



MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**ÇATI TİPİ KLİMALARDA R-410A
ALTERNATİFİ SOĞUTUCU
AKIŞKANLARIN KULLANIMININ ANALİZİ**

MEHMET ONUR OKUDAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği

Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

DANIŞMAN

Doç. Dr. Ayhan ONAT

İSTANBUL, 2020



MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**ÇATI TİPİ KLİMALARDA R-410A
ALTERNATİFİ SOĞUTUCU
AKIŞKANLARIN KULLANIMININ ANALİZİ**

MEHMET ONUR OKUDAN

(523216055)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği

Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

DANIŞMAN

Doç. Dr. Ayhan ONAT

İSTANBUL, 2020

Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Öğrencisi Mehmet Onur OKUDAN'ın "Çatı Tipi Klimalarda R 410A Alternatifli Soğutucu Akışkanların Kullanımının Analizi" tez çalışması 03/02/2020 tarihinde savunulmuş ve jüri üyeleri tarafından başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

(Danışman) Marmara Üniversitesi Doç. Dr. Ayhan ONAT

Marmara Üniversitesi Dr. Öğretim Üyesi A. Talat İNAN

Düzce Üniversitesi Dr. Öğretim Üyesi Kadir İSA

ONAY

Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Yönetim Kurulunun 5 E 140 tarih ve 2020/05-02 sayılı kararı ile Mehmet Onur Okudan'ın Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Mühendisliği (Türkçe) Programında Yüksek Lisans derecesi alması onaylanmıştır.


Prof. Dr. Bülent EKİCİ
Enstitü Müdürü
MARMARA ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması s¼recinde yardımlarını ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen saygıdeğer hocam Doç Dr. Ayhan ONAT'a teőekk¼r ederim.

Yardımlarını ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen anneme, babama, kardeőime ve arkadaőlarıma teőekk¼r ederim.

Ocak 2020

Mehmet Onur Okudan

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT	v
SEMBOLLER/SYMBOLS	vi
KISALTMALAR	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
TABLO LİSTESİ	ix
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı.....	2
1.2 Literatür Araştırması.....	2
1.3 Soğutucu Akışkanların Sınıflandırılması ve Seçim Parametreleri.....	6
1.4 R-410A ve Alternatiflerinin Genel Kriterlerinin Karşılaştırılması.....	11
1.5 Çatı Tipi Klima Cihazları (Rooftop) ve Kullanım Alanları.....	14
2. MATERYAL VE YÖNTEM.....	19
2.1 İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi.....	19
2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Sistemler.....	20
2.3 Çatı Tipi Klima Cihazları İçin Ekodizayn Kriterleri.....	21
2.3.1 EER ve COP Kavramları ve Rooftop Cihazları İçin Hesaplama Yöntemi	23
2.3.2 SEER ve SCOP Kavramı ve Zorunlu Test Sıcaklıkları	26
2.3.2.1 SEER Kavramı ve Zorunlu Test Sıcaklıkları	26
2.3.2.2 SCOP Kavramı ve Zorunlu Test Sıcaklıkları	27
2.3.3 Sezonsal Verimliliklerin Hesaplanması	30
2.3.3.1 SEER ve SEER _{on} Hesaplama Yöntemi	30

2.3.3.2 SCOP ve SCOP _{on} Hesaplama Yöntemi.....	32
2.3.3.3 Yıllık Operasyon Saatleri	36
2.4 Sistem Dizaynı	37
3. BULGULAR VE TARTIŞMA	43
3.1 Optimum Şarj Miktarlarının Belirlenmesi	43
3.1.1 R-410A Soğutucu Akışkanlı Sistemin Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi	43
3.1.2 R-452B Soğutucu Akışkanlı Sistemin Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi	45
3.1.3 R-454B Soğutucu Akışkanlı Sistemin Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi.	49
3.1.4 R-32 Soğutucu Akışkanlı Sistemin Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi	52
3.2 R-410A ve Alternatiflerinin SEER Değerlerinin Hesaplanması	56
3.2.1 R-410A Soğutucu Akışkanlı Sistemin SEER Değerinin Hesaplanması	56
3.2.2 R-452B Soğutucu Akışkanlı Sistemin SEER Değerinin Hesaplanması	60
3.2.3 R-454B Soğutucu Akışkanlı Sistemin SEER Değerinin Hesaplanması	64
3.2.4 R-32 Soğutucu Akışkanlı Sistemin SEER Değerinin Hesaplanması	67
3.3 R-410A ve Alternatiflerinin SCOP Değerlerinin Hesaplanması.....	70
3.3.1 R-410A Soğutucu Akışkanlı Sistemin SCOP Değerinin Hesaplanması	70
3.3.2 R-452B Soğutucu Akışkanlı Sistemin SCOP Değerinin Hesaplanması	74
3.3.3 R-454B Soğutucu Akışkanlı Sistemin SCOP Değerinin Hesaplanması	78
3.3.4 R-32 Soğutucu Akışkanlı Sistemin SCOP Değerinin Hesaplanması	82
3.4 Tartışma.....	85
4. SONUÇLAR	89
KAYNAKLAR.....	91
ÖZGEÇMİŞ.....	

ÖZET

ÇATI TİPİ KLİMALARDA R-410A ALTERNATİFİ SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN KULLANIMININ ANALİZİ

Küresel ısınmanın Dünya üzerindeki etkileri her geçen gün artmaktadır. Hükümetler ve sivil toplum kuruluşları bunu önlemek ya da en azından etkilerini yavaşlatmak için çalışmaktadır. Küresel ısınmanın hızlanmasını önlemek için regülasyonlar yayınlanmakta ve bu regülasyonlarla üretici firmaların ürünlerini geliştirmeleri ve alternatif çözümler bulmaları amaçlanmaktadır. Bu regülasyonlarla şirketlerin Dünya'daki çevre kirliliği üzerindeki etkilerini azaltmaları ve aynı zamanda ürünlerinin verimliliklerini arttırmaları için çözümler bulmaları amaçlanmaktadır.

Bu tez çalışmasında çatı tipi klimalarda R-410A, R-452B, R-454B ve R-32 soğutucu akışkanların kullanımının teorik performans analizlerinin karşılaştırılması amaçlanmaktadır. R-410A şu anda çatı tipi klimalarda en yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkandır. Ancak, yüksek GWP değerinden dolayı yakın gelecekte 517/2014 numaralı EU regülasyonuna göre kullanımı sınırlandırılacaktır. R-410A soğutucu akışkanının yerini alma ihtimali en fazla olan düşük GWP değerine sahip alternatif soğutucu akışkanlar R-452B, R-454B ve R-32'dir. Bu nedenle bu soğutucu akışkanların sezonsal verimlilikleri Commission Regulation (EU) 2016/2281 de dikkate alınarak, EN 14825'e göre hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, R-32 soğutucu akışkanlı çatı tipi klimanın diğer soğutucu akışkanlı çatı tipi klimalar ile karşılaştırıldığında, en yüksek SEER ve SCOP değerlerine sahip olduğu görülmüştür. SEER ve SCOP değerleri R-410A soğutucu akışkanlı sistem ile karşılaştırıldığında sırası ile %3,37 ve %4,08 daha büyüktür. Buna ek olarak soğutma ve ısıtma kapasiteleri sırası ile %6,67 ve %4,96 artmıştır. Ayrıca bu performans soğutucu akışkan miktarı %19,66 azaltılarak elde edilmiştir.

ABSTRACT

ANALYSIS OF ROOFTOP AIR CONDITIONER SYSTEMS THAT USING ALTERNATIVE REFRIGERANTS INSTEAD OF R-410A

The effects of global warming on the Earth are increasing day by day. Governments and non-governmental organizations are working to prevent this or at least slow down its effects. Regulations are published in order to prevent the acceleration of global warming, and with these regulations, it is aimed for manufacturers to develop their products and find alternative solutions. With these regulations, it is aimed for companies to find solutions to reduce their impact on environmental pollution in the world and at the same time to increase the efficiency of their products.

This thesis study aims to compare the results of theoretical performance analysis of using R-410A, R-452B, R-454B and R-32 in rooftop air conditioners. R-410A is currently the most common refrigerant for rooftop air conditioners. However, due to the value of its Global Warming Potential, in the near future, the usage of this refrigerant would be restricted according to Regulation (EU) No 517/2014. The most possible low GWP refrigerant alternatives for R 410 are R-452B, R-454B and R-32. For this reason, these alternative refrigerants' seasonal efficiencies have been calculated according to EN 14825 and considering the Commission Regulation (EU) 2016/2281. Based on the results, rooftop air conditioner system with R-32 has the highest SEER and SCOP values when compared with other refrigerants. It has 3.37% and 4.08% higher efficiency SEER and SCOP, respectively, when it is compared to rooftop air conditioner system with R-410A. In addition to this, capacities are increased by 6.67% and 4.96% for cooling and heating respectively. Also this performance is achieved by reducing 19.66% refrigerant charge amount.

SEMBOLLER/SYMBOLS

- Cd** : Düzeltme katsayısı
CR : Kapasite oranı
h : Entalpi (kJ/kg)
H : Saat (h)
T : Sıcaklık (°C)
TOL : Operasyon Limit Sıcaklığı

KISALTMALAR

COP	: Coefficient of Performance
CFC	: Kloroflorokarbon
DC	: Declared Capacity
DX	: Direct Expansion
EER	: Energy Efficiency Ratio
EN	: European Norm
GWP	: Global Warming Potential
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
HFO	: Hidrofloroolefin
HSPF	: Heating Seasonal Performance Factor
HVAC	: Heating, Ventilating and Air Conditioning
KT	: Kuru Termometre
LCCP	: Life Cycle Climate Performance
SEER	: Seasonal Energy Efficiency Ratio
SCOP	: Seasonal Coefficient of Performance
TEWI	: Total Equivalent Warming Impact
ODP	: Ozone Depletion Potential
YT	: Yaş Termometre

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1. 1 Soğutucu Akışkanların Kullanımının Tarihsel Gelişimi [14]	9
Şekil 1. 2 Çatı Tipi Klimaların Çalışma Prensibi [19]	15
Şekil 1. 3 Çatı Tipi Klima Şematik Gösterim [19].....	16
Şekil 2. 1 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi [20]	19
Şekil 2. 2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi [20].....	20
Şekil 2. 3 İç Ünite Bataryasının Kapasiteye Etkisi [19].....	24
Şekil 2. 4 Soğutma Sezonu Sıcaklık Frekansları [22].....	31
Şekil 2. 5 Isıtma Sezonu İklim Bölgelerine Göre Sıcaklık - Yıllık Operasyon Saatleri Değerleri [3]	34
Şekil 2. 6 Isıtma Sezonu Sıcaklık Frekansları [22]	35
Şekil 2. 7 Batarya Tasarım Programı-Dizayn Parametreleri.....	37
Şekil 2. 8 Batarya Tasarım Programı-Soğutucu Akışkan Özellikleri	38
Şekil 2. 9 Batarya Tasarımı Performans Verileri	39
Şekil 2. 10 Soğutma Devresi Simülasyonu	41
Şekil 2. 11 Isıtma Devresi Simülasyonu	42
Şekil 3. 1 Kapasite - Şarj Miktarı Karşılaştırma Grafiği.....	87
Şekil 3. 2 Sezonsal Verimlilik Karşılaştırma Grafiği.....	88

TABLO LİSTESİ

Tablo1. 1 ASHRAE 34 - Soğutucu Akışkanların Zehirlilik ve Yanıcılık Sınıflandırılması	11
Tablo1. 2 R-410A ve Alternatiflerinin Karşılaştırılması	14
Tablo 2. 1 Çatı Tipi Klimalar İçin Minimum Sezonluk Enerji Verimlilikleri	22
Tablo 2. 2 Çatı Tipi Klimalar İçin Minimum Sezonluk Verimlilik Değerleri	23
Tablo 2. 3 Havadan Havaya Çatı Tipi Klimaların EER Sınıfları	25
Tablo 2. 4 Havadan Havaya Çatı Tipi Klimaların COP Sınıfları	25
Tablo 2. 5 “A” = Ortalama İklim Bölgesi - SEER ve SEER _{on} Hesaplamaları İçin Kısmi Yük Oranları	26
Tablo 2.6 “A” = Ortalama İklim Bölgesi - SCOP, SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplamaları İçin Kısmi Yük Oranları	27
Tablo 2.7 “W” = Warmer (Sıcak) İklim Bölgesi - SCOP, SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplamaları İçin Kısmi Yük Oranları	28
Tablo 2. 8 “C” = Colder (Soğuk) İklim Bölgesi - SCOP, SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplamaları İçin Kısmi Yük Oranları	28
Tablo 2. 9 Havadan Havaya Çatı Tipi Klima Cihazlarının Isıtma Sezonu T _{dizayn} Sıcaklıkları	29
Tablo 2. 10 Soğutma Sezonu Yıllık Çalışma Saati – Sıcaklık Değerleri	31
Tablo 2. 11 Yıllık Operasyon Saatleri Tablosu	36
Tablo 3. 1 R-410A İçin Aşırı Soğutma Değerine Göre Performans Değişimi	43
Tablo 3. 2 R-410A Akışkan Miktarına Göre Isıtma Performans Değerleri	44
Tablo 3. 3 R-410A Soğutucu Akışkanının Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi	44
Tablo 3. 4 R-410A Soğutucu Akışkanlı Sistemin Performans Tablosu	45

Tablo 3. 5	R-452B İçin Aşırı Soğutma Değerine Göre Performans Değişimi	46
Tablo 3. 6	R-452B Akışkan Miktarına Göre Isıtma Performans Değerleri.....	47
Tablo 3. 7	R-452B Soğutucu Akışkanının Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi	48
Tablo 3. 8	R-452B Soğutucu Akışkanlı Sistemin Performans Tablosu	48
Tablo 3. 9	R-454B İçin Aşırı Soğutma Değerine Göre Performans Değişimi	49
Tablo 3. 10	R-454B Akışkan Miktarına Göre Isıtma Performans Değerleri.....	50
Tablo 3. 11	R-454B Soğutucu Akışkanının Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi ...	51
Tablo 3. 12	R-454B Soğutucu Akışkanlı Sistemin Performans Tablosu	52
Tablo 3. 13	R-32 İçin Aşırı Soğutma Değerine Göre Performans Değişimi.....	53
Tablo 3. 14	R-32 Akışkan Miktarına Göre Isıtma Performans Değerleri	54
Tablo 3. 15	R-32 Soğutucu Akışkanının Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi	55
Tablo 3. 16	R-32 Soğutucu Akışkanlı Sistemin Performans Tablosu	55
Tablo 3. 17	R-410A - SEER Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri	56
Tablo 3. 18	R-410A - Kısmi Yükte EER Hesaplama Tablosu	57
Tablo 3. 19	R-410A - SEER _{on} Hesaplama Tablosu.....	58
Tablo 3. 20	R-410A - Ek Güç Tüketimleri Tablosu.....	59
Tablo 3. 21	R-452B - SEER Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri	60
Tablo 3. 22	R-452B - Kısmi Yükte EER Hesaplama Tablosu	61
Tablo 3. 23	R-452B - SEER _{on} Hesaplama Tablosu	62
Tablo 3. 24	R-452B - Ek Güç Tüketimleri Tablosu	63
Tablo 3. 25	R-454B - SEER Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri	64
Tablo 3. 26	R-454B - Kısmi Yükte EER Hesaplama Tablosu	64
Tablo 3. 27	R-454B - SEER _{on} Hesaplama Tablosu	65
Tablo 3. 28	R-454B - Ek Güç Tüketimleri Tablosu	66
Tablo 3. 29	R-32 - SEER Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri	67

Tablo 3. 30	R-32 - Kısmi Yükte EER Hesaplama Tablosu	67
Tablo 3. 31	R-32 - SEER _{on} Hesaplama Tablosu.....	68
Tablo 3. 32	R-32 - Ek Güç Tüketimleri Tablosu.....	69
Tablo 3. 33	R-410A - SCOP Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri	70
Tablo 3. 34	R-410A - Kısmi Yükte COP Hesaplama Tablosu.....	71
Tablo 3. 35	R-410A – SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplama Tablosu.....	71
Tablo 3. 36	R-410A –SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplama Tablosu-Devamı	72
Tablo 3. 37	R-410A – SCOP Ek Güç Tüketimleri Tablosu	73
Tablo 3. 38	R-452B - SCOP Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri	74
Tablo 3. 39	R-452B Kısmi Yükte COP Hesaplama Tablosu	75
Tablo 3. 40	R-452B – SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplama Tablosu	75
Tablo 3. 41	R-452B – SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplama Tablosu-Devamı	76
Tablo 3. 42	R-452B – SCOP Ek Güç Tüketimleri Tablosu	77
Tablo 3. 43	R-454B - SCOP Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri	78
Tablo 3. 44	R-454B - Kısmi Yükte COP Hesaplama Tablosu	79
Tablo 3. 45	R-454B – SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplama Tablosu	79
Tablo 3. 46	R-454B – SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplama Tablosu-Devamı	80
Tablo 3. 47	R-454B – SCOP Ek Güç Tüketimleri Tablosu	81
Tablo 3. 48	R-32 - SCOP Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri	82
Tablo 3. 49	R-32 - Kısmi Yükte COP Hesaplama Tablosu.....	83
Tablo 3. 50	R-32 – SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplama Tablosu	83
Tablo 3. 51	R-32 – SCOP _{on} ve SCOP _{net} Hesaplama Tablosu-Devamı.....	84
Tablo 3. 52	R-32 – Isıtma Ek Güç Tüketimleri	85
Tablo 3. 53	Verimlilik Karşılaştırması	86

1. GİRİŞ

Ülkemizde ve Dünya’da iklim değişikliğinin etkileri her geçen gün daha da hissedilmektedir. Bu nedenle sistemlerin verimlilikleri ve doğaya verdikleri tahribat tartışılmaktadır. Çeşitli sivil toplum örgütleri ve hükümetler sistemlerin verimliliklerinin artırılması ve doğaya verilen tahribatın en aza indirilmesi için çalışmalar yapmaktadır. Bu yönde atılan adımlardan bir tanesi de Avrupa Birliği tarafından 30 Kasım 2016’da yayınlanan 2016/2281 numaralı ekotasarım gereklilikleri regülasyonudur [1]. Bu regülasyonda birçok ürün grubu için enerji verimliliği kriterine yönelik minimum zorunlu gereklilikler tanımlanmıştır. Bu gereklilikleri sağlamayan ürünlerin belirli bir takvim içerisinde Avrupa’ya girişleri yasaklanmıştır.

Çatı tipi klimaların da dahil olduğu ısıtma ve soğutma ürünleri için 1 Ocak 2018 tarihinde ilk hedef verimlilik değeri yürürlüğe girmiş olmakla birlikte belirtilen ikinci zorunlu hedef verimlilik değeri 1 Ocak 2021 tarihinde geçerli olacaktır. Bu nedenle çatı tipi klima üreticileri cihazlarının verimliliklerini arttırmak için çalışmalar yapmaktadır.

Sistem ekipmanlarının verimliliklerini artırılması ile beraber göz önünde bulundurması gereken bir diğer kriter, EN 517/2014 numaralı F-gaz regülasyonudur [2]. Regülasyonun amacı küresel ısınmaya yönelik olumsuz etkilerinden dolayı HFC soğutucu akışkanlarının kullanımının azaltılmasıdır. 1 Ocak 2015’te yürürlüğe giren regülasyon ile beraber 2030 yılına kadar HFC kullanımının %79 oranında azaltılması hedeflenmektedir. Dolayısı ile mevcut soğutucu akışkanların yerine geçebilecek yeni soğutucu akışkanlar ile ilgili çalışmalar da yapılmaktadır.

Çatı tipi klimalarda günümüzde en çok tercih edilen soğutucu akışkan R-410A soğutucu akışkanıdır. Yine bir HFC olan R-32 soğutucu akışkanı ve HFO olan R-454B ve R-452B soğutucu akışkanları R-410A soğutucu akışkanının yerine kullanılma ihtimali olan soğutucu akışkanlardan bazılarıdır. Performans, güvenlik, bulunabilirlik, çevreye olan etkileri ve sürdürülebilirliği R-410A soğutucu akışkanının yerine kullanılacak soğutucu akışkanı belirlerken dikkat edilecek seçim parametreleridir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında EN 517/2014 F Gaz regülasyonuna dayanarak, DX bataryalı, scroll kompresörlü çatı tipi klima sistemlerinde R-410A soğutucu akışkanına alternatif olabilecek R-452B, R-454B ve R-32 soğutucu akışkanlarının sistemin ekipmanları değiştirilmeden performanslarının karşılaştırılması amaçlanmaktadır. Bu karşılaştırma yapılırken öncelikle her sistem için optimum soğutucu akışkan şarj miktarları belirlenecektir. Daha sonrasında ise sezonsal verimlilik değerlerinin hesaplanmasına yönelik yayınlanan EN 14825 numaralı standart kullanılarak hem ısıtma hem de soğutma sezonlarında sezonsal verimlilikler (SCOP ve SEER değerleri) hesaplanarak karşılaştırılacaktır [3]. Ayrıca soğutucu akışkan şarj miktarları değişimleri ve kapasite değişimleri de karşılaştırılacaktır. Bu kriterlere göre çatı tipi klima uygulamalarında kullanılan R-410A soğutucu akışkanın yerine kullanılabilir küresel ısınma değeri düşük alternatif soğutucu akışkanlardan R-452B, R-454B ve R32'den hangisinin daha uygun olduğunun belirlenmesi hedeflenmektedir.

1.2 Literatür Araştırması

Cremaschi L., Wu X., Biswas P. ve Deokar P. [4], R-32, R-1234yf soğutucu akışkanlarının ve R-410A soğutucu akışkanın yerine kullanılabilir geliştirilebilir iki yeni soğutucu akışkanın kompresör karakteristikleri üzerinde çalışma yapmışlardır. Bu çalışmalarında kullandıkları geliştirilebilir soğutucu akışkanları DR-4 ve DR-5 olarak adlandırmış ve GWP değerlerinin sırası ile 300 ve 500 değerlerine yakın olduklarını belirtmişlerdir. Çalışmalarında biri konut uygulamaları için diğeri ise düşük kapasiteli ticari uygulamalar için olmak üzere iki tip kompresör kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada aynı test koşullarında her iki kompresör tipi için de en yüksek kompresör çıkış sıcaklık değeri R-32 soğutucu akışkanlı sistemlerde kaydedilmiştir. DR-5 soğutucu akışkanının kompresör çıkış sıcaklığı, R-410A soğutucu akışkanının kompresör çıkış sıcaklığından biraz fazla olmakla birlikte, R-1234yf ve DR-4 soğutucu akışkanlarının kompresörden çıkış sıcaklıkları daha düşüktür. Her iki kompresörde elde edilen sonuçlara göre R-32 soğutucu akışkanlı sistemin DR-5 soğutucu akışkanlı sistemden %5 daha fazla kompresör sıkıştırma oranına sahip olduğu görülmüştür. Volumetrik verimlerine bakıldığında ise DR-5 soğutucu akışkanının R-410A soğutucu akışkanı ile

aynı olduğu görülmekle birlikte, R-32 ve DR-4 soğutucu akışkanlarının sırası ile %2 ve %5 seviyelerinde daha düşük olduğu görülmüştür.

Ng W., Kamar H., Kamsah N. ve Wang F.-J [5], R-410A soğutucu akışkanının yerine kullanılabilir düşük GWP değerine sahip karışım soğutucu akışkanlarının performans analizlerini yaptıkları çalışmada konut tipi klimaları ele almışlardır. Tropikal iklim bölgesi için yaptıkları bu çalışmada R-410A soğutucu akışkanının verilerini Refrigerant A ve Refrigerant B adını verdikleri iki soğutucu akışkanın sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Refrigerant A; R-32 ve R-1234ze soğutucu akışkanlarının karışımından, Refrigerant B ise R-32 ve R-600A soğutucu akışkanının karışımından oluşmaktadır. GWP değerleri sırası ile R-410A'dan %70 ve %73 oranlarında daha düşük olan bu soğutucu akışkanların $TEWI_{direkt}$ değerlerinin de R-410A soğutucu akışkanın $TEWI_{direkt}$ değerinden sırasıyla %23 ve %20 daha düşük oldukları görülmüştür. Sistem verimlilikleri karşılaştırıldığında ise A ve B soğutucu akışkanlarının COP değerlerinin, R-410A'nın COP değerinin sırasıyla %99,4 ve %98,8'ine düştüğü hesaplanmıştır. $TEWI_{indirekt}$ değerlerine bakıldığında A ve B soğutucu akışkanlarının $TEWI_{indirekt}$ değerlerinin, R-410A soğutucu akışkanının $TEWI_{indirekt}$ değerinden sırası ile %0,6 ve %1,2 fazla oldukları görülmüş ve bunların kabul edilebilir seviyede oldukları belirtilmiştir.

Devecioğlu, A.G. [6], yapmış olduğu çalışmada ısı pompası cihazlarında R-410A soğutucu akışkanının yerine geçebilecek düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların sezonsal performanslarını teorik olarak karşılaştırmıştır. Alternatif olarak seçmiş olduğu soğutucu akışkanlar R 466A, R 447B, R-452B ve R-454B olmakla birlikte SEER ve SCOP değerlerini EN 14825'e göre hesaplamıştır. Bu soğutucu akışkanların GWP değerlerinin 750'den düşük olduğunu ve böylelikle EU regülasyon kriterlerini karşılamakta olduklarını belirtmiştir. Elde edilen sonuçlara göre R-452B ve R-454B soğutucu akışkanları kullanılarak elde edilen SCOP değerlerinin R-410A soğutucu akışkanı kullanılarak elde edilen SCOP değerinden çok az miktarda düşük olduğu, SEER değerlerinin ise R-410A soğutucu akışkanı kullanılarak elde edilen SEER değerinden yüksek olduğu belirtilmiştir. Tüm bunlar göz önünde bulundurulduğunda çalışmada kullanılan alternatif soğutucu akışkanlar içinde R-452B ve R-454B soğutucu akışkanlarının en uygun alternatifler olarak öne çıktıkları belirtilmiştir.

Alabdulkarem, A., Eldeeb, R., Hwang, Y. ve Radermacher, R. [7], yapmış oldukları çalışmada ısı pompası sistemleri için R-410A soğutucu akışkanını için alternatif olabilecek GWP değeri düşük soğutucu akışkanların testini, simülasyonunu ve soft-optimizasyonunu yaparak elde edilen verileri karşılaştırmışlardır. Deneylede R-410A soğutucu akışkanının alternatifi olarak 3 soğutucu akışkan kullanılmıştır. Bu soğutucu akışkanlar R-32, L41a ve D2Y60 olmakla beraber R-32 soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemde soğutma ve ısıtma kapasitelerinin R-410A soğutucu akışkanını kullanarak elde edilen değerlerden daha iyi oldukları belirtilmiştir. L41a soğutucu akışkanını kulanılan sistemin ise COP yönünden bakıldığında R-410A soğutucu akışkanını sistemden daha iyi sonuç verdiği belirtilmiştir. D2Y60 soğutucu akışkanını kullanıldığı sistemin ise kompresör çıkış sıcaklığı yönünden R-410A soğutucu akışkanını kullanarak elde edilen değerden daha iyi olduğu belirtilmiştir. SEER ve HSPF yönünden bakıldığında ise alternatifler arasından en uygun soğutucu akışkanını L41a soğutucu akışkanını olduğu belirtilmiştir. Ayrıca soğutucu akışkan şarj miktarları yönünden de R-410A ile karşılaştırıldığında kayda değer oranda azalma olduğunu belirtmişlerdir.

Han, X.-H., Qiu, Y., Li, P., Xu, Y.-J., Wang, Q. ve Chen, G.-M [8], yapmış oldukları çalışmada küçük ölçekli soğutma sistemleri için R-410A soğutucu akışkanını alternatif olabilecek R-32 ve R-161 soğutucu akışkanlarının performans verileri karşılaştırılmıştır. Çalışmada R-161 soğutucu akışkanını kullanarak elde edilen COP değerinin R-32 soğutucu akışkanını kullanarak elde edilen COP değerinden %10 ve R-410A soğutucu akışkanını kullanarak elde edilen COP değerinden de %17,8 daha fazla olduğu belirtilmiştir. R-161 soğutucu akışkanının kompresör çıkış sıcaklığının bu soğutucu akışkanlar arasında en düşük değere sahip olduğu vurgulanmıştır. Aynı zamanda R-161 soğutucu akışkanını, en düşük güç tüketimine ve soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkan olarak belirlenmiştir. R-32 soğutucu akışkanlı sistemin soğutma kapasitesi ve COP değeri R-410A soğutucu akışkanlı sisteminin sahip olduğu COP değerleriyle neredeyse aynı olmakla birlikte R-32 soğutucu akışkanlı sistemin kompresör çıkış sıcaklığı ve güç tüketimi değerlerinin birçok çalışma noktasında R-410A soğutucu akışkanlı sisteme göre bir miktar fazla olduğu belirtilmiştir.

Giovanni L., Simone M., Giulia R. ve Claudio Z. [9], yaptıkları çalışmada orta büyüklükteki çillerler ve ısı pompaları için HFC410A soğutucu akışkanının yerine

HFC32 soğutucu akışkanını kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada HFC32 soğutucu akışkanının ısı transfer katsayısının çok daha yüksek ve sürtünme basınç kayıplarının HFC410A soğutucu akışkanına göre bir miktar fazla olduğu belirtilmiştir. HFC32 soğutucu akışkanının GWP değerinin HFC410A soğutucu akışkanının GWP değerinin üçte biri olması ve termodinamik olarak benzer özellikler göstermesi nedeniyle HFC32 soğutucu akışkanının, HFC410A soğutucu akışkanı için orta büyüklükte çiller ve ısı pompası uygulamalarında alternatif olarak kullanılabilceğini ifade etmişler.

Lopez-Belchi, A. ve Illan-Gomez, F. [10], yapmış oldukları çalışmada mikro kanallı kondenser ünitelerinde R-410A ve R-32 soğutucu akışkanlarını deneysel ve teorik olarak karşılaştırmışlardır. R-32 soğutucu akışkanının gizli ısısının, ısı transfer katsayısının ve basınç kayıplarının R-410A soğutucu akışkanına göre daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. R-32 soğutucu akışkanının düşük kütle hızı ve daha iyi ısı/güç oranı sayesinde R-410A soğutucu akışkanından daha iyi performans vereceği belirtilmiştir. Bu değişikliğin eğer R-32 soğutucu akışkanı için özel olarak tasarlanmış ve R-32 soğutucu akışkanı ile çalışacak şekilde modifiye edilmiş bir sistemde gerçekleşirse soğutucu akışkan şarj miktarının azalacağı ve dolayısı ile sistemin çevreye olan olumsuz etkisinin de azalacağı belirtilmekle beraber enerji verimliliğinde de pozitif anlamda gelişme sağlanacağı ifade edilmiştir.

Giovanni L., Simone M., Giulia R. ve Claudio Z. [11], doymuş buharın yoğunlaşması üzerine yaptıkları çalışmada 4 mm iç çapa sahip tüp kullanarak R-410A ve R-32 soğutucu akışkanlarının bulgularını karşılaştırmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre R-32 soğutucu akışkanının ısı transfer katsayısı R-410A soğutucu akışkanına göre daha yüksek olmakla beraber basınç kaybı değeri de R-410A soğutucu akışkanından daha fazladır. Yapılan deneysel ölçümlerin R-32 soğutucu akışkanının R-410A soğutucu akışkanının yerini alabilecek düşük GWP değerine sahip bir alternatif soğutucu akışkan olduğunu belirtmişlerdir.

Onat A., İmal M. ve İnan T. [12], yapmış oldukları çalışmada soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerindeki etkilerini araştırmış ve alternatif soğutucu akışkanları değerlendirmişlerdir. Ozon tabakasının delinmesinin canlılar üzerindeki olumsuz etkileri ifade edilerek soğutucu akışkanları dört ana gruba ayırmışlardır. Bu gruplar kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokoroflorokarbonlar (HCFC), hidroflorokarbonlar

(HFC) ile karışım ve inorganik soğutucu akışkanlardır. Ayrıca CFC kullanılan sistemlerin HFC kullanılan sistemlere dönüştürülmesinin yöntemlerinden bahsedilmiştir. Alternatif olarak kullanılacak soğutucu akışkanın yerine geçeceği soğutucu akışkan ile benzer fiziksel özellikleri taşıması ve daha az küresel ısınmaya neden olmasının gerekliliği vurgulanmıştır.

1.3 Soğutucu Akışkanların Sınıflandırılması ve Seçim Parametreleri

Artan çevresel bilinçle birlikte mevcut soğutucu akışkanların yerlerine alternatiflerinin geleceği şüphesiz bir gerçektir. Daha önceden olduğu gibi şu an kullanılan soğutucu akışkanların kullanımı azaltılacak ve daha sonrasında da üretimleri tamamen durdurulacaktır. Fakat bu soğutucu akışkanların yerlerine yenileri getirilirken dikkat edilmesi gereken parametreler vardır. Bu seçim kriterlerinin hepsini sağlayan bir soğutucu akışkan olmayacağı gibi, seçimler yapılırken uygulamadaki en kritik parametrelere göre tercihler yapılmalıdır.

Alternatif bir soğutucu akışkan belirlenirken öncelikle göz önünde bulundurulması gereken temel parametreler; çevresel etki, performans, sürdürülebilirlik, maliyet, sistem güvenliği, zehirlilik, yanıcılık, bulunabilirlik, nakliye, ekipman uyumu, ekipman çalışma bölgeleri, güvenlik standartlarına uygunluk ve cihaz enerji verimliliği olarak sıralanabilir. Bir sistemin soğutucu akışkanında değişikliğe gidilirken, sistem iyi değerlendirilmeli, hangi amaçla hangi şartlarda çalışacağı iyi bilinmeli ve pazar talepleri iyi anlaşılmalıdır.

Alternatif soğutucu akışkanların çevresel etkilerini değerlendirirken; ODP, GWP, TEWI ve LCCP değerleri dikkate alınmalıdır. Regülasyonlar ve yönetmelikler iyi takip edilmeli, standartlar iyi anlaşılmalıdır. Gelecekte uygulanması planlanan soğutucu akışkan değişikliklerine üretici firmalar hazırlık yapmalıdır. Alternatif olarak kullanılacak soğutucu akışkanlar seçilirken kendisinden sonra kullanılacak soğutucu akışkanlı sisteme dönüşümünün kolay olması da dikkate alınmalıdır. Mümkün olan en uzun vadeli çözüm ortaya konulmalıdır.

Bir soğutucu akışkana alternatif bir soğutucu akışkan önerirken dikkat edilmesi gereken en önemli parametrelerden biri de maliyettir. Soğutucu akışkan değişiklikleri; soğutucu akışkanın maliyetinden, sisteme bu soğutucu akışkanı adapte ederken olası komponent

değişikliklerine, sistem güvenliğini arttırmak için ek ekipmandan, yazılım güncellemesine kadar birçok değişiklik yüklü maliyetlere yol açabilmektedir. Bir örnek verecek olursak, düşük miktarda atmosfere yayılmasının yangınlık açısından problem oluşturmayacağı soğutucu akışkanlar, çatı tipi klimalarda kapasitesinin 300 kW'a kadar ulaştığı cihazlarda yüksek miktarlarda kullanılmaktadır. Olası bir kaçak durumunda sistemin kanallarla direkt mahale havayı göndermesinden dolayı yangın veya zehirlenme durumları büyük kazalara yol açabilmektedir. Bunların önüne geçmek için yapılacak adımlardan bazıları olan kaçak tespit ekipmanları, yazılım güncellemeleri veya geliştirilebilecek ön uyarı sistemleri büyük harcamalar gerektirecektir. Buna rağmen her soğutucu akışkan bu büyük sistemlerde kullanılamamaktadır. Başka bir örnek vermek gerekirse alternatif olarak kullanılacak soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri yerine geçeceği soğutucu akışkanın özelliklerine ne kadar yakın olur ise sisteme adaptasyonu sırasında kompresör gibi büyük maliyetli komponentlerin değişikliklerine gerek duyulmayabilir.

Günümüzde maalesef kompresörler için gerekli enerji çoğunlukla fosil yakıtların yanması sonucu karşılanmaktadır. Bu sebeple alternatif soğutucu akışkan ile sistemde yapacağımız bu değişikliğin kompresör gücüne etkisi doğru yorumlanmalıdır. Bu soğutucu akışkan değişikliği cihaz performansını mümkünse iyileştirmeli, en azından cihazın daha önce karşıladığı regülasyon şartlarını koruması sağlamalıdır. Ayrıca cihaz kapasitesinde düşmesi durumunda ise tolerans değerleri dışında kabul edilebilecek bir düşme ise nominal hava debisinde artışa gidilebilir. Fakat bu durumda da fan tarafından tüketilen güç miktarı artacağından, burada kapasite-güç tüketimi dengesinin kurulmasına dikkat edilmelidir. Bu çözümün de yeterli olmadığı durumlarda soğutucu akışkan şarj miktarında artışa gidilebilir, fakat bu da kompresörün güç tüketimini arttıracaktır. Tüm bunların dışında hala istenilen performans sağlanamıyorsa evaporatör ve/veya kondenser tasarımı değişikliğine gidilebilir.

Yeni tasarımın sürdürülebilir olması bir diğer dikkat edilmesi gereken maddedir. Alternatif soğutucu akışkanın kullanılması beraberinde birçok yatırım ve iş gücünü getirmektedir. Yapılan bu değişikliğin fizibilitesi doğru yapılmalıdır. Kullanılacak soğutucu akışkanın yasal düzenlemelere göre kaç yıl kullanılabileceği göz önünde bulundurulmalıdır. Ayrıca sistemde yapılan bu değişikliğin diğer komponentler üzerinde oluşturabileceği olası deformasyonların sistem ömrüne ne kadar etki edeceği iyi

araştırılmalıdır. Örnek vermek gerekirse, bir kompresörün senede ne kadar süre ile maksimum devirde ve basınçta çalışacağı sistemin hangi iklim bölgesinde kullanılacağına bağlı olarak değişmektedir. Bu gibi durumlarda kompresör ömrü için gerekli testler yapılmalıdır. Sahaya giden her ürün sorumluluğunu da beraberinde getirmektedir. Yıllar sonra başka bir soğutucu akışkana geçilse bile servis hizmeti verilmesi gerekebilmektedir. Bu gibi durumlar için en kötü senaryoda sistemin ne kadar çalışacağı iyi belirlenmeli, zorlayıcı hava koşullarında, yüksek sıcaklık ve basıncın ekipmanlar üzerindeki etkileri iyi yorumlanmalıdır. Sistemin çalışma ömrü ve yasal düzenlemelere göre kullanılma ömrü karşılaştırılmalıdır.

Her bir ekipmanın belirli çalışma aralıkları vardır. Sistemde bu derece büyük bir değişiklik yaparken tasarım kriterleri göz önünde bulundurularak ekipmanların çalışma bölgelerinde kalıp kalmadıkları kontrol edilmelidir. Yeni soğutucu akışkanın istenilen kapasite ve/veya verimliliği sağlanması için kompresörün devri yükseltilebilir. Ancak ihtiyaç duyulan yüksek basınç miktarının kompresör haritası aralığında olup olmadığı ve/veya nasıl bir reaksiyon göstereceği önceden kontrol edilmelidir. Aynı şekilde istenilen kapasite ve/veya enerji verimliliğinin sağlanabilmesi için sistemin hava debisi arttırılabilir. Fakat sistemde kullanılan fanın bu hava debisinde sistem tasarım kriterlerinden önemli bir parametre olan hava basıncını sağlayıp sağlayamayacağı kontrol edilmelidir. Benzer kontrollerin genişleme vanası, dış ünite fanı gibi ana komponentlerde de yapılması gerekmektedir.

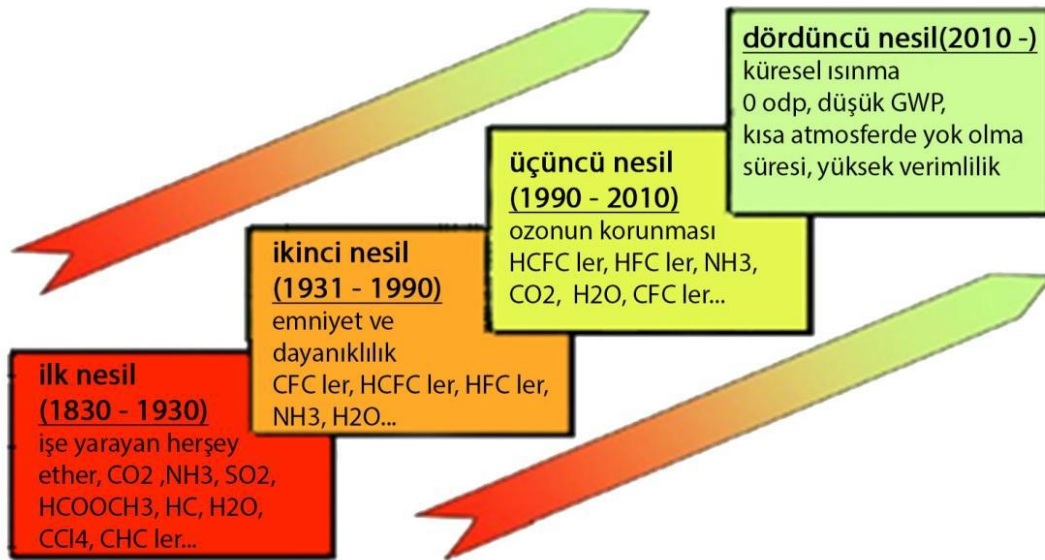
Alternatif soğutucu akışkan seçiminde göz önünde bulundurulması gereken bir diğer parametre nakliye dir. Bu soğutucu akışkanların nereden ne şekilde tedarik edilebilecekleri, olası yasal düzenlemeler, tedarik süreleri ve güvenlik önlemleri gibi maddeler dikkate alınmalıdır.

Bir soğutucu akışkanın yerine başka bir soğutucu akışkan konulurken, bulunabilirlik konusunda emin olunulmalıdır. İhtiyaç duyulması muhtemel süre zarfında bu soğutucu akışkanın elde edilmesinde ne gibi zorluklar yaşanabileceği ve kaynakların yeterliliği araştırılmalıdır.

1830 – 1930 yılları arasında bir sınıflandırılma yapılmaksızın her soğutucu akışkan kullanılmıştır. 1930’lardan itibaren yaşanan kazalardan dolayı emniyet faktörünün önemi ortaya çıkmıştır. Emniyetli kullanılsalar dahi bu soğutucu akışkanların ozon tabakasına

zarar verdiği görülmüştür ve 1990'lerden itibaren soğutucu akışkanların ODP değerinin sıfır olması şartı konulmuştur. Daha sonra bu soğutucu akışkanların da küresel ısınmaya olumsuz etkilerinin olduğu görülüp, GWP değerlerinin düşük ve enerji verimliliklerin yüksek olması şartları konulmuştur. Bunun için de yasal düzenlemeler ile soğutucu akışkanların kullanımına belirli sınırlamalar getirilmiştir.

1830'lerden bugüne soğutucu akışkanın sahip olması gereken özelliklere bağlı olarak çok sayıda farklı soğutucu akışkan geliştirilmiş ve kullanılmıştır. Calm, J. [13], yaptığı çalışmada bu soğutucu akışkanları Şekil 1.1'deki gibi dört farklı kategoriye ayırmıştır. Soğutucu akışkanların sistemlerde emniyetli bir şekilde kullanılması giderek önem kazanmaktadır. Bu sebeple sistemlerde ODP ve GWP değerleri düşük soğutucu akışkanlar tercih edilmekle birlikte, tasarımların herhangi bir sızdırmaya karşı dayanıklılıkları artırılmış, herhangi bir sızıntı durumuna karşı dedektörler sistemlere adapte edilmiştir.



Şekil 1. 1 Soğutucu Akışkanların Kullanımının Tarihsel Gelişimi [14]

1. Nesil (1830 - 1930) : İşe yarayan tüm akışkanlar kullanılmıştır.
2. Nesil (1931 - 1990) : Emniyet ve dayanıklılık önem kazanmıştır.
3. Nesil (1990 - 2010) : ODP değeri düşük olan soğutucu akışkanlar kullanılmıştır.
4. Nesil (2010 -) : Küresel ısınma farkındalığının artması ile ODP değeri düşük veya 0 olan, GWP değeri düşük soğutucu akışkanların, yüksek verimli sistemlerde kullanılması ve atmosferde kısa sürede yok olması gerekli hale gelmiştir.

Soğutucu akışkanların atmosfere salınmasının temelde üç sebebi vardır.

- Sızdırmazlık açısından kötü tasarımlar ve sistem kaçakları
- Herhangi bir sistem arızasında, sorun bölgesel de olsa devredeki soğutucu akışkanın tamamının boşaltılması
- Değiştirilmek istenilen soğutucu akışkanın geri dönüşüm tanklarına doldurulmaması

Bu salınımlar çeşitli sorunlara yol açmakla birlikte emniyet yönünden iki farklı ana grupta sınıflandırılmışlardır. Bunlar zehirlilik yönünden ve yanıcılık yönünden sınıflandırılmalarıdır. ASHRAE standardına göre zehirlilik iki şekilde tanımlanabilir. Birincisi (akut), bağıl olarak yüksek konsantrasyonlu bir soğutucu akışkana kısa süreli ve bir kez maruz kalma ile ortaya çıkan ve muhtemel kısa süreli zararlı etkilerle ilgilidir. Bu durum, kaza sonrası serbest kalan soğutucu akışkana maruz kalma senaryosudur. İkincisi ise (kronik) az konsantrasyonlu soğutucu akışkana uzun süreli ve sık sık maruz kalınması durumundaki muhtemel uzun dönemli sağlık etkilerini kapsar. Zehirlilik açısından soğutucu akışkanlar 2 gruba ayrılır.

- A sınıfı havadaki oranı 400 ppm'e kadar olan
- B sınıfı havadaki oranı 400 ppm'in üzerindeki soğutucu akışkanları ifade eder.

Tablo 1.1'de de görülebileceği gibi ASHRAE 34'e göre soğutucu akışkanlar yanıcılık özelliklerine göre 3'e ayrılmaktadır [15].

- Sınıf 1: Yanmaz (101 kPa ve 17,8 C'de)
- Sınıf 2: LFL > 0,1 kg/m³ (101kPa ve 17,8 C'de) ve yanma ısısı < 19 kJ/kg
- Sınıf 3: LFL < 0,1 kg/m³ (101kPa ve 21 C'de) ve yanma ısısı > 19 kJ/kg

Tablo1. 1 ASHRAE 34 - Soğutucu Akışkanların Zehirlilik ve Yanıcılık Sınıflandırılması

Yanıcılık Sınıfları	A	B
	Zehirlilik Yok	Yüksek Zehirlilik
Sınıf 1: Yanmaz	A1	B1
Sınıf 2: Düşük Yanıcılık	A2	B2
	A2L	B2L
Sınıf 3: Yüksek Yanıcılık	A3	B3

Yapılan araştırmalar sonucu, birçok uygulamada kullanılacak düşük yanıcılıkta soğutucu akışkanlar olduğu keşfedilmiş ve A2L adında yeni bir grup oluşturularak yanma hızı 10 cm/s'den düşük soğutucu akışkanlar “hafif yanıcılık sınıfı” soğutucu akışkanlar olarak adlandırılmışlardır [14]. Bu kategorideki soğutucu akışkanlar diğer soğutucu akışkanlarla kıyaslandığında yanıcılık alt sınır değeri diğer soğutucu akışkanlara göre daha yüksektir. Dolayısıyla yanıcı hava ve soğutucu akışkan karışımının oluşabilmesi için gerekli soğutucu akışkan miktarı çok fazladır. Kıvılcım kaynağı olsa bile, alt yanıcılık sınırı olan LFL değerinden daha düşük oranda karışımlarda tutuşma gerçekleşmez.

1.4 R-410A ve Alternatiflerinin Genel Kriterlerinin Karşılaştırılması

Bu tez çalışmasında R-410A soğutucu akışkanına alternatif olarak aşağıdaki üç soğutucu akışkan incelenecektir.

- R-32
- R-452B
- R-454B

Bu soğutucu akışkanlardan kimyasal ismi diflorometan olan R-32 soğutucu akışkanı split ve VRF klima uygulamalarında günümüzde kullanılmaya başlanmıştır. Karbon ayak izi birçok HFC'den daha düşüktür. R-410A ile karşılaştırıldığında çevreye daha az zarar vermektedir.

Yakut, A. [16], yapmış olduğu çalışmada R-32 soğutucu akışkanının avantajlarını şu şekilde sıralanmıştır.

- Ozon tabakasına zarar vermez.
- R-410A soğutucu akışkanı ile karşılaştırıldığında daha düşük küresel ısınma etkisine sahiptir.
- Enerji verimliliği açısından R-410A soğutucu akışkanından daha verimlidir.
- Yanıcılık özelliği düşük olduğu için birçok uygulamada talimatlara uyulması durumunda güvenli bir şekilde kullanılabilir.
- Geri dönüşümü ve yeniden kullanılabilirliği kolaydır.
- Gelişmekte olan ülkeler için ekonomik açıdan uygundur.
- R-32 soğutucu akışkanının kritik sıcaklığının %8 daha büyük olmasından dolayı yüksek sıcaklıktaki ortam şartlarında R-410A'ya göre daha iyi performans göstermesi beklenmektedir.
- R-32 soğutucu akışkanın sahip olduğu sıvı yoğunluğu R-410A ile karşılaştırıldığında %9 daha az olmasından dolayı sistem için gerekli soğutucu akışkan miktarı daha azdır.

R-452B soğutucu akışkanı gelecekte R-410A soğutucu akışkanının yerine kullanılması en muhtemel soğutucu akışkanlardan biridir. R-410A ile karşılaştığında düşük sıcaklık uygulamaları için %65 daha az GWP değerine sahiptir. Güç ve kapasite açısından bakıldığında da R-410A soğutucu akışkanının yerine kullanılabilir iyi bir alternatiftir. Ayrıca kendisinden sonra gelebilecek düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanlar için de iyi bir alternatif ara soğutucu akışkan olarak kullanılabilir.

R-410A, R-32 ve R-125'in 1/1 oranında karışımından elde edilmektedir. R-452B soğutucu akışkanı ise %26 oranında R-1234yf, %67 oranında R-32 ve %7 oranında R-125 soğutucu akışkanlarının karışımıyla elde edilmektedir. R-452B soğutucu akışkanının genel öne çıkan özellikleri şu şekilde sıralanabilir [17].

- R-410A soğutucu akışkanı ile karşılaştırıldığında %5'e kadar enerji verimliliğinde artış sağlanabilir.
- Yüksek sıcaklıktaki ortamlarda performansı iyidir.
- Düşük yanıcılık gösteren A2L yanma sınıfının özelliklerine sahiptir.

- R-410A kullanılan sistemlerde küçük değişikliklerle ekipman uyumu sağlanabilir.
- R-410A kullanılan sistemlere göre GWP değerinde %65 azalma sağlanır.

R-454B soğutucu akışkanı ODP değeri 0 olan ve 466 GWP değerine sahip olan bir soğutucu akışkandır. R-410A ile karşılaştırıldığında GWP değeri %76 daha azdır. Fiziksel özellikleri R-410A ile birbirine çok yakındır, hatta kimi durumlarda daha iyi soğutma kapasitesi ve verimliliği sunar. R-454B soğutucu akışkanı %35 oranında R-32 soğutucu akışkanı ve %65 oranında R-1234yf soğutucu akışkanının karışımından elde edilmektedir. R-454B soğutucu akışkanının kompresör çıkış sıcaklığı R-32'ye göre çok daha düşüktür ve R-410A'nın kompresör çıkış sıcaklığına çok yakındır. Ayrıca kütleli debi değeri R-410A'ninkinden daha düşüktür. Bu da daha düşük basınç kayıpları sağlamaktadır. A2L yanma sınıfında olması diğer yanıcı soğutucu akışkanlara göre kütleli olarak daha fazla kullanımına izin verir. Direkt genleşmeli hava soğutma sistemlerinde, ısı pompalarında ve soğutucularda, konut ve ticari sistemlerde kullanılabilir. En önemli özelliği R-410A kullanılan sistemlerde direkt yerine kullanılabilmesidir. R-454B soğutucu akışkanın genel öne çıkan özellikleri şu şekilde sıralanabilir [18].

- R-410A'ya göre çok daha düşük GWP değerine sahiptir.
- R-410A ile karşılaştırıldığında daha iyi performans ve güç sağlamaktadır.
- R-410A soğutucu akışkanı ile birbirine çok yakın özelliklere sahiptir. Bu nedenle küçük değişiklikler ve düşük maliyetler ile sistemlerin birbirleri arasında dönüşümleri sağlanabilir.
- Zehirsiz ve yanıcılığı azdır.

Tablo 1.2’de R-410A ve alternatiflerinin genel karşılaştırılması gösterilmektedir.

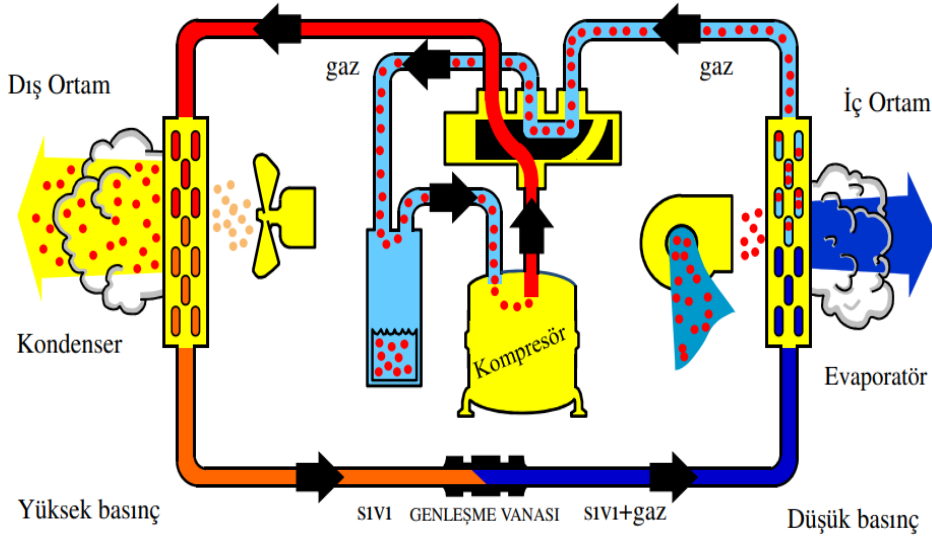
Tablo1. 2 R-410A ve Alternatiflerinin Karşılaştırılması

Özellikler	R-410A	R-32	R-452B	R-454B
Kategori	HFC	HFC	HFO	HFO
Karışım Oranları	R-32 %50 R-125 %50	-	R-32 %67 R-1234yf %26 R-125 %7	R-1234yf %65 R-32 %35
Kimyasal Formülü	CH ₂ F ₂ CHF ₂ CF ₃	CH ₂ F ₂	CH ₂ F ₂ C ₃ H ₂ F ₄ CHF ₂ CF ₃	C ₃ H ₂ F ₄ CH ₂ F ₂
Zehirlilik	Yok	Yok	Yok	Yok
Güvenlik Sınıfı	A1	A2L	A2L	A2L
GWP	1924	677	676	466
ODP	0	0	0	0
Kaynama Noktası (1 atm) [° C]	-51,44	- 51,65	- 50,67	-50,49
Kritik Sıcaklık [° C]	71,34	78,1	77,1	78,1
Kritik Basınç [kPa]	4790	5787	5267	5220
LFL [%]	-	14	12	11,25

1.5 Çatı Tipi Klima Cihazları (Rooftop) ve Kullanım Alanları

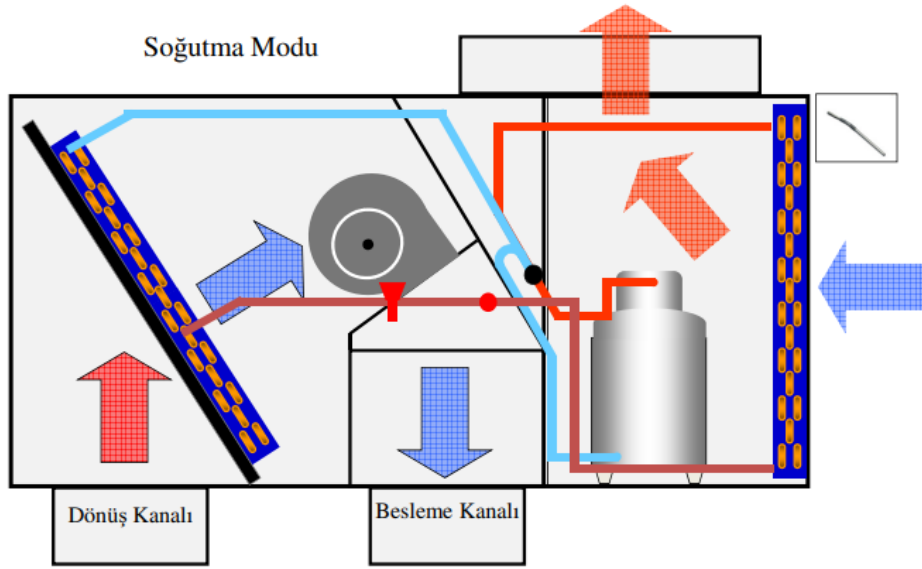
Çatı tipi klima cihazları, genellikle alışveriş merkezlerinde, sinemalarda, tiyatrolarda, ofislerde kullanılan paket tipi iklimlendirme cihazlarıdır. Sadece soğutma veya yıl boyu çalışıp hem ısıtma hem de soğutma yapabilen ısı pompası seçenekleri mevcuttur.

Piyasada genellikle genellikle 15-350 kW arasında çalışabilen cihazlar bulunmaktadır. İklimlendirmesi yapılan yapının genellikle çatısına konumlandırıldıkları için bu ismi almışlardır. Şekil 1.2’de görülebileceği gibi direkt genleşmeli soğutma çevrimi prensibi ile çalışırlar. Hastaneler gibi hava kalitesinin ve hızının çok kritik olduğu yerlerde tercih edilmemektedirler. Kurulumu kolay, montajı neredeyse tamamen fabrikada tamamlanmış olan tak-çalıştır cihazdır.



Şekil 1. 2 Çatı Tipi Klimaların Çalışma Prensibi [19]

Şekil 1.3'te de görülebileceği gibi şartlandırılan hava mahallere besleme kanalları yardımı ile dağıtılır ve dönüş kanalları yardımı ile cihaza geri döner. Besleme kanallarına basma fanı adı verilen iç ünite fanı ile hava gönderildiği gibi, kanallardaki basınç düşüşüne bağlı olarak dönüş kanalı tarafına da bazı projelerde dönüş fanı yerleştirilebilir. Şekil 1.3'te gösterilen çevrim bir soğutma çevrimi olduğu için dış ünite kısmındaki kondenser fanının üzerinden hava geçirilerek soğutucu akışkanın yoğunlaşması sağlanır. Bunun için de genellikle aksiyel dış ünite fanları kullanılır. Şekil 1.3'te aynı zamanda defrost kontrolü için kullanılan termokupl şematik olarak gösterilmiştir. Bu termokupl ile batarya üzerindeki sıcaklık anlık olarak ölçülür ve belirlenen sıcaklık değerinin altına düştüğünde kışın cihaz bir süreliğine soğutma modunda çalıştırılır ve batarya üzerinde oluşan buzlanma çözülür.



Şekil 1. 3 Çatı Tipi Klima Şematik Gösterim [19]

Genel olarak yapıları iç ünite ve dış ünite olarak ikiye ayrılmıştır. Dış ünite; dış ünite bataryası ve dış ünite fanı bulunmakla beraber, piyasadaki çoğu modelde burada kompresör de bulunmaktadır. İç ünite ise temel olarak iç ünite bataryası, iç ünite fanı ve filtre bulunmaktadır. İsteğe göre dönüş kanalına ek bir dönüş fanı eklenebilir. Soğutma çevriminin yönüne göre iç ve dış ünite bataryaları evaporatör ya da kondenser olarak çalışabilirler. Çatı tipi klimaların başlıca ekipmanları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Kompresör
- Kondenser (Yoğunlaştırıcı)
- Evaporatör (Buharlaştırıcı)
- Genleşme Vanası
- Dört Yollu Vana
- İç ünite Fanı
- Dış Ünite Fanı
- Kurutucu Filtre
- Gözetleme Camı
- Soğutucu Akışkan

Kompresör: Evaporatörden çıkan düşük sıcaklıktaki ve basınçtaki soğutucu akışkanı sıkıştırarak yüksek sıcaklık ve basınçta kondensere gönderir. Yağ dengesine ve sıvı girişinin olmamasına dikkat edilmelidir. Sistemde titreşime yol açması nedeni ile sistem dizaynı titreşimi en aza indirilecek şekilde tasarlanmalıdır. Titreşimlerin neden olabileceği çatlaklar ile yaşanabilecek sistem kaçaklarının ve kazaların önüne geçilmelidir.

Kondenser: Kompresörden çıkan yüksek sıcaklık ve yüksek basınçtaki kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan bakır borularla kondensere taşınır ve kollektör yardımı ile devrelere ayrılarak ısı transfer yüzeyi arttırılır. Kılcal borular, kanat (fin) adı verilen plakaların içinden geçirilerek soğutucu akışkanın hava ile temas yüzeyi arttırılır. Bu kanatların yüzey yapıları hava akış analizlerine göre şekillendirilerek, havanın laminer bir şekilde geçmesi sağlanılırken, aynı zamanda dalgalı yapısı ile ısı transfer yüzeyi de arttırılmış olunur. Soğutucu akışkan bu kılcal boruların içinden geçerken, bir fan yardımı ile üzerinden hava geçirilerek soğutucu akışkandan ısı çekilerek havaya aktarılır. Kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilerek üzerinden ısı çekilmesi ile beraber entalpisi azalır ve önce sıvı-gaz karışım formuna ardından da sıvı formuna geçerek, kondenseri terk eder.

Genleşme Vanası: Piyasada genellikle TGV (Termostatik Genleşme Vanası) ve EGV (Elektronik Genleşme Vanası) çeşitleri kullanılmaktadır. Genellikle EGV tercih edilmektedir. Elektronik genleşme vanası ile kızgınlık derecesi ayarlanabilir. Bobin sarımlarına verilen her bir kontrol sinyaline göre önceden belirlenmiş küçük açılarla dönme kabiliyeti mevcuttur. Çok sayıda adımlı tam dönme kabiliyeti olan senkron elektronik motordur. Böylelikle geniş bir aralıkta EGV tamamen açılabilir veya kapanabilir. Ayrıca gerekli durumlarda sistemin kapanmasını sağlayan bir güvenlik ekipmanı olarak da çalışabilir. Temel görevi de kondenserden çıkan aşırı soğutulmuş sıvı formdaki soğutucu akışkanın sıcaklığını ve basıncını düşürürerek evaporatöre güvenli şekilde girmesini sağlamaktır.

Evaporatör: Genleşme vanasında basıncı düşürülen soğutucu akışkan, düşük sıcaklık ve düşük basınçta sıvı-gaz karışım formunda evaporatöre, bir distrübütör yardımı ile devrelere ayrılarak daha sonra kılcal borulardan giriş yapar. Evaporatörün üzerinden bir fan

yardımıyla hava geçirilerek, soğutucu akışkanın havanın ısını çekerek havanın soğutulması sağlanır. Aldığı ısı enerjisi ile soğutucu akışkan kızgın buhar haline geçer.

Gözetleme camı: Kompresörden önce bakır boru üzerine kaynağı yapılan gözetleme camı, kompresöre sıvı girişinin olup olmadığının gözetlenmesi için konulmuştur. Sistem, bu camdan kabarcık gözlemlenmeyecek şekilde soğutucu akışkan şarj miktarı ayarlanarak tasarlanır.

Dört Yollu Vana: Çevrimin iki yönü olması istenen sistemlerde soğutucu akışkanın yönlendirilmesini belirlemek için kullanılır. Kompresörden çıkan soğutucu akışkanın ısıtma modunda iç ünite bataryasına, soğutma modunda ise dış ünite bataryasına yönlendirilmesi sağlar.

Dış Ünite Fanı: Genellikle aksiyel fan kullanılır. Isıtma modunda kondenser görevi gören dış ünite bataryası üzerinden hava geçişini sağlayarak yüksek sıcaklıktaki ve buhar halindeki soğutucu akışkanın ısını çekerek sıvı hale geçmesini, ısıtma modunda ise evaporatör bataryası olarak çalışan dış ünite bataryası üzerinden sıcak hava geçirerek bataryanın içindeki soğutucu akışkanın kızgın buhar hale gelmesini sağlar.

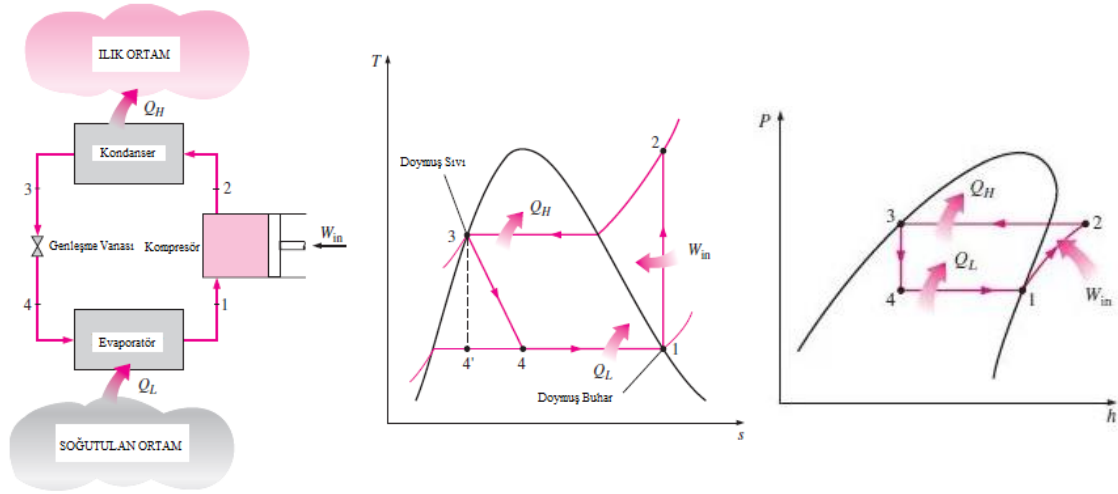
İç Ünite Fanı: Plug fan veya radyal fan kullanılabilir. Genellikle EC motorlu olanlar tercih edilir. Çevrimin yönüne göre evaporatör ve kondenser bataryasındaki soğutucu akışkanların faz değişimine yardımcı olmasının yanı sıra mahale gönderilecek havanın basınçlandırılması işlemini de gerçekleştirir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevrimi soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan sistemlerdir. Isının bir ortamdan çekilip başka bir ortama aktarılması için soğutucu akışkanlar kullanılır. Bu çevrimin gerçekleştirilebilmesi için gerekli olan sistemin temel elemanları kompresör, ısı değiştiriciler (kondenser ve evaporatör) ve genişleme vanasıdır. Şekil 2.1'de de görülebileceği gibi ideal buhar sıkıştırma soğutma çevrimi dört farklı aşamadan oluşmaktadır [20].

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kondenserde çevreye sabit basınçta ısı verme
- 3-4 Genleşme cihazında kısılma
- 4-1 Evaporatörde sabit basınçta ısı çekme



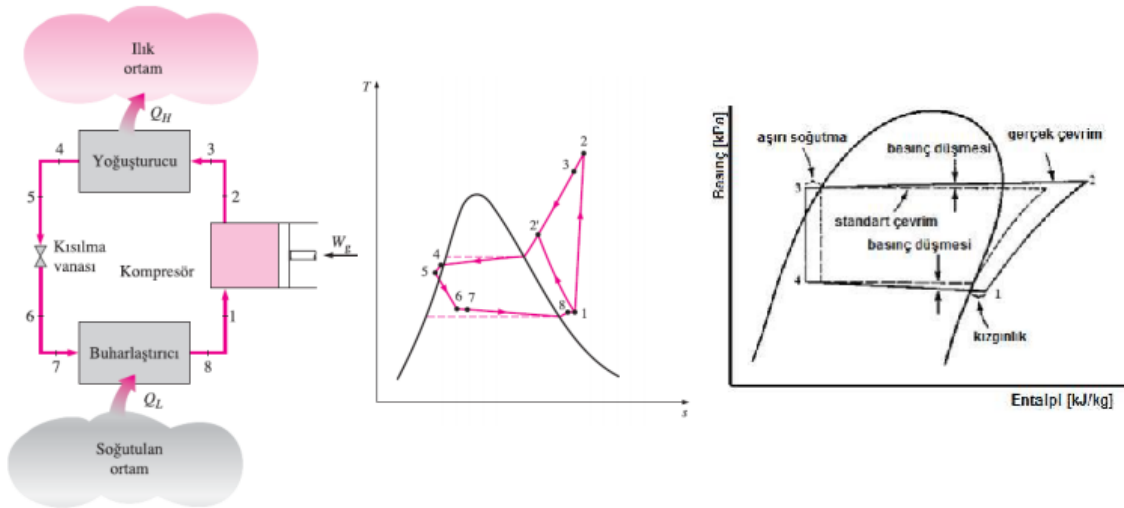
Şekil 2. 1 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi [20]

Çevrim alçak basınç ve düşük sıcaklıkta soğutucu akışkanın doymuş buhar halinde kompresöre girişi ile başlar. Kompresörde akışkan izantropik olarak sıkıştırılarak yüksek sıcaklık ve yüksek basınçta kızgın buhar halinde kompresör çıkışından kondansere iletilir. Kondenserde, yüzey alanı artırılmış borular içinden geçen akışkanın üzerinden, yüksek sıcaklıktaki akışkanın ısısının çekilebilmesi için bir başka akışkan kullanılır ve yüksek sıcaklık ve yüksek basınçtaki soğutucu akışkanın çekilen ısısı başka bir ortama transfer

edilir. Böylelikle soğutucu akışkan doymuş sıvı olarak düşük sıcaklık ve yüksek basınçta kondenseri terkeder. Soğucu akışkanın evaporatöre girebilmesi için yüksek basıncının düşürülmesi gerekmektedir. Bunun için de genleşme vanası kullanılarak soğutucu akışkanın basıncı düşürülür ve düşük sıcaklık ve düşük basınçta evaporatöre iletilir. Düşük sıcaklık ve düşük basınçta evaporatöre giren soğutucu akışkan, yüzey alanı arttırılmış borular sayesinde üzerinden bir akışkan geçirilerek ortamdaki ısıyı çeker ve ortamın soğumasını sağlar. Çektiği ısı sayesinde hal değiştiren düşük sıcaklık ve düşük basınçtaki soğutucu akışkanın doymuş buhar fazında kompresöre girişi ile çevrim tamamlanır.

2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Sistemler

Gerçek buhar sıkıştırılmalı çevrimler ideal çevrimden bazı yönlerden farklıdır ve bu farklılığın temel sebebi ekipmanlardaki tersinmezlikten kaynaklanmaktadır. Tersinmezliğin temelde iki sebebi vardır; bunlar sürtünmeye bağlı akışkanın basınç kayıpları ve sistemin adyabatik yani ısı ve kütle alışverişinden izole bir sistem olmamasından kaynaklı çevre ile olan ısı alışverişi ve olası kaçaklardır. Çevrimin şematik gösterimi, T-S ve P-h diyagramları Şekil 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. 2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi [20]

İdeal çevrimde evaporatörden çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer. Ancak uygulamada soğutucu akışkanın fazını hassas bir şekilde kontrol etmek mümkün olmayabilir. Bu sebeple de soğutucu akışkanın kompresöre kızgın buhar olarak girmesi sağlanır. Sistem bu şekilde tasarlanır ve böylece kompresöre sıvı girişinin önüne geçilir. Bu kızdırma sıcaklığı belirlenirken kompresör ve evaporatör bataryası arasındaki mesafede dikkate alınmalıdır. Bu mesafenin artması soğutucu akışkanın basıncının düşmesine ve çevresi ile olan ısı alışverişinin artmasına neden olacaktır.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatik olduğu için aynı zamanda da izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise sürtünme etkilerine bağlı olarak entropiyi arttıran ve ısının transfer yönüne bağlı olarak da entropiyi arttıran veya azaltan ısı geçişleri bulunur. Bu sebeple sıkıştırma prosesi sırasında soğutucu akışkan entropinin artmasına ya da azalmasına bağlı olarak 1-2' veya 1-2 yolunu izleyebilir [20].

İdeal çevrimde soğutucu akışkanın kompresör basma basıncında doymuş sıvı olarak kondenseri terk edeceği kabul edilir. Fakat gerçek çevrimde ise kondenserin içindeki borularda, kondenser ile kompresör ve kısılma vanası arasındaki borularda sürtünmeye bağlı olarak basınçta düşme olacaktır. Aynı zamanda kondenserden soğutucu akışkanın doymuş sıvı olarak çıkması bu derece hassas kontrol etmek zordur. Bir diğer önemli durum ise kısılma vanasına buhar girişinin olmasının istenmemesidir. Bu nedenle soğutucu akışkan kısılma vanasına girmeden önce bir miktar aşırı soğutma yapılır.

2.3 Çatı Tipi Klima Cihazları İçin Ekodizayn Kriterleri

Küresel ısınmanın etkilerini azaltmak için yayımlanan F Gaz Regülasyonu (EC 517 2014) dışında enerji tüketimini de azaltmak için Avrupa Birliği Komisyonu tarafından enerji tüketen tüm cihazlar için ekotasarım regülasyonları yayınlanmaktadır. Bu regülasyonlar üretici firmalara cihaz verimliliklerini arttırmaları yönünde hedefler koymaktadır.

Bu kapsamda 30 Kasım 2016 tarihinde Avrupa Parlamentosu ve Konseyi tarafından enerji tüketimi yapan hava ısıtma ürünleri, soğutma ürünleri, yüksek sıcaklık prosesi uygulayan chillerler ve fan coil üniteleri için ekotasarım kriterlerini kapsayan 2016/2281 sayılı Komisyon Tüzüğü yayınlanmıştır.

Bu regülasyonla birlikte üretici firmalardan ürün fiyatlarında mantıksız bir fiyat artışı olmadan, ürünlerinin çevreye olan etkisini azaltmak adına verimliliklerinin artırılması hedeflenmektedir.

Çatı tipi klima cihazları da bu regülasyondan etkilenen ürün gruplarındandır. Eskiden sadece tam yükteki verimliliklerine bakılan çatı tipi klima cihazlarında artık tüm sezonu kapsayan sezonsal verimlilik değerleri dikkate alınacaktır. Bu kapsamda sırasıyla 1 Ocak 2018’te yürürlüğe giren Tier 1 ve 1 Ocak 2021’de yürürlüğe girecek olan Tier 2 verimlilik hedefleri belirtilmiştir ve bu değerler Tablo 2.1’de gösterilmiştir.

Tablo 2. 1 Çatı Tipi Klimalar İçin Minimum Sezonsal Enerji Verimlilikleri

Verimlilik	Tier 1	Tier 2
$\eta_{s,h}$	115	125
$\eta_{s,c}$	117	138

Energilerin birbirleri arasındaki dönüşümleri sırasında bir miktar enerji kayıpları meydana gelmektedir. Sezonsal verimlilik değerleri hesaplanırken bu enerji kayıpları da dikkate alınmalıdır. Enerjinin birbirine dönüşümünü de dikkate alarak elde edilen sezonsal verimlilik değerleri, RS/6/C/007-2019’da da belirtildiği üzere (2.1) ve (2.2) numaralı formüller kullanılarak hesaplanır [21].

$$\eta_{s,cool} = \frac{SEER \times 100}{CC} - \sum F(i) \quad (2.1)$$

$$\eta_{s,heat} = \frac{SCOP \times 100}{CC} - \sum F(i) \quad (2.2)$$

Burada belirtilen CC (conversion constant), enerji dönüşüm katsayısı olarak tanımlanmıştır. Ekodizayn regülasyonu 2016/2281 sayılı tüzükte, Avrupa genelinde enerji santrallerinde bu dönüşümün ortalama %40 verimlilikte gerçekleştiğini ve CC katsayısının 2,5 alınabileceği belirtilmiştir.

Eşitlik 2.1 ve Eşitlik 2.2’de belirtilen F(i) fonksiyonu, sıcaklık kontrollü cihazların enerji verimliliğine olan negatif etkisini sembolize etmektedir. Rating Standard for the Certification of Rooftop RS/6/C/007-2019’da bu fonksiyonun çillerler, klimalar, ısı pompaları ve havadan havaya rooftop cihazlar için 3 % alınabileceği belirtilmiştir.

Elde edilen sezonsal verimlilik oranları Tablo 2.2’de gösterilmiştir.

Tablo 2. 2 Çatı Tipi Klimalar İçin Minimum Sezonsal Verimlilik Değerleri

Sezonsal Verimlilik	Tier 1	Tier 2
SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio)	2,95	3,2
SCOP (Seasonal Coefficient of Performance)	3	3,53

2.3.1 EER ve COP Kavramları ve Rooftop Cihazları İçin Hesaplama Yöntemi

EER (Energy Efficient Ratio) ve COP (Coefficient of Performance) yani Enerji Verimlilik Oranı ve Performans Katsayısı sırası ile soğutma ve ısıtma modlarında cihazların tam yükte yani tüm kompresörler %100 devirde çalışırken elde edilen kapasitenin harcanan güce oranlarıdır. Fakat gerçek hayatta cihazların bu şekilde çalışma süresi yıl içindeki çalışma sürelerine oranla çok düşüktür. Dolayısıyla bu değer cihazın gerçek verimliliği konusunda bize doğru verileri vermemektedir. Artık tüketiciler tarafından da bu kavram sorgulanmakta olup, yeni cihazlarda sezonsal verimlilikler dikkate alınmaktadır.

Çatı tipi klima cihazlarda EER ve COP değerleri (2.3), (2.4), (2.5) ve (2.6) numaralı formüller kullanılarak hesaplanmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken sistem sınırları olarak sadece soğutucu akışkan devresi kabul edilmemiş, sistem sınırlarına hava tarafı performans verileri de eklenmiştir.

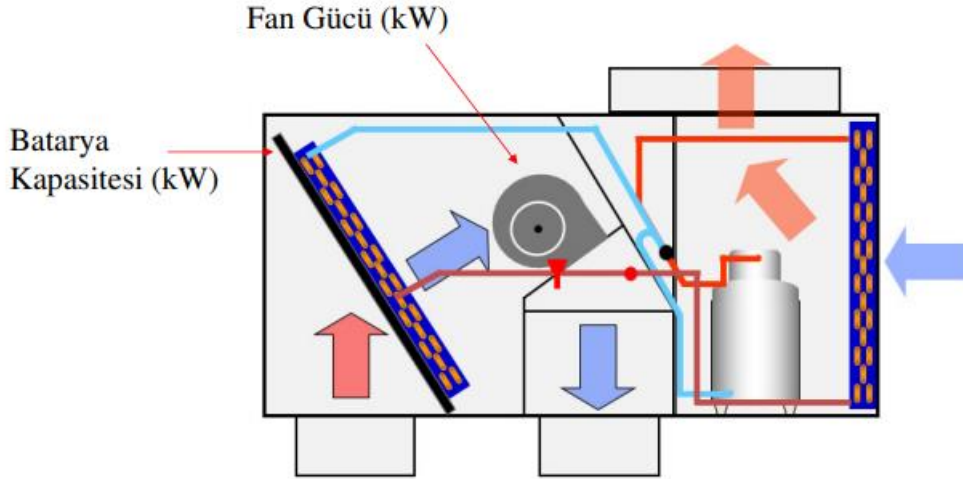
$$EER = \frac{\text{Cihazın Net Kapasitesi [kW]}}{\text{Cihazın Çektiği Toplam Güç [kW]}} \quad (2.3)$$

$$EER = \frac{\text{İç Ünite Bataryası [kW]} - \text{İç Ünite Fanı [kW]}}{\text{İç Ünite Fanı [kW]} + \text{Dış Ünite Fanı [kW]} + \text{Kompresör [kW]}} \quad (2.4)$$

$$COP = \frac{\text{Cihazın Net Kapasitesi [kW]}}{\text{Cihazın Çektiği Toplam Güç [kW]}} \quad (2.5)$$

$$COP = \frac{\text{İç Ünite Bataryası [kW]} + \text{İç Ünite Fanı [kW]}}{\text{İç Ünite Fanı [kW]} + \text{Dış Ünite Fanı [kW]} + \text{Kompresör [kW]}} \quad (2.6)$$

İç ünite fanı Şekil 2.3'te gösterildiği gibi ısıtma prosesinde pozitif, soğutma prosesinde ise negatif iş yapmaktadır. Hava şartları (2.3), (2.4), (2.5) ve (2.6) numaralı formüller hesaplanırken ısıtma modu için dış ortam sıcaklığı 7 °C KT/6 °C YT, iç ortam 20 °C KT ve maksimum 15 °C YT, soğutma modu için dış ortam sıcaklığı 35 °C KT/-24 °C YT, iç ortam sıcaklığı 27 °C KT/19 °C YT olarak belirlenmiştir.



Net Soğutma Kapasitesi: Batarya Kapasitesi - Fan Gücü

Net Isıtma Kapasitesi: Batarya Kapasitesi + Fan Gücü

Şekil 2. 3 İç Ünite Bataryasının Kapasiteye Etkisi [19]

Belirtilen ortam şartlarına göre (2.3) ve (2.4) numaralı formüller kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen soğutma modu için EER değerleri Tablo 2.3'te gösterilen değer aralıklarına göre çatı tipi klimanın tam yükteki soğutma verimlilik sınıfları belirlenir.

Tablo 2. 3 Havadan Havaya Çatı Tipi Klimaların EER Sınıfları

Enerji Verimlilik Sınıfı	Verimlilik Değeri
A	$3.00 \leq \text{EER}$
B	$3.00 \geq \text{EER} \geq 2.80$
C	$2.80 \geq \text{EER} \geq 2.60$
D	$2.60 \geq \text{EER} \geq 2.40$
E	$2.40 \geq \text{EER}$

Isıtma modu için de belirtilen ortam şartlarına göre (2.5) ve (2.6) numaralı formüller kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen COP değerleri Tablo 2.4'te gösterilen değer aralıklarına göre çatı tipi klimanın tam yükteki ısıtma verimlilik sınıfları belirlenir.

Tablo 2. 4 Havadan Havaya Çatı Tipi Klimanın COP Sınıfları

Enerji Verimlilik Sınıfı	Verimlilik Değeri
A	$3.40 \leq \text{COP}$
B	$3.40 \geq \text{COP} \geq 3.20$
C	$3.20 \geq \text{COP} \geq 3.00$
D	$3.00 \geq \text{COP} \geq 2.60$
E	$2.60 \geq \text{COP}$

Eskiden sadece tam yükteki verimliliklerine bakılan cihazlar için günümüzde bu veri önemini giderek kaybetmektedir. Yine de bazı ülkelerde regülasyonlarının gerektirdiği üzere tam yükteki verimliliğe bakılmaya devam edilmektedir. Ancak ilerleyen bölümlerde görülebileceği gibi tam yükteki verimliliğin hesaplandığı bu hava şartlarında, cihazların yıllık çalışma saatleri tüm sezona oranla çok düşüktür.

2.3.2 SEER ve SCOP Kavramı ve Zorunlu Test Sıcaklıkları

2.3.2.1 SEER Kavramı ve Zorunlu Test Sıcaklıkları

SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio), soğutma modunda bir cihazın tüm sezon boyunca toplam verimliliğini ifade etmektedir. Eurovent bu sezonsal verimliliğin hesaplanabilmesi için *European standard EN 14825 Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance* standardını yayınlamıştır. Soğutma cihazları için 16 °C ‘nin üzerindeki mahallerden ısı çekilebileceği kabul edilmiştir. Eurovent 16 °C ve cihazın tam yük kapasitesinin kabul edildiği 35 °C arasında 4 farklı noktadan üretici firmaların Eurovent Sertifikası alabilmeleri için uygun laboratuvarlarda test edilmesini şart koşmuştur. Bu noktalarda olması gereken hava şartları Tablo 2.5’te gösterilmiştir.

$T_{dizaync}$ sıcaklığı EN 14825’te soğutma modu için dış ortam sıcaklığı 35 °C KT ve 24 °C YT olarak belirtilmiştir. Bu dizayn sıcaklığına karşılık gelen kısmi yük oranları Kısmi Yük Oranı sütunundaki formülle hesaplanarak, Kısmi Yük Oranı [%] sütununda belirtilmişlerdir.

Tablo 2.5’in başlığında belirtilen $SEER_{on}$ aktif soğutma modunda zorunlu koşullarda test edilip hesaplanan sezonsal verimliliği ifade eder. Enerji tüketimi olarak sadece aktif durumdaki tüketimi dikkate alır. Kapalı termostat durumunda, bekleme modu veya karter ısıtıcının tükettiği enerjileri bu hesaplamanın dışında tutar. Birimi kWh/kWh’dir.

Tablo 2. 5 “A” = Avarage (Ortalama) İklim Bölgesi - SEER ve $SEER_{on}$ Hesaplamaları İçin Kısmi Yük Oranları

	Kısmi Yük Oranı	Kısmi Yük Oranı [%]	Dış Ortam TKT [°C]
A	$(35-16)/(T_{dizaync}-16)$	100	35
B	$(30-16)/(T_{dizaync}-16)$	74	30
C	$(25-16)/(T_{dizaync}-16)$	47	25
D	$(20-16)/(T_{dizaync}-16)$	21	20

2.3.2.2 SCOP Kavramı ve Zorunlu Test Sıcaklıkları

SCOP (Seasonal Coefficient of Performance), ısıtma modunda bir cihazın tüm sezon boyunca toplam verimliliğini ifade etmektedir. Eurovent bu sezonsal verimliliğin hesaplanabilmesi için *European standard EN 14825 Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance* standardını yayınlamıştır. Isıtma cihazları için 16 °C ‘nin altındaki sıcaklıklarda mahallerin ısı yükü ihtiyacı olacağı kabul edilmiştir.

Soğutma modundan farklı olarak Eurovent Avrupa iklim bölgelerini 3 gruba ayırmıştır. Sıcak, Soğuk ve Ortalama olarak ayrılan bu bölgelerden herhangi biri için Eurovent, verimlilik hesaplamalarını kabul etmekte ve sertifika vermektedir. Tablo 2.6’da Avrupa ortalama sıcaklıktaki iklim bölgesi için referans değerler verilmiştir.

Tablo 2.6 “A” = Avarage (Ortalama) İklim Bölgesi - SCOP, SCOP_{on} ve SCOP_{net} Hesaplamaları İçin Kısmi Yük Oranları

Kısmi Yük Oranı	Kısmi Yük Oranı [%]	Dış Ortam KT(YT) [°C]	İç Ortam KT [°C]
A	$(-7-16)/(T_{dizaynh}-16)$	-7(-8)	20
B	$(+2-16)/(T_{dizaynh}-16)$	2(1)	20
C	$(+7-16)/(T_{dizaynh}-16)$	7(6)	20
D	$(+12-16)/(T_{dizaynh}-16)$	12(11)	20
E	$(TOL-16)/(T_{dizaynh}-16)$	TOL	20
F	$(T_{bivalent}-16)/T_{dizaynh}-16)$	T _{bivalent}	20

Tablo 2.7’de ise Avrupa sıcak iklim bölgesi için belirlenen zorunlu test sıcaklık noktaları ve kısmi yük oranları gösterilmiştir.

Tablo 2.7 “W” = Warmer (Sıcak) İklim Bölgesi - SCOP, SCOP_{on} ve SCOP_{net} Hesaplamaları İçin Kısmi Yük Oranları

	Kısmi Yük Oranı	Kısmi Yük Oranı [%]	Dış Ortam KT(YT) [°C]	İç Ortam KT [°C]
B	$(+2-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$	100	-7(-8)	20
C	$(+7-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$	64	2(1)	20
D	$(+12-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$	29	7(6)	20
E	$(TOL-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$		TOL	20
F	$(T_{\text{bivalent}}-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$		T _{bivalent}	20

Tablo 2.8’de ise Avrupa soğuk iklim bölgesi için belirlenen zorunlu test sıcaklık noktaları ve kısmi yük oranları gösterilmiştir.

Tablo 2.8 “C” = Colder (Soğuk) İklim Bölgesi - SCOP, SCOP_{on} ve SCOP_{net} Hesaplamaları İçin Kısmi Yük Oranları

	Kısmi Yük Oranı	Kısmi Yük Oranı [%]	Dış Ortam KT(YT) [°C]	İç Ortam KT [°C]
A	$(-7-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$	61	-7(-8)	20
B	$(+2-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$	37	2(1)	20
C	$(+7-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$	24	7(6)	20
D	$(+12-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$	11	12(11)	20
E	$(TOL-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$		TOL	20
F	$(T_{\text{bivalent}}-16)/(T_{\text{dizaynh}}-16)$		T _{bivalent}	20

SCOP_{on}, aktif soğutma modunda zorunlu hava şartlarında test edilip hesaplanan sezonsal verimliliği ifade eder. Enerji tüketimi olarak sadece aktif durumdaki tüketimi dikkate

alır. Kapalı termostat durumunda, bekleme modu veya karter ısıtıcının tükettiği enerjileri bu hesaplamanın dışında tutar. Kısmi yük şartlarında ise beyan edilen kapasitenin ısıtma ihtiyacının altında olduğu durumlarda sitemde ek bir elektrikli ısıtıcı varmış gibi elektrikli ısıtıcının tüketeceği enerji miktarı toplam enerji tüketim miktarına eklenir. Birimi kWh/kWh'dir.

İklimsel olarak 3 farklı iklim bölgesine ayrılan Avrupa'da kabul edilen $T_{dizaynh}$ sıcaklıkları Tablo 2.9'da verilmiştir. Bu dizayn sıcaklığında belirtilen değerler tablolarda gösterilen Kısmi Yük Oranı sütunundaki formüllerde yerlerine konularak Kısmi Yük Oranı [%] sütununda gösterilen değerler bulunur.

Operasyon Limit Sıcaklığı (TOL), cihazın üretici firma tarafından beyan edilen çalışabileceği en düşük operasyon sıcaklığı olarak tanımlanır.

Tablo 2. 9 Havadan Havaya Çatı Tipi Klima Cihazlarının Isıtma Sezonu $T_{dizaynh}$ Sıcaklıkları

	Dış Ortam KT(YT) [°C]	İç Ortam KT [°C]
$T_{dizaynh}$ "average" (Ortalama)	-10(-11)	20
$T_{dizaynh}$ "colder" (Soğuk)	-22(-23)	20
$T_{dizaynh}$ "warmer" (Sıcak)	2(1)	20

Bivalent Sıcaklığı ($T_{bivalent}$), cihazın gerek duyulan ısı yükünü ek elektrikli ısıtıcıya ihtiyaç duymadan kendi başına karşılayabildiği en düşük sıcaklık olarak tanımlanır. Bivalent sıcaklığına Eurovent tarafından EN 14825 ile iklim bölgelerine göre sınırlar getirilmiştir.

- Ortalama iklim bölgesinde $T_{bivalent} \leq +2 \text{ C}$
- Soğuk iklim bölgesinde $T_{bivalent} \leq -7 \text{ C}$
- Sıcak iklim bölgesinde $T_{bivalent} \leq +7 \text{ C}$

Bivalent sıcaklık belirtilen sınır değerleri içerisinde seçilip, sistem dizaynları ve hesaplamaları bu değere göre yapılmalıdır.

2.3.3 Sezonsal Verimliliklerin Hesaplanması

2.3.3.1 SEER ve SEER_{on} Hesaplama Yöntemi

Sezonsal Enerji Verimlilik Oranı (SEER), EN 14825'e göre yıllık soğutma ihtiyacının yıllık enerji tüketimine bölümü ile elde edilir. Bu yıllık enerji tüketimi; cihazın aktif konumdaki, kapalı termostat durumundaki, bekleme modundaki, kapalı durumundaki ve karter ısıtıcısının çalışır konumdaki tükettiği enerji miktarlarını kapsamaktadır. Çatı tipi klimanın soğutma sezonunda açık ve kapalı konumda tükettiği toplam enerji miktarı dikkate alınarak verimliliği (2.7) numaralı formülle hesaplanabilir.

$$SEER = \frac{Q_c}{\frac{Q_c}{SEER_{on}} + H_{to} \times P_{to} + H_{sb} \times P_{sb} + H_{ck} \times P_{ck} + H_{off} \times P_{off}} \quad (2.7)$$

Q_c : Yıllık soğutma ihtiyacı, [kWh]

H_{to} , H_{sb} , H_{ck} , H_{off} : Sırası ile kapalı termostat modunda, bekleme modunda, karter ısıtıcısı açıkken ve cihazın kapalı durumda çalışma saatleri, [h]

P_{to} , P_{sb} , P_{ck} , P_{off} : Sırası ile kapalı termostat modunda, bekleme modunda, karter ısıtıcısı açıkken ve cihazın kapalı durumda enerji tüketim miktarları, [kWh]

Referans yıllık soğutma ihtiyacı (Q_c) hesaplanırken tam yükteki kapasite, eşdeğer soğutma saati (H_{CE}) ile çarpılarak (2.8) numaralı formülde gösterildiği gibi hesaplanır.

$$Q_c = P_{dizaync} \times H_{ce} \quad (2.8)$$

Referans SEER_{on} değeri (2.9) numaralı formül kullanılarak hesaplanır.

$$SEER_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \times P_c(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \times \left(\frac{P_c(T_j)}{EER_{PL}(T_j)}\right)} \quad (2.9)$$

Tablo 2.5'te gösterilen A, B, C, D koşullarında ölçülen EER değerleri kullanılarak ara değerlerde interpolasyon yapılır ve bu noktalardaki EER değerleri hesaplanır. A hava

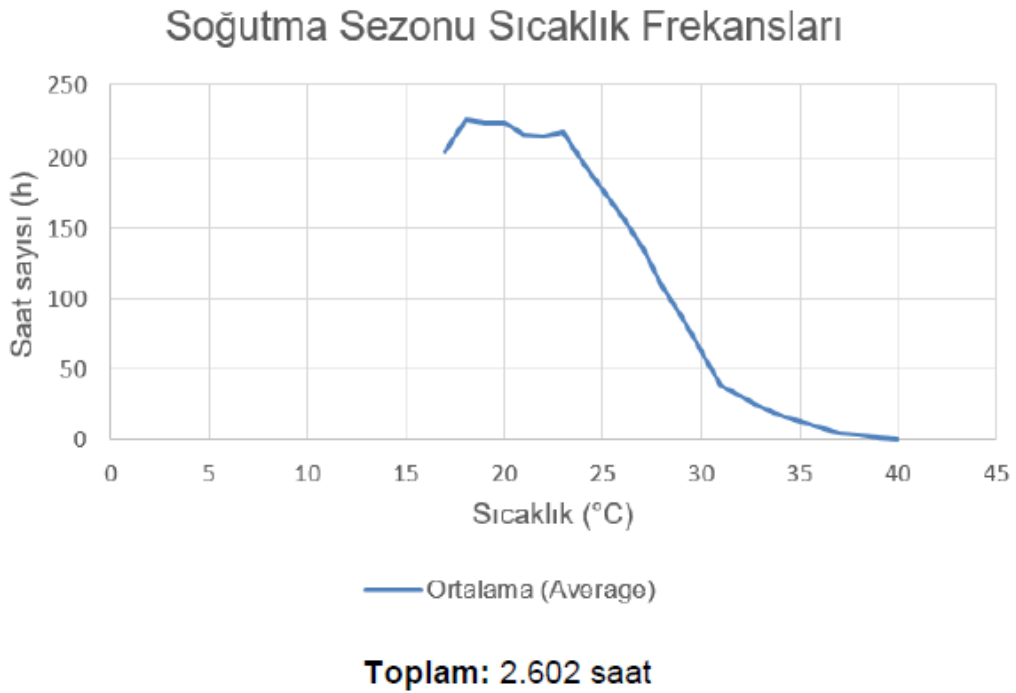
koşulunun üstündeki sıcaklıklarda EER değeri A hava koşulundaki EER değeri kabul edilir. D hava koşulunun altındaki sıcaklıklardaki EER değeri de D hava koşulundaki EER değeri kabul edilir.

Tablo 2.10'da soğutma sezonu için SEER hesaplaması yaparken cihazların sıcaklık bazında yıllık operasyon saatleri belirtilmiştir.

Tablo 2. 10 Soğutma Sezonu Yıllık Çalışma Saati – Sıcaklık Değerleri

#	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
T °C	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
H h	205	227	225	225	216	215	218	197	178	158	137	109	88	63	39	31	24	17	13	9	4	3	1	0

Şekil 2.4'de verilen soğutma sezonu sıcaklık frekansları grafiğine bakıldığında yoğun çalışma sıcaklık frekans aralığının 16 °C ile 25 °C arasında olduğu görülmektedir



Şekil 2. 4 Soğutma Sezonu Sıcaklık Frekansları [22]

A hava şartlarında (tam yükte) elde edilen cihaz kapasitesi dizayn soğutma yüküne ($P_{dizaync}$) eşit olarak kabul edilir.

B, C ve D şartlarında ise iki olasılık vardır:

- Eğer beyan edilen cihaz kapasitesi gerekli soğutma yüküne eşit veya düşük ise, karşılık gelen EER_{DC} değeri kullanılır.
- Eğer beyan edilen cihaz kapasitesi gerekli soğutma yükünden fazla ise, bu cihazın zaman zaman açılıp kapanacağı anlamına gelmektedir. Bu durumda düzeltme yapılarak EE_{PL} değeri (2.10) numaralı formülü ile hesaplanır.

$$EER_{PL(B,C,D)} = EER_{DC} \times [1 - Cd \times (1 - CR)] \quad (2.10)$$

EER_{DC} : B, C ve D şartlarında beyan edilen kapasiteye karşılık gelen EER değeri

Cd : Düzeltme katsayısı

CR : Kapasite oranı

Test ile hesaplanmayan Cd değerleri, 0,25 olarak alınabilir.

Kapasite oranı (CR), aynı hava şartlarında talep edilen soğutma yükünün (P_c) beyan edilen cihaz kapasitesine bölümüdür.

2.3.3.2 SCOP ve $SCOP_{on}$ Hesaplama Yöntemi

Sezonsal Performans Katsayısı ($SCOP$), EN 14825'e göre yıllık ısıtma ihtiyacının yıllık enerji tüketimine bölümü ile elde edilir. Bu yıllık enerji tüketimi, cihazın aktif moddaki, kapalı termostat durumundaki, bekleme modundaki, kapalı durumundaki ve karter ısıtıcının çalışır konumundaki toplam tükettiği enerji miktarlarını kapsamaktadır. Isıtma sezonsal verimliliği hesaplamak için (2.11) numaralı formül kullanılır.

$$SCOP = \frac{Q_h}{\frac{Q_h}{SCOP_{on}} + H_{to} \times P_{to} + H_{sb} \times P_{sb} + H_{ck} \times P_{ck} + H_{off} \times P_{off}} \quad (2.11)$$

Q_h : Referans yıllık ısıtma ihtiyacı, [kWh]

H_{to} , H_{sb} , H_{ck} , H_{off} : Sırası ile kapalı termostat modunda, bekleme modunda, karter ısıtıcısı açıkken ve cihazın kapalı konumda çalışma saatleri, [h]

P_{to} , P_{sb} , P_{ck} , P_{off} : Sırası ile kapalı termostat modunda, bekleme modunda, karter ısıtıcısı açıkken ve cihazın kapalı konumda enerji tüketim miktarları, [kWh]

Referans yıllık ısıtma ihtiyacı, Q_h , (2.12) numaralı formülle hesaplanabilir.

$$Q_h = P_{dizayn,h} \times H_{he} \quad (2.12)$$

Ek elektrikli ısıtıcının verimi dikkate alınarak (2.13) numaralı formül ile Referans $SCOP_{on}$ ve ek elektrikli ısıtıcının verimi dikkate alınmadan da $SCOP_{net}$ değeri (2.14) numaralı formül ile hesaplanır.

$$SCOP_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \times Ph(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \times \left(\frac{Ph(T_j) - elbu(T_j)}{COP_{pl}(T_j)} + elbu(T_j) \right)} \quad (2.13)$$

$$SCOP_{net} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \times (Ph(T_j) - elbu(T_j))}{\sum_{j=1}^n h_j \times \left(\frac{Ph(T_j) - elbu(T_j)}{COP_{pl}(T_j)} \right)} \quad (2.14)$$

$Elbu(T_j)$: T_j sıcaklığına karşılık gelen gerekli kapasiteyi sağlamak için elektrikli ısıtıcının kapasitesi, [kW]

Sıcak (W), Ortalama (A) ve Soğuk (C) iklim bölgelerine göre dış ortam sıcaklıklarına karşılık gelen yıllık operasyon saatleri Şekil 2.5'te gösterilmiştir.

J #	T _J °C	Warmer (W)	Average (A)	Colder (C)
		h _{JW} h	h _{JA} h	h _{JC} h
1 to 8	-30 to -23	0	0	0
9	-22	0	0	1
10	-21	0	0	6
11	-20	0	0	13
12	-19	0	0	17
13	-18	0	0	19
14	-17	0	0	26
15	-16	0	0	39
16	-15	0	0	41
17	-14	0	0	35
18	-13	0	0	52
19	-12	0	0	37
20	-11	0	0	41
21	-10	0	1	43
22	-9	0	25	54
23	-8	0	23	90
24	-7	0	24	125
25	-6	0	27	169
26	-5	0	68	195
27	-4	0	91	278
28	-3	0	89	306
29	-2	0	165	454
30	-1	0	173	385
31	0	0	240	490
32	1	0	280	533
33	2	3	320	380
34	3	22	357	228
35	4	63	356	261
36	5	63	303	279
37	6	175	330	229
38	7	162	326	269
39	8	259	348	233
40	9	360	335	230
41	10	428	315	243
42	11	430	215	191
43	12	503	169	146
44	13	444	151	150
45	14	384	105	97
46	15	294	74	61
total		3 590	4 910	6 446

Şekil 2. 5 Isıtma Sezonu İklim Bölgelerine Göre Sıcaklık - Yıllık Operasyon Saatleri Değerleri [3]

Şekil 2.6’da ısıtma sezonu sıcaklık frekansları üç farklı iklim bölgesine göre grafiksel olarak gösterilmiştir.



Toplam: 4.910 saat (ortalama); 6.446 saat (soğuk); 3.590 saat (sıcak)

Şekil 2. 6 Isıtma Sezonu Sıcaklık Frekansları [22]

Tablo 2.6, Tablo 2.7 ve Tablo 2.8’de gösterilen hava koşulu “D”nin üzerindeki kısmi yük şartlarında COP_{PL} ve kapasite değerleri C ve D şartlarındaki değerler kullanılarak ekstrapolasyon yöntemi ile bulunur.

Bazı soğuk iklimlerde eğer TOL (operasyon limiti) $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığın altında ise $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığında ekstra performans hesaplama noktası eklenir.

Eğer cihaz kapasitesi gerekli ısı yükünden ($P_h(T_j)$) daha düşükse olsun ya da olmasın COP değeri 1’e eşit bir elektrikli ısıtıcının sitemde olduğu varsayılır.

Operasyon sıcaklığının altındaki sıcaklıklarda cihaz çalışmaz. Cihazın kapasitesi operasyon sıcaklığının altındaki dış hava koşullarında 0 kW’tır.

Kısmi yük koşulları olan A, B, C ve D noktalarında iki ihtimal vardır.

- Eğer beyan edilen cihaz kapasitesi gerekli ısı yüküne eşit veya küçükse karşılık gelen COP_{DC} değeri kullanılabilir.
- Eğer beyan eden cihaz kapasitesi ihtiyaç duyulan ısı yükünden fazla ise cihazın kapasite kontrolüne dayanarak COP_{PL} değeri (2.15) numaralı formül kullanılarak hesaplanır.

$$COP_{PL}(A, B, C, D) = COP_{DC} \times [1 - Cd \times (1 - CR)] \quad (2.15)$$

COP_{DC} : A, B, C, D, hava şartları ile aynı koşullarda beyan edilen kapasiteye karşılık gelen COP değeridir.

Cd : Düzeltme faktörü

CR : Kapasite oranı

Test ile hesaplanmayan Cd değerleri, 0,25 olarak kabul edilebilir.

2.3.3.3 Yıllık Operasyon Saatleri

2016/2281 numaralı ekotasarım kriterlerinde verilen çatı tipi klima cihazlarını da kapsayan iklimlendirme cihazları için iklim bölgelerine göre ısıtma ve soğutma sezonlarında cihazın sadece ısıtma, soğutma veya hem ısıtma hem soğutma yapmasına göre çalışma süreleri Tablo 2.11’de gösterilmiştir.

Tablo 2. 11 Yıllık Operasyon Saatleri Tablosu

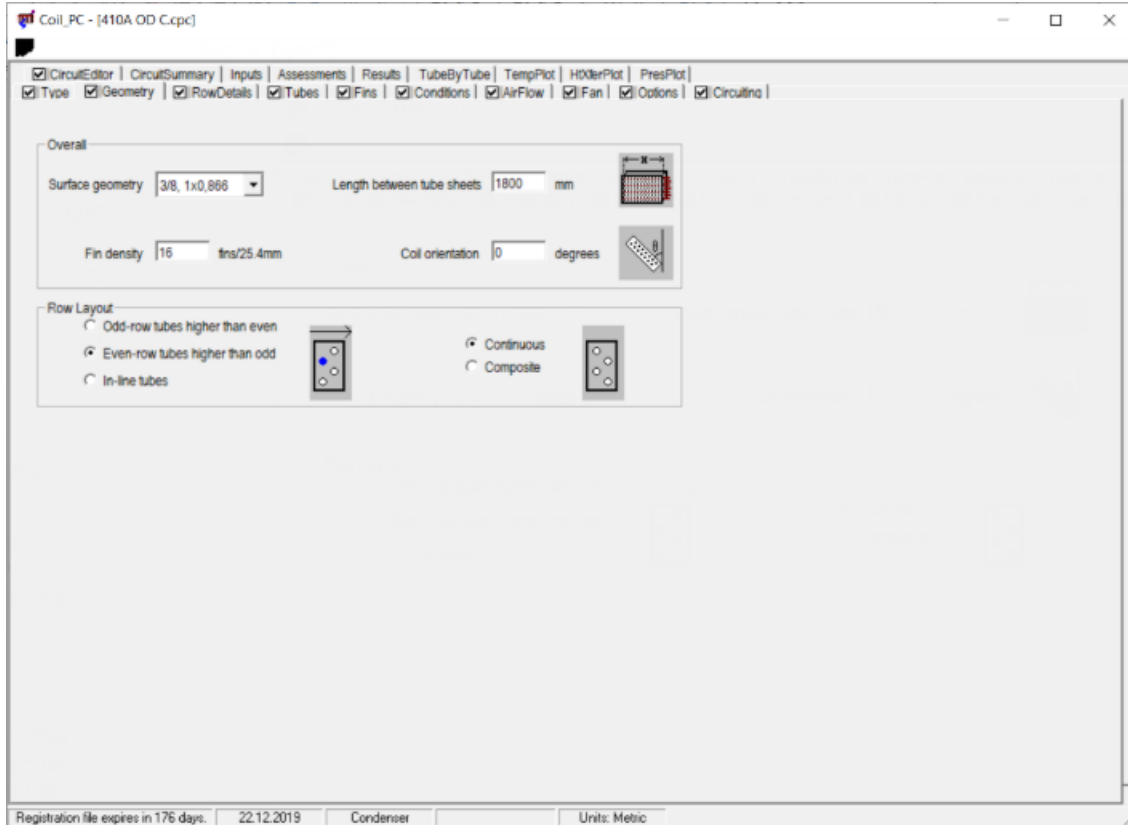
Sezon	Operasyon Saatleri					
	Açık Konum	Termostat	Bekleme	Kapalı	Karter	
		Kapalı Konum	Konumu	Konum	Isıtıcı Konumu	
	H_{CE} (soğutma); H_{HE} (ısıtma)	H_{TO}	H_{SB}	H_{OFF}	H_{CK}	
Soğutma	Average	600	659	1 377	0	2 036
	Colder	300	436	828	0	1 264
	Warmer	900	767	1 647	0	2 414
Sadece Isıtma	Average	1 400	179	0	3 672	3 851
	Colder	2 100	131	0	2 189	2 320
	Warmer	1 400	755	0	4 345	5 100
Isıtma	Average	1 400	179	0	0	179
	Colder	2 100	131	0	0	131
	Warmer	1 400	755	0	0	755

Bu çalışmada soğutma ve ısıtma sezonları için ortalama iklim bölgesi ve yıl boyu çalışan cihazlara göre hesaplamalar yapılmıştır.

2.4 Sistem Dizayını

Sistem 4 adet kompresör, 1 adet iç ünite bataryası ve 2 adet dış ünite bataryasından oluşacaktır. Hava debisi 11880 m³/h olarak belirlenmiştir.

Sistemin simülasyonunun gerçekleştirilebilmesi için Simtools yazılımından faydalanılacaktır. Simülasyonda sonuçların daha kolay elde edilebilmesi için sistemin yarısı simüle edilecektir, elde edilen sonuçlar 2 ile çarpılarak tüm sistemin performans verileri hesaplanılacaktır. Simtools isimli HVAC performans yazılımı paketinde iki adet program vardır. Bunlardan birincisi sistem bataryalarının tasarlandığı Şekil 2.7’de gösterilen CoilPC programıdır.

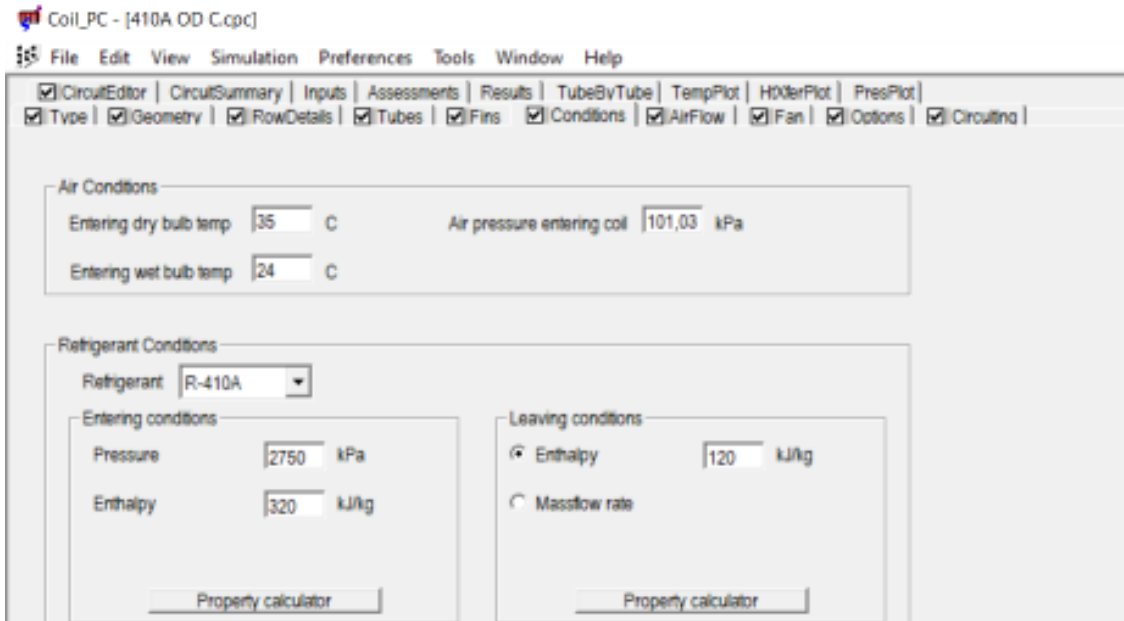


Şekil 2. 7 Batarya Tasarım Programı-Dizayn Parametreleri

Batarya tasarım programında bataryanın öncelikle hangi modda çalışacağı ve hangi açı ile konumlandırılacağı belirlenir. Evaporatör veya kondenser bataryası seçildikten sonra bataryanın uzunluğunu, sıra sayısını, boruların batarya üzerindeki dizilim açısını ve kanat mesafe aralığı belirlendikten sonra, batarya borusunun malzeme özellikleri, gerekli ise iç ve dış çap bilgileri girilebilir. Bataryanın uygun devre sayısı ve devre dizilimi kullanıcı tarafından ya da programın tarafından yapılabilir. Bu program ile aşağıdaki dizayn parametreleri ile uygun batarya tasarlanılabilir.

- Bataryanın uzunluğu
- Batarya üzerinde hava akış yönü
- Bataryanın eğim açısı,
- Kılcal boruların batarya üzerinde dizilimi
- Batarya sıra sayısı
- Sıradaki boru sayısı
- Kılcal borunun malzemesi ve iç yapısı
- Batarya kanatlarının malzemesi ve kanat aralık mesafesi
- Batarya kanatlarının yüzey formu

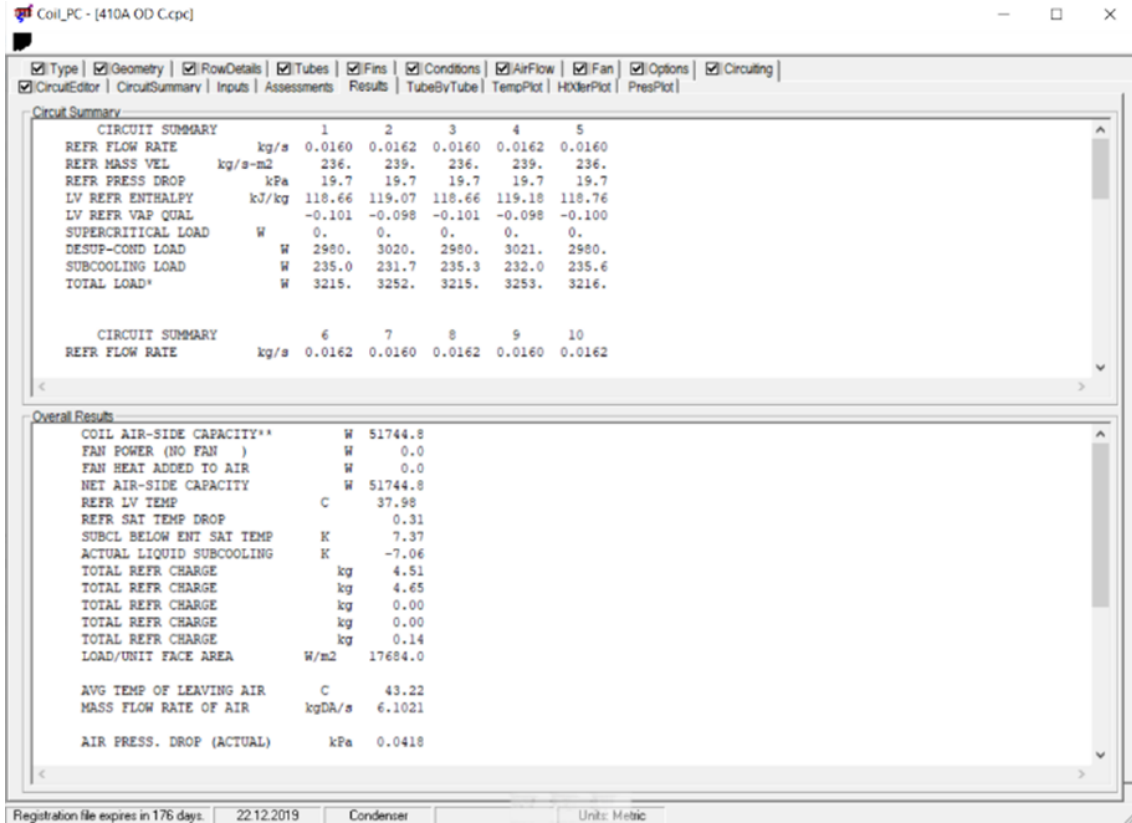
Bataryanın hava ve soğutucu akışkan tarafı hesaplamaları için Şekil 2.8’de gösterilen veriler programa girilir.



The screenshot shows the 'Coil_PC - [410A OD C.cpc]' software interface. The menu bar includes File, Edit, View, Simulation, Preferences, Tools, Window, and Help. The toolbar contains various icons for simulation and analysis. The main window is divided into two sections: 'Air Conditions' and 'Refrigerant Conditions'. The 'Air Conditions' section has input fields for 'Entering dry bulb temp' (35 C), 'Entering wet bulb temp' (24 C), and 'Air pressure entering coil' (101,03 kPa). The 'Refrigerant Conditions' section has a dropdown for 'Refrigerant' (R-410A) and two sub-sections: 'Entering conditions' with 'Pressure' (2750 kPa) and 'Enthalpy' (320 kJ/kg), and 'Leaving conditions' with 'Enthalpy' (120 kJ/kg) selected and 'Massflow rate' unselected. Both sub-sections have 'Property calculator' buttons.

Şekil 2. 8 Batarya Tasarım Programı-Soğutucu Akışkan Özellikleri

Bataryaya giriş yapacak havanın kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ile atmosfer basıncı, hava debisi miktarı gibi bilgileri hava tarafı hesapları için programda girilebilir. Aynı zamanda soğutucu akışkan tarafı hesaplamaları için soğutucu akışkan giriş ve çıkış özellikleri de belirtilebilir. Böylelikle Şekil 2.9'daki gibi detaylı kapasite, batarya üzerindeki hava basınç kaybı, soğutucu akışkanın batarya üzerindeki basınç kaybı, hava ve soğutucu akışkan kütleli debileri gibi önemli bilgiler elde edilebilir.



Şekil 2. 9 Batarya Tasarımı Performans Verileri

Yapılan batarya tasarımının performans verilerinin de incelenebilmesi için her devre ve her boru için sıcaklık dağılım grafiklerini vererek, eğer tasarım uygun görülmezse kullanıcı uyarılmaktadır.

IPM (Integrated Performance Model) yazılımı ise soğutma ve ısıtma çevrimi simülasyon programıdır. Bu program temel soğutma çevrimi ekipmanları ve borulamasının gerçek uygulamadaki verilerine oldukça yakın performans verileri elde edilmesi için

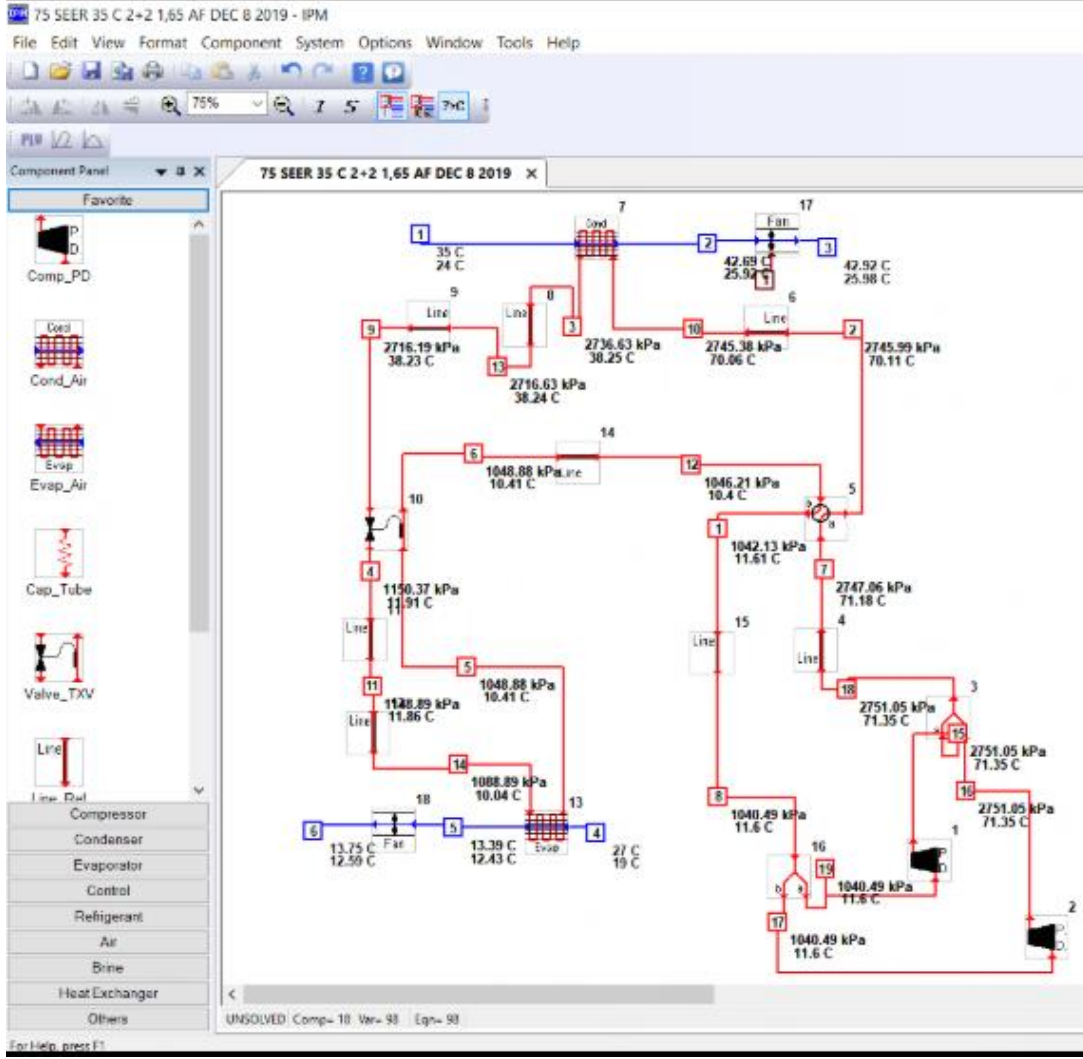
tasarlanmıştır. Yazılama CoilPC’de oluşturulan iç ve dış ünite bataryaları, iç ünite fanı ve dış ünite fanının verileri yüklenerek, istenilen ortam sıcaklığında sistem simülasyonu sistemin sınırları içinde kaldığı sürece elde edilebilir. Aksi durumlarda verilen uyarılara göre sistem tasarımı yeniden dizayn edilebilir. Yazılım hesaplamaları modelde belirtilen termodinamik denklem ve bilinmeyen sayısının eşitliği prensibine dayanmaktadır.

Şekil 2.10 ve Şekil 2.11’de gösterilen soğutma ve ısıtma çevrimlerinde sistemin yarısı simüle edileceğinden kullanılan ekipmanların hepsi 2’ye bölünmüştür. Bu nedenle 2 adet kompresör, 1 adet dış ünite bataryası, 1/2 adet iç ünite bataryası, 1 adet iç ünite fanı, 1 adet dış ünite fanı bulunmaktadır. Dolayısı ile güç tüketimi ve kapasite hesapları yapılırken simülasyondan elde edilen değerler 2 ile çarpılarak bulunur. Bu kapasite ve güç verileri (2.4) ve (2.6) numaralı EER ve COP hesaplama formüllerinde kullanılarak verim hesaplanır.

İç ünite fanı çalışma noktasındaki verimlilik değeri ve dış ünite fanının çalışma noktasındaki verimlilik değeri ve fan grafiği de simülasyona yüklendikten sonra borulamadaki performansı en çok etkileyen parametre olan kompresördeki giriş ve çıkış boru çapları sistemde belirtilir. CoilPC’de oluşturulan bataryalar da sisteme eklendikten sonra, sistemin soğutucu akışkanı tarafındaki işlemlerin bitmesi için, ısıtma ve soğutma performansının hesaplandığı standart hava şartlarına göre optimum soğutucu akışkan şarj miktarı belirlenir.

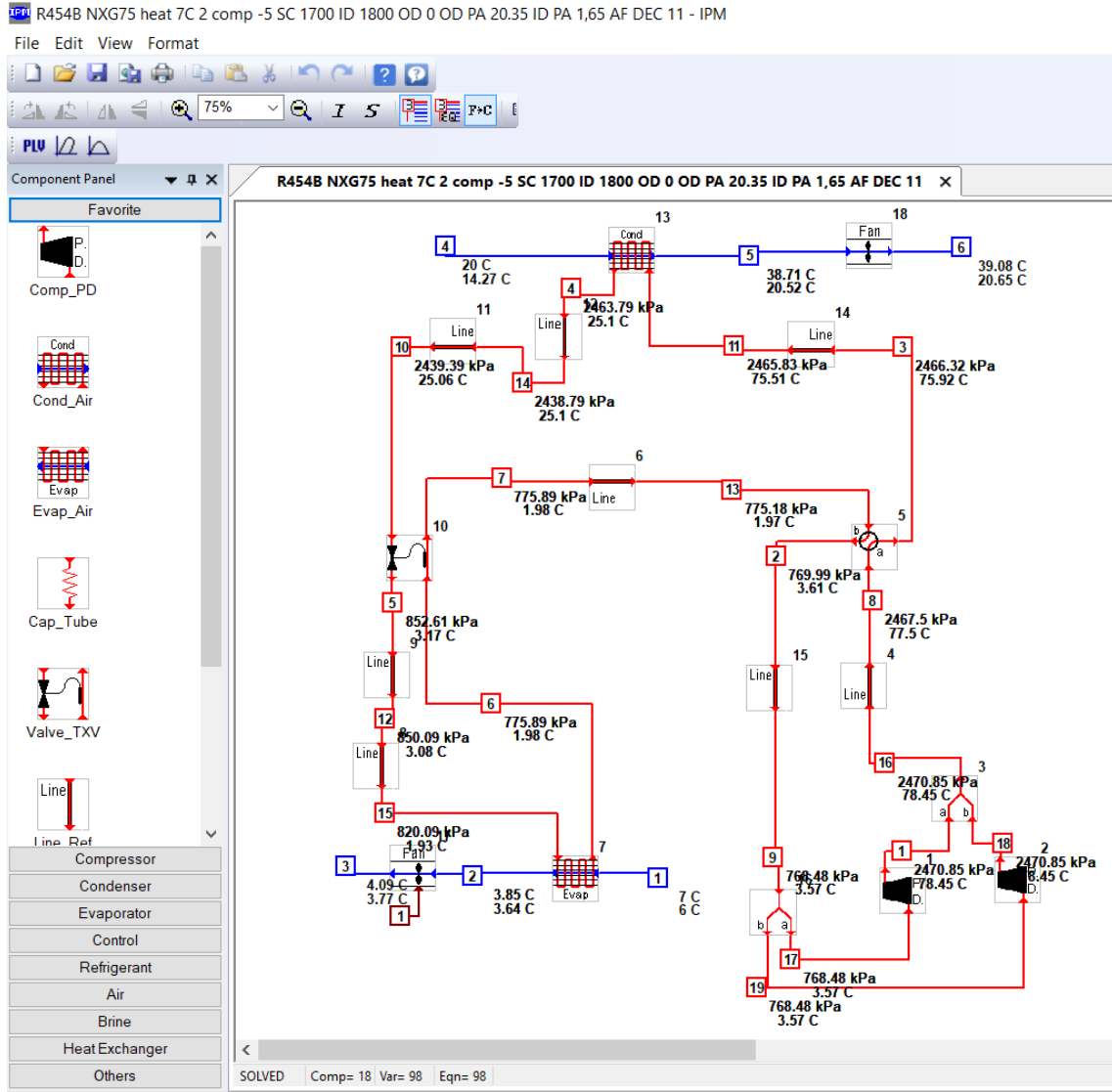
Soğutma devresi modelleri üzerinde aşırı soğutma değeri değiştirilerek elde edilen soğutucu akışkan şarj miktarları, hem soğutma hem de ısıtma modunda modellerde simüle edilerek en uygun şarj miktarı her bir soğutucu akışkan için belirlenir. Batarya kapasitesi hesaplanırken, Şekil 2.10’da gösterilen soğutma simülasyonu üzerindeki evaporatör bataryasının çıkış noktası olan 5 numaralı noktadaki entalpi değeri ile giriş noktası olan 14 numaralı nokta arasındaki entalpi değeri farkı kütleli debi ile çarpılarak (2.16) numaralı formülde gösterildiği gibi bulunur. Daha sonrasında soğutma modunda negatif etki yapacağından fanın çektiği güç bu batarya kapasitesinden çıkartılarak cihaz kapasitesi bulunur.

$$q = \dot{m} \times (\Delta h) \quad (2.16)$$



Şekil 2. 10 Soğutma Devresi Simülasyonu

Isıtma devresinde de batarya kapasitesi hesaplanırken, Şekil 2.11’de gösterilen kondenser bataryasının giriş noktası olan 11 numaralı noktadaki entalpi değeri ile çıkış noktası olan 4 numaralı nokta arasındaki entalpi değeri farkı kütleli debi ile çarpılarak (2.16) numaralı formül kullanılarak bulunur. Daha sonrasında ısıtma modunda pozitif etki yapacağından fanın çektiği güç bu batarya kapasitesine eklenerek cihaz kapasitesi bulunur.



Şekil 2. 11 Isıtma Devresi Simülasyonu

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1 Optimum Şarj Miktarlarının Belirlenmesi

3.1.1 R-410A Soğutucu Akışkanlı Sistemin Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi

Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi kısılma vanasına buhar girişini önlemek için sistemlerde kondenserde aşırı soğutma prosesi gerçekleştirilmektedir. Bu aşırı soğutma miktarı sistemin şarj miktarını direkt etkilemekle birlikte, artan kullanım miktarının enerji verimliliği üzerine etkileri değerlendirilmelidir. Niketim artan şarj miktarı güvenlik, ekonomi gibi parametreleri olumsuz yönde etkilemektedir.

Kompresör, fan, batarya ve borulama verileri tanımlanan simülasyonda en uygun şarj miktarının belirlenebilmesi için sistem birkaç farklı aşırı soğutma değerinde çalıştırılmıştır.

Öncelikle soğutma modunda EN 14825'te belirtilen tam yükteki dış ve iç ortam hava şartlarında modeller simüle edilmiş, daha sonrasında elde edilen şarj miktarı yine EN 14825'te belirtilen tam yükteki ısıtma hava şartlarında simüle edilip veriler karşılaştırılmak üzere kaydedilmiştir.

Tablo 3.1'de soğutma modunda tasarlanan model sırası ile 5 °C, 5,5 °C, 6 °C, 6,5 °C, 7 °C ve 7,5 °C aşırı soğutma değerlerinde simüle edilmiş ve şarj miktarları, soğutma kapasiteleri, güç tüketimleri, soğutucu akışkan miktarları kaydedilmiştir. Daha sonra elde edilen EER değerleri, soğutucu akışkan kullanım miktarları artışları ve EER artış değerleri hesaplanıp karşılaştırılmıştır.

Tablo 3. 1 R-410A İçin Aşırı Soğutma Değerine Göre Performans Değişimi

Aşırı Soğutma [°C]	Akışkan Miktarı [kg]	Akışkan Artış [%]	Soğutma Kapasite [W]	Güç [W]	EER	EER Artış [%]
6	26,126	2,95	73936	22748	3,25	0,43
6,5	26,612	1,87	74188	22786	3,256	0,17
7	27,156	2,04	74416	22828	3,26	0,12
7,5	27,760	2,22	74648	22882	3,262	0,08

Aşırı soğutma değeri arttıkça EER değerinin arttığı sonucuna varmakla birlikte 6 °C aşırı soğutma sıcaklığından sonra EER artışının azaldığı gözlemlenmiştir.

Soğutma modunda simüle edilip bulunan şarj miktarları, ısıtma modunda EN 14825'te belirtilen tam yük modundaki 7 °C KT, 6 °C YT dış ortam, 20 °C iç ortam hava koşullarında simüle edilerek kapasite miktarı, güç tüketimleri kaydedilip, COP ve COP artış değerleri hesaplanarak Tablo 3.2'de gösterilmiştir.

Tablo 3. 2 R-410A Akışkan Miktarına Göre Isıtma Performans Değerleri

Akışkan Miktarı [kg]	Isıtma Kapasite [W]	Güç [W]	COP	COP Artış [%]
26,126	80948	23088	3,506	
26,612	81258	23222	3,499	-0,20
27,156	81582	23378	3,49	-0,27
27,760	81914	23554	3,478	-0,34

Elde edilen verilerde soğutucu akışkan miktarının artmasının COP üzerinde olumsuz etkisi olduğu görülmüştür. Toplam verimlilik artışının en yüksek noktadaki şarj miktarı optimum şarj miktarı olarak belirlenmiştir. Elde edilen değerler Tablo 3.3'te gösterilmiştir.

EER artış ve COP artış oranları toplandığında en uygun şarj miktarının soğutma modunda 6,5 °C aşırı soğutmaya karşılık gelen 26,612 kg olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3. 3 R-410A Soğutucu Akışkanının Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi

Akışkan Miktarı [kg]	Akışkan Artış [%]	EER Artış [%]	COP Artış [%]	ΔArtış
26,126	2,95	0,43	-0,22	
26,612	1,87	0,17	-0,20	-0,02
27,156	2,04	0,12	-0,27	-0,15
27,760	2,22	0,08	-0,34	-0,27

R-410A soğutucu akışkanlı cihazın ısıtma ve soğutma tam yük performans verileri Tablo 3.4'te gösterilmiştir.

Tablo 3. 4 R-410A Soğutucu Akışkanlı Sistemin Performans Tablosu

Çalışma Modu	Akışkan Miktarı [kg]	Kapasite [W]	Güç Tüketimi [W]	EER/COP
Soğutma	26,612	74188	22786	3,256
Isıtma		81258	23222	3,499

Soğutma modunda 74,188 kW soğutma kapasitesine karşılık 3,256 EER değeri, ısıtma modunda ise 81,258 kW ısıtma kapasiteye karşılık 3,499 COP değeri hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre R-410A soğutucu akışkanlı sistem Tablo 2.3 ve Tablo 2.4'te gösterilen sınıflandırma verilerine göre hem ısıtma hem de soğutma modunda tam yükte A sınıfı verimlilik sınıfında yer almaktadır.

3.1.2 R-452B Soğutucu Akışkanlı Sistemin Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi

R-410A soğutucu akışkanın yerine geçmesi gündemde olan soğutucu akışkanlardan biri R-452B soğutucu akışkanıdır. Bu soğutucu akışkan için en uygun soğutucu akışkan miktarı Bölüm 3.1.2'de detayları anlatıldığı gibi simülasyon yardımı ile belirlenir.

Programda sırası ile 3,5 °C, 4 °C, 4,5 °C, 5 °C, 5,5 °C, 6 °C, 6,5 °C ve 7 °C aşırı soğutma miktarlarında model simule edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre 7 °C aşırı soğutma miktarına kadar EER değerinde giderek azalan bir artış görülmüştür. Bu artışın kırılım noktasının 6,5 °C ile 7 °C aşırı soğutma değerleri arasında bir değer olduğu belirlenerek aşırı soğutma değeri artışı 7 °C aşırı soğutma miktarında kesilmiştir. Elde edilen değerler Tablo 3.5'te gösterilmiştir. Sonuçlara göre en büyük EER değeri 6,5 °C aşırı soğutmada elde edilmiş olup 3,303 olarak hesaplanmıştır. Bu aşırı soğutma değerine karşılık gelen soğutucu akışkan miktarı 24,452 kg olup cihaz kapasitesi değeri de 72,216 kW olarak hesaplanmıştır.

Tablo 3. 5 R-452B İçin Aşırı Soğutma Değerine Göre Performans Değişimi

Aşırı Soğutma [°C]	Akışkan Miktarı [kg]	Akışkan Artış [%]	Soğutma Kapasite [W]	Güç [W]	EER	EER Artış [%]
3,5	21,978		70840	21664	3,27	
4	22,304	1,48	71086	21692	3,277	0,22
4,5	22,658	1,59	71320	21722	3,283	0,19
5	23,012	1,57	71544	21756	3,288	0,16
5,5	23,386	1,62	71758	21788	3,293	0,15
6	23,838	1,93	71960	21826	3,297	0,11
6,5	24,352	2,15	72216	21864	3,303	0,18
7	24,962	2,50	72362	21920	3,301	-0,05

Soğutma modunda aşırı soğutma değerlerine karşılık gelen soğutucu akışkan miktarları sırası ile ısıtma modunda simüle edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Tablo 3.6'da gösterilmiştir.

Elde edilen değerlere bakıldığında şarj miktarı arttıkça cihaz kapasitesinde artış olduğu gözlemlenmiştir. Fakat kompresörün çektiği güç miktarının da giderek arttığı için COP değerinde düşüş gözlemlenmiştir. Gözlemlenen en yüksek COP değeri 3,57 olup soğutma modunda 3,5 °C aşırı soğutma değerine karşılık gelen 21,978 kg şarj miktarında elde edilmiştir. Gözlemlenen en düşük COP değeri 3,508 olup 24,962 kg soğutucu akışkan miktarında elde edilmiştir. Bu iki nokta karşılaştırıldığında yaklaşık 3 kg soğutucu akışkan artışı ile yaklaşık 1,5 kW kapasite artışı gözlemlenmiştir. Yaklaşık olarak %12 soğutucu akışkan miktarı artırılarak kapasitede %2 artış sağlanmakla beraber COP değerinde ise %1,7 azalma hesaplanmıştır.

Tablo 3. 6 R-452B Akışkan Miktarına Göre Isıtma Performans Değerleri

Akışkan Miktarı [kg]	Isıtma Kapasite [W]	Güç [W]	COP	COP Artış [%]
21,978	76838	21522	3,57	
22,304	77024	21598	3,566	-0,11
22,658	77224	21686	3,561	-0,15
23,012	77422	21774	3,556	-0,15
23,386	77636	21884	3,548	-0,23
23,838	77882	22008	3,539	-0,25
24,352	78076	22166	3,522	-0,47
24,962	78376	22344	3,508	-0,42

Optimum soğutucu akışkan miktarının belirlenebilmesi için ısıtma ve soğutma modundaki verimlilikleri toplanarak Δ Artış değerine bakılabilir. Böylelikle Tablo 3.7’de gösterildiği gibi Δ Artış değeri eksi değerlere düşmeye başladığı nokta optimum şarj miktarı olarak değerlendirilebilir. Elde edilen sonuçlara göre kendisinden önceki noktaya göre en yüksek EER artış değeri 22,304 kg şarj miktarında elde edilmiş, bu artış 24,962 kg soğutucu akışkan kullanılan modele kadar devam etmiştir. COP değerlerine bakıldığında ise kendisinden önceki analiz noktası ile karşılaştırıldığında en büyük düşüş 24,352 kg soğutucu akışkan şarj miktarında gözlemlenmiştir. EER ve COP değerlerindeki değişim oranları her bir analiz noktası için ayrı ayrı toplanmıştır. Şarj miktarı 22,304 kg olan modellerde EER artış ve COP artış değerleri toplandığında genel olarak verimlilikte %0,11 artış olduğu hesaplanmıştır. Bir sonraki analiz noktasına bakıldığında 22,658 kg soğutucu akışkan şarj miktarı ile genel verimlilik artış değerininin %0,04’e düştüğü gözlemlenmiştir. Bir sonraki noktada ise bu değer düşmeye devam etmekte olup %0,01 olarak hesaplanmıştır. Ortalama artış değeri bu noktadan sonra negatif yönde ilerlemeye başlamış olup bir sonraki analiz noktasında %0,08 azaldığı görülmüştür. Bu azalma miktarındaki artış son analiz noktası olan 24,962 kg soğutucu akışkan şarj miktarı ile elde edilen sonuçlara kadar devam etmiş olup bu noktada %0.47 olarak kaydedilmiştir.

Tablo 3. 7 R-452B Soğutucu Akışkanının Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi

Akışkan Miktarı [kg]	Akışkan Artış [%]	EER Artış [%]	COP Artış [%]	ΔArtış
22,304	1,48	0,22	-0,11	0,11
22,658	1,59	0,19	-0,15	0,04
23,012	1,57	0,16	-0,15	0,01
23,386	1,62	0,15	-0,23	-0,08
23,838	1,93	0,11	-0,25	-0,14
24,352	2,15	0,18	-0,47	-0,28
24,962	2,50	-0,05	-0,42	-0,47

Verimlilik artış değerlerinin toplamının eksi yöne döndüğü nokta olan soğutma modunda 5 °C aşırı soğutma miktarına karşılık gelen 23,012 kg şarj miktarı en uygun şarj miktarı olarak belirlenmiştir.

R-452B soğutucu akışkanlı cihazın ısıtma ve soğutma tam yük performans verileri Tablo 3.8’de gösterilmiştir.

Tablo 3. 8 R-452B Soğutucu Akışkanlı Sistemin Performans Tablosu

Çalışma Modu	Akışkan Miktarı [kg]	Kapasite [W]	Güç Tüketimi [W]	EER/COP
Soğutma	23,012	71544	21756	3,288
Isıtma		77422	21774	3,556

Buna göre R-454B soğutucu akışkanlı sistemde soğutma modunda 71,544 kW kapasiteye karşılık 3,288 EER değeri ve 77,422 kW ısıtma kapasitesine karşılık olarak da 3,556 COP değeri elde edilerek Tablo 2.3 ve Tablo 2.4’te gösterilmiş olan çatı tipi klimaların tam yükte verimlilik sınıflandırılmasına göre hem ısıtma hem de soğutma modunda A sınıfı cihaz verimliliğine sahiptir.

3.1.3 R-454B Soğutucu Akışkanlı Sistemin Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi

R-410A soğutucu akışkanı için bir diğer alternatif soğutucu akışkan R-454B'dir. Üstelik GWP değeri olarak bu çalışmada kullanılan diğer alternatifler olan R-32 ve R-452B soğutucu akışkanlarının GWP değerlerinden yaklaşık olarak %31 daha az bir değere sahiptir. R-454B soğutucu akışkanının kullanıldığı soğutma modunda dizayn edilen simülasyon sırası ile 3 °C, 3,5 °C, 4 °C, 4,5 °C, 5 °C, 5,5 °C, 6 °C, 6,5 °C, 7 °C ve 8 °C aşırı soğutma sıcaklık değerlerinde simüle edilmiştir. Elde edilen kapasite, güç, EER ve soğutucu akışkan miktarları kaydedilmiş ve EER artış değerleri hesaplanarak Tablo 3.9'da gösterilmiştir. Şarj miktarı arttıkça EER değerinde artış gözlemlenmekle beraber genel olarak EER artış değerinin büyüklüğü azalarak 7 °C aşırı soğutma değerine kadar devam etmiştir. Bu aşırı soğutma değeri kırılma noktası olarak kabul edilebilir. Tablo 3.9'a bakıldığında 8 °C aşırı soğutma ile elde edilen sonuçlarda EER değerinde azalma görülmektedir.

Tablo 3. 9 R-454B İçin Aşırı Soğutma Değerine Göre Performans Değişimi

Aşırı Soğutma [°C]	Akışkan Miktarı [kg]	Akışkan Artış [%]	Soğutma Kapasite [W]	Güç [W]	EER	EER Artış [%]
3	21,692	2,47	70596	21640	3,262	
3,5	21,978	1,32	70838	21664	3,27	0,23
4	22,306	1,50	71096	21692	3,278	0,47
4,5	22,658	1,58	71322	21722	3,283	0,18
5	23,011	1,56	71544	21754	3,289	0,16
5,5	23,398	1,68	71760	21790	3,293	0,14
6	23,828	1,83	71974	21822	3,298	0,15
6,5	24,348	2,18	72176	21866	3,301	0,08
7	24,96	2,52	72354	21920	3,301	0,00
8	26,502	6,18	72656	22058	3,294	-0,21

Soğutma devresi simülasyonundan elde edilen 3 °C, 3,5 °C, 4 °C, 4,5 °C, 5 °C, 5,5 °C, 6 °C, 6,5 °C, 7 °C ve 8 °C aşırı soğutma miktarlarına karşılık gelen soğutucu akışkan miktarları ısıtma devresi modelinde sırası ile kullanılarak ısıtma kapasitesi, güç tüketim

miktarı ve COP değeri kaydedilip, COP artış değerleri hesaplanarak Tablo 3.10'da gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlara bakıldığında daha önceki soğutucu akışkanlarla elde edilen sonuçlarda olduğu gibi COP değerinin şarj miktarı arttıkça azaldığı gözlemlenmiştir. Bununla beraber soğutucu akışkan miktarı arttıkça ısıtma kapasinde artış gerçekleşmiştir. En yüksek ısıtma kapasitesi değeri 79,068 kW olarak hesaplanmış ve hesaplanan en düşük kapasite olan 76,664 kW ısıtma kapasitesinden yaklaşık olarak %3 fazla olmakla beraber bu kapasite artışına karşılık gelen soğutucu akışkan miktarındaki artış yaklaşık olarak %22'dir. Öte yandan 21,692 kg ve 26,5018 kg soğutucu akışkan kullanılan bu iki simülasyonların COP değerleri sırası ile 3,573 ve 3,457 olup yaklaşık olarak %22 soğutucu akışkan artış miktarına karşılık COP değeri yaklaşık %3,25 oranında azalmıştır.

Tablo 3. 10 R-454B Akışkan Miktarına Göre Isıtma Performans Değerleri

Akışkan Miktarı [kg]	Isıtma Kapasite [W]	Güç [W]	COP	COP Artış [%]
21,692	76664	21454	3,573	
21,977	76838	21516	3,571	-0,06
22,306	77022	21598	3,566	-0,14
22,658	77226	21682	3,562	-0,12
23,011	77420	21772	3,556	-0,16
23,398	77656	21884	3,549	-0,21
23,827	77880	22010	3,538	-0,29
24,347	78110	22160	3,525	-0,38
24,959	78396	22348	3,508	-0,48
26,502	79068	22870	3,457	-1,44

Optimum şarj miktarını belirleyebilmek için akışkan artış miktarına karşılık gelen EER ve COP değerlerindeki artış oranları toplanarak, Δ Artış değerinin negatif değere geçtiği nokta optimum şarj miktarı olarak belirlenmiştir. R-454B soğutucu akışkanı kullanılarak simüle edilen modellerden elde edilen sonuçlara bakıldığında uygun şarj

miktarının soğutma modunda 5 °C aşırı soğutma değerine karşılık gelen 23,011 kg olduğu belirlenmiş ve Tablo 3.11’de sonuçlar gösterilmiştir. Bu noktadan sonra EER değeri artış göstermesine rağmen COP değerindeki düşüş devam ettiği için bu nokta kırılım noktası olarak belirlenmiştir. Nitekim genel verimlilik artış değerindeki düşüş 26,502 kg soğutucu akışkan şarj miktarı ile elde edilen sonuçlara göre %1,66 oranında azalma gözlemlenmiştir. Bununla beraber optimum şarj miktarlarına bakıldığında R-452B soğutucu akışkanlı ve R-454B soğutucu akışkanlı sistemlerin benzerlik gösterdiği gözlemlenmiştir. İki sistemin de optimum aşırı soğutma değerleri 5 °C olarak belirlenmiştir.

Tablo 3. 11 R-454B Soğutucu Akışkanının Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi

Akışkan Miktarı [kg]	Akışkan Artış [%]	EER Artış [%]	COP Artış [%]	ΔArtış
21,977	1,32	0,23	-0,06	0,17
22,306	1,50	0,47	-0,14	0,33
22,658	1,58	0,18	-0,12	0,06
23,011	1,56	0,16	-0,16	0,00
23,398	1,68	0,14	-0,21	-0,07
23,827	1,83	0,15	-0,29	-0,13
24,347	2,18	0,08	-0,38	-0,30
24,959	2,52	0,00	-0,48	-0,48
26,502	6,18	-0,21	-1,44	-1,66

Optimum şarj miktarı 23,018 kg olarak belirlenen R-454B soğutucu akışkanlı sistemin ısıtma ve soğutma modlarındaki tam yükteki kapasite, güç tüketimi ve verimlilik değerleri Tablo 3.12’de verilmiştir.

Tablo 3. 12 R-454B Soğutucu Akışkanlı Sistemin Performans Tablosu

Çalışma Modu	Akışkan Miktarı [kg]	Kapasite [W]	Güç Tüketimi [W]	EER/COP
Soğutma	23,012	71544	21754	3,289
Isıtma		77420	21772	3,556

Buna göre soğutma modunda 71,544 kW soğutma kapasitesi elde edilip, bu kapasiteye karşılık olarak 21,754 kW güç tüketilmiştir. Elde edilen bu verilere göre EER değeri 3,289 olarak hesaplanmış ve Tablo 2.3'te verilen çatı tipi klimaların tam yük verimlilik sınıfları değerlerine göre EER değeri 3,00 değerinin üstünde olduğu için A sınıfı verimlilik sınıfında yer almaktadır. Isıtma moduna bakıldığında ise 77,420 kW ısıtma kapasitesi elde edilmiş olup, bu kapasiteyi elde edebilmek için 21,772 kW güç tüketildiği kaydedilip, COP değeri 3,556 olarak hesaplanmıştır. Bu değer Tablo 2.4'te verilen çatı tipi klimaların tam yükteki verimliliklerinin sınıflandırılmasına göre 3,40 değerinin üstünde olduğu için cihaz A sınıfı verimlilik sınıfında yer almaktadır.

3.1.4 R-32 Soğutucu Akışkanlı Sistemin Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi

R-410A kullanılan soğutucu akışkanlı çatı tipi klimalar için bir diğer önemli alternatif soğutucu akışkan R-32'dir. Yapılan soğutma çevrimi modelindeki simülasyonlarda aşırı soğutma değişkenleri 3 °C, 3,5 °C, 4 °C, 4,5 °C, 5°C, 5,5 °C, 6 °C ve 6,5 °C olarak alınmıştır. Elde edilen soğutma kapasiteleri, tüketilen güç değerleri, kullanılan soğutucu akışkan şarj miktarları kaydedilmiş, EER değerleri, bir önceki simülasyon noktasına göre EER artış ve soğutucu akışkan artış değerleri hesaplanıp Tablo 3.13'te gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre en düşük kapasite 3 °C aşırı soğutma değerinde 77,812 kW olarak kaydedilmiştir. Aşırı soğutma değeri arttıkça soğutucu akışkan miktarı artmış ve elde edilen soğutma kapasitelerinde artış görülmüştür. Kaydedilen en yüksek soğutma kapasitesi 6,5 °C aşırı soğutma değeriyle simüle edilen modelde olup 7,338 kW'tır. EER değerlerine bakıldığında ise 3 °C aşırı soğutma değeri ile simüle edilen modelde 3,374 olarak hesaplanıp, aşırı soğutma değeri arttıkça diğer soğutucu akışkanlarla elde edilen soğutma devresi simülasyonlarında da olduğu gibi EER

değerinin arttığı gözlemlenmiştir. EER artış oranlarında ise aşırı soğutma değeri arttıkça sürekli bir artış sağlanmakla beraber bu artış oranının giderek azaldığı hesaplanmıştır. Bir önceki aşırı soğutma miktarı ile simüle edilen modelden elde edilen değerlerle karşılaştırıldığında en yüksek EER artış oranının 3,5 °C aşırı soğutma derecesinde simüle edilen modelde olduğu hesaplanmakla beraber en düşük EER artış oranı 6,5 °C aşırı soğutma değerinde simüle edilen modelde hesaplanmıştır.

Tablo 3. 13 R-32 İçin Aşırı Soğutma Değerine Göre Performans Değişimi

Aşırı Soğutma [°C]	Akışkan Miktarı [kg]	Akışkan Artış [%]	Soğutma Kapasite [W]	Güç [W]	EER	EER Artış [%]
3	19,608		77812	23062	3,374	
3,5	19,856	1,26	78044	23084	3,381	0,20
4	20,13	1,38	78272	23108	3,387	0,19
4,5	20,432	1,50	78496	23134	3,393	0,17
5	20,762	1,61	78718	23162	3,399	0,16
5,5	21,076	1,52	78930	23188	3,404	0,16
6	21,38	1,44	79134	23218	3,408	0,13
6,5	21,732	1,65	79338	23250	3,412	0,12

Soğutma çevrimi modelinde değişken aşırı soğutma değerlerine göre elde edilen soğutucu akışkan miktarları ısıtma çevrimi modellerinde sırası ile kullanılıp simülasyondan elde edilen ısıtma kapasiteleri, çekilen güç değerleri kaydedilip, COP ve bir önceki soğutucu akışkan miktarına göre simüle edilen modelden elde edilen COP değerine göre COP artış değeri hesaplanarak Tablo 3.14'te gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre en düşük ısıtma kapasitesi 83,91 kW ile 19,608 kg soğutucu akışkan kullanılan modelde gözlemlenmiştir. Isıtma kapasitesinin soğutucu akışkan miktarı arttıkça arttığı gözlemlenmiş ve en yüksek ısıtma kapasitesi 85,456 kW ile 21,732 kg soğutucu akışkanlı modelde elde edilmiştir. COP değerlerine bakıldığında ise en yüksek COP değeri diğer alternatif soğutucu akışkanlı modellerde de gözlemlendiği gibi en düşük soğutucu akışkan miktarında gözlemlenmekle beraber, R-32 soğutucu akışkanlı modelde 19,608 kg soğutucu akışkan kullanılan simülasyonda 3,654 olarak olarak

hesaplanmıştır. COP değişim değerine bakıldığında ise COP değerindeki düşüş değerinin giderek arttığı gözlemlenmiştir.

Tablo 3. 14 R-32 Akışkan Miktarına Göre Isıtma Performans Değerleri

Akışkan Miktarı [kg]	Isıtma Kapasite [W]	Isıtma Güç [W]	COP	COP Artış [%]
19,608	83910	22964	3,654	
19,856	84116	23026	3,653	-0,02
20,13	84338	23098	3,651	-0,05
20,432	84582	23178	3,649	-0,06
20,762	84834	23262	3,647	-0,06
21,076	85058	23344	3,644	-0,09
21,38	85252	23422	3,64	-0,11
21,732	85456	23516	3,634	-0,16

Optimum şarj miktarını R-32 soğutucu akışkanı için belirlerken aşırı soğutma değeri artışının soğutma ve ısıtma devresi modellerinin yapılan simülasyonlarda verimlilik açısından nasıl tepki verdiği bakılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre EER değerinde aşırı soğutma derecesi arttıkça genel olarak giderek azalan bir artış oranı olduğu gözlemlenmiştir. Isıtma modunda bu aşırı soğutma değerleri ile elde edilen soğutucu akışkan miktarlarına göre simüle edilen modellerden alınan sonuçlara göre COP değerinde ise tam tersi olarak artan bir düşüş oranına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bu EER ve COP değişim değerleri her bir kontrol noktasında toplanarak artış değerinin bittiği noktaya en yakın olan soğutucu akışkan miktarı optimum şarj miktarı olarak belirlenmiştir. Elde edilen değerler Tablo 3.15'te gösterilmekle beraber, tabloda da görüleceği üzere Δ Artış değeri giderek azalarak en düşük pozitif değerine 21,38 kg şarj miktarında ulaşmıştır. Nitekim kendisinden sonraki kontrol noktası olan 21,732 kg şarj miktarı ile elde edilen Δ Artış değerinin %0,04 düştüğü hesaplanmıştır. Bu nedenle R-32 soğutucu akışkanlı modelin farklı soğutucu akışkan miktarı ile elde edilen performans değerlerine göre en uygun şarj miktarı 21,38 kg olarak belirlenmiştir.

Tablo 3. 15 R-32 Soğutucu Akışkanının Optimum Şarj Miktarının Belirlenmesi

Akışkan Miktarı [kg]	Akışkan Artış [%]	EER Artış [%]	COP Artış [%]	ΔArtış
19,856	1,26	0,20	-0,02	0,18
20,13	1,38	0,19	-0,05	0,14
20,432	1,50	0,17	-0,06	0,12
20,762	1,61	0,16	-0,06	0,10
21,076	1,52	0,16	-0,09	0,07
21,38	1,44	0,13	-0,11	0,02
21,732	1,65	0,12	-0,16	-0,04

R-410A soğutucu akışkanına çatı tipi klimalar için alternatif olabilecek soğutucu akışkanlardan R-32 ile yapılan simülasyonlardan elde edilen sonuçlara göre tam yükteki ısıtma ve soğutma modundaki performans verileri özeti Tablo 3.16’da verilmiştir.

Tablo 3. 16 R-32 Soğutucu Akışkanlı Sistemin Performans Tablosu

Çalışma Modu	Akışkan Miktarı [kg]	Kapasite [W]	Güç Tüketimi [W]	EER/COP
Soğutma	21,38	79134	23218	3,408
Isıtma		85252	23422	3,64

Soğutma modunda elde edilen 3,408 EER değeri Tablo 2.3’te verilen çatı tipi klimalar için tam yükte soğutma verimlilik sınıflandırılması değerlerine göre EER değeri 3’ten büyük olduğu için soğutma modunda A sınıfı cihaz olarak sınıflandırılmaktadır. Isıtma modunda ise 3,64 COP değeri ile Tablo 2.4’te verilen çatı tipi klimalar için tam yükte ısıtma verimlilik sınıflandırılması değerlerine göre COP değeri 3,4’ten büyük olduğu için ısıtma modunda da A sınıfı cihaz olarak sınıflandırılmaktadır.

3.2 R-410A ve Alternatiflerinin SEER Değerlerinin Hesaplanması

3.2.1 R-410A Soğutucu Akışkanlı Sistemin SEER Değerinin Hesaplanması

Optimum şarj miktarı 26,612 kg olarak belirlenen R-410A soğutucu akışkanlı çatı tipi klima cihazının modeli sırası ile EN 14825'e göre A, B, C ve D şartlarında simüle edilip sonuçlar Tablo 3.17'de gösterilmiştir.

A noktası tam yük çalışma noktası olup tüm kompresör aktif olacak şekilde simülasyon gerçekleştirilmiştir.

B noktasında ise talep edilen kapasitenin interpolasyon yöntemi ile elde edilebilmesi için ilk önce cihazın bir devresindeki 2 kompresör diğer devresindeki tek kompresör aktif olacak şekilde toplam 3 kompresör aktifken, daha sonrasında ise her bir devredeki tek kompresör aktif olacak şekilde toplam 2 kompresör aktif halde iken simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Aktif kompresör sayısına bağlı olarak iç ünite fanının debisi azaltılmıştır.

C noktasında da yine aynı amaçla kapasiteler arasında interpolasyon yapabilmek için, sırası ile her bir devredeki birer kompresör aktif iken ve tek bir devredeki bir kompresör aktif iken simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu sayede cihazın açılıp kapansına bağlı olarak EER_{DC} değerinin (2.10) numaralı formüle istinaden düşmemesi sağlanmıştır.

Tablo 3.17 R-410A - SEER Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Aktif Kompresör Sayısı	Dış Ünite Fan Debisi [m ³ /s]	İç Ünite Fan Debisi [m ³ /s]	Kapasite [kW]	Güç Tüketimi [kW]	Belirtilen Kapasite EER _{DC}
A	35	2+2	10,92	3,35	74,19	22,79	3,26
B	30	2+1	10,93	2,64	60,72	15,91	3,82
		1+1	10,93	2,39	44,38	10,97	4,05
C	25	1+1	10,94	2,38	46,57	10,24	4,55
		1	10,94	1,67	22,07	5,105	4,32
D	20	1	5,28	1,67	22,62	3,813	5,93

D noktasında ise B ve C noktalarında olduğu gibi interpolasyon yöntemi ile cihaz kapasitesi ve talep edilen kapasite miktarını eşitlemek mümkün değildir. Çünkü talep edilen kapasite miktarını sağlayabilmek için tek kompresör fazla gelmesine rağmen daha düşük sayıda kompresör çalıştırarak kapasiteyi cihazı kapatmadan sağlayabilmek

mümkün olmadığı için cihazın bu kapasiteyi sağlayabilmek için arada kapanıp tekrar açılacağı öngürülerek (2.10) numaralı formül kullanılarak EER_{PL} değeri hesaplanır.

Tablo 3.18’de sıcaklık değişimine bağlı olarak değişen kısmi yük oranları gösterilmiş, tam yükteki kapasite bu kısmi yük oranları ile çarpılarak her bir zorunlu test noktasındaki talep edilen kapasite miktarları hesaplanmıştır.

Tablo 3. 18 R-410A - Kısmi Yükte EER Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam [°C]	Kısmi Yük Oranı [%]	Talep Edilen Kapasite Miktarı [kW]	İnterpole Kapasite [kW]	İnterpole Güç Tüketimi [kW]	Cd	CR	Kısmi Yükteki EER (EER_{PL})
A	35	100	74,19	74,19	22,79	0,25	1	3,26
B	30	74	54,66	54,66	14,08	0,25	1	3,88
C	25	47	35,14	35,14	7,85	0,25	1	4,48
D	20	21	15,62	22,62	3,81	0,25	0,69	5,47

A noktası tam yükteki kapasite olduğu için CR değeri 1 olarak hesaplanmış ve EER_{DC} değeri değişmeden EER_{PL} değeri de 3,26 olarak hesaplanmıştır.

B noktasında 3 kompresör aktifken elde edilen 60,72 kW kapasite, 15,91 kW güç tüketimi ile 2 kompresör aktifken elde edilen 44,38 kW kapasite ve 10,97 kW güç tüketimleri arasında interpolasyon yapılarak 30 °C dış ortam sıcaklığında talep edilen kapasite olan 54,66 kW yük ve bu interpolasyon oranına bağlı olarak da 14,08 kW güç tüketimi hesaplanmıştır. Böylelikle cihaz kapasitesi talep edilen kapasiteye eşit olduğu için CR değeri 1 olarak hesaplanmış ve EER_{PL} değeri, interpolasyonla elde edilen kapasiteyi güce bölerek 3,88 olarak hesaplanmıştır.

C noktasında talep edilen kapasite miktarları ve güç tüketimleri de yukarıda anlatıldığı şekilde interpolasyon yöntemi ile elde edilerek, CR değeri 1 olarak bulunmuştur ve EER_{PL} değerleri hesaplanmıştır.

D noktasına gelindiğinde ise cihazı zaten tek bir kompresörle çalıştırdığımız için talep edilen kapasite cihaz kapasitesine bölünerek CR değeri 0,69 olarak hesaplanmıştır ve (2.10) numaralı formül kullanılarak cihaz verimlilik değeri cihazın açılıp kapanmasına bağlı olarak 5,93 değerinden 5,47’ye düşmüştür.

Tablo 3.19’da yıllık sıcaklık frekanslarına göre çalışma saatleri dikkate alınarak cihaz açık konumdayken soğutma sezonsal verimlilik değeri (2.9) numaralı $SEER_{on}$ hesaplama

formülü kullanılarak elde edilmiştir. Daha önceki bölümlerde anlatıldığı üzere A noktasının üzerindeki sıcaklıklarda ve D noktasının altındaki sıcaklıklarda izin verildiği üzere EER_{PL} değerleri sabit tutularak ekstrapolasyon ile cihaz kapasiteleri ve güç tüketimleri hesaplanmıştır. Diğer noktalarda ise ölçüm alınan A, B, C ve D noktalarından yakın olan noktalar arasındaki değerlerde interpolasyon yapılarak kapasite ve güç değerleri hesaplanılarak EER_{PL} değerleri elde edilmiştir.

Tablo 3. 19 R-410A - SEER_{on} Hesaplama Tablosu

	Dış Ortam [°C]	Yıllık Süre [h]	Soğutma Yüğü [kW]	EER_{PL}	Yıllık Soğutma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Enerji Tüketim [kWh]
1	17	205	3,9	5,47	800	146
2	18	227	7,81	5,47	1773	324
3	19	225	11,71	5,47	2636	482
4	20	225	D 15,62	5,47	3514	642
5	21	216	19,52	5,27	4217	800
6	22	215	23,43	5,08	5037	992
7	23	218	27,33	4,88	5958	1222
8	24	197	31,24	4,68	6154	1315
9	25	178	C 35,14	4,48	6255	1396
10	26	158	39,05	4,36	6169	1415
11	27	137	42,95	4,24	5884	1388
12	28	109	46,86	4,12	5107	1239
13	29	88	50,76	4	4467	1116
14	30	63	B 54,66	3,88	3444	887
15	31	39	58,57	3,76	2284	608
16	32	31	62,47	3,63	1937	533
17	33	24	66,38	3,51	1593	454
18	34	17	70,28	3,38	1195	353
19	35	13	A 74,19	3,26	964	296
20	36	9	78,09	3,26	703	216
21	37	4	82	3,26	328	101
22	38	3	85,9	3,26	258	79
23	39	1	89,81	3,26	90	28
24	40	0	93,71	3,26	0	0
			SEER_{on}	4,41	70768	16033

Yıllık soğutma yükleri yıllık operasyon saatleri ile çarpılarak yıllık soğutma ihtiyacı hesaplanmıştır. Yıllık enerji tüketimini bulmak için de yıllık soğutma ihtiyacı değerleri karşılık gelen EER_{PL} değerlerine bölünerek elde edilmiştir. Toplam yıllık soğutma ihtiyacı, toplam yıllık enerji tüketimine bölünerek R-410A soğutucu akışkanlı sistemin açık konumdayken soğutma sezonsal verimlik değeri olan $SEER_{on}$, 4,41 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 2.11’de verilen yıllık ek güç tüketim saatleri Tablo 3.20’de yıllık operasyon saat değerleri için kullanılmıştır.

Termostat kapalı konumdayken cihazın kompresörü kapalı konumdadır ve cihazda güç tüketen tek ekipman olan iç ünite fanın çektiği güç, güç tüketim değeri olarak alınmıştır. Yıllık termostat kapalı konum süresi 659 saat olarak belirlendiği için güç tüketimi bu değer ile çarpılarak yıllık termostat kapalı konumdayken enerji tüketim miktarı 226.70 kWh olarak hesaplanmıştır.

Çatı tipi klima bekleme modundayken cihazın kontrol sistemlerinin çektiği güç 0,17 kW olarak kabul edilerek Tablo 2.11’de karşılık gelen yıllık operasyon saati olan 1377 saat ile çarpılmış ve yıllık tüketim miktarı 234,09 kWh olarak hesaplanmıştır.

Karter ısıtıcılar için çektikleri yıllık enerji tüketim miktarları hesaplanırken dört adet kompresördeki toplam güç tüketimi 0,2 kW olarak belirlenmiş ve Tablo 2.11’de verilen yıllık operasyon saati ile çarpılarak 407,20 kWh olarak hesaplanmıştır.

Çatı tipi klimaların ortalama iklim kuşağında kapalı konumda yıllık çalışma saati Tablo 2.11’de 0 saat olarak belirtildiği için yıllık güç tüketimi hesaplanmamıştır.

Tablo 3. 20 R-410A - Ek Güç Tüketimleri Tablosu

	Güç [kW]	Yıllık Saat[h]	Yıllık Tüketim [kWh]
P_{to}	0,34	659	226,70
P_{sb}	0,17	1377	234,09
P_{ck}	0,20	2036	407,20
P_{off}	-	0	0

Yıllık yoğutma ihtiyacı olan Q_c değerini hesaplamak için Tablo 2.11’de belirtilen yıllık operasyon saati 600 saat ile R-410A soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sisteminin dizayn kapasitesi ($P_{dizaync}$) değeri 74,19 kW, (2.8) numaralı formül kullanılarak çarpılmış ve Q_c değeri 44513 kWh olarak hesaplanmıştır.

$$P_{dizayn,c} = 74,19 \text{ kW}$$

$$H_{ce} = 600 \text{ saat}$$

$$Q_c = 44513 \text{ kWh}$$

$$SEER_{R410A} = 4,06$$

Bulunan Q_c , $SEER_{on}$ ve yıllık ek enerji tüketim değerleri (2.7) numaralı SEER hesaplama fomülünde kullanılarak, R-410A soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sisteminin simülasyonlarından elde edilen verilerle EN 14825 standardına göre sezonsal soğutma verimlilik değeri hesaplandığında SEER değeri 4,06 olarak bulunmuştur.

3.2.2 R-452B Soğutucu Akışkanlı Sistemin SEER Değerinin Hesaplanması

Optimum şarj miktarı 23,012 kg olarak belirlenen R-452B soğutucu akışkanlı çatı tipi klima cihazının modeli A, B, C ve D hava şartlarında simüle edilerek elde edilen sonuçlar Tablo 3.21’de gösterilmiştir.

B ve C noktalarında Bölüm 3.2.1’de detaylı olarak belirtildiği şekilde interpolasyon ile cihaz kapasitesi talep edilen kapasiteye eşitlenerek EER_{PL} değerinde cihazın açılıp kapanmasına bağlı olarak düşme yaşanmasının önüne geçilmiştir.

Tablo 3. 21 R-452B - SEER Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri

Zorunlu Test Noktası	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Aktif Kompresör Sayısı	Dış Ünite Fan Debisi [m3/s]	İç Ünite Fan Debisi [m3/s]	Kapasite [kW]	Güç Tüketimi [kW]	Belirtilen Kapasite EER_{DC}
A	35	2+2	10,92	3,36	71,54	21,76	3,29
B	30	2+1	10,92	2,91	58,25	15,26	3,82
		1+1	10,93	2,39	42,39	10,58	4,01
C	25	1+1	10,93	2,39	44,38	9,89	4,49
		1	10,93	1,68	21,11	4,93	4,28
D	20	1	5,28	1,68	21,6	3,63	5,95

Tablo 3.22’de ise bu kısmi yük değerleri ve interpolasyon ile elde edilen kapasite ve güç değerleri ile beraber CR değerleri hesaplanmış ve D noktasında EER_{PL} değeri (2.10) numaralı formül kullanılarak elde edilmiştir. D noktasında bu düzeltme ile beraber EER değeri 5,95’ten 5,5’e düşmüştür.

Tablo 3. 22 R-452B - Kısmi Yükte EER Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Kısmi Yük Oranı [%]	Talep Edilen Kapasite Miktarı [kW]	İnterpole Kapasite [kW]	İnterpole Güç Tüketimi [kW]	Cd	CR	Kısmi Yükteki EER (EER_{PL})
A	35	100	71,54	71,54	21,76	0,25	1	3,29
B	30	74	52,72	52,72	13,63	0,25	1	3,87
C	25	47	33,89	33,89	7,65	0,25	1	4,43
D	20	21	15,06	21,6	3,63	0,25	0,7	5,50

Tablo 3.23’te ise bir önceki bölümde detayları verildiği şekilde ekstrapolasyon ve interpolasyon yöntemleri ile tüm çalışma sıcaklıklarına karşılık gelen kapasite ve EER_{PL} değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen kapasite değerleri sıcaklık değerlerine bağlı yıllık operasyon saatleri ile çarpılarak yıllık soğutma ihtiyaçları belirlenmiş ve daha sonrasında EER_{PL} değerlerine bölünerek yıllık enerji tüketim miktarları bulunmuştur.

Yıllık sıcaklık frekanslarına göre çalışma saatleri dikkate alınarak cihaz açık konumdayken soğutma sezonsal verimlilik değeri (2.9) numaralı $SEER_{on}$ hesaplama formülü kullanılarak $SEER_{on}$ değeri R-452B soğutucu akışkanlı sistemde 4,40 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 3. 23 R-452B - SEER_{on} Hesaplama Tablosu

	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Yıllık Çalışma Süresi [h]	Zorunlu Test Noktaları	Soğutma Yüğü [kW]	EER _{PL}	Yıllık Soğutma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Enerji Tüketimi [kWh]
1	17	205		3,77	5,50	772	140
2	18	227		7,53	5,50	1710	311
3	19	225		11,3	5,50	2542	462
4	20	225	D	15,06	5,50	3389	616
5	21	216		18,83	5,29	4067	769
6	22	215		22,59	5,07	4857	958
7	23	218		26,36	4,86	5746	1183
8	24	197		30,12	4,64	5934	1278
9	25	178	C	33,89	4,43	6032	1363
10	26	158		37,65	4,32	5949	1379
11	27	137		41,42	4,2	5675	1350
12	28	109		45,19	4,09	4925	1204
13	29	88		48,95	3,98	4308	1082
14	30	63	B	52,72	3,87	3321	858
15	31	39		56,48	3,75	2203	587
16	32	31		60,25	3,64	1868	514
17	33	24		64,01	3,52	1536	436
18	34	17		67,78	3,4	1152	338
19	35	13	A	71,54	3,29	930	283
20	36	9		75,31	3,29	678	206
21	37	4		79,07	3,29	316	96
22	38	3		82,84	3,29	249	76
23	39	1		86,61	3,29	87	26
24	40	0		90,37	3,29	0	0
				SEER_{on}	4,40	68245	15515

R-452B soğutucu akışkanlı sistemin ek güç tüketim miktarı hesaplaması Tablo 3.24'te verilmiştir. Yıllık operasyon saatleri Tablo 2.11'den alınarak termostat kapalı konumdayken, bekleme modundayken ve karter ısıtıcı çalışırkenki enerji tüketim miktarları ile çarpılmış ve yıllık tüketim miktarları kWh cinsinden hesaplanmıştır.

Tablo 3. 24 R-452B - Ek Güç Tüketimleri Tablosu

	Güç [kW]	Yıllık Saat [h]	Yıllık Tüketim [kWh]
P _{to}	0,34	659	226,70
P _{sb}	0,17	1377	234,09
P _{ck}	0,20	2036	407,20
P _{off}	-	0	0

Daha sonra SEER değeri hesaplamak için bilinmesi gereken bir başka değer olan yıllık soğutma ihtiyacı miktarı, Q_c , Tablo 2.11’de verilen yıllık soğutma saati olan H_{ce} değeri ile R-452B soğutucu akışkanlı çatı tipi klimanın dizayn kapasitesi, $P_{dizaync}$, (2.8) numaralı formülde yerlerine konularak hesaplanmıştır.

$$P_{dizaync} = 71,54 \text{ kW}$$

$$H_{ce} = 600 \text{ saat}$$

$$Q_c = 42926 \text{ kWh}$$

$$SEER_{R452B} = 4,04$$

Bulunan Q_c , $SEER_{on}$ ve yıllık ek enerji tüketim değerleri (2.7) numaralı SEER hesaplama fomülünde yerlerine konularak, R-452B soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sisteminin simülasyonlarından elde edilen verilerle EN 14825 standardına göre sezonsal soğutma verimlilik değeri hesaplandığında SEER değeri 4,04 olarak bulunur.

3.2.3 R-454B Soğutucu Akışkanlı Sistemin SEER Değerinin Hesaplanması

Optimum şarj miktarı 23,011 kg olarak belirlenen R-454B soğutucu akışkanlı çatı tipi klima cihazının modeli A, B, C ve D hava şartlarında simüle edilerek elde edilen sonuçlar Tablo 3.25’de gösterilmiştir.

B ve C noktalarında Bölüm 3.2.1’de detaylı olarak belirtildiği şekilde interpolasyon ile cihaz kapasitesi talep edilen kapasiteye eşitlenerek EER_{PL} değerinde cihazın açılıp kapanmasına bağlı olarak düşme yaşanmasının önüne geçilmiştir.

Tablo 3. 25 R-454B - SEER Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Aktif Kompresör Sayısı	Dış Ünite Fan Debisi [m3/s]	İç Ünite Fan Debisi [m3/s]	Kapasite [kW]	Güç Tüketimi [kW]	Belirtilen Kapasite EER_{DC}
A	35	2+2	10,92	3,36	71,54	21,75	3,29
B	30	2+1	10,92	2,91	58,27	15,25	3,82
		1+1	10,93	2,39	42,39	10,58	4,01
C	25	1+1	10,93	2,39	44,38	9,89	4,49
		1	10,93	1,68	21,11	4,93	4,28
D	20	1	5,28	1,68	21,59	3,63	5,95

Tablo 3.26’de ise bu kısmi yük değerleri ve interpolasyon ile elde edilen kapasite ve güç değerleri ile beraber CR değerleri hesaplanmış ve D noktasında EER_{PL} değeri (2.10) numaralı formül kullanılarak elde edilmiştir. D noktasında bu düzeltme ile beraber EER değeri 5,95’ten 5,5’e düşmüştür.

Tablo 3. 26 R-454B - Kısmi Yükte EER Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Kısmi Yük Oranı [%]	Talep Edilen Kapasite Miktarı [kW]	İnterpole Kapasite [kW]	İnterpole Güç Tüketimi [kW]	Cd	CR	Kısmi Yükteki EER_{PL}
A	35	100	71,54	71,54	21,75	0,25	1	3,29
B	30	74	52,72	52,72	13,62	0,25	1	3,87
C	25	47	33,89	33,89	7,65	0,25	1	4,43
D	20	21	15,06	21,59	3,63	0,25	0,7	5,50

Tablo 3.27’de yine 3.2.1 numaralı bölümde detayları verildiği şekilde ekstrapolasyon ve interpolasyon yöntemleri ile tüm çalışma sıcaklıklarına karşılık gelen kapasite ve EER_{PL} değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen kapasite değerleri sıcaklık değerlerine bağlı yıllık operasyon saatleri ile çarpılarak yıllık soğutma ihtiyaçları belirlenmiş ve daha sonrasında EER_{PL} değerlerine bölünerek yıllık enerji tüketim miktarları bulunmuştur.

Yıllık sıcaklık frekanslarına göre çalışma saatleri dikkate alınarak cihaz açık konumdayken soğutma sezonsal verimlilik değeri (2.9) numaralı SEER_{on} hesaplama formülü kullanılarak SEER_{on} değeri R-454B soğutucu akışkanlı sistemde 4,40 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 3. 27 R-454B - SEER_{on} Hesaplama Tablosu

	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Yıllık Çalışma Süresi [h]	Zorunlu Test Noktaları	Soğutma Yüğü [kW]	EER _{PL}	Yıllık Soğutma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Enerji Tüketimi [kWh]
1	17	205		3,77	5,50	772	140
2	18	227		7,53	5,50	1710	311
3	19	225		11,3	5,50	2542	462
4	20	225	D	15,06	5,50	3389	616
5	21	216		18,83	5,28	4067	769
6	22	215		22,59	5,07	4857	958
7	23	218		26,36	4,86	5746	1183
8	24	197		30,12	4,64	5934	1278
9	25	178	C	33,89	4,43	6032	1363
10	26	158		37,65	4,32	5949	1378
11	27	137		41,42	4,21	5675	1349
12	28	109		45,19	4,09	4925	1203
13	29	88		48,95	3,98	4308	1082
14	30	63	B	52,72	3,87	3321	858
15	31	39		56,48	3,76	2203	587
16	32	31		60,25	3,64	1868	513
17	33	24		64,01	3,52	1536	436
18	34	17		67,78	3,41	1152	338
19	35	13	A	71,54	3,29	930	283
20	36	9		75,31	3,29	678	206
21	37	4		79,07	3,29	316	96
22	38	3		82,84	3,29	249	76
23	39	1		86,61	3,29	87	26
24	40	0		90,37	3,29	0	0
					4,40	68245	15513

R-454B soğutucu akışkanlı sistemin ek güç tüketim miktarı hesaplaması Tablo 3.28’de verilmiştir. Yıllık operasyon saatleri Tablo 2.11’den alınarak termostat kapalı konumdayken, bekleme modundayken ve karter ısıtıcı çalışırkenki enerji tüketim miktarları ile çarpılmış ve yıllık tüketim miktarları kWh cinsinden hesaplanmıştır.

Tablo 3. 28 R-454B - Ek Güç Tüketimleri Tablosu

	Güç [kW]	Yıllık Saat [h]	Yıllık Tüketim [kWh]
P _{to}	0,34	659	226,70
P _{sb}	0,17	1377	234,09
P _{ck}	0,20	2036	407,20
P _{off}	-	0	0

Daha sonra SEER değeri hesaplamak için bilinmesi gereken bir başka değer olan yıllık soğutma ihtiyacı miktarı, Q_c, Tablo 2.11’den bulunan yıllık soğutma saati olan H_{ce} değeri ile R-454B soğutucu akışkanlı çatı tipi klimanın dizayn kapasitesi, P_{dizaync}, (2.8) numaralı formülde yerlerine konularak hesaplanmıştır.

$$P_{dizaync} = 71,54 \text{ kW}$$

$$H_{ce} = 600 \text{ saat}$$

$$Q_c = 42926 \text{ kWh}$$

$$SEER_{R454B} = 4,039$$

Bulunan Q_c, SEER_{on} ve yıllık ek enerji tüketim değerleri (2.7) numaralı SEER hesaplama fomülünde yerlerine konularak, R-454B soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sisteminin simülasyonlarından elde edilen verilerle EN 14825 standardına göre sezonsal soğutma verimlilik değeri hesaplandığında SEER değeri 4,039 olarak bulunmuştur. Ek güç tüketim değerleri de aynı olduğu için SEER_{on} ve SEER değerleri karşılaştırıldığında R452B ve R454 B soğutucu akışkanlı sistemlerin neredeyse aynı olduğu gözlemlenmiştir.

3.2.4 R-32 Soğutucu Akışkanlı Sistemin SEER Değerinin Hesaplanması

Optimum şarj miktarı 21,58 kg olarak belirlenen R-32 soğutucu akışkanlı çatı tipi klima cihazının simülasyonları A, B, C ve D hava şartlarında gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar Tablo 3.29’de gösterilmiştir.

B ve C noktalarında 3.2.1 numaralı bölümde detaylı olarak belirtildiği üzere interpolasyon ile cihaz kapasitesi talep edilen kapasiteye eşitlenerek EER_{PL} değerinde cihazın açılıp kapanmasına bağlı olarak düşme yaşanmasının önüne geçilmiştir.

Tablo 3. 29 R-32 - SEER Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Aktif Kompresör Sayısı	Dış Ünite Fan Debisi [m3/s]	İç Ünite Fan Debisi [m3/s]	Kapasite [kW]	Güç Tüketimi [kW]	Belirtilen Kapasite EER _{DC}
A	35	2+2	10,92	3,35	79,13	23,22	3,41
B	30	2+1	10,92	2,91	64,03	16,15	3,97
		1+1	10,93	2,38	46,7	11,09	4,21
C	25	1+1	10,93	2,38	48,62	10,33	4,7
		1	10,93	1,67	23	5,15	4,47
D	20	1	5,28	1,67	23,41	3,87	6,05

Tablo 3.30’da ise bu kısmi yük değerleri ve interpolasyon ile elde edilen kapasite ve güç değerleri ile beraber CR değerleri hesaplanmış ve D noktasında EER_{PL} değeri (2.10) numaralı formül kullanılarak elde edilmiştir. D noktasında bu düzeltme ile beraber EER değeri 6,05’ten 5,61’e düşmüştür.

Tablo 3. 30 R-32 - Kısmi Yükte EER Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Kısmi Yük Oranı [%]	Talep Edilen Kapasite Miktarı [kW]	İnterpole Kapasite [kW]	İnterpole Güç Tüketimi [kW]	Cd	CR	Kısmi Yükteki EER (EER _{PL})
A	35	100	79,13	79,13	23,22	0,25	1	3,41
B	30	74	58,31	58,31	14,48	0,25	1	4,03
C	25	47	37,48	37,48	8,08	0,25	1	4,64
D	20	21	16,66	23,41	3,87	0,25	0,71	5,61

Tablo 3.31’de 3.2.1 numaralı bölümde detayları verildiği şekilde ekstrapolasyon ve interpolasyon yöntemleri ile tüm çalışma sıcaklıklarına karşılık gelen kapasite ve EER_{PL} değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen kapasite değerleri sıcaklık değerlerine bağlı yıllık operasyon saatleri ile çarpılarak yıllık soğutma ihtiyaçları belirlenmiş ve daha sonrasında EER_{PL} değerlerine bölünerek yıllık enerji tüketim miktarları bulunmuştur.

Yıllık sıcaklık frekanslarına göre çalışma saatleri dikkate alınarak cihaz açık konumdayken soğutma sezonsal verimlilik değeri (2.9) numaralı SEER_{on} hesaplama formülü kullanılarak SEER_{on} değeri R-32 soğutucu akışkanlı sistemde 4,57 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 3. 31 R-32 - SEER_{on} Hesaplama Tablosu

	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Yıllık Çalışma Süresi [h]	Zorunlu Test Noktaları	Soğutma Yüğü [kW]	EER _{PL}	Yıllık Soğutma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Enerji Tüketimi [kWh]
1	17	205		4,16	5,61	854	152
2	18	227		8,33	5,61	1891	337
3	19	225		12,49	5,61	2811	501
4	20	225	D	16,66	5,61	3748	668
5	21	216		20,82	5,42	4498	830
6	22	215		24,99	5,22	5373	1029
7	23	218		29,15	5,03	6356	1264
8	24	197		33,32	4,83	6564	1358
9	25	178	C	37,48	4,64	6672	1438
10	26	158		41,65	4,52	6581	1457
11	27	137		45,81	4,39	6277	1428
12	28	109		49,98	4,27	5448	1275
13	29	88		54,14	4,15	4765	1148
14	30	63	B	58,31	4,03	3673	912
15	31	39		62,47	3,9	2436	624
16	32	31		66,64	3,78	2066	547
17	33	24		70,8	3,66	1699	465
18	34	17		74,97	3,53	1274	361
19	35	13	A	79,13	3,41	1029	302
20	36	9		83,3	3,41	750	220
21	37	4		87,46	3,41	350	103
22	38	3		91,63	3,41	275	81
23	39	1		95,79	3,41	96	28
24	40	0		99,96	3,41	0	0
				SEER_{on}	4,57	75486	16528

R-32 soğutucu akışkanlı sistemin ek güç tüketim miktarı hesaplaması Tablo 3.32’de verilmiştir. Yıllık operasyon saatleri Tablo 2.11’den alınarak termostat kapalı konumdayken, bekleme modundayken ve karter ısıtıcı çalışırkenki enerji tüketim miktarları ile çarpılmış ve yıllık tüketim miktarları kWh cinsinden hesaplanmıştır.

Tablo 3. 32 R-32 - Ek Güç Tüketimleri Tablosu

	Güç [kW]	Yıllık Saat [h]	Yıllık Tüketim [kWh]
P_{to}	0,34	659	225,38
P_{sb}	0,17	1377	234,09
P_{ck}	0,20	2036	407,20
P_{off}	-	0	0

Daha sonra SEER değeri hesaplamak için bilinmesi gereken bir başka değer olan yıllık soğutma ihtiyacı miktarı, Q_c , Tablo 2.11’den bulunan yıllık soğutma saati olan H_{ce} değeri ile R-32 soğutucu akışkanlı çatı tipi klimanın dizayn kapasitesi, $P_{dizayn,c}$, (2.8) numaralı formülde yerlerine konularak hesaplanmıştır.

$$P_{dizayn,c} = 79,13 \text{ kW}$$

$$H_{ce} = 600 \text{ saat}$$

$$Q_c = 47480 \text{ kWh}$$

$$SEER_{R32} = 4,216$$

Hesaplanan Q_c , $SEER_{on}$ ve yıllık ek enerji tüketim değerleri (2.7) numaralı SEER hesaplama fomülünde yerlerine konularak, R-32 soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sisteminin simülasyonlarından elde edilen verilerle EN 14825 standardına göre sezonsal soğutma verimlilik değeri hesaplandığında SEER değeri 4,216 olarak bulunmuştur. Bu değer diğer alternatif soğutucu akışkanlı ve R-410A’lı modellerden elde edilen SEER değerlerinden daha büyüktür.

3.3 R-410A ve Alternatiflerinin SCOP Değerlerinin Hesaplanması

3.3.1 R-410A Soğutucu Akışkanlı Sistemin SCOP Değerinin Hesaplanması

Optimum şarj miktarı 26,612 kg olarak belirlenen R-410A soğutucu akışkanlı çatı tipi klima modelinin ısıtma simülasyonu sonuç değerleri Tablo 3.33'te gösterilmiştir. Ortalama iklim bölgesi için verilen ısıtma sezonu zorunlu test sıcaklıkları tablosu Tablo 2.6 dikkate alınarak modeller sırası ile -10 °C, -7 °C, 2 °C, 7 °C ve 12 °C sıcaklıklarda simüle edilmiştir. Ayrıca $T_{bivalent}$ sıcaklığı -4 °C olarak kabul edilip bu sıcaklık değerinde de simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Soğutma sezonunda da olduğu gibi interpolasyon yapılabilme ihtimali olan test noktalarında farklı kompresör sayıları ile simülasyonlar gerçekleştirilerek bulunan değerler Tablo 3.3'te gösterilmiştir.

Tablo 3. 33 R-410A - SCOP Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Aktif Kompresör Sayısı	Dış Ünite Fan Debisi [m ³ /s]	İç Ünite Fan Debisi [m ³ /s]	Kapasite [kW]	Güç Tüketimi [kW]	Belirtilen Kapasite COP _{DC}
TOL= $T_{dizaynh}$	-10	2+2	10,98	3,57	51,10	20,65	2,47
A	-7	2+2	10,85	3,59	55,54	21,12	2,63
$T_{bivalent}$	-4	2+2	10,75	3,60	60,44	21,57	2,80
		2+1	10,75	3,60	45,33	16,17	2,80
B	2	2+1	10,76	3,35	54,40	17,09	3,18
		1+1	10,81	2,99	37,46	11,50	3,26
C	7	1+1	5,16	3,00	41,71	8,87	4,70
		1	5,16	2,54	20,70	4,83	4,29
D	12	1	5,15	2,56	23,81	4,99	4,77

Dizayn kapasitesi Tablo 2.9'da gösterildiği gibi -10 °C sıcaklıkta elde edilen kapasite olarak kabul edilmiş ve diğer sıcaklıklardaki kısmi yük oranları bu sıcaklık değeri referans alınarak hesaplanmıştır. Bu kısmi yük oranlarına karşılık gelen kapasite miktarları Tablo 3.34'te gösterilmekle birlikte interpolasyonla elde edilmiş kapasite ve güç verileri de hesaplanmıştır. Ayrıca CR oranlarına bağlı olarak COP_{PL} değerleri de (2.15) numaralı formül kullanılarak hesaplanmış ve yine Tablo 3.34'te gösterilmiştir.

Tablo 3. 34 R-410A - Kısmi Yükte COP Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Kısmi Yük Oranı [%]	Talep Edilen Kapasite Miktarı [kW]	İnterpole Kapasite [kW]	İnterpole Güç Tüketimi [kW]	Cd	CR	COP _{PL}
TOL=T _{dizayn}	-10	100	78,49	51,10	20,65	0,25	1,54	2,47
A	-7	88	69,44	55,54	21,12	0,25	1,25	2,63
T _{bivalent}	-4	77	60,38	60,38	21,54	0,25	1,00	2,80
B	2	54	42,27	42,27	13,09	0,25	1,00	3,23
C	7	35	27,17	27,17	6,07	0,25	1,00	4,47
D	12	15	12,08	23,81	4,99	0,25	0,51	4,18

Isıtma modunda cihazın açık konumda ek elektrikli ısıtıcının performansına etkisinin dikkate alındığı SCOP_{on} değeri ve ek elektrikli ısıtıcının cihaz performansına etkisinin dikkate alınmadığı SCOP_{net} değerlerinin hesaplanması iki tablo halinde gösterilmiştir. Tablo 3.35'te kısmi yük oranlarına bağlı ısı yükü ihtiyacı, interpolasyon ve ekstrapolasyonlarla cihazların bu gerekli ısı yükünü karşılayan kapasite miktarları ve COP değerleri gösterilmiştir.

Tablo 3. 35 R-410A – SCOP_{on} ve SCOP_{net} Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	j	Dış Ortam Sıcaklığı T _j [°C]	Operasyon Saati h _j [h]	Kısmi Yük Oranı [%]	Isı Yükü İhtiyacı Ph(t _j) [kW]	Cihaz Kapasitesi [kW]	COP(T _j)
TOL	21	-10	1	100,00	78,49	51,10	2,47
	22	-9	25	96,15	75,47	52,58	2,53
	23	-8	23	92,31	72,46	54,06	2,58
A	24	-7	24	88,46	69,44	55,54	2,63
	25	-6	27	84,62	66,42	57,15	2,69
	26	-5	68	80,77	63,40	58,77	2,74
T_{biv}	27	-4	91	76,92	60,38	60,38	2,80
	28	-3	89	73,08	57,36	57,36	2,87
	29	-2	165	69,23	54,34	54,34	2,94
	30	-1	173	65,38	51,32	51,32	3,02
	31	0	240	61,54	48,30	48,30	3,09
	32	1	280	57,69	45,28	45,28	3,16
B	33	2	320	53,85	42,27	42,27	3,23
	34	3	357	50,00	39,25	39,25	3,48
	35	4	356	46,15	36,23	36,23	3,73
	36	5	303	42,31	33,21	33,21	3,98
	37	6	330	38,46	30,19	30,19	4,22
C	38	7	326	34,62	27,17	27,17	4,47
	39	8	348	30,77	24,15	26,50	4,42
	40	9	335	26,92	21,13	25,83	4,36
	41	10	315	23,08	18,11	25,15	4,30
	42	11	215	19,23	15,09	24,48	4,24
D	43	12	169	15,38	12,08	23,81	4,18
	44	13	151	11,54	9,06	23,14	4,12
	45	14	105	7,69	6,04	22,46	4,07
	46	15	74	3,85	3,02	21,79	4,01
			4910				

Tablo 3.36’da ise cihaz kapasitesinin karşılayamadığı ısı yükünün elektrikli ısıtıcı ile karşılanan miktarları hesaplanmıştır. Daha sonra cihaz ve elektrikli ısıtıcı kapasiteleri sıcaklığa bağlı yıllık kullanım saatleri ile çarpılarak yıllık ısıtma ihtiyacına olan katkıları hesaplanmıştır. Güç tüketimleri de elektrikli ısıtıcı ve elektrikli ısıtıcısız olarak hesaplandıktan sonra (2.13) numaralı formül kullanılarak $SCOP_{on}$ ve (2.14) numaralı formül kullanılarak da $SCOP_{net}$ değerleri hesaplanmıştır.

$T_{bivalent}$ sıcaklığının önemi de bu noktada açık bir şekilde görülmektedir. $T_{bivalent}$ değeri belirlenirken $SCOP_{on}$ değerinin $SCOP_{net}$ değerine en yakın olacağı sıcaklık değeri seçilmelidir.

Ayrıca bu hesaplamalar doğrultusunda sadece 7 °C sıcaklıktaki tam yükte elde edilen verimlilik değerinin, genel yıllık ısıtma ihtiyacı ve bu sıcaklıktaki yıllık ısıtma ihtiyacına bakıldığında önemini yitirdiği görülmektedir.

Tablo 3. 36 R-410A – $SCOP_{on}$ ve $SCOP_{net}$ Hesaplama Tablosu-Devamı

Zorunlu Test Noktaları	Ek Elektrikli Isıtıcı [kW]	Yıllık Isıtma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Elektrikli Isıtıcı Güç Tüketimi [kWh]	Cihaz Tarafından Karşılanan Yıllık Isıtma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Elektrikli Isıtıcısız Güç Tüketimi [kWh]
TOL	27,40	78	48	51	21
	22,90	1887	1093	1314	520
	18,40	1666	905	1243	482
A	13,90	1666	840	1333	507
	9,26	1793	824	1543	574
	4,63	4311	1771	3996	1456
Tbiv	0,00	5495	1961	5495	1961
	0,00	5105	1776	5105	1776
	0,00	8966	3045	8966	3045
	0,00	8879	2944	8879	2944
	0,00	11593	3755	11593	3755
	0,00	12680	4014	12680	4014
B	0,00	13525	4188	13525	4188
	0,00	14011	4028	14011	4028
	0,00	12897	3460	12897	3460
	0,00	10062	2531	10062	2531
	0,00	9963	2358	9963	2358
C	0,00	8858	1980	8858	1980
	0,00	8405	1904	8405	1904
	0,00	7080	1625	7080	1625
	0,00	5706	1327	5706	1327
	0,00	3245	765	3245	765
D	0,00	2041	488	2041	488
	0,00	1368	332	1368	332
	0,00	634	156	634	156
	0,00	223	56	223	56
		162137	48174	160216	46252
	$SCOP_{on}$	3,366		$SCOP_{net}$	3,464

Tablo 2.11’de verilen ortalama iklim bölgesi için ısıtma sezonunda termostat kapalı konumdaki, bekleme modundaki, karter ısıtıcı çalışırkenki toplam yıllık operasyon saatleri ve bu modlardaki güç tüketim değerleri çarpılarak yıllık ek güç tüketim miktarları kWh cinsinden hesaplanarak Tablo 3.37’de gösterilmiştir.

Tablo 3. 37 R-410A – SCOP Ek Güç Tüketimleri Tablosu

	Güç [W]	Yıllık Saat [h]	Yıllık Tüketim [kWh]
P_{to}	0,72	179	129,60
P_{sb}	0,17	0	0
P_{ck}	0,32	179	57,28
P_{off}	-	0	0

Cihaz dizayn kapasitesi daha önce 78,49 kW olarak belirtilen yük, Tablo 2.11’de ortalama iklim bölgesi ısıtma sezonu için yıllık çalışma saati değeri ile birlikte (2.12) numaralı formülde yerlerine konularak yıllık ısıtma yükü 109891 kWh olarak hesaplanmıştır.

$$P_{dizayn,h} = 78,49 \text{ kW}$$

$$H_{he} = 1400 \text{ saat}$$

$$Q_h = 109891 \text{ kWh}$$

$$SCOP_{R410A} = 3,347$$

Yukarıda bulunan Q_h , $SCOP_{on}$ ve yıllık ek enerji tüketim değerleri (2.11) numaralı SCOP hesaplama fomülünde yerlerine konularak, R-410A soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sisteminin simülasyonlarından elde edilen verilerle EN 14825 standardına göre sezonsal ısıtma verimlilik değeri hesaplandığında SCOP değeri 3,347 olarak bulunmuştur.

3.3.2 R-452B Soğutucu Akışkanlı Sistemin SCOP Değerinin Hesaplanması

Optimum şarj miktarı 23,012 kg olarak belirlenen R-452B soğutucu akışkanlı çatı tipi klima modelimizin ısıtma simülasyonu sonuç değerleri Tablo 3.38’te gösterilmiştir. Ortalama iklim bölgesi için verilen ısıtma sezonu zorunlu test sıcaklıkları tablosu Tablo 2.6 dikkate alınarak modeller sırası ile -10 °C, -7 °C, 2 °C, 7 °C ve 12 °C sıcaklıklarda simüle edilmiştir. $T_{bivalent}$ sıcaklığı -4 °C olarak kabul edilip bu sıcaklık değerinde de simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Soğutma sezonunda da olduğu gibi interpolasyon yapılabilme ihtimali olan test noktalarında farklı kompresör sayıları ile simülasyonlar gerçekleştirilerek bulunan değerler Tablo 3.38’de gösterilmiştir.

Tablo 3. 38 R-452B - SCOP Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Aktif Kompresör Sayısı	Dış Ünite Fan Debisi [m3/s]	İç Ünite Fan Debisi [m3/s]	Kapasite [kW]	Güç Tüketimi [kW]	Belirtilen Kapasite COP _{DC}
TOL= T_{dizayn}	-10	2+2	10,98	3,57	49,11	19,47	2,52
A	-7	2+2	10,87	3,58	52,94	19,88	2,66
$T_{bivalent}$	-4	2+2	10,71	3,59	57,72	20,30	2,84
		2+1	10,71	3,59	43,29	15,22	2,84
B	2	2+1	10,77	3,34	51,90	16,12	3,22
		1+1	10,83	2,98	35,79	10,98	3,26
C	7	1+1	5,18	2,99	39,46	8,39	4,70
		1	5,17	2,54	19,62	4,56	4,30
D	12	1	5,18	2,55	22,48	4,72	4,77

Dizayn kapasitesi Tablo 2.9’da gösterildiği gibi -10 °C sıcaklıkta elde edilen kapasite olarak kabul edilmiş ve diğer sıcaklıklardaki kısmi yük oranları bu sıcaklık değeri referans alınarak hesaplanmıştır. Bu kısmi yük oranlarına karşılık gelen kapasite miktarları Tablo 3.39’da gösterilmekle birlikte interpolasyonla elde edilmiş kapasite ve güç verileri de hesaplanmıştır. Ayrıca CR oranlarına bağlı olarak COP_{PL} değerleri de (2.15) numaralı formül kullanılarak hesaplanmış ve yine Tablo 3.39’da gösterilmiştir.

Tablo 3. 39 R-452B Kısmi Yükte COP Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Kısmi Yük Oranı [%]	Talep Edilen Kapasite Miktarı [kW]	İnterpole Kapasite [kW]	İnterpole Güç Tüketimi [kW]	Cd	CR	COP _{Pr.}
TOL=T _{dizayn}	-10	100	74,97	49,11	19,47	0,25	1,53	2,52
A	-7	88	66,32	52,94	19,88	0,25	1,25	2,66
T _{bivalent}	-4	77	57,67	57,67	20,28	0,25	1,00	2,84
B	2	54	40,37	40,37	12,44	0,25	1,00	3,24
C	7	35	25,95	25,95	5,78	0,25	1,00	4,49
D	12	15	11,53	22,48	4,72	0,25	0,51	4,19

Isıtma modunda cihazın açık konumda ek elektrikli ısıtıcının performansa etkisinin dikkate alınarak hesaplandığı SCOP_{on} değeri ve ek elektrikli ısıtıcının cihaz performansına etkisinin dikkate alınmadığı SCOP_{net} değerinin hesaplanması iki tablo halinde incelenmiştir. Tablo 3.40’da kısmi yük oranlarına bağlı ısı yükü ihtiyacı, interpolasyon ve ekstrapolasyonlarla cihazların bu gerekli ısı yükünü karşılayan kapasite miktarları ve COP değerleri gösterilmiştir.

Tablo 3. 40 R-452B – SCOP_{on} ve SCOP_{net} Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	j	Dış Ortam Sıcaklığı T _j [°C]	Operasyon Saati h _j [h]	Kısmi Yük Oranı [%]	Isı Yükü İhtiyacı Ph(t _j) [kW]	Cihaz Kapasitesi [kW]	COP(T _j)
TOL	21	-10	1	100,00	74,97	49,11	2,52
	22	-9	25	96,15	72,08	50,39	2,57
	23	-8	23	92,31	69,20	51,66	2,62
A	24	-7	24	88,46	66,32	52,94	2,66
	25	-6	27	84,62	63,43	54,51	2,72
	26	-5	68	80,77	60,55	56,09	2,78
T_{biv}	27	-4	91	76,92	57,67	57,67	2,84
	28	-3	89	73,08	54,78	54,78	2,91
	29	-2	165	69,23	51,90	51,90	2,98
	30	-1	173	65,38	49,02	49,02	3,04
	31	0	240	61,54	46,13	46,13	3,11
	32	1	280	57,69	43,25	43,25	3,18
	B	33	2	320	53,85	40,37	40,37
	34	3	357	50,00	37,48	37,48	3,49
	35	4	356	46,15	34,60	34,60	3,74
	36	5	303	42,31	31,72	31,72	3,99
	37	6	330	38,46	28,83	28,83	4,24
C	38	7	326	34,62	25,95	25,95	4,49
	39	8	348	30,77	23,07	25,26	4,43
	40	9	335	26,92	20,18	24,56	4,37
	41	10	315	23,08	17,30	23,87	4,31
	42	11	215	19,23	14,42	23,18	4,25
D	43	12	169	15,38	11,53	22,48	4,19
	44	13	151	11,54	8,65	21,79	4,12
	45	14	105	7,69	5,77	21,10	4,06
	46	15	74	3,85	2,88	20,40	4,00

Tablo 3.41’de ise cihaz kapasitesinin karşılayamadığı ısı yükünün elektrikli ısıtıcı ile karşılanan miktarları hesaplanmıştır. Daha sonra cihaz ve elektrikli ısıtıcı kapasiteleri sıcaklığa bağlı yıllık kullanım saatleri ile çarpılarak yıllık ısıtma ihtiyacına olan katkıları hesaplanmıştır. Güç tüketimleri de elektrikli ısıtıcılı ve elektrikli ısıtıcısız olarak hesaplandıktan sonra (2.13) numaralı formül kullanılarak $SCOP_{on}$ ve (2.14) numaralı formül kullanılarak da $SCOP_{net}$ değerleri hesaplanmıştır.

Tablo 3. 41 R-452B – $SCOP_{on}$ ve $SCOP_{net}$ Hesaplama Tablosu-Devamı

Zorunlu Test Noktaları	Ek Elektrikli Isıtıcı [kW]	Yıllık Isıtma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Elektrikli Isıtıcı Güç Tüketimi [kWh]	Cihaz Tarafından Karşılanan Yıllık Isıtma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Elektrikli Isıtıcısız Güç Tüketimi [kWh]
TOL	25,85	75	45	49	19
	21,70	1802	1033	1260	490
	17,54	1592	858	1188	454
A	13,38	1592	798	1270	477
	8,92	1713	781	1472	540
	4,46	4117	1674	3814	1370
Tbiv	0,00	5248	1845	5248	1845
	0,00	4876	1675	4876	1675
	0,00	8563	2876	8563	2876
	0,00	8480	2786	8480	2786
	0,00	11072	3559	11072	3559
	0,00	12110	3811	12110	3811
B	0,00	12917	3981	12917	3981
	0,00	13381	3831	13381	3831
	0,00	12318	3292	12318	3292
	0,00	9610	2408	9610	2408
	0,00	9515	2245	9515	2245
C	0,00	8460	1885	8460	1885
	0,00	8027	1813	8027	1813
	0,00	6761	1548	6761	1548
	0,00	5449	1265	5449	1265
	0,00	3100	730	3100	730
D	0,00	1949	466	1949	466
	0,00	1306	317	1306	317
	0,00	605	149	605	149
	0,00	213	53	213	53
		154851	45724	153014	43887
	$SCOP_{on}$	3,387		$SCOP_{net}$	3,487

Tablo 2.11’de verilen ortalama iklim bölgesi için ısıtma sezonunda termostat kapalı konumdaki, bekleme modundaki, karter ısıtıcı çalışırkenki toplam yıllık operasyon saatleri ve güç tüketim değerleri çarpılarak yıllık ek güç tüketim miktarları kWh cinsinden hesaplanarak Tablo 3.42’de gösterilmiştir.

Tablo 3. 42 R-452B – SCOP Ek Güç Tüketimleri Tablosu

	Güç [W]	Yıllık Saat [h]	Yıllık Tüketim [kWh]
P _{to}	0,72	179	129,60
P _{sb}	0,17	0	0
P _{ck}	0,32	179	57,28
P _{off}	-	0	0

Cihaz dizayn kapasitesi daha önce 74,97 kW olarak belirtilen yük Tablo 2.11’de ortalama iklim bölgesi ısıtma sezonu için yıllık çalışma saati değeri ile birlikte (2.12) numaralı formülde yerlerine konularak yıllık ısıtma yükü 104953 kWh olarak hesaplanmıştır.

$$P_{dizayn,h} = 74,97 \text{ kW}$$

$$H_{he} = 1400 \text{ saat}$$

$$Q_h = 104953 \text{ kWh}$$

$$SCOP_{R452B} = 3,366$$

Bulunan Q_h , $SCOP_{on}$ ve yıllık ek enerji tüketim değerleri (2.11) numaralı SCOP hesaplama fomülünde yerlerine konularak, R-452B soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sisteminin simülasyonlarından elde edilen verilerle EN 14825 standardına göre sezonsal ısıtma verimlilik değeri hesaplandığında SCOP değeri 3,366 olarak bulunmuştur.

3.3.3 R-454B Soğutucu Akışkanlı Sistemin SCOP Değerinin Hesaplanması

Optimum şarj miktarı 23,012 kg olarak belirlenen R-454B soğutucu akışkanlı çatı tipi klima modelinin ısıtma simülasyonu sonuç değerleri Tablo 3.43'te gösterilmiştir. Ortalama iklim bölgesi için verilen ısıtma sezonu zorunlu test sıcaklıkları tablosu Tablo 2.6 dikkate alınarak modeller sırası ile -10 °C, -7 °C, 2 °C, 7 °C ve 12 °C sıcaklıklarda simüle edilmiştir. $T_{bivalent}$ sıcaklığı -4 °C olarak kabul edilip bu sıcaklık değerinde de simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Soğutma sezonunda da olduğu gibi interpolasyon yapılabilme ihtimali olan test noktalarında farklı kompresör sayıları ile simülasyonlar gerçekleştirilerek bulunan değerler Tablo 3.43'te gösterilmiştir.

Tablo 3. 43 R-454B - SCOP Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Aktif Kompresör Sayısı	Dış Ünite Fan Debisi [m ³ /s]	İç Ünite Fan Debisi [m ³ /s]	Kapasite [kW]	Güç Tüketimi [kW]	Belirtilen Kapasite COP _{DC}
TOL= $T_{dizaynh}$	-10	2+2	10,98	3,57	47,85	19,46	2,46
A	-7	2+2	10,87	3,58	51,69	19,88	2,60
$T_{bivalent}$	-4	2+2	10,71	3,59	56,48	20,29	2,78
		2+1	10,71	3,59	43,29	15,22	2,84
B	2	2+1	10,77	3,34	51,91	16,12	3,22
		1+1	10,82	2,98	35,04	10,98	3,19
C	7	1+1	5,18	2,99	38,71	8,39	4,61
		1	5,17	2,54	19,62	4,56	4,30
D	12	1	5,18	2,55	22,02	4,72	4,67

Dizayn kapasitesi Tablo 2.9'da gösterildiği gibi -10 °C sıcaklıkta elde edilen kapasite olarak kabul edilmiş ve diğer sıcaklıklardaki kısmi yük oranları bu sıcaklık değeri referans alınarak hesaplanmıştır. Bu kısmi yük oranlarına karşılık gelen kapasite miktarları Tablo 3.44'de gösterilmekle birlikte interpolasyonla elde edilmiş kapasite ve güç verileri de hesaplanmıştır. Ayrıca CR oranlarına bağlı olarak COP_{PL} değerleri de (2.15) numaralı formül kullanılarak hesaplanmış ve yine Tablo 3.44'de gösterilmiştir.

Tablo 3. 44 R-454B - Kısmi Yükte COP Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam [°C]	Kısmi Yük Oranı [%]	Talep Edilen Kapasite Miktarı [kW]	İnterpole Kapasite [kW]	İnterpole Güç Tüketimi [kW]	Cd	CR	COP _{PL}
TOL=T _{dizaynh}	-10	100	73,35	47,85	19,46	0,25	1,53	2,46
A	-7	88	64,89	51,69	19,88	0,25	1,26	2,60
T _{bivalent}	-4	77	56,42	56,42	20,27	0,25	1,00	2,78
B	2	54	39,50	39,50	12,43	0,25	1,00	3,18
C	7	35	25,39	25,39	5,78	0,25	1,00	4,39
D	12	15	11,28	22,02	4,72	0,25	0,51	4,10

Isıtma modunda cihazın açık konumda ek elektrikli ısıtıcının performansa etkisinin dikkate alınarak hesaplandığı SCOP_{on} değeri ve ek elektrikli ısıtıcının cihaz performansına etkisinin dikkate alınmadığı SCOP_{net} değerleri hesaplanması iki tablo halinde incelenmiştir. Tablo 3.45'te kısmi yük oranlarına bağlı ısı yükü ihtiyacı, interpolasyon ve ekstrapolasyonlarla cihazların bu gerekli ısı yükünü karşılayan kapasite miktarları ve COP değerleri gösterilmiştir.

Tablo 3. 45 R-454B – SCOP_{on} ve SCOP_{net} Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	j	Dış Ortam Sıcaklığı T _j [°C]	Operasyon Saati h _j [h]	Kısmi Yük Oranı [%]	Isı Yükü İhtiyacı Ph(t _j) [kW]	Cihaz Kapasitesi [kW]	COP(T _j)
TOL	21	-10	1	100,00	73,35	47,85	2,46
	22	-9	25	96,15	70,53	49,13	2,51
	23	-8	23	92,31	67,71	50,41	2,55
A	24	-7	24	88,46	64,89	51,69	2,60
	25	-6	27	84,62	62,06	53,27	2,66
	26	-5	68	80,77	59,24	54,85	2,72
Tbiv	27	-4	91	76,92	56,42	56,42	2,78
	28	-3	89	73,08	53,60	53,60	2,85
	29	-2	165	69,23	50,78	50,78	2,91
	30	-1	173	65,38	47,96	47,96	2,98
	31	0	240	61,54	45,14	45,14	3,05
	32	1	280	57,69	42,32	42,32	3,11
B	33	2	320	53,85	39,50	39,50	3,18
	34	3	357	50,00	36,67	36,67	3,42
	35	4	356	46,15	33,85	33,85	3,66
	36	5	303	42,31	31,03	31,03	3,91
	37	6	330	38,46	28,21	28,21	4,15
C	38	7	326	34,62	25,39	25,39	4,39
	39	8	348	30,77	22,57	24,72	4,33
	40	9	335	26,92	19,75	24,04	4,27
	41	10	315	23,08	16,93	23,37	4,22
	42	11	215	19,23	14,11	22,70	4,16
D	43	12	169	15,38	11,28	22,02	4,10
	44	13	151	11,54	8,46	21,35	4,04
	45	14	105	7,69	5,64	20,68	3,98
	46	15	74	3,85	2,82	20,00	3,92
			4910				

Tablo 3.46’da ise cihaz kapasitesinin karşılayamadığı ısı yükünün elektrikli ısıtıcı ile karşılanan miktarları hesaplanmıştır. Daha sonra cihaz ve elektrikli ısıtıcı kapasiteleri sıcaklığa bağlı yıllık kullanım saatleri ile çarpılarak yıllık ısıtma ihtiyacına olan katkıları hesaplanmıştır. Güç tüketimleri de elektrikli ısıtıcılı ve elektrikli ısıtıcısız olarak hesaplandıktan sonra (2.13) numaralı formül kullanılarak $SCOP_{on}$ ve (2.14) numaralı formül kullanılarak da $SCOP_{net}$ değerleri hesaplanmıştır.

Tablo 3. 46 R-454B – $SCOP_{on}$ ve $SCOP_{net}$ Hesaplama Tablosu-Devamı

Zorunlu Test Noktaları	Ek Elektrikli Isıtıcı [kW]	Yıllık Isıtma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Elektrikli Isıtıcılı Güç Tüketimi [kWh]	Cihaz Tarafından Karşılanan Yıllık Isıtma İhtiyacı [kWh]	Yıllık Elektrikli Isıtıcısız Güç Tüketimi [kWh]
TOL	25,50	73	45	48	19
	21,39	1763	1025	1228	490
	17,29	1557	852	1159	454
A	13,19	1557	794	1241	477
	8,80	1676	778	1438	540
	4,40	4029	1669	3729	1370
Tbiv	0,00	5134	1845	5134	1845
	0,00	4770	1675	4770	1675
	0,00	8379	2875	8379	2875
	0,00	8297	2784	8297	2784
	0,00	10833	3556	10833	3556
	0,00	11849	3807	11849	3807
B	0,00	12639	3977	12639	3977
	0,00	13093	3828	13093	3828
	0,00	12052	3290	12052	3290
	0,00	9403	2407	9403	2407
	0,00	9310	2244	9310	2244
C	0,00	8277	1885	8277	1885
	0,00	7854	1813	7854	1813
	0,00	6615	1548	6615	1548
	0,00	5332	1265	5332	1265
	0,00	3033	729	3033	729
D	0,00	1907	465	1907	465
	0,00	1278	316	1278	316
	0,00	592	149	592	149
	0,00	209	53	209	53
		151510	45671	149699	43860
	$SCOP_{on}$	3,317		$SCOP_{net}$	3,413

Tablo 2.11’de verilen ortalama iklim bölgesi için ısıtma sezonunda termostat kapalı konumdaki, bekleme modundaki, karter ısıtıcı çalışırkenki toplam yıllık operasyon saatleri ve güç tüketim değerleri çarpılarak yıllık ek güç tüketim miktarları kWh cinsinden hesaplanarak Tablo 3.47’de gösterilmiştir.

Tablo 3. 47 R-454B – SCOP Ek Güç Tüketimleri Tablosu

	Güç [W]	Yıllık Saat [h]	Yıllık Tüketim [kWh]
P_{to}	0,72	179	129,60
P_{sb}	0,17	0	0
P_{ck}	0,32	179	57,28
P_{off}	-	0	0

Cihaz dizayn kapasitesi daha önce 73,35 kW olarak belirtilen yük Tablo 2.11’de ortalama iklim bölgesi ısıtma sezonu için yıllık çalışma saati değeri ile birlikte (2.12) numaralı formülde yerlerine konularak yıllık ısıtma yükü 102688 kWh olarak hesaplanmıştır.

$$P_{dizayn,h} = 73,35 \text{ kW}$$

$$H_{he} = 1400 \text{ saat}$$

$$Q_h = 102688 \text{ kWh}$$

$$SCOP_{R452B} = 3,297$$

Bulunan Q_h , $SCOP_{on}$ ve yıllık ek enerji tüketim değerleri (2.11) numaralı SCOP hesaplama fomülünde yerlerine konularak, R-454B soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sisteminin simülasyonlarından elde edilen verilerle EN 14825 standardına göre sezonsal ısıtma verimlilik değeri hesaplandığında SCOP değeri 3,297 olarak bulunmuştur.

3.3.4 R-32 Soğutucu Akışkanlı Sistemin SCOP Değerinin Hesaplanması

Optimum şarj miktarı 21,58 kg olarak belirlenen R-32 soğutucu akışkanlı çatı tipi klima modelinin ısıtma simülasyonu sonuç değerleri Tablo 3.48’de gösterilmiştir. Ortalama iklim bölgesi için verilen ısıtma sezonu zorunlu test sıcaklıkları tablosu Tablo 2.6 dikkate alınarak modeller sırası ile -10 °C, -7 °C, 2 °C, 7 °C ve 12 °C sıcaklıklarda simüle edilmiştir. $T_{bivalent}$ sıcaklığı -4 °C olarak kabul edilip bu sıcaklık değerinde de simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Soğutma sezonunda da olduğu gibi interpolasyon yapılabilme ihtimali olan test noktalarında farklı kompresör sayıları ile simülasyonlar gerçekleştirilerek bulunan değerler Tablo 3.48’de gösterilmiştir.

Tablo 3. 48 R-32 - SCOP Zorunlu Test Noktaları Performans Verileri

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Aktif Kompresör Sayısı	Dış Ünite Fan Debisi [m ³ /s]	İç Ünite Fan Debisi [m ³ /s]	Kapasite [kW]	Güç Tüketimi [kW]	Belirtilen Kapasite COP _{DC}
TOL= T_{dizayn}	-10	2+2	10,98	3,58	53,90	20,60	2,62
A	-7	2+2	10,81	3,59	58,23	21,11	2,76
$T_{bivalent}$	-4	2+2	10,70	3,61	63,44	21,59	2,94
		2+1	10,70	3,61	47,58	16,19	2,94
B	2	2+1	10,75	3,35	57,01	17,16	3,32
		1+1	10,80	2,99	39,17	11,53	3,40
C	7	1+1	5,16	3,01	43,42	8,91	4,87
		1	5,16	2,55	21,55	4,85	4,44
D	12	1	5,15	2,57	24,74	5,03	4,92

Dizayn kapasitesi Tablo 2.9’da gösterildiği gibi -10 °C sıcaklıkta elde edilen kapasite olarak kabul edilmiş ve diğer sıcaklıklardaki kısmi yük oranları bu sıcaklık değeri referans alınarak hesaplanmıştır. Bu kısmi yük oranlarına karşılık gelen kapasite miktarları Tablo 3.44’de gösterilmekle birlikte interpolasyonla elde edilmiş kapasite ve güç verileri de hesaplanmıştır. Ayrıca CR oranlarına bağlı olarak COP_{PL} değerleri de (2.15) numaralı formül kullanılarak hesaplanmış ve yine Tablo 3.49’da gösterilmiştir.

Tablo 3. 49 R-32 - Kısmi Yükte COP Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Kısmi Yük Oranı [%]	Talep Edilen Kapasite Miktarı [kW]	İnterpole Kapasite [kW]	İnterpole Güç Tüketimi [kW]	Cd	CR	COP _{PL}
TOL=T _{dizayn}	-10	100	82,39	53,90	20,60	0,25	1,53	2.62
A	-7	88	72,88	58,23	21,11	0,25	1,25	2,76
T _{bivalent}	-4	77	63,38	63,38	21,57	0,25	1,00	2,94
B	2	54	44,36	44,36	13,17	0,25	1,00	3,37
C	7	35	28,52	28,52	6,14	0,25	1,00	4,64
D	12	15	12,68	24,74	5,03	0,25	0,51	4,32

Isıtma modunda cihazın açık konumda ek elektrikli ısıtıcının performans etkisi dikkate alınarak hesaplanan SCOP_{on} değeri ve ek elektrikli ısıtıcının cihaz performansına etkisinin dikkate alınmadığı SCOP_{net} değerlerinin hesaplanması iki tablo halinde gösterilmiştir. Tablo 3.50’de kısmi yük oranlarına bağlı ısı yükü ihtiyacı, interpolasyon ve ekstrapolasyonlarla cihazın bu gerekli ısı yükünü karşılayan kapasiteleri ve COP değerleri gösterilmiştir.

Tablo 3. 50 R-32 – SCOP_{on} ve SCOP_{net} Hesaplama Tablosu

Zorunlu Test Noktaları	j	Dış Ortam Sıcaklığı °C	Operasyon Saati h _j [h]	Kısmi Yük Oranı [%]	Isı Yükü İhtiyacı [kW]	Cihaz Kapasitesi [kW]	COP(T _j)
TOL	21	-10	1	100,00	82,39	53,90	2,62
	22	-9	25	96,15	79,22	55,34	2,66
	23	-8	23	92,31	76,05	56,79	2,71
A	24	-7	24	88,46	72,88	58,23	2,76
	25	-6	27	84,62	69,71	59,94	2,82
	26	-5	68	80,77	66,55	61,66	2,88
Tbiv	27	-4	91	76,92	63,38	63,38	2,94
	28	-3	89	73,08	60,21	60,21	3,01
	29	-2	165	69,23	57,04	57,04	3,08
	30	-1	173	65,38	53,87	53,87	3,15
	31	0	240	61,54	50,70	50,70	3,23
	32	1	280	57,69	47,53	47,53	3,30
	B	33	2	320	53,85	44,36	44,36
	34	3	357	50,00	41,19	41,19	3,62
	35	4	356	46,15	38,03	38,03	3,88
	36	5	303	42,31	34,86	34,86	4,13
	37	6	330	38,46	31,69	31,69	4,39
C	38	7	326	34,62	28,52	28,52	4,64
	39	8	348	30,77	25,35	27,76	4,58
	40	9	335	26,92	22,18	27,01	4,51
	41	10	315	23,08	19,01	26,25	4,45
	42	11	215	19,23	15,84	25,50	4,38
D	43	12	169	15,38	12,68	24,74	4,32
	44	13	151	11,54	9,51	23,99	4,26
	45	14	105	7,69	6,34	23,23	4,19
	46	15	74	3,85	3,17	22,47	4,13
			4910				

Tablo 3.51’de ise cihaz kapasitesinin karşılayamadığı ısı yükünün elektrikli ısıtıcı ile karşılanan miktarları hesaplanmıştır. Daha sonra cihaz ve elektrikli ısıtıcı kapasiteleri sıcaklığa bağlı yıllık kullanım saatleri ile çarpılarak yıllık ısıtma ihtiyacına olan katkıları hesaplanmıştır. Güç tüketimleri de elektrikli ısıtıcılı ve elektrikli ısıtıcısız olarak hesaplandıktan sonra (2.13) numaralı formül kullanılarak $SCOP_{on}$ ve (2.14) numaralı formül kullanılarak da $SCOP_{net}$ değerleri hesaplanmıştır.

Tablo 3. 51 R-32 – $SCOP_{on}$ ve $SCOP_{net}$ Hesaplama Tablosu-Devamı

Zorunlu Test Noktaları	Ek Elektrikli Isıtıcı	Yıllık Isıtma İhtiyacı	Yıllık Elektrikli Isıtıcılı Güç Tüketimi	Cihaz Tarafından Karşılanan Yıllık Isıtma İhtiyacı	Yıllık Elektrikli Isıtıcısız Güç Tüketimi
	[kW]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
TOL	28,49	82	49	54	21
	23,88	1981	1116	1384	519
	19,27	1749	925	1306	482
A	14,66	1749	858	1397	507
	9,77	1882	838	1618	574
	4,89	4525	1789	4193	1457
Tbiv	0,00	5767	1963	5767	1963
	0,00	5358	1780	5358	1780
	0,00	9411	3054	9411	3054
	0,00	9320	2955	9320	2955
	0,00	12168	3772	12168	3772
	0,00	13309	4036	13309	4036
B	0,00	14196	4213	14196	4213
	0,00	14707	4058	14707	4058
	0,00	13537	3490	13537	3490
	0,00	10562	2555	10562	2555
	0,00	10457	2383	10457	2383
C	0,00	9297	2003	9297	2003
	0,00	8822	1927	8822	1927
	0,00	7431	1646	7431	1646
	0,00	5989	1346	5989	1346
	0,00	3406	777	3406	777
D	0,00	2142	496	2142	496
	0,00	1435	337	1435	337
	0,00	665	159	665	159
	0,00	234	57	234	57
		170185	48585	168169	46569
	$SCOP_{on}$	3,503		$SCOP_{net}$	3,611

Tablo 2.11’de verilen ortalama iklim bölgesi için ısıtma sezonunda termostat kapalı konumdaki, bekleme modundaki, karter ısıtıcı çalışırkenki toplam yıllık operasyon saatleri ve güç tüketim değerleri çarpılarak yıllık ek güç tüketim miktarları kWh cinsinden hesaplanarak Tablo 3.52’de gösterilmiştir.

Tablo 3. 52 R-32 – Isıtma Ek Güç Tüketimleri

	Güç [W]	Yıllık Saat [h]	Yıllık Tüketim [kWh]
P_{to}	0,72	179	129,60
P_{sb}	0,17	0	0
P_{ck}	0,32	179	57,28
P_{off}	-	0	0

Cihaz dizayn kapasitesi daha önce 82,39 kW olarak belirtilen yük Tablo 2.11’de ortalama iklim bölgesi ısıtma sezonu için yıllık çalışma saati değeri ile birlikte (2.12) numaralı formülde yerlerine konularak yıllık ısıtma yükü 115345 kWh olarak hesaplanmıştır.

$$P_{dizayn,h} = 82,39 \text{ kW}$$

$$H_{he} = 1400 \text{ saat}$$

$$Q_h = 115345 \text{ kWh}$$

$$SCOP_{R32} = 3,483$$

Hesaplanan Q_h , $SCOP_{on}$ ve yıllık ek enerji tüketim değerleri (2.11) numaralı SCOP hesaplama fomülünde yerlerine konularak, R-32 soğutucu akışkanlı çatı tipi klima sisteminin simülasyonlarından elde edilen verilerle EN 14825 standardına göre sezonsal ısıtma verimlilik değeri hesaplandığında SCOP 3,483 olarak bulunmuştur.

3.4 Tartışma

Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre SEER, SCOP, kapasite ve şarj miktarı verileri Tablo 3.53’te gösterilmiştir. Bu verilere göre tüm soğutucu akışkanlarda soğutma sezonsal verimlilik değerlerinin 3,20 olan Tier 2 sınırının üstünde olduğu görülmektedir. Isıtma sezonsal verimliliklerine bakıldığında ise hiçbir soğutucu

akışkanla Tier 2 sınır değeri olan 3,53 yakalanamamıştır. Ancak en yakın değer 3,483 ile R-32 soğutucu akışkanı ile elde edilmiştir. Buna rağmen tüm modellerde Tier 1 sınır değeri olan 3,00 SCOP değerinin üstüne çıkmıştır.

SEER değerlerine bakıldığında yine en yüksek verimliliğin R-32 soğutucu akışkanı ile elde edildiği gözlemlenmiştir. Onun ardından R-410A soğutucu akışkanı gelmektedir. R-454B ve R-452B soğutucu akışkanlı modellerle elde edilen SEER değerleri neredeyse aynı olmakla beraber R-454B soğutucu akışkanının SEER değeri çok küçük bir farkla daha büyüktür.

SCOP değerlerine bakıldığında R-32 soğutucu akışkanı ile en yüksek ısıtma sezonsal verimlilik değeri elde edilmiştir. R-452B soğutucu akışkanlı modelin SCOP değeri R-410A soğutucu akışkanlı modelle elde edilen SCOP değerinin önünde gelmektedir. Son sırada ise R-454B soğutucu akışkanlı modelle elde edilen SCOP değeri gelmektedir.

Soğutma kapasite miktarlarına bakıldığında ise en yüksek kapasite R-32 soğutucu akışkanı ile elde edilmekle beraber onu R-410A soğutucu akışkanlı model izlemektedir. Son sıradaki R-452B ve R-454B soğutucu akışkanları ile elde edilen kapasite miktarları ise eşittir.

Tablo 3. 53 Verimlilik Karşılaştırması

	SEER	SCOP	Soğutma Cihaz Kapasitesi [kW]	Isıtma Cihaz Kapasitesi [kW]	Şarj Miktarı [kg]
R-410A	4,064	3,347	74,188	78,49	26,612
R-452B	4,040	3,366	71,544	74,97	23,012
R-454B	4,039	3,297	71,544	73,35	23,011
R-32	4,216	3,483	79,134	82,39	21,38

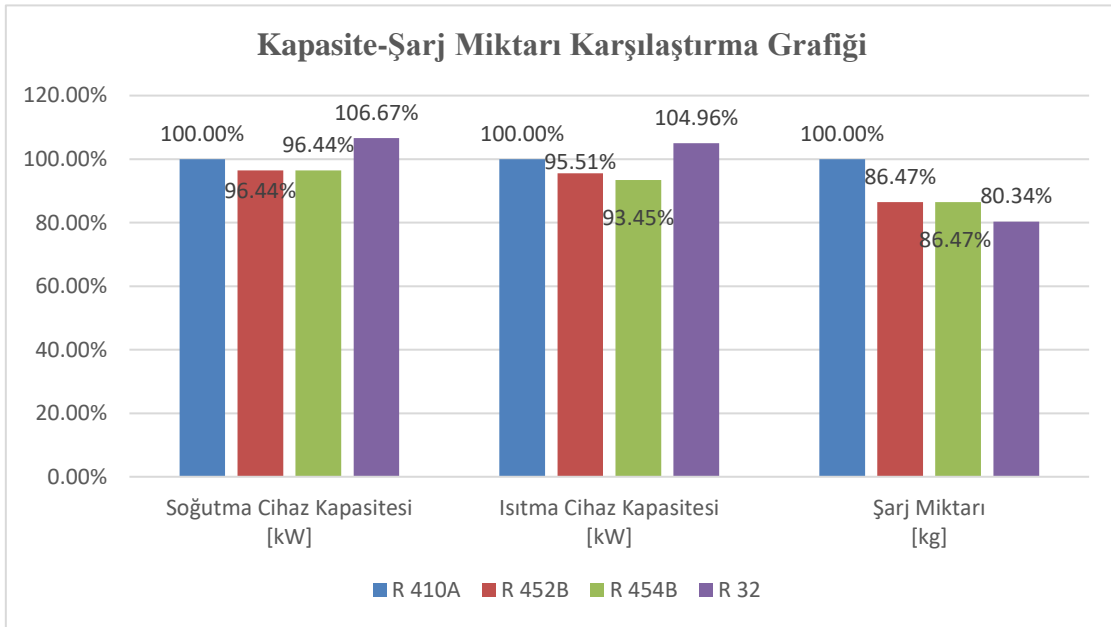
Isıtma kapasitelerine bakıldığında ise en yüksek kapasite yine R-32 soğutucu akışkanlı modelde elde edilmiştir. Sonraki sıralama ise R-410A, R-452B ve R-454B şeklindedir.

Şarj miktarları karşılaştırıldığında ise en az soğutucu akışkan R-32 soğutucu akışkanlı modelde kullanılmıştır. R-454B soğutucu akışkanlı modelde R-452B soğutucu akışkanlı modelden çok az bir farkla daha az soğutucu akışkan miktarı kullanılmakla beraber, en

çok soğutucu akışkan miktarının R-410A soğutucu akışkanlı modelde kullanıldığı hesaplanmıştır.

Şekil 3.1’de modellerin soğutucu akışkan miktarları ile ısıtma ve soğutma kapasiteleri R-410A soğutucu akışkanlı model referans alınarak karşılaştırılmıştır.

Optimum şarj miktarlarında soğutma kapasiteleri karşılaştırıldığında R-32 soğutucu akışkanlı sistemin soğutma kapasitesinin R-410A soğutucu akışkanlı sistemin soğutma kapasitesinden %6,67 daha fazla olduğu hesaplanmıştır. R-454B ve R452B soğutucu akışkanların soğutma kapasitelerinin ikisinin de R-410A soğutucu akışkanlı sistemin soğutma kapasitesinden %3,56 daha az olduğu hesaplanmıştır.



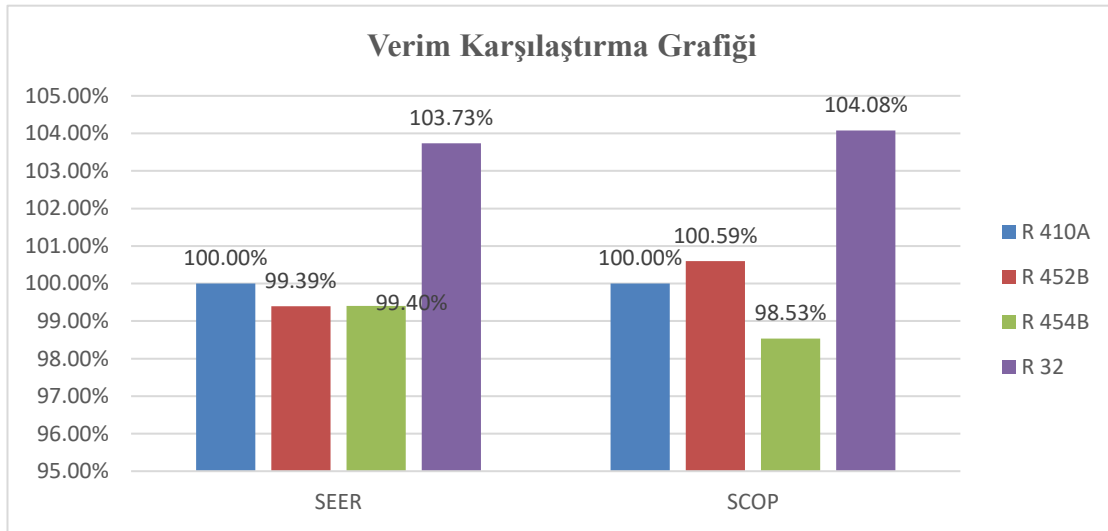
Şekil 3. 1 Kapasite - Şarj Miktarı Karşılaştırma Grafiği

Optimum şarj miktarlarında sistemlerin ısıtma kapasiteleri karşılaştırıldığında R-32 soğutucu akışkanlı sistemin ısıtma kapasitesinin R-410A soğutucu akışkanlı sistemin ısıtma kapasitesinden %4,96 daha fazla olduğu hesaplanmıştır. R-452B soğutucu akışkanlı sistemin ısıtma kapasitesi ise R-410A soğutucu akışkanlı sistemin ısıtma kapasitesinden %4,49 daha az olduğu gözlemlenmiştir. R-454B soğutucu akışkanlı sistemin ısıtma kapasitesi ise R-410A soğutucu akışkanlı sistemin ısıtma kapasitesinden %6,55 daha az olarak hesaplanmıştır.

Şarj miktarlarına bakıldığında ise R-32 soğutucu akışkanının şarj miktarı R-410A soğutucu akışkanlı sistemin şarj miktarına göre %19,66 daha azdır. R-452B ve R-454B soğutucu akışkanlı sistemlerin şarj miktarları R-410A soğutucu akışkanlı sistemin şarj miktarı ile karşılaştırıldığında %13,53 daha az olduğu hesaplanmıştır.

Şekil 3.2’de sistemlerin SEER ve SCOP değerleri R-410A soğutucu akışkanlı sistem referans alınarak karşılaştırılmıştır.

SEER değerlerine bakıldığında R-32 soğutucu akışkanlı sistemin R-410A soğutucu akışkanlı sisteme göre %3,73 daha verimli olduğu hesaplanmıştır. R-452B ve R-454B soğutucu akışkanların SEER değerleri birbirine çok yakın olmakla birlikte R-410A soğutucu akışkanlı sistem ile karşılaştırıldıklarında R-452B soğutucu akışkanlı sistemin %0,61, R-454B soğutucu akışkanlı sistemin ise %0,6 daha az verimliliğe sahip oldukları hesaplanmıştır.



Şekil 3. 2 Sezonsal Verimlilik Karşılaştırma Grafiği

SCOP değerleri karşılaştırıldığında R-32 soğutucu akışkanlı sistemin R-410A soğutucu akışkanlı sisteme göre %4,08 daha verimli olduğu hesaplanmıştır. R-452B soğutucu akışkanlı sistem ise %0,59 oranla R-410A soğutucu akışkanlı sistemden daha verimlidir. R-454B soğutucu akışkanı kullanılan sistemin verimliliğinin ise R-410A soğutucu akışkanlı sisteme göre %1,47 daha düşük olduğu hesaplanmıştır.

4. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında R-410A soğutucu akışkanlı çatı tipi kliması sistemlerinde kullanılacak GWP değeri düşük alternatif soğutucu akışkanlardan R-452B, R-454B ve R-32'nin performans verileri teorik olarak incelenmiştir.

Öncelikle belirtmek gerekir ki alternatif soğutucu akışkanların tümünün yanıcılık sınıfları R-410A soğutucu akışkanından daha kötüdür. Dolayısı ile bu soğutucu akışkanlar kullanılırken gerekli güvenlik önlemleri sağlanmalıdır.

Modelleri kapasite yönünden değerlendirmek gerekirse R-452B ve R-454B soğutucu akışkanlı sistemlere dönüştürülürken cihaz kapasitelerinde bir miktar düşüş yaşandığı hesaplanmakla beraber bu düşüş değeri, en fazla olduğu sistemde yaklaşık olarak %6,55'tir. Öte yandan R-32 soğutucu akışkanlı sistemde soğutma kapasitesinde %6,67, ısıtma kapasitesinde %4,96 artış sağlanmıştır.

Şarj miktarları yönünden bakıldığında tüm alternatif soğutucu akışkanlarla soğutucu akışkan şarj miktarlarında azalma sağlanmıştır. R-452B ve R-454B soğutucu akışkanlı sistemlerde %13,53 soğutucu akışkan miktarında azalma elde edilmekle beraber en büyük azalma R-32 soğutucu akışkanlı sistemde %19,66 oranında sağlanmıştır.

SEER değerleri karşılaştırıldığında R-452B ve R-454B soğutucu akışkanlı sistemlerde bir miktar verimlilik düşüşü yaşanmakla beraber bu oranlar sırası ile %0,61 ve %0,6'dır. R-32 soğutucu akışkanlı sistem ile ise %3,73 oranında verimlilik artışı sağlanmıştır.

SCOP yönünden karşılaştırıldığında verimlilik düşüşü sadece R-454B soğutucu akışkanlı sistemde gözlenmekle beraber bu oran %1,47'dir. R-452B soğutucu akışkanlı sistemle %0,59, R-32 soğutucu akışkanlı sistem ile ise %4,08 oranında verimlilikte artış sağlanmıştır.

R-452B soğutucu akışkanına bakıldığında kapasite yönünden R-454B soğutucu akışkanına ısıtma modunda %2,06 oranında üstünlük sağlamasına rağmen GWP değerleri karşılaştırıldığında ise R-454B soğutucu akışkanının GWP değeri R-452B'nin GWP değerinden %31 daha düşüktür. SEER değeri yönünde son sırada olmakla beraber R-454B soğutucu akışkanlı sistem ile arasındaki verimlilik farkı %0,01 olarak hesaplanmıştır. Ancak SCOP değerinde R-410A soğutucu akışkanlı sisteme göre %0,59 oranında daha verimli olmakla beraber, R-454B soğutucu akışkanlı sistemin SCOP

değerinde R-410A soğutucu akışkanlı sistemin verimlilik değeri ile kıyaslandığında düşüş gözlemlendiği için SCOP yönünden, en azından R-454B soğutucu akışkanına göre daha iyi bir alternatif olduğu gözlemlenmiştir.

R-454B soğutucu akışkanı R-410A soğutucu akışkanından yaklaşık %76 daha az GWP değerine sahiptir. Kapasite olarak R-410A'dan soğutma modunda %3,56 ve ısıtma modunda %6,55 daha düşüktür. Soğutucu akışkan miktarındaki R-410A soğutucu akışkanlı sisteme göre %13,53 oranındaki düşüş de dikkate alındığı R-454B soğutucu akışkanı da önemli bir alternatiftir.

R-32 soğutucu akışkanınının sonuçları incelendiğinde ise kapasitede artış gözlemlenmekle beraber bu kapasite aynı zamanda tüm modeller arasında en az soğutucu akışkan şarj miktarı ile elde edilmiştir. Ayrıca SEER değerinde artış sağlanan tek model olmakla beraber, SCOP değerlerinde en büyük verimlilik artışı da R-32 soğutucu akışkanlı alternatif sistem ile sağlanmıştır. GWP değeri R-410A ile karşılaştırıldığında yaklaşık %65 daha az olmakla beraber R-454B soğutucu akışkanının GWP değeri ile yaklaşık olarak aynıdır.

Akışkan şarj miktarı, kapasite, SEER ve SCOP açısından değerlendirme yapıldığında R-410A için en uygun alternatif soğutucu akışkanın R-32 olduğu görülmektedir. Ancak yanıcılık özelliğinden dolayı EN 378 belirtilen akışkan şarj kriterlerine göre gerekli güvenlik önlemleri alınmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] Commission Regulation (EU) 2016/2281 of 30 November 2016 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council establishing a framework for setting of ecodesign requirements for energy-related products, with regard to ecodesign requirements for air heating products, cooling products, high temperature process chiller and fan coil units.
- [2] Regulation (EU) No 517/2014 of The European Parliament And of The Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006.
- [3] NF EN 14825, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance.
- [4] Cremaschi, L., Wu, X., Biswas, A., Deokar, P., Experimental study of compressor operating characteristics and performance when using refrigerants R32, R1234yf, and two new low GWP developmental refrigerants as drop-in replacements for R410A, Institution of Mechanical Engineers - 8th International Conference on Compressors and Their Systems, Institution of Mechanical Engineers - 8th International Conference on Compressors and Their Systems, Institution of Mechanical Engineers - 8th International Conference on Compressors and Their Systems, 2013, sayfa: 57-66.
- [5] Ng W., Kamar H., Kamsah N. ve Wang F.-J., Performance analysis of low GWP refrigerants mixture as a substitute for R-410A in residential air conditioner in tropical region, IPO Conf. Series: Earth and Environmental Science, 268. Sayı, 2019.
- [6] Devecioglu, A., Seasonal performance assessment of refrigerants with low GWP as substitutes for R-410A in heat pump air conditioning devices, Applied Thermal Engineering, 125. Sayı, 2017, sayfa: 401-411.
- [7] Alabdulkarem, A., Eldeeb, R., Hwang, Y. ve Radermacher, R., Testing, simulation and soft optimization of R-410A low-GWP alternatives in heat pump system, International Journal of Refrigeration, 60. Sayı, Aralık 2015, sayfa: 106-117.

- [8] Han, X.-H., Qiu, Y., Li, P., Xu, Y.-J., Wang, Q. ve Chen, G.-M., Cycle performance studies on HFC-161 in small-scale refrigeration system as an alternative refrigerant to HFC-410A, *Energy and Buildings*, 44. Sayı, Ocak 2012, sayfa: 33-38.
- [9] Giovanni L., Simone M., Giulia R. ve Claudio Z., HFC32, a low GWP substitute for HFC410A in medium size chillers and heat pumps, University of Padova, *International Journal of Refrigeration*, 53. Sayı, 2015, sayfa: 62-65.
- [10] Lopez-Belchi, A. ve Illan-Gomez, F., Evaluation of a condenser based on mini-channels technology working with R-410A and R-32. Experimental data and performance estimate, *Applied Energy*, 202. Sayı, 15 Eylül 2017, sayfa: 112-124.
- [11] Giovanni L., Simone M., Giulia R. ve Claudio Z., Saturated vapour condensation of R-410A inside a 4 mm ID horizontal smooth tube: Comprison with the low GWP substitute R32, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125. Sayı, 2018, sayfa:702-709.
- [12] Onat, A., İmal, M., İnan A.T., (2004) Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, *K.S.Ü. Fen ve Mühendislik Dergisi* 7(1), 2014.
- [13] Calm, J., M. “The Next Generation of Refrigerants – Historical Review, Considerations, and Outlook”, *International Journal of Refrigeration*, 31. Sayı, 2008, sayfa:1123-1133.
- [14] Araz, M., Güngör, A., Hepbaşlı A., Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip Soğutucu Akışkanların Soğutma Uygulamalarındaki Kullanımının Değerlendirilmesi, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Soğutma Teknolojileri Sempozyumu, 17/20 Nisan 2013, İzmir.
- [15] ASHRAE Standard 34 - 2019, Designation and Safety Classification of Refrigerants.
- [16] Yakut, A., Yeni Nesil Soğutucu Akışkan: R32, Intergovernmental Panel on Climate Change, Fourth Assessment Report.
- [17] R-452B information, <https://www.darment.fi/en/refrigerant-information/refrigerant-r452b>, 10 Ekim 2019.
- [18] R-454B information, <https://www.darment.fi/en/refrigerant-information/refrigerant-r454b>, 10 Ekim 2019.

[19] Arslan V., Akgül B., Çatı Tipi Klimalar Semineri, TTMD, Adana, 28 Mayıs 2016, https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/statik_sayfa_ekleri/%C3%87ATI%20T%C4%B0P%C4%B0%20K%C4%B0L%C4%B0MALAR.pdf, 10 Ekim 2019.

[20] Çengel, Y., Boles, M., “Termodinamik, Mühendislik Yaklaşımıyla” Beşinci Baskı, Güven Bilimsel.

[21] RS/6/C/007-2019, Rating Standard for the Certification of Rooftop.

[22] Arslan V., Çatı Tipi Klimalarda Sezonsal Verimlilik Hesaplama Yöntemi, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi İzmir, Nisan 2017.

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Onur OKUDAN 24.03.1993 tarihinde Antalya'da doğmuştur. Lise eğitimini 2011 yılında H.M.M. Bileydi Anadolu Lisesi'nde tamamlamıştır. Aynı yıl lisans eğitimine Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde başlamış ve 2017 yılında mezun olmuştur. 2019 yılından bu yana Ford Otosan Sanayi A.Ş firmasında Makine Mühendisi olarak görev almaktadır.