ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA ISITMA VE SOĞUTMA DURUMLARINDA ENERJİ YÖNETİMİ

Berk UÇAN

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA ISITMA VE SOĞUTMA DURUMLARINDA ENERJİ YÖNETİMİ

Berk UÇAN
0000-0002-5176-134X

Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA ISITMA VE SOĞUTMA DURUMLARINDA ENERJİ YÖNETİMİ

Berk UÇAN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

Günümüzde geleneksel içten yanmalı motorların yerini çevreci ve daha verimli olan elektrikli araçlar almaktadır. Elektrikli araçların genel yapısı elektrik motoru, batarya, kabin ve ısıtma-soğutma sistemi olarak sınıflandırılır. İnsanların otomobilleri ile seyahatleri süresince mevsim koşullarına göre optimum konfor şartlarının sağlanması gerekmektedir. Elektrikli araçlardaki konfor şartlarının sağlanması için ısıtma ve soğutma süreçlerinde enerji tüketimi ve yönetimi bataryadaki şarj oranının azalmasına sebep olmaktadır. Pil durumu ile orantılı olarak etkilenen sürüş menzili nedeniyle elektrikli araçlarda enerji yönetimi konusu çözülmesi gereken önemli bir problem olarak ortaya çıkmaktadır. Bu çalışmada, ortaya çıkan bu problemin çözümüne yönelik olarak MATLAB Simulink ortamında elektrikli araçlar üzerinde yer alan kabin, elektrik motorları, batarya bloğu, ısıtma-soğutma sistem elemanları gibi aracın tamamını içeren enerji yönetim modeli hazırlanarak, elektrikli araçlar için ısıtma ve soğutma süreci farklı çalışma koşulları altında incelenmiştir. Modelde, ısıtma ve soğutma için ısı pompası yanında gerektiğinde kullanılmak üzere PTC ısıtıcıda yer almaktadır. Isı pompaları, aynı sistem elemanları üzerinden ısıtma ve soğutma için kullanılabilen cihazlardır. Konfor koşulları dikkate alınarak belirlenen kabin içi sıcaklık hedefi doğrultusunda, ısıtma ve soğutma süreci yönetildi. Model, uluslararası tanınan NEDC ve FTP75 koşullarına ek olarak sabit hızlı araç çevrimi koşturularak kabin içi sıcaklık ve enerji tüketim analizleri gerçekleştirildi. Elektrikli araçta ısıtma-soğutma sürecinde sistem elemanlarının her birinin ayrı ayrı enerji tüketimleri ve sistemin tamamının enerji tüketimi incelenmiştir. Farklı yol çalışma koşulları altında, kabin içi sıcaklığın zamanla değişimi, anlık güç ve birikimli enerji tüketimi hesaplanmıştır. Isıtma ve soğutma süreçlerinin enerji tüketimi şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi incelenerek yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Elektrikli araçlar, ısı pompası, ısıtma, soğutma, enerji tüketimi
2022, ix + 91 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

ENERGY MANAGEMENT IN HEATING AND COOLING SITUATIONS IN ELECTRIC VEHICLES

Berk UÇAN

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

Traditional internal combustion engines are replaced by environmentally friendly and more efficient electric vehicles. The general structure of electric vehicles is classified as electric motor, battery, cabin, and heating-cooling system. During the travel of people with their cars, optimum comfort conditions should be provided according to seasonal conditions. Providing the comfort conditions in electric vehicles causes a decrease in the charge rate in the battery in the heating and cooling processes. Due to the driving range, the issue of energy management in electric vehicles is emerging as an important problem to be solved. In this study, an energy management model including the entire vehicle such as cabin, electric motors, battery block, heating-cooling system elements on electric vehicles was prepared and the heating and cooling process for electric vehicles was examined under different working conditions. The model includes a heat pump for heating and cooling, as well as a PTC heater to be used when needed. In line with the cabin temperature target, which was determined by considering the comfort conditions, the heating and cooling process was managed. In the heating-cooling process in the electric vehicle, the energy consumption of each of the system elements separately and the energy consumption of the whole system were examined. Under different road operating conditions, the temperature in the cabin over time, instantaneous power and cumulative energy consumption were calculated. The effect of heating and cooling processes on energy consumption, charge rate and range were examined and interpreted.

Key words: Electric vehicles, heat pump, heating, cooling, energy consumption
2022, ix + 91 pages.

TEŞEKKÜR

Lisansüstü öğrenim yıllarımın her aşamasında yardımlarını ve desteğini esirgemeyen, bilgi birikimlerini ve tecrübesini paylaşarak her zaman yolumu aydınlatan, saygıdeğer danışman hocam Prof. Dr. Muhsin KILIÇ'a teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Lisans ve yüksek lisans öğrenim yıllarımda yardımlarını ve desteğini esirgemeyen, üzerimde emeği olan saygıdeğer hocam Doç. Dr. M. Özgün KORUKÇU'ya teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Berk UÇAN
17/06/2022

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1.GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
2.1. Elektrikli Araçlar	5
2.2. Elektrikli Araçlarda Batarya Teknolojisi	9
2.3. Elektrikli Araçlarda İklimlendirme Sistemleri	11
2.4. Soğutucu Akışkanlar	15
2.5. Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması	18
2.6. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma ve Isı Pompası Çevrimleri	22
2.7. Araçlarda İklimlendirme Unsurları ve Enerji Yönetimi	36
3. MATERYAL ve YÖNTEM	47
3.1. MATLAB Simulink	47
3.2. Isıtma ve Soğutma Sistemi Modeli	47
4. BULGULAR ve TARTIŞMA	59
4.1. Isıtma Süreci	59
4.1.1. FTP75 ve NEDC Yol Çalışma Koşulları Altında Isıtma Süreci	59
4.1.2. Sabit Hızlı Yol Çalışma Koşulları Altında Isıtma Süreci	63
4.2. Soğutma Süreci	66
4.2.1. FTP75 ve NEDC Yol Çalışma Koşulları Altında Soğutma Süreci	66
4.2.2. Sabit Hızlı Yol Çalışma Koşulları Altında Soğutma Süreci	71
4.3. Kabin İçi Sıcaklık ve Enerji Tüketimi	74
4.4. Menzil ve Şarj Oranı	75
5. SONUÇ	82
KAYNAKLAR	85
ÖZGEÇMİŞ	91

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A	Alan, m^2
c_p	Sabit basınç altında özgül ısı, Jkg/K
Gr	Grashof sayısı
h	Entalpi, kJ/kg
h	Isı taşınım katsayısı, W/m^2K
k	Isı iletim katsayısı, W/mK
L	Uzunluk, m
m	Kütle, kg
$\dot{m}$	Kütlesel debi, kg/s
Nu	Nusselt sayısı
P	Güç, W
Pr	Prandtl sayısı
Q	Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, *W*
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık, °C
U	Hız, m/s
α	Isı yayılım katsayısı, m^2/s
ε	Işıma katsayısı
η	Verim
μ	Dinamik viskozite, kg/ms
ρ	Yoğunluk, kg/m^3
ν	Kinematik viskozite, m^2/s
σ	Stefan-Boltzman sabiti, W/m^2K^4

Kısaltmalar	Açıklama
ACIM	Asenkron Motor
BLDC	Fırçasız Dc Motor
CFC	Kloroflorokarbon
DCM	Fırçalı Dc Motor
EB	Elektrik Bataryası
EM	Elektrik Motoru
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
FTP75	Federal Test Procedure
HCFC	Hidroklroflorokarbonlar
HFC	Hidroflorokarbonlar
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
Li-air	Lityum-hava Pili
$LiFePO_4$	Lityum Demir Fosfat Pili
Li-ion	Lityum-iyon Pili
LiPo	Lityum Polimer Pil

Li-S	Lityum Sülfür Pili
MPC	Model Predictive Control
NEDC	New European Driving Cycle
Ni-Cd	Nikel-Kadmiyum
Ni-Mh	Nikel-Metal Hidrit Pil
Pb-acid	Kurşun-asit Pil
PMSM	Kalıcı Mıknatıslı Senkron Motor
PTC	Positive Temperature Coefficient
RF	Rejeneratif Fren
SRM	Anahtarlamalı Relüktans Motor
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
UDC	Urban Driving Cycle
UNEP	Birleşmiş Milletler Çevre Programı
X_{bo}	Menzil Bozulma Oranı
X_h	Isıtma Soğutma Sistemi Dahil Toplam Menzil
X_k	Menzil Kaybı
X_t	Sadece Aracın Toplam Menzili
Zn-air	Çinko-hava Pili

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 2.1.	Elektrikli araçların yapısı.....	5
Şekil 2.2.	Elektrik motoru ve benzinli motorun karşılaştırılması (Ehsani ve ark., 2018).....	6
Şekil 2.3.	Elektrikli araçların tırmanış durumu performans eğrisi (Ehsani ve ark., 2018).....	7
Şekil 2.4.	Elektrik motorlarının güç yoğunluğu ve güvenirlik grafiği (Bhatt ve ark.,2019).....	8
Şekil 2.5.	Elektrik motorlarının verimlilik ve bağıl maliyet grafiği (Bhatt ve ark., 2019)…….....	8
Şekil 2.6.	Farklı çalışma koşullarının menzile etkisi (Li ve ark., 2021)..	13
Şekil 2.7.	Carnot ısı makinesi, Carnot soğutma makinesi veya ısı pompası (Yamankaradeniz ve ark., 2014)….....…….....	22
Şekil 2.8.	Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi (Yamankaradeniz ve ark., 2013).....	24
Şekil 2.9.	Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için kullanılan T-s ve lnP-h grafikleri (Yamankaradeniz ve ark., 2013).....	24
Şekil 2.10.	Isı pompası sisteminin çalışma prensibi (Çengel ve Boles, 2014).....	31
Şekil 2.11.	Klima sisteminin ilk kullanıldığı otomobil (Wagner ve VanGelder, 2018).....	36
Şekil 2.12.	Taşıtlar için buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi unsurları (Schnubel, 2012).....	37
Şekil 2.13.	Sarmal kompresörün bileşenleri ve çalışması (Wagner ve VanGelder, 2018).....	39
Şekil 2.14.	Sarmal kompresör faaliyetleri (Wagner ve VanGelder,2018)	39
Şekil 2.15.	Orifis tüp kullanılan çevrim (Schnubel, 2012).....	41
Şekil 2.16.	Orifis tüp çalışma prensibi (Wagner ve VanGelder, 2018).....	41
Şekil 2.17.	Buharlaştırıcının çalışma prensibi (Wagner ve VanGelder, 2018)	42
Şekil 2.18.	Akümülatör çalışma prensibi (Wagner ve VanGelder, 2018).	43
Şekil 3.1.	Modelde kullanılan R-1234yf soğutucu akışkan verileri.....	50
Şekil 3.2.	MATLAB Simulink ortamında modellenen ısıtma-soğutma sistemi.....	51
Şekil 3.3.	Isıtma-soğutma sisteminin akış diyagramı.....	52
Şekil 3.4.	Kabin içinin modellenmesi.....	53
Şekil 3.5.	NEDC yol çalışma koşulları.....	56
Şekil 3.6.	FTP75 yol çalışma koşulları.....	56
Şekil 4.1.	Dış ortam -10 °C için FTP75 yol çalışma koşulları altında ısıtma süreci...……..…….....	60
Şekil 4.2.	Dış ortam -10 °C için NEDC yol çalışma koşulları altında ısıtma süreci.....	60
Şekil 4.3.	NEDC Yol çalışma koşulları ile -10 °C çevre sıcaklığı altında, kabin içi sıcaklığın 24 °C hedeflendiği ısıtma süreci.	61

Şekil 4.4. Dış Ortam 0 °C için NEDC yol çalışma koşulları altında ısıtma süreci..... 62
Şekil 4.5. Dış Ortam 10 °C için NEDC yol çalışma koşulları altında ısıtma süreci..... 63
Şekil 4.6. Dış ortam -10°C için sabit 20 km/h ile hareket halindeki aracın ısıtma süreci..... 64
Şekil 4.7. Dış ortam -10°C için sabit 50 km/h ile hareket halindeki aracın ısıtma süreci..... 64
Şekil 4.8. Dış ortam -10°C için sabit 80 km/h ile hareket halindeki aracın ısıtma süreci..... 65
Şekil 4.9. Dış ortam -10°C için sabit 110 km/h ile hareket halindeki aracın ısıtma süreci..... 66
Şekil 4.10. Dış ortam 30°C için FTP75 yol çalışma koşulları altında soğutma süreci 67
Şekil 4.11. Dış ortam 30°C için NEDC yol çalışma koşulları altında soğutma süreci 67
Şekil 4.12. Dış ortam 30°C'de iki yolculu aracın NEDC yol çalışma koşulları altında soğutma süreci 68
Şekil 4.13. Dış ortam 35°C için NEDC yol çalışma koşulları altında soğutma süreci..... 69
Şekil 4.14. Dış ortam 40°C için FTP75 yol çalışma koşulları altında soğutma süreci 69
Şekil 4.15. Dış ortam 40°C için NEDC yol çalışma koşulları altında soğutma süreci 70
Şekil 4.16. NEDC Yol çalışma koşulları ile 40°C çevre sıcaklığı altında, kabin içi sıcaklığın 22 °C hedeflendiği soğutma süreci..... 71
Şekil 4.17. Dış ortam 40°C için sabit 20 km/h ile hareket halindeki aracın soğutma süreci..... 71
Şekil 4.18. Dış ortam 40°C için sabit 50 km/h ile hareket halindeki aracın soğutma süreci..... 72
Şekil 4.19. Dış ortam 40°C için sabit 80 km/h ile hareket halindeki aracın soğutma süreci..... 73
Şekil 4.20. Dış ortam 40°C için sabit 110 km/h ile hareket halindeki aracın soğutma süreci..... 73
Şekil 4.21. NEDC Yol çalışma koşulları altında soğutma sürecindeki enerji tüketimi ve kabin içi sıcaklık..... 74
Şekil 4.22. NEDC Yol çalışma koşulları altında ısıtma sürecindeki enerji tüketimi ve kabin içi sıcaklık..... 75
Şekil 4.23. Dış Ortam sıcaklığının menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi..... 77
Şekil 4.24. Sabit hız yol çalışma koşullarının menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi..... 79
Şekil 4.25. Isıtma ve soğutma sistemindeki farklı hedef sıcaklığının menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi..... 81

ÇİZELGELER DİZİNİ

			Sayfa
Çizelge	1.1.	2013-2020 Yılları arasında satılan her yeni araç içerisindeki elektrikli araç miktarının yüzdelik olarak değişimi (Sanguesa ve ark., 2021).....	2
Çizelge	2.1.	Çeşitli pillerin karşılaştırılması (Yong ve ark., 2015).....	10
Çizelge	3.1.	Kabin içi sistemdeki malzemelerin özellikleri.....	55
Çizelge	3.2.	Aracın batarya ve tüketim özellikleri.....	57
Çizelge	4.1.	Farklı dış ortam sıcaklıklarında çalışan ısıtma soğutma sisteminin enerji tüketimi.....	76
Çizelge	4.2.	Farklı dış ortam sıcaklıklarının şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi.....	76
Çizelge	4.3.	Sabit hızlı farklı yol çalışma koşullarının şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi.....	78
Çizelge	4.4.	Isıtma soğutma sisteminde kabin içi farklı hedef sıcaklığının enerji tüketimi.....	80
Çizelge	4.5.	Isıtma soğutma sisteminde kabin içi farklı hedef sıcaklığının şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi.....	80

1. GİRİŞ

Elektrikli araçlar çeşitlerine göre bir veya birden daha fazla elektrik motoru vasıtasıyla bataryalar tarafından depoladığı elektrik enerjisini kullanarak çalışan otomobillerdir. İçten yanmalı motorlara sahip araçlar ise genellikle fosil kaynaklı yakıtların tüketilmesi ile elde edilen kimyasal enerjinin çevrim ile mekanik enerjiye dönüştürülmesi ilkesiyle çalışan otomobillerdir. Dünya nüfusunun artışı, üretim ve kaynak ihtiyaçlarımızı arttırmaktadır. Fosil yakıt kaynaklarının, yıllar boyunca kullanımının etkisi sonucu, hazır kaynakların tüketimi göz önünde bulundurularak, daha ekonomik olan elektrikli araçlar tercih sebebi haline gelmektedir. Elektrikli araçlar, içten yanmalı motorlar ile tahrik edilen araçların aksine, dolaylı olarak dahil edilen batarya üretimi sırasında meydana gelen CO_2 salınımına rağmen, çevre kirliliğine daha az etki ettiği bilinmektedir. Günümüzde fosil yakıtların giderek azalması ile birlikte doğa üzerinde yol açtığımız tahribatlar göz önüne alınırsa, geleneksel içten yanmalı motorların yerini çevreci ve daha verimli olan elektrik motorlu araçların alması zaruridir. Ancak araçlardaki performans, bataryalarda depolanan elektrik enerjisinin kullanımı ile menzil konusunda dezavantaj olarak bilinmektedir.

İnsanların otomobilleri ile seyahatleri süresince mevsim koşullarına göre optimum konfor şartlarının sağlanması gerekmektedir. Elektrikli araçlardaki konfor şartlarının sağlanması, içten yanmalı motorlara sahip araçlardaki gibi atık ısı miktarının fazla olmaması sebebiyle ısıtma ve soğutma süreçlerinde enerji tüketimi ve yönetimi bataryadaki şarj oranının azalmasına sebep olmaktadır. Pil durumu ile orantılı olarak etkilenen sürüş menzili nedeniyle elektrikli araçlarda enerji yönetimi konusu çözülmesi gereken önemli bir problem olarak ortaya çıkmaktadır.

Son yıllarda sınırlı enerji kaynaklarının kullanımı, artan yakıt maliyetleri ve doğadaki tahribat nedeniyle ulaşım sektöründeki yatırımlar için geleneksel araçların alternatifi olarak elektrikli araçlar tercih edilmektedir. Kullanıcılar tarafından doğa dostu olarak nitelendirilirken ayrıca yakın zaman ve geleceğin otomobil teknolojisi olarak görülmektedir. Ülkemiz de otomotiv sektöründeki gelişmeler için yatırımlarda bulunarak gelecek için çok değerli adımlar atmaktadır.

Global olarak elektrikli araçların kullanımının yaygınlaştırılması ve geliştirilmesine istinaden önemli adımlar atılmaktadır. Dünyadaki devletler, hükümetler ve yerel yönetimler elektrikli araçların kullanımının teşviki için muhtelif destekler vermektedir. Kullanıcılara yönelik olarak elektrikli araç fiyatlarında vergi indirimi ve otoyollar ile bağlantı yolları üzerinde yer alan şarj istasyonlarının nicelik ve nitelik bakımından iyileştirilmesiyle karşımıza çıkmaktadır, şirketlere yönelik olarak ise devletler tarafından yüksek tutarlarda ödenek ve girişimlere muhtelif yardımlarda bulunacakları açıklanmaktadır. Bu kapsamda son yıllarda elektrikli araçların, sürücüler tarafından tercih edilmesi kademeli olarak artmaktadır.

Çizelge 1.1. 2013-2020 Yılları arasında satılan her yeni araç içerisindeki elektrikli araç miktarının yüzdelik olarak değişimi (Sanguesa ve ark., 2021)

Ülkeler	2013 (%)	2014 (%)	2015 (%)	2016 (%)	2017 (%)	2018 (%)	2019 (%)	2020 (%)
Norveç	6.10	13.84	22.39	27.40	29.00	39.20	49.10	55.90
İzlanda	0.94	2.71	3.98	6.28	8.70	19.00	22.60	45.00
İngiltere	0.16	0.59	1.07	1.25	1.40	1.90	22.60	45.00
İsveç	0.71	1.53	2.52	3.20	3.40	6.30	11.40	32.20
Hollanda	5.55	3.87	9.74	6.70	2.60	5.40	14.90	24.60
Danimarka	0.29	0.88	2.29	0.63	0.40	2.00	4.20	16.40
Fransa	0.83	0.70	1.19	1.45	1.98	2.11	2.80	11.20
Kanada	0.18	0.28	0.35	0.58	0.92	2.16	3.00	3.30
ABD	0.16	0.75	0.66	0.90	1.16	1.93	2.00	1.90
Japonya	0.91	1.06	0.68	0.59	1.10	1.00	0.90	0.77

Sanguesa ve ark. (2021), yaptıkları çalışmalar sonucu elektrikli araçların 2013 ile 2020 yılları arasındaki satılan her yeni araç içerisindeki yüzdelik miktarını incelemişlerdir. Çizelge 1.1'de yer alan veriler, farklı ülkelerdeki kullanıcıların elektrikli araçlara olan talebinin arttığını göstermektedir.

Bu tez çalışmasında, elektrikli araçlarda ısıtma ve soğutma sürecindeki enerji tüketiminin menzil ve şarj oranı üzerindeki olumsuz etkisi sebebi ile ısıtma-soğutma sisteminin enerji yönetimi amaçlanmıştır.

Bu tez çalışmasındaki araştırma soruları:

- Farklı dış ortam sıcaklıklarındaki aracın, ısıtma ve soğutma sürecindeki enerji tüketimi, menzilden ve şarj oranından ne kadar azaltır?
- Uluslararası tanınan farklı yol çalışma koşullarındaki aracın, ısıtma ve soğutma sürecindeki enerji tüketimi, menzilden ve şarj oranından ne kadar azaltır?
- Çeşitli sabit hızla hareket halindeki aracın, ısıtma ve soğutma sürecindeki enerji tüketimi, menzilden ve şarj oranından ne kadar azaltır?
- Isıtma ve soğutma sürecindeki kabin içi hedeflenen sıcaklık, menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi nedir?

MATLAB Simulink ortamında elektrikli araçlar üzerinde yer alan kabin, elektrik motorları, batarya bloğu, ısıtma-soğutma sistem elemanları gibi aracın tamamını içeren enerji yönetim modeli hazırlanarak, elektrikli araçlar için ısıtma ve soğutma süreci farklı çalışma koşulları altında incelenmiştir. Modelde, ısıtma ve soğutma için ısı pompası yanında gerektiğinde kullanılmak üzere PTC ısıtıcıda yer almaktadır. Isı pompaları, aynı sistem elemanları üzerinden ısıtma ve soğutma için kullanılabilen cihazlardır. Konfor koşulları dikkate alınarak belirlenen kabin içi sıcaklık hedefi doğrultusunda, ısıtma ve soğutma süreci yönetildi. Model, uluslararası tanınan NEDC ve FTP75 yol çalışma koşulları ve sabit hızlı hareket koşturularak kabin içi sıcaklık ve enerji tüketim analizleri gerçekleştirildi. Elektrikli araçta ısıtma-soğutma sürecinde sistem elemanlarının her birinin ayrı ayrı enerji tüketimleri ve sistemin tamamının enerji tüketimi incelenmiştir. Farklı yol çalışma koşulları altında, kabin içi sıcaklığın zamanla değişimi, anlık güç ve birikimli enerji tüketimi hesaplanmıştır. Isıtma ve soğutma süreçlerinin enerji tüketimi ve bataryada depolanan enerjiye olan etkisi incelenerek yorumlanmıştır.

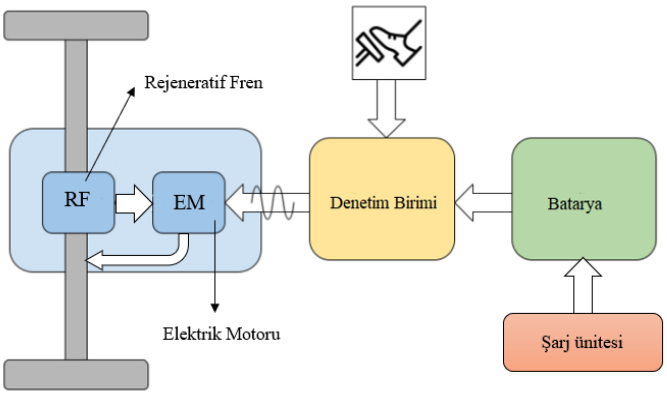
Bu tez çalışmasının, 2. bölümünde Kuramsal Temeller ve Kaynak Araştırması başlığı altında elektrikli araçlar, ısıtma soğutma sistemi ve unsurları ile ilgili literatür araştırılması sunulmuştur. 3. Bölümde Materyal ve Yöntem başlığı altında MATLAB Simulink ortamında hazırlanan ısıtma soğutma sistem modeli ile ilgili bilgiler sunulmuştur. 4. Bölümde Bulgular ve Tartışma başlığı altında ısıtma soğutma sistemine ait bulgular sunulmuştur. 5.Bölüm Sonuç başlığı altında ısıtma soğutma sisteminden elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. 6.Bölüm Kaynakça başlığı altında tez çalışmasında yararlanılan çalışmalara yer verilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tez çalışmasının bu bölümünde, elektrikli araçların yapısı, batarya teknolojisi, ısıtma soğutma sistemleri, soğutucu akışkanlar, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, ısı pompası çevrimi ve araçlar için iklimlendirme unsurları yer almaktadır. Bu konular literatürdeki çalışmalar ile desteklenmiştir.

2.1 Elektrikli Araçlar

Elektrikli araçlar çeşitlerine göre bir veya birden daha fazla elektrik motoru vasıtasıyla bataryalar tarafından depoladığı elektrik enerjisini kullanarak çalışan otomobillerdir. Elektrikli araçlar, geleneksel olarak nitelendirilen içten yanmalı motora sahip araçlara göre yapısal olarak çok daha basit ve yalın halde karşımıza çıkmaktadır. Elektrikli araçların basit ve yalın olarak tarif edilmesinin sebebi yapısında içten yanmalı motor, dişli kutusu ihtiva etmemesidir. Elektrikli araçlar ana hatlarıyla Şekil 2.1'de gösterilmektedir.



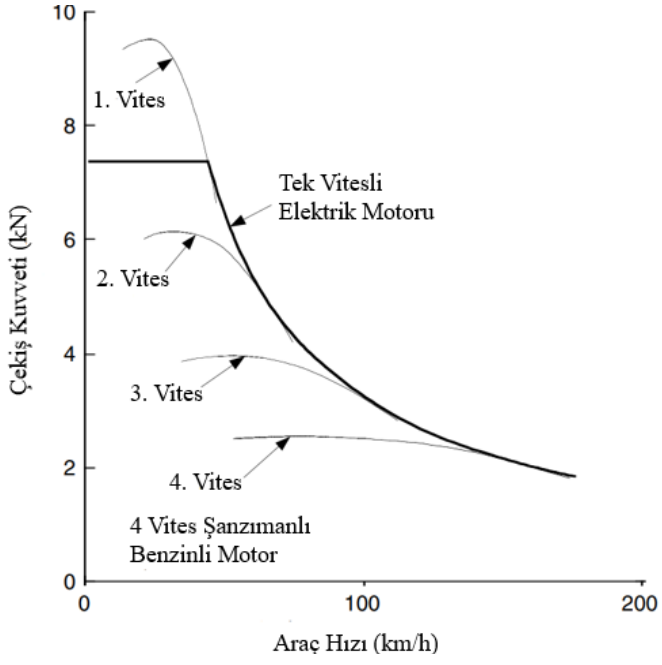
Şekil 2.1. Elektrikli araçların yapısı

Elektrikli araçlarda hareket, bataryasında depolanan enerjiden elektrik motoru aracılığıyla sağlanmaktadır. İçten yanmalı motorlarda ise birbirleri ile uyum halinde olan valfler yani supaplar açma ve kapama hareketi yaparlar, piston hareketi ve ateşleme sonucu ile krank milinin dönmesi sağlanır. Krank mili aracılığıyla pistonun yapmış olduğu doğrusal hareket, dönme hareketine çevrilerek aracın hareketi ile sürüş sağlanmaktadır. İçten yanmalı motorlu araçların çalışması sırasında motor ve aktarma organları kayıpları verimliliğinin düşük olmasına doğrudan etki etmektedir.Çevrim

süresince yakıttan elde edilen enerjideki kayıplar ile yanma işlemi sırasında oluşan muhtelif gazların emisyonu hem çevre hem de ekonomi için tahribata yol açmaktadır.

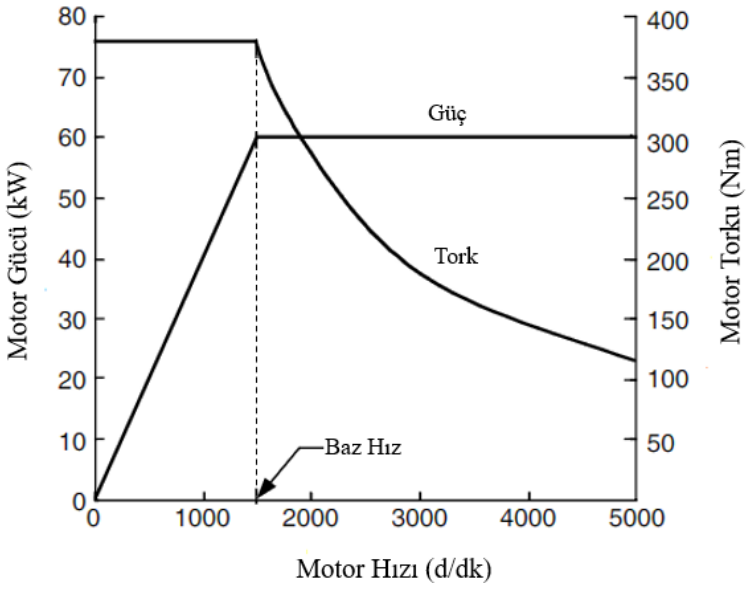
Gelenekselleşmiş olan içten yanmalı motorlara sahip araçlarda ilk hareket marş motorunun volan dişlisine bağlanmış olan krank milini ortalama olarak 200-250 d/dk'de döndürülmesi ile sağlanmaktadır. Bu sırada sisteme yakıt dahil edilir ve krank mili ortalama olarak 800- 850 d/dk seviyelerine gelerek rölanti olarak bilinen bekleme hızına ulaşmaktadır. Bu işlemler tamamlandıktan sonra araç harekete hazır gelmektedir. Elektrikli araçlar tarafında ise krank milinin hareketine ve herhangi bir bekleme süresine ihtiyaç duyulmamaktadır. Elektrik motoru sayesinde tüm hızlarda kesintisiz moment elde edilmektedir. Kullanıcın gaz pedalına temas ettiği anda motor tarafından direkt olarak güç oluşturulmaktadır (Guzzella ve Onder, 2009).

İçten yanmalı motorlara sahip araçlarda devir ve araç hızı arttığında motor tarafından üretilen çekiş kuvveti azalmaktadır. Bu araçlarda hız, ivme ve yakıt sarfiyatı dikkate alınarak vites ve redüksiyon oranlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Elektrikli araçlarda ise sürekli tork ve çekiş kuvveti üretilmesi sebebiyle tek vites yeterli olmaktadır. Elektrik motoruna sahip araçlar, içten yanmalı motorların yerine rahatlıkla tercih edilmektedir.



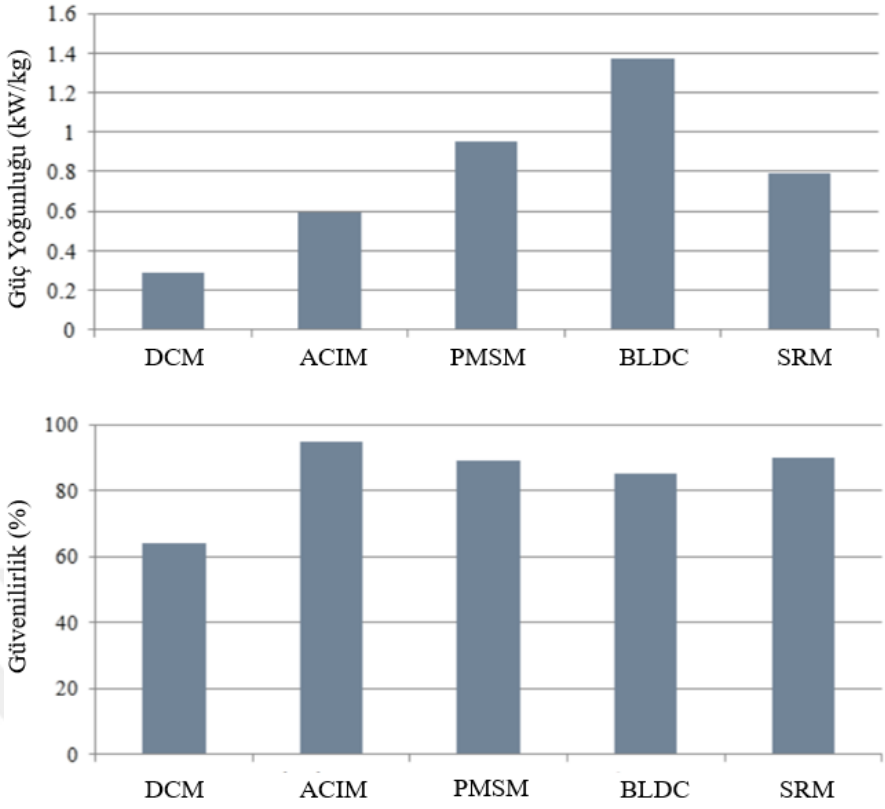
Şekil 2.2. Elektrik motoru ve benzinli motorun karşılaştırılması (Ehsani ve ark., 2018)

Elektrikli araçlarda kullanılan elektrik motorlarında, aracın kalkış ve tırmanış durumları için yüksek tork performansına sahip olması istenmektedir. Ayrıca anlık hızlanma şartlarının sağlanabilmesi için motorun güç yoğunluğunun fazla olması gerekmektedir. Aracın yüksek hızlarda çalışma durumunda, ürettiği gücün yeterli düzeyde olması, farklı hız dilimlerinde güç değerinin stabil ve verimliliğinin yüksek olması istenmektedir. Motor gücünün sabit olduğu koşullarda hız değerlerinin geniş bir alanı ihtiva etmesi istenmektedir. Elektrikli araçların tırmanış durumu için baz hız, motor gücü, motor torku ve motor hızının ayrı ayrı yer aldığı karakteristik performans eğrisi Şekil 2.3'te karşılaştırmalı olarak verilmektedir (Ehsani ve ark., 2018).

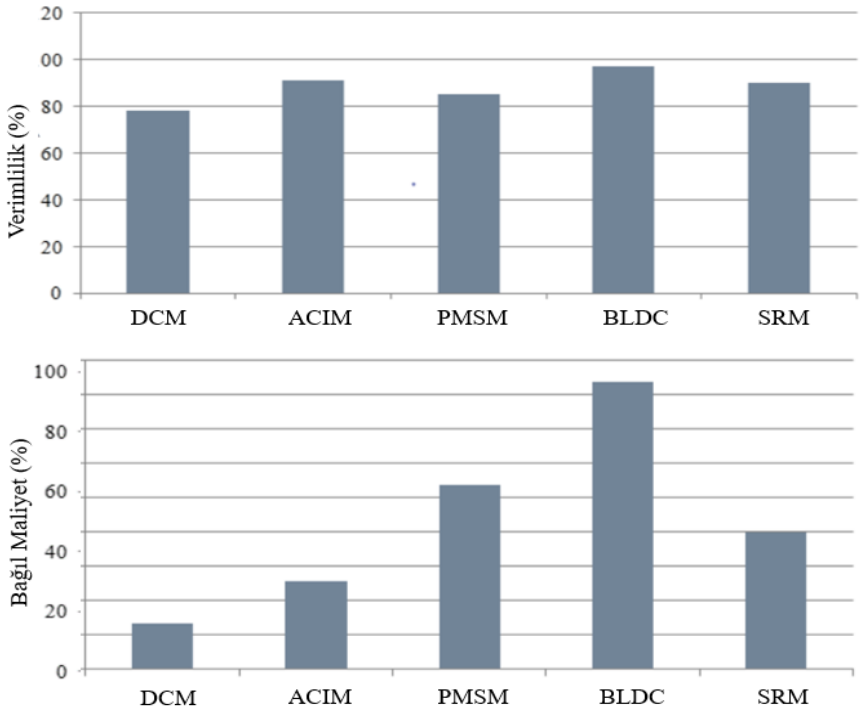


Şekil 2.3. Elektrikli araçların tırmanış durumu performans eğrisi (Ehsani ve ark., 2018)

Elektrikli araçlarda çekişi sağlamak için kullanılan elektrikli motorlar fırçalı dc motor (DCM), fırçasız dc motor (BLDC), asenkron motor (ACIM), kalıcı mıknatıslı senkron motor (PMSM) ve anahtarlamalı relüktans motor (SRM) çeşitleri ile genel olarak sınıflandırılmaktadır. Elektrikli araçlarda motor seçimi konusunda Şekil 2.4 ve Şekil 2.5 üzerinde yer alan çeşitli kriterler göz önünde bulundurularak farklı koşullarda çalışan elektrikli araçlarda kullanılmak üzere en uygun olan motor, elektrikli araç üreticileri tarafından tercih edilmektedir (Bhatt ve ark., 2019).



Şekil 2.4. Elektrik motorlarının güç yoğunluğu ve güvenirlik grafiği (Bhatt ve ark., 2019)



Şekil 2.5. Elektrik motorlarının verimlilik ve bağıl maliyet grafiği (Bhatt ve ark., 2019)

2.2 Elektrikli Araçlarda Batarya Teknolojisi

Bataryalar, ekseriyetle depolanmış kimyasal enerjiyi, yüksek verimlilikle beraber kullanım esnasında gaz emisyonu olmadan, elektrik enerjisine çevirmektedir. Yapısında sayıca çok olarak elektrokimyasal hücre bulunduran batarya olarak adlandırdığımız kimyasal enerji depolama üniteleri, taşınabilir olması sebebiyle elektronik aletler, taşıtlar, telekomünikasyon araçları, alarm güvenlik sistemleri gibi alanlarda kullanılmaktadır.

Bataryaların faaliyeti, elektrokimyasal redoks tepkimesi prensibi ile gerçekleşir. Bataryaların sahip olduğu karakteristik özellikler, bataryalardaki hücrelerin cinsi, hücrelerin adedi, hücrelerin bağlantı çeşidi ve bataryalardaki hücreler harici kullanılan birtakım faktörler ve bileşenler ile tayin edilmektedir.

Bir Li-ion pil, yapısı gereği karmaşık bir elektrokimyasal şekilden ayrıca doğrusal olmayan düzensiz bir biçimden oluşmaktadır. Bu sebeple bir batarya modellemesi belirli kriterler altında yapılması gereken uzun bir süreçtir. Batarya modeli için tasarım, üretim ile geliştirme ve halihazırda var olan modeller arasında tespit ve karşılaştırma aşamalarında modelin doğruluğu, modelin uygunluğu, model üzerindeki hesaplamalar, yer alan parametreler ile çeşitli bilimsel disiplinlerden kesinlikle faydalanılmalı ve dikkate alınmalıdır (Rao ve ark., 2003).

İçerisinde sayıca çok olan hücreler kendi arasında gruplaşarak modülleri, modüller ise kendi içinde bir araya gelerek batarya olarak isimlendirilen yapıları meydana getirir. Şarj işlemi sırasında batarya dolumu için yaklaşık olarak binlerce kez döngüsel olarak malzeme üzerinde reaksiyon türleri ve bileşenlerinin hücre içerisine giriş ve çıkış işlemleri dikkate alınarak piller tasarlanmalıdır (Whittingham, 2012).

Son yıllarda farklı batarya ve pil kimyası teknolojileri geliştirilmesine yönelik çalışmalar artmaktadır. Li-ion pilleri sahip olduğu hacimsel ve özgül güç yoğunluklarının fazla olması bunlara ek olarak deşarj oranının düşük ve yapısında bellek etkisinin bulunmaması sebebiyle neredeyse her alanda en çok kullanılan batarya teknolojisi olarak karşımıza çıkmaktadır (Scrosati ve Garche 2010).

Çizelge 2.1. Çeşitli pillerin karşılaştırılması (Yong ve ark., 2015)

Batarya kimyası	Nominal Voltaj (V)	Enerji Yoğunluğu (Wh/Kg)	Hacimsel Enerji Yoğunluğu (Wh/L)	Özgül Güç (W/Kg)	Çevrim ömrü	Deşarj Oranı (%/Ay)	Bellek Etkisi	Çalışma Aralığı (°C)	Üretim Maliyeti ($/kWh)
Pb-Acid	2.0	35	100	180	1000	<5	Hayır	-15...+50	60
Ni-Cd	1.2	50…80	300	200	2000	10	Evet	-20…+50	250…300
Ni-Mh	1.2	70…95	180-220	200-300	<3000	20	Nadir	-20…+60	200…250
Li-ion	3.6	118…250	200-400	200-430	2000	<5	Hayır	-20…+60	150
LiPo	3.7	130...225	200-250	260-450	>1200	<5	Hayır	-20…+60	150
$LiFePO_4$	3.2	120	220	2000-4500	>2000	<5	Hayır	-45…+70	350
Zn-air	1.65	460	1400	80-140	200	<5	Hayır	-10…+55	90…120
Li-S	2.5	350…650	350	-	300	8…15	Hayır	-60…+60	100…150
Li-air	2.9	1300..2000	1520-2000	-	100	<5	Hayır	-10…+70	-

Şarj ünitesi vasıtasıyla sağlanan elektrik enerjisinin depolanması için maliyet ve ağırlık artışı gibi faktörlere rağmen, oldukça büyük elektrik bataryalarının kullanılması gerekmektedir. İçten yanmalı motorlarda tercih edilen yakıtların özgül enerji miktarının çok yüksek olması sonucu, elektrikli araçlarda benzer miktarlarda enerji ihtiyacı sebebiyle oldukça büyük bataryalar iktiza etmektedir. Elektrik bataryaları karşılaştırma yapmak gerekirse hem içten yanmalı araçların sahip olduğu yakıt depolarına hem de hibrit araçların kullandığı bataryalardan kütlesel ve hacimsel olarak daha büyüktür. Elektrikli araçlarda kullanılan büyük bataryaların dolumu için geçen süre karşımıza dezavantaj olarak çıkmaktadır.

Elektrikli araçlarda şarj işlemi, kullandığımız cep telefonlarına yakın olarak gerçekleşmektedir. Şarj işlemi ev, otopark, alışveriş merkezi ve çeşitli istasyonlarda gerçekleştirilmektedir. Evlerde kullanılan elektrik altyapısının düşük amper değerlerine sahip olması sebebiyle bataryanın dolumu için yaklaşık olarak 8-10 saat gibi uzun sürelere ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak otomotiv üreticilerinin desteklediği istasyonlarda bulunan hem yüksek akım hem de yüksek voltaj kullanılarak şarj süresinin fazlasıyla azaldığı ve 2 saatten daha az sürede tam şarj olduğu bilinmektedir.

Elektrikli araçlarda enerji için ana kaynak olarak bataryalar kullanılmaktadır. Bu sebeple şarj ve menzil hususları dikkate alınarak çeşitli çözümler oluşturulmaktadır. Bu doğrultuda rejeneratif fren teknolojisi uygulamaya sunulmaktadır. Rejeneratif fren ile sürüş sırasında fren kullanıldığı durumlarda geri besleme sistemi vasıtasıyla enerjinin sürekli geri kazanımı amaçlanmaktadır.

Sürüş anında kazanılmış olan kinetik enerjiden faydalanma ilkesini prensip edinen bu sistemde tahrik durumunda olan motorun jeneratör şeklinde çalışması ile tekerlekler için ihtiyaç olan fren torkunu kullanarak bataryalar için belirli miktarlarda enerjinin tekrar tekrar sağlanması istenmektedir (Guo ve ark., 2009).

Geleneksel yöntem olan hidrolik fren sistemi, fren anında ortaya çıkan ısı sebebiyle enerji kaybına yol açmaktadır. Rejeneratif fren sistemi yardımıyla oluşacak olan enerji kaybının önüne geçerek bataryalarda enerji depolanması ve buna bağlı olarak enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Maliyet ve zaman kaybını azaltmak için kullanılmasının yanı sıra sürücülere araç menzili için de pozitif etkiler sağlamaktadır (Malode ve ark., 2016).

2.3 Elektrikli Araçlarda İklimlendirme Sistemleri

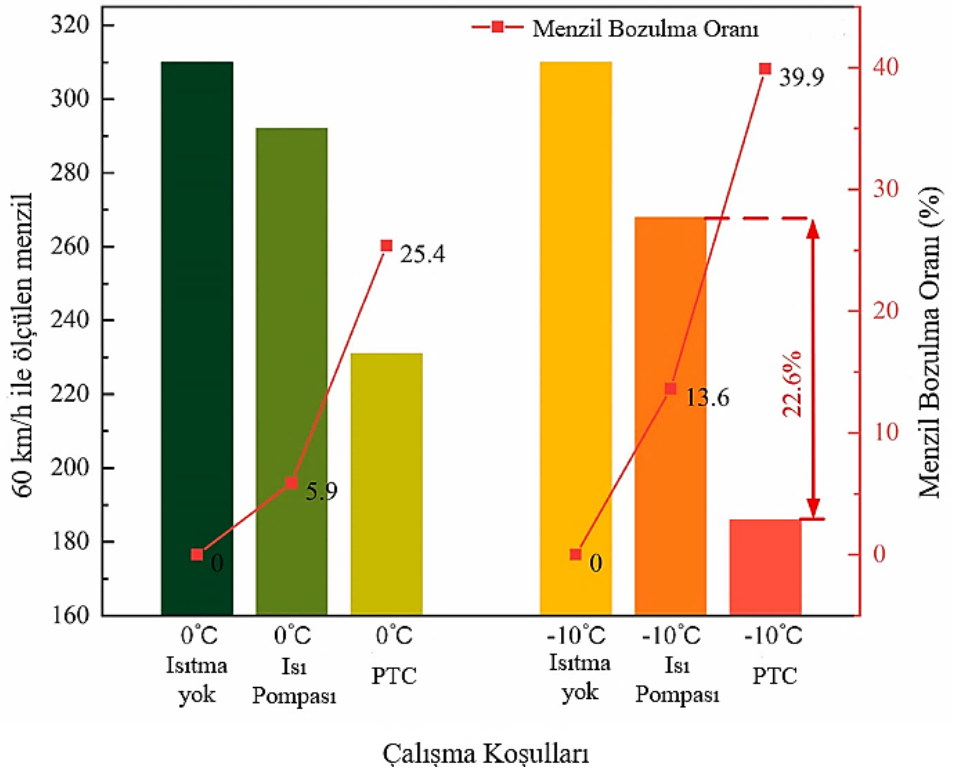
Elektrikli araç sistemleri incelendiğinde enerji tüketiminin en fazla yapıldığı yer elektrik motorudur. Enerji tüketiminin ikincil olarak en çok tüketildiği sistem ise iklimlendirme sistemi olarak karşımıza çıkmaktadır. İnsanların otomobilleri ile seyahatleri süresince mevsim koşullarına göre optimum konfor şartlarının sağlanması gerekmektedir. Elektrikli araçlarda konforlu bir yolculuk için iklimlendirme sisteminin ısıtma, soğutma, buzlanma, buğu ve nem oluşması gibi durumlarda kullanıcıların isteklerini karşılaması gerekmektedir. Elektrikli araçlarda konforlu bir yolculuk gerekçesiyle, içten yanmalı motorlara sahip araçlara göre atık ısı miktarının fazla olmamasından dolayı ısıtma ve soğutma durumları için muhtelif çözümlere gidilmektedir. Batarya durumu ile orantılı olarak etkilenen sürüş menziliyle beraber elektrikli araçlarda enerji yönetimi konusu önem kazanmaktadır. Elektrikli araçlarda kabin içindeki iklimlendirme koşullarını sağlamak için elektrikli ısıtıcı ve ısı pompası prensibi ile çalışan iklimlendirme sistemleri tercih edilmektedir.

Elektrikli araçlarda iklimlendirme işlemi olarak kullanılan ısı pompaları, teorik olarak tersinir çalışmaya elverişli olması sebebiyle hem ısıtma hem de soğutma durumları için sistemin kullanımına olanak sağlamaktadır. Sistemin tersinir olarak soğutma ihtiyacını karşılaması avantajı ve alternatif iklimlendirme sistemlerine göre düşük enerji tüketimine sahip olması sebebiyle araç üreticileri tarafından tercih edilmektedir.

Elektrikli araç üreticileri tarafından tercih edilen diğer sistem olan elektrikli ısıtıcılarda kullanıcının ısıya ihtiyacı olduğu durumda elektrik akımından elde edilen ısı doğrudan sisteme dahil edilerek ısıtma işlemi sağlanmaktadır. Elektrikli ısıtıcı için Positive Temperature Coefficient (PTC) sistemi içten yanmalı araçlardan, elektrikli araçlara ısıtma merkezinde yüksek voltaja sahip bir PTC kullanımı ile kolaylıkla uyarlanmaktadır. Üreticiler tarafından bazı araçlar için ısı pompasının çalışmasını etkileyebilecek kadar çok soğuk ve ısıtma gereksiniminin çok yüksek olduğu uç koşullar için ek olarak PTC içeren ısı pompaları da tasarlanmaktadır. Ancak PTC yöntemi kullanımı sırasında enerji sarfiyatının fazla olması sebebiyle sistemdeki verimlilik düşük olarak karşımıza çıkmaktadır. Elektrikli araçlarda iklimlendirme sisteminin doğrudan menzile etkisi sebebiyle kullanılan sistemdeki verimliliğin yüksek olması gerekmektedir. Isıtma tesir katsayısının daha fazla olduğu ısı pompası sistemi, elektrikli araçların iklimlendirilmesi için tercih sebebi haline gelmektedir (Meyer ve ark., 2018).

Farklı ortam sıcaklıklarında bulunan aracın, ısı pompası ve PTC sisteminin menzile olan etkisi Şekil 2.6'da verilmektedir. PTC ısıtıcısının menzile etkisinin ısı pompasından daha fazla olduğu görülmektedir. Bu çalışmada 0 °C olan ortam koşullarında 60 km/h sabit hızla hareket eden araç ısıtıcı kapalı konumda bulunurken yaklaşık 310 km menzile ulaşmaktadır. 0 °C Olan ortam koşullarında ısı pompası ile 292 km menzil olmaktadır. Bu değer PTC ısıtıcısına göre 61 km daha fazladır. 0 °C Koşullarında ısı pompası ile %5,9 olarak ölçülen menzil bozulma oranı, PTC sistemi için %25,4 olarak ölçülmektedir. PTC ısıtıcısının bozulma oranın yüksek olması, sistemindeki enerji israfının ısı pompası sisteminden daha fazla olduğu göstermektedir. Ortam şartlarının -10 °C olarak değişmesi durumunda, 0 °C olan başlangıç durumu koşullarına kıyasla PTC ısıtıcısının 45 km kadar menzilden kayıp verdiği ölçülmektedir (Li ve ark., 2021).

Şekil 2.6'da verilen -10 °C Olan ortam koşullarında ise PTC yerine ısı pompası kullanılması durumunda menzilden %22,6 daha fazla kazanç elde edildiği görülmektedir. Isı pompasının menzil bozulma oranının %13,6 ölçülmesi ve PTC sisteminin bozulma oranının %39,9 olarak ölçülmesi ile PTC sistemi tercih edilen araçlarda kabin içi ısınma gereksiniminin arttığı koşullar altında israf edilen enerji miktarının da fazlasıyla arttığını ortaya koymaktadır. Ortam sıcaklığının azalması ile beraber PTC sisteminin menzilden ve enerjiden büyük kayıplar vermesi PTC sisteminin olumsuzluğu olarak karşımıza çıkmaktadır (Li ve ark., 2021).



Şekil 2.6. Farklı çalışma koşullarının menzile etkisi (Li ve ark., 2021)

Isı pompası sistemleri yapısal olarak iç ve dış ortamda kullanılmak için ısı değiştiricisi, kompresör, genleşme ve dört yollu valf ile sadece beş temel bileşen olmak üzere kompakt ve gelecek vaat eden teknoloji ürünü olarak hizmet etmektedir.

Elektrikli araçlarda kullanılan ısı pompası sistemleri, evlerde kullanılan sisteme göre daha dinamik çalışma gereksinimi ve daha çok etkiye maruz kalması sebebiyle yapısal olarak ev tipi ısı pompalarından daha karmaşık halde bulunmaktadır.

Elektrikli araçlarda kullanılan ısı pompası sistemlerinin tasarımı aşamasında, otomobil sürücülerinin farklı coğrafyalarda yer alan soğuk ve sıcak iklim bölgeleri için belirli konfor şartlarının hızlı, kararlı ve verimli bir şekilde sağlanması istenmektedir. İçten yanmalı motora sahip araçlarda, iklimlendirme sistemi için gerekli çalışma aralığının azami olarak yaklaşık 40°C kabulü ile bu şartlara uygun olan kapasitede soğutma performansı hedeflenmektedir. İçten yanmalı araçlarda atık ısı kaynağının fazla olmasından dolayı aşırı soğuk iklim bölgelerindeki otomobiller için bile ısıtma kapasitesinin rahatlıkla sağlanabileceği kabul edilmektedir. Ancak elektrikli araçlarda atık ısı kaynağının yetersiz olması ve aynı zamanda yüksek verim düşüncesi ile aynı konfor koşulları altında ısıtma kapasitesi dikkatle belirlenmelidir. Genellikle sadece hava kaynağından beslenen ısı pompası sistemlerinin -20°C'den 40°C'ye kadar olan çalışma aralığında hizmet vermesi için planlama ve tasarım yapılmaktadır. Buna ek olarak ısı pompası sistemlerindeki çalışma koşullarının farklılaşması ile beraber soğutma ve ısıtma ihtiyacı arasında geçişler meydana gelmektedir (Lajunen ve ark., 2020).

Isı pompası sisteminin tasarımı ve kapasite şartları gereksinimleri değerlendirilerek, tüm sistemin performansını kararlı bir hale getirmek için kapasite uygunluk planlamasına ihtiyaç duyulmaktadır. Kapasite ve sistem planlaması için termodinamiğin temellerini oluşturan Fransız bilim insanı Sadi Carnot tarafından 1820'li yıllarda ortaya konulan ve aynı zamanda sistemin tersinir bir çevrim olarak çalışmasını sağlayan Carnot çevriminin esas kabul edilmesi ile sistemin planlanması gerekmektedir (Afzal ve ark., 2021).

Isı pompası sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkan çeşidi, iklimlendirme kapasitesi ve performansı hususları için yapı taşı olarak kabul edilmektedir. Teknolojinin gelişmesi ile birlikte ısı pompası sisteminde alternatif olarak kullanılabilecek soğutucu akışkan çeşitlerine yol açmaktadır. Bu çeşitlilik R1234yf, R32, R290 ve CO_2 gibi muhtelif soğutucu akışkanların kullanımına yol açmaktadır.

2.4 Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar kullanım yeri itibariyle soğutma, havalandırma ve ısı pompası sistemlerinde görevi soğutma çevrimi sırasında istenilen konumdan absorbe ettiği ısıyı alıp istenilen diğer bir ortam koşullarına iletim ve taşınım yoluyla ısıyı transfer etmesine yardımcı olmaktır. Isıyı aktarma süreci buharlaşma ve yoğuşma faz değişimleri safhasında gerçekleşmektedir (Yamankaradeniz ve ark., 2013).

Soğutucu akışkanlar görevi itibariyle belirli termodinamik kriterlere sahip olması istenmektedir. Soğutma çevrimi sırasında kullanılan akışkanın basınç değerinin çevre basıncından daha yüksek dolayısıyla pozitif buharlaşma basıncına sahip olması istenmektedir. Buharlaştırıcı basıncının olanaklar dahilinde en yüksek, buna karşın yoğuşturucu basıncının ise olanaklar dahilinde en düşük olması istenmektedir. Bir başka ifadeyle basınç farkının çok olması istenmektedir. Soğutucu akışkanların buharlaşma gizli ısı değerinin yüksek olması istenmektedir. Buharlaşma gizli ısısının yüksek olduğu şartlar altında sistem yapısında kullanılması ihtiyaç olan gaz akışkan oranı artmaktadır. Soğutucu akışkanlarda kesinlikle yüksek ısı geçirgenliğine bu sebeple de ısı iletim katsayısının yüksek olması aranmaktadır. Soğutucu akışkanların hem yüksek kritik sıcaklığına hem de yüksek basınç değerlerine sahip olması istenmektedir. Soğutucu akışkanların özgül hacminin küçük olması istenmektedir. Soğutucu akışkanların hem düşük donma derecesi sıcaklığına hem de düşük viskozite değerlerine sahip olması gerekmektedir. Soğutucu akışkanların dielektrik olması yani elektriğe karşı yalıtkan olması istenmektedir. Kimyasal hususu için kesinlikle aktif olmamalıdır. Sistemde kullanılan tesisatın aşınmaya dayanıklı olması, malzemenin mekanik özelliklerinin etkilememesi ve için kimyasal olarak aktif olmaması gerekmektedir. Bunlara ek olarak soğutucu akışkanların, sistemdeki yağlama yağlarıyla ve çeşitli akışkanlarla tepkimeye girmemesi istenmektedir. Soğutucu akışkanların sistemden ihtimaller dahilinde kaçak oluşması göz önünde bulundurularak yanıcı, patlayıcı ve mümkün olduğu kadar insan sağlığına etkilerinin olmaması istenmektedir. Aynı zamanda sistem üzerinde kaçak olma ihtimali düşünülerek soğutucu akışkanların farklı koku ve renklerde olması istenmektedir. Farklı renk ve kokularda olması kaçakların tespiti ve onarım işlemlerinde güç ve zaman tasarrufu sağlamaktadır. Ayrıca ulaşılabilir olması gerekmektedir (Koyun ve ark., 2005).

Soğutucu akışkanın su ve yağ içerisinde erime şartlarının ayrı ayrı değerlendirilmesi gerekmektedir. Su içinde erime işleminin kolaylıkla gerçekleşmesi makine içindeki akışkanın donma riskini azaltmaktadır. Su içinde erime hal değişimi gerçekleştiği taktirde oluşacak karışımın donma noktasının azaldığı bilinmektedir. Su içinde erimemesi durumunda çevre basıncının etkisindeki bölgelerdeki basıncın az olması sebebiyle dış ortamdan içeriye girecek hava ile birlikte su buharı hızla yoğuşmaktadır ve genişleme valfinde sıcaklığın azalması ile birlikte katılaşma meydana gelmektedir. Bu katılaşma problemi sistemde tıkanmaya ve çalışma koşullarına birtakım arızalar meydana getirmektedir. Soğutucu akışkanın yağ içerisindeki erimesi ise sistemdeki kaçaklar sonucu karışımları meydana getirmektedir. Eğer akışkan buharı ile yağ arasında erime olmazsa, akışkan ile birlikte yağ hareketi sonucu yoğuşturucu ve buharlaştırıcının yüzeyinde yağ tabakası meydana gelmektedir. Yağ tabakası oluşması sonucu ısı transferinin azaldığı bilinmektedir (Koyun ve ark., 2005).

Ayrıca iklimlendirme ve soğutma çalışmalarındaki soğutucu akışkanların ozon tüketim potansiyelinin düşük olmasına dikkat edilmelidir. Ozon tabakasının tahribatı sebebiyle canlılar ve çevre sağlığının üzerinde olan olumsuz etkileri bilinmektedir. Ozon tüketim potansiyeli, kullanılacak soğutucu akışkan ve benzeri kimyasal maddelerin ozon tabakası üzerindeki tesir oranının eşit kütleye sahip olan ve sınıf 1 olarak kabul edilen CFC-11'e oranlanması olarak hesaplanmaktadır (Wang, 2000).

Soğutucu akışkanlar kendi içinde gruplara ayrılmaktadır. Kloroflorokarbon (CFC) olarak bilinen karbon yörüngesi üzerindeki hidrojen atomlarının klor ve flor atomları ile yer değiştirmesi sonucu tam halojenli soğutucu akışkanlar oluşmaktadır. CFC'ler ozon tabakası üzerinde büyük tahribatlara neden olabileceği öngörülerek sınıf 1 ozon tüketim potansiyeli olarak değerlendirilmektedir. CFC'ler yanıcı ve zehirleyici etkiye sahip olmamakla birlikte kararlı geometrisi ve ısıl özellikleri gibi avantajlı özelliklere sahiptir. Fakat ozon tabakası üzerindeki olumsuz etkileri sebebiyle dünya çapında bazı kısıtlamalar ve önlemler alınması dezavantaj olarak bilinmektedir. CFC'ler atmosfer üzerinde uzun yıllar boyunca kalması sebebiyle tercih edilmemektedir. Genellikle en çok kullanılan CFC tipi soğutucu akışkanlar R11, R12, R13, R114 ve R115 olarak karşımıza çıkmaktadır (Onat ve ark., 2004).

Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP) organizasyonu ile 1987 yılında, ozon tabakası için zararlı maddelerin çeşitlerine ve etkilerine göre sınıflandırarak "Ozon Tabakasını İncelten Maddeler için Montreal Protokolü" global bir toplantı gerçekleştirildi. Montreal Protokolü olarak kabul edilen protokole göre soğutucu akışkan çeşitlerinden CFC'lerin global olarak kullanımının belirli bir süre içinde en aza indirgenmesi ve belirtilen süreden itibaren ise CFC'lerin imalatının tamamıyla yasaklanması için ek süre getirilmesi kabul edilmektedir (Gauger, 1993).

Hidroflorokarbonlar (HFC) olarak bilinen soğutucu akışkanların molekül yapısında klor atomu bulunmamaktadır. HFC'ler iç yapısında sadece flor, hidrojen ve karbon içermektedir. HFC'ler yapısında klor atomu ihtiva etmemesi sebebiyle çevre ve doğa üzerinde en az tahribata yol açması ile bilinen ve ozon tüketim potansiyeline ek olarak küresel ısınma potansiyelinin de en az düzeyde olduğu soğutucu akışkan çeşidi olarak bilinmektedir. (Wang, 2000).

Hidroklroflorokarbonlar (HCFC) olarak bilinen karbon yörüngesi üzerindeki bazı hidrojen atomlarının klor ve flor atomları ile yer değiştirmesi sonucu kısmi halojenli soğutucu akışkanlar oluşmaktadır. Kısmi olarak değişmesi ile iç yapısındaki bazı atomlar değişiklikten etkilenmeden hidrojen olarak kalmasına yol açmaktadır. Hidrojen atomları HCFC akışkanların kimyasal kararlılıklarının düşük olmasına doğrudan etki etmektedir. HCFC akışkanların muhteviyatında klor içermesi sebebiyle ozon tabakası üzerinde olumsuz etkilere yol açması beklenmektedir. Fakat HCFC soğutucu akışkanlarının atmosfere olan yolculuğu esnasında, muhteviyatında bulunan kaynak itibariyle kısmi olarak yer değiştirme işlemi sebebiyle kalan durumundaki hidrojen atomları ile hava içerisindeki nem miktarında bulunan su molekülleri ile olan etkileşimi sonucu muhteviyatında çözünmeler meydana gelmektedir. Bu çözünmeler sonucu stratosfere ulaşamayan HCFC'lerin birçoğu atmosferin alt tabakalarında sindirilmektedir. HCFC'ler ekolojik olarak CFC'lere göre daha az risk içeren soğutucu akışkan grubu olarak değerlendirilmektedir. Genellikle en çok uygulamalarda tercih edilen HCFC tipi soğutucu akışkan çeşitleri R22, R124 ve R123 olarak karşımıza çıkmaktadır (Onat ve ark., 2004).

Karışım ve inorganik soğutucu akışkanlar olarak bilinen ve iç yapısında iki veya daha fazla çeşitteki soğutucu akışkanı içeren belirlenmiş oranlardaki karıştırılması sonucu elde edilen soğutucu akışkan çeşidi olmaktadır. Genellikle en çok kullanılan karışım çeşitleri R500, R502, R404A ve 407C olarak karşımıza çıkmaktadır. İnorganik soğutucu akışkanlar olarak bilinen akışkanlar zehirleyici, yanıcı ve patlayıcı riskleri içermesine rağmen termodinamik özelliklerinin iyi olması sebebiyle belirli önlemler dahilinde amonyak (NH_3) kullanılmaktadır (Onat ve ark., 2004).

CFC, HFC ve HCFC gruplarındaki soğutucu akışkanlar numaralandırılması sırasında atom sayılarının eşit ve aynı olması durumunda karbon yörüngesindeki dizilim ve keşif zamanına göre soğutucu akışkanın isminin sonuna a, b, c ya da A, B, C gibi ekler getirilmektedir (Dağsöz, 1990).

2.5 Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması

Taşıt iklimlendirme sistemleri için genellikle tercih edilen ve diğer akışkanlarla karşılaştırılırken baz olarak kabul edilen soğutucu akışkan cinsi R-134a olarak karşımıza çıkmaktadır. Soğutucu akışkanların farklı coğrafyalar için çevresel etkiler ve iklimlendirme sisteminin kapasite ve performansını iyileştirmek amacıyla alternatif soğutucu akışkanlar üzerine deneysel ve teorik çalışmalara ek olarak karşılaştırmalar yapılmaktadır. R-134a'ya alternatif olarak geliştirilen muhtelif soğutucu akışkanlar arasında karşılaştırmalar yapılmaktadır.

R-1234yf soğutucu akışkanı termodinamik olarak R-134a ile termodinamik karakteristiğinin bazı noktalarda benzerlik göstermesine ek olarak küresel ısınma potansiyelinin düşük olması sebebiyle iklimlendirme sistemlerinde tercih haline gelmektedir. R134a'nın küresel ısınma potansiyelinin yüksek olması sebebiyle yakın gelecekte kullanımının sonlandırılması beklenmektedir. Hacimsel soğutma kapasitesinin düşük olduğu R1234ze(E) ise, soğutma kapasitesini geri kazanmak adına kompresörü büyütmek gerekmektedir. R1234yf için buharlaşma gizli ısısının düşük olması dezavantajından ısı değiştirici ve bazı modifikasyonlar yapılması ile otomotiv teknolojisi için önemli bir soğutucu akışkan olduğunu göstermektedir (Sethi ve ark., 2016).

Isı pompalarında CO_2 soğutucu akışkan kullanılması durumunda, farklı coğrafyalardaki çok soğuk sıcaklık değerleri altında R134a sistemi ile karşılaştırıldığında, daha yüksek olan ısıtma kapasitesi ve bunlara ek olarak daha yüksek bir COP değerine sahip olduğu gözlenmektedir. Fakat elektrikli araçlarda maliyet durumu değerlendirilmesi ile R-134a akışkanın CO_2'ye göre daha ekonomik olması sebebiyle soğutucu akışkan olarak R-134a tercih edilmektedir (Chen ve ark., 2021)

Pabon ve ark. (2020), iklimlendirme sistemlerinde kullanılan küresel ısınma potansiyellerini göre seçilmiş muhtelif soğutucu akışkanların, ısıtma ve soğutma durumu için deneysel karşılaştırmalar yapmışlardır. En çok kullanılan R134a'yı esas alarak gerçekleştirilen çalışmalar kapsamında, küresel ısınma potansiyelinin düşük olduğu R513A, R516A ve R1234yf akışkanlarının farklı sıcaklıklardaki sistem bileşenleri için karşılaştırmalar gerçekleştirilmiştir. Sistem soğutma durumunda, R513A'nın ısıtma ve soğutma durumları için alternatif akışkanlar arasında en yüksek COP değerinin sağlandığı, R134a'dan ise soğutmada %8 ısıtmada %3 artış olduğu gözlenmiştir. R516A buharlaşma sıcaklığıyla ters orantılı olarak etkilenen COP ve kapasite sağlanmıştır. R1234yf'nin ise soğutma kapasitesinde R134a'dan daha yüksek olduğu gözlenmiştir. R1234yf'nin ise R513A ve R134a'dan kütlesel debinin daha fazla olduğu gözlenmiştir.

Li ve ark. (2020), R1234yf için çevre ve verimlilik dikkate alınarak, çalışmaların az olmasının etkisi ile farklı coğrafyalardaki çok soğuk sıcaklıklar altında çalışan ısı pompası iklimlendirme sistemine sahip otomobiller için birtakım testler gerçekleştirmişlerdir. Testlerde R1234yf soğutucu akışkanı için batarya durumu, dış ve iç ortam sıcaklığı, aracı etkileyen rüzgâr şiddeti, havanın kütle debisi ve daha birçok farklı parametre için rapor sunmuşlardır.

Cho ve ark. (2013), R-134a ve R-1234yf'nin aynı otomobil üzerinde iklimlendirme sisteminin buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki güç ve kapasiteye olan etkisini incelemişlerdir. R-1234yf'nin soğutucu akışkanlarda istenmeyen özellik olan buharlaşma gizli ısısın az olması sebebiyle sisteme ısı değiştirici dahil etmişlerdir. Soğutma kapasitesi ve güç tüketimi karşılaştırmalarında R1234yf'nin %4 daha az güç tükettiği ve soğutma kapasitesinin %7 düştüğü gözlenmiştir.

Zhang ve ark. (2022), -20 °C civarlarındaki zorlu kış koşulları altında çalışacak verimli ve kararlı çalışması istenen R134a ve CO_2 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı hava kaynaklı ısı pompası sistemi üzerindeki etkilerini teorik olarak hesaplamışlardır. Analiz kapsamında COP içerisindeki modelleme safhası için hata payı dahil etmişlerdir. Analiz sonuçlarına göre ortam sıcaklığının yüksekliği ve besleme suyunun düşük sıcaklıkta olmasının ısıtma durumundaki COP değerini arttırdığını gözlemlemişlerdir. Teorik ve pratik uygulamalar sonucunda CO_2'nin R134a'nın yerini alabileceğini göstermiştir. Son olarak çalışmalardaki CO_2 soğutucu akışkanının, zorlu soğuk kış koşulların için uygun, kararlı ve kademeli olarak çalışabilen hava kaynaklı ısı pompası sistemi akışkanı olabileceği sonucuna varılmıştır.

Poongavanam ve ark. (2021), otomotiv teknolojisindeki iklimlendirme uygulamalarında kullanılabilecek başlıca soğutucu akışkanlar arasında karşılaştırmalar yapmışlardır. Çalışma içerisindeki kullanılan tüm soğutucu akışkanların küresel ısınma potansiyelinin düşük olmasına özen gösterilerek seçmişlerdir. Çalışmada karşılaştırılan 14 çeşit soğutucu akışkan sırasıyla R134a, R152a, R1234yf, R1234ze, R1233zd, R290, R600a, R744(CO_2), R1270, R744 ve R290 karışımı, R430A, R436A, R444A ve R445A farklı yöntemlere ait puanlama tabloları ile değerlendirmişlerdir. Karşılaştırma aşamasında soğutucu akışkanlar termodinamik nitelikleri, doğa için uygunluğu, maliyeti, buharlaşma gizli ısısı, ısı iletim katsayısı, buhar basıncı, özgül ısısı, viskozitesi ve benzeri parametrelere göre değerlendirmeler gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlara göre karşılaştırılan tüm soğutucu akışkanlar içerisinde sırasıyla R430A, R445A, R444A, R152a ve R1233zd'nin ile farklı listelerdeki en yüksek puana ulaşmış akışkanlar olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Sonuçlara göre R430A'nın en yüksek puan alan soğutucu akışkan olduğunu ortaya koymuşlardır. Sonuçlara göre R744'ün en az puan alan soğutucu akışkan olmasını maliyetinin yüksek olması ile açıklamışlardır.

Chen ve ark. (2022), R152a soğutucu akışkanları termodinamik karakteristiklerinden dolayı benzerlikler gösteren R134a soğutucu akışkanı incelemişlerdir. Çalışmalarında farklı koşullar altında yağsız lineer kompresörlerden oluşan ev tipi buzdolabı sisteminin R152a ve R134a soğutucu akışkanları ile soğutma performansını, kütlesel debiyi ve verimliliği karşılaştırmışlardır.

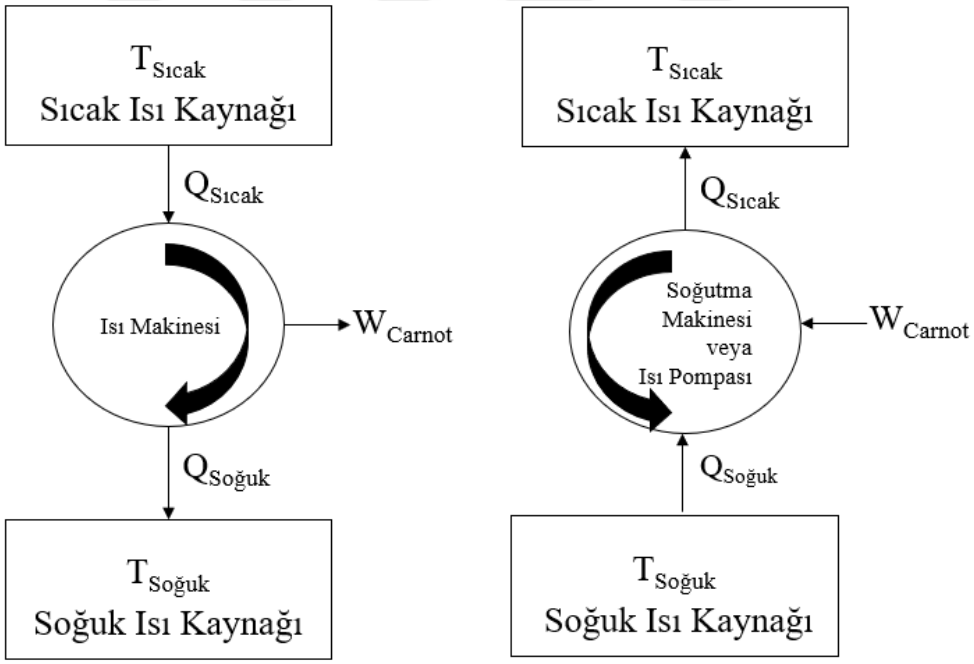
Lee ve ark. (2012), R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının otomotiv sistemlerindeki ısı pompası üzerindeki karşılaştırmaları içermektedir. Deneyler sonucunda R1234yf'nin R134a'dan %2,7 oranında daha düşük COP değeri sağladığını göstermektedir. Bu sonuçlar ile birlikte küresel ısınma potansiyelinin düşük olduğu R1234yf'nin otomotiv sektörü için uzun yıllar boyunca kullanılabilecek bir alternatif soğutucu akışkan olabileceğini göstermiştir.

Soni ve ark. (2022), otomotiv sektöründe en çok kullanılan ve çalışmalarda temel soğutucu akışkan olarak kabul edilen R134a ile R1234yf, R1234ze, R717 ve R600a olmak üzere farklı soğutucu akışkanların karşılaştırılması üzerine çalışmışlardır. Sonuçlar için soğutucu akışkanların küresel ısınma potansiyeli, enerji korunumu kanunu ve kütle dengesi kriterleri dikkate alınarak çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarda kullanılan tüm soğutucu akışkanların, R134a ile karşılaştırıldığında küresel ısınma potansiyelinin daha düşük olduğu bilinmektedir. Nihai olarak R1234ze ve R600a soğutucu akışkanlarının COP ve harcanan güç değerlendirilmesinde R134a'ya göre üstünlüğü hesaplanmıştır. R1234yf'nin ise COP değeri olarak yakın olmasına karşın biraz daha fazla güç tükettiği hesaplanmıştır. R717 ise COP olarak R134a'ya yakın ve güç tüketim safhasında ise daha fazla olduğu hesaplanmaktadır. R717'nin tüm soğutucu akışkanlar içerisinde en düşük kütlesel debi göstermesi ise dezavantaj olarak değerlendirilmiştir.

Sánchez ve ark. (2022), Avrupa Birliğinin 2014 yılında Flor içeren sera gazlarının kullanımına sınırlama getirmesi sebebiyle soğutucu akışkanlar içerisindeki çevre dostu alternatiflere yönelik bir takım performans analizleri yapmışlardır.R134a soğutucu akışkanın yerini hangi soğutucu akışkanın alabileceğini aramışlardır.R134a soğutucu akışkanı ticari olarak faaliyet gösteren bir soğutma tesisi için R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a ve R744 ile karşılaştırma çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Analiz çalışmalarına ısı değiştiricilerinin etkinliğini dahil etmişlerdir ve yorumlamışlardır. Soğutucu akışkanların termodinamik karakteristiklerini, sistem performans durumunu ve sistemlerin enerji tüketimini karşılaştırmışlardır. Tercih edilen soğutucu akışkan sebebiyle R134a'ya göre en çok enerji tasarrufunun yapıldığı akışkanlar R290 ve R1270 olmuştur.

2.6 Buhar Sıkıştırmalı Soğutma ve Isı Pompası Çevrimleri

Termodinamik enerjinin korunumu, ısı ve iş enerjisini açıklayan ve farklı enerji çeşitlerinin dönüşümlerini yasaları ile incelemektedir. Termodinamiğin 1. yasası gereği sisteme ısı enerjisi verildiğinde sistemin iç enerjisindeki değişimi ve sistem üzerinde iş yaptıran mekanik enerjiye denk olmaktadır. Termodinamiğin 2. yasası gereği ise farklı sıcaklıklarda bulunan cisimlerin kendi arasında enerji transferinin istikametini ve ısı geçişini daima sıcak cisimden soğuk cisme doğru geçmektedir şeklinde açıklamaktadır. Isı makineleri, termodinamik yasaları gereği çalışan, sıcak olan ısı kaynağından çektiği ısıyı, soğuk olan ısı kaynağında ısı çıkışı meydana gelirken pozitif halde iş üreten makineler olarak tanımlanmaktadır. Çevrimin tersinir olması sebebi ve ters yönde çalışması durumunda, dışardan iş sağlanması ve soğuk olan ısı kaynağından ısı aktarımı ile sıcak olan ısı kaynağına geçişi, soğutma makinesi veya ısı pompası olarak tanımlanan sistemler ile gerçekleşir (Yamankaradeniz ve ark., 2014).

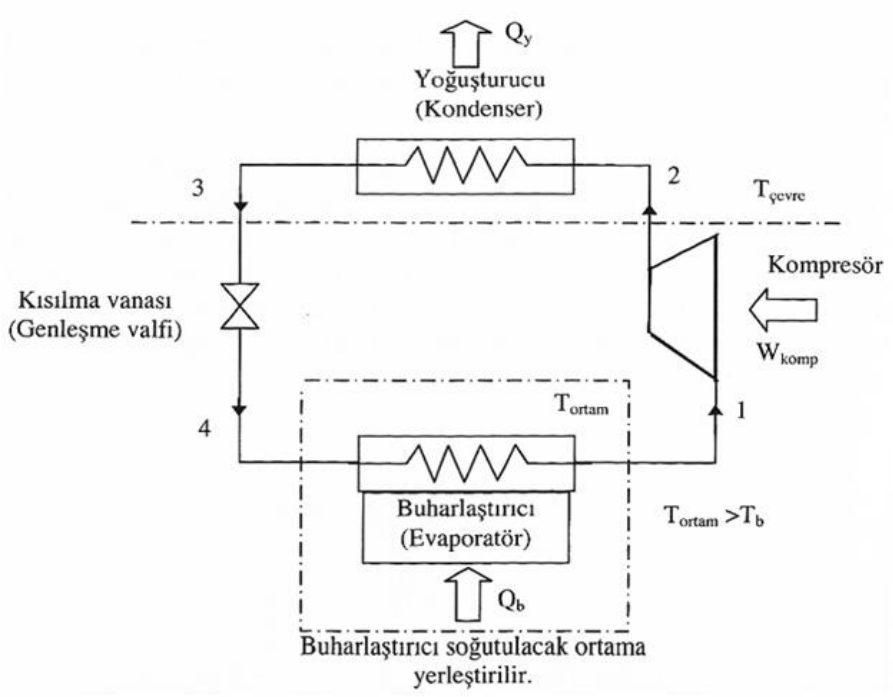


Şekil 2.7. Carnot Isı makinesi, Carnot soğutma makinesi veya ısı pompası (Yamankaradeniz ve ark., 2014)

Kelvin-Planck ifadesi gereği çevrim olarak çalışan ve sadece tek ısı kaynağının yer aldığı ısının tümünü işe dönüştüren ısı makinesinin imkânsız olduğunu belirtmiştir. Aynı zamanda Clausius ifadesi gereği ise dış ortamdan iş sağlanmadan, ısıyı soğuk olan ısı kaynağından sıcak olan ısı kaynağına aktarmanın, bu koşullar altında bulunan soğutma makinesi yahut ısı pompası sistemlerinden yararlanma ihtimalinin imkânsız olduğunu belirtmiştir (Yamankaradeniz ve ark., 2014).

Termodinamiğin 2. yasasına imzasını atan Fransız bilim insanı Sadi Carnot'un geliştirdiği ve soy ismi ile bilinen Carnot çevrimi, $T_{sıcak}$ ve $T_{soğuk}$ olarak sabit sıcaklıklarda bulunan ısı kaynakları arasında, tersinir olarak hizmet veren ısı makinesi olarak tanımlanmaktadır. Carnot çevrimi tersinir olması sebebi ile hal değişimlerinin tamamı da tersinir olmaktadır. Carnot çevrimi sırasında ısı kaynakları olan $T_{sıcak}$ ve $T_{soğuk}$ sıcaklıklarında tersinir olan sabit sıcaklıkta hal değişimi ve $T_{sıcak}$ ve $T_{soğuk}$ kaynakları arasında adyabatik sıkıştırma hal değişimi tersinir olarak gerçekleşmektedir (Yamankaradeniz ve ark., 2014).

Soğutma işlemi bir mahallin ya da hacmin sıcaklığını, etkisi altında bulunduğu çevre sıcaklığının da altındaki istenen sıcaklığa düşürülmesi ve o mahalden ya da hacimden ısının alınması işlemi olarak tanımlanmaktadır. Isı transferinin sıcaklığın düşük olduğu ortamdan sıcaklığın yüksek olduğu ortama herhangi bir etki olmadan doğal olarak geçişinin olmaması termodinamiğin 2. yasası gereği açıklanmıştır. Ancak dışarıdan bir mahallin ya da hacmin üzerine iş harcanması ile mümkün hale gelmektedir. Soğutma uygulamaları için muhtelif soğutma çevrimleri geliştirilmiştir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi soğutma uygulamalarındaki en çok kullanılan soğutma çevrimi olarak karşımıza çıkmaktadır. Çevrim elemanlarında dolaşan akışkan soğutucu akışkan olarak tanımlanmaktadır. Soğutucu akışkan, buharlaştırıcıdan (evaporatör) soğuk sıcaklıktaki ortamdan ısı çekilmesi ile doymuş buhar olarak terk eder ve ardından kompresör üzerinde sıkıştırılması işlemi olması sebebi ile buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi olarak tanımlanmaktadır. Soğutucu akışkan sırasıyla kompresör, yoğuşturucu ardından da kısılma vanası ve son olarak buharlaştırıcı üzerinden yani tesisatı oluşturan dört temel eleman üzerinden dolaşmaktadır (Yamankaradeniz, 2004).



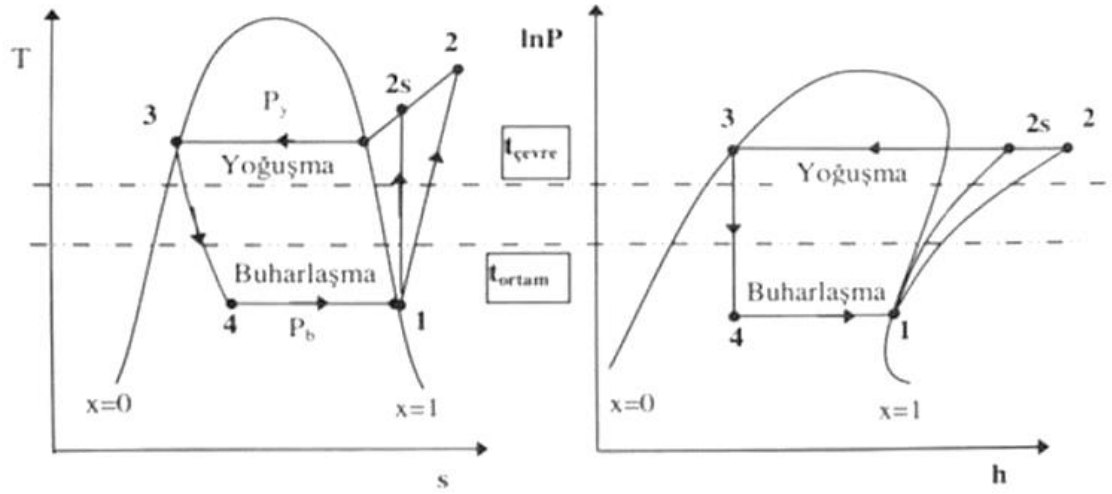
1-2s: Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma işlemi

2s-3: Yoğuşturucuda sabit basınçta soğutucu akışkandan ısı çekilmesi

3-4: Kısılma vanasında sabit entalpide kısılma işlemi

4-1: Buharlaştırıcıda sabit basınçta soğutucu akışkana ısı geçişi

Şekil 2.8. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi (Yamankaradeniz ve ark., 2013)



Şekil 2.9. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için kullanılan T-s ve lnP-h grafikleri (Yamankaradeniz ve ark., 2013)

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kullanılan elemanlarda tamamen sürekli akış olmasından dolayı soğutma çevrimi için sürekli akış sistemi gibi değerlendirilir ve termodinamik 1. yasası gereği enerji korunum denklemleri üzerinden incelenmektedir. Soğutucu akışkan için enerji korunum denkleminde çevrime etki eden potansiyel enerji ve kinetik enerji farklarının küçük olması sebebi ile ihmal olarak değerlendirilmektedir. Sürekli akış halinde bulunan açık sistem için birim akışkan kütlesine göre enerji korunumu denklem (2.1) ile hesaplanmaktadır (Çengel ve Boles, 2014).

$$q - w = h_{çıkan} - h_{giren} \tag{2.1}$$

Kompresör üzerindeki işlemler adyabatik olarak değerlendirilebilir. Tesisattaki kompresör üzerindeki adyabatik sıkıştırma işlemi denklem (2.2) ile gerçekleşmektedir. Bu denklemde m_s çevrim üzerinde dolaşan soğutucu akışkan kütlesidir.

$$-W_{K12} = m_s(h_2 - h_1) \tag{2.2}$$

Kompresör üzerinde tersinir adyabatik sıkıştırma işlemi sabit entropi şartları prensibi ile denklem (2.3) ve denklem (2.4) ile hesaplanmaktadır. Kompresör iş tüketen bir makine elemanı olmasından dolayı mutlak değer ile $W_{K12} > W_{K12s}$ olarak karşımıza çıkmaktadır.

$$s_1 = s_{2s} \tag{2.3}$$

$$-W_{K12s} = m_s(h_{2s} - h_1) \tag{2.4}$$

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı üzerinde herhangi bir iş etkileşimi olmamaktadır. Yoğuşturucu elemanında sabit basınç ($P_2 = P_3 = sabit$) şartları altında soğutucu akışkan üzerinden çekilen ısı denklem (2.5) ile hesaplanmaktadır.

$$Q_Y = Q_{2s3} = m_s(h_{2s} - h_3) \tag{2.5}$$

Kısılma vanasında sabit entalpide kısılma işlemi denklem (2.6) ile değerlendirilmektedir.

$$h_3 = h_4 \tag{2.6}$$

Buharlaştırıcı üzerinde sabit basınç ($P_1 = P_4 = sabit$) şartları altında soğutucu akışkana geçen ısı denklem (2.7) ile hesaplanmaktadır.

$$Q_B = Q_{41} = m_s(h_1 - h_4) \tag{2.7}$$

İdeal olan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için ideal durumda bulunan soğutma tesir katsayısı (STK) denklem (2.8) üzerinden hesaplanmaktadır.

$$STK_{\text{İ}} = \frac{Q_B}{W_{K12s}} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} \tag{2.8}$$

STK, fiziki anlamı itibari ile sistemde birim olarak harcanan iş için elde edilen soğutma miktarını göstermektedir. Gerçek olan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için STK denklem (2.9) üzerinden hesaplanmaktadır.

$$STK_G = \frac{Q_B}{W_{K12}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{2.9}$$

Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, gerçek çevrimi meydana getiren tersinmezlik etkisi sebebi ile ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimden belirli farklılıklara sahip olmaktadır. Tersinmezliğe sebep olan en önemli iki husus, akış sürtünmesi ile basınç düşümü ve çevre ile olan ısı geçişi sebebi ile tersinmezlik oluşmaktadır. İdeal olan çevrimde, buharlaştırıcıdan soğutucu akışkan çıkışının akabinde kompresör için girişin doymuş buhar halinde istenmesi gerekçesi ile soğutucu akışkanın uygulama sırasında yüksek hassaslıkta kontrol işlemleri yapılamamaktadır. Bu nedenle soğutucu akışkanın komple buhar fazında girişinin sistem için çok önemli olması sebebi ile gerçek olan çevrimde soğutucu akışkanın içinde belirli miktarda kızgın buhar ihtiva etmesi gerekmektedir (Çengel ve Boles, 2014).

Bunlara ek olarak buharlaştırıcı ve kompresör arasında yer alan bağlantı elemanı genel olarak uzun olmaktadır. Bu sebeple akış sürtünmesi etkisi ile meydana gelecek basınç düşmesi ve çevre ile soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi miktarı önem kazanmaktadır. Bütün bu etkiler sonucunda, soğutucu akışkan için özgül hacim ile özgül hacimle paralel olarak artan sürekli akış işinin doğrudan etki ettiği kompresördeki iş miktarı da artmaktadır. İdeal olan çevrimde, soğutucu akışkandaki sıkıştırma faaliyeti hem içten tersinir hem de adyabatik olmaktadır, farklı bir ifade ile izentropik sıkıştırma işlemi olmaktadır. Gerçek olan çevrimde ise sıkıştırma faaliyeti ile entropi üzerinde doğrudan etkisi bulunan akış sürtünmesi ile ısı transferi olmaktadır. Sürtünme sonucu entropi için artış beklenmektedir, ancak ısı transferi ise doğrultu ile değişen şekilde entropi üzerinde olumlu veya olumsuz değişiklikler meydana getirmektedir. Bu etkiler ile beraber soğutucu akışkan için entropi, sıkıştırma faaliyeti esnasında artış gösterebilir. Bu yüzden soğutucu akışkanın, sıkıştırma faaliyeti esnasında soğutulma işlemi eğer sistem için ekstra olarak yüksek maliyet getirmediği veya uygulamaya yönelik olduğu durumlarda faydalı işlemlerden biri olarak değerlendirilmektedir. İdeal olan çevrimde, kompresör basma basınç değerindeki soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali doymuş sıvı olarak olmaktadır. Gerçek olan çevrimde ise kompresör ve kısılma vanası arasındaki bağlantı uzunluğu kısa olmasına rağmen düşük de olsa basınç kayıpları oluşmaktadır. Kısılma vanasına giriş yapması istenen soğutucu akışkanın tamamen sıvı fazında olması gerekmektedir. Doymuş sıvı halinin uygulama faaliyetlerinin teknik eksikliklerden dolayı hassas gerçekleştirilmemesi, yoğuşturucu üzerinden soğutucu akışkanın sıkıştırılmış sıvı bölgesinde çıkması istenmektedir. Bu yüzden soğutucu akışkan doyma sıcaklığı referansından daha düşük olarak aşırı soğutulmuş sıkıştırılmış sıvı olmaktadır. Bu işlemlerden sonra soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda daha düşük entalpide olması sebebiyle daha çok ısı çekilebilmektedir (Çengel ve Boles, 2014).

Buhar sıkıştırmalı soğutma makinesinin, sıcak kaynak olan yoğuşturucudan çekilen ısı miktarı için Q_Y, yoğuşma sıcaklığı T_Y ve soğuk kaynak olan buharlaştırıcıya aktarılan ısı Q_B, buharlaşma sıcaklığı T_B olmak üzere bu şartlar altındaki Carnot soğutma makinesi için STK adım sıralarına göre denklem (2.10), denklem (2.11), denklem (2.12) ve denklem (2.13) üzerinden hesaplanmaktadır.

$$W_C = Q_Y - Q_B \tag{2.10}$$

$$\frac{Q_Y}{Q_B} = \frac{T_Y}{T_B} \tag{2.11}$$

$$STK_C = \frac{Q_B}{W_C} = \frac{Q_B}{Q_Y - Q_B} = \frac{1}{\frac{Q_Y}{Q_B} - 1} \tag{2.12}$$

$$STK_C = \frac{T_B}{T_Y - T_B} \tag{2.13}$$

Buhar sıkıştırmalı soğutma uygulamaları ilk olarak 1834 yılında Jacob Perkins'in aldığı patent sonucu ile eter ve muhtelif soğutucu akışkanların yardımıyla kapalı bir çevrim olan buz makinesi üretimi başlangıç olarak kabul edilmektedir. Alexander Twining tarafından 1850 yılında dönemin en yaygın kullanılan soğutucu akışkan çeşidi olan etil eteri ile çalışan buz makinesi tasarlanmıştır. Buhar sıkıştırmalı soğutma uygulamaları ilk ortaya çıktığı yıllarda hacim olarak çok büyük yer tutmaktadır. Elektrik motoru ve kontrol sistemine sahip, hacim olarak daha az yer kaplayan makinelerin oluşumu 1890 yılından itibaren evler ve dükkanlar için kullanılabilir hale gelmiştir. 20. Yüzyılın ortalarından itibaren yapılan değişiklikler ve gelişmeler ile birlikte buhar sıkıştırmalı soğutmalı sistemleri güvenli, konforlu ve verimli hale gelmesi ile hayatımız için önemli bir yer tutmaktadır (Çengel ve Boles, 2014).

Isı pompası düşüncesi başlangıç olarak 1824 yılında Fransız bilim insanı Sadi Carnot tarafından ters olarak çalıştırılmış buharlı güç çevrimi sırasında çevredeki ısının farklı ortama transfer olabileceğinin keşfi ile olduğu kabul edilmektedir. Lord Kelvin'in 1852 yılındaki ısı pompası düşüncesi ile belirli tanımları oluşturmuştur. 1927 yılından itibaren farklı coğrafyalarda konut ısıtmasında kullanılmak üzere ısı pompası sistemlerinin uygulamasına başlanmıştır. 20. Yüzyılın ortalarında soğuk olan coğrafi bölgelerde karşılaşılan yetersiz ısıtma sebebi ile ısı pompası tercihi yerini farklı teknolojilere bırakmıştır. Enerjinin giderek değerli hale gelmesi ile beraber ısı pompası gelişimi ve tercihi artmaya başlamaktadır (Yamankaradeniz ve ark., 2013).

Isı pompası sistemlerinin yatırım için fiyatı alternatif ısıtma sistemleri ile karşılaştırıldığında genel olarak daha pahalıdır. Ancak elektrik tüketiminin daha az olması sebebi ile bazı coğrafi bölgelerde uzun vade şartları için avantaj olarak değerlendirilmektedir. Isı pompası sistemleri maliyetine rağmen 1984 yılındaki verilere göre ABD'de bulunan her üç konuttan biri için tercih edilen ısıtma sistemi olarak karşımıza çıkmaktadır. Isı pompası sistemlerinde kaynağı su ve toprak olan ısı pompası sistemlerini geride bırakan ve en sık tercih edilen olan ısı pompası hava kaynaklı sistemler olmaktadır. Hava kaynaklı ısı pompaları için en önemli problem, nemli bölgelerde sıcaklığın azalması ile beraber ortaya çıkan karlanma olmaktadır. Karlanma problemi ile buharlaştırıcı üzerindeki ısı transferinde kayıplar meydana gelmektedir. Karlanmayı ortadan kaldırmak için sistemdeki etkinlik kaybına rağmen soğutma modunda çalıştırılması gerekmektedir. Kaynak kaynağı olarak hava kullanılan ısı pompası sistemlerinde sıcaklığın düşmesi ile ısıtma kapasitesi ve etkinlik azalmaktadır. Bu sebeple hava kaynaklı ısı pompaları sistemlerine ekstra olarak elektrikli ısıtıcı ya da doğalgazlı ısıtıcı gibi destekleyici ısıtma sistemleri önerilmektedir. Kaynağı su olan ısı pompası sistemleri yer altı ve kuyu suyu ile çalışabilmektedir. Yapısal olarak karmaşık olmasına rağmen karlanma sorunu olmaması ve etkinliğinin yüksek olması sebebi ile önemli bir sistem çeşidi tercihi olduğu belirtilmektedir. Kaynağı toprak olan ısı pompası sistemleri karmaşık ve ısı etkinliğinin ise 1,5 ile 4 arasında değişen değerlere sahip olarak değerlendirilmektedir (Çengel ve Boles, 2014).

İdeal haldeki buhar sıkıştırmalı ısı pompası ile ideal haldeki buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ile yapısal olarak denk bir çevrim olarak değerlendirilmektedir. Sistem prensip olarak yoğuşturucu üzerinden çekilen ve denklem (2.14) ile hesaplanabilen ısıyı değerlendirmeyi amaç edinmektedir. Çevrimdeki tüm hesaplamalar denk çevrim olarak değerlendirilen ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi denklemleri ile benzerdir fakat ideal haldeki ITK denklem (2.15) ile hesaplanmaktadır.

$$Q_Y = m_s(h_{2s} - h_3) \tag{2.14}$$

$$ITK_{\text{İ}} = \frac{Q_{Y,i}}{W_{K12s}} = \frac{h_{2s}-h_3}{h_{2s}-h_1} \tag{2.15}$$

İdeal durumdaki ITK denklem (2.16) üzerinde belirtildiği gibi her zaman birden büyük olmaktadır. İdeal durumdaki ITK ve STK arasındaki bağlantı denklem (2.17) ile hesaplanmaktadır.

$$ITK_{\text{i}} > 1 \tag{2.16}$$

$$ITK_{\text{i}} = STK_i + 1 \tag{2.17}$$

Kompresör izentropik verimi denklem (2.18) ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{i_K} = \frac{W_{K12_S}}{W_{K12}} = \frac{h_{2s}-h_1}{h_2-h_1} \tag{2.18}$$

Kompresörde adyabatik olarak sıkıştırma olduğu taktirde, hesaplamalar ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ile aynı olmaktadır. Yoğuşturucu hesapları denklem (2.19) buharlaştırıcı hesaplamaları denklem (2.20) ve kısılma vanasında sabit entalpi altında denklem (2.21) kullanılmaktadır.

$$Q_Y = m_s(h_2 - h_3) \tag{2.19}$$

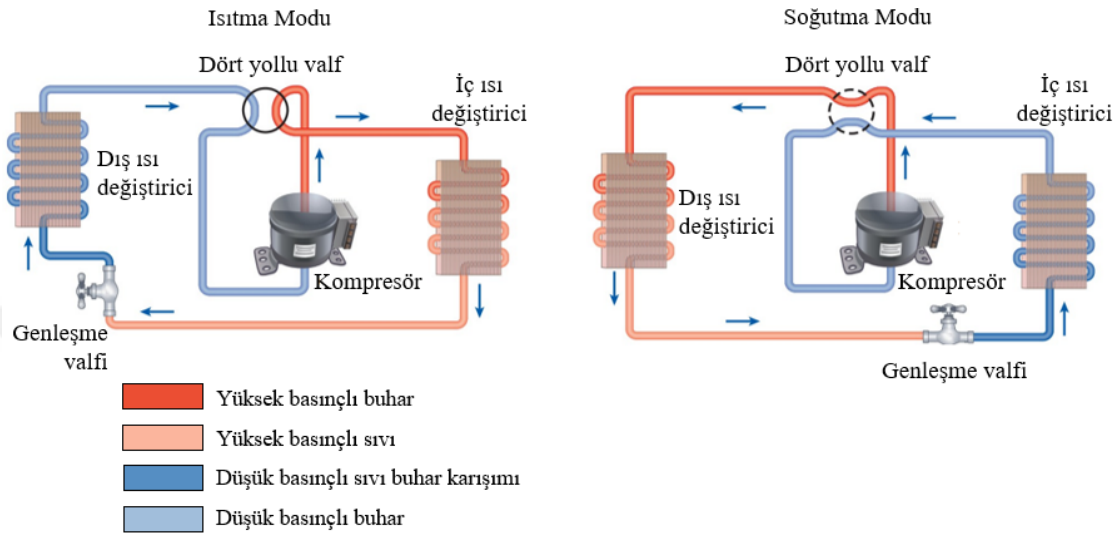
$$Q_B = m_s(h_1 - h_4) \tag{2.20}$$

$$h_3 = h_4 \tag{2.21}$$

Buhar sıkıştırmalı ısı pompası sistemi için, buharlaşma sıcaklığı için T_b ve yoğuşma sıcaklığı için T_y olarak kabul edersek, Carnot ısı pompası için ITK denklem (2.22) ile hesaplanmaktadır.

$$ITK_C = \frac{T_y}{T_y-T_b} \tag{2.22}$$

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin ısı pompası olarak kullanılması ile ısıtma sağlanabilmektedir. Isı pompası sisteminde, dört yollu valf yardımı ile çevrimin ters olarak uygulanması prensibi ile kompresör, iç ve dış ortamda yer alan ısı değiştiricisi, genleşme ve dört yollu valf vasıtasıyla çevrim oluşturulmaktadır (Çengel ve Boles, 2014).



Şekil 2.10. Isı pompası sisteminin çalışma prensibi (Çengel ve Boles 2014)

Isı pompası sistemlerindeki dört yollu valf ile ısıtma ve soğutma gereksinimleri sağlanmaktadır. Isıtma gereksinimi için kompresörden çıkan yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı, iç ısı değiştiricisinde iç ortama ısı vermektedir ve yoğuşmaktadır. Sıvı hale geçen yüksek basınçlı soğutucu akışkan genleşme valfinde basıncını kaybetmesi ile dış ısı değiştiricisine giriş yapmaktadır. Dış ortam ısı değiştiricisinde, dış ortam üzerinden sıvı buhar karışımlı soğutucu akışkana ısı geçişi ile buharlaşma gerçekleşmektedir. Dış ısı değiştiricisinden çıkan düşük basınçlı soğutucu akışkan buharının, kompresöre tekrar ulaşması ile ısıtma durumu için çevrim tamamlanmaktadır. Soğutma gereksinimi için, kompresörü terk eden soğutucu akışkan buharı dört yollu valften geçtikten sonra dış ısı değiştiricisinde yoğuşmaktadır. Dış ortamdaki ısı değiştiricisinden çıkan sıvı soğutucu akışkan, genleşme valfinde basıncını kaybetmektedir. İç ortamdaki ısı değiştiricisine giden sıvı buhar karışımlı soğutucu akışkan ısı alarak buharlaşmaktadır. İç ortamdaki ısı değiştiricisinden çıkan buhar halde çıkan soğutucu akışkan dört yollu valften kompresör geri dönmektedir ve soğutma çevrimi tamamlanmaktadır (Çengel ve Boles, 2014).

Isıtma sürecinde iç ısı değiştiricisinde yoğuşma gerçekleşirken, soğutma sürecinde ise buharlaşma işlemi gerçekleşmektedir (Çengel ve Boles, 2014).

Antonijevic ve ark. (2004), taşıtlar için iklimlendirme ihtiyacını karşılayan ısı pompası sistemi üzerine çalışmışlardır. Prototip olarak geliştirilen ısı pompasını sistem içine entegre ederek hem deneysel hem de teorik olarak çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Isı pompası sistemlerinin düşük sıcaklıklar altındaki çalışma koşulları altında performans çalışmaları yapmışlardır. Sonuçlar ısı pompası sistemlerinin mevcut iklimlendirme sistemleri için alternatif uygulama olarak kullanılabileceğini ayrıca diğer otomotiv iklimlendirme uygulamalarından üstünlüğünü göstermişlerdir.

Ahn ve ark. (2015), elektrikli araçlardaki kabin iç ortamının aktif ve yetkin olarak nemden kurtulması için çift buharlaştırıcıdan oluşan ısı pompası sisteminin performans analizi testlerini gerçekleştirmişlerdir. Isı pompası sistemlerine ek olarak nemden arındırma safhasında atık olarak bulunan ısıyı kullanma çabasından dolayı çift buharlaştırıcı içeren ısı pompası sistemi kullanılması önerisini getirmişlerdir. Karşılaştırma çalışmalarında sistemlerin performansı, kabin içi nem miktarı, yaş termometre sıcaklığı ve farklı kompresör hız oranları gibi parametreleri değerlendirmişlerdir. Sonuçlarda ısı pompası ve çift buharlaştırıcı kullanılan ısı pompası sistemlerinin geleneksel iklimlendirme uygulamalarına karşı özgül nem ve COP üstünlüklerini göstermişlerdir.

Feng ve ark. (2016), elektrikli araçlarda kullanılan ısı değiştirici ihtiva eden ısı pompası sistemlerinin iklimlendirme performansını etkileyen kriterleri incelemişlerdir. Kompresör devir hızının kabin içi hava akış hızına, dış ortamdaki hava akış hızına, ısıtma kapasitesi performansına ve sistemin enerji verimliliği üzerine etkilerini deneysel olarak çalışmışlardır. Sistemin enerji verimliliğini arttırmak için soğutma işlemini denetim altına alan genleşme valfinin boyutları üzerine değerlendirme sonuçlarını paylaşmışlardır. Genleşme valfinin boyutlarının şarj işleminin süresini etkilediğini açıklamışlardır. Farklı çalışma koşulları altında çalışan elektrikli araçların, çok düşük ortam sıcaklıklarında konforlu bir sürüş için sisteme ek olarak bir ısıtıcı uygulamasının gerektiğini savunmuşlardır.

Lee ve ark. (2022), elektrikli araçlardaki ısı pompası uygulamalarının zorlu kış koşullarındaki çalışması sırasında, bataryadan fazla miktarda enerji tüketimi olmasından dolayı araç menzilin arttırılmasına yönelik geliştirmeleri incelemişlerdir. Nem alma safhasındaki enerji kaybını iyileştirmek için havadan havaya doğru rejeneratif olarak çalışması planlanan ilave ısı değiştiricili ısı pompasını incelemişlerdir. Sirkülasyon aşamasındaki nemden arındırma ve ısıtma olayları arasındaki oluşan farklı sıcaklıklardaki hava akımından faydalanma gayesi ile yola çıkılan sistemde enerjiden tasarruf edilebileceği önerisini sunmuşlardır. Sonuçlara göre yenilenen ısı değiştiricisinin ısıtma olayındaki tüketimi ve kompresörün güç tüketimini azalttığını belirtmişlerdir.

Liu ve ark. (2021), elektrikli araçlardaki ısı pompası sisteminin elemanlarından yoğuşturucu ve buharlaştırıcının performansını iyileştirme işlemlerini incelemişlerdir. Isı pompası sistemlerindeki mikro kanallı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınçları ile ilgili hesaplama modelleri üzerine çalışmışlardır. Isı transferi ve akış üzerine teorik ve deneysel analizler gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca ısı değiştiricilerin rüzgâr gibi dış etkenler dahilindeki ve muhtelif sıcaklıktaki çalışma koşulları altında etkinliğini ve yüzey sıcaklıklarını değerlendirmişlerdir. Deneysel sonuçlara göre ısı pompası sistemlerindeki iki geçişli ısı değiştiricinin, üç geçişli ısı değiştiriciden ısı transferi ve performans olarak daha üstün olduğunu belirtmişlerdir. Kompresör hızının optimum seviye artması durumunda, soğutucu akışkanın dağılışının homojen olabileceğini belirtmişlerdir.

Yu ve ark. (2021), ısı değiştiricilerin performansının ısı pompası sistemlerini etkilediğinden dolayı paralel akışın görüldüğü mikro kanallı ısı değiştiricilerin, ısı transferi özellikleri ve Nusselt korelasyonları üzerine tasarım ve modifikasyonlar içeren incelemeler gerçekleştirmişlerdir. Isı transferi çalışmaları için J faktörü içeren ısı transferi mekanizmaları uygulamışlardır.

Jabardo ve ark. (2002), kompresörün farklı hız ve değişken kapasitesinin, mikro kanallardan oluşan ısı değiştiricilerinin hava giriş sıcaklıklarının farklı koşullarda olmasının soğutma çevriminin performansı üzerindeki etkilerini deneysel ve simülasyon olarak incelemişlerdir.

Bellocchi ve ark. (2018), elektrikli araçlarda iklimlendirme uygulamalarında kullanılan rejeneratif olarak çalışan ısı değiştiricilerin dahil olduğu tersinir olarak çalışabilen ısı pompası sistemlerinin, iklimlendirme için gerekli olan enerji ihtiyacının sürüş menzili üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Sonuçlara göre toplam batarya tüketiminin %32'lik kısmını iklimlendirme uygulamalarının yaptığını belirtmişlerdir. Isıtma durumunda ise ısı pompalarının, geleneksel ısıtıcıların yerine kullanılması durumunda farklı coğrafyalara göre araç menzilinin %17-52 arasında artış gösterebileceğini belirtmişlerdir.

Zhou ve ark. (2017), ısı pompası ile iklimlendirilen elektrikli araçların buz çözme işlemini incelemişlerdir. Buzlanma olayı, düşük sıcaklıklar ve yüksek nem içeren çevre şartları için ısı pompası sisteminin performansını, kararlılığını ve güvenirliğini etkilediğini belirtmişlerdir. Soğutma çevrimin temellerini dikkate alarak buzların hızlı olarak çözünmesi için önerilerde bulunmuşlardır. Sonuçlara göre −20 °C dış ortam ve %80 bağıl nem içeren koşullar altında çalışabilen ısı pompası sisteminin 100 saniye içerisinde buzları çözme işlemini gerçekleştirdiğini belirtmişlerdir.

Lee ve ark. (2016), elektrikli araçlardaki hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kabin içi ısıtma performansını başlangıç ve sistemin kararlı duruma ulaşması sırasındaki enerji yönetimini incelemişlerdir.

Qi (2014) çalışmasında, elektrikli araçlara olan alakanın artması sebebiyle kullanabilecek iklimlendirme sistemlerini incelemiştir. Elektrikli araçların sürücünün konfor şartlarını sağlayabilmesi için yeterli atık ısı kaynağının bulunmadığına dikkat çekmiştir. İklimlendirme sisteminin ise enerji tüketimini azaltmak ve verimliliğini arttırmanın menzil için değerli olduğu görüşünü belirtmiştir. Buhar sıkıştırmalı ısı pompası sistemlerinin ısıtma, soğutma kapasitesini, performans kriterleri ve farklı soğutucu akışkanların sisteme etkisini incelemiştir. Buharsız olarak çalışan kompresör ısı pompası sistemlerinin manyetokalorik ve termoelektrik hususlarının analizlerini gerçekleştirmiştir. Isı pompası sistemlerinin manyetokalorik ve termoelektrik kapsamında önemli bir iklimlendirme uygulaması olacağını belirtmiştir.

Qi (2013) çalışmasında, buharlaştırıcı çeşitlerini plakalı veya mikro kanallı olarak değişimini farklı soğutucu akışkanlar kullanarak deneysel yöntem ile incelemiştir. Plakalı buharlaştırıcının küresel ısınma potansiyeli daha yüksek olan R134a soğutucu akışkanının, küresel ısınma potansiyeli bakımından çevre dostu olan R-1234yf içeren sisteme göre ısı geçişi ve akış performansının daha üstün niteliklere sahip olduğunu belirtmiştir. Mikro kanallar içeren buharlaştırıcı sisteminde R-1234yf soğutucu akışkanın R134a sistemi için çalışma koşullarına göre değişmekte olan avantajını bazen de neredeyse eşit olduğu belirtmiştir.

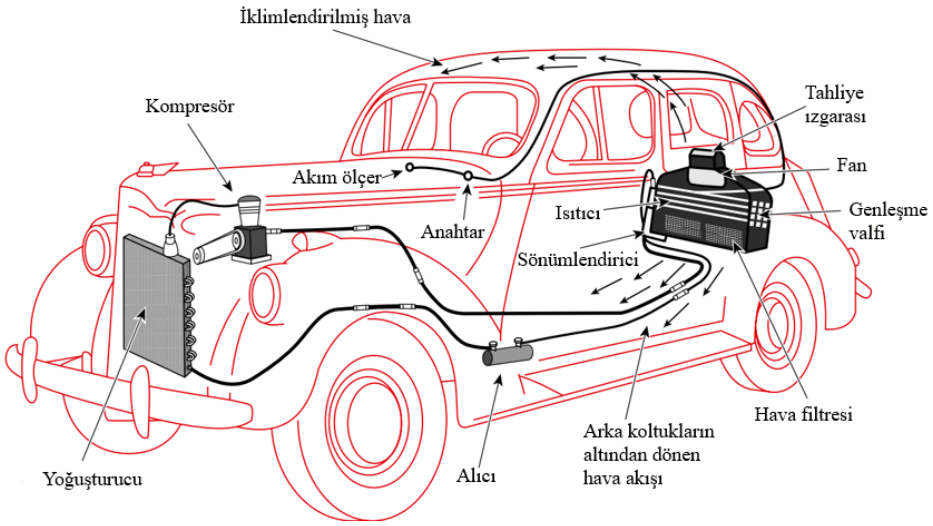
Qin ve ark. (2015) çalışmasında, elektrikli araçlarda kullanılan kaynağına havadan alan ısı pompası sisteminin çok soğuk ortam koşullarındaki ısıtma performansı ve çalışma güvenliği arttırmak aynı zamanda verimliliği arttırmak için soğutucu enjeksiyon içeren farklı kompresör sistemine sahip olan yenilikçi ısı pompasını geleneksel yöntemler ile karşılaştırmışlardır. Enjeksiyon işlemini farklı mazgallar içeren sarmal kompresör şekillerinin sisteme olan etkilerini gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak enjeksiyon deliklerinin kapladığı alanın artması, ısıtma kapasitesinin artmasına yönelik etkisini belirtmişlerdir.

Zhao ve ark. (2020), ısı pompası sistemlerinde kompresör tercihinin sistem özelliklerine olan etkisini incelemişlerdir. Elektrikli araçlardaki ısı pompası iklimlendirme sistemlerinde temel olarak kullanılan sarmal kompresörlerin en önemli eleman olduğunu belirtmişlerdir. Boşaltma deliğinin konumu ve tasarımının, sarmal kompresörün geçici rejim ısı transferine olan etkileri ve akış özellikleri hakkında çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Sistem üzerinde kullandıkları soğutucu akışkan çalışmalarda karşılaştırma için baz olan R134a kullanmışlardır. Geleneksel olarak kullanılan dairesel boşaltma deliğinin iki merkez çember bölgesi arasındaki basınç farkının fazla olma nedeninin iki merkez arasındaki akış için harcanan süreden kaynaklandığı fikrini önermişlerdir. Bu sebeple alt merkezde düşük basınç ve sıkıştırma oranına sahip olduğu, yüksek merkezde ise aşırı olarak basınç ve sıkıştırma işlemini belirtmişlerdir. Geleneksel dairesel boşaltma deliğine yeni bir tasarım olan kuyruklu boşaltma deliği önermişlerdir. Yeni tasarım ile basınç farkının yarıya düştüğü ve sarmal kompresörün %2,4 izentropik veriminin arttığını belirtmişlerdir.

2.7 Araçlarda İklimlendirme Unsurları ve Enerji Yönetimi

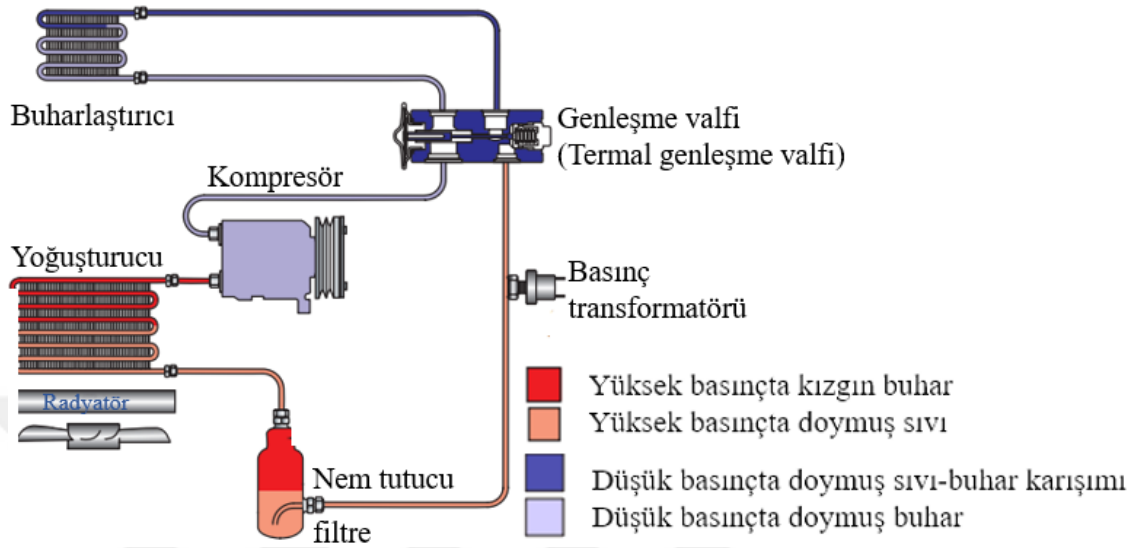
İnsanların taşıtlar ile seyahatleri süresince mevsim koşullarına göre optimum konfor şartlarının sağlanması gerekmektedir. Araçlarda konforlu bir yolculuk için iklimlendirme sisteminin ısıtma, soğutma, buzlanma, buğu ve nem oluşması gibi durumlarda kullanıcıların isteklerini karşılaması gerekmektedir. İnsanların seyahatleri boyunca kabin iç ortamının yolculuğun konforlu şekilde geçmesi için kullanılan iklimlendirme faaliyetleri buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi prensiplerine göre sağlanmaktadır.

İklimlendirme sistemlerine ait tarihsel ilk uygulamalar 1930 yılı içerisinde buharlaşan sudan soğuk olarak hava çıkışını sağlayan ilkel klima sistemi ile sağlanmaktadır fakat yüksek nem ihtiva eden koşullar altındaki yetersizliği sebebiyle 1960 yılına kadar kullanıldığı bilinmektedir. Taşıtlar mekanik klima sistemi içeren iklimlendirme uygulamalarının 1939 yılında Cadillac Packard modeli için getirilen ekstra donanım seçeneği ile başlandığı bilinmektedir. 1954 yılında ise Pontiac ile aracın ön tarafına taşınan klima sistemleri ile günümüz iklimlendirme sistemlerinin temeli olarak değerlendirilmektedir. Günümüzde üretilen her taşıtın %98'i standart klima sistemine sahip olmaktadır. 1967 yılında imzalanan Montreal Protokolü ile belirli soğutucu akışkanların doğa için zararlı olması nedeniyle iklimlendirme uygulamaları için yeni bir dönem başladığı kabul edilmektedir (Wagner ve VanGelder, 2018).



Şekil 2.11. Klima sisteminin ilk kullanıldığı otomobil (Wagner ve VanGelder, 2018)

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi elemanlarının taşıtlardaki bileşenleri Şekil 2.12 üzerinde gösterilmektedir.



Şekil 2.12. Taşıtlar için buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi unsurları (Schnubel, 2012)

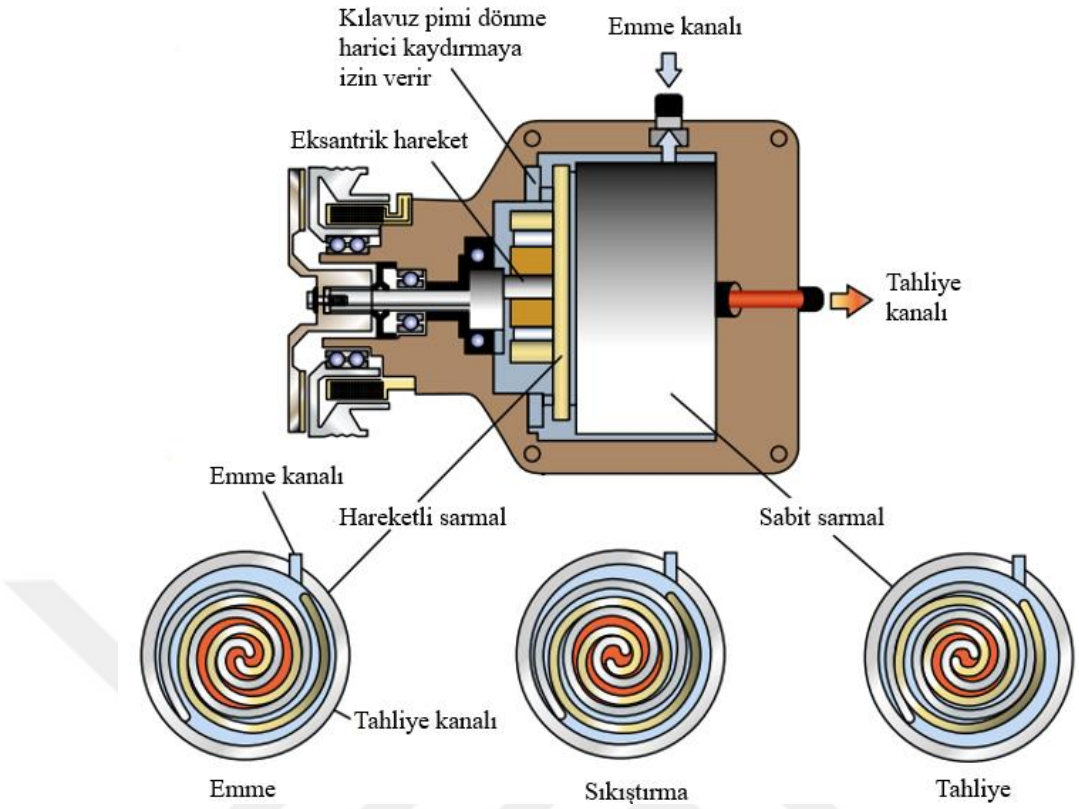
Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi içerisindeki kompresör, doymuş buharı olarak giriş yapan soğutucu akışkanı belirli basınç ve sıcaklık değerlerine arttırarak yoğuşturucu için uygun olan kızgın buharın sağlanabilmesi için sıkıştırma ve pompalama işlemi yapmaktadır. Kompresörlerde soğutucu akışkanın piston içerisinde sıkıştırılması safhasında basınç ve sıcaklık değerlerinde şiddetli artışlar olmaktadır. Kompresörden çıkan yüksek basınçtaki gaz hacmi hareketine sebebiyet vermektedir. Kompresörler tahrik çeşitlerine göre mekanik veya elektrikli olarak sınıflandırılmaktadır. Günümüzde kullanılan hibrit araçlar harici çoğu aracın kompresör kayışı tarafından tahrik edilen sistemlere sahip olduğu bilinmektedir. Ancak her iki tahrik çeşidinin de olduğu araçlar üreticiler tarafından tercih edilmektedir. Kompresörler için esas olarak sabit ve değişken hacimli olarak sınıflandırmalar yapılmaktadır. Sabit hacimli kompresörlerde kompresörden çıkış koşulları kompresörün dönüş hızına bağlı olarak değişen ve aynı hacim içerisinde çalışan kompresör çeşididir. Değişken hacimli kompresörlerde işlem kesintisiz olarak pistonlardaki yer değiştirme ile sağlanır (Wagner ve VanGelder, 2018).

Günümüzde taşıtlardaki iklimlendirme uygulamaları için farklı tiplerde kompresörler tercih edilmektedir. Kompresörler iş tüketen makineler olması sebebi ile tercih aşaması öneme sahip olmaktadır ve bazı kaynaklarda buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin kalbi olarak nitelendirilmektedir. Genellikle kullanılan kompresörler pistonlu, sarmal ve döner kanatlı olmaktadır. Piston tipli kompresörler eğik plakalı, radyal ve eksenel ve benzeri çeşitlere sahip olmaktadır. Değişken hacimli piston tipi kompresörler, klima açıldığı an devreye girmektedir ve sürekli olarak çalışmaktadır. Bu tipteki kompresörlerde pistonların çalıştırılması sırasında sıkıştırma alanı için değişken açılı plakalar kullanılmaktadır. Tahrik plakasına eğik açılı bir plaka montaj edilmektedir. Eğik plakalı pistonlu kompresörler genel olarak içten yanmalı motorlara sahip araçlarda kullanılmaktadır (Wagner ve VanGelder, 2018).

Döner kanatlı kompresörlerde, rotor kısmı üzerinde kanatlar bulunmaktadır. Kompresör mili dönmesi ile kanatlar yardımıyla muhafaza için yuvalar oluşmaktadır. Bu esnada soğutucu akışkan, rotorun dönüşü etkisi ile muhafaza yuvalarına hareket eder. Döner kanatlı kompresörlerde rotorun dönüş etkisi sebebiyle oluşan merkezkaç kuvveti etkisi ile kanatlar gövde için sızdırmaz durumda olur ve bu sebeple sızdırmazlık halkası kullanılmamaktadır. Yağ karterinin konumu tahliye bölgesinde bulunması, yüksek basınç etkisi ile kanatların etrafından düşük basınç bölgesine doğru harekete yönlendirmektedir. Merkezkaç kuvveti ile sistem sürekli olarak yağlanmaktadır (Stubblefield, 1993).

Döner kanatlı kompresörler bir dönem klima sistemlerinde kullanılmaktadır, fakat günümüzde kullanım yeri itibariyle şanzıman yağ pompaları ve hidrolik direksiyon pompaları için kullanılmaktadır (Wagner ve VanGelder, 2018).

Sarmal kompresörler sabit hacimli kompresör sınıfında yer almaktadır. Sarmal kompresörlerde eksantrik olarak hareketli ve sabit olan iç içe geçmiş halde bulunan iki metal sarmaldan oluşmaktadır. Metal sarmallar silindir yuva içerisinde iç içe geçmiş olarak bulunmaktadır. Kompresördeki milin tahriki ile eksantrik olarak burç sarmalı soğutucu akışkanın sabit sarmala ve merkeze doğru harekete zorlamaktadır. Merkeze sıkışan buharın basıncı artmaktadır (Stubblefield, 1993; Wagner ve VanGelder, 2018).



Şekil 2.13. Sarmal kompresörün bileşenleri ve çalışması (Wagner ve VanGelder, 2018)

Eksantrik hareket sonucu soğutucu akışkanın metal sarmallar arasındaki sıkıştırma odalarına yönlendirilmesi sağlanır. Kılavuz pimi sadece kayma hareketine izin vermektedir. Emme aşaması hareketli sarmalın ölü konuma gelmesi ile tamamlanır. Sarmalın yapısı gereği emme işleminde valf kullanılmamaktadır. Soğutucu akışkan, sıkıştırma etabında sarmalın merkezine hareketi sonucu hacmini kaybetmesi ile basıncı ve sıcaklığı artmaktadır. Tahliye etabında sabit metal sarmalın kompresörün ortasındaki kanaldan valf yardımı ile çıkışı gerçekleşmektedir. Valf ile soğutucu akışkanın yönü kontrol altında tutulmaktadır (Stubblefield, 1993; Wagner ve VanGelder, 2018).



Şekil 2.14. Sarmal kompresör faaliyetleri (Wagner ve VanGelder, 2018).

Sarmal kompresörler, alternatif kompresör tipleri ile karşılaştırıldığında sıkıştırma için uzun strok genişliği, daha kararlı başlangıç şartları, daha az titreşim ve daha az sesli çalışması ile avantajlı olarak değerlendirilmektedir (Stubblefield, 1993).

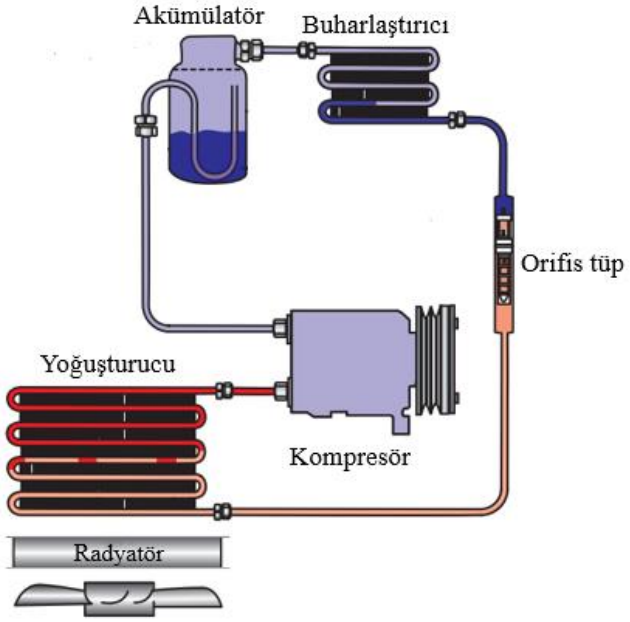
Bu şartlar altında değerlendirildiğinde sarmal kompresörler elektrikli araçlardaki iklimlendirme uygulamaları için tercih edilen sistem elemanları arasında yer almaktadır.

Yoğuşturucu ya da kondenser, kompresörden yüksek sıcaklık ve basınç değerlerinde çıkan sıkıştırılmış soğutucu akışkanı soğutmakla görevlidir. Yoğuşturucu içindeki soğutucu akışkan, kondenser serpantinleri ve kanatlar üzerinden geçen dış hava ile ısı kaybeder, soğur ve sıvı hale geçer. Yoğuşturucu üzerinde gerçekleşen ısı geçişi sonucu sırasıyla soğutucu akışkanın kızgınlığı giderilmektedir, hal değişimi gerçekleşmektedir ve verimliliğin artması için aşırı olarak soğutulması işlemleri gerçekleşmektedir. Kondansatörlerin, aracın hareketli halinde hava akımından maksimum faydalanma amacı ile ön planda olan tasarımlar tercih edilmektedir (Wagner ve VanGelder, 2018).

Nem tutucu filtre ile genleşme valfi için soğutucu akışkan beslemesi sağlamak ve soğutucu akışkan rezervini sağlamak için kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanın içerisindeki nemi uzaklaştırmak ve genleşme valfine gönderilecek soğutucu akışkanı bir süzgeç ve kurutma maddesi (desiccant) yardımı ile temizlemeyi amaç edinmektedir. Kondenser üzerinden çıkan soğutucu akışkan temizlenir, nemden uzaklaştırılır ve genleşme valfinin isteğine kadar burada depolanmaktadır. Nem tutucu filtre elemanın alıcı kısmında soğutucu akışkan depolanmaktadır. Kurutucu kısmında sistem içerisinde olabilecek nem damlaları sistemden uzaklaştırılmaktadır. Toplama kanalında ise genleşme valfi için süzgeçten arındırılmış bir şekilde sadece sıvı haldeki soğutucu akışkanın tahliyesini sağlamaktadır (Schnubel, 2012).

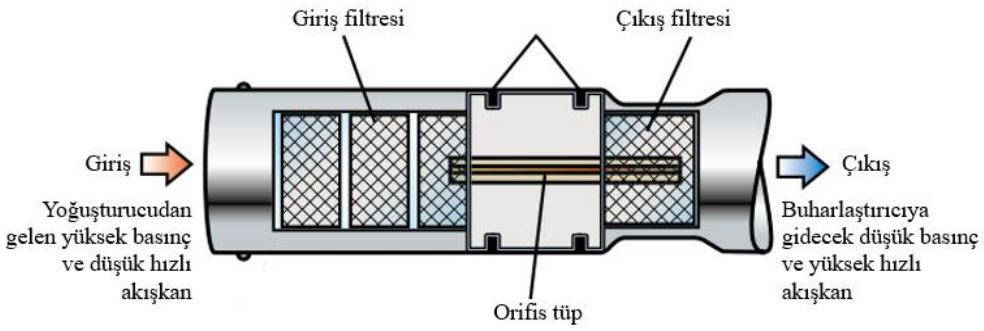
Genleşme valfi yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın Bernoulli prensibi altında basıncını düşürülmesi amacı ile kullanılmaktadır. Basınç düşürme işlemi ile soğutucu akışkanın kaynama noktası düşmektedir ve buharlaştırıcı için gerekli olan düşük basınç ve doymuş sıvı buhar karışımı koşullarının oluşması sağlanmaktadır. Genleşme valfleri için taşıtlar için iki farklı uygulama mevcut olmaktadır (Wagner ve VanGelder, 2018).

İklimlendirme uygulamalarında kullanılan Şekil 2.12 üzerinde gösterilen genleşme valfi olarak belirtilen esasen termal genleşme valfi olmaktadır. Orifis tüp olarak bilinen genleşme valfinin kullanıldığı çevrim ve elemanları ile birlikte Şekil 2.15 üzerinde gösterilmektedir.



Şekil 2.15. Orifis tüp kullanılan çevrim (Schnubel, 2012)

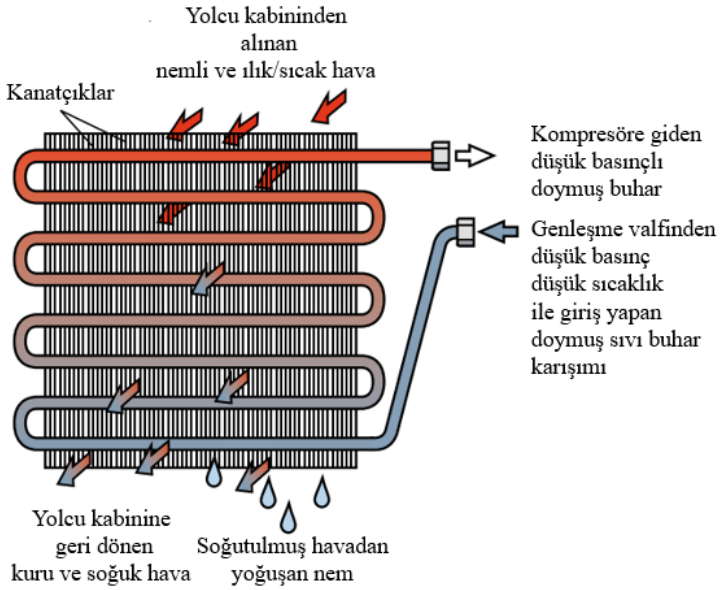
Orifis tüp, bronz gibi metallerden üretilen çok küçük çaplı ve sabit kesitli kanal ile çalışan genleşme valfi görevini yerine getirmektedir ayrıca buharlaştırıcıya giden soğutucu akışkanın hızı, basıncını ve miktarı ile ilgili çalışmaları gerçekleştirmektedir. Orifis tüpün içerisinde bulunan giriş ve çıkış filtreleri ile istenmeyen maddeler soğutucu akışkandan uzaklaştırılır (Wagner ve VanGelder, 2018).



Şekil 2.16. Orifis tüp çalışma prensibi (Wagner ve VanGelder, 2018)

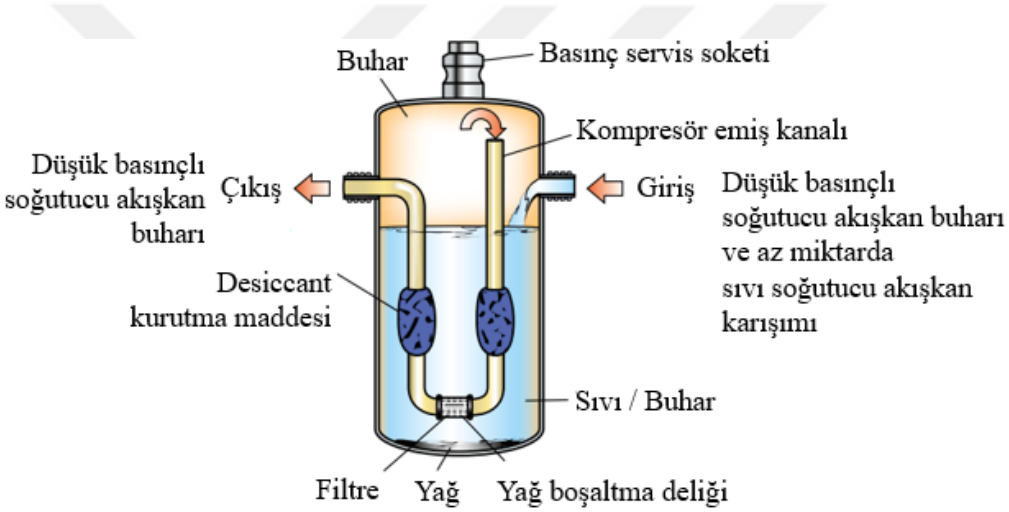
Termal genleşme valfleri ise nem tutucu filtre ile buharlaştırıcı arasındaki soğutucu akışkanın basıncı ve buharlaştırıcı için uygun miktarda olması için çalışmaktadır. Valf içindeki belirli ölçüdeki delik ile birlikte sistemin açık ve kapalı konumda kullanılması yardımıyla yüksek basınçlı soğutucu akışkanın basıncını düşürür ve artan ihtiyaca uygun olarak kontrol ve denetim çalışmaları gerçekleştirmektedir. Kendi içinde basıncın içeride ya da dışarıda dengelemesi ve h tipi olarak isimlendirilen sınıflandırmaları mevcut olmaktadır. Günümüzde birçok iklimlendirme uygulamalarında otomatik kontrol sistemi içeren farklı basınçlar altında çalışabilen basınç transformatörü ya da dönüştürücüsü olarak bilinen sensör yapıları kullanılmaktadır (Schnubel, 2012).

Buharlaştırıcı taşıtlarda kabinin içindeki ortamı soğutmakla görevli sistem elemanıdır. Buharlaştırıcının kanallarından doymuş sıvı buhar halindeki soğutucu akışkan, buharlaştırıcının dış yüzeyindeki havadan ısıyı absorbe etmesi sebebiyle buharlaşma gerçekleşir ve doymuş buhar kompresöre gider. Buharlaşma işleminde ısısını kaybeden hava soğuk olarak elde edilir ve soğuk hava kabin içini aktarılması ile yolcular için daha serin olan ortam şartları oluşturulmaktadır. Isısı alınan bir hava eski halindeki nem tutma kabiliyetini yitirir. Evaporatör elemanında oluşan fazlalık nem miktarı ile araç içerisinde geri dönen havanın temizlenmesi sağlanmaktadır. Belirli bir miktardan itibaren çok fazla biriken nem, tahliye kanalından dışarı atılmaktadır (Wagner ve VanGelder, 2018).



Şekil 2.17. Buharlaştırıcının çalışma prensibi (Wagner ve VanGelder, 2018)

Akümülatör ve nem tutucu filtre elemanı hemen hemen aynı işlevsel özelliklere sahip olmaktadır. Akümülatörlerin haznesinin içerisinde soğutucu akışkan ve yağ muhafaza edilmektedir. Çıkışı sırasında sadece uygun olan durumda soğutucu akışkana izin vermektedir. Yapısında nem tutucu filtre elemanı gibi soğutucu akışkanı nem ve istenmeyen maddelerden arındırmak için filtre içermektedir. Akümülatör buharlaşma işleminin tam olarak gerçekleşmesini kontrol etmek için kullanılmaktadır. Bazı akümülatör ile kompresör arasında yağ aktarmak için delik kullanılmaktadır. Çevrimde sistem türüne bağlı olarak akümülatör veya nem tutucu filtre elemanı kullanılmaktadır. Orifis tüpü kullanılan bir sistemde akümülatör de olmaktadır. Termal genleşme valfi için ise nem tutucu filtre tercih edilmektedir (Wagner ve VanGelder, 2018).



Şekil 2.18. Akümülatör çalışma prensibi (Wagner ve VanGelder, 2018)

Hortumlar ve borular, soğutucu akışkanı çevrim elemanları arasında taşıma görevini bağlantı elemanı olarak üstlenmektedir. Metal borular, sabit olarak çalışabilecek ve mukavemetin fazla olmasının istendiği koşullarda tercih edilmektedir. Hortumlar ise esnek olması sebebi dinamik parçaların etrafında, kompresörün bileşenleri ve sesin azaltılması istenen uygulamalar için kullanılmaktadır. Hortumlar malzemesinin kauçuk olması sebebine ek olarak gözenekli yapısından kaynaklı ile düşük dayanım davranışları göstermektedir (Wagner ve VanGelder, 2018).

Kılıç ve Akyol (2009), sürücünün seyahat süresince standartlaşmış konfor şartları altında çevresel parametreler olarak kabul edilen kabin iç mekân hava sıcaklığı, bağıl nem, ışınım sıcaklığı ortalaması ve yolcuların üzerine doğru hareket halinde olan çeşitli hava hızlarının dahil olduğu deneysel çalışmalardan sağlanan bilgiler yardımıyla MATLAB/Simulink ortamında, farklı bölgelere ayrılmış insan vücudu ile çevresel faktörler arasındaki ısıl etkileşimi dinamik olarak incelemişlerdir.

Sevilgen ve Kılıç (2013), güneş ışınlarının sanal manken yerleştirilmiş araç üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Araç kabini içerisindeki yüzeyleri etkileyen ışınımla ısı transferi için kapsamlı bir model oluşturmuşlardır. Simülasyon ile elde ettikleri kabin içerisi hava akışı ve sıcaklık dağılımlarını deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır.

Korukçu ve Kılıç (2012), araçlardaki kabin içindeki hacmin küçük olmasından dolayı geçici etkilerin sıcaklık ve nem durumu için değişimini incelemişlerdir. Deneyler sırasında ısıtma durumu için farklı hızlarda hava çıkışı olan menfezlerin sıcaklık ve nem üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Hava hızının sıcaklık ve bağıl nem üzerinde doğrudan etkisi olduğunu belirtmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları simülasyon çalışmaları ile karşılaştırmışlardır.

Korukçu ve Kılıç (2009), araçların kabin içi sıcaklık ölçümleri için kızıl ötesi ışınların kullanıldığı termografik cihazların diğer sıcaklık ölçer cihazlara göre üstünlüklerini belirtmişlerdir. Ayrıca termografik cihazların kullanımı için spektral aralık önermişlerdir.

Ibrahim ve Jiang (2021), elektrikli araçların enerji depolama ve tüketim işlemleri için tasarım ve optimizasyon konularını içeren elektrikli araçlardaki enerji yönetimini incelemiştirler. Elektrikli araçlarda kullanılan çeşitli batarya sistemleri ile iklimlendirme sistemlerinin, enerji kullanımlarını avantaj ve dezavantajlarıyla değerlendirmiştirler. Elektrikli araçlardaki kullanılan pillerin termal simülasyonu ile enerji yönetimi çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir.

Al-Wreikat ve ark. (2022), elektrikli araçların farklı ortam koşullarında yaptıkları yolculukların enerji tüketimi ve menzil üzerindeki etkilerini incelemiştirler. Çalışmalarında kullandıkları elektrikli aracı farklı yol koşulları ve sıcaklıklar için 4 yıl boyunca yazılım ile gözlemlemişlerdir. İklimlendirme uygulamalarının farklı hava durumu koşullarındaki ekstra enerji tüketiminin de dahil edildiği çalışma ile elektrikli araçların enerji tüketimi ve menzil durumları incelenmiştir.

Liu ve ark. (2022), araçlardaki iklimlendirme uygulamalarının sağlıklı havalandırma yardımıyla virüs konsantrasyonu ve hastalık riski ile mücadele için önerilerde bulunmuşlardır. Covid-19 gibi hastalık riskini azaltmak ve enerjiden tasarruf sağlama prensibi ile kabin içi sistemin modeli, virüs enfeksiyon incelemesi, kabin içi ısıl ortamın MPC değerlendirmesi gibi havalandırma çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir.

Hemmati ve ark. (2021), hibrit araçların güç aktarma ve iklimlendirme sistemlerinin ısıl enerji yönetimini ve optimizasyonunu incelemiştirler. Hibrit ve elektrikli araçlardan enerji tasarrufu sağlayabilmek amacıyla enerji tüketimine göre sınıflandırmalar ve bu bölgeler için optimizasyon çalışmaları gerçekleştirmişlerdir.

Wu ve ark. (2020), elektrikli araçlarda ısı pompası sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkan çeşitlerinin iklimlendirme uygulamaları için değerlendirmesini gerçekleştirmişlerdir. Elektrikli araçlar için küresel ısınma potansiyeli ve verimliliğine odaklanan çalışmalarda çeşitli soğutucu akışkanlar karşılaştırılmıştır. Soğutucu akışkanların iklimlendirme için yetersiz olduğu durumlar için PTC ısıtıcı önermişlerdir. Değerlendirmeler sonucu iklimlendirme uygulamalarının geleceği için R32 soğutucu akışkanın önem kazanacağını belirtmişlerdir.

Rezaei ve ark. (2021), elektrikli araçlar için ısı pompası sistemlerinin geliştirilmesi amacıyla sistem üzerine faz değiştiren malzemeli n-hexadecane ve bakır kullanılan ilave ısı değiştiricisi eklenmesi önerisinin, iklimlendirme uygulamalarında verimlilik ve menzil üzerinde olumlu yönde etki ettiğini belirtmişlerdir.

Abou Jaoude ve ark. (2020), araç kabinlerindeki iklimlendirme uygulamaları esnasında yolcuların termal konfor şartlarını sağlaması için minimum enerji tüketimi ihtiyacını incelemiştirler. Kabin içinde geçici ve heterojen olan iklimlendirme uygulamaları sırasında insan vücudunun konfor gereksinimini incelemiştirler. Simülasyon üzerinde oluşturdukları insan vücudu modelini, farklı coğrafyalardaki insanlardan topladıkları anket oyları ile karşılaştırmıştırlar. Anatomik analiz çalışmaları ve anketlerin karşılaştırılması sonucu farklı bölümlere ayırdıkları insan vücudu için pelvis kemiğinin konfor şartlarını etkileyen en büyük unsur olduğunu belirtmişlerdir. Konfor ve enerji ihtiyacına odaklanan çalışmada enerji tasarrufu ve menzili arttırmak için önerilerde bulunmuşlardır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Tez çalışmasının bu bölümünde, elektrikli araçlarda kullanılan ısıtma soğutma sisteminin analiz edilmesi için kullanılan MATLAB Simulink ortamı ve modelleme ile ilgili bilgiler verilmiştir.

3.1. MATLAB Simulink

Mühendislik alanında, simülasyon çalışmaları her geçen gün daha da önem kazanmaktadır. Sistemlerin modellenmesi ve simülasyonu, prototiplere olan ihtiyacı azaltır, maliyet ve zamandan tasarruf sağlar. Son yıllarda mühendislik çalışmaları için MATLAB programı tercih edilmektedir. MATLAB programı içerisinde yer alan Simulink ortamında, karmaşık sistemlerin tasarlanması, simülasyonu ve analiz çalışmaları gerçekleştirilir. Simulink ortamı sürekli zamanlı, ayrık zamanlı ve her iki zaman sistemi ile çalışabilen hibrit sistemler için hizmet vermektedir. Simulink ortamındaki kütüphaneler, mühendislik alanı için bloklar ile donatılmıştır. Bloklar sürükle bırak yöntemi kullanılarak model oluşturulur. Simulink ortamında bloklar ve parametreler aracılığıyla dinamik ve karmaşık sistemlerin simülasyonu gerçekleştirilebilir, istenilen yeni şartlar için hızlıca sistem cevapları oluşturulabilir.

3.2. Isıtma ve Soğutma Sistemi Modeli

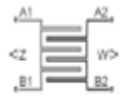
Elektrikli araçlar ana unsurlarıyla elektrik motoru, batarya, kabin, ısıtma-soğutma sistemi elemanları olarak sınıflandırılır. Elektrikli araçlardaki ısıtma-soğutma sistemi için kullanılan ısı pompası sisteminin ana unsurları kompresör, genleşme valfi, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve dört yollu valf olarak sıralanır. Sistemdeki dört yollu valfin seri veya paralel bağlantısı ile ısıtma ve soğutma faaliyetleri aynı sistem elemanları üzerinden gerçekleşir.

Model oluşturması aşamasında Bölüm 2.7. Araçlarda İklimlendirme Unsurları ve Enerji Yönetimi kısmında paylaşılan sistem elemanları referans alınmıştır. Bu bilgiler kullanılarak, Simulink ortamında ısıtma ve soğutma sistemi, tüm sistem elemanları için alt sistem komutu ile oluşturulmuştur.

Model üzerindeki ana elemanlar; Solver Configuration, elektrik motoru, batarya, kabin, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör, PTC ısıtıcı, fan, radyatör, kısılma vanası ve dört yollu valf olmaktadır. Simulink ortamında oluşturulan modelde kullanılan temel bloklar ve görevleri aşağıda yer almaktadır.



Simscape kütüphanesinde Utilities içerisinde yer alan Solver Configuration bloğu ile simülasyon için gerekli olan çözüm yöntemi, tolerans aralığı gibi verilerin girişinde kullanılmıştır. Seçilen çözücü tipi için numerik olarak hesaplamaları gerçekleştirmiştir.



Simscape Fluids aracılığıyla Heat Exchangers kütüphanesi içerinde yer alan Condenser Evaporator (2P-MA) bloğu buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için kullanılmıştır. Akışkanların birbirine karışmadığı çapraz akışlı ısı değiştiricisi tercih edilmiştir.



Two-Phase Fluid kütüphanesinde Sources içerisinde yer alan Controlled Mass Flow Rate Source (2P) bloğu ile kompresör oluşturulmuştur.



Two-Phase Fluid kütüphanesi Utilities içerisinde yer alan Two-Phase Fluid Properties (2P) aracılığıyla soğutucu akışkan seçimi yapılmıştır, sistem içerisine veri girişi sağlanmıştır.



Moist Air kütüphanesinde Utilities içerisinde yer alan Moist Air Properties (MA) ile nemli havanın özellikleri modele kazandırılmıştır.



Moist Air içindeki Elements kütüphanesinde yer alan Controlled Reservoir (MA) bloğu ile dış ortam verileri model içerisine eklenmiştir.



Thermal Elements kütüphanesi içerisinde yer alan Thermal Mass bloğu ısıl kütle için kullanılmıştır.



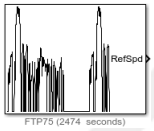
Thermal Elements kütüphanesi içerisinde yer alan Conductive Heat Transfer bloğu, iletim ile olan ısı transferi sağlanmıştır.



Thermal Elements kütüphanesi içerisinde yer alan Convective Heat Transfer bloğu, taşınım ile olan ısı transferi sağlanmıştır.



Thermal Sensors kütüphanesi içerisinde yer alan Temperature Sensor bloğu ile sıcaklık denetimi yapılmaktadır. Bu blok ile istenilen iki nokta arasındaki sıcaklık farkı, sistem üzerinden ısı çekilmeden incelenebilir. Ayrıca istenilen noktalarda sıcaklığın dengelenmesi kararı için kullanılır.



Drive Cycle Source bloğu kullanılarak uluslararası tanınan yol çalışma koşulları altında simülasyon gerçekleştirilmiştir. İçerisinde çok sayıda yol çalışma koşulları barındırır. Kullanıcılara, yol çalışma koşullarını farklı hız birimleri ile grafik halinde sunabilir. Yol çalışma koşullarını, simülasyon zamanına göre döngüsel olarak çalıştırabilir. Bu blok ile NEDC ve FTP75 yol çalışma koşulları modelde koşturulmuştur.

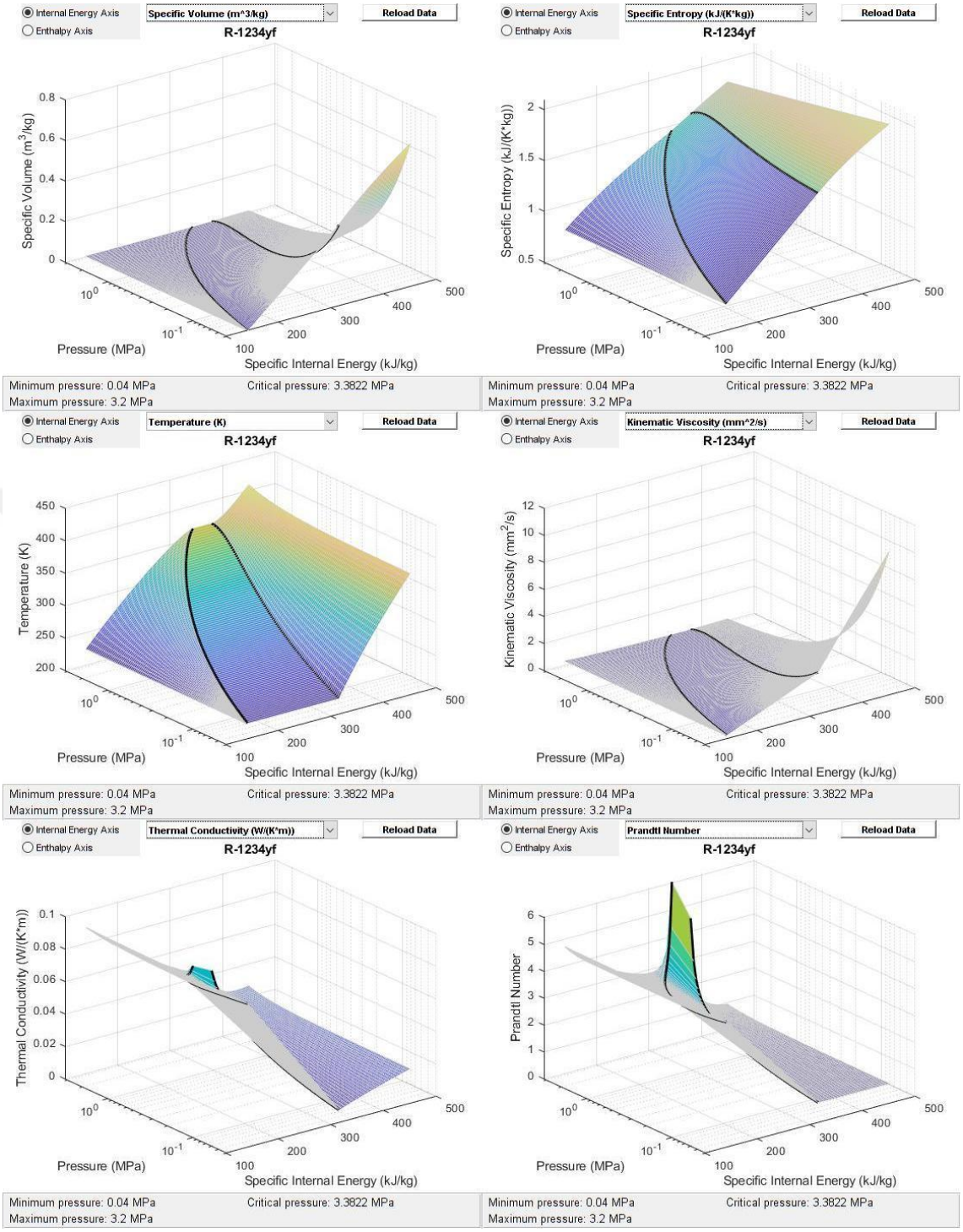


Simscape Fluids başlığında Moist Air Turbomachinery kütüphanesi içerisinde yer alan Fan bloğu nemli havalar için karakteristik eğriler sunar, ısıtma soğutma sistemindeki fan elemanı için kullanılmıştır.



Simscape Fluids ve Two-Phase Fluid kütüphanesinin içerisinde yer alan Valves ve Orifices başlığındaki Flow Control Valves aracılığıyla Thermostatic Expansion Valve bloğu seçilmiştir. Bu blok kısılma vanası ve orifis tüp için kullanılmıştır.

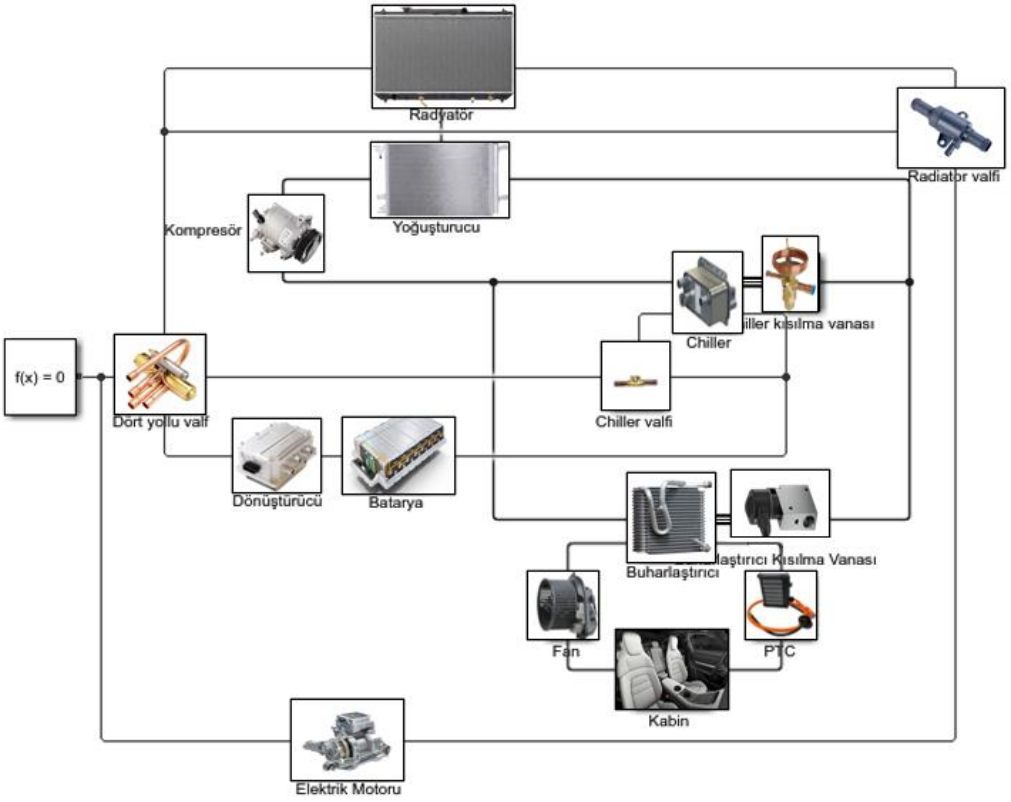
Modelde, 2. Bölümde paylaşılan bilgiler doğrultusunda, R-1234yf soğutucu akışkan kullanılmıştır.



Şekil 3.1. Modelde kullanılan R-1234yf soğutucu akışkan verileri

Modelde kullanılan R-1234yf soğutucu akışkanın özellikleri, Şekil 3.1 üzerinde yer almaktadır.

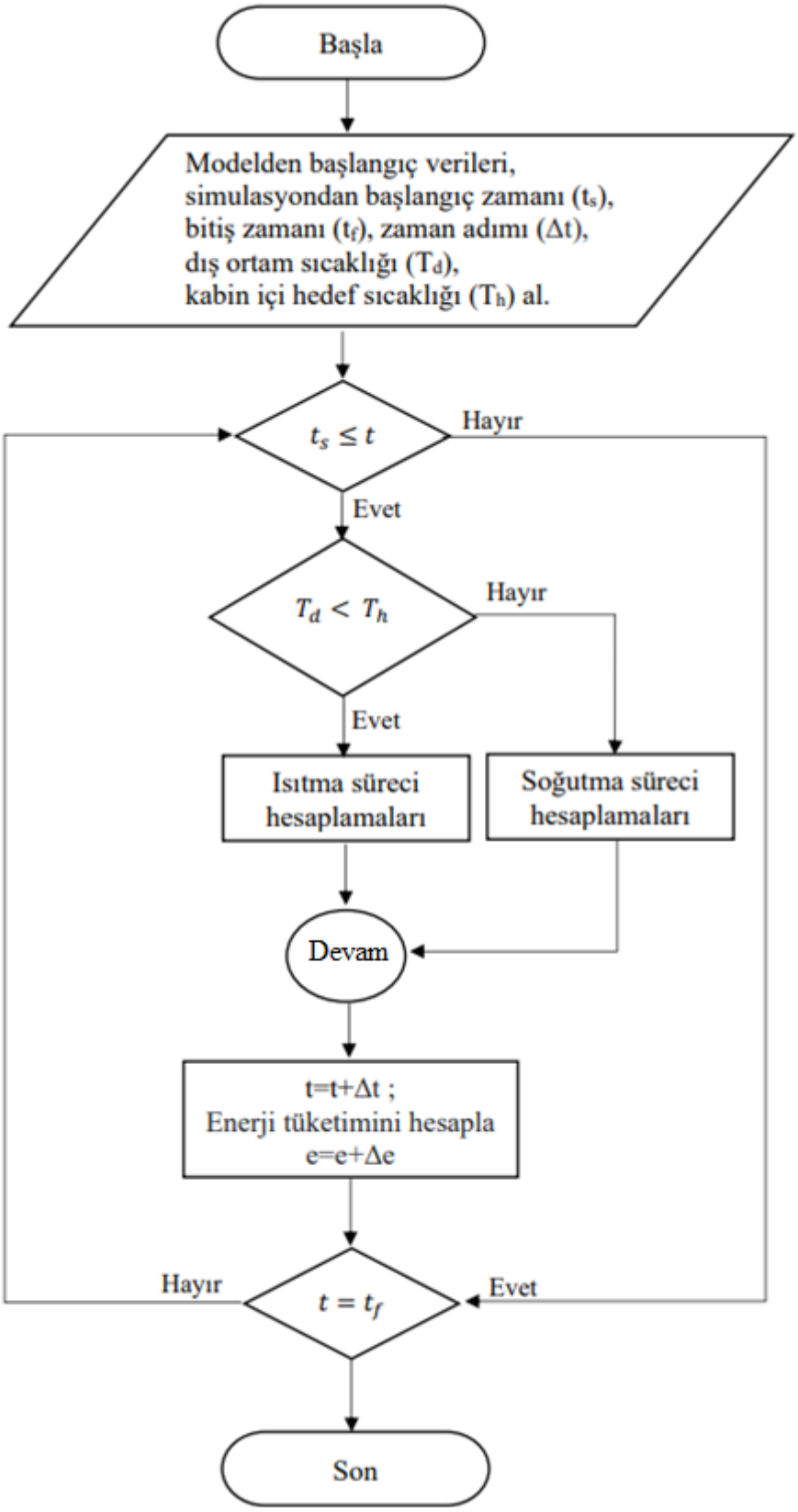
MATLAB Simulink ortamında modellenen, elektrik araçlardaki ısıtma soğutma modeli Şekil 3.2'de gösterilmektedir.



Şekil 3.2. MATLAB Simulink ortamında modellenen ısıtma-soğutma sistemi

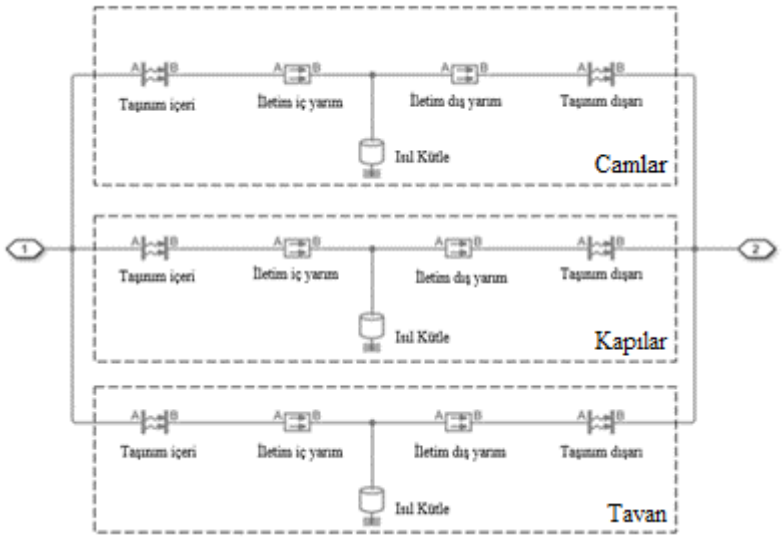
Modellenen ısıtma-soğutma sisteminde, dört yollu valfin seri ve paralel bağlantısı, ısıtma ve soğutma faaliyetlerini aynı sistem elemanları üzerinden gerçekleştirir. Modele, soğuk iklim koşullarındaki ısıtma süreci için PTC ısıtıcısı ve sıcak iklim koşullarındaki soğutma süreci için Chiller eklenmiştir. Araçtaki yolcuların, metabolik ısı üretimi dahil edilmiştir. Model uluslararası tanınmış yol çalışma koşulları olan NEDC, FTP75 ve sabit hızlar altında bir saatlik sürüş çevrimi koşturulmuştur. Konfor koşulları ile farklı kabin içi hedef sıcaklıklar için simülasyon gerçekleştirilmiştir.

MATLAB Simulink ortamında modellenen, ısıtma soğutma sisteminin akış diyagramı ana hatlarıyla Şekil 3.3 üzerinde sunulmuştur.



Şekil 3.3. Isıtma-soğutma sisteminin akış diyagramı

Kabin içi ısı transferi hesaplamalarında kullanılan MATLAB Simulink modeli Şekil 3.4 üzerinde sunulmuştur. Kabin içi ısı transferi modeli cam, kapılar ve tavan olmak üzere üç kısımda incelenmiştir. Isıtma-soğutma sistem modelinde, kabin içerisindeki yolcu sayısının artışı ile ısı üretimine ve sisteme etkisi NEDC yol çalışma koşulları altında incelenmiştir. Kabin içi sistem modellemesinde ışınım ile olan ısı transferi ihmal edilmiştir.



Şekil 3.4. Kabin içinin modellenmesi

Aracın kabin içi ısı transferi modelinde kullanılan ısıl kütle, kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edildiği sıcaklığın zaman içerisindeki değişimini incelemektedir. Enerji dengesi için birim zamandaki ısı transferi denklem (3.1) ile hesaplanmaktadır.

$$Q = m\, c_p \frac{dT}{dt} \tag{3.1}$$

Model üzerindeki iletim ile gerçekleşen ısı transferi mekanizması, incelenmesi istenen iki nokta arasındaki sıcaklık farkı ve uzaklık, ısı transferinin gerçekleştiği alan ile malzemeye ait olan ısı iletim katsayısını içeren denklem (3.2) üzerinden hesaplanmaktadır.

$$Q_{iletim} = -k\, A \frac{dT}{dx} \tag{3.2}$$

Modeldeki yüzey üzerinde taşınım ile gerçekleşen ısı transferi mekanizması, incelenmesi istenen nokta ile dış ortam arasındaki sıcaklık farkı, ısı transferinin gerçekleştiği alan ile malzemeye ait olan ısı taşınım katsayısını içeren denklem (3.3) üzerinden hesaplanmaktadır.

$$Q_{taşınım} = h_m A (T_y - T_\infty) \quad (3.3)$$

Işınım yolu ile olan ısı transferinde, yüzeye gelen fotonlar yüzeyden yansıyabilir, emilebilir veya yüzeyden geçebilirler. Işınım miktarı yüzeyin malzemesi, rengi ve alanı gibi farklı koşullar altında değerlendirilmektedir. Genel olarak yüzeyler için ışınımla ısı transferi miktarı denklem (3.4) üzerinden hesaplanmaktadır. Modelde, ışınım yolu ile gerçekleşen ısı transferi ihmal edilmiştir.

$$Q_{ışınım} = \sigma \varepsilon A ({T_y}^4 - {T_\infty}^4) \quad (3.4)$$

MATLAB Simulink ortamında, elektrikli araçlar için ısıtma-soğutma sistemi modellendi. Modelde, ısı pompası kullanılmıştır. Isı pompaları, aynı sistem elemanları üzerinden ısıtma ve soğutma için kullanılabilen cihazlardır. Dört yollu valf ısıtma sürecinde seri, soğutma sürecinde ise paralel olarak çalışmaktadır. Oluşturulan modele fan, radyatör, chiller ve PTC ısıtıcı eklenmiştir. Fan elemanının karakteristik özellikleri aracılığıyla, kabin içi hava akış hızı ve sıcaklık ayarı yapılmıştır.

Isıtma-soğutma sistemi, farklı iklim ve hava koşullarındaki yolculukların, konfor koşullarında sürmesi için kullanılmıştır. Konfor koşulları dikkate alınarak belirlenen kabin içi sıcaklık hedefi (23 °C) doğrultusunda, modelleme çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Model üzerine araç kabinindeki yolcuların ısı üretimi dahil edilmiştir. Model, farklı dış ortam sıcaklıkları için oluşturulmuştur. Modelde, -10 °C, 0 °C ve 10 °C dış ortam sıcaklıkları için ısıtma süreci simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Soğutma süreci simülasyonları 30°C, 35 °C ve 40 °C dış ortam sıcaklığı altında gerçekleştirilmiştir.

Modelde, kabin içi ısı transferi hesaplamaları için kullanılan malzemelere ait termofiziksel özellikler ve yüzey alanı Çizelge 3.1 üzerinde gösterilmektedir.

Çizelge 3.1. Kabin içi sistemdeki malzemelerin özellikleri

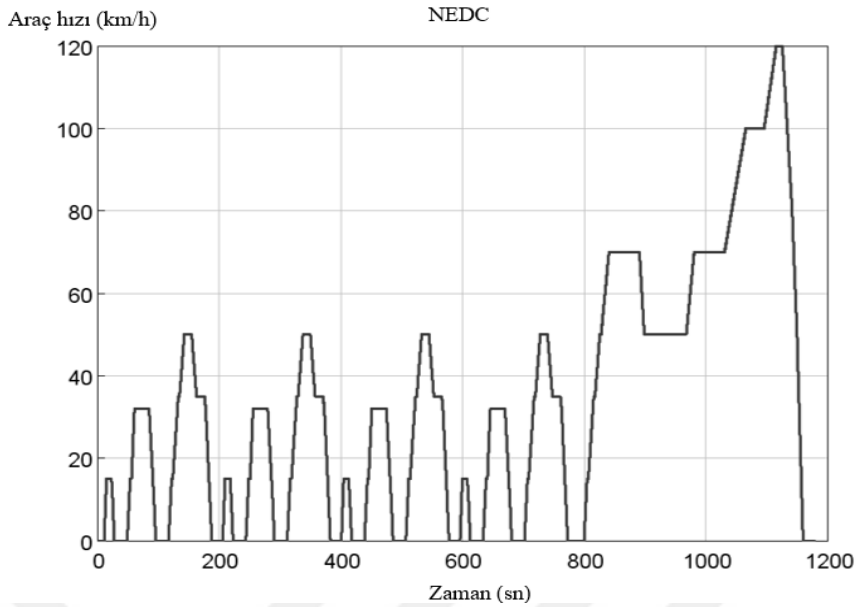
Malzemeler	ρ [kg/m^3]	c_p [J/kg K]	k [W/m K]	Yüzey Alanı [m^2]
Cam	2500	800	0.7	1.64
Kapılar	7800	500	50	4.75
Tavan	7800	500	50	2.6

Taşıt kabin modelinin iç hacmi ortalama binek tipi araç kabulü ile 2.78 m^3 olarak seçilmiştir.

Araçlardaki simülasyon çalışmalarında çeşitli yol çalışma koşulları koşturulmaktadır. Bu çalışmada, Matlab Simulink ortamında oluşturulan modelde, uluslararası tanınan yol çalışma koşulları New European Driving Cycle (NEDC) ve Federal Test Procedure 75 (FTP75) koşturulmuştur.

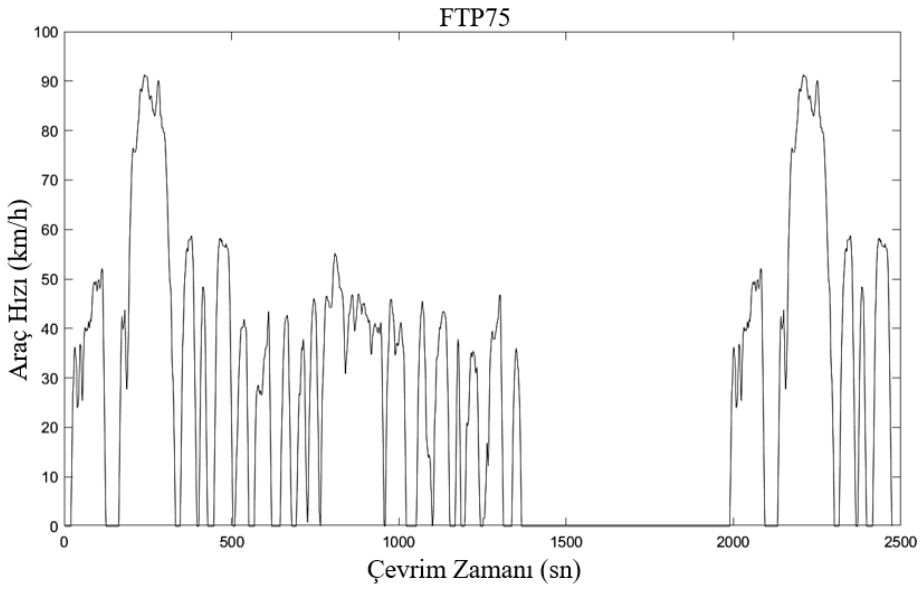
NEDC ve FTP75 yol çalışma koşulları, MATLAB Simulink ortamında, Powertrain Blockset kütüphanesinde bulunan, Driving Cycle Source bloğu kullanılarak sistemde koşturulmuştur.

NEDC yol çalışma koşulları, kullanımı ilk olarak içten yanmalı taşıtlarda olmasına rağmen günümüz şartlarında elektrikli ve hibrit araçlar için performans, tüketim ve menzil hususlarındaki çalışmalarda kullanılabilmektedir. NEDC yol çalışma koşullarının, iç yapısında Urban Driving Cycle (UDC) ve Extra Urban Driving Cycle (EUDC) bulunmaktadır. NEDC yol çalışma koşulları içerisinde UDC 4 defa tekrarlanır ve her bir çevrim süresi 195 saniye olmaktadır. NEDC yol çalışma koşulları içerisindeki EUDC, 400 saniye olarak bir kez yer almaktadır. Bu bağlamda Şekil 3.5'te bulunan NEDC yol çalışma koşulları yaklaşık 1200 saniye sürmektedir.



Şekil 3.5. NEDC yol çalışma koşulları

FTP75 yol çalışma koşulları, ilk çıkışı 1978 yılından günümüze kadar sürekli güncellenerek, şehir içi sürüş döngüsü olarak kullanılır. Egzoz emisyonu ve yakıt tasarrufu kriterlerinin tespiti için tüm binek araçlara uygulanır. FTP75 yol çalışma koşulları yaklaşık 2500 saniye sürmektedir. FTP75 yol çalışma koşulları Şekil 3.6 ile sunulmuştur.



Şekil 3.6. FTP75 yol çalışma koşulları

Modelde, sabit hızla hareketli yol çalışma koşulları altında ısıtma ve soğutma süreci gerçekleştirilmiştir. Sistemde yol çalışma koşulları olarak oluşturulan 20 km/h, 50 km/h, 80 km/h ve 110 km/h sabit hızlar ile bir saat süre için koşturulmuştur. Farklı sabit hızlardaki yol çalışma koşulları ve dış ortam sıcaklıklarında bulunan aracın, zamana bağlı kabin içi sıcaklık ve toplam enerji tüketim analizi gerçekleştirilmiştir.

Elektrikli aracın menzil ve şarj oranı hesaplamak için kullanılan başlangıç verileri Çizelge 3.2 ile sunulmuştur.

Çizelge 3.2. Aracın batarya ve tüketim özellikleri

Elektrikli Araç Özellikleri	Değer
Batarya teknolojisi	Li-ion
Batarya kapasitesi (kWh)	83.7
NEDC için enerji Tüketimi (kWh/100 km)	27
NEDC için menzil (km)	310

Araç, ısıtma soğutma sistemi kullanılmadan toplam 310 km yol gidebilir.

Menzil bozulma oranı (X_{bo}) hesaplamalarında aracın ısıtma soğutma sistemi kapalı durumda öngörülen toplam menzil (X_t), ısıtma soğutma sistemi çalışır durumda öngörülen menzil (X_h), ısıtma soğutma sisteminin çalışması ile meydana gelebilecek menzil kaybı (X_k) kabulü ile denklem (3.5) ve denklem (3.6) üzerinden hesaplanır, daha sonra yüzdelik olarak sonuçlandırılır.

$$X_k = X_t - X_h \tag{3.5}$$

$$X_{bo} = \frac{X_t - X_h}{X_t} = \frac{X_k}{X_t} \tag{3.6}$$

Elektrikli araçlarda istenilen batarya kapasitesi ve araç tüketim değerleri için menzil, şarj oranı ve menzil bozulma oranı hesaplamalarında kullanılabilecek MATLAB ortamında oluşturulan kod sunulmuştur.

```
BataryakWh=input('Batarya (kWh) değerini giriniz: ');
NedcTuketim=input('Aracın ısıtma soğutma kapalı durumda NEDC tüketimini
(kWh/100km) giriniz: ');
SistemkWh=input('Sadece Isıtma-soğutma sisteminin tüketim (kWh)
değerini giriniz: ');
SistemHarcananSarjOrani=(SistemkWh/BataryakWh)*100;
BaslangicMenzil=(BataryakWh/NedcTuketim)*100;
K=menu('Yol Çalışma koşulunu seçiniz','NEDC Yol Çalışma Koşulu','Sabit
Hızlı Yol Çalışma Koşulu');
switch K
case {1}
Hiz=33.6;
end
switch K
case {2}
Hiz=input('Araç hangi sabit hızla hareket etmektedir (km/sa):');
end
SadeceAracTuketim=(NedcTuketim*Hiz/100);
GidilenMenzil=Hiz;
SistemKapaliKalanMenzil=BaslangicMenzil-GidilenMenzil;
ToplamAracTuketim=SadeceAracTuketim+SistemkWh;
SistemAcikMenzil=(BataryakWh/ToplamAracTuketim)*Hiz;
SistemAcikKalanMenzil=SistemAcikMenzil-GidilenMenzil;
ToplamHarcananSarj=(ToplamAracTuketim/BataryakWh)*100;
KalanSarj=100-ToplamHarcananSarj;
KayipMenzil=BaslangicMenzil-SistemAcikMenzil;
MenzilBozulmaOrani=(KayipMenzil/BaslangicMenzil)*100;
```

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Matlab Simulink ortamında modellenen ısıtma-soğutma sisteminde, dört yollu valfin seri veya paralel bağlantısı, ısıtma ve soğutma faaliyetlerini aynı sistem elemanları üzerinden gerçekleştirir. Modele, soğuk iklim koşullarındaki ısıtma süreci için PTC ısıtıcısı eklenmiştir. Modele, sıcak iklim koşullarındaki soğutma sürecinde radyatörün yetersiz olabileceği göz önünde bulundurularak Chiller eklenmiştir. Model uluslararası tanınmış yol çalışma koşulları olan NEDC, FTP75 ve aracın çeşitli sabit hızlar altında bir saatlik sürüş çevrimi koşturulmuştur. Konfor koşulları dikkate alınarak kabin içi sıcaklığın 23 °C'ye ulaşması hedeflenmiştir. Modelin, NEDC, FTP75 ve sabit hızlı yol çalışma koşulları altında, ısıtma ve soğutma sürecindeki enerji tüketimi, tüm sistem ve elemanları için incelenmiştir. Farklı yol çalışma koşullarındaki kabin içi sıcaklığın zamana göre değişimi incelenmiştir. NEDC Yol çalışma koşulları altında ısıtma-soğutma sürecindeki toplam enerji tüketiminin kabin içi sıcaklığa göre değişimi incelenmiştir. Isıtma-soğutma sisteminin, NEDC ve çeşitli sabit hızlı yol çalışma koşulları altında, farklı dış ortam sıcaklıklarındaki enerji tüketiminin, şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi incelenmiştir. NEDC yol çalışma koşulları altında, ısıtma soğutma sürecinin, kabin içi farklı hedef sıcaklığındaki enerji tüketiminin, menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Elektrikli araçlardaki ısıtma soğutma sisteminin analiz bulguları, Bölüm 4.1'de ısıtma süreci ve Bölüm 4.2'de soğutma süreci olarak sınıflandırılmıştır.

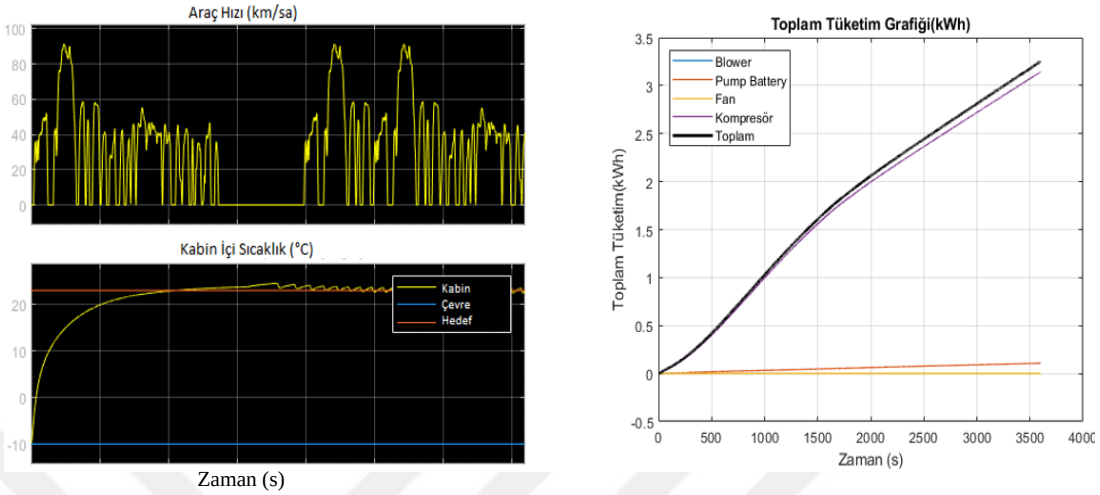
4.1. Isıtma Süreci

Isıtma soğutma sistemindeki ısıtma süreci için Bölüm 4.1.1'de NEDC ve FTP75 yol çalışma koşulları altında analiz sonuçları sunulmuştur. Bölüm 4.1.2'de sabit hızla hareketli yol çalışma koşulları altında analiz sonuçları sunulmuştur.

4.1.1 FTP75 ve NEDC Yol Çalışma Koşulları Altında Isıtma Süreci

Bu bölümde modelin, uluslararası yol çalışma koşulları FTP75 ve NEDC altında ısıtma süreci gerçekleştirilmiştir. Farklı yol çalışma koşulları ve dış ortam sıcaklıklarında bulunan aracın, zamana bağlı kabin içi sıcaklık ve toplam enerji tüketim analizi sunulmuştur.

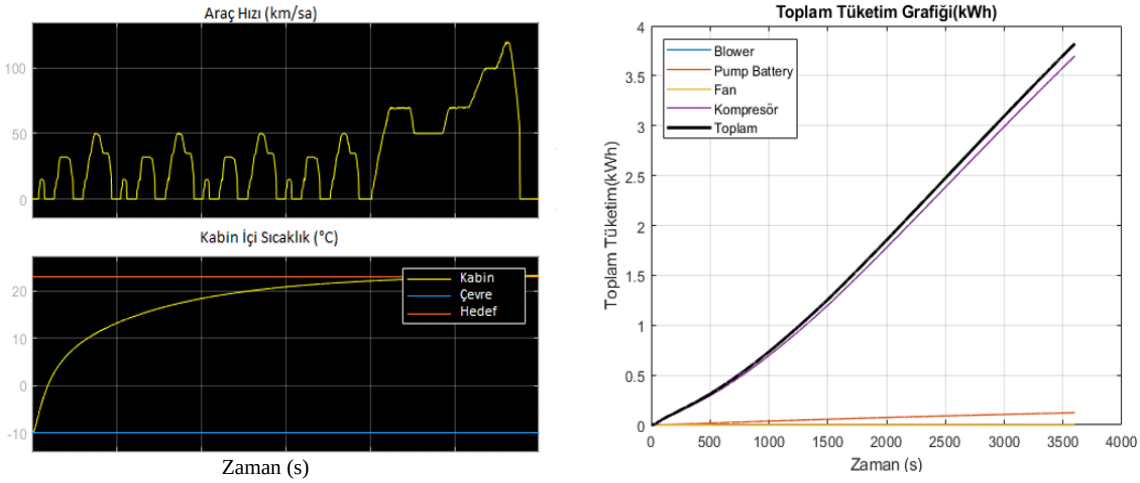
-10 °C Çevre şartlarındaki modelin, FTP75 yol çalışma koşulları için ısıtma sürecinin zamana bağlı kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.1. Dış ortam -10 °C için FTP75 yol çalışma koşulları altında ısıtma süreci

Şekil 4.1'de yer alan -10 °C başlangıç koşullarında FTP75 yol çalışma koşulları altındaki aracın, kabin içi hedeflenen sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1100 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise yaklaşık 3,25 kWh olarak ölçülmüştür.

-10 °C Çevre şartlarındaki modelin, NEDC yol çalışma koşulları için ısıtma sürecinin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.

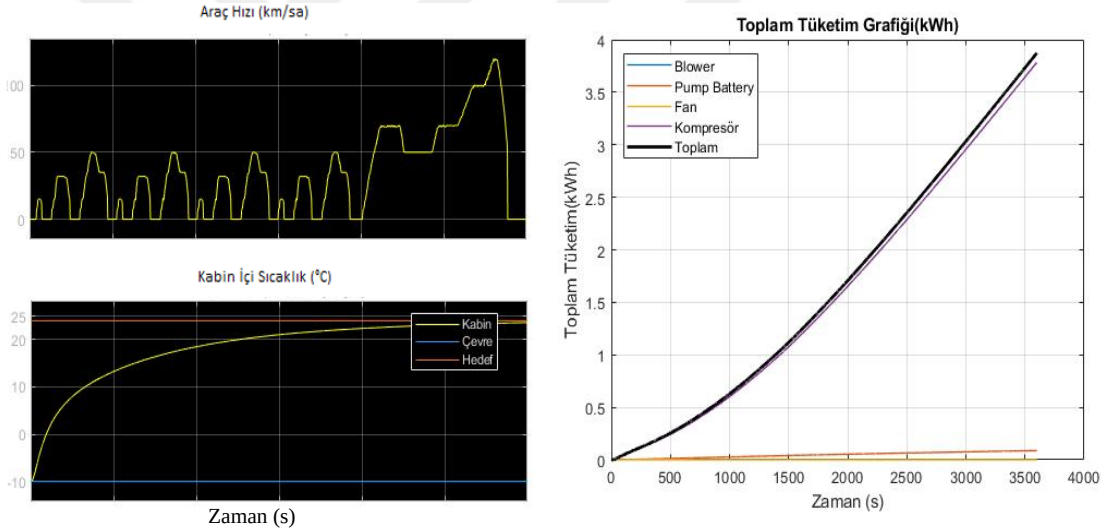


Şekil 4.2. Dış ortam -10 °C için NEDC yol çalışma koşulları altında ısıtma süreci

Şekil 4.2'de yer alan -10 °C başlangıç koşullarında NEDC yol çalışma koşulları altındaki aracın kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1200 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 3,75 kWh olarak ölçülmüştür. Isıtma sürecinde NEDC Yol çalışma koşullarının FTP75 ile karşılaştırıldığında, hedef sıcaklığa ulaşma süresi %8 ve toplam tüketim %13 oranında artmıştır.

FTP75 Yol çalışma koşullarında aracın -10 °C hareketsiz bekleme süresinin, NEDC koşullarından daha uzun olması tüketimin az olmasına yol açmıştır.

-10 °C Çevre şartlarındaki modelin, NEDC yol çalışma koşulları altında ısıtma sürecinin kabin içi hedef sıcaklığın 24 °C olması durumu incelendi. Bu koşullarda kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



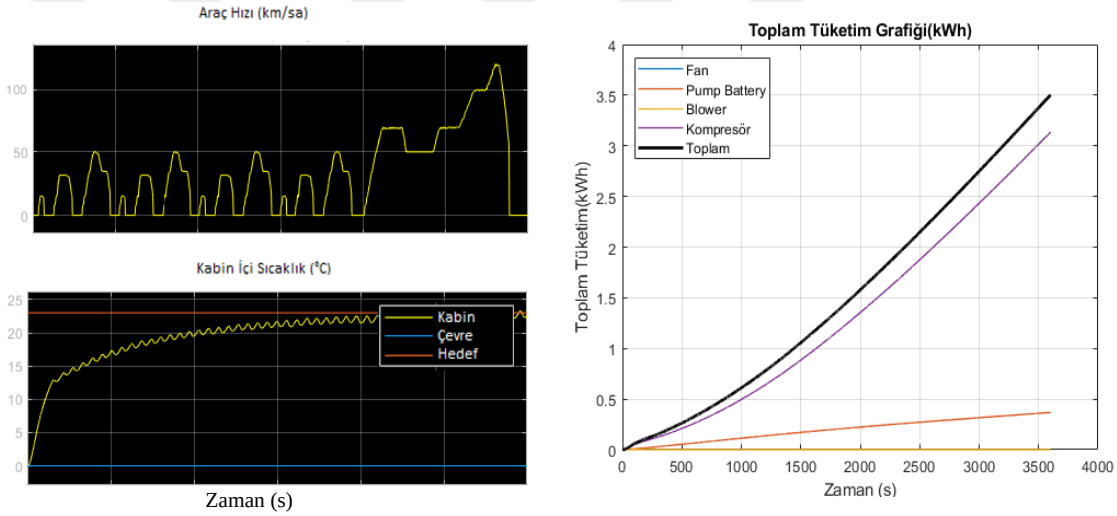
Şekil 4.3. NEDC Yol çalışma koşulları ile -10 °C çevre sıcaklığı altında, kabin içi sıcaklığın 24 °C hedeflendiği ısıtma süreci

Şekil 4.3'te yer alan -10 °C başlangıç koşullarında NEDC yol çalışma koşulları altında 1200 saniye sonunda hedeflenen 24 °C sıcaklığa ulaşılmıştır. Toplam tüketim ise 3,9 kWh olarak ölçülmüştür. 23 °C Hedef sıcaklık ile karşılaştırıldığında, toplam tüketimin %4 ve denge sıcaklığına ulaşma zamanının değişmediği hesaplanmıştır.

Isıtma soğutma sistemi için zorlu kış koşulları göz önünde bulundurularak, dış ortam sıcaklığının -10 °C olduğu NEDC ve FTP75 yol çalışma koşulları analizi sonuçları, toplam enerji tüketiminin 3,25 ve 3,75 kWh olduğunu göstermektedir.

NEDC Yol çalışma koşulları altında hedeflenen sıcaklığın 23°C'den 24 °C'ye arttırılması zamanı 100 saniye, toplam tüketimi 0,15 kWh arttırmıştır. -10 °C Dış ortam koşullarındaki ısıtma sürecinde, sistemdeki en çok enerji tüketen eleman kompresör olmuştur.

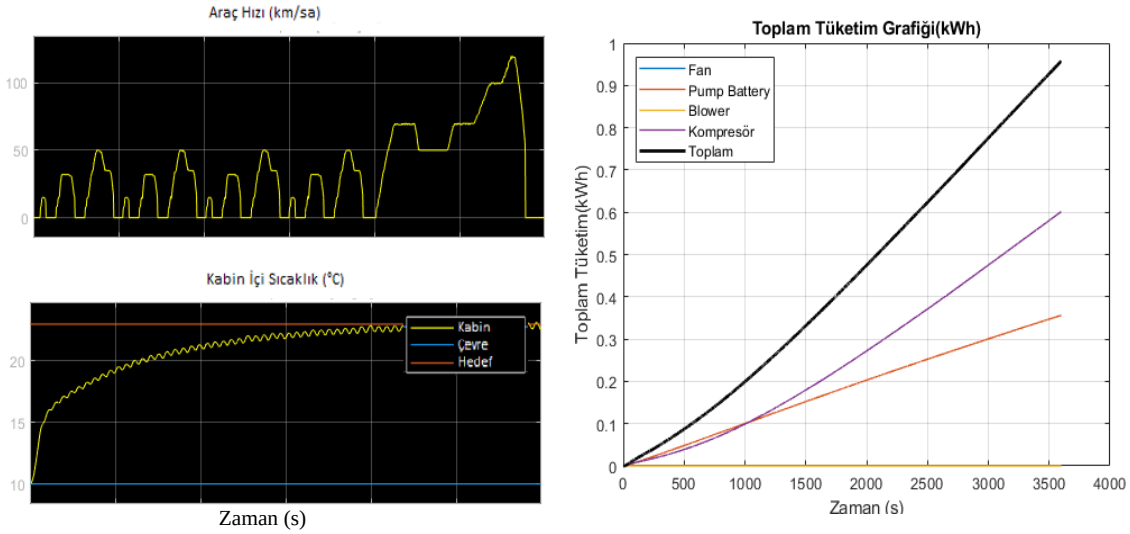
0 °C Çevre şartlarındaki modelin, NEDC yol çalışma koşulları için ısıtma sürecinin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.4. Dış Ortam 0 °C için NEDC yol çalışma koşulları altında ısıtma süreci

Şekil 4.4'te yer alan 0 °C başlangıç koşullarında NEDC yol çalışma koşulları altındaki aracın kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1200 saniyede gerçekleşmiştir. Sistemdeki toplam tüketim ise yaklaşık 3,5 kWh olarak ölçülmüştür. Sistemdeki toplam enerji tüketiminin, %85'i kompresöre harcanmıştır. Sistemdeki batarya pompası için 0,4 kWh enerji harcanmıştır.

10 °C Çevre şartlarındaki modelin, NEDC yol çalışma koşulları için ısıtma sürecinin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.5. Dış Ortam 10 °C için NEDC yol çalışma koşulları altında ısıtma süreci

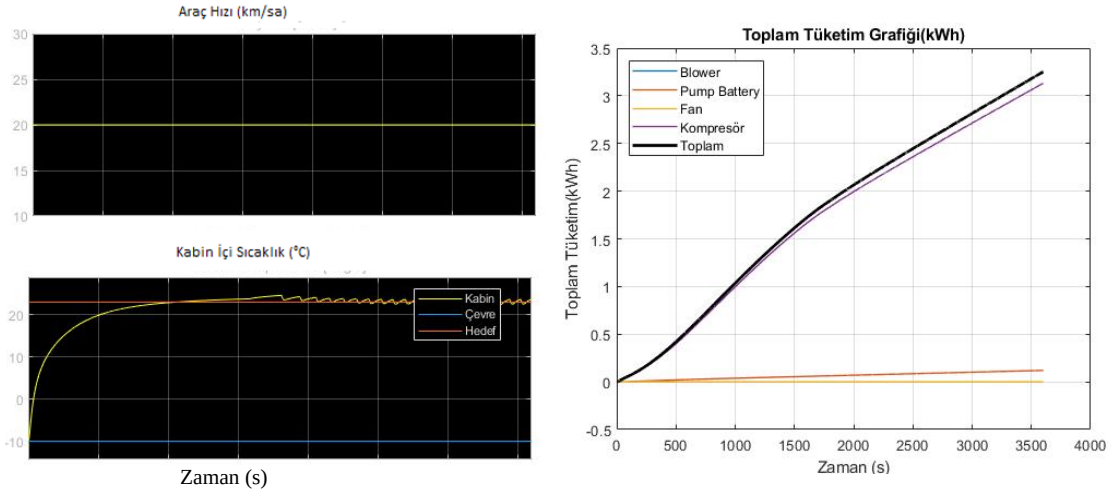
Şekil 4.5'te yer alan 10 °C başlangıç koşullarında NEDC yol çalışma koşulları altındaki aracın kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 900 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 0,95 kWh olarak ölçülmüştür.

4.1.2 Sabit Hızlı Yol Çalışma Koşulları Altında Isıtma Süreci

Bu bölümde modelin, sabit hızla hareketli yol çalışma koşulları altında ısıtma süreci gerçekleştirilmiştir. Farklı sabit hızlardaki yol çalışma koşulları ve dış ortam sıcaklıklarında bulunan aracın, zamana bağlı kabin içi sıcaklık ve toplam enerji tüketim analizi sunulmuştur.

Sistemde yol çalışma koşulları olarak oluşturulan 20 km/h, 50 km/h, 80 km/h ve 110 km/h sabit hızlar ile bir saat süre için koşturulmuştur. Bu çalışma koşullarındaki enerji tüketiminin, menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi tablo ve grafik üzerinde incelenmiştir.

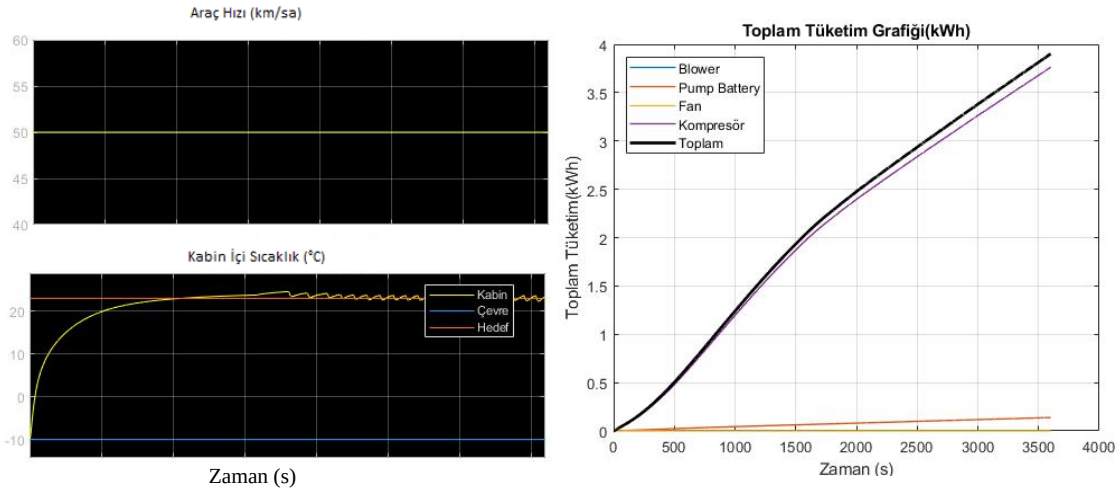
İlk olarak, sabit 20 km/h ile hareket halindeki aracın -10 °C çevre koşullarında bir saatlik kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.6. Dış ortam -10°C için sabit 20 km/h ile hareket halindeki aracın ısıtma süreci

Şekil 4.6'da yer alan bir saat boyunca sabit 20 km/h ile hareket halindeki aracın -10 °C dış ortam koşulları altında kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1000 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 3,3 kWh olarak ölçülmüştür.

Sabit 50 km/h ile hareket halindeki aracın -10 °C çevre koşullarında bir saatlik kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.

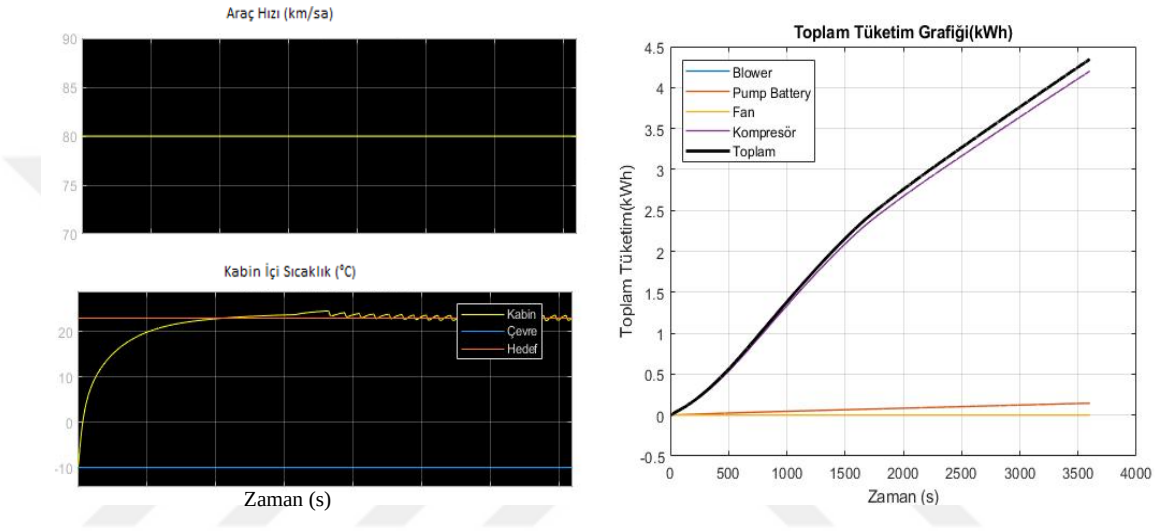


Şekil 4.7. Dış ortam -10°C için sabit 50 km/h ile hareket halindeki aracın ısıtma süreci

Şekil 4.7'de yer alan bir saat boyunca sabit 50 km/h ile hareket halindeki aracın -10 °C dış ortam koşulları altında kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1000 saniyede gerçekleşmiştir.

Toplam tüketim ise 3,9 kWh olarak ölçülmüştür. Sabit hızlı yol çalışma koşullarının 20 km/h yerine 50 km/h olması bir saat sonunda toplam enerji tüketimini 0,6 kWh arttırmıştır. Kabin içi hedef sıcaklık için geçen süre değişmemiştir. Sistemdeki en çok enerji tüketiminin kompresör tarafından olduğu gözlemlenmiştir.

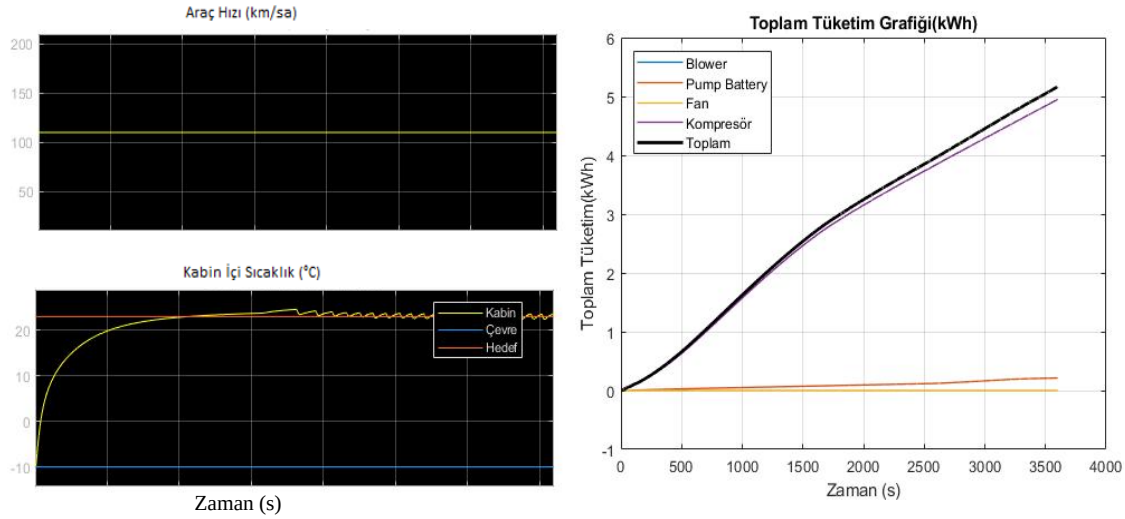
Sabit 80 km/h ile hareket halindeki aracın -10 °C çevre koşullarında bir saatlik kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.8. Dış ortam -10°C için sabit 80 km/h ile hareket halindeki aracın ısıtma süreci

Şekil 4.8'de yer alan bir saat boyunca sabit 80 km/h ile hareket halindeki aracın -10 °C dış ortam koşulları altında kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması 1000 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 4,4 kWh olarak ölçülmüştür. Yol çalışma koşullarının 50 km/h olduğu durum ile karşılaştırıldığında enerji tüketiminin %12 arttığı hesaplanmıştır.

Isıtma süreci için son olarak, sabit 110 km/h ile hareket halindeki aracın -10 °C çevre koşullarında bir saatlik kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.9. Dış ortam -10°C için sabit 110 km/h ile hareket halindeki aracın ısıtma süreci

Şekil 4.9'da yer alan bir saat boyunca sabit 110 km/h ile hareket halindeki aracın -10 °C dış ortam koşulları altında kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması 1000 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 5,2 kWh olarak ölçülmüştür. Yol çalışma koşullarındaki hızın 80 km/h yerine 110 km/h olması durumu sistemin toplam enerji tüketimini %18 arttırmıştır.

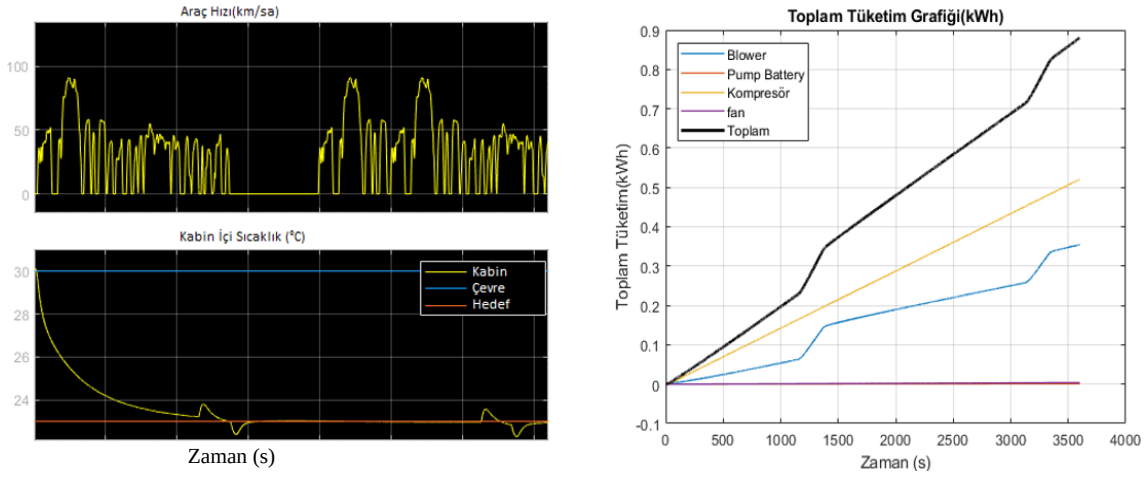
4.2. Soğutma Süreci

Isıtma soğutma sistemindeki ısıtma süreci için Bölüm 4.1.1'de NEDC ve FTP75 yol çalışma koşulları altında analiz sonuçları sunulmuştur. Bölüm 4.1.2'de sabit hızla hareketli yol çalışma koşulları altında analiz sonuçları sunulmuştur.

4.2.1. FTP75 ve NEDC Yol Çalışma Koşulları Altında Soğutma Süreci

Bu bölümde modelin, uluslararası yol çalışma koşulları FTP75 ve NEDC altında ısıtma süreci gerçekleştirilmiştir. Farklı yol çalışma koşulları ve dış ortam sıcaklıklarında bulunan aracın, zamana bağlı kabin içi sıcaklık ve toplam enerji tüketim analizi sunulmuştur.

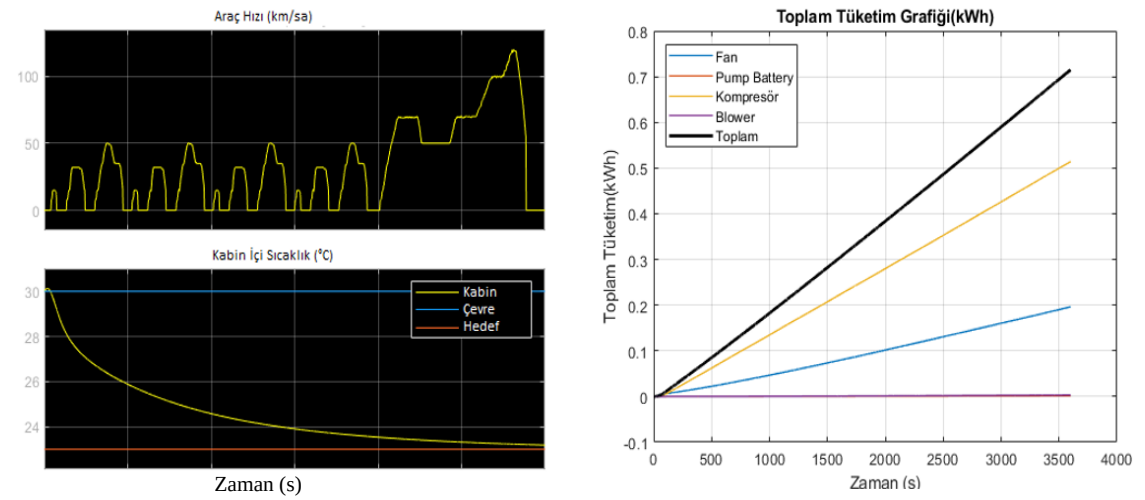
30°C Çevre şartlarındaki modelin, FTP75 yol çalışma koşulları için sürecin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.10. Dış ortam 30°C için FTP75 yol çalışma koşulları altında soğutma süreci

Şekil 4.10'da yer alan 30 °C başlangıç koşullarında FTP75 yol çalışma koşulları altındaki aracın, kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1250 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 0,9 kWh olarak ölçülmüştür.

30°C Çevre şartlarındaki modelin, NEDC yol çalışma koşulları için sürecin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.

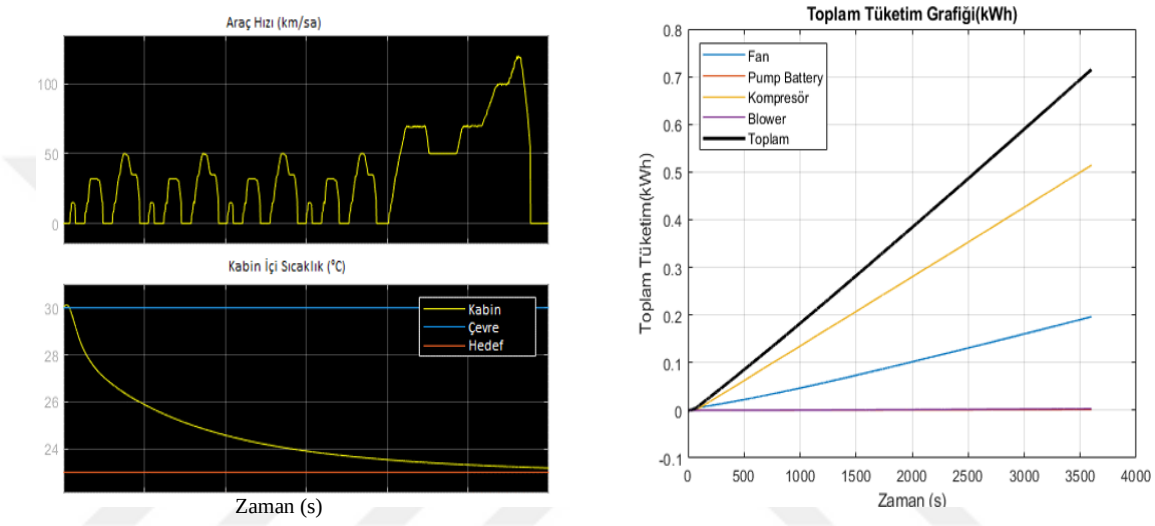


Şekil 4.11. Dış ortam 30°C için NEDC yol çalışma koşulları altında soğutma süreci

Şekil 4.11'de yer alan 30 °C başlangıç koşullarında NEDC yol çalışma koşulları altındaki aracın, kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1200 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise yaklaşık 0,7 kWh olarak ölçülmüştür.

Dış ortam 30 °C sıcaklıkta FTP75 yol çalışma koşullarının NEDC ile karşılaştırıldığında 0,2 kWh daha fazla enerji tükettiği hesaplanmıştır. Sistemdeki kompresörün, toplam enerjinin %72'sini tükettiği hesaplanmıştır. NEDC Yol çalışma koşullarında, FTP75 koşullarına göre 50 saniye daha önce hedeflenen sıcaklığa ulaşılmıştır.

İki yolculu 30°C Çevre şartlarındaki modelin, NEDC yol çalışma koşulları için sürecin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizi gerçekleştirilmiştir.

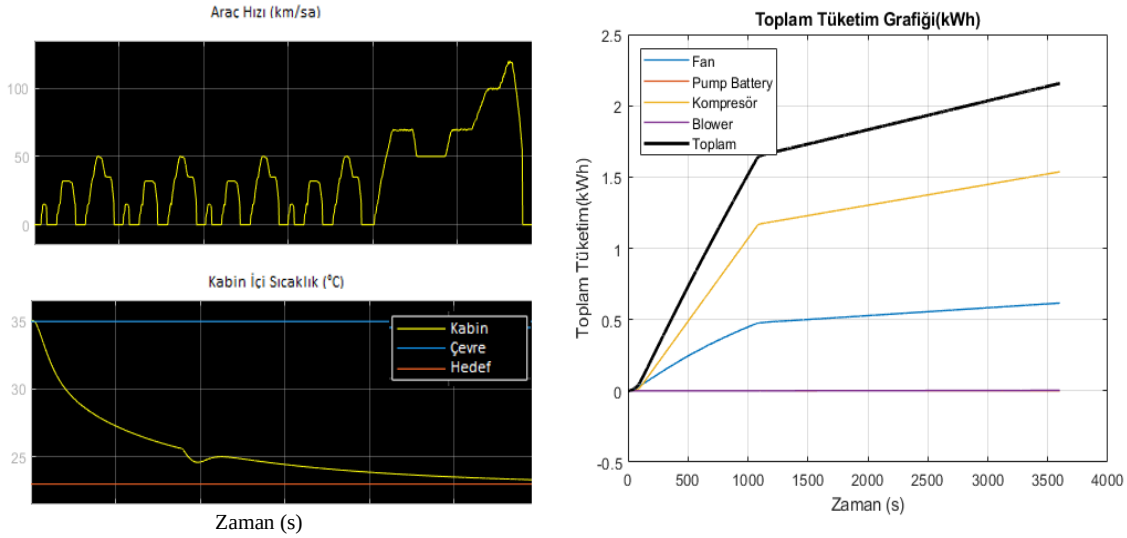


Şekil 4.12. Dış ortam 30°C'de iki yolculu aracın NEDC yol çalışma koşulları altında soğutma süreci

Şekil 4.12'de yer alan 30 °C başlangıç koşullarında NEDC yol çalışma koşulları altındaki aracın, kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1200 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise yaklaşık 0,7 kWh olarak ölçülmüştür.

Kabin içerisindeki fazladan bir yolcunun, zamana bağlı kabin içi sıcaklık analizinde başlangıçta sıcaklığı çok az arttırdığı, sistemdeki toplam enerji tüketiminde etkisi olmadığı sunulmuştur.

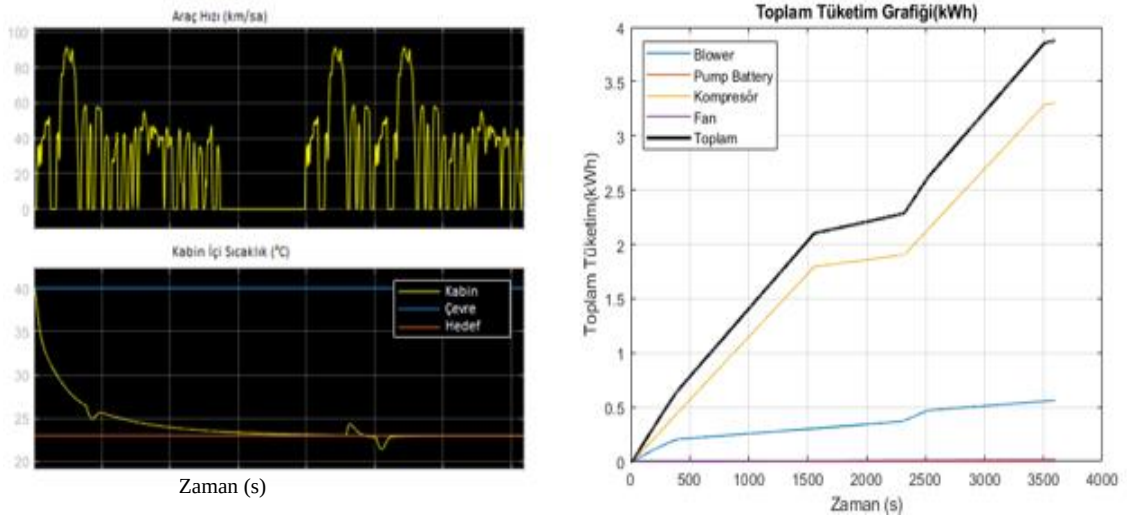
35°C Çevre şartlarındaki modelin, NEDC yol çalışma koşulları için sürecin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.13. Dış ortam 35°C için NEDC yol çalışma koşulları altında soğutma süreci

Şekil 4.13'te yer alan 35 °C başlangıç koşullarında NEDC yol çalışma koşulları altındaki aracın, kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1200 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 2,2 kWh olarak ölçülmüştür.

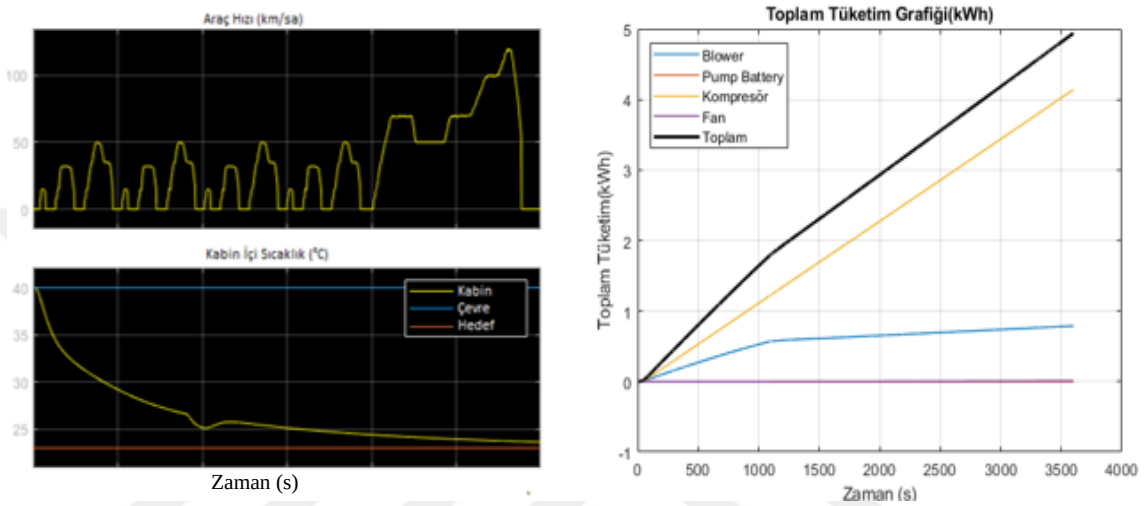
40 °C Çevre şartlarındaki modelin, FTP75 yol çalışma koşulları için soğutma sürecinin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.14. Dış ortam 40°C için FTP75 yol çalışma koşulları altında soğutma süreci

Şekil 4.14'te yer alan 40 °C başlangıç koşullarında FTP75 yol çalışma koşulları altındaki aracın, kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1500 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 3,9 kWh olarak ölçülmüştür.

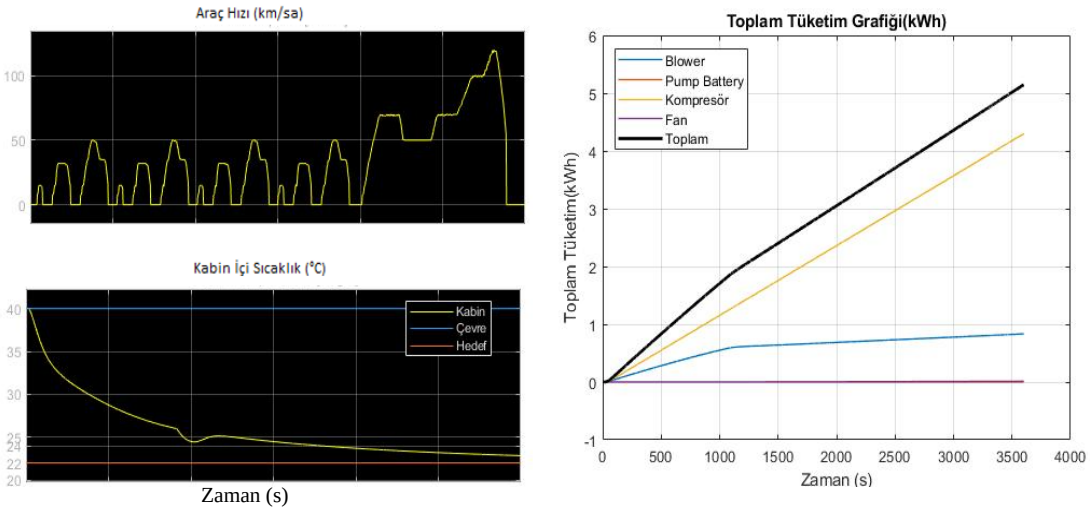
40 °C Çevre şartlarındaki modelin, NEDC yol çalışma koşulları için soğutma sürecinin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.15. Dış ortam 40°C için NEDC yol çalışma koşulları altında soğutma süreci

Şekil 4.15'te yer alan 40 °C başlangıç koşullarında NEDC yol çalışma koşulları altındaki aracın, kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1300 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise yaklaşık 4,9 kWh olarak ölçülmüştür. Toplam enerji tüketiminin yaklaşık %80'i kompresör tarafından harcanmıştır.

40 °C Çevre şartlarındaki modelin, NEDC yol çalışma koşulları için soğutma sürecinin kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizi gerçekleştirildi. Bu analizde, kabin içi hedeflenen sıcaklık 23 °C'den 22 °C'ye düşürülmüştür. Kabin için hedef sıcaklık değişiminin, zamana bağlı sıcaklık ve toplam tüketime olan etkisi cevaplanmıştır.

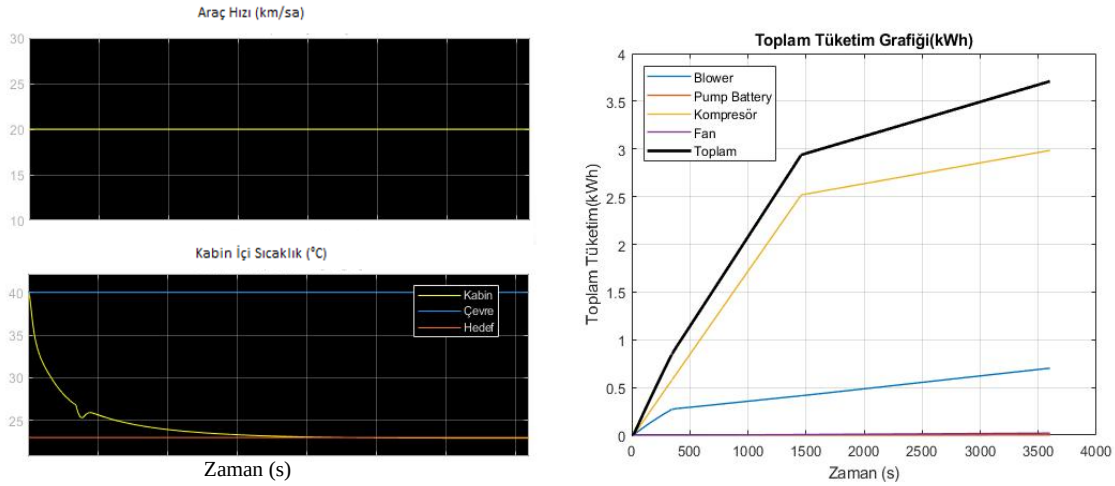


Şekil 4.16. NEDC Yol çalışma koşulları ile 40°C çevre sıcaklığı altında, kabin içi sıcaklığın 22 °C hedeflendiği soğutma süreci

Şekil 4.16'da yer alan 40 °C başlangıç koşullarında NEDC yol çalışma koşulları altındaki aracın, kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1300 saniyede gerçekleşmiştir. Hedef sıcaklığa ulaşma süresi değişmemiştir. Toplam tüketim ise yaklaşık 5,1 kWh olarak ölçülmüştür.

4.2.2. Sabit Hızlı Yol Çalışma Koşulları Altında Soğutma Süreci

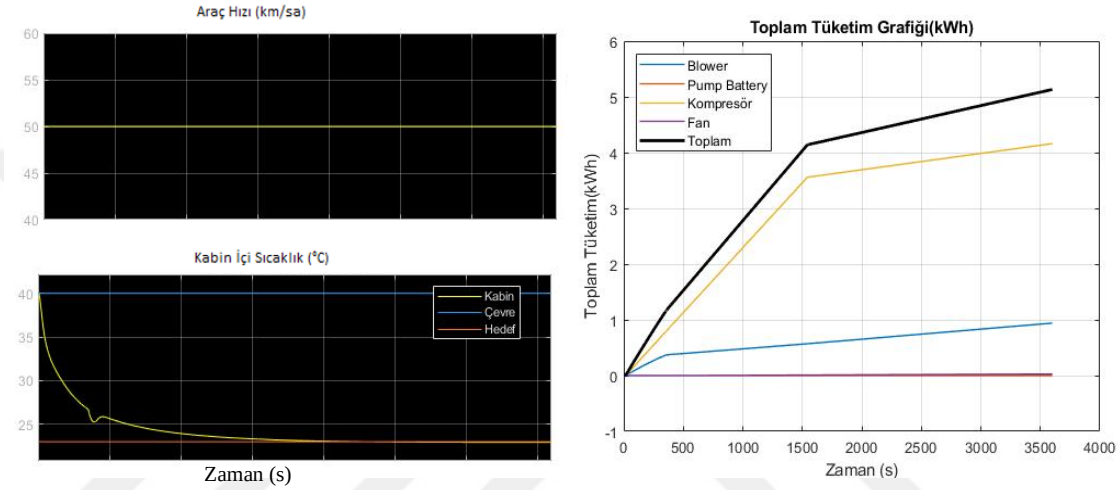
Sabit 20 km/h ile hareket halindeki aracın 40 °C çevre koşullarında bir saatlik kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.17. Dış ortam 40°C için sabit 20 km/h ile hareket halindeki aracın soğutma süreci

Şekil 4.17’de yer alan bir saat boyunca sabit 20 km/h ile hareket halindeki aracın 40 °C dış ortam koşulları altında kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1500 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 3,7 kWh olarak ölçülmüştür. Sistemde kompresör elemanının 3 kWh enerji tükettiği hesaplanmıştır.

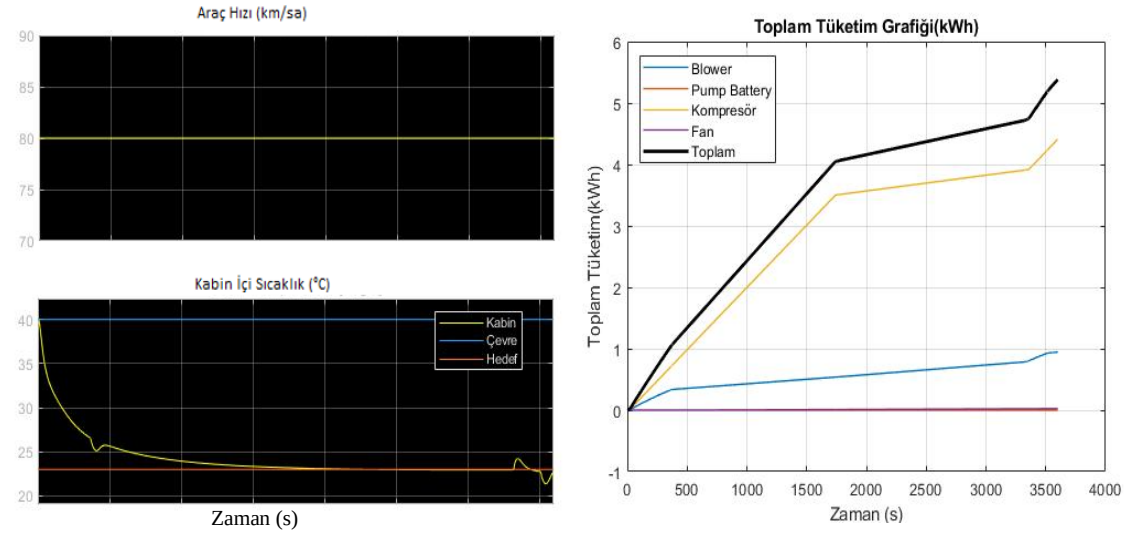
Sabit 50 km/h ile hareket halindeki aracın 40 °C çevre koşullarında bir saatlik kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.18. Dış ortam 40°C için sabit 50 km/h ile hareket halindeki aracın soğutma süreci

Şekil 4.18’de yer alan bir saat boyunca sabit 50 km/h ile hareket halindeki aracın 40 °C dış ortam koşulları altında kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1500 saniyede gerçekleşmiştir. Denge sıcaklığına ilk olarak 1500 saniye içerisinde ulaşması için 4 kWh enerji tüketilmiştir. Bir saat sonunda toplam tüketim ise 5,1 kWh olarak ölçülmüştür. Soğutma sistemindeki 20 km/h hızın 50 km/h olarak artması, sistemdeki tüketimi 1,4 kWh arttırmıştır.

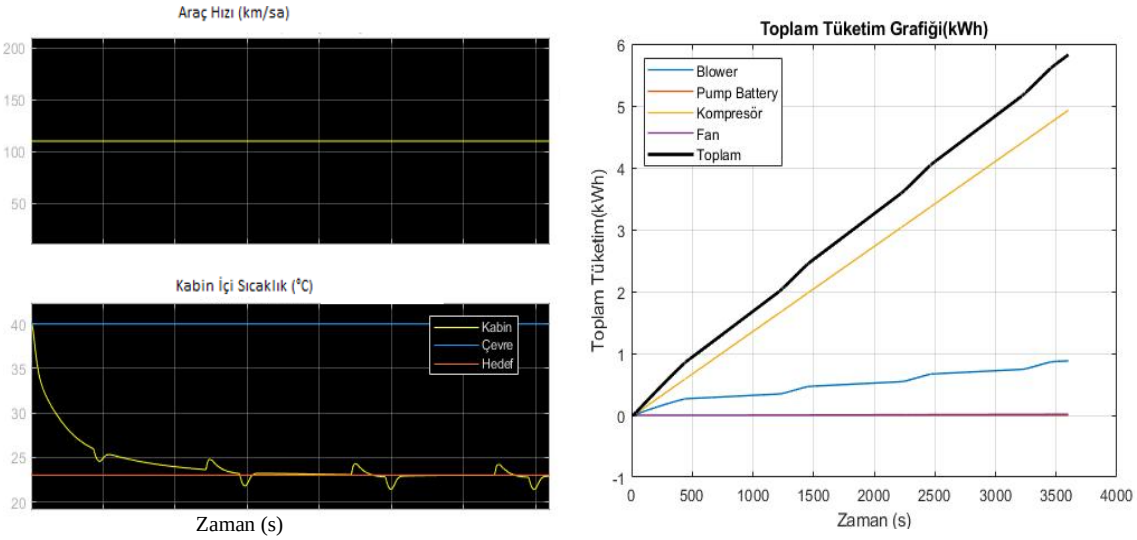
Sabit 80 km/h ile hareket halindeki aracın 40 °C çevre koşullarında bir saatlik kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir. Hız değişiminin, elektrikli araçlarda şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisini incelenmiştir.



Şekil 4.19. Dış ortam 40°C için sabit 80 km/h ile hareket halindeki aracın soğutma süreci

Şekil 4.19'da yer alan bir saat boyunca sabit 80 km/h ile hareket halindeki aracın 40 °C dış ortam koşulları altında kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1500 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 5,4 kWh olarak ölçülmüştür.

Sabit 110 km/h ile hareket halindeki aracın 40 °C çevre koşullarında bir saatlik kabin içi sıcaklık ve toplam tüketim analizleri gerçekleştirilmiştir.

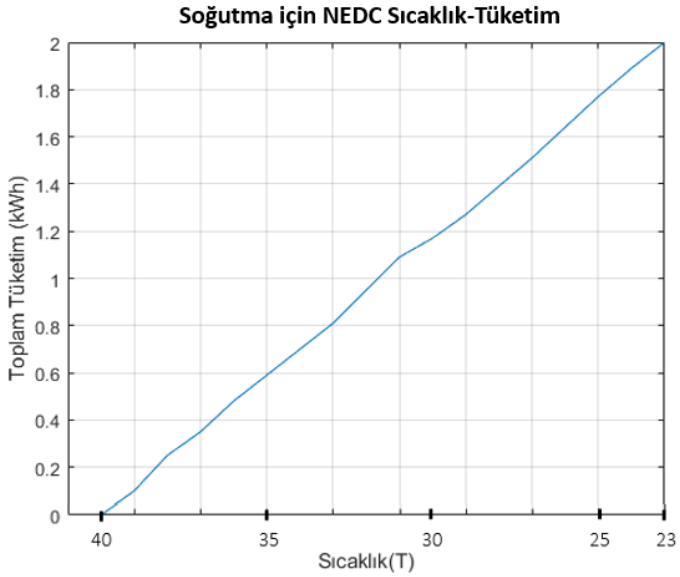


Şekil 4.20. Dış ortam 40°C için sabit 110 km/h ile hareket halindeki aracın soğutma süreci

Şekil 4.20'de yer alan bir saat boyunca sabit 110 km/h ile hareket halindeki aracın 40 °C dış ortam koşulları altında kabin içi hedef sıcaklığa ulaşması yaklaşık 1400 saniyede gerçekleşmiştir. Toplam tüketim ise 5,8 kWh olarak ölçülmüştür. Kompresördeki enerji tüketiminin, toplam enerjinin %82'sini tükettiği hesaplanmıştır.

4.3. Kabin İçi Sıcaklık ve Enerji Tüketimi

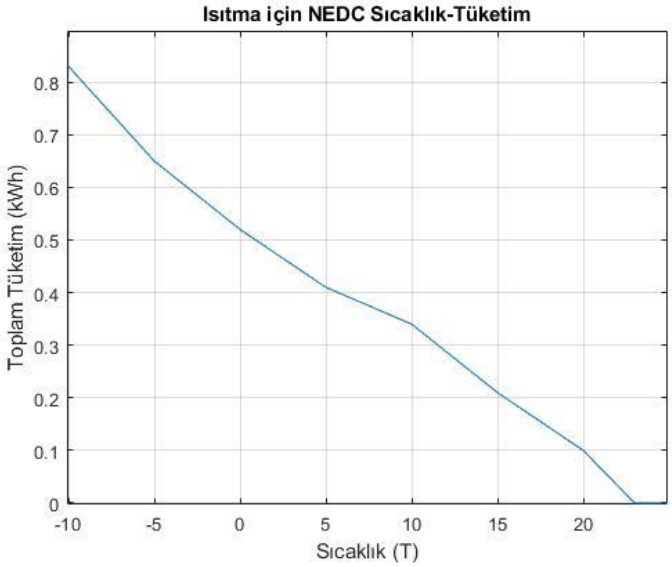
NEDC Yol çalışma koşulları altında soğutma sürecindeki hedef sıcaklığa ilk ulaştığı zaman için tüketilen enerjinin, sıcaklık ile değişimi incelenmiştir.



Şekil 4.21. NEDC Yol çalışma koşulları altında soğutma sürecindeki enerji tüketimi ve kabin içi sıcaklık

Şekil 4.21'de NEDC yol çalışma koşulları altında 40 °C dış ortam sıcaklığı için yaklaşık 1300 saniye içerisinde konfor sıcaklığına ulaşan soğutma sürecinin, enerji tüketimi analiz edilmiştir. Soğutma sürecinin 1300 saniyede harcadığı enerji, 2 kWh olarak hesaplanmıştır. Sistemin bir saat sonunda toplam enerji tüketimi 4,9 kWh hesaplanmıştır. Bu grafik sonucu 83,7 kWh batarya kapasitesine sahip bir elektrik aracın, konfor koşullarının sağlanması için %2,38 şarj oranı harcanmaktadır.

NEDC Yol çalışma koşulları altında ısıtma sürecindeki hedef sıcaklığa ilk ulaştığı zaman için tüketilen enerjinin, sıcaklık ile değişimi incelenmiştir.



Şekil 4.22. NEDC Yol çalışma koşulları altında ısıtma sürecindeki enerji tüketimi ve kabin içi sıcaklık

Şekil 4.22'de NEDC yol çalışma koşulları altında -10 °C dış ortam sıcaklığı için yaklaşık 1200 saniye içerisinde konfor sıcaklığına ulaşan soğutma sürecinin, enerji tüketimi analiz edilmiştir. Soğutma sürecinin 1200 saniyede harcadığı enerji 0,8 kWh olarak hesaplanmıştır. Sistemin bir saat sonunda toplam enerji tüketimi 3,75 kWh hesaplanmıştır. Bu grafik sonucu 83,7 kWh batarya kapasitesine sahip bir elektrik aracın, konfor koşullarının sağlanması sırasında %1 şarj oranı harcanmaktadır. Analiz sonuçları değerlendirildiğinde soğutma sisteminin, ısıtma sisteminden daha çok enerji tükettiği yorumu yapılmıştır.

4.4. Menzil ve Şarj Oranı

Farklı dış ortam sıcaklıklarında çalışan ısıtma-soğutma sisteminin analiz sonuçları Çizelge 4.1'de, sistemdeki enerji tüketiminin aracın şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi Çizelge 4.2'de sunulmuştur.

Çizelge 4.1. Farklı dış ortam sıcaklıklarında çalışan ısıtma soğutma sisteminin enerji tüketimi

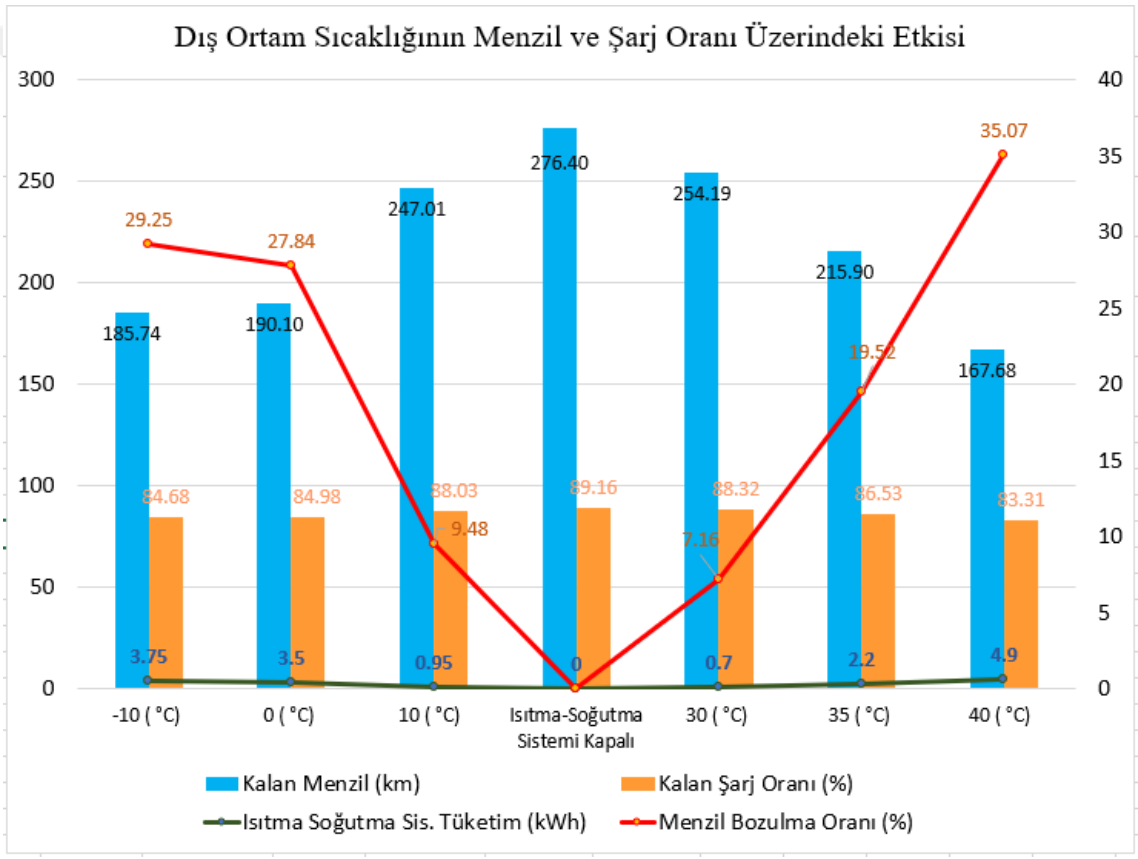
NEDC Ortalama Hız 33.6 km/h	Denge Sıcaklığı Süresi (sn)	NEDC Tüketim 1200 Sn	NEDC Toplam Tüketim (kWh)	Denge Sıcaklığı Süresi (sn)	NEDC Tüketim 1200 Sn	NEDC Toplam Tüketim (kWh)	Denge Sıcaklığı Süresi (sn)	NEDC Tüketim 900 Sn	NEDC Toplam Tüketim (kWh)
Kış	-10 (°C)			0 (°C)			10 (°C)		
NEDC	1200	0.8	3.75	1200	0.6	3.5	900	0.2	0.95
	Denge Sıcaklığı Süresi (sn)	NEDC Tüketim 1200 Sn	NEDC Toplam Tüketim (kWh)	Denge Sıcaklığı Süresi (sn)	NEDC Tüketim 1200 Sn	NEDC Toplam Tüketim (kWh)	Denge Sıcaklığı Süresi (sn)	NEDC Tüketim 1300 Sn	NEDC Toplam Tüketim (kWh)
Yaz	30 (°C)			35 (°C)			40 (°C)		
NEDC	1200	0.25	0.7	1200	1.7	2.2	1300	2	4.9

Çizelge 4.1'de bulunan sonuçlar, ısıtma soğutma sisteminin, dış ortam sıcaklıkların çok yüksek veya çok düşük olduğu zorlu koşullarda, enerjinin daha fazla tüketildiğini göstermiştir. Dış ortam koşullarının, kabin içi hedef sıcaklık olan 23 °C'ye yakın olması toplam enerji tüketimini fazlasıyla azaltmıştır. -10 °C Başlangıç koşullarında, her 1 °C sıcaklık için 0,11 kWh enerji tüketildiği hesaplanmıştır. 40 °C Başlangıç koşullarında, her 1 °C sıcaklık için 0,28 kWh enerji tüketildiği hesaplanmıştır.

Çizelge 4.2. Farklı dış ortam sıcaklıklarının şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi

NEDC için Isıtma Soğutma Sis. Tüketim (kWh)	Isıtma Soğutma Sistemi Harcanan Şarj (%)	Toplam Harcanan Şarj (%)	Kalan Şarj (%)	Kayıp Menzil (km)	Kalan Menzil (km)	Toplam Araç Tüketim (kWh)	Sistem Çalışırken Toplam Menzil (km)	Menzil Bozulma Oranı (%)	Dış Ortam Sıcaklığı (°C)
3.75	4.48	15.32	84.68	90.66	185.74	12.82	219.34	29.25	-10
3.5	4.18	15.02	84.98	86.30	190.10	12.57	223.70	27.84	0
0.95	1.14	11.97	88.03	29.39	247.01	10.02	280.61	9.48	10
0.7	0.84	11.68	88.32	22.21	254.19	9.77	287.79	7.16	30
2.2	2.63	13.47	86.53	60.50	215.90	11.27	249.50	19.52	35
4.9	5.85	16.69	83.31	108.72	167.68	13.97	201.28	35.07	40

Çizelge 4.2'de NEDC yol çalışma koşulları altında seçilen 83,7 kWh batarya kapasitesine sahip aracın 27 kWh/100 km tüketim verileri referans alınmıştır. Sadece ısıtma soğutma sisteminin çalışması durumunda tüketilen şarj oranı hesaplanmıştır. NEDC Yol çalışma koşulları altında araç ve ısıtma soğutma sisteminin toplam harcadığı şarj oranı hesaplanmıştır. Aracın, ısıtma soğutma sisteminin çalıştığı ve çalışmadığı durumda toplam menzili hesaplanmıştır. Isıtma soğutma sisteminin, bir saat boyunca çalışmasının, km olarak menzilden edilecek zarar hesaplanmıştır. Toplam test süresi bir saat sonunda, menzil kaybı ve bozulma oranındaki artış hızının, dış ortam sıcaklığının 10 °C'nin altına düştüğü veya 30°C'nin üzerine çıktığı durumda daha fazla olduğu görülmüştür.



Şekil 4.23. Dış Ortam sıcaklığının menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi

NEDC Yol çalışma koşulları altında menzilde, dış ortam koşullarının 40 °C olduğu soğutma süreci ve -10 °C ortamdaki ısıtma süreci karşılaştırıldığında 18,06 km daha fazla kayıp olmaktadır.

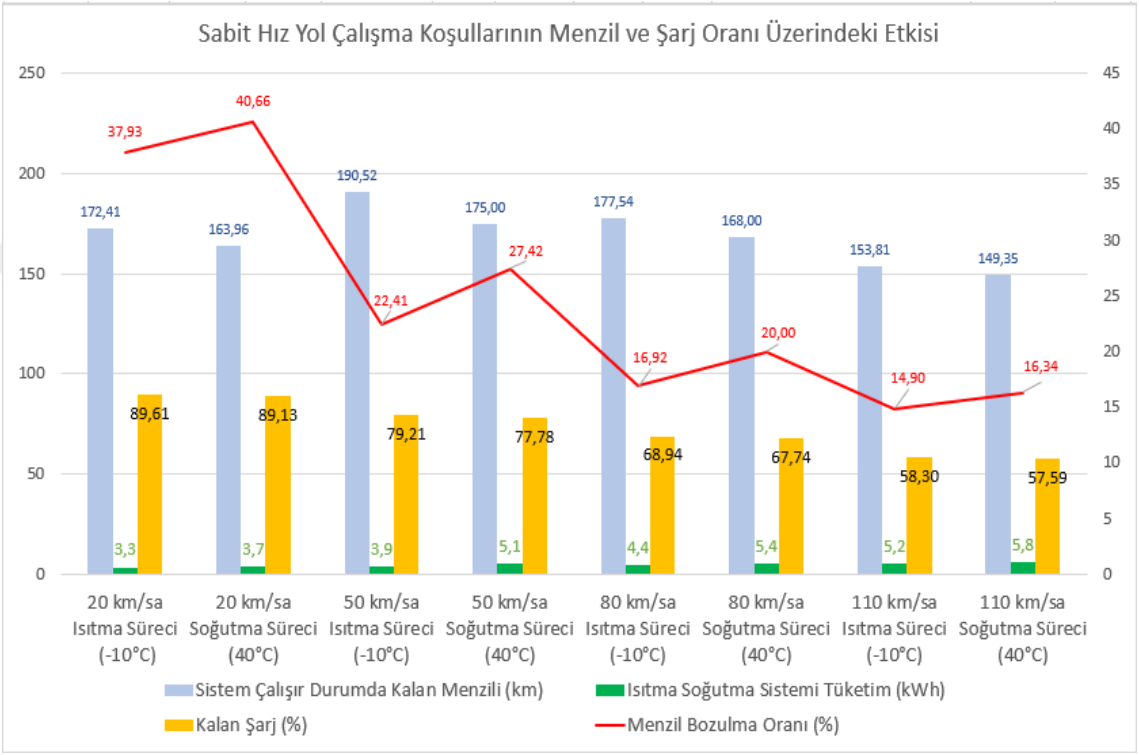
Model, sabit hızlı hareketli yol çalışma koşulları olarak tasarlanan 20 km/h, 50km/h, 80 km/h ve 110 km/h hızlar için, bir saat boyunca koşturulmuştur. Sabit hızlı yol çalışma koşulları altında zamana bağlı kabin içi sıcaklık ve enerji tüketim verileri için çizelge ve şekiller hazırlanmıştır. Çeşitli sabit hızlardaki enerji tüketiminin şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuçlar, Çizelge 4.3'te sunulmuştur.

Çizelge 4.3. Sabit hızlı farklı yol çalışma koşullarının şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi

1 Saat Boyunca Sabit Hızla Hareket	Isıtma Soğutma Tüketim (kWh)	Isıtma Soğutma Olmadan Araç Tüketim (kWh)	Toplam Araç Tüketim (kWh)	Isıtma Soğutma Harcanan Şarj (%)	Toplam Araç Harcanan Şarj (%)	Kalan Şarj (%)	Isıtma Soğutma Olmadan Kalan Menzil (km)	Sistem Çalışır Durumda Toplam Menzili (km)	Sistem Çalışır Durumda Kalan Menzil (km)	Kayıp Menzil (km)	Menzil Bozulma Oranı (%)
20 km/sa Isıtma Süreci (-10°C)	3.30	5.40	8.70	3.94	10.39	89.61	290.00	192.41	172.41	117.59	37.93
20 km/sa Soğutma Süreci (40°C)	3.70	5.40	9.10	4.42	10.87	89.13	290.00	183.96	163.96	126.04	40.66
50 km/sa Isıtma Süreci (-10°C)	3.90	13.50	17.40	4.66	20.79	79.21	260.00	240.52	190.52	69.48	22.41
50 km/sa Soğutma Süreci (40°C)	5.10	13.50	18.60	6.09	22.22	77.78	260.00	225.00	175.00	85.00	27.42
80 km/sa Isıtma Süreci (-10°C)	4.40	21.60	26.00	5.26	31.06	68.94	230.00	257.54	177.54	52.46	16.92
80 km/sa Soğutma Süreci (40°C)	5.40	21.60	27.00	6.45	32.26	67.74	230.00	248.00	168.00	62.00	20.00
110 km/sa Isıtma Süreci (-10°C)	5.20	29.70	34.90	6.21	41.70	58.30	200.00	263.81	153.81	46.19	14.90
110 km/sa Soğutma Süreci (40°C)	5.80	29.70	35.50	6.93	42.41	57.59	200.00	259.35	149.35	50.65	16.34

Dış ortam koşullarının ısıtma için -10 °C, soğutma sürecinde ise 40 °C olduğu bir saatlik analizlerde, araç hızının artışı ile toplam tüketimde artış meydana gelmiştir. Araç hızının artması sonucu toplam tüketimdeki artışa rağmen, ısıtma soğutma sisteminin yol açtığı menzil kaybı ve bozulma oranının azaldığı görülmüştür. Isıtma-soğutma sisteminin kapalı ve açık durumdaki alınabilecek menzillerin farkı, kayıp menzildir. Düşük hızlarda ise bir saat sonunda, toplam enerji tüketimine karşılık olarak daha az yol gidilmesi, toplam alınabilecek menzilin de az olmasına neden olur. Bu nedenle kayıp menzil daha fazladır. Yüksek hızlarda ise toplam tüketim fazla olmasına rağmen daha çok menzil alınmaktadır. Sistem çalışırken alınabilecek menzil arttıkça, kayıp menzili azalır. Menzil bozulma oranı, kayıp menzilin sistem kapalı durumdaki toplam menzile oranıdır.

Düşük hızlarda kayıp menzilin fazla olması, menzil bozulma oranının yüksek olmasına sebep olur. Menzil bozulma oranı değerlendirildiğinde, ısıtma soğutma sistemi çalışır durumda alınabilecek menzil için optimum hız aralığı olarak 50 km/h ve 110 km/h arası olarak yorumlanır. Sabit hızlardaki soğutma sürecinde enerji tüketimi, harcanan şarj oranı ve kayıp menzil ısıtma sürecine göre daha fazla olmaktadır.



Şekil 4.24. Sabit hız yol çalışma koşullarının menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi

Isıtma soğutma sisteminde kabin içi 23 °C olan sıcaklık hedefinin, dış ortam koşullarının -10 °C olduğu ısıtma sürecinde 24 °C olarak değiştirilmesi incelenmiştir. Dış ortam koşullarının 40 °C olduğu soğutma sürecinde ise kabin içi sıcaklık 22 °C olarak değiştirilmiştir. Yeni kabin içi sıcaklık hedefi ile ısıtma soğutma sisteminin, zamana bağlı kabin içi sıcaklık analizi, enerji tüketimi Çizelge 4.4'te sunulmuştur.

Çizelge 4.4. Isıtma soğutma sisteminde kabin içi farklı hedef sıcaklığının enerji tüketimi

Dış Ortam -10 (°C) Isıtma Süreci	Denge Sıcaklığı Süresi (sn)	NEDC Denge Sıcaklığı için Enerji Tüketimi (kWh)	Nedc için Isıtma Soğutma Sis. Tüketimi (KWh)
Hedef Sıcaklık 23 (°C)	1200	0.8	3.75
Hedef Sıcaklık 24 (°C)	1200	0.8	3.9

Dış Ortam 40 (°C) Soğutma Süreci	Denge Sıcaklığı Süresi (sn)	NEDC Denge Sıcaklığı için Enerji Tüketimi (kWh)	Nedc için Isıtma Soğutma Sis. Tüketimi (KWh)
Hedef Sıcaklık 23 (°C)	1300	2	4.9
Hedef Sıcaklık 22 (°C)	1300	2	5.1

Çizelge 4.4'te bulunan sonuçlar ısıtma sürecindeki değişikliğin 0,15 kWh ve soğutma sürecindeki değişikliğin 0,2 kWh enerji tüketimini arttırdığı hesaplanmıştır. NEDC Yol çalışma koşulları altında yapılan analizlerde, ısıtma ve soğutma sistemindeki 1 °C sıcaklık değişiminin, hedef sıcaklığa ulaşmak için geçen sürede etkisi gözlenmemiştir.

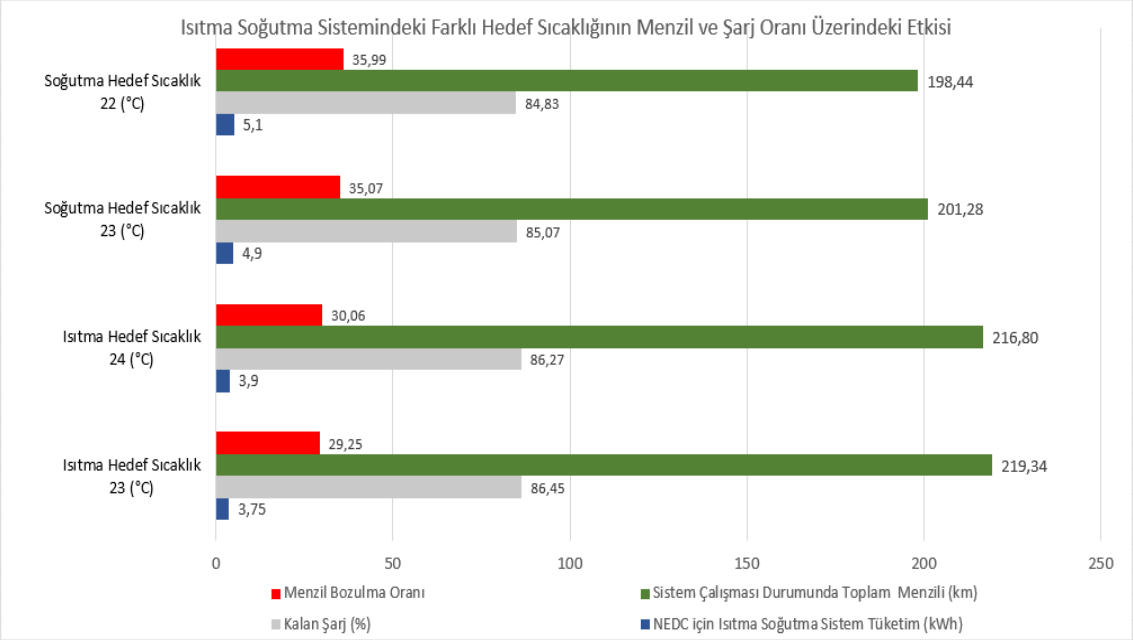
Isıtma ve soğutma sürecindeki kabin içi sıcaklık hedefini değişiklik sonucu şarj oranı, menzil, menzil bozulma oranı için sonuçlar Çizelge 4.5'te sunulmuştur.

Çizelge 4.5. Isıtma soğutma sisteminde kabin içi farklı hedef sıcaklığının şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi

Isıtma -10 (°C) Başlangıç / Soğutma 40 (°C) Başlangıç	NEDC için Isıtma Soğutma Sistem Tüketim (kWh)	Isıtma-Soğutma Sisteminin Harcadığı Şarj Oranı (%)	Aracın Toplam Tüketim (kWh)	Aracın Harcadığı Toplam Şarj (%)	Kalan Şarj (%)	Sistem Çalışır Durumda Başlangıç Menzili (km)	Kalan Menzil (km)	Kayıp Menzil (km)	Menzil Bozulma Oranı
Isıtma Hedef Sıcaklık 23 (°C)	3.75	4.48	12.82	13.55	86.45	219.34	185.74	90.66	29.25
Isıtma Hedef Sıcaklık 24 (°C)	3.90	4.66	12.97	13.73	86.27	216.80	183.20	93.20	30.06
Soğutma Hedef Sıcaklık 23 (°C)	4.90	5.85	13.97	14.93	85.07	201.28	167.68	108.72	35.07
Soğutma Hedef Sıcaklık 22 (°C)	5.10	6.09	14.17	15.17	84.83	198.44	164.84	111.56	35.99

Isıtma sürecindeki sıcaklık hedefinin 1 °C artması menzilden 2,54 km kadar fazla kayıp olmasına yol açmıştır. Soğutma sürecindeki sıcaklık hedefinin 1 °C azalması menzilden 2,84 km daha fazla kayıp olmasına yol açmıştır.

Kabin içi sıcaklık değişimi sonucu, ısıtma sürecinde kalan şarj oranı %86 olurken, soğutma sürecinde kalan şarj oranı %84 hesaplanmıştır. NEDC Yol çalışma koşullarının düşük hızlarda gerçekleşmesinden dolayı ısıtma soğutma sisteminin sebep olduğu menzil tüketimi daha fazladır. Menzil bozulma oranı yeni hedef sıcaklıklarda, ısıtma için %29,25 ve soğutma için %35,99 olmuştur.



Şekil 4.25. Isıtma ve soğutma sistemindeki farklı hedef sıcaklığının menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi

Şekil 4.25'te NEDC yol çalışma koşullarında bir saatlik test sonucunda kabin içi sıcaklık hedefinin değişiminin toplam menzil, menzil bozulma oranı, kalan şarj oranı ve sadece ısıtma soğutma sisteminin enerji tüketimi grafik olarak sunulmuştur.

5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında, elektrikli araçlarda ısıtma ve soğutma sürecindeki enerji tüketiminin menzil ve şarj oranı üzerindeki olumsuz etkisi sebebi ile ısıtma-soğutma sisteminin enerji yönetimi amaçlanmıştır.

Elektrikli araçlarda kullanılan ısıtma-soğutma sistemi MATLAB Simulink ortamında modellenmiştir. Isıtma-soğutma sistemindeki dört yollu valfin seri veya paralel bağlantısı ile ısıtma ve soğutma faaliyetlerinin aynı sistem elemanları üzerinden gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Modele, kabin içi metabolik ısı üretimi eklendi. Model uluslararası tanınmış yol çalışma koşulları olan NEDC, FTP75 ve aracın bir saat boyunca 20 km/h, 50 km/h, 80 km/h ve 110 km/h sabit hızla hareket ettiği sürüş çevrimi koşturulmuştur. Konfor koşulları dikkate alınarak kabin içi sıcaklığın 23 °C'ye ulaşması hedeflenmiştir.

Modelin, NEDC, FTP75 ve sabit hızlı yol çalışma koşulları altında, farklı dış ortam sıcaklıkları için ısıtma ve soğutma sürecindeki enerji tüketimi, tüm sistem ve elemanları için incelenmiştir. Farklı yol çalışma koşulları altında ısıtma-soğutma sürecindeki kabin içi sıcaklığın zamana göre değişimi incelenmiştir. NEDC Yol çalışma koşullarında ısıtma ve soğutma sürecindeki toplam enerji tüketiminin kabin içi sıcaklığa göre değişimi incelenmiştir. Isıtma soğutma sisteminin, NEDC ve sabit hızlı yol çalışma koşulları altında, farklı dış ortam sıcaklıklarındaki enerji tüketiminin, şarj oranı ve menzil üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Modelin, NEDC yol çalışma koşulları altında, -10 °C dış ortam koşullarındaki ısıtma sürecinde, kabin içi hedef sıcaklığın 23 °C ve 24 °C olması durumunda enerji tüketimi, tüm sistem ve elemanları için incelenmiştir. Soğutma sürecinde dış ortamın 40 °C başlangıç sıcaklığında, kabin içi hedef sıcaklığın 22 °C ve 23 °C olması için enerji tüketimi, tüm sistem ve elemanları için incelenmiştir. Farklı kabin içi hedef sıcaklıklarındaki sürecin, zamana göre değişimi incelenmiştir. Hedef sıcaklık değişiminin enerji tüketimi, menzil ve şarj oranı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Çalışma ile ilgili ana sonuç aşağıda verilmiştir:

Elektrikli araçlardaki ısıtma-soğutma sisteminde, soğutma sürecindeki enerji tüketimi ısıtma sürecinden daha fazla olmuştur.

Sistem elemanlarının enerji tüketimi incelendiğinde, daima en fazla enerji kompresörde tüketilmiştir.

Dış ortam koşullarının -10 °C ve 40 °C olduğu ısıtma ve soğutma sürecinde, NEDC ve FTP75 yol çalışma koşullarından karşılaştırıldığında, NEDC için ısıtma sürecinde %15 soğutma sürecinde ise %25 daha fazla enerji tüketildiği hesaplanmıştır. NEDC yol çalışma koşullarında aracın hareketsiz bekleme süresinin FTP75 yol çalışma koşullarından çok daha az olması, konveksiyon yolu ile daha fazla ısı transferinin gerçekleştiği yorumlanmıştır. Bu nedenle kabin içi hedef sıcaklığa ulaşmak için daha fazla enerji tüketilmiştir. Aracın hareketsiz bekleme süresi Şekil 3.5 ve Şekil 3.6 üzerinde sunulmuştur.

NEDC Yol çalışma koşullarında dış ortam sıcaklıklarının, kabin içi hedef sıcaklığa yaklaşıldıkça sistemin enerji tüketiminin azaldığı gözlenmiştir. Enerji tüketiminin azalması, aracın toplam menzilinin ve kalan şarj miktarının artmasına yol açmıştır. Dış ortam sıcaklığının 30 °C olduğu durumda, her 1 °C sıcaklık için ortalama 0,10 kWh enerji tüketildiği, menzil bozulma oranının azalarak %7.16 olduğu hesaplanmıştır.

Sabit hızlı yol çalışma koşullarında araç hızı arttıkça, konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferinin ve hedef sıcaklığa ulaşması için ısıtma soğutma sisteminin tükettiği enerjinin arttığı gözlenmiştir. Araç hızının artması sonucu toplam tüketimdeki artışa rağmen, ısıtma soğutma sisteminin yol açtığı menzil kaybı ve bozulma oranının azaldığı görülmüştür. Isıtma-soğutma sisteminin kapalı ve açık durumdaki alınabilecek menzillerin farkı, kayıp menzildir. Düşük hızlarda ise bir saat sonunda, toplam enerji tüketimine karşılık olarak daha az yol gidilmesi, toplam alınabilecek menzilin de az olmasına neden olur. Bu nedenle kayıp menzil daha fazladır. Yüksek hızlarda ise toplam tüketim fazla olmasına rağmen daha çok menzil alınmaktadır.

Sistem çalışırken alınabilecek menzil miktarı arttıkça, kayıp menzil azalır. Menzil bozulma oranı kayıp menzilin sistem kapalı durumdaki toplam menzile oranıdır. Düşük hızlarda kayıp menzilin fazla olması, menzil bozulma oranının yüksek olmasına sebep olur. Menzil bozulma oranı değerlendirildiğinde, ısıtma soğutma sistemi çalışır durumda alınabilecek menzile göre optimum hız aralığı 50 km/h ve 110 km/h arası olarak yorumlanır. Sabit hızlardaki soğutma sürecindeki enerji tüketimi, harcanan şarj oranı ve kayıp menzil ısıtma sürecine göre daha fazla olmuştur.

Isıtma sürecinde kabin içi hedef sıcaklığının 24 °C olması, sistemin enerji tüketimini 0,15 kWh arttırdığı hesaplanmıştır. Soğutma sürecinde kabin içi hedef sıcaklığı 22 °C olması enerji tüketimini 0,20 kWh arttırdığı hesaplanmıştır. Soğutma sürecindeki enerji tüketimi ısıtma sürecine göre daha fazla olmuştur. Kabin içi hedef sıcaklığının 1 °C değişimi toplam menzile yaklaşık 3 km fark olarak etki etmiştir.

Elektrikli araçlardaki ısıtma soğutma sistemi için öneriler aşağıda sunulmuştur:

Isıtma soğutma sisteminde en çok enerji tüketen eleman kompresör olmasından dolayı, kullanılacak kompresörün verim ve tüketim değerlerine göre seçilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, verilerin yetersizliği sebebi ile kabin içi modellemesi sırasında yalıtım elemanları kullanılmamıştır. Sistem içerisine yalıtım elemanları dahil edilerek, kabin içi hedef sıcaklığının sağlanması için gerekli enerji tüketiminin azalmasına yol açar. Enerji tüketiminin azalması sonucu menzilden ve şarj oranından kazanım elde edilir.

Bu tez çalışmasında kullanılan R1234yf soğutucu akışkanından, karakteristik olarak daha üstün özelliklere sahip soğutucu akışkan kullanılabilir. 2. Bölüm Kaynak Araştırması ve Kuramsal Temeller başlığı altında literatürdeki soğutucu akışkanlar arasındaki karşılaştırma içeren çalışmalara yer verilmiştir.

KAYNAKLAR

Abou Jaoude, R., Thiagalingam, I., El Khoury, R., & Crehan, G. (2020). Berkeley thermal comfort models: Comparison to people votes and indications for user-centric HVAC strategies in car cabins. *Building and Environment*, *180*, 107093.

Afzal, A., Mohammed Samee, A. D., Abdul Razak, R. K., & Ramis, M. K. (2021). Thermal management of modern electric vehicle battery systems (MEVBS). *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, *144*(4), 1271-1285.

Ahn, J. H., Kang, H., Lee, H. S., & Kim, Y. (2015). Performance characteristics of a dual-evaporator heat pump system for effective dehumidifying and heating of a cabin in electric vehicles. *Applied Energy*, *146*, 29-37.

Al-Wreikat, Y., Serrano, C., & Sodré, J. R. (2022). Effects of ambient temperature and trip characteristics on the energy consumption of an electric vehicle. *Energy*, *238*, 122028.

Antonijevic, D., & Heckt, R. (2004). Heat pump supplemental heating system for motor vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, *218*(10), 1111-1115.

Bellocchi, S., Guizzi, G. L., Manno, M., Salvatori, M., & Zaccagnini, A. (2018). Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: Analysis of its impact on driving range. *Applied Thermal Engineering*, *129*, 290-305.

Bhatt, P., Mehar, H., & Sahajwani, M. (2019). Electrical motors for electric vehicle–a comparative study. *Proceedings of Recent Advances in Interdisciplinary Trends in Engineering & Applications (RAITEA)*.

Cengel, Y., & Boles, M. (2014). Thermodynamics: An Engineering Approach (8th ed.) [E-book]. McGraw-Hill Education.

Chen, X., Liang, K., Li, Z., Jiang, H., & Xu, J. (2022). Energy and exergy analysis of domestic refrigerators using R152a to replace R134a. *Thermal Science and Engineering Progress*, *29*, 101235.

Chen, Y., Zou, H., Dong, J., Wu, J., Xu, H., & Tian, C. (2021). Experimental investigation on the heating performance of a CO2 heat pump system with intermediate cooling for electric vehicles. *Applied Thermal Engineering*, *182*, 116039.

Cho, H., Lee, H., & Park, C. (2013). Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf. *Applied Thermal Engineering*, *61*(2), 563-569.

Dağsöz, A. K. (1990). Soğutma Tekniği Isı Pompaları Isı Boruları, II. *Baskı, Teknik Kitaplar, 87s. İstanbul*.

Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., & Ebrahimi, K. M. (2018). *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles*. CRC press.

Feng, L., & Hrnjak, P. (2016). Experimental study of an air conditioning-heat pump system for electric vehicles. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, *9*(1), 68-74.

Gauger, D. C. (1993). *Alternative technologies for refrigeration and air conditioning applications* (Doctoral dissertation, Iowa State University).

Guo, J., Wang, J., & Cao, B. (2009, June). Regenerative braking strategy for electric vehicles. In *2009 IEEE Intelligent Vehicles Symposium* (pp. 864-868). IEEE.

Guzzella, L., & Onder, C. (2009). *Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems*. Springer Science & Business Media.

Hemmati, S., Doshi, N., Hanover, D., Morgan, C., & Shahbakhti, M. (2021). Integrated cabin heating and powertrain thermal energy management for a connected hybrid electric vehicle. *Applied Energy*, *283*, 116353.

Ibrahim, A., & Jiang, F. (2021). The electric vehicle energy management: An overview of the energy system and related modeling and simulation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 144*, 111049.

Jabardo, J. S., Mamani, W. G., & Ianella, M. R. (2002). Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. *International Journal of Refrigeration*, *25*(8), 1157-1172.

Kiliç, M., & Akyol, Ş. M. (2009). Otomobil Kabinlerinin Isıtılmasında Farklı Hava Yönlendiricileri Kullanımının Isıl Konfora Etkisi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, *29*(1), 25-36.

Korukçu, M. Ö., & Kilic, M. (2009). The usage of IR thermography for the temperature measurements inside an automobile cabin. *International communications in heat and mass transfer*, *36*(8), 872-877.

Korukçu, M. Ö., & Kilic, M. (2012). Transient effects of different heating modes on temperature and humidity inside the automobile cabin during heating period. *Journal of Thermal Science and Technology*, *32*(1), 101-107.

Koyun, T., Koyun, A., & Acar, M. (2005). Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve bu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, *88*, 46-53.

Lajunen, A., Yang, Y., & Emadi, A. (2020). Review of cabin thermal management for electrified passenger vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, *69*(6), 6025-6040.

Lee, H. S., & Lee, M. Y. (2016). Steady state and start-up performance characteristics of air source heat pump for cabin heating in an electric passenger vehicle. *International journal of refrigeration*, *69*, 232-242.

Lee, S., Chung, Y., Jeong, Y., & Kim, M. S. (2022). Investigation on the performance enhancement of electric vehicle heat pump system with air-to-air regenerative heat exchanger in cold condition. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *50*, 101791.

Lee, Y., & Jung, D. (2012). A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. *Applied Thermal Engineering*, *35*, 240-242.

Li, K., Luo, S., Fan, L., Hu, S., Zhou, X., Tu, R., ... & Su, L. (2021). Investigation on the performance and characteristics of a heat pump system for electric vehicles under extreme temperature conditions. *Case Studies in Thermal Engineering*, *27*, 101308.

Li, W., Liu, R., Liu, Y., Wang, D., Shi, J., & Chen, J. (2020). Performance evaluation of R1234yf heat pump system for an electric vehicle in cold climate. *International Journal of Refrigeration*, *115*, 117-125.

Liu, N., Cui, Q., Li, H., Li, K., Fang, Y., Su, L., ... & Jin, X. (2021). Investigating the performance optimization of an outdoor condenser–evaporator for an electric vehicle heat pump system. *Energy Reports*, *7*, 5130-5140.

Liu, Z., Xie, Y., Hu, X., Shi, B., & Lin, X. (2022). A control strategy for cabin temperature of electric vehicle considering health ventilation for lowering virus infection. *International Journal of Thermal Sciences*, *172*, 107371.

Malode, S. K., & Adware, R. H. (2016). Regenerative braking system in electric vehicles. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, *3*(03), 394-400.

Meyer, J. J., Lustbader, J., Agathocleous, N., Vespa, A., Rugh, J., & Titov, G. (2018). Range extension opportunities while heating a battery electric vehicle.

Onat, A., İmal, M., & İnan, A. T. (2004). Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar. *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, *7*(1), 32-38.

Pabon, J. J., Khosravi, A., Belman-Flores, J. M., Machado, L., & Revellin, R. (2020). Applications of refrigerant R1234yf in heating, air conditioning and refrigeration systems: A decade of researches. *International Journal of Refrigeration*, *118*, 104-113.

Poongavanam, G., Sivalingam, V., Prabakaran, R., Salman, M., & Kim, S. C. (2021). Selection of the best refrigerant for replacing R134a in automobile air conditioning system using different MCDM methods: A comparative study. *Case Studies in Thermal Engineering*, *27*, 101344.

Qi, Z. (2013). Experimental study on evaporator performance in mobile air conditioning system using HFO-1234yf as working fluid. *Applied thermal engineering*, *53*(1), 124-130.

Qi, Z. (2014). Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles–A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *38*, 754-764.

Qin, F., Xue, Q., Zhang, G., Zou, H., & Tian, C. (2015). Experimental investigation on heat pump for electric vehicles with different refrigerant injection compressors. *Energy Procedia*, *75*, 1490-1495.

Rao, R., Vrudhula, S., & Rakhmatov, D. N. (2003). Battery modeling for energy aware system design. *Computer*, *36*(12), 77-87.

Rezaei, H., Ghomsheh, M. J., Kowsary, F., & Ahmadi, P. (2021). Performance assessment of a range-extended electric vehicle under real driving conditions using novel PCM-based HVAC system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *47*, 101527.

Sánchez, D., Andreu-Nácher, A., Calleja-Anta, D., Llopis, R., & Cabello, R. (2022). Energy impact evaluation of different low-GWP alternatives to replace R134a in a beverage cooler. Experimental analysis and optimization for the pure refrigerants R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a and R744. *Energy Conversion and Management*, *256*, 115388.

Sanguesa, J. A., Torres-Sanz, V., Garrido, P., Martinez, F. J., & Marquez-Barja, J. M. (2021). A review on electric vehicles: Technologies and challenges. *Smart Cities*, *4*(1), 372-404.

Schnubel, M. (2012). *Today's Technician: Automotive Heating & Air Conditioning Classroom Manual and Shop Manual*. Cengage Learning.

Scrosati, B., & Garche, J. (2010). Lithium batteries: Status, prospects and future. *Journal of power sources*, *195*(9), 2419-2430.

Sethi, A., Becerra, E. V., & Motta, S. Y. (2016). Low GWP R134a replacements for small refrigeration (plug-in) applications. *International Journal of Refrigeration*, *66*, 64-72.

Sevilgen, G., & Kilic, M. (2013). Investigation of transient cooling of an automobile cabin with a virtual manikin under solar radiation. *Thermal science*, *17*(2), 397-406.

Soni, S., Mishra, P., Maheshwari, G., & Verma, D. S. (2022). Comparative energy analysis of R1234yf, R1234ze, R717 and R600a in Vapour Compression Refrigeration system as replacement of R134a. *Materials Today: Proceedings*.

Stubblefield, M. (1993). *The Haynes Automotive Heating & Air Conditioning Systems Manual: The Haynes Repair Manual for Automotive Heating and Air Conditioning Systems*. Haynes Publishing Group.

Wagner, J., & VanGelder, K. (2018). Automotive Heating, Ventilation, and Air Conditioning: CDX Master Automotive Technician Series (Illustrated ed.). Jones & Bartlett Learning.

Wang, S. (2000). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration* (2nd ed.). McGraw Hill.

Whittingham, M. S. (2012). History, evolution, and future status of energy storage. *Proceedings of the IEEE*, *100*(Special Centennial Issue), 1518-1534.

Wu, J., Zhou, G., & Wang, M. (2020). A comprehensive assessment of refrigerants for cabin heating and cooling on electric vehicles. *Applied Thermal Engineering*, *174*, 115258.

Yamankaradeniz, R. (2004). *Mühendislik termodinamiğinin temelleri uygulama esasları Cilt 2* (Üçüncü Baskı), Nobel Akademik Yayıncılık, Bursa, 505-514.

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N. (2013). *Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları* (Dördüncü Baskı), Dora Yayınları, Bursa, 726 s

Yamankaradeniz, R., Yamankaradeniz, N., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., Pulat, E. (2014). *Mühendisler için termodinamiğin esasları Cilt 1* (Birinci Baskı), Dora Yayınları, Bursa, 159-185.

Yong, J. Y., Ramachandaramurthy, V. K., Tan, K. M., & Mithulananthan, N. (2015). A review on the state-of-the-art technologies of electric vehicle, its impacts and prospects. *Renewable and sustainable energy reviews*, *49*, 365-385.

Yu, J., Su, L., Li, K., Liu, M., & Zhang, H. (2021). Investigation on heat transfer characteristics of outside heat exchanger in an air conditioning heat pump system for electric vehicles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *170*, 121040.

Zhang, H., Geng, X., Shao, S., Si, C., & Wang, Z. (2022). Performance analysis of a R134a/CO2 cascade heat pump in severe cold regions of China. *Energy*, *239*, 122651.

Zhao, R., Li, W., & Zhuge, W. (2020). Unsteady characteristic and flow mechanism of a scroll compressor with novel discharge port for electric vehicle air conditioning. *International Journal of Refrigeration*, *118*, 403-414.

Zhou, G., Li, H., Liu, E., Li, B., Yan, Y., Chen, T., & Chen, X. (2017). Experimental study on combined defrosting performance of heat pump air conditioning system for pure electric vehicle in low temperature. *Applied Thermal Engineering*, *116*, 677-684.