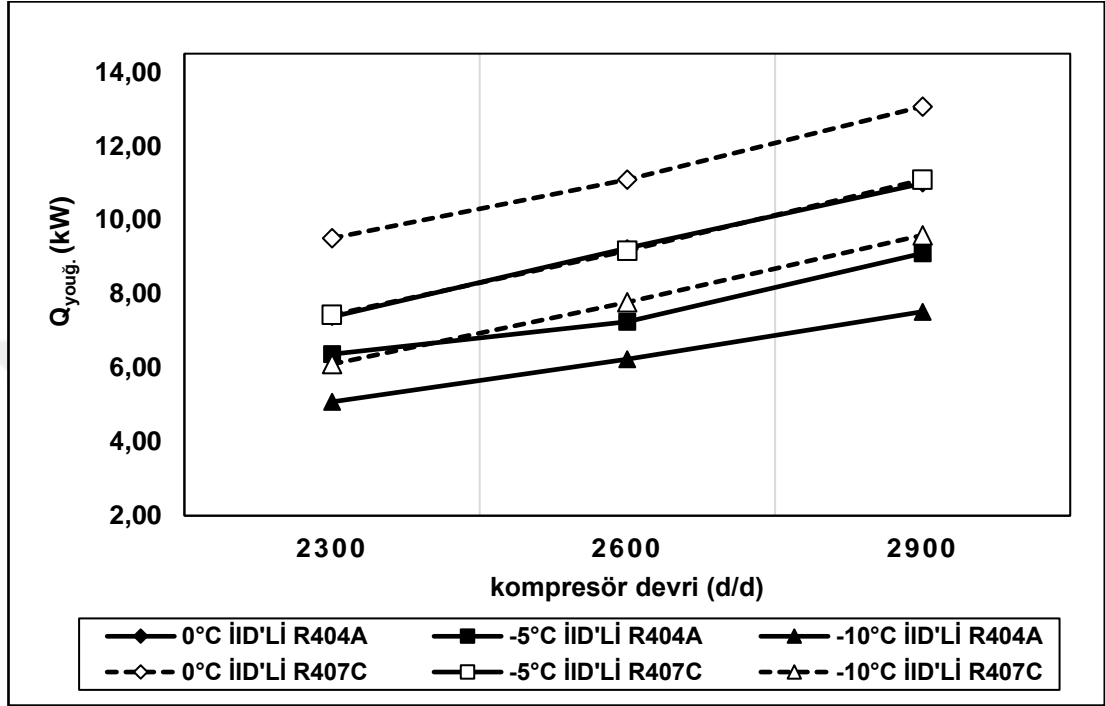


Şekil 4.33. İki akışkanın İİD'li sistemlerdeki kompresör güç tüketimlerinin karşılaştırılması

#### 4.3.4. Yoğuşturucudan atılan ısının kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 4.34'te verilen grafikte, yoğuşturucudan atılan ısının kompresör devrine bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Kompresörün devri arttıkça, soğutucu akışkan debisi artacaktır. Bu da ısıtma kapasitesinin artması anlamına gelir. Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı arttıkça, soğutucu akışkan, buharlaşma esnasında daha fazla ısıyı soğuracaktır. Bu durumda, yoğuşma sırasında daha fazla ısıyı atacaktır (Aral ve diğ., 2020). Grafik incelendiğinde, en yüksek yoğuşturucudan atılan ısı miktarı, 2900 d/d ve 0°C çevre sıcaklığında R407C akışkanı ile çalışan sistemde gözlemlenirken, yoğuşturucudan atılan en düşük ısı yükü, R404A ile en düşük devir ve -10°C çevre sıcaklığında gözlemlenmiştir. Akışkan cinsine bağlı olarak incelendiğinde, en yüksek devirde R404A ile atılan ısı miktarı 10,99 kW iken, R407C akışkanı ile çalışan sistemde, yaklaşık %18,93 oranında bir artışla 13,07 kW olarak ölçülmüştür. Yoğuşturucudan atılan en düşük ısı yükü miktarına bakıldığında, R404A ile çalışan sistemde 5,08 kW iken, R407C ile çalışan sistemde yaklaşık %20,1 oranında bir artışla 6,10 kW olarak ölçülmüştür. İTK hesaplanırken, yoğuşturucudan atılan ısı yükü ve kompresörün çektiği güç dikkate alındığından, İTK değerinin büyük olması yalnızca

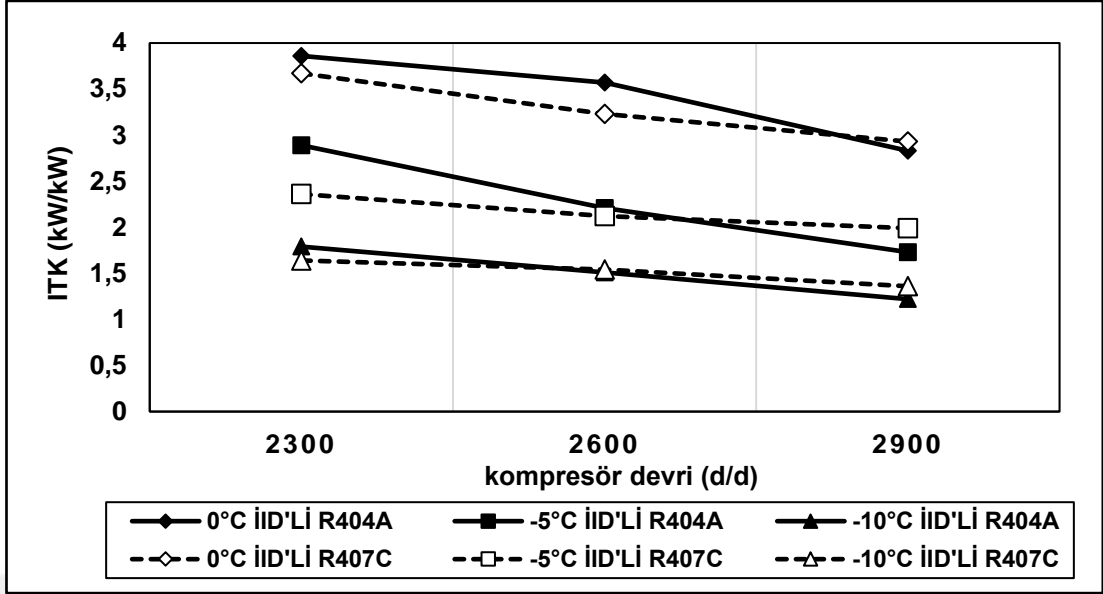
yoğuşturucudan atılan ısı yükünün büyük olmasına bağlı değildir. Kompresörün tükettiği güç, büyükse ITK daha küçük olacaktır. Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı, akışkanın yoğuşturucuya giriş – çıkış sıcaklığıyla, dolayısıyla akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığıyla ilgili olduğu için, ITK değerini de etkilemiş olacaktır.



Şekil 4.34. İki akışkanın İİD'li sistemlerdeki yoğuşturucu yüklerinin karşılaştırılması

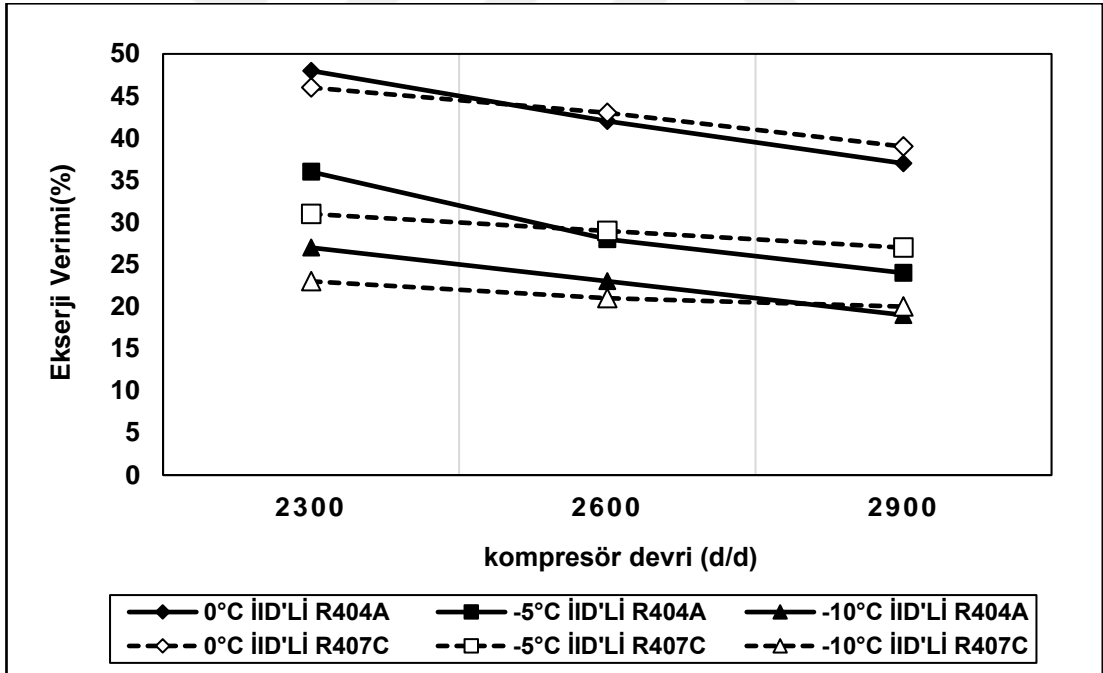
#### 4.3.5. ITK'nin kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 4.35'teki grafikte İİD'li sistemlere ait ITK değerlerinin kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi gösterilmiştir. ITK hesaplanırken, kompresörün çektiği güç ve yoğuşturucunun attığı ısı miktarı dikkate alınmaktadır. Ancak, kompresör devrinin artmasıyla artan güç tüketimi, ısı yükü artışından fazla olacağından, ITK değeri düşecektir (Horuz ve Kaynaklı, 2003). ITK değerleri incelendiğinde, en yüksek ısı tesir katsayısına 2300 d/d'da R404A akışkanı ile çalışan sistemde 3,86 olarak gözlemlenirken, R407C ile çalışan sistemde yaklaşık %5 oranında daha az olarak 3,67 gözlemlenmiştir. Kompresörün çektiği gücün ITK hesaplanırken dikkate alınmaktadır. Kompresörün çektiği güç, bu farkın temel sebebidir. Kompresörün çektiği güç hesaplanırken, kompresör giriş – çıkış şartlarındaki entalpi değerleri ve kütleli debi dikkate alındığından, debi ve entalpi farkı çekilen gücü etkilemektedir. En düşük ısı tesir katsayısı açısından incelendiğinde R404A ile çalışan sistemdeki ITK değeri 1,22 iken, R407C akışkanı ile çalışan sistemde bu değer yaklaşık %11,5 artışla 1,36 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.35. İki akışkanın İİD'li sistemlerdeki ITK değerlerinin karşılaştırılması

#### 4.3.6. Ekserji veriminin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi



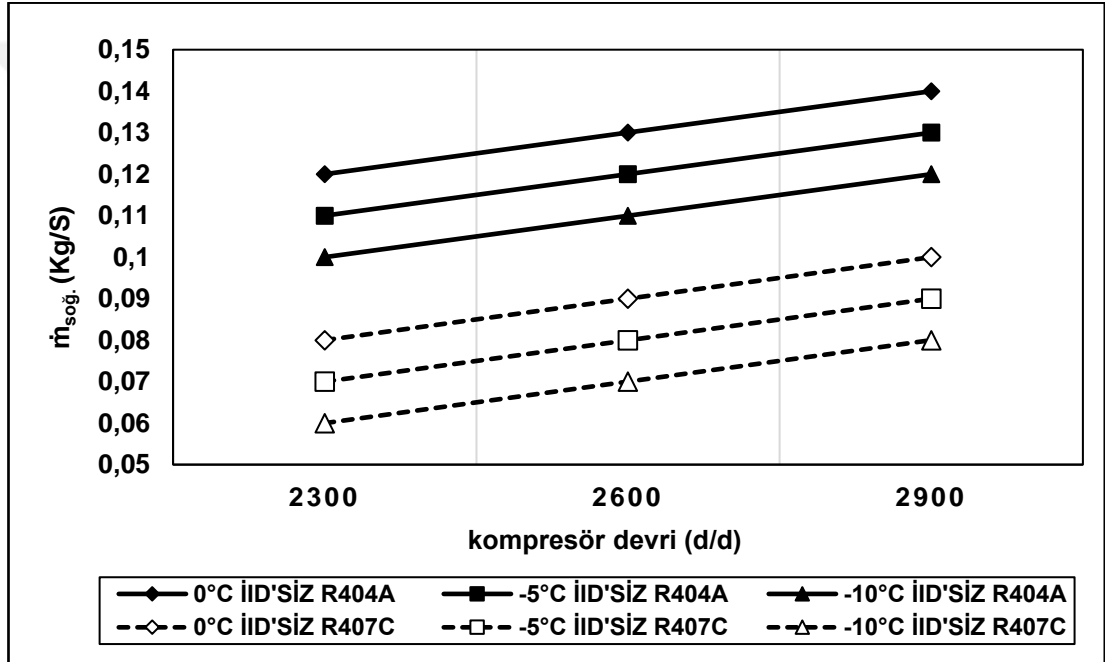
Şekil 4.36. İki akışkanın İİD'li sistemlerdeki ekserji verimlerinin karşılaştırılması

Şekil 4.36'daki grafikte, ekserji veriminin kompresör devrine göre değişimi gösterilmiştir. Buharlaştırıcıda, hava ve soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi arttığında, ekserji verimi azalır (Direk ve diğ., 2019). Grafik incelendiğinde, ekserji veriminin ITK grafiği ile benzer bir profil sergilediği görülmüştür. İİD'li sistemde R404A ile R407C akışkanlarının en yüksek çevre sıcaklığında ve en düşük devirde ekserji

verimlerinin en yüksek değerde olduğu ve R404A akışkanına ait ekserji verimi %48 iken, R407C akışkanına ait ekserji verimi yaklaşık %4,3 oranındaki azalma %46 olduğu görülmüştür. En düşük çevre sıcaklığı olan  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında ve en yüksek devir olan 2900 d/d'da her iki akışkan için ekserji verimleri kıyaslandığında, R404A akışkanına ait ekserji verimi, %19 iken, R407C akışkanına ait ekserji veriminin yaklaşık %5 oranında artışla %20 olduğu görülmüştür.

#### 4.4. İİD'siz sistemlerdeki iki akışkanın birbiri ile karşılaştırılması

##### 4.4.1. Soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

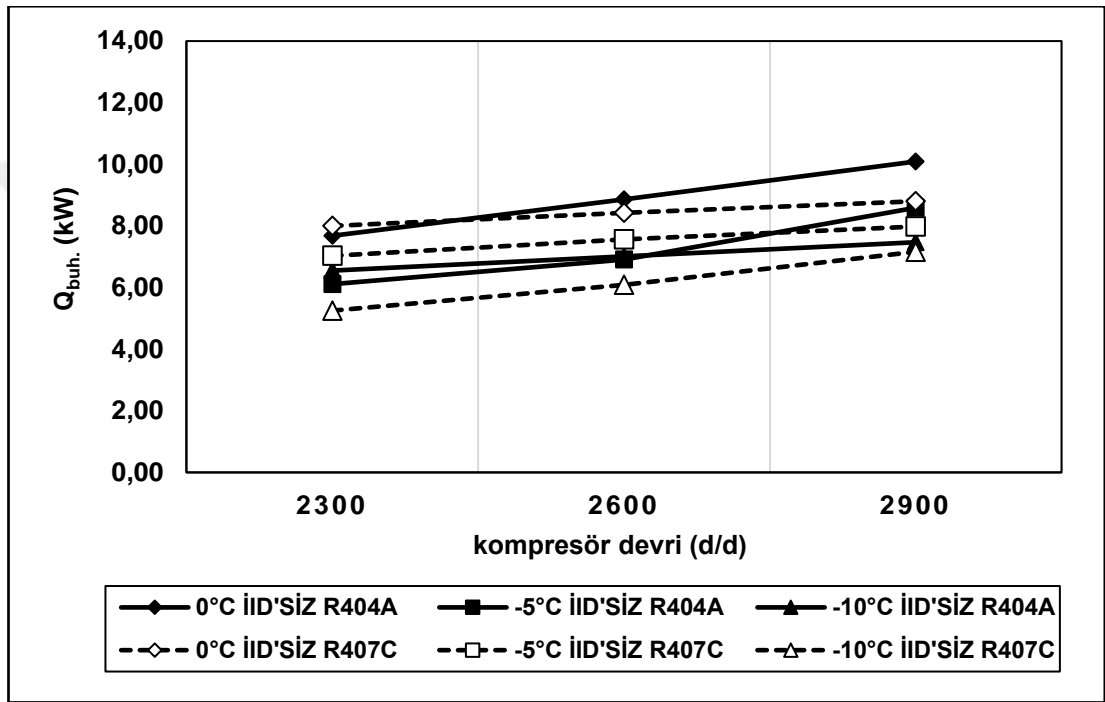


Şekil 4.37. İki akışkanın İİD'siz sistemlerdeki kütleli debilerinin karşılaştırılması

Şekil 4.37'deki grafikte, İİD'siz sistemler için akışkan debisi ve kompresör devri grafiği gösterilmiştir. Buharlaştırıcıya giriş hava sıcaklığı arttıkça, kütleli debi artar (Aral ve diğ., 2020). Kullanılan soğutucu akışkanların, doyma sıcaklığının bir fonksiyonu olarak, gizli buharlaşma ısı değerleri ısı transferini etkileyeceğinden, gizli buharlaşma ısısı yüksek olan soğutucu akışkanın kütleli debisi de yüksekse ısıtma kapasitesi yüksektir (Taşdemirci ve diğ., 2020). Gizli buharlaşma ısısının yüksek olması, daha düşük kütleli debiye sebep olmaktadır (URL-7). Bu artış aynı zamanda kompresör devrinin artmasıyla da gerçekleşir. Grafik incelendiğinde, R404A akışkanı için en yüksek çevre sıcaklığı olan  $0^{\circ}\text{C}$  ve en yüksek devir olan 2900 d/d'daki debi miktarı 0,14 kg/s olarak gözlemlenirken, R407C akışkanına ait debi miktarı yaklaşık %40

oranında azalma ile 0,10 kg/s olarak elde edilmiştir. En düşük çevre sıcaklığı olan –10°C çevre sıcaklığı ve 2300 d/d'daki debi miktarları incelenirken, R404A akışkanına ait debi 0,10 kg/s olarak elde edilmişken, R407C akışkanına ait debi, %40 oranında daha az olarak 0,06 kg/s elde edilmiştir. ITK açısından incelendiğinde kütleli debilerde bu farklılık, ITK değerlerini de doğrudan etkilemiştir.

#### 4.4.2. Buharlaştırıcıdaki ısı yükünün, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

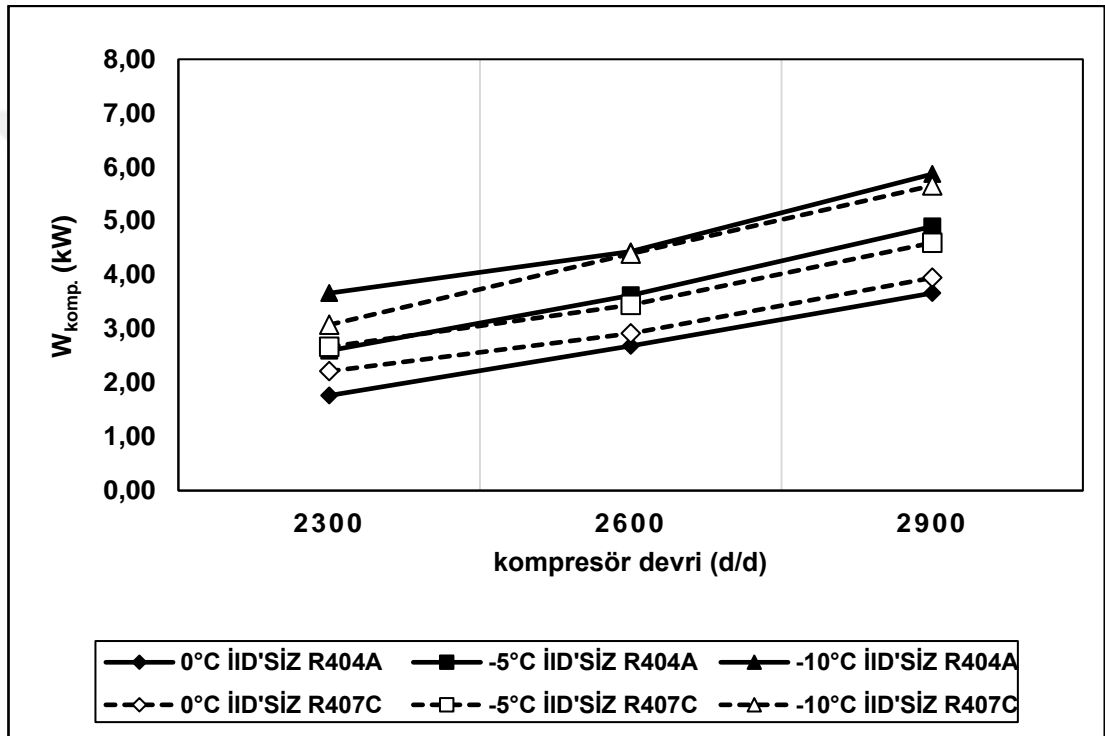


Şekil 4.38. İki akışkanın İİD'siz sistemlerdeki buharlaştırıcı yüklerinin karşılaştırılması

Şekil 4.38.'deki grafikte, iki akışkanın İİD'siz durumlardaki buharlaştırıcı yüklerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı arttıkça, soğutucu akışkan buharlaşma esnasında daha fazla ısıyı soğuracaktır (Aral ve diğ., 2020). Bu da buharlaştırıcıdaki ısı yükünün artması anlamına gelir. Kompresör devri arttıkça, soğutucu akışkan debisi artacaktır. Kütleli debi değerinin artmasıyla kompresördeki iş miktarı artar. Kompresördeki işin artması, yoğuşturucudan atılan ısı yükünün artması, bu artışa bağlı olarak da buharlaştırıcı yükünün artması demektir. Grafik incelendiğinde, en yüksek çevre sıcaklığı olan 0°C sıcaklıkta R404A akışkanına ait buharlaştırıcıdan atılan ısı miktarı 10,46 kW ile en yüksek değerinde iken, R407C akışkanı için bu değer yaklaşık %18,9 oranda azalma ile 8,80 kW olarak hesaplanmıştır. En düşük buharlaştırıcı ısı yükü değeri –10°C çevre sıcaklığında 2300 d/d'da R404A ile çalışan sistemde elde edilmiştir. Buharlaştırıcıdaki ısı yükleri

karşılaştırıldığında en az ısı yükü 5,25 kW ile R404A ile çalışan sistemde görülürken, R407C akışkanı ile çalışan sistemdeki buharlaştırıcı yükü değeri yaklaşık %24,8 oranında bir artışla 6,55 kW olarak ölçülmüştür. Her iki akışkanın 0°C ile -10°C arasında bir kıyaslama yapılırsa, 0°C'deki buharlaştırıcı yükü 10 kW civarında iken, -10°C sıcaklıkta bu değer %50 oranında azalmıştır. Çevre sıcaklığının azalması, buharlaştırıcının çevreden çektiği ısıyı doğrudan etkilemiştir.

#### 4.4.3. Kompresör güç tüketiminin kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi



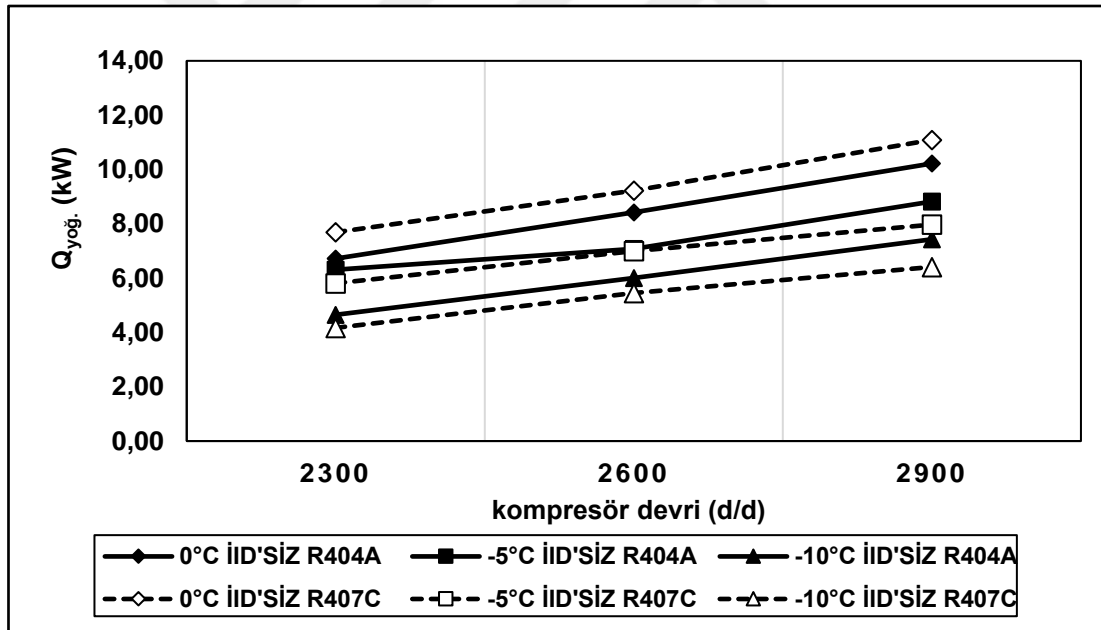
Şekil 4.39. İki akışkan için İİD'siz sistemlerdeki kompresör güç tüketiminin karşılaştırılması

Şekil 4.39'daki grafikte, İİD'siz sistemler için, kompresör güç tüketiminin kompresör devrine göre değişimi incelenmiştir. Kompresör devrinin artmasına bağlı olarak, soğutucu akışkan kütleli debisi ve kompresördeki basınç oranını artacağından, kompresör güç tüketimi artacaktır (Alkan ve diğ., 2020). Kompresör güç tüketimi, İTK değeri ile doğrudan ilgili olduğu için, kompresör güç tüketimi ne kadar büyükse, İTK da o kadar küçüktür. İİD'siz sistemde, soğutucu akışkan kızdırmaya uğramadığı için, kompresör girişi öncesi sıcaklığı artmayacaktır. Kızdırma olmadığı için kompresör giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri, İİD'li sistemlerdeki gibi yüksek olmayacaktır. Dolayısıyla kompresörün yapacağı iş miktarı azalırken, çekeceği güç miktarı



artacaktır. Buna bağılı olarak İTK değerleri, İİD'li sistemlere göre değişkenlik arz edecektir. Bunun yanında, kompresör gücü soğutucu akışkan türüne, kompresör basınçlar oranına ve kompresör devrine de bağılıdır. En yüksek güç tktmi en yüksek devir ve en düşük evre sıcaklığında R404A ile çalışan sistemde elde edilmiştir. En yüksek güç tktm değeri,  $-10^{\circ}\text{C}$  evre sıcaklığı ve 2900 d/d'da 5,87 kW ile R404A iken, en düşük güç tktm değeri,  $0^{\circ}\text{C}$  evre sıcaklığında 2300 d/d'da 1,76 kW değeri ile yine R404A akışkanıdır. Kompresör güç tktmi, deneyler esnasında doğrudan ölçülmediği için, kompresör giriş–ıkış sıcaklıkları ve debi miktarına göre hesaplanmıştır. Kompresör girişindeki sıcaklık, akışkanın buharlaştırıcıdan ayrılıp aşırı kızdırıldıktan sonra kompresöre girdiği andaki sıcaklık iken, kompresörün çıkış sıcaklığı ise, kompresrdn akışkanın ayrıldığı andaki sıcaklığıdır. Bu iki sıcaklığa göre dikkate alınan entalpi değerleriyle, kompresör güç tktmi hesaplanmıştır.

#### 4.4.4. Yoğuşturucudan atılan ısının, kompresör devri ve evre sıcaklığına bağılı değişimi

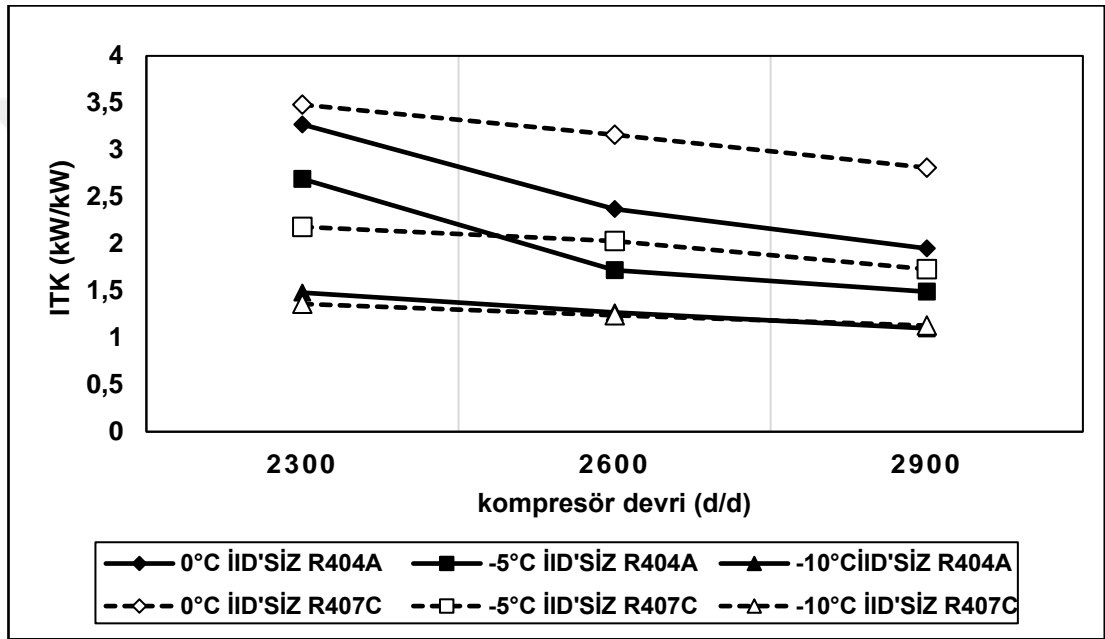


şekil 4.40. İki akışkanın İİD'siz sistemlerdeki yoğuşturucu yüklerinin karşılaştırması

şekil 4.40'daki grafikte, iki akışkanın İİD'siz sistemlerdeki yoğuşturucudan atılan ısı yüklerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı arttıkça, soğutucu akışkan, buharlaşma esnasında daha fazla ısıyı soğuracaktır. Bu durumda, yoğuşma sırasında daha fazla ısıyı atacaktır (Aral ve diğ., 2020). Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı her iki durumda da paralellik göstermesine rağmen, R407C akışkanının  $0^{\circ}\text{C}$  evre sıcaklığındaki performansı en yüksek değere sahip olurken

yine, R407C akışkanın  $-10^{\circ}\text{C}$ 'deki performansında en düşük yoğunlaştırıcı yük değeri elde edilmiştir. Buna ek olarak, sayısal değerlerle karşılaştırma yapılması gerekirse,  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında R407C akışkanına ait performans değeri R404A'ya göre %8 daha fazla iken,  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında R404A akışkanına ait yoğunlaştırıcı kapasite değeri, R407C'ye göre %15 daha fazladır.  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı her iki akışkan için verimli bir çevre sıcaklığı iken,  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığı R404A açısından daha verimli olduğunu göstermektedir.

#### 4.4.5. ITK'nin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

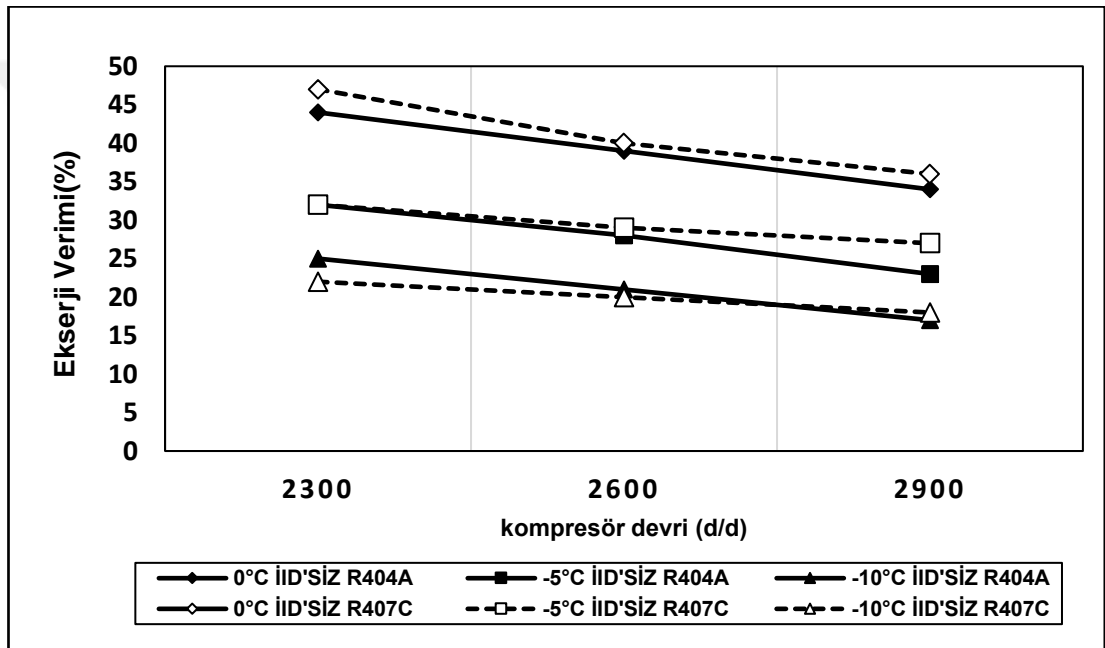


Şekil 4.41. İki akışkanın İİD'siz sistemlerdeki ITK değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 4.41.'daki grafikte, iki akışkanın İİD'siz sistemlerdeki ITK değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Isıtma konumunda çalışan bir ısı pompası için ITK değerinin düşmesi, çevre sıcaklığının azalmasıyla ilgilidir. Çünkü çevre sıcaklığı, kompresörün çekeceği gücü etkilemektedir (Abdul Wahid ve Al-Sayyab,2018). ITK değerinin en yüksek değerinin  $0^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında R407C olmasının yanında yine en düşük değerinin de  $-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında R404A ile çalışan sistemde elde edilmiştir. ITK büyüklükleri açısından değerlendirildiğinde R407C ile çalışan sistemin ITK değeri en yüksek 3,48 iken, R404A'nın ITK değeri, 3,27'dir. Bu da İİD'siz bir sistemde %6 oranında R407C akışkan daha verimlidir demektir. En düşük sıcaklıklarda elde edilen ITK değeri incelendiğinde, R404A akışkanına ait ITK 1,10 iken, R407C akışkanına ait ITK 1,13 tür.

#### 4.4.6. Ekserji verimin, kompresör devri ve çevre sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 4.42'deki grafikte, iki akışkanın İİD'siz sistemlerin ekserji verimi açısından karşılaştırılması yapılmıştır. Buharlaştırıcıda, hava ve soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi arttığında, ekserji verimi azalır (Direk ve diğ., 2019). Grafik incelendiğinde en verimli halin 0°C çevre sıcaklığında ve en verimsiz halin -10°C çevre sıcaklığında R407C ile çalışan sistemde olduğu, R404A'nın 0°C çevre sıcaklığında en yüksek verime yakın bir verime sahip olması, en düşük çevre sıcaklığında da R407C'den daha fazla verimli olduğu görülmüştür. Ayrıca R404A ve R407C soğutucu akışkanlarının 0°C çevre sıcaklığında benzer bir davranış sergilediği görülmüştür.



Şekil 4.42. İki akışkanın İİD'siz sistemlerdeki ekserji verimlerinin karşılaştırması

## 5. SONUÇLAR

Havadan suya ısı pompası sisteminde, R404A ve R407C akışkanlarının 0°C ile -10°C arasında kış çevre sıcaklığında, aşırı soğutma ve kızgınlık sağlayan İİD'nin sistemde bulunma ve bulunmama durumlarına göre deneyler yapılmış, yapılan deney sonuçlarına göre termodinamik analizleri gerçekleştirilmiştir.

Hacmi yaklaşık 22 m<sup>3</sup> olan ve -45°C ile +70°C sıcaklık aralığında çalışan, poliüretan panelden mamul edilmiş duvarları ve camlı izotermik çarpma kapının olduğu çevresel şartlar test kabiniinde, 7 HP scroll kompresöre sahip ısı pompası sisteminin 0°C, -5°C ve -10°C çevre sıcaklıklarında testleri gerçekleştirilmiştir. Klasik soğutma çevrimlerinde kullanılan söz konusu İİD'nin, ısı pompası performansı üzerindeki etkisinin belirlenmesi amacıyla, farklı akışkanlar kullanılarak deneyler gerçekleştirilmiştir.

Deneylerde, değişken olarak sadece çevre sıcaklığı ve soğutucu akışkan değil aynı zamanda kompresör frekans kontrolü ile kompresör devrinin sistem performansına etkisi de incelenmiştir. Çevre sıcaklığının 0°C'nin altına düşmesi durumlarında, sistem içerisinde dolaşan akışkanın, donarak su tesisatı hattına zarar vermesini önlemek amacıyla, %30 oranında mono etilen glikol ile %70 su karışımından oluşan bir karışım kullanılmıştır. Çevre sıcaklığının 0°C altında olma durumuna önlem olarak, sistemdeki soğutucu akışkan hattı ve tesisat hattı kauçuk izolasyon ile izole edilmiştir.

Aşırı soğutma sayesinde yoğuşturucu çıkışında sıvı formdaki soğutucu akışkanın tamamen yoğuşması aşırı kızgınlık sayesinde de buharlaştırıcı çıkışında gaz formundaki soğutucu akışkanın tamamen buharlaşması sağlanmıştır. Klasik soğutma çevrimlerinde, bu proses sayesinde performansta gözle görülür bir değişim olduğu, literatüründe bulunan ve soğutma grubu imalatçıları tarafından da işletilen bir süreç olduğu bilinmektedir. Aynı prosesin, hava kaynaklı bir ısı pompası sistem performansına olan etkisini gözlemlenmek, çevre sıcaklığının 0°C'nin altında olduğu iklimlerde bu sistemin kullanılıp kullanılmayacağını gözlemlenmek, bu kullanılabilirliğe söz konusu İİD'nin etkisini incelemek amacıyla sunulan tez çalışması kapsamında deneyler gerçekleştirilmiştir.

Deneyley, öncelikle İİD'li sistemlerde gerçekleştirilmiştir. 0°C, -5°C ve -10°C çevre sıcaklığında olmak üzere her bir sıcaklık için, 2300, 2600 ve 2900 d/d kompresör devirlerinde deneyley gerçekleştirilmiştir. İİD'nin sistemde olma ve olmama durumlarına göre sonuçlar incelendiğinde 0°C çevre sıcaklığı, tüm sistemlerin en verimli çalıştığı sıcaklık değeri olmaktadır. Sıcaklığın düşmesine bağlı olarak, sistemin veriminde de düşme gerçekleşmiş, en düşük çevre sıcaklığı olan -10°C çevre sıcaklığında en düşük etkenlik değeri elde edilmiştir. Çalışma esnasında, önemli bir diğer parametre olan kompresör devri de incelendiğinde, kompresör devri arttıkça sistem veriminin azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Kompresör devri artırıldığında, kompresörün güç tüketimi artmış, bu da etkenlik ifadesi olan İTK değerinin azalmasına sebep olmuştur. En düşük verim, en düşük çevre sıcaklığında ve en yüksek kompresör devrinde elde edilmiştir.

En yüksek İTK değerine, 0°C çevre sıcaklığında, en düşük kompresör devri olan 2300 d/d'da R404A ile çalışan İİD'li sistemde elde edilmiştir. Deneyleyde İTK 3,86 gibi yüksek bir oranda elde edilmiştir. Aynı şekilde aynı şartlardaki sistemin R407C soğutucu akışkanı ile olan performansı incelendiğinde ise, R407C soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin İTK değerinin 3,67 olduğu gözlemlenmiştir. 0°C çevre sıcaklığı, her iki akışkan için performansın yüksek olduğu çevre sıcaklığıdır. İİD'siz sistemde, her iki akışkanın İTK değerleri kıyaslandığında, R404A ile çalışan sistemin İTK değeri 3,48 iken, R407C ile çalışan sistemin İTK değeri 3,27 olarak elde edilmiştir. İİD'nin R404A soğutucu akışkanı ile çalışan sistemdeki etkisini İTK değerlerini kıyaslayarak bakarsak, İİD' sistem performansına yaklaşık %11 oranında bir artış sağlamıştır. Aynı şekilde R407C soğutucu akışkanı için bir kıyaslama yapılırsa bu oran %12,23 olmaktadır.

En yüksek İTK değeri yanında -5°C çevre sıcaklığında çalışan sistemin, hala performanslı bir şekilde çalıştığını göstermektedir. -5°C çevre sıcaklığında, en düşük kompresör devri olan 2300 d/d'da her iki akışkanın performansları kıyaslandığında, R404A soğutucu akışkanı ile çalışan sistemde İİD'nin olması durumundaki İTK değeri 2,89 iken, İİD'siz sistemdeki İTK değeri 2,69 olmuştur. Böylece, İTK değerindeki İİD' etkisi yaklaşık %7,43 oranında olmaktadır. R407C ile çalışan sistemler İİD' durumuna göre incelendiğinde, İİD'li sistemdeki İTK değeri 2,36 iken, İİD'siz durumdaki değeri 2,18'dir. İİD'nin performansa olan etkisi yaklaşık olarak %8,25 olmaktadır. Akışkanların sahip olduğu termodinamik özelliklere bakıldığında, düşük sıcaklıkta R404A soğutucu akışkanın sahip olduğu entalpi ve entropi değerleri, R407C akışkanının aynı sıcaklıktaki değerlerinden farklı olduğu, bu farklılığın İTK değerlerini

de etkilediği gözlemlenmiştir. Bunun yanı sıra, her iki akışkan  $-5^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığında tercih edilebilir, ancak R407C soğutucu akışkanı yerine  $-5^{\circ}\text{C}$ 'de R404A soğutucu akışkanı tercih edilirse, sistem verimi daha yüksek olacaktır.

$-10^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklığındaki sistem performansları incelendiğinde, her iki akışkana ait ITK değerleri 2'nin altındadır. Fakat her iki akışkanı kıyaslırsak, R404A ile çalışan sistem, R407C ile çalışan sisteme göre daha verimli olduğu söylenebilir. R404A ile çalışan sistem incelendiğinde, İİD'li sistemde ITK değeri 1,79 iken, İİD'siz sistemde 1,48 olarak gözlemlenmiştir. İİD'nin sistem performansına etkisi, yaklaşık %20,95 oranındadır. Aynı şekilde R407C için kıyas yapıldığında, İİD'li sistemdeki ITK 1,64 iken, İİD'siz sistemdeki değeri 1,36'dır. İİD'nin sistem performansına etkisi %20,60 olmaktadır.

Sistemin her bileşenine ait sıcaklık ve basınç değerlerini kullanarak entalpi ve entropi değerleri bulunmuş, bu değerler yardımıyla termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına göre sistemin çözümlenmesi yapılmıştır. İkinci yasa hesaplamalarını incelediğimizde, tüm durumlar göz önünde bulundurulduğunda, en fazla ekserji yıkımının kompresörden kaynaklandığı görülmüştür. Çevre sıcaklığının  $-5$ ,  $-10^{\circ}\text{C}$  gibi çok düşük olduğu bir çevre kompresördeki ekserji kaybı çok yüksek çıkmıştır. Kompresörden sonra ekserji yıkımı en yüksek olan sistem bileşeni yoğuşturucudur. Yoğuşturucu, söz konusu sistemde kaynaklı tip plakalı ısı değiştiricidir. Burada oluşan ekserji kayıpları yine çevre sıcaklığın  $0^{\circ}\text{C}$  ile  $-10^{\circ}\text{C}$  arasında değişiminden kaynaklanmaktadır.

Ekserji yıkımının kompresör devrine bağlı olarak artması beklenen bir gelişmedir. Ekserji verimi açısından incelendiğinde, sisteme ait ekserji verimi değerleri, ITK değerleri ile örtüşmektedir.

## 6. ÖNERİLER

Yapılan deneyler sonucunda, 0°C ile –10°C arasında değişen çevre sıcaklıklarında, İİD'nin sistem verimi üzerindeki etkileri aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

İİD'siz sistemde, 0°C her iki akışkan için ideal çalışma sıcaklığı iken, İİD'nin olması halinde –5°C çevre sıcaklığında da sistem verimli bir şekilde çalışabilir. Çevre sıcaklığının –5°C altında çalışması halinde sistem verimi, her iki akışkan için ciddi oranda azalmaktadır bu sebeple –5°C altında kullanımı tercih edilmemelidir.

0°C ve –5°C de verimli bir şekilde sistem performansı isteniyorsa, soğutucu akışkan olarak R404A tercih edilmelidir. 0°C çevre sıcaklığında R407C soğutucu akışkanı da verimlidir fakat –5°C çevre sıcaklığında R404A soğutucu akışkanına göre verimi düşüktür.

İİD, sistemde muhakkak olmalıdır. Bu sayede verim artacak, verimin tanımı gereği göz önünde bulundurulmuş güç tüketimi, İİD'siz sisteme göre daha az olacaktır.

Her durumdaki sistem performansı göz önünde bulundurulduğunda, kompresör devrinin artmasına bağlı olarak İTK değerinde azalma yaşanmıştır. Dolayısıyla sistem kurulurken, kompresör sürücüsü olmalıdır ve 2300 d/d'da ya da ona denk gelen en düşük kompresör frekansında sistemin çalışması sağlanmalıdır. En yüksek devirde, kompresörün tükettiği elektrik gücü arttığından İTK değeri azalmaktadır.

Kompresörden sonra en büyük ekserji yıkım yoğunlaştırıcı görevi gören plakalı ısı değiştiricide gözlemlendiği için, bu sistem bileşeni iyileştirilmelidir. Buharlaştırıcıda olduğu gibi, yoğunlaştırıcunun da fanlı bir batarya olması durumundaki sistem performansı incelenebilir.

Buharlaştırıcı fanına sürücü takarak, hava debisi değişiminin sistem performansı üzerindeki etkisi incelenebilir.

Termostatik genişleme valfi yerine, elektronik genişleme valfinin sistem performansına etkisi incelenebilir.

## KAYNAKLAR

Abdulwahid M.A., Al-Sayyab A.K.S., Exergy-Energy Analysis of Low Global Alternative Refrigerants to R22 For Air-Conditioning Applications, *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*,2018,**13**(4),1492-1498.

Alpsoy H., R134a / R152a Soğutucu Akışkan Karışımlarının Isı Pompasında Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2009, 245642

Alkan A., Kolip A., Hosoz M., Experimental Energy and Exergy Performance of an Automotive Heat Pump Using R1234yf, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10035-z>

Aral M. C., Suhermanto M., Hosoz M., Performance Evaluation of an Automotive Air Conditioning and Heat Pump System Using R1234yf and R134a, *Science and Technology for the Built Environment*, DOI: 10.1080/23744731.2020.1776067

Bakirci K., Yuksel B., Experimental Thermal Performance of a Solar Source Heat-Pump System for Residential Heating in Cold Climate Region, *Applied Thermal Engineering*, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.01.039>.

Bardak A. G., Yeraltı Suyu Kaynaklı Isı Pompası İçin Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2011, 295064

Bhatia A., E. B., Fundamentals of Mechanical Refrigeration Systems, PHDonline Course M244(4PDH), *PDHcenter*, Fairfax, 2012.

Biao X., Huawei C., Lin H., Shunan Z., Shuiming S., Annual Performance Analysis of Air Source Heat Pump, Water Heater Using a New – Eco Friendly, Refrigerant Mixture as an Alternative to R134a, *Renewable Energy*, DOI: 10.1016/j.renene.2019.09.143.

Bolaji O. B., Influence of sub-cooling on the energy performance of two ecofriendly R22 alternative refrigerants,*Journal of Science and Technology*,**34**(2), (2014),73-83.

Bonin J., What is a heat pump and how does it work?, Editör: Bonin J., *Heat Pump Planning Handbook*, 1st ed., Routledge, Abingdon, 10-54, 2015.

Cengel Y., Boles A. M., Ekserji: Bir İş Potansiyelinin Ölçüsü, Pınarbaşı A., *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla*, 5th ed. İstanbul, 423-469, 2012.

Cho H., Lee H., Park C., Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf, *Applied Thermal Engineering*, **61** (2013), 563-569.

Colombo M., P., L., Lucchini A., Molinaroli L., Experimental Analysis of The Use of R1234yf and R1234ze(E) as Drop-in Alternatives of R134a in a Water-to-water Heat Pump, *International Journal of Refrigeration*, 2020, **115**, 18-27.



Çağlar A., Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Sistem Performansının Deneysel ve Teorik Olarak Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2006, 199258

Çakır U., Çomaklı K., Exergetic Interrelation Between an Heat Pump and Components, *Applied Thermal Engineering*, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.03.062.

Datta P. S., Das K. P., Mukhopadhyay S., Effect of Refrigerant Charge, Compressor Speed and Air Flow Through the Evaporator on the Performance of an Automotive Air Conditioning System, India, 2014.

Demirel Y., Using the Second Law: Thermodynamic Analysis, Editör: Demirel Y., *Nonequilibrium Thermodynamics*, 3rd ed., Elsevier, Oxford, 177-264, 2014.

Dincer I., Rosen A. M., Exergy Analysis of Heat Pump Systems, Editörler: Dincer İ., Rosen A. M., EXERGY Energy, *Environment and Sustainable Development*, 1st ed., Elsevier, Burlington, 91-102, 2007.

Dincer I., Rosen A. M., Heat Pump Systems, Editörler: Dincer İ., Rosen A. M., Exergy Analysis of Heating, *Refrigerating and Air Conditioning: Methods and Applications*, 1st ed., Elsevier, Waltham, 131-167, 2015.

Direk M., Otomobil Isı Pompasının Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2004, 154959.

Direk M., Mert M. S., Soylu E., Yüksel F., Experimental Investigation of an Automotive Air Conditioning System Using R444A and R152a Refrigerants as Alternatives of R134a, *Journal of Mechanical Engineering*, DOI:10.5545/sv-jme.2019.6040.

Direk M., Soylu E., The Effect of Internal Heat Exchanger Using R1234ze(E) as an Alternative Refrigerant in a Mobile Air-Conditioning System, *Journal of Mechanical Engineering* **64**(2018)2, 114-120.

Dong X., Tian Q., Zhen L., Experimental Investigation on Heating Performance of Solar Integrated Air Source Heat Pump, *Applied Thermal Engineering*, 2017, **123**, 1013-1020.

Duman N., Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Sivas Şartlarında Kullanılabilirliğinin Deneysel Olarak Araştırılması, Doktora Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas, 2018, 505673

Elgendy E., Schmidt J., Experimental Study of Gas Engine Driven Air-to-Water Heat Pump in Cooling Mode, *Energy*, 2010, **35**, 2461-2467.

Hamad A.J., Khalifa A. H. N., Khalaf D. Z., The Effect of Compressor Speed Variation and Vapor Injection on the Performance of Modified Refrigerant System, *International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.)*, DOI:10.15866/ireme.v12i3.14192.

Hosoz M., Direk M., Performance Evaluation of An Integrated Automotive Air Conditioning And Heat Pump System, *Energy Conversion and Management* (2006), **47**, 545–559.

James W. R., Welch C. T., Refrigeration and Heat Pump Systems, Editör: Legg R., *Air Conditioning System Design*, 1st ed., Elsevier, Oxford, 167-188, 2017.

Januševičius K., Streckienė G., Analysis of Air-to-Water Heat Pump in Cold Climate: Comparison Between Experiment and Simulation, *Future of Lithuania*, 2015, **7(4)**, 468-474.

Jin L., Cao F., Yang D., Wang X., Performance Investigations of an R404A Air-Source Heat Pump With an Internal Heat Exchanger For Residential Heating in Northern China, *International Journal of Refrigeration*, DOI: <http://dx.doi.org/doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.03.004>.

Karagöl T. E., Kavaz İ., *Dünyada ve Türkiye’de Yenilenebilir Enerji*, SETA, 2017, **197**, 7-30

Kaynaklı O., Horuz I., An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2003, **30(2)**, 273-284.

Karagöz Ş., Soğutkan Karışımlarının Isı Pompasında Kullanımı, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2002, 121479

Klein S.A., Reindl D.T., Brownell K., Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, **23(2000)**, 588-596.

Kolukisa M., Sudan Suya Isı Pompasının Farklı Su Sıcaklıklarındaki Performansının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum, 2015, 424241

Kyeongsoo S., Yongseok J., Kwiyong P., Yongchan K., Dynamic Performance Characteristic of R410A Heat Pump with Consideration of Energy Efficiency and Thermal Comfort at Various Compressor Frequencies and Outdoor Fan Speeds, *Applied Thermal Engineering*, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2019.114499.

Lam C. J., Chan W. W., Energy Performance of Air-to-Water and Water-to-Water Heat Pumps in Hotel Applications, *Energy Conversion and Management*, 2003, **44**, 1625-1631.

Li Z., Takeshi F., Michiyuki S., A New Method for Preventing Air Source Heat Pump Water Heater From Frosting, *International Journal of Refrigeration*, 2012, **35**, 1327-1334.

Liu H., Nagano K., Katsura T., Han Y., Experimental Investigation on a Vapor Injection Heat Pump System with a Single-Stage Compressor, *Energies*, DOI:10.3390/en13123133.

Owen S. M., Applied Heat Pump and Heat Recovery Systems, Editör: Owen S. M., *The 2016 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*, 1st ed., ASHRAE, Atlanta, 155-180, 2016.

Pin W., Zhichao W., Xiaofeng L., Zhaowei X., Yingxia Y., Qiang Y., Energy – Saving Analysis of Air Source Heat Pump Integrated with a Water Storage Tank for Heating Applications, *Building and Environment*, DOI: 10.1016/j.buildenv.2020.107029.

Polat S., Toprak Kaynaklı Isı Pompası Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2019, 580581.

Sanyo Scroll Compressors, Dalian Sanyo Compressors Co., Ltd., 2009.

Sarbu I., Sebarchievici C., Types of Compressors and Heat Pumps, Editör: Sarbu I., Sebarchievici C., Ground-Source Heat Pumps: Fundamentals, *Experiments and Applications*, 1st ed., Elsevier, San Diego, 47-70, 2015.

Serevina V., Azhar A.A., Sutandi T., Sumeru K., Effect of Engine Speed on The Performance Of Automotive AirConditioning System Using R134a And R152A As Refrigerants, *International Conference on Mechanical and Manufacturing Engineering*, 16–17 July 2018, Malaysia.

Suleman F., Dinçer İ., Agelin-Chaab M., Energy and Exergy Analyses of an Integrated Solar Heat Pump System, *Applied Thermal Engineering*, 2014, **73**, 559-566.

Tamdemir Ş., Hava – Hava Isı Pompasının Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum, 2014, 360678.

Tasdemirci E., Alptekin E., Hosoz M., Comparative pPerformance of an Automobile Heat Pump System With an Internal Heat Exchanger UsingR1234yf and R134a, *Int. J. Exergy*, Vol. **33**(1), 2020, 98-113.

Tian Z., Liu F., Tian C., Ma Z., Jia L., Zhang R., Experimental Investigation on Cooling Performance and Optimal Superheat of Water Source Gas Engine – Driven Heat Pump System, *Applied Thermal Engineering*, 2020, **178**, 1-11.

Ticari Tip Kondenserler, Buzçelik, 2019.

Töre H., Isı Pompasının Soğutma Durumunda Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum, 2015, 426840

URL-1: <https://www.akgunsogutma.com/bayi/tr/4-yollu-vana/495-78-1-18-4yolluvana220v.html> (Ziyaret tarihi: 16 Eylül 2020)

URL-2: <http://portal.canovateenerji.com/tr-TR/toprak-kaynali-isi-pompasi/> (Ziyaret Tarihi: 16 Eylül 2020)

URL-3:<https://www.pngindir.com/png-6e2i28/> (Ziyaret tarihi:16 Eylül 2020)

URL-4: <https://www.termodinamik.info/arastirma/gunes-toprak-kaynakli-isi-pompalari> (Ziyaret tarihi: 16 Eylül 2020)

URL-5:<https://gas-servei.com/shop/docs/technical-data-sheet-r-407c-gas-servei.pdf> (Ziyaret tarihi: 12 Aralık 2020)

URL-5:<https://gas-servei.com/shop/docs/technical-data-sheet-r-404a-gas-servei.pdf> (Ziyaret tarihi: 12 Aralık 2020)

URL-6:[http://blog.aku.edu.tr/ceyhunylimaz/files/2018/02/ME412\\_Chap\\_02\\_lecture.pdf](http://blog.aku.edu.tr/ceyhunylimaz/files/2018/02/ME412_Chap_02_lecture.pdf) (Ziyaret tarihi: 15 Ekim 2020)

URL-7:<https://chemicalengineeringsite.in/desirable-properties-refrigerants/>  
(Ziyaret tarihi: 04.07.2021)

Ünal R., Değişken Evaporatör Sıcaklığında Bir Isı Pompasının Farklı Çalışma Koşullarında Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 2018, 517087.

Xiao B., Chang H., He L., Zhao S., Shu S., Annual Performance Analysis of an Air Source Heat Pump Water Heater Using a New Eco-Friendly Refrigerant Mixture as an Alternative to R134a, *Renewable Energy*, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.09.143>.

Zhiqiang L., Xiaolin L., Hanqing W., Wangming P., Performance Comparison of Air Sources Heat Pump with R407C and R22 Under Frosting and Defrosting, *Energy Conversion and Management*, 2008, **49**, 232-239.



## KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

**Baş F.**, Kibar A., Hoşöz M., Isı Pompası ve Diğer Sistemler Arasındaki Enerji Verimliliğinin Karşılaştırılması Hakkında Bir İnceleme Çalışması, Mas International European Conference On Mathematics-Engineering-Natural & Medical Sciences-XII, *MAS International Journal of Mathematics, Engineering, Natural & Medical Sciences*, İzmir, 15-16 Temmuz 2020.



## **ÖZGEÇMİŞ**

Amasya'da ilkokul, ortaokul ve lise öğrenimini tamamladı. 2012'de Makine Mühendisliği Bölümü'ne girdiği Erzurum Teknik Üniversitesi'nden 2016'da mezun oldu. Eylül 2017'de öğrencisi olmayı hak kazandığı Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda halen yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir. Ayrıca Eylül 2018'den beri Ankara'da savunma sanayi alanında çalışmalar yapan bir firmada Ar-Ge Mühendisi olarak halen çalışmaktadır.

