

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

HFO1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANLI BİR OTOMOBİL
KLİMASI VE ISI POMPASI SİSTEMİNİN DENEYSEL VE
TEORİK PERFORMANS ANALİZİ

ERKUTAY TAŞDEMİRCİ

KOCAELİ 2021

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

HFO1234yf SOĞUTUCU AKIŞKANLI BİR OTOMOBİL
KLİMASI VE ISI POMPASI SİSTEMİNİN DENEYSEL VE
TEORİK PERFORMANS ANALİZİ

ERKUTAY TAŞDEMİRCİ

Prof. Dr. Murat HOŞÖZ
Danışman, Kocaeli Üniversitesi

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

Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
Jüri Üyesi, Bursa Uludağ Üniversitesi

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN
Jüri Üyesi, Hitit Üniversitesi

Doç. Dr. Ertan ALPTEKİN
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi

Tezin Savunulduğu Tarih: 24.06.2021

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında, HFC134a soğutucu akışkanı kullanan bir otomobil kliması sistemi ısı pompası olarak da çalışacak şekilde deneysel bir sistem haline dönüştürülmüştür. Deneysel sistem önce HFC134a, daha sonra HFO1234yf soğutucu akışkanları ile çalıştırılarak deneysel ve teorik performans analizleri gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışmamda hiçbir desteğini esirgemeyen, daima yol ve sabır gösteren kıymetli hocam Sayın Prof. Dr. Murat HOŞÖZ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım süresince her türlü destek sağlayan kıymetli hocam Sayın Öğr. Gör. İsmail SARI'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca sürekli destekleriyle başarıya ulaşmamı sağlayan değerli hocalarım Sayın Prof. Dr. Kadri Süleyman YİĞİT ve Doç. Dr. Ertan ALPTEKİN ile Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde görev yapmakta olan kıymetli hocalarıma teşekkür ederim.

2014/051 numaralı projemiz kapsamında sağladığı desteklerden dolayı, Kocaeli Üniversitesi BAP Birimi'ne teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs – 2021

Erkutay TAŞDEMİRCİ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
TABLOLAR DİZİNİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xi
ÖZET.....	xiv
ABSTRACT.....	xv
GİRİŞ	1
1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
1.1. Otomotiv İklimlendirmesi ile İlgili Literatür Çalışmaları.....	4
1.2. Otomotiv Isı Pompası ile İlgili Literatür Çalışmaları.....	13
1.3. Otomotiv İklimlendirme Sistemlerinin ve Bileşenlerinin Modellenmesi ile İlgili Literatür Çalışmaları.....	18
1.4. Yapılan Tez Çalışmasının Getirdiği Yenilikler ve Literatüre Katkısı	24
2. DENEYSEL SİSTEM	26
2.1. Deneysel Sisteminin Soğutma Modunda Isı Değiştiricisiz Çalıştırılması	41
2.2. Deneysel Sisteminin Soğutma Modunda Isı Değiştiricisiyle Çalıştırılması	43
2.3. Deneysel Sisteminin Isı Pompası Modunda Isı Değiştiricisiz Çalıştırılması	43
2.4. Deneysel Sisteminin Isıtma Pompası Modunda Isı Değiştiricili Çalıştırılması	44
3. TEST PROSEDÜRÜ.....	49
3.1. Yaz İklimlendirme Deneyleri için İzlenen Prosedür.....	50
3.2. Kış İklimlendirme Deneyleri için İzlenen Prosedür	52
3.3. Deneylerin Gerçekleştirilmesi.....	53
4. DENEY SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ.....	56
4.1. Soğutma Durumu için Enerji ve Ekserji Analizleri	56
4.2. Isı Pompası Durumu için Enerji ve Ekserji Analizleri.....	60
4.3. Belirsizlik Analizi	61
5. SOĞUTMA MODUNDA ÇALIŞTIRILAN DENEYSEL TAŞIT İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ SONUÇLARI	64
5.1. Sabit Kapasiteli Kompresör Kullanan Sistemin Performans Analizi Sonuçları.....	64
5.1.1. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemin ID olmadan R134a ve R1234yf için performans analizi sonuçları	64
5.1.2. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemin ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için performans analizi sonuçları	75
5.2. Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanan Sistemin Performans Analizi Sonuçları	86

5.2.1. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin ID olmadan R134a ve R1234yf için performans analizi sonuçları	86
5.2.2. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için performans analizi sonuçları	96
6. ISI POMPASI MODUNDA ÇALIŞTIRILAN DENEYSEL TAŞIT İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ SONUÇLARI	108
7. KONDENSER ISI TRANSFER MODELİ	120
7.1. Modellenen Kondenserin Özellikleri	120
7.2. Kondenser Modelinin Oluşturulması	122
7.2.1. Etkenlik yöntemi ve kondensere uygulanması	123
7.2.2. Kondensere ait UA değerinin belirlenmesi	124
7.2.3. Hava akımı tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması	126
7.2.4. Soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması	126
7.2.4.1. Tek fazlı bölgelerde soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının bulunması	127
7.2.4.2. İki fazlı bölgede soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının bulunması	127
7.3. Deneysel Sistemin Kondenslerinde Isı Transferinin Hesaplanması	129
7.4. Geliştirilen Kondenser Modelinin İstatistik Performans Parametreleri	132
7.5. Teorik ve Deneysel Yolla Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması	134
8. EVAPORATÖR ISI TRANSFER MODELİ	139
8.1. Modellenen Evaporatörün Özellikleri	139
8.2. Evaporatör Modelinin Oluşturulması	142
8.2.1. Etkenlik yöntemi ve evaporatörde modellenmesi	142
8.2.2. Evaporatöre ait UA değerinin belirlenmesi	143
8.2.3. Hava akımı tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması	144
8.2.4. Soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması	146
8.2.4.1. İki fazlı bölgede soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının bulunması	147
8.2.4.2. Tek fazlı bölgede soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının bulunması	148
8.3. Deneysel Sistemde Evaporatör Isı Transferinin Hesaplanması	149
8.4. Geliştirilen Evaporatör Modelinin İstatistik Performans Parametreleri	152
8.5. Teorik ve Deneysel Yolla Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırması	154
9. KOMPRESÖR MODELİ	158
10. OTOMOTİV İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN GENEL MODELİ	160
11. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	173
KAYNAKLAR	182
KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER	189
ÖZGEÇMİŞ	190

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	DeneySEL sistemin önden (a) ve arkadan (b) görünüşü	26
Şekil 2.2.	DeneySEL sistemin şematik gösterimi.....	28
Şekil 2.3.	Elektrik motoru ve kompresör arasındaki mekanik bağlantı	29
Şekil 2.4.	Elektrik motorunun kasnağı ile sabit ve değişken kapasiteli kompresörler arasındaki bağlantı.....	29
Şekil 2.5.	İç ünite hava kanalının açık fotoğrafı	29
Şekil 2.6.	İç ünite hava kanalında hava akımı sıcaklığının ve hızının ölçüm noktaları	31
Şekil 2.7.	İç ünite hava kanalı çıkışı ve yağ kuru termometre sensörlerinin konumu.....	31
Şekil 2.8.	Kondenser fanları, elektrikli ısıtıcı, türbülator ve kondenserin dış ünite hava kanalındaki konumları	32
Şekil 2.9.	İç ısı değiştiricisi (ID) şekli ve boyutları	33
Şekil 2.10.	ID'nin deneySEL sistemdeki bağlantısının şematik gösterimi (a) ID'nin etkisinin P-h diyagramında şematik gösterimi (b)	33
Şekil 2.11.	Dış ünite hava kanalında hava sıcaklığı ve hızı ölçüm noktaları	34
Şekil 2.12.	Kontrol panosu ve ısı yük ayar potansiyometreleri	35
Şekil 2.13.	Kontrol panosu üst bölümü.....	35
Şekil 2.14.	Kontrol panosu ve üzerindeki göstergeler ile anahtarlar	36
Şekil 2.15.	Kontrol panosu (alt bölüm).....	37
Şekil 2.16.	Yağ-kuru termometre sıcaklık ölçüm sensörlerini taşıyan prop	37
Şekil 2.17.	Coriolis kütleSEL debimetre	38
Şekil 2.18.	Basınç transmitterleri.....	39
Şekil 2.19.	Veri toplama sistemi	40
Şekil 2.20.	Tork sensörü	40
Şekil 2.21.	Fotoelektrik devir ölçer (a) ve pervaneli anemometre (b)	41
Şekil 2.22.	Deney sisteminin soğutma durumunda ısı değiştiricisiz çalıştırılması.....	45
Şekil 2.23.	Deney sisteminin ID devrede iken soğutma modunda çalışması.....	46
Şekil 2.24.	Deney sisteminin ısı pompası durumunda ısı değiştiricisiz çalıştırılması.....	47
Şekil 2.25.	Deney sisteminin ısı pompası durumunda ısı değiştiricili çalıştırılması.....	48
Şekil 3.1.	R134a için (a) ve R1234yf için (b) geri kazanımlı soğutucu akışkan otomatik dolun makineleri.....	49
Şekil 5.1.	Soğutma modunda çalışan sabit kapasiteli kompresörlü (SKK) deneySEL sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkan kütleSEL debisinin kompresör hızı ile değişimi	65
Şekil 5.2.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneySEL sistemde R134a ve R1234yf için basınç oranının kompresör hızı ile değişimi	66

Şekil 5.3.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi.....	67
Şekil 5.4.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi.....	68
Şekil 5.5.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için sistemin toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi.....	69
Şekil 5.6.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi.....	70
Şekil 5.7.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi.....	71
Şekil 5.8.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi.....	72
Şekil 5.9.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi.....	73
Şekil 5.10.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi.....	74
Şekil 5.11.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan debisinin kompresör hızı ile değişimi.....	75
Şekil 5.12.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için basınç oranının kompresör hızı ile değişimi.....	76
Şekil 5.13.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi.....	77
Şekil 5.14.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi.....	78
Şekil 5.15.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için deneysel sistemin toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi	79
Şekil 5.16.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi.....	80
Şekil 5.17.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi	81
Şekil 5.18.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi	82

Şekil 5.19.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi.....	83
Şekil 5.20.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi.....	84
Şekil 5.21.	Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için sistem bileşenlerdeki ekserji yıkımı dağılımının kompresör hızı ile değişimi.....	85
Şekil 5.22.	Soğutma modunda çalışan değişken kapasiteli kompresörlü (DKK) deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızı ile değişimi	86
Şekil 5.23.	Soğutma modunda DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için basınç oranının kompresör hızı ile değişimi.....	87
Şekil 5.24.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi.....	88
Şekil 5.25.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi.....	90
Şekil 5.26.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi.....	91
Şekil 5.27.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi.....	92
Şekil 5.28.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi.....	93
Şekil 5.29.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi.....	94
Şekil 5.30.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi.....	95
Şekil 5.31.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi.....	96
Şekil 5.32.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızı ile değişimi.....	97
Şekil 5.33.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için basınç oranının kompresör hızı ile değişimi.....	98
Şekil 5.34.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi.....	99

Şekil 5.35.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi.....	100
Şekil 5.36.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi.....	101
Şekil 5.37.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi	102
Şekil 5.38.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi	103
Şekil 5.39.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi	104
Şekil 5.40.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi.....	105
Şekil 5.41.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi.....	106
Şekil 5.42.	Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için sistem bileşenlerindeki ekserji yıkımı dağılımının kompresör hızı ile değişimi.....	107
Şekil 6.1.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızı ile değişimi.....	109
Şekil 6.2.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ısıtma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi.....	110
Şekil 6.3.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi.....	111
Şekil 6.4.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için deneysel sistemin toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi.....	112
Şekil 6.5.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ısıtma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi.....	113
Şekil 6.6.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam güç tüketimine göre ısıtma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi.....	114
Şekil 6.7.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi.....	115
Şekil 6.8.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi.....	116

Şekil 6.9.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi	117
Şekil 6.10.	Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için sistem bileşenlerindeki ekserji yıkımı dağılımının kompresör hızı ile değişimi	118
Şekil 7.1.	Panjur kanatçıklı mikro kanallı kondenser	120
Şekil 7.2.	Tek bir kanadın geometrisi	121
Şekil 7.3.	Paralel akışlı mikro kanallı kondenserin şematik gösterimi	121
Şekil 7.4.	Panjur kanatçıkların kesit, ön ve yan görünüşleri.....	122
Şekil 7.5.	Kondensere birim elemanına ait eşdeğer ısıl direnci	124
Şekil 7.6.	Yatay pozisyonda kapalı boru içinde hava akımına ısı atan soğutucu akışkanın faz değişimi	128
Şekil 7.7.	Kondensere ait modelde kullanılan kontrol hacmi	129
Şekil 7.8.	Kondenser modeli akış diyagramı	133
Şekil 7.9.	R134a için teorik ve deneysel kondenser çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması	136
Şekil 7.10.	R134a için kondenserden atılan teorik ve deneysel ısıların karşılaştırılması	136
Şekil 7.11.	R1234yf için teorik ve deneysel kondenser çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması	137
Şekil 7.12.	R1234yf için kondenserden atılan teorik ve deneysel ısıların karşılaştırılması	138
Şekil 8.1.	Panjur kanatçıklı mini kanallı evaporatör	139
Şekil 8.2.	Panjur kanatçık geometrisi.....	140
Şekil 8.3.	Tek bir kanadın geometrisi	140
Şekil 8.4.	Mini kanallı evaporatörün şematik gösterimi	141
Şekil 8.5.	Mini kanal ve panjur kanatçıkların kesit, ön ve yan görünüşleri	141
Şekil 8.6.	Evaporatörün herhangi bir hesap bölgesi için eşdeğer ısıl dirençleri	143
Şekil 8.7.	Hava akımından ısı çeken soğutucu akışkanın mini kanal içinde faz değişimi	147
Şekil 8.8.	Mini kanal ve etkisi altındaki hava bölgesinden oluşan kontrol hacmi	149
Şekil 8.9.	Evaporatör modeli akış diyagramı	153
Şekil 8.10.	R134a soğutucu akışkanının teorik ve deneysel evaporatör çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması.....	155
Şekil 8.11.	R134a soğutucu akışkanı için teorik ve deneysel evaporatör soğutma kapasitelerinin karşılaştırılması.....	155
Şekil 8.12.	R1234yf soğutucu akışkanının teorik ve deneysel evaporatör çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması	156
Şekil 8.13.	R1234yf için teorik ve deneysel evaporatör soğutma kapasitelerinin karşılaştırılması	157
Şekil 10.1.	Deneysel sistemin soğutma modunda çalışma durumu için şematik gösterimi	160
Şekil 10.2.	R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için basınç–entalpi diyagramı	161
Şekil 10.3.	TXV basınç denge durumu	162
Şekil 10.4.	Sistem genel modeli akış diyagramı	164

Şekil 10.5.	R134a için tahmin edilen ve deneysel soğutucu akışkan debilerinin karşılaştırması.....	166
Şekil 10.6.	R134a için tahmin edilen ve deneysel soğutma kapasitelerinin karşılaştırması.....	167
Şekil 10.7.	R134a için tahmin edilen ve deneysel kompresör güçlerinin karşılaştırması	168
Şekil 10.8.	R134a için tahmin edilen ve deneysel soğutma tesir katsayılarının karşılaştırması	168
Şekil 10.9.	R1234yf için tahmin edilen ve deneysel soğutucu akışkan debilerinin karşılaştırması.....	169
Şekil 10.10.	R1234yf için tahmin edilen ve deneysel soğutma kapasitelerinin karşılaştırması.....	170
Şekil 10.11.	R1234yf için tahmin edilen ve deneysel kompresör güçlerinin karşılaştırması	171
Şekil 10.12.	R1234yf için tahmin edilen ve deneysel soğutma tesir katsayılarının karşılaştırması	171

TABLULAR DİZİNİ

Tablo 3.1.	R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının termodinamik özellikleri	50
Tablo 3.2.	Soğutma deney sayıları ve kombinasyonları	51
Tablo 3.3.	Isı pompası deney sayıları ve kombinasyonları	53
Tablo 4.1.	Ölçülen parametreler ve ölçüm cihazlarının özellikleri.....	62
Tablo 4.2.	Isı pompası sisteminin performans parametrelerinin mutlak belirsizlikleri	63
Tablo 7.1.	Kondensere ait geometri ve boyut değerleri	122
Tablo 7.2.	Kondenser için ısı transferi hesaplamalarının yapıldığı çalışma şartları	135
Tablo 8.1.	Evaporatöre ait geometrik değerler.....	140
Tablo 8.2.	Evaporatör için ısı transferi hesaplamalarının yapıldığı çalışma şartları	154
Tablo 9.1.	η_v ve η_s için ampirik korelasyonlarındaki c ve k katsayıları.....	159

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A_f	: Kanatçıklı yüzey alanı, (m^2)
A_h	: Havanın ısı transfer yüzey alanı, (m^2)
A_o	: Toplam yüzey alanı, (m^2)
A_s	: Soğutucu akışkan ısı transfer yüzey alanı, (m^2)
A_{uf}	: Kanatçıksız yüzey alanı, (m^2)
C	: Isı kapasitesi, (kJ/K)
$c_{p,a}$: Sabit basınçta havanın özgül ısısı, (kJ/kg K)
$c_{p,v}$: Sabit basınçta su buharının özgül ısısı, (kJ/kg K)
D_h	: Hidrolik çap, (m)
\dot{E}_{xd}	: Yok edilen ekserji, (kW)
f	: Sürtünme faktörü
F_l	: Kanatçık boyu, (mm)
F_p	: Kanatçık adımı, (mm)
G	: Kütle akışı, ($kg/m^2 s$)
h	: Entalpi, (kJ/kg)
h_h	: Hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı, ($W/m^2 K$)
h_s	: Soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısı, ($W/m^2 K$)
j	: Colburn Faktörü
k	: Isı iletim katsayısı, ($W/m K$)
L_l	: Panjur boyu, (mm)
L_p	: Panjur adımı, (mm)
\dot{m}	: Kütleli debi, (kg/s)
n	: Kompresörün dakikadaki devir sayısı, (dev/dk)
N	: Tahmin edilen toplam veri sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Güç, (kW)
Pr	: Prandtl sayısı
Q	: Gerçekleşen ısı transferi, (kW)
Q_{max}	: Gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi, (kW)
\dot{Q}	: Soğutma kapasitesi, (kW)
\dot{Q}_j	: T_j sıcaklığındaki sistem sınırından birim zamanda olan ısı geçişi, (kW)
R	: Korelasyon katsayısı
Re	: Reynolds sayısı
s	: Entropi, (kJ/kg K)
t	: Mikro kanal duvar kalınlığı, (m)
T	: Sıcaklık, ($^{\circ}C$)
T_0	: Çevre sıcaklığı, (K)
T_d	: Tüp derinliği, (mm)
T_j	: Anlık sıcaklık, (K)
T_p	: Tüp adımı, (mm)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı, ($W/m^2 K$)

V_h	: Hava hızı, (m/s)
W	: Güç, (kW)
x	: Kuruluk derecesi, (kg/kg)
δ	: Kanatçık kalınlığı, (mm)
ε	: Etkenlik
η_0	: Kanatçık toplam yüzey verimi
η_f	: Kanatçık verimi
θ	: Panjur açısı, ($^\circ$)
μ	: Dinamik viskozite, (Pa s)
ρ	: Yoğunluk, (kg/m ³)
Ψ	: Özgül akış ekserjisi, (kJ/kg)

Kısaltmalar

0	: Ölü hal
a	: Alın
A	: Alan
Al	: Alüminyum
c	: Kondenser
ç	: Çıkış
D	: Hidrolik çap
d	: Yıkım, doyma noktası
DC	: Direct current (Doğru akım)
DKK	: Değişken kapasiteli kompresör
düg	: Dış ünite giriş
ef	: Eksenel fan
ek	: Elektromanyetik kavrama
el	: Elektriksel
eq	: Eşdeğer
EV	: Elektrikli araç
evap	: Evaporatör
f	: Kanatçık
g	: Giriş
GWP	: Global warming potential (Küresel ısıtma potansiyeli)
h	: Hava
HFC	: Hidroflorokarbon
HFO	: Hidrofloroolefin
ID	: İç ısı değiştiricisi
ITK	: Isıtma tesir katsayısı
iüg	: İç ünite giriş
KH	: Kontrol hacmi
km	: Kompresör mili
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
kr	: Kesit alanı
l	: Sıvı faz
lp	: Kanatçık adımı
m	: Mikro kanal
maks	: Maksimum

min	: Minimum
MRE	: Mean relative error (Ortalama izafi hata)
NTU	: Number of transfer units (Geçiş birimi sayısı)
ODP	: Ozone depletion potential (Ozon tüketme potansiyeli)
p	: Adım
PAG	: Polyalkylene glycol (Polialkilen glikol)
PLC	: Programmable logic control (Programlanabilir mantık control)
PTC	: Positive temperature coefficient (Elektrikli ısıtıcı)
RH	: Relative humidity (Bağıl nem)
RMSE	: Root mean square error (Karelerin karekökü türünden ortalama hata)
RV	: Reversing valve (Dört yollu valf)
s	: Soğutucu akışkan
sf	: Santrifüj fan
SKK	: Sabit kapasiteli kompresör
STK	: Soğutma tesir katsayısı
STK _{top}	: Toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı
t	: Mini kanallı tüp
Top	: Toplam
TXV	: Thermostatic expansion valve (Termostatik genişleme valfi)
v	: Buhar fazı
V	: Vana
VD	: Kompresör pistonlarının toplam deplasman hacmi
y	: Yoğuşan nem su filmi

HFO1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANLI BİR OTOMOBİL KLİMASI VE ISI POMPASI SİSTEMİNİN DENEYSEL VE TEORİK PERFORMANS ANALİZİ

ÖZET

Sedan bir otomobilin iklimlendirme sistemine ait orijinal elemanlar kullanılarak sabit ve değişken kapasiteli kompresörlerden istenilen birisi ile hem soğutma hem de ısı pompası modunda çalışabilecek şekilde deneysel bir otomobil iklimlendirme ve ısı pompası sistemi kurulmuş ve çeşitli mekanik ölçüm cihazları ile donatılmıştır. Deneysel sistemde genleşme elemanı olarak termostatik genleşme valfi kullanılmakta, ayrıca sistemin emme ve sıvı hatları arasında ısı alışverişi yapan bir iç ısı değiştirici (ID) de bulunmaktadır. Deneysel sistemde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılarak dört farklı devir ve dört farklı hava akımı giriş sıcaklığında soğutma, dört farklı devir ve üç farklı hava akımı giriş sıcaklığında ise ısı pompası testleri yapılmıştır. Elde edilen veriler işlenerek deneysel sistemin soğutma ve ısı pompası modlarındaki enerji ve ekserji performansları belirlenmiş ve her iki soğutucu akışkan için kompresör tipine göre, ID kullanımının etkisini de gösterecek şekilde karşılaştırmaları yapılmıştır. İç ve dış ünite hava akımlarının giriş sıcaklıklarının ve kompresör devrinin artması ile hem soğutma hem ısı pompası modlarında soğutucu akışkan debisi, soğutma/ısıtma kapasitesi, kompresör gücü, toplam güç ve kompresör çıkış sıcaklığında artış olduğu belirlenmiştir. Ancak, soğutma ve ısıtma tesir katsayıları ile toplam güç tüketimine göre belirlenmiş soğutma ve ısıtma tesir katsayıları azalmıştır. Her iki mod için toplam ekserji yıkımları, kompresör devrinin ve hava akımı giriş sıcaklıklarının artması ile yükselmiştir. En büyük ekserji yıkımının sırasıyla kompresör, evaporatör ve kondenserde gerçekleştiği belirlenmiştir. R1234yf kullanıldığı durumlarda ID'nin devreye alınması ile soğutma ve ısı pompası modlarında kompresör devrinin artması ve hava akımı sıcaklıklarının yükselmesi ile soğutma ve ısıtma tesir katsayılarında iyileşme olduğu belirlenmiştir. ID kullanımı, toplam ekserji yıkımında ise önemli düşümlere sebep olmuştur. Değişken kapasiteli kompresör ile R1234yf soğutucu akışkanının çok fazla performans düşüklüğüne sebep olmadan çalışılabileceği ve ID'nin devreye alınması ile sistem performansının R134a'lı sisteme yaklaştığı tespit edilmiştir. Deneysel sistemin bileşenlerinin sürekli rejim performansını teorik olarak belirlemek için literatürde geçerliliği ispatlanmış korelasyonlardan faydalanılarak kondenser, evaporatör ve kompresör modelleri oluşturulmuştur. Bu elemanlar için oluşturulan modellerin mühendislik denklem çözümlene programında kodlanması ile bu bileşenlerin performanslarını veren teorik sonuçlar elde edilmiş ve deneysel sonuçlar ile çeşitli istatistik performans parametreleri kullanılarak karşılaştırılmıştır. Geliştirilen modellerin tamamının deneysel sonuçlar ile yüksek uyuma sahip olduğu anlaşılmıştır. Bunun üzerine bileşen modelleri kullanılarak sistemin soğutma modundaki genel model oluşturulmuştur. Deney sonuçları ile karşılaştırıldığında, model sonuçlarının yüzde beşlik hata bantları içerisinde olduğu ve genel modelin oldukça doğru sonuçlar verdiği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ekserji, Isı Pompası, Modelleme, Otomotiv İklimlendirme Sistemleri, Soğutma.

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL PERFORMANCE ANALYSIS OF AN AUTOMOBILE AIR CONDITIONING AND HEAT PUMP SYSTEM USING HFO1234YF AS REFRIGERANT

ABSTRACT

An experimental automobile air conditioning (AC) and heat pump (HP) system using the original components of an AC system belonging to a sedan automobile has been set up and equipped with various mechanical measurement devices. The system could be operated in cooling and HP modes by employing either a fixed capacity or variable capacity compressor. In the experimental system, a thermostatic expansion valve was used as expansion device, and there was an internal heat exchanger (IHX) that transfers heat between the suction and liquid lines of the system. By using R134a and R1234yf as refrigerants, the system was tested at four different compressor speeds and four different air inlet temperatures in the cooling mode, while it was tested at four different compressor speeds and three different air inlet temperatures in the HP mode. The energy and exergy performances of the system in the cooling and HP modes were determined by processing the data, and comparisons were made in terms of the compressor type for both refrigerants, including the effect of the use of IHX. When the inlet temperatures of the air streams entering the indoor and outdoor units and the compressor speed increased, the refrigerant flow rate, cooling/heating capacity, compressor power, total power and compressor discharge temperature increased in both cooling and HP modes. However, the coefficients of performance for cooling (COP_c) and heating (COP_h) and the coefficients of performance based on total power consumption decreased. The total exergy destruction rates in both modes increased with rising compressor speed and air inlet temperatures. The greatest exergy destructions occurred in the compressor, evaporator and condenser, respectively. In R1234yf operations with activated IHX, there were improvements in the COP_c and COP_h with rising compressor speed and air inlet temperatures in both modes. The use of IHX resulted in significant reductions in the total exergy destruction. The R1234yf operations with the variable capacity compressor did not cause appreciable performance degradation, and the performance of the R1234yf system with activated IHX approached to that of the R134a. Then, condenser, evaporator and compressor models were developed using correlations validated in the literature to theoretically determine the steady-state performance of these components. The theoretical performance results of these components were obtained by coding these models in an engineering equation solving program, and they were compared with the experimental ones using various statistical performance parameters. All model results were found to be in good agreement with the experimental ones. Then, an overall cycle model of the system in the cooling mode was developed by using the component models. Compared with experimental ones, the model results were within the five percent error bands, and the cycle model provided quite accurate results.

Keywords: Exergy, Heat Pump, Modeling, Automotive Air Conditioning Systems, Cooling.

GİRİŞ

Sanayi ve teknolojinin hızla gelişmesi çevresel problemleri de beraberinde getirmektedir. Çevresel etkileri en aza indirebilmek için diğer teknoloji alanlarında olduğu gibi otomotiv iklimlendirmesi alanında da birçok gelişme olmuştur. Otomotiv iklimlendirmesi alanında; özellikle kullanılan soğutucu akışkanların kimyasal yapılarının ozon tabakasına ve küresel ısınmaya neden olduğu bilimsel araştırmalar sonucunda ortaya konulmuştur. 1987'de, ozon tabakasına zarar vermesi nedeni ile klor atomu içeren soğutucu akışkanların kullanımı sınırlandırılmış ve kademeli olarak yasaklanmıştır. 1997'deki Kyoto Protokolü ile, küresel ısınma potansiyeli (Global Warming Potential, GWP) yüksek olan Hidroflorokarbon (HFC) grubu soğutucu akışkanların kullanılmasına da sınırlamalar getirilmesi ve kademeli olarak kaldırılması kararlaştırılmıştır. Avrupa Birliği Parlamentosu, 2017 yılından sonra Avrupa Birliği'nde satılacak bütün yeni taşıtlarda kullanılan soğutucu akışkanların GWP değerlerinin 150'den düşük olması kararını almıştır [1]. Bu sebeple otomobil üreticileri belirtilen sınırlamalara uygun ve güvenli soğutucu akışkanları taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanmaya başlamışlardır. Bu sınırlamalara uyan, GWP değeri çok düşük olan, zehirleyici ve ozon delme özelliği olmayan soğutucu akışkan, Hidrofloroolefin (HFO) grubundan R1234yf'dir.

Bir diğer önemli konu ise soğuk iklim şartlarında taşıt içerisinde ısı konforu sağlayabilmektir. Elektrikli ve yakıt hücreli araçlarda atık ısı yok denecek kadar azdır. Hibrid ve yüksek verimli içten yanmalı motor kullanan araçlar ise yetersiz atık ısıya sahiptir. Bu sebeple istenilen ısı konforunun sağlanması önemli bir problemdir. Aynı zamanda atık ısıya sahip motorlarda ilk çalışma koşullarında istenilen ısı konforunun sağlanmasının zaman alması, taşıtlar için ısı pompası sistemlerinin geliştirilmesi gerekliliğini ortaya koymuştur. Gerek çevresel problemler gerekse yeni geliştirilen motor teknolojilerinin sonucunda ortaya çıkan ısı konfor sorunlarının aşılması için R1234yf soğutucu akışkan kullanan otomotiv klima ve ısı pompası sistemlerinin performans parametrelerinin detaylı olarak belirlenmesi gerekmektedir.

Rekabete dayalı bir alan olması ve gelişmelerin sürekliliği nedeniyle, otomobil klima sistemlerinin deneysel performansına ilişkin yayınlar sınırlı sayıdadır. Bu yayınlarda, çeşitli soğutucu akışkanların performans karşılaştırmaları, matematiksel modeller ile deneysel sonuçların karşılaştırmaları, yapay sinir ağları ile modellemeler ve otomobil klima sisteminde kullanılan farklı tipteki elemanların performansa etkileri analiz edilmiştir.

Bu tez çalışmasında, R1234yf soğutucu akışkanının daha önceden kullanılan ve hala ticari satışı bulunan HFC grubundan bir soğutucu akışkan olan R134a ile performans karşılaştırmalarını yapabilmek amacı ile deneysel bir otomobil soğutma ve ısı pompası sistemi kurulmuştur. Deneysel sistem hem soğutma hem ısı pompası modlarında çalışacak şekilde geliştirilmiş ve istenildiğinde devreye alınıp çıkarılabilen, soğutma çevriminin emme ve sıvı hatları arasında ısı değişimi yapabilen bir iç ısı değiştirici ile bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Aynı kapasite değerlerine sahip değişken ve sabit kapasiteli iki adet kompresörün ayrı ayrı çalıştırılabilecek şekilde iklimlendirme sistemine bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Soğutma ve ısı pompası modlarında R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları ile çalıştırılan deneysel sistemin enerji ve ekserji analizleri, karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Deneysel çalışmalarla birlikte teorik çalışmalar da yapılmıştır. Soğutma modunda çalışan sistem için kondenser, evaporatör ve kompresörün ayrı ayrı modellenmesi ve bunların birleştirilmesiyle bütünlük sistem modellemesi de gerçekleştirilmiş, model sonuçlarının deneysel sonuçlar ile uyumu da incelenmiştir. Bu kapsamda tez, on bölümde hazırlanmıştır. İlk bölümde literatürde yapılan otomotiv iklimlendirmesi sistemleri, ısı pompası sistemleri ve modelleme çalışmaları ile ilgili literatür çalışmalarının özeti verilmiştir. İkinci bölümde soğutma ve ısı pompası modunda çalışan deneysel sistemin özellikleri detaylı olarak verilmiştir. Üçüncü bölümde ise soğutma ve ısı pompası modlarında deneysel çalışmalarda takip edilecek test prosedürleri açıklanmıştır. Dördüncü bölümde soğutma ve ısı pompası modlarında çalışma durumları için enerji ve ekserji analizleri için kullanılacak denklem takımlarına yer verilmiştir. Beşinci ve altıncı bölümlerde ise sırası ile soğutma ve ısı pompası modlarında çalıştırılan deneysel taşıt iklimlendirme sisteminin enerji ve ekserji analiz sonuçları karşılaştırmalı olarak açıklanmıştır. Yedinci, sekizinci, dokuzuncu ve onuncu bölümlerde ise modelleme çalışmaları açıklanmıştır. Yedinci ve sekizinci bölümde sırası ile kondenser ve evaporatörün

geometrisi, kullanılan korelasyonlar, modelin oluşturulmasına ve doğrulanmasına yer verilmiştir. Dokuzuncu bölümde ise kompresör modelinin oluşturulması ile volümetrik verim ve izentropik verim ampirik korelasyonlarının oluşturulması açıklanmıştır. Onuncu bölümde ise kondenser, evaporatör ve kompresör modellerinin bir araya getirilmesi ile genel sistem modeli oluşturulmuş ve açıklanmıştır.



1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde yapılan çalışmalar otomotiv iklimlendirme sistemleri, otomotiv ısı pompası sistemleri ve otomotiv iklimlendirme sistemlerinin modellenmesi çalışmaları olarak üç ana başlıkta incelenmiştir.

1.1. Otomotiv İklimlendirmesi ile İlgili Literatür Çalışmaları

Yamada ve arkadaşları 1992 yılında Ozon tabakasına verilen zararı en aza indirmek için R134a soğutucu akışkanı üzerine bir çalışma yapmışlardır. R12 soğutucu akışkanı ile çalışan otomotiv iklimlendirme sistemini R134a soğutucu akışkanı ile doldurmuş ve iklimlendirme sisteminin hareketli elemanlarında iyileştirmeler yapmışlardır. Kondenser ve evaporatör kapasitelerini %20 oranında arttırarak R12 soğutucu akışkanı ile çalışan sistem ile aynı performansa sahip R134a soğutucu akışkanlı iklimlendirme sistemlerinin kurulabileceğini ortaya koymuşlardır [1].

Mignot ve Henon, R12 den R134a'ya geçiş sürecinde kondenser yapısında birtakım değişiklikler yapılması gerektiğini belirlemişlerdir. Bu sebeple paralel akışlı kondenserler üzerine teorik bir çalışma yapmışlardır. Bunun için %5 hatayla çalışan bir model geliştirmişlerdir. Böylece R134a'lı sistemler için deney yapmaya gereksinim duymadan optimum performansla çalışan kondenser tasarımlarının gerçekleştirilebileceğini göstermişlerdir [2].

Wang ve arkadaşları deneysel olarak kurdukları R134a soğutucu akışkanı kullanan bir otomotiv iklimlendirme sistemine şarj edilen soğutucu akışkan miktarının soğutma performansına etkisini incelemiş ve soğutucu akışkan miktarının soğutma kapasitesinde önemli bir değişikliğe sebep olmadığını belirlemişlerdir. Ancak, soğutma tesir katsayısının (*STK*) sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarı ile düştüğünü tespit etmişlerdir [3].

Finlayson ve Dickson, bir ağır vasıtaya ait R134a soğutucu akışkanı kullanan orifis tüplü iklimlendirme sisteminin deneysel kurulumunu gerçekleştirmişlerdir. Sistemde akümülatör kapasitesinin soğutma performansına etkisini incelemişlerdir. 1000, 2000

ve 3000 dev/dk kompresör hızlarında deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sonuçta 600 g ila 1000 g arasında soğutucu akışkan depolaması yapabilen bir akümülatör seçiminin sistem performansını optimum düzeyde tuttuğunu belirlemiştirler [4].

Cummings ve Shah, R134a soğutucu akışkanı kullanan deneysel bir otomotiv iklimlendirme sisteminde sistem bileşenlerinden olan evaporatör ve kondenser için performans testleri gerçekleştirmişlerdir. Özellikle soğutucu akışkan dolm miktarının bu sistem bileşenlerine olan etkisi değerlendirilmiştir. Sonuç olarak Finlayson ve Dickson [4]'un çalışmasına benzer şekilde 750 g ila 1100 g arasında akümülatör kapasitesinin yeterli olacağını, daha fazla soğutucu akışkanın sisteme doldurulmasının etkin kondenser hacmini azaltacağını ve soğutma performansının düşeceğini ortaya koymuşlardır [5].

Zhang ve Hrnjak, yaptıkları deneysel çalışmada panjur kanatçık geometrili üç tip ısı değiştiricinin performansını (ekstrüde düz tüplü ısı değiştiricili paralel akışlı paralel kanatlı, ekstrüde düz tüplü ısı değiştiricili paralel akışlı serpantin kanatlı ve yuvarlak boru dalga plakası kanatlı ısı değiştiricisi) kuru, ıslak ve don hava koşulları altında incelemiştirler. Hava hızı 0,9, 2 ve 3 m/s, hava nemi %70 ila %80 ve farklı yönler için hava tarafı basınç düşüşü, ısı değiştiricisinin yüzeyinde su tutma, kapasite ve toplam ısı transfer katsayılarını bulmuşlardır. Üç tip ısı değiştiricisinin performansını karşılaştırmış ve toplam ısı iletkenlikleri yüksekten düşüğe sırası ile dik borulu kanatçıkları iç bükey olan, yatay borulu ve dik borulu kanatçıkları dış bükey olan ısı değiştiriciler olarak belirlenmişlerdir [6].

Del Col ve arkadaşları, tek bir 0,96 mm çaplı mini kanal içinde R1234yf'nin yoğuşması sırasında ölçülen yerel ısı transfer katsayısını belirlemek ve bunları R134a'nın ısı transfer katsayısıyla karşılaştırmak amacı ile deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. R1234yf soğutucu akışkanının R134a'ya göre %15 ila %30 daha düşük ısı transfer katsayısına sahip olduğunu göstermişlerdir [7].

Seybold ve arkadaşları, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomotiv iklimlendirme sisteminde eş eksenli zıt akımlı iç ısı değiştiricinin (ID) performansını deneysel olarak incelemiştirler. İncelemede basınç düşüşü, ısı transferi, uzunluk, iç yüzey alanı, soğutucu akışkana karışan yağın etkisi gibi faktörlerin ID etkinliğini nasıl etkilediğini ortaya koymuşlardır. Sonuç olarak iç ısı değiştiricisinin soğutma sistemi

performansına etkisinin 600 mm uzunluktan sonra olduğunu ve uzunluk arttıkça kapasitesinin arttığını tespit etmişlerdir. Fakat basınç düşümündeki artışın 1000 mm uzunluktan sonra daha fazla arttığını bu sebeple 600mm ila 1000 mm boy aralığında eş eksenli zıt akışlı iç ID kullanımının daha avantajlı olacağını belirtmişlerdir [8].

Seybold ve arkadaşları [9], farklı bir çalışmalarında ise R1234yf ile çalışan otomotiv iklimlendirme sisteminde eş eksenli zıt akışlı iç ID kullanımının soğutma kapasitesine etkisini incelemişlerdir. 700 mm uzunluktaki ID'nin kullanımında en iyi performansı elde etseler de 350 mm uzunluğun basınç kaybı göz önünde bulundurulduğunda daha avantajlı olacağını belirlemişlerdir. Bu şekilde ID'in kullanımı ile soğutma kapasitesinin %8,3'e kadar arttığını göstermişlerdir.

Qi ve arkadaşları, iki farklı tip kompakt ve yüksek verimli mikro kanal ID'nin R134a soğutucu akışkanı ile kullanılması durumundaki performansını incelemişlerdir. Bu mikro kanal ID'lerin kompaktlık (sırasıyla evaporatör ve kondenser için %17,2 ve %15,1 hacim azalması), ağırlık (evaporatör ve kondenser için sırasıyla %2,8 ve %14,9 daha hafif) ve ısı transfer özellikleri olarak daha etkin soğutma elemanları olduklarını belirlemişlerdir. Geliştirilmiş yeni ID'lerin soğutma kapasitesinde yaklaşık %5 ve *STK* değerinde yaklaşık %8 artış sağlamışlardır [10].

Zilio ve arkadaşları, dahili olarak kontrol edilen değişken kapasiteli bir kompresör, mini kanal kondenser, termostatik genişleme valfi (TXV) ve mini kanal evaporatör ile donatılmış tipik bir R134a soğutucu akışkanlı kompakt otomotiv iklimlendirme sistemi için deneyler yapmışlardır. Sistemde değişiklik yapılmadan R134a soğutucu akışkanı R1234yf soğutucu akışkanı ile değiştirildiğinde sağlanan soğutma performansı ile sistemde küçük değişikliklerle R1234yf soğutucu akışkanının kullanımı ile elde edilen performans değerleri karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak sistemde değişiklik yapılmadığında soğutma performansı ve *STK*'nın azaldığını göstermişlerdir. R134a soğutucu akışkanı kullanıldığı deneylerde elde edilen performans değerlerini R1234yf soğutucu akışkanı kullanıldığında elde edebilmek için %20 daha büyük yüzey alanlı kondensere, %10 daha büyük yüzey alanlı evaporatöre ve kızgın buhar çıkış sıcaklığı değiştirilmiş genişleme valfine, özetle üç temel değişikliğe ihtiyaç duyulduğunu belirtmişlerdir [11].

Gordon ve arkadaşları, R1234yf ve R134a ile çalışan taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılan yağlayıcının sistem elemanlarına ve soğutucu akışkana etkisini incelemişlerdir. Sistemde polialkalin glikol (PAG) tipi yağlayıcı kullanıldığında, yağın her iki soğutucu akışkanla da uygun bir şekilde karıştığı ve sistem elemanlarına uyumlu olarak görevini yerine getirdiğini belirtmişlerdir [12].

Ratts ve Brown, genişleme elemanı olarak orifis tüp kullanan bir otomotiv iklimlendirme sisteminde, kompresör devrine bağlı olarak her bir çevrim elemanı için soğutucu akışkan şarj miktarına bağlı entropi üretimlerini Termodinamiğin II. Kanununu kullanarak belirlemişlerdir. Sisteme yüklenen akışkan miktarının bir fonksiyonu olarak her bir bileşene ait kaybı belirlemişlerdir. Sistemde soğutucu akışkan miktarının %44 azaltılması ile ikinci kanun veriminin %26 oranında arttığını tespit etmişlerdir. En fazla kaybın kompresörde gerçekleştiğini ve kondenserdeki kaybın kompresördeki kayba çok yakın olduğunu belirlemişlerdir. Soğutucu akışkan miktarının %44 oranında azaltılması ile kayıpların kompresörde %13, kondenserde %8, evaporatör ve akümülatörde %10 ve orifis tüpte %33 oranında azaldığını belirlemişlerdir [13].

Kaynaklı ve Horuz, bir otomotiv iklimlendirme sisteminin deneysel analizini gerçekleştirmiştir. Evaporatör, kondenser ve çevre sıcaklıkları ile kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, soğutucu akışkan debisi, sistem *STK*'sı, minimum ve maksimum sistem basıncındaki değişimlerini incelemişlerdir. Kondenser sıcaklığı ve kompresör devrinin artmasıyla sistem soğutma kapasitesinin arttığını, fakat bundan dolayı kompresörün soğutucu akışkana verdiği güç değerinin de arttığını, buna karşılık sistem *STK*'sının düştüğünü; kondenser sıcaklık ve basıncının evaporatör sıcaklık ve basıncına göre daha etkin olduğunu tespit etmişlerdir. Soğutucu akışkan debisinin fonksiyonu olarak kondenser ve evaporatör sıcaklıklarındaki değişimleri gözlemlemişlerdir. Evaporatöre giren hava sıcaklığının artmasıyla ve evaporatör yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farkın yükselmesiyle, soğutma kapasitesindeki (3,5 kW üstü durumları için) artışın kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarından daha yüksek oranda olmasından dolayı sistemin *STK* değerinin yükseldiğini tespit etmişlerdir [14].

Jarall, 550 W gücünde hermetik tip bir kompresör ile soğutma sistemi kurmuş ve bu sistemde R134a ile R1234yf soğutucu akışkanlarının performanslarını karşılaştırmıştır. Yaptığı çalışmanın sonucunda, evaporatör girişinde 40°C sıcaklıkta R134a soğutucu akışkanı yerine R1234yf'nin kullanılması durumunda *STK*'nın %8'e kadar düştüğünü gözlemlemiştir. Evaporatör giriş sıcaklığının 45°C çıkması ile bu düşüşün %3,7 ila %11,9 arasında gerçekleştiğini belirlemiştir [15].

Direk ve arkadaşları, R134a soğutucu akışkanı kullanan bir otomotiv iklimlendirme sisteminin geçici ve sürekli rejimdeki performans analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Dizel bir motorun tahrik ettiği iklimlendirme sistemini kompakt bir otomobile ait iklimlendirme sistem elemanlarından oluşturmuşlardır. Esnek bir hava kanalı sayesinde şartlandırılan havayı Renault Safran marka bir aracın yolcu kabineine iletmışlerdir. Elde ettikleri deneysel verilerle sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulamış ve performans parametrelerini geçici ve sürekli rejimler için elde etmişlerdir. Sonuç olarak yolcu kabini ön menfezlerinden şoför ve yan yolcu üzerine üflenen hava sıcaklığının ilk 5 dakika içerisinde hızla azaldığı, kompresör devrinin artırılması ile soğutma kapasitesinin de arttığı fakat *STK*'nın azaldığını belirlemiştirler. Diğer yandan, sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjinin kompresör devrinin ve evaporatör ile kondenser girişlerindeki hava akımı sıcaklarının artması ile arttığını göstermişlerdir [16].

Cho ve arkadaşları, bir otomotiv iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için performans testleri gerçekleştirmişlerdir. Deneysel sonuçlarında, R1234yf kullanımı ile kompresör gücünün azalmasına karşın soğutma kapasitesinde %4–7 arasında düşüş gözlemişlerdir. Sistem performansında iyileşme elde etmek amacı ile sisteme ID eklemişler ve bu sayede soğutma kapasitesindeki düşüşü %2 civarına kadar azaltabilmişlerdir [17].

Chen ve arkadaşları, R134a soğutucu akışkanı kullanan bir taşıt iklimlendirme sistemine R1234yf soğutucu akışkanı doldurup sistemin performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Soğutma kapasitesinde bir miktar düşüşle karşılaşılar da R1234yf'ye göre R134a'nın %9 daha fazla *STK*'ya ve %12,4 daha fazla soğutma kapasitesine sahip olduğunu belirlemiştirler [18].

Özgür ve arkadaşları, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarını kullanan bir otomotiv iklimlendirme sisteminin termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına göre termodinamik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. İki akışkan arasında çevrimin *STK* ve ekserji verimleri arasında önemli ölçüde bir farka rastlamamışlardır. R1234yf'nin yüksek yoğunlaşma sıcaklıklarında ve düşük buharlaşma sıcaklıklarında R134a'ya göre daha yüksek *STK* ve ekserji verimi değerlerine sahip olduğunu belirlemişlerdir. Kompresördeki ekserji yıkımının R1234yf kullanıldığı durumda R134a'ya göre daha az olduğu sonucuna varmışlardır [19].

Lee ve Jung, R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ticari bir iklimlendirme sisteminin performansını karşılaştırmak amacı ile açık pistonlu buhar sıkıştırımlı kompresöre sahip bir iklimlendirme deney sistemi oluşturmuşlardır. Yaptıkları analizler sonucunda R1234yf'li sistemin R134a'lı sisteme göre *STK*'sının %2,7, soğutma kapasitesinin ise %4 daha az olduğunu belirlemişlerdir [20].

Navarro–Esbrı ve arkadaşları, bir iklimlendirme sistemine ait kompresörün R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları ile kullanılması durumunda performans değişimlerini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Karşılaştırma sonucu R1234yf soğutucu akışkanının R134a soğutucu akışkanına göre %9 daha az soğutma kapasitesine ve %19 daha az *STK* değerine sahip olduğunu belirlemişlerdir [21].

Navarro–Esbrı ve arkadaşları, R1234yf soğutucu akışkanı kullanan bir otomotiv iklimlendirme sisteminde ID'nin sistem performansına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu amaçla R134a soğutucu akışkanı için tasarlanmış bir otomotiv iklimlendirme sistemine R1234yf soğutucu akışkanını doldurmuş ve analizler sonucunda R134a'lı sisteme göre soğutma kapasitesinin %6, *STK*'nın ise %13 civarında daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. ID kullanımı ile soğutma kapasitesi düşümünde %2, *STK*'nın düşümünde ise %6'ya kadar bir iyileşme elde edilebileceği sonucuna varmışlardır [22].

Golzari ve arkadaşları, bir otomotiv iklimlendirme sisteminde R134a soğutucu akışkanı yerine kullanılacak R1234yf'nin performansını belirlemek için termodinamiğin ikinci kanununa göre karşılaştırmalı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bunun için bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerini REFPROP 8.0 yazılımından elde etmişlerdir. Analizler

sonucunda R1234yf'nin iklimlendirme sisteminde soğutucu akışkan olarak kullanılması, R134a'ya kıyasla daha yüksek bir ekserji verimliliğine yol açtığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca sistem elemanları içinde maksimum entropi üretimi ve ekserji yıkımının kompresörde gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Soğutma çevrimini oluşturan bileşenlerindeki ekserji yıkımının ve entropi üretiminin R134a yerine R1234yf soğutucu akışkanı kullanılması durumunda daha az olduğunu tespit etmişlerdir [23].

Ansari ve arkadaşları, ID'li bir otomotiv iklimlendirme sisteminin R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanları ile teorik olarak performans analizlerini gerçekleştirmiş ve elde ettikleri sonuçları R134a soğutucu akışkanının analizleri ile karşılaştırmışlardır. R134a ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının *STK* ve ekserji verimlerinin %5,6'lık bir farkla hemen hemen aynı çıktığını belirlemişlerdir. Fakat R1234yf soğutucu akışkanının R134a'ya göre %14,5 kadar daha yüksek *STK* ve ekserji verimine sahip olduğu sonucuna varmışlardır. Tersinmezlik veya ekserji yıkımı açısından en kötü bileşenlerin sırası ile kondenser, kompresör, genişleme valfi, evaporatör ve ID olduğunu belirlemişlerdir. Sonuç olarak R1234yf'nin performans parametrelerinin R134a'ninkinden daha küçük olmasına rağmen farkın az olduğu, bu yüzden çevre dostu özellikleri nedeniyle R134a'ya iyi bir alternatif olabileceği sonucuna varmışlardır. R1234ze(E) soğutucu akışkanının ise performans parametreleri neredeyse R134a ile aynı olmasına rağmen iklimlendirme sistemi tasarımında hafif bir değişiklik yapıldıktan sonra geleneksel R134a iklimlendirme sisteminin yerini alabileceğini ön görmüşlerdir [24].

Olson ve Lambert, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının sıcak yüzey teması ile yanıcılık kabiliyetlerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında sadece R134a soğutucu akışkanının sıcak yüzeye temas etmesi sonucu herhangi bir yanma belirtisi görmemişlerdir. Fakat soğutucu akışkana karışan PAG tipi yağ yüzünden 837°C sıcak yüzeye temas ile tutuşma gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Öte yandan, R1234yf soğutucu akışkanı tek başına 886°C'ye kadar herhangi bir yanma belirtisi göstermemiştir fakat PAG tipi yağın R1234yf'ye karışması ile 845°C'den sonra yanmanın başladığını belirtmişlerdir. 847°C'den sonra ise PAG tipi yağlayıcı ve R1234yf soğutucu akışkanının birlikte yandığını gözlemlemişlerdir. Ticari olarak satılan iki aynı marka-model araca R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarını ayrı ayrı

doldurup motor bölümünde yangın çıkarmışlardır. 6 dakika süren yangın sonucunda iklimlendirme sistemine yüklenen soğutucu akışkanların hiçbir şekilde yangından etkilenmediğini ve yangına dahil olmadıklarını göstermişlerdir [25].

Qi, bir otomotiv iklimlendirme sisteminde lamine plakalı ve mikro kanal paralel akımlı olmak üzere iki farklı tipte evaporatör kullanımının sistem performansına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmasında R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarını kullanmıştır. R134a soğutucu akışkanını kullandığı deneylerde soğutma kapasitesinin, genişleme valfi girişindeki farklı soğutucu akışkan basıncı altında lamine plaka buharlaştırıcı ve mikro kanal paralel akımlı buharlaştırıcıda farklı özelliklere sahip olduğunu göstermiştir. Genel olarak, R1234yf kullanılan lamine plakalı evaporatörün soğutma kapasitesi %8,0'e kadar daha az çıkmıştır. Ancak mikro kanallı paralel akımlı evaporatörde soğutma kapasitesinin, R134a'nınkinden %6,5 kadar daha büyük çıktığını belirlemiştir [26].

Mota-Babiloni ve arkadaşları, bir otomotiv iklimlendirme sisteminde R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanları ile 54 adet deney içeren bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın sonucunda R1234yf soğutucu akışkanının R134a soğutucu akışkanı yerine kullanılması ile %3 ila %11 arasında daha düşük bir *STK* ve %9 kadar daha düşük soğutma kapasitesi elde etmişlerdir. R1234ze(E) soğutucu akışkanında ise *STK*'yı %2 ila %8, soğutma kapasitesini ise %30 kadar daha düşük elde etmişlerdir [27].

Cho ve Park, bir otomotiv iklimlendirme sisteminde R1234yf kullanarak deneysel performans ve ekserji analizleri gerçekleştirmişlerdir. ID'li R1234yf, R1234yf ve R134a sistemlerini birbirleri ile karşılaştırmışlardır. R1234yf sistemin, R134a sistemine kıyasla %4–7 daha küçük soğutma kapasitesine ve %3,6–4,5 daha düşük *STK* değerine sahip olduğunu belirlemiştir. ID'li R1234yf sisteminin, R134a sistemine neredeyse eşit soğutma kapasitesine sahip olduğunu, ID'li R1234yf sisteminin *STK*'sının 800–1800 dev/dk kompresör hızları için R134a sistemininkinden %0,3–2,9 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. R1234yf sisteminin ikinci kanun verimliliğinin, tüm kompresör hızlarında R134a sistemininkinden %3,4–4,6 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. R1234yf'nin ID ile ikinci kanun verimliliğini, ID içermeyen R1234yf sistemi ile kıyasladıklarında ise %1,5–4,6 oranında arttığını ifade

etmişlerdir. R1234yf sisteminin ekserji yıkımının, 800–1800 dev/dk kompresör hızlarında R134a sistemininkinden %0,5–3,3 daha yüksek olduğunu, bununla birlikte ID'li R1234yf sisteminin 2500 dev/dk kompresör hızında R134a'lı sistemden %1,2 daha düşük ekserji yıkımına neden olduğunu belirlemişlerdir [28].

Li ve arkadaşları, yağsız çalıştırılan lineer kompresörlü buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde R1234yf'nin performansını R134a ile deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Araştırmacılar, iki soğutucu akışkan için, 9–13 mm kompresör strokları, 32–38 Hz çalışma frekansı, 2–4 basınç oranları ve 250 g soğutucu şarjı ile 40–50 ° C kondenser sıcaklıklarında deneyler gerçekleştirmişlerdir. Deneysel sonuçlara göre, 40 ° C kondenser sıcaklığı ve 0 ° C evaporatör sıcaklığında R1234yf'in *STK*'sının, R134a ile elde edilenden %20 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. R1234yf'nin hacimsel verimliliğinin ise, 40 ° C kondenser sıcaklığı ve -1,5 ° C evaporatör sıcaklığı şartlarında R134a'dan %5 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir [29].

Bhatti, küresel ısınmaya en az etki yapan soğutucu akışkan olan CO₂'ye dikkat çekmek amacıyla bir çalışma gerçekleştirmiştir. Yaptığı teorik çalışmayı literatürde yapılan çalışmalar ile karşılaştırmıştır. Sonuçta, CO₂'li sistemin soğutma kapasitesinin R134a'lı sisteme çok yakın olduğunu fakat performansının düşük olmasından dolayı yakıt sarfiyatını olumsuz etkilediğini belirtmiştir. Bunun sonucunda, fazla yakıt tüketimi ile küresel ısınmaya katkının ve ozon tabakasına verilecek zararın daha çok olacağını öngörmüştür [30].

Martin ve arkadaşları, CO₂ kullanılan bir otomotiv iklimlendirme sisteminin deneysel ve teorik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Modelleme için KULI programını kullanmışlardır. *STK*, soğutma kapasitesi ve kompresör gücü gibi performans verilerini teorik verilerle karşılaştırdıklarında, kabul edilebilir doğrulukta olduklarını belirlemişlerdir [31].

McEnaney ve arkadaşları, transkritik bölgede çalışan CO₂ soğutucu akışkanlı bir otomotiv iklimlendirme sisteminin prototipini tasarlayarak deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın sonucunda, R134a soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin boyutlarında evaporatör ve kondenser kullanan CO₂ soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin iki farklı tipte genişleme elemanı kullanılmasına rağmen optimum şekilde sürekli olarak çalışmadığını belirlemişlerdir [32].

Direk ve arkadaşları, R134a soğutucu akışkanı ile çalışan bir otomotiv iklimlendirme sistemini R1234yf soğutucu akışkanı ile doldurarak deneysel performans analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmalarının sonucunda, R134a soğutucu akışkanına göre R1234yf soğutucu akışkanının soğutma kapasitesinin %17,1 ve *STK*'sının %12,4 kadar daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. R1234yf'nin performansını arttırabilmek için sisteme bir ID eklemişlerdir. ID'li yeni sistem ile gerçekleştirdikleri deneysel çalışmanın sonucunda soğutma kapasitesinde %7,9 ve *STK*'da %4,1 yükselme sağlayabilmişlerdir [33].

1.2. Otomotiv Isı Pompası ile İlgili Literatür Çalışmaları

Otomotiv ısı pompası sistemleri üzerine literatürde yapılan deneysel ve teorik çalışmalar bu bölümde ele alınmıştır.

Corberan ve arkadaşları, R22 ve propan gazı ile çalışan ısı pompası sistemini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sistem bileşenlerinden olan evaporatör ve kondenser için ısı transferi korelasyonlarını kullanarak geliştirdikleri modelin deneysel verilerden sapma oranının %5'in altında olduğunu belirlemişlerdir [34].

Kim ve Bullard, mikro kanal ısı değiştiricilerinin nem alma şartlarında hava tarafı performansını inceleyen deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmadan elde edilen 30 örneği, ϵ -NTU yöntemini kullanarak elde ettikleri değerler ile karşılaştırmaları sonucu yeni Coulburn faktörü (J) ve sürtünme faktörünü (f) belirlemişlerdir. J ve f faktörlerinin yeni korelasyonlarının yaklaşım oranlarını sırası ile %16,9 ve %13,6 oranında iyileştirdiklerini belirlemişlerdir [35].

Zou ve arkadaşları, elektrikli araçların yüksek batarya tüketimlerini azaltmak amacı ile R1234yf'li bir ısı pompası sistemi tasarlamışlardır. Sistemdeki termostatik genişleme valfi açıklığının bir miktar daha artırılması ile ısıtma tesir katsayısının (*ITK*) kompresör devri 3000 dev/dk iken 3,08'den 4,44'e ve 5000 dev/dk iken 2,38'den 2,72'ye yükseldiğini belirlemişlerdir. Deneysel sistemde kullandıkları kompresörün izentropik veriminin ise 3000 dev/dk kompresör devrinde 0,951'den 0,974'e ve 5000 dev/dk kompresör devrinde ise 0,945-0,954'e yükseldiğini ifade etmişlerdir. Deney sonuçlarında, R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesinin, 5000 dev/dk'de ısı çekilen dış ortam sıcaklığının 0 °C'den -10 °C'ye

düşürülmesiyle 3577 W'tan 2246 W'a kadar yaklaşık %37,2 azaldığını bulmuşlardır. Bu tür durumlarda ısı pompası sistemi ile PTC ısıtıcının eş çalışmasının gerekli olduğunu ve eş çalışmanın optimizasyonunun önemini vurgulamışlardır [36].

Lee ve arkadaşları, Amerikan Standartları Enstitüsü'nün kullandığı tipte bir ısı pompası test düzeneği ile R134a, R1234yf ve %5, 10 ve 15 oranlarında R134a karıştırılan R134a–R1234yf karışımı soğutucu akışkanlarının performans testlerini gerçekleştirmiş ve yanıcılık özelliklerini incelemişlerdir. R1234yf ve R134a–R1234yf karışım akışkanlarının ısıtma kapasitesi ve kompresör çıkış sıcaklıklarının birbirine çok yakın değerlerde olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca karışım akışkanlarının yanıcılığını incelediklerinde, %10 oranında R134a karıştırılan soğutucu akışkan kompozisyonunun tamamen yanmaz özellik gösterdiğini belirtmişlerdir. Sistemdeki R134a soğutucu akışkanı R1234yf ve karışım akışkanları ile değiştirildiğinde değişen soğutucu akışkanların kütleli olarak %11 daha düşük oranda sisteme doldurulması gerektiğini vurgulamışlardır. %10 oranında R134a içeren R134a–R1234yf soğutucu akışkanının yanmaz, azeotropik, ozon delme potansiyeli olmayan ve sera gazı potansiyelinin 150'nin altında bir soğutucu akışkan olduğu sonucuna varmışlardır [37].

Lee ve Lee, elektrikli bir araç için R134a soğutucu akışkanı kullanan, iç ve dış ünitelerde ısı değiştiricileri bulunan, kompresör emiş hattına bağlanmış bir akümülatör, elektrik motoru ile devri ayarlanabilen bir kompresör ve elektronik genişleme valfinden oluşan deneysel bir ısı pompası sistemi geliştirmişlerdir. -10 ve 5°C çevre havası sıcaklık aralığında 5°C'lik artışlar için 2000 ve 3500 dev/dk kompresör hızlarında ısı pompası sisteminin performans analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Sistemin en iyi performans için ne kadar soğutucu akışkan ile doldurulması gerektiğini tespit amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmişler ve sonuçta 650 g R134a ile doldurulması gerektiğine karar vermişlerdir. Sonrasında yapılan deneylerde, -10°C'den 5°C çevre sıcaklığına çıkıldığında, 2000 dev/dk kompresör hızı ile çalışan sistemin *ITK*'sının %29,4 ve 3000 dev/dk ile çalıştığında ise %20 oranında azaldığını belirlemişlerdir [38].

Wang ve arkadaşları, bir elektrikli aracın (EV) enerji verimliliğini artırmak ve otomotiv ısı pompasının düşük ortam sıcaklıklarındaki ısıtma performansını

belirlemek için entegre bir scroll kompresörlü klima/ısı pompası sistemi kurmuşlar ve kompakt bir EV'de çeşitli deneyler gerçekleştirmişlerdir. Soğutucu akışkan olarak önce R134a ve daha sonra R407C kullanmışlardır. 0 ila -15 °C ortam sıcaklığı aralığında kompresör hızını değiştirerek analizler yapmışlardır. Sistem ısıtma performanslarını değerlendirmek için EV kabin sıcaklığı ve kompresör güç tüketimi parametrelerini ölçmüşlerdir. Deneyler sonucunda sistemin EV kabini için gerekli ısıyı sağlayabildiğini ve EV enerji tüketiminin orijinal PTC ısıtıcıya sahip bir EV'ye göre belirgin şekilde azaldığını tespit etmişlerdir [39].

Zhou ve arkadaşları, ısı pompası sistemlerinde dış ünite de gerçekleşen donmanın sistem performansını düşürdüğünü öngörerek kombine defrost teknolojisi ile düşük sıcaklıklarda çalışan iklimlendirme/ısı pompası sisteminin performans analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çevrimi tersine çalıştırma yöntemi, yani kombine defrost teknolojisi ile hava kaynaklı ısı pompasının dış ünitesindeki ısı değiştiricisinin donmasını önlemeye çalışmışlardır. Hızlı buz çözme işleminin -20 ° C dış ortam sıcaklığı ve %80 bağıl nemde 100 saniye içinde gerçekleştirilebileceği sonucuna varmışlardır [40].

Zhang ve arkadaşları, ısı değiştiricilerinde mikro kanalların konumlandırılmasının (dikey veya yatay) sistem performansı üzerindeki etkisini incelemek amacı ile iklimlendirme/ısı pompası olarak çalışabilen deneysel bir iklimlendirme sistemi kurmuşlardır. Araştırmalarının sonucunda, ısıtma durumunda yatay ısı değiştiricisinin daha az ısı çekme kabiliyetine, daha yüksek kompresör güç tüketimine ve daha düşük *ITK*'na sahip olduğunu belirlemişlerdir. Bunun yanı sıra, dikey ısı değiştiricili sistemin %12 daha büyük *ITK*'ya sahip olmasına rağmen çok daha çabuk donduğunu gözlemlemişlerdir. Soğutma durumunda ise iklimlendirme sisteminin yatay ısı değiştiricisi ile daha büyük soğutma kapasitesine ve %30 daha büyük *STK* değerine sahip olduğunu belirlemişlerdir [41].

Meng ve arkadaşları, R1234yf'nin R134a ile karışımını (R1234yf/R134a kütle oranı 89:11), R134a soğutucu akışkanı kullanan deneysel bir soğutma ve ısı pompası sistemine direkt doldurarak performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Test sonuçlarında; soğutma durumunda, R1234yf/R134a'nın soğutma kapasitesinin R134a'ninkine benzediğini, *STK*'sının %4–9 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir.

Benzer şekilde R1234yf/R134a'nın kompresör çıkış sıcaklığının R134a'dan yaklaşık 10°C daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Buna karşın R1234yf/R134a'nın ortalama hacimsel verimliliğinin R134a'dan yaklaşık %5 oranında daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Isıtma durumunda ise; R1234yf/R134a'nın ortalama ısıtma kapasitesinin R134a'nınkinden yaklaşık %3, *ITK* değerinin %4–16 oranında daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Benzer şekilde R1234yf/R134a kullanan sistemin ortalama kompresör çıkış sıcaklığının R134a kullananından yaklaşık 10°C daha düşük olduğunu, R1234yf/R134a'nın ortalama hacimsel verimliliğinin ise R134a'dan yaklaşık %5 oranında daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir [42].

Wang ve arkadaşları, soğuk hava koşullarında çalışan bir CO₂'li ısı pompası sisteminin performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneplerinde, dış ortam sıcaklığı, dış hava hızı, iç ortam sıcaklığı, iç ortam hava debisi, kompresör hızı ve elektronik genişleme valfi açıklığının sistem performansı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Hem iç hem de dış hava sıcaklıkları -20°C olduğunda, deneysel sistemin *ITK*'sının 3,1 olduğunu ve sistemin 3,6 kW'lık bir ısıtma kapasitesine sahip olduğunu belirlemişlerdir. Dış hava sıcaklığının -20°C, iç hava sıcaklığının 20°C ve kompresör çıkış sıcaklığının 40°C olduğu durumda *ITK*'yı 1,7 olarak hesaplamışlardır [43].

Colombo ve arkadaşları, R1234yf ve R1234ze(E)'nin R134a'ya alternatif soğutucu akışkan olarak sıvıdan sıvıya ısı pompasında kullanılmasının deneysel sonuçlarını değerlendirmişlerdir. Araştırmacılar, ilk olarak ısı pompası sistemini R134a ile ve daha sonra yukarıda belirtilen iki soğutucu akışkan ile test etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları R134a ile karşılaştırdıklarında, R1234yf kullanımının ısıtma kapasitesi ve *ITK* değerini sırasıyla %9,80 ve %7,39'a kadar azalttığını belirlemişlerdir [44].

Paula ve arkadaşları, buhar sıkıştırımlı bir ısı pompası sistemine ait teorik performans analizlerini R290, R1234yf ve CO₂ soğutucu akışkanları için gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmanın sonucunda, R290'nın en yüksek enerji performansına ve ekserji verimine sahip olduğunu, ekserji analizleri sonucunda kompresörün en yüksek ekserji yıkımına sahip olduğunu belirlemişlerdir. R134a'nın, R1234yf'nin, R290'nın ve CO₂'nin teorik olarak incelendiği çalışmada, kompresördeki ekserji yıkım yüzdesinin sırası ile %83,5, %84,1, %81,9 ve %66,3 olduğunu belirlemişlerdir [45].

Li ve arkadaşları, R1234yf'nin ısıtma performansının R134a'ya göre karşılaştırmasını elektrikli bir araç için geliştirilen bir ısı pompası sisteminde deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Isıtma yükü, kompresör hızı, dış ünite hava giriş hızı, dış sıcaklık, iç akış hızı, iç hava sıcaklığı, iç kondenser genişliği ve ekonomik buhar enjeksiyonunun etkisini analiz etmişlerdir. R134a için optimum şarj miktarının 2050–2800 g ve R1234yf için 2000–2700 g olduğuna karar vermişlerdir. Dış üniteye hava akış hızının 1,5 m/s'den 4,5 m/s'ye çıkmasının ısıtma kapasitesine en fazla %5 arttırıcı etkisi olduğunu görmüşlerdir. Maksimum ısıtma kapasitene iki soğutucu akışkan için de -1°C'de ulaşmışlardır. Fakat *ITK* hem R134a hem de R1234yf için 20°C'de 1,5 iken -10°C'de 2,5'a yükseldiğini tespit etmişlerdir. İç üniteye bulunan kondenserin genişliğinin %10 kadar arttırılması ile R1234yf'nin ısıtma kapasitesi R134a ile aynı değerlere ulaştığını, ayrıca sistemin *ITK*'sının da yükseldiğini belirtmişlerdir. Ara buhar almalı sistemin devreye alınması ve kondenser genişliğinin arttırılması ile R1234yf'li ısı pompası sisteminin performansının R134a'lı sistemin performansının üzerine çıktığını tespit etmişlerdir [46].

Alkan ve arkadaşları, ısı pompası olarak çalışan deneysel bir otomotiv iklimlendirme sisteminde R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. 3,3–10,8°C iç ve dış ünite giriş sıcaklıklarında gerçekleştirdikleri deneyler sonucunda 29,9–59,3°C arasında değişen şartlandırılmış hava sıcaklığı, 1,96–3,14 kW arasında ısıtma kapasitesi ve 2,44–4,56 arasında değişen *ITK* değerleri elde etmişlerdir. Isı pompası sisteminde R1234yf soğutucu akışkanının R134a'ya göre ısıtma kapasitesi başına %3,1–19,2 oranında daha fazla ekserji yıkımına neden olduğunu belirlemişlerdir [47].

Aral ve arkadaşları, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanı kullanan deneysel bir otomotiv soğutma ve ısı pompası sisteminin farklı kompresör hızı ve iç–dış ünite giriş havası sıcaklıklarında performans analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Sistemin çeşitli enerji ve ekserji performans parametrelerini değerlendirmiş ve iki soğutucu akışkan için karşılaştırmalar yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlarda R1234yf soğutucu akışkanının R134a'ya göre ortalama %5,8 daha düşük soğutma kapasitesine, %0,2 daha yüksek ısıtma kapasitesine, %11,9 daha düşük *STK*'ya ve %3,6 daha düşük *ITK* değerlerine sahip olduğunu belirlemişlerdir. R1234yf soğutucu akışkanının ekserji verimliliğinin R134a'ya göre soğutma durumunda %17,6, ısıtma durumunda %14,7

daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca, her iki çalışma durumunda ekserji yıkımının en yüksek olduğu iklimlendirme sistem elemanının kompresör olduğunu belirlemişlerdir [48].

Direk ve Yüksel, ısı pompası olarak çalışan deneysel bir otomotiv iklimlendirme sisteminde R134a'ya alternatif olarak R1234ze(E), R152a ve R444a soğutucu akışkanlarının kullanılması durumunda sistemin performans değişimlerini analiz etmişlerdir. Ayrıca, sistem R1234ze(E) ile çalışırken kompresör hacminin etkisi araştırılmıştır. Elde ettikleri sonuçlarda R152a'nın ısıtma performansının R134a, R444a, R1234ze(E)'den daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. R1234ze(E)'nin en düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkan olmasına karşın diğer soğutucu akışkanlar arasında en düşük ısıtma kapasitelerine de sahip olduğunu belirtmişlerdir. Sonuç olarak, R444a, R152a ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının kullanımından önce sistemde gerekli iyileştirmeler yapıldığı takdirde R134a'ya alternatif olarak kullanılabilceği kanısına varmışlardır [49].

Taşdemirci ve arkadaşları, sedan bir araca ait iklimlendirme sistemi elemanlarından oluşan, ısı pompası modunda çalışacak şekilde yardımcı sistem elemanları ile ve bir iç ID'si bulunan deneysel bir ısı pompası sistemi oluşturmuşlardır. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanarak R134a, R1234yf ve ID'li R1234yf için deneyler gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre sistemin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin ısıtma kapasitesinin R134a'ya göre ortalama %16,3, *ITK*'sının ise ortalama %4,3 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Buna karşın ID kullanan R1234yf'li sistem, R134a'ya göre ortalama %13,9 daha düşük ısıtma kapasitesine sahipken, *ITK*'sı %7,8 daha yüksek olarak belirlenmiştir. Ayrıca, 5°C iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarında R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a'ya göre ortalama %13,6 daha az ekserji yıkımına sebep olurken, ID kullanan R1234yf'li sistem ise ortalama %22,3 daha az ekserji yıkımına sebep olmuştur [50].

1.3. Otomotiv İklimlendirme Sistemlerinin ve Bileşenlerinin Modellenmesi ile İlgili Literatür Çalışmaları

Bu bölümde, otomotiv iklimlendirme sistemleri ile ilgili teorik çalışmalar ele alınmıştır. Ding ve Zito, yaptıkları teorik çalışmada analitik ısı transferi denklemleri

ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizlerini harmanlayarak araç kabininin ısı kazanımını ve soğutma sisteminin performansının nasıl etkileneceğini incelemişlerdir. Sürekli ve geçici rejimlerde hava tarafı taşınım katsayılarının belirlenmesinde CFD analizlerinin belirsizlikleri ortadan kaldırdığını göstermişlerdir. Hızlı bir şekilde tüm araç kabininin ısı taşınım katsayısının hesaplanabileceğini ortaya koymuşlardır. Sonraki çalışmalarda ise sisteme yüklenecek soğutucu akışkan miktarının net bir şekilde belirlenmesi gerektiğini ve kirli havanın sisteme geri dönüşünün soğutma performansına etkisini belirleyecek çalışmaların yapılabileceğini öngörmüşlerdir [51].

Xia ve arkadaşları, bir otomotiv iklimlendirme sistemine ait panjur kanatçıklı düz borulu evaporatörün hava tarafı termodinamik analizlerini deneysel ve teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Dört farklı panjur kanatçık geometrisi ve beş farklı evaporatör için gerçekleştirilen testlerde, yüzeylerde meydana gelen donmaya karşı kanat geometrisinin ve panjur açıklığının optimize edilmesiyle iyileştirme yapılabileceği sonucuna varmışlardır [52].

Jugert ve arkadaşları, kondensere geçen düzensiz hava akımı sıcaklıklarının soğutma kapasitesine etkisini deneysel ve teorik bir çalışma ile incelemişlerdir. Bunun için kondensere ön tarafına yerleştirdikleri bir ısı değiştiricisi ile bölgesel olarak kondensere giriş yapan hava akımının sıcaklığını değiştirmişlerdir. Bu durumun, soğutma kapasitesi ve *STK* üzerinde dikkate değer bir etkiye sahip olabileceğini göstermişlerdir. Kondensere dışardan ısı yükü aktarılmadığı takdirde soğutma kapasitesinin %11–16, *STK*'nın ise %26–34 arasında daha yüksek değerlere sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Sonuç olarak eşit sıcaklıkta hava akışı dağılımlı ısı değiştiricisi olmayan sistem ile yapılan testlerde soğutma kapasitesi, kondensere alt ön kısmına (sıvı fazda soğutucu sıvı akışının olduğu bölge) yerleştirilen ısı değiştiricili sisteme göre %7–22 daha yüksek, *STK*'nın ise %15–42 arasında daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Oluşturdukları model ile deneysel sonuçları karşılaştırdıklarında, kabul edilir doğrulukta değerler elde ettiklerini belirlemişlerdir. Fakat daha gelişkin bir kompresör modeli ile teorik çalışmanın iyileştirilebileceğini ifade etmişlerdir [53].

Hoşöz ve Karabektas, buhar sıkıştırımlı bir iklimlendirme sistemi için R134a ve R1234yf soğutucu akışkanı kullanımının sistem performansına etkilerini teorik olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak R134a'ya göre R1234yf soğutucu akışkanının %3,1–8,5 daha düşük *STK*'ya ve %16,4–17,3 daha düşük kompresör çıkış sıcaklığına sahip olduğunu belirlemişlerdir [54].

Alkan ve arkadaşları, MATLAB kullanarak geliştirdikleri bir program sayesinde R1234yf ve R134a soğutucu akışkan kullanan otomobil klima sisteminin teorik enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomotiv iklimlendirme sisteminin R134a'ya göre daha düşük kompresör güçlerine ihtiyaç duyduğunu, daha düşük kompresör çıkış sıcaklığına neden olduğunu ve ekserji yıkımlarının daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir [55].

Daviran ve arkadaşları, R1234yf soğutucu akışkanı kullanan bir otomotiv iklimlendirme sisteminin teorik incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Modelledikleri sistem; çok kanallı düz plakalı kanatçıklı bir evaporatör, yalpa plakalı sabit kapasiteli kompresör, mikro kanal paralel akışlı kondenser ve bir termostatik genişleme valfinden (TXV) meydana gelmektedir. REFPROP 8.0 yazılımından, soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerini elde etmişlerdir. Farklı parametreleri değiştirerek sistemin *STK* ve soğutma kapasitesi gibi performans parametrelerini incelemişlerdir. Sonuçlarda; R1234yf'nin soğutma kapasitesinin R134a'ya göre %18–21 daha düşük olduğunu ve basınç düşümünün kondenserde %24 evaporatörde ise %20'den daha az olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca, sabit soğutma kapasitesinde, R1234yf'nin *STK* değerinin R134a'dan %1,3–5 daha düşük ve soğutucu akışkan debisinin sabit olduğu durumda R1234yf'nin *STK*'sının R134a'ninkinden yaklaşık %18 daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır [56].

Yatağanbaba ve arkadaşları, R1234yf, R1234ze(E) ve R134a'yı soğutucu akışkan olarak kullanan iki buharlaştırıcı soğutma sistemi üzerinde ekserji analizleri yapmışlardır. Farklı sistem bileşenlerinde meydana gelen kayıpların hesaplanmasında, soğutma çevriminin ekserji verimliliğinin yanı sıra, Mühendislik Denklem Çözücü paket programını kullanılarak bir bilgisayar kodu geliştirmişlerdir. Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının sistemin ekserji yıkımı ve ekserji verimliliği üzerindeki etkileri araştırmışlardır. R1234yf ve R1234ze(E)'nin çevre dostu özellikleri ile

R134a'ya iyi birer alternatif soğutucu akışkan olduğunun çalışmalarında ortaya çıkan en önemli bulgu olduğunu belirtmişlerdir. Ekserji verimliliğinin, evaporatördeki (özellikle 1. buharlaştırıcıda) ve kondenser sıcaklığındaki değişikliklerden büyük ölçüde etkilendiğini göstermişlerdir [57].

Belman–Flores ve Ledesma, R1234yf ile çalışan bir buhar sıkıştırımlı iklimlendirme sisteminin enerji performans modellemesini yapay sinir ağları yöntemi ile gerçekleştirmişlerdir. Enerji performansının görselleştirilmesi için 3B grafikler oluşturmuşlardır. Grafiklerde kullandıkları parametreler; kompresör devri, ikincil akışkanların sıcaklığı ve hacimsel debilerdir. Ayrıca, soğutma sisteminin enerji performansının değişkenliğini gösteren frekans histogramları kullanmışlardır. Enerji performansı davranışını belirleyebilmek için yapay sinir ağlarını kullanan bir bilgisayar simülasyonunu da yaptıkları çalışmada kullanmışlardır [58].

Şahin, yapay sinir ağları ve adaptif nöro–fuzzy yöntemlerini kullanarak tek kademeli iç ısı değiştiricisi bulunan bir iklimlendirme sistemine ait teorik performans analizlerini gerçekleştirmiştir. R134a, R404a ve R407c gibi soğutucu akışkanları ele aldığı model çalışmasında evaporatör, kondenser, aşırı soğuma ve kızgın buhar sıcaklıklarını ayrıca soğutma kapasitesini ve *STK* değerlerini incelemiştir. Yapay sinir ağları ve nöro–fuzzy yöntemlerini karşılaştırdığında, yapay sinir ağları yönteminin R134a için daha iyi sonuçlar verdiğini belirlemiştir [59].

Zhao ve arkadaşları, R1234yf soğutucu akışkanı ile çalışan bir iklimlendirme sistemine ait mini kanallı evaporatörde sonlu elemanlar ve ϵ -NTU yöntemini kullanarak toplam ısı transferini belirlemişlerdir. Daha önce yaptıkları deneysel çalışma sonuçları ile oluşturdukları model sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Kandlikar [61]'ın modelini kullanarak geliştirdikleri korelasyonlar ile R1234yf soğutucu akışkanı için %5,9'luk sapma ile performans değerlerine ulaşmışlardır. Bunun yanı sıra R134a soğutucu akışkanı için aynı korelasyonları kullandıklarında sapma oranını %2,7'ye kadar düşürmüşlerdir. Bunun sonucunda, R1234yf için daha iyi bir model geliştirilebileceği sonucuna varmışlardır [60].

Navarro–Esbri ve arkadaşları, R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı su soğutmalı evaporatör kullanılan deneysel bir iklimlendirme sisteminin modellemesini yapmışlardır. ϵ -NTU yöntemini kullanarak buharlaşma basıncını, evaporatör çıkış

sıcaklığını, soğutucu akışkanın kütleli debisini, soğutucu akışkanın evaporatöre giriş entalpisini geliştirdikleri model ile tahminlerde bulunarak belirlemişlerdir. Bunun yanı sıra, kurdukları deneysel sistemden elde ettikleri veriler ile modelden elde ettikleri verileri karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak Kandlikar'ın geliştirdiği korelasyonu kullanarak deneysel verilere daha yakın sonuçlar elde etmişlerdir [61]. Bu model ile buharlaşma basıncında en düşük sapmanın %4,9 olduğunu belirlemişlerdir. Soğutucu akışkanların evaporatör çıkışındaki sıcaklıklarında ise %0,45'den daha küçük hatalar ile deneysel sonuçlara yaklaştıklarını belirtmişlerdir [62].

Mendoza–Miranda ve arkadaşları, mikro kanatçık borulu su soğutmalı evaporatöre sahip bir iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanı kullanarak deneysel ve teorik incelemeler gerçekleştirmişlerdir. Literatürde yer verilen kaynama korelasyonlarına benzer bir model oluşturmuşlar ve modelleri %5 hata bandı içerisinde sonuçlar vermiştir. Performans analizleri sonucunda, R1234yf'nin toplam ısı transfer katsayısının R134a'ya göre yaklaşık %10 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir [63].

Pottker ve Hrnjak, buhar sıkıştırımlı bir iklimlendirme sistemine ait kondenserdeki aşırı soğumanın sistem performansına etkisini teorik olarak incelemişlerdir. Kondenserdeki aşırı soğumanın artması ile *STK*'nin maksimuma ulaştığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca yüksek gizli buharlaşma ısısına sahip soğutucu akışkanların kondenserdeki aşırı soğumadan daha az etkilenme eğiliminde olduğunu belirlemişlerdir. Bunun sonucunda, iklimlendirme sisteminin *STK*'sının R1234yf için %8,4 oranında arttığını, bunun yanı sıra R134a için *STK*'da %5,9 oranında bir artış olduğunu tespit etmişlerdir. Öte yandan, aşırı soğutmayı maksimize eden *STK* değerinin, termodinamik özellikleri fazla etkilemediğini belirlemişlerdir [64].

Battista ve Cipollone, bir otomotiv iklimlendirme sistemi için matematiksel model geliştirmişlerdir. Orifis tüp tipi genişleme valfi, kanatçık borulu evaporatör ve kondenser için yapılan teorik çalışmanın sonucunda, orifis kapasitesinin artırılmasıyla *STK*'nin %20 oranında artırılabilceği sonucuna varmışlardır. Aynı zamanda, kondenserin kapasitesi %20 artırılarak da %7'ye yakın bir *STK* artışının sağlanabileceğini göstermişlerdir. R134a yerine R1234yf soğutucu akışkanın kullanılması ile kütleli debinin %14 azalacağını belirlemişlerdir. Bunun yanı sıra, R1234yf kullanımının %22 oranında yani 0,5 kW'a tekabül eden bir kompresör gücü

düşüşüne sebep olacağını belirtmişlerdir. Sonuç olarak ön görülen iyileştirmeler ile *STK*'nın %40 daha arttırılabileceği sonucuna varmışlardır [65].

Mastrullo ve arkadaşları, iklimlendirme sistemine sahip yüksek hızlı tren kompartımanındaki sıcaklığın dinamik değişimini analiz eden bir model geliştirmişlerdir. Bu modelde, ısı pompası ünitesini ve kabinin termal yüklerini (ortam sıcaklığı, güneş radyasyonu, tren hızı, yolcu ve yardımcı sayısı açısından) birleştirmişlerdir. R134a, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının ayrı ayrı iklimlendirme sisteminde kullanılması ile enerji tüketiminin nasıl değiştiğini belirlemişlerdir. Çalışmanın sonunda, kabin içindeki sıcaklıklar kullanılan soğutucu akışkandan bağımsız olacak şekilde konfor sıcaklığının korunduğunu kanıtlamışlardır. Diğer yandan, enerji performansının R1234ze(E) için daha iyi olduğunu belirlemişlerdir. Özellikle yaz aylarında R1234yf, R134a'ya göre %2 daha yüksek ortalama *ITK*'ye sahipken, R1234ze(E)'nin R134a'ya göre %16 daha yüksek ortalama *ITK*'ye sahip olduğunu belirlemişlerdir. Çevresel etki açısından R1234yf, R134a'dan %5 daha düşük etkiye sahipken, R1234ze(E)'nin R134a'dan %18 daha düşük etkiye sahip olduğunu tespit etmişlerdir [66].

Vaghela, R134a soğutucu akışkanı ile çalışan otomotiv iklimlendirme sisteminin farklı alternatif soğutucu akışkanlarla çalıştırılması durumundaki performans değişimlerini teorik bir çalışma ile araştırmıştır. Dikkate alınan farklı alternatif soğutucu akışkanlar R290, R600a, R407C, R410A, R404A, R152a ve R1234yf'dir. Çalışmasının sonucunda, R1234yf'nin kompresör çıkış sıcaklığının R134a'ya göre %16 daha düşük olduğunu belirlemiştir. Benzer şekilde, R1234yf'nin R134a'ya kıyasla yaklaşık %6,3'lük daha düşük *STK*'ya sahip olduğu ve basınç oranının R134a'ya göre %7,4 daha düşük çıktığı sonucuna varmıştır [67].

Gaurav ve Kumar, R134a'nın yerine kullanılacak en ideal soğutucu akışkanı bulabilmek için buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde deneysel ve teorik analizler gerçekleştirmişlerdir. Basınç oranı, kütsel debi, bağıl hacimsel soğutma kapasitesi, bağıl performans katsayısı, soğutma kapasitesi, ekserji verimi, ekserji yıkımı ve verimlilik gibi performans parametrelerini değerlendirmişlerdir. Toplamda otuz bir temel ve karışım gazından oluşan soğutucu akışkanların simülasyon yardımı ile performans analizlerini yapmışlardır. Analiz sonuçlarına göre, içlerinde R134a'nın da

bulunduğu altı adet soğutucu akışkanın deneysel olarak performanslarını incelemişlerdir. Bunların arasında R290'ın bağıl performans ve ekserji verimliliği katsayısının en yüksek olduğunu, ancak en az verim düşümüne sahip olduğunu, bunun yanı sıra %40 R134a/%22 R1234yf/%38 R1234ze(E) soğutucu akışkan karışımının bağıl hacimsel soğutma kapasitesinin neredeyse R134a ile aynı olduğunu belirlemişlerdir. %40 R134a/%22 R1234yf/%38 R1234ze(E)'nin R134a yerine en iyi alternatif soğutucu akışkan olabileceği sonucuna varmışlardır [68].

Hoşöz ve arkadaşları, R1234yf soğutucu akışkanı kullanan bir otomotiv iklimlendirme sisteminden elde ettikleri deneysel performans parametreleri ile destek vektör regresyon (SVR) modeli yardımı ile elde ettikleri performans parametrelerini karşılaştırmışlardır. MATLAB istatistikleri ve makine öğrenimi araç kutusu kullanılarak iklimlendirme sisteminin bir SVR modelini geliştirmişlerdir. SVR modelinin tahminlerini deneysel sonuçlarıyla karşılaştırmış ve istatistiksel performanslarını belirlemişlerdir. 0,9780–0,9846 aralığındaki korelasyon katsayıları ve %2,01–3,00 aralığındaki ortalama bağıl hatalarla SVR modelinin, iklimlendirme sisteminin dikkate alınan performans parametreleri için oldukça doğru tahminler verdiğini görmüşlerdir. Araştırmacılar, taşıt iklimlendirme sistemlerinde karmaşık ve zaman alan klasik matematiksel modelleme çalışmaları yerine sadece sınırlı sayıda test gerektiren SVR yaklaşımı kullanılarak modellenebileceğini göstermişlerdir [69].

1.4. Yapılan Tez Çalışmasının Getirdiği Yenilikler ve Literatüre Katkısı

Literatürde, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının otomotiv iklimlendirme sistemlerindeki deneysel performanslarının karşılaştırıldığı oldukça fazla sayıda çalışma mevcuttur. Buna karşın bu soğutucu akışkanların kullanıldığı otomotiv ısı pompası sistemlerinin performanslarına yönelik çok daha az sayıda çalışma mevcuttur. Ayrıca, iklimlendirme sistemlerinde iç ısı değiştiricisi (ID) kullanımı ile ilgili çalışmalar da sayıca azdır. R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemlerde kompresör tipi olarak genellikle sabit kapasiteli kompresörler kullanılmış olup R1234yf'nin değişken kapasiteli kompresör kullanan otomotiv iklimlendirme sistemlerindeki performansına yönelik detaylı çalışmalar bulunmamaktadır.

Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, otomotiv ısı pompası sistemleri için yeteri kadar deneysel çalışma bulunsa da teorik çalışmalara bakıldığında geniş kapsamda ve

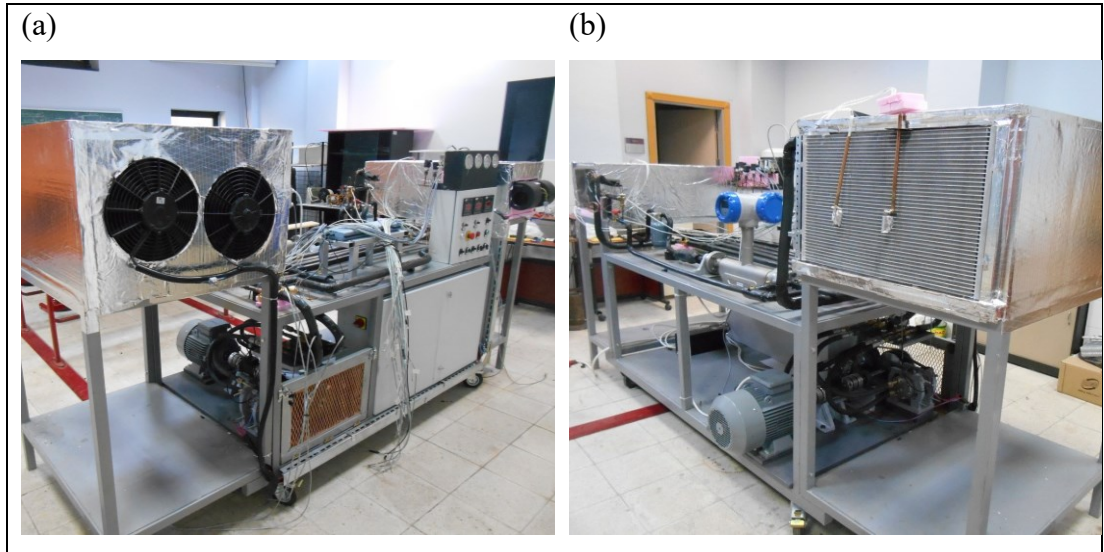
detaylı bir şekilde açıklanan otomotiv iklimlendirme sistemleri için R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanıldığı çalışmalar oldukça az sayıdadır. Ayrıca az bir kısım çalışmada, teorik çalışmaların sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığı görülmektedir. Teorik çalışmalarda ekserji analizlerine yer verilse bile benzer şekilde bunların sonuçlarının deneysel sonuçlar ile desteklendiği çalışmalar çok azdır. Her ne kadar otomotiv iklimlendirme sistemi elemanlarının ayrı ayrı modellenmesine ilişkin çalışmalar olsa da özellikle evaporatör modeli ve iklimlendirme sisteminin genel modeli ile ilgili çalışmalar çok sınırlı sayıdadır ve ilgili modellemeler yüzeysel olarak ele alınmıştır.

Bu çalışmada ise R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için ayrı ayrı ve literatüre göre daha geniş hava giriş sıcaklıkları ile kompresör devir aralıklarında hem soğutma hem de ısı pompası için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Otomotiv iklimlendirme sistemine ID eklenmesi ile hem soğutma hem de ısı pompası durumunda çalışan sistemin performansındaki değişiklikler incelenmiş ve iklimlendirme sisteminde değişken kapasiteli kompresör kullanımının etkisine yer verilmiştir. Deneysel sistem bileşenlerine enerji ve ekserji analizleri uygulanarak deneysel çalışmaların sonuçları birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Böylece soğutucu akışkanların ve sistem elemanlarının çeşitli performans parametrelerine olan etkisi, literatüre göre daha kapsamlı olarak karşılaştırılmıştır.

Teorik çalışma olarak R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanıldığı soğutma sistemini oluşturan elemanların yanı sıra tüm sistem için de bir model oluşturulmuştur. Kondenser, evaporatör ve kompresörün matematiksel olarak modellenmesinin ardından termostatik genleşme valfinin çalışma karakteristiğine uygun olarak genel sistem modeli oluşturulmuş ve literatürün aksine oldukça detaylı olarak tezde yer verilmiştir. Yapılan deneysel ve teorik çalışmaların sonuçları karşılaştırmalı olarak sunulmuş olup böylece hem deneysel hem de model çalışmalarının birbirlerine olan yakınsamaları veya farklılıklarının kolaylıkla görülebilmesi amaçlanmıştır. Yukarıda bahsedilen tüm alt konuların tek bir çalışmada yer alması, bu alanda araştırma-geliştirme çalışmaları yapmak isteyen bilim insanlarına yol gösterecek niteliktedir. Dikkat edilmesi gereken çeşitli hususlara işaret eden ve literatürdeki belirsiz veya değinilmemiş noktalara da ışık tutan çalışmanın, literatürdeki önemli boşlukları dolduracağına inanılmaktadır.

2. DENEYSEL SİSTEM

Bu çalışmada kullanılan deneysel sistem, Kocaeli Üniversitesi BAP birimi tarafından desteklenen “HFO–1234yf Soğutucu Akışkanlı Bir Otomobil Klima/Isı Pompası Sisteminin Deneysel Performans Analizi” isimli ve 2014–051 numaralı bilimsel araştırma projesi kapsamında Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü Taşıt İklimlendirme Laboratuvarı’nda kurulmuştur. Deneysel sistem, kompakt bir otomobile ait klima sistemi bileşenlerinden oluşmakta olup, çevrimin ters yönde ısı pompası olarak çalışabilmesi için dört yollu valf, ikinci bir genişleme valfi ve akışkanın istenilen bileşenler üzerinden geçmesini sağlayan küresel el valfleri ile donatılmıştır. Sistem, akıllı röle ile kontrol edilmekte ve sürücü aracılığıyla üç fazlı asenkron bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmektedir. Soğutucu akışkan debisi, basınçları ve çeşitli noktalardaki sıcaklıkları, hava akımlarının belirli noktalardaki kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, elektrik motoru devri ve motor torku ölçümleri, veri toplama sistemi aracılığıyla gerçekleştirilmektedir. Ayrıca, hava akımlarının hızları pervaneli anemometre ile ölçülmektedir. Şekil 2.1’de önden ve arkadan fotoğrafları gösterilmiştir.

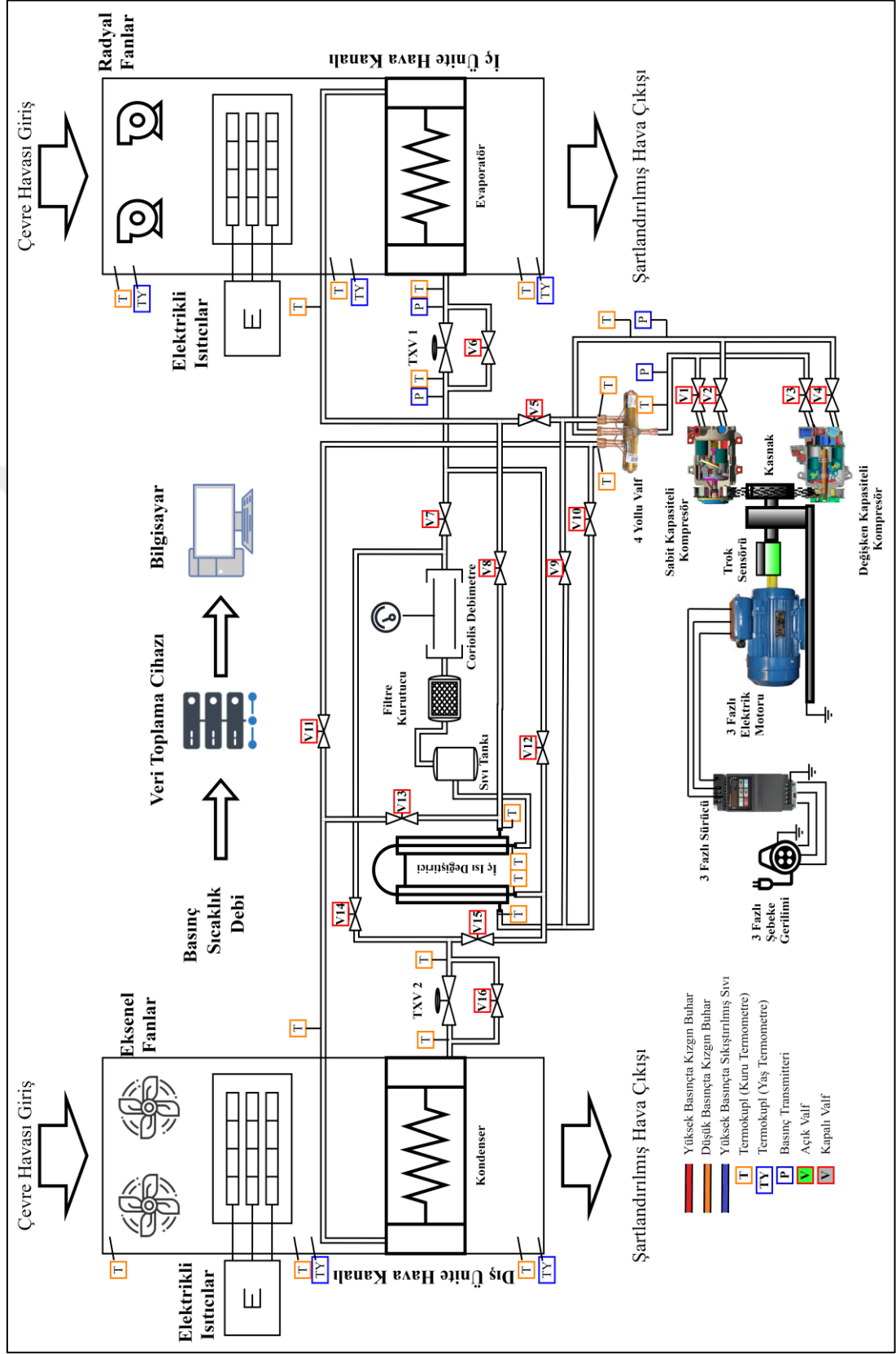


Şekil 2.1. Deneysel sistemin önden (a) ve arkadan (b) görünüşü

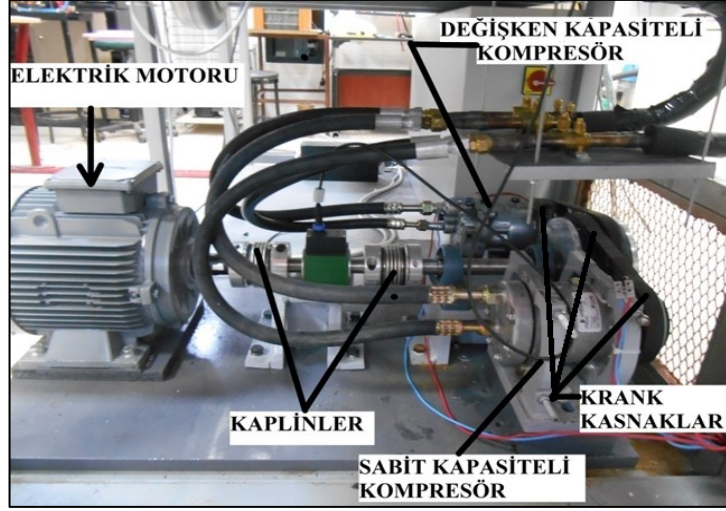
Deneysel sistemi oluşturan otomotiv iklimlendirme sistemi elemanlarının soğutucu akışkanın güvenli bir şekilde dolaşabilmesi için bakır borular ile bağlantıları gerçekleştirilmiştir. Evaporatör çıkışı ve kompresör girişi arasındaki emme hattı boruları 3/4" (19,05 mm), kompresör çıkışı ve kondenser arasındaki basma hattı boruları 1/2" (12,7 mm) ve kondenser ile evaporatör arasındaki sıvı hattı bağlantı boruları 3/8" (9,525 mm) dış çapındadır. Kompresör titreşiminin sisteme en az etkiye bulunması için yarım metre boyunda uygun çaplarda kauçuk hortumlar kullanılmıştır. Bütün bağlantı boruları boru çaplarına uygun olarak elastomerik yalıtım malzemeleri ile yalıtılmıştır. Deneysel sistemi oluşturan elemanların birbiri ile bağlantıları ve buldukları konumlar daha iyi anlaşılması için sistemin şematik gösterimi Şekil 2.2'de verilmiştir. Sistemin ana bileşenlerinin özellikleri ise Tablo 2.1'de detaylı olarak gösterilmiştir.

Deneysel sistemin hareketini sağlayan 5,5 kW'lık üç fazlı asenkron bir motor çelik plaka üzerine montajlanmıştır. Motorun döndürme hareketi iki adet yataklı rulman ile mesnetlenmiş ve bir ucunda elektrik motor kasnakları bulunan mile, aralarına tork ölçümü yapabilecek bir sensör yerleştirilerek, esnek kavramalar ile birbirlerine bağlanmışlardır. Şekil 2.3'te elektrik motoru, tork sensörü ile sabit ve değişken kapasiteli kompresörlerin montajlı fotoğrafı gösterilmiştir.

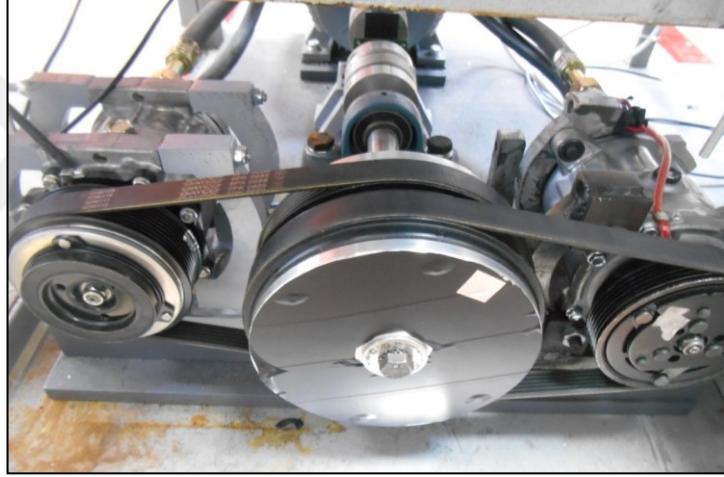
Deneysel sistemde elektrik motorundan gelen hareket, çift kasnak ile sabit ve değişken kapasiteli kompresörlere iletilmekte olup Şekil 2.4'te fotoğrafı verilmiştir. Elektromanyetik kavramalı kompresörlere, kontrol panosundaki seçici anahtarlar ile kumanda edilmektedir. Hangi kompresörün devreye alınacağı, kullanıcı tarafından belirlenmektedir. Bir kompresörün çalışmasının ardından diğer kompresör devreye alınacak ise sistemin dengeye girmesi beklenilerek belirli bir sürenin ardından bu işlem gerçekleştirilebilmektedir. Kompresör hızları Şekil 2.4'te görüldüğü gibi kompresör kasnaklarına yapıştırılan reflektör bantlar sayesinde fotoelektrik temassız takometre ile ölçülebilmektedir. Kompresör hızları, rölanti devri olan 1000 dev/dk'dan frekans kontrollü sürücünün maksimum yönetme devri olan 3000 dev/dk'ya kadar 5 dev/dk hassasiyetle değiştirilebilmektedir. İletim hatlarındaki küresel valflerin yönleri, devreye alınacak kompresöre ve çalışma moduna göre belirtilen şekillerde gösterildiği üzere sistem çalıştırılmadan önce ayarlanmakta ve doğruluğu kontrol edilmektedir.



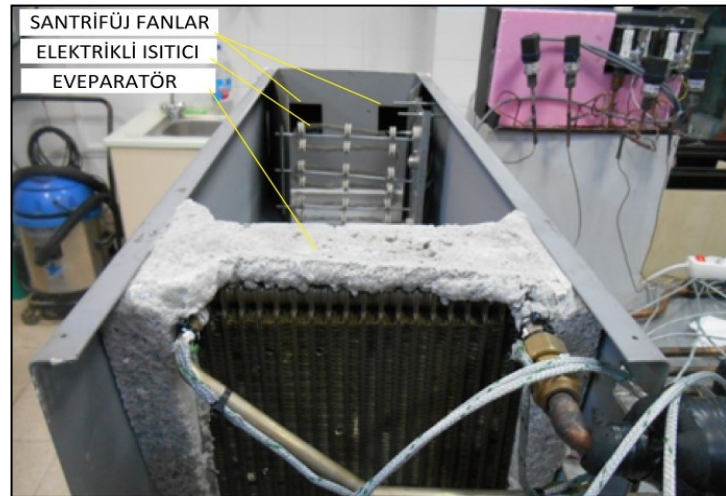
Şekil 2.2. Deneysel sistemin şematik gösterimi



Şekil 2.3. Elektrik motoru ve kompresör arasındaki mekanik bağlantı



Şekil 2.4. Elektrik motorunun kasnağı ile sabit ve değişken kapasiteli kompresörler arasındaki bağlantı



Şekil 2.5. İç ünite hava kanalının açık fotoğrafı

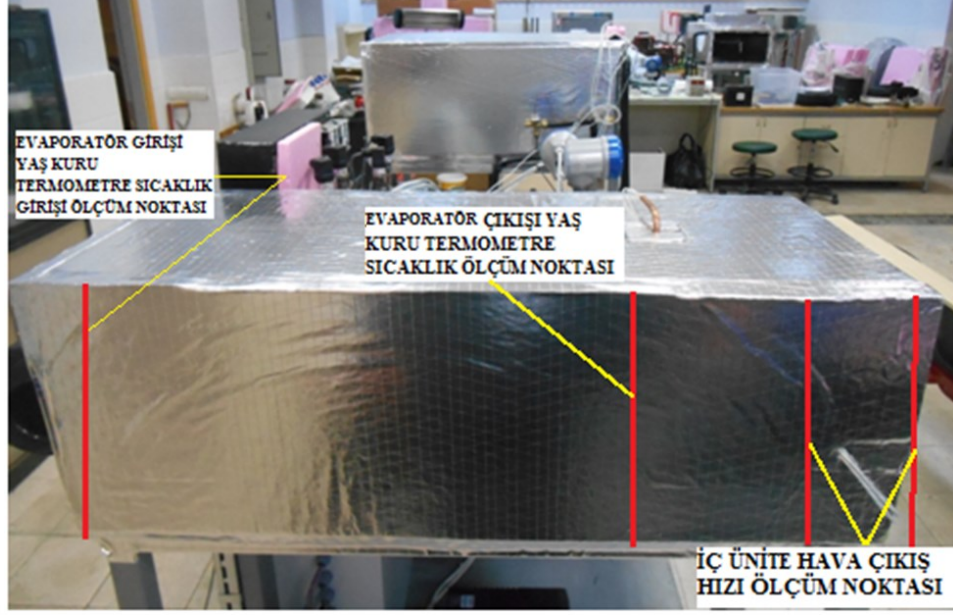
Şekil 2.5'te, iç ünite hava kanalının açık hali sistemi oluşturan elemanlarla birlikte gösterilmektedir. Deneysel sistemde 250 mm yüksekliğinde 350 mm eninde ve 1000 mm boyunda olacak şekilde 2 mm'lik sac levhadan katlanarak iç ünite hava kanalı oluşturulmuştur. İç ünite hava kanalının girişinde santrifüj fan bulunmaktadır. Doğru akım sürücüsü ile kontrol edilen fanın devri, kontrol panosunda bulunan bir potansiyometre aracılığıyla sağlanmaktadır. Böylece kanal içerisinde istenilen hava akış hızı sağlanabilmektedir.

Santrifüj fanların çıkışından itibaren 300 mm boyunca 200 mm x 200 mm kesit alanına sahip ölçülen maksimum gücü 2,2 kW olan elektrikli ısıtıcılara doğru yönlendirici kanatlar yerleştirilmiştir. Fanlardan çıkan hava, ısıtıcıya doğru yönlenererek sıcaklığı artmakta ve evaporatöre doğru ilerlemektedir.

İç ünite hava kanalı girişinden 850 mm uzağa 230 mm x 260 mm x 800 mm ebatlarında bir evaporatör yerleştirilmiştir. Evaporatörün altına yerleştirilen tepsi yardımı ile evaporatör kanatçıklarında yoğuşan su zerreleri toplanarak iç üniteden tahliye edilebilmektedir. Evaporatörün kesit alanı hava kanalından daha küçük olduğundan evaporatörün etrafından oluşacak hava kaçakları yanmaz köpüklerle doldurularak engellenmiştir. Köpüğün yapışkanlık özelliği sayesinde de evaporatörün iç hava kanalına rijit bir şekilde montajı sağlanmıştır.

Gerekli elektrikselsel ve mekanik bağlantılar yapıldıktan sonra kanalın üst kapağı kapatılmış ve akrilik sızdırmazlık malzemesi ile hava kaçaklarına karşı yalıtımı sağlanmıştır. Evaporatörün girişine ıslak-yaş termometreler yerleştirilebilecek şekilde bir montaj ağızı açılmıştır. Daha sonra iç hava kanalı 40 mm kalınlığında poliüretan levha ile yalıtılmıştır. Yalıtım malzemesinin üzeri hem ışınlama ile ısı transferini önlemek hem de estetik bir görüntü kazanması amacı ile alüminyum folyo kaplanmıştır. İç hava kanalının kapatılmış hali Şekil 2.6'da gösterilmiştir.

Şekil 2.7'de gösterilen iç ünitenin giriş havasının yaş ve kuru termometre sıcaklıkları termokupllar yardımı ile sürekli olarak ölçülmektedir. Santrifüj fanlar sayesinde içeri üflenen hava istenilen sıcaklığa gelinceye kadar elektrikli ısıtıcılar ile ısıtılmakta ve evaporatöre girmeden havanın tekrar yaş ve kuru termometre sıcaklıkları ölçülmektedir.

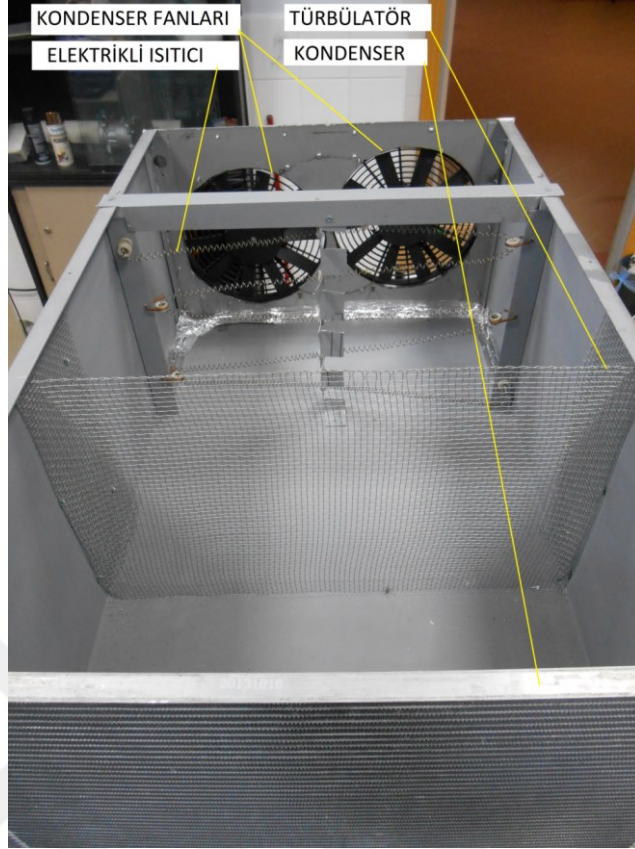


Şekil 2.6. İç ünite hava kanalında hava akımı sıcaklığının ve hızının ölçüm noktaları



Şekil 2.7. İç ünite hava kanalı çıkışı ve yaş kuru termometre sensörlerinin konumu

Evaporatörde şartlandırılan havanın çıkışında da aynı şekilde yaş ve kuru termometre sıcaklıkları ölçülerek çevreden alınan hava çevreye geri verilmektedir. Elde edilen sıcaklık bilgileri, veri toplama kartında anlık olarak kayıt altına alınmaktadır. Hava kanalından geçen havanın debisi ise kanal çıkışında pervaneli tip bir anemometre ile belirlenmektedir. Evaporatör çıkış kesitinin belirli noktalarından hız ölçümleri gerçekleştirilerek ortalama hava hızı hesaplanmakta ve kesit alanı ile çarpılarak geçen havanın hacimsel debisi belirlenmektedir.

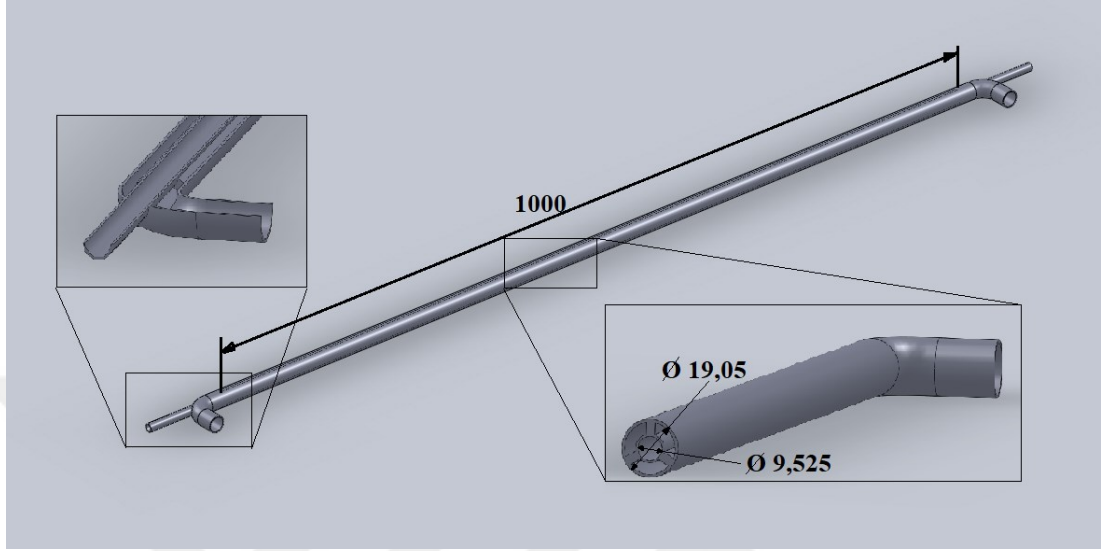


Şekil 2.8. Kondenser fanları, elektrikli ısıtıcı, türbülötör ve kondenserin dış ünite hava kanalındaki konumları

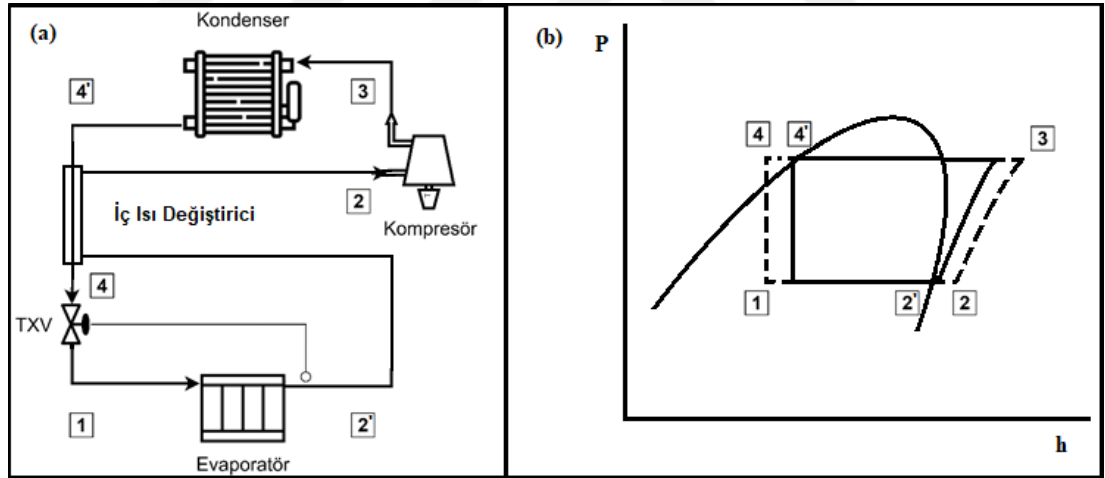
Şekil 2.8’de gösterilen dış ünite hava kanalı, 650 mm x 400 mm x 1000 mm ebatlarında olacak şekilde 2 mm sac levhadan bükülerek imal edilmiştir. İki adet 300 mm çapındaki aksel fan, dış ünite hava kanalı girişine monte edilmiştir. Fanların 300 mm ilerisine ölçülen gücü 4,2 kW olan ısıtıcılar yerleştirilmiştir. Isıtıcılar ile kondenser arasına ısınan havanın homojen dağılmasını sağlamak amacı ile 5 mm x 5 mm’lik elek teli ile perdeleme yapılmıştır ve türbülötör olarak adlandırılmıştır. Son olarak dış ünite hava kanalı çıkışına kondenser yerleştirilmiştir. Sistemin hava sızdırmazlığı yapılarak üst kapağı kapatılmış ve dıştan 40 mm poliüretan levha ve alüminyum folyo kaplama ile ısı izolasyonu sağlanmıştır.

Şekil 2.9’da deneysel sistemde kullanılan ID’nin şekli, boyutları ve kesit görünümleri verilmiştir. 1000 mm boyunda eş eksenli olarak tasarlanan ID, 3/4" (19,05 mm) bakır borunun içerisine 3/8" (9,525 mm) dış çapında bakır borunun eş merkezli olarak yerleştirildiği bir yapıdan oluşmaktadır. İç borudan kondenserden çıkış yapan sıvı fazdaki soğutucu akışkan geçerken zıt yönde dış ve iç borunun arasından

evaporatörden çıkan buhar fazda soğutucu akışkan geçmektedir. ID'nin boyutları belirlenirken Seybold'un [8] yapmış olduğu çalışmadan esinlenilmiştir. Belirtilen şekilde imal edilen ID, sonrasında elastomerik malzemeler kullanılarak yalıtılmıştır.



Şekil 2.9. İç ısı değiştiricisi (ID) şekli ve boyutları



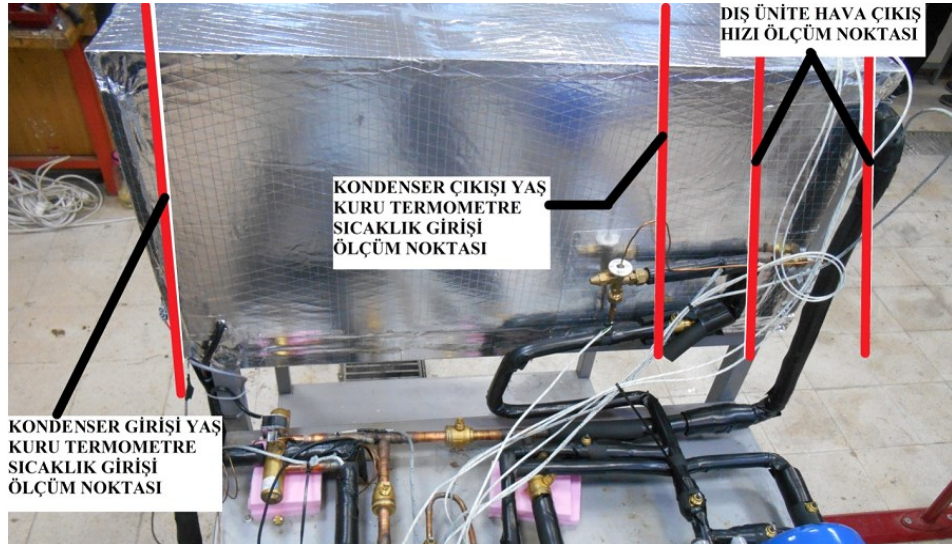
Şekil 2.10. ID'nin deneysel sistemdeki bağlantısının şematik gsterimi (a) ID'nin etkisinin P-h diyagramında şematik gsterimi (b)

ID'nin soğutma sistemine yerleşimi şematik olarak Şekil 2.10(a)'da gsterilmiştir. Kondenser çıkışında sıkıştırılmış sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan, eř merkezli borulardan oluşturulan ID'nin i borusunun bir ucundan ID'ye giriş yapar. Evaporatör çıkışındaki dūřuk basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan ise zıt yönden dıştaki borudan girer. İ borudaki soğutucu akışkan dış borudan geçen soğutucu akışkana enerjisini aktarır. Bu durumda kondenserden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı biraz daha dūřürölerek aşırı soğuma miktarı evre sıcaklığının altına iner.

Böylece evaporatör girişindeki soğutucu akışkanın entalpisi Şekil 2.10(b)'de gösterildiği gibi düşer ve evaporatörün soğutma kapasitesi artar. Fakat, evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan ise ID'den geçerken bir miktar daha ısı çeker ve kompresör girişinde soğutucu akışkanın entalpisi, dolayısı ile sıcaklığı artar. Bunun sonucunda kompresörde sıkıştırma işinden sonra soğutucu akışkan entalpisi ID'siz duruma göre bir miktar daha yükselir ve kompresör çıkışında soğutucu akışkan entalpisinin ve sıcaklığının artmasına sebep olur.

Şekil 2.11'de, dış ünite hava kanalının izolasyonu yapılmış ve alüminyum folyo ile kaplanmış hali gösterilmiştir. Dış üniteye yer alan iki adet eksenel fan doğru akım sürücüsü ile kontrol edilmekte ve istenilen hızlarda çevre havası ısıtıcılara iletilebilmektedir. Isıtıcılarda istenilen değere yükseltilecek sıcak hava, türbülâtörden geçerek kondensere yönlendirilmektedir. Kondenser giriş ve çıkışlarında bulunan yağ ve kuru termometre sensörlerinden gelen sıcaklık bilgisine göre havanın nemi hesaplanmaktadır.

İç ve dış ünite hava kanallarına yerleştirilen elektrikli ısıtıcılar iç üniteye 2,2 kW, dış üniteye ise 4,3 kW ısıtma gücüne sahiptir. Isıtıcıların kontrolü, AEG Thyro-AI serisi 6 kW'lık iki adet tristörlü sürücü ile sağlanmaktadır. Sürücülerin güç ayarı, kontrol panosu üzerinde bulunan çok turlu potansiyometreler ile yapılabilmektedir.



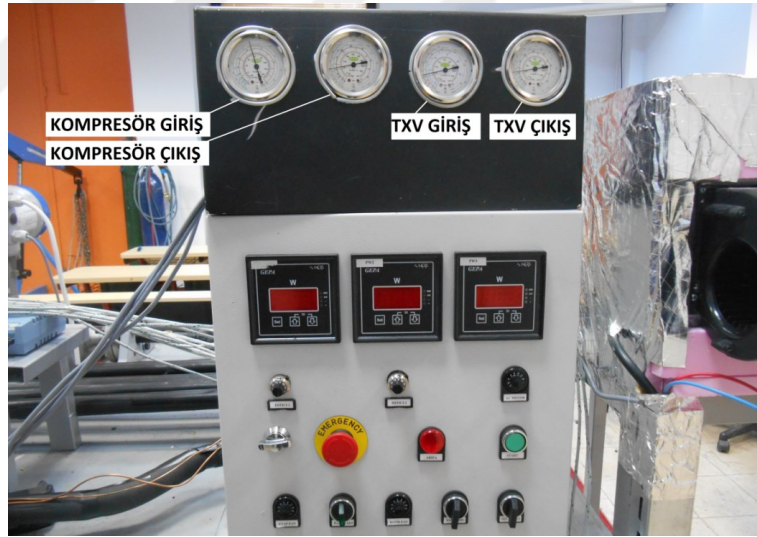
Şekil 2.11. Dış ünite hava kanalında hava sıcaklığı ve hızı ölçüm noktaları

Şekil 2.12'de gösterilen kontrol panosunda 4 adet analog manometre ile tristörlerin ve elektrik motorunun çektiği gücü gösteren 3 adet Wattmetre bulunmaktadır. Dış ünite

ısıtıcı ayar potansı, iç ünite ısıtıcı potansı, elektrik motor hız ayarı, acil durdurma anahtarı, arıza lambası, başlatma düğmesi, dış ünite fan hız ayarı, güç kaynakları açma anahtarı, iç ünite hız ayarı, kompresör seçim anahtarı ve yaz-kış modu seçim anahtarı, Şekil 2.13'te gösterilen kontrol panosu üzerinde bulunmaktadır.



Şekil 2.12. Kontrol panosu ve ısı yük ayar potansiyometreleri



Şekil 2.13. Kontrol panosu üst bölümü

Deneysel sistemin çalışma parametrelerinin ayarlandığı kontrol panosunun görünümü Şekil 2.14'te verilmiştir. Kontrol panosu ana şalter açıldıktan ve tüm sigortalar açık konuma getirildikten sonra devreye girmektedir. Sistem devreye alınırken seçici anahtar start konumuna getirilmelidir. Daha sonra fanlar açılıp istenilen hava hızlarına ayarlanmalıdır. Isıtıcı güçleri potansiyometreler ile belirlenmelidir. Isı pompası / klima modu olarak çalışma durumu seçici anahtar ile belirlenmelidir.



(1: Düşük basınç manometresi, 2: Yüksek basınç manometresi, 3: İç ünite genişleme valfi giriş basıncı, 4: İç ünite genişleme valfi çıkış basıncı, 5: Dış ünite ısıtıcı gücü, 6: İç ünite ısıtıcı gücü, 7: Elektrik motoru elektriksel gücü, 8: Dış ünite ısı yük ayarı, 9: İç ünite ısı yük ayarı, 10: İnverter frekans ayarı, 11: Acil stop, 12: Arıza lambası, 13: Çalıştırma lambalı butonu, 14: Dış ünite fan hız ayarı, 15: Sistem açma seçici anahtarı, 16: İç ünite fanları hız ayarı, 17: Kompresör seçim anahtarı, 18: Isı pompası / klima seçim anahtarı)

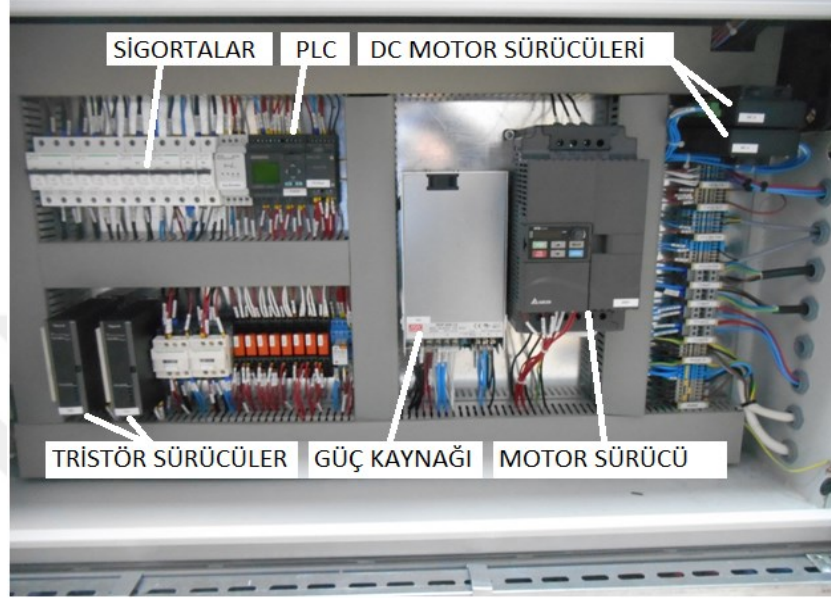
Şekil 2.14. Kontrol panosu ve üzerindeki göstergeler ile anahtarlar

Motor sürücüsü RUN konumuna alındıktan sonra kompresör kasnakları devrede değilken yaklaşık devirleri ayarlanmalıdır. Valflerin açık ve kapalı konumları kontrol edildikten sonra hangi kompresör çalıştırılacaksa, seçici anahtardan elektromanyetik kavraması enerjilendirilmeli ve temassız devir ölçerle tam devir ayarı devreye alınan kompresör kasnağı üzerinden yapılmalıdır.

Şekil 2.15'te gösterilen deneysel sistemin kontrol panosu, elektrik motorunun devrini ayarlayan bir motor sürücüsü, elektrikli ısıtıcıların güç kontrolünü sağlayan tristörlü sürücüler, fan hızlarını ayarlayan doğru akım sürücüler, selenoid valflerin enerjisini ve sürücülerin düşük gerilim devrelerini besleyen 12 Volt güç kaynakları, elektrik kesintilerine karşı veri toplama kartını ve sensörleri bir süre daha çalıştırmaya yetecek 800 VA'lık bir kesintisiz güç kaynağı, sigortalar, röleler ve soğutma/ısıtma çalışma durumlarına göre sistemde otomatik olarak gerekli değişiklikleri yapan Siemens marka bir PLC'den oluşmaktadır.

Sıcaklık ölçümü için K tipi (Kromel–Alümel alaşımı) termokupllar kullanılmıştır. Koruyucu gaz olarak argon kullanılan termokupl kaynak makinesinde uygun boylarda kesilip elektrik direnç kaynağı yöntemi ile birbirlerine kaynak edilerek sensör haline

getirilen termokupl kabloları, ölçüm uçlarından verniklenerek elektriksel olarak yalıtılmıştır. Daha sonra ölçüm yapılmak istenen noktalardaki bakır borular zımpara ile temizlenip üzerlerine termal silikon uygulanmış ve termokupllar buralara plastik kelepçelerle tespit ettirilmiştir.



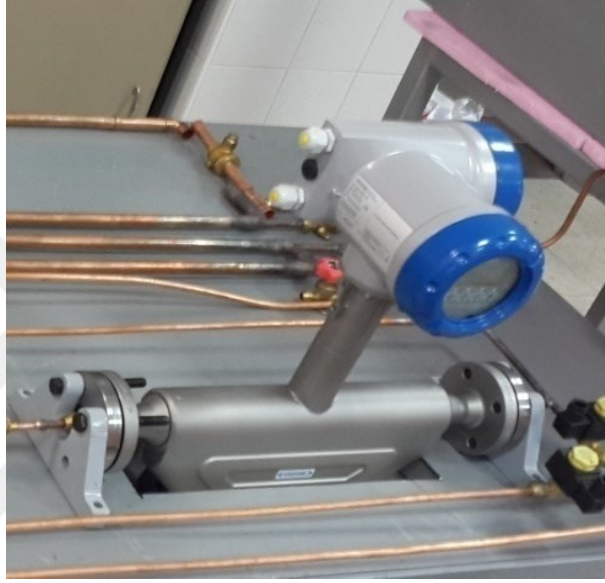
Şekil 2.15. Kontrol panosu (alt bölüm)

Termokuplların açık uçları, veri toplama cihazının sıcaklık ölçüm uçlarına bağlanmıştır. Hava akımlarının çeşitli noktalardaki kuru ve yaş termometre sıcaklıkları da yine K tipi termokupllar ile ölçülmüştür. Şekil 2.16'da, üzerinde saf su haznesi ve iki adet termokupl bulunan ölçüm probu gösterilmiştir. Deneylere başlanmadan önce plastik saf su hazneleri saf su ile doldurulup propların hava kanalları içerisine yerleştirilmesi gerekmektedir.



Şekil 2.16. Yaş-kuru termometre sıcaklık ölçüm sensörlerini taşıyan prop

Deneysel iklimlendirme sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi, Coriolis tipi debimetre ile ölçülmektedir. Bu işlem için Krohne Optimass 6400 DN 15 kütleli debimetre kullanılmaktadır. Debimetre ölçüm aralığı 0–3800 kg/h olup %0,05 hassasiyetle ölçüm yapılabilmektedir. Kütleli debimetre ile veri toplama cihazı arasındaki bağlantı 4–20 mA çıkış akımı ile sağlanmaktadır. Cihaz çalışma gerilimi 220V şebeke gerilimi ile sağlanmaktadır. Şekil 2.17’de, sıvı hattına bağlanan kütleli debimetrenin fotoğrafı verilmiştir.



Şekil 2.17. Coriolis kütleli debimetre

Soğutucu akışkan basınç ölçümleri, kompresör giriş ve çıkışı ile evaporatör üzerinde bulunan TXV giriş ve çıkışlarında yapılmaktadır. Deneysel sistemin soğutma ve ısı pompası modlarında çalışmasından dolayı kullanılacak basınç transmitterlerinin 0–10 bar ve 0–40 bar ölçüm aralığına sahip olmaları gerektiği belirlenmiştir. Soğutma durumuna göre yüksek basınç hattına (kompresör çıkışı) 40 barlık düşük basınç hattına (kompresör emme) 10 barlık transmitterler yerleştirilmiştir. Wika A–10 serisi 0–10 bar ve 0–40 bar ölçüm yapabilen iki tip basınç transmitteri, 0–10 V gerilim çıkışı vermektedirler. Bu sayede veri toplama kartına herhangi bir ara elektriksel dönüşüme ihtiyaç duymadan direkt olarak bağlantı sağlanabilmiştir. Transmitterlerin ölçüm eğrilerine göre oluşturulan bir denklem takımı ile bilgisayar programı ara yüzünde direkt olarak basınç değerlerini görebilmek mümkündür. Basınç transmitterlerine ilave olarak, hızlı kontrollerin yapılabilmesi için aynı ölçüm noktalarından kontrol panosu

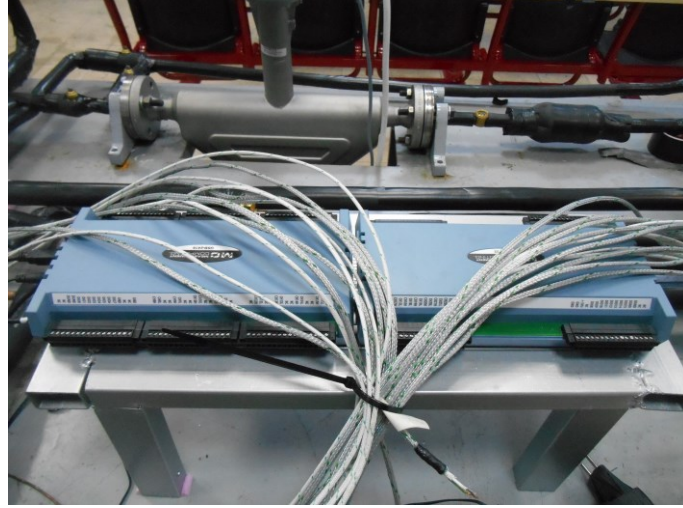
üzerinde bulunan analog manometrelere de bağlantılar gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.18'de basınç transmitterleri gösterilmiştir.



Şekil 2.18. Basınç transmitterleri

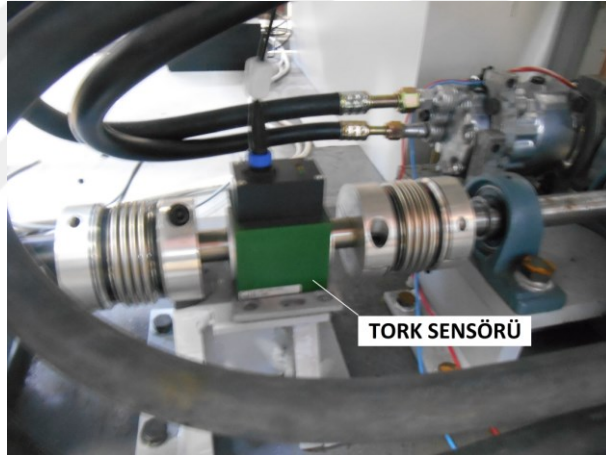
Sıcaklık, basınç ve kütleli debi verilerinin bilgisayar ortamında görselleştirilmesi ve depolanabilmesi için bir veri toplama cihazına ihtiyaç vardır. Sistemde kullanılması öngörülen veri toplama cihazı 32 kanaldan analog veri toplama yapabilmektedir. Şekil 2.19'da gösterilen USB-2416 ve AI-EXP32 modülü ile 32 kanala kadar ölçüm yapabilen cihaza 32 adet termokupl aynı anda takılabildiği gibi, istenirse kanallardan birkaçı kütleli debimetreden gelen 4-20 mA akım bilgisi ve basınç transmitterlerinden gelen ± 10 V gerilim bilgisini bilgisayar ortamına taşıyabilmektedir. Normalde gerilim ölçümü yapan bu modüle dışarıdan 250 Ohm'luk hassas bir direnç bağlantısı ile 4-20 mA akım bilgisi de veri toplama kartı tarafından bilgisayar ortamına sayısal olarak aktarılabilmektedir. J, K, R, S, T, N, E ve B tipi termokupl telleri kullanılabilir. Veri toplama sistemi, maksimum 3750 ölçüm/s veri toplama hızına sahiptir. Ara yüz programı ile elde edilen veriler anlık olarak bilgisayar ekranında görülebildiği gibi belirli zaman aralıkları ile de Excel formatında kayıt altına alınabilmektedir.

Elektrik motorundan kompresöre iletilen momentin ölçülmesi, performans analizleri için önemlidir. Elektrik motoru kasağından sağlanan momentin ölçülmesi sayesinde kompresörün anlık olarak çektiği mekanik gücü belirlemek mümkün olabilmektedir. Bu amaçla kullanılan Burster 8661 yüksek hassasiyetli tork sensörü, ± 50 Nm ölçüm aralığına ve %0,05 doğruluğa sahiptir. Tork sensöründen gelen veriler, anlık kompresör devri bilgileri ile işleme alınarak çekilen güç bilgisayar ekranından okunabilmekte ve kayıt altına alınabilmektedir.



Şekil 2.19. Veri toplama sistemi

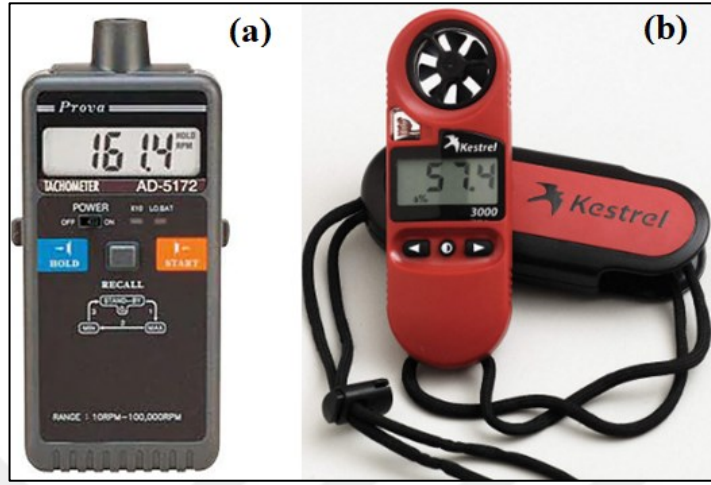
Şekil 2.20’da tork sensörünün şekli ve elektrik motoru ve elektrik motor kasağı arasındaki bağlantısı gösterilmiştir.



Şekil 2.20. Tork sensörü

Kompresör kasağına yapıştırılan yansıtıcı bir kağıt yardımı ile fotoelektrik yöntemle temassız olarak devir ölçümü gerçekleştirilebilmektedir. Aynı zamanda, tork sensörü üzerinde bulunan enkoder sayesinde devir bilgisini bilgisayar ekranından okunabilir. Fakat elektrik motoru kasağı ile kompresör kasağı çaplarındaki farktan dolayı, sensörden gelen devir bilgisi bir katsayı ile çarpılarak işlendikten sonra kullanılması mümkün olmaktadır. Kompresör devri, kompresör kasnaklarına yapıştırılan yansıtıcı bantlara fotoelektrik devir ölçer tutularak daha doğru bir şekilde ölçülebilmektedir. Prova marka 10–100000 dev/dk dönme hızı aralığında ± 10 dev/dk toleransla ölçüm yapabilen fotoelektrik devir ölçerin görseli Şekil 2.21(a)’da ve Kestrel marka -29–

70°C aralığında $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ hata ile sıcaklık, $\pm \%3$ hata ile hız ve $\pm \%0,1$ hassasiyetle bağımlı nem ölçebilen pervaneli anemometrenin görseli ise Şekil 2.21(b)'de verilmiştir.



Şekil 2.21. Fotoelektrik devir ölçer (a) ve pervaneli anemometre (b)

Şekil 2.21(b)'de gösterilen pervaneli anemometre ile iç ve dış ünitelerden üflenen havanın hızı kanal kesitlerinin belirli noktalarından yapılan ölçümlerle saptanmıştır. Kanalların çıkışında bulunan evaporatör ve kondenser yüzeyleri soldan sağa dört yukarıdan aşağıya üç adet hayali parçaya bölünmüş ve toplam 12 adet ölçüm noktası oluşturulmuştur. Bu noktalardan üçer kez ölçüm alınarak ortalama bir hız değeri belirlenmiştir. Dış ünite hava kanalı çıkışında hava ortalama hızı 3,1 m/s iken iç ünite hava kanalında ortalama hız 2,4 m/s olarak tespit edilmiştir.

2.1. Deney Sisteminin Soğutma Modunda Isı Değiştiricisiz Çalıştırılması

DeneySEL otomobil soğutma ve ısı pompası sisteminin soğutma modunda ısı değiştiricisiz kullanılması durumundaki çalışma şeması, her iki soğutucu akışkan için Şekil 2.22'de gösterilmektedir. Sistemin kompresörü, 5,5 kW güçte ve 2850 dev/dk nominal hızda üç fazlı asenkron bir elektrik motoru ile frekans kontrollü sürücü ile hız ayarı yapılarak hareketlendirilmektedir.

Eksenel fanlarla dışarıdan çekilen çevre havası kondensere gönderilmeden önce, dış ünite kanalına yerleştirilen ve ısı yükü ayarlanabilen elektrikli ısıtıcılar ile sıcaklığı istenilen değere yükseltilebilmektedir. Kondensere geçen soğutucu akışkan, bu hava akımına ısı atarak yoğunlaşmaktadır. İç üniteden geçirilecek hava akımı benzer şekilde

ısı yükü kontrol edilen elektrikli ısıtıcıdan geçirilerek, santrifüj çift fan ile iç ünite kanalına alındıktan sonra evaporatöre gönderilmektedir. Daha sonra evaporatör dış yüzeylerinden geçirilen bu hava akımı, evaporatör içinde buharlaşmakta olan soğutucu akışkana ısı atmakta ve soğuyarak şartlandırılmış hava akımını oluşturmaktadır.

Kompresör, evaporatörden gelen düşük basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı sıkıştırıp yüksek basınçta kızgın buhar halinde dış ünite hava kanalı içerisindeki kondensere göndermektedir. Dış ünite hava kanalı içerisinde bulunan aksenal fanlar ile kanal boyunca iletimi sağlanan ve elektrik ısıtıcısı tertibatı sayesinde sıcaklığı istenilen değere yükseltilecek hava akımına ısısını atan soğutucu akışkan, önce yüksek basınçta kızgın buhar halinden doymuş buhar haline, sonra da doymuş sıvı haline dönüşmektedir. Bir miktar daha ısısını şartlandırılmış havaya aktaran soğutucu akışkan, sıkıştırılmış sıvı olarak kondenseri terk etmektedir. Genleşme elemanı (TXV2) üzerinde ters yönde geçiş olmayacağı için soğutucu akışkan şekilde gösterilen açık durumdaki V16 el vanası üzerindeki yolu takip ederek açık durumdaki V15 vanasının bulunduğu yol üzerinden ilerlemektedir.

Daha sonra, çevrimde kullanılmayan akışkanı depolayan sıvı tankından, akışkan içindeki pislikleri filtreleyip nemi tutabilen filtre/kurutucudan ve Coriolis debimetreden geçtikten sonra V7 vanası üzerinden genleşme elemanına (TXV1) gelmektedir. TXV1’de, evaporatör çıkışındaki kızgınlık derecesi (superheat) sabit kalacak şekilde basıncı ve sıcaklığı düşürülen soğutucu akışkan, düşük basınçta doymuş sıvı–doymuş buhar karışımı olarak iç üniteye bulunan evaporatöre girmektedir. İç üniteden geçirilen şartlandırılacak hava akımından ısı çeken soğutucu akışkan, kızgın buhar halinde evaporatörden çıkmakta ve V5 vanası üzerinden dört yollu valfe, sonrasında ise kullanılan kompresöre geri dönmektedir. Böylelikle çevrim tamamlanmaktadır.

Burada kullanılacak olan kompresör tipine göre V1–V2 veya V3–V4 vanaları açık ya da kapalı pozisyona getirilmelidir. Sabit kapasiteli kompresör ile deneyler yapılacak ise V1 ve V2 vanaları açık, V3 ve V4 vanaları kapalı olmalıdır. Şayet değişken kapasiteli kompresör ile deneyler gerçekleştirilecekse V3 ve V4 vanaları açık, V1 ve V2 vanaları kapalı konumda olmalıdır.

2.2. Deney Sisteminin Soğutma Modunda Isı Değiştiricisiyle Çalıştırılması

Şekil 2.23'te, iç ısı değiştiricisi (ID) aktif haldeki soğutma sisteminin şematik görünümü, açık kapalı vanalar, aktif olan elemanlar ve soğutucu akışkanın ilerleme yönü verilmiştir. ID'nin devreye alınması sonucu soğutma sisteminde, bir önceki başlıkta açıklanan moda benzer şekilde, evaporatörden gelen düşük basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, kompresör tarafından yüksek basınçta kızgın buhar haline getirilerek dış ünite hava kanalı içerisinde bulunan kondensere gönderilmektedir. İstenilen özelliklere getirilen hava akımına ısısını atan soğutucu akışkan, yoğunlaşma ve aşırı soğuma sonucunda sıkıştırılmış sıvı olarak kondenseri terk etmektedir. Termostatik genişleme valfi TXV2'ye uğramadan V16 vanasından, ardından V15 vanasının bulunduğu hattı geçen soğutucu akışkan; ID'nin sıvı hattını, sıvı tankı/filtre/kurutucuyu, Coriolis debimetresini ve V7 vanası geçerek TXV1 elemanına gelmektedir. TXV1'de basıncı düşürülen soğutucu akışkan, düşük basınçta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olarak iç üniteye girmekte ve şartlandırılacak hava akımından ısı çekerek kızgın buhar halinde evaporatörden çıkmaktadır. Daha sonra, V8 valfinin bulunduğu hat üzerinden ID gaz hattına giren düşük basınçta kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan, kondenserden gelen sıkıştırılmış sıvıdan ısı çekerek V9 vanası üzerinden dört yollu valfe ve oradan da kompresöre gitmektedir. Isı değiştirici kullanılarak, aktif genişleme elemanına (TXV1) gelen soğutucu akışkanın daha düşük sıcaklıkta olması sağlanmakta, böylece sistemin soğutma kapasitesi artırılmaktadır. ID'nin devre dışı olduğu moddaki gibi kompresör seçimi, ilgili valflerin açık ya da kapalı pozisyonlarda ayarlanması ile yapılmaktadır.

2.3. Deney Sisteminin Isı Pompası Modunda Isı Değiştiricisiz Çalıştırılması

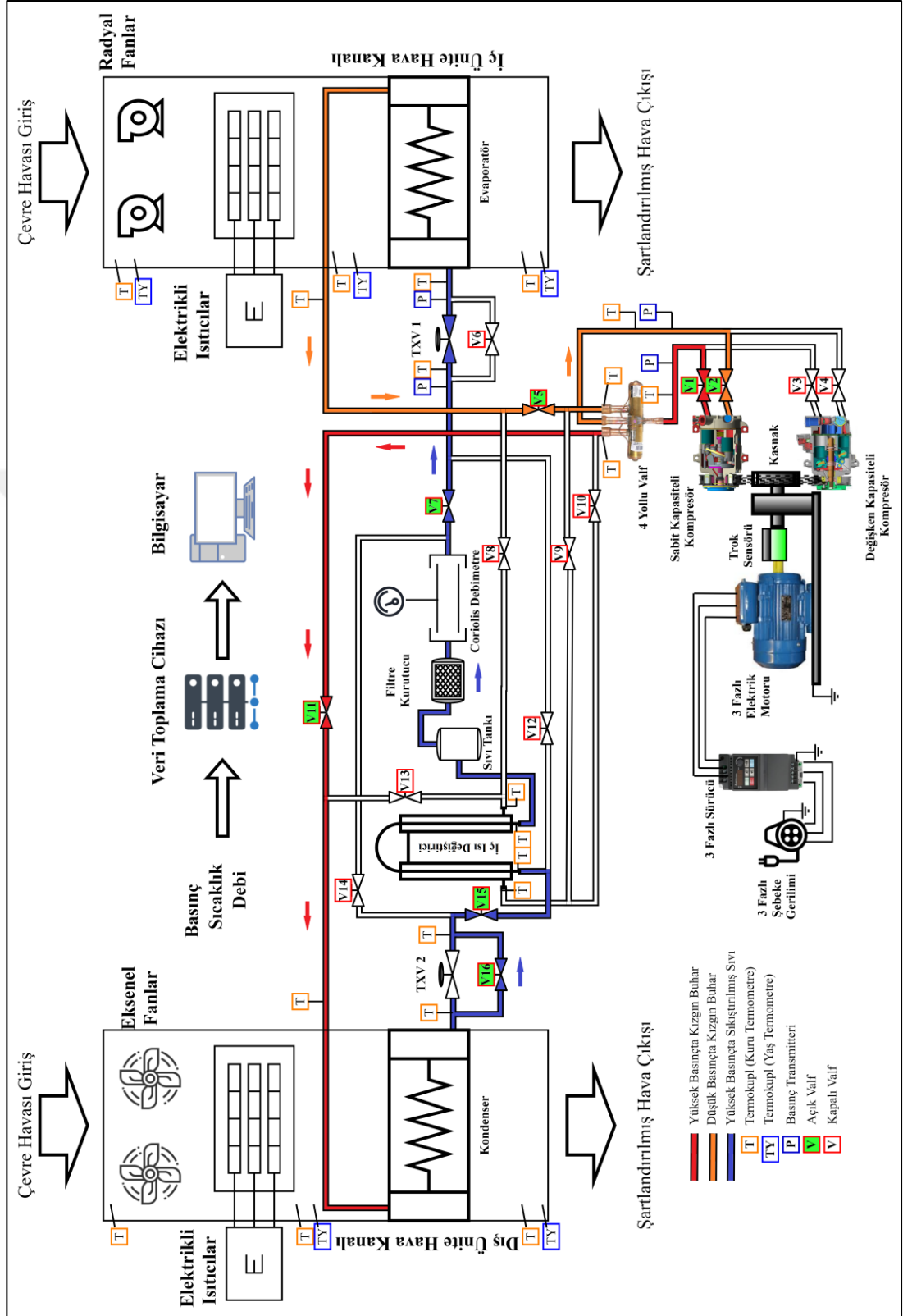
Deneysel otomotiv iklimlendirme sistemin ısı pompası modunda ID devre dışı iken çalışması durumu, Şekil 2.24'te verilmiştir. İç ünitenin kondenser, dış ünitenin ise evaporatör olarak görev yaptığı sistemde dört yollu valfin bobini enerjilendirilerek akışkanın ilerleme yönü değiştirilmektedir. Bu durumda kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı; dört yollu valf ısı pompası sisteminin kondenseri haline gelmiş olan iç üniteye evaporatöre, açık konumda bulunan V5 valfinin bağlı olduğu hattan, iletmektedir. İç üniteden geçerken, sıcaklığı ısıtıcılar yardımı ile ayarlanmış hava akımına ısı atan soğutucu akışkan

yoğuşarak yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı halinde iç üniteyi terk etmektedir. İç üniteden çıkan soğutucu akışkan V6 vanasından termostatik genişleme elemanını (TXV1) pas geçerek V12 vanasından, sıvı tankı/filtre/kurutucu ve Coriolis kütleli debimetresinden geçtikten sonra V13 vanasını geçerek TXV2'ye gelmektedir.

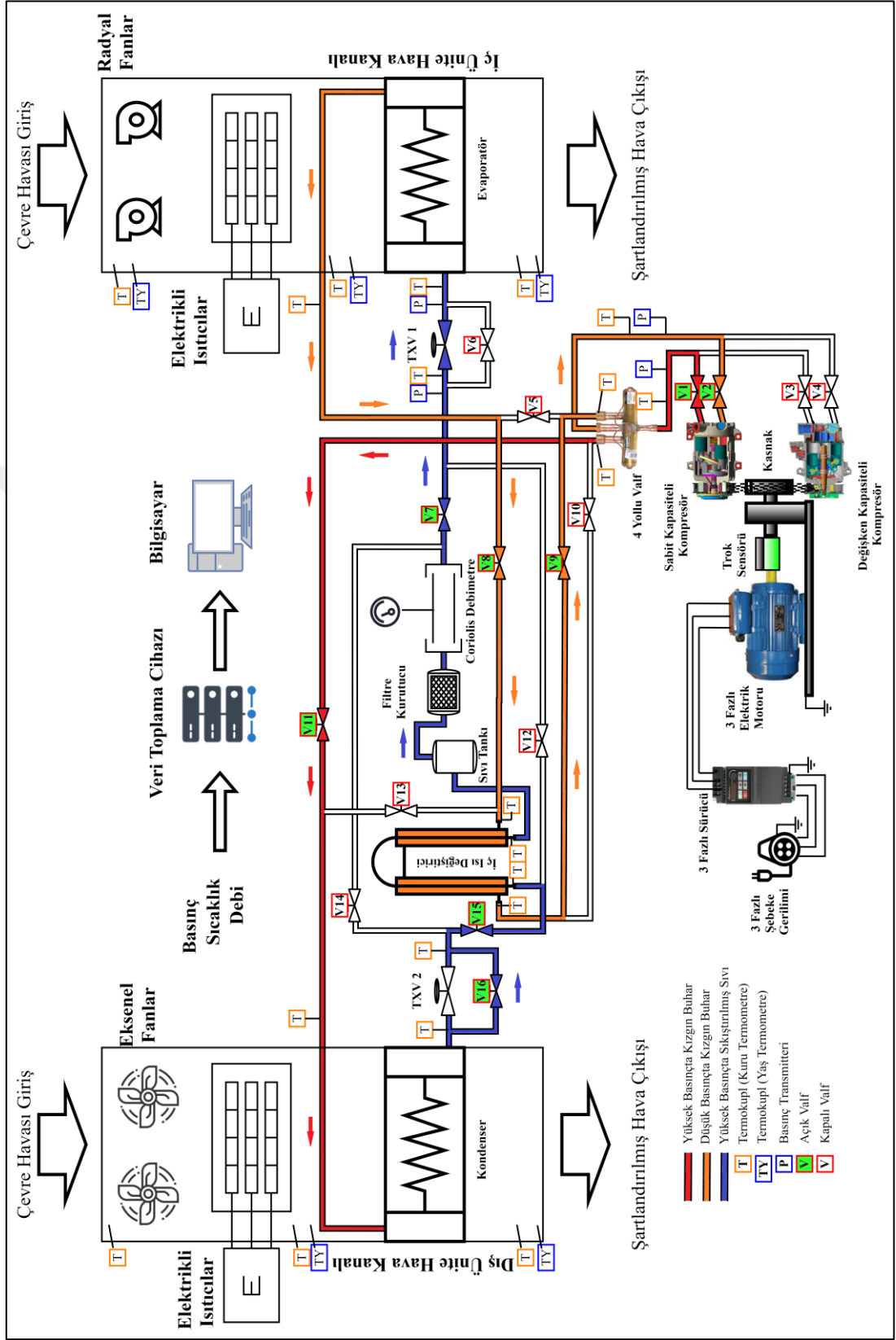
TXV2'den düşük basınçta doymuş sıvı–doymuş buhar karışımı olarak çıkan soğutucu akışkan, dış üniteye yer alan evaporatör görevi yapan kondenserin dış yüzeyinden geçmekte olan çevre havasından ısı çekerek önce doymuş buhar haline, daha sonra biraz daha ısı çekerek kızgın buhar haline dönüşmektedir. Dış üniteden çıkan düşük basınçta kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan açık konumda bulunan V11 valfini geçerek dört yollu valf tarafından kompresöre yönlendirilmektedir. Kompresörden basıncı ve sıcaklığı artarak çıkan soğutucu akışkan, dış üniteden geçerken aldığı ısıyı ve kompresörden geçerken aldığı enerjiyi şartlandırılacak hava akımına atmak üzere dört yollu valf tarafından tekrar iç üniteye yönlendirilmektedir, böylece çevrim tamamlanmaktadır.

2.4. Deney Sisteminin Isıtma Pompası Modunda Isı Değiştiricili Çalıştırılması

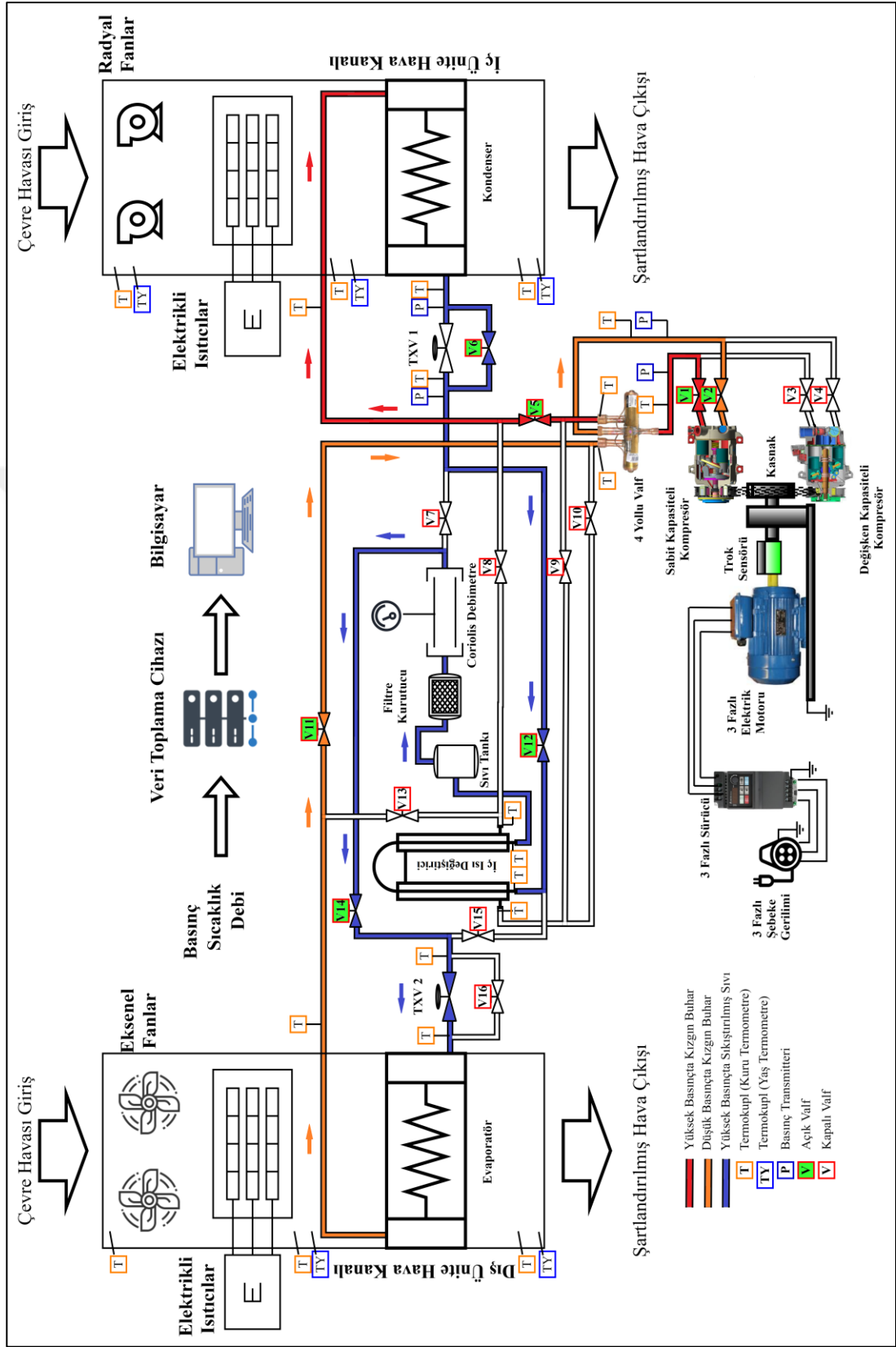
ID'nin devreye alınması için gerekli vana pozisyonları, aktif elemanlar ve soğutucu akışkanın sistemde ilerleme yönü Şekil 2.25'te verilmiştir. Şekil 2.24'te belirtilen vana pozisyonlarına ek olarak soğutucu akışkanın dış üniteyi terk ettikten sonra ID'ye yönlendirilmesi için V11 vanası kapatılıp V10 ve V13 vanaları açık pozisyona getirilmektedir. Dış üniteden geçen çevre havasından ısı çekerek düşük basınçta kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan, V10 ve V13 valflerinden geçerek ID'ye yönlendirilmektedir. Böylelikle, iç üniteye yoğuştuğundan sonra ısı değiştiricisinden geçirilen yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı fazındaki soğutucu akışkan akımından ısı çekilmekte ve bu akımın dış ünite girişindeki genişleme valfine (TXV2) daha düşük sıcaklıkta gelerek dış üniteye buharlaşması esnasında çevre havasından daha fazla ısı çekmesi sağlanmaktadır. Bunun sonucunda, sistemin ısıtma kapasitesi artırılmış olacaktır.



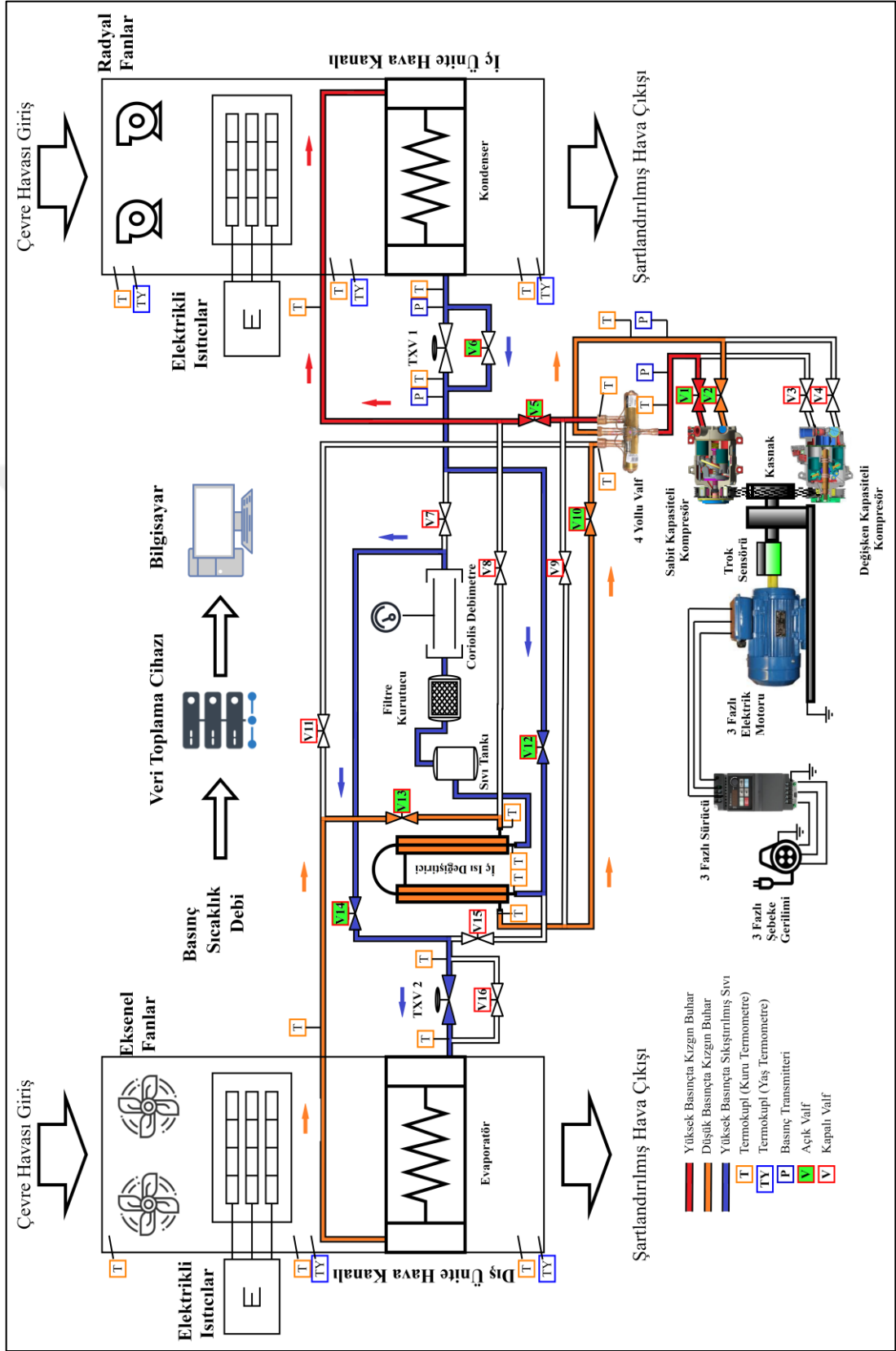
Şekil 2.22. Deney sisteminin soğutma durumunda ısı değıştiricisiz çalıştırılması



Şekil 2.23. Deney sisteminin ID devrede iken soğutma modunda çalışması



Şekil 2.24. Denei sisteminin ısı pompası durumunda ısı değıştiricisiz çalıştırılması



Şekil 2.25. Denei sisteminin ısı pompası durumunda ısı değiştiricili çalıştırılması

3. TEST PROSEDÜRÜ

Otomotiv iklimlendirme deneysel sistemine enerji ve ekserji analizlerinin uygulanabilmesi için çok sayıda test yapılmıştır. Öncelikle kuru azot gazı ile basınçlandırılan sistemde kaçak kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Değişken ve sabit kapasiteli kompresörlerin karterine 300 ml PAG tipi yağ konulmuştur. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanıldığı sistemde PAG tipi yağ, her iki soğutucu akışkan için de güvenilir şekilde kullanılabilir [12]. Sistem vakuma alınarak 3150 g R134a soğutucu akışkanı ile yüklenmiştir. Bu miktarın belirlenmesinde R134a soğutucu akışkanı sıvı tankını terk ederken gözetleme camından ve Coriolis kütleli debimetresinden yoğunluk takibi yapılmıştır.



Şekil 3.1. R134a için (a) ve R1234yf için (b) geri kazanımlı soğutucu akışkan otomatik dolum makineleri

En kritik çalışma şartlarında sisteme 50'şer gram artımlarla gaz şarjı yapılmış ve her durumda kondenserden tamamen sıvı soğutucu akışkan çıkmasını sağlayan optimum gaz dolum miktarının 3150 g olduğu belirlenmiştir. Bu soğutucu akışkan ile testler gerçekleştirildikten sonra Şekil 3.1(a)'da görseli verilen Robinair marka geri kazanımlı otomatik dolum makinesi ile R134a sistemden geri kazanılmıştır. Sistem tekrar vakuma alınarak Şekil 3.1(b)'de görseli verilen EL-Cİ marka geri kazanımlı otomatik dolum makinesi ile R1234yf soğutucu akışkanı sisteme şarj edilmiştir. R1234yf soğutucu akışkanının sıvı yoğunluğu R134a'nınkinden yaklaşık %10 daha az

olduğu için literatürde belirtildiği şekilde R134a'dan kütleli olarak %10 daha az R1234yf sisteme şarj edilmiştir [70]. Bu durumda sisteme 2835 g R1234yf şarj edilmiştir. Her iki soğutucu akışkana ait termofiziksel özellikler Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının termofiziksel özellikleri [47]

Soğutucu Akışkan Adı (Ticari Kısaltması)	R134a	R1234yf
Kimyasal Formülü	C ₂ H ₂ F ₄	CH ₂ =CF ₂ CF ₃
Kaynama Noktası (K)	247,15	244,15
Molar Kütle (g/mol)	102,03	114,04
Kaynama Noktası (°C)	-26,3	-30
Kritik Nokta (°C)	101,1	94,7
Kritik Basınç (kPa)	4059,3	3382,2
Sıvı Yoğunluğu (0°C, kg/m ³)	1294,8	1176,3
Gaz Yoğunluğu (0°C, kg/m ³)	157,58	127,36
Gizli Buharlaşma Isısı (0°C, kJ/kg)	198,6	163,29
Gizli Buharlaşma Isısı (45°C, kJ/kg)	157,58	127,36
Sıvı Viskozitesi (0°C, μPa s)	266,53	208,33
Buhar Viskozitesi (0°C, μPa s)	10,726	10,068
Sıvı Termal İletkenliği (0°C, W/mK)	0,0920	0,0715
Buhar Termal İletkenliği (0°C, W/mK)	0,0115	0,0116
Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP)	0	0
Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	1430	<4
ASHRAE Güvenlik Grubu	A1	A2L

3.1. Yaz İklimlendirme Deneyleri için İzlenen Prosedür

Otomotiv iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları ile soğutma ve ısı pompası deneyleri gerçekleştirilmiştir. Sabit ve değişken kapasiteli kompresörlerin kullanıldığı soğutma deneylerinde iç ve dış ünitelerde bulunan kondenser ve evaporatöre giren her iki hava akımının sıcaklıkları aynı olmak şartıyla 25°C'den 40°C'ye 5'er °C artımlarla, kompresör hızları ise 1000 dev/dk'dan 2500 dev/dk'ya 500 dev/dk artımlarla değiştirilmiştir. Dört yollu valfin enerjilendirilmediği yaz iklimlendirme deneylerinde iç ID devre dışı bırakılarak ve devreye alınarak ID'nin sistem performansına etkisi de incelenmiştir.

Testlerde, iç ünite hava kanalının içerisinde bulunan evaporatöre giren hava akımının bağıl nemi %55–70 arasında değişme göstermiştir. Kompresör giriş ve çıkış basınçlarının ±%2 toleransıyla, kompresör çıkış sıcaklığının ise ±0,5°C toleransıyla

değişmez olduğu görüldükten sonra sistemin sürekli rejime geldiği anlaşılmıştır. Sistemin ilk çalıştırılmasından itibaren dengeye gelinceye kadar geçen süre, en kritik deney koşullarında maksimum 10 dakikadır. Bu sebeple, her bir deney 10 dakikadan fazla sürelerde tamamlanmış ve 10 dakikadan sonra alınan veriler performans analizlerinde kullanılmıştır. Soğutma deneylerinin sayısı ve kombinasyonları Tablo 3.2’de gösterilmiştir.

Tablo 3.2. Soğutma deney sayıları ve kombinasyonları

Deney No	Soğutucu Akışkan	Kompresör Tipi	İç ve Dış Ünite Giriş Hava Akımı Sıcaklıkları (°C)	Kompresör Devri (dev/dk)	ID durumu
1-4	R134a	SKK	25 – 25	1000-2500	0
5-8	R134a	SKK	30 – 30	1000-2500	0
9-12	R134a	SKK	35 – 35	1000-2500	0
13-16	R134a	SKK	40 – 40	1000-2500	0
17-20	R134a	SKK	25 – 25	1000-2500	1
21-24	R134a	SKK	30 – 30	1000-2500	1
25-28	R134a	SKK	35 – 35	1000-2500	1
29-32	R134a	SKK	40 – 40	1000-2500	1
33-36	R134a	DKK	25 – 25	1000-2500	0
37-40	R134a	DKK	30 – 30	1000-2500	0
41-44	R134a	DKK	35 – 35	1000-2500	0
45-48	R134a	DKK	40 – 40	1000-2500	0
49-52	R134a	DKK	25 – 25	1000-2500	1
53-56	R134a	DKK	30 – 30	1000-2500	1
57-60	R134a	DKK	35 – 35	1000-2500	1
61-64	R134a	DKK	40 – 40	1000-2500	1
65-68	R1234yf	SKK	25 – 25	1000-2500	0
69-72	R1234yf	SKK	30 – 30	1000-2500	0
73-76	R1234yf	SKK	35 – 35	1000-2500	0
77-80	R1234yf	SKK	40 – 40	1000-2500	0
81-84	R1234yf	SKK	25 – 25	1000-2500	1
85-88	R1234yf	SKK	30 – 30	1000-2500	1
89-92	R1234yf	SKK	35 – 35	1000-2500	1
93-96	R1234yf	SKK	40 – 40	1000-2500	1
97-100	R1234yf	DKK	25 – 25	1000-2500	0
101-104	R1234yf	DKK	30 – 30	1000-2500	0
105-108	R1234yf	DKK	35 – 35	1000-2500	0
109-112	R1234yf	DKK	40 – 40	1000-2500	0
113-116	R1234yf	DKK	25 – 25	1000-2500	1
117-120	R1234yf	DKK	30 – 30	1000-2500	1
121-124	R1234yf	DKK	35 – 35	1000-2500	1
125-128	R1234yf	DKK	40 – 40	1000-2500	1

Tabloda değişken kapasiteli kompresör (DKK), sabit kapasiteli kompresör (SKK), iç ve dış hava kanalı sıcaklıkları °C biriminden sayısal olarak (örneğin 25°C iç ve dış ünite hava akımı sıcaklığı 10–10 olarak) kısaltılmıştır. Kompresörün hızı ise 500 dev/dk aralıklarla sayısal olarak 1000–2500 şeklinde, ID'nin devre dışı olması ID=0 şeklinde, devrede olması ise ID=1 olarak kısaltılmıştır. Her deneyin tamamlanmasının ardından yeni bir deneye başlamadan önce sistem 20 dakika boyunca beklenerek sistemin başlangıç deney koşulları dönmesi sağlanmıştır. R134a ile yapılan deneyler tamamlandıktan sonra sistemdeki soğutucu akışkan R1234yf ile değiştirilmiş ve deneyler tekrarlanmıştır.

3.2. Kış İklimlendirme Deneyleri İçin İzlenen Prosedür

Dört yollu valfin enerjilendirilmesi ile ikinci bölümde belirtilen modlara göre sistem elemanlarının düzenlemeleri yapılarak ısı pompası deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında sadece sabit kapasiteli kompresör kullanılmıştır. Değişken kapasiteli kompresörün, emilen soğutucu akışkanın basıncını evaporatör yüzeylerinde buzlanma olmayacak değerlerde tutacak şekilde kapasite ayarı yapması nedeniyle buharlaşma sıcaklığı -2°C'nin altına düşürülemediği, bu durumda yeterince soğuk çevre koşullarında sistem efektif olarak çalıştırılamamıştır. Bu sebeple, ısı pompası deneylerinde değişken kapasiteli kompresörün performans analizlerine bu çalışmada yer verilmemiştir. Kış aylarında, iç ve dış ünitelerde bulunan ısı değiştiricilerine giren hava akımı sıcaklıkları aynı olacak şekilde 10°C'den 0°C'ye kadar 5°C farkla azaltılarak ve kompresör devri 1000 dev/dk'dan 2500 dev/dk'ya 500'er dev/dk arttırılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Sistem ısı pompası modunda çalıştırılırken yaz testlerinde kullanılan miktarlar kadar, yani R134a için 3150 g ve R1234yf için ise 2835 g soğutucu akışkan şarjı kullanılmıştır. ID'nin devreye alınıp çıkarılması ile ısı pompası sisteminde ID'nin performansa etkisi de incelenmiştir.

Isı pompası deneylerinde havanın bağlı nemi (RH), %45–65 aralığında değişiklik göstermiştir. Yaz deneylerine benzer şekilde, kompresör giriş ve çıkışlarındaki basınç ve sıcaklık değerlerinin uzun bir süre zarfında değişmediği gözlemlendikten sonra sistemin denge durumunda çalıştığına karar verilmiştir. Sistemin dengeye gelme maksimum süresi olan 10 dakikalık sürelerden sonra elde edilen deneysel veriler, performans analizlerinde kullanılmıştır. Isı pompası deneylerinin sayısı ve

kombinasyonları Tablo 3.3'te gösterilmiştir. Tabloda sabit kapasiteli kompresör (SKK), iç ve dış hava kanalı sıcaklıkları °C biriminden sayısal olarak (örneğin 10°C iç ve dış ünite hava akımı sıcaklığı 10-10 olarak) kısaltılmıştır. Kompresörün hızı 500 dev/dk aralıklarla sayısal olarak 1000-2500 şeklinde, ID'nin devre dışı olması ID=0 ve devrede olması ise ID=1 olarak kısaltılmıştır.

Tablo 3.3. Isı pompası deney sayıları ve kombinasyonları

Deney No	Soğutucu akışkan	Kompresör Tipi	İç ve Dış Ünite Giriş Hava Akımı Sıcaklıkları (°C)	Kompresör Devri (dev/dk)	ID durumu
1-4	R134a	SKK	0 - 0	1000-2500	0
5-8	R134a	SKK	5 - 5	1000-2500	0
9-12	R134a	SKK	10 - 10	1000-2500	0
13-16	R134a	SKK	15 - 15	1000-2500	0
17-20	R134a	SKK	0 - 0	1000-2500	1
21-24	R134a	SKK	5 - 5	1000-2500	1
25-28	R134a	SKK	10 - 10	1000-2500	1
29-32	R134a	SKK	15 - 15	1000-2500	1
33-36	R1234yf	SKK	0 - 0	1000-2500	0
37-40	R1234yf	SKK	5 - 5	1000-2500	0
41-44	R1234yf	SKK	10 - 10	1000-2500	0
45-48	R1234yf	SKK	15 - 15	1000-2500	0
49-52	R1234yf	SKK	0 - 0	1000-2500	1
53-56	R1234yf	SKK	5 - 5	1000-2500	1
57-60	R1234yf	SKK	10 - 10	1000-2500	1
61-64	R1234yf	SKK	15 - 15	1000-2500	1

Öncelikle R134a soğutucu akışkanı ile Tablo 3.3'te bahsedilen şartlara göre deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. R134a'nın geri kazanımı ile R1234yf sisteme doldurulmuş ve yine tabloda belirtilen şartlara göre deneysel çalışmalar gerçekleştirilerek deneyler tamamlanmıştır.

3.3. Deneylerin Gerçekleştirilmesi

Deneysel çalışmalara başlamadan önce iç ve dış ünitelerin fanları çalıştırılarak bir süre çevre havasının kanallar boyunca akışı sağlanmıştır. Evaporatöre ve kondensere giriş yapacak hava akımı sıcaklıkları iç ve dış ünitelerde bulunan elektrikli ısıtıcılar yardımı ile tablolarda belirtilen sıcaklık değerlerine göre yükseltilmiştir. Bir süre ısıtılan hava akımı sıcaklık değerleri takip edilmiştir. Hava akımı sıcaklıkları dengeye geldikten sonra deneysel çalışmaya başlanmıştır. Çevre havası sıcaklığı deney prosedüründeki sıcaklıklarla aynı ise ısıtıcıların kullanılmasına gerek kalmamıştır. Elektrik motorunun

devri, frekans kontrolü ile istenilen değere ayarlanmıştır. Elektrik motor kasnağının kompresör kasnağından büyük olmasından dolayı kompresör devreye alındıktan sonra optik devir ölçerle kompresör kasnağı devri kontrol edilerek prosedürdeki devirlere göre frekans ayarı yapılarak istenilen devir sağlanmıştır. Genellikle 15 dakika boyunca veri toplama sistemi ile gerekli sıcaklık, basınç ve debi bilgileri toplanmıştır. 10 dakikadan sonra toplanan veriler performans analizlerinde kullanılmıştır. TracerDaq ara yüz programı sayesinde bilgisayar ekranından veriler hem sayısal hem de grafiksel olarak takip edilmiştir. Saniyede 3 adet veri alınacak şekilde toplamda 900 veri analizlerde kullanılmıştır. Kompresörün güç tüketimi için gerekli olan motor moment bilgisi ise tork sensörünün Burster ara yüzü ile aktardığı veriler doğrultusunda elektrik motoru devir bilgisi ile kayıt altına alınmıştır. Sistemin çalışmasından dolayı laboratuvar ortamına ısı atılmaktadır. Bu da çevre havası sıcaklığını bir miktar arttırabilmektedir. Laboratuvarın sürekli havalandırılması veya ısıtıcı güçlerinin yeniden ayarlanması ile iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları dengede tutulmuştur. Veri toplama sisteminden kayıt altına alınan değerlere ek olarak basınç değerleri manometreler, soğutucu akışkan kütleli debisi ile sıvı hattındaki soğutucu akışkan sıcaklık ve yoğunluk değerleri Coriolis debimetresi, sürücünün motora ilettiği elektriksel güç sürücü ekranı ve devir bilgileri fotoelektrik devir ölçer ekranı üzerinden gözle okunup kaydedilmiştir. Yaklaşık 15 dakika boyunca çalıştırılan sistem, deneysel verilerin toplanmasının ardından durdurulmuş, ısıtıcılar devre dışı bırakılmış fakat her iki ünitenin de fanları çalışır durumda bırakılarak sistemin yeniden başlangıç koşullarına dönmesi sağlanmıştır. Her deneysel çalışmanın arasında, bu sebeple 20 dakikadan fazla sürelerde beklenmiş ve sistemin dengeye geldiğinden emin olduktan sonra yeni bir deneye başlanmıştır.

Elde edilen veriler Excel programı ile matematiksel işlemlere tabi tutulmuştur. Sürekli rejim verileri ile her bir ölçüm için ortalama değerler belirlenmiştir. Her bir ölçüm için alınan 900 verinin ortalaması, sürekli rejimin sağlandığı son 5 dakikalık süreye tekabül etmektedir. Excel programında işlemlere alınan enerji ve ekserji denklemlerine ilerleyen bölümlerde yer verilmiştir. Burada hesaplamalar için gerekli olan her iki akışkanın termodinamik özellikleri ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerine göre REFPROP programından, havanın termodinamik özellikleri ise AHUCalc

programından elde edilmiştir. Yaz ve kış performans deneyleri, yukarıda bahsedilen şekildeki uygulamalar ile gerçekleştirilmiştir.



4. DENEY SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Yaz ve kış performans deneylerinden elde edilen veriler ile soğutma ve ısı pompası olarak çalışma durumları için enerji ve ekserji denklemleri kullanılarak termodinamik analizler yapılmıştır. Sistemin soğutma ve ısı pompası modunda çalışması durumları için enerji-ekserji analizleri iki başlıkta sunulmuştur.

4.1. Soğutma Durumu İçin Enerji ve Ekserji Analizleri

Deneysel sisteminin çeşitli enerji performans değerleri, enerjinin korunumu ilkesinden belirlenebilir. Soğutucu akışkanın entalpileri, basınç ve sıcaklık verilerinin bir fonksiyonu olarak REFPROP 9.1 yazılımı yardımı ile elde edilmiştir. Enerjinin korunumu denklemlerinde akışkan hızlarının çok yüksek olmaması ve seviye farklarının düşük olmasından dolayı kinetik ve potansiyel enerji değişimleri göz ardı edilmiştir. Soğutucu akışkan kütleli debisi ve akışkanın kompresör giriş ve çıkış entalpileri biliniyorsa, adyabatik sıkıştırma kabulü ile soğutucu akışkana aktarılan kompresör gücü (4.1) numaralı denklem yardımı ile elde edilebilir;

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_s (h_{komp,\zeta} - h_{komp,g}) \quad (4.1)$$

Burada soğutucu akışkanın kütleli debisi \dot{m}_s Coriolis debi metresinden okunan değer olup $h_{komp,\zeta}$ ve $h_{komp,g}$ sırası ile kompresör çıkışındaki ve girişindeki soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığa bağlı entalpilerini ifade etmektedir. Otomotiv iklimlendirme sisteminin soğutma kapasitesi, evaporatöre enerjinin korunumu kanunu uygulandığında Denklem (4.2) ile elde edilebilir;

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_s (h_{evap,\zeta} - h_{evap,g}) \quad (4.2)$$

Burada $h_{evap,\zeta}$ ve $h_{evap,g}$ sırası ile evaporatörden çıkan ve giren soğutucu akışkanın entalpilerini ifade etmektedir.

$h_{evap,g}$, doymuş sıvı ve doymuş buhar karışımı halindeki soğutucu akışkanın entalpisi olduğundan kuruluk derecesini bilmek gerekir. Bunun yerine, TXV'nin çok iyi yalıtıldığı ve TXV'de entalpinin sabit kaldığı göz önünde bulundurularak TXV girişindeki sıkıştırılmış sıvı halindeki soğutucu akışkanın entalpisinin $h_{evap,g}$ olarak kullanılması yeterli olacaktır. Kompresörün mekanik güç tüketimi, ölçülen tork değeri ve motor hız verisi kullanılarak Denklem (4.3) yardımı hesaplanabilir;

$$\dot{W}_{km} = M\pi n/30 \quad (4.3)$$

Burada M tork sensöründen alınan değer olup n ise elektrik motor kasağının hızıdır. Deneysel sistemdeki aksesuarların çektikleri güçler Denklem (4.4), (4.5) ve (4.6)'da olduğu gibi belirlenebilir;

$$\dot{W}_{ef} = V_{ef} * I_{ef} \quad (4.4)$$

$$\dot{W}_{sf} = V_{sf} * I_{sf} \quad (4.5)$$

$$\dot{W}_{ek} = V_{ek} * I_{ek} \quad (4.6)$$

Bu denklemlerde \dot{W}_{ef} , \dot{W}_{sf} ve \dot{W}_{ek} sırası ile aksenal fanın, santrifüj fanın ve kompresörün elektromanyetik kavramasının tüketmiş oldukları güçleri ifade etmektedir. V_{af} , V_{sf} ve V_{ek} belirtilen elemanların çektikleri gerilim (Volt); I_{ef} , I_{sf} ve I_{ek} ise akım (Amper) değerleridir.

Deneysel sistemin çalıştırılabilmesi için gerekli toplam güç tüketiminin hesaplanması, soğutma performans hesaplarının doğruluğu için önemlidir. Bu yüzden sadece kompresörün mekanik güç tüketimi değil, fanların ve elektromanyetik kavramanın da güçleri dikkate alınmalıdır. Bu durumda toplam güç tüketimi, Denklem (4.7)'de gösterildiği gibi hesaplanabilir;

$$\dot{W}_{top} = \dot{W}_{km} + \dot{W}_{ef} + \dot{W}_{sf} + \dot{W}_{ek} \quad (4.7)$$

Sistemin soğutma enerji etkenliğinin bir göstergesi olan soğutma tesir katsayısı (STK) Denklem (4.8)'deki gibi hesaplanabilir;

$$STK = \dot{Q}_{evap}/\dot{W}_{komp} \quad (4.8)$$

Deneysel sistemin gerçek enerji etkenliğini gösteren STK_{top} , soğutma kapasitesinin toplam güç tüketimine oranı olarak Denklem (4.9)'daki gibi belirlenebilir;

$$STK_{top} = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{top} \quad (4.9)$$

Soğutma modunda çalışan sistemde hangi elemanda kayıpların daha fazla olduğunu ve miktarlarını bulabilmek amacı ile sistemde ekserji analizleri de yapılmıştır. T_0 çevre sıcaklığında ortamları ısı transferinin gerçekleştiği sistem için ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir [48, 71];

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{KH} + \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \Psi_\zeta = \dot{E}x_d \quad (4.10)$$

Burada \dot{Q}_j , T_j sıcaklığındaki sınırı aşan ısıdır. Denklemdaki \dot{W}_{KH} , kontrol hacminde üretilen gücü, Ψ ise özgül akış ekserjisini ifade etmektedir. Alt indis olarak gösterilen “g” ve “ç” sırası ile giriş ve çıkışı belirtmektedir. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilerek akış akımının özgül akış ekserjisi Denklem (4.11) ile hesaplanabilir [71];

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.11)$$

Denklemdaki “0” indisi referans yani ölü hali ifade etmektedir. Kompresörün adyabatik olduğu kabul edilirse, kompresördeki ekserji yıkımı Denklem (4.12)'den hesaplanabilir;

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_s(\Psi_{komp,g} - \Psi_{komp,\zeta}) + \dot{W}_{komp} \quad (4.12)$$

Kondenser ve evaporatörden geçen soğutucu akışkan ile iç ve dış ünitelerden geçen hava akımlarının sadece birbirleriyle ısı alışverişi yaptıkları düşünüldüğünde kondenserdeki ve evaporatördeki ekserji yıkımları sırası ile Denklem (4.13) ve (4.14)'teki gibi bulunabilir [23];

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_s(\Psi_{kond,g} - \Psi_{kond,\zeta}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,kond,\zeta}}\right) \dot{Q}_{kond} \quad (4.13)$$

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}_s(\Psi_{evap,g} - \Psi_{evap,\zeta}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{s,evap,\zeta}}\right) \dot{Q}_{evap} \quad (4.14)$$

Burada T_0 testlerin gerçekleştirildiği çevre sıcaklığını, $T_{s,kond,\zeta}$ kondenserden çıkan soğutucu akışkan sıcaklığını, $T_{s,evap,\zeta}$ ise evaporatörden çıkan soğutucu akışkan sıcaklığını ifade etmektedir.

TXV'nin adyabatik olduğu göz önünde bulundurulduğunda basınç düşümüne bağlı olarak gerçekleşen ekserji yıkımı Denklem (4.15) yardımı ile bulunabilir;

$$\dot{E}x_{d, TXV} = \dot{m}_s (\Psi_{TXV,g} - \Psi_{TXV,\zeta}) \quad (4.15)$$

Dört yollu valfe (RV) yüksek ve düşük basınçta kızgın buhar halde giren ve çıkan soğutucu akışkan arasında gerçekleşen ısı transferinden dolayı dört yollu valfteki ekserji yıkımı Denklem (4.16)'daki gibi hesaplanabilir;

$$\dot{E}x_{d, RV} = \dot{m}_s [(\Psi_{evap,\zeta} - \Psi_{komp,g}) + (\Psi_{komp,\zeta} - \Psi_{kond,g})] \quad (4.16)$$

Toplam ekserji yıkımı ise sistemi oluşturan bileşenlerin yok ettikleri ekserjilerin toplamını ifade etmektedir ve Denklem (4.17)'den belirlenebilir;

$$\dot{E}x_{d,top} = \dot{E}x_{d,komp} + \dot{E}x_{d,kond} + \dot{E}x_{d, TXV} + \dot{E}x_{d,evap} + \dot{E}x_{d, RV} \quad (4.17)$$

Soğutma sisteminde bulunan ID'nin devreye alınması ile gerçekleştirilen analizlerde ID'de meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (4.18)'den bulunabilir;

$$\dot{E}x_{d, ID} = \dot{m}_s (\Psi_{ID,svl,g} - \Psi_{ID,svl,\zeta}) + (\Psi_{ID,gaz,g} - \Psi_{ID,gaz,\zeta}) \quad (4.18)$$

Burada eş eksenli iç ID'nin içteki borularından geçen aşırı soğutulmuş sıvı haldeki soğutucu akışkan "sıvı", dıştaki ve içteki borular arasındaki boşluktan geçen düşük basınçta kızgın buhar haldeki soğutucu akışkan ise "gaz" alt indisleri ile ifade edilmiştir. ID'nin devrede olduğu analizlerde toplam ekserji yıkımı ise Denklem (4.19) yardımı ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{d,top} = \dot{E}x_{d,komp} + \dot{E}x_{d,kond} + \dot{E}x_{d, TXV} + \dot{E}x_{d,evap} + \dot{E}x_{d, RV} + \dot{E}x_{d, ID} \quad (4.19)$$

Sonuç olarak sistemin tüm ekserji performansı, aşağıdaki ekserji verimi ifadesinden hesaplanabilir.

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,top}}{\dot{E}x_g} \quad (4.20)$$

Burada $\dot{E}x_g$ kompresörün soğutucu akışkana kazandırdığı güce eşit olan sisteme giren ekserjidir ve Denklem (4.1)'den elde edilebilir.

4.2. Isı Pompası Durumu İçin Enerji ve Ekserji Analizleri

Soğutma durumunda çalıştırılan deneysel sistemin analizlerinde kullanılan eşitlikler, sistemin ısı pompası modu için belirli düzenlemeler ile kullanılabilir. Adyabatik sıkıştırma kabulü ile soğutucu akışkana aktarılan güç yani kompresör gücü Denklem (4.1)'deki gibi hesaplanabilir. Otomotiv iklimlendirme sisteminin ısıtma kapasitesi, yaz iklimlendirme sisteminde evaporatör olarak görev yapan, ısı pompası durumunda ise kondenser haline dönüşmüş iç üniteye enerjinin korunumu yasası uygulanarak Denklem (4.21)'den bulunabilir.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_s(h_{kond,\zeta} - h_{kond,g}) \quad (4.21)$$

Kompresörün toplam güç tüketimi Denklem (4.3) yardımı ile bulunabilir. Yalnız burada ısı pompası sisteminin düzgün bir şekilde çalışmasını sağlayan dört yollu valfin de tükettiği güç olan \dot{W}_{RV} , gerilim (V) ve çektiği akımın (A) çarpımı şeklinde hesaplanarak toplam güç tüketimine eklenmelidir. Denklem (4.4), (4.5) ve (4.6)'da sırası ile dış üniteye bulunan aksel fanların, iç üniteye bulunan santrifüj fanın ve kompresörün elektromanyetik kavramasının tükettiği güçlerin hesaplanacağı denklemler verilmiştir. Denklem (4.7)'den sistemin toplam güç tüketimi elde edilebilir.

Deneysel sistemin ısıtma tesir katsayısı (ITK), Denklem (4.22)'teki gibi hesaplanabilir;

$$ITK = \dot{Q}_{kond}/\dot{W}_{komp} \quad (4.22)$$

Toplam güç tüketimine göre ısıtma tesir katsayısı (ITK_{top}) ise ısıtma kapasitesinin toplam güç tüketimine oranı olarak denklem (4.23)'den belirlenebilir;

$$ITK_{top} = \dot{Q}_{kond}/\dot{W}_{top} \quad (4.23)$$

Termodinamik olarak sistem elemanlarının etkinliklerini belirleyebilmek için bileşenlerin ekserji analizlerinin de yapılması gerekmektedir. Bu amaçla Denklem (4.10)'deki ekserji dengesi denklemini kullanılabilir ve buradaki özgül akış ekserjisi

yine Denklem (4.11)'den hesaplanabilir. Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı düşünülürse, ekserji yıkımı Denklem (4.12)'den bulunabilir. İç üniteye bulunan yoğunlaştırıcının ekserji yıkımı denklem (4.13)'ten dış üniteye yer alan buharlaştırıcının ekserji yıkımı ise Denklem (4.14)'ten hesaplanabilir. Adyabatik olarak çalıştığı kabul edilen TXV'nin ekserji yıkımı ise Denklem (4.15)'ten bulunabilir.

Dört yollu valfin enerjilendirilmesi ile ısı pompası olarak çalışan sistemde bu elemanın ekserji yıkımı Denklem (4.16)'den hesaplanabilir. Isı pompası sistemini oluşturan elemanların toplam ekserji yıkımları ise Denklem (4.17)'deki gibi bulunabilir. İç ısı değiştiricisinin devreye alınması ile ID'de meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (4.18), ısı pompası sisteminin ID devredeyken toplam ekserji yıkımı Denklem (4.19) yardımı ile hesaplanabilir. Ekserji verimi ifadesini elde etmek için yine Denklem (4.20)'den yararlanılabilir.

Otomotiv iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarıyla yapılan deneylerin sonucunda elde edilen veriler ve Bölüm 4'teki eşitlikler kullanılarak deneysel sistemin soğutma ve ısı pompası modundaki enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Soğutma ve ısı pompası için performans analizlerinin karşılaştırmalı sonuçları, ileride iki ayrı bölüm başlığı altında sunulmuştur.

4.3. Belirsizlik Analizi

Soğutma ve ısı pompası sisteminin performans parametrelerinin belirsizliklerini hesaplamak için Moffat tarafından önerilen yöntem kullanılmıştır. Bu yöntemde, eğer bir Y fonksiyonu X_1, X_2, \dots, X_N gibi toplam N bağımsız değişken kümesinden hesaplanacaksa, Y fonksiyonunun belirsizliği şu şekilde değerlendirilebilir.

$$\Delta Y = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \Delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.24)$$

Burada ΔX_i ölçülen (bağımsız) değişkenin belirsizliğidir. Bu denklemde Y fonksiyonu, önceki bölümde ilgili denklemlerle tanımlanan performans parametrelerini gösterir. Deneysel sonuçlar ve Tablo 4.1'de rapor edilen ölçülen değişkenlerin belirsizlikleri kullanılarak, performans parametrelerinin mutlak belirsizlikleri Denklem (4.24)'ten hesaplanmıştır.

Tablo 4.1. Ölçülen parametreler ve ölçüm cihazlarının özellikleri

Ölçülen Parametreler	Ölçüm Cihazı	Ölçüm Aralığı	Sapma
Sıcaklık	K-tipi termokupl	-50–150 °C	±0,5 °C
Basınç	Transmitter	-1–10, 0–30 bar	±0,1, ±0,5 bar
Nem	Higrometre	10–100%	±3%
Hava hızı	Anemometre	0,1–15 m/s	±3%
Kütleli debi	Coriolis debimetresi	0–1300 kg/h	±0,1%
Kompresör hızı	Fotoelektrik takometre	10–99999 dev/dk	±0,1% +2devir
Motor torku	Temassız torkmetre	-50–50 Nm	±1%

SKK'lı soğutma sistemi, DKK'lı soğutma sistemi ve SKK'lı ısı pompası sistemi için mutlak belirsizlikler sırası ile Tablo (4.2), Tablo (4.3) ve Tablo (4.4)'te belirtilmişlerdir.

Tablo 4.2. SKK'lı soğutma sisteminin performans parametrelerinin mutlak belirsizlikleri

Parametreler	R134a	R1234yf
\dot{Q}_{evap} (kW)	±0,027 – 0,037	±0,026 – 0,046
\dot{W}_{top} (kW)	±0,025 – 0,069	±0,026 – 0,067
STK_{top}	±0,040 – 0,077	±0,040 – 0,069
$\dot{E}x_{d,komp}$ (kW)	±0,058 – 0,075	±0,059 – 0,086
$\dot{E}x_{d,kond}$ (kW)	±0,019 – 0,029	±0,018 – 0,027
$\dot{E}x_{d,rxv}$ (kW)	±0,006 – 0,014	±0,006 – 0,015
$\dot{E}x_{d,evap}$ (kW)	±0,016 – 0,028	±0,016 – 0,025
$\dot{E}x_{d,rv}$ (kW)	±0,003 – 0,004	±0,003 – 0,005
$\dot{E}x_{d,top}$ (kW)	±0,033 – 0,050	±0,037 – 0,065
η_{ex} (%)	±2,5 – 6,9	±2,6 – 6,7

Tablo 4.3. DKK'lı soğutma sisteminin performans parametrelerinin mutlak belirsizlikleri

Parametreler	R134a	R1234yf
\dot{Q}_{evap} (kW)	$\pm 0,025 - 0,039$	$\pm 0,027 - 0,045$
\dot{W}_{top} (kW)	$\pm 0,022 - 0,065$	$\pm 0,024 - 0,060$
STK_{top}	$\pm 0,044 - 0,076$	$\pm 0,040 - 0,063$
$\dot{E}x_{d,komp}$ (kW)	$\pm 0,057 - 0,066$	$\pm 0,062 - 0,076$
$\dot{E}x_{d,kond}$ (kW)	$\pm 0,018 - 0,027$	$\pm 0,019 - 0,025$
$\dot{E}x_{d,rxv}$ (kW)	$\pm 0,006 - 0,011$	$\pm 0,006 - 0,015$
$\dot{E}x_{d,evap}$ (kW)	$\pm 0,016 - 0,023$	$\pm 0,013 - 0,019$
$\dot{E}x_{d,rv}$ (kW)	$\pm 0,006 - 0,007$	$\pm 0,006 - 0,007$
$\dot{E}x_{d,top}$ (kW)	$\pm 0,034 - 0,045$	$\pm 0,038 - 0,053$
η_{ex} (%)	$\pm 0,7 - 0,8$	$\pm 1,0 - 1,2$

Tablo 4.2. Isı pompası sisteminin performans parametrelerinin mutlak belirsizlikleri

Parametreler	R134a	R1234yf
\dot{Q}_{evap} (kW)	$\pm 0,017 - 0,018$	$\pm 0,017 - 0,018$
\dot{W}_{top} (kW)	$\pm 0,020 - 0,030$	$\pm 0,022 - 0,030$
ITK_{top}	$\pm 0,043 - 0,067$	$\pm 0,037 - 0,051$
$\dot{E}x_{d,komp}$ (kW)	$\pm 0,042 - 0,056$	$\pm 0,043 - 0,050$
$\dot{E}x_{d,kond}$ (kW)	$\pm 0,016 - 0,027$	$\pm 0,016 - 0,023$
$\dot{E}x_{d,rxv}$ (kW)	$\pm 0,006 - 0,013$	$\pm 0,006 - 0,013$
$\dot{E}x_{d,evap}$ (kW)	$\pm 0,015 - 0,026$	$\pm 0,014 - 0,021$
$\dot{E}x_{d,rv}$ (kW)	$\pm 0,016 - 0,019$	$\pm 0,017 - 0,019$
$\dot{E}x_{d,top}$ (kW)	$\pm 0,019 - 0,026$	$\pm 0,021 - 0,026$
η_{ex} (%)	$\pm 2,0 - 3,0$	$\pm 2,2 - 3,0$

5. SOĞUTMA MODUNDA ÇALIŞTIRILAN DENEYSEL TAŞIT İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ SONUÇLARI

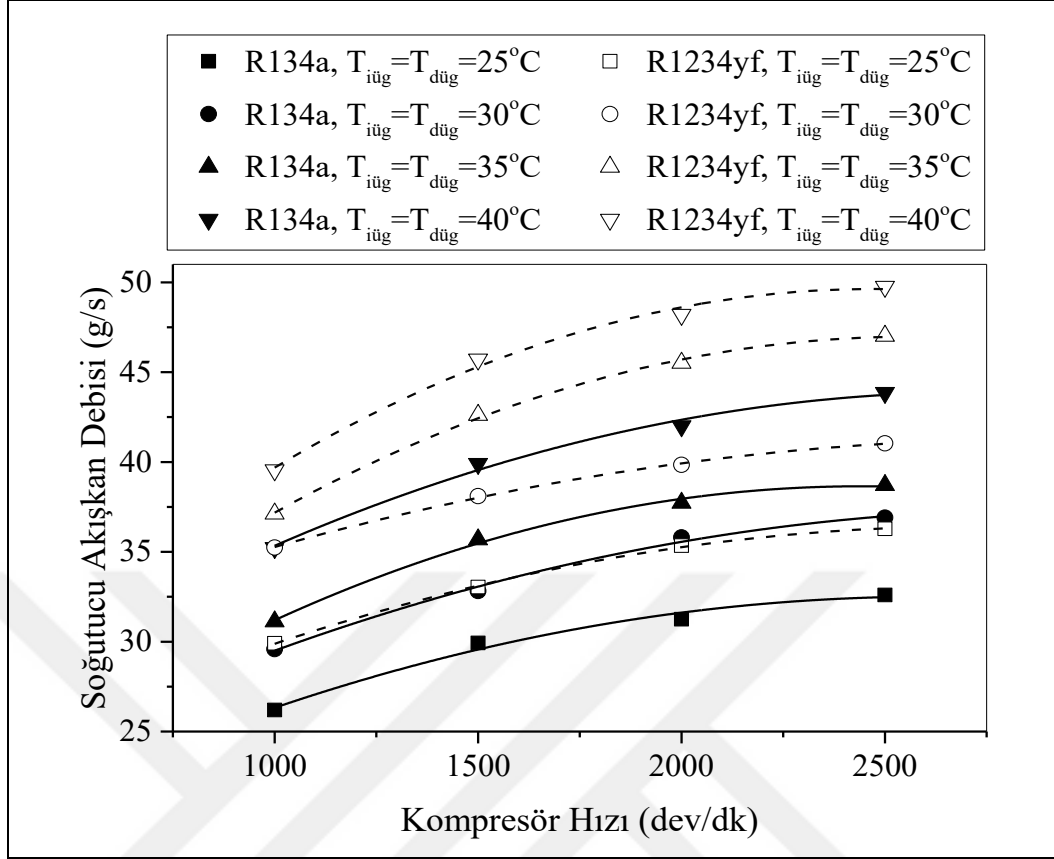
Soğutma modunda çalıştırılan otomotiv iklimlendirme sisteminde önceki bölümlerde bahsedildiği gibi R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için iki farklı tip kompresör kullanılması durumunda, farklı devir ve hava akımı sıcaklıklarında, ID'nin etkisi de değerlendirmeye alınacak şekilde deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu deney verileri, önceki bölümlerde belirtilen eşitlikler ve yöntemlerle analiz edilerek soğutma sisteminin soğutucu akışkan debileri, kompresör basınç oranları, soğutma kapasiteleri, akışkana aktarılan güç (kompresör gücü), sistemin tükettiği toplam güç, soğutma tesir katsayısı, soğutma kapasitesinin tüketilen toplam güce oranı, kompresör çıkış sıcaklıkları ve şartlandırılmış hava sıcaklıkları gibi parametrelerin kompresör devrine göre değişimleri belirlenmiş, devamında ise soğutma sisteminin ekserji analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçlar ilerleyen bölümlerde grafikler ile sunulmuştur.

5.1. Sabit Kapasiteli Kompresör Kullanan Sistemin Performans Analizi Sonuçları

Sabit kapasiteli kompresörün (SKK) kullanıldığı ID'siz R134a soğutucu akışkanının ve hem ID'li hem de ID'siz R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı yaz iklimlendirme sisteminde yapılan performans analizleri karşılaştırmalı olarak Şekil 5.1–Şekil 5.21 arasında sunulmuştur.

5.1.1. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemin ID olmadan R134a ve R1234yf için performans analizi sonuçları

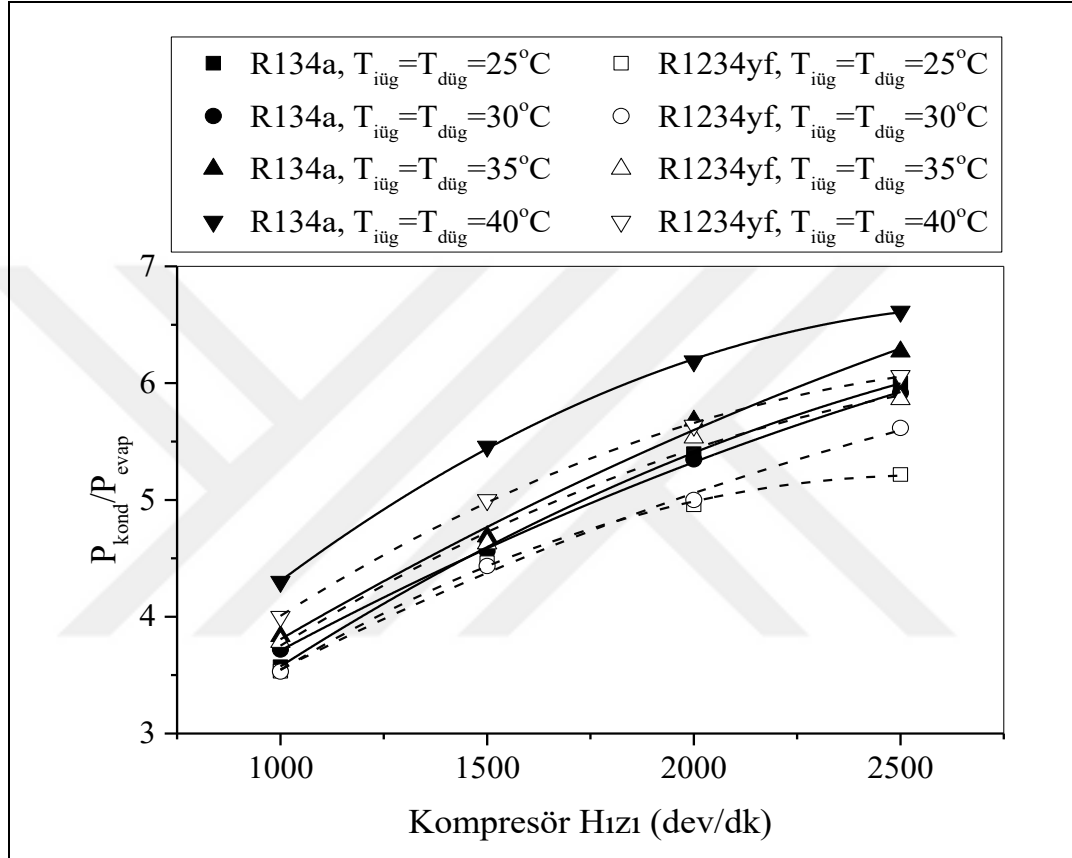
SKK'nın kullanıldığı deneysel sistemi için soğutma modunda ID olmadan R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanılması durumunda elde edilen enerji ve ekserji analizlerinin sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 5.1–Şekil 5.10'da sunulmuştur.



Şekil 5.1. Soğutma modunda çalışan sabit kapasiteli kompresörlü (SKK) deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızı ile değişimi

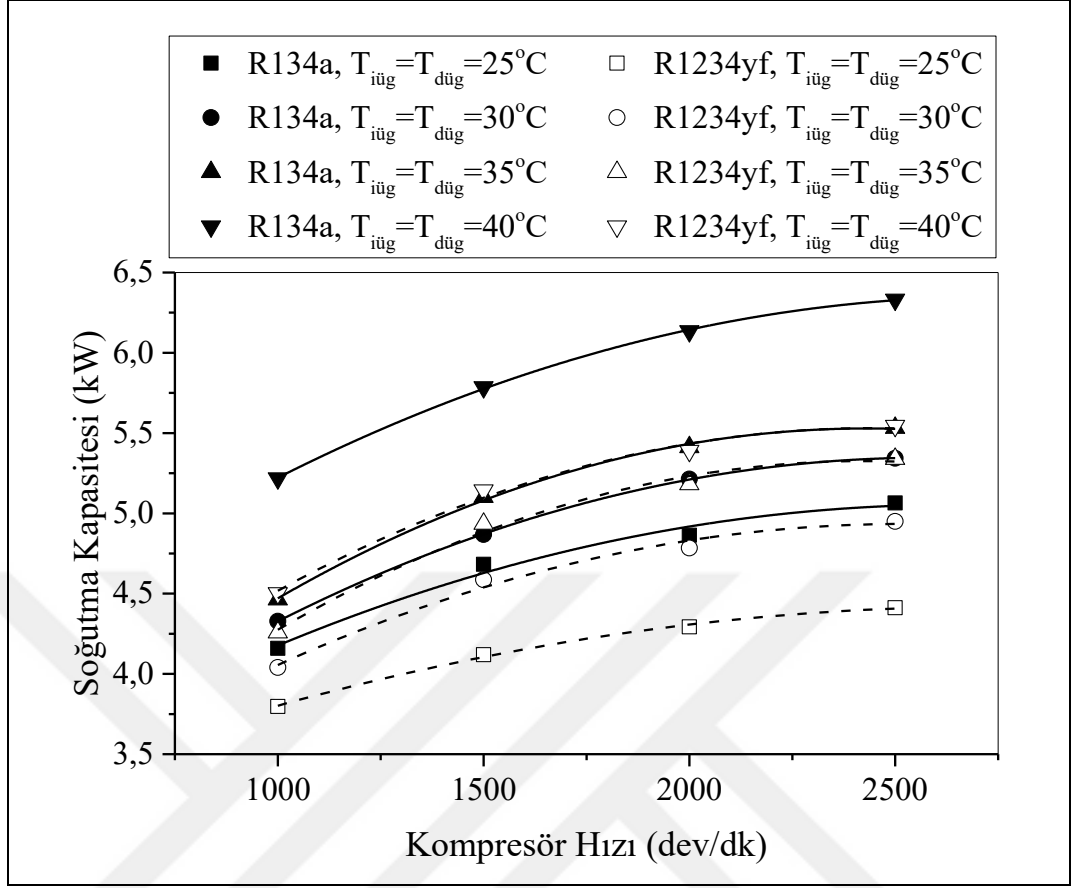
Sabit kapasiteli kompresör (SKK) ile yapılan deneylerde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi Şekil 5.1’de gösterilmiştir. Her iki soğutucu akışkanın kütleli debisi, kompresör hızı ile iç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarının yükselmesi ile artmaktadır. Kompresör hızının yükselmesi ile soğutucu akışkan kütleli debisindeki artış, kompresör basınç oranının hızlı bir şekilde yükselmesinden dolayı hacimsel verimi azaltmakta, bu da soğutucu akışkan kütleli debisindeki artış hızını yavaşlatmaktadır. Soğutma durumunda soğutucu akışkan kütleli debisi R134a ve R1234yf için sırasıyla 26,20–43,85 g/s ve 29,91–49,76 g/s aralığında değişmiştir. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, R1234yf’li sistem, R134a’lı sisteme oranla %13,2 daha yüksek soğutucu akışkan kütleli debisine sahiptir. Bunun sebebi aynı doyma sıcaklığı için R1234yf’nin daha yüksek buhar yoğunluğuna sahip olması sebep gösterilebilir. Ancak, ileriki bölümlerde gösterilen değişken kapasiteli kompresörün

kullanıldığı deneylerin aksine tüm iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarında her iki soğutucu akışkanın da kütleli debisi artış göstermiştir. Bu durum sabit kapasiteli kompresörün değişen kompresör hızları karşısında piston deplasmanlarında değişiklik yapamamasında ve sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının sadece TXV tarafından ayarlanmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.2. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için basınç oranının kompresör hızı ile değişimi

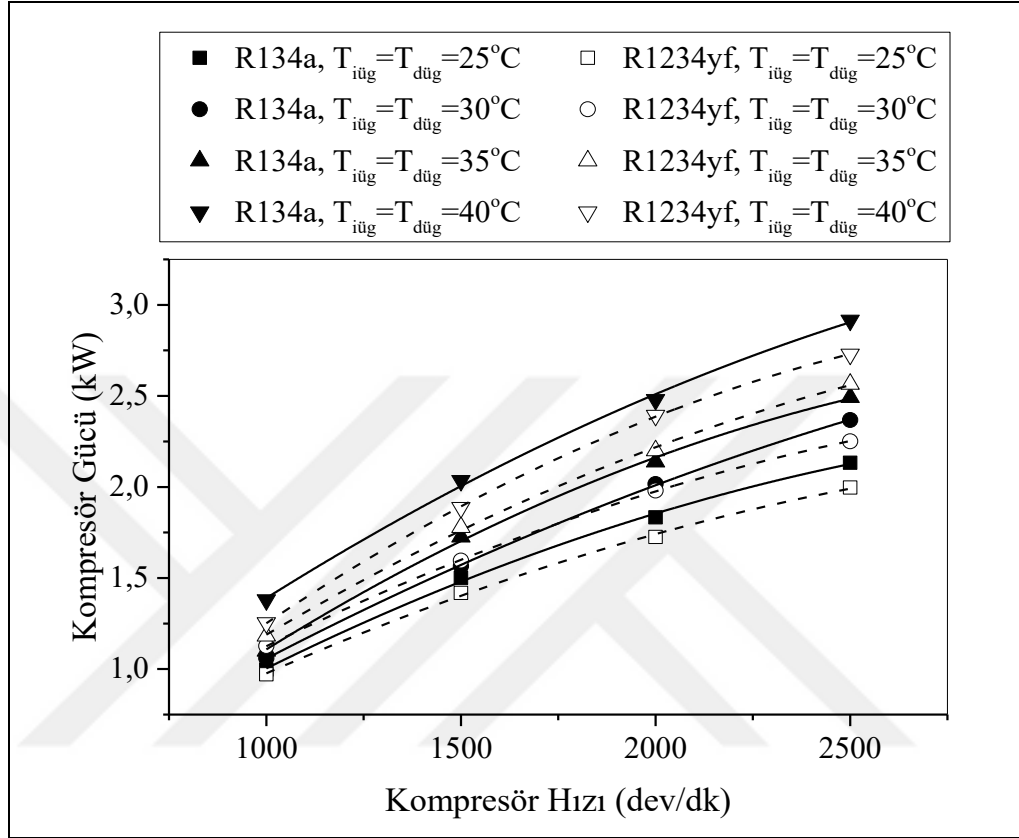
Kompresör çıkış ve giriş basınçlar oranının, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.2'de gösterilmiştir. Kompresör hızının artması ve yükselen iç–dış ünite hava sıcaklıkları ile kompresör basınç oranında önemli bir artış görülmektedir. Sistemin R134a ve R1234yf'ye ait kompresör basınç oranları sırası ile 3,57–6,61 ve 3,53–6,06 aralığındadır. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak R1234yf, R134a'ya oranla %6,3 daha düşük basınç oranına sahiptir.



Şekil 5.3. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi

İklimlendirme sisteminin soğutma kapasitesinin, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının $25-25^{\circ}\text{C}$, $30-30^{\circ}\text{C}$, $35-35^{\circ}\text{C}$ ve $40-40^{\circ}\text{C}$ olması durumlarında R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.3'te gösterilmiştir. Sistemin R134a ve R1234yf'ye ait soğutma kapasiteleri sırasıyla 4,16–6,33 kW ve 3,80–5,54 kW aralığındadır. Her iki soğutucu akışkanda, kompresör hızı ile iç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarının artması durumunda soğutma kapasitesi artmaktadır. Şekil 5.1'de görüldüğü gibi sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisindeki artış eğilimi, artan kompresör hızlarıyla soğutma kapasitesinde de benzer şekilde eğilim göstererek artmıştır. Ayrıca, evaporatördeki ısı transferi, evaporatör girişindeki artan hava akımı sıcaklığı ile iyileşmekte ve böylece daha yüksek bir soğutma kapasitesi sağlanmaktadır. Fakat, R1234yf daha yüksek bir soğutucu akışkan kütleli debisine sahip olmasına rağmen R134a'ya göre daha düşük bir gizli buharlaşma ısısına sahiptir. Gizli buharlaşma ısısının etkisi, kütleli debideki artışa daha baskın geldiğinden, R1234yf soğutucu akışkanı evaporatörden daha az ısı

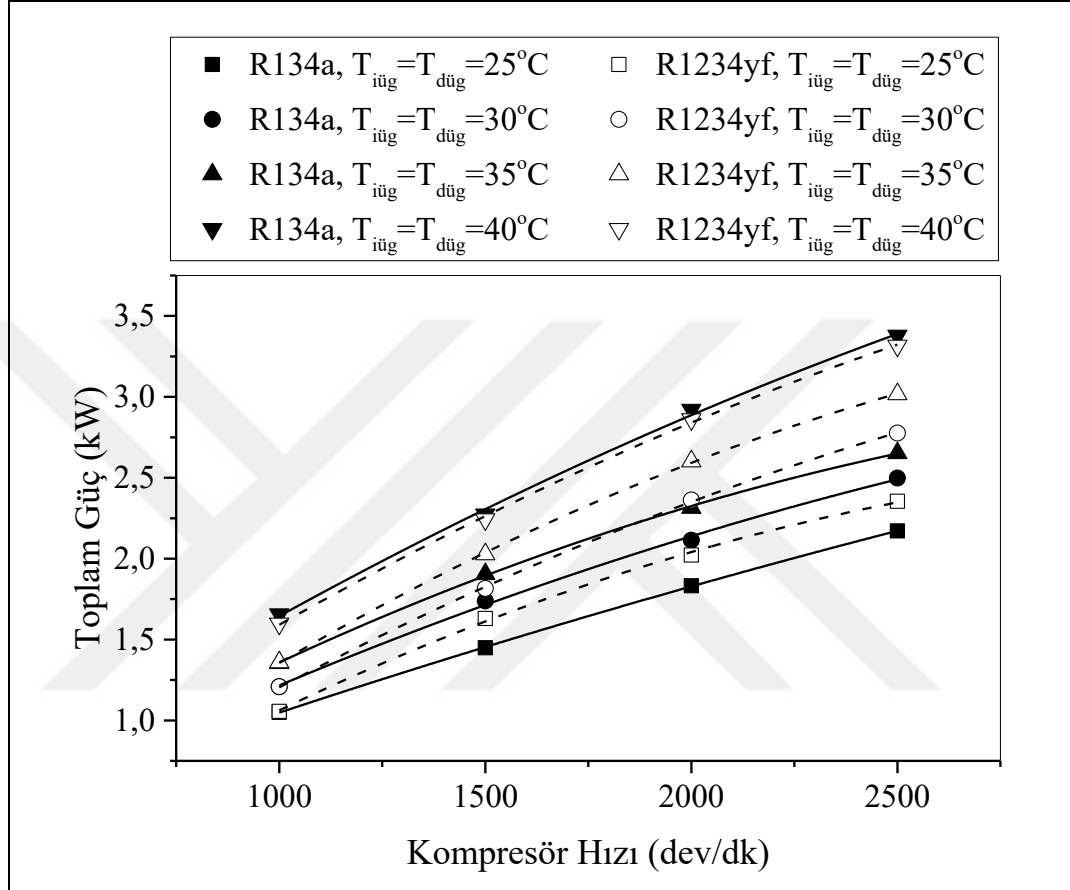
çekmekte ve bu nedenle daha düşük bir soğutma kapasitesi elde edilmektedir. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak R1234yf, R134a'ya oranla %9,6 daha düşük soğutma kapasitesine sahiptir.



Şekil 5.4. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi

İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olmaları durumunda R134a ve R1234yf'e kompresörden aktarılan gücün kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.4'te gösterilmiştir. Kompresör gücü olarak adlandırılan bu güç her iki soğutucu akışkan için artan kompresör hızıyla ve iç–dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarıyla artmaktadır. Sistemin R134a ve R1234yf'e ait kompresör güçleri ve sırasıyla 0,996–2,914 kW ve 0,971–2,728 kW aralığındadır. Soğutucu akışkanın kütleli debisi ve kompresördeki basınç artış oranı, kompresör hızının artması ile yükselmekte ve dolayısıyla kompresör gücünün de büyümesine neden olmaktadır. Ayrıca, artan hava akımı giriş sıcaklıkları kompresör basınç oranını arttırmakta ve bu durumda daha yüksek güçlerin akışkana kazandırılmasına neden olmaktadır. Şekil 5.1'de görüldüğü gibi R1234yf'nin R134a'ya göre daha yüksek soğutucu akışkan debisine sahip olmasına rağmen R1234yf kullanılması durumunda

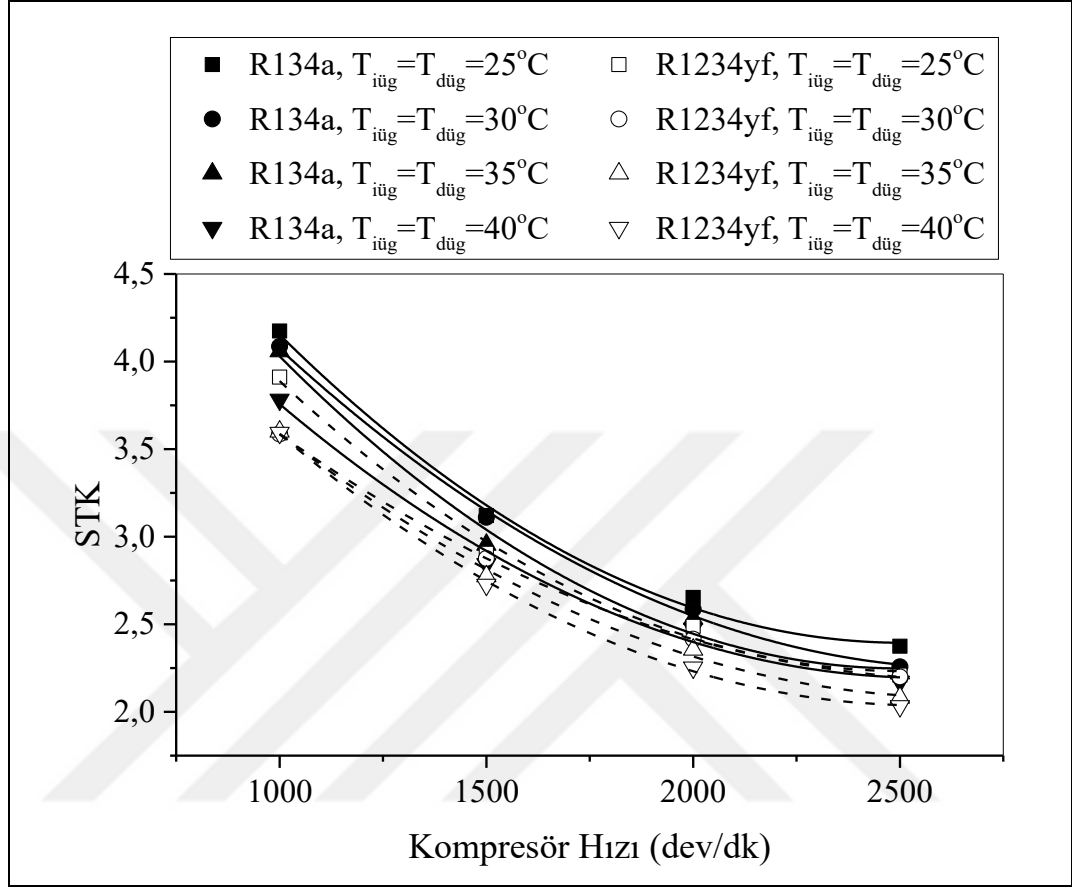
kompresör basınçlar oranının azalmasından dolayı soğutucu akışkana kazandırılan güç de daha düşük olmaktadır. Bu durumda tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, R1234yf'li sistemin kompresör gücü R134a'dakinden %2,4 daha düşük olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.5. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için sistemin toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi

Şekil 5.5'te iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında sistemin sürekli olarak çalışması için tüketilen toplam güç değerlerinin kompresör hızı ile değişimleri gösterilmiştir. Toplam güç tüketimi, Şekil 5.4'tekine benzer şekilde kompresör hızı ve hava akımlarının giriş sıcaklıkları ile artmaktadır. Ancak, artan kompresör hızıyla hareketli bağlantı elemanlarının sürtünme kayıpları arttığı için her iki soğutucu akışkanda da toplam güç tüketimleri bir miktar daha yüksek çıkmaktadır. Sistemin R134a ve R1234yf'ye ait toplam güç tüketimleri sırasıyla 1,050–3,378 kW ve 1,056–3,316 kW aralığındadır. Tüm soğutma testlerin ortalaması olarak, R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı

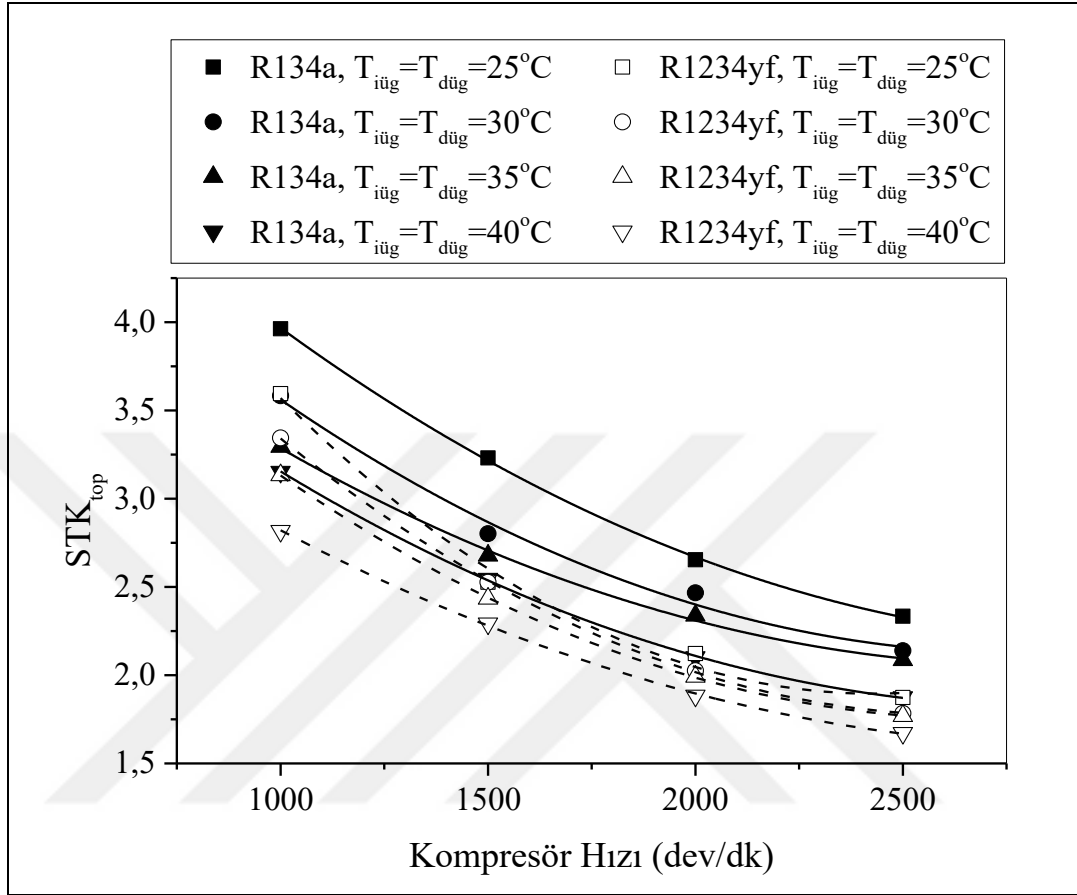
soğutma sisteminde R134a soğutucu akışkanının kullanılması durumuna göre ortalama %5,1 daha az güç tüketimi gerçekleşmiştir.



Şekil 5.6. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi

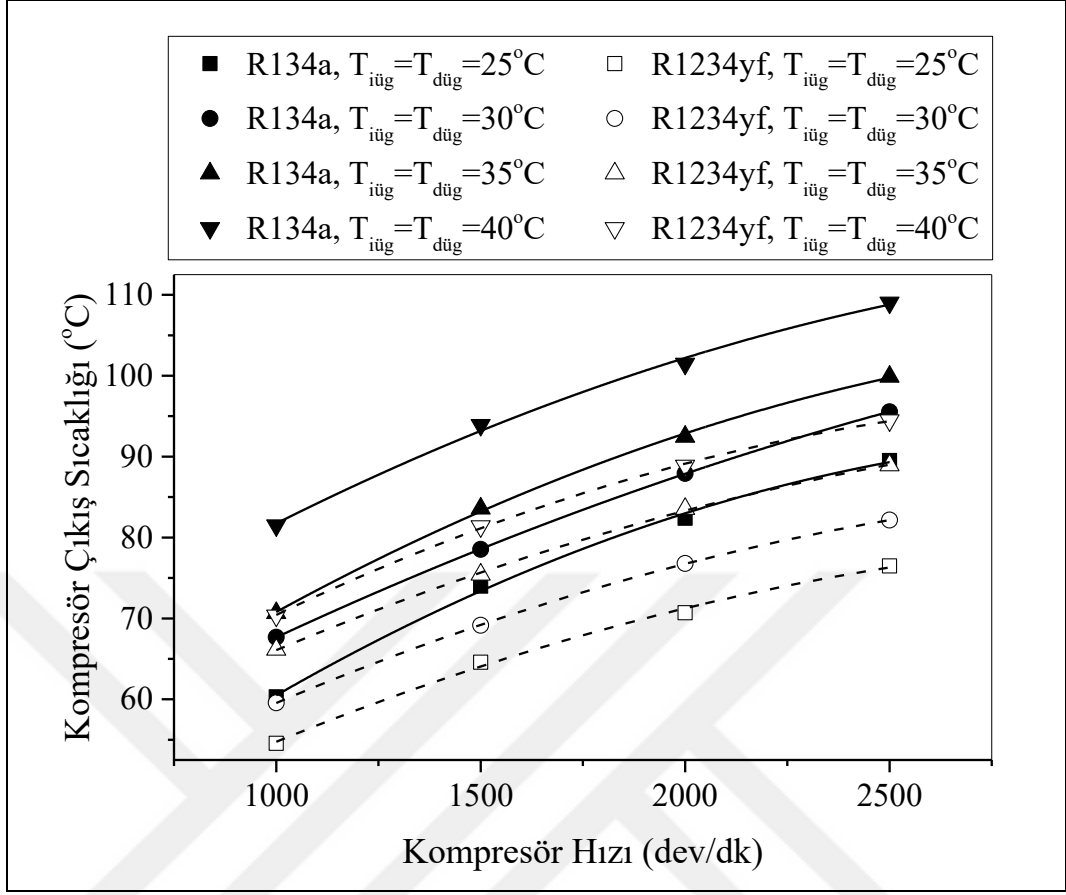
Şekil 5.6, iç ve dış ünite hava akımlarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında her iki soğutucu akışkan için soğutma tesir katsayılarının kompresör hızı ile değişimini göstermektedir. Şekilde, iç ve dış hava akımlarının sıcaklıklarındaki yükselmenin ve kompresör hızındaki artışın sonucu olarak *STK*'nın her iki soğutucu akışkan için azaldığı görülmektedir. Soğutma kapasitesindeki artış, kompresör gücündeki artışa oranla daha yavaş olduğu için *STK* değerleri artan kompresör devirleri ile hızlı bir şekilde azalmıştır. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının *STK* değerleri sırası ile 2,17–4,17 ve 2,03–3,91 aralığında değişmektedir. R134a soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemin soğutma kapasitesinin R1234yf soğutucu akışkanından yüksek olmasına karşın R134a soğutucu akışkanının çektiği gücün R1234yf soğutucu akışkanının çektiği güçten daha az

yüksek olmasından dolayı tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak R1234yf'nin STK 'sının R134a'ya göre %7,7 daha düşük olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.7. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi

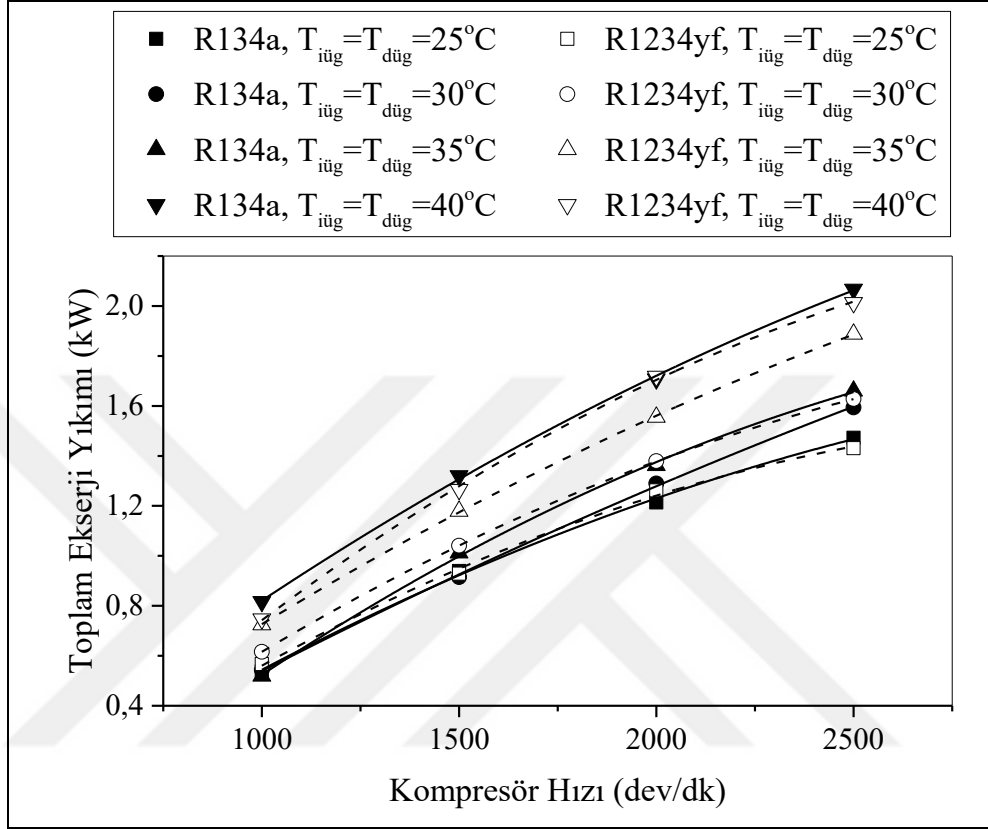
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının kullanıldığı deneysel sistemde iç ve dış hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.7'de gösterilmiştir. Şekil 5.5'te gösterilen soğutma tesir katsayısının değişimine benzer şekilde STK_{top} da kompresör hızının artması ve iç–dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının artması ile toplam güç tüketiminin soğutma kapasitesinden daha hızlı yükselmesi nedeni ile hızlı bir şekilde düşmektedir. R134a ve R1234yf'nin toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı sırası ile 1,87–3,96 ve 1,67–3,61 aralığındadır. R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda da R134a'ya göre STK_{top} değerinin bütün testlerin ortalaması olarak %14,4 daha düşük olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.8. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi

Kompresörden çıkan R134a ve R123yf soğutucu akışkan sıcaklıklarının, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının $25-25^{\circ}\text{C}$, $30-30^{\circ}\text{C}$, $35-35^{\circ}\text{C}$ ve $40-40^{\circ}\text{C}$ olması durumlarında kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.8'de gösterilmiştir. Artan kompresör hızının yanı sıra, iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarının yükselmesiyle birlikte artan kompresör basınç oranı ve artan soğutucu akışkan debisine bağlı olarak soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığının yükseldiği görülmektedir. Yüksek kompresör çıkış sıcaklığı kondenserde ısı atımını artırır; bu da kondenserdeki ısı transfer alanını azaltır. Sistemin soğutma modunda R134a ve R1234yf için kompresör çıkış sıcaklıkları sırası ile $60,3-109,1$ ve $54,6-94,5^{\circ}\text{C}$ aralığındadır. R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda bütün testlerin ortalaması olarak kompresör çıkış sıcaklığının R134a'ya göre $13,7^{\circ}\text{C}$ daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bunun başlıca nedeni, R1234yf kullanılan sistemde kompresör basınçlar oranının R134a kullanan sisteme göre daha düşük olmasıdır. R1234yf soğutucu akışkanının kompresör çıkış sıcaklıklarının R134a'ya göre daha düşük olmasının, kompresör karterinde bulunan ve

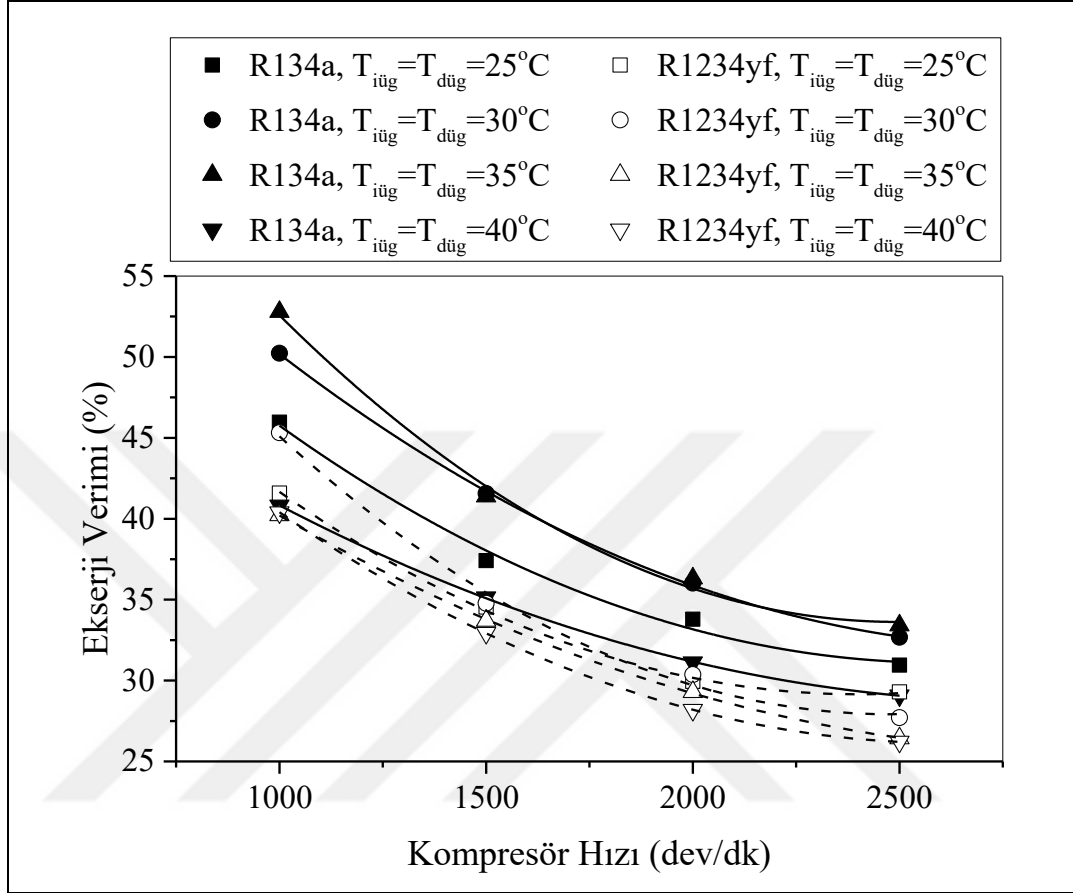
sistemde dolaşan soğutma yağının sıcaklıkla bozulma riskini azaltacağı; esnek hortumlar ve polimer sızdırmazlık elemanlarının da ömrünü uzatacağı düşünülmektedir.



Şekil 5.9. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi

İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında sistemdeki toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.9'da sunulmuştur. Kompresördeki soğutucu akışkan kütleli debisi ve basınç oranı, artan kompresör hızı ve hava giriş sıcaklıkları ile arttığından, sistemin tüm bileşenlerinde de ekserji yıkımı artmaktadır. Kompresör hızının yükseltilmesi, daha düşük bir buharlaşma sıcaklığına ve daha yüksek yoğuşma sıcaklığına yol açarak, hava akımı ve soğutucu akışkan arasında daha büyük bir sıcaklık farkına neden olur. Evaporatör ve kondenserdeki ekserji yıkımı, esas olarak bu iki akış arasındaki ısı transferinden kaynaklanmaktadır ve artan sıcaklık farkıyla birlikte artmaktadır. Ayrıca artan kompresör hızıyla artan basınç oranı, kompresörde ve TXV'de daha fazla ekserji yıkımına neden olur. R134a ve R1234yf ile çalıştırılan sistemdeki toplam ekserji yıkımı sırasıyla 0,519–2,067 kW ve 0,567–2,013 kW aralığındadır. Tüm soğutma

testlerinin ortalaması olarak, R1234yf'li sistem, R134a'lı sisteme kıyasla %5,1 daha fazla ekserjiyi yok etmiştir.



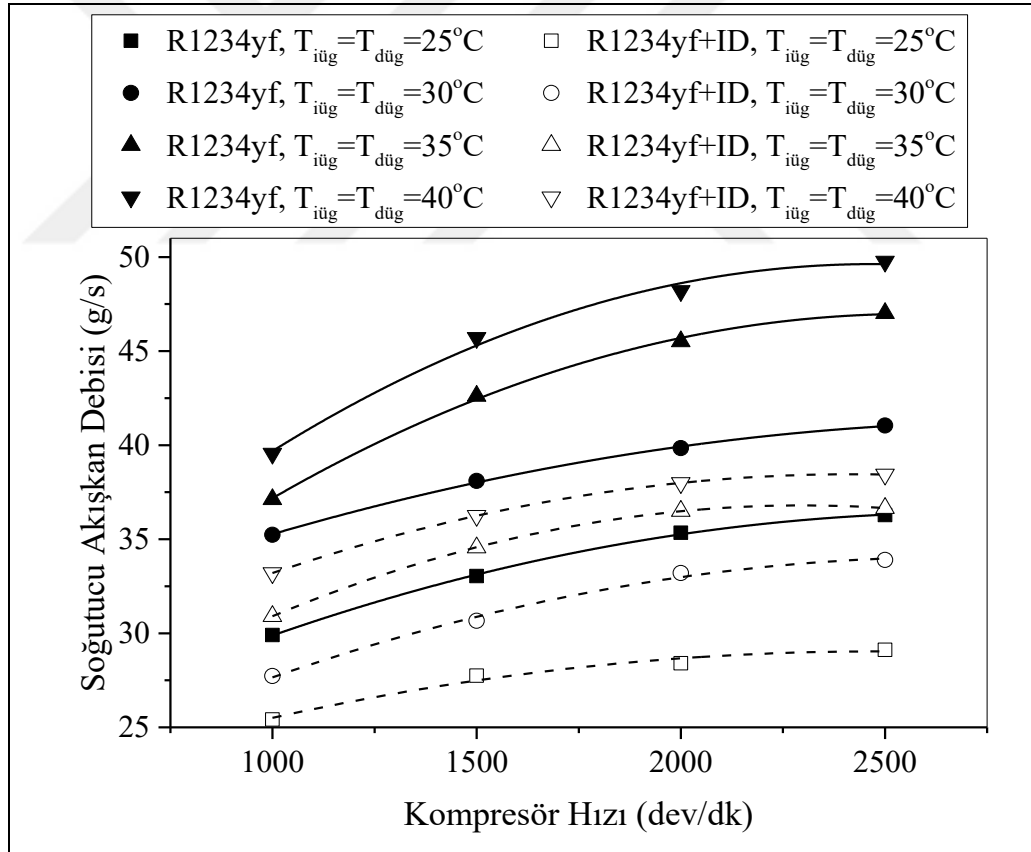
Şekil 5.10. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi

İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında deneysel sistemin ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Artan kompresör hızı ile kompresör basınçlar oranının ve kompresör çıkış sıcaklıklarının artmasına bağlı olarak özellikle kompresörde, kondenser ve genişleme elemanında meydana gelen ekserji yıkımlarının artması sonucu ekserji verimi hızla düşüş göstermiştir. Ekserji verimleri R134a ve R1234yf için sırası ile %29,1–52,8 ve %26,2–45,3 aralığında değişmektedir. R1234yf'nin kullanıldığı testlerde iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarındaki değişimlere karşılık ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimlerinde bariz bir farklılık belirlenmemiştir. Fakat R134a ile yapılan testlerde 30–30 ve 35–35°C iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarında en yüksek ekserji verimine ulaşılmıştır. Kompresördeki ekserji yıkımlarının değişkenlik göstermesi ve laboratuvar

koşullarında suni iklimlendirmenin yapılmasının bu farklılıklara sebep olduğu söylenebilir. Yapılan tüm testlerin ortalaması olarak R1234yf soğutucu akışkanının ekserji verimini, R134a soğutucu akışkanına göre %12,8 daha düşük çıkmaktadır.

5.1.2. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemin ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için performans analizi sonuçları

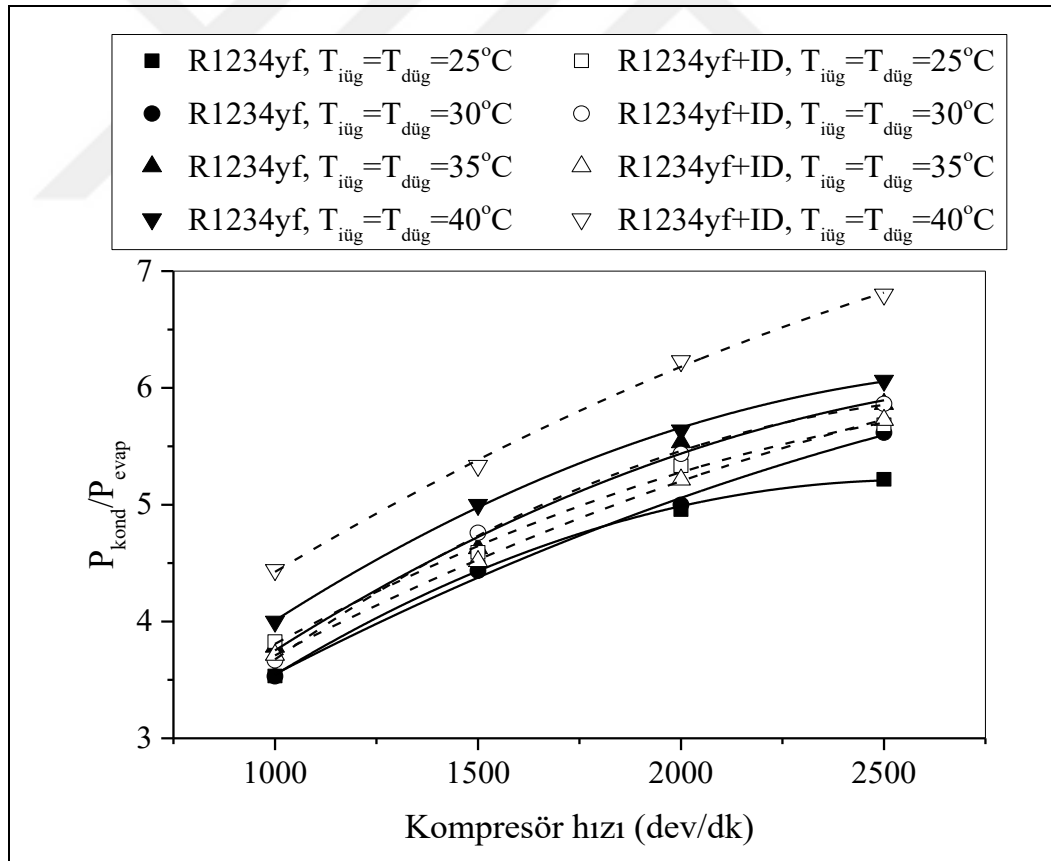
R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanıldığı soğutma modu testlerinde R1234yf'nin R134a'ya göre daha düşük performans değerlerine sahip olduğu, Bölüm 5.1.1'deki şekillerden anlaşılmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı durumda iç ID'nin performans değerlerine nasıl etki edeceğini görmek için ID kullanılmadan yapılan deneyler tamamlandıktan sonra ID devreye alınmış ve benzer performans testleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar ilerleyen şekillerde verilmiştir.



Şekil 5.11. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan debisinin kompresör hızı ile değişimi

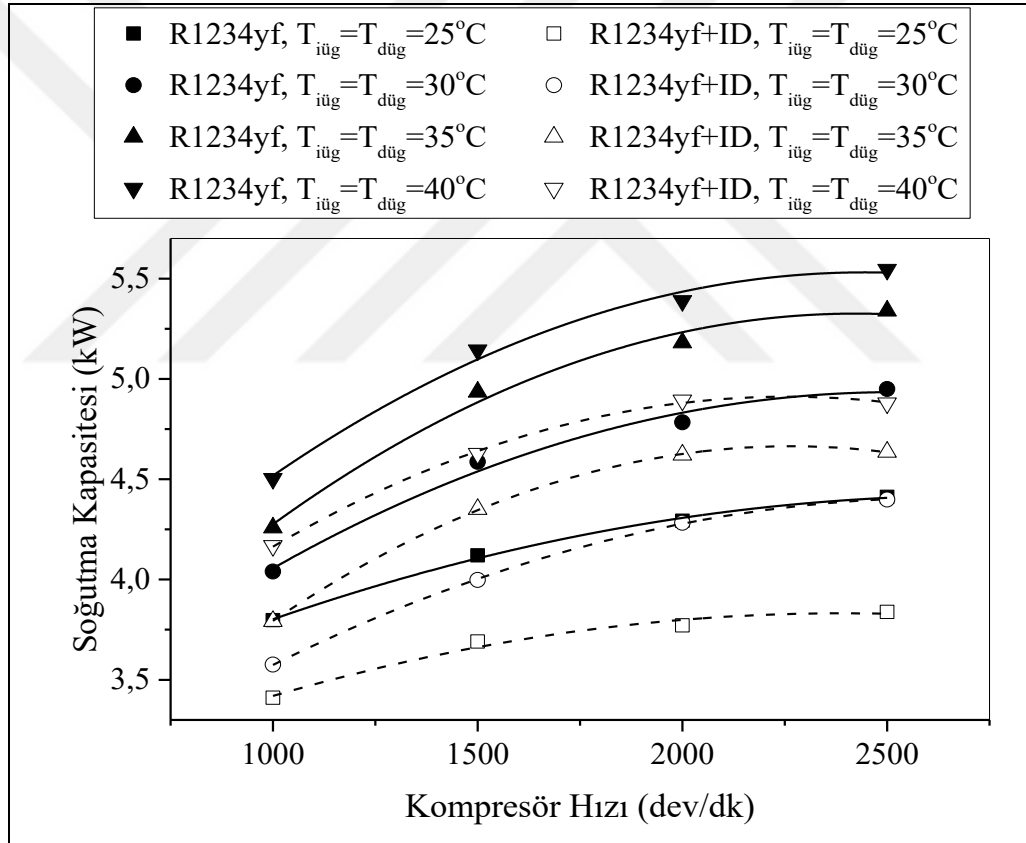
R1234yf soğutucu akışkanı için iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında ID'nin devrede olması ve

olmaması durumlarında soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.11’de gösterilmiştir. İç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarının yanı sıra kompresör devrinin de artması ile kütleli debi de artmaktadır. Kompresör hızındaki artış, soğutucu akışkan kütleli debisini hızlı bir şekilde arttırsa da yükselen kompresör basınç oranı nedeniyle kompresörün hacimsel verimi azalmakta; bu nedenle kütleli debinin artış hızı giderek düşmektedir. R1234yf’nin kütleli debisi 29,91–49,76 g/s aralığında değişirken ID’nin devreye alınması ile 25,42–38,44 g/s aralığında değişmiştir. ID’nin devreye alınması ile sistemde dolaşan R1234yf soğutucu akışkan kütleli debisi tüm testlerin ortalaması olarak %23,7 azalmıştır. Bu azalışa ID’nin devreye alınması ile kompresör basınç oranının artması sebep olmaktadır. Ayrıca, ID’nin devreye alınması ile kompresör girişindeki sıcaklık arttığı için akışkan yoğunluğu da düşmektedir. Bu durumda, belirli bir hacimsel debi için kütleli debi de düşmektedir.



Şekil 5.12. Soğutma modunda çalışan SKK’lı deneysel sistemde ID’li ve ID’siz durumlarda R1234yf için basınç oranının kompresör hızı ile değişimi

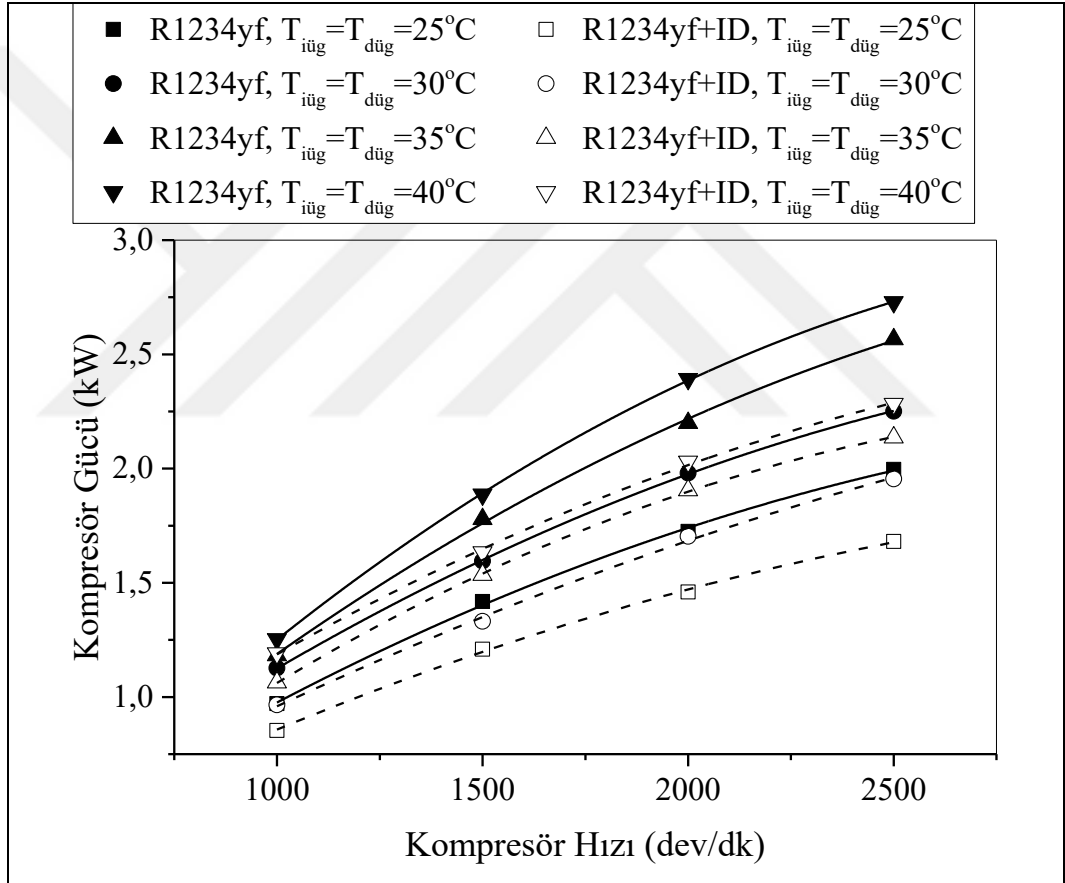
Kompresör çıkış ve giriş basınçlar oranının, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında, ID’li ve ID’siz durumlar için kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.12’de gösterilmiştir. Kompresör hızının artması ve yükselen iç–dış ünite hava akımı sıcaklıkları ile kompresör basınç oranında önemli bir artış görülmektedir. Sistemin ID’li ve ID’siz çalışma durumuna ait kompresör basınç oranları sırası ile 3,53–6,06 ve 3,67–6,80 aralığındadır. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak ID’li sistem ID’siz sisteme oranla %4,8 daha yüksek basınç oranına sahiptir. Bunun, ID’li sistemin ID’siz sisteme göre daha düşük soğutucu akışkan debileri ile çalışmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 5.13. Soğutma modunda çalışan SKK’lı deneysel sistemde ID’li ve ID’siz durumlarda R1234yf için soğutma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi

İklimlendirme sisteminin soğutma kapasitesinin iç ve dış ünite giriş hava akım sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında ID’nin devrede olup olmamasına bağlı olarak kompresör devri ile değişimi Şekil 5.13’te gösterilmiştir. Artan kompresör hızı ve iç–dış ünite hava akımı giriş sıcaklıkları ile soğutma kapasitesi ID’nin devrede olup olmadığı her iki durumda da artış göstermiştir.

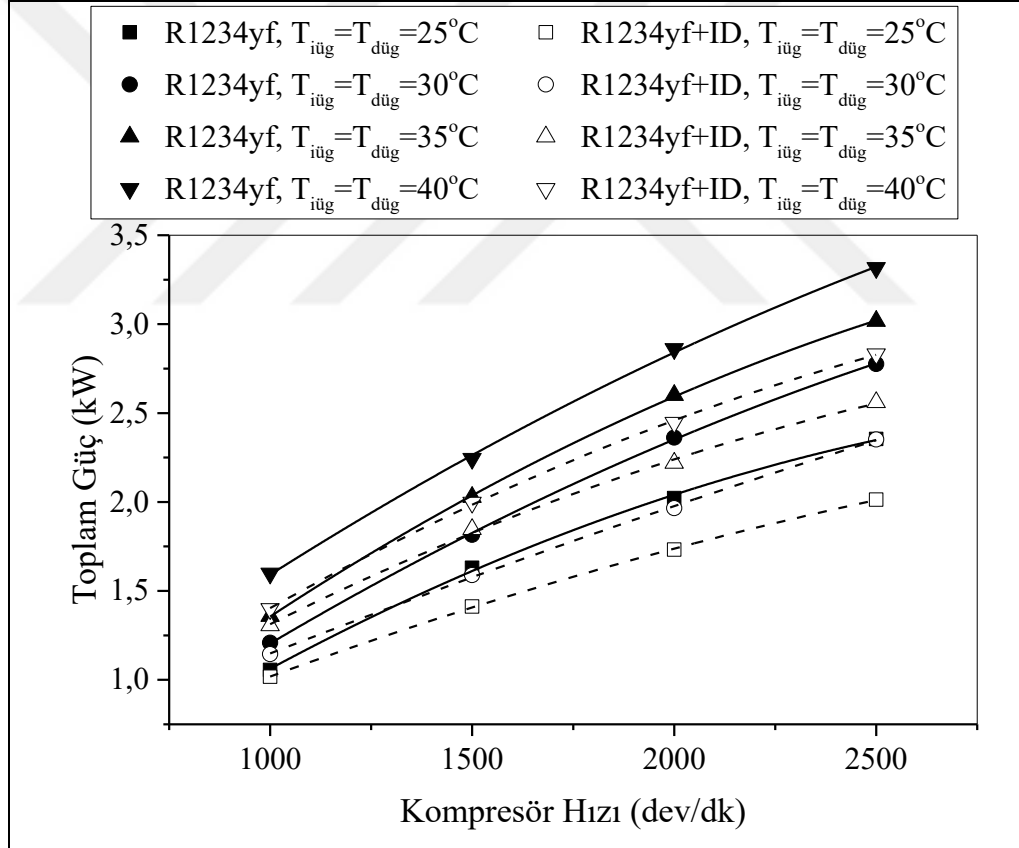
Bu artışların miktarları Şekil 5.10'daki soğutucu akışkan kütleli debisindeki değişikliklerle paralellik göstermektedir. ID'nin devreye alınması sonucu soğutma kapasitesinde artış beklenirken aksi yönde düşüş olduğu görülmektedir. Sistemde ID'nin devrede olmadığı ve devreye alındığı durumlarda soğutma kapasitesi sırası ile 3,80–5,54 kW ve 3,41–4,89 kW aralığındadır. Bu duruma sebep olarak, ID'nin devreye alınması ile kompresördeki basınçlar oranının artmasından dolayı düşen soğutucu akışkan debisi gösterilebilir. Tüm testlerinin ortalaması olarak R1234yf'li sistemde ID'nin devrede olduğu durumda, ID'nin devre dışı olduğu duruma göre %12,5 daha düşük soğutma kapasitesi elde edilmiştir.



Şekil 5.14. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi

İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı deneylerde ID'nin devrede olup olmadığı durumlara göre soğutucu akışkana verilen kompresör gücünün kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.14'te verilmiştir. Kompresör gücü, ID'nin

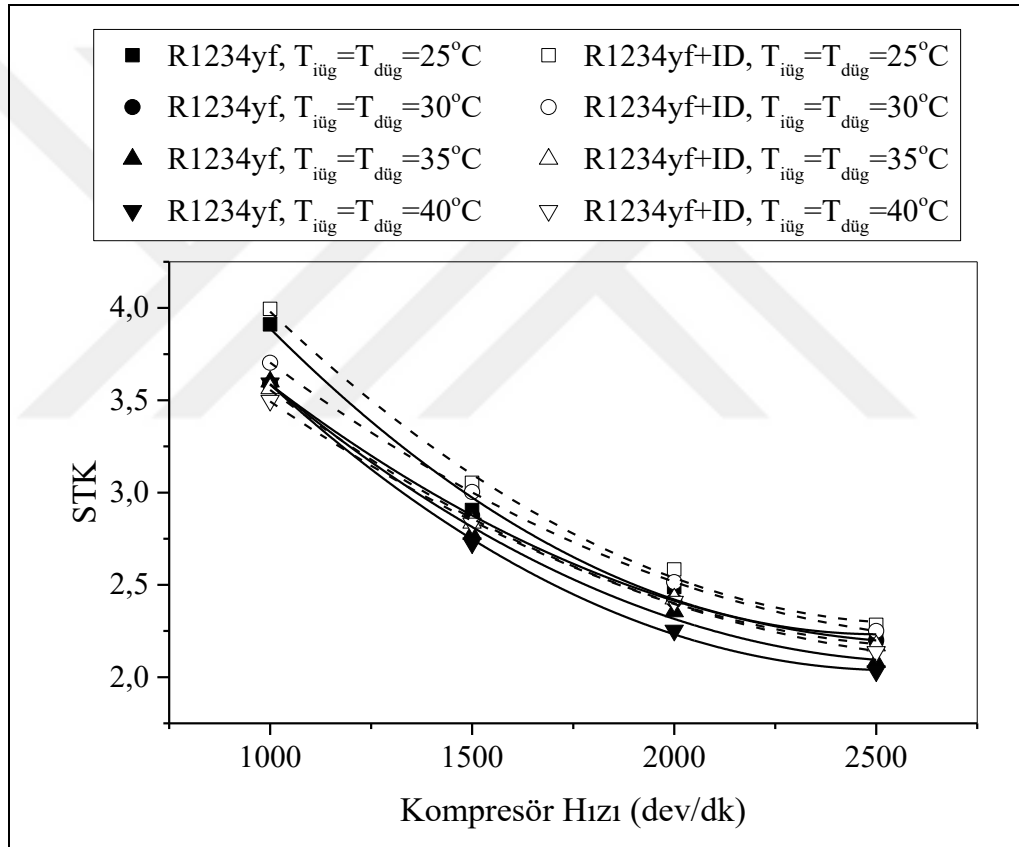
devrede olduğu ve olmadığı her iki durumda da artan kompresör hızıyla iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları ile artmaktadır. Kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkanın kütleli debisi ve basınç artış oranı, kompresör hızının artması ile yükselmekte ve dolayısıyla kompresör gücünün de büyümesine neden olmaktadır. Öte yandan, artan hava giriş sıcaklıkları kompresör basınç oranını arttırmakta ve böylece daha yüksek kompresör güçlerine neden olmaktadır. Soğutucu akışkan debisinin ID'nin devreye alınmasıyla düşmesi kompresör güçlerinin de düşmesine sebep olmuştur. ID'nin devre dışı olduğu ve devreye alındığı durumlarda sırası ile kompresör güçleri 0,97–2,73 kW ve 0,85–2,28 kW aralığındadır. Sonuç olarak, tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, ID'in devreye alınması ile kompresör gücünde %16,5 düşüş gerçekleşmektedir.



Şekil 5.15. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için deneysel sistemin toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi

Şekil 5.15'te iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında kompresörün soğutucu akışkana kazandırdığı güçle birlikte sistemin düzenli bir şekilde çalışmasını sağlayan yardımcı elemanların

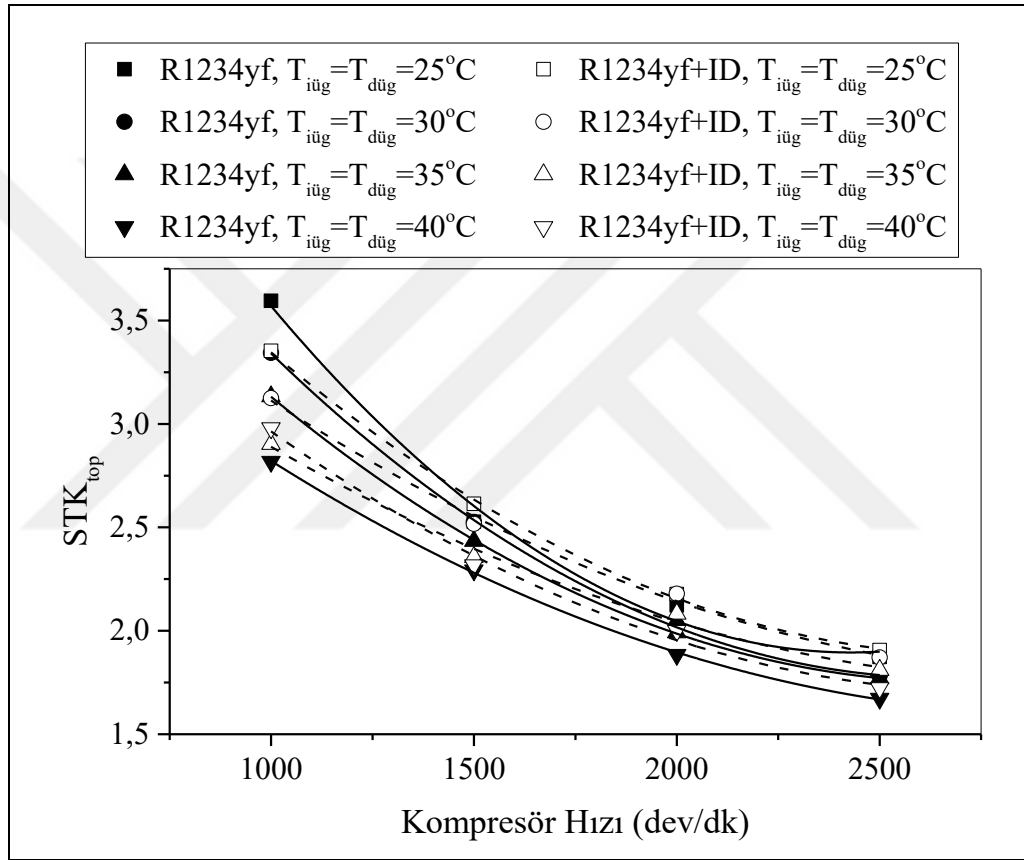
tükettikleri güçlerin bir araya getirildiği toplam güç değerlerinin kompresör hızı ile değişimleri gösterilmiştir. Toplam güç tüketimi, Şekil 5.14'tekine benzer şekilde kompresör hızı ve hava akımlarının giriş sıcaklıklarının artması ile yükselmektedir. Artan kompresör hızıyla hareketli bağlantı elemanlarının sürtünme kayıpları arttığı için her iki soğutucu akışkanda da toplam güç tüketimleri bir miktar daha artış göstermektedirler. Toplam güç tüketimi ID'nin devre dışı olduğu ve devreye alındığı durumlarda sırası ile 1,06–3,32 kW ve 1,02–2,83 kW aralığındadır. ID'nin devreye alınması ile aynı iç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıkları için toplam güç tüketiminde tüm testlerin ortalaması olarak %14,8 azalma olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.16. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi

Şekil 5.16'da iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında ID'nin devreye alınması ve alınmaması durumları için soğutma tesir katsayılarının kompresör hızı ile değişimi gösterilmektedir. Şekilde, iç ve dış hava akımlarının sıcaklıklarındaki yükselme ile kompresör hızındaki artış sonucu *STK*'nın ID'nin devrede olduğu ve olmadığı her iki durumda da azaldığı görülmektedir. Soğutma kapasitesindeki artış, kompresör

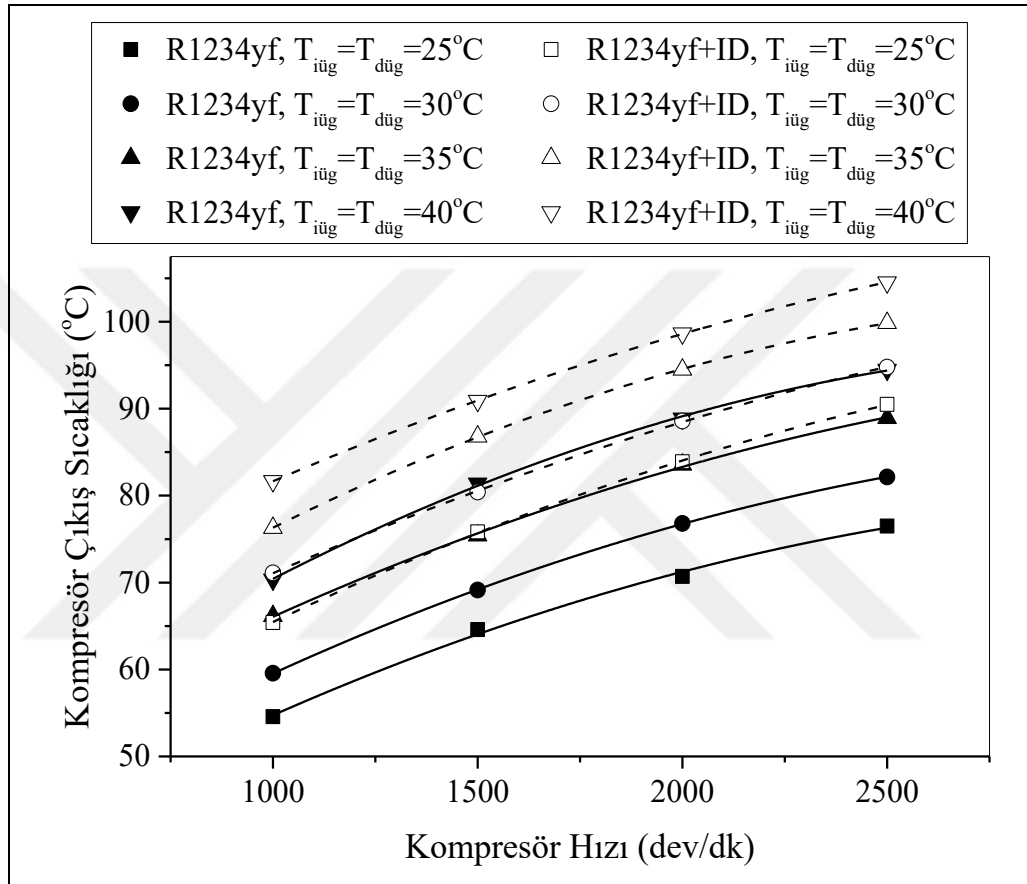
gücündeki artışa oranla daha yavaş olduğu için *STK* değerleri artan kompresör devirleri ile hızlı bir şekilde azalmıştır. ID'nin devre dışı olduğu ve devreye alındığı durumlarda *STK* değerleri sırası ile 2,03–3,91 ve 2,14–3,99 aralığındadır. ID'nin devrede olduğu testlerde, ID'nin devre dışı olduğu testlere kompresörün R1234yf akışkanına nispeten daha düşük güç aktarmasından dolayı bütün testlerin ortalaması olarak ID'nin devrede olduğu sistemin *STK* değeri, ID'nin devre dışı olduğu sisteme göre %2,77 daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 5.17. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi

Şekil 5.17'de iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında ID'nin devreye alınması ve alınmaması durumları için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi verilmiştir. Şekil 5.14'te gösterilen soğutma tesir katsayısının değişimine benzer şekilde STK_{top} değeri de kompresör hızının artması ile toplam güç tüketiminin soğutma kapasitesinden daha hızlı yükselmesi nedeni ile hızlı bir şekilde düşmektedir. Fakat iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarının artışına bağlı olarak ID'nin STK_{top}

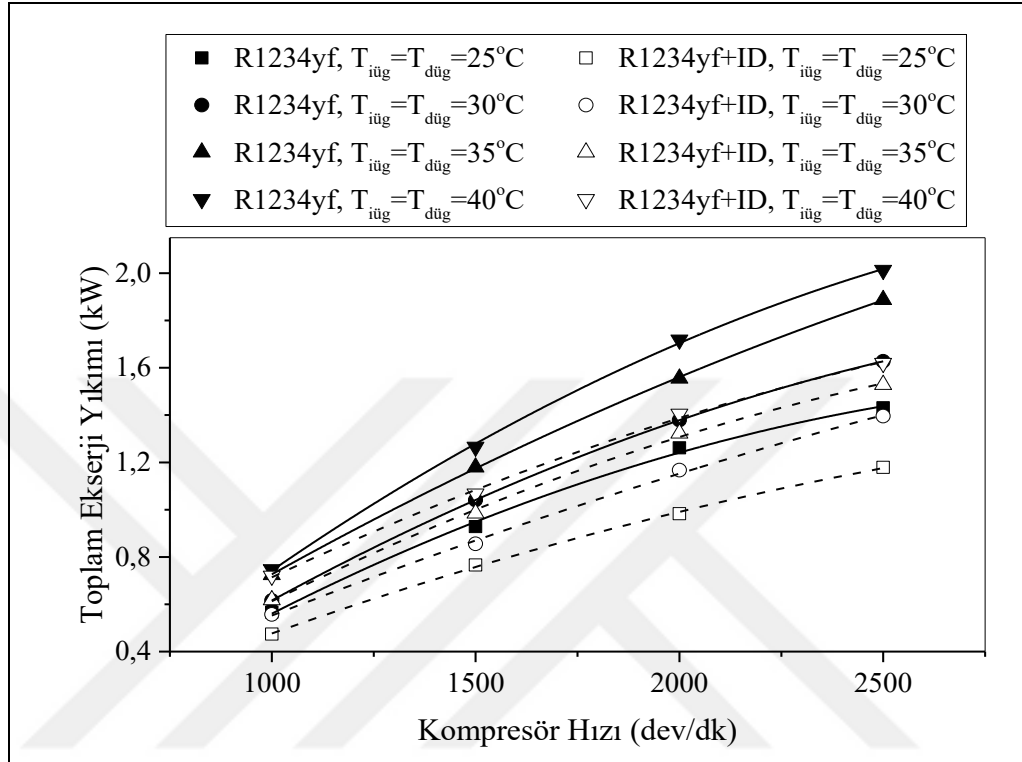
değerlerinin artışı yönünde etkisinin çok fazla olduğu söylenemez. ID'nin devre dışı ve devrede olduğu durumlara göre STK_{top} değerlerinin sırası ile 1,67–3,59 ve 1,72–3,35 aralığındadır. ID'nin devre dışı olduğu durumun ID'nin devrede olduğu duruma göre STK_{top} değerinin bütün testlerin ortalaması olarak %0,32 daha yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.18. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi

Kompresörden çıkan R1234yf soğutucu akışkan sıcaklıklarının ID'nin devre dışı ve devrede olduğu durumlar için, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması halinde kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.18'de gösterilmiştir. Kompresör hızı ile iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarının yükselmesiyle birlikte soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklıklarının da arttığı görülmektedir. Kompresör çıkış sıcaklıkları, ID'nin devre dışı ve devrede olduğu durumlara göre sırası ile 54,6–94,5°C ve 65,4–104,5°C aralığındadır. ID'nin devreye alınması ile bütün testlerin ortalaması olarak kompresör çıkış sıcaklığının ID'nin devre

dışı olması durumuna göre 13,1°C daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bunun, ID'nin devreye alınması ile hem kompresör giriş sıcaklığının hem de kompresör basınç oranının artmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

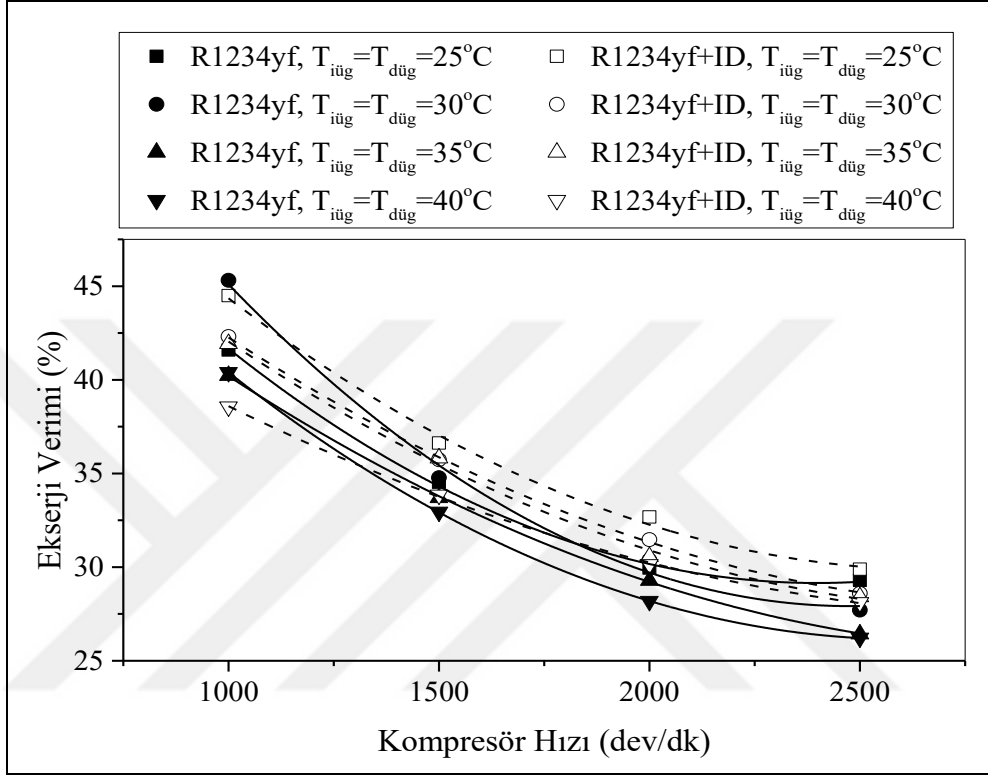


Şekil 5.19. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi

SKK ile soğutma modunda çalışan sistemde iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında R1234yf soğutucu akışkanı için ID'li ve ID'siz durumlarda toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.19'da gösterilmiştir. Kompresör hızının artması ile sistemin tüm bileşenlerinde ekserji yıkımı artmaktadır. ID'nin devreye alınması ile soğutucu akışkan debisinin azalması sonucu ID'li sistemdeki toplam ekserji yıkımı, ID'siz sisteme göre önemli ölçüde azalmıştır. R1234yf ile çalıştırılan sistemde ID devre dışı ve devrede iken toplam ekserji yıkımları sırasıyla 0,567–2,013 kW ve 0,474–1,621 kW aralığındadır. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, SKK kullanılan R1234yf'li sistemde ID'nin devreye alınması ile %16,5 daha az ekserjinin yok edildiği belirlenmiştir.

İç ve dış hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olduğu durumda R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı ID'li ve ID'siz sistemde ekserji

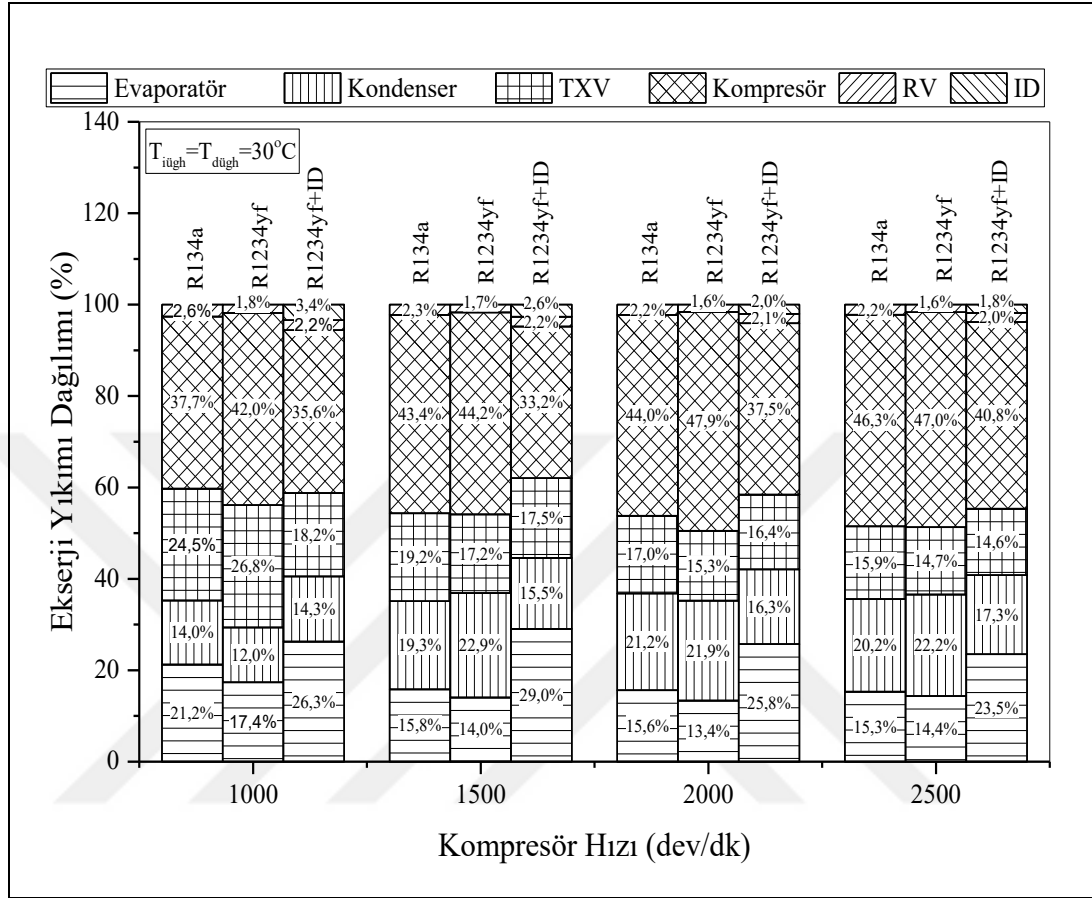
veriminin kompresör devri ile değişimi Şekil 5.18’de gösterilmiştir. İç–dış ünite hava akımı sıcaklıklarının ve kompresör hızının artmasıyla ekserji verimi azalmaktadır. R1234yf’nin kullanıldığı sistemde ID’nin devre dışı ve devrede olduğu durumlarda ekserji verimleri sırası ile %26,2–45,3 ve %28,1–44,5 aralığındadır.



Şekil 5.20. Soğutma modunda çalışan SKK’lı deneysel sistemde ID’li ve ID’siz durumlarda R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi

ID’nin devreye alınması ile ekserji verimi tüm testlerinin ortalaması olarak %3,5 daha yüksek çıkmıştır. R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemde ID’nin devreye alınmasının, Şekil 5.16’daki *STK* değerlerine paralellik gösterecek şekilde ekserji verimini de olumlu etkilediği görülmektedir. SKK’nın kullanıldığı soğutma sistemini oluşturan elemanların ekserji yıkımındaki rollerini göstermek amacı ile iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarının 30–30°C olduğu durumda R134a, R1234yf ve R1234yf’li sistemde ID’nin devreye alınması ile ortaya çıkan yüzdesel ekserji yıkımı dağılımı, Şekil 5.21’de gösterilmiştir. Evaporatör, kondenser, TXV, kompresör, RV ve ID’nin ekserji yıkımındaki rolleri incelendiğinde, her hızda en yüksek ekserji yıkım yüzdesinin kompresöre ait olduğu belirlenmiştir. Kompresör hızının artması ile volümetrik ve izentropik verimin azalması, sürtünmelerin ve kompresör çıkış

sıcaklıklarının artması sonucunda kompresörün ekserji yıkımında üstlendiği rolün de arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5.21. Soğutma modunda çalışan SKK'lı deneysel sistemde R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için sistem bileşenlerdeki ekserji yıkımı dağılımının kompresör hızı ile değişimi

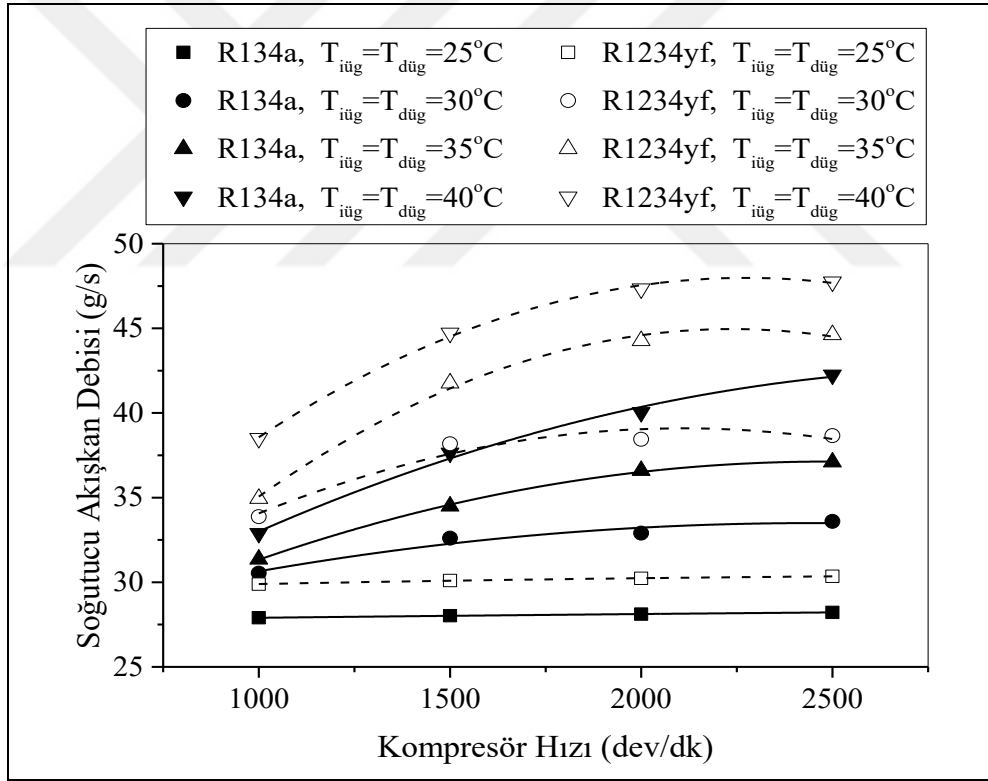
Buna karşın artan kompresör hızı ile evaporatörün, kondenserin, TXV'nin ve ID'nin ekserji yıkımında üstlendiği rol giderek azalmaktadır. Soğutma modunda ID kullanılmadan SKK ile yapılan tüm testlerin ortalaması olarak R1234yf, R134a'ya göre evaporatörde %12,8, TXV'de %3,1 ve dört yollu valfte %27,9 daha düşük ekserji yıkımı sağlarken; kompresörde ve kondenserde sırası ile %5,6 ve %5,8 oranında daha fazla ekserji yıkımına neden olmuştur. R1234yf'nin kullanıldığı ID'li sistemde ise R134a'ya göre, tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, kondenserde %15,1, kompresörde %14,2, dört yollu valfte %8,6 ve TXV'de %12,9 daha az ekserji yıkımı sağlanırken; evaporatörde %54 daha fazla ekserji yıkımı yüzdesi elde edilmiştir. ID'nin sistemde üstlendiği ekserji yıkımı, tüm testlerin ortalaması olarak %2,5'tir.

5.2. Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanan Sistemin Performans Analizi Sonuçları

Değişken kapasiteli kompresörün (DKK) kullanıldığı, her iki soğutucu akışkan ile çalıştırılan ID'li ve ID'siz sistemde performans analizlerinin sonuçları, karşılaştırmalı olarak Şekil 5.22–Şekil 5.42 arasında sunulmuştur.

5.2.1. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin ID olmadan R134a ve R1234yf için performans analizi sonuçları

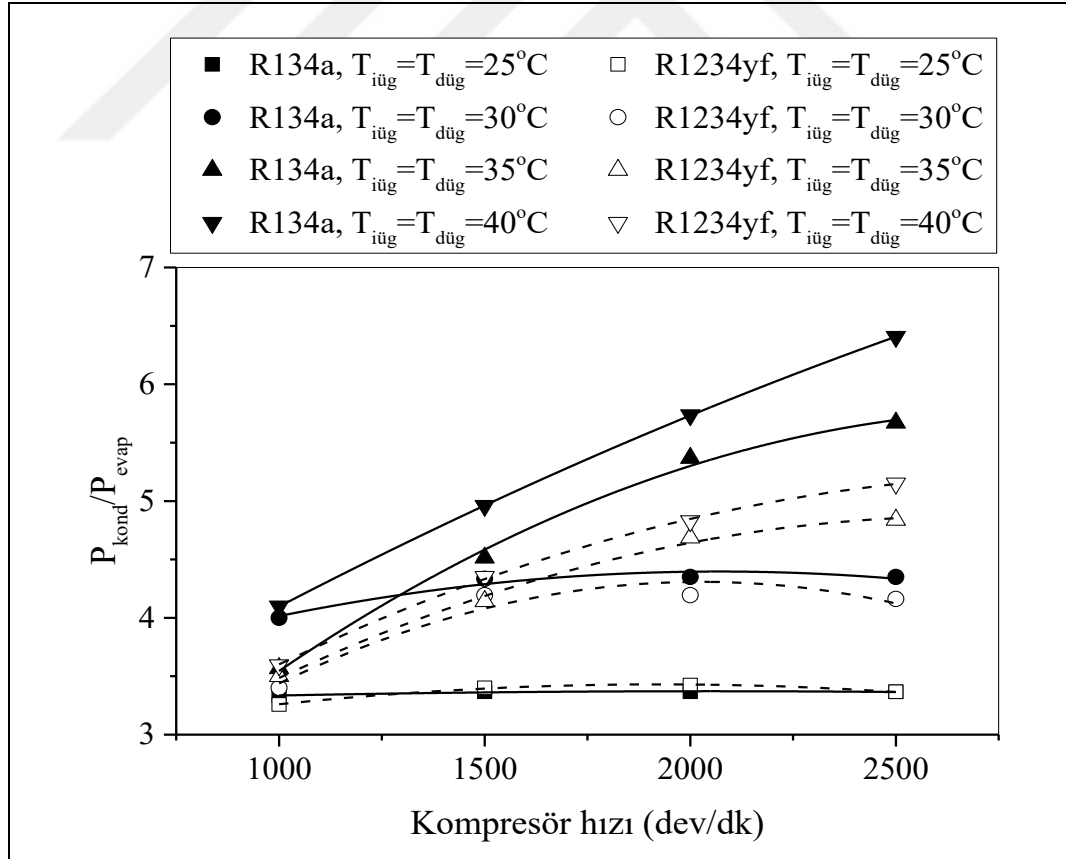
DKK kullanılan ancak ID kullanılmayan deneysel sistemde her iki soğutucu akışkan ile yapılan performans analizleri karşılaştırmalı olarak Şekil 5.22–Şekil 5.31 arasında sunulmuştur.



Şekil 5.22. Soğutma modunda çalışan değişken kapasiteli kompresörlü (DKK) deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızı ile değişimi

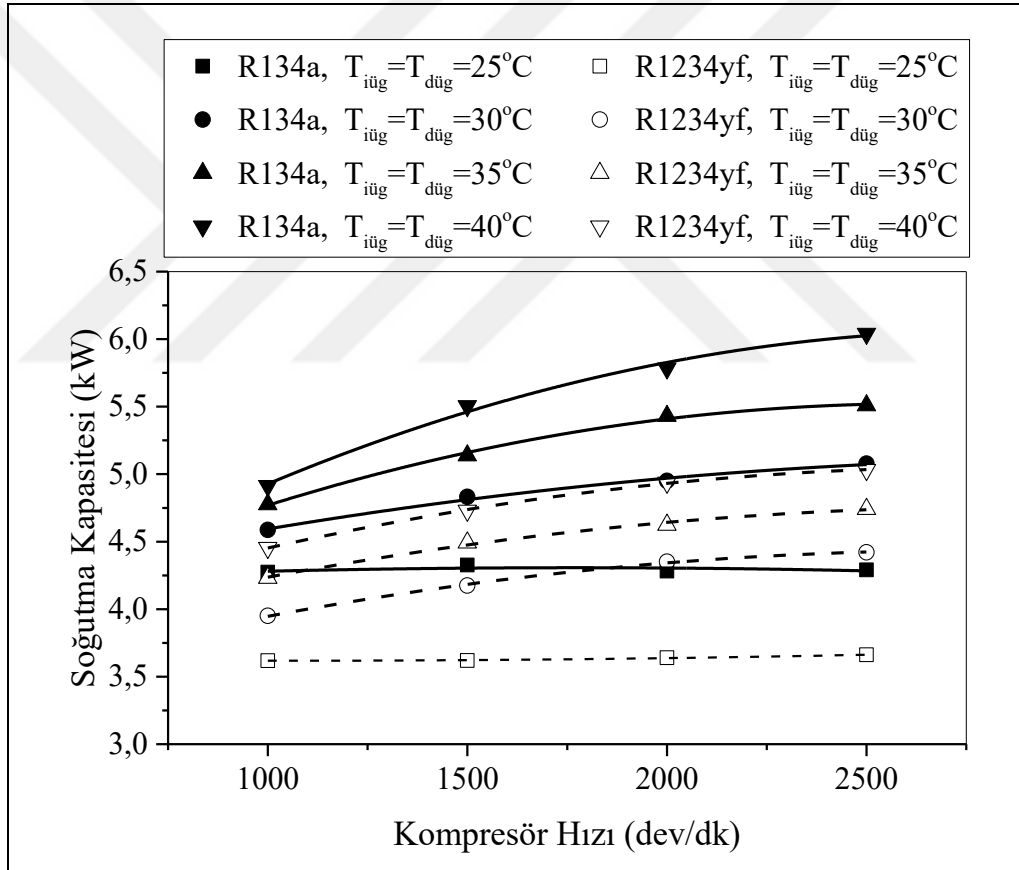
R134a ve R1234yf için iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.22’de gösterilmiştir. Kütleli debi, kompresör hızı

ve her iki soğutucu akışkan için iç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıkları ile artmaktadır. Başlangıçta, soğutucu akışkan kütleli debisi kompresör devri ile hızlı bir şekilde artmaktadır. Ancak, kompresör hızı ile artan kompresör basınç oranı nedeniyle kompresörün hacimsel verimi azalmakta, bu da soğutucu akışkan kütleli debisindeki artışı yavaşlatmaktadır. Soğutma modunda, soğutucu akışkan kütleli debisi R134a ve R1234yf için sırasıyla 27,90–42,25 g/s ve 29,89–47,75 g/s aralığında değişmiştir. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, R1234yf'li sistem, R134a'lı sisteme kıyasla %14,4 daha yüksek soğutucu akışkan kütleli debisine sahiptir. Bunun sebebi, aynı doyma sıcaklığı için R1234yf'nin daha yüksek buhar yoğunluğuna sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Artan iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları ile her iki akışkanın da kütleli debisi artarken; düşük sıcaklıklarda artan kompresör hızına karşılık kütleli debide fazla bir artış olmamıştır. Bunun sebebi, değişken kapasiteli kompresörün sistemde dolaşan akışkanın debisini, buharlaşma basıncı belirli bir değerin altına düşmeyecek şekilde devirden bağımsız olarak ayarlayabilmesidir.



Şekil 5.23. Soğutma modunda DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için basınç oranının kompresör hızı ile değişimi

Kompresör çıkış ve giriş basınç oranının, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.23'te gösterilmiştir. Düşük iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarında, kompresör devri ile basınç oranında fazla bir artış görülmezken; yüksek iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarında kompresör hızı ile kompresör basınç oranında önemli artışlar görülmektedir. Sistemin R134a ve R1234yf'e ait kompresör basınç oranları sırası ile 3,33–6,41 ve 3,26–5,15 aralığındadır. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak R1234yf, R134a'ya oranla %9,8 daha düşük basınç oranına sahiptir. Bunun nedeninin, R1234yf debisinin yüksek olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

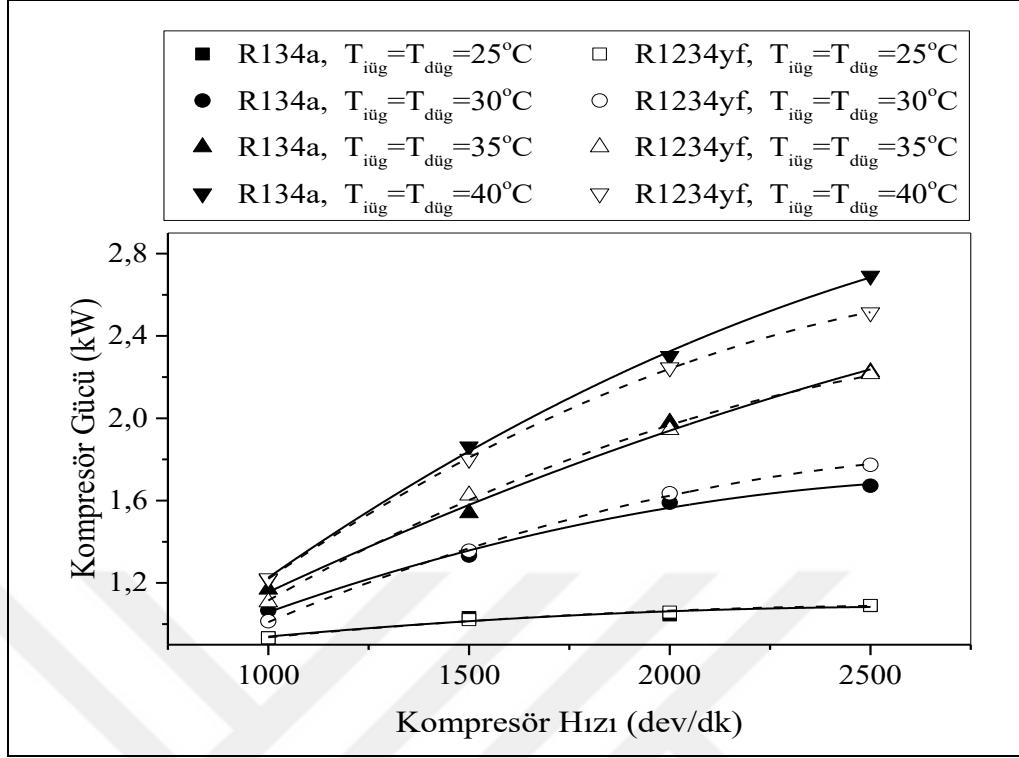


Şekil 5.24. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi

Otomotiv iklimlendirme sisteminin soğutma kapasitesinin, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında R134a ve R1234yf için kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.24'te gösterilmiştir. Sistemin R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları ile sağlanan soğutma kapasiteleri

sırasıyla 4,27–6,04 kW ve 3,62–5,03 kW aralığındadır. Her iki soğutucu akışkanın artan kompresör hızı ve iç–dış ünite hava akımı giriş sıcaklıkları ile soğutma kapasitesi az da olsa artmaktadır. Fakat, 25–25°C hava akımı sıcaklığında, her iki soğutucu akışkanda kompresör hızının artması ile gözle görülür bir değişim olmamıştır. Şekil 5.20’de görüldüğü gibi, bu hava akımı sıcaklığında sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi, artan kompresör hızlarına rağmen sabit kalmış ve bunun sonucunda soğutma kapasitesinde kayda değer bir artış gözlemlenmemiştir. Soğutma kapasitesi, soğutucu akışkan kütleli debisi ile doğru orantılı olduğundan, her iki soğutucu için de kompresör hızının artması ile artmaktadır. Ayrıca, evaporatördeki ısı transferi, evaporatör girişindeki artan hava akımı sıcaklığı ile iyileşmekte ve böylece daha yüksek bir soğutma kapasitesi sağlanmaktadır. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, R1234yf, R134a’ya kıyasla %13,8 daha düşük soğutma kapasitesi sağlamaktadır. R1234yf daha yüksek bir soğutucu akışkan kütleli debisine sahip olmasına rağmen, R134a’ya göre daha düşük bir gizli buharlaşma ısısına sahiptir. Gizli buharlaşma ısısının etkisi, kütleli debideki artışa daha baskın geldiğinden, R1234yf soğutucu akışkanı evaporatörden daha az ısı çekmekte ve bu sebeple daha düşük bir soğutma kapasitesi elde edilmektedir.

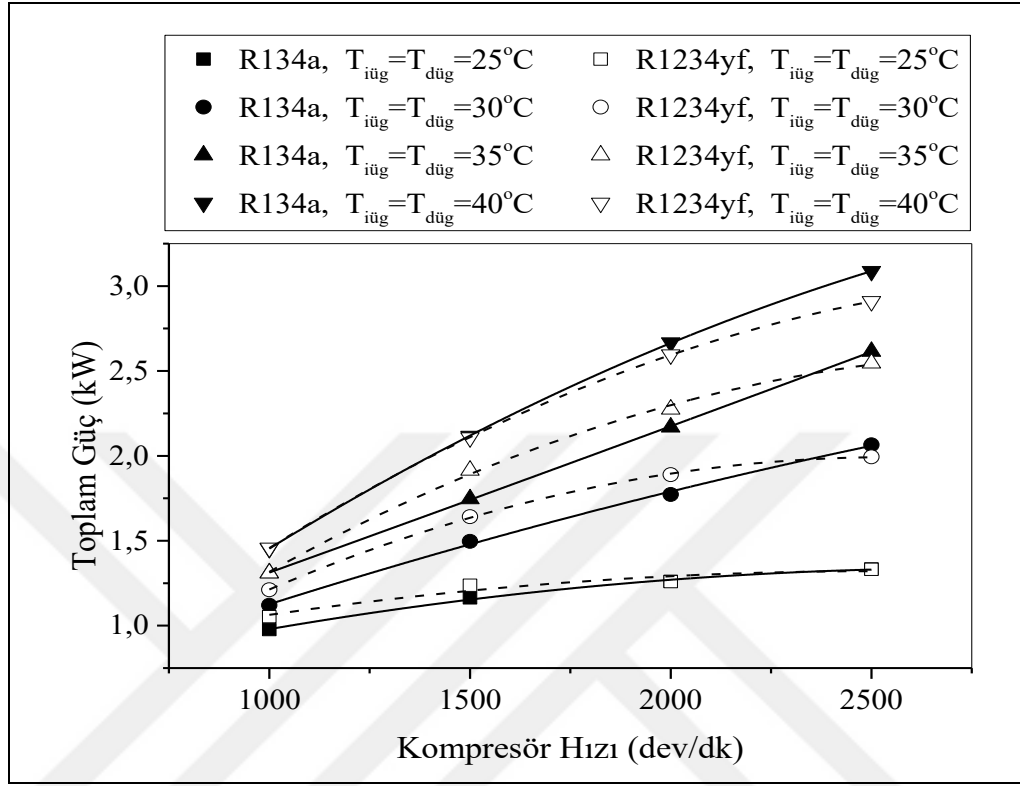
İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarına iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.25’te verilmiştir. Kompresör gücü, her iki soğutucu akışkan için artan kompresör hızıyla ve iç–dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları ile artmaktadır. Kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkanın kütleli debisi ve basınç artış oranı, kompresör hızının artması ile yükselmekte ve dolayısıyla kompresör gücünün de büyümesine neden olmaktadır. Öte yandan, artan hava giriş sıcaklıkları kompresör basınç oranını arttırmakta ve böylece daha yüksek kompresör güçlerine neden olmaktadır. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları ile sağlanan kompresör güçleri sırasıyla 0,934–2,691 kW ve 0,933–2,514 kW aralığındadır. R1234yf, R134a’ya kıyasla basınç oranlarında daha düşük artışlara sebep olsa da kütleli debinin kompresör gücü üzerindeki etkisi, basınç oranının etkisinden daha ağır basmaktadır. Sonuç olarak, tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, R1234yf’li sistemin kompresör gücü R134a’dakinden %0,8 daha fazladır.



Şekil 5.25. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi

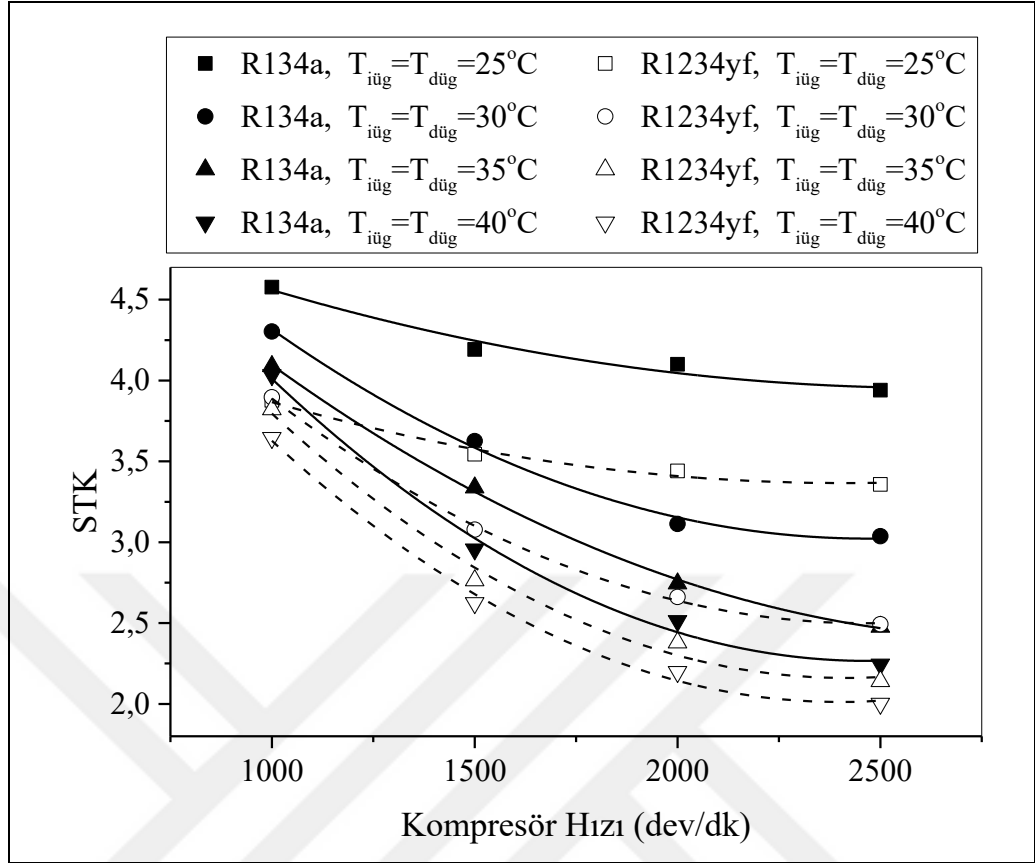
Şekil 5.26'da iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının $25-25^{\circ}\text{C}$, $30-30^{\circ}\text{C}$, $35-35^{\circ}\text{C}$ ve $40-40^{\circ}\text{C}$ olması durumlarında kompresörün soğutucu akışkana kazandırdığı güçle birlikte sistemin düzenli bir şekilde çalışmasını sağlayan yardımcı elemanların tükettikleri güçlerin bir araya getirildiği toplam güç değerlerinin kompresör hızı ile değişimleri gösterilmiştir. Soğutma sisteminin kararlı bir şekilde çalışmasını sağlayan fanların ve kompresör elektromanyetik kavramasının da kompresörün çektiği güçle Denklem (4.7)'de gösterildiği gibi eklenmesi ile hesaplanan toplam güç tüketimi, Şekil 5.25'tekine benzer şekilde kompresör devri ve hava akımlarının giriş sıcaklıkları ile artmaktadır. Ancak, artan kompresör hızıyla hareketli bağlantı elemanlarının sürtünme kayıpları arttığı için her iki soğutucu akışkanda da toplam güç tüketimleri bir miktar daha artış göstermektedirler. R134a ve R1234yf'nin soğutma modunda toplam güç tüketimleri sırasıyla $0,975-3,086$ kW ve $1,053-2,909$ kW aralığındadır. İç ve dış ünite hava akımlarının $25-25^{\circ}\text{C}$, $30-30^{\circ}\text{C}$ ve $35-35^{\circ}\text{C}$ olduğu sıcaklıklarda 2000 dev/dk kompresör hızına kadar R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda güç tüketiminin R134a'ya göre ortalama %3,9 kadar yüksek olduğu belirlenmiştir. Fakat kompresör hızının 2000 dev/dk'nın üzerine çıkmasıyla R1234yf soğutucu akışkanı R134a'ya göre ortalama %2,2 daha az güç tüketmiştir. Bu farklılığa soğutucu

akışkanların termofiziksel özelliklerinin sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak farklı şekilde değişmesinin sebep olduğu düşünülmektedir.



Şekil 5.26. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi

Şekil 5.27'de, iç ve dış ünite hava akımlarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklıklarda olması durumlarında her iki soğutucu akışkan için soğutma tesir katsayılarının kompresör hızı ile değişimleri gösterilmiştir. *STK*, Denklem (4.8)'de gösterildiği gibi soğutma kapasitesinin soğutucu akışkana verilen güce oranını ifade etmektedir. Şekilde, iç–dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarındaki yükselme ve kompresör hızındaki artış sonucu *STK*'nın her iki soğutucu akışkan için azaldığı görülmektedir. Soğutma kapasitesindeki artış, kompresör gücündeki artışa oranla daha yavaş olduğu için *STK* değerleri artan kompresör devirleri ile hızlı bir şekilde azalmıştır. R134a ve R1234yf için elde edilen *STK* değerleri sırasıyla 2,24–4,58 ve 2,01–3,91 aralığındadır. R134a soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemin soğutma kapasitesinin R1234yf soğutucu akışkanından daha yüksek ve akışkanların çektikleri güçlerin yakın değerlerde olmasından dolayı bütün testlerin ortalaması olarak R1234yf'nin *STK*'sının R134a'ya göre %15,4 daha düşük olduğu belirlenmiştir.

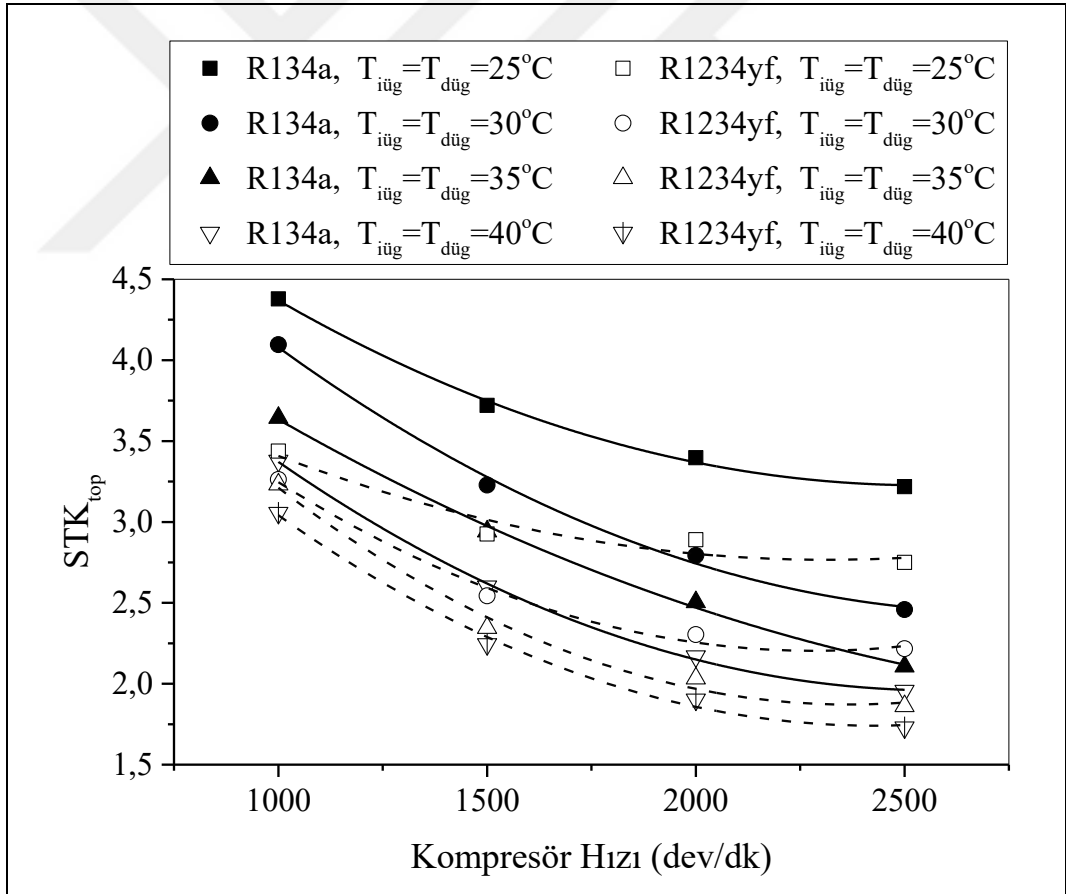


Şekil 5.27. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi

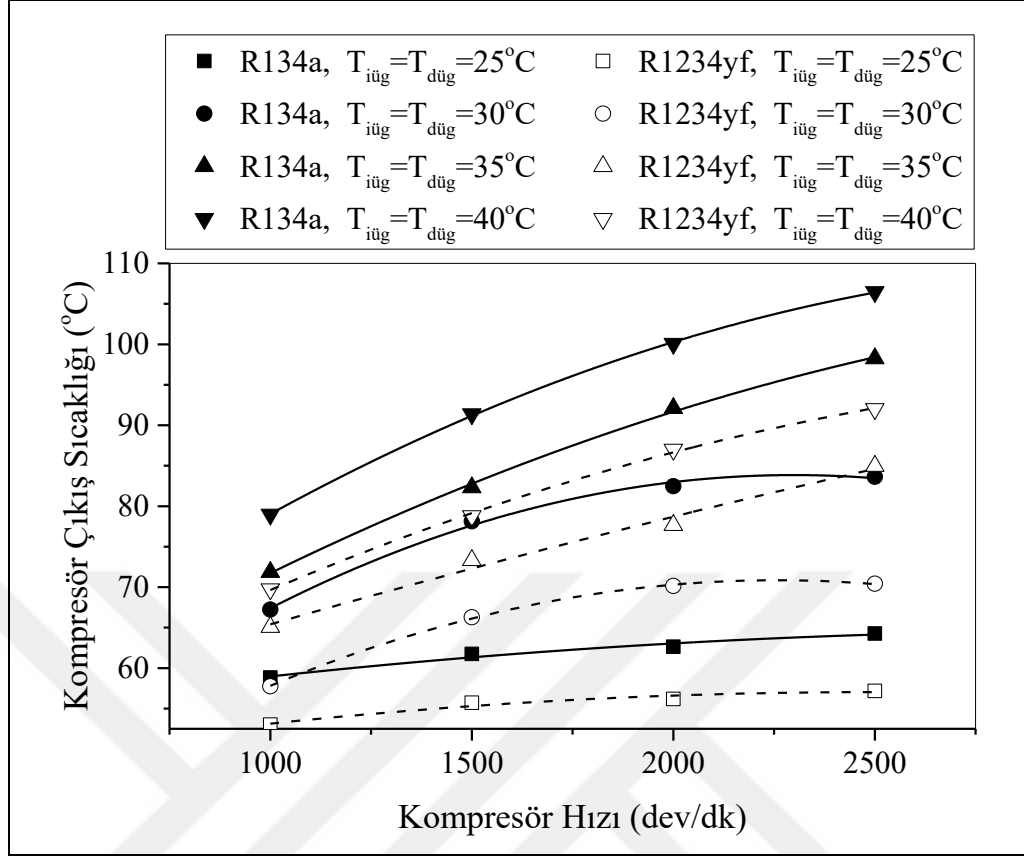
Şekil 5.28'de, iç ve dış ünite hava akımlarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklıklarda olması durumlarında her iki soğutucu akışkan için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi gösterilmiştir. Toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı, Denklem (4.9)'da belirtildiği gibi soğutma kapasitesinin toplam güç tüketimine oranından belirlenmiştir. Şekil 5.24'te gösterilen soğutma tesir katsayısının değişimine benzer şekilde STK_{top} da kompresör devrinin artması ile toplam güç tüketiminin soğutma kapasitesinden daha hızlı yükselmesi nedeni ile hızlı bir şekilde düşmektedir. R134a ve R1234yf için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı sırasıyla 1,96–4,38 ve 1,73–3,44 aralığındadır. R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda R134a'ya göre STK_{top} değerinin bütün testlerin ortalaması olarak %19,3 daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Kompresörden çıkan R134a ve R1234yf soğutucu akışkan sıcaklıklarının, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması

durumlarında kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.29’da gösterilmiştir. Kompresör hızı ve iç–dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarının yükselmesiyle birlikte soğutucu akışkanların kompresörden çıkış sıcaklıklarının da arttığı görülmektedir. R134a ve R1234yf için kompresör çıkış sıcaklıkları sırasıyla 58,8–106,5°C ve 53,1–92,1°C aralığındadır. R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda bütün testlerin ortalaması olarak kompresör çıkış sıcaklığının R134a’ya göre 12,7°C daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bunun nedeni, R1234yf ile çalışan sistemde kompresör basınç oranının daha düşük olmasıdır. R1234yf soğutucu akışkanının kompresör çıkış sıcaklıklarının R134a’ya göre daha düşük olmasının, kompresör karterinde bulunan ve sistemde dolaşan soğutma yağının sıcaklıkla bozulma riskini azaltacağı; esnek hortumlar ve polimer sızdırmazlık elemanlarının da ömrünü uzatacağı yönünde olumlu etkileri olacağı düşünülmektedir.



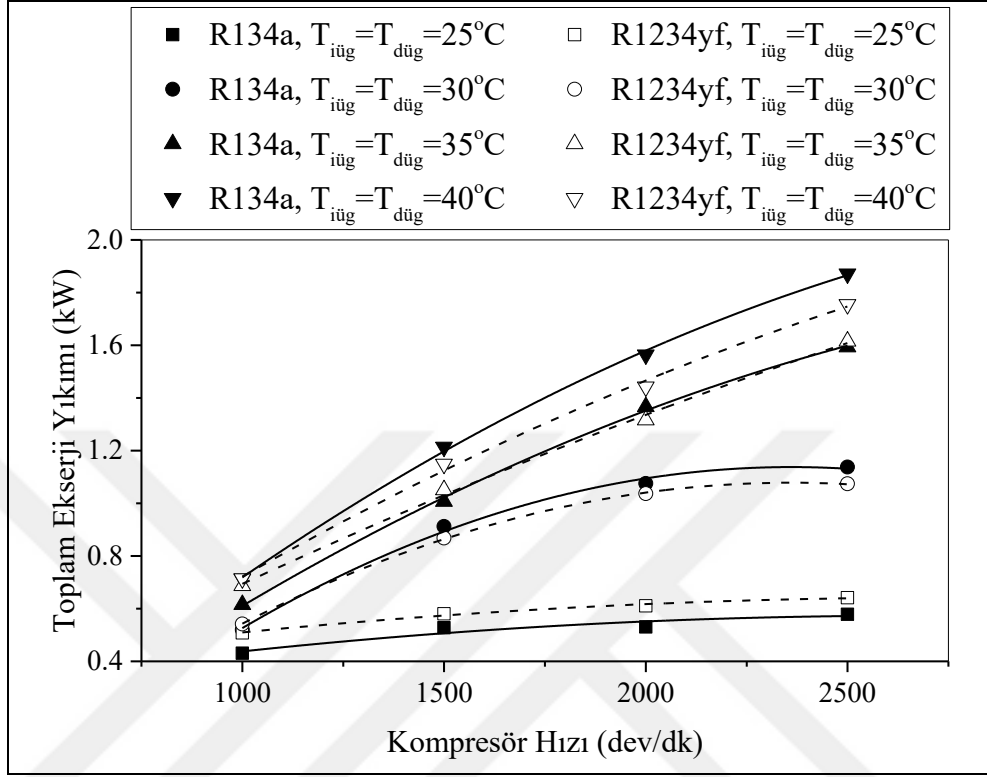
Şekil 5.28. Soğutma modunda çalışan DKK’lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi



Şekil 5.29. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi

İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında değişken kapasiteli kompresörle soğutma modunda çalışan sistemdeki toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.30'da sunulmuştur. Kompresördeki soğutucu akışkan kütleli debisi ve basınç oranı, artan kompresör hızı ve hava giriş sıcaklıkları ile arttığından, sistemin tüm bileşenlerinde de ekserji yıkımı artmaktadır. Kompresör hızının yükseltilmesi, daha düşük bir buharlaşma sıcaklığına ve daha yüksek yoğunlaşma sıcaklığına yol açarak, hava akımı ve soğutucu akışkan arasında daha büyük bir sıcaklık farkına neden olur. Evaporatör ve kondenserdeki ekserji yıkımı, esas olarak bu elemanlarda soğutucu akışkan ve hava akımları arasındaki ısı transferinden kaynaklanmakta ve artan sıcaklık farkıyla birlikte artmaktadır. Ayrıca, artan kompresör hızıyla yükselen basınç oranı, kompresörde ve TXV'de daha fazla ekserji yıkımına neden olur. R134a ve R1234yf ile çalıştırılan sistemdeki toplam ekserji yıkımı sırasıyla 0,431–1,871 kW ve 0,508–1,755 kW aralığındadır. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için ekserji yıkımları yakın

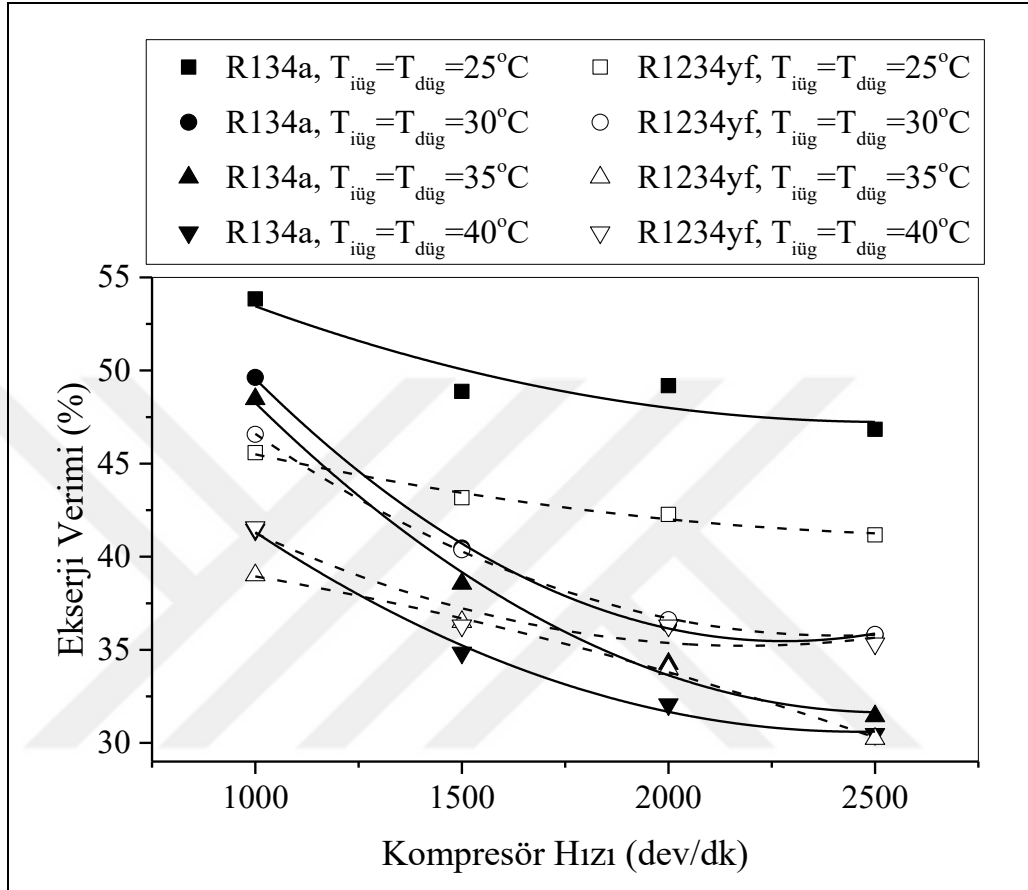
değerlerdedir. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak R1234yf'li sistem, R134a'lı sisteme kıyasla %0,4 daha az ekserjiyi yok etmiştir.



Şekil 5.30. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ve R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi

İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında değişken kapasiteli kompresörle soğutma modunda çalışan deneysel sistemin ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi, Şekil 5.31'de gösterilmiştir. Artan kompresör hızı ile kompresör basınç oranının ve kompresör çıkış sıcaklıklarının artmasına bağlı olarak yok edilen ekserji artmakta ve ekserji verimi hızla düşüş göstermektedir. Şekil 5.25'te verilen kompresör gücü grafiğinde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarına kazandırılan gücün 25–25°C iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarında aynı olmasına karşın Şekil 5.30'da görüldüğü gibi R134a soğutucu akışkanı ile çalıştırılan sistemin toplam ekserji yıkımının R1234yf'e göre daha az olması, R134a soğutucu akışkanının aynı hava akımı sıcaklığı için ekserji veriminin %53,8–48,8 değer aralığında en yüksek değerler olmasına yol açmaktadır. Hava akımı sıcaklıklarının yükselmesi ile R134a soğutucu akışkanının ekserji verimi, R1234yf soğutucu akışkanının kullanılmasına göre hızlı bir düşüş göstermiştir. R134a ve R1234yf için ekserji verimleri sırasıyla %30,5–53,8 ve %30,2–

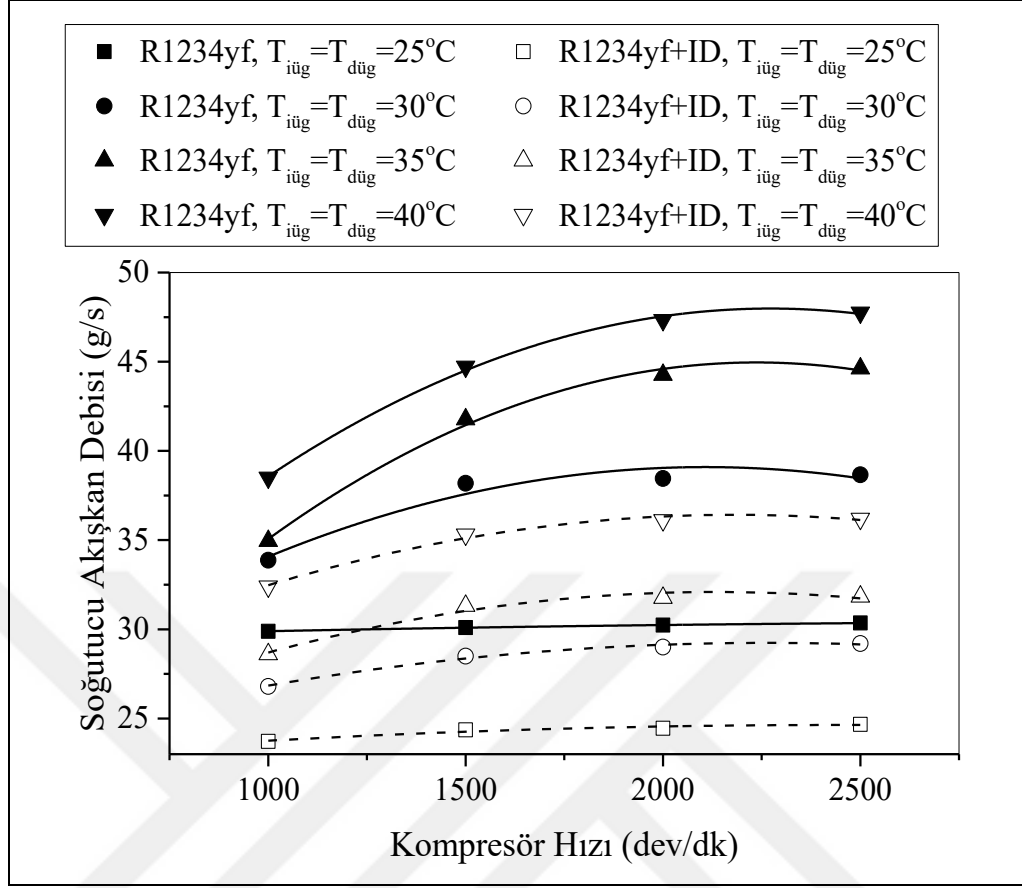
46,6 aralığındadır. İç ve dış ünite en düşük hava akımı sıcaklığı hariç, yapılan diğer testlerin ortalaması olarak R1234yf soğutucu akışkanının ekserji verimi, R134a'ya göre %5,8 daha düşüktür.



Şekil 5.31. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi

5.2.2. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için performans analizi sonuçları

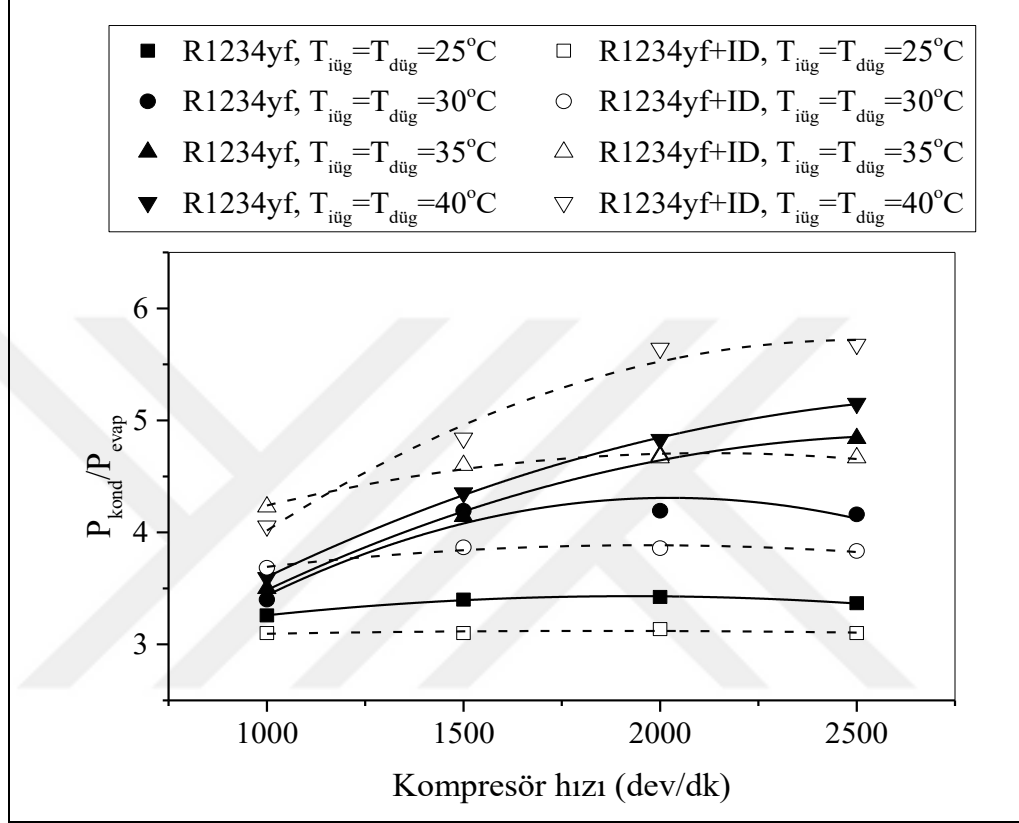
R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanıldığı soğutma modu testlerinde R1234yf'nin R134a'ya göre daha düşük performans değerlerine sahip olduğu, yukarıdaki şekillerde görülmektedir. İç ID'nin bu performans değerlerine nasıl etki edeceğini görmek için ID devreye alınmış ve benzer performans testleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar Şekil 5.32–5.42 arasında gösterilmiştir.



Şekil 5.32. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızı ile değişimi

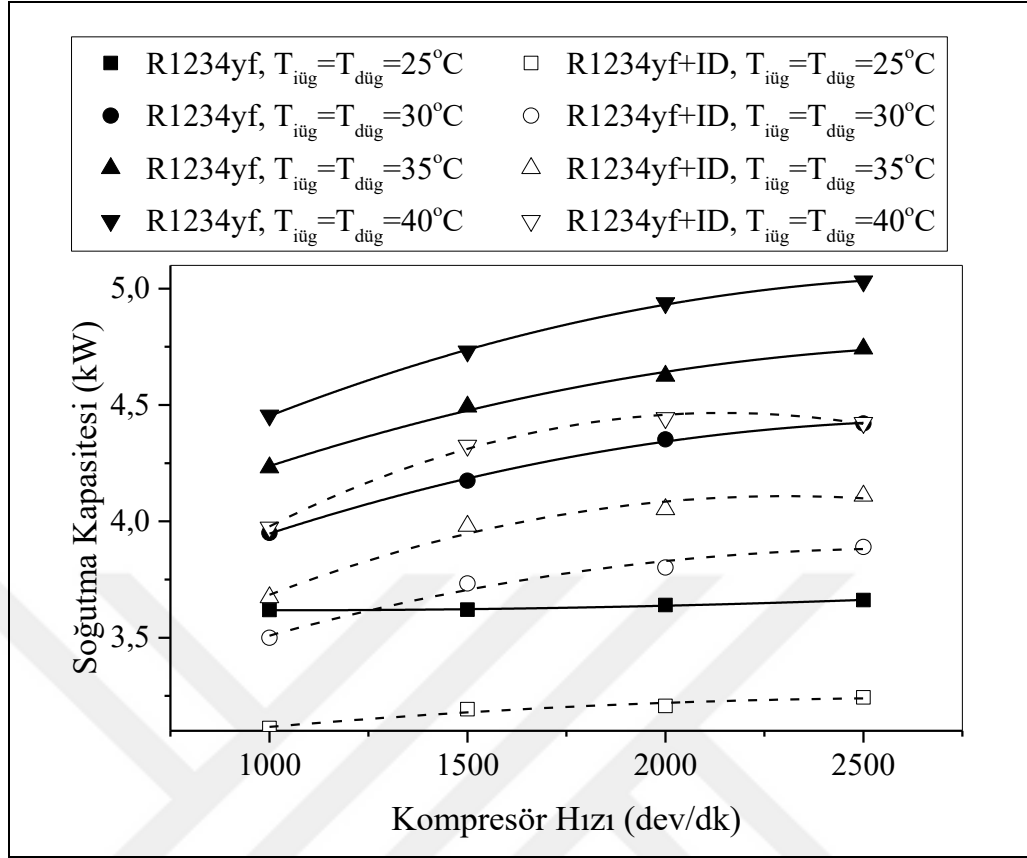
R1234yf soğutucu akışkanı için iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında iç ısı değiştiricisinin devreye alınması sonucu soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi Şekil 5.32'de gösterilmiştir. İç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıkları ile kompresör hızının artması ile kütleli debi de artmaktadır. Şekil 5.22'de olduğu gibi kompresör hızındaki artış soğutucu akışkan kütleli debisi hızlı bir şekilde artsa da yükselen kompresör basınç oranı nedeniyle kompresörün hacimsel verimi azalmakta, bu nedenle kütleli debinin artış hızı azalmaktadır. Ayrıca R1234yf'nin kütleli debisi 29,89–47,75 g/s aralığında değişirken ID'nin devreye alınması ile 23,72 – 36,21 g/s aralığında değişmiştir. ID'nin devreye alınması ile sistemde dolaşan R1234yf soğutucu akışkan kütleli debisi, tüm testlerin ortalaması olarak %22,4 daha azalmıştır. Bu azalışa ID'nin devreye alınması ile kompresör girişindeki soğutucu akışkan sıcaklığının artmasından kaynaklanan yoğunluk azalması yol açmaktadır. Bu durumda kompresörden geçen soğutucu akışkanın debisi düşmektedir. Ayrıca

değişken kapasiteli kompresörün sistemde dolaşan akışkanın debisini evaporatör basıncı sabit kalacak şekilde devirden bağımsız olarak ayarlaması, özellikle düşük giriş sıcaklıklarında artan kompresör hızına karşın kütleli debinin hemen hemen sabit kalmasını sağlamıştır.



Şekil 5.33. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için basınç oranının kompresör hızı ile değişimi

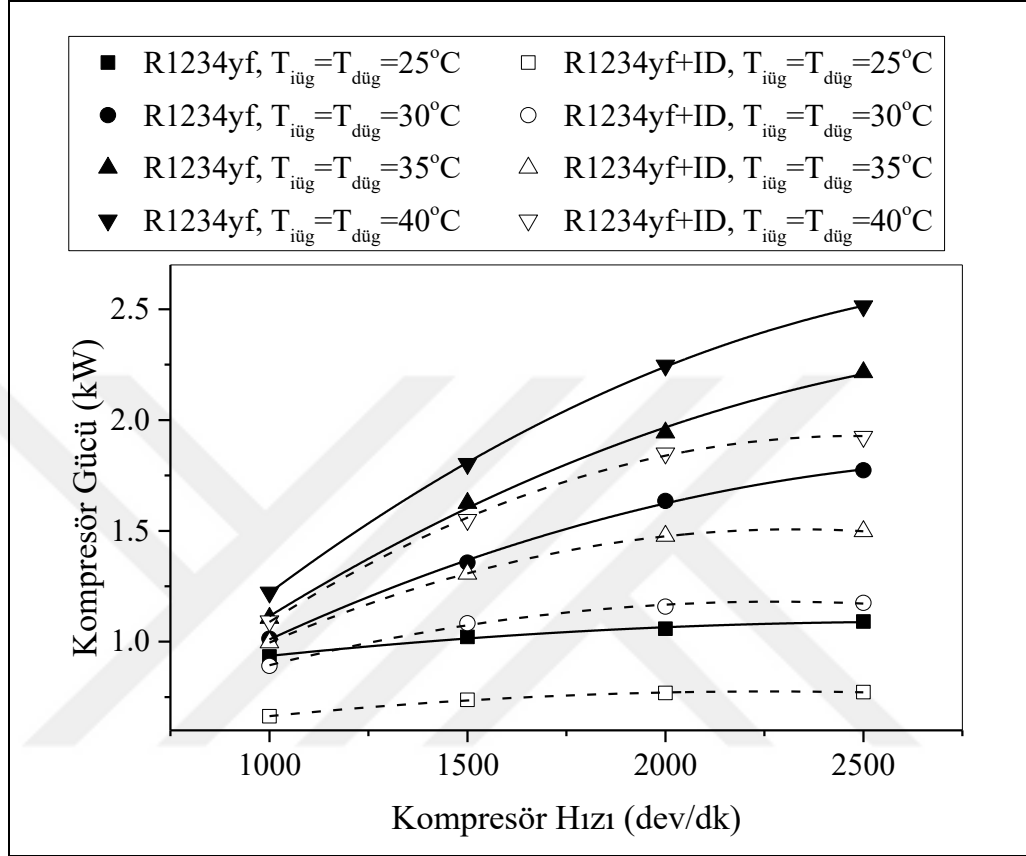
İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında, kompresör çıkış ve giriş basınç oranının ID'li ve ID'siz sistemde kompresör hızı ile değişimi, Şekil 5.33'te gösterilmiştir. Düşük iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin artışına karşılık basınç oranında çok fazla bir değişim gözlenmezken yükselen iç–dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları ve artan kompresör devri ile kompresör basınç oranında önemli bir artış görülmektedir. Sistemin ID'li ve ID'siz çalışma durumuna ait kompresör basınç oranları sırası ile 3,26–5,15 ve 3,10–5,68 aralığındadır. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak ID'li sistem ID'siz sisteme oranla %2,4 daha yüksek basınç oranına sahiptir.



Şekil 5.34. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi

İklimlendirme sisteminin soğutma kapasitesinin iç ve dış ünite giriş hava akım sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında ID'nin devrede olup olmamasına bağlı olarak kompresör devri ile değişimi Şekil 5.34'te gösterilmiştir. Sistemde ID'nin devrede olmadığı ve devreye alındığı durumlarda soğutma kapasitesinin sırası ile 3,618–5,031 kW ve 3,112–4,443 kW aralığında olduğu belirlenmiştir. Artan kompresör hızı ve iç–dış ünite hava akımı giriş sıcaklıkları ile soğutma kapasitesi, ID'nin devrede olup olmadığı her iki durumda da bir miktar artış göstermiştir. Fakat, 25–25°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör hızları artmasına rağmen her iki durumda soğutma kapasitesinde önemli bir artış görülmemiştir. Bu artışların miktarları Şekil 5.31'deki soğutucu akışkan kütleli debilerindeki değişikliklerle paralellik göstermektedir. ID'nin devreye alınması sonucu soğutma kapasitesinde artış beklenirken aksi yönde düşüş olduğu görülmektedir. Bu duruma sebep olarak soğutucu akışkan debisindeki azalma gösterilebilir. Soğutma kapasitesi kompresör hızıyla birlikte genellikle artan soğutucu akışkan kütleli debisi ile doğru orantılı olup evaporatördeki ısı transferi, evaporatör girişindeki hava akımı

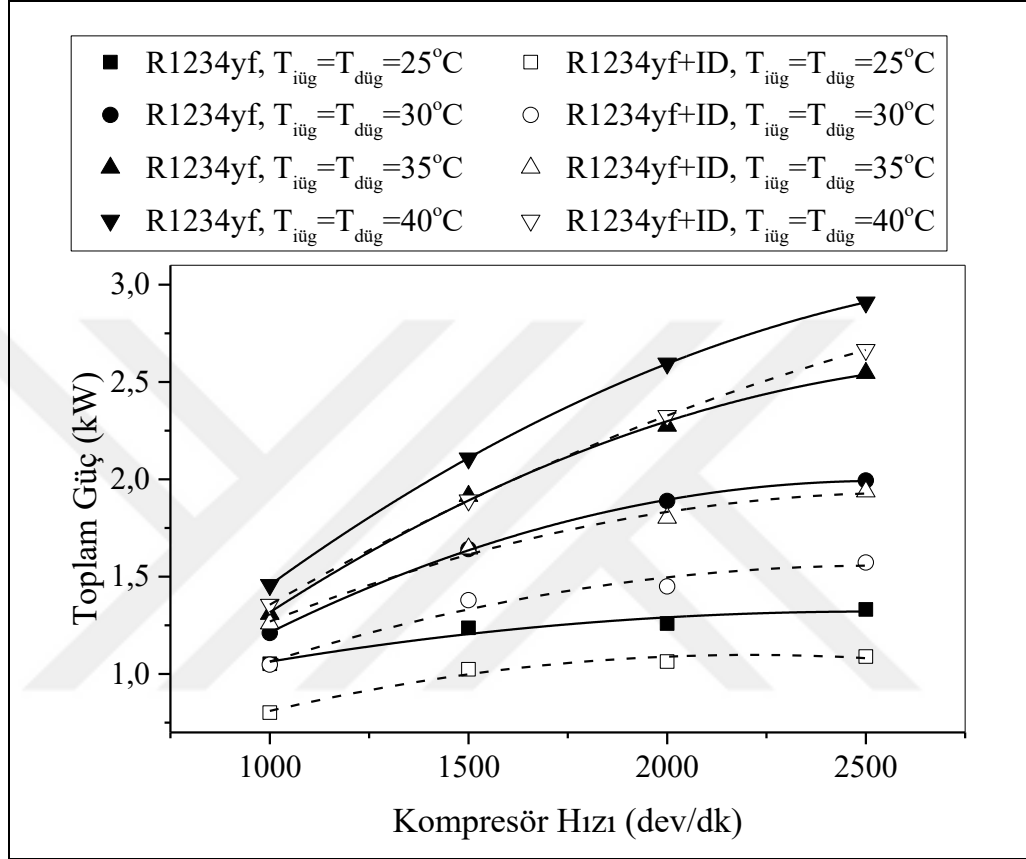
sıcaklığının artması ile iyileşmekte ve bu sebeple soğutma kapasitesi de artmaktadır. Tüm testlerin ortalaması olarak R1234yf için ID'nin devreye alınması durumunda ID'nin devre dışı olduğu duruma göre soğutma kapasitesi %13,2 daha azdır.



Şekil 5.35. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi

İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı deneylerde ID'nin devrede olup olmadığı durumlara göre soğutucu akışkana verilen kompresör gücünün kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.35'te verilmiştir. Kompresör gücü, ID'nin devrede olduğu ve olmadığı her iki durumda da artan kompresör hızıyla iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları ile artmaktadır. Kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkanın kütleli debisi ve basınç artış oranı, kompresör hızının artması ile yükselmekte ve dolayısıyla kompresör gücünün de büyümesine neden olmaktadır. Öte yandan, artan hava giriş sıcaklıkları kompresör basınç oranını arttırmakta ve böylece daha yüksek kompresör güçlerine neden olmaktadır. R1234yf için ID'nin devre dışı ve devrede olduğu durumlarda kompresör güçleri sırası ile 0,933–2,514 kW ve 0,663–

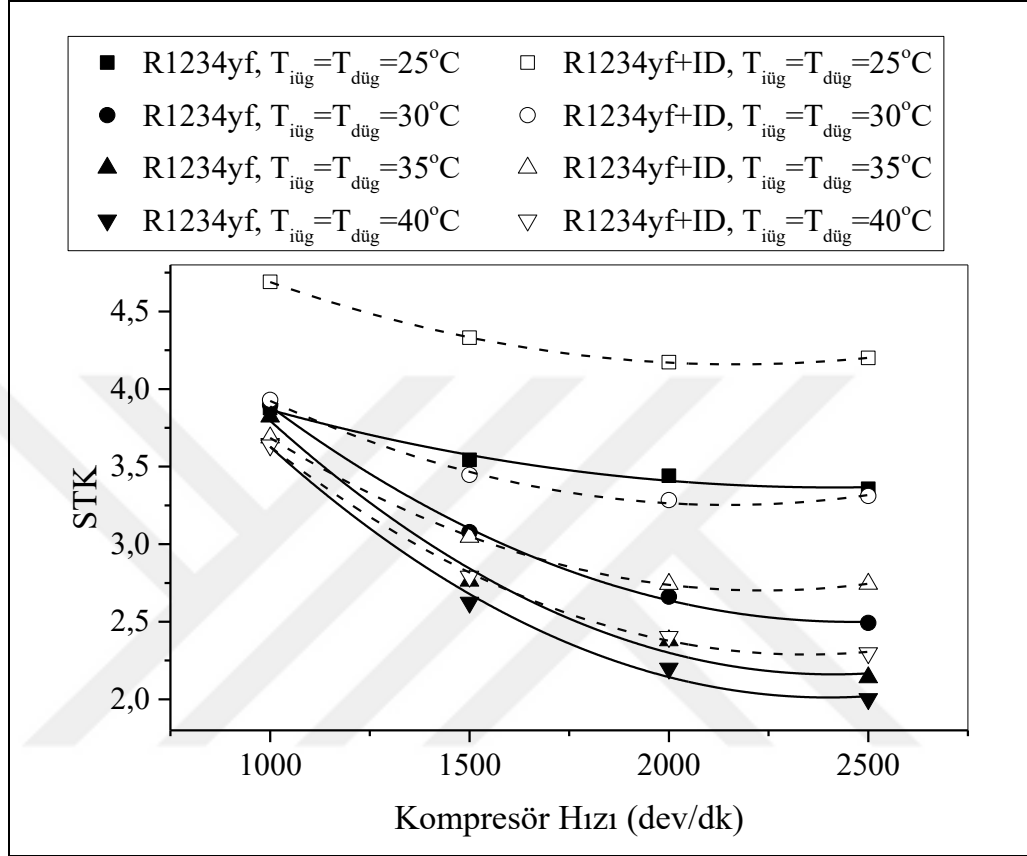
1,924 kW aralığındadır. Şekil 5.29’da görüldüğü gibi soğutucu akışkan debisinin ID’nin devreye alınmasıyla düşmesi, kompresör güçlerinin de düşmesine sebep olmuştur. Sonuç olarak, tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, ID’in devreye alınması ile kompresör gücünde %22,9 düşüş gerçekleşmektedir.



Şekil 5.36. Soğutma modunda çalışan DKK’lı deneysel sistemde ID’li ve ID’siz durumlarda R1234yf için toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi

Şekil 5.36’da iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında kompresörün soğutucu akışkana kazandırdığı güçle birlikte sistemin düzenli bir şekilde çalışmasını sağlayan yardımcı elemanların tükettikleri güçlerin bir araya getirildiği toplam güç değerlerinin kompresör devri ile değişimleri gösterilmiştir. Toplam güç tüketimi, Şekil 5.35’e benzer şekilde kompresör devri ve iç–dış ünite hava akımlarının giriş sıcaklıkları ile artmaktadır. R1234yf için ID’nin devre dışı ve devrede olduğu durumlarda toplam güç tüketimleri sırası ile 1,052–2,909 kW ve 0,801–2,665 kW aralığındadır. Artan kompresör devriyle hareketli bağlantı elemanlarının sürtünme kayıpları arttığı için her iki soğutucu akışkanda da toplam güç tüketimleri bir miktar daha artış göstermektedirler. Ancak,

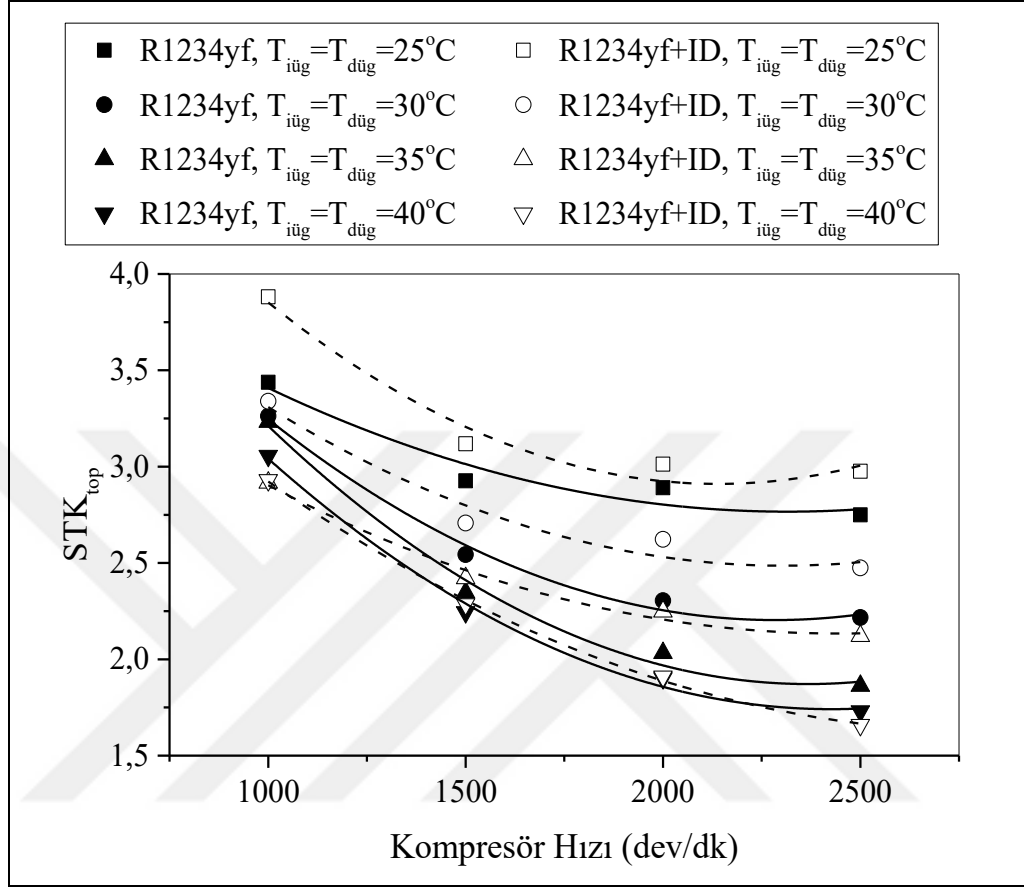
ID'nin devreye alınması ile aynı iç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıkları için toplam güç tüketiminde azalma olduğu görülmektedir. Bu azalma tüm testlerin ortalaması olarak %19,9 olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.37. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi

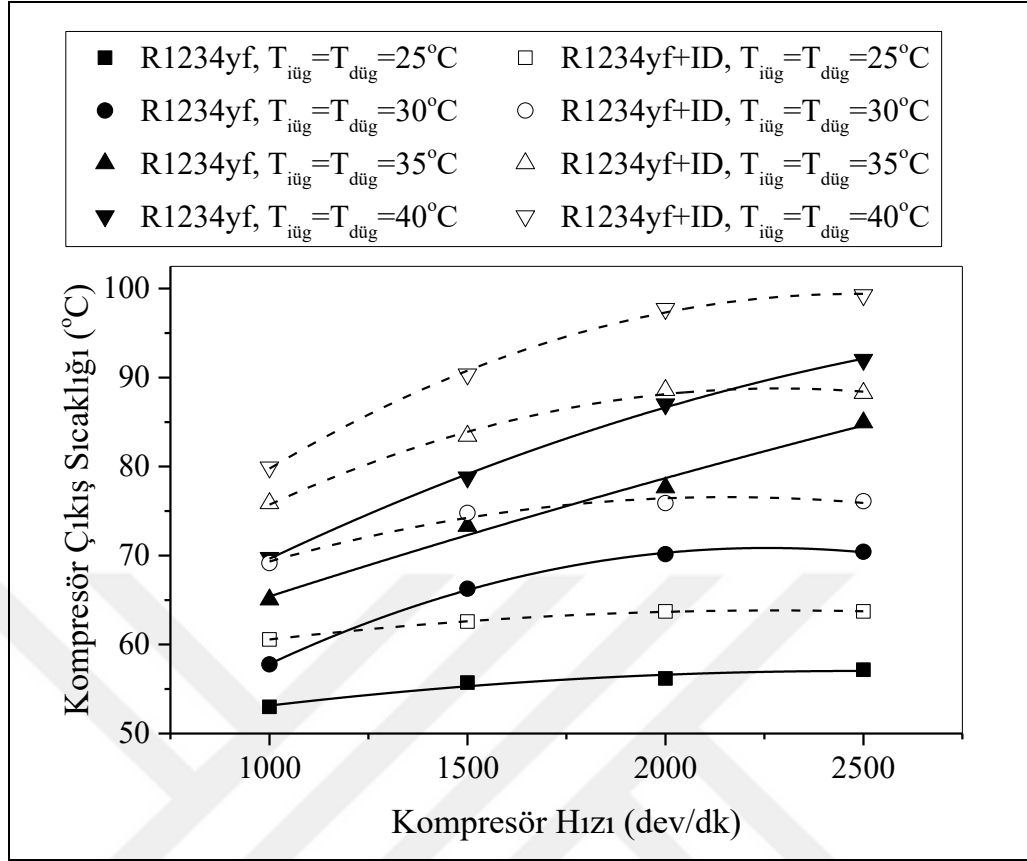
Şekil 5.37'de, iç ve dış ünite hava akımlarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklıklarda olması durumu için R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı ID'li ve ID'siz sistemde soğutma tesir katsayılarının kompresör hızı ile değişimi gösterilmektedir. Şekilde, iç ve dış hava akımlarının sıcaklıklarındaki yükselme ile kompresör hızındaki artış sonucu *STK*'nın, ID'nin devrede olduğu ve olmadığı her iki durumda da azaldığı görülmektedir. Soğutma kapasitesindeki artış, kompresör gücündeki artışa oranla daha yavaş olduğu için *STK* değerleri artan kompresör devirleri ile hızlı bir şekilde azalmıştır. R1234yf için ID'nin devre dışı ve devrede olduğu durumlarda *STK* değerleri sırası ile 2,01–3,89 ve 2,29–4,69 aralığındadır. ID'nin devrede olduğu testlerde kompresörün R1234yf akışkanına daha düşük güç aktarmasından dolayı bütün testlerin ortalaması olarak ID'nin devrede olduğu sistemin

STK 'sının, ID'in devre dışı olduğu sisteme göre %12,4 daha yüksek olduğu belirlenmiştir.



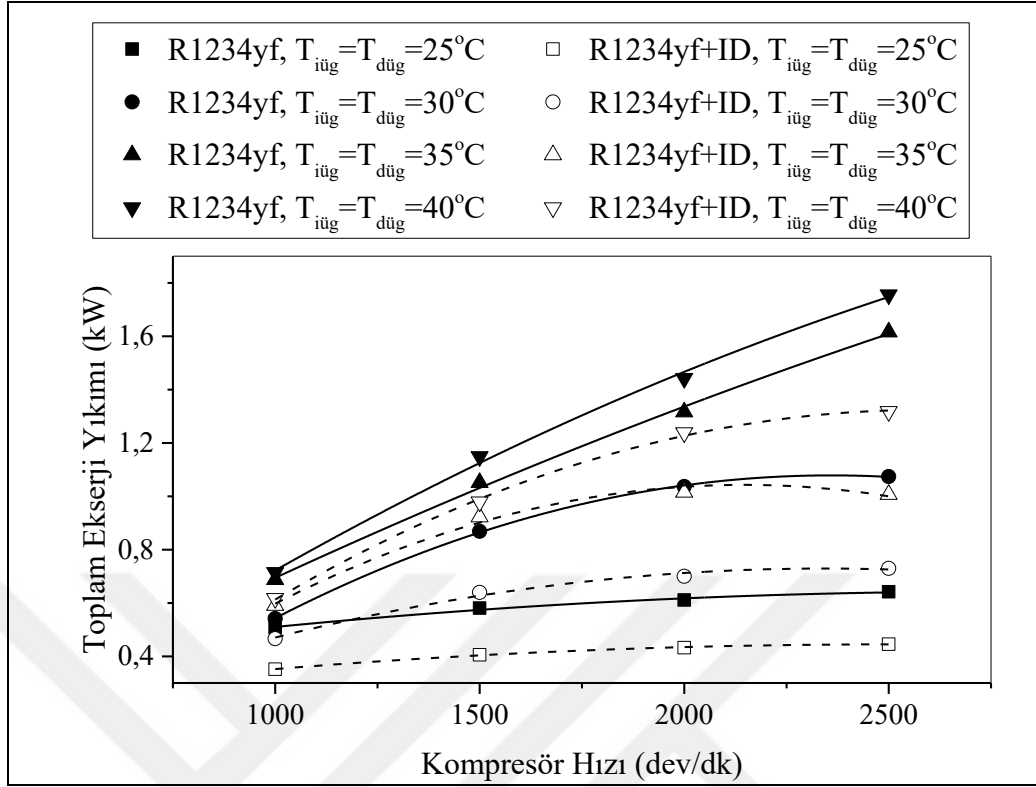
Şekil 5.38. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi

Şekil 5.38'de, iç ve dış ünite giriş hava akımlarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklıklarda olması durumunda, R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı ID'li ve ID'siz sistemde toplam güç tüketimine göre soğutma tesir katsayılarının kompresör hızı ile değişimi gösterilmektedir. Şekil 5.37'de gösterilen soğutma tesir katsayısının değişimine benzer şekilde STK_{top} da kompresör hızının artması ile toplam güç tüketiminin soğutma kapasitesinden daha hızlı yükselmesi nedeni ile hızlı bir şekilde düşmektedir. R1234yf için ID'nin devre dışı ve devrede olduğu durumlarda STK_{top} sırası ile 1,73–3,44 ve 1,66–3,88 aralığındadır. ID'nin devre dışı olduğu durumdaki STK_{top} değerinin, ID'nin devrede olduğu duruma göre bütün testlerin ortalaması olarak %4,4 daha yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.39. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi

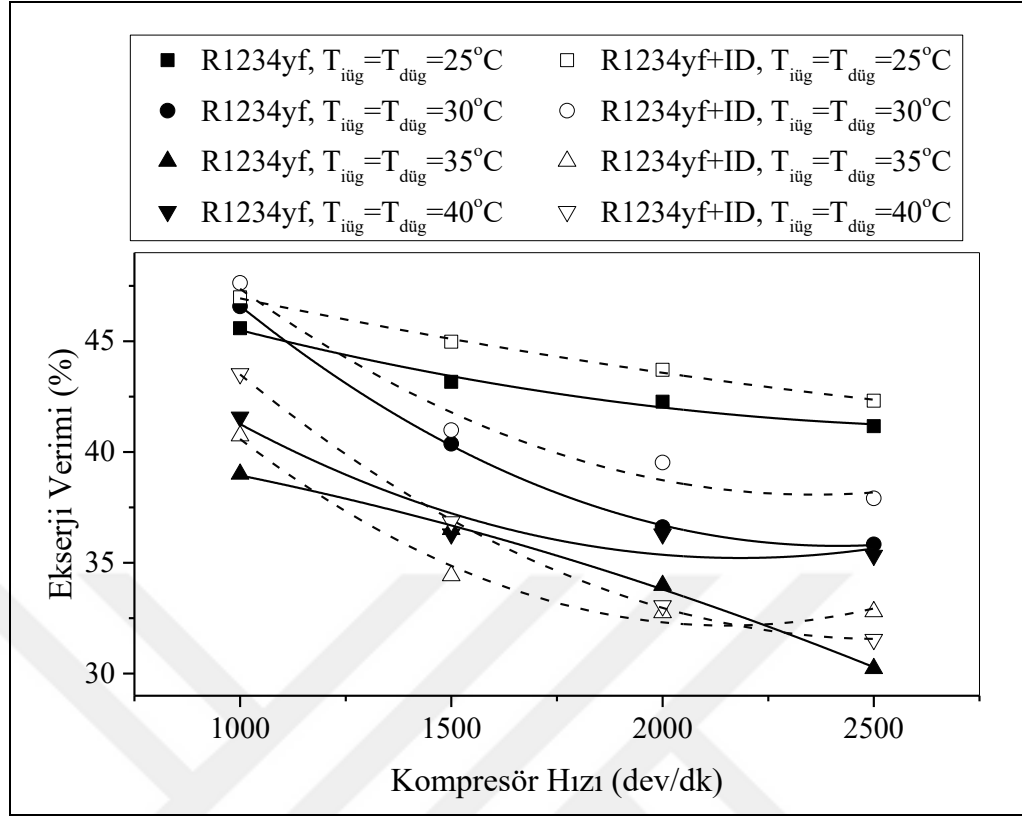
İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda kompresörden çıkan R1234yf soğutucu akışkan sıcaklıklarının ID'li ve ID'siz sistemde kompresör hızı ile değişimi, Şekil 5.39'da gösterilmiştir. Kompresör hızı ve iç–dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarının yükselmesiyle birlikte soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklıklarının da arttığı görülmektedir. R1234yf için ID'nin devre dışı ve devrede olduğu durumlarda soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı sırası ile 53,1–92,1°C ve 60,6–99,3°C aralığındadır. ID'nin devreye alınması ile bütün testlerin ortalaması olarak kompresör çıkış sıcaklığının ID'nin devre dışı olması durumuna göre 8,4°C daha yüksek olduğu belirlenmiştir. ID'nin devreye alınması ile kompresör çıkış sıcaklıklarının artmasının sebebi, soğutucu akışkan debisinin azalması nedeniyle kompresörde verilen gücün kompresör çıkışında daha fazla sıcaklık artışına neden olmasıdır. Ayrıca, ID kullanıldığında kompresöre daha yüksek sıcaklıkta giren soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı da yüksek olmaktadır.



Şekil 5.40. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi

Değişken kapasiteli kompresörle soğutma modunda çalışan sistemde iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumlarında R1234yf soğutucu akışkanı için ID'nin devreye alınması sonucunda toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi Şekil 5.40'ta gösterilmiştir. Kompresör devrinin artması ile sistemin tüm bileşenlerinde ekserji yıkımı artmaktadır. Fakat ID'nin devreye alınması ile kompresör çıkış sıcaklıklarının ortalama olarak 8,6°C'lik artış olmasına karşın soğutucu akışkan debisinin ortalama %22,4 azalma göstermesi, toplam ekserji yıkımını azaltmıştır. Ayrıca artan kompresör hızıyla artan basınç oranı, kompresörde ve TXV'de daha fazla ekserji yıkımına neden olmaktadır. R1234yf ile çalıştırılan sistemde ID devre dışı ve devrede iken toplam ekserji yıkımı sırasıyla 0,508–1,755kW ve 0,352–1,318 kW aralığındadır. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, R1234yf'li sistem, ID'nin devreye alınması ile %24,1 daha az ekserjiyi yok etmiştir.

İç ve dış hava akımı sıcaklıklarının 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olduğu durumda R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı ID'li ve ID'siz sistemde ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi, Şekil 5.41'de gösterilmiştir.

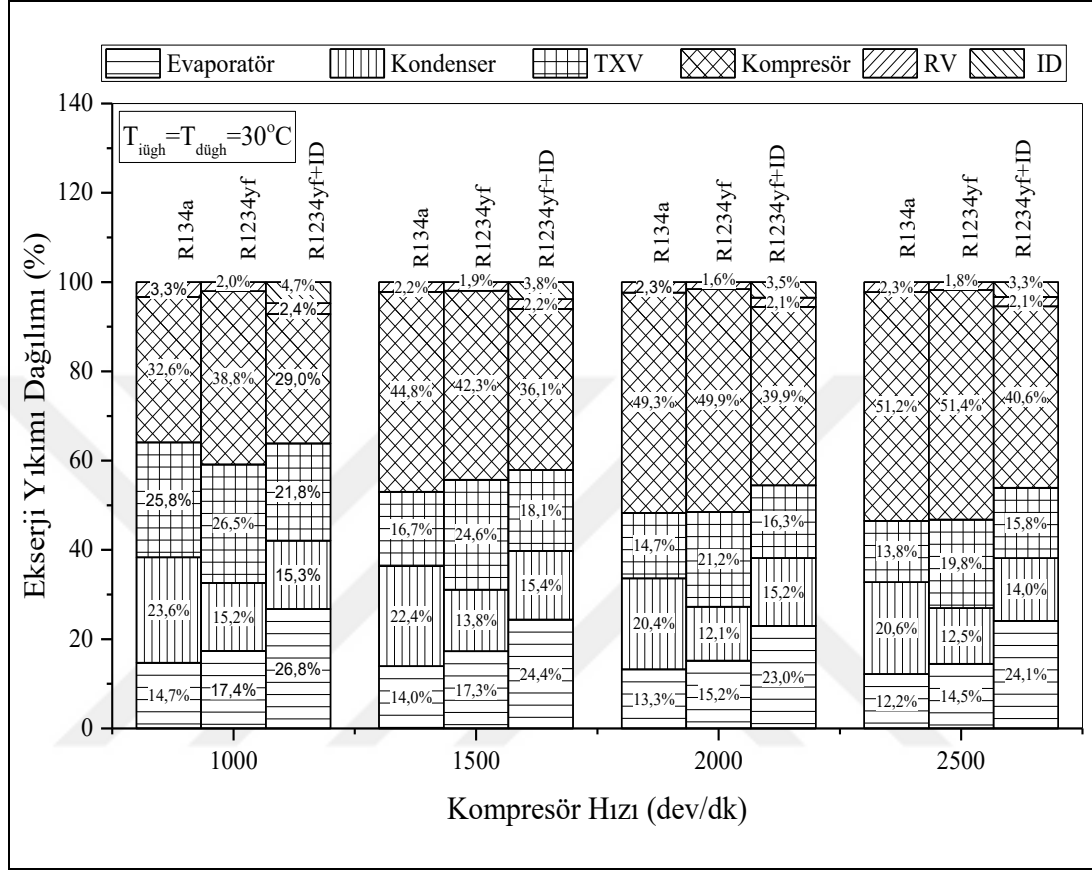


Şekil 5.41. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi

Ekserji verimi, R1234yf için ID'nin devre dışı ve devrede olduğu durumlarda %30,2–46,6 ve %31,5–47,6 aralığında çıkmaktadır. R1234yf için tüm ekserji verimi değerlerinin ortalaması olarak, ID'nin devreye alınması ile ekserji verimi ID'nin devre dışı olduğu duruma göre %2,5 daha yüksek çıkmıştır. Düşük iç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarında ID kullanımı ekserji verimini arttırırken, yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında ID'nin ekserji verimine iyileştirme yönünde bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Şekil 5.31'dekine benzer şekilde kompresör hızının artması ile ekserji veriminde hızlı bir düşüş olduğu anlaşılmaktadır.

DKK'nın kullanıldığı soğutma sisteminde sistemi oluşturan elemanların ekserji yıkımındaki rollerini göstermek amacı ile iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarının 30–30°C olduğu durumda R134a, R1234yf ve R1234yf'li sistemde ID'nin devreye alınması ile ortaya çıkan yüzdesel ekserji yıkımı dağılımı, Şekil 5.42'de gösterilmiştir. Evaporatör, kondenser, TXV, kompresör, RV ve ID'nin ekserji yıkımındaki rolleri incelendiğinde, her devirde en yüksek ekserji yıkım yüzdesinin kompresöre ait olduğu belirlenmiştir. Kompresör hızının artması ile volümetrik ve izentropik verimin

azalması, sürtünmelerin ve kompresör çıkış sıcaklıklarının artması sonucunda değişken kapasiteli kompresörün ekserji yıkımında üstlendiği rolün arttığı gözlemlenmiştir.



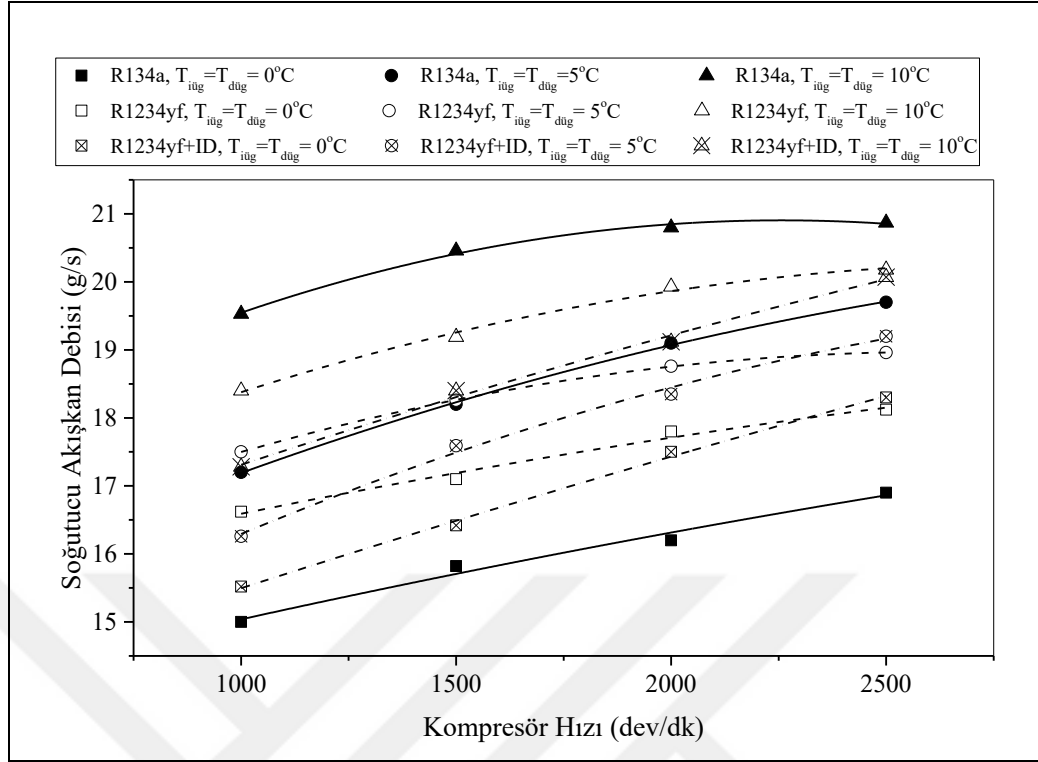
Şekil 5.42. Soğutma modunda çalışan DKK'lı deneysel sistemde R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için sistem bileşenlerindeki ekserji yıkımı dağılımının kompresör hızı ile değişimi

Buna karşın artan kompresör devri ile evaporatörün, kondenserin, TXV'nin ve ID'nin ekserji yıkımında üstlendiği rol giderek azalmaktadır. Tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda, R134a'ya göre kondenserde %38,4 ve dört yollu valfte %27,7 daha az ekserji yıkımı elde edilirken; TXV'de 29,7, evaporatörde %18,8 ve kompresörde %2,5 daha fazla ekserji yıkımı elde edilmiştir. ID'li R1234yf'nin kullanıldığı soğutma sistemi ise R134a'ya göre tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, kondenserde %31,1, kompresörde %18,2 ve dört yollu valfte %12,9 daha az ekserji yıkımı sağlarken; TXV'de %1,4 ve evaporatörde %81,4 daha fazla ekserji yıkımı yüzdesi sağlamıştır. ID'nin sistemde üstlendiği ekserji yıkımı, tüm testlerin ortalaması olarak %3,8'dir.

6. ISI POMPASI MODUNDA ÇALIŞTIRILAN DENEYSEL TAŞIT İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ SONUÇLARI

Isı pompası modunda çalıştırılan otomotiv iklimlendirme sisteminde önceki bölümlerde bahsedildiği gibi R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarıyla sabit kapasiteli kompresör için farklı devir ve iç-dış ünite hava akımı sıcaklıklarında iç ısı değiştiricisinin (ID) etkisi de değerlendirilerek deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Değişken kapasiteli kompresörde kapasite kontrol sistemi kompresör emiş basıncını belirli bir değerin altına düşürmemesi nedeniyle soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı yaklaşık -2°C 'nin altına inmediğinden, kış şartlarında dış üniteden geçen hava akımından yeterli miktarda ısı çekmesi mümkün olmamaktadır. Bu sebepten dolayı çalışmada, değişken kapasiteli kompresör ile ısı pompası deneyleri gerçekleştirilememiştir. Isı pompası deney verileri önceki bölümlerde verilen eşitlikler ve yöntemlerle analiz edilerek ısı pompası sisteminin soğutucu akışkan debileri, ısıtma kapasiteleri, akışkana aktarılan güç (kompresör gücü), sistemin tükettiği toplam güç, ısıtma tesir katsayısı (ITK), ısıtma kapasitesinin tüketilen toplam güce oranı (ITK_{top}), kompresör çıkış sıcaklıkları ve şartlandırılmış hava sıcaklıkları gibi parametrelerin kompresör hızına göre değişimleri grafikler halinde ilerleyen bölümlerde sunulmuştur. Devamında, ısı pompası sisteminin önceki bölümlerde verilen ekserji denklemleri yardımı ile ekserji analizleri gerçekleştirilmiş ve grafiklerle sunulmuştur.

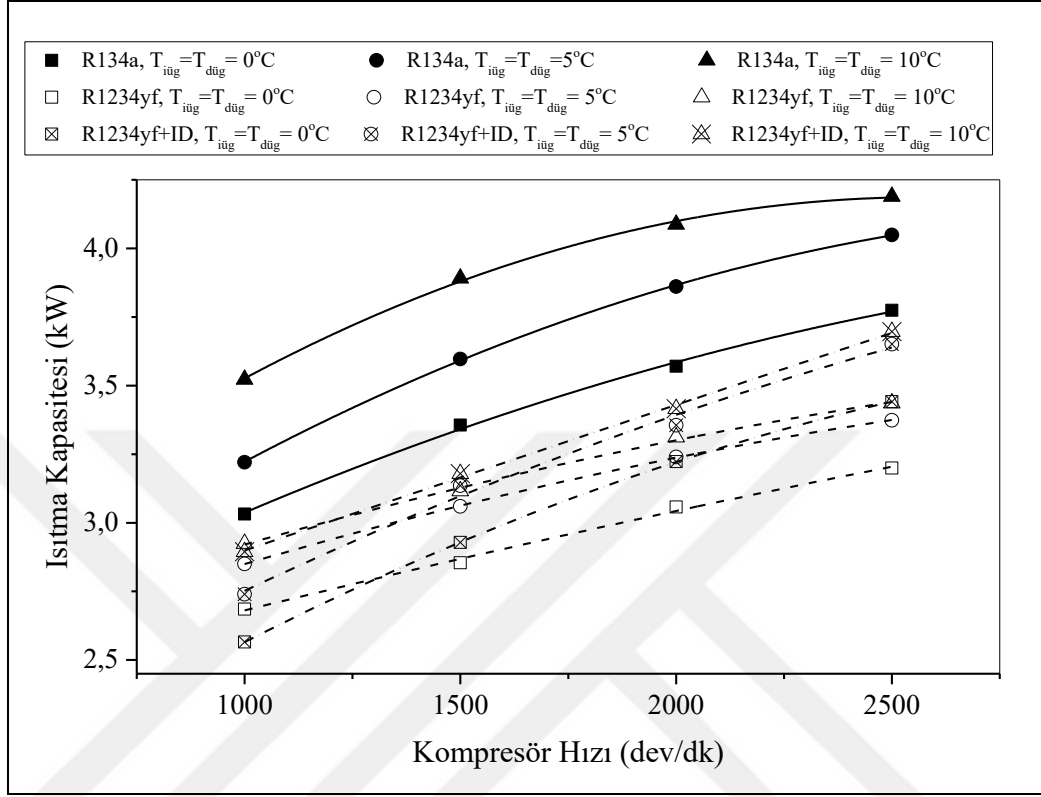
İç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarının $0-0^{\circ}\text{C}$, $5-5^{\circ}\text{C}$ ve $10-10^{\circ}\text{C}$ olduğu, R134a, R1234yf ve R1234yf'li sistemde ID'nin devreye alınması durumlarında soğutucu akışkan debisinin kompresör hızı ile değişimi Şekil 6.1'de verilmiştir. Soğutma modunda gözlemlendiği gibi kompresör hızının artması ve iç-dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarındaki artışla birlikte kütleli debi de artış göstermektedir.



Şekil 6.1. Isı pompası modunda R134a ile ID’li ve ID’siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızı ile değişimi

Dış ünite giriş hava akımı sıcaklığının yükselmesi soğutucu akışkan kütleli debisini arttırmaya rağmen iç ünite giriş hava akımı sıcaklığının yükselmesi kütleli debiyi düşürür. Her iki hava akımı sıcaklığının aynı anda yükselmesi sonucunda dış üniteye hava sıcaklığının artışı baskın gelmekte ve kütleli debi artmaktadır. Kompresör hızındaki artışa karşılık soğutucu akışkan debisindeki yükseliş, soğutma testlerindeki kadar yüksek oranda olmamaktadır. Bunun sebebi, dış üniteye bulunan ve normalde kondenser olarak görev yapması gereken elemanın evaporatör olarak görev yapması nedeniyle düşük buharlaşma sıcaklıklarında evaporatör yüzeylerinde görülen ve hava içinden yoğuşan nemden kaynaklanan donmadır. Kanatçık yüzeylerinde oluşan donma, evaporatörün ısı çekme kabiliyetini ciddi anlamda azaltmaktadır. Bunun sonucu olarak TXV belirli bir kızgınlık derecesi ile çalıştığından daha az soğutucu akışkanının sistemde dolaşmasına izin vermektedir. R134a soğutucu akışkanının kütleli debisi 15,82–20,87 g/s arasında değişmektedir. ID’li ve ID’siz durumlarda ise R1234yf soğutucu akışkanının debisi sırası ile 17,11–20,18 g/s ve 16,42–20,07 g/s olmaktadır. Tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak, R134a’ya göre R1234yf soğutucu akışkanının debisi %0,5 daha büyük, ID’nin devreye alındığı durumda ise %2,7 daha düşük çıkmıştır. Bunun sebebi ID’nin devreye alınması durumunda

kompresör giriş sıcaklığı yükselmekte ve soğutucu akışkanın yoğunluğu düşmektedir. Bu durumda da belirli bir hacimsel debi için kütleli debide düşme gerçekleşmektedir.

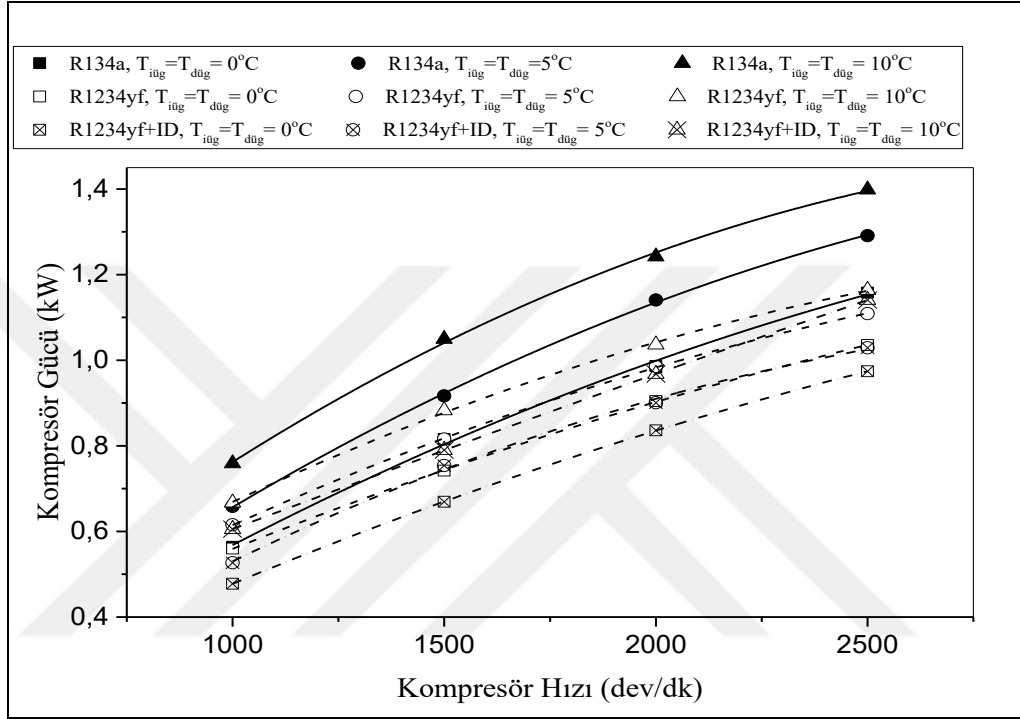


Şekil 6.2. Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ısıtma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi

Isı pompası sisteminde R134a'nın ve R1234yf'nin kullanıldığı, ayrıca R1234yf kullanılırken ID'nin devreye alınması durumlarında iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarının 0–0°C, 5–5°C ve 10–10°C olması durumları için ısıtma kapasitesinin kompresör hızı ile değişimi Şekil 6.2'de gösterilmiştir. Her iki soğutucu akışkanın da önemli ısıtma kapasiteleri sağladığı görülmektedir. R134a, R1234yf ve ID'li R1234yf kullanan sistem, sırası ile 3,032–4,189 kW, 2,685–3,436 kW ve 2,565–3,697 kW aralığında ısıtma kapasitesi sağlamıştır. Fakat bu kapasitenin düşük çevre sıcaklarında sedan bir araç için yeterli olduğu söylenemez. Özellikle tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak R1234yf'nin kullanıldığı durumda R134a'ya göre %19,1 daha az ısı kapasitesi sağlanmıştır. Fakat, ID'li R1234yf'nin kullanılması durumunda R134a'ya göre ısıtma kapasitesinde %15,5 oranında düşüş olduğu görülmüştür.

İki farklı soğutucu akışkanın kullanıldığı ve ID'nin devreye alındığı her üç durumda hem kompresör hızının artması hem de iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının

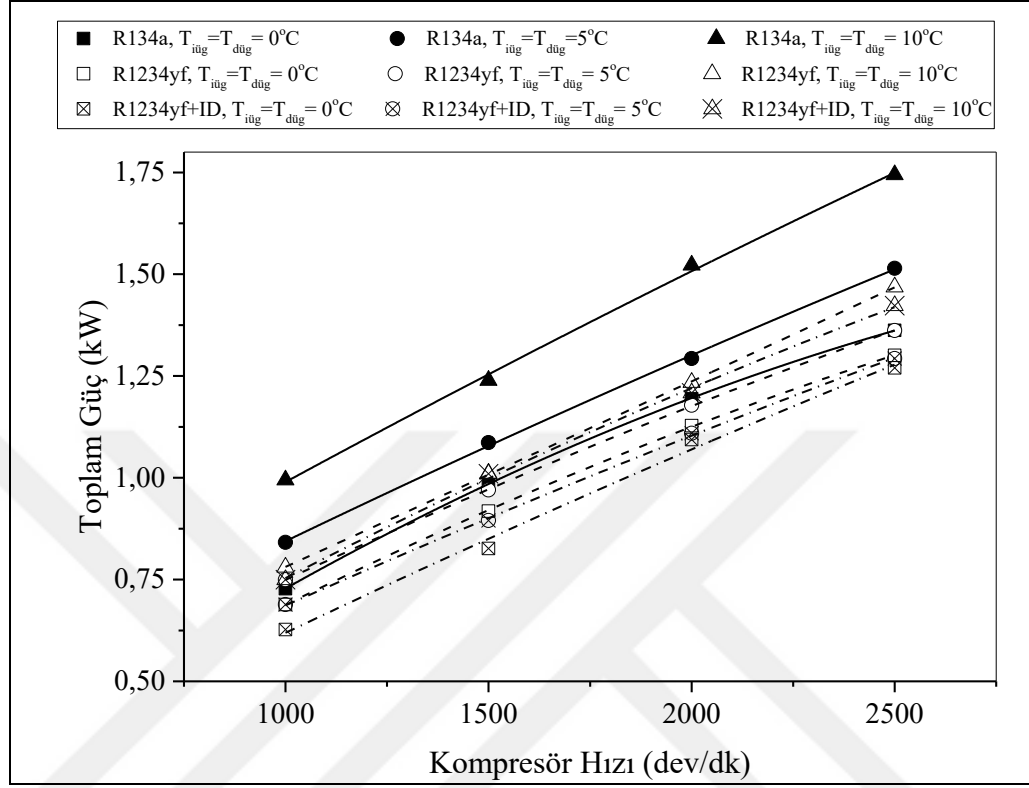
yükselmesi durumunda ısıtma kapasiteleri artmıştır. Kompresör hızının artması soğutucu akışkan debileri artmış ve daha büyük ısıtma kapasitesi elde edilmiştir. Evaporatöre giren havanın sıcaklığı arttıkça soğutucu akışkanın dış ünite hava akımından çektiği ısı miktarı artmaktadır. Böylece kondenserden daha fazla ısıyı iç ünite hava akımına atabilmektedir.



Şekil 6.3. Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkana iletilen gücün kompresör hızı ile değişimi

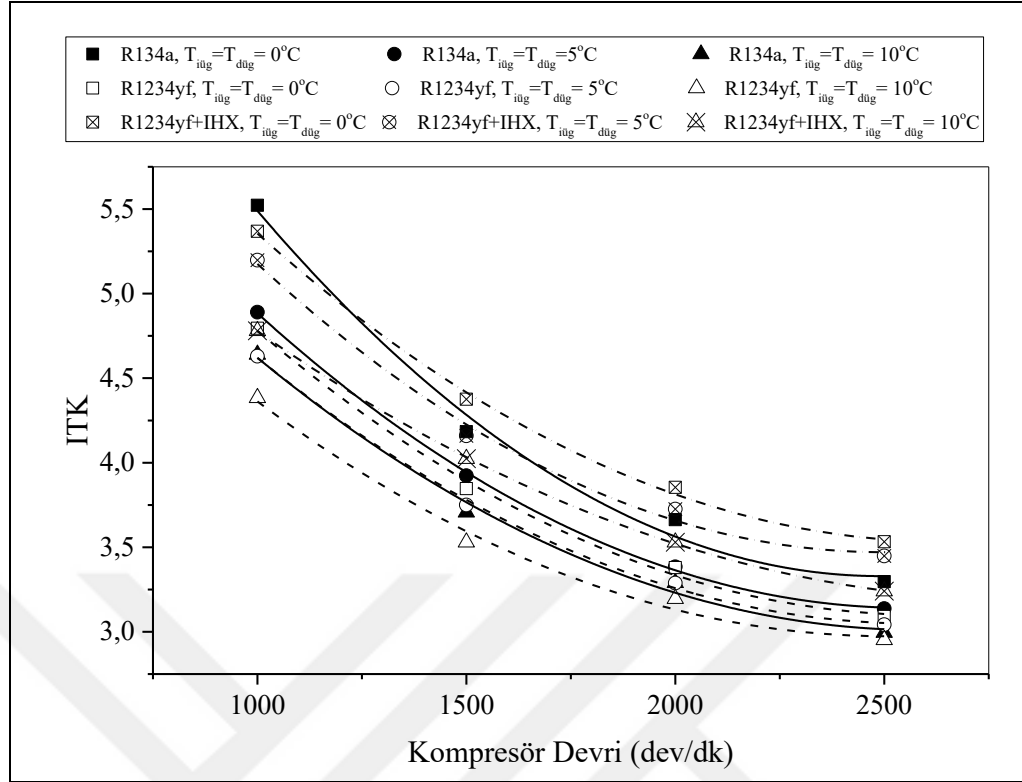
İç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarının 0–0°C, 5–5°C ve 10–10°C olması durumlarında R134a, R1234yf ve ID'li R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanıldığı ısı pompası sisteminde kompresör tarafından soğutucu akışkana kazandırılan gücün kompresör hızı ile değişimi Şekil 6.3'te verilmiştir. Sistemin soğutma modunda çalıştığı durumda kompresör gücündeki değişim eğilimine benzer şekilde ısı pompası olarak çalıştırıldığında da her üç durum için hem iç ve dış ünite hava sıcaklıklarının yükselmesiyle hem de kompresör hızının artmasıyla birlikte kompresör gücü artmaktadır. R134a'nın kompresör gücü 0,564–1,399 kW aralığında değişmektedir. R1234yf ve ID'li R1234yf'nin kullanıldığı sistemde ise kompresör güçleri sırası ile 0,561–1,164 kW ve 0,478–1,141 kW aralığındadır. Bu durumda R1234yf'nin kazandığı güç R134a'ya göre tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak %13,9 daha azdır. ID'nin devreye alınması ile R1234yf soğutucu akışkanına kazandırılan gücün,

R134a'ya göre tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak %23,9 daha düşük olduğu belirlenmiştir.



Şekil 6.4. Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için deneysel sistemin toplam güç tüketiminin kompresör hızı ile değişimi

Şekil 6.4'te iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 0–0°C, 5–5°C ve 10–10°C olması durumlarında kompresörün soğutucu akışkana kazandırdığı güçle birlikte sistemin düzenli bir şekilde çalışmasını sağlayan yardımcı elemanların tükettikleri güçlerin bir araya getirildiği Denklem (4.3)'den yararlanarak hesaplanabilen toplam güç değerlerinin kompresör hızı ile değişimi gösterilmiştir. Şekil 6.3'teki değişime benzer şekilde, kompresör gücünde her üç durum için de iç ve dış giriş hava akımları sıcaklıklarının yükselmesi ve kompresör hızının artması ile toplam güç tüketiminde de artış görülmüştür. R134a, R1234yf ve ID'li R1234yf'nin kullanıldığı sistemde toplam güç tüketimi sırası ile 0,727–1,744 kW, 0,689–1,469 kW ve 0,627–1,423 kW aralığındadır. Bu durumda R1234yf'nin kullanıldığı ısı pompası sisteminde toplam güç tüketimi R134a'ya göre tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak %13,4 daha azdır. ID'nin devreye alınması ile R1234yf'li sistemin tükettiği toplam güç R134a'ya göre tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak %19,1 daha az olduğu belirlenmiştir.

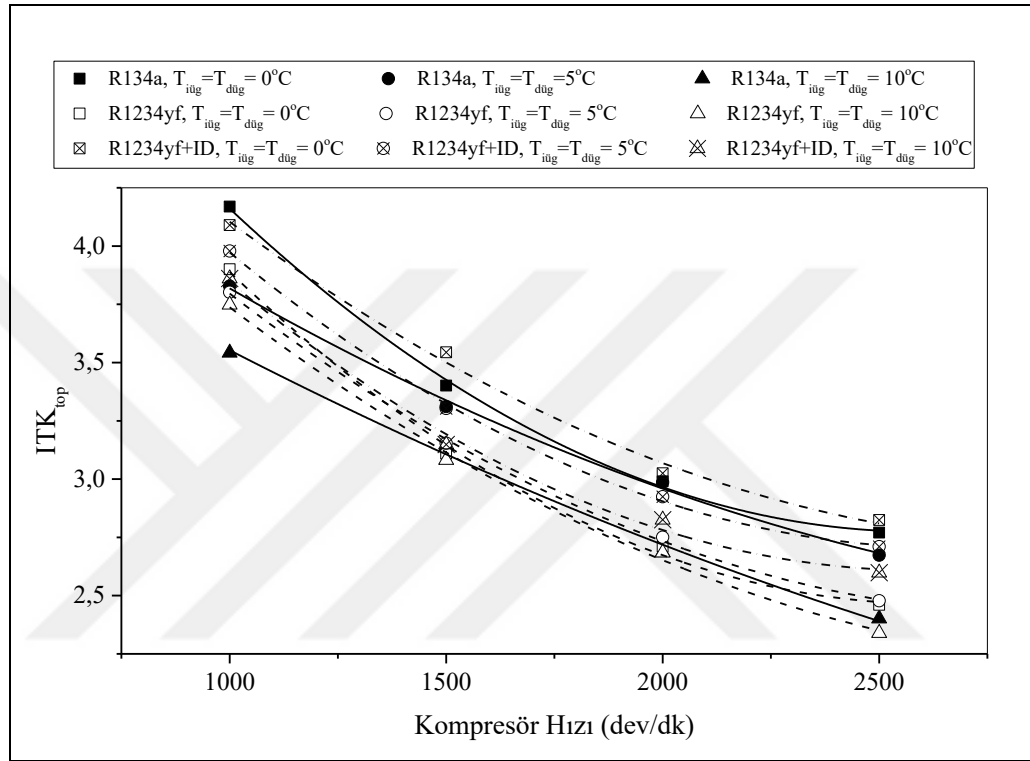


Şekil 6.5. Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ısıtma tesir katsayısının kompresör hızı ile değişimi

Şekil 6.5, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 0–0°C, 5–5°C ve 10–10°C olması durumları için R134a, R1234yf ve ID'li R1234yf'li ısı pompası sisteminde ısıtma tesir katsayısının (*ITK*) kompresör hızı ile değişimi gösterilmiştir. R134a, R1234yf ve ID'li R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanılması durumunda sırası ile 2,99–5,52, 2,95–4,79 ve 3,24–5,37 aralığında *ITK* değerleri elde edilmiştir. Kompresör gücünün, kompresör hızı ve iç–dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları ile ısıtma kapasitesinden daha hızlı artmasından dolayı *ITK* değerleri hızlı bir şekilde azalmaktadır. *ITK* değeri 5. Bölümde bahsedilen *STK* değerinden yüksek çıkmaktadır. Tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak, R1234yf'li sistem, R134a'lı sisteme kıyasla ortalama %6,3 daha düşük *ITK* değeri sağlarken, ID'nin devreye alınması ile R134a'ya göre %5,3 daha büyük *ITK* değeri sağlamıştır. Bu durumda R1234yf'nin ID ile kullanımının *ITK*'yi olumlu yönde etkileyerek performans anlamında avantaj sağladığı görülmektedir.

R134a, R1234yf ve ID'li R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanıldığı, iç ve dış hava akımı sıcaklıklarının 0–0°C, 5–5°C ve 10–10°C olduğu durumlarda ısı pompasının toplam güç tüketimine göre ısıtma tesir katsayısının (*ITK*_{top}) kompresör hızı ile

değişimi Şekil 6.6’da gösterilmiştir. Toplam güç tüketimine göre ITK ’nın hesaplanması, Denklem (4.24)’te belirtilmiştir. Şekil 6.5’te gösterilen ITK ’nın değişimine benzer şekilde ITK_{top} da kompresör hızının artması ile toplam güç tüketiminin ısıtma kapasitesinden daha hızlı yükselmesi nedeni ile hızlı bir şekilde düşmektedir. R134a’nın ITK_{top} değeri 2,41–4,17 aralığında değişmektedir.

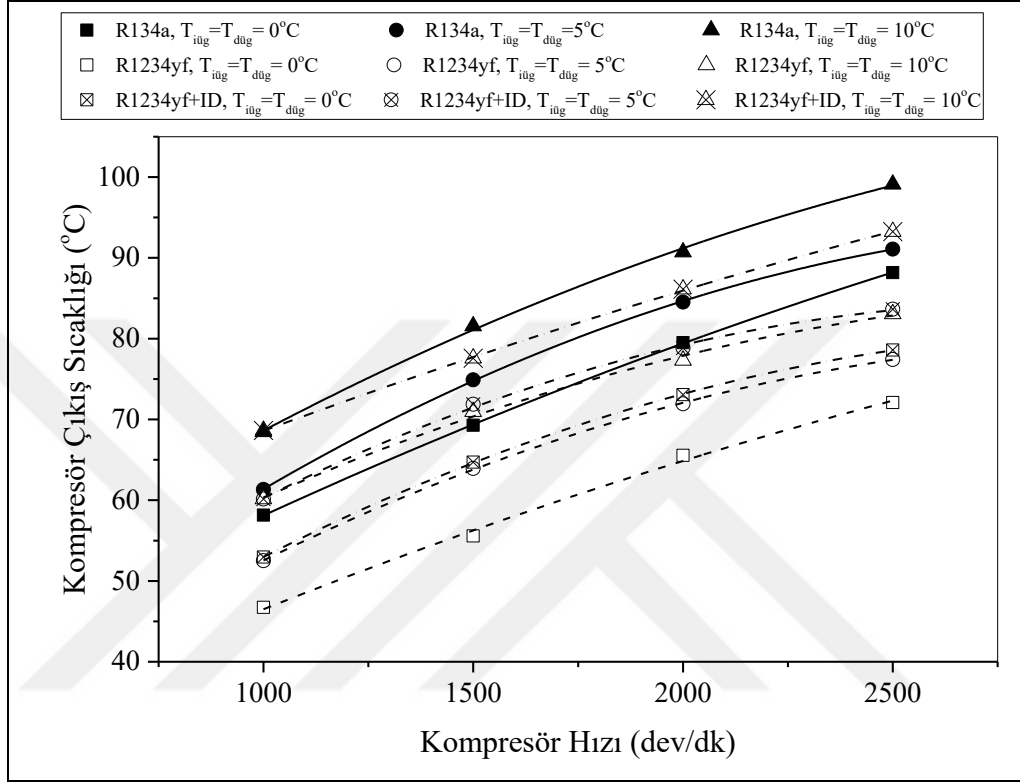


Şekil 6.6. Isı pompası modunda R134a ile ID’li ve ID’siz durumlarda R1234yf için toplam güç tüketimine göre ısıtma tesir katsayısının kompresör hızıyla değişimi

ID’li ve ID’siz R1234yf ısı pompası sisteminde ise ITK_{top} sırası ile 2,34–3,91 ve 2,61–4,09 arasındadır. R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda R134a’ya göre ITK_{top} değerinin bütün testlerin ortalaması olarak %4,6 daha düşük olduğu, ID’in devrede olduğu R1234yf’li sistemin ise R134a’ya göre %2,4 daha büyük ITK_{top} değerleri sağladığı belirlenmiştir.

R134a, R1234yf ve ID’nin devreye alındığı R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı ısı pompası sisteminde iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 0–0°C, 5–5°C ve 10–10°C olması durumlarında kompresörden çıkan soğutucu akışkan sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi Şekil 6.7’de gösterilmiştir. Bölüm 5’te gösterilen soğutma modunda çalışan sistemin kompresör çıkış sıcaklığı grafiğindeki eğimlere benzer

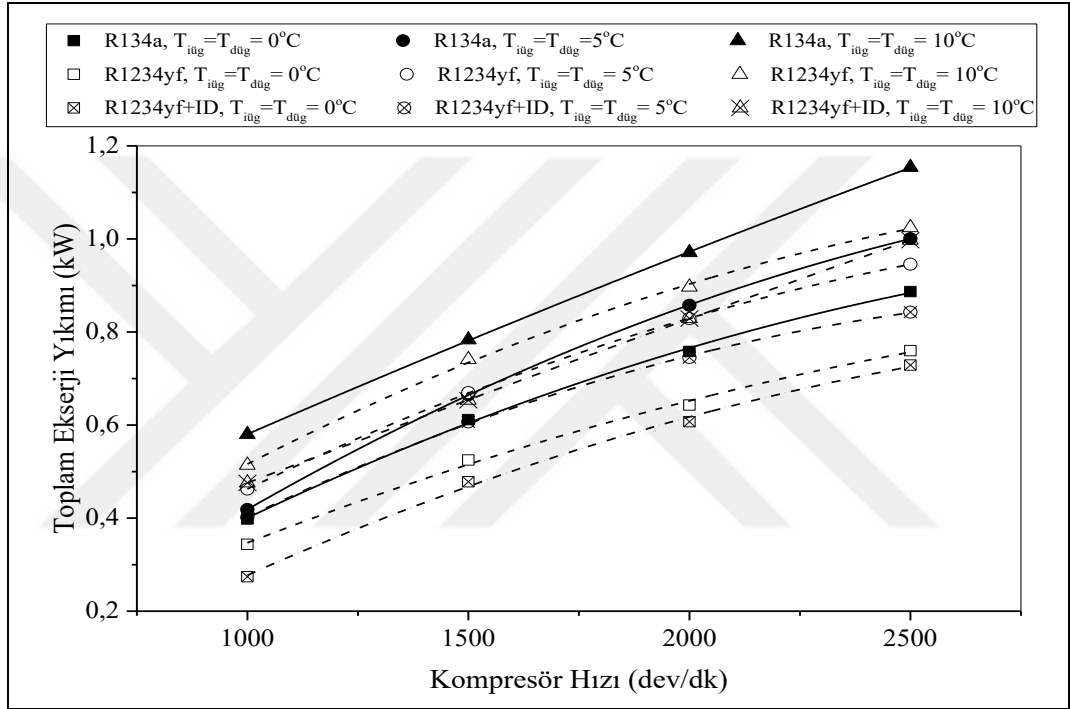
şekilde kompresör hızı ile iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarının yükselmesiyle birlikte soğutucu akışkanların kompresörden çıkış sıcaklıklarının da arttığı görülmektedir. R134a soğutucu akışkanının kompresör çıkış sıcaklıkları 58,2–99,1°C aralığında değişmektedir.



Şekil 6.7. Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıklarının kompresör hızı ile değişimi

ID'li ve ID'siz durumda R1234yf soğutucu akışkanını kullanıldığı ısı pompası sisteminde ise kompresör çıkış sıcaklıkları sırası ile 46,7–83,1°C ve 52,9–93,3°C aralığındadır. R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda bütün testlerin ortalaması olarak kompresör çıkış sıcaklığının R134a'ya göre 12,5°C daha düşük olduğu belirlenmiştir. Isı pompası sisteminin daha güçlü ısıtma kapasitesine sahip olması için sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artmasının yanı sıra soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığının da yüksek olması, yani kondensere yüksek sıcaklıkta giriş yapması gerekir. Fakat yağlayıcılar ve sızdırmazlık elemanları gibi sistem yardımcı elemanları için kompresör sıcaklığının kritik sıcaklıklar üzerine çıkmaması gerekir. Bu sebeple R1234yf soğutucu akışkanının kompresör çıkış sıcaklıklarının R134a'ya göre daha düşük olması, bu elemanların

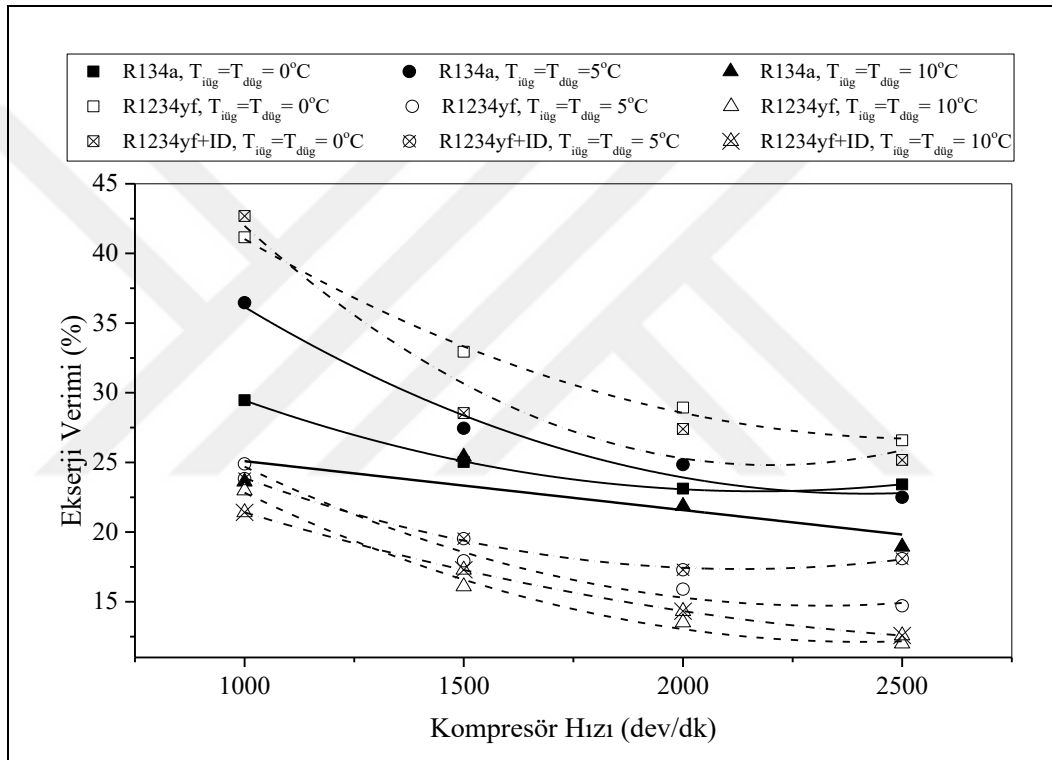
bozulma riskini azaltacağı için sistemin uzun yıllar kullanılabilirliği açısından olumlu etkileri olacaktır. R1234yf soğutucu akışkanı kullanılırken ID'nin devreye alınması sonucunda kompresör çıkış sıcaklıklarında önemli bir artış olduğu görülmektedir. Bu sıcaklık artışı Şekil 6.2'de de görüldüğü gibi ısıtma kapasitesine de olumlu etkide bulunmuştur. ID'nin devreye alındığı R1234yf'li sistemde R134a'ya göre kompresör çıkış sıcaklığının, tüm testlerin ortalaması olarak 4,8°C kadar düşük olduğu belirlenmiştir.



Şekil 6.8. Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için toplam ekserji yıkımının kompresör hızı ile değişimi

Isı pompası sisteminde iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 0–0°C, 5–5°C ve 10–10°C olması durumu için R134a, R1234yf ve ID'nin devreye alındığı R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumlarında sistemdeki toplam ekserji yıkımı, Şekil 6.8'de gösterilmektedir. Sistemin tüm bileşenlerindeki ekserji yıkımı, artan kompresör hızı ve iç–dış ünite giriş hava sıcaklıkları ile artmaktadır. R134a, R1234yf ve R1234yf'nin kullanıldığı ID'li ısı pompası sisteminde toplam ekserji yıkımı sırasıyla 0,398–1,153 kW, 0,343–1,024 kW ve 0,274–0,997 kW aralığında olduğu belirlenmiştir. Yukarıda açıklandığı gibi kompresör devrinin yükseltilmesi, kompresör basınç oranını arttırmakta, böylece yoğuşma sıcaklığı artarken buharlaşma sıcaklığı düşmektedir. Sonuç olarak, evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıkları ile

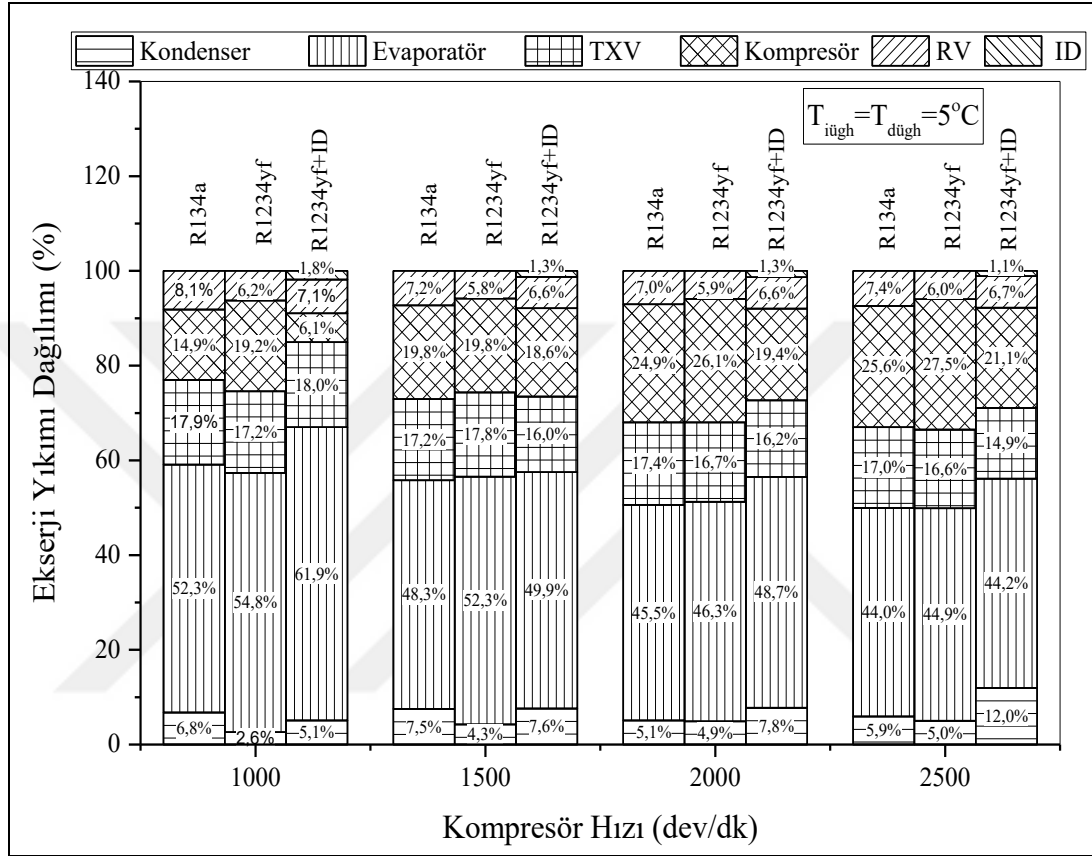
soğutucu akışkan sıcaklığı arasındaki yüksek sıcaklık farkından dolayı bu elemanlardaki ısı transferi, daha fazla ekserjiyi yıkımına neden olmaktadır. Ayrıca, kompresörün ve TXV'nin ekserji yıkımları, bu bileşenlerde artan basınç farkıyla artmaktadır. Her ne kadar R1234yf'li sistem daha düşük ısıtma kapasitesi sağlasa da daha düşük ekserji yıkımına sebep olmaktadır. Tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak, R1234yf'li sistem, R134a'lı sisteme göre %8,1 daha az ekserjiyi yok etmiştir. ID kullanan R1234yf'li sistem ise R134a'ya göre tüm testlerin ortalaması olarak %15,9 daha az ekserji yıkımı ile en düşük ekserji yıkımına yol açan sistem olmaktadır.



Şekil 6.9. Isı pompası modunda R134a ile ID'li ve ID'siz durumlarda R1234yf için ekserji veriminin kompresör hızı ile değişimi

Sistemin ısı pompası modunda R134a, R1234yf ve ID'nin devreye alındığı R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumlarında, iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarının 0–0°C, 5–5°C ve 10–10°C olması durumu için ekserji verimi Şekil 6.9'da gösterilmektedir. Soğutma modundaki gözlemlenen ekserji verimi eğrilerindeki eğilime benzer eğilimler, ısı pompası modunda da gözlemlenmektedir. Üç durum için de artan kompresör hızı ve ünitelerin hava akımı giriş sıcaklıkları ile ekserji verimi azalmaktadır. Isı pompası modunda R134a, R1234yf ve ID'nin devreye alındığı R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumlarında sistemin ekserji verimi

sırasıyla %18,9–36,5, %12,1–41,2 ve %12,6–42,7 aralığında olduğu belirlenmiştir. Tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak, R1234yf’li sistemin ekserji verimi R134a’ya göre %11,4 daha düşük iken ID kullanan R1234yf’li sistemin ekserji veriminin R134a’ya göre %11,2 daha düşük olduğu belirlenmiştir.



Şekil 6.10. Isı pompası modunda R134a ile ID’li ve ID’siz durumlarda R1234yf için sistem bileşenlerindeki ekserji yıkımı dağılımının kompresör hızı ile değişimi

Örnek olarak verilen 5–5°C’lik iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları için sistem bileşenlerindeki toplam ekserji yıkımı değerlerinin yüzdesel dağılımı R134a, R1234yf ve ID’li R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanılması durumları için Şekil 6.10’da gösterilmektedir. Tüm durumlar için her bir kompresör hızında sistemdeki ekserji yıkımına en büyük katkı evaporatörden gelmektedir. Kompresör devri arttıkça, sırasıyla kompresör ve TXV ekserji yıkımına katkı sağlamıştır. Ekserji yıkımına en düşük katkıyı ise büyükten küçüğe doğru sırası ile dört yollu valf (RV), kondenser ve ID sağlamıştır. Tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak R1234yf, R134a’ya göre kompresörde %7,5, evaporatörde %4,3 daha düşük ekserji yıkımı yüzdesi sağlamıştır. Buna karşın kondenserde %33,1, genişleme valfinden %1,7 ve dört yollu valfte %19,5

daha büyük ekserji yıkımı yüzdeleri elde edilmiştir. Isı değiştiricili R1234yf'nin kullanıldığı ısı pompası sisteminde ise R134a'ya göre tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak, kondenserde %29,5 daha düşük ekserji yıkımı sağlanırken kompresörde %23,5, evaporatörde %8,1, genleşme valfinden %6,3 ve dört yollu valfte %9,09 daha büyük ekserji yıkımı yüzdeleri elde edilmiştir. ID'nin sistemde neden olduğu ekserji yıkımı, tüm testlerin ortalaması olarak %1,4 seviyesindedir.

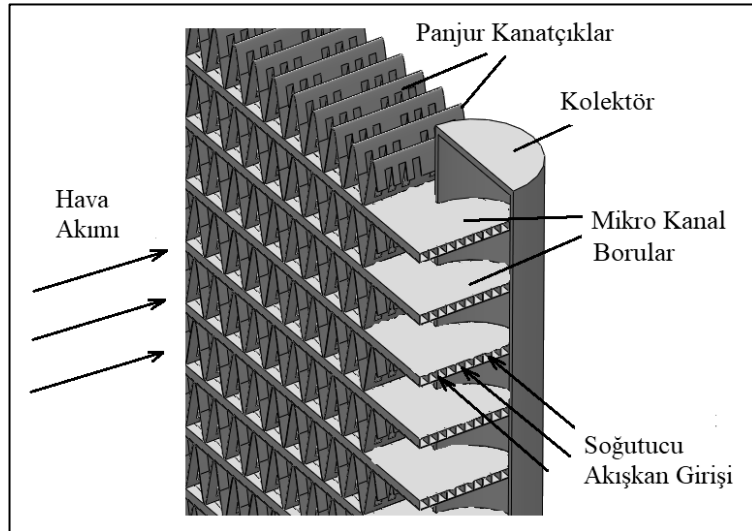


7. KONDENSER ISI TRANSFER MODELİ

Otomobil iklimlendirme sistemlerine ait kondenserlerin araç kaputunun altında sınırlı alanlara sığdırılmaları gerektiğinden yüksek termal performans göstermeleri istenmektedir. En küçük hacimden en fazla etkinliği alabilmek için üreticiler yeni kondenser geometrileri geliştirmişlerdir. Günümüzde en çok, ekstrüzyon yöntemi ile alüminyumdan üretilmiş genellikle 1 mm mertebesinde yüksekliğe sahip tüplerden oluşan ve tüpler arasında panjurlu kanatçıklar bulunan kondenserler imal edilmekte ve taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır. Panjurlu kanatlar, tüplerin üzerine lehimlenmişlerdir. Mikro kanallı kondenserin ana avantajlarından biri, soğutucu akışkanın daha fazla yüzeye temas etmesi, böylelikle ısı transfer performansının artış göstermesidir.

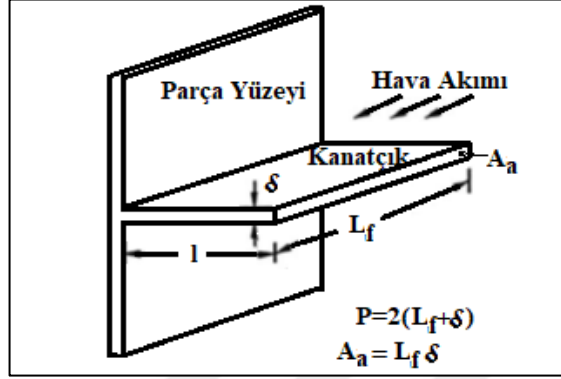
7.1. Modellenen Kondenserin Özellikleri

Deneysel sisteme ait mikro kanallı paralel akımlı kondenserin genel özellikleri, bu bölümde detaylı olarak verilmiştir. Şekil 7.1’de kondenserin yapısına ait temsili bir resim gösterilmiştir.



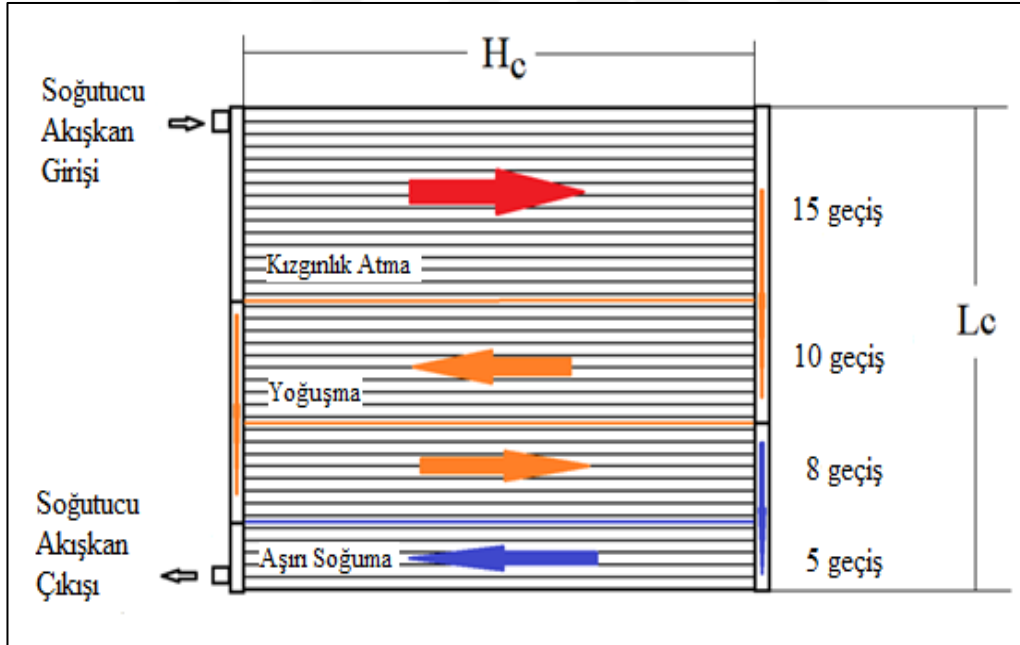
Şekil 7.1. Panjurlu kanatçıklı mikro kanallı kondenser

Şekil 7.2’de, tek bir kanatçık geometrisine ilişkin eşitlikler ve semboller gösterilmiştir. Bu şekilde l , L_f , δ ve A_a sırası ile kanatçık yüksekliği, kanatçık boyu, kanatçık kesit kalınlığı ve kanatçık alın yüzey alanı anlamına gelmektedir.



Şekil 7.2. Tek bir kanadın geometrisi

Otomotiv iklimlendirme sisteminin bir parçası olan kondenserin şematik gösterimi ve mikro kanal yapısı Şekil 7.3’te gösterilmektedir.



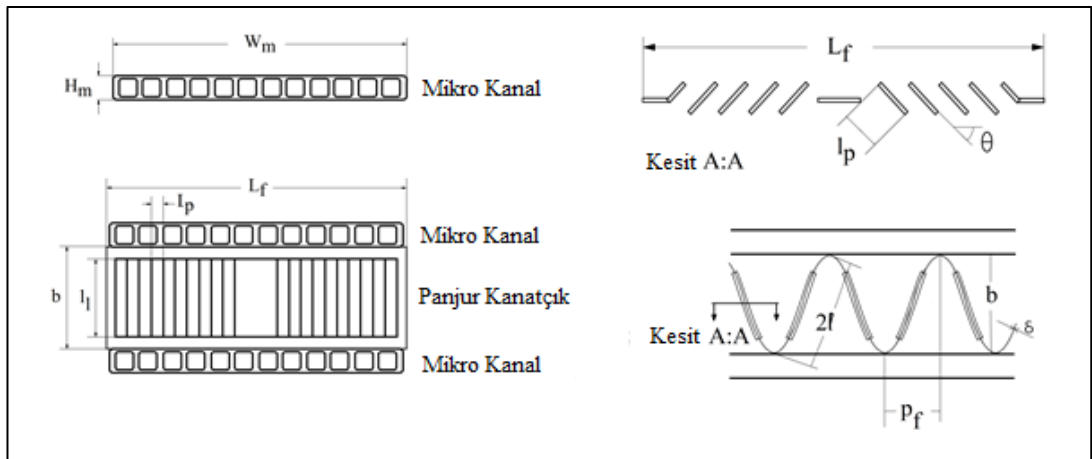
Şekil 7.3. Paralel akışlı mikro kanallı kondenserin şematik gösterimi

Bu çalışmadaki deneylerde kullanılan otomobil iklimlendirme sisteminin paralel akışlı mikro kanallı kondenseri, toplamda 38 adet yatay tüpe sahip olup bir yatay tüpte 12 adet mikro kanal bulundurmaktadır. Azalan sayıda tüp geçişleri ile dört farklı bölüme ayrılmıştır.

Tablo 7.1. Kondensere ait geometri ve boyut değerleri

Kondenser boyu (L_C)	400 mm
Kondenser yüksekliği (H_C)	600 mm
Panjur açısı (θ)	35°
Tüp adımı (P_f)	2 mm
Panjur adımı (l_p)	1,1 mm
Kanatçık boyu ($2l_l$)	8,07 mm
Tüp derinliği (W_t)	20 mm
Panjur boyu (L_f)	6,8 mm
Mikro kanal aralığı (b)	8 mm
Kanatçık kalınlığı (δ)	0,2 mm
Mikro kanal parça boyu (h_m)	1,2 mm
Mikro kanal parça eni (w_m)	1,2 mm

Yukarıda tüp ve kanatçık geometrisinin verildiği kondenserde soğutucu akışkanın izlediği yol Şekil 7.3'te, boyutsal özellikler ise Tablo 7.1'de belirtilmiştir. Özellikle havanın ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında kullanılan Chang ve Wang tarafından önerilen korelasyon ile elde edilen Colburn Faktörü, kondenserin geometrik boyutlarının bir fonksiyonu olduğundan dolayı bu parametrelerin doğru bir şekilde tayin edilmesi ve kullanılması gerekmektedir. Geometrik verilerin net bir şekilde belirlenmesinde Şekil 7.4'ten faydalanılmıştır [72].



Şekil 7.4. Panjur kanatçıkların kesit, ön ve yan görünüşleri

7.2. Kondenser Modelinin Oluşturulması

Deneysel taşıt iklimlendirme sisteminde bulunan çapraz akışlı mikro kanallı panjurlu kanatçık geometrisine sahip kondenserdeki ısı transferinin modellenmesi için

etkenlik-NTU (ϵ -NTU) metodu kullanılmıştır. Diğer modellerde olduğu gibi soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ikisine birden ihtiyaç duyulmadan, sadece soğutucu akışkan ve hava akımlarının giriş sıcaklıkları ile kolay ve güvenilir şekilde sonuçlar veren bu metot kondenser gibi ısı değiştiricilerinin modellenmesini basitleştirmiş olup Kays ve London tarafından 1955 yılında ortaya konmuştur [73].

7.2.1. Etkenlik yöntemi ve kondensere uygulanması

Etkenlik, bir ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transferinin zıt akımlı sonsuz uzunluktaki ısı değiştiricide olabilecek maksimum ısı transferine oranı olarak ifade edilmiştir. Bu durumda etkenlik, Denklem (7.1)'deki gibi tanımlanabilir [73].

$$\epsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} = \frac{\text{olan ısı transferi}}{\text{olabilecek maksimum ısı transferi}} \quad (7.1)$$

Kondenserde ilerleyen soğutucu akışkanın tek fazlı akışkan olduğu kızgınlık atma ve aşırı soğuma bölgelerinde etkenlik ifadesi Denklem (7.2)'de belirtilmiştir [60];

$$\epsilon = 1 - \exp [NTU^{0,22} \cdot \exp(-C_R \cdot NTU^{0,78}) - 1] / C_R \quad (7.2)$$

Burada boyutsuz bir büyüklük olan C_R , ısı sığalarının oranını ifade etmekte olup Denklem (7.3)'ten hesaplanabilir [60];

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{maks}} = \frac{\min(m_h c_{p,h}, m_s c_{p,s})}{\max(m_h c_{p,h}, m_s c_{p,s})} \quad (7.3)$$

Mikro kanallardan geçen soğutucu akışkanın iki fazlı akışkan durumda olduğu bölgeler yoğuşma bölgesi olarak adlandırılır. Yoğuşma bölgesinde etkenlik, aşağıdaki denklemden bulunabilir [60];

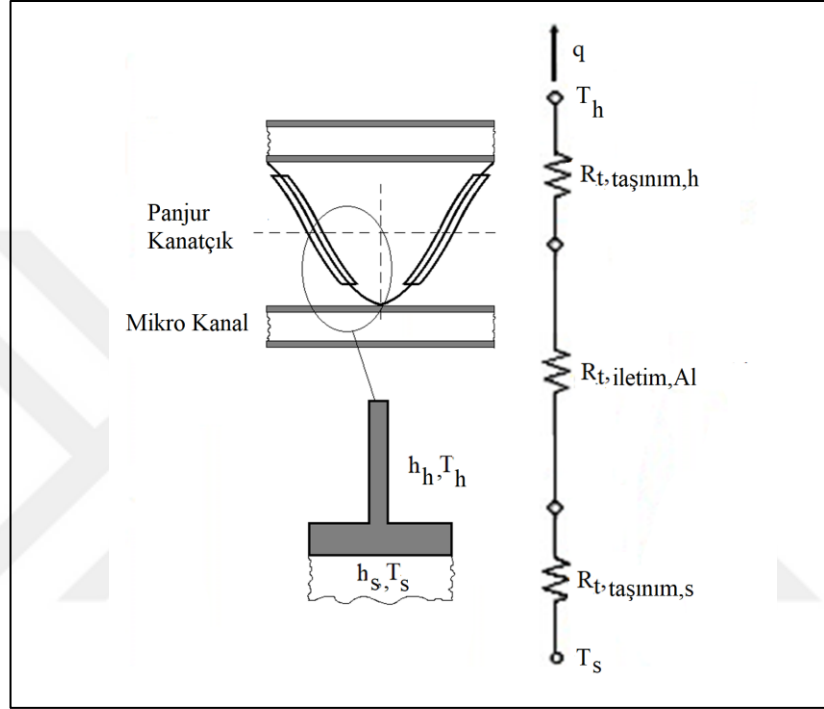
$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (7.4)$$

Yukarıdaki denklemlerde ifade edilen NTU (Number of Transfer Units), boyutsuz geçiş birimi sayısı olarak tanımlanır. Toplam ısı taşınım katsayısı ve toplam ısı transfer yüzey alanı çarpımının, minimum ısı sığaya oranından bulunur. Bu durumda NTU, Denklem (7.5)'ten hesaplanabilir [60];

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (7.5)$$

7.2.2. Kondensere ait UA değerinin belirlenmesi

Kondenserden geçmekte olan soğutucu akışkandan hava akımına gerçekleşen ısı transferinde eşdeğer bir termal direnç söz konusudur. Bu direnç $1/UA$ olarak ifade edilmektedir. Şekil 7.5'te kondenser için eşdeğer termal direncin bileşenleri gösterilmiştir.



Şekil 7.5. Kondensere birim elemanına ait eşdeğer ısı direnci

Kondenser eşdeğer termal direncinin bileşenleri, aşağıdaki denklemlerden hesaplanabilir [60];

$$R_{t,taşıım,h} = \frac{1}{\eta_0 h_h A_h} \quad (7.6)$$

$$R_{t,iletim,Al} = \frac{t}{k_{Al} A_{Al}} \quad (7.7)$$

$$R_{t,taşıım,s} = \frac{1}{h_s A_s} \quad (7.8)$$

Bu durumda, yukarıdaki bileşenlerin toplanması ile eşdeğer termal direnç aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_0 h_h A_h} + \frac{t}{k_{Al} A_{Al}} + \frac{1}{h_s A_s} \quad (7.9)$$

Denklem (7.6), (7.7) ve (7.8)'de η_0 , h_h , A_h , k_{Al} , A_{Al} , A_s ve h_s değişkenleri sırasıyla; kanatçık toplam yüzey verimini, hava tarafındaki ısı taşınım katsayısını, hava tarafındaki toplam ısı transfer yüzey alanını, alüminyum tüpün ısı iletim katsayısını, alüminyum tüpün kanatçık yüzeyleri dahil olmak üzere toplam yüzey alanını, soğutucu akışkan tarafındaki toplam ısı transfer yüzey alanını ve soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir. Kanatçık toplam yüzey verimi η_0 , aşağıdaki denklemden hesaplanabilir;

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_{Al}} (1 - \eta_f) \quad (7.10)$$

$$A_{Al} = A_f + A_t \quad (7.11)$$

Burada A_f ve A_t sırasıyla kondenserdeki kanatçıklı yüzey alanını ve kanatçıksız tüp yüzeyine ait alanı ifade etmektedir.

Kanatçığın iki tüp arasındaki merkezi adyabatik olarak kabul edilebilir ve kanatçıkların uç bölgelerindeki sıcaklık farkı ihmal edilebilir. Bu durumda, adyabatik uçlu kanatçık için kanatçık verimi η_f , aşağıdaki denklemlerden hesaplanabilir [74].

$$\eta_f = \frac{\tanh(m(L_f/2))}{m(L_f/2)} \quad (7.12)$$

Burada m , boyutsuz bir parametre olup değeri aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$m = \sqrt{\frac{h_h P_f}{k_f A_{kr,f}}} \quad (7.13)$$

L_f , P_f , k_f ve $A_{kr,f}$ sırasıyla; kanatçık boyunu, kanatçık adımını, kanatçık ısı iletim katsayısını ve kanatçık kesit alanını ifade etmektedir.

Hava akımının ve soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayıları bilindiği takdirde toplam ısı transfer katsayısı kolaylıkla elde edilebilir. Birçok araőtırmacı tarafından ısı transferinin ısı değiştiricilerde nasıl geręekleőtięi üzerine yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, hava akımı ve soğutucu akışkan tarafları için ısı taşınım katsayılarını veren ampirik korelasyonlar elde edilmiştir.

Önceki çalışmalarda denenmiş ve başarılı sonuçlara ulaşılmış korelasyonlar seçilerek bu çalışmada da deneysel sisteme ait kondenserin toplam ısı transfer katsayısının elde edilebilmesi için kullanılmıştır.

7.2.3. Hava akımı tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplaması

Hava akımı tarafındaki ısı taşınım katsayısı (h_h), panjurlu kanatçıklara sahip ısı değiştiriciler için Chang ve Wang tarafından [72] önerilen aşağıdaki ampirik korelasyon kullanılarak elde edilmiştir. Colburn faktörü (J) adı verilen boyutsuz parametreye ait denklem aşağıdaki gibidir;

$$J = Re_{lp}^{-0,49} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,27} \left(\frac{p_f}{l_p}\right)^{-0,14} \left(\frac{b}{l_p}\right)^{-0,29} \left(\frac{w_t}{l_p}\right)^{-0,23} \left(\frac{l_l}{l_p}\right)^{0,68} \left(\frac{p_t}{l_p}\right)^{-0,28} \left(\frac{\delta}{l_p}\right)^{-0,05} \quad (7.14)$$

Burada Re_{lp} , kanatçık adımına göre Reynolds sayısını belirtmektedir ve Denklem (7.15)'te tanımlanmaktadır;

$$Re_{lp} = \frac{G_h l_p}{v_h} \quad (7.15)$$

Kondenserin geometrik boyutlarına bağlı Colburn faktörünün havanın taşınım katsayısı ile olan ilişkisi ise aşağıdaki denklemde verilmiştir;

$$J = \frac{h_h}{\rho_h V_h c_{p,h}} Pr^{2/3} \quad (7.16)$$

Bu korelasyonun geçerliliği $100 < Re_{lp} < 3000$ aralığındadır.

7.2.4. Soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması

Kondenserdeki mikro kanallar boyunca ilerleyen soğutucu akışkan, önce kızgınlığını atmakta, orta bölgelerde yoğuşmakta ve son olarak aşırı soğuyarak kondenseri terk etmektedir. Akışkan, bu geçişler sırasında kızgınlığını atarken tamamen gaz ve aşırı soğurken tamamen sıvı haldedir. Bu durumda akışkan tek fazlı olarak kanallar boyunca geçiş yapmaktadır. Yoğuşma bölgesinde ise akışkan sıvı ve gaz fazda hareket etmektedir. Bu sebeple, akışkan durumunun tek fazlı ve iki fazlı özellik göstermesi, taşınım katsayılarının ayrı ayrı hesaplanması ihtiyacına yol açmıştır.

7.2.4.1. Tek fazlı bölgelerde soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının bulunması

Tek fazlı akış bölgesinde soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısını Gnielinski'nin önerdiği korelasyonu kullanarak belirlemek mümkündür [75];

$$Nu_D = \frac{h_s D_h}{k_s} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (7.17)$$

Bu korelasyonun otomotiv iklimlendirme sistemindeki kondenserde kullanılabilmesi, $0,5 < Pr < 2000$ ve $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$ aralıkları için geçerlidir [74].

Belirtilen korelasyonda f olarak ifade edilen sürtünme faktörü, Petukhov tarafından önerilen korelasyon yardımı ile aşağıdaki gibi belirlenebilir [76];

$$f = (0,79 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (7.18)$$

Burada Re_D aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

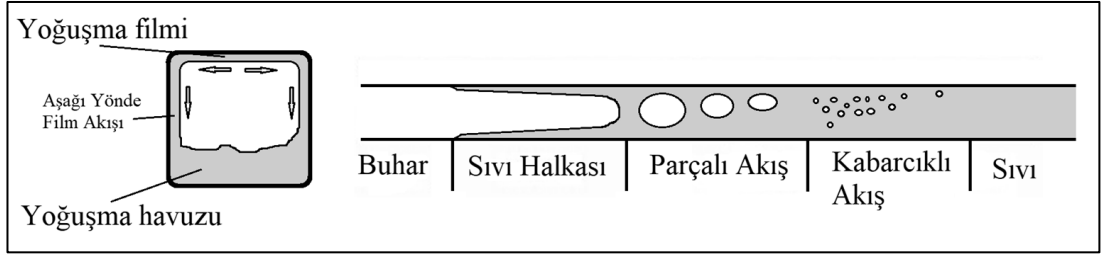
$$Re_D = \frac{\rho_s V_s D_h}{\mu_s} \quad (7.19)$$

Bu korelasyon, mikro kanal yüzeylerinin pürüzsüz olduğu kabul edildiğinde ve $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$ aralığında geçerlidir [74].

7.2.4.2. İki fazlı bölgede soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının bulunması

Akışın iki fazlı olduğu bölgelerde ısı transferinin hesaplanması biraz daha zor bir işlemdir. Yoğuşma bölgesinde soğutucu akışkan, sıvı ve gaz olarak iki farklı fazda akış özelliği göstermektedir. Yoğuşma, mikro kanal cidarlarından başlayarak, her bir adımda gittikçe gaz fazındaki soğutucu akışkanın ısı kaybederek sıvı fazına geçmesi ile gerçekleşir. Yani karışım içindeki sıvı oranı akışkan ilerledikçe ve ısı kaybettikçe giderek artar. Başlangıçta buhar fazındaki soğutucu akışkan kanal boyunca ilerledikçe dış hava akımına ısı atar ve kanal cidarlarında yoğuşma başlar. Sıvı halkası olarak isimlendirilen bu yapı kanal içerisinde ilerledikçe sıvı yoğunluğunun artması ile parçalı akış haline dönüşür. Büyük gaz kümeleri şeklinde sıvı içinde hareket eden bir görünüme sahip olan bu akış, ısı kaybetmeye devam ederek sıvı yoğunluğunu daha da

arttırır ve kabarcıklı akış şeklinde ilerlemeye devam eder. Buhar fazdan sıvı faza geçen akışkanın yoğunluğunun artması sıvı hızının azalmasına sebep olur. Böylece daha fazla ısıyı kanal dışına atan akışkan kabarcıklı yapının da kaybolması ile birlikte tamamen sıvı halde aşırı soğuma bölgesine ilerleyerek akışına devam eder [77]. Bu durum, Şekil 7.6’da gösterilmiştir.



Şekil 7.6. Yatay pozisyonda kapalı boru içinde hava akımına ısı atan soğutucu akışkanın faz değişimi

İki fazlı akışta ısı transfer katsayısının belirlenmesi için önerilen Cavallini ve Zecchin [78] korelasyonu, bu çalışmada da kullanılmıştır;

$$h_s = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr_{sıvı}^{0,33} \left(\frac{k_{sıvı}}{D_h} \right) \quad (7.20)$$

Burada Re_{eq} , eşdeğer Reynolds sayısını ifade etmektedir. Denklem (7.21)’de eşdeğer Reynolds sayısının tanımı verilmiş olup bu denklemdeki sıvı ve gaz fazındaki akışlar için Reynolds sayıları sırası ile Denklem (7.22) ve (7.23)’te tanımlanmıştır.

$$Re_{eq} = Re_{sıvı} + Re_{gaz} \left(\frac{\mu_{gaz}}{\mu_{sıvı}} \right) \left(\frac{\rho_{sıvı}}{\rho_{gaz}} \right)^{0,5} \quad (7.21)$$

$$Re_{sıvı} = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_{sıvı}} \quad (7.22)$$

$$Re_{gaz} = \frac{G x D_h}{\mu_{gaz}} \quad (7.23)$$

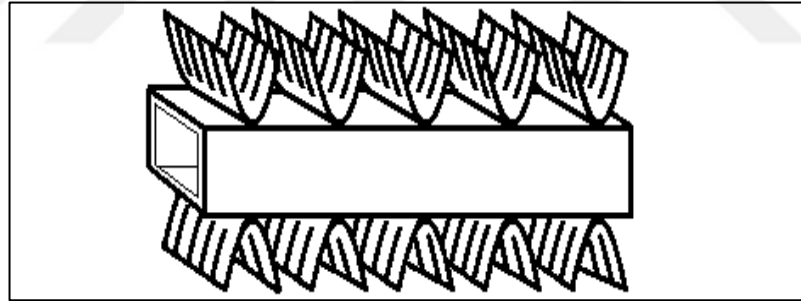
Burada μ soğutucu akışkanın dinamik viskozitesi, x kuruluk derecesi ve D_h soğutucu akışkanın akmakta olduğu kesitin hidrolik çapı olup kuruluk derecesi ve hidrolik çap sırası ile Denklem (7.24) ve Denklem (7.25)’den hesaplanabilir.

$$D_h = \frac{4 * \text{mini kanal eni} * \text{mini kanal boyu}}{\text{mini kanal eni} + \text{mini kanal boyu}} \quad (7.24)$$

$$x = \frac{(h_{giriş} - h_{sıvı})}{(h_{buhar} - h_{sıvı})} \quad (7.25)$$

7.3. Deneysel Sistemin Kondenslerinde Isı Transferinin Hesaplanması

Kondenslerde ısı transferinin hesaplanması sürecinde, kondenser yatay pozisyonda 30, 60 ve 200 parçaya bölünerek deneme hesaplamaları yapılmıştır. Yapılan denemelerin sonunda 600 mm'lik kondenslerin yatayda 60 eşit parçaya bölünmesi durumunda deneysel sonuçlardan en düşük sapma oranlarının elde edildiği görülmüştür. Böylece, her bir kontrol hacminin boyu 10 mm olarak alınmıştır. Kondenslerdeki geçişler, soğutucu akışkanın kondensere girişinden itibaren sırası ile 15, 10, 8 ve 5 geçiş olacak şekilde 4 kısımdan oluşmaktadır. Bu sebeple kondensere karşıdan bakıldığında 240 adet bölge oluşmuştur. Tek bir tüpün mikro kanal sayısı 12'dir. Sonuç olarak 12'şer mikro kanala sahip 38 adet tüp 60 parçaya bölünmüş ve 27360 adet kontrol hacmi elde edilmiştir. Tek bir kontrol hacminin altında ve üstünde yarım panjur kanatçıklar kalacak şekilde bölünmüştür. Kontrol hacminin temsili gösterimi Şekil 7.7'de verilmiştir.



Şekil 7.7. Kondensere ait modelde kullanılan kontrol hacmi

Kondensere ait geometrik özellikler ile ilgili korelasyonlar ve denklemler kullanılarak hava akımının ve soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayıları bulunmuştur. Korelasyonların çözümü için gerekli soğutucu akışkan ve hava akımı termodinamik özellikleri REFPROP ve AHUcalc yazılımları kullanılarak belirlenmiştir. Hava akımı ve soğutucu akışkan giriş sıcaklıkları ile minimum ısıl sığa kullanılarak kontrol hacminde gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi Denklem (7.26)'da gösterildiği gibi hesaplanabilir;

$$\dot{Q}_{maks} = C_{min}(T_{s,giriş} - T_{hava,giriş}) \quad (7.26)$$

Kondenser boyunca bulunan ısı taşınım katsayıları Denklem (7.9)'da yerine konularak her bir kontrol hacmi için UA değerleri hesaplanmıştır. Daha sonra elde edilen UA değerleri Denklem (7.5)'de yerine konularak her bir kontrol hacmi için geçiş birim sayısı (NTU) elde edilmiştir.

Soğutucu akışkanın tek veya iki fazlı bölgede olması durumuna uygun etkenlik bağıntısı kullanılarak her bir kontrol hacmi için etkenlik (ϵ) hesaplanmıştır.

Elde edilen etkenlik ve gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi (\dot{Q}_{maks}) değerleri Denklem (7.1) içerisinde kullanılarak, kontrol hacimlerinde meydana gelen gerçek ısı transferi belirlenmiştir. Daha sonra, kontrol hacimlerine enerjinin korunumu ilkesi uygulanarak aşağıdaki denklemden soğutucu akışkan çıkış entalpi değerleri belirlenmiştir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_s(h_{s,giriş} - h_{s,çıkış}) \quad (7.27)$$

Tek fazlı akış bölgelerinde her bir kontrol hacmi için elde edilen çıkış entalpisine karşılık gelen sıcaklık değeri, ilgili kontrol hacminin çıkış sıcaklığı olarak alınmıştır. Yoğuşmanın olduğu iki fazlı akış bölgesinde ise yukarıdaki denklemden elde edilen soğutucu akışkan çıkış entalpisini yardımıyla ilgili kontrol hacmi çıkışındaki soğutucu akışkan kurulum derecesi elde edilmiş ve bir sonraki kontrol hacmi için Denklem (7.22)'de kullanılmıştır. Kondenser modelinin akış diyagramı Şekil 7.8'de verilmiş olup modelin çalışması şu şekildedir:

Şekil 7.7'de gösterilen kontrol hacminin h_m ve w_m değerleri, kontrol hacmine ait kaç adet yarım kanat geometrisi olduğu panjur kanat açısı, kanatçık adımı, panjur açıklığı, iki mikro kanallı tüp yüzeyi arasındaki uzaklık ve mikro tüp eni, panjurlu kanat uzunluğu, iki mikro kanallı tüp merkezinin birbirine uzaklığı, kanatçığın malzeme kalınlığı, kanatçığın toplam uzunluğu ve kondenser malzemesinin ısı iletim katsayısı girilir. Daha sonra dış ünite hava kanalının en ve boy uzunlukları ile dış üniteden geçen hava akımının basınç, sıcaklık, bağıl nem ve ortalama hız bilgisi girilir. Son olarak da soğutucu akışkanın sistemde dolaşan akışkan kütleli debisi, kondenser giriş sıcaklığı ve basıncı girilir. Bu parametrelerden faydalanılarak hidrolik çap, sıvı gaz fazındaki akışkanın ilgili basınçtaki kinematik viskoziteleri, sıvı haldeki akışkanın ısı iletim katsayısı ve Prandtl sayısı, sıvı ve gaz fazındaki soğutucu akışkanın yoğunlukları ve

entalpileri belirlenir. Daha sonra dış ünite hava kanalından geçen hava akımının bağıl nem ve basınç bilgisi ile hava akımının viskozitesi, ısı iletim katsayısı, sabit basınç ve hacimdeki özgül ısıları, yoğunluğu entalpisi ve Prandtl sayısı belirlenir. Denklem (7.15)'ten kanatçık adımına uyarlanmış Reynolds sayısı, Denklem (7.14)'ten Colburn faktörü ve Denklem (7.16)'daki havanın ısı taşınım katsayısı hesaplanır. Kanatçık toplam yüzey verimi Denklem (7.10) ve Denklem (7.11) yardımı ile belirlenir. Denklem (7.12) ve Denklem (7.13)'ten kanatçık verim ifadesi elde edilir.

Soğutucu akışkan için girilen sıcaklık ve basınç parametreleri ile akışkanın entalpisi belirlenir. Entalpi ve basınç bilgisi ile kuruluk derecesi tespit edilir. Akışkanın tek fazlı veya çift fazlı akış özelliğinde olduğunu belirlemek için kuruluk derecesinden kıyaslama yapılır. Akışın tek fazlı olduğu durumda kontrol hacminin mikro kanal hidrolik çapı, akışkanın sabit basınçtaki özgül ısısı, iletim katsayısı, yoğunluğu, kinematik viskozitesi, Prandtl sayısı, kontrol hacminden geçen soğutucu akışkan debisi, soğutucu akışkanın ortalama hızı, Reynolds sayısı, Denklem (7.18)'den sürtünme faktörü, Denklem (7.17)'den hidrolik çapa uyarlanmış Nusselt sayısı ve buradan da soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı hesaplanır. UA eşdeğer direncin hesaplanması için Denklem (7.9)'da gerekli olan tüm bilinmeyenler elde edilmiştir ve bu denklemden $1/UA$ değeri elde edilir. Havanın ve soğutucu akışkanın özgül ısıları yardımı ile minimum ve maksimum özgül ısılar belirlenir. Buradan Denklem (7.3)'te verilen C_R boyutsuz sayısı hesaplanır. NTU boyutsuz geçiş birimi sayısı Denklem (7.5)'ten hesaplanır. ε -Etkenlik ifadesi tek fazlı akış için Denklem (7.2)'den hesaplanır. Denklem (7.26)'dan maksimum gerçekleşebilecek ısı transferi belirlenir. Bu ısı transferi miktarı etkenlik değeri ile çarpıldığında kontrol hacminde soğutucu akışkandan hava akımına gerçekleşen ısı transferi belirlenmiş olur. Akış tek fazlı değil de yoğuşma durumunda çift fazlı ise kontrol hacmindeki hidrolik çap Denklem (7.24)'te belirtildiği şekilde hesaplanır. Denklem (7.22) ve Denklem (7.23) yardımı ile Denklem (7.21)'de verilen uyarlanmış eşdeğer Reynolds sayısı hesaplanır. Denklem (7.20) ile soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı bulunmuş olur. Benzer adımlarla eşdeğer direnç UA elde edilir. Yoğuşma durumunda soğutucu akışkanın ısıl sığası çok büyük olacağından minimum ısıl sığa, havanın ısıl sığası olarak kabul edilir ve Denklem (7.5)'ten NTU hesaplanır. Yoğuşma bölgesi için tanımlanmış etkenlik değeri

ise Denklem (7.4)'ten elde edilir. Denklem (7.26)'dan maksimum ısı transferi belirlenir ve etkenlikle çarpılarak çift fazlı bölgedeki ısı transferi bulunur.

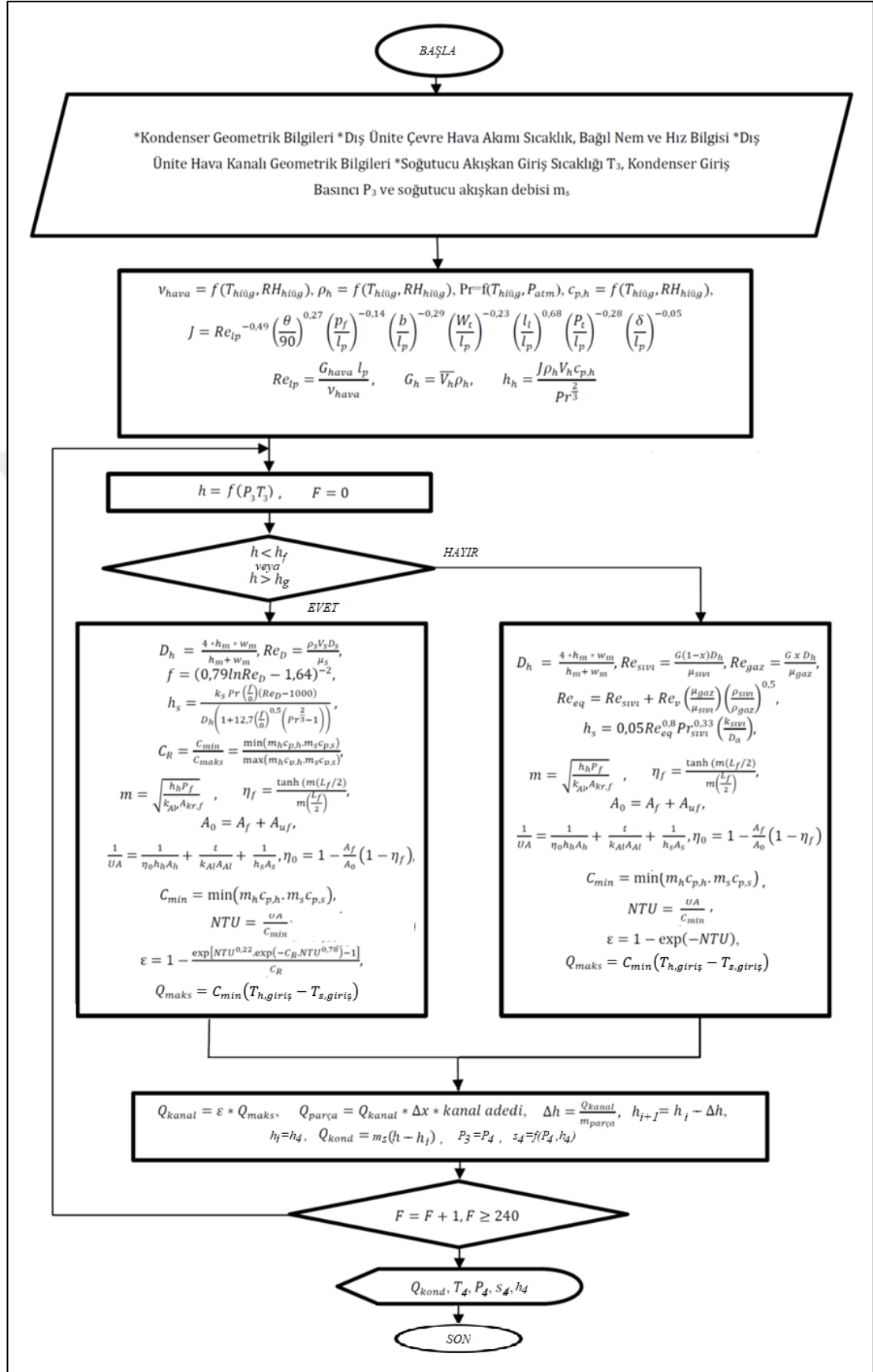
Böylece kontrol hacminde soğutucu akışkanın tek veya çift fazlı akış halinde olası durumu için hava akımına aktardığı ısı miktarı belirlenmiştir. Buna göre kontrol hacminden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi, kontrol hacmine giren soğutucu akışkan entalpisinin hava akımına aktarılan ısı miktarının kontrol hacmindeki soğutucu akışkanın kütleli debisine oranının farkına eşittir. Kondenser basıncı ve kontrol hacmi çıkış entalpisinden soğutucu akışkanın kontrol hacmi çıkış sıcaklığı ve kuruluk derecesi belirlenir. Bu şekilde bir kontrol hacminde hava akımına atılan ısı, çıkış entalpisi, kuruluk derecesi ve soğutucu akışkan sıcaklığı belirlenmiş olur. Bir bölgeden hava akımına atılan toplam ısı, paralel bağlı tüplerin geçiş sayısı ve bir tüpteki mikro kanal sayısı ile çarpılarak bulunur. Bu hesaplamadan sonra bir sonraki kontrol hacminde gerçekleşen ısı transferi dögüsel olarak hesaplanır. Yeni kontrol hacminde giriş entalpisi bir önceki kontrol hacminin çıkış entalpisidir. Yani, soğutucu akışkanın yeni kontrol hacmine giriş özellikleri, önceki kontrol hacminin çıkış entalpisine göre belirlenir. Dögü tamamlandığında 15, 10, 8 ve 5 geçiş için ısı transferleri belirlenmiş olur ve bu miktarlar toplanarak kondenserin toplam ısı atma kapasitesi belirlenir. Sonuç olarak ise kondenserde atılan toplam ısı ile soğutucu akışkanın kondenser çıkışındaki sıcaklığı, entalpisi ve entropisi elde edilmiş olur.

7.4. Geliştirilen Kondenser Modelinin İstatistik Performans Parametreleri

Şekil 7.8'de gösterilen kondenser modeli akış diyagramı, bir mühendislik denklem çözücünde program şeklinde yazılmış ve seçilen çalışma koşullar altında model sonuçları elde edilmiştir. Model sonuçlarının, deneysel yolla elde edilen performans sonuçlarına yakınlığını anlayabilmek için üç farklı istatistiksel yöntem kullanılmıştır.

Ortalama izafi hata, deneysel sonuçlar ile model (teorik) sonuçları arasındaki ortalama yüzdesel farkı göstermekte olup Denklem (7.26)'dan hesaplanabilir.

$$MRE(\%) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| 100 \frac{(a_i - p_i)}{a_i} \right| \quad (7.26)$$



Şekil 7.8. Kondenser modeli akış diyagramı

Karelerin karekökü türünden ortalama hata, gerçek değerler ile tahmin edilen değerler arasındaki farkların kareleri toplamının tahmin değeri sayısına bölümünün karekökü olup Denklem (7.27)'den hesaplanabilir.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (a_i - p_i)^2} \quad (7.27)$$

Korelasyon katsayısı ise değişkenler arasındaki ilişkiyi göstermek için kullanılan istatistiksel bir performans kriteridir. Deneysel sonucu elde edilen veriler ve teorik veriler arasındaki bu katsayı, Denklem (7.28) yardımı ile hesaplanmaktadır [79].

$$R = \frac{N \sum a_i p_i - (\sum a_i)(\sum p_i)}{[N \sum a_i^2 - (\sum a_i)^2]^{0.5} [N \sum p_i^2 - (\sum p_i)^2]^{0.5}} \quad (7.28)$$

Burada her üç istatistiksel analiz yöntemi bağıntısında yer alan a_i deneysel sonucu elde edilen gerçek değerleri, p_i model tarafından tahmin edilen sonuçları, N ise tahmin edilen toplam veri sayısını ifade etmektedir.

7.5. Teorik ve Deneysel Yolla Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması

Bilgisayar programından ve deneysel verilerden elde edilen sonuçlar grafikler halinde Şekil 7.9–7.12 arasında verilmiştir.

Teorik sonuçlar ile karşılaştırmak amacıyla, daha önceden deneysel taşıt iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılarak yapılan deneysel sonucu bulunan kondenserde gerçekleşen ısı transferi ve kondenser çıkış sıcaklıkları değerleri kullanılmıştır.

Yapılan ısı transferi modellenmesi kullanılarak her bir akışkan için 16 adet olmak üzere toplamda 32 adet farklı ısı transferi hesaplaması gerçekleştirilmiştir. Yapılan her bir hesaplamada kondenserdeki hava akımı ve akışkan giriş şartları, deneysel çalışmalar esnasındaki hava ve akışkan giriş şartları ile aynı değerlerde alınmıştır.

Aşağıdaki tabloda, ısı transfer hesaplamaları yapılan deneysel çalışmalardaki kondenser hava akımı ve soğutucu akışkan giriş şartları ile kompresörün çalışma hızı kombinasyonları gösterilmektedir.

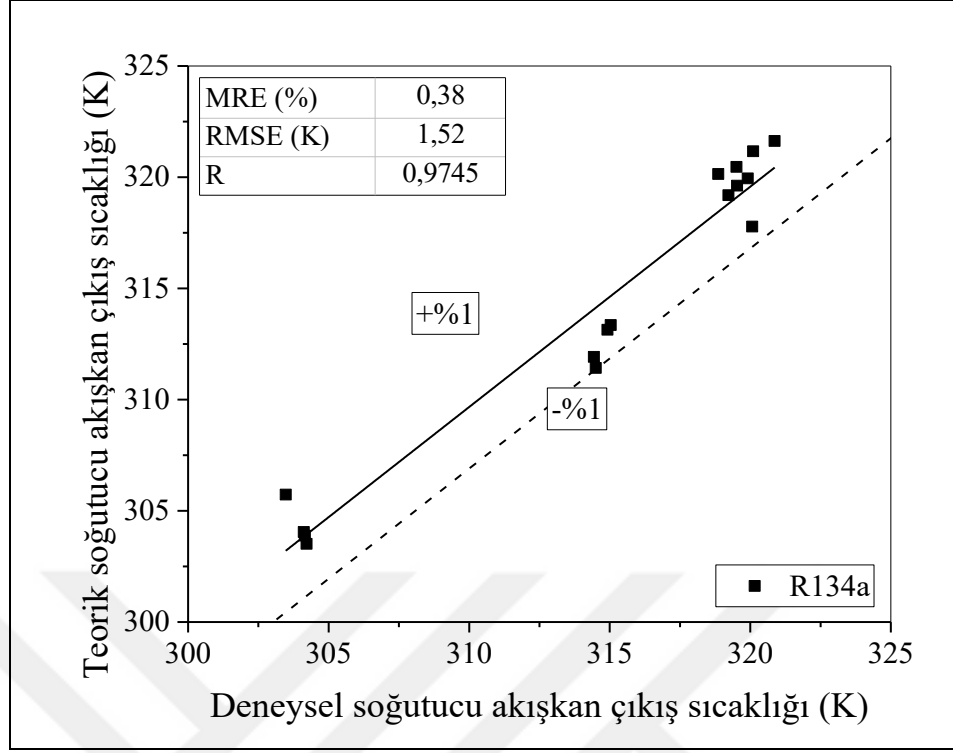
Tablo 7.2. Kondenser için ısı transferi hesaplamalarının yapıldığı çalışma şartları

Deney Numarası	T _{iüg} (°C)	T _{düg} (°C)	Kompresör Devri(dev/dk)
1	25	25	1000
2			1500
3			2000
4			2500
5	30	30	1000
6			1500
7			2000
8			2500
9	35	35	1000
10			1500
11			2000
12			2500
13	40	40	1000
14			1500
15			2000
16			2500

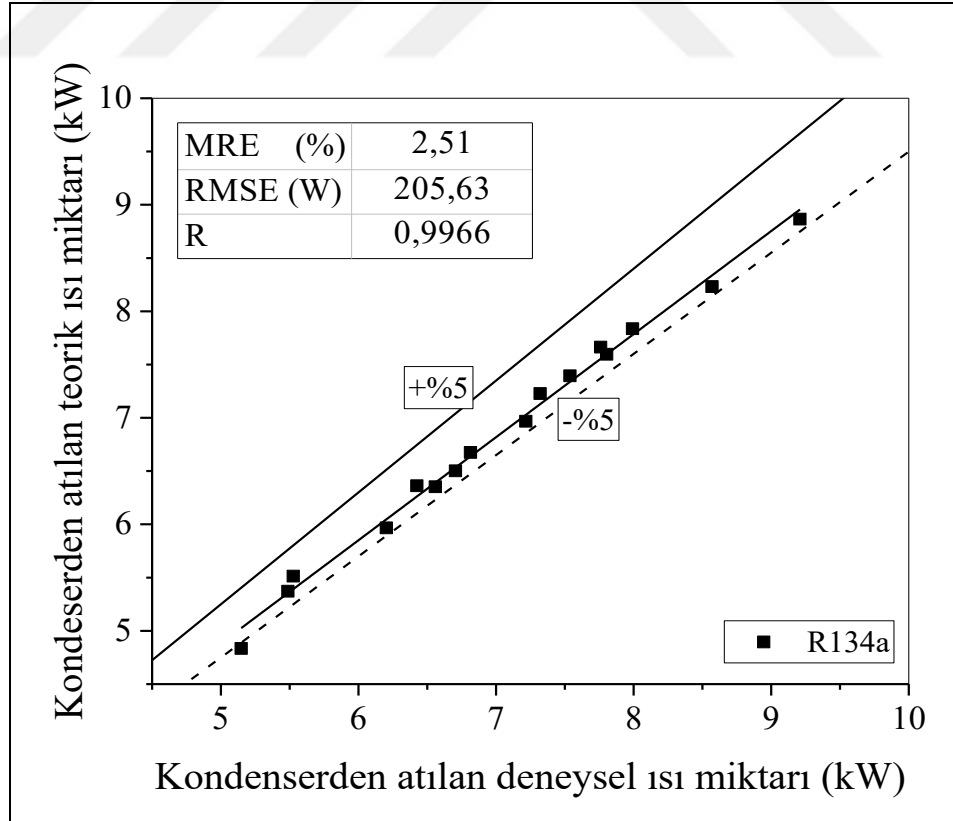
Her iki soğutucu akışkan için teorik ve deneysel yöntemler kullanılarak elde edilen kondenser çıkış sıcaklıkları ve kondenserde gerçekleşen ısı transferleri karşılaştırmaları Şekil 7.9–Şekil 7.12 arasında sırasıyla gösterilmiştir. Teorik ve deneysel yolla elde edilen sonuçların birbirlerine yakınlığını anlayabilmek amacıyla *MRE*, *RMSE* ve *R* olmak üzere üç farklı istatistiksel performans parametresi kullanılmıştır. Ayrıca, karşılaştırma sonuçlarının daha iyi gösterilebilmesi amacıyla, grafikler üzerine kusursuz tahmin çizgisi (grafiklerin ortasındaki kalın çapraz çizgi) de eklenmiştir.

Şekil 7.9’de, R134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modeli kullanılarak hesaplanan kondenser çıkış sıcaklıkları, 16 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere, deneysel ve teorik sonuçlar sahip oldukları %0,38’lik *MRE*, 1,52 K’lik *RMSE* ve 0,9745’lik *R* korelasyon katsayısı ile birbirlerine oldukça yakınlık göstermektedir.

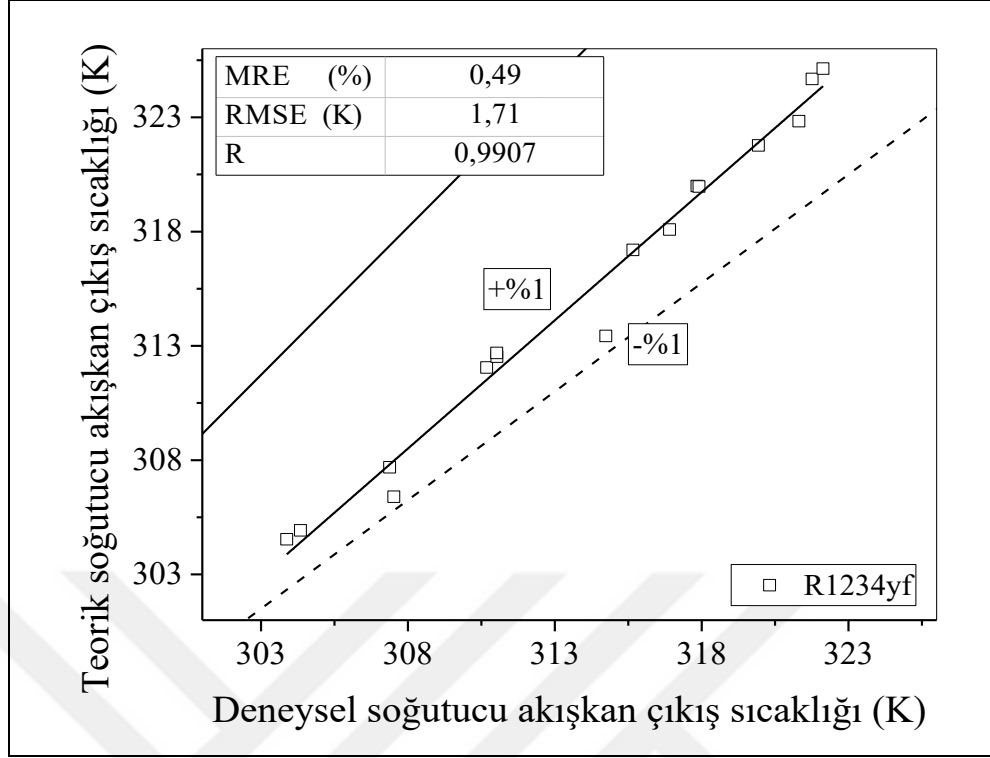
Şekil 7.10’de R134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan kondenserde atılan ısı değerleri, 16 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar, sahip oldukları %2,51’lik *MRE*, 205,63 W’lık *RMSE* ve 0,9966’lik *R* korelasyon katsayısı ile birbirlerine yakın değerler vermektedir.



Şekil 7.9. R134a için teorik ve deneysel kondenser çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması



Şekil 7.10. R134a için kondenserden atılan teorik ve deneysel ısıların karşılaştırılması

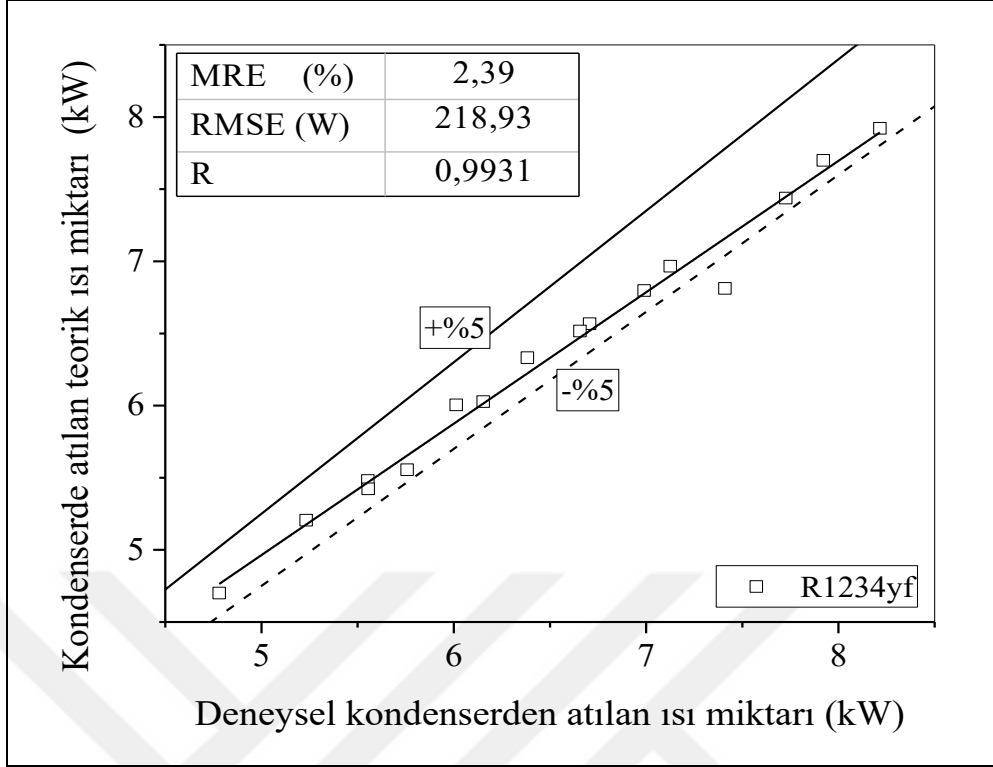


Şekil 7.11. R1234yf için teorik ve deneysel kondenser çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması

Şekil 7.11'de, R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan kondenser çıkış sıcaklıkları 16 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Teorik sonuçlar, deneysel sonuçlara sırasıyla %0,49, 1,71 K ve 0,9907'lik *MRE*, *RMSE* ve *R* korelasyon katsayısı derecesinde yakınlık göstermektedir.

Şekil 7.12'de, R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan kondenserde atılan ısı değerleri 16 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Teorik sonuçlar, deneysel sonuçlara sırasıyla %2,39, 218,93 W ve 0,9931'lik *MRE*, *RMSE* ve *R* korelasyon katsayısı derecesinde yakınlık göstermektedir.

İstatistiksel karşılaştırmalar incelendiğinde geliştirilen modelin R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanılması durumunda soğutucu akışkanın kondenser çıkış sıcaklıkları ve kondenserden atılan ısı miktarları için deneysel sonuçlara çok yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu sonuçlar, mikro kanallı paralel akımlı kondenser için oluşturulan ısı transfer modelinin oldukça doğru ve güvenilir olduğunu göstermektedir.



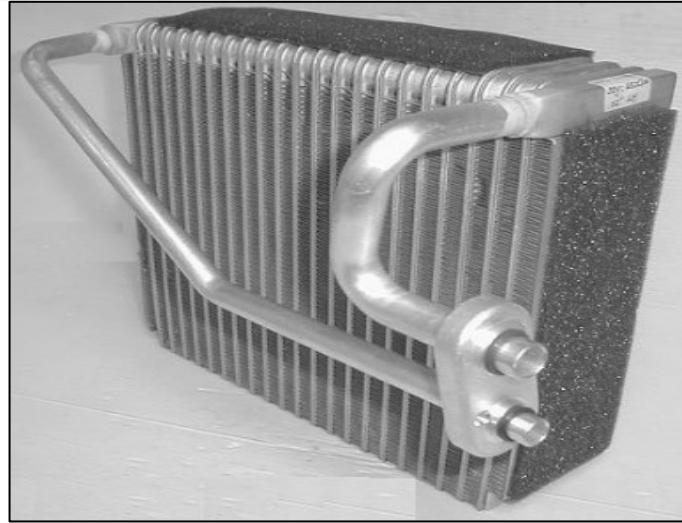
Şekil 7.12. R1234yf için kondenserden atılan teorik ve deneysel ısıların karşılaştırılması

8. EVAPORATÖR ISI TRANSFER MODELİ

Taşıt iklimlendirme sisteminin evaporatörü, aracın havalandırma sisteminde yer alan en önemli parçalardan birisidir. Oldukça sınırlı yerleşim hacminde görev yapan elemanın boyutlarının düşük, soğutma performansının ise yüksek olması istenmektedir. Belirli desenlerdeki plakaların preslenerek bir araya getirilmesi ile kanallar, kanalların birbirine panjur kanatçıklarla bir araya getirilip paketlenmesi ile evaporatör oluşturulmaktadır. Burada plakalar bir araya getirilerek mini kanallar oluşturulmakta ve akışkanın buharlaşarak ortamdan ısı çekmesi sağlanmaktadır.

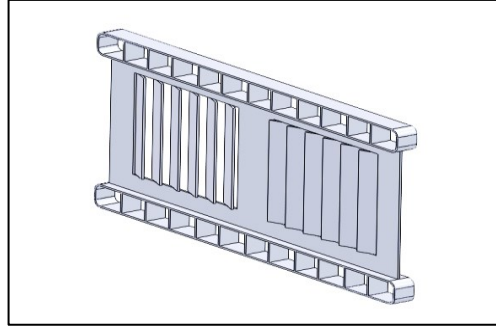
8.1. Modellenen Evaporatörün Özellikleri

DeneySEL sisteme ait panjur kanatçıklı mini kanallı evaporatörün genel özellikleri bu bölümde detaylı olarak açıklanmıştır. Şekil 8.1’de, evaporatörün fotoğrafı görülmektedir.



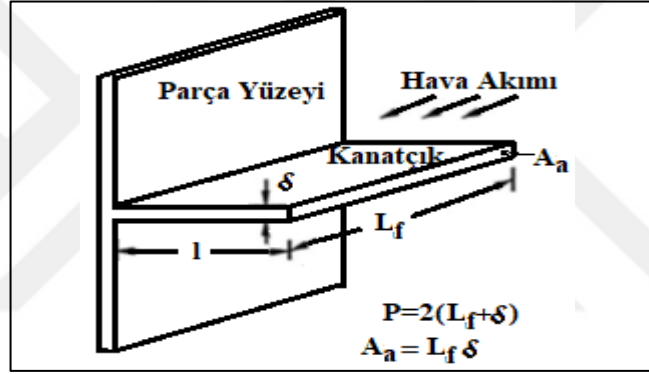
Şekil 8.1. Panjur kanatçıklı mini kanallı evaporatör

Şekil 8.2’de gösterilen panjur veya çok panjurlu kanatçıklar, seri üretimlerinin kolaylığı ve dolayısıyla daha düşük maliyetlerinden sebebi ile otomobil endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır.



Şekil 8.2. Panjur kanatçık geometrisi

Şekil 8.3'te tek bir kanatçık geometrisine ilişkin parametreler ve semboller gösterilmiştir. Burada l , L_f ve δ sırası ile kanat boyu, kanat derinliği ve kanat kesit kalınlığı olarak ifade edilmektedir.



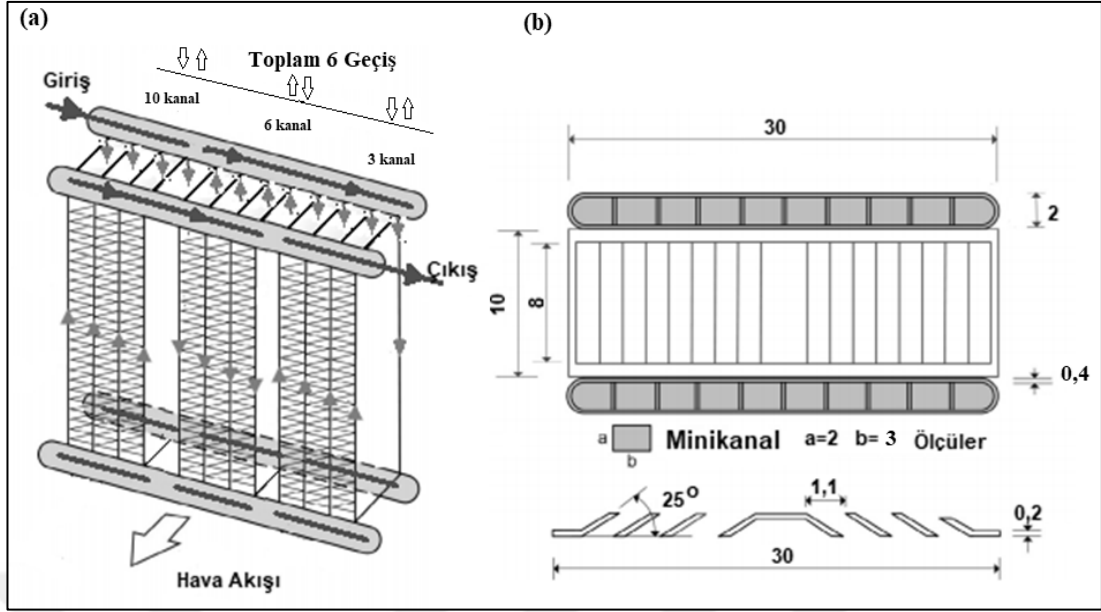
Şekil 8.3. Tek bir kanadın geometrisi

Şekil 8.4'te ise panjur geometrisinin kanatlar üzerindeki ve kanatçıkların mini kanallarda yerleşimleri şematik olarak gösterilmektedir.

Evaporatör plakalarının ve kanatçık geometrisinin ardından akışkanın evaporatör boyunca izlediği yol Şekil 8.4'te, evaporatör boyutları ise Tablo 8.1'de gösterilmiştir.

Tablo 8.1. Evaporatöre ait geometrik değerler

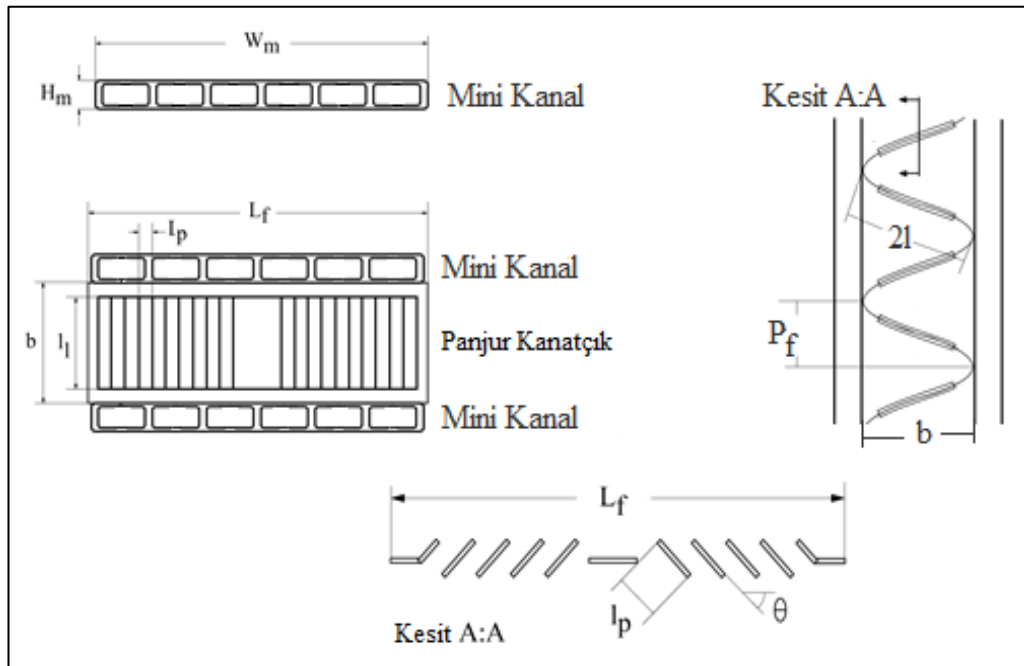
Panjur açısı (θ)	25°
Kanatçık adımı (F_p)	4 mm
Panjur adımı (L_p)	1,1 mm
Kanatçık boyu (F_l)	10,8 mm
Tüp derinliği (T_d)	30 mm
Panjur boyu (L_l)	8 mm
Tüp adımı (T_p)	10 mm
Kanatçık kalınlığı (δ_f)	0,2 mm



(a: genel geçişler, b: tüp kesiti ve panjur geometrisi)

Şekil 8.4. Mini kanallı evaporatörün şematik gösterimi [80]

Özellikle havanın ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında kullanılan Chang ve Wang tarafından önerilen korelasyonda elde edilen Colburn faktörü, evaporatörün geometrik boyutlarının bir fonksiyonu olduğundan dolayı bu parametrelerin doğru bir şekilde tayin edilmesi ve kullanılması gerekmektedir [72]. Geometrik verilerin net bir şekilde belirlenmesinde Şekil 8.5'ten faydalanılabilir.



Şekil 8.5. Mini kanal ve panjur kanatçıklarının kesit, ön ve yan görünüşleri

8.2. Evaporatör Modelinin Oluşturulması

Taşıt iklimlendirme sistemine ait mini kanallı panjurlu kanat geometrisine sahip evaporatörün ısı transfer modellemesi için daha önce kondenserde olduğu gibi etkenlik- NTU ($\varepsilon-NTU$) metodu kullanılmıştır.

8.2.1. Etkenlik yöntemi ve evaporatörde modellenmesi

Evaporatör için etkenlik; evaporatörde gerçekleşen ısı transferinin, zıt akımlı sonsuz uzunluktaki evaporatörde gerçekleşebilecek maksimum ısı transferine oranı olarak tanımlanır. Bu durumda etkenlik, aşağıdaki denklemden hesaplanabilir [73].

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (8.1)$$

Tek fazlı akış durumunda evaporatör sonundaki kızma bölgesinde etkenlik aşağıdaki denklemden bulunabilir [73].

$$\varepsilon = 1 - \frac{\exp[NTU^{0,22} \cdot \exp(-C_R \cdot NTU^{0,78}) - 1]}{C_R} \quad (8.2)$$

Burada C_R ısıl sığa oranını göstermekte olup değeri aşağıdaki denklemden belirlenebilir.

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{maks}} = \frac{\min(m_h c_{p,h}, m_s c_{p,s})}{\max(m_h c_{p,h}, m_s c_{p,s})} \quad (8.3)$$

Akışkanın iki fazlı durumda olduğu bölge, buharlaşma bölgesi olarak ifade edilir. Bu bölgede aşağıdaki etkenlik denklemi kullanılabilir.

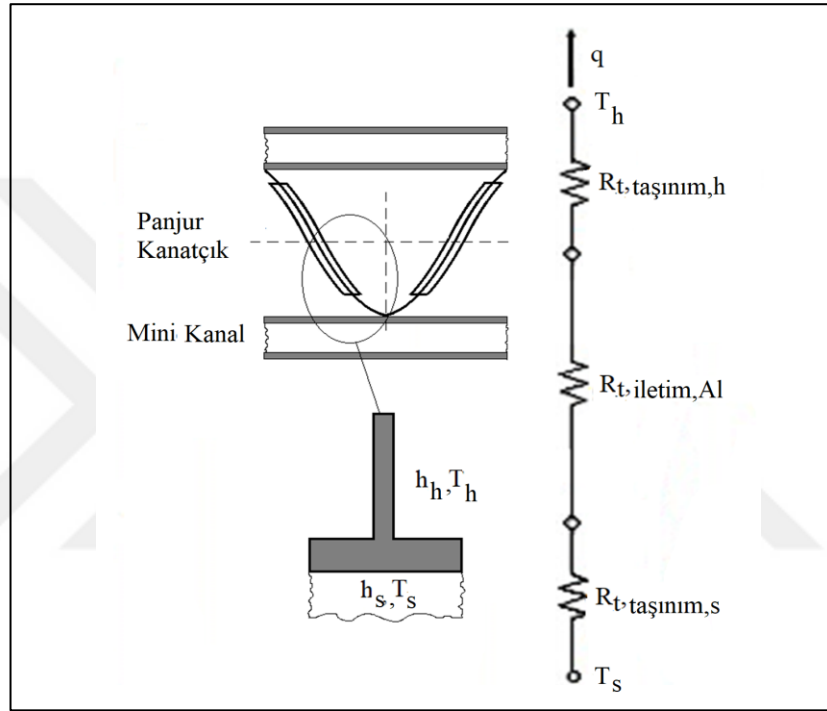
$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (8.4)$$

Bu denklemlerde ifade edilen NTU (Number of Transfer Units) geçiş birimi sayısı, aşağıdaki denklemden hesaplanabilmektedir.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (8.5)$$

8.2.2. Evaporatöre ait UA değerinin belirlenmesi

Evaporatörden düşük basınçta doymuş sıvı–buhar karışımı olarak geçen soğutucu akışkan, alüminyum yüzeylerden ısı çekerek buharlaşmaya çalışır. Isı transferi sırasında eşdeğer bir termal direnç söz konusudur. Bu direnç $1/UA$ olarak adlandırılır ve havadan soğutucu akışkana olan ısı transferi sırasındaki toplam termal direnç olarak ifade edilir. Şekil 8.6’da evaporatör için eşdeğer termal direnç oluşumu gösterilmiştir.



Şekil 8.6. Evaporatörün herhangi bir hesap bölgesi için eşdeğer ısı dirençleri

Hava ve soğutucu akışkan taraflarındaki taşınım dirençleri ile alüminyum tüp için iletim direnci aşağıdaki denklemlerden belirlenebilir.

$$R_{t,taşıım,h} = \frac{1}{\eta_0 h_h A_h} \quad (8.6)$$

$$R_{t,iletim,Al} = \frac{t}{k_{Al} A_{Al}} \quad (8.7)$$

$$R_{t,taşıım,s} = \frac{1}{h_s A_s} \quad (8.8)$$

Bu durumda eşdeğer termal direnç, aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_0 h_h A_h} + \frac{t}{k_{Al} A_{Al}} + \frac{1}{h_s A_s} \quad (8.9)$$

Denklem 8.6, 8.7 ve 8.8'de η_0 , h_h , A_h , k_{Al} , A_s ve h_s değişkenleri sırasıyla; kanatçık toplam yüzey verimini, hava tarafındaki ısı taşınım katsayısını, hava tarafındaki toplam ısı transfer yüzey alanını, alüminyum tüpün ısı iletim katsayısını, soğutucu akışkan tarafındaki toplam ısı transfer yüzey alanını ve soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir. Kanatçık toplam yüzey verimi η_0 ise aşağıdaki denklemden belirlenmektedir;

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_{Al}} (1 - \eta_f) \quad (8.10)$$

$$A_{Al} = A_f + A_t \quad (8.11)$$

Burada A_f ve A_t sırasıyla evaporatörün kanatçıklı ve kanatçıksız yüzey alanlarını ifade etmektedir.

Kanatçıkları paylaşan kanallar arasındaki sıcaklık farkı ihmal edilebilir ve iki alüminyum tüpün arasındaki kanatçığın ortasındaki kanatçık merkezi adyabatik olarak kabul edilebilir. Bu durumda, adyabatik uçlu kanatçık için kanatçık verimi η_f , aşağıdaki denklemden hesaplanmaktadır [74];

$$\eta_f = \frac{\tanh(m(L_f/2))}{m\left(\frac{L_f}{2}\right)} \quad (8.12)$$

Burada m , boyutsuz bir parametre olup değeri aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$m = \sqrt{\frac{h_h P_f}{k_f A_{kr,f}}} \quad (8.13)$$

Denklem 8.12 ve 8.13'de ifade edilen değişkenlerden L_f , P_f , k_f ve $A_{kr,f}$ sırasıyla; kanatçık boyunu, kanatçık adımını, kanatçık ısı iletim katsayısını ve kanatçık kesit alanını ifade etmektedir.

8.2.3. Hava akımı tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması

Kondenserde panjur kanatçıklardan ilerleyen hava akımı çiy noktası sıcaklığına düşmediği için panjur kanatçıklardan ilerlerken yoğuşma meydana gelmez ve hava tek

fazlı akışkan olarak panjur kanatçıkları terk eder. Fakat evaporatörde durum farklıdır. Hava akımı evaporatörün panjur kanatçıklarının metal yüzeylerine temas ederek ısı kaybeder ve sıcaklığı düşer. Çiy noktası sıcaklığına ulaştığı anda ise bağıl nemi %100'e ulaşır ve taşıyamadığı su buharı zerreciklerini kanatçık yüzeylerine bırakır. Bu sebeple, kanatçık yüzeylerinin sıcaklığı hava akımının çiy noktası sıcaklığı altına düştüğünde kanatçık yüzeylerinde ıslanma görülür ve ince bir su filmi tabakası oluşur. Bu durumda evaporatörün ısı transfer kabiliyeti azalmış olur. Kanat sıcaklığının çiy noktası sıcaklığı altına düştüğü bölgeler yaş hava, kanat sıcaklığının çiy noktası sıcaklığı üzerinde olduğu bölgeler ise kuru hava akımı bölgeleri olarak isimlendirilmiştir. Kuru hava akımı olan bölgelerde kondenser modelindeki gibi hava akımı tarafındaki ısı taşınım katsayısı (h_h), panjurlu kanat tip ısı değiştiriciler için Chang ve Wang [72] tarafından önerilen aşağıdaki ampirik korelasyon kullanılarak elde edilmiştir.

$$J = Re_{lp}^{-0,49} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,27} \left(\frac{p_f}{l_p}\right)^{-0,14} \left(\frac{b}{l_p}\right)^{-0,29} \left(\frac{W_t}{l_p}\right)^{-0,23} \left(\frac{l_l}{l_p}\right)^{0,68} \left(\frac{P_t}{l_p}\right)^{-0,28} \left(\frac{\delta}{l_p}\right)^{-0,05} \quad (8.14)$$

Burada Re_{lp} , kanatçık adımına bağlı Reynolds sayısını ifade etmektedir ve aşağıdaki denklemden belirlenmektedir.

$$Re_{lp} = \frac{G_{hava} l_p}{\nu_{hava}} \quad (8.15)$$

Evaporatörün geometrik özelliklerinden faydalanılarak boyutsuz bir parametre olan Colburn faktörü (J) hesaplanır. J 'nin havanın taşınım katsayısı ile olan ilişkisi aşağıdaki denklemden verilmiştir.

$$J = \frac{h_h}{\rho_h V_h c_{p,h}} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (8.16)$$

Bu denklemin geçerliliği $100 < Re_{lp} < 3000$ aralığı için olup h_h bu denklemden elde edilmektedir.

Yaş hava akımının olduğu bölgelerde ıslak yüzey ile hava arasındaki ısı transferi Denklem (8.17)'den hesaplanabilir [60].

$$Q_y = \frac{h_{0,y}}{b_y} (h_h - h_{d,t}) A_a \quad (8.17)$$

Burada $h_{0,y}$, b_y ve $h_{d,t}$ sırasıyla havanın evaporatöre giriş sıcaklığındaki entalpisini, su filmi ile kanatçık yüzeyi arasındaki entalpi farklarının sıcaklık farklarına oranını ve tüp yüzey sıcaklığındaki havanın entalpisini ifade etmektedir. Soğutucu akışkan ile tüp duvarları arasındaki ısı transferi Denklem (8.18)'den hesaplanabilir.

$$Q_t = \frac{h_s}{b_r} (h_{s,t} - h_{s,s}) A_s \quad (8.18)$$

Burada h_s soğutucu akışkanın entalpisini ifade etmektedir. b_r ise ortalama tüp ve soğutucu akışkan sıcaklıkları arasındaki hava doyumluk eğrisinin eğimini ifade etmektedir.

Denklem (8.17) ve Denklem (8.18)'de belirtilen b_y ve b_r parametreleri sırası ile Denklem (8.19) ve Denklem (8.20)'den bulunabilir.

$$b_y = \frac{h_{d,y} - h_{d,t}}{T_y - T_t} \quad (8.19)$$

$$b_r = \frac{h_{s,t} - h_{s,r}}{T_t - T_r} \quad (8.20)$$

Yaş hava akımının evaporatör kanatçıklarında oluşturduğu ıslak yüzeyle birlikte eşdeğer termal direnç, Denklem (8.21)'den hesaplanabilir.

$$\frac{1}{U_y A} = \frac{b_y}{\eta_0 h_h A_h} + \frac{t b_t}{k_{Al} A_{Al}} + \frac{b_r}{h_s A_s} \quad (8.21)$$

Yaş hava akımında C_R değeri hesabında kuru havaya göre küçük değişiklikler söz konusudur [60]. Denklem (8.22)'de C_R 'nin nasıl hesaplanacağı gösterilmektedir.

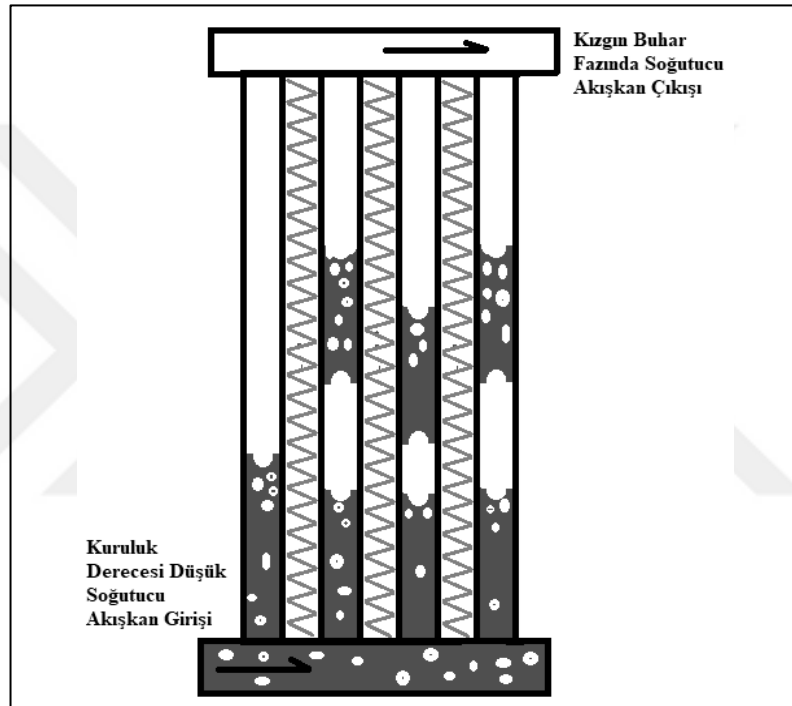
$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{maks}} = \frac{\min(m_h, m_s c_{p,s}/b_s)}{\max(m_h, m_s c_{p,s}/b_s)} \quad (8.22)$$

8.2.4. Soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması

Evaporatör boyunca ilerleyen soğutucu akışkan sırasıyla buharlaşma ve kızma bölgelerinden geçmektedir. Akışkanın ısı taşınım katsayısı belirlenirken iki fazlı bölge (buharlaşma) ve tek fazlı bölge (kızma) için farklı ampirik korelasyonlar kullanılmıştır.

8.2.4.1. İki fazlı bölgede soğutucu akışkan tarafından ısı taşınım katsayısının bulunması

Buharlaştırma esnasında soğutucu akışkan, doymuş sıvı ve doğmuş buhar olarak iki farklı fazda akış özelliği göstermektedir. Şekil 8.7’de gösterildiği gibi buharlaştırma mini kanal cidarlarında başlar ve her bir adımda gittikçe buhar fazındaki soğutucu akışkan miktarı artar. Yani buhar yüzdesi, soğutucu akışkan alüminyum yüzeylerden ısı çektikçe artar.



Şekil 8.7. Hava akımından ısı çeken soğutucu akışkanın mini kanal içinde faz değişimi

Otomotiv uygulamalarındaki ısı değiştiricilerde ısı transferi modellemesi amacıyla yapılmış bazı çalışmalarda kullanılan Cavallini ve Zecchin [78] korelasyonu, iki fazda ısı transfer katsayısının belirlenmesi için bu çalışmada da kullanılmıştır;

$$h_s = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr_{sivi}^{0,33} \left(\frac{k_{sivi}}{D_h} \right) \quad (8.23)$$

Burada Re_{eq} olarak ifade edilen eşdeğer Reynolds sayısı, aşağıdaki denklemden belirlenmektedir.

$$Re_{eq} = Re_{sivi} + Re_{gaz} \left(\frac{\mu_{gaz}}{\mu_{sivi}} \right) \left(\frac{\rho_{sivi}}{\rho_{gaz}} \right)^{0,5} \quad (8.24)$$

Bu denklemde geçen $Re_{sıvı}$ ve Re_{gaz} ise aşağıdaki denklemlerden bulunabilir.

$$Re_{sıvı} = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_{sıvı}} \quad (8.25)$$

$$Re_{gaz} = \frac{G x D_h}{\mu_{gaz}} \quad (8.26)$$

Burada μ soğutucu akışkanın dinamik viskozitesi, x kuruluk derecesi ve D_h soğutucu akışkanın akmakta olduğu kesitin hidrolik çapı olup kuruluk derecesi ve hidrolik çap sırası ile Denklem (8.27) ve Denklem (8.28)'den hesaplanabilir.

$$D_h = \frac{4 * \text{mini kanal eni} * \text{mini kanal boyu}}{\text{mini kanal eni} + \text{mini kanal boyu}} \quad (8.27)$$

$$x = \frac{(h_{giriş} - h_{sıvı})}{(h_{buhar} - h_{sıvı})} \quad (8.28)$$

8.2.4.2. Tek fazlı bölgede soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının bulunması

Evaporatörde tek fazlı bölgeler için ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında Gnielinski [75] tarafından önerilen korelasyon kullanılmıştır;

$$Nu_D = \frac{h_s D_h}{k_s} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (8.23)$$

Bu korelasyon, otomotiv uygulamalarında kullanılan tipik evaporatörlerin çalışma koşullarını kapsayacak şekilde $0,5 < Pr < 2000$ ve $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$ aralıkları için geçerlidir [74].

Korelasyon içerisinde f olarak ifade edilen sürtünme faktörü, Petukhov [76] tarafından önerilen korelasyon ile aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır;

$$f = (0,79 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (8.24)$$

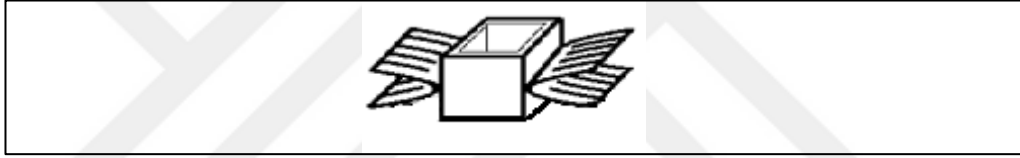
Burada Re_D aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$Re_D = \frac{\rho_s V_s D_h}{\mu_s} \quad (8.25)$$

Bu korelasyon, makul bir şekilde pürüzsüz yüzey koşullarına yaklaşmaktadır ve $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$ aralığında geçerlidir [74].

8.3. Deneysel Sistemde Evaporatör Isı Transferinin Hesaplanması

Evaporatördeki ısı transferinin hesaplanması sürecinde, her bir geçiş 50 dilime bölünmek suretiyle Şekil 3.5'te gösterildiği gibi 10-10, 6-6 ve 3-3 adet geçiş için toplam 1900 adet bölge oluşturulmuştur. Daha sonra her bir bölge, sahip olduğu tüp sayısına bölünmüştür. Bölünen tüpler, içinden geçen mini kanal sayısına (6 adet) tekrar bölünerek 11400 parçanın mini kanalından geçen soğutucu akışkan ve çevresindeki hava arasındaki ısı transferi incelenmiştir. Mini kanalın altında ve üstünde yer alan panjur kanatlar ortalarından bölünerek bir mini kanal ve onun etkisi altında kalan bölgeden oluşan kontrol hacmi oluşturulmuştur. Bu şekilde elde edilen kontrol hacmi, Şekil 8.8'de gösterilmiştir.



Şekil 8.8. Mini kanal ve etkisi altındaki hava bölgesinden oluşan kontrol hacmi

Her bir kontrol hacmi için ilgili korelasyonlar ve evaporatörün geometrik özellikleri kullanılarak hava ve soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayıları bulunmuştur. Korelasyonlar kullanılırken gerekli olan soğutucu akışkan ve havanın termofiziksel özellikleri için bir mühendislik denklem çözücü programdan faydalanılmıştır.

Evaporatör boyunca bulunan ısı taşınım katsayıları Denklem (8.9)'da ve Denklem (8.21)'de yerine konularak her bir kontrol hacmi için UA değerleri hesaplanmıştır. Daha sonra elde edilen UA değerleri Denklem (8.5)'de yerine konularak her bir kontrol hacmi için geçiş birim sayısı (NTU) elde edilmiştir. Daha sonra, soğutucu akışkanın iki veya tek fazlı bölgede olması durumuna göre Denklem (8.2) veya (8.4)'te verilen etkenlik bağıntılarından uygun olanı kullanılarak her bir kontrol hacmi için etkenlik (ϵ) hesaplanmıştır. Her bir kontrol hacmindeki etkenlik değeri ile aşağıdaki denklemden bulunacak maksimum ısı transferi değeri çarpılarak her bir kontrol hacmindeki gerçek ısı transferi belirlenmiştir.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,giriş} - T_{s,giriş}) \quad (8.26)$$

Daha sonra, bulunan ısı transferi değeri, kontrol hacmine uygulanan enerjinin korunumu denklemine taşınarak aşağıdaki denklemden soğutucu akışkanın kontrol hacmi çıkışındaki entalpi değerleri belirlenmiştir.

$$Q = \dot{m}_s(h_{s,giriş} - h_{s,çıkış}) \quad (8.27)$$

İlk kontrol hacminde hesaplanan çıkış entalpisi, bir sonraki kontrol hacminin giriş entalpisidir. Soğutucu akışkanın kontrol hacminde buhar yani tek fazda olduğu durumlarda çıkış entalpilerine göre kontrol hacmi çıkış sıcaklıkları program yardımıyla belirlenmiştir. Soğutucu akışkanın sıvı ve buhar çift fazlı akış özelliği gösterdiği noktalarda ise Denklem (8.28)'den faydalanılarak kuruluk derecesi hesaplanmıştır. Bu noktalarda kontrol hacmi çıkış sıcaklıkları akışkanın o bölgedeki doyma sıcaklığına eşittir.

Şekil 8.8'de gösterilen kontrol hacminin mini kanal en ve boy uzunlukları, kontrol hacmine ait kaç adet yarım kanat geometrisi olduğu, panjur kanat açısı, kanatçık adımı, panjur açıklığı, iki mini kanallı plaka yüzeyi arasındaki uzaklık ve plaka eni, panjurlu kanat uzunluğu, iki mini kanallı plaka merkezinin birbirine uzaklığı, kanatçığın malzeme kalınlığı, kanatçığın toplam uzunluğu ve evaporatör malzemesinin ısı iletim katsayısı girilir. Daha sonra iç ünite hava kanalının en ve boy uzunlukları ile iç üniteden geçen hava akımının basınç, sıcaklık, bağıl nem ve ortalama hız bilgisi girilir. Son olarak soğutucu akışkanın kütleli debisi, genişleme valfi giriş basıncı ve sıcaklığı ile evaporatör basıncı girilir. Bu parametrelerden faydalanılarak kanatçıklar arasından akan hava akımı için hidrolik çap, sıvı ve gaz fazındaki soğutucu akışkanın ilgili basınçtaki kinematik viskoziteleri, sıvı haldeki soğutucu akışkanın ısı iletim katsayısı ve Prandtl sayısı, sıvı veya gaz fazındaki soğutucu akışkanın yoğunlukları ve entalpileri belirlenir. Daha sonra, iç ünite hava kanalından geçen hava akımının bağıl nem ve basınç bilgisi ile hava akımının viskozitesi, ısı iletim katsayısı, sabit basınç ve hacimdeki özgül ısıları, yoğunluğu entalpisi ve Prandtl sayısı belirlenir. Denklem (8.15)'ten kanatçık adımına uyarlanmış Reynolds sayısı, Denklem (8.14)'ten Colburn faktörü ve Denklem (8.16)'daki havanın ısı taşınım katsayısı hesaplanır. Kanatçık toplam yüzey verimi Denklem (8.10) ve Denklem (8.11) yardımı ile belirlenir. Denklem (8.12) ve Denklem (8.13)'ten kanatçık verim ifadesi elde edilir.

Soğutucu akışkan için girilen sıcaklık ve basınç parametreleri ile akışkanın entalpisi belirlenir. Entalpi ve basınç bilgisi ile kuruluk derecesi tespit edilir. Akışkanın kuruluk derecesi ile kıyaslama yapılarak akışkanın tek veya iki fazlı olup olmadığı belirlenir. Akış tek fazlı ise kontrol hacminin mini kanal hidrolik çapı, akışkanın sabit basınçtaki özgül ısısı, iletim katsayısı, yoğunluğu, kinematik viskozitesi, Prandtl sayısı, kontrol hacminden geçen soğutucu akışkan debisi, soğutucu akışkanın ortalama hızı, Reynolds sayısı, Denklem (8.24)'ten sürtünme faktörü, Denklem (8.25)'den hidrolik çapa uyarlanmış Nusselt sayısı ve buradan da soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı hesaplanır. Bu aşamada kontrol hacminin kanatçıklarından geçen hava akımının kuru veya ıslak olması durumu kontrol edilir. Eğer geçen hava akımı çiy noktası sıcaklığının üstünde ise kuru hava olarak kabul edilir ve eşdeğer direncin hesaplanması için Denklem (7.9)'da gerekli olan tüm bilinmeyenler elde edilmiş olur ve bu denklemden I/UA değeri bulunur. Fakat hava akımı yağ ise Denklem (8.21) kullanılarak eşdeğer ısı direnci hesaplanır.

Havanın ve soğutucu akışkanın özgül ısıları yardımı ile minimum ve maksimum ısı sığalar belirlenir. Buradan kuru hava geçiş durumu için Denklem (8.3)'te, yağ hava geçişi durumunda ise Denklem (8.22)'de verilen C_R boyutsuz sayısı hesaplanır. NTU boyutsuz geçiş birimi sayısı Denklem (8.5)'ten hesaplanır. Etkenlik, tek fazlı akış için Denklem (8.2)'den hesaplanır. Denklem (8.26)'dan gerçekleştirilecek maksimum ısı transferi belirlenir. Bu ısı transferi miktarı etkenlik değeri ile çarpıldığında kontrol hacminde hava akımından soğutucu akışkana gerçekleşen ısı transferi belirlenmiş olur.

Akış iki fazlı ise kontrol hacmindeki hidrolik çap Denklem (8.25)'te belirtildiği şekilde hesaplanır. Denklem (8.24)'de verilen uyarlanmış eşdeğer Reynolds sayısı hesaplanır. Denklem (8.23) ile soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı bulunmuş olur. Yine bu aşamada kontrol hacminin kanatçıklarından geçen hava akımının kuru veya ıslak olması durumu kontrol edilir. Eğer geçen hava akımı çiy noktası sıcaklığının üstünde ise kuru hava olarak kabul edilir ve eşdeğer ısı direncin hesaplanması için Denklem (7.9)'da gerekli olan tüm bilinmeyenler elde edilmiş olur ve bu denklemden eşdeğer ısı direnci hesaplanır. Fakat hava akımı yağ ise Denklem (8.21) kullanılarak eşdeğer ısı direnci hesaplanır. Buharlaşma anında soğutucu akışkanın özgül ısısı çok büyük olacağından minimum özgül ısı havanın özgül ısısı olarak kabul edilir ve Denklem (8.5)'ten NTU hesaplanır. Buharlaşma bölgesi için tanımlanmış etkenlik değeri ise

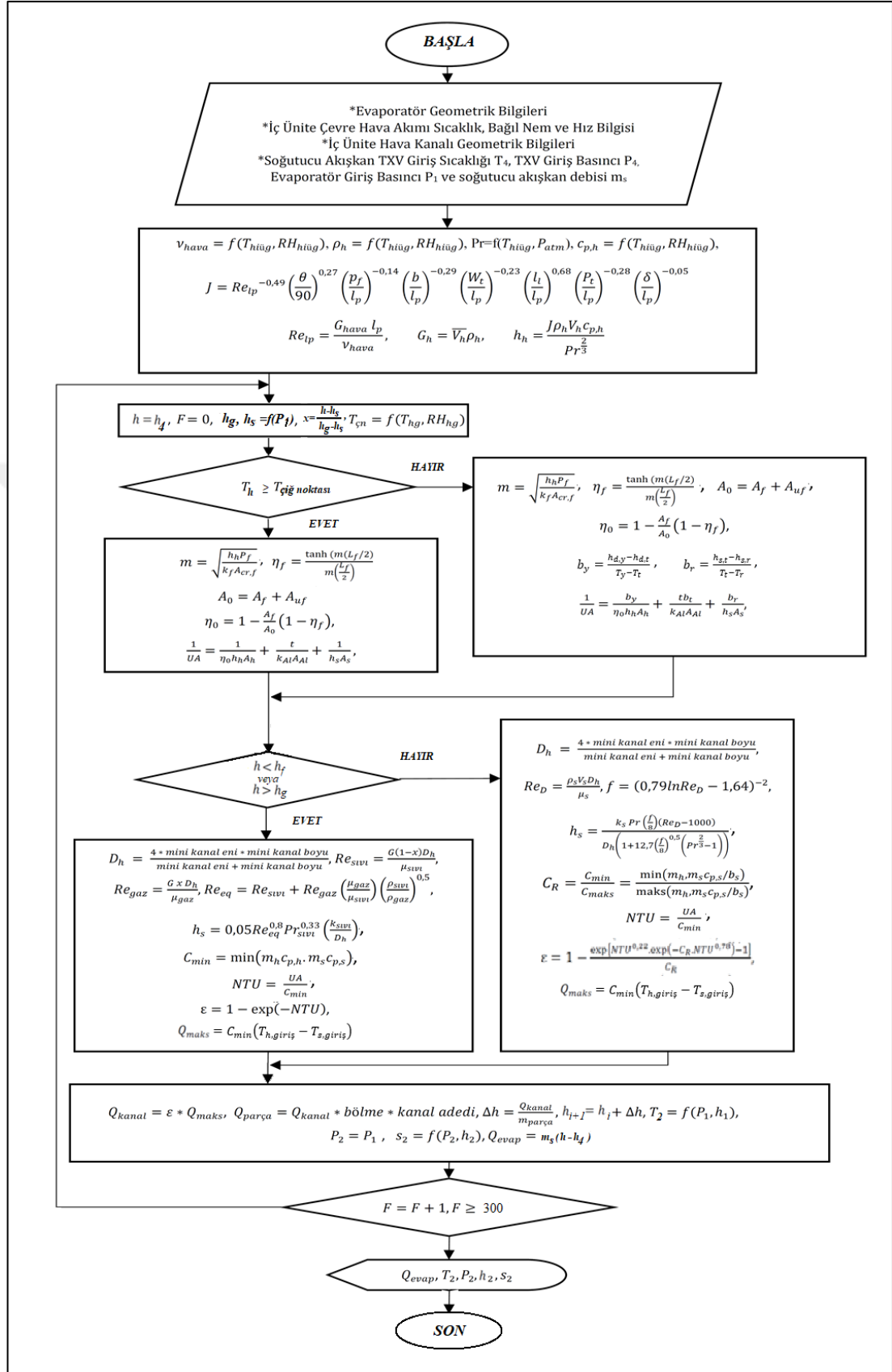
Denklem (8.4)'ten elde edilir. Denklem (8.26)'dan maksimum ısı transferi belirlenir ve etkenlikle çarpılarak çift fazlı bölgedeki ısı transferi bulunur.

Böylece kontrol hacminde soğutucu akışkanın tek veya çift fazlı akış halinde olmasına karşın hava akımına aktardığı ısı miktarı belirlenmiştir. Buna göre kontrol hacminden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi, kontrol hacmine giren soğutucu akışkan entalpisinin hava akımına aktarılan ısı miktarının kontrol hacmindeki soğutucu akışkanın kütleli debisine oranının toplamına eşittir. Evaporatör basıncı ve çıkış entalpisi yardımıyla soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ve kuruluk derecesi belirlenir. Bu şekilde bir kontrol hacminde hava akımından çekilen ısı, çıkış entalpisi, kuruluk derecesi ve soğutucu akışkan sıcaklığı belirlenmiş olur. Bir bölgeden hava akımından çekilen toplam ısı, paralel bağlı plakaların geçiş sayısı ve bir plakadaki mini kanal sayısı ile çarpılarak bulunur. Bu hesaplamadan sonra bir sonraki kontrol hacminde gerçekleşen ısı transferi dögüsel olarak gerçekleştirilir. Yeni kontrol hacminde giriş entalpisi bir önceki kontrol hacminin çıkış entalpidir ve soğutucu akışkanın yeni kontrol hacmine giriş özellikleri önceki kontrol hacminin çıkış entalpisine göre belirlenir. Dögü tamamlandığında 10–10, 6–6 ve 3–3 geçiş için ısı transferleri belirlenmiş olur ve bu miktarlar toplanarak evaporatörün toplam ısı çekme kapasitesi belirlenir. Sonuç olarak ise evaporatörün soğutma kapasitesi ile soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı, entalpisi ve entropisi belirlenmiş olur.

8.4. Geliştirilen Evaporatör Modelinin İstatistik Performans Parametreleri

Evaporatör modeli akış diyagramı, bir mühendislik denklem çözücü ile program haline dönüştürülmüş ve bu programdan hesaplanan model (teorik) sonuçları ile deneysel sonuçların uyumu, üç farklı istatistiksel parametre kullanılarak belirlenmiştir. Kondenser modelinde kullanılan Denklem (7.26), Denklem (7.27) ve Denklem (7.28)'den yararlanılarak sırası ile *MRE*, *RMSE* ve *R* korelasyon katsayıları elde edilebilir.

Program yardımı ile belirlenen teorik sonuçlar ve deneysel sonuçlar, aşağıda grafikler halinde karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Sonuçların daha rahat yorumlanabilmesi için grafiklerin ortasına mükemmel hesaplama sonuçlarını gösteren çapraz çizgi eklenmiştir.



Şekil 8.9. Evaporatör modeli akış diyagramı

Yapılan ısı transferi modellemesi kullanılarak her bir akışkan için 16 adet olmak üzere toplamda 32 adet farklı ısı transferi hesaplaması gerçekleştirilmiştir. Yapılan her bir hesaplamada evaporatördeki hava akımı ve akışkan giriş şartları, karşılaştırmanın yapıldığı deneysel çalışmalar esnasındaki hava ve akışkan giriş şartları ile aynı değerlerde alınmıştır.

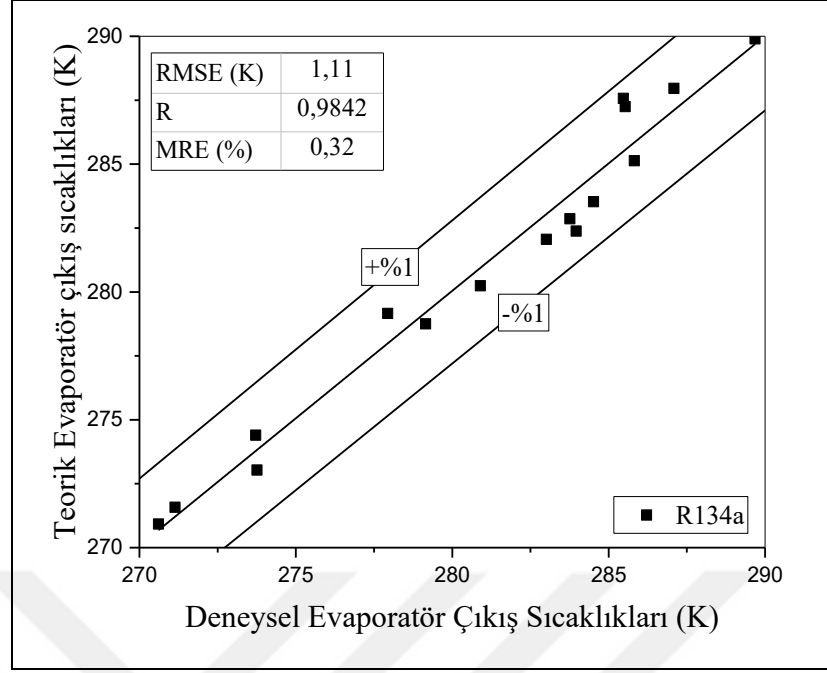
Aşağıdaki tabloda, ısı transfer hesaplamaları yapılan deneysel çalışmalardaki evaporatör hava akımı ve soğutucu akışkan giriş şartları ile kompresörün çalışma hızı kombinasyonları gösterilmektedir. Karşılaştırma yapılan deneylerin tamamında sabit kapasiteli kompresör kullanılmış olup iç ısı değiştiricisi devreye alınmamıştır. Hem R134a hem de R1234yf için tabloda belirtilen şartlar altında yapılan deney sonuçları kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Tablo 8.2. Evaporatör için ısı transferi hesaplamalarının yapıldığı çalışma şartları

Deneysel Numarası	Tiüg (°C)	Tdüg (°C)	Kompresör Devri(dev/dk)
1	25	25	1000
2			1500
3			2000
4			2500
5	30	30	1000
6			1500
7			2000
8			2500
9	35	35	1000
10			1500
11			2000
12			2500
13	40	40	1000
14			1500
15			2000
16			2500

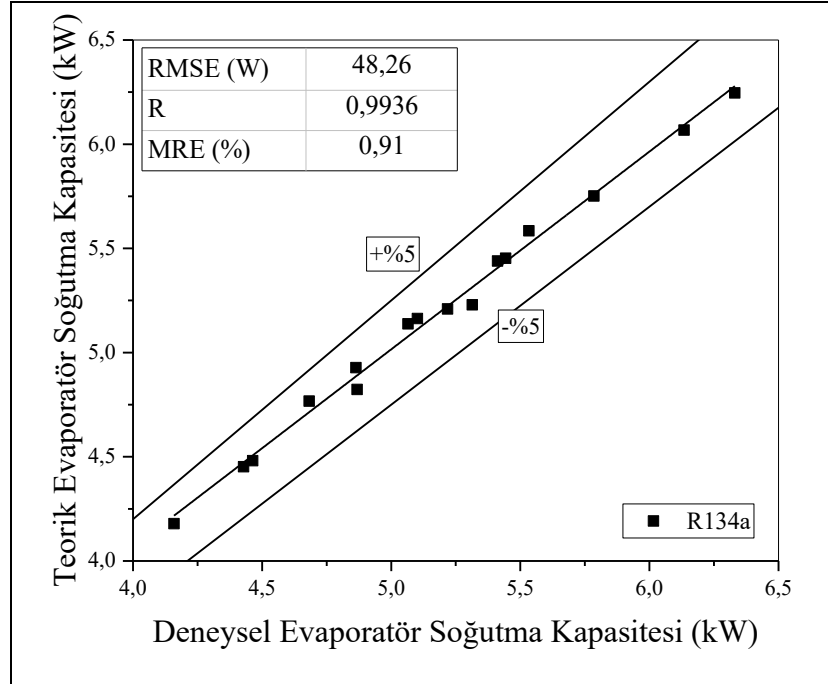
8.5. Teorik ve Deneysel Yolla Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırması

Her iki soğutucu akışkan için teorik ve deneysel yöntemler kullanılarak elde edilen evaporatör çıkış sıcaklıkları ve evaporatörden geçen hava akımından çekilen ısıların karşılaştırmaları sırasıyla Şekil 8.10–Şekil 8.13 arasında gösterilmiştir.

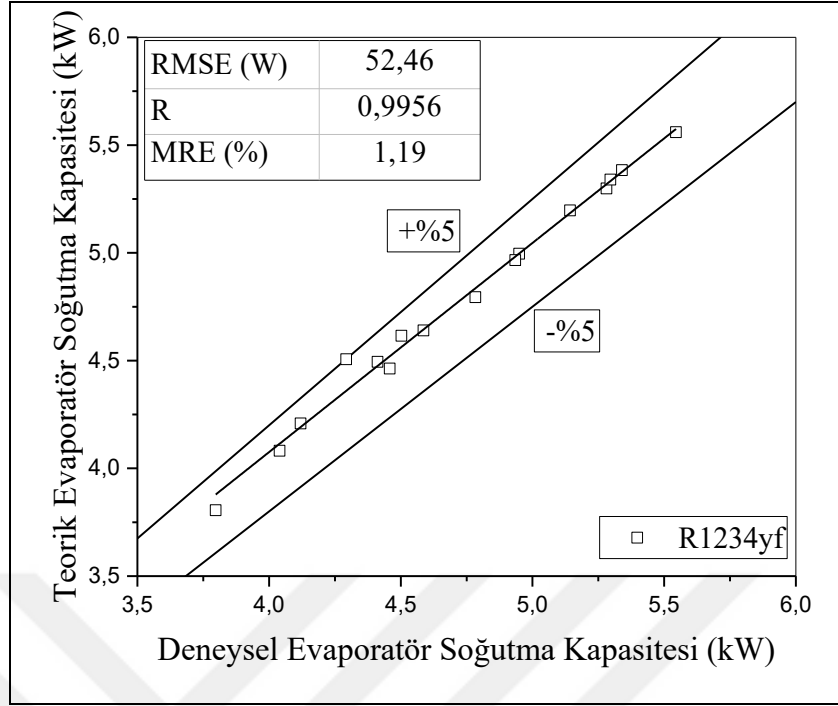


Şekil 8.10. R134a soğutucu akışkanının teorik ve deneysel evaporatör çıkış sıcaklıklarının karşılaştırması

Şekil 8.10'da, R134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modeli kullanılarak hesaplanan evaporatör çıkış sıcaklıkları 16 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır.



Şekil 8.11. R134a soğutucu akışkanı için teorik ve deneysel evaporatör soğutma kapasitelerinin karşılaştırılması



Şekil 8.13. R1234yf için teorik ve deneysel evaporatör soğutma kapasitelerinin karşılaştırılması

Şekil 8.14'te R1234yf soğutucu akışkanını kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan evaporatörde gerçekleşen ısı transferi, 16 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Teorik sonuçlar, deneysel sonuçlara göre 0,052 kW *RMSE*, %1,19 *MRE* ve 0,995 *R* korelasyon katsayısı ile yakınlık göstermektedir.

İstatistiksel karşılaştırmalar incelendiğinde, geliştirilen modelin R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanılması durumunda soğutucu akışkanın evaporatör çıkış sıcaklıklarında ve evaporatör soğutma kapasitelerinde deneysel sonuçlara çok yakın değerler verdiği görülmektedir. Bu sonuçlar, mini kanallı evaporatör için geliştirilen ısı transfer modelinin doğru ve güvenilir olduğunu göstermektedir.

9. KOMPRESÖR MODELİ

Otomotiv iklimlendirme sisteminin kalbi olan kompresörün modellenmesinde enerjinin korunumu denkleminde yararlanılmıştır. Kompresörde soğutucu akışkana aktarılan güç, Denklem (9.1)'den elde edilebilir.

$$W_{komp} = \dot{m}_s (h_{komp,çıkış} - h_{komp,giriş}) \quad (9.1)$$

Kompresörden geçen soğutucu akışkanının kütleli debisi ise aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$\dot{m}_s = \rho * \eta_v * n * VD \quad (9.2)$$

Burada ρ , kompresör girişindeki soğutucu akışkan yoğunluğunu, η_v kompresörün volümetrik verimini, n kompresörün dönüş hızını (dev/dk), VD ise kompresörün deplasman hacmini ifade etmektedir. VD , sabit bir değer olup deney setinde kullanılan Sanden SD7H15 model kompresör için 155 ml/dev'dir. Fakat η_v , kompresör devrindeki değişimin yanı sıra kompresörün giriş ve çıkış basınçlarının bir fonksiyonu olarak değişkenlik göstermektedir. Stoecker [81] ile Aral ve arkadaşları, [82]'nin yaptıkları çalışmalarda kullandıkları evaporatör soğutma kapasitesi ve kompresör güçlerini belirlemeye yönelik eşitlikler Denklem (9.3) ve (9.4)'te gösterilmiştir. Bu denklemlerde T_e ve T_c sırası ile evaporatör ve kondenser doyma sıcaklıklarını, e_i ve d_i ise sabit katsayıları ifade etmektedir.

$$Q_{evap} = e_1 + e_2 T_e + e_3 T_e^2 + e_4 T_c + e_5 T_c^2 + e_6 T_e T_c + e_7 T_e^2 T_c + e_8 T_c^2 T_e + e_9 T_c^2 T_e^2 \quad (9.3)$$

$$W_{komp} = d_1 + d_2 T_e + d_3 T_e^2 + d_4 T_c + d_5 T_c^2 + d_6 T_e T_c + d_7 T_e^2 T_c + d_8 T_c^2 T_e + d_9 T_c^2 T_e^2 \quad (9.4)$$

Kompresör hızı ile soğutucu akışkanın kompresör giriş ve çıkış basınçları, volümetrik ve izentropik verimleri etkilemektedir. Denklem (9.3) ve Denklem (9.4)'ten esinlenerek volümetrik verim (η_v) ve izentropik verimin (η_s) kompresör hızı n , kompresör giriş basıncı P_g ve kompresör çıkış basıncı P_ζ 'ye göre değişimini gösteren ampirik bağıntılar sırası ile Denklem (9.5) ve (9.6)'te verilmiştir.

$$\eta_v = c_1 + c_2 n + c_3 P_g + c_4 P_\zeta + c_5 n^2 + c_6 P_g^2 + c_7 P_\zeta^2 + c_8 n P_g P_\zeta + c_9 n^2 P_g P_\zeta + c_{10} n P_g^2 P_\zeta + c_{11} n P_g P_\zeta^2 + c_{12} n^2 P_g^2 P_\zeta^2 \quad (9.5)$$

$$\eta_s = k_1 + k_2 n + k_3 P_g + k_4 P_\zeta + k_5 n^2 + k_6 P_g^2 + k_7 P_\zeta^2 + k_8 n P_g P_\zeta + k_9 n^2 P_g P_\zeta + k_{10} n P_g^2 P_\zeta + k_{11} n P_g P_\zeta^2 + k_{12} n^2 P_g^2 P_\zeta^2 \quad (9.6)$$

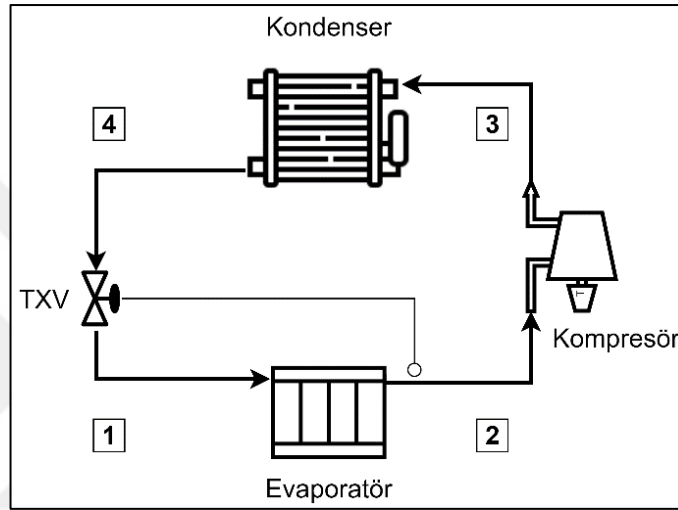
Bu denklemlerde basınçlar kPa, kompresör hızı ise dev/dk birimindedir. Denklemler içindeki c ve k katsayılarının değerleri, yeterince geniş çalışma koşulları altında yapılan 12 adet deney sonucu kullanılarak Tablo 9.1'de olduğu gibi elde edilmiştir.

Tablo 9.1. η_v ve η_s için ampirik korelasyonlarındaki c ve k katsayıları

η_v için c katsayıları	Değer	η_s için k katsayıları	Değer
c_1	-11,78	k_1	-74,06
c_2	-2,47	k_2	0,1855
c_3	1,593	k_3	0,304
c_4	-0,1873	k_4	0,04356
c_5	$2,931 \cdot 10^{-3}$	k_5	$-5 \cdot 10^{-4}$
c_6	$-9,5 \cdot 10^{-4}$	k_6	$-16 \cdot 10^{-5}$
c_7	$1,29 \cdot 10^{-5}$	k_7	$-1,1 \cdot 10^{-5}$
c_8	$-1,5 \cdot 10^{-6}$	k_8	$-6,61 \cdot 10^{-7}$
c_9	$8,21 \cdot 10^{-10}$	k_9	$6,49 \cdot 10^{-10}$
c_{10}	$1,63 \cdot 10^{-9}$	k_{10}	$3,4 \cdot 10^{-10}$
c_{11}	$1,67 \cdot 10^{-10}$	k_{11}	$8,78 \cdot 10^{-11}$
c_{12}	$-9,83 \cdot 10^{-16}$	k_{12}	$-2,25 \cdot 10^{-16}$

10. OTOMOTİV İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN GENEL MODELİ

Deneysel sistemin soğutma modunda çalışması durumu için genel bir sistem modeli oluşturulmuştur. Bu modeli oluştururken basitleştirilmiş çevrim, bileşenler ve önemli noktalar Şekil 10.1’de gösterilmiştir.

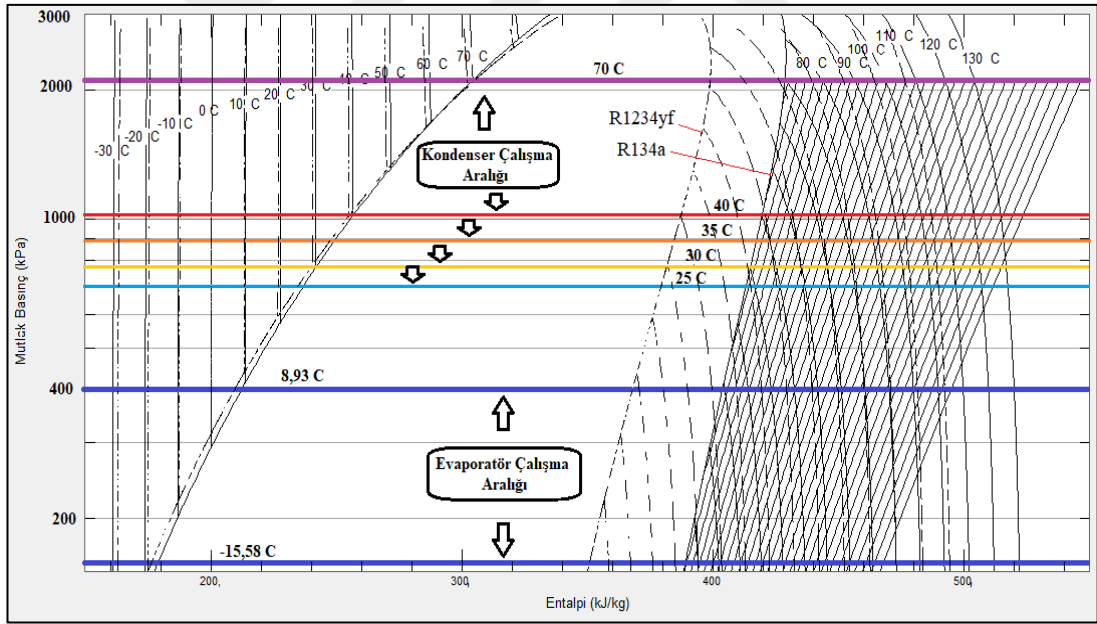


Şekil 10.1. Deneysel sistemin soğutma modunda çalışma durumu için şematik gösterimi

1 noktasında belirli bir kuruluk derecesine sahip soğutucu akışkan, doymuş sıvı ve buhar karışımı olarak evaporatöre girmekte ve burada iç ünite hava akımından ısı çekerek buharlaşmaktadır. Tamamen buhar fazına geçen soğutucu akışkan evaporatörü terk etmeden bir miktar daha ısı çekerek kızgın buhar haline gelmektedir. Kızgınlık derecesini sabit tutabilmek için evaporatör çıkış borusu üzerine TXV sensörü monte edilmiş ve kızgınlık 5°C sıcaklığa ayarlanmıştır. Evaporatör çıkışındaki sıcaklık artış ve azalış eğilimine göre TXV, sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarını belirlenen soğutucu akışkan evaporatör çıkış sıcaklığına göre ayarlamaktadır. 2 noktasında soğutucu akışkan evaporatörü terk edip kompresörün girişinden emilmektedir. Kompresör soğutucu akışkana güç aktarmakta ve akışkan 3 noktasında yüksek basınçta kızgın buhar olarak kompresörü terk etmektedir. Akışkan, daha sonra kondensere giriş yapmakta ve evaporatörden çektiği ısı ile kompresörden kazandığı işi kondenserin dış yüzeylerinden geçen çevre havasına atmaktadır.

Yoğuşma sonrasında kondenseri terk etmeden bir miktar daha ısı atan soğutucu akışkan, aşırı soğutulmuş sıvı olarak kondenseri terk etmekte ve 4 noktasında TXV'ye giriş yapmaktadır. Böylece çevrim tamamlanmaktadır.

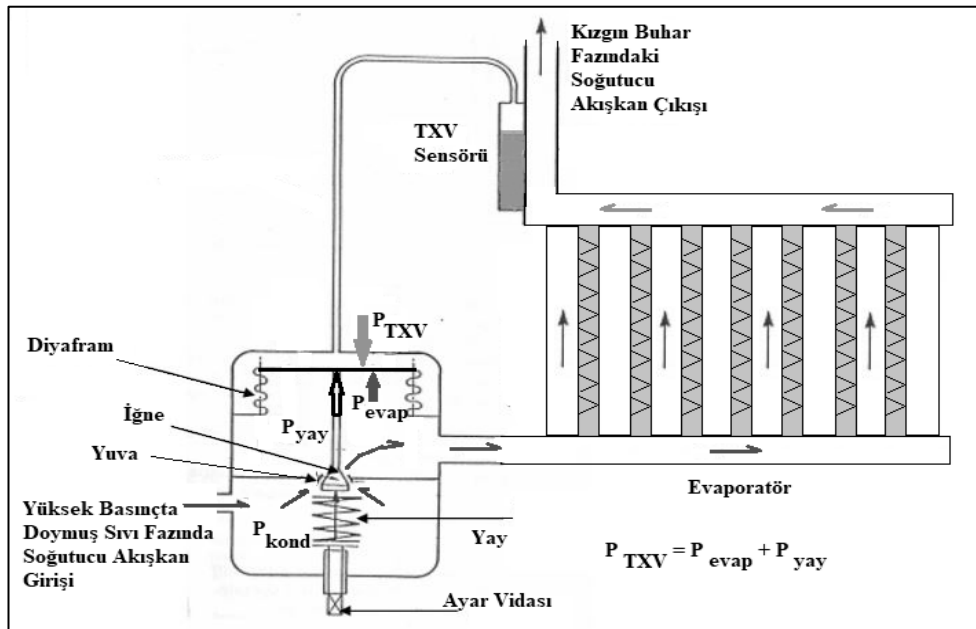
Model oluşturulurken akışkanın çevrimdeki hareketleri ve elemanların davranışları göz önüne alınarak çevrimin sıcaklık ve basınç limitleri belirlenmiştir. R134a ve R1234yf için Şekil 10.2'de basınç ve entalpi grafiği verilmiştir. İç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları 25 ila 40°C aralığında değiştirilmiştir. Aynı zamanda deneysel sistemde basınç anahtarları, kompresör giriş için en düşük mutlak basınç 160 kPa, kompresör çıkışı için en yüksek mutlak basınç 2100 kPa'ya ayarlanmıştır. Şayet soğutucu akışkan basıncı kompresör girişinde 160 kPa'nın altına düşerse veya kompresör çıkışında 2100 kPa'nın üzerine çıkarsa, basınç anahtarları tarafından kompresör elektromanyetik kavramasının enerjisi kesilerek kompresör devre dışı bırakılmaktadır.



Şekil 10.2. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için basınç-entalpi diyagramı

TXV'nin çalışma mantığı irdelenerek modelin döngü çerçevesi belirlenmiştir. Şekil 10.3'te şematik gösterimi verilen TXV'nin iğne pozisyonunun değişimi gösterilmiştir. İlk durumda sistem elemanları ve kapalı devre içerisinde bulunan soğutucu akışkan yaklaşık olarak çevre sıcaklığı ile denge halinde olduğu bilinmektedir. Bu durumda evaporatör çıkışında konumlandırılan TXV sensörü de çevre sıcaklığı değerine eşit bir sıcaklık değeri algılamaktadır. Şekil 10.3 incelendiğinde, başlangıç durumunda

genleşme valfinin açıklığı en üst seviyededir. Fakat TXV'nin tam açık olması durumunda bile iğne ve yuva arasındaki açıklık boru çaplarından daha küçük bir geçiş kesitine sahip olduğundan kompresör devreye alınıp soğutucu akışkan devridaim etmeye başladığı andan itibaren TXV, kompresörün gönderdiği soğutucu akışkana karşı bir direnç oluşturmaya başlar. Bu sebeple kompresör çıkış basıncı artar ve kompresör giriş basıncı düşer. Basınç değerlerinin kompresör girişinde ve çıkışında sırası ile düşüp artmasına bağlı olarak soğutucu akışkanın sıcaklık değerleri değişir. Böylece evaporatörden geçen soğutucu akışkan sıcaklığı çevre sıcaklığının altına iner, kondensere gönderilen soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üstüne çıkmaya başlar. Sıcaklık farklarının oluşması sonucu, evaporatör ve kondenser hava akımları ile bu elemanlardan geçen soğutucu akışkan akımları arasında ısı transferi olur. TXV, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın kızgınlığının 5°C kadar olmasına izin verir. Fakat kızgınlığın belirlenen değerin altına düşmesi durumunda TXV'nin sensör basıncı düşer, kurulu yayın baskısı üstün gelir ve iğne yuvasına doğru yaklaşır. Bu şekilde geçiş kesiti daralır ve soğutucu akışkan debisi azaltılmış, TXV giriş ve çıkışındaki basınç farkı arttırılmış olur. Böylelikle soğutucu akışkanın evaporatör çıkışında istenilen kızgınlık değerine sahip olması sağlanır.

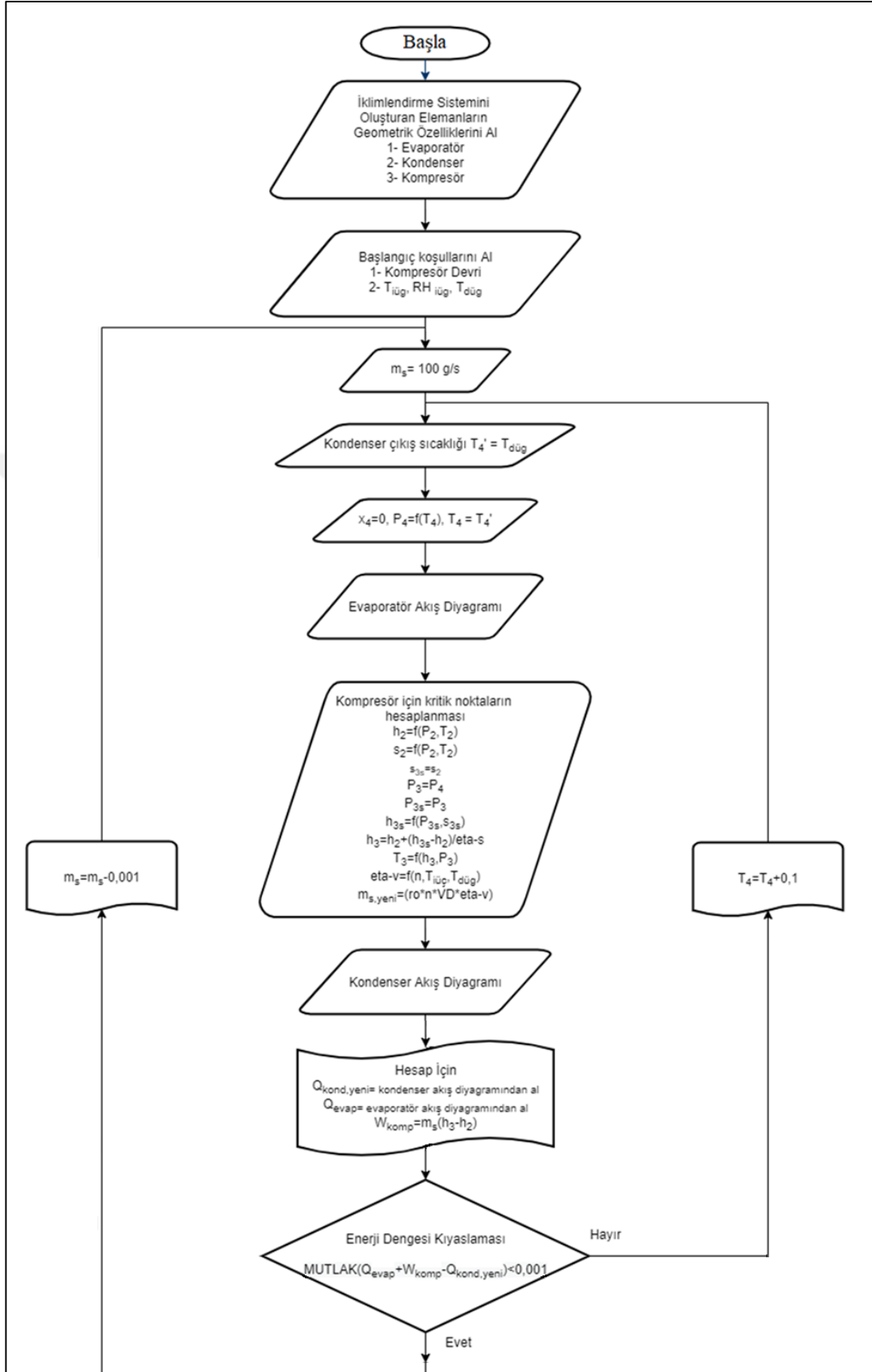


Şekil 10.3. TXV basınç denge durumu

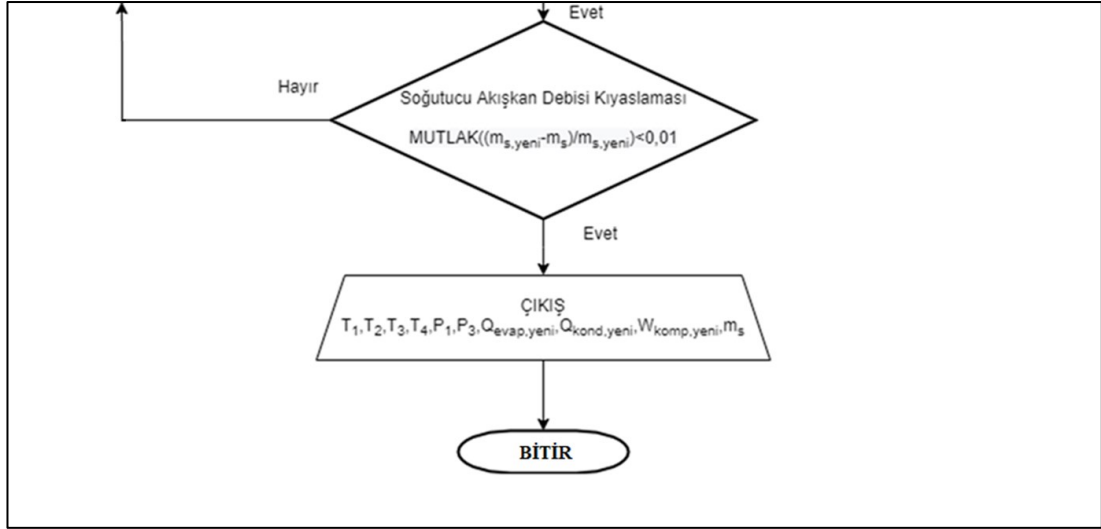
Genel sistem modeli oluşturulurken evaporatör, kompresör ve kondenser modelleri birleştirilerek bir algoritma oluşturulmuş ve bu algoritmaya göre mühendislik denklem

çözümleyicisi yardımıyla bir program yazılmıştır. Bu programda kondenser ve evaporatör için ayrı ayrı programlar oluşturulmuştur. Oluşturulan programlarda her iki eleman için enerjinin korunumu denklemlerinden ve ısı transferi denklemlerinden yararlanılarak bir kıyaslama yapılmaktadır. Örneğin; evaporatörün Şekil 10.2’de gösterilen çalışma aralığında ısı transferi ve enerji dengesi denklemlerinden elde edilen soğutma kapasitesi değerlerinin hangi basınç noktasında aynı olduğu belirlenmeye çalışılmaktadır. Benzer şekilde kondenser için de aynı karşılaştırma yapılmaktadır. Böylece sistemin enerji dengesi yardımıyla çevrim içindeki noktaların özellikleri belirlenmektedir. Son olarak bu noktalardaki soğutucu akışkanın termofiziksel özellikleri dikkate alınarak hesaplanan soğutucu akışkan debisi ile ilk döngüde tahmin edilen soğutucu akışkan debisi kıyaslanmaktadır. Şayet birbirlerine çok yakın değerlerde soğutucu akışkan debileri elde edilirse, programın döngüsü sonlandırılarak çevrim noktalarında soğutucu akışkanın termofiziksel özellikleri kesinleştirilir. Ancak debiler birbirinden farklı ise debiler %1 oranında birbirine yakınsayana kadar önceki debi değerinden 1 g/s azaltılarak yukarıda açıklanan döngüye devam edilir. Aynı debiler sağlandığında, programdan elde edilen değerler kullanılarak soğutma kapasitesi, *STK*, kompresör gücü gibi büyüklükler hesaplanır. Hesaplamalar yapılırken programda genişleme valfinin sensörünün başlangıçta çevre sıcaklığı ile dengede olduğu bilindiğinden, sistem çalıştırıldığında ilk anda tamamen açık olduğu kabul edilmiştir. Deneysel sonuçlardan yararlanılarak çalışma aralıkları soğutucu akışkan debisi için 15–100 g/s, kondenser çıkış sıcaklığı için çevre sıcaklığı ile 70°C aralığında ve evaporatör mutlak basıncı için 160–450 kPa olarak belirlenmiştir.

Sistemin genel modelinin akış diyagramı Şekil 10.4’te verilmiştir. Evaporatör, kondenser ve kompresör modelleri kalıp modeller olarak kalacak şekilde genel model oluşturulmuştur. İç ve dış hava akımı giriş sıcaklığı, hızı ve bağıl nemi ile kompresör devri modele değişken olarak atanır. Maksimum soğutucu akışkan debisi değeri olarak 100 g/s ile çözümlenmeye başlanır. Burada TXV’nin soğutucu akışkan debisini başlangıç şartlarında maksimum değerinde geçirirken kızgınlık değerine uygun olarak soğutucu akışkan debisinde kısılmaya sebep olduğu mantığı izlenmiştir. Çevrimin 4 noktası başlangıç sıcaklığı olarak dış ünite hava akımı sıcaklığına eşittir ve bu sıcaklıkla ilk evaporatör yükü değeri hesaplanır.



Şekil 10.4. Sistem genel modeli akış diyagramı

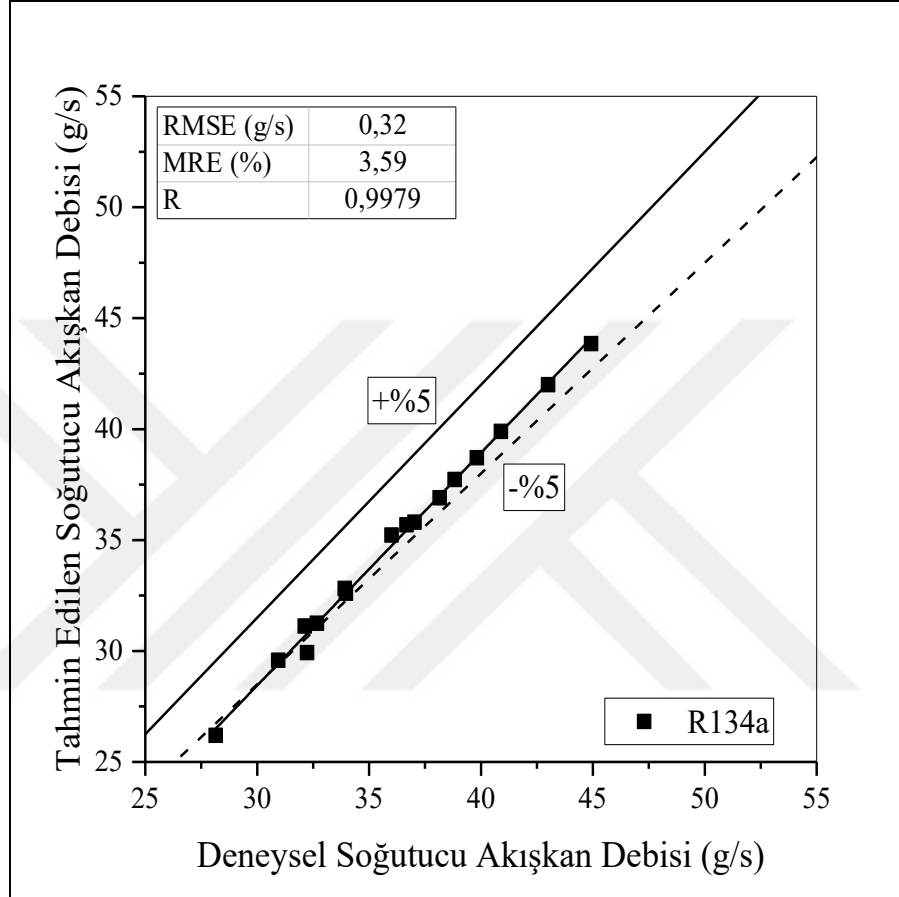


Şekil 10.4. (Devam) Sistem genel modeli akış diyagramı

Kompresör modeline göre kompresör giriş ve çıkışında soğutucu akışkanın entalpi, basınç, sıcaklık ve entropi gibi değerleri çevrimin 2 ve 3 noktaları için belirlenir. Daha sonra, kompresör modeline göre yeni bir soğutucu akışkan debisi hesaplanır. Sonrasında, çevrimin 3 ve 4 noktaları arasında kondenser modeli çalıştırılır ve 4 noktası için soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri belirlenir. Bu aşamadan sonra bir enerji dengesi sorgulaması yapılır. 1 ve 3 noktaları arasındaki soğutucu akışkan termodinamik özellikleri ile hesaplanan evaporatör ve kompresör güçlerinin toplamının kondenser modelinden elde edilen kondenser gücü ile mutlak farkının 1 W'dan küçük olması durumunda soğutucu akışkan debilerinin kıyaslamasının yapılması aşamasına geçilir. Eğer 1 W'dan küçük bir mutlak fark elde edilemiyorsa çevrim başa döndürülür ve 4 noktasındaki kondenser çıkış sıcaklığı 0,1°C artırılarak tekrar çözümleme yapılır. 1 W'dan daha küçük mutlak fark elde edilinceye kadar bu işlemler devam eder. Şartlar sağlanınca, başlangıçta belirlenen soğutucu akışkan debisi ile kompresör modelinden elde edilen soğutucu akışkan debisi kontrol edilir. Eğer bu soğutucu akışkan debileri %1 oranından daha fazla farka sahipse çevrim başa döner ve giriş soğutucu akışkan debisi 1 g/s azaltılır ve çevrim bu noktaya kadar tekrarlanır. Bütün şartların sağlandığı durumda soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri ve modellerde hesaplanan evaporatör, kompresör ve kondenser güçleri çıktı olarak elde edilir.

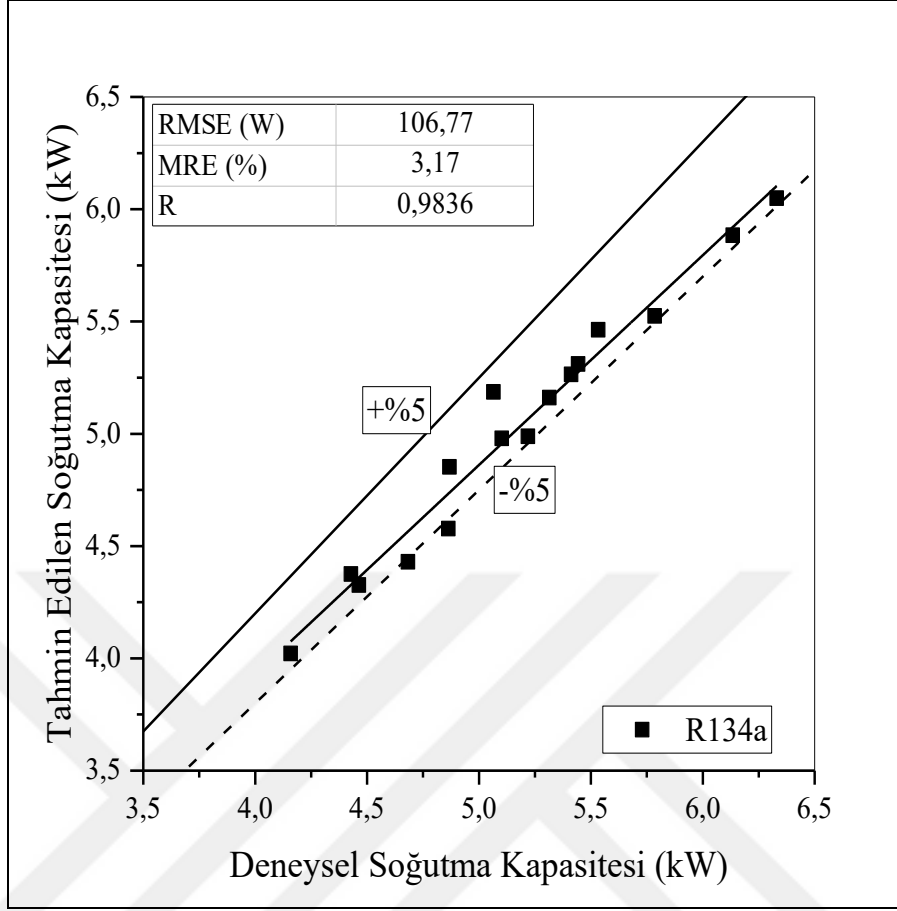
Modelin oluşturulmasının ardından R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için soğutma modunda çalışan sabit kapasiteli kompresöre sahip taşıt iklimlendirme

sisteminde modelce tahmin edilen soğutucu akışkan debisi, soğutma kapasitesi, kompresör gücü ve *STK* değerleri elde edilmiştir. Tahmin edilen sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması, istatistiksel performans parametreleri kullanılarak Şekil 10.6 ile Şekil 10.13 arasında verilmiştir.



Şekil 10.5. R134a için tahmin edilen ve deneysel soğutucu akışkan debilerinin karşılaştırması

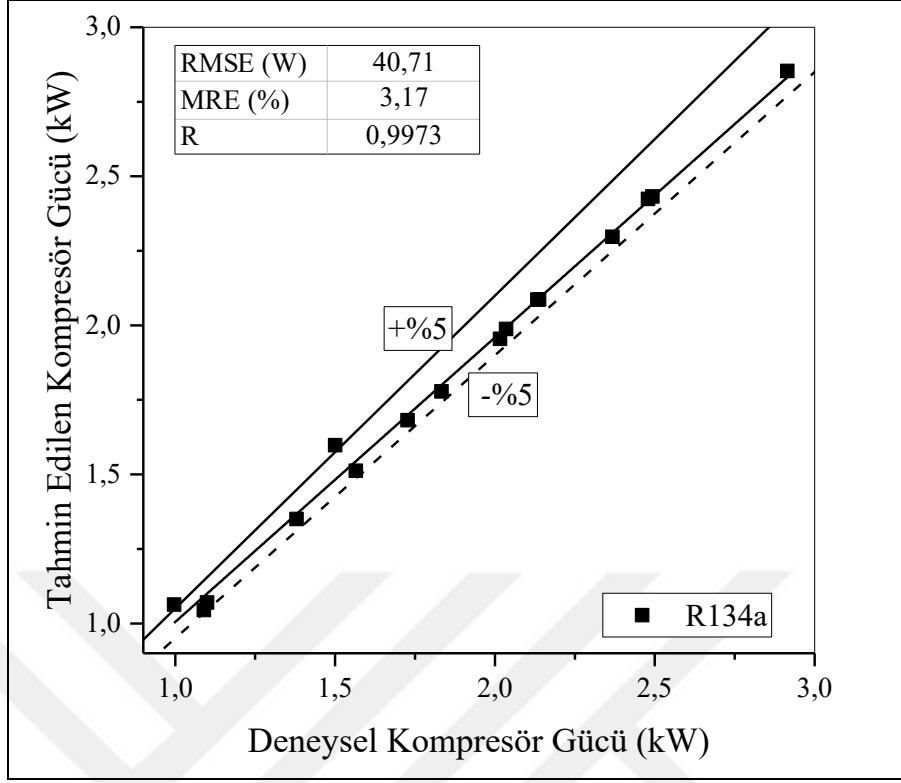
Şekil 10.6'da, R134a soğutucu akışkanını kullanarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve genel model kullanılarak belirlenen soğutucu akışkan debileri, 16 farklı deney şartı için istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar kıyaslandığında *RMSE* değeri 0,32 g/s, *MRE* yüzdesi 3,59 ve korelasyon katsayısı 0,9979 olarak elde edilmiş olup sonuçların çoğunluğunun %5 hata bandı aralığında kaldığı görülmektedir.



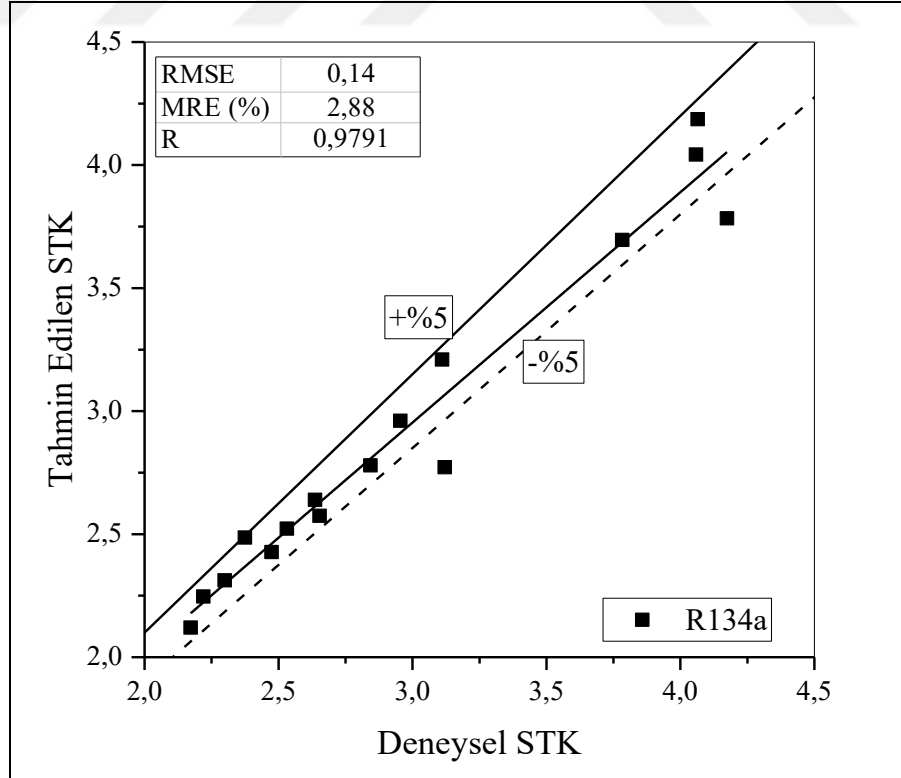
Şekil 10.6. R134a için tahmin edilen ve deneysel soğutma kapasitelerinin karşılaştırması

Şekil 10.7’de, R134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve genel model kullanılarak belirlenen soğutma kapasiteleri, 16 farklı deney şartı için istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar kıyaslandığında *RMSE* değeri 106,77 W, *MRE* yüzdesi 3,17 ve korelasyon katsayısı 0,9836 olarak elde edilmiş olup sonuçların çoğunluğunun %5 hata bandı aralığında kaldığı görülmektedir.

R134a soğutucu akışkanı için Şekil 10.8’de deneysel ve genel model kullanılarak belirlenen kompresör güçleri 16 farklı deney şartı için istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır. *RMSE* değeri 40,71 W, *MRE* yüzdesi 3,17 ve korelasyon katsayısı 0,9973 olarak elde edilmiş olup sonuçların çoğunluğunun %5 hata bandı aralığında kaldığı görülmektedir.

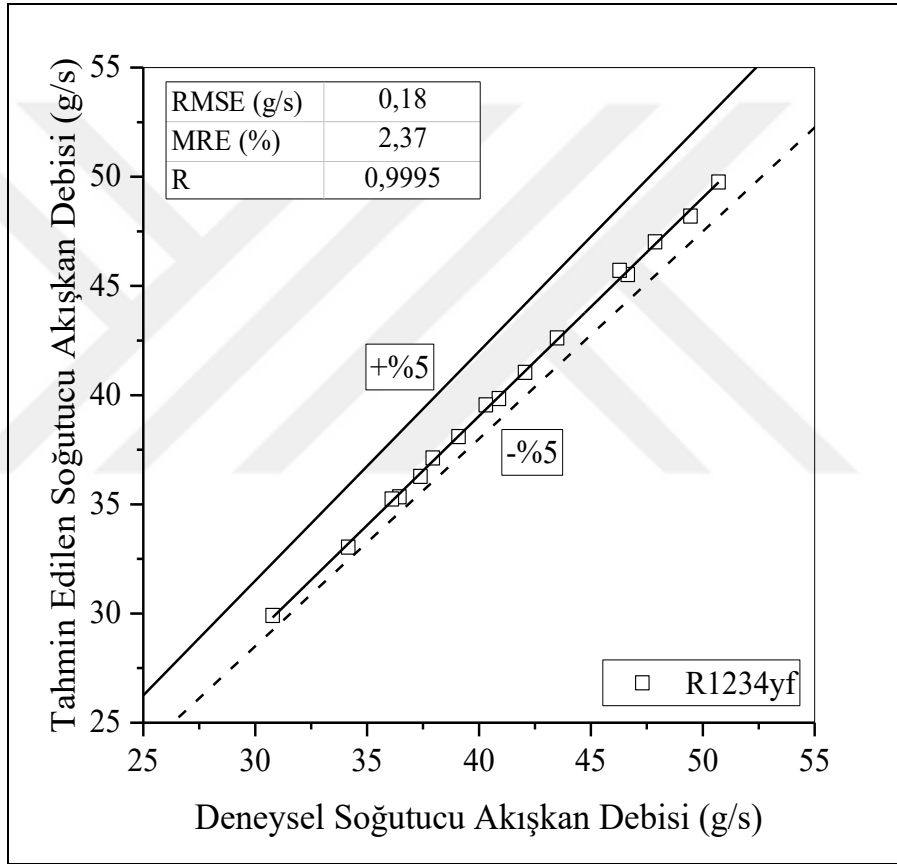


Şekil 10.7. R134a için tahmin edilen ve deneysel kompresör güçlerinin karşılaştırması



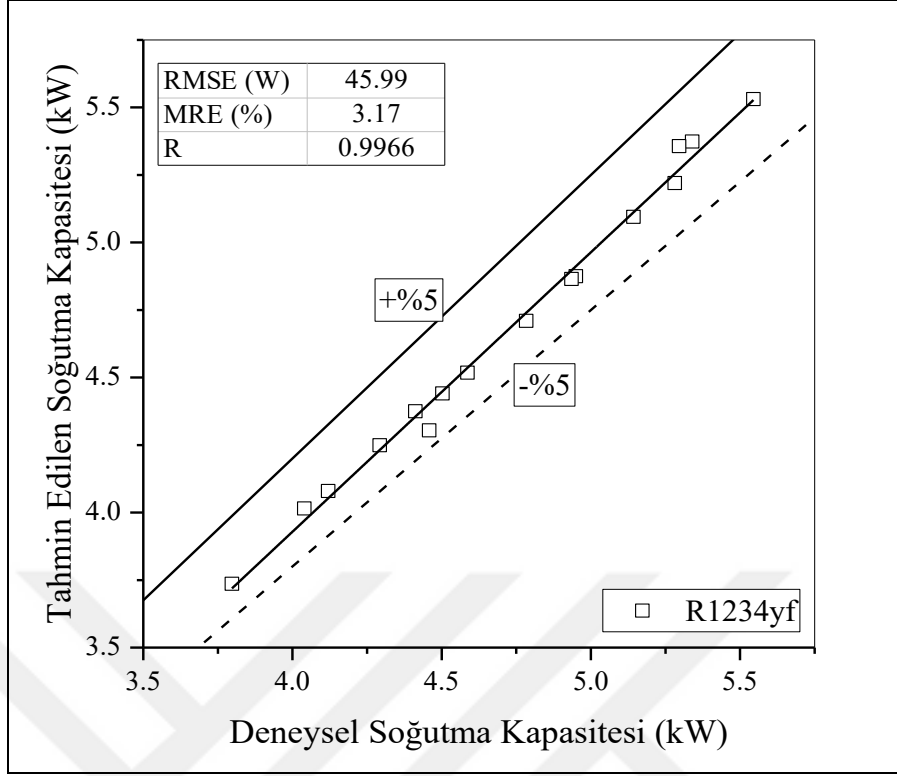
Şekil 10.8. R134a için tahmin edilen ve deneysel soğutma tesir katsayılarının karşılaştırması

R134a soğutucu akışkanı için deneysel çalışmadan ve genel model kullanılarak belirlenen soğutma tesir katsayıları, 16 farklı deney şartı için Şekil 10.9’da istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar kıyaslandığında *RMSE* değeri 0,14, *MRE* yüzdesi 2,88 ve korelasyon katsayısı 0,9791 olarak elde edilmiştir. Hesaplanan iki soğutma tesir katsayısı değeri hata bandının dışında yer almıştır. Bu sebeple istatistiksel hatalar da artmıştır. Bu hataların azaltılması, soğutma kapasitesindeki ve soğutucu akışkan debisindeki hatası yüksek sonuçların düzeltilmesi ile sağlanabilir.



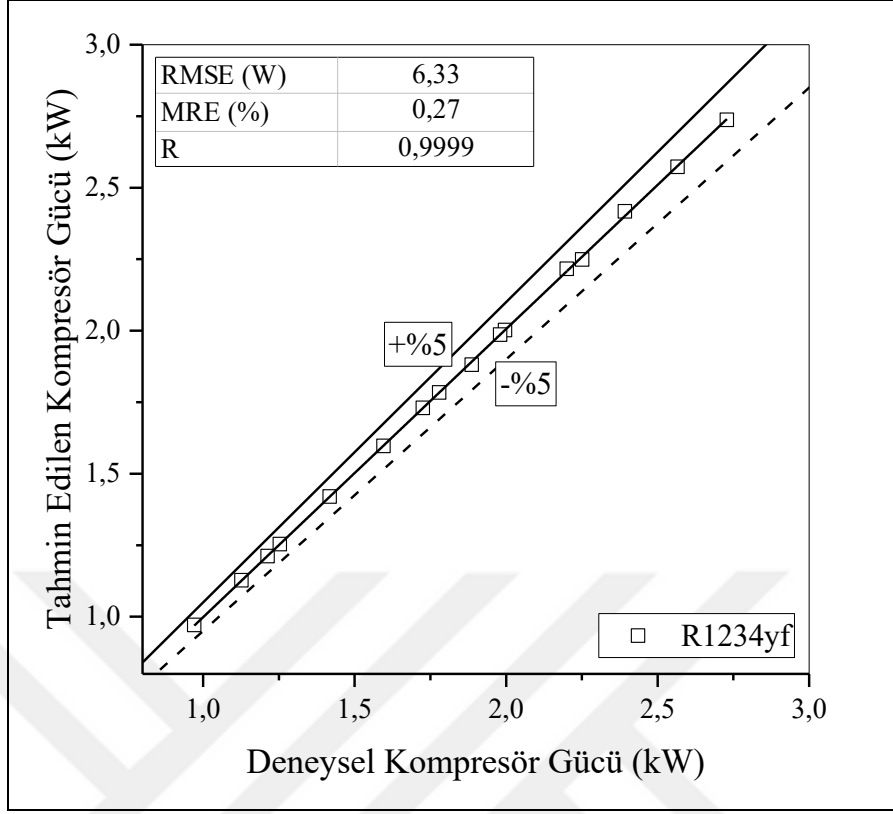
Şekil 10.9. R1234yf için tahmin edilen ve deneysel soğutucu akışkan debilerinin karşılaştırması

Şekil 10.10’da, R1234yf soğutucu akışkanı için genel model kullanılarak belirlenen ve yapılan deneyler sonucu elde edilen soğutucu akışkan debileri, 16 farklı deney şartı için istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar kıyaslandığında *RMSE* değeri 0,18 g/s, *MRE* yüzdesi 2,37 ve korelasyon katsayısı 0,9995 olarak elde edilmiş olup sonuçların tamamının %5 hata bandı aralığında kaldığı görülmektedir.

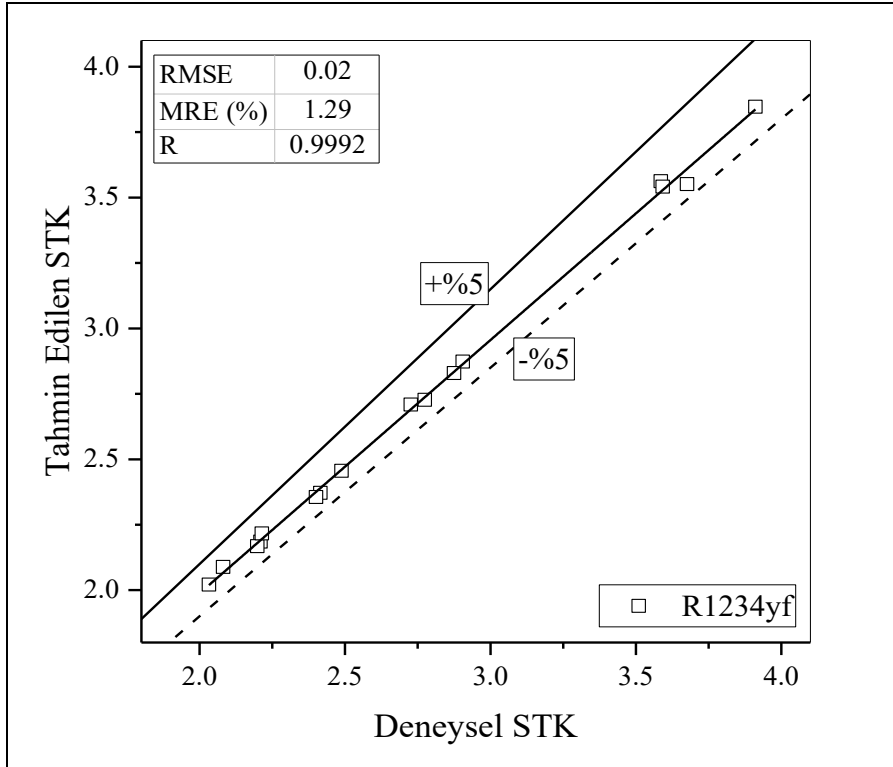


Şekil 10.10. R1234yf için tahmin edilen ve deneysel soğutma kapasitelerinin karşılaştırması

Şekil 10.11’de, R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve genel model kullanılarak belirlenen soğutma kapasiteleri, 16 farklı deney şartı için istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar kıyaslandığında *RMSE* değeri 45,99 W, *MRE* yüzdesi 3,17 ve korelasyon katsayısı 0,9966 olarak elde edilmiş olup sonuçların tamamının %5 hata bandı aralığında kaldığı görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanı için Şekil 10.12’de deneysel ve genel model kullanılarak belirlenen kompresör güçleri, 16 farklı deney şartı için istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır. *RMSE* değeri 6,33 W, *MRE* yüzdesi 0,27 ve korelasyon katsayısı 0,9999 olarak elde edilmiş olup sonuçların mükemmel yakın eşleştiği görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanı için deneysel çalışmadan ve genel model kullanılarak belirlenen soğutma tesir katsayıları, 16 farklı deney şartı için Şekil 10.13’te istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar kıyaslandığında *RMSE* değeri 0,02, *MRE* oranı %1,29 ve korelasyon katsayısı 0,9992 olarak elde edilmiştir. Soğutma kapasitesinin ve kompresör güçlerinin tahmin edilen değerlerinin hatalarının düşük olması, soğutma tesir katsayısının da tahmin edilen değerlerindeki hataların düşük çıkmasına sebep olmuştur.



Şekil 10.11. R1234yf için tahmin edilen ve deneysel kompresör güçlerinin karşılaştırması



Şekil 10.12. R1234yf için tahmin edilen ve deneysel soğutma tesir katsayılarının karşılaştırması

Görüldüğü üzere teorik ve deneysel olarak elde edilen performans değeri sonuçları istatistiksel olarak karşılaştırıldığında birbirlerine oldukça yakınlık göstermektedirler. R1234yf soğutucu akışkanı için elde edilen model sonuçları, R134a soğutucu akışkanına kıyasla deneysel sonuçlara daha da yakınsamıştır. %5'lik hata bandı içerisinde kalan bu sonuçlara dayanarak, oluşturulan genel modelin sistem performansını büyük bir doğrulukla teorik olarak belirlemede kullanılabileceği ifade edilebilir.



11. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Piyasada ticari olarak satışı yapılan sedan tipi bir otomobilin iklimlendirme sistemi referans alınarak oluşturulan eşdeğer deneysel otomobil iklimlendirme sistemi, elektrik motoru ile tahrik edilir şekilde kurulmuştur. Deney süresince gerekli ortam şartlarının sağlanması amacı ile elektrik–elektronik kontrol sistemleri kullanılmıştır. Ölçümler anlık olarak izlenmiş ve veri toplama kartı ile bilgisayar ortamına kaydedilmiştir. Hem soğutma hem de ısı pompası çalışmalarında aynı miktarlarda R134a ve R134a'dan %10 daha az miktarda R1234yf sisteme yüklenmiştir. R1234yf'nin sıvı yoğunluğunun R134a'ya göre daha düşük olmasından dolayı sisteme kütleli olarak %10 daha az doldurulmuştur. Kompresörlerde, her iki soğutucu akışkan için de uygun olan PAG tipi yağlayıcı kullanılmıştır. Öncelikle deneysel sistemin R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için soğutma performans parametreleri belirlenmiştir. Sabit kapasiteli kompresör (SKK) ile yapılan soğutma modundaki analizlerin sonunda iç ısı değiştiricisi (ID) kullanımının R1234yf'nin soğutma performansına etkisi de incelenmiştir. Daha sonra aynı soğutucu akışkanlar için değişken kapasiteli kompresör (DKK) ile soğutma modundaki performans parametreleri deneysel olarak elde edilmiştir. Benzer şekilde, DKK ile çalıştırılan R1234yf'li sistemde ID kullanımının performans parametrelerine etkisi belirlenmiştir. Yapılan deneyler sonrasında elde edilen veriler kullanılarak deneysel sistemin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Soğutma modunda her iki soğutucu akışkan için 1000, 1500, 2000 ve 2500 dev/dk kompresör hızlarında testler gerçekleştirilmiştir. İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları sırası ile 25–25°C, 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olacak şekilde değiştirilmiştir. Tüm performans grafikleri iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarına ve kompresör devrindeki değişime bağlı olarak oluşturulmuştur. Deneylerde, iç ünite giriş hava akımı izafi nemi %50–70 aralığında değişmiştir. Soğutma modu deneyleri tamamlandıktan sonra, ısı pompası deneyleri için uygun kış iklim şartlarının oluşması beklenmiştir. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları ile sistemin kış performansını belirleyebilmek için SKK kullanılarak termostatik genişleme valfi (TXV), dört yollu valf (RV) ve sistem üzerinde

bulunan yönlendirme valflerinin gerekli ayarlamaları yapıldıktan sonra deneysel sistem ısı pompası olarak çalıştırılmıştır. DKK'nın basınç kontrol sistemi bulunması ve evaporatör basıncını sabit tutacak şekilde sistemin çalışmasını düzenlemesi sebebi ile düşük çevre sıcaklıklarında çevre havasından yeterince ısı çekilememiştir. Bu nedenle, deneysel sistem DKK ile ısı pompası modunda geniş bir aralıkta çalıştırılmamıştır. R1234yf'li ısı pompası sisteminde ID kullanımının sistem performansına etkisi de incelenmiştir. Deneysel sistemin ısı pompası modunda çalıştırılması sonucunda elde edilen veriler kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Isı pompası modunda da her iki soğutucu akışkan için 1000, 1500, 2000 ve 2500 dev/dk olmak üzere dört farklı kompresör devrinde deneyler gerçekleştirilmiştir. İç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları sırası ile 0–0°C, 5–5°C ve 10–10°C olacak şekilde değiştirilmiştir. Isı pompası testlerinde dış üniteye giren hava akımının izafi nemi %45–60 aralığında değişmiştir. Tüm performans grafikleri, iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıklarına ve kompresör devrindeki değişime bağlı olarak oluşturulmuştur. Deneysel çalışmaya ait analizler yorumlandıktan sonra deneysel sistemin soğutma modunda çalışması durumu için matematiksel bir model oluşturulmuştur. İklimlendirme sisteminin soğutma modunda çalıştığı durum için kullanılan sistem elemanları olan evaporatör, kondenser ve sabit kapasiteli kompresörün modellenmesi için literatürde tavsiye edilen korelasyonlar ve ampirik denklemlerden faydalanılmıştır. Evaporatör ve kondenser modellerinin doğrulaması R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için yapılmış ve model sonuçları ile deneysel sonuçlar, istatistiksel performans parametreleri kullanılarak karşılaştırılmıştır. SKK'nın volümetrik ve izentropik verim ifadeleri kompresör üreticisi tarafından devir ve kompresör giriş–çıkış basınçlarına göre net olarak ortaya konmadığı için deney verilerinden ampirik bağıntılar elde edilmiş ve oluşturulan genel sistem modelinde kullanılmıştır. Modelin döngüsü, TXV'nin çalışma karakteristiği göz önünde bulundurularak oluşturulmuştur. Oluşturulan matematik model bir mühendislik çözüm programı yardımı ile koşturulmuştur. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanılması durumları için elde edilen model sonuçları, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Soğutucu akışkanın kütesel debisi, soğutma kapasitesi, kompresör gücü ve soğutma tesir katsayısı için model sonuçlarının deneysel sonuçlara yaklaşımları, istatistiksel olarak karşılaştırmalı şekilde sunulmuştur.

SKK kullanılan sistemde soğutma durumu için elde edilen deneysel sonuçlar, aşağıda özetlendiği gibidir.

Soğutma modunda SKK'lı sistemde R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda makul ölçülerde daha düşük performans elde edilmiştir. Fakat R1234yf soğutucu akışkanının R134a'ya göre GWP değerinin düşük oluşu tercih edilme sebebidir. Soğutma modunda R134a ve R1234yf'nin performans parametrelerinin karşılaştırılması için soğutucu akışkan debisi (\dot{m}_s), soğutma kapasitesi (\dot{Q}_{evap}), soğutucu akışkana kompresör tarafından kazandırılan kompresör gücü (\dot{W}_{komp}), sistemin sürekli olarak çalışması için gerekli olan aksesuarların da tükettiği güçlerin kompresörün mekanik olarak çektiği güce dahil edildiği toplam güç (\dot{W}_{top}), soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olan STK , soğutma kapasitesinin toplam güç tüketimine oranı olan STK_{top} , soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı, toplam ekserji yıkımı, ekserji verimi ve 30–30°C iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları için sistem elemanlarındaki ekserji yıkımı dağılımı belirlenmiştir.

Artan iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları ile kompresör hızları için soğutma modunda \dot{m}_s , \dot{Q}_{evap} , \dot{W}_{komp} , \dot{W}_{top} ve kompresör çıkış sıcaklıkları da artmaktadır. Fakat artan iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları ile kompresör hızları için STK ve STK_{top} düşmektedir. R1234yf soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin tüm testlerin ortalaması olarak %13,2 daha yüksek soğutucu akışkan kütleli debisine, %9,6 daha düşük soğutma kapasitesine, %2,4 daha düşük kompresör gücüne, %5,1 daha az toplam güç tüketimine, %7,7 daha düşük STK 'ya, %14,4 daha düşük STK_{top} 'a, 13,7°C daha düşük kompresör çıkış sıcaklığına, %5,1 daha fazla ekserji yıkımına ve %12,8 daha düşük ekserji verimine sahip olduğu belirlenmiştir.

ID'nin R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemde devreye alınması sonucunda ID'siz duruma göre tüm testlerin ortalaması olarak %23,7 daha düşük soğutucu akışkan debisi, %12,5 daha düşük soğutma kapasitesi, %16,5 daha az kompresör gücü, %14,8 daha az toplam güç, %2,77 daha fazla STK , hemen hemen eşdeğer STK_{top} , 13,1°C daha yüksek kompresör çıkış sıcaklığı, %16,5 daha az ekserji yıkımı ve %3,5 daha büyük ekserji verimi elde edilmiştir.

R134a'nın, ID'li ve ID'siz R1234yf'nin 30–30°C iç–dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarında sistem elemanlarında tüm soğutma modunda SKK ile yapılan testlerin ortalaması olarak, R1234yf'nin, R134a'ya göre evaporatörde %12,8, TXV'de %3,1 ve dört yollu valfte %27,9 daha düşük ekserji yıkımı sağlarken; kompresörde ve kondenserde sırası ile %5,6 ve %5,8 oranında daha fazla ekserji yıkımına sebep olduğu belirlenmiştir. ID'li R1234yf'nin kullanıldığı soğutma sisteminde ise R134a'ya göre tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak, kondenserde %15,1, kompresörde %14,2, dört yollu valfte %8,6 ve TXV'de %12,9 daha düşük ekserji yıkımı sağlanırken; evaporatörde %54 daha yüksek ekserji yıkımı yüzdesi sağlandığı görülmüştür. ID'in sistemde neden olduğu ekserji yıkımının, tüm testlerin ortalaması olarak %2,5 olduğu belirlenmiştir.

SKK'lı soğutma sisteminde R1234yf soğutucu akışkanı kullanılacaksa, mevcut durumdaki evaporatörün daha büyük kapasitede tercih edilmesi sistemin soğutma performansını ve ekserji verimini arttıracaktır. ID'nin devreye alınması durumunda ise ekserji yıkımının azaldığı ve ekserji veriminin arttığı belirlenmiştir.

DKK kullanılan sistemde soğutma durumu için elde edilen deneysel sonuçlar, aşağıda özetlendiği gibidir.

Soğutma modunda DKK'lı sistemde R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda SKK'lı sistemdekine benzer şekilde makul ölçülerde daha düşük performans elde edilmiştir. Soğutma modunda R134a ve R1234yf'nin performans parametrelerinin karşılaştırılması için soğutucu akışkan debisi (\dot{m}_s), soğutma kapasitesi (\dot{Q}_{evap}), soğutucu akışkana kompresör tarafından kazandırılan kompresör gücü (\dot{W}_{komp}), sistemin sürekli olarak çalışması için gerekli olan aksesuarların da tükettiği güçlerin kompresörün mekanik olarak çektiği güce dahil edildiği toplam güç (\dot{W}_{top}), soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olan STK , soğutma kapasitesinin toplam güç tüketimine oranı STK_{top} , soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı, toplam ekserji yıkımı, ekserji verimi ve 30–30°C iç–dış ünite hava akımı sıcaklıkları için sistem elemanlarındaki ekserji yıkımı dağılımı belirlenmiştir.

Artan iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları ile kompresör hızları için soğutma modunda \dot{m}_s , \dot{Q}_{evap} , \dot{W}_{komp} , \dot{W}_{top} ve kompresör çıkış sıcaklıkları SKK'ya benzer

şekilde artmaktadır. Ancak artan iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları ile kompresör hızları için STK ve STK_{top} düşmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı ve DKK kullanan deneysel sistemin, tüm testlerin ortalaması olarak %14,4 daha yüksek soğutucu akışkan kütleli debisine, %13,8 daha düşük soğutma kapasitesine, %0,8'lik farkla hemen hemen yakın değerlerde kompresör gücüne, %2,2 daha az toplam güç tüketimine, %15,4 daha düşük STK 'ya, %19,3 daha düşük STK_{top} 'a, 12,7°C daha düşük kompresör çıkış sıcaklığına, %0,4'lük oranla neredeyse aynı ekserji yıkımına ve %5,8 daha düşük ekserji verimine sahip olduğu belirlenmiştir.

R1234yf'li ve DKK kullanan deneysel sistemde ID'nin devreye alınması durumunda ID'siz duruma göre tüm testlerin ortalaması olarak %22,4 daha düşük soğutucu akışkan debisi, %13,2 daha düşük soğutma kapasitesi, %22,9 daha düşük kompresör gücü, %19,9 daha düşük toplam güç, %12,4 daha fazla STK , %4,4 daha yüksek STK_{top} , 8,4°C daha yüksek kompresör çıkış sıcaklığı, %24,1 daha az ekserji yıkımı ve %2,5 daha büyük ekserji verimi elde edilmiştir.

DKK kullanan R1234yf'li sistemde 30–30°C iç–dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları için tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak R134a'ya göre kondenserde %38,4 ve dört yollu valfte %27,7 daha az ekserji yıkımı; TXV'de %29,7, evaporatörde %18,8 ve kompresörde %2,5 daha fazla ekserji yıkımı olduğu belirlenmiştir. R1234yf'li sistemde ID'nin devreye alınması ile yukarıda belirtilen çalışma koşulları için tüm soğutma testlerinin ortalaması olarak R134a'ya göre kondenserde %31,1, kompresörde %18,2 ve dört yollu valfte %12,9 daha az ekserji yıkımı; TXV'de %1,4 ve evaporatörde %81,4 daha fazla ekserji yıkımı elde edilmiştir. ID'nin sistemde neden olduğu ekserji yıkımının, tüm testlerin ortalaması olarak %3,8 oranında olduğu belirlenmiştir.

DKK'lı soğutma sisteminde R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda SKK'lı sisteme göre daha iyi performans değerleri elde edilmiştir. R1234yf soğutucu akışkanının kompresör çıkış sıcaklığının daha düşük olması sebebi ile sistemdeki yağlayıcı ve soğutma sistemi bileşenlerinin ömürlerinin daha uzun olacağı ön görülmektedir.

Isı pompası modunda SKK ile çalıştırılan sistemde elde edilen deneysel sonuçlar, aşağıda özetlendiği gibidir.

Isı pompası modunda R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda R134a'ya göre kabul edilebilir oranda daha düşük performans elde edilmiştir. Fakat hem R1234yf hem de R134a'lı sistem, yeterli ısıtma kapasitesine sahip değildir. Isı pompası modunda R134a ve R1234yf'nin performans parametrelerinin karşılaştırılması için soğutucu akışkan debisi (\dot{m}_s), ısıtma kapasitesi (\dot{Q}_{kond}), soğutucu akışkana kompresör tarafından kazandırılan kompresör gücü (\dot{W}_{komp}), sistemin sürekli olarak çalışması için gerekli olan aksesuarların da tükettiği güçlerin kompresörün mekanik olarak çektiği güce dahil edildiği toplam güç (\dot{W}_{top}), ısıtma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olan ITK , ısıtma kapasitesinin toplam güç tüketimine oranı ITK_{top} , soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı, toplam ekserji yıkımı, ekserji verimi ve 5–5°C iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları için sistem elemanlarındaki ekserji yıkımı dağılımı belirlenmiştir.

Artan iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları ile kompresör hızları için ısıtma modunda \dot{m}_s , \dot{Q}_{kond} , \dot{W}_{komp} , \dot{W}_{top} ve kompresör çıkış sıcaklıkları, soğutma modunda çalışma durumuna benzer şekilde artmaktadır. Ancak artan iç ve dış ünite hava akımı sıcaklıkları ile kompresör hızları için ITK ve ITK_{top} düşmektedir. R1234yf'li ısı pompası sisteminde ID'nin kullanılmadığı durumdaki soğutucu akışkan kütleli debisi R134a'ya göre tüm testlerin ortalaması olarak %0,5'lik oranla yakın değerdedir. Sistemin ısıtma kapasitesi tüm testlerin ortalaması olarak %19,1, kompresör gücü ise %13,9 daha düşük değerdedir. Tüm testlerin ortalaması olarak toplam güç tüketimi değeri, ID'siz R1234yf'li ısı pompası sisteminde R134a'lı sisteme göre %13,4 oranında, ITK ve ITK_{top} değerleri ise sırası ile %6,3 ve %4,6 oranında daha düşüktür. Kompresör çıkış sıcaklık değerleri tüm testlerin ortalaması olarak karşılaştırıldığında, ID'siz R1234yf'li sistemin sıcaklık değeri R134a'lı sisteme göre 12,5°C, ekserji yıkım miktarı %8,1 oranında ve ekserji verimi ise %11,4 daha düşük olduğu belirlenmiştir. ID'nin kullanıldığı R1234yf'li ısı pompası sistemde, tüm testlerin ortalaması olarak R134a'ya göre soğutucu akışkan kütleli debisinin %2,7 daha düşük, ısıtma kapasitesinin %15,5 daha düşük, kompresör gücünün %23,9 daha düşük, toplam güç tüketiminin %13,4 daha düşük, ITK ve ITK_{top} değerlerinin sırası ile %5,3 ve %2,4 daha fazla, kompresör çıkış sıcaklığının 4,5°C daha düşük, ekserji yıkım miktarının %15,9 daha düşük ve ekserji veriminin %11,4 – 11,2 daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Örnek olarak incelenen 5–5°C'lik iç ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıklarında ısı pompası modunda çalışan R1234yf'li sistemin bileşenlerindeki toplam ekserji yıkımı tüm ısı pompası testlerinin ortalaması olarak, R134a'ya göre kompresörde %7,5, evaporatörde %4,3 daha düşüktür. Buna karşın R1234yf'li sistemde kondenserde %33,1, genişleme valfinden %1,7 ve dört yönlü valfte %19,5 daha fazla ekserji yıkımı yüzdesi elde edilmiştir. R1234yf'li ısı pompası sisteminde ID kullanılması durumunda ise R134a'ya göre tüm testlerin ortalaması olarak, kondenserde %29,5 daha düşük ekserji yıkımı elde edilirken kompresörde %23,5, evaporatörde %8,1, genişleme valfinden %6,3 ve dört yönlü valfte %9,09 daha yüksek ekserji yıkımı yüzdesi sağlanmıştır. ID'nin sistemde neden olduğu ekserji yıkımının, tüm testlerin ortalaması olarak %1,4 seviyesinde olduğu tespit edilmiştir.

Isı pompası sisteminde R1234yf soğutucu akışkanı kullanımı her ne kadar ısıtma performansını azaltsa da ID kullanımı ile bu performansın yükselebileceği görülmektedir. Aynı zamanda ısı pompası sisteminde R1234yf kullanılması durumunda toplam ekserji yıkımı düşmektedir. ID'nin devreye alınması ile toplam ekserji yıkımı daha büyük oranda azalmaktadır.

Tez kapsamında yapılan modelleme çalışmalarının sonuçları aşağıda özetlenmiştir.

R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanıldığı deneylerden ve ısı transfer modellerinden elde edilen verilerden hesaplanan soğutucu akışkan kondenser çıkış sıcaklıkları ve kondenserin ısı atma kapasitesi, 16 farklı deney şartı için karşılaştırmalı olarak elde edilmiştir.

R134a soğutucu akışkanı için tahmin edilen ve deneysel kondenser çıkış sıcaklığı sonuçlarının istatistiksel karşılaştırılması sonucunda 1,52 K *RMSE*, %0,38 *MRE* ve 0,9745 korelasyon katsayısı ile oldukça yakın değerler elde edilmiştir. Kondenserin model tarafından tahmin edilen ısı atma kapasitesi ise 205,63 W *RMSE*, %2,51 *MRE* ve 0,9966 korelasyon katsayısı ile deneysel sonuçlara oldukça yakın değerler vermiştir.

R1234yf için tahmin edilen ve deneysel kondenser çıkış sıcaklıklarının istatistiksel karşılaştırılması sonucunda 1,71 K *RMSE*, %0,49 *MRE* ve 0,9907 korelasyon katsayısı ile deneysel sonuçlara oldukça yakın değerler elde edilmiştir. Kondenserin ısı atma

kapasitesi ise 218,93 W *RMSE*, %2,39 *MRE* ve 0,9931 korelasyon katsayısı ile deneysel değerlere çok yakın çıkmıştır.

R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kullanıldığı deneylerden ve ısı transfer modellerinden elde edilen verilerden hesaplanan soğutucu akışkan evaporatör çıkış sıcaklıkları ve evaporatörün soğutma kapasitesi, 16 farklı deney şartı için karşılaştırmalı olarak elde edilmiştir.

R134a soğutucu akışkanın evaporatör çıkış sıcaklığı için modelce tahmin edilen ve deneysel sonuçların istatistiksel karşılaştırılması sonucunda 1,11 K *RMSE*, %0,32 *MRE* ve 0,9841 korelasyon katsayısı ile birbirine oldukça yakın değerler elde edilmiştir. Evaporatörün soğutma kapasitesi için ise 48 W *RMSE*, %0,91 *MRE* ve 0,9933 korelasyon katsayısı ile deneysel sonuçlara yakın değerler elde edilmiştir.

R1234yf'nin evaporatör çıkış sıcaklığı için modelce tahmin edilen ve deneysel sonuçların istatistiksel karşılaştırılması sonucunda 1,09 K *RMSE*, %0,46 *MRE* ve 0,9855 korelasyon katsayısı ile birbirine oldukça yakın değerler elde edilmiştir. Evaporatörün soğutma kapasitesi ise 52 W'lık *RMSE*, %1,19 *MRE* ve 0,9951 *R* korelasyon katsayısı ile deneysel sonuçlara oldukça yakın olarak tahmin edilmiştir.

Soğutma modunda R134a ve R1234yf'li deneysel sistemin genel modeli tarafından tahmin edilen ve deneysel verilerden elde edilen soğutucu akışkan debisi, soğutma kapasitesi, soğutucu akışkana kompresör tarafından kazandırılan kompresör gücü ve *STK* gibi performans parametreleri istatistiksel olarak karşılaştırılmıştır.

R134a soğutucu akışkanının debisi için tahmin edilen ve deneysel sonuçların istatistiksel karşılaştırılması sonucunda 0,32 g/s *RMSE*, %3,59 *MRE* ve 0,9979 korelasyon katsayısı; evaporatörün soğutma kapasitesi 106,77 W *RMSE*, %3,17 *MRE* ve 0,9836 korelasyon katsayısı; kompresör gücü 40,71 W *RMSE*, %3,17 *MRE* ve 0,9973 korelasyon katsayısı; *STK* ise 0,14 *RMSE*, %0,91 *MRE* ve 0,9791 korelasyon katsayısı ile deneysel sonuçlara oldukça yakın değerler elde edilmiştir.

R1234yf soğutucu akışkanının debisi için tahmin edilen ve deneysel sonuçların istatistiksel karşılaştırılması sonucunda 0,18 g/s *RMSE*, %2,37 *MRE* ve 0,9995 korelasyon katsayısı; evaporatörün soğutma kapasitesi 45,99 W *RMSE*, %3,17 *MRE*

ve 0,9966 korelasyon katsayısı; kompresör gücü 6,33 W *RMSE*, %0,27 *MRE* ve 0,9999 korelasyon katsayısı; *STK* ise 0,02 *RMSE*, %1,29 *MRE* ve 0,9992 korelasyon katsayısı ile deneysel sonuçlara yakın değerler elde edilmiştir.

Soğutma sistemi için oluşturulan matematiksel modelin sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında hem R134a hem de R1234yf soğutucu akışkanları için istatistiksel performans parametrelerinin kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğu görülmektedir. Oluşturulan matematiksel model, deney yapılmasına gerek kalmadan istenilen çalışma şartları altında sistem performans araştırmaları ve sistem geliştirmelerinde kullanılabilir.

Bu çalışmanın devamı olarak yapılabilecek araştırmalar için konu önerileri aşağıda özetlenmiştir.

İklimlendirme sistemi elemanlarından olan evaporatör, kondenser ve kompresör, sistemin düşük olan performansını iyileştirmek amacı ile değiştirilebilir. Ekserji yıkımının en yüksek olduğu bu elemanlardan evaporatörün ve kondenserin yüzey alanları büyütülerek iyileştirilebilir. Kompresörün, gelen ve giden akışkan akımları arasında ısı transferini azaltan daha düşük ısı iletim katsayısına sahip malzeme ile üretilmiş versiyonları kullanılarak kompresördeki ekserji yıkımı azaltılabilir.

Kurulan deneysel sistemde kullanılan termostatik genişleme valfleri yerine orifis tüp veya elektronik genişleme valfi şeklinde genişleme elemanları kullanılarak bunların soğutma ve ısı pompası modlarında performansa etkisi incelenebilir.

Isı değiştiricisi kullanılan soğutma ve ısı pompası testlerinde ısı değiştiricisinin performansa olan etkisini arttırmak amacı ile plakalı tipte ve/veya daha büyük kapasitelerde ısı değiştiricisi kullanılabilir.

R1234ze(E) gibi yeni tip soğutucu akışkanların soğutma performansına etkisi deneysel ve teorik olarak incelenebilir.

Genel modele, ısı değiştiricinin modeli de dahil edilebilir. Aynı zamanda ısı pompası sistemi için de modelleme çalışmaları yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Yamada A., Sonoda Y., Arakawa Y., Development of An Automotive Air Conditioning System Using The HFC–134a Refrigerant, *SAE Technical Papers*, 1992, 920216.
- [2] Mignot C., Henon E., New R134a Refrigerant Fluid and Parallel Flow Condensers Technology: Development of Simulation Tools for New Products Engineering, *SAE Technical Papers*, 1995, 950112.
- [3] Wang S., Gu J., Dickson T., Dexter J., McGregor I., Vapor Quality and Performance of an Automotive Air Conditioning System, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2005, **30**(1), 59–66.
- [4] Finlayson S. M., Dickson T. R., Accumulator Sizing and Evaluation Technique Based on Theoretical Optimum System Performance, *SAE Technical Papers*, 2005, 2005–01–2048.
- [5] Cummings R. W., Shah R. K., Experimental Performance Evaluation of Automotive Air–Conditioning Heat Exchangers as Components and in Vehicle Systems, *SAE Technical Papers*, 2005, 2005–01–2003.
- [6] Zhang P., Hrnjak P. S., Air–side Performance Evaluation of Three Types of Heat Exchangers in Dry, Wet and Periodic Frosting, *International Journal of Refrigeration*, 2009, **32**(5), 911–921.
- [7] Del Col D., Torresin D., Cavallini A., Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation of the Low GWP Refrigerant R1234yf, *International Journal of Refrigeration*, 2010, **33**(7), 1307–1318.
- [8] Seybold L., Hill W., Zimmer C., Internal Heat Exchanger Design Performance Criteria for R134a and HFO–1234yf, *SAE Technical Papers*, 2010, 2010–01–1210.
- [9] Seybold L., Hill W., Robin J. J., Internal Heat Exchanger System Integration for R1234yf Refrigerant, *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 2011, **4**(1), 181–194.
- [10] Qi Z., Zhao Y., Chen J., Performance Enhancement Study of Mobile Air Conditioning System Using Microchannel Heat Exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 2010, **33**(2), 301–312.
- [11] Zilio C., Brown J. S., Schiochet G., Cavallini A., The Refrigerant R1234yf in Air Conditioning Systems, *Energy*, 2011, **36**(10), 6110–6120.

- [12] Gordon T., Eustice H., Brooks W., Automotive AC System Oil Migration HFO–1234yf vs. R134a, *SAE Technical Paper*, 2011, 2011–01–1173.
- [13] Ratts E. B., Brown J.S., An Experimental Analysis of the Effect of Refrigerant Charge Level on an Automotive Refrigeration System, *International Journal of Thermal Sciences*, 2000, **39**, 592–604.
- [14] Kaynakli Ö., Horuz I., An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2003, **30**(2), 273–284.
- [15] Jarall S., Study of Refrigeration System with HFO–1234yf as a Working Fluid, *International Journal of Refrigeration*, 2012, **35**(6), 1668–1677.
- [16] Direk M., Hosoz M., Yigit K. S., Canakci M., Turkcan A., Alptekin E., Sanli A., Experimental Performance of an R134a Automobile Heat Pump System Coupled to the Passenger Compartment, *World Renewable Energy Congress*, Linköping, İsveç, 8–13 Mayıs 2010.
- [17] Cho H., Lee H., Park C., Performance Characteristics of an Automobile Air Conditioning System with Internal Heat Exchanger Using Refrigerant R1234yf, *Applied Thermal Engineering*, 2013, **61**(2), 563–569.
- [18] Chen J., Zhao Y., Qi Z., New Developments in Mobile Air Conditioning Systems in China, *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, 2011, **5**(1), 53–58.
- [19] Özgür A. E., Kabul A., Kizilkan Ö., Exergy Analysis of Refrigeration Systems Using an Alternative Refrigerant (HFO–1234yf) to R–134a, *International Journal of Low–Carbon Technologies*, 2014, **9**(1), 56–62.
- [20] Lee Y., Jung D., A Brief Performance Comparison of R1234yf and R134a in a Bench Tester for Automobile Applications, *Applied Thermal Engineering*, 2012, **35**(1), 240–242.
- [21] Navarro–Esbrí J., Mendoza–Miranda J. M., Mota–Babiloni A., Barragán–Cervera A., Belman–Flores J. M., Experimental Analysis of R1234yf as a Drop–in Replacement for R134a in a Vapor Compression System, *International Journal of Refrigeration*, 2013, **36**(3), 870–880.
- [22] Navarro–Esbrí J., Molés F., Barragán–Cervera A., Experimental Analysis of the Internal Heat Exchanger Influence on a Vapour Compression System Performance Working with R1234yf as a Drop–In Replacement for R134a, *Applied Thermal Engineering*, 2013, **59**(1), 153–161.
- [23] Golzari S., Kasaeian A., Daviran S., Mahian O., Wongwises S., Sahin A. Z., Second Law Analysis of an Automotive Air Conditioning System Using HFO–1234yf, an Environmentally Friendly Refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 2017, **73**, 134–143.

- [24] Ansari N. A., Yadav B., Kumar J., Theoretical Exergy Analysis of HFO–1234yf and HFO–1234ze as an Alternative Replacement of HFC–134a in Simple Vapour Compression Refrigeration System, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2013, **4**(8), 137–144.
- [25] Olson J., Lambert S., Hot Surface Ignition and Fire Propagation Characteristics of R134a and R1234yf Refrigerants, *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 2012, **5**(2), 449–460.
- [26] Qi Z., Experimental Study on Evaporator Performance in Mobile Air Conditioning System Using HFO–1234yf as Working Fluid, *Applied Thermal Engineering*, 2013, **53**(1), 124–130.
- [27] Mota–Babiloni A., Navarro–Esbrí J., Barragán A., Molés F., Peris B., Drop–in Energy Performance Evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a Vapor Compression System as R134a Replacements, *Applied Thermal Engineering*, 2014, **71**(1), 259–265.
- [28] Cho H., Park C., Experimental Investigation of Performance and Exergy Analysis of Automotive Air Conditioning Systems Using Refrigerant R1234yf at Various Compressor Speeds, *Applied Thermal Engineering*, 2016, **101**, 30–37.
- [29] Li Z., Liang K., Jiang H., Experimental Study of R1234yf as a Drop–In Replacement for R134a in an Oil–Free Refrigeration System, *Applied Thermal Engineering*, 2019, **153**, 646–654.
- [30] Bhatti M. S., A Critical Look at R–744 and R–134a Mobile Air Conditioning Systems, *SAE Technical Papers*, 1997, 970527.
- [31] Martin K., Lang G., Rieberer R., Mobile HVAC–system with CO₂ as refrigerant–Simulations and Measurements, *SAE Technical Papers*, 2005, 2005–01–2023.
- [32] McEnaney R. P., Park Y. C., Yin J. M., Hrnjak P. S., Performance of The Prototype of a Transcritical R744 mobile A/C system, *SAE Technical Papers*, 1999, 1999–01–0872.
- [33] Direk M., Kelesoglu A., Akin A., Drop–In Performance Analysis and Effect of IHX for an Automotive Air Conditioning System with R1234yf as a Replacement of R134a, *Strojniski Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, 2017, **63**(5), 314–319.
- [34] Corberán J. M., Fernández de Córdoba P., Ortuno S., Ferri, V., Montes P., Detailed Modelling of Evaporators and Condensers, *8th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Amerika Birleşik Devletleri, 25–28 Temmuz 2000.

- [35] Kim M. H., Kim M., Bullard C.W., Air-Side Thermal Performance of Micro-Channel Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions, *8th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Amerika Birleşik Devletleri, 25–28 Temmuz 2000.
- [36] Zou H., Huang G., Shao S., Zhang X., Tian C., Zhang X., Experimental Study on Heating Performance of an R1234yf Heat Pump System for Electric Cars, *Energy Procedia*, 2017, **142**, 1015–1021.
- [37] Lee Y., Kang D. G., Jung D., Performance of Virtually Non-Flammable Azeotropic HFO1234yf/HFC134a Mixture for HFC134a Applications, *International Journal of Refrigeration*, 2013, **36**(4), 1203–1207.
- [38] Lee H. S., Lee M. Y., Steady State and Start-Up Performance Characteristics of Air Source Heat Pump for Cabin Heating in an Electric Passenger Vehicle, *International Journal of Refrigeration*, 2016, **69**, 232–242.
- [39] Wang Z., Wei M., Guo C., Zhao M., Enhance the Heating Performance of an Electric Vehicle AC/HP System under Low Temperature, *Energy Procedia*, 2017, **105**, 2384–2389.
- [40] Zhou G., Li H., Liu E., Li B., Yan Y., Chen T., Chen X., Experimental Study on Combined Defrosting Performance of Heat Pump Air Conditioning System for Pure Electric Vehicle in Low Temperature, *Applied Thermal Engineering*, 2017, **116**, 677–684.
- [41] Zhang X., Xue Q., Zou H., Liu J., Tian C., Zhang X., Influence of Heat Exchanger Tube Layout on Performance of Heat Pump System for Electric Cars, *Energy Procedia*, 2017, **105**, 5085–5090.
- [42] Meng Z., Zhang H., Lei M., Qin Y., Qiu J., Performance of Low GWP R1234yf/R134a Mixture as a Replacement for R134a in Automotive Air Conditioning Systems, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, **116**, 362–370.
- [43] Wang D., Yu B., Hu J., Chen L., Shi J., Chen J., Heating Performance Characteristics of CO₂ Heat Pump System for Electrical Vehicle in a Cold Climate, *International Journal of Refrigeration*, 2018, **85**, 27–41.
- [44] Colombo L. P. M., 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.
- [45] De Paula C. H., Duarte W. M., Rocha T. T. M., De Oliveira R. N., Maia A. A. T., Optimal Design and Environmental, Energy and Exergy Analysis of a Vapor Compression Refrigeration System Using R290, R1234yf, and R744 as Alternatives to Replace R134a, *International Journal of Refrigeration*, 2020, **113**, 10–20.

- [46] Li W., Liu R., Liu Y., Wang D., Shi J., Chen J., Performance Evaluation of R1234yf Heat Pump System for an Electric Vehicle in Cold Climate, *International Journal of Refrigeration*, 2020, **115**, 117–125.
- [47] Alkan A., Kolip A., Hosoz M., Experimental Energy and Exergy Performance of an Automotive Heat Pump Using R1234yf, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2020, DOI: 10.1007/s10973-020-10035-z.
- [48] Aral M. C., Hoşöz M., Suhermanto, M., Empirical Correlations for The Performance of An Automotive Air Conditioning System Using R1234yf and R134a R1234yf, *Journal of Thermal Science and Technology*, 2017, **37**(1), 127–137.
- [49] Direk M., Yüksel F., Comparative Experimental Evaluation on Heating Performance of a Mobile Air Conditioning System Using R134a, R1234ze(E), R152a and R444a, *Journal of Thermal Science and Technology*, 2019, **39**(1), 31–38.
- [50] Taşdemirci E., Alptekin E., Hoşöz M., Comparative Performance of an Automobile Heat Pump System With an Internal Heat Exchanger Using R1234yf and R134a, *International Journal of Exergy*, 2020, **33**(1), 98–113.
- [51] Ding Y., Zito R., Cabin Heat Transfer and Air Conditioning Capacity, *SAE Technical Papers*, 2001, 2001-01-0284.
- [52] Xia Y., Zhong Y., Hrňjak P. S., Jacobi A. M., Frost, Defrost, and Refrost and Its Impact on The Air-Side Thermal-Hydraulic Performance of Louvered-Fin, Flat-Tube Heat Exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 2006, **29**(7), 1066–1079.
- [53] Jugert R., Martin K., Mönkediek T., Rieberer R., Influences of Non-Uniform Airflow on the Performance of a R134a Mobile Air Conditioning System, *SAE Technical Papers*, 2009, 2009-01-3070.
- [54] Hosoz M., Karabektas M., Comparative Performance on an Automotive Air Conditioning System Using R1234yf and R134a, *XIII Conference on Sustainable Energy Technology*, Genova, İsviçre, 25–28 Ağustos 2014.
- [55] Alkan A., Kolip A., Coşman S., Thermodynamic Analysis of An Automotive Air Conditioning System Using R1234yf and R134a, *The Sixth International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEES-6)*, Rize, Türkiye, 1–4 Temmuz 2014.
- [56] Daviran S., Kasaeian A., Golzari S., Mahian O., Nasirivatan S., Wongwises S., A Comparative Study on the Performance of HFO-1234yf and HFC-134a as an Alternative in Automotive air Conditioning Systems, *Applied Thermal Engineering*, 2017, **110**, 1091–1100.
- [57] Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtbaş I., Exergy Analysis of R1234yf and R1234ze as R134a Replacements in a Two Evaporator Vapour Compression Refrigeration System, *International Journal of Refrigeration*, 2015, **60**, 26–37.

- [58] Belman–Flores J. M., Ledesma S., Statistical Analysis of the Energy Performance of a Refrigeration System Working with R1234yf Using Artificial Neural Networks, *Applied Thermal Engineering*, 2015, **82**, 8–17.
- [59] Şahin A. Ş., Performance Analysis of Single–Stage Refrigeration System with Internal Heat Exchanger Using Neural Network and Neuro–Fuzzy, *Renewable Energy*, 2011, **36**(10), 2747–2752.
- [60] Zhao Y., Liang Y., Sun Y., Chen J., Development of a Mini–Channel Evaporator Model Using R1234yf as Working Fluid, *International Journal of Refrigeration*, 2012, **35**(8), 2166–2178.
- [61] Kandlikar S.G., A Model for Correlating Flow Boiling Heat Transfer in Augmented Tubes and Compact Evaporators, *Journal of Heat Transfer*, 1991, **113**(4), 966–972.
- [62] Navarro–Esbrí J., Molés F., Peris B., Barragán–Cervera A., Mendoza–Miranda J. M., Mota–Babiloni A., Belman J. M., Shell–and–Tube Evaporator Model Performance with Different Two–Phase Flow Heat Transfer Correlations. Experimental Analysis Using R134a and R1234yf, *Applied Thermal Engineering*, 2014, **62**(1), 80–89.
- [63] Mendoza–Miranda J. M., Ramírez–Minguela J. J., Muñoz–Carpio V. D., Navarro–Esbrí J., Development and Validation of a Micro–Fin Tubes Evaporator Model Using R134a and R1234yf as Working Fluids, *International Journal of Refrigeration*, 2015, **50**, 32–43.
- [64] Pottker G., Hrnjak P., Effect of the Condenser Subcooling on the Performance of Vapor Compression Systems, *International Journal of Refrigeration*, 2015, **50**, 156–164.
- [65] Di Battista D., Cipollone R., High Efficiency Air Conditioning Model Based Analysis for the Automotive Sector, *International Journal of Refrigeration*, 2016, **64**, 108–122.
- [66] Mastrullo R., Mauro A. W., Vellucci C., Refrigerant Alternatives for High Speed Train A/C Systems: Energy Savings and Environmental Emissions Evaluation under Variable Ambient Conditions, *Energy Procedia*, 2016, **101**, 280–287.
- [67] Vaghela J. K., Comparative Evaluation of an Automobile Air – Conditioning System Using R134a and Its Alternative Refrigerants, *Energy Procedia*, 2017, **109**, 153–160.
- [68] Gaurav, Kumar, R., Computational Energy and Exergy Analysis of R134a, R1234yf, R1234ze and Their Mixtures in Vapour Compression System, *Ain Shams Engineering Journal*, 2018, **9**(4), 3229–3237.
- [69] Hoşöz M., Kaplan K., Aral M. C., Suhermanto M., Metin Ertunc H., Support Vector Regression Modeling of the Performance of an R1234yf Automotive Air Conditioning System, *Energy Procedia*, 2018, **153**, 309–314.

- [70] Wang C. C., System Performance of R-1234yf Refrigerant in Air-Conditioning and Heat Pump System – An Overview of Current Status, *Applied Thermal Engineering*, 2014, **73**(2), 1412–1420.
- [71] Ozgener O., Hepbasli A., A Parametrical Study on the Energetic and Exergetic Assessment of a Solar-Assisted Vertical Ground-Source Heat Pump System used for Heating a Greenhouse, *Building and Environment*, 2007, **42**(1), 11–24.
- [72] Chang Y. J., Wang C. C., A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, **40**(3), 533–544.
- [73] Kays W. M., London A. L., *Compact Heat Exchangers*, 3. baskı, McGraw-Hill, New York, 1984.
- [74] Jung D., Assanis D. N., Numerical Modeling of Cross Flow Compact Heat Exchanger with Louvered Fins Using Thermal Resistance Concept, *SAE Technical Papers*, 2006, 2006-01-0726.
- [75] Gnielinski V., On Heat Transfer in Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, **63**, 134–140.
- [76] Petukhov B. S., Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, *Advances in Heat Transfer*, 1970, **6**, 503–564.
- [77] Santa R., The Analysis of Two-Phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of the Boundary Condition, *Acta Polytechnica Hungarica*, 2012, **9**(6), 167–180.
- [78] Cavallini A., Zecchin, R., A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation, *International Heat Transfer Conference 5*, Tokyo, Japonya, 3–7 Eylül 1974.
- [79] Holman J. P., *Experimental Methods for Engineers*, 8. Baskı, McGraw-Hill, New York, 2012.
- [80] Tian Z., Qian C., Gu B., Yang L., Liu F., Electric Vehicle air Conditioning System Performance Prediction Based on Artificial Neural Network, *Applied Thermal Engineering*, 2015, **89**, 101–114.
- [81] Stoecker W.F., Jones W.B., *Refrigeration & Air Conditioning*, McGraw-Hill, Singapore, 1982.
- [82] 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*, 2021, **27**(1), 44–60.

KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER

- [1] **Taşdemirci E.**, Alptekin E., Hoşöz M., Comparative Performance of an Automobile Heat Pump System with An Internal Heat Exchanger Using R1234yf and R134a, *Int. J. Exergy*, 2020, **33**(1), 98–113.
- [2] Hoşöz M., **Taşdemirci E.**, Alptekin E., Experimental Performance Comparison of R134a And R1234yf Automobile Heat Pump Systems, *16th International Conference on Sustainable Energy Technologies*, Bologna, Italya, 17–20 Temmuz 2017.
- [3] **Taşdemirci E.**, Alptekin E., Hoşöz M., Experimental Performance Analysis of an Automotive Air Conditioning and Heat Pump System using R134a With and Without Internal Heat Exchanger, *Fourth International Conference on Advances in Mechanical and Robotics Engineering*, Rome, Italya, 15–16 Aralık 2016.
- [4] Hoşöz M., **Taşdemirci E.**, Alptekin E., Experimental Performance Analysis of an R134a Automobile Air Conditioning and Air Sourced Heat Pump System, *4th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science*, Antalya, Türkiye, 3–5 Kasım 2016.

ÖZGEÇMİŞ

2009 yılında Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2011 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda yüksek lisansını tamamladı. 2012 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda doktora eğitimine başladı. 2012–2019 yılları arasında Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak hizmet etti. 2019 yılından beridir Gazi Üniversitesi TUSAŞ–Kazan Meslek Yüksek Okulu, Motorlu Taşıtlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, Uçak Teknolojisi Programı'nda Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.