



**ELEKTRİKLİ TAŞITLAR İÇİN İKLİMLENDİRME
SİSTEMLERİNDE PERFORMANS VE ENERJİ
KULLANIMI AÇISINDAN İYİLEŞTİRME
YÖNTEMLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

Halil BAYRAM



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ELEKTRİKLİ TAŞITLAR İÇİN İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE
PERFORMANS VE ENERJİ KULLANIMI AÇISINDAN İYİLEŞTİRME
YÖNTEMLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

Halil BAYRAM
0000-0002-4664-3883

Doç. Dr. Gökhan SEVİLGİN
0000-0002-7746-2014
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Halil BAYRAM tarafından hazırlanan “Elektrikli Taşıtlar İçin İklimlendirme Sistemlerinde Performans ve Enerji Kullanımı Açısından İyileştirme Yöntemlerinin Araştırılması” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN

Başkan : Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN
0000-0002-7746-2014
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
0000-0003-2113-4510
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
0000-0001-5767-8312
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

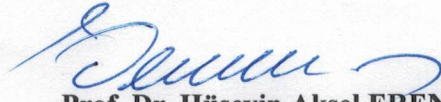
Üye : Doç. Dr. Ümit ÜNVER
0000-0002-6968-6181
Yalova Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Doç. Dr. İbrahim ATMACA
0000-0003-4883-6459
Akdeniz Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım



Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

Enstitü Müdürü

06.12.2019

B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

06/08/2019

Halil BAYRAM

ÖZET

Doktora Tezi

ELEKTRİKLİ TAŞITLAR İÇİN İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE PERFORMANS VE ENERJİ KULLANIMI AÇISINDAN İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Halil BAYRAM

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN

Geleneksel içten yanmalı motorlu taşıtlarda taşıt kabin ısıtma ihtiyacı motor soğutma suyu atık ısısından faydalanılarak karşılanmaktadır. Ancak elektrikli taşıtlarda taşıt kabin ısıtma ihtiyacını düşük dış ortam sıcaklık değerlerinde de karşılayabilecek miktarda atık ısı kaynağı bulunmadığından dolayı elektrikli ısıtıcılar, ısı pompası sistemleri gibi farklı çalışma prensiplerine sahip çözümler geliştirilmiştir. Elektrikli ısıtıcılar hızlı ısıtma performansları göstermelerine rağmen yüksek enerji tüketimlerinden dolayı taşıtın sınırlı olan enerjisini hızlı bir şekilde tüketmekte ve taşıt menziline hissedilir derecede düşüşler görülmesine sebep olmaktadır. Diğer yandan hava kaynaklı ısı pompası sistemleri ise düşük dış ortam sıcaklıklarında yetersiz kalmaktadır. Bu çalışmada, bahsedilen bu olumsuzlukların iyileştirilmesine yönelik elektrikli taşıt atık enerjilerinden faydalanabilen ve ortam koşullarına göre farklı çalışma prensipleri sergileyebilen bir boyutlu yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli geliştirilerek farklı ortam koşulları altında NEDC sürüş çevrimi çerçevesinde performans incelemeleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca geleneksel taşıt iklimlendirme sistemi elemanları kullanılarak bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma ve ısı pompası sistemi modelleri de geliştirilmiş ve performans incelemelerine dahil edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre elektrikli taşıtların ısıtılmasında, tekil ısıtmada kullanılan elektrikli ısıtıcılara göre daha düşük seviyelerde enerji tüketen ve düşük dış ortam sıcaklıklarında da yeterli ısıtma performansı sergileyebilen, taşıt üzerindeki atık enerjilerden faydalanabilen, ısı pompası ve elektrikli ısıtıcıların birlikte kullanıldığı hibrit bir ısıtma sistemi kullanılması önerilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Elektrikli taşıt, ısı pompası, iklimlendirme sistemi
2019, vii + 126 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

INVESTIGATION OF THE IMPROVEMENT METHODS IN TERMS OF PERFORMANCE AND THE ENERGY USAGE OF THE HVAC SYSTEM OF ELECTRIC VEHICLES

Halil BAYRAM

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

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Gökhan SEVİLGEN

In internal combustion engine vehicles, the heat demand of the vehicle is provided by utilizing the waste heat of the engine. But in electric vehicles, due to the inadequate waste heat of the vehicle, some solutions are developed such as heat pump systems. Although electrical heaters show fast warm-up performances, they consume proportionally too much energy from the limited battery capacity and cause a significant decrease in the vehicle range. On the other hand, conventional air source heat pump systems cannot satisfy the heat demand of the vehicle. In this study, to overcome the deficiencies, a one-dimensional vehicle HVAC system model was developed. This model also utilizes the waste heat of electric vehicle and was performed under the NEDC driving cycle. In addition, a one-dimensional conventional vehicle air conditioning and heat pump systems were modeled by using conventional HVAC system components. The results showed that, a hybrid heating system consists of a heat pump system and electrical heaters can be used for the heating electric vehicle cabin. The hybrid system has lower energy consumption than electrical heaters. They can provide the heat demand of the vehicle at low ambient temperature conditions and they can utilize the waste heat of the vehicle.

Key words: Electric vehicle, heat pump, HVAC system
2019, vii + 126 pages.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın her aőamasında yardımlarını ve desteğini esirgemeyen, yaptığı yorumlar ve gösterdiği yolla bana her zaman destek olan danıőmanım saygıdeğer hocam Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN' e teőekkürlerimi sunarım.

Tüm hayatım boyunca gerek maddi gerekse manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme, göstermiş oldukları sabır ve anlayıőlarından dolayı teőekkürlerimi sunarım.

Halil BAYRAM
06/08/2019



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Soğutucu Akışkanlar	5
2.2. Isı Pompası Sistemleri.....	8
2.3. Isıl Enerji Yönetimi.....	16
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	20
3.1. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimleri.....	20
3.2. Taşıtlarda Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimleri ve Elemanları	25
3.3. Bir Boyutlu Modelleme Yöntemi	31
3.4. Bir Boyutlu Taşıtların Kabin Modeli	34
3.5. Bir Boyutlu Geleneksel Taşıtların Soğutma ve Isı Pompası Sistemi Modeli.....	44
3.6. Bir Boyutlu Yenilikçi Taşıtların İklimlendirme Sistemi Modeli.....	52
3.6.1. Bir Boyutlu Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Modeli.....	59
3.6.2. Bir Boyutlu Ek Isı Değiştiricili Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Modeli	63
3.6.3. Bir Boyutlu Ek Isıtıcı Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Modeli	65
3.6.4. Bir Boyutlu Faz Değiştiren Malzemeli Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Modeli....	69
3.6.5. Bir Boyutlu Yenilikçi Soğutma Sistemi Modeli.....	71
4. BULGULAR ve TARTIŞMA	73
4.1. Taşıtların Kabin Simülasyonları	73
4.2. Geleneksel Taşıtların Soğutma ve Isı Pompası Sistemi Simülasyonları.....	75
4.2.1. Geleneksel Taşıtların Soğutma Sistemi Simülasyonları	75
4.2.2. Taşıtların Isı Pompası Sistemi Simülasyonları	83
4.3. Yenilikçi Taşıtların İklimlendirme Sistemi Simülasyonları.....	85
4.3.1. Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Simülasyonları.....	85
4.3.2. Ek Isı Değiştiricili Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Simülasyonları	89
4.3.3. Ek Isıtıcı Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Simülasyonları	92
4.3.4. Faz Değiştiren Malzemeli Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Simülasyonları.....	96
4.3.5. Yenilikçi Soğutma Sistemi Simülasyonları.....	100
5. SONUÇ	103
5.1. Taşıtların Kabin Simülasyonlarına İlişkin Sonuçlar	103
5.2. Geleneksel Taşıtların Soğutma ve Isı Pompası Sistemi Simülasyonlarına İlişkin Sonuçlar	103
5.3. Yenilikçi Taşıtların İklimlendirme Sistemi Simülasyonlarına İlişkin Sonuçlar.....	104
KAYNAKLAR.....	107
EKLER.....	113
EK 1 LMS Amesim Kütüphanesinde Yer Alan Elemanların Denklemleri.....	114
ÖZGEÇMİŞ.....	125

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A	Alan, m^2
Q	Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, W
h	Entalpi, kJ/kg
Gr	Grashof sayısı
W	Güç, W
U	Hız, m/s
k	Isı iletim katsayısı, $W/m K$
h	Isı taşımım katsayısı, $W/m^2 K$
ϵ	Işıma katsayısı
m	Kütle, m
\dot{m}	Kütleli debi, kg/s
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
c_p	Sabit basınçtaki özgül ısı, $J/kg K$
T	Sıcaklık, $^{\circ}C$
σ	Stefan-Boltzman sabiti, $W/m^2 K^4$
η	Verim
ρ	Yoğunluk, kg/m^3
α	Yutma katsayısı

Kısaltmalar	Açıklama
CFC	Kloroflorokarbonlar
CFL	Combined Fluid Loop
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
FDM	Faz Değiştiren Malzemeler
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli (Global Warming Potential)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HCFC	Hidrokloroflorokarbonlar
HFC	Hidroflorokarbonlar
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
NEDC	New European Driving Cycle
ODP	Ozon Tüketim Potansiyeli (Ozone Depletion Potential)
PTC	Positive Temperature Coefficient
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
T_{hedef}	Hedeflenen Taşıt Kabin İç Ortam Hava Sıcaklığı
T_{hi}	Taşıt Kabin İç Ortam Hava Sıcaklığı
UDC	Urban Driving Cycle

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Farklı dış ortam sıcaklıklarında PTC ısıtıcı ve ısı pompası sistem kullanımlarının taşıt menziline etkisi (Meyer ve ark. 2018).....	2
Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi (Yamankaradeniz ve ark. 2013).....	22
Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s ve lnP-h diyagramları (Yamankaradeniz ve ark. 2013).....	23
Şekil 3.3. (a) Taşıt iklimlendirme sistemi elemanları (Sapcı ve Heperkan 2018' den değiştirilerek alınmıştır) (b) Taşıtlarda buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi (Anonim 2019b' den değiştirilerek alınmıştır).....	26
Şekil 3.4. Sarmal tip kompresör çalışma prensibi (Daly 2006).....	27
Şekil 3.5. Orifis tüp: 1-Yüksek basınç tarafından giriş 2-Filtre 3-Orifis tüp iç çapı 4-Soğutucu akışkanın kaçışını önleyen lastik halka 5-Düşük basınç tarafından çıkış (Daly 2006)	29
Şekil 3.6. Isı pompası sisteminin şematik gösterimi (Çengel ve Boles 2015' den değiştirilerek alınmıştır)	30
Şekil 3.7. Bir boyutlu taşıt iklimlendirme sistemi modeli	33
Şekil 3.8. NEDC sürüş çevrimi	34
Şekil 3.9. Taşıt kabin modelinde kullanılan elemanlar	35
Şekil 3.10. Taşıt kabini ön cam ve ön konsol bölgesi.....	39
Şekil 3.11.Taşıt kabini çatı bölgesi.....	40
Şekil 3.12.Taşıt kabini yan panel bölgesi.....	40
Şekil 3.13.Taşıt kabini yan ve arka cam bölgesi	41
Şekil 3.14. Bir boyutlu taşıt kabin modeli.....	42
Şekil 3.15. Geleneksel taşıt iklimlendirme sistemi modelinde kullanılan elemanlar	44
Şekil 3.16. LMS Amesim programı lnP-h diyagram gösterimi.....	47
Şekil 3.17. Kompresör devrinin zamana göre değişimi	47
Şekil 3.18. Yoğuşturucu üzerinden geçen nemli hava debisinin zamana göre değişimi	48
Şekil 3.19. Bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi ve taşıt kabin modeli.....	49
Şekil 3.20. Soğutma analiz aşamaları şematik gösterimi.....	50
Şekil 3.21. Bir boyutlu taşıt ısıtma sistemi ve taşıt kabin modeli	51
Şekil 3.22. Yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli (a) ısıtma ve (b) soğutma modu şematik gösterimleri.....	53
Şekil 3.23. Isıtma sürecinde yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli alt çevrimlerin sirkülasyon gösterimi	54
Şekil 3.24. Atık enerjiler dahil edilmiş yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli şematik gösterimi.....	56
Şekil 3.25. Yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modelinde kullanılan elemanlar	57
Şekil 3.26. LMS Amesim buharlaştırıcı/yoğuşturucu eşdeğer benzeşim modeli.....	58
Şekil 3.27. Bir boyutlu yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli	61
Şekil 3.28. Bir boyutlu yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde soğutma suyu dolaşımı	62
Şekil 3.29. Bir boyutlu ek ısı değiştiricili yenilikçi ısı pompası sistemi modeli	64
Şekil 3.30. Bir boyutlu ek ısıtıcıli yenilikçi ısı pompası sistemi modeli	67
Şekil 3.31. Bir boyutlu tekil soğutma suyu ısıtıcı benzeşim modeli	68
Şekil 3.32. Bir boyutlu faz değiştiren malzemeli yenilikçi ısı pompası sistemi modeli	70
Şekil 3.33. Bir boyutlu yenilikçi soğutma sisteminde soğutma suyu dolaşımı.....	72
Şekil 4.1. T_{hi} ' nin dış ortamda bekletme simülasyonlarında zamana göre değişimi	74

Şekil 4.2. T_{hi} ' nin farklı güneş ışınlam değerlerinde zamana göre değişimi	74
Şekil 4.3. T_{hi} ' nin soğutma sürecinde zamana göre değişimi.....	76
Şekil 4.4. Soğutma sürecinde T_{hi} ' nin farklı güneş ışınlam değerlerinde zamana göre değişimi (R-1234yf).....	76
Şekil 4.5. Soğutma sürecinde T_{hi} ' nin farklı güneş ışınlam değerlerinde zamana göre değişimi (R-134a)	77
Şekil 4.6. Soğutma sürecinde T_{hi} ' nin (a) 600 W/m ² (b) 800 W/m ² (c) 1000 W/m ² ışınlam değerlerinde zamana göre değişimi	78
Şekil 4.7. R-1234yf soğutucu akışkan kullanılan bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi STK değerleri	80
Şekil 4.8. R-134a soğutucu akışkan kullanılan bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi STK değerleri	80
Şekil 4.9. Geleneksel taşıt soğutma sistemi modeli STK değerlerinin (a) 600 W/m ² (b) 800 W/m ² (c) 1000 W/m ² ışınlam değerlerinde zamana göre değişimi	81
Şekil 4.10. Soğutma sürecinde R-1234yf kullanılan simülasyonlardaki taşıt ön konsol ortalama sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimi.....	82
Şekil 4.11. Soğutma sürecinde R-134a kullanılan simülasyonlardaki taşıt ön konsol ortalama sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimi.....	83
Şekil 4.12. T_{hi} ' nin farklı dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi	84
Şekil 4.13. Bir boyutlu geleneksel taşıt ısı pompası sistemi ITK değerleri	85
Şekil 4.14. T_{hi} ' nin farklı dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi	86
Şekil 4.15. Bir boyutlu yenilikçi ısı pompası sistemi ITK değerleri	87
Şekil 4.16. T_{hi} ' nin (a) 10 °C (b) 5 °C (c) 0 °C (d) -5 °C dış ortam sıcaklık değerlerinde zamana göre değişimi	88
Şekil 4.17. T_{hi} ' nin farklı dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi	89
Şekil 4.18. T_{hi} ' nin (a) 10 °C (b) 5 °C (c) 0 °C (d) -5 °C dış ortam sıcaklık değerlerinde zamana göre değişimi	91
Şekil 4.19. T_{hi} ' nin (a) -5 °C (b) -10 °C dış ortam sıcaklık değerlerinde zamana göre değişimi	93
Şekil 4.20. T_{hi} ' nin farklı dış ortam sıcaklık değerlerinde zamana göre değişimi.....	94
Şekil 4.21. T_{hi} ' nin farklı kapasitelerdeki ek ısıtıcı yenilikçi ısı pompası sistemi modeli kullanımıyla zamana göre değişimi	95
Şekil 4.22. T_{hi} ' nin farklı dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi	97
Şekil 4.23. T_{hi} ' nin (a) 10 °C (b) 5 °C (c) 0 °C (d) -5 °C dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi	98
Şekil 4.24. T_{hi} ' ye metabolik ısı üretim etkisinin zamana göre değişimi.....	101
Şekil 4.25. T_{hi} ' nin farklı başlangıç koşulları altında zamana göre değişimi.....	102

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

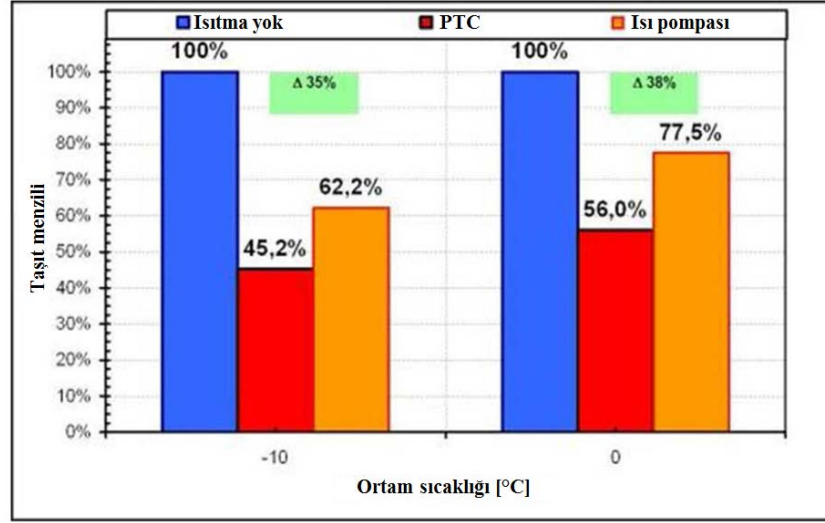
Çizelge 3.1. Malzemelerin termofiziksel özellikleri.....	43
Çizelge 3.2. Yüzey alanları	43
Çizelge 3.3. Bir boyutlu modelde yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda kullanılan FDM' lerin termofiziksel özellikleri (Anonim 2019c).....	69
Çizelge 4.1. Taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri	75
Çizelge 4.2. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri.....	79
Çizelge 4.3. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri.....	84
Çizelge 4.4. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri.....	86
Çizelge 4.5. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri.....	90
Çizelge 4.6. Yoğuşturucudan birim zamanda geçen ısı miktarı.....	92
Çizelge 4.7. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri.....	96
Çizelge 4.8. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri.....	99
Çizelge 4.9. II Bölge taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri.....	100
Çizelge 4.10. Farklı zamanlardaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri.....	101

1. GİRİŞ

Enerji tüketimi açısından elektrikli taşıtlara bakıldığında, taşıt iklimlendirme sistemleri elektrik motorundan sonra en çok enerji tüketiminin gerçekleştiği sistemdir (Vatanparavar ve Faruque 2015). İklimlendirme sistemlerinden beklenen ısıtma, soğutma, buz ve buğu çözme olmak üzere dört temel özellik vardır. Isıtma sürecinde, içten yanmalı motorlara sahip geleneksel taşıtlarda kullanılan iklimlendirme sistemleri motor soğutma suyundan da faydalanarak taşıt iç ortamında istenen koşulları sağlayabilmektedir. Ancak elektrikli taşıtlardaki atık ısı miktarı geleneksel taşıtlardakine göre kıyaslandığında, taşıtın ısıtma ihtiyacını karşılayabilecek seviyelerde olmadığı görülmektedir. Elektrik motorundaki atık ısı, taşıt kabinini ısıtmak için yetersiz kalmaktadır. Elektrikli taşıtlarda kabin iç ortamının ısıtma ihtiyacını sağlamak için elektrikli ısıtıcılar ve ısı pompası şeklinde çalışan iklimlendirme sistemleri gibi alternatif sistemler kullanılmaktadır.

Elektrikli ısıtıcılar için gerekli enerjinin tümüyle bataryadan sağlanmasından dolayı ısıtıcıların yüksek enerji tüketimi taşıtın gidebileceği maksimum menzili azaltmakta ve uzun vadede bataryanın kullanım süresini de düşürmektedir (Hainzmaier ve ark. 2015).

Kullanılabilir atık enerjinin geleneksel taşıtlara göre sınırlı olması, iklimlendirme sistemlerinin gereksinim duyduğu enerji ihtiyacının taşıtın toplam enerji tüketimi içindeki payının geleneksel taşıtlara göre daha fazla olması vb. nedenlerden dolayı elektrikli taşıtlarda iklimlendirme sistemlerinin enerji yönetimini ön plana çıkarmaktadır. Isıtma Tesir Katsayı (ITK) değeri elektrikli ısıtıcılara göre daha yüksek olan ısı pompası şeklinde çalışan iklimlendirme sistemlerinin kullanımı da elektrikli taşıtlarda tercih edilmektedir (Şekil 1.1). Isı pompası sisteminin taşıtlarda kullanımı, geleneksel iklimlendirme sistemi soğutma çevriminin ters yönde çalıştırılmasıyla sağlanır. İç ve dış ortamdaki ısı değiştirici, kompresör, genleşme valfi ve dört yollu valf olmak üzere beş temel elemandan oluşmaktadır.



Şekil 1.1. Farklı dış ortam sıcaklıklarında PTC ısıtıcı ve ısı pompası sistem kullanımlarının taşıt menziline etkisi (Meyer ve ark. 2018)

Ortam sıcaklığının değişimi ısı pompası sisteminin soğutma işleminden ısıtma işlemine geçişini belirler. Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin çalışma sıcaklık aralığı -20 ile 45 °C arasında değişim göstermektedir (Anonim 2019a).

Taşıt iklimlendirme sistemlerinde soğutucu akışkan olarak R-134a oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak uluslararası taşıt regülasyonları ve emisyon oranlarının azaltılması süreci çerçevesinde R-1234yf gibi farklı soğutucu akışkanların kullanımı ön plana çıkmaktadır. R-1234yf' nin, R-134a ile çalışan bir sistemde küçük değişikliklere gidilerek kullanılabilmesi de otomotiv endüstrisinde bu soğutucu akışkanı ön plana çıkarmaktadır.

Isı pompası şeklinde çalışan elektrikli taşıt iklimlendirme sisteminin performansı kullanılan ısı kaynağından doğrudan etkilenmektedir. Çok düşük dış ortam sıcaklıklarında, sadece hava kaynaklı sistemler taşıt kabin iç ortam havasını ısıtmak için yetersiz kalmaktadır. Bu durumlarda ilave ısı kaynaklarına ihtiyaç duyulmakta veya taşıtlarda yer alan elektrikle tahrik edilen bileşenlerin atık ısısından yararlanılmaya çalışılmaktadır (Pomme 1997, Woo ve ark. 2013). Düşük ortam sıcaklıklarında ısı pompası sisteminin ve faydalanılan atık ısılardan yararlanmanın yetersiz kalmasından dolayı sisteme

Positive Temperature Coefficient (PTC) ısıtıcılar gibi elektrikli ısıtıcılar eklenerek istenilen ısıtma yükü karşılanmaya çalışılmaktadır.

Elektrikli taşıtlarda, iklimlendirme sistemi enerji tüketim oranlarının diğer taşıtlara göre daha fazla olması ısıl enerji yönetiminin önemini daha da arttırmaktadır. Bu noktada elektrikli taşıtın ısıl enerji yönetimini kontrol edebilmek için sayısal çalışmalar yapılmaktadır. Elektrikli taşıtın bir boyutlu matematiksel modelinin oluşturulması sistemdeki elemanların ve ortam koşullarının enerji verimliliğine etkilerinin incelenebilmesine olanak sağlamaktadır (Kanargı 2013, Gemin 2014, Petrone 2018). Ayrıca Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak da elektrikli taşıtın ısıl enerji yönetimi iyileştirilebilmektedir. Ayrıca HAD yöntemi ile iklimlendirme sistemindeki elemanların sistem performansına etkisi de incelenebilmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında, elektrikli taşıtlar için iklimlendirme sistemlerinde performans ve enerji kullanımı açısından iyileştirme yöntemleri araştırılmıştır. Geleneksel taşıt iklimlendirme sistemi elemanlarıyla geliştirilen ısıtma ve soğutma sistemlerinin matematiksel modellerinden elde edilen sonuçlar literatürde yer alan benzer çalışmalarla karşılaştırılarak doğrulamaları sağlanmıştır. Geliştirilen matematiksel model referans alınarak günümüz elektrikli taşıtları için yenilikçi ısı pompası şeklinde çalışan, performansı iyileştirilmiş iklimlendirme sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ayrıca farklı koşullarda simülasyonları gerçekleştirilerek taşıtlara uygulanabilirliği üzerinde durulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Taşıt iklimlendirme sistemleriyle ilgili gerçekleştirilen çalışmalarda sistemde yer alan elemanların performansları ve bu elemanların tüm sistem performansına etkisi sayısal ve deneysel çalışmalarla incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda iklimlendirme sisteminde kullanılan soğutucu akışkanlar, kompresör tipleri ve devir sayıları, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu gibi ısı değiştiricilerin ısı performansları, ortam koşullarının sistem performansına etkisi gibi birçok parametre incelenmiştir. Sayısal çalışmalarda ise farklı metotlar yer almaktadır. HAD yöntemi ile geleneksel taşıt iklimlendirme sistemlerinde yer alan yoğuşturucu, buharlaştırıcı, radyatör gibi ısı değiştiricilerinin yanı sıra iklimlendirme sistemlerinde kullanılmak üzere tasarlanmış, içerisinde faz değiştiren malzemeler gibi sistemlerin de yer aldığı farklı tipte özel tasarımı ısı değiştiricilerinin boyut ve performans analizleri, kabin iç ortamı hız ve sıcaklık dağılımları, iklimlendirme sistemi tesisatında gerçekleşen basınç düşümleri gibi taşıt iklimlendirme sisteminde yer alan elemanların performansları incelenmiştir. Ayrıca HAD çalışmalarında taşıt içerisinde istenilen ısı konfor parametrelerinin incelendiği çalışmalar da gerçekleştirilmiştir. Bir Boyutlu modelleme yönteminde ise taşıtların matematiksel modeli oluşturularak taşıt iklimlendirme sisteminin farklı koşullar altında performansı ve ısı enerji yönetimi hızlı bir şekilde değerlendirilebilmekte ve hem sistemin hem de bileşenlerinin geliştirilmesi sürecine katkı sağlanabilmektedir. Mevcut literatürden elde edilen bir boyutlu modelleme yöntemiyle ilgili çalışmalarda, taşıt iklimlendirme sistemleri ve bu sistemin kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genişleme valfleri gibi alt bileşenleri modellenmiş, modellenen sistemlerin deneysel verilerle doğrulamaları gerçekleştirilerek hedeflenen dış ortam koşullarında sistemlerin çalışma performansları irdelenmiştir. Bunların dışında kompresör devir sayısı, taşıt hızı, dış ortam sıcaklığı ve nemi, taşıt kabin iç ortam sıcaklığı ve nemi, ısı değiştiricilerin boyutsal özellikleri gibi parametrelerin performans üzerindeki etkileri de oluşturulan bir boyutlu modeller ile değerlendirilmiştir.

Bu bölümde, elektrikli araçların iklimlendirme sistemleriyle ilgili literatürde yer alan deneysel ve sayısal çalışmalar incelenmiştir. Konuyla ilgili incelenen çalışmalar

soğutucu akışkanlar, ısı pompası sistemleri ve ısı enerji yönetimi şeklinde alt başlıklar halinde sunulmuştur.

2.1. Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar, bir soğutma çevriminde ısıyı bir ortamdan alıp başka bir ortama aktarır. Bu ısı geçişi çoğunlukla buharlaşma ve yoğuşma faz değişimleri esnasında gerçekleşir (Yamankaradeniz ve ark. 2013).

Soğutucu akışkan arzu edilen termodinamik özelliklere sahip olmalıdır. Bir soğutma çevriminde, buharlaştırıcı basıncının mümkün olduğu kadar yüksek, yoğuşturucu basıncının ise mümkün olduğu kadar düşük olması istenir. Ayrıca soğutucu akışkanlarının yüksek ısı iletim katsayısı, düşük viskozite ve yüksek buharlaşma gizli ısısına sahip olması da olması arzu edilir. Soğutucu akışkanlardan, yağlama yağlarıyla ve sistemde yer alan elemanlarla bir reaksiyona girmemesi de beklenmektedir (Yamankaradeniz ve ark. 2013).

Sistemden herhangi bir şekilde kaçak olduğunda ise soğutucu akışkan renk, koku vb. özellikleriyle kolayca tespit edilebilmelidir. Tespit edilemediği durumlarda ise insan sağlığına zarar vermemelidir. Kaçak olduğunda, yanıcı ve patlayıcı özellik taşımamalıdır. Ayrıca kritik sıcaklığı ve kritik basıncı yüksek olmalıdır. Ucuz ve kolay temin edilebilir olması da beklenen bir diğer özelliğidir (Yamankaradeniz ve ark. 2013). Soğutucu akışkanların sahip olması gereken en önemli özelliklerinden biri de Ozon Tüketim Potansiyeli (ODP-Ozone Depletion Potential) olarak isimlendirilen oranının düşük olmasıdır. Bu oran kısaca bir kimyasal maddenin ozon üzerindeki etkisinin aynı kütleye sahip CFC-11' in etkisine oranı olarak tanımlanmakta ve ozon tabakasına verilen zararı temsil etmektedir.

Soğutucu akışkanlar genel olarak kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) ve hidrokloroflorokarbonlar (HFC) olmak üzere üç grupta incelenebilir. Bunlardan CFC' ler zehirleyici ve yanıcı olmamaları, kararlı doğası ve ısı özellikleri nedeniyle tercih edilen bir soğutucu akışkan olmasına karşın yüksek Küresel Isınma Potansiyeli

(GWP-Global Warming Potential) değerlerine sahiptirler. Bu değer bir maddenin sebep olduğu ısınmanın aynı kütledeki CO₂' nin sebep olduğu ısınmaya oranıdır. HCFC' ler ise CFC' lerin yerine geliştirilmiş olup içerisinde bulundurduğu klorlardan dolayı ozon ile reaksiyona girerler ancak ozon tabakasına CFC' lere göre daha az zarar vermektedirler. HFC soğutucu akışkanları ise yapısında klor bulunmadığından dolayı ozon tüketme potansiyelleri sıfırdır. Taşıt iklimlendirme sistemlerinde en çok kullanılan soğutucu akışkan ise R-134a' dır. Ancak çevresel kaygılardan ve kanuni düzenlemelerden dolayı çevreye daha duyarlı soğutucu akışkanlar geliştirilmektedir. R-1234yf soğutucu akışkanı R-134a' ya benzer termodinamik özelliklere sahip olmakla birlikte küresel ısınma potansiyeli noktasında da avantajlı değerlere sahiptir (Reasor ve ark. 2010).

Cho ve ark. (2013) çalışmalarında, R-134a ve R-1234yf soğutucu akışkanlarını aynı otomobil klima sisteminde kullanarak soğutucu akışkanların soğutma çevrimi karakteristiklerini karşılaştırmışlardır. Ayrıca R-1234yf' nin buharlaşma gizli ısı değeri düşük olmasından dolayı deney sisteminde yoğuşturucunun çıkışındaki sıcaklık değerinin P-h diyagramında aşırı soğutulmuş bölgeye geldiğinden emin olmak için sisteme ısı değiştirici ekleyerek soğutma kapasitelerini tekrar karşılaştırmışlardır. Zou ve ark. da (2017) çalışmalarında R-1234yf ve R-134a soğutucu akışkanlarının ısıtma kapasitesi ve İTK değerlerini karşılaştırmışlardır. Ayrıca düşük dış ortam sıcaklıklarında İTK değerinin oldukça düşmesinden dolayı gerekli ısıtma kapasitesinin elde edilebilmesi için sisteme PTC ısıtıcılar gibi ek bileşenlerin eklenmesini önermişlerdir.

Pottker ve Hrnjak (2015a, b) çalışmalarında, R-1234yf' nin performansını farklı soğutucu akışkanlar ile teorik ve deneysel olarak karşılaştırmışlar ve yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasının soğutucu akışkan performanslarına etkilerini araştırmışlardır. Teorik çalışmada yüksek buharlaşma gizli ısısına sahip R-717 ve R-718 soğutucu akışkanların yanında taşıt iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılan R-134a' yı da tercih etmişlerdir. Deneysel çalışmada ise R-1234yf ve R-134a soğutucu akışkanlarını kullanmışlardır.

Zilio ve ark. (2011) çalışmalarında, değişken hacimli kompresör, genleşme valfi, mikro kanallı buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan oluşan bir otomobil klima sisteminde soğutucu akışkan olarak R-134a ve R-1234yf kullanımının sistem performansına etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. R-1234yf' nin küçük sistem değişiklikleriyle mevcut R-134a' nın kullanıldığı klima sistemlerinde kullanılmaya uygun hale gelebildiğini belirtmişlerdir. Deneysel çalışmalarda, R-1234yf' nin R-134a' dan daha düşük performansa sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Sayısal çalışmalarda ise sistemde yer alan yoğuşturucu ve buharlaştırıcının özelliklerinin değiştirilmesinin etkilerini incelemişlerdir.

Qi (2013) çalışmasında, plakalı ve mikro kanallı olmak üzere iki tip buharlaştırıcıyı R-134a ve R-1234yf kullanarak deneysel olarak incelemiştir. Plakalı buharlaştırıcıda R-134a' nın R-1234yf' ye göre daha iyi ısı transferi ve akış performansı sergilediğini, mikro kanallı buharlaştırıcının kullanıldığı deneylerde ise R-1234yf' nin üstünlüğünü ya da eşitliğini gözlemlemiştir.

Lee ve Lee (2013) çalışmalarında, son yıllarda çevresel kaygılardan dolayı R-134a' ya alternatif olarak geliştirilen R-152a, R-161, R-1234yf gibi soğutucu akışkanların yanı sıra CO₂' nin içten yanmalı motora sahip olmayan taşıtların ısı pompası şeklinde çalışabilen iklimlendirme sistemlerinde kullanılabilirliğini araştırmışlardır.

Kim ve ark. (2004) çalışmalarında, geleneksel soğutucu akışkanlara göre daha çevreci olmasına rağmen termodinamik özellikleri kısmen daha düşük olan CO₂ soğutucu akışkanını incelemişlerdir. CO₂' nin geleneksel soğutucu akışkanlara göre çok yüksek çalışma basıncına sahip olmasının sistem elemanlarının tasarımından performansına kadar birçok etkisi bulunduğu sonucuna varmışlardır.

Kim ve ark. (2007) çalışmalarında, yakıt pili ile çalışan bir taşıtın soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan ısı pompası sistemindeki ısı değiştiricileri dizilimlerinin etkilerini araştırmışlardır. Gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalarda, taşıt üzerlerindeki konumları değiştirilen buharlaştırıcı ve radyatörün ısıtma kapasitesini ana tasarıma göre oldukça arttırdığı ancak soğutma kapasitesini ise bir o kadar düşürdüğünü gözlemlemişlerdir.

Lee ve ark. (2012) çalışmalarında, yakıt pili ile çalışan bir taşıt için geliştirilen, CO₂ soğutucu akışkanının kullanıldığı elektrikli bir klima sisteminin soğutma performansını farklı çalışma şartlarında deneysel olarak incelemişlerdir. Elektrikli klima sisteminde elektrik tahrikli kompresör kullanıldığında CO₂' nin performansının geleneksel soğutucu akışkan R-134a' ya göre daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. Lee ve Lee (2013) ise hibrit elektrikli bir taşıtın klima sisteminin performansını CO₂ ve R-134a soğutucu akışkanlarını kullanarak incelemişlerdir. Sistemin Soğutma Tesir Katsayı (STK) değerini elektrik tahrikli ve kayış tahrikli kompresörler kullanarak incelediklerinde her iki soğutucu akışkan için de elektrik tahrikli kompresöre sahip olan sistemin daha yüksek değerler elde ettiğini görmüşlerdir. Buna ek olarak kayış tahrikli kompresörün olduğu sistemde CO₂' nin R-134a' ya göre daha yüksek performans gösterdiğini de belirtmişlerdir.

R-1234yf ve CO₂ soğutucu akışkanlarının yanı sıra çevreye duyarlı olmasından dolayı R-152a soğutucu akışkanı da taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır. Scherer ve ark. (2003) çalışmalarında, ısı kaynağı olarak motor soğutma suyunun kullanıldığı ısı pompası sisteminde R-152a ve R-134a' yı karşılaştırmışlar ve her iki soğutucu akışkanın performans ve kapasitelerinin neredeyse eşit olduğunu belirtmişlerdir.

2.2. Isı Pompası Sistemleri

Elektrikli taşıtlar için geliştirilen ısı pompası şeklinde çalışabilen iklimlendirme sisteminin performansını arttırabilmek için sistemde yer alan elemanlardan kompresör performanslarının incelendiği çalışmalar mevcut literatürde yer almaktadır. Bilindiği üzere içten yanmalı motorlara sahip taşıtlarda yer alan kompresörler, genellikle motor krank milinden kayış vasıtasıyla tahrik edildiğinden dolayı kompresör devri motor devriyle orantılı bir şekilde değişmekte ve kompresör hızı motordan bağımsız bir şekilde kontrol edilememektedir. Dolayısıyla soğutma kapasitelerinde de araç hızına bağlı olarak dalgalanmalar meydana gelmektedir (Kaynaklı ve Horuz 2003, Alkan ve Hoşöz 2010, Dahlan ve ark. 2014). Ancak elektrikli taşıtlarda yer alan kompresörlerin devir sayıları kabin iç ortamı için ihtiyaç duyulan ısıl yüke göre ayarlanabilmekte ve bu

sayede gereksiz enerji tüketimi azaltılmaktadır (Makino 2003, Lin 2010). Taşıtlar için ısı pompası şeklinde çalışabilen iklimlendirme sistemlerinde farklı tiplerde kompresörler kullanılmakta olup bunlardan sarmal (scroll) tip kompresör elektrikli taşıtlarda en yaygın kullanılan tiptir (Suzuki ve Ishii 1996, Peng ve Du 2016, Shi ve ark. 2016).

Suzuki ve Ishii (1996) çalışmalarında, R-134a' nın ve elektrikli sarmal kompresörün tercih edildiği ısı pompası şeklinde çalışabilen iklimlendirme sistemi geliştirmişler ve -10 ile +40 °C arasında değişen ortam sıcaklıklarında deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Elektrikli kompresöre sahip ısı pompası sisteminin kullanılmasıyla kabin içerisindeki havanın ısıtılıp soğutulması ve kabin ön camındaki nemin alınması sürecinde daha düşük enerji tüketimlerinin olduğunu gözlemlemişlerdir.

Wei ve ark. (2014) çalışmalarında, değişken hacimli eğik plakalı tip, sarmal tip ve elektrikli sarmal tip olmak üzere üç farklı kompresör tipini deneysel olarak incelemişlerdir. Eğik plakalı kompresör kullanılan ısı pompası sisteminin -10 °C' den düşük dış ortam sıcaklıklarında en yüksek ortalama kabin sıcaklığı için uygun olduğunu ancak dış ortam sıcaklığının -5 °C' nin üstüne çıktığı durumlarda ise sarmal kompresör kullanılan ısı pompası sistemi ile daha yüksek ortalama kabin sıcaklığı elde edilebildiğini belirtmişlerdir.

Jabardo ve ark. (2002) çalışmalarında, taşıt klima sisteminde yer alan değişken hacimli kompresörün kapasite değişiminin etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Oluşturulan deney düzeneğinde taşıt klima sisteminde yer alan elemanları seçmişler ve değişken hacimli kompresörü, termostatik genişleme valfini, buharlaştırıcı ve mikro kanallı yoğuşturucuyu sayısal olarak modellemişlerdir.

İklimlendirme sistemlerinde yer alan değişken devir sayılı kompresörler ve değişken açıklık oranlı genişleme valfleri sistemin performansını ve enerji verimliliğini arttırabildiği bilinmektedir. Bunların yanında fanlar da sistemin enerji tüketimini ve performansını etkileyen önemli parametrelerdendir. Yeh ve ark. (2009) çalışmalarında, iç ve dış ortamda yer alan fanların kontrollerini farklı algoritmalar oluşturarak

incelemişler, farklı fan hızlarında enerji tüketimlerini azaltmaya ve iç ortamdaki fanın tepki sürelerini iyileştirmeyi amaçlamışlardır.

Taşıt kabininin ısıtılması için geleneksel içten yanmalı motorlarda yer alan motor soğutma suyu gibi yeterli bir ısı kaynağı olmayan elektrikli taşıtlarda, iklimlendirme sistemleri ısı pompası şeklinde çalışabilecek şekilde yeniden tasarlanmıştır. Isı pompası sistemlerinin kullandıkları ısı kaynaklarına göre performanslarının değişim gösterdiği bilinmektedir. Hoşöz ve Direk (2006) çalışmalarında, ısı kaynağı olarak çevre havasının kullanıldığı ısı pompası olarak da çalışabilen R134-a' nın kullanıldığı otomobil klima sisteminin performansını incelemişlerdir. Hem ısıtma hem de soğutma modlarında, farklı kompresör devir sayılarında ve farklı ısı değiştirici hava giriş sıcaklıklarında test edilebilmesine imkan sağlayan otomobil klima sistemi elemanlarından ve sistemin ters yönde çalışabilmesi için bazı ek elemanlardan oluşan bir deney düzeneği geliştirmişlerdir. Sistem ısı pompası şeklinde çalıştığında sadece ılıman hava koşullarında yeterli ısıtma sağlandığı ve bu ısıtma kapasitesinin dış ortam sıcaklığının düşmesiyle birlikte ani bir şekilde azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca iç ünite ısı değiştiricisinin tekrar tasarlanmasıyla, ısıyı daha yüksek atma oranına sahip soğutucu akışkan kullanılmasıyla, motor soğutma suyu ve egzoz gazları gibi ısı kaynaklarının sisteme dahil edilmesiyle ısıtma performansının artabileceğini belirtmişlerdir.

Feng ve Hrnjak (2016) çalışmalarında, mevcut klima sistemini değiştirerek elektrikli taşıt için geliştirdikleri ısı pompası sisteminin performansını incelemişlerdir. Oluşturulan deney düzeneğinde kompresör hızının, giren ve çıkan hava debisinin ısıtma kapasitelerine etkilerini incelemişler ve çok düşük dış ortam sıcaklıklarında taşıt kabininin yeterli düzeyde ısıtılabilmesi için sisteme ikinci bir ısı değiştiricisinin eklenmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Ahn ve ark. (2015) çalışmalarında, elektrikli ısıtıcıyla birlikte çalışabilen ısı pompası ve çift buharlaştırıcılı ısı pompası sistemini nem alma ve ısıtma işlemlerindeki performanslarını incelemişlerdir. Mevcut klima sisteminin, ısı pompası sisteminin ve çift buharlaştırıcılı ısı pompası sisteminin performanslarını karşılaştırılmışlar ve genel

olarak ısı pompası ve çift buharlaştırıcı ısı pompası sistemlerinin mevcut klima sistemine göre daha yüksek performans sergilediğini gözlemlemişlerdir.

Steiner ve Rieberer (2013) çalışmalarında, ısı pompası şeklinde çalışabilen taşıt iklimlendirme sisteminin, ısıtma modunda çalıştığında dış ortamda buharlaştırıcı olarak görev alan ısı değiştiricisinin kanatçıklarında, özellikle düşük dış ortam sıcaklıklarında, buzlanma olabileceğini ve bunun ısı değiştiricisinin performansını düşürebileceğini belirtmişlerdir. Dış ortamdaki ısı değiştiricisinin kanatçıklarında oluşan bu buzlanmayı giderebilmek için ısı pompası sistemini tersine çalıştırarak farklı ortam koşullarında test ve simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca yazarlar bu problemi aşabilmek için farklı çalışma koşullarında ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanarak simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Bu simülasyonlarda ise buz çözülme süresini ve sistem verimini göz önünde bulundurarak genleşme valfinin açıklık aralığını optimize etmişlerdir. Aynı şekilde, Zhou ve ark. da (2017) çalışmalarında, elektrikli taşıtlar için geliştirdikleri ısı pompası şeklinde çalışabilen klima sisteminin dış ortamda bulunan ısı değiştiricisinde özellikle düşük dış ortam sıcaklıkları ve yüksek bağıl nem ortam koşullarında gerçekleşen buzlanmayı engellemek için çözümler sunmuşlardır.

Lee ve ark. (2013) çalışmalarında, elektrikli bir otobüs için geliştirdikleri R-134a' nın kullanıldığı ısı pompası şeklinde çalışabilen taşıt iklimlendirme sistemini farklı koşullar altında deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrıca ısıtma çevriminde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu olarak plakalı tip ısı değiştiricileri tercih etmişlerdir.

Yan ve ark. (2014) çalışmalarında, elektrikli taşıtlar için geliştirilen ısı pompası sisteminde yer alan ısı değiştirici tasarımlarının farklı çalışma koşullarındaki etkilerini incelemişlerdir.

Sadece hava kaynaklı ısı pompası sistemi ısıtma kapasitesinin düşük dış ortam sıcaklıklarında yetersiz gelmesinden dolayı taşıt ısıtma sistemine batarya, elektrik motoru ve kontrol ünitesi gibi elemanlardan elde edilen atık ısılar da dahil edilebilmektedir. Ayrıca farklı tipte ısı değiştiriciler, termoelektrik elemanlar ve PTC ısıtıcılar gibi ek ısıtıcılar eklemek gibi farklı metotlar izlenerek taşıt iklimlendirme

sisteminden beklenen özelliklerin yerine getirilmesi sağlanmaya çalışılmaktadır (Peng ve Du 2016).

Woo ve ark. (2013) hava kaynaklı ve taşıt üzerinde bulunan elektrikli cihazlardan elde edilen atık ısı kaynaklı bir ısı pompası sistemini deneysel olarak incelemiştir. Taşıt üzerinde oluşan atık ısılarından faydalanabilmek için sisteme buharlaştırıcı olarak görev yapan ikinci bir ısı değiştiricisi eklemiştir. Sadece hava kaynaklı ve çift kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesi ve İTK değerlerini karşılaştırmışlardır.

Ahn ve ark. (2014) çalışmalarında, elektrikli taşıt ısı pompası sisteminde sadece hava, sadece atık ısı ve çift kaynaklı olmak üzere üç farklı ısı kaynağının ısıtma performansına etkisini karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalardan çift kaynaklı ısı pompası sisteminin diğer ikisine göre daha yüksek performans gösterdiğini belirtmişlerdir.

Pomme (1997) taşıttaki atık ısıların verimli bir şekilde geri kazanımına olanak sağlayan, içerisinde su ve glikolden oluşan karışımın dolaştığı ısı değiştiricisini ısı pompası sistemine ikinci bir buharlaştırıcı olacak şekilde ekleyerek yeni bir ısı pompası sistemi oluşturmuş ve dış ortam sıcaklığının $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu durumlarda deneyler gerçekleştirmiştir.

Yokoyama ve ark. (2011) çalışmalarında, Thermal Link System ismini verdikleri ısı pompası şeklinde çalışabilen taşıt klima sistemini, ısı yönetimi açısından incelemiştir. Ayrıca geliştirdikleri bu sistemde, elektrikli taşıt güç aktarma organları atık ısıları çekilerek iklimlendirme sistemi soğutucu akışkanıyla bir ısı değiştiricisinde buluşabilmektedir. Geliştirilen sistem sayesinde soğutma suyu sıcaklığının bağımsız olarak kontrol edilebileceğini, geliştirdikleri ısı pompası ve atık ısı kazanımlı sistem sayesinde enerji tüketiminin düşürülebileceğini, soğutma suyunun ortam sıcaklığı altına düşürülerek taşıt kabin iç ortam havasının soğutulabileceğini belirtmişlerdir.

Cho ve ark. (2012) çalışmalarında, elektrikli bir otobüs için geliştirdikleri ısı pompası sisteminin performansını incelemiştir. Geliştirilen bu ısı pompası sisteminde,

buharlaştırıcı ve yoğuşturucu olarak plakalı tip ısı değıştiricileri tercih etmişler ve buharlaştırıcı tarafında elektrik motoru ve diğerk elektrikli cihazlardan elde ettikleri atık ısıyı kullanmışlardır. Yoğuşturucu tarafını ise taşıt kabinini ısıtmak için ısıtıcı ünitelerle ilişkilendirmişlerdir.

Direk ve ark. (2011) çalışmalarında, ısı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazlarının kullanıldığı bir ısı pompası sistemi üzerinde gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalarda motor devrinin, buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giren hava sıcaklıklarının, her bir ısı kaynağına olan etkilerini incelemişlerdir.

Zou ve ark. (2016) çalışmalarında, elektrikli taşıtın ısı pompası şeklinde çalışan klima ve batarya soğutma sistemini de ihtiva eden bir ısıl yönetim sistemi geliştirmişler ve deneysel olarak incelemişlerdir. Geliştirilen deneysel düzende hem R-134a soğutucu akışkan çevrimi hem su-etilen glikol karışımı soğutma suyu çevrimi hem de PTC ek ısıtıcılar yer almaktadır.

Lee ve ark. (2015) çalışmalarında, elektrikli taşıtlar için geliştirdikleri hava kaynaklı ısı pompası sisteminin düşük dış ortam sıcaklıklarında ısıtma kapasitesinin düşmesinden dolayı sisteme PTC ısıtıcılar ekleyerek birlikte farklı kompresör devir sayılarında ve tekil PTC ısıtıcı kullanarak performans değerlendirmeleri yapmışlardır.

Park (2015) çalışmasında, daha önce de bahsedilen elektrikli taşıt atık ısısının taşıt kabin iç ortamını ısıtmak için yeterli olmamasından dolayı elektrikli taşıt atık ısı yönetim sistemleri üzerinde durmuştur. PTC ısıtıcı, atık ısı ve ön ısıtma yöntemlerinin performansını karşılaştırmalı olarak incelemiş ve ön ısıtmalı sistemin enerji tüketimi açısından diğerk sistemlere göre daha iyi sonuçlar verdiğini belirtmiştir.

Lee (2015) çalışmasında, soğutucu akışkan olarak R-134a' nın kullanıldığı ısı pompası şeklinde çalışabilen iklimlendirme sistemi geliştirmiş ve sıfır emisyonlu taşıtlarda uygulanabilirliğini incelemiştir. Sistemin performansını farklı sürüş koşullarında, kompresör devir sayılarında ve dış ortam sıcaklıklarında deneysel olarak gözlemlemiştir. Ayrıca PTC ısıtıcılar kullanarak taşıt kabini ısıtma ihtiyacını karşılamış

ve geliştirdiği ısı pompası şeklinde çalışabilen iklimlendirme sistemi ile gc tüketicilerini karşılaştırmıştır.

Park ve Kim (2018) alışmalarında, elektrikli taşıtların ısıtılmasında görev alan PTC ısıtıcıların ısıtma performansını inceleyebilmek için geliştirdikleri deney dzenesinde farklı geometri ve çalışma koşullarında çalışmalar gerçekleştirmişlerdir.

Bahsedilen bu ısıl yöntemlerin dışında, Faz Değiştiren Malzemeler (FDM) de elektrikli taşıtların iklimlendirme sistemi ve batarya soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Pan ve ark. (2016) alışmalarında, FDM' lerin elektrikli taşıtlarda kullanımları hakkında bilgiler veren bir araştırma yapmışlardır. Gerçekleştirilen çalışmada, farklı geometrilerde ve biçimlerde kullanımları, gizli ısılarından yararlanılma şekilleri hakkında bilgiler vermişlerdir.

Isıl depolamanın temel amacının enerjinin elde edilişi ve kullanılışının farklı zamanlarda gerçekleşebilmesi olduğu bilinmektedir (Ceylan ve ark. 2017). Wang ve ark. (2016) alışmalarında bu prensibi göz önüne alarak, şarj edilebilen elektrikli taşıtlar için içerisinde FDM' lerin de bulunduğu bir ısıtma sistemi geliştirmişlerdir. Bu sistemde, taşıt şarj esnasındayken sıvılaşan FDM' ler taşıt kabinini ısıtmak için şarj sonrasında kullanılmaktadır. LaClair ve ark. (2016) ise aynı sisteme ek olarak PTC ve FDM' lerinde buluştuğu bir ısı değiştirici ekleyerek kabin i ortamının ısıtılması için gerekli olan gc tketicimindeki değişimleri incelemişlerdir. Wang ve ark. (2017) diğer çalışmalarında, ilk geliştirmiş oldukları sistemdeki ısı değiştiricisinin performansını arttırmak için tasarım ve ticari kaygıları da göz önünde bulundurarak plakalı tip ısı değiştiricisini seçerek FDM' yi bu tip ısı değiştiricisine uygulamışlardır. Ayrıca geliştirdikleri son sistemi hem klimatik odalarda hem de gerçek yol testlerinde araç üzerinde uygulamışlardır.

Ayartrk ve ark. (2016) alışmalarında, elektrikli taşıtların özellikle ısıtma ihtiyaını karşılaması esnasında menzilinde gerçekleşen düşüşü azaltabilmek için yeni bir ısıtma sistemi geliştirmişlerdir. Bu sistemde, taşıtta oluşan atık ısıları FDM içeren bir ısı

değiştiricisinde depolayıp taşıt kabinini ısıtmak için NEDC sürüş çevrimleri çerçevesinde test ederek taşıt menzilineki değışiklikleri gözlemlemişlerdir.

Niu ve ark. (2013) çalışmalarında, hava kaynaklı ısı pompası sisteminin düşük dış ortam sıcaklıklarında ısıtma kapasiteleri ve performanslarının düşmesinden dolayı akışkan olarak soğutucu akışkan ve suyun dolaştığı iç içe borulardan oluşan bir ısı değıştiricisinin ara katmanına FDM ekleyerek deneysel çalışmalar yaparak sistem performansındaki değışimleri incelemişlerdir.

Erek ve Acar (2003) çalışmalarında, radyal kanatlara sahip boru tipi ısı değıştiricisinin dış yüzeyini faz değıştiren malzeme ile kaplayarak kanat aralığı, kalınlığı, çapı gibi kanat parametrelerinin yanı sıra değışik yüzey sıcaklıklarının da enerji depolama miktarına ve katılma oranına etkilerini araştırmışlardır.

Abidi ve ark. (2013) çalışmalarında, boru tipi bir ısı değıştiricisine kanatlar ve FDM ekleyerek deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. Faz değıştiren malzemenin bulunduğu bölgede yer alan kanatların kalınlığı, sayısı, uzunluğu, boruların malzemeleri gibi parametrelerin faz değıştiren malzemelerin tamamen erime sürelerine etkilerini HAD metodu ile incelenmişler ve deneysel verilerle doğrulamasını gerçekleştirmişlerdir.

Elektrikli taşıtlar için geliştirilen tüm bu sistemlerin dışında sıvı yakıtlı ısıtıcılar kullanılarak da taşıt kabini ısıtma ihtiyacı giderilmeye çalışılmıştır. Bununla ilgili Seo ve ark. (2017) çalışmalarında, elektrikli bir taşıtın kabin iç ortamını ve batarya paketini soğuk kış ortam koşullarında istenilen düzeyde ısıtabilmek için yakıtlı bir ısıtma sistemini HAD metodu kullanılarak araştırmışlardır. Ayrıca Patil ve ark. da (2018) çalışmalarında, elektrikli bir taşıt kabinini ısıtmak için yakıtlı bir ısıtıcı tercih etmişler ve bu ısıtıcının ısıl performansını HAD metoduyla incelemişlerdir. Ancak bu ısıtma sistemlerinde kullanılan yakıttan dolayı çevreye zararlı gazların salınımının gerçekleşmesi, elektrikli taşıtlarda kullanılabilirliği açısından düşündürücü olmaktadır.

2.3. Isıl Enerji Yönetimi

Elektrikli taşıt iklimlendirme sistemlerinin enerji tüketimi, taşıtın sınırlı olan enerji miktarında büyük bir orana sahip olmakta ve sürüş koşullarına göre değişim göstermektedir. Bu sebeple elektrikli taşıtlarda iklimlendirme sisteminin enerji yönetimi taşıt batarya ömrü ve gidebileceği maksimum menzili açısından hayati önem taşımaktadır.

Shojaie ve ark. (2015) çalışmalarında, klima sisteminin taşıt üzerindeki enerji yönetimi için yeni modeller araştırmışlar ve geliştirdikleri taşıt modelini kullanarak farklı enerji yönetim algoritmaları üzerinde çalışmışlardır.

Jeffers ve ark. (2015) çalışmalarında, elektrikli bir taşıtın soğutma periyodunda ısı yönetim stratejilerini incelemişlerdir. Taşıt içerisinde yer alan insan modeli ile bölgesel soğutma yaklaşımları sergilemişler ve taşıt menziline iyileşmeler gözlemlemişlerdir.

Tian ve ark. (2015) çalışmalarında, sarmal kompresör ve elektronik genişleme valfi içeren elektrikli taşıt klima sisteminin performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrıca soğutucu akışkan debisi, kompresör güç tüketimi, soğutma kapasitesi gibi taşıt klima sisteminin performansını etkileyen parametreleri geliştirdikleri yapay sinir ağı modeli ile incelemişlerdir.

Kiss ve ark. (2015) çalışmalarında, elektrikli taşıt iklimlendirme sisteminin performansını tahmin edebilmek için elektrikli taşıt ısı yönetim sistem modelini Matlab/Simulink programıyla oluşturmuşlardır.

Torregrosa ve ark. (2013) çalışmalarında, elektrikli bir minibüsün klima sistemini tasarlamak, analiz etmek ve optimizasyonunu gerçekleştirmek için kompresör, fan, ısı değiştiriciler gibi tüm elemanları da içeren klima sisteminin dinamik modelini geliştirmişlerdir. Doğrulaması gerçekleştirilen simülasyon modelini Matlab/Simulink programıyla kurmuşlar ve farklı parametrelerin sistem performansına etkilerini bu model ile tahmin etmişlerdir.

Leighton (2015) çalışmasında, elektrikli taşıtların menzilinın arttırılabilmesi için geliştirdiği Combined Fluid Loop (CFL) isimli ısı pompası sisteminin ısıl yönetimini incelemiştir. Titov ve Lustbader (2017) ise, CFL isimli ısı pompası sistemini MATLAB/Simulink programıyla modelleyip kontrol stratejileri üzerine çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Temel olarak sadece PTC ısıtıcılı, PTC ısıtıcısına ek olarak elektrik motoru ve güç elektroniğinden elde edilen atık ısılar ve son olarak PTC ısıtıcı, elektrik motoru ve güç elektroniğinden elde edilen atık ısılar ve ısı pompası sisteminden oluşan üç farklı durumu değişik ortam sıcaklıklarında incelemişlerdir.

Kılıç ve Akyol (2009) çalışmalarında, iç ortam hava sıcaklığı, bağıl nemi, ortalama ışıınım sıcaklığı ve hava hızlarının etkilerini içeren ısıl konfor parametrelerinin dinamik simülasyonunu Matlab/Simulink programıyla gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca Akyol ve Kılıç (2009) çalışmalarında, HAD analizlerinden elde ettikleri görüş faktörlerini de oluşturdukları dinamik modele dahil etmişlerdir. Bu model de ayrıca araç rengine, araç camlarının optik özelliklerine ve sürücünün fizyolojik etkilerine de yer vermişlerdir.

Vijay (2012) çalışmasında, LMS Amesim programıyla elektrikli bir taşıtın kliması, taşıt kabini gibi alt sistemlerini de içeren bir simülasyon modeli oluşturmuştur. Geliştirdiği model sayesinde sistem üzerinde yapmış olduğu farklı soğutucu akışkan kullanımı, kompresör hızının değişimi, farklı sürüş çevrimlerinin kullanımı gibi değişikliklerin etkisini incelemiştir.

Hadden (2017) çalışmasında, elektrikli bir taşıtın iç ortamını ısıtmak için ısıl depolama sistemi geliştirerek bunu LMS Amesim programında taşıt iklimlendirme sistemine dahil etmiş ve bu sistemin farklı koşullar altında simülasyonunu gerçekleştirmiştir.

Park ve ark. (2017) çalışmalarında, içten yanmalı motora sahip bir taşıtta yer alan ısı değiştiricisine FDM ekleyerek yakıt tüketiminin değişimlerini NEDC sürüş çevriminde deneysel olarak ve taşıtın LMS Amesim programında bir boyutlu matematiksel modelini oluşturarak olarak incelemişlerdir.

Elektrikli taşıtlarda batarya ısı yönetimi de oldukça önem taşımaktadır. Pesaran (2001) çalışmasında, elektrikli taşıt akülerinin ısı yönetimiyle ilgili araştırmalar yapmış ve taşıt iklimlendirme sistemiyle birlikte çalışarak gerçekleştirilen akü soğutma ve ısıtma sistemlerini incelemiştir. Taşıtın ısı yönetimini etkileyen ağırlık, hacim, maliyet, güvenlik gibi parametrelerin önemini vurgulayan yazar aynı zamanda taşıt akü takımının yerleşiminin de öneminden bahsetmiştir.

Taşıtlarda ısı konforun yönetimi enerji tüketimini de etkilemekte olup bu tüketim elektrikli taşıtlarda daha fazla önem taşımaktadır. Kwon ve ark. (2012) çalışmalarında, elektrikli bir taşıt kabinini sürücü, yolcu ve arka koltuk bölgesi olmak üzere üç bölgeye ayırarak sadece bu bölgelere bağımsız bir şekilde ısıtma ve soğutma periyotlarını gerçekleştirmişlerdir. Belirlenen bölgeler ve tüm hacim için gerçekleştirilen deneysel ve HAD çalışmaları sonucunda, tüketilen enerji miktarlarını ısıtma ve soğutma periyotları için karşılaştırılmışlardır.

Günümüzde geçici rejimde gerçekleştirilen üç boyutlu sayısal çalışmalar, taşıt kabininde ısı konfor yönünden arzu edilen şartların elde edilmesinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Kılıç ve Sevilgen (2012) çalışmalarında, soğutma periyodunda değişik tipte giriş menfezleri kullanımının otomobil kabini ve insan vücudu ısı karakteristiklerine etkisini üç boyutlu HAD metodunu kullanarak araştırmışlardır. Sayısal çalışmalardan, iklimlendirme sisteminin soğutma yükünü değiştirmeden giriş menfezi tiplerini değiştirerek farklı hız ve sıcaklık dağılımlarının elde edilebileceği sonuçlarını çıkartmışlardır. Kılıç ve Sevilgen (2009) diğer çalışmalarında, kabin ısıtma periyodunu deneysel ve HAD metodunu kullanarak geçici rejimde sayısal olarak incelemişler ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Sayısal çalışmalarda, insan vücuduna hem sabit ısı akısı hem de sabit sıcaklık sınır şartlarını uygulamışlar ve efektif bir iklimlendirme sisteminin insan vücudu yerel ısı transfer katsayısında oldukça önemli bir role sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Kang ve ark. (2018) çalışmalarında, PTC ısıtıcılar kullanarak geliştirdikleri elektrikli taşıt ısıtma sisteminin performans iyileştirmesini HAD metoduyla incelemişlerdir. Gerçekleştirilen sayısal çalışmalarda, farklı tasarım parametrelerine sahip üç farklı

model incelenmiş olup ısı performansını en yüksek görülen modelin prototipi için deneysel olarak da incelemişlerdir.

Bu çalışmada, elektrikli taşıtların düşük dış ortam sıcaklıklarında ısıtma ihtiyacının karşılanabilmesi için yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi tasarımı yapılmış ve bir boyutlu modelleme yöntemiyle matematiksel modeli oluşturularak farklı ortam koşulları altında incelenmiştir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tez çalışmasının bu bölümünde, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin ısıtma ve soğutma işlemleriyle ilgili temel fonksiyonlar, taşıt iklimlendirme sistemlerinde yer alan elemanlar ve çalışma prensipleri, bir boyutlu modelleme yöntemi ve geliştirilmiş farklı bir boyutlu modellerin detayları ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır.

3.1. Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimleri

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin korunumu ilkesi ve ısı enerjisini etkin bir şekilde tanımlayan ve enerji türlerinin nasıl dönüştüklerini açıklayan ilke olmak üzere iki kısımdan oluşur. Birinci kanuna göre bir sisteme ısı enerjisi verildiğinde, bu enerji sistemin iç enerjisindeki değişimle birlikte sisteme iş yaptıran mekanik enerjiye eşittir. Termodinamiğin ikinci kanunu ise farklı sıcaklıklardaki nesnelere arasında enerji transferinin yönünü belirler ve bu kanuna göre ısı, yalnızca sıcak bir nesneden soğuk olana doğru akar (Yamankaradeniz ve ark. 2013).

Isı makinaları, termodinamik bir çevrime göre sürekli olarak çalışan, sıcak ısı kaynağından ısı çekip, soğuk ısı kaynağına ısı terk ederken belirli bir miktarda pozitif net iş üreten makinalardır. Bu çevrimin tersi yönde bir çevrime göre çalışan, dışardan iş yapılmasıyla soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına ısı transferi soğutma makinesi ya da ısı pompası sistemlerinin kullanımıyla sağlanır (Yamankaradeniz ve ark. 2013).

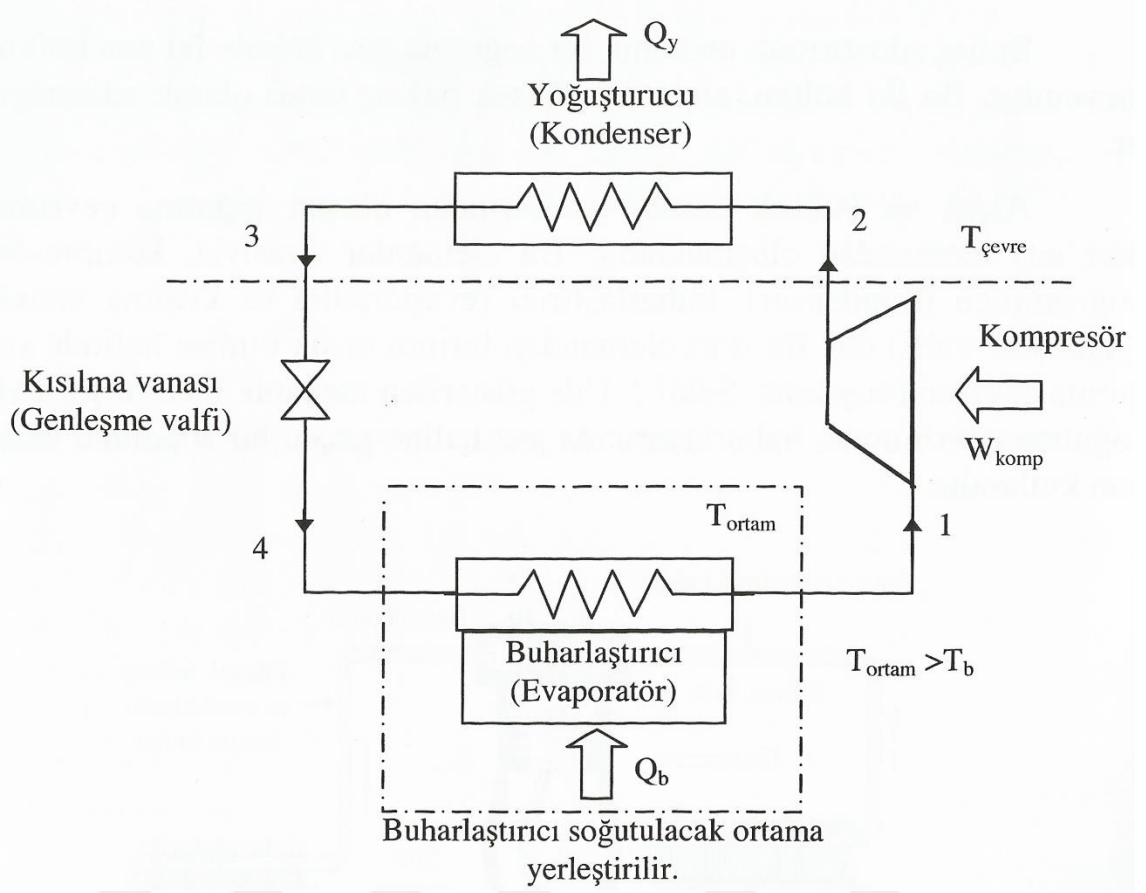
Bir çevrim boyunca çalışan ve yalnız bir tek ısı kaynağından ısı çekmek suretiyle bunun tamamını işe çeviren bir ısı makinası yapılmasının mümkün olmadığı Kelvin-Planck ifadesiyle açıklanmıştır. Dışarıdan bir iş verilmeksizin, ısıyı soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına nakleden bir soğutma makinası veya ısı pompası yapılmasının mümkün olmadığı ise Clausius ifadesiyle açıklanmıştır (Yamankaradeniz ve ark. 2013).

Sistem bir hal değişiminden sonra çevrede hiçbir tesir bırakmaksızın ilk haline dönebiliyor ise tersinir bir hal değişimidir. Bu şekilde olmayan hal değişimleri ise tersinmez hal değişimleri olup tersinmezliğe sürtünme, sonlu basınç farkında genişleme,

sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi, iki farklı maddenin karışması, yanma, difüzyon gibi farklı sebepler neden olmaktadır (Yamankaradeniz ve ark. 2013).

Fransız mühendis Sadi Carnot tarafından geliştirilen Carnot çevrimi, sabit $T_{\text{sıcak}}$ ve $T_{\text{soğuk}}$ sıcaklıklarındaki iki ısı kaynağı arasında, tersinir bir çevrim boyunca çalışan bir ısı makinesine ait çevrimdir. Carnot çevrimi tersinir bir çevrim olduğundan, çevrimdeki tüm hal değişimleri de tersinirdir ve kaynaklarla ısı alışverişi sonsuz küçük sıcaklık farkları altında gerçekleşmektedir. Carnot çevrimi, $T_{\text{sıcak}}$ ve $T_{\text{soğuk}}$ sıcaklıklarındaki iki ısı kaynağı ile tersinir sabit sıcaklıkta ısı alışverişine ek olarak soğuk ve sıcak kaynak sıcaklıkları arasında tersinir adyabatik sıkıştırma hal değişimlerinden oluşmaktadır (Yamankaradeniz ve ark. 2013).

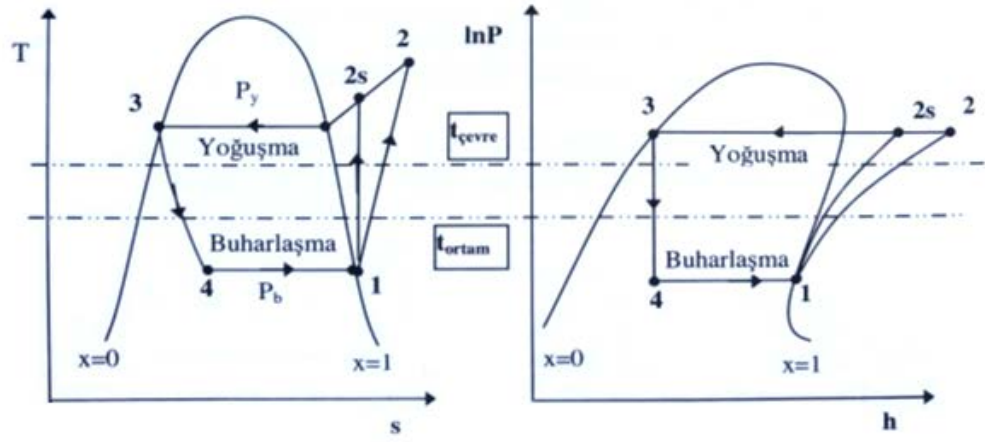
Bir mahalın veya hacmin çevre sıcaklığının da altına düşürülerek gerçekleştirilen soğutma işlemi o mahalden ısı çekmek suretiyle gerçekleşebilir. Isının düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama kendiliğinden aktarılması termodinamiğin ikinci kanununa göre gerçekleşemeyeceği ve yalnızca dışarıdan bir iş harcamak suretiyle mümkün olabileceği belirtilmişti. Uygulamada soğutma işlemlerini gerçekleştirmek için çeşitli soğutma çevrimleri geliştirilmiş olup buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi bunların başında gelmektedir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, kompresör, yoğuşturucu (kondenser), kısılma vanası (genleşme valfi) ve buharlaştırıcı (evaporatör) olmak üzere dört ana elemandan meydana gelmektedir (Şekil 3.1) (Yamankaradeniz ve ark. 2013).



Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi (Yamankaradeniz ve ark. 2013)

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi aşağıda sıralanmış dört hal değişiminden oluşmaktadır. Ayrıca bu çevrime ait T-s ve lnP-h diyagramları da Şekil 3.2’ de verilmiştir.

- 1-2s Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma,
- 2s-3 Yoğuşturucuda sabit basınçta soğutucu akışkandan ısı çekilmesi,
- 3-4 Genleşme valfinde sabit entalpide kısılma işlemi,
- 4-1 Buharlaştırıcıda sabit basınçta soğutucu akışkana ısı geçişi.



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s ve lnP-h diyagramları (Yamankaradeniz ve ark. 2013)

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde yer alan elemanların hepsi sürekli akışlı olduğundan soğutma çevrimi de sürekli akışlı bir sistem gibi düşünülerek enerji korunum denklemleri yazılabilir. Ayrıca soğutucu akışkanın çevrimdeki potansiyel ve kinetik enerji değişimleri küçük olduğundan ihmal edilebilirler. Adyabatik kabul edilen kompresörde yapılan tersinir adyabatik sıkıştırma ve adyabatik sıkıştırma işlemleri denklem (3.1) ve (3.2)' den hesaplanır. Ayrıca buharlaştırıcıda çekilen ısı miktarı denklem (3.3)' ten hesaplanır.

$$\dot{W}_{K12s} = \dot{m}_s (h_{2s} - h_1) \quad (3.1)$$

$$\dot{W}_{K12} = \dot{m}_s (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{buharlastirici} = \dot{m}_s (h_1 - h_4) \quad (3.3)$$

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı denklem (3.4)' ten hesaplanır.

$$STK_{Gerçek} = \frac{\dot{Q}_{buharlastirici}}{\dot{W}_{K12}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.4)$$

Buhar sıkıştırırmalı soğutma makinesinin, yoğuşma sıcaklığı T_y ve buharlaşma sıcaklığı T_b ' yi kaynak alan Carnot soğutma makinesinin soğutma tesir katsayısı denklem (3.5)' ten hesaplanır.

$$STK_{Carnot} = \frac{T_b}{T_y - T_b} \quad (3.5)$$

Isı pompası teknolojisi mantık olarak ilk defa 1824 yılında Carnot tarafından buharlı güç çevriminin ters çalıştırılarak, çevreden alınan ısının başka bir ortama aktarılabilceğini fark etmesiyle ortaya çıkmış ancak fikir olarak ilk defa Lord Kelvin tarafından 1852 yılında ortaya atılmıştır. Avrupa' da ilk 1927 yılında bir evin ısıtılmasıyla kullanımına başlanan ısı pompası sistemleri giderek yaygınlaşmış 1940 yılından sonra Amerika' da kullanılmaya başlanmıştır. Soğuk bölgelerde karşılaşılan bazı problemler sebebiyle 1960 yıllarında kullanımı azalmaya başlayan ısı pompası sistemleri yerine doğrudan elektrikli ısıtıcılar tercih edilmiş ancak 1973 yılındaki enerji krizi sebebiyle tekrardan ısı pompası uygulamalarına dönmüş ve daha performanslı ısı pompası sistemleri geliştirilmiştir (Yamankaradeniz ve ark. 2013).

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimiyle aynı çevrime sahip olan ideal buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevriminde amaç yoğuşturucudan ısı çekerek bu ısıyı kullanmaktır (Denklem (3.6)). Bu çevrimin hesaplamaları ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi hesaplamalarıyla aynı olup ideal ısıtma tesir katsayısı denklem (3.7)' den hesaplanır.

$$\dot{Q}_{yoğuşturucu,ideal} = \dot{m}_s (h_{2s} - h_3) \quad (3.6)$$

$$ITK_{ideal} = \frac{\dot{Q}_{yoğuşturucu,ideal}}{\dot{W}_{K12s}} = \frac{h_{2s} - h_3}{h_{2s} - h_1} \quad (3.7)$$

Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının, yoğuşma sıcaklığı T_y ve buharlaşma sıcaklığı T_b ' yi kaynak olarak alan, Carnot ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı denklem (3.8)' den hesaplanır.

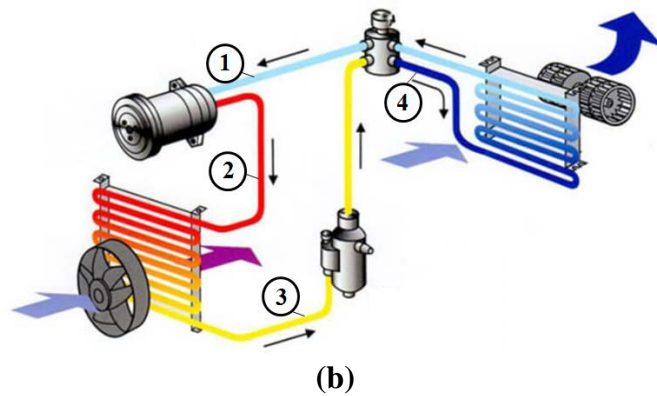
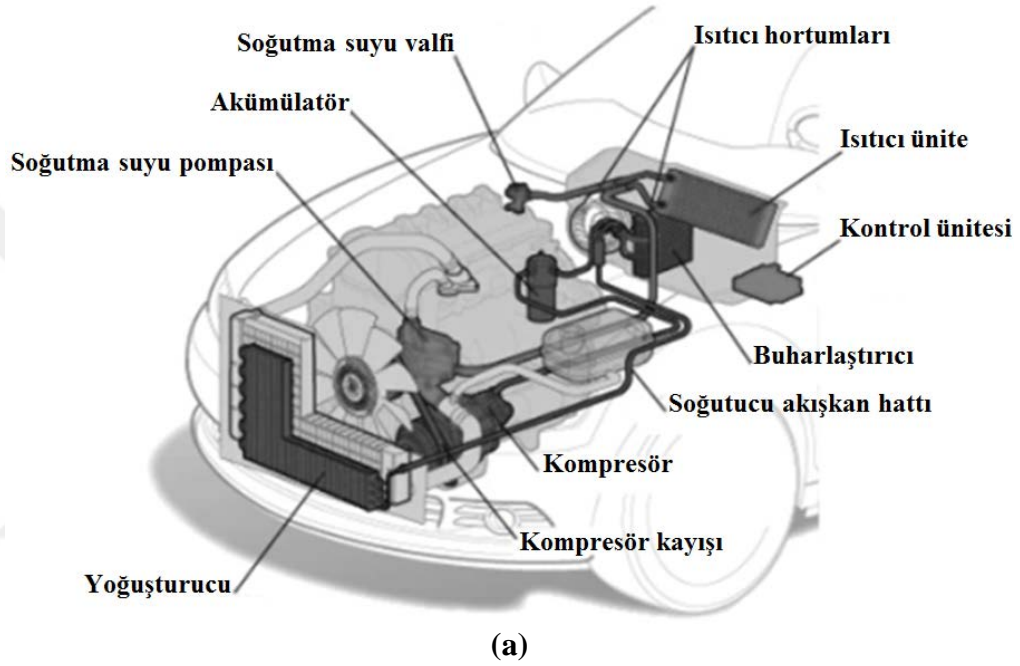
$$ITK_{Carnot} = \frac{T_y}{T_y - T_b} \quad (3.8)$$

Tersinmezliklerden dolayı gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi bazı noktalarda ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminden farklılıklar gösterir. İdeal çevrimde kompresöre doymuş buhar olarak giren soğutucu akışkanın uygulamada hassas bir şekilde kontrol edilememesinden dolayı ve soğutucu akışkanın kompresöre tamamen buhar fazında girdiğinden emin olmak için gerçek çevrimde soğutucu akışkanın bir miktar kızgın buhar halinde kompresöre girmesi sağlanır. İdeal çevrimde izantropik olan sıkıştırma işlemine gerçek çevrimde entropi değişimlerine sebep olan akış sürtünmesi ve ısı geçişi etkileri de dahil edilir. İdeal çevrimde kompresör basma basıncında yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, gerçek çevrimde kompresörden çıkıp genleşme valfine girene kadar az miktarda bir basınç kaybı yaşar. Soğutucu akışkanın tam yoğuşmadan genleşme valfine girmesi istenmediğinden ve uygulamada doymuş sıvı halinin hassas bir şekilde elde edilmesinin zorluğundan, soğutucu akışkan yoğuşturucudan genellikle aşırı soğutulmuş halde sıkıştırılmış sıvı bölgesinde çıkarılır (Yamankaradeniz ve ark. 2013).

3.2. Taşıtlarda Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimleri ve Elemanları

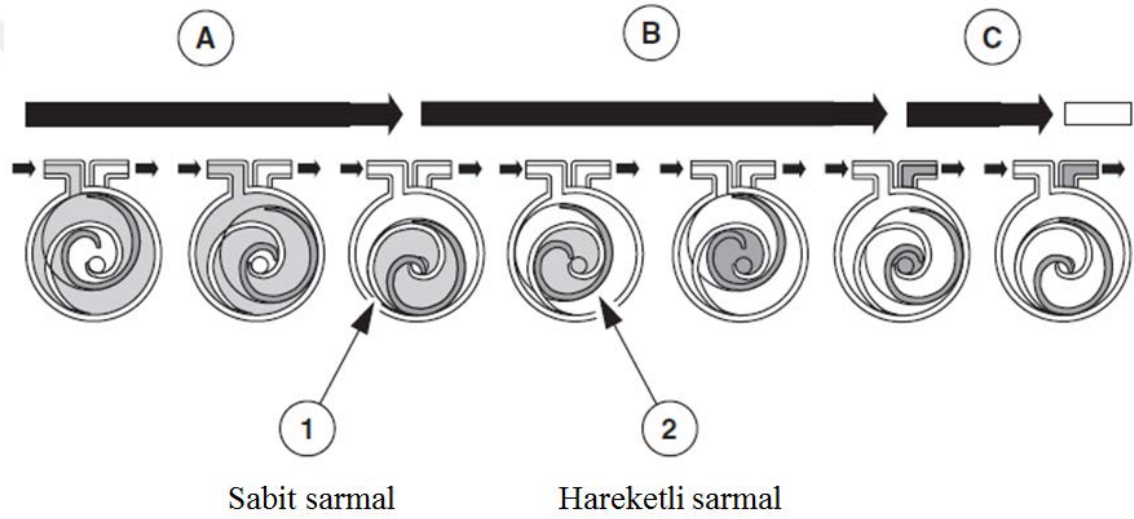
Taşıt kabin iç ortam havasını istenilen şartlarda tutabilmek için kullanılan klima ve ısı pompası sistemleri temelde buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir (Şekil 3.3 (a)). Ayrıca Şekil 3.1' de yer alan buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde yer alan noktaların taşıt buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri üzerindeki gösterimi Şekil 3.3 (b)' de görülmektedir. Bu çevrimde yer alan kompresörlerin temel görevi kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı yoğuşturucu basıncı ve sıcaklığına çıkarmak ve soğutucu akışkanın sürekli olarak çevrimde dolaşmasını sağlamaktır. Kompresörler, mekanik ya da elektrik tahrikli olabilmektedir. Ayrıca kompresör hacimleri sabit ve değişken olabilmektedir. Bir klima sisteminde kompresörün enerji tüketimi tüm enerji tüketiminin yaklaşık %80' i civarında olduğu düşünüldüğünde uygun kompresör seçiminin sistemin toplam verime etkisi oldukça önem arz etmektedir. Soğutucu

akışkanın kompresörde sıkıştırılması esnasında basıncı ve sıcaklığı ani şekilde yükselir. İdeal bir sistemde basınç değişimleri 2 ile 22.5 bar arasında, sıcaklık değişimleri 0 ile 110 °C arasında olur. Bunlara ek olarak kompresör yalnızca buhar fazındaki soğutucu akışkanı sıkıştırabilir. Sıvı fazda ya da kirli soğutucu akışkan girişi kompresöre zarar verir. Genel olarak eğik plakalı (krank ve aksel pistonlu), paletli (döner kanatçıklı) ve sarmal (scroll) olmak üzere üç tip kompresör bulunmaktadır (Daly 2006).



Şekil 3.3. (a) Taşıt iklimlendirme sistemi elemanları (Sapcı ve Heperkan 2018' den değiştirilerek alınmıştır) (b) Taşıtlarda buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (Anonim 2019b' den değiştirilerek alınmıştır)

İçten yanmalı motorlu taşıtlarda kullanılan en yaygın tip kompresör eğik plakalı kompresördür. Elektrikli taşıtlarda ise yüksek verim, sessiz çalışma, düşük başlangıç torku ve küçük boyutlu olması gibi özelliklerinden dolayı sarmal tip kompresör yaygın olarak kullanılmaktadır. Sarmal kompresör birbiri içine geçmiş iki sarmaldan oluşmaktadır. Her iki sarmal da silindir şeklinde bir yuva içinde olup bu sarmallardan biri hareketli diğeri sabittir. Hareketli sarmal, kompresör milinden tahrik olarak döndürülür. Şekil 3.4' te sarmal tip kompresörün çalışma prensibi şematik olarak verilmiş ve emme, sıkıştırma ve basma bölgeleri sırasıyla A, B ve C olarak belirtilmiştir.



Şekil 3.4. Sarmal tip kompresör çalışma prensibi (Daly 2006)

İki sarmal arasında sıkıştırma odaları bulunmaktadır. Sarmalın hareketiyle soğutucu akışkanın bu sıkıştırma odasına girmesi sağlanır. Ayrıca sarmalın şeklinden dolayı bu tip kompresörlerde emme valfine ihtiyaç duyulmaz. Emme aşaması hareketli sarmalın alt noktaya ulaşmasıyla sona erer. Sıkıştırma işlemi ise soğutucu akışkanın sarmalın ortasına doğru sürüklenmesi ve burada hacminin azalmasıyla gerçekleşir. Bu azalma esnasında soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı arzu edilen seviyelere yükselir. Basma işlemi ise sabit sarmalın ortasında yer alan valf aracılığıyla gerçekleştirilir. Bu valf ayrıca kompresörün çalışmadığı zamanlarda soğutucu akışkanın tekrar kompresöre doğru geri akışını engeller (Daly 2006).

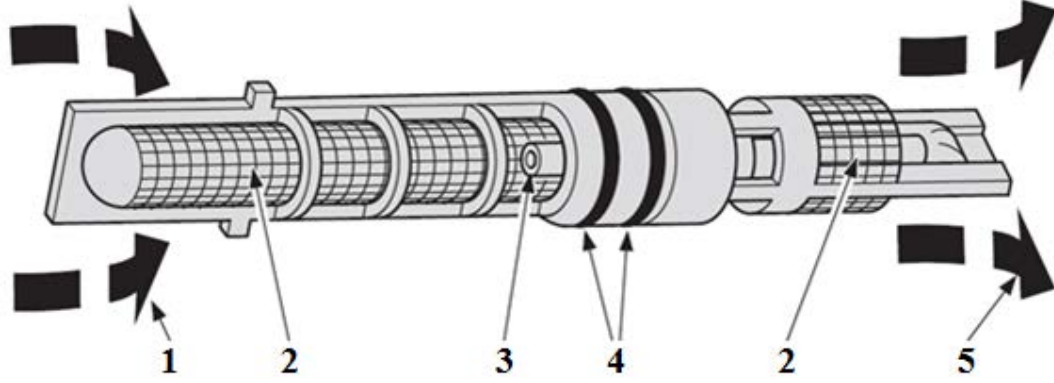
Motor tahrikli kompresörlerde, kompresörün çalışması manyetik kavrama ismi verilen elektromanyetik bir debriyaj ile sağlanır. Bu elemanın görevi taşıt çalışır durumdayken klima sisteminin devreye alındığında krank milinden hareket alarak kompresörü çalıştırmaktır (Anonim 2012).

Kompresör tarafından sıkıştırılmış yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkan yoğuşturucuda çevreye ısı atarak soğutulur ve sıvı fazına geçer. Yoğuşturucudaki ısı transferi soğutucu akışkanın kızgınlığının alınması, yoğuşması ve aşırı soğutulması olmak üzere üç aşamadan oluşur. Ayrıca yoğuşturucuda soğutucu akışkan tarafından atılan ısı miktarı buharlaştırıcıda çekilen ısı ile kompresörde sıkıştırma işlemi için yapılan iş miktarının toplamına eşittir. Yoğuşturucunun taşıt hareketi esnasında oluşan hava akımından yararlanabilmesi için taşıtın ön kısmına konumlandırılır. Taşıt düşük hızlarda seyrettiğinde ya da rölantide bekleme durumuna geçtiğinde ise yoğuşturucunun görevini devam ettirebilmesi için yoğuşturucunun önüne taşıt kapasitesine göre tekli ya da çiftli fan sistemleri yerleştirilir (Anonim 2012).

Sıvı haldeki soğutucu akışkanın depo edildiği, genişleme valfinin tıkanmasına sebep olabilecek her türlü yabancı maddenin filtrelendiği ve soğutucu akışkan neminin alındığı eleman nem kurutucu filtre olarak isimlendirilir. Sıvı ve gaz kurutucu olmak üzere iki farklı çeşidi vardır. Yoğuşturucu ve genişleme valfi arasına konumlandırılan sıvı kurutucu filtrenin görevleri sıvı haldeki soğutucu akışkana depo görevi görmek, genişleme valfine sadece sıvı haldeki soğutucu akışkanın geçişine izin vermek ve yabancı maddelerin genişleme valfine girmesini engellemektir. Gaz kurutucu filtre ise kompresöre sıvı halde soğutucu akışkan girmesine engel olmaktadır (Anonim 2012).

Genleşme valfi, yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın basıncını düşürerek düşük kuruluk dereceli doymuş sıvı-buhar karışımı haline getiren elemandır. Taşıt soğutma çevrimlerinde orifis tüp ve termal genişleme valfi olmak üzere iki tip genişleme valfi kullanılmaktadır. Orifis tüp, sabit kesitli bir genişleme valfi olup buharlaştırıcıya giden soğutucu akışkan miktarını ölçer (Şekil 3.5). Orifis tüpün giriş ve çıkışında bulunan iki adet filtre soğutucu akışkanın içerisinde yer alan yabancı maddeleri temizler. Termal genişleme valfi ise soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan kızgın buhar halinde çıkmasını

sağlayacak şekilde soğutucu akışkanın debisini ayarlayan elemandır. Bu eleman sayesinde buharlaştırıcıya sadece buharlaştırabileceği miktarda soğutucu akışkan girişi olur (Daly 2006).



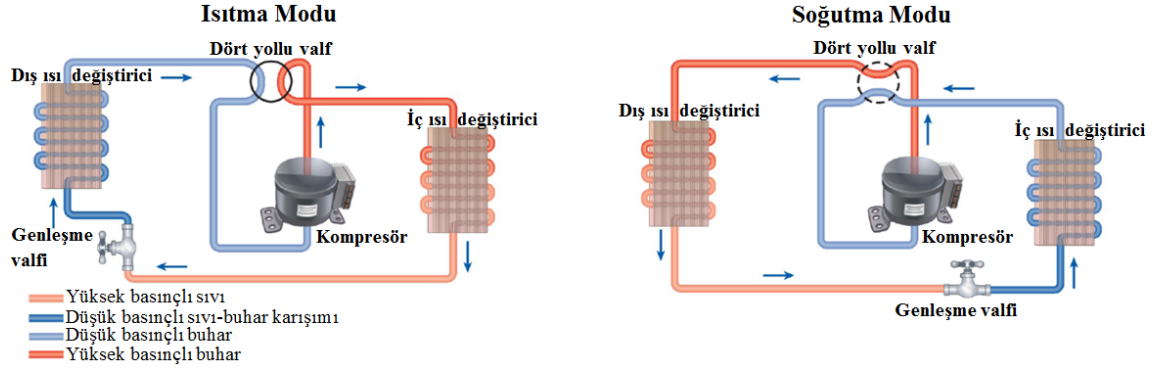
Şekil 3.5. Orifis tüp: 1-Yüksek basınç tarafından giriş 2-Filtre 3-Orifis tüp iç çapı 4-Soğutucu akışkanın kaçışını önleyen lastik halka 5-Düşük basınç tarafından çıkış (Daly 2006)

Taşıt kabin iç ortam havasının soğutulmasını sağlayan eleman buharlaştırıcıdır. Buharlaştırıcının içinde dolaşan soğutucu akışkan, buharlaştırıcının dış yüzeyindeki havayla etkileşimi sonucunda buharlaşır. Bu buharlaşma esnasında soğuyan hava fanlar yardımıyla taşıt kabin iç ortamına gönderilerek soğutma işlemi gerçekleşir. Başka bir deyişle soğutucu akışkanın buharlaşması esnasında çevreden çektiği ısıdan yararlanarak taşıt kabin iç ortamı soğutulur. Bu işlem esnasında buharlaştırıcı petekleri üzerinde hava içerisindeki nem yoğunlaşır ve boşaltma hattından dışarıya tahliye edilir.

Taşıt klima sisteminin çalışma basıncının 25-30 barın üstüne çıktığı ya da 1.5-2 barın altına düştüğü durumları algılayıp, sistemi oluşturan elemanların zarar görmemesi için manyetik kavramanın devre dışı kalmasını sağlayarak kompresörü durduran eleman presostatdır. Presostatın bir diğer görevi ise daha iyi soğutma sağlanabilmesi için sistemin çalışma basıncına göre yoğuşturucu fan devrinin yüksek ya da düşük seviyede çalışmasına karar vermesidir (Anonim 2012).

Taşıt kabin iç ortam havasının ısıtma ihtiyacı, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ısı pompası şeklinde çalıştırılmasıyla karşılanabilir. Isı pompası sistemi, buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin dört yollu valf kullanılarak ters yönde çalıştırılmasıdır ve iç ve dış

ortamdaki ısı değiştirici, kompresör, genişleme valfi ve dört yollu valf olmak üzere beş temel elemandan oluşmaktadır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Isı pompası sisteminin şematik gösterimi (Çengel ve Boles 2015' den değiştirilerek alınmıştır)

Bu sistemin en dikkat çeken elemanı dört yollu valf olup ısıtma ve soğutma durumlarına göre soğutma çevriminin yönünü değiştirir. Soğutma işlemi esnasında, sıkıştırılmış soğutucu akışkan buharı dört yollu valften geçerek sıvı faza yoğunlaştığı ve ısıyı dış ortama bıraktığı dış ortamdaki ısı değiştiricisine girmektedir. Sıvı fazdaki soğutucu akışkanın kısılma vanasında basıncı düştükten sonra iç ortamdaki ısı değiştiricisine girer ve burada dışarıdan ısı çekerek buharlaşır. Bu buharlaşma esnasında ise iç ortamda soğuma işlemi gerçekleşmiş olur. Daha sonra buharlaşan soğutucu akışkan dört yollu valf üzerinden tekrar geçerek kompresöre geri döner. Isıtma işlemi esnasında dört yollu valf akış yönünü değiştirir. Kompresörden çıkmış olan soğutucu akışkan buharı iç ortamdaki ısı değiştiricisine girerek burada ısıyı iç ortama verir ve sıvı fazına yoğunlaşır. Sıvı haldeki soğutucu akışkan kısılma vanasından geçtikten sonra dış ortamdaki ısı değiştiricisine girerek dış ortamdan ısı çeker ve buharlaşır. Son olarak buhar haldeki soğutucu akışkan kompresöre geri dönerek ısıtma çevrimi tamamlanmış olur. Isıtma işleminde iç ortamdaki ısı değiştirici yoğunlaştırıcı, dış ortamdaki ısı değiştirici ise buharlaştırıcı gibi davranır.

3.3. Bir Boyutlu Modelleme Yöntemi

Mühendislik sistemlerinin sayısal olarak modellendiği HAD yaklaşımı, karmaşık mühendislik problemlerinin çözümlenebilmesine olanak sağlamaktadır. Bir boyutlu modelleme yaklaşımı ise oluşturulan sistemin farklı koşullar altındaki dinamik davranışlarının anlaşılabilmesi için geliştirilmiş matematiksel ifadelerdir. Sistemi oluşturan elemanların birbirleriyle ilişkilendirilmesiyle oluşturulan bir boyutlu modeller, fiziksel bir olayı tanımlamada kullanıldığı için farklı disiplinleri içermektedir. Bir boyutlu modellemenin avantajlarının başında oluşturulan model üzerinde hızlı bir şekilde değişiklik yapılabilmesi ve sonuç alınabilmesidir. Bir boyutlu modelleme yöntemi, HAD yöntemindeki gibi geometri modeli içermediğinden dolayı model üzerinde bazı basitleştirmeler yapılması ve eşdeğer benzeşim modellerinin oluşturulması gerekmektedir. Bu basitleştirmeler ve eşdeğer benzeşim modellerinin oluşturulması esnasında çözümlenmek istenen problemin fiziksel yapısının doğru bir şekilde aktarılabilmesi oldukça önem arz etmektedir.

Gerçekleştirilen bu çalışma kapsamında, sahip olduğu geniş kütüphanesi sayesinde farklı mühendislik alanlarında modeller oluşturulabilmesine olanak sağlayan LMS Amesim yazılımı kullanılmış ve oluşturulan bir boyutlu modellerin dinamik davranışları geçici rejimde incelenmiştir. LMS Amesim yazılımının içerisinde yer alan Signal and Control, Hydraulic, Thermal Hydraulic, Thermal, Two-Phase Flow, Air-Conditioning ve Cooling isimli kütüphanelerden yararlanılmıştır. LMS Amesim yazılımında kullanılan elemanların denklemleri Ek 1' de detaylı olarak verilmiştir.

-Signal and Control

Bu kütüphanede yer alan elemanlar, dinamik fiziksel bir sistemin tüm sinyal ve kontrol blok diyagramların oluşturulmasında kullanılmaktadır.

-Hydraulic

Bu kütüphane, otomotivden havacılığa kadar birçok alanda kullanımı olan hidrolik sistemlerin tasarımı için oluşturulmuş bileşenleri ihtiva etmektedir. Ayrıca LMS

Amesim yazılımı, birden fazla akışkanın aynı anda kullanılmasına da imkan vermektedir.

-Thermal Hydraulic

Bu kütüphane, akışkan sıcaklığının sistemin genel davranışında öneme sahip olduğu hidrolik sistemlerin tasarlanması için oluşturulmuş bileşenleri içermekte ve akışkanlarda gerçekleşen ısı transferi olaylarının modellenmesinde kullanılmaktadır.

-Thermal

Bu kütüphane, iki sıcaklık noktası arasındaki iletimle ısı transferini modellemek için geliştirilmiştir.

-Two-Phase Flow

Bu kütüphane faz değişiminin gerçekleştiği tüm sistemlerde kullanılabilir. Bundan dolayı soğutucu akışkanlar ve katı yüzeyler arasındaki davranışlar göz önüne alındığında Thermal ve Air-Conditioning kütüphaneleriyle uyumlu bir şekilde kullanılabilir.

-Air-Conditioning

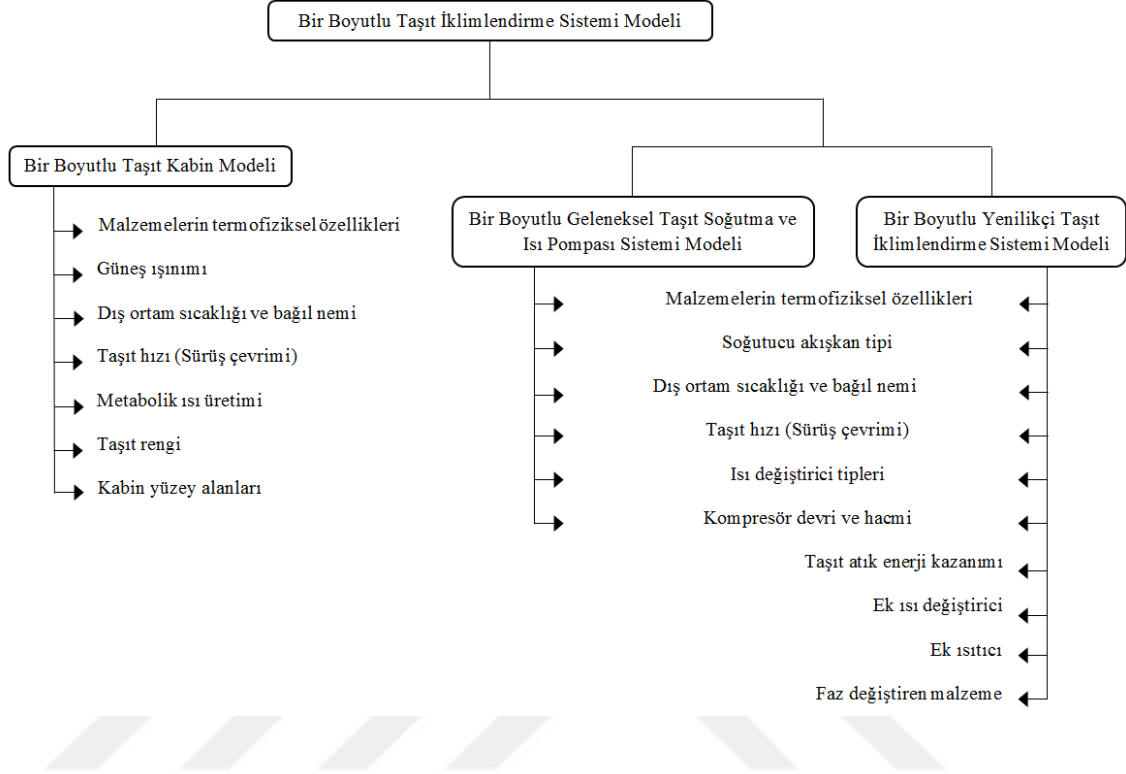
Bu kütüphane soğutma çevriminin modellenmesinde kullanılan bileşenleri içermektedir.

-Cooling Systems

Bu kütüphane, motor soğutma sisteminin daha performanslı bir şekilde gerçekleşmesine olanak verecek tasarımların oluşturulması için kullanılan bileşenlerden oluşmaktadır.

Yukarıda bahsedilen kütüphanelerde yer alan elemanların sistem yaklaşımıyla birleştirilmesiyle Bir Boyutlu Taşıt İklimlendirme Sistemi Modeli oluşturulmuştur (Şekil 3.7). Bir boyutlu bu model, taşıt iç ortam dinamiğini içeren taşıt kabin modeli ve kabin iç ortam hava sıcaklığının istenilen seviyelere ulaşmasını sağlayan ısıtma ve

soğutma sistem modelleri olmak üzere iki alt modelden oluşmaktadır. Bu modeller sonraki bölümlerde detaylı bir şekilde açıklanacaktır.

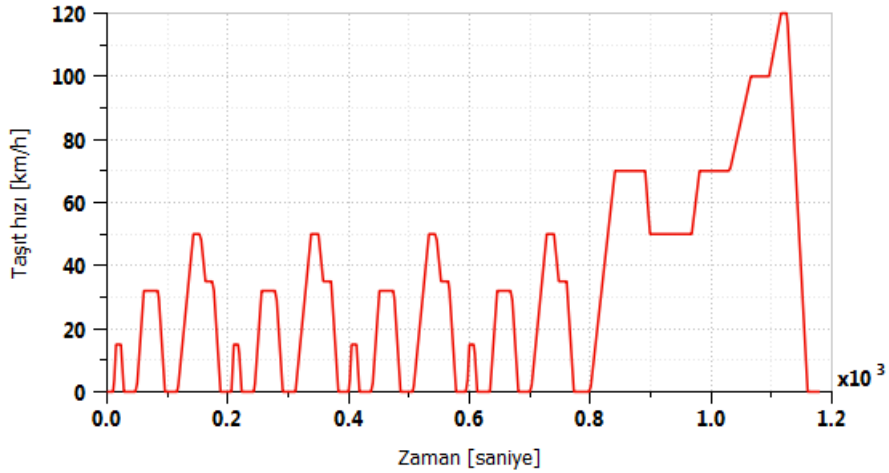


Şekil 3.7. Bir boyutlu taşıt iklimlendirme sistemi modeli

Bir Boyutlu Taşıt Kabin Modeli kullanılarak dış ortamda bekletme (Soaking analysis) analizleri gerçekleştirilmiştir. Isıtma ve soğutma analizleri ise Bir Boyutlu Taşıt İklimlendirme Sistemi Modelleri kullanılarak New European Driving Cycle (NEDC) sürüş çevrimi şartları altında gerçekleştirilmiştir. Bu sürüş çevrimi, Urban Driving Cycle (UDC) ve Extra Urban Driving Cycle (EUDC) olmak üzere iki alt çevrimden oluşmaktadır. UDC ve EUDC çevrim süreleri ise sırasıyla 195 ve 400 saniyedir.

Bu sürüş çevriminde, taşıt çalıştırılır ve ilk 11 saniye boyunca 0 km/saat hızda bekletilir. Sonrasında yavaş bir şekilde hızlandırılarak 4 saniyede taşıt hızı 15 km/saat' e yükseltilir ve bu hızda 8 saniye kalması sağlanır. 5 saniyede taşıt hızı 0 km/saat olacak şekilde yavaşlatılır ve 21 saniye boyunca taşıt hareketsiz bekletilir. 12 saniyede taşıt hızı 32 km/saat olacak şekilde ivmelendirilir ve bu hızda 24 saniye kalması sağlanır. 11 saniyede taşıt hızı 0 km/saat olacak şekilde yavaşlatılır ve tekrar 21 saniye boyunca taşıt

hareketsiz bekletilir. 26 saniyede taşıt hızı 50 km/saat olacak şekilde ivmelendirilir ve bu hızda 12 saniye kalması sağlanır. Sonrasında 8 saniyede 35 km/saat olacak şekilde yavaşlatılır ve bu hızda 13 saniye kalması sağlanır. 12 saniyede taşıt hızı 0 km/saat olacak şekilde yavaşlatılır ve 7 saniye boyunca taşıt hareketsiz bekletilerek UDC çevrimi tamamlanır. Bu çevrim dört defa tekrarlanır ve son tekrarın bitişinden itibaren EUDC çevrimi başlatılır. EUDC çevriminin ilk 20 saniyesinde taşıt 0 km/saat hızda bekletilir. Sonrasında yavaş bir şekilde hızlandırılarak 41 saniyede taşıt hızı 70 km/saat' e yükseltilir ve bu hızda 50 saniye kalması sağlanır. Taşıt hızı, 8 saniyede 50 km/saat' düşürülür ve bu hızda 69 saniye boyunca kalması sağlanarak 13 saniyede tekrar 70 km/saat' e yükseltilir ve tekrar 50 saniye bu hızda kalması sağlanır. Sonrasında 35 saniyede taşıt hızı 100 km/saat' e yükseltilir ve 30 saniye bu hızda kalması sağlanır. 20 saniyede taşıt hızı NEDC sürüş çevriminin en yüksek hızı olan 120 km/saat' e yükseltilir ve 10 saniye bu hızda kalması sağlanır. Son olarak 34 saniyede taşıt hızı 0 km/saat olacak şekilde yavaşlatılır ve 20 saniye boyunca taşıt hareketsiz bekletilerek EUDC çevrimi tamamlanır. Dört tekrar UDC ve bir tekrar EUDC çevriminin birleşmesinden oluşan NEDC çevrimi toplam 1180 saniye sürmektedir (Şekil 3.8).



Şekil 3.8. NEDC sürüş çevrimi

3.4. Bir Boyutlu Taşıt Kabin Modeli

Bir boyutlu analizlerde kullanılacak olan taşıt kabini LMS Amesim kütüphanesinde yer alan taşıt kabini modelinden yararlanılarak oluşturulmuş ve bu modelin sınır şartları,

sonuçların karşılaştırılabilmesi için literatürde yer alan Petrone (2018) tarafından gerçekleştirilmiş olan tez çalışmasından alınmıştır. Bir boyutlu taşıt kabin modelinde kullanılan temel elemanlar Şekil 3.9’ da listelenmiştir.



Şekil 3.9. Taşıt kabin modelinde kullanılan elemanlar

Şekil 3.9’ da yer alan 1 numaralı eleman, katı malzemeleri yoğunluk, özgül ısı ve ısı iletkenlik değerleriyle tanımlamada kullanılır. LMS Amesim kütüphanesinde tanımlanmış malzemelerin kullanılabileceği gibi bu kütüphanede yer almayan malzemelerin termal özellikleri sabit katsayılarla ya da sıcaklığın fonksiyonu olarak programın kütüphanesine tanımlanarak kullanılabilir. Bu çalışmada oluşturulan modelde ise LMS Amesim kütüphanesinde yer alan malzemeler kullanılmıştır.

Şekil 3.9’ daki 2 numaralı eleman bir ısı kütleyi ifade etmektedir. Bu elemanı modele ekleyebilmek için kütesinin ya da hacminin, ilk sıcaklık değerinin ve katı malzeme tipinin tanımlanması gerekmektedir. Oluşturulan modelde farklı katı malzemeler eklenmek istendiğinde her bir katı model için ayrı bir ısı kütle ve malzeme tipi tanımlanmalıdır. Her bir ısı kütleinin dört farklı bağlantı noktası bulunmakta ve ısı transferi bu noktalar üzerinden gerçekleşmektedir.

Toplam kütle yaklaşımıyla içerisinde sıcaklık gradyeni göz ardı edilerek modellenen ısı küttelede, dört bağlantı noktasındaki sıcaklık değerleri aynıdır. Bu sıcaklık değerinin zamana göre değişimi ise denklem (3.14)’ ten hesaplanır.

$$\dot{Q} = m c_p \frac{dT}{dt} \quad (3.14)$$

Isıl kütle bağlantı noktalarının adyabatik olması veya ısı kütle sayısının arttırılması istendiğinde, sırasıyla Şekil 3.9' da yer alan 3 ve 4 numaralı elemanlardan yararlanır.

Şekil 3.9' da yer alan 5 numaralı eleman, kabin içerisindeki ısı transferinin gerçekleştiği nemli hava kaynağını temsil etmektedir. Nemli hava kaynağının model içerisinde kullanılabilmesi için sıcaklık, basınç, bağıl nem ve havanın kütleli debi değerlerinin tanımlanması gerekmektedir.

Şekil 3.9' da yer alan 6 numaralı eleman ise kapalı bir hacmin sıcaklığının ve bağıl neminin hesaplanması için kullanılan nemli hava elemanıdır. Bu çalışma kapsamında oluşturulan taşıt kabini modelinde kabin iç hacmini temsil etmek için kullanılmıştır.

Nemli hava elemanını model içerisinde kullanabilmek için havanın kütleli debisinin, bağıl nemin, basıncın ve sıcaklığın başlangıç değerlerinin yanı sıra temsil edilmek istenen kapalı hacminin değeri de tanımlanmalıdır.

Şekil 3.9' da yer alan 7 numaralı eleman, iki sıcaklık noktası arasındaki iletimle gerçekleşen ısı transferinin hesaplanmasında kullanılan elemandır.

İletimle ısı transferi mekanizmasının modele tanımlanabilmesi için iletimin gerçekleşeceği iki nokta arasındaki mesafe, ısı transferi alanı, malzemenin ısı iletim katsayısı ve sıcaklık değerleri bilinmelidir. Tüm bu değerler denklem (3.15)' te yerine konulduğunda iletimle gerçekleşen ısı transferi miktarı hesaplanır.

$$\dot{Q}_{iletim} = -k A \frac{dT}{dx} \quad (3.15)$$

Şekil 3.9' da yer alan 8 numaralı eleman, dış akışın olduğu ortamlarda doğal ve zorlanmış taşınım ile gerçekleşen birleşik taşınım olayını ifade etmektedir.

Yüzey üzerinde gerçekleşen taşınımın ısı transferini hesaplayabilmek için Reynolds, Grashof, Prandtl sayıları ve uygun korelasyonlar kullanılarak Nusselt sayısı hesaplanır (Denklem (3.16)-(3.19)).

$$Re_L = \frac{U L}{\nu} \quad (3.16)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (3.17)$$

$$Gr = \frac{g \beta L^3 (T_y - T_\infty)}{\nu^2} \quad (3.18)$$

$$Ra = Pr Gr \quad (3.19)$$

Üzerinden taşınımın ısı transferinin gerçekleştiği yüzeylerin konumlandırılmalarına göre kullanılan ampirik bağıntılar değişmektedir. Dikey yüzeyler üzerinde doğal taşınım hem laminar hem de türbülanslı akış için Nu sayısı Churchill ve Chu tarafından önerilen denklem (3.20)' den hesaplanır (Kılıç Ve Yiğit, 2004).

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.20)$$

Yüzey yatay konumda ise sıcaklık yönünü de göz önünde bulundurarak Nu sayısı, sıcak yüzey yukarı doğru veya soğuk yüzey aşağı doğru ise denklem (3.21) veya (3.22), sıcak yüzey aşağı doğru veya soğuk yüzey yukarı doğru ise denklem (3.23) kullanılarak hesaplanır (Kılıç Ve Yiğit, 2004).

$$Nu_L = 0.54 Ra_L^{1/4} \quad (10^4 \leq Ra \leq 10^7) \quad (3.21)$$

$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{1/3} \quad (10^7 \leq Ra \leq 10^{11}) \quad (3.22)$$

$$Nu_L = 0.27 Ra_L^{1/4} \quad (10^5 \leq Ra \leq 10^{11}) \quad (3.23)$$

Düzlem levha üzerinden gerçekleşen zorlanmış taşınım için Nu sayısı laminar ve türbülanslı akış için sırasıyla denklem (3.24) ve (3.25)' ten hesaplanır (Kılıç Ve Yiğit, 2004).

$$Nu_L = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.24)$$

$$Nu_L = (0.037 Re^{4/5} - 871) Pr^{1/3} \quad (3.25)$$

Birleşik doğal ve zorlanmış taşınım olduğunda Nu sayısı denklem (3.26)' dan hesaplanır. Burada (+) işareti desteklenen ve çapraz akışlar için, (-) işareti ise engellenen (ters) akışlar için kullanılır. Denklem (3.26)' deki n sayısı düşey levhalarda her iki taşınımın birbirini artırması ve azaltması durumunda 3, yatay levhalarda çapraz akış durumunda ise 3.5' tir (Kılıç Ve Yiğit, 2004).

$$Nu^n = Nu_{doğal}^n \pm Nu_{zorlanmış}^n \quad (3.26)$$

Isı taşınım katsayısı denklem (3.27)' den hesaplanarak denklem (3.28)' de yerine konulduğunda taşınım ile gerçekleşen toplam ısı transfer miktarı hesaplanır.

$$h_m = \frac{Nu_L k}{L} \quad (3.27)$$

$$\dot{Q}_{taşınım} = h_m A (T_y - T_\infty) \quad (3.28)$$

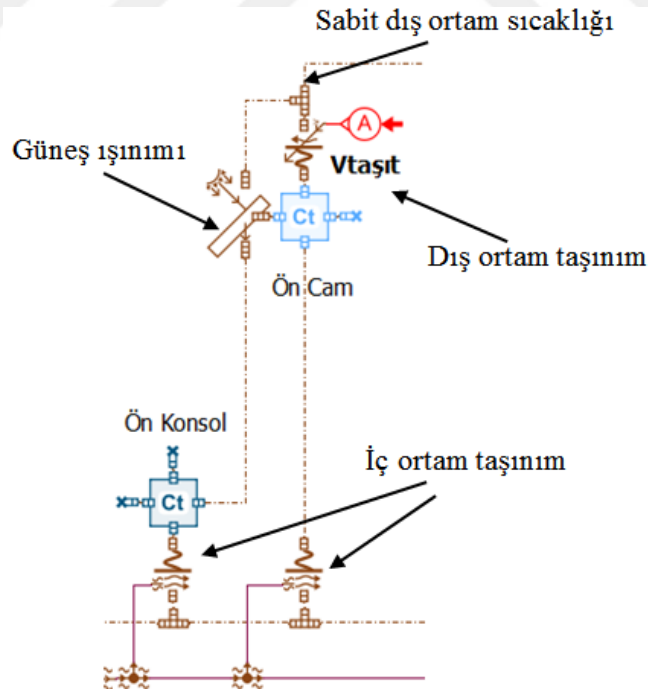
Şekil 3.9' da yer alan 9 numaralı eleman ise iç ortamda nemli hava ile yüzeyler arasında doğal ve zorlanmış taşınım ile gerçekleşen birleşik taşınım olayını ifade etmektedir. Bir önce tanımlanan elemandan farklı olarak bu elemanda iç ortamdaki taşınımı hesaplayabilmek için hava akış portu yer almaktadır. Dış ortamdaki akış olduğunda akışkan sıcaklığı sabit kabul edilebilir. Ancak kapalı hacimlerde akışkan sıcaklığı sürekli değiştiğinden dolayı taşınım ile ısı transferi miktarı da sürekli değişim gösterir. 9

numaralı eleman iç ortamda gerçekleşen taşınım ile ısı transferini daha doğru bir şekilde modellemek için kullanılır.

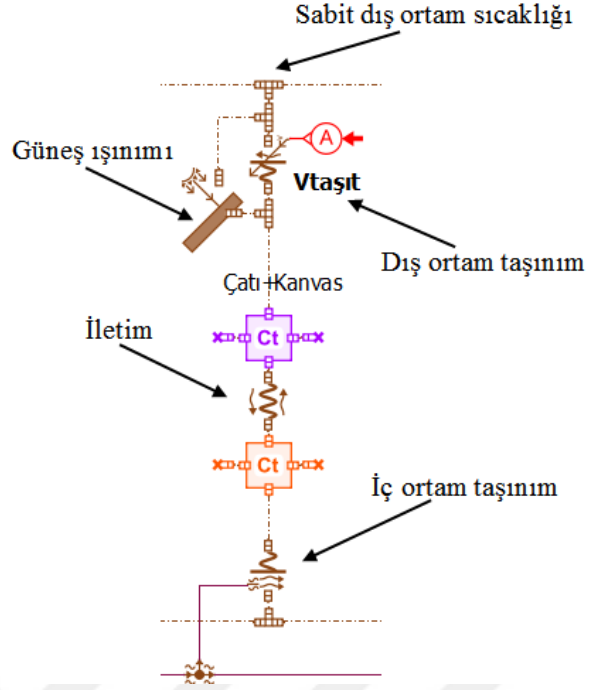
Şekil 3.9’ da yer alan 10 ve 11 numaralı elemanlar sırasıyla saydam ve opak yüzeylerde gerçekleşen ışınlama ile ısı transferini ifade etmektedir. Yüze gelen ışınlama yüzey tarafından yutulabilir, yansıtılabilir ya da yüzeyden geçebilir. Taşıt kabini modelinde yer alan cam gibi saydam yüzeylerde ışınlama geçirilirken metal gibi opak yüzeylerde ise daha çok yutulmaktadır. Bu yüzeylerde gerçekleşen ışınlama ile ısı transferi ise denklem (3.29)’ dan hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ışınlama} = \sigma \varepsilon A (T_y^4 - T_c^4) \quad (3.29)$$

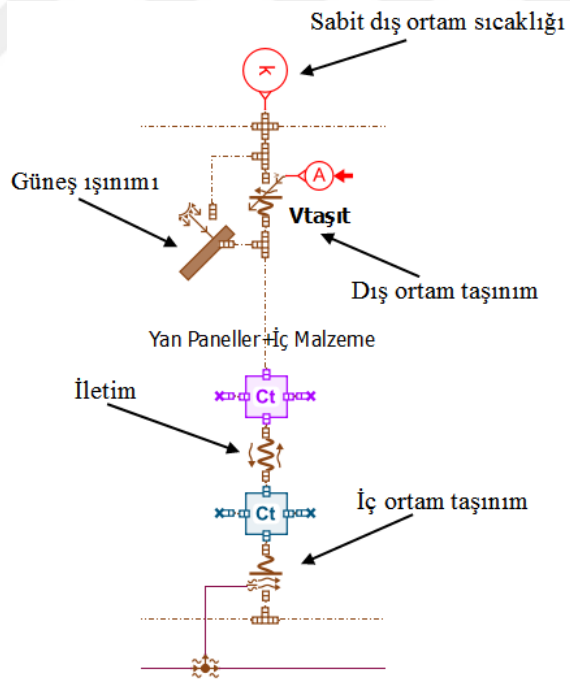
Bir boyutlu taşıt kabini modelinde gerçekleşen ısı transferi mekanizmaları ön cam, çatı, yan paneller, yan ve arka camlar olmak üzere dört farklı alt bölgeye ayrılarak Şekil 3.10-3.13’ te detaylı olarak gösterilmiştir.



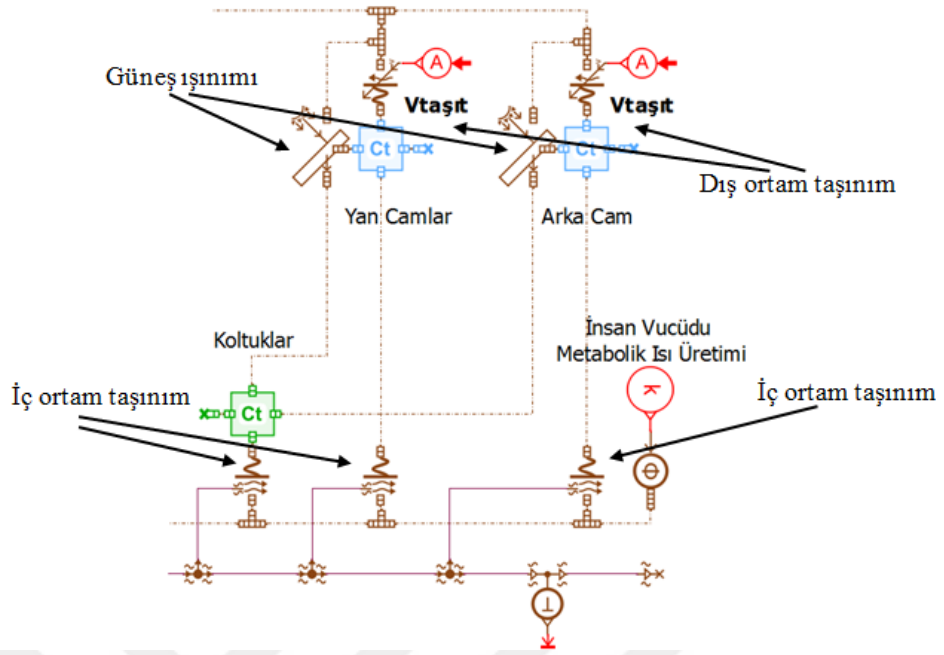
Şekil 3.10. Taşıt kabini ön cam ve ön konsol bölgesi



Şekil 3.11.Taşıt kabini çatı bölgesi



Şekil 3.12.Taşıt kabini yan panel bölgesi

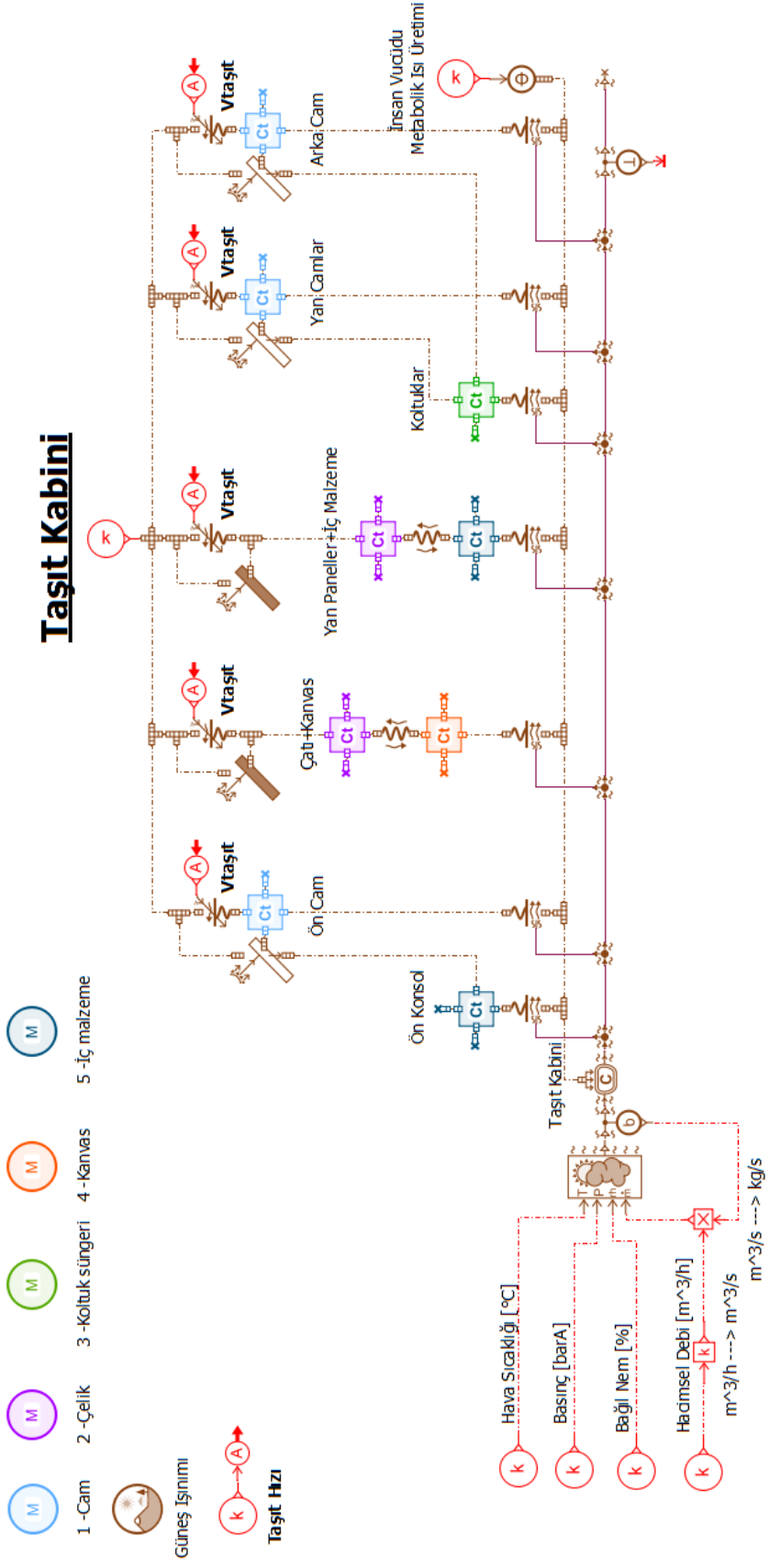


Şekil 3.13.Taşıt kabini yan ve arka cam bölgesi

Bu çalışma kapsamında yapılan dış ortamda bekletme, ısıtma ve soğutma analizlerinde kullanılmak üzere oluşturulan bir boyutlu taşıt kabin modelinin tamamı Şekil 3.14' te görülebilir. Şekilde yer alan taşıt kabin modeli dış ortamda bekletme analizlerinde tekil olarak kullanılmıştır. Isıtma ve soğutma analizlerinde ise taşıt soğutma ve ısı pompası çevrim modelleriyle birleştirilerek kullanılmıştır.



Taşıt Kabini



Şekil 3.14. Bir boyutlu taşıt kabin modeli

Dış ortamda bekletme analizlerinin doğrulamasını yapabilmek için sınır şartları literatürde yer alan Petrone (2018) tarafından gerçekleştirilmiş tez çalışmasından alınmıştır. Modelde kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri ve taşıt kabin elemanlarının yüzey alanları Çizelge 3.1 ve 3.2’ de listelenmiştir.

Çizelge 3.1. Malzemelerin termofiziksel özellikleri

	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kg K]	k [W/m K]
Cam	2500	800	0.7
Çelik	7800	500	50
Koltuk süngeri	500	1000	0.3
Kanvas	50	1300	0.04
İç malzeme	1050	1300	0.2

Çizelge 3.2. Yüzey alanları

	[m ²]
Yan paneller	4.754
Ön konsol	1.36
Kabin kesiti	3.5
Çatı	2.6
Koltuklar	2.5
Ön cam	0.84
Yan camlar	0.5
Arka cam	0.297

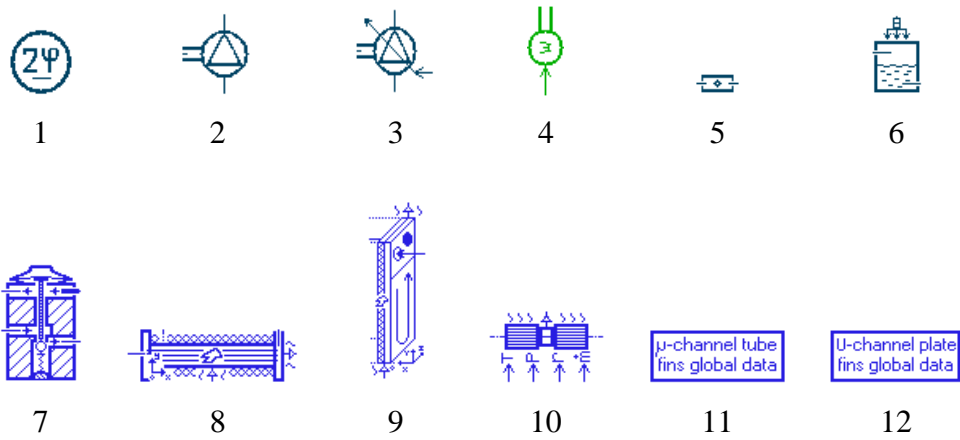
Taşıt kabin modelinin iç hacmi 2.78 m³ olup ortalama binek tipi bir taşıt olarak kabul edilebilir. Taşıt renginin soğurma katsayısı 0.9 ise alınmıştır. Ayrıca dış ortamda bekletme analizleri boyunca taşıt iklimlendirme sistemi kapalı olduğundan taşıt menfezlerinden hava akışı olmamaktadır. Taşıt kabini başlangıç bağıl nem ve sıcaklık değerleri ise sırasıyla %70 ve 35 °C alınmıştır. Bunlara ek olarak dış ortamda bekletme analizi taşıt kabin modeli içerisinde insan olmadan, 35 °C dış ortam sıcaklığında ve 800 W/m² güneş ışınımı altında, 3600 saniye boyunca park halinde olan bir taşıt için

gerçekleştirilmiştir. Ayrıca güneş ışınımının etkisini daha iyi gözlemleyebilmek için 600 ve 1000 W/m² güneş ışınımı değerlerinde de dış ortamda bekletme analizleri gerçekleştirilmiştir.

3.5. Bir Boyutlu Geleneksel Taşıt Soğutma ve Isı Pompası Sistemi Modeli

Bir boyutlu analizlerde kullanılacak olan geleneksel taşıt soğutma sistemi LMS Amesim kütüphanesinde yer alan klima sistemi modelinden yararlanılarak oluşturulmuştur. Geleneksel taşıt soğutma sistemi modelinin sınır şartları da sonuçların karşılaştırılabilmesi için önceki bölümde kabin modelinin doğrulanmasında kullanılan referans çalışmasından alınmıştır. Bu çalışmada ayrıca geleneksel taşıt soğutma sistemi modeli elemanları, soğutma çevriminin yönünü tersine çevirecek şekilde birleştirilerek sistemin ısı pompası şeklinde görev yapmasına olanak sağlayacak şekilde yeniden oluşturulmuş ve taşıt kabini ısıtma ihtiyacı geleneksel taşıt soğutma sistemi elemanları kullanılarak karşılanmaya çalışılmıştır.

Geleneksel taşıt soğutma sistemi modeli, içten yanmalı motorlu taşıtlar için uygun elemanlardan oluşmaktadır. Bu elemanlardan elektrikli taşıtlarda kullanımı uygun olmayanlar, ısı pompası sistemi modeline dahil edilmemiştir. Bir boyutlu geleneksel taşıt iklimlendirme sistemi modelinde yer alan temel elemanlar Şekil 3.15' te listelenmiştir.



Şekil 3.15. Geleneksel taşıt iklimlendirme sistemi modelinde kullanılan elemanlar

Şekil 3.15' te yer alan 1 numaralı eleman, bir boyutlu modelde kullanılan soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinin tanımlanmasında kullanılır. Geleneksel taşıt soğutma sistemi modelinde R-1234yf ve R-134a soğutucu akışkanları kullanılırken ısı pompası sistemi modelinde ise sadece R-1234yf soğutucu akışkanı tercih edilmiştir.

Şekil 3.15' te yer alan 2 ve 3 numaralı eleman, sabit ve değişken hacimli kompresörlerin modele tanımlanmasında kullanılır. Sabit hacimli kompresör, soğutucu akışkanın girdiği, çıktığı ve kompresör devrinin belirlendiği toplam üç porttan meydana gelmektedir. Bu eleman, elektrikli taşıtlarda yaygın olarak kullanılan düşük hacim ve yüksek devirlerde çalışan sarmal tip kompresörün modellenmesinde kullanılmıştır. Değişken hacimli kompresör ise ilave olarak kompresör hacminin ayarlanmasını sağlayan sinyal portuna sahiptir.

Şekil 3.15' te yer alan 3 numaralı eleman ise hacimsel ve izantropik verimli değişken hacimli kompresörünün tanımlanmasında kullanılır. Bu eleman bir önceki elemana ek olarak kompresör hacminin ayarlanmasını sağlayan sinyal portuna sahiptir.

Şekil 3.15' te yer alan 4 numaralı eleman, girilen boyutsuz değeri açısal hıza çevirerek kompresör kullanımına uygun hale getirir.

Şekil 3.15' te yer alan 5 numaralı eleman, taşıt iklimlendirme sisteminde yer alan adyabatik boruların modellenmesinde kullanılır.

Şekil 3.15' te yer alan 6 numaralı eleman, taşıt iklimlendirme sisteminde yer alan sıvı kurutucunun modellenmesinde kullanılır.

Şekil 3.15' te yer alan 7 numaralı eleman, taşıt iklimlendirme sisteminde yer alan termal genişleme valfinin modellenmesinde kullanılır. Bu elemanın karakteristik özellikleri dört bölge diyagramla tanımlanır. Bu diyagramda birinci bölge buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı ile buharlaştırıcı çıkış basıncı arasındaki ilişkiyi, ikinci bölge buharlaştırıcı çıkış basıncı ile valf açıklığı arasındaki ilişkiyi, üçüncü bölge valf açıklığı ile soğutucu akışkan

kütlesel debisi arasındaki ilişkiyi gösterir. Bu bölgelerdeki eğriler birbirleriyle ilişkili olduğu için dördüncü bölgeyi modele tanımlamaya gerek duyulmamaktadır. Bu bölgedeki eğri birinci ve üçüncü bölgeden çıkarılabilmektedir.

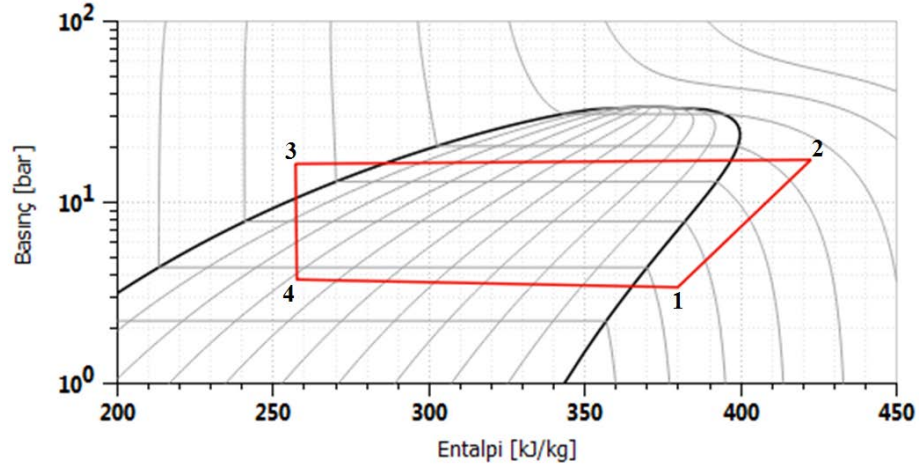
Şekil 3.15' te yer alan 8 numaralı eleman, mikro kanal borulu kanatlı ısı değiştiricisinin taşıt iklimlendirme sisteminde modellenmesi için kullanılır. Bu eleman geleneksel soğutma sistemlerinde yoğuşturucu olarak görev yapmaktadır. Diğer yandan ısı pompası olarak tasarlanan modelde buharlaştırıcı olarak görev yapmaktadır.

Şekil 3.15' te yer alan 9 numaralı eleman, U kanal plakalı kanatlı ısı değiştiricisinin taşıt iklimlendirme sisteminde modellenmesi için kullanılır. Bu eleman geleneksel soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı olarak görev yapmaktadır. Diğer yandan ısı pompası olarak tasarlanan modelde ise yoğuşturucu olarak görev yapmaktadır.

Şekil 3.15' te yer alan 10 numaralı eleman, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden nemli hava akışının sağlanmasını modellemek için kullanılır.

Şekil 3.15' te yer alan 11 ve 12 numaralı elemanlar, sırasıyla mikro kanal borulu kanatlı ısı değiştiricisi ve U kanal plakalı kanatlı ısı değiştiricisi özelliklerinin toplu bir şekilde tanımlanabilmesi için kullanılır.

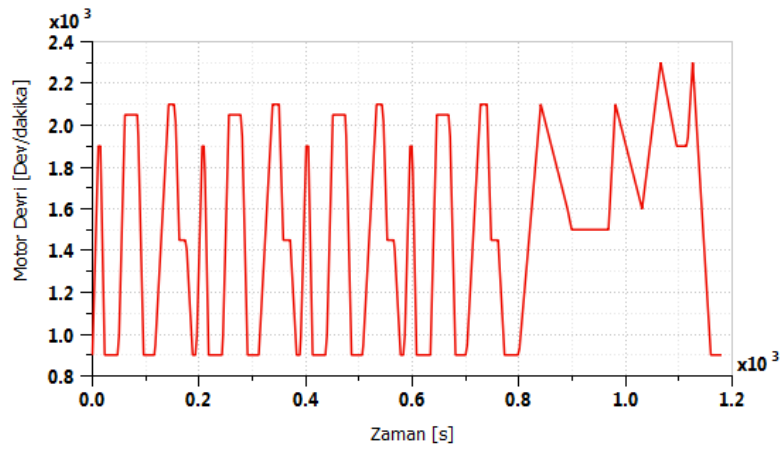
R-134a ve R-1234yf soğutucu akışkanlarının soğutma performanslarının karşılaştırılabilmesi için bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi modelinde her iki soğutucu akışkanın kullanılmasıyla NEDC sürüş çevrimi koşullarında analizler gerçekleştirilmiştir. LMS Amesim programında yer alan soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinin tanımlı olduğu kütüphanelerden yararlanılarak tüm sürüş çevrimi boyunca anlık $\ln P-h$ diyagramları elde edilmiş ve ihtiyaç duyulan İTK-STK hesaplamalarında kullanılmıştır (Şekil 3.16).



Şekil 3.16. LMS Amesim programı lnP-h diyagram gösterimi

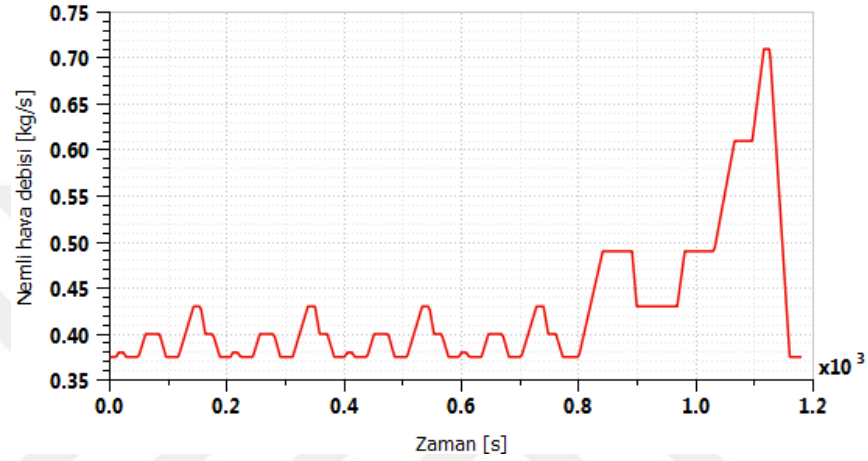
Geleneksel taşıt soğutma sisteminde değişken hacimli kompresör modeli kullanılmış olup maksimum ve minimum hacim değerleri sırasıyla 140 ve 20 cm³ tür. Bu hacim değeri kabin iç ortam sıcaklığından gelen sinyaller doğrultusunda değişiklik göstermektedir.

İçten yanmalı motorlu taşıtlarda yer alan kompresörler kayış vasıtasıyla motor krank milinden tahrik edildiğinden dolayı, kompresör devrinin motor devriyle orantılı bir şekilde değiştiğinden daha önce bahsedilmişti. Bu doğrultuda bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi modelinde yer alan kompresör devrinin NEDC sürüş çevrimine göre değişimi Şekil 3.17’ de görülmektedir.



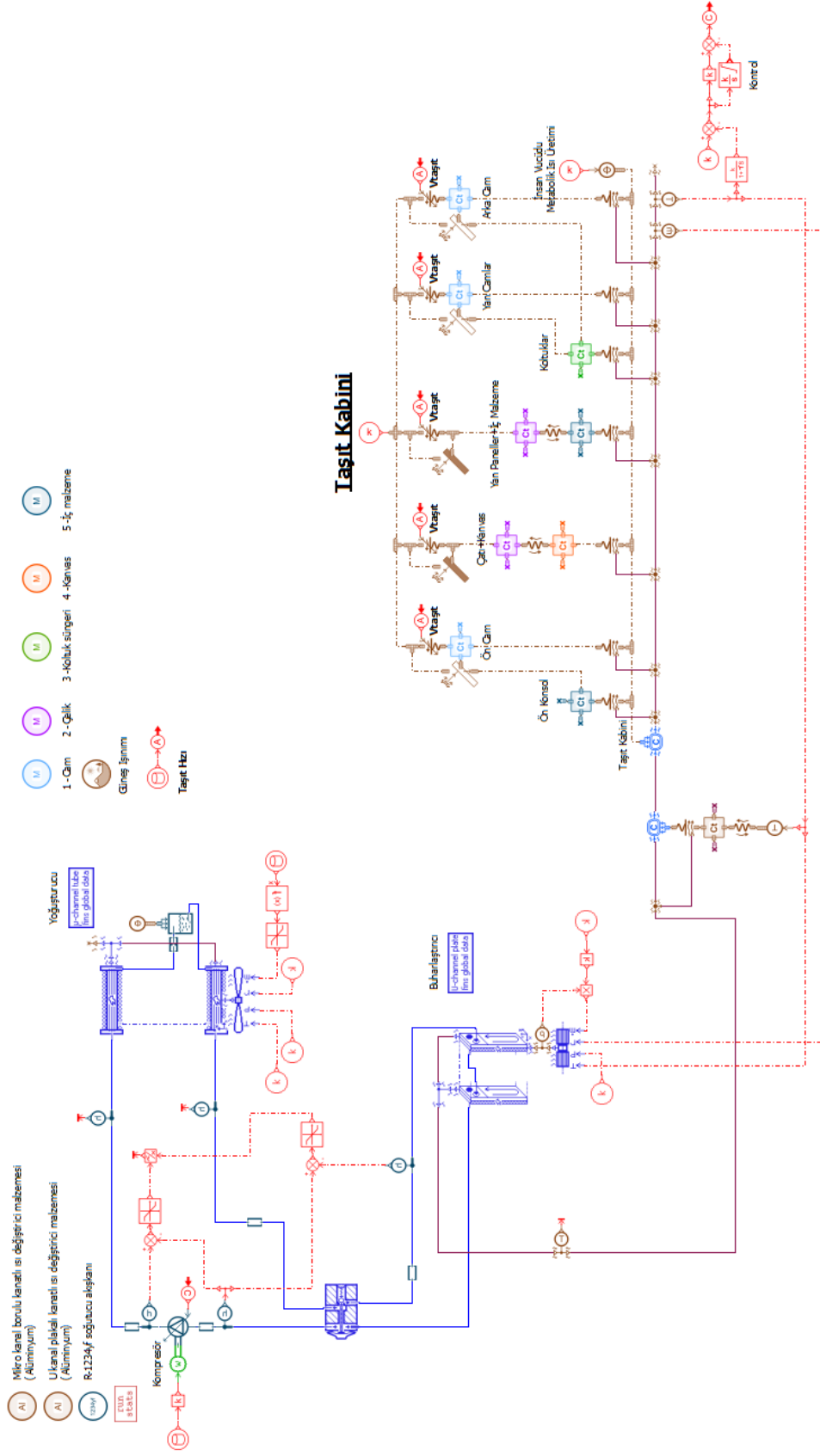
Şekil 3.17. Kompresör devrinin zamana göre değişimi

Taşıtın ön kısmına konumlandırılan yoğuşturucu üzerinden geçen havanın debisi taşıt hızından doğrudan etkilenmektedir. Şekil 3.18’ de yoğuşturucu üzerinden geçen nemli hava debisinin taşıt hızına göre değişimi görülmektedir. Diğer yandan kaput altına konumlandırılan buharlaştırıcı üzerinden referans çalışmadaki gibi 450 kg/saat debisinde nemli hava akmaktadır.



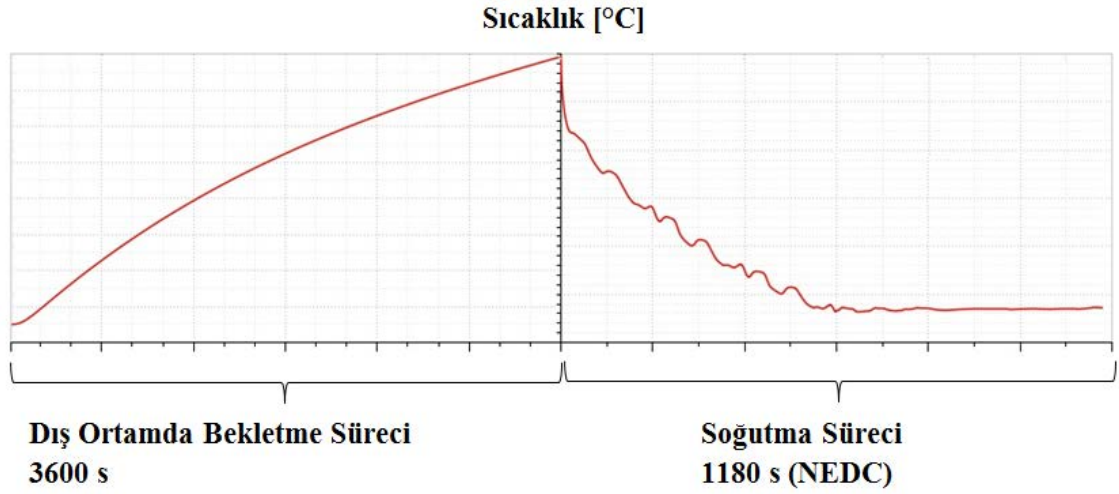
Şekil 3.18. Yoğuşturucu üzerinden geçen nemli hava debisinin zamana göre değişimi

Bu çalışma kapsamında geleneksel iklimlendirme sistemi elemanları kullanılarak oluşturulan bir boyutlu soğutma sistemi modelinin daha önceden oluşturulmuş taşıt kabin modeliyle bağlantılı hali Şekil 3.19’ da görülebilir.



Şekil 3.19. Bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi ve taşıt kabin modeli

Dış ortamda bekletme analizlerinden elde edilen taşıt kabin iç ortam sıcaklık ve bağıl nem değerleri, soğutma analizleri için başlangıç sınır şartları olarak kabul edilmiştir (Şekil 3.20).

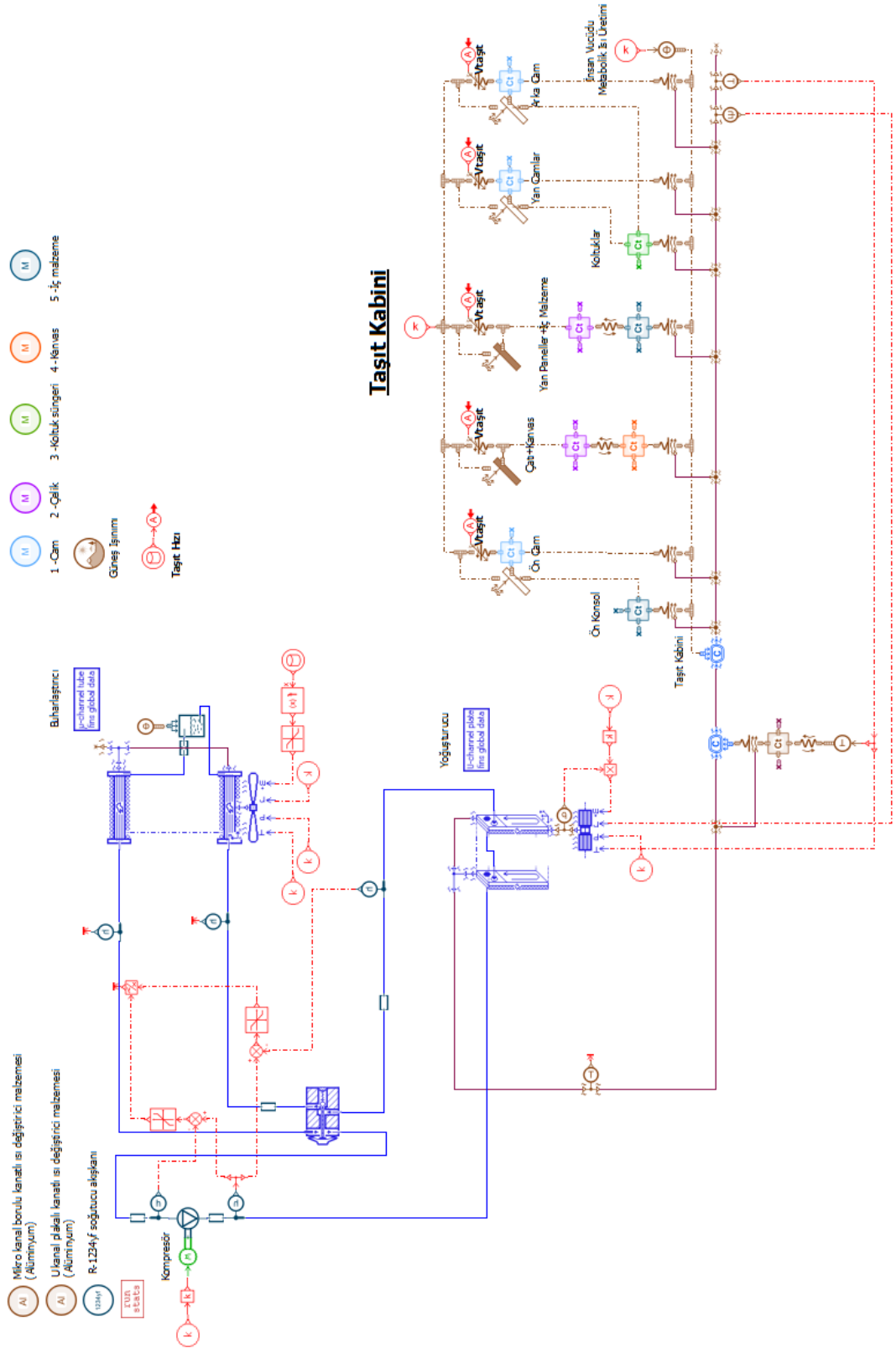


Şekil 3.20. Soğutma analiz aşamaları şematik gösterimi

Geleneksel taşıt soğutma sistemi modeli elemanlarıyla elektrikli taşıtlarda kullanılacak şekilde oluşturulan ısı pompası şeklinde çalışan bir boyutlu taşıt ısıtma sistemi modelinde (Şekil 3.21) soğutucu akışkan olarak R-1234yf kullanılmıştır.

Elektrikli taşıtlarda yaygın olarak kullanılan ve devir sayısının taşıt hızından bağımsız olarak ayarlanabildiği elektrikli sarmal kompresör benzeşim modeli taşıt ısıtma sistemi modeline dahil edilmiştir. Isıtma analizleri 34 cm³ hacme sahip kompresörler ile dış ortam koşullarına göre 2300 ile 4400 devir/dakika sabit hızlarında gerçekleştirilmiştir.

Isı pompası sistemlerinde dış ortam sıcaklığının sistemin performansını doğrudan etkilediği göz önünde bulundurularak taşıt ısıtma sistemi modeliyle +10, +5, 0 ve -5 °C dış ortam sıcaklıklarında ısıtma analizleri gerçekleştirilmiştir.



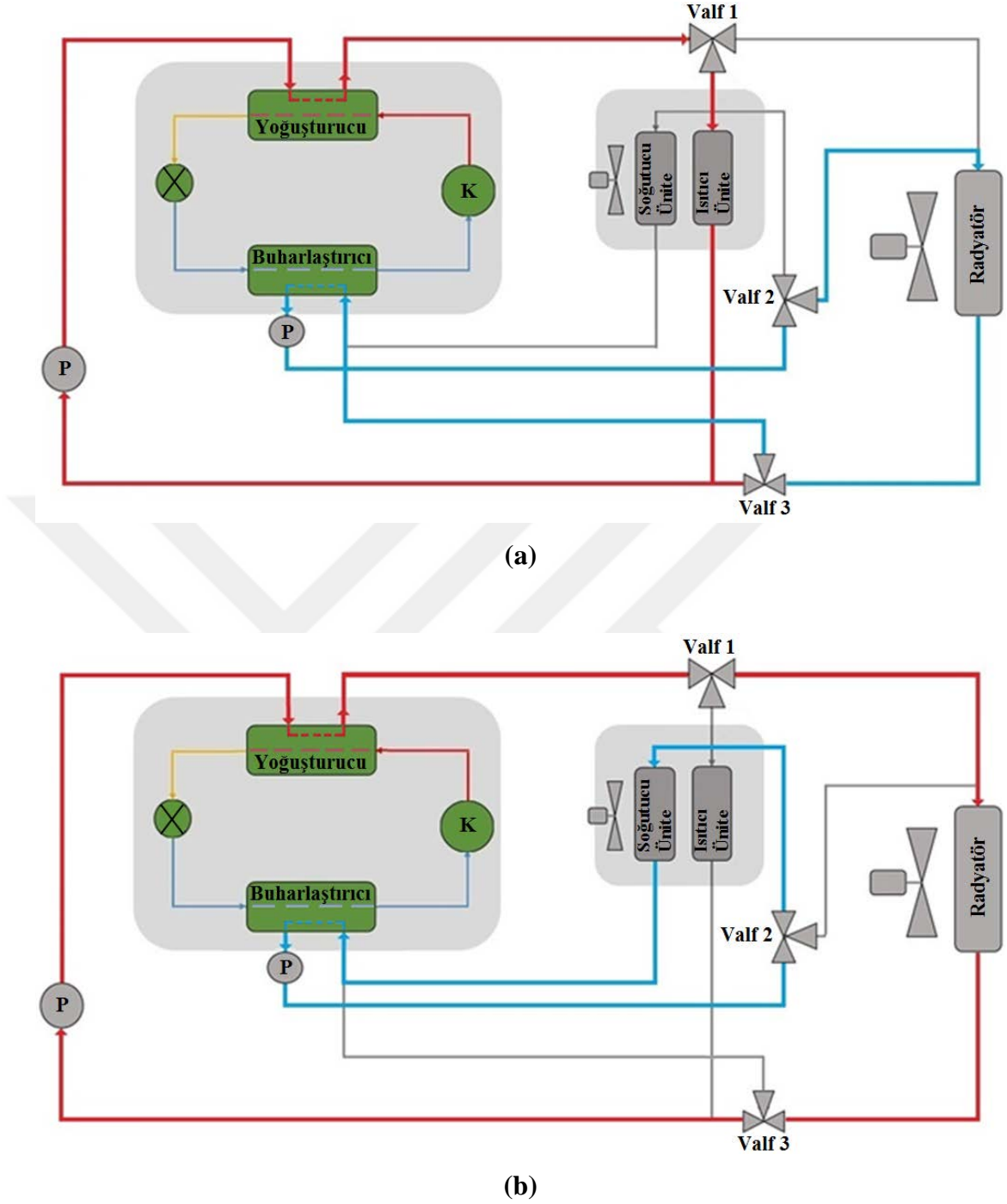
Şekil 3.21. Bir boyutlu taşıt ısıtma sistemi ve taşıt kabin modeli

3.6. Bir Boyutlu Yenilikçi Taşıt İklimlendirme Sistemi Modeli

Bu tez çalışmasında elektrikli taşıtlarda kullanılması öngörülen taşıt kabin ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarının karşılanabildiği yenilikçi bir taşıt iklimlendirme sistemi bir boyutlu modeli oluşturulmuştur.

Yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modelinde yer alan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kompresör, yoğuşturucu, genleşme elemanı ve buharlaştırıcı elemanlarından oluşmaktadır. Soğutma suyu çevrimi ise pompalar, radyatör, kabin ısıtıcı ve soğutucu ünitelerinden oluşmaktadır. Ayrıca sistemin çalışma yönünü değiştirmek için üç yollu valfler kullanılmıştır. Oluşturulan modelin ısıtma ve soğutma modu şematik gösterimleri Şekil 3.22' de yer almaktadır.

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu olarak plakalı tip ısı değiştirici kullanılmış olup, bu ısı değiştiricilerinin bir tarafından buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi soğutucu akışkanı diğer tarafından soğutma suyu dolaşmaktadır. Isıtma modunda, dış ortam havasıyla etkileşimde olan radyatörde dolaşan soğutma suyu, buharlaştırıcıda buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi soğutucu akışkanıyla buluşmaktadır. Buharlaştırıcıya yüksek sıcaklıkta giren soğutma suyu ısınıp soğutucu akışkana verdiği için dolayı sıcaklığı düşmekte ve aynı zamanda soğutucu akışkan buharlaşmaktadır. Diğer yandan taşıt kabin iç ortam havasıyla etkileşimde olan kabin ısıtıcı ünitesinden geçerek plakalı tip ısı değiştiricisinde soğutucu akışkanla buluşan soğutma suyu, düşük sıcaklıkta yoğuşturucuya girmektedir. Soğutucu akışkanın yoğuşması esnasında ısınıp soğutma suyuna vermesi sonucu sıcaklığı yükselen soğutma suyu kabin ısıtıcı ünitesinden geçerken, kanatçıklar arasında ısınan hava fanlar sayesinde taşıt kabin iç ortamına gönderilir ve ısınma ihtiyacı karşılanmaya çalışılır. Oluşturulan model içerisinde yer alan üç yollu valfler sayesinde ısıtma modundan soğutma moduna geçilebilmektedir.

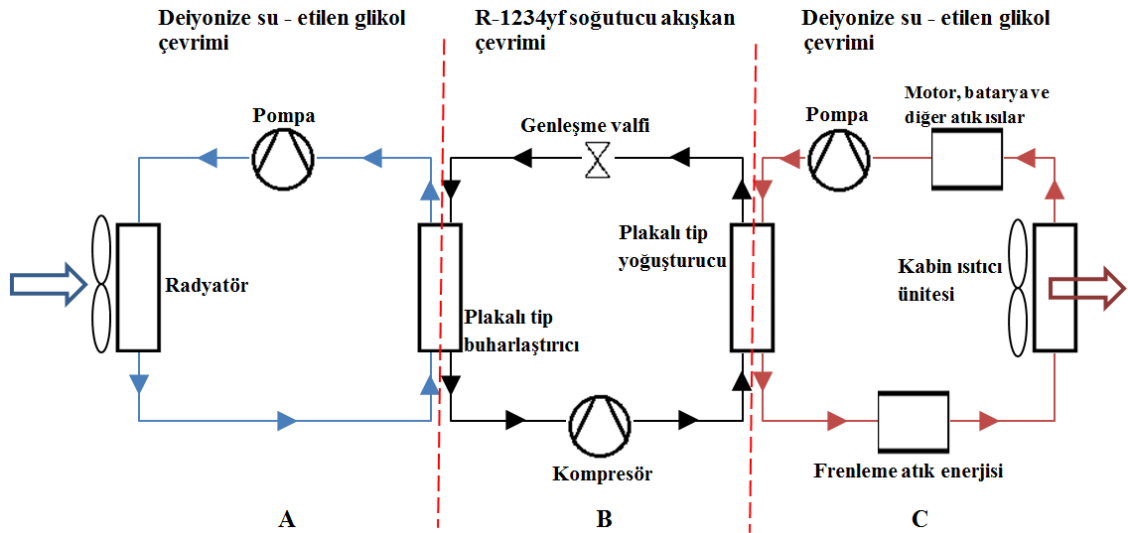


Şekil 3.22. Yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli (a) ısıtma ve (b) soğutma modu şematik gösterimleri

Soğutma modunda, dış ortam havasıyla etkileşimde olan radyatörde dolaşan soğutma suyu ile yoğuşturucuda buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi soğutucu akışkanı arasında ısı transferi gerçekleşmektedir. Taşıt kabin iç ortam havasıyla etkileşimde bulunan bir

diğer ısı değiştirici olan kabin soğutucu ünitesi içerisinde dolaşan soğutma suyu, buharlaştırıcıda buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi soğutucu akışkanıyla buluşmaktadır. Buharlaşan soğutucu akışkan, soğutma suyunun ısınıını çektiğinden sıcaklığı düşer ve sıcaklığı düşen soğutma suyu kabin soğutucu ünitesine gönderilir. Kabin soğutucu ünitesinin kanatçıkları arasında soğuyan hava fanlar yardımıyla taşıt kabin iç ortamına gönderilerek taşıt kabin soğutma ihtiyacı karşılanmaya çalışılır.

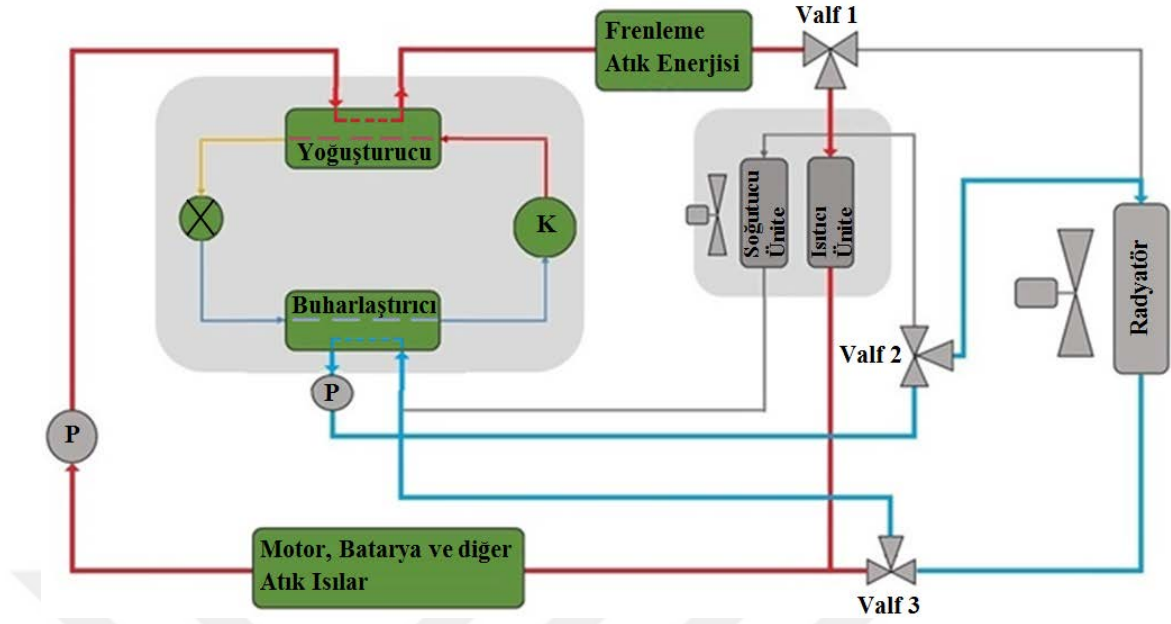
Şekil 3.22' de şematik çevrimleri gösterilmiş olan yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modelinin ısıtma modunda, soğutucu akışkan ve soğutma suyu çevrim sirkülasyonlarının gösterimi Şekil 3.23' te yer almaktadır. Bu sistem A, B ve C olmak üzere üç alt çevrimden oluşmaktadır. Isıtma modunda A çevriminde, buharlaştırıcıda sıcaklığı düşen soğutma suyunun radyatör aracılığıyla dış ortamla etkileşime girerek sıcaklığı artar ve tekrar buharlaştırıcıya girerek soğutucu akışkanla buluşur. B çevrimi, soğutucu akışkanın diğer çevrimlerle yoğuşturucu ve buharlaştırıcı aracılığıyla etkileşimde bulunduğu buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. C çevrimi ise ısınma ihtiyacını karşılamak için kabin ısıtıcı ünitesi aracılığıyla taşıt kabiniyle etkileşimde bulunan soğutma suyu çevrimidir. Ayrıca bu çevrime ısıtma ihtiyacının karşılanmasına yardımcı olabilecek taşıt atık enerjileri de dahil edilebilmektedir.



Şekil 3.23. Isıtma sürecinde yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli alt çevrimlerin sirkülasyon gösterimi

Isı pompası performansı dış ortam koşullarıyla doğrudan değiştiğinden, geliştirilen yenilikçi ısı pompası sistemi modelinin verimi farklı dış ortam sıcaklıklarında değerlendirilmiştir. Dış ortam sıcaklığının düşmesiyle ısınma ihtiyacının yenilikçi ısı pompası sistemi modeli tarafından karşılanamadığı durumlarda, yenilikçi ısı pompası sistemi modeline ek ısı değiştirici, ek ısıtıcı ve faz değiştiren malzeme benzeşim modelleri dahil edilerek performans değişimleri incelenmiştir. Ayrıca yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemiyle gerçekleştirilen tüm analizler NEDC sürüş çevrimi koşulları altında gerçekleştirilmiştir.

Ortalama elektrikli bir taşıtın motor ve diğer elektrikli cihazlarının yaklaşık %85 verimle çalıştığı ve kalan %15' lik atık ısınma yarısından faydalanılabildiği kabul edilirse, faydalanılabilen bu atık ısının ısınma ihtiyacına ılıman dış ortam koşullarında yardımcı olabileceği ancak tek başına yeterli olamayacağı mevcut literatürden görülmektedir (Yokoyama ve ark. 2011, Ayartük ve ark. 2016). Ayrıca frenleme esnasında geleneksel içten yanmalı motorlu taşıtlarda kinetik enerji ısı enerjisine dönüşüp ortam havasına verildiği ancak elektrikli taşıtlarda frenleme esnasında elektrik motorunun jeneratör olarak çalışmasıyla sürüş durumuna göre %5 ile %25 arasında enerji geri kazanımının olduğu bilinmektedir (Varocky ve ark. 2011, Lv ve ark. 2015, Emadi 2015, Cauwer ve ark. 2015). Yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi bir boyutlu modeli bahsedilen bu atık enerjilerden faydalanılabilecek şekilde tasarlanmış olup şematik olarak Şekil 3.24' te görülebilmektedir.

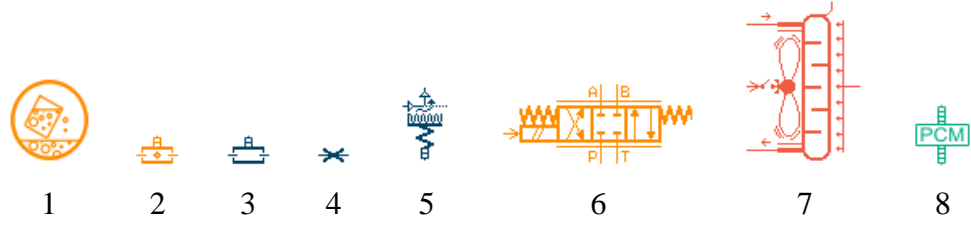


Şekil 3.24. Atık enerjiler dahil edilmiş yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli şematik gösterimi

Elektrikli taşıtlarda yer alan motor, batarya ve diğer elektrik cihazlarının soğutma çevrimlerinde dolaşan soğutma suyundan taşıt kabin ısıtma çevrimine dahil edilerek faydalanılabilir. Diğer yandan motor, batarya ve diğer elemanların düşük dış ortam sıcaklıklarında atık ısılarının azalmasından dolayı yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi analizlerine dahil edilmemiştir.

Taşıt frenleme esnasında kazanılan atık enerji yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi bir boyutlu modeline, yoğuşturucu ve kabin ısıtıcı ünite arasına konumlandırılan PTC soğutma suyu ısıtıcısıyla dahil edilebilmektedir. Düşük dış ortam sıcaklıklarında tek başına ısınma ihtiyacının ısı pompası tarafından karşılanamamasından dolayı önerilen ısı pompası ve elektrikli ısıtıcıların birlikte çalıştığı hibrit sistemde, elektrikli ısıtıcılar için bataryadan çekilen enerjiye frenleme esnasında kazanılan atık enerjiyle destek olunması planlanmaktadır.

Bu çalışma kapsamında geliştirilmiş olan bir boyutlu yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli ve ek modelleri Şekil 3.25’ te yer alan elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil 3.25. Yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modelinde kullanılan elemanlar

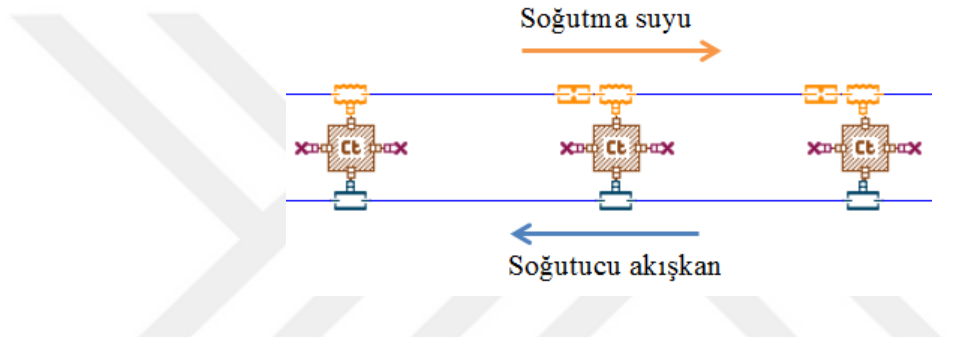
Şekil 3.25’ te yer alan 1 numaralı eleman, bir boyutlu modelde kullanılan soğutma suyunun tanımlanmasında kullanılır. Soğutma suyu, deiyonize su ve etilen glikol karışımından genelde %50-%50 oranlarında oluşmaktadır. Etilen glikol, soğutma suyunun donma noktasını düşürmek için deiyonize suya ilave edilir. Ayrıca deiyonize suyun tercih edilmesi bağlantı borularındaki korozyon oluşumunu önlemek ve elektrikli taşıtlarda yüksek voltaj yalıtımının sağlanması için oldukça önemlidir (Morini 2016). Yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde de soğutma suyu olarak LMS Amesim malzeme kütüphanesinde yer alan %50 deiyonize su %50 etilen glikol karışımı kullanılmıştır.

Şekil 3.25’ te yer alan 2 numaralı eleman, boru içinden akan akışkanın ısı transferini modellemek için kullanılır. Boru içindeki taşınım, eleman modelinin içerisine önceden tanımlanmış korelasyonlarla, modele ısı taşınım katsayısı girerek ya da modele istenilen korelasyonlar girilerek hesaplanır. Bu elemanla sadece boruda gerçekleşen ısı transferi miktarı değil aynı zamanda boru içerisinde gerçekleşen basınç düşümleri de hesaplanabilir.

Şekil 3.25’ te yer alan 3 numaralı eleman, iki fazlı akışlarda boru içerisinde olan ısı transferini ve basınç düşümlerini hesaplamak için kullanılır.

LMS Amesim programı kullanılarak bir tarafından soğutucu akışkan diğer tarafından soğutma suyunun dolaştığı buharlaştırıcı ve yoğuşturucu olarak kullanılan plakalı tip ısı değiştirici eşdeğer benzeşim modelleri mevcut literatür incelendiğinde, Şekil 3.26’ daki gibi yaklaşımlar sergilendiği görülmüştür (2014a,b, Gillet ve ark. 2016). Yenilikçi ısı

pompası sistemi modelinde kullanılan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu plakalı tip ısı değiştiricisi eşdeğer benzeşim modellerinde çapraz akış gerçekleşmektedir (Őekil 3.26). Bu modellerde iletim ve taşınım ısı transferi mekanizmalarının yanı sıra basınç dűřümlerinin etkileri de hesaba katılmaktadır. Sođutma suyu tarafında %50 deiyonize su %50 etilen glikol, faz değişiminin gerçekleştiği soğutucu akışkan tarafında ise R-1234yf kullanılmaktadır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu eşdeğer benzeşim modelleri içerisinde yer alan soğutucu akışkan miktarları sırasıyla 0.237 ve 0.471 litredir. Bu ısı değiştiricilerinin boyutlandırılmasında geniş hacimli taşıtlar için yapılmış olan benzer çalışmalardan yararlanılmıştır (Cho ve ark. 2012, Lee ve ark. 2013).



Şekil 3.26. LMS Amesim buharlaştırıcı/yoğuşturucu eşdeğer benzeşim modeli

Őekil 3.25' te yer alan 4 numaralı eleman, yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde kullanılan iki fazlı akış için orifis tűp genişme elemanı eşdeğer benzeşim elemanıdır.

Őekil 3.25' te yer alan 5 numaralı eleman, nemli hava ile yűzeyleler arasındaki taşınım ile ısı transferini modellemek için kullanılır. Ayrıca bu eleman yűzeylelere kanatçık eklenmesine de műsaade etmektedir. Yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde, taşıt kabin iç ortam hava ısıtıcı ve soğutucu (kalorifer) petekleri modellemek için kullanılmıştır.

Őekil 3.25' te yer alan 6 numaralı eleman, geliştirilen yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde ű yollu valfleri modellemek için kullanılmıştır. Sistemin ısıtma ya da soğutma modlarında kullanımını bu valfler aracılığıyla akışım yűnű değiştirilerek sağlanmaktadır.

Şekil 3.25' te yer alan 7 numaralı eleman, taşıt radyatörünü modellemek için kullanılmıştır. Dış ortam sıcaklığı, dış ortam havasının ve taşıtın hızı, fan çalıştırılmasının etkisi radyatör elemanına dahil edilebilmektedir.

Şekil 3.25' te yer alan 8 numaralı eleman, bir boyutlu analizlerde kullanılan faz değiştiren malzemenin modellenmesinde kullanılır. Soğutucu akışkan ve soğutma suyunun bulunduğu ısı değiştiricisine yerleştirilen FDM' ler, faz değişimi esnasında depoladıkları enerjinin daha sonra kullanılmasını imkan vermesi için modele dahil edilmiştir.

3.6.1. Bir Boyutlu Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Modeli

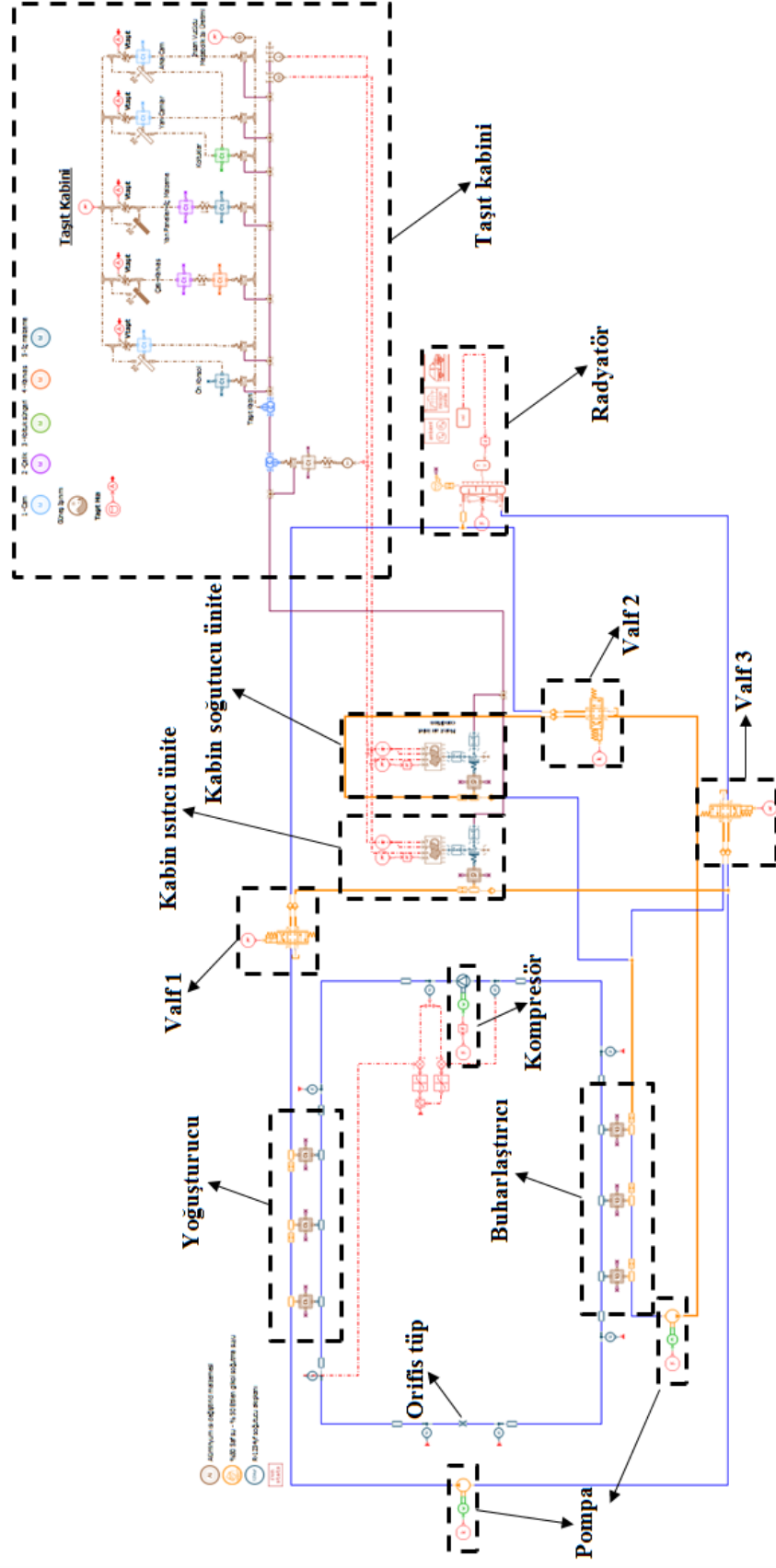
Bu çalışma kapsamında oluşturulan bir boyutlu yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde yer alan buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu olarak görev yapan ısı değiştiricileri soğutma suyu çevrimleri sayesinde dış ortam ve taşıt kabin iç ortam havasıyla etkileşim halindedir (Şekil 3.27).

Modelde yer alan buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin yönü ısıtma ve soğutma modlarında da aynıdır. Modelde yer alan soğutma suyu çevrimlerinin yönleri ise üç yollu valfler aracılığıyla değiştirilmektedir. Isıtma modunda, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde yer alan buharlaştırıcıda soğutucu akışkana ısı vererek soğuyan soğutma suyu, 2 numaralı valf aracılığıyla taşıt radyatörüne gönderilir. Burada dış ortam havasından ısı çekerek bir miktar ısınır ve 3 numaralı valfte tekrar buharlaştırıcıya girmek üzere yönlendirilir. Diğer yandan buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde yer alan yoğuşturucuda soğutucu akışkanın ısınıp alan soğutma suyu, 1 numaralı valfte kabin ısıtıcı ünitesine yönlendirilir. Fanlar yardımıyla gönderilen hava, ünitenin kanatçıkları arasından geçerken ısınır ve bu ısınan hava taşıt kabin iç ortamına taşınarak ısınma ihtiyacı karşılanmaya çalışılır. Bir boyutlu yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modelinde soğutma suyunun izlediği yollar şematik olarak Şekil 3.28' de verilmiştir.

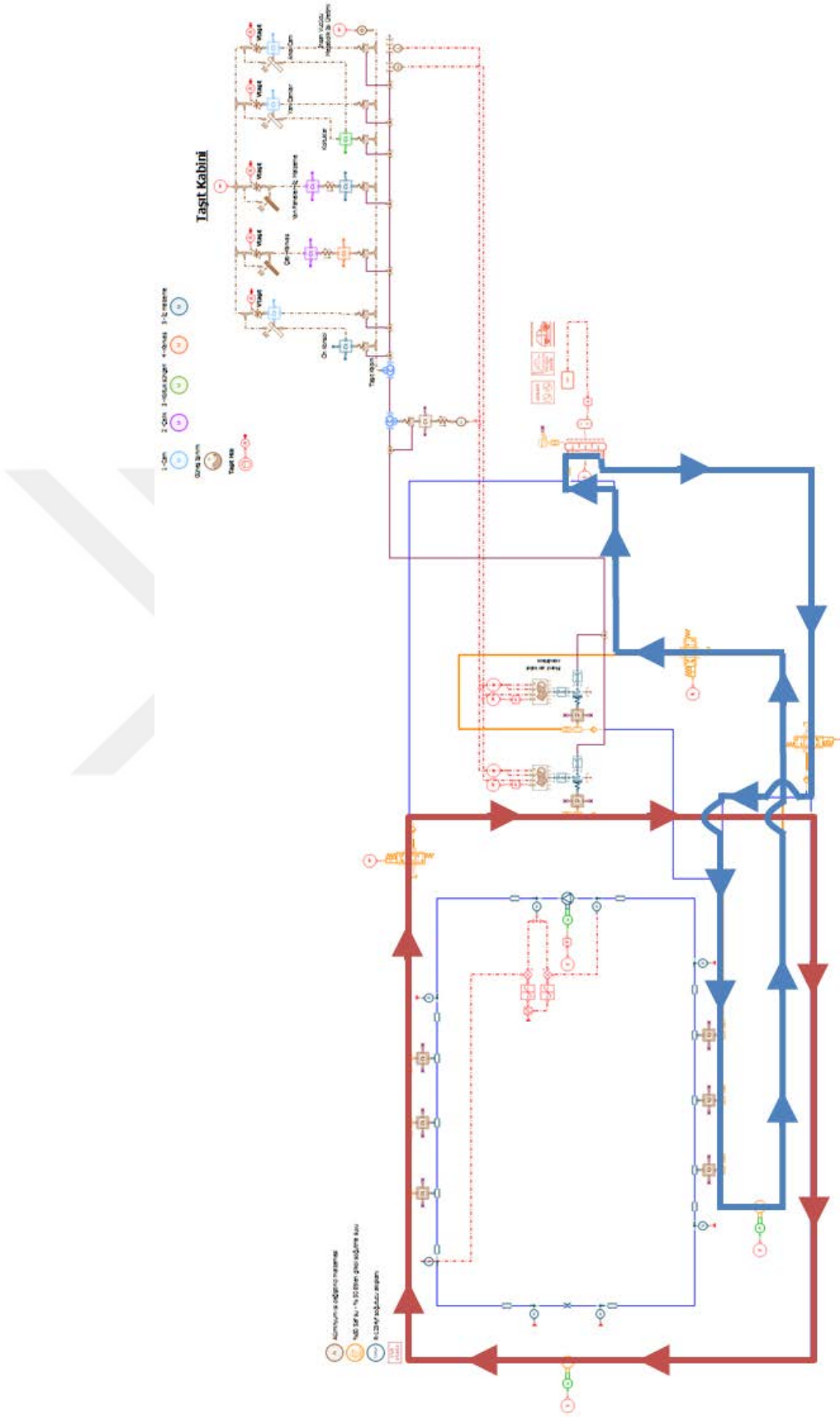
Dış ortam sıcaklığının ısı pompası sistemi modeli verimine etkisinin görülebilmesi için analizler +10, +5, 0 ve -5 °C başlangıç ve dış ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca bağıl nem değeri başlangıçta %40 alınmış olup, sonrasında taşıt iklimlendirme sistemi iç ortam sirkülasyon modunda çalıştırılmıştır. Isıtma analizlerinde güneş ışınımının etkisi alınmamıştır. Taşıt kabin modeli olarak 3.4 numaralı bölümde oluşturulan model kullanılmıştır.





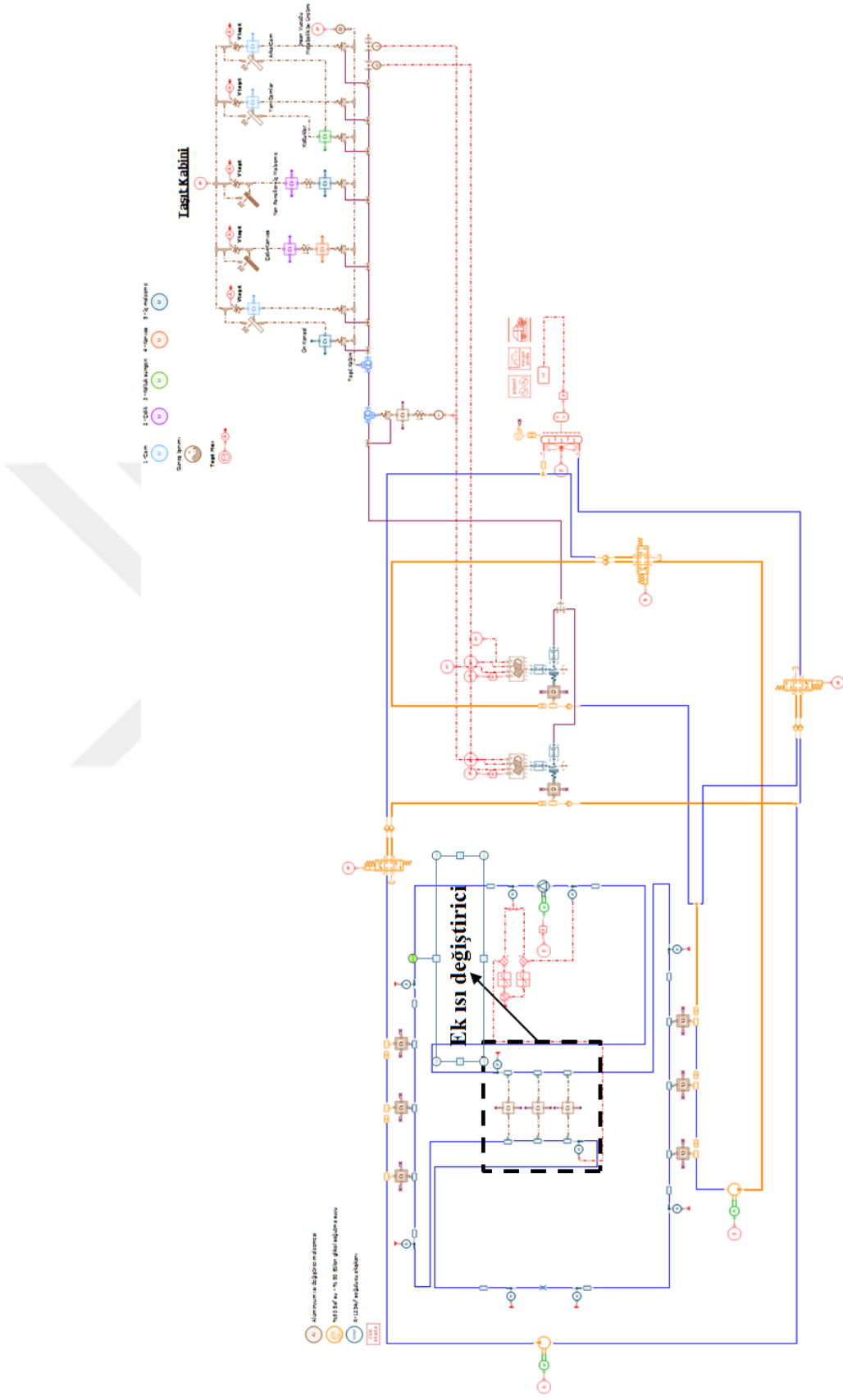
Şekil 3.27. Bir boyutlu yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli



Şekil 3.28. Bir boyutlu yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde soğutma suyu dolaşımı

3.6.2. Bir Boyutlu Ek Isı Değiştiricili Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Modeli

Bu alışma kapsamında geliştirilen yenilikçi ısı pompası sistemi modelinin dūřuk dış ortam sıcaklıklarında da ısınma ihtyacını karşılayabilmesi için buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine bir ısı değiştirici daha ilave edilmiştir (şekil 3.29). Ek ısı değiştiricinin bir tarafında yoğuşturucudan çıkan diğer tarafında buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan dolaşmaktadır. Aynı buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait olan bu soğutucu akışkanların ek ısı değiştiricisinde buluşturulmasının amacı yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın daha fazla soğuyarak aşır soğutulması ve buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın daha fazla ısınarak kızdırılmasıdır. Ek ısı değiştiricisinde yer alan toplam soğutucu akışkan miktarı ise 0.47 litredir.



Şekil 3.29. Bir boyutlu ek ısı değiştiricili yenilikçi ısı pompası sistemi modeli

3.6.3. Bir Boyutlu Ek Isıtıcı Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Modeli

Elektrikli taşıtlarda, kabin ısıtma ihtiyacının karşılanması için kullanılan PTC ısıtıcılar, ısı pompası sistemlerine göre daha hızlı bir ısıtma performansı sergilemesine karşın enerji tüketimleri daha fazladır. PTC ısıtıcılarda ısı üretimi ve PTC ısıtıcıların verimi denklem (3.30) ve (3.31)' den hesaplanır (Park ve Kim 2018, Kang ve ark. 2018). Burada V ve I sırasıyla gerilim ve akımı ifade etmektedir.

$$P = V I \quad (3.30)$$

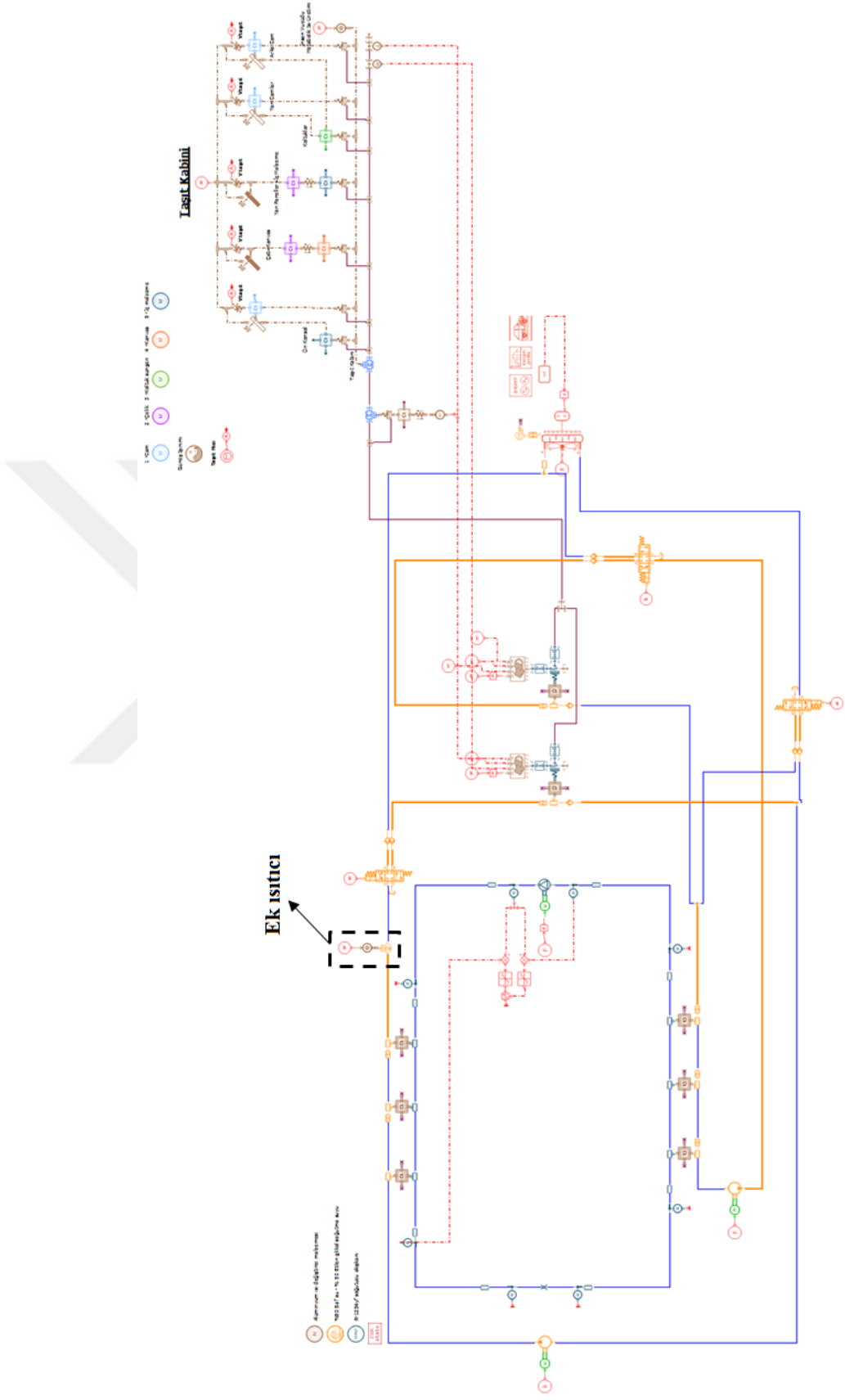
$$\eta = \frac{\dot{m} c_p \Delta T}{V I} \quad (3.31)$$

PTC ısıtıcılar hava ve soğutma suyunu ısıtarak taşıt kabini ısıtma ihtiyacını karşılayabilmektedirler. Hava ısıtma sistemlerinde, PTC ısıtıcıların üzerine kanatçık yerleştirilmesi yapılır. Fan yardımıyla gönderilen havanın kanatçıkların arasından geçerken ısınması ve taşıt kabin iç ortamına aktarılmasıyla taşıt kabin iç ortam havası ısıtılır. Soğutma suyu sistemlerinde ise PTC ısıtıcılar ile bir hazne içinde buluşan soğutma suyu ısıtılır. Sonrasında bu ısıtılan soğutma suyu kullanılan sisteme göre bir yol izler ve taşıt kabin iç ortam havası ısıtılır (Chowdhury ve ark. 2018). Bu çalışmada PTC soğutma suyu ısıtıcı sistemi kullanılmış olup PTC ısıtıcıda sıcaklık değeri yükselen soğutma suyu taşıt kabin ısıtıcı ünitesine gönderilmiştir. Fan yardımıyla taşıt kabin iç ortamına gönderilen havanın ünitenin kanatçıkları arasından geçerken ısınması sonucu ısınma ihtiyacı karşılanmaya çalışılmıştır.

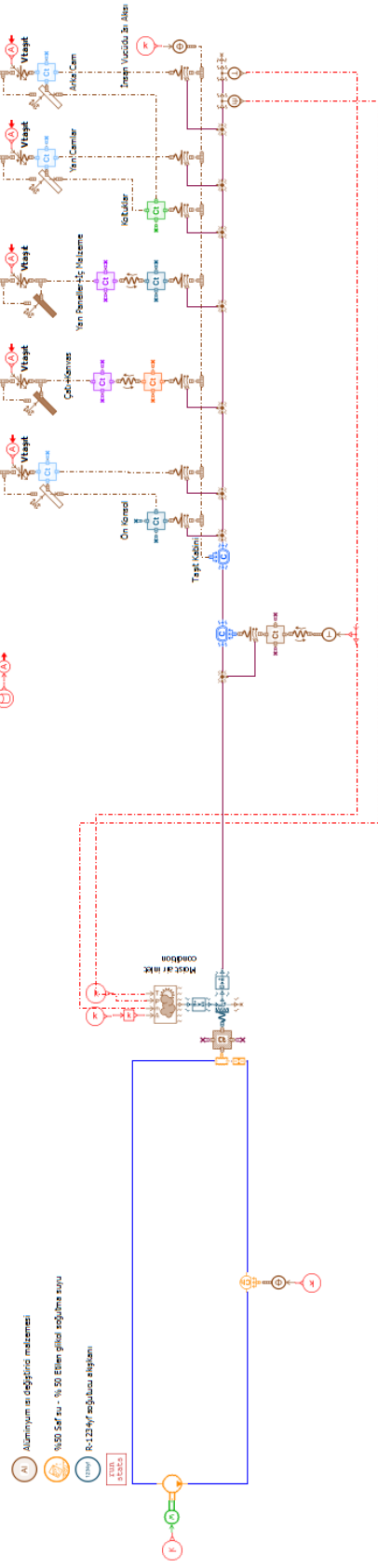
Bu çalışma kapsamında oluşturulan yenilikçi taşıt ısı pompası sistemi modeline dahil edilen PTC ısıtıcı benzeşim modeli, soğutma suyu çevriminde yoğuşturucu ile taşıt kabin ısıtıcı ünite arasına yerleştirilmiştir (Şekil 3.30). PTC soğutma suyu ısıtıcı benzeşim modeli, mevcut literatürden elde edilen ısı enerjisinin soğutma suyuna tanımlanma yaklaşımıyla oluşturulmuştur (Gillet ve ark. 2016). Düşük dış ortam sıcaklık değerlerinde ısınma ihtiyacının ısı pompası sistemi modeli tarafından tek başına karşılanamadığı durumlarda kullanılan PTC soğutma suyu ısıtıcı benzeşim modelinin

kapasiteleri 1 ve 2 kW olarak belirlenmiştir. Ayrıca ısı pompasından bağımsız şekilde tekil PTC soğutma suyu ısıtıcı benzeşim modelleriyle taşıt kabin iç ortam havası ısıtılmaya çalışılmıştır (Şekil 3.31). Tekil PTC soğutma suyu ısıtıcı benzeşim modelinde ise 1, 2 3, 4 ve 5 kW kapasiteleri tercih edilmiştir.





Şekil 3.30. Bir boyutlu ek ısıtıcı yenilikçi ısı pompası sistemi modeli



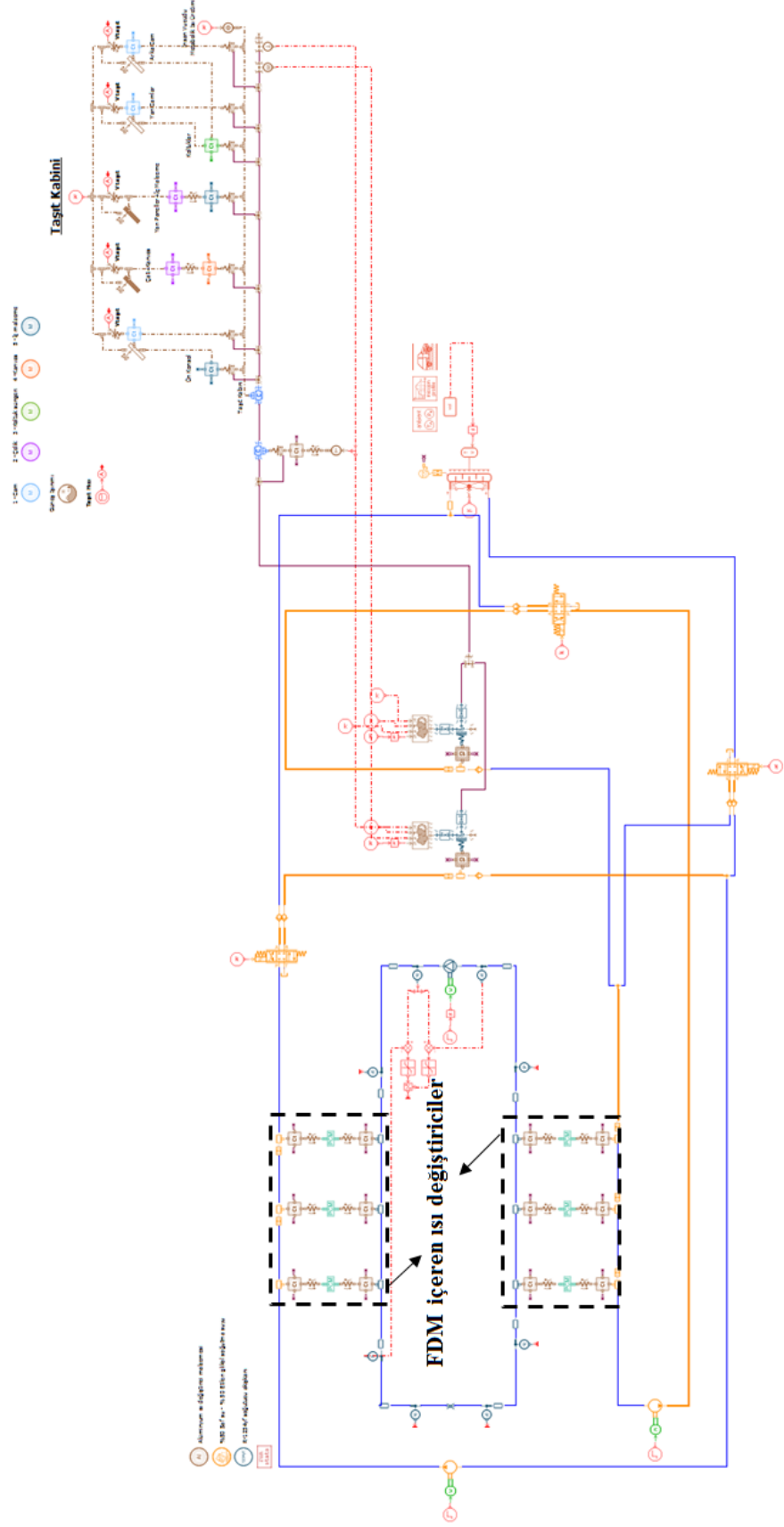
Şekil 3.31. Bir boyutlu tekil soğutma suyu ısıtıcı benzeşim modeli

3.6.4. Bir Boyutlu Faz Değiştiren Malzemeli Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Modeli

Depoladığı enerjisini daha sonra hal değişimi esnasında kullanılabilmesine olanak sağlayan faz değiştiren malzemeler, taşıtlarda batarya soğutma sistemlerinde, trafik ışıkları gibi kısa duraklamalarda iklimlendirme sistemlerinde vb. farklı uygulamalarda kullanılmaktadır (Kowsky ve ark. 2014). Bu alışma kapsamında geliştirilen yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde yer alan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı ısı değiştiricilerine, erime ve donma sıcaklık değerlerine bakılarak farklı organik FDM' ler seçilmiş ve yerleştirilmiştir. Bu FDM' lerin termofiziksel özellikleri izelge 3.3' te verilmiştir. Yoğuşturucu içerisinde yerleştirilen FDM' nin, buhar sıkıştırmalı soğutma evriminin NEDC sürüş çevrimi sonunda devre dışı kalmasından sonra taşıt kabin iç ortam hava sıcaklığının değişimine etkileri farklı dış ortam koşullarında incelenmiştir. Yenilikçi ısı pompası sistemi modeline FDM' lerin ilave edilmiş hali Şekil 3.32' de görülmektedir.

Çizelge 3.3. Bir boyutlu modelde yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda kullanılan FDM' lerin termofiziksel zellikleri (Anonim 2019c)

	Yoğuşturucu	Buharlaştırıcı	
Erime/Donma sıcaklığı	34/36	5/6	°C
Sıvı yoğunluğu	0.77	0.76	kg/m ³
Katı yoğunluğu	0.88	0.88	kg/m ³
Entalpi	240	250	kJ/kg
Özgül ısı	2	2	kJ/kg K
Isı iletim katsayısı	0.2	0.2	W/m K
Hacimsel genleşme	12	13	%

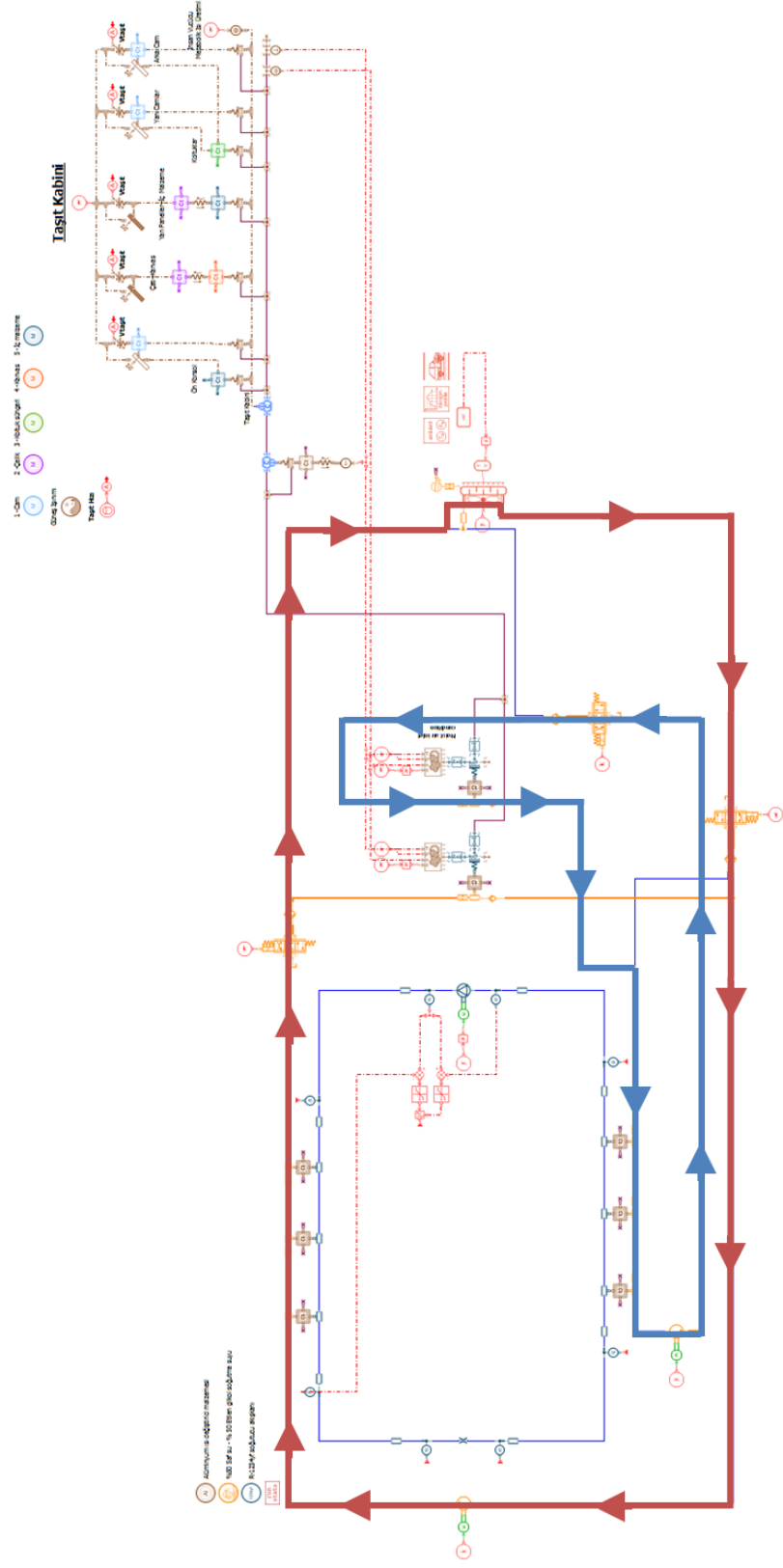


Şekil 3.32. Bir boyutlu faz değiştiren malzemeli yenilikçi ısı pompası sistemi modeli

3.6.5. Bir Boyutlu Yenilikçi Soğutma Sistemi Modeli

Yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modelinde yer alan üç yollu valfler aracılığıyla soğutma suyunun izlediği yollar değiştirilerek, sistem ısıtma modundan soğutma moduna geçirilebilmektedir. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde yer alan yoğunlaştırıcıda soğutucu akışkanın ısısını alarak sıcaklığı yükselen soğutma suyu, 1 numaralı valfte taşıt radyatörüne yönlendirilir. Burada dış ortam havasıyla buluşan soğutma suyu, kendisinden daha düşük sıcaklıkta olan dış ortam havasına bir miktar ısı vererek sıcaklığını düşürüp tekrar yoğunlaştırıcıya gitmek üzere 3 numaralı valfe gelir. Diğer yandan buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde yer alan buharlaştırıcıda soğutucu akışkana ısı vererek soğuyan soğutma suyu, 2 numaralı valf aracılığıyla kabin soğutucu ünitesine yönlendirilir. Fanlar yardımıyla gönderilen hava, ünitenin kanatçıkları arasından geçerken soğur ve bu soğuyan hava taşıt kabin iç ortamına taşınarak taşıt kabini soğutma ihtiyacı karşılanmaya çalışılır. Bir boyutlu yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modelinde soğutma suyunun izlediği yollar şematik olarak Şekil 3.33' te verilmiştir.

Yenilikçi soğutma sistemi modelinin performansının karşılaştırılabilmesi için soğutma analizleri geleneksel taşıt soğutma sistemi modeli ile aynı sınır şartları altında gerçekleştirilmiştir. Dış ortam başlangıç sıcaklığı ve güneş ışınım değerleri sırasıyla 30 °C ve 875 W/m² olarak alınmıştır. Ayrıca taşıt kabin iç ortam hava başlangıç sıcaklığı 49 °C olarak alınmıştır. Bu değerler literatürden elde edilmiş olan otomobil kabini için soğutma analizleri gerçekleştirilen bir çalışmadan alınmış olup sonuçlarının karşılaştırılması için referans çalışma olarak belirlenmiştir (Sevilgen ve Kılıç 2013). Referans çalışmada taşıt kabin içerisinde yer alan sürücü modelinin ek olarak geliştirilen modele yolcu modellerinin etkileri de eklenmiştir. Her bir insan modeli için bir boyutlu modellerde taşıt kabin iç ortamına 60 W' lık bir ısı tanımlanmıştır.



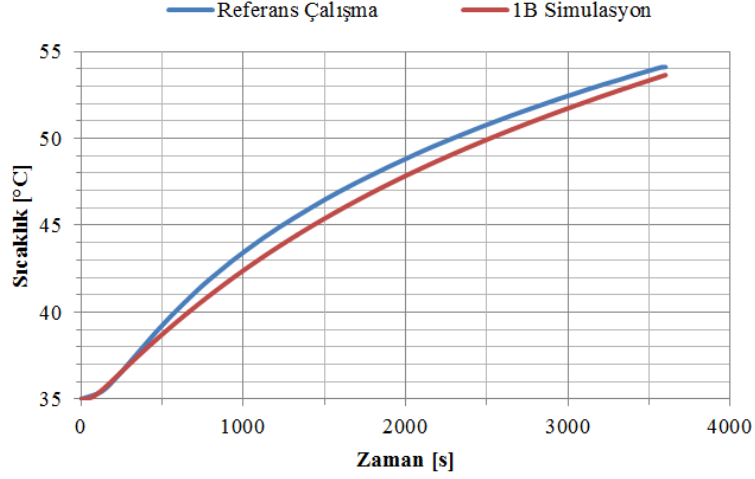
Şekil 3.33. Bir boyutlu yenilikçi soğutma sisteminde soğutma suyu dolaşımı

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Tez çalışmasının bu bölümünde, bir boyutlu simülasyonlardan elde edilen sonuçlar sunulmuştur. İlk olarak, literatürde yer alan binek bir otomobil için gerçekleştirilmiş olan referans çalışma sonuçları ile taşıt kabin dış ortamda bekletme simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Aynı çalışma ile geleneksel taşıt soğutma sistemi simülasyon sonuçları da karşılaştırılmıştır. Sonrasında ise geleneksel taşıt soğutma sistemi elemanları kullanılarak oluşturulan ısı pompası sistemi modeli ile gerçekleştirilen ısıtma simülasyon sonuçları verilmiştir. Ayrıca yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeliyle gerçekleştirilen ısıtma ve soğutma simülasyon sonuçları da bu bölüm kapsamında sunulmuştur.

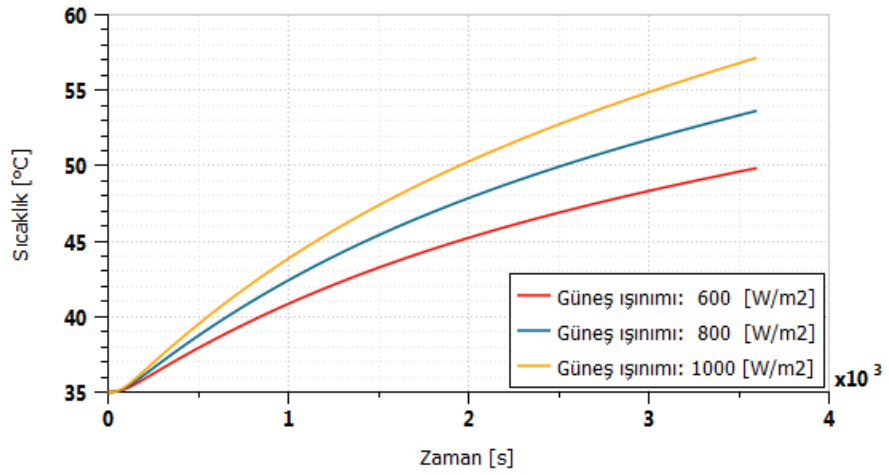
4.1. Taşıt Kabin Simülasyonları

Referans çalışma ile aynı sınır şartları altında gerçekleştirilen dış ortamda bekletme simülasyonlarından elde edilen sonuçların karşılaştırılması Şekil 4.1' de verilmiştir. 3600 saniye süren dış ortamda bekletme simülasyonlarında taşıt kabin iç ortam havası başlangıç koşulları 35 °C sıcaklık ve %70 bağıl nem olarak belirlenmiştir. Dış ortam sıcaklık değeri tüm simülasyon süresince 35 °C sıcaklıkta tutulmuştur. Ayrıca taşıt kabin modeli 800 W/m² güneş ışınımına maruz bırakılmıştır. Simülasyon sonucunda hem referans çalışmada hem de bir boyutlu taşıt kabin modelinde, taşıt kabin iç ortam hava sıcaklığının (T_{hi}) yaklaşık 54 °C' ye ulaştığı ve bir boyutlu taşıt kabin modelinin doğrulamasının çok düşük bir sapmayla gerçekleştiği görülmüştür.



Şekil 4.1. T_{hi} ' nin dış ortamda bekletme simülasyonlarında zamana göre değişimi

Bir boyutlu taşıt kabin modelinin farklı güneş ışınım değerlerine maruz bırakıldığında T_{hi} ' deki değişimleri Şekil 4.2' de görülmektedir. Beklendiği üzere düşük güneş ışınımına maruz kalan taşıt kabin modeli düşük T_{hi} değerine sahiptir ve bu değer yaklaşık $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' dir. T_{hi} , taşıt kabin modeli 1000 W/m^2 güneş ışınımına maruz bırakıldığında ise yaklaşık $57\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' dir.



Şekil 4.2. T_{hi} ' nin farklı güneş ışınım değerlerinde zamana göre değişimi

Farklı güneş ışınım değerlerine maruz bırakılan taşıt kabin modelinin, iç ortam hava sıcaklık değerleri ayrıntılı bir şekilde Çizelge 4.1' de verilmiştir.

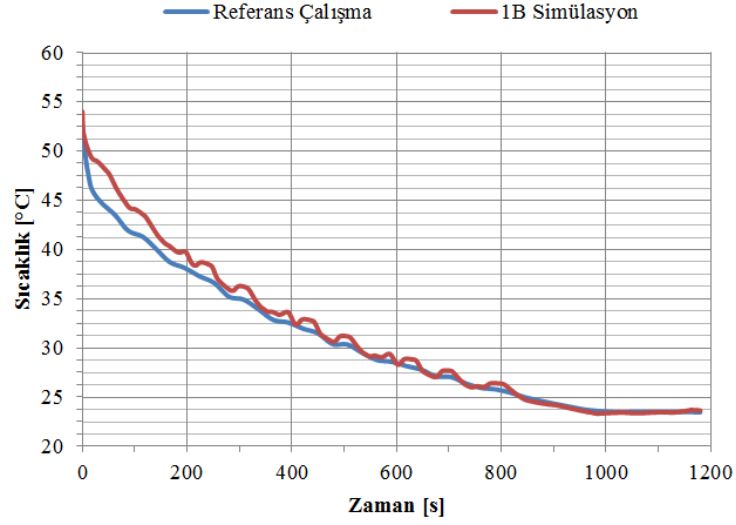
Çizelge 4.1. Taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri

Güneş ışınımı [W/m ²]	T [°C]								
	t=0s	t=60s	t=120s	t=240s	t=360s	t=600s	t=1200s	t=1800s	t=3600s
600	35.00	35.06	35.33	36.14	36.98	38.55	41.86	44.47	49.84
800	35.00	35.09	35.45	36.49	37.55	39.52	43.67	46.92	53.64
1000	35.00	35.11	35.57	36.83	38.09	40.43	45.34	49.17	57.15

4.2. Geleneksel Taşıt Soğutma ve Isı Pompası Sistemi Simülasyonları

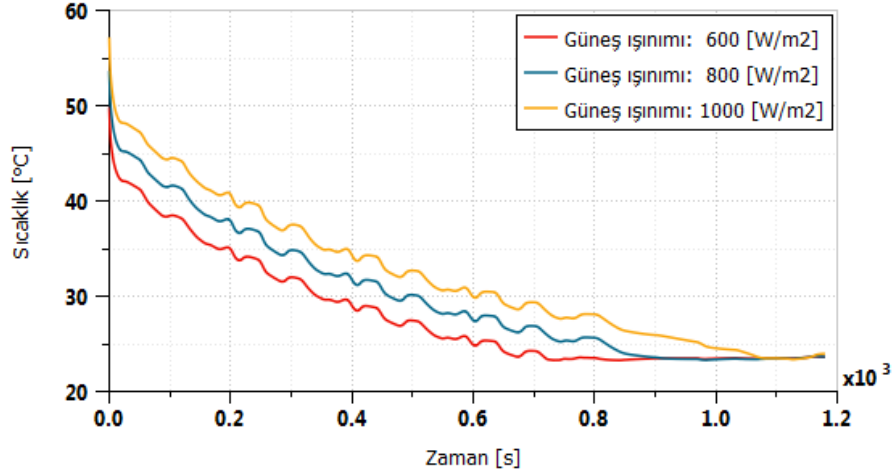
4.2.1. Geleneksel Taşıt Soğutma Sistemi Simülasyonları

Bu bölümde, referans çalışma ile benzer sınır şartları altında gerçekleştirilen soğutma simülasyonlarından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. NEDC sürüş çevrimine göre 1180 saniye süren soğutma simülasyonlarında taşıt kabin iç ortam havası başlangıç koşulları dış ortamda bekletme simülasyonundan elde edilen sonuçlardan alınmıştır. Ayrıca soğutma simülasyonunda da dış ortam sıcaklık ve güneş ışınım değerleri dış ortamda bekletme simülasyonundaki gibi sırasıyla 35 °C ve 800 W/m² olarak alınmıştır. Taşıt soğutma sistemi, referans çalışmadaki gibi T_{hi} 23.5 °C değerine getirecek şekilde çalıştırılmış ve elde edilen T_{hi} değişimleri Şekil 4.3.' te verilmiştir. Bir boyutlu taşıt soğutma sistemi modeliyle gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarının 300 saniyeden sonra büyük oranda referans çalışma ile örtüştüğü görülmüştür. Hem referans çalışmada hem de simülasyon çalışmasında T_{hi} arzu edilen mertebeye yaklaşık 1000 saniye sonunda ulaşabilmiştir.



Şekil 4.3. T_{hi} ' nin soğutma sürecinde zamana göre değişimi

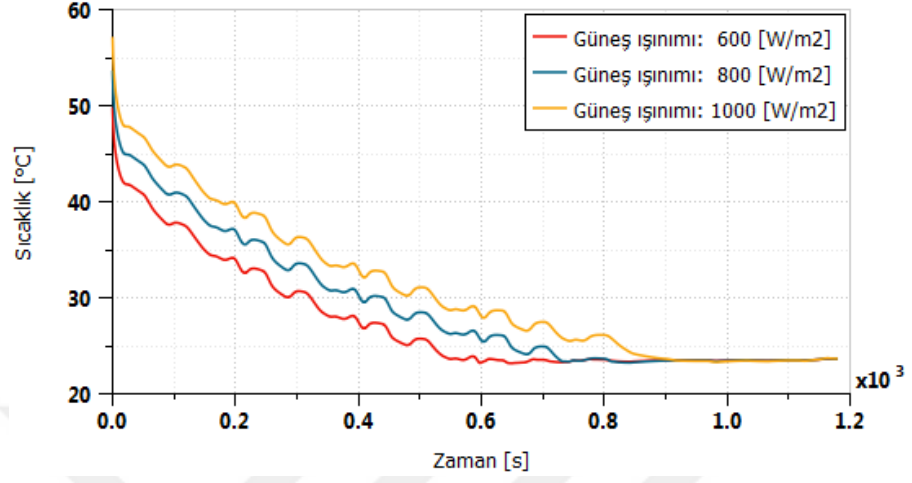
Taşıt soğutma sisteminin doğrulaması için oluşturulan modelde soğutucu akışkan olarak referans çalışmayla da uyumlu olması açısından R-1234yf kullanılmıştır. Soğutma simülasyonları farklı güneş ışıma değerlerinde tekrarlandığında T_{hi} değerleri Şekil 4.4' teki gibi olmaktadır. Taşıt kabin modelinin maruz kaldığı güneş ışıma değeri arttıkça T_{hedef} ' e ulaşma süresinin de arttığı rahatlıkla görülmektedir.



Şekil 4.4. Soğutma sürecinde T_{hi} ' nin farklı güneş ışıma değerlerinde zamana göre değişimi (R-1234yf)

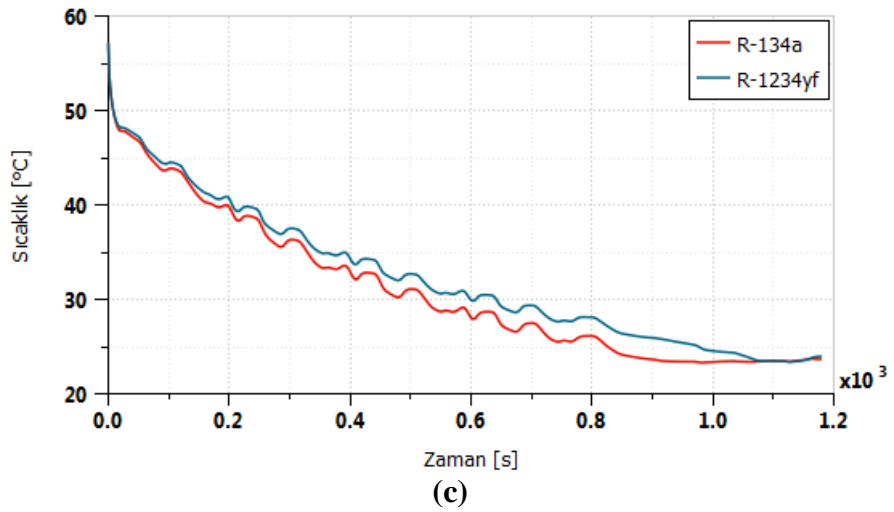
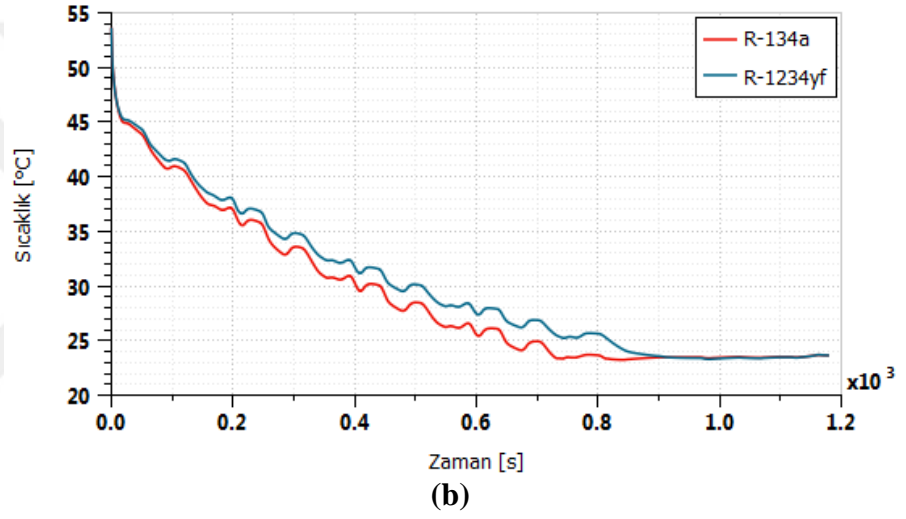
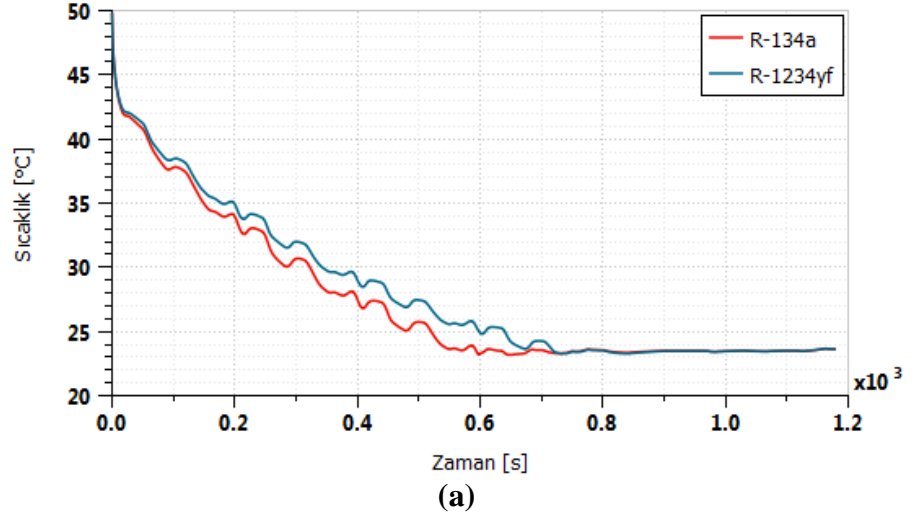
R-1234yf' nin soğutma performansını inceleyebilmek için oluşturulan bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi modeli aynı sınır şartları altında R-134a kullanılarak

modellenmiş ve soğutma simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Elde edilen T_{hi} değerleri Şekil 4.5’ te verilmiştir.



Şekil 4.5. Soğutma sürecinde T_{hi} ' nin farklı güneş ışınım değerlerinde zamana göre değişimi (R-134a)

R-1234yf ve R-134a soğutucu akışkanlarının soğutma performanslarının daha iyi karşılaştırılabilmesi için aynı güneş ışınım değerlerine maruz bırakılan taşıt kabin modellerindeki iç ortam hava sıcaklık değişim değerleri Şekil 4.6’ da verilmiştir.



Şekil 4.6. Soğutma sürecinde T_{hi} 'nin (a) 600 W/m^2 (b) 800 W/m^2 (c) 1000 W/m^2 ışınlım değerlerinde zamana göre değişimi

Her üç güneş ışıınımmı değerinde de R-134a kullanılan bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi modelleriyle geręekleřtirilen simülasyonlarda hedeflenen taşıt kabin iç ortam hava sıcaklığına (T_{hedef}) ulaşma süreleri R-1234yf kullanılan simülasyonlara göre daha kısadır. Bu değerler 600 W/m^2 güneş ışıınımmı altında R-134a ve R-1234yf soğutucu akışkan kullanılan simülasyonlarda sırasıyla yaklaşık olarak 600 ve 730 saniye mertebelerindedir. Taşıt kabin modeli 800 W/m^2 güneş ışıınımmına maruz bırakıldığında ise bu değerler sırasıyla yaklaşık olarak 730 ve 880 saniye mertebelerindedir. 1000 W/m^2 güneş ışıınımmı değerinde ise bu değerler sırasıyla yaklaşık olarak 900 ve 1070 saniye mertebelerindedir. Taşıt kabin modelinin maruz bırakıldığı güneş ışıınımmı değerinin artmasıyla R-134a'nın soğutma performans üstünlüğünün belirginleştiği görölmektedir.

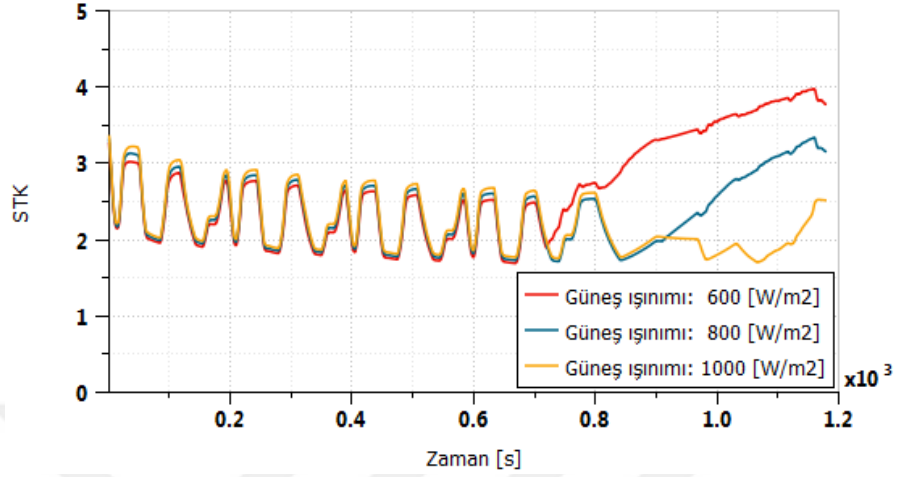
Bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi modeliyle geręekleřtirilen simülasyonlardan elde edilen T_{hi} değerlerinin NEDC sürüş çevrimi adımlarının sonundaki değerleri Çizelge 4.2' de verilmiştir.

Çizelge 4.2. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri

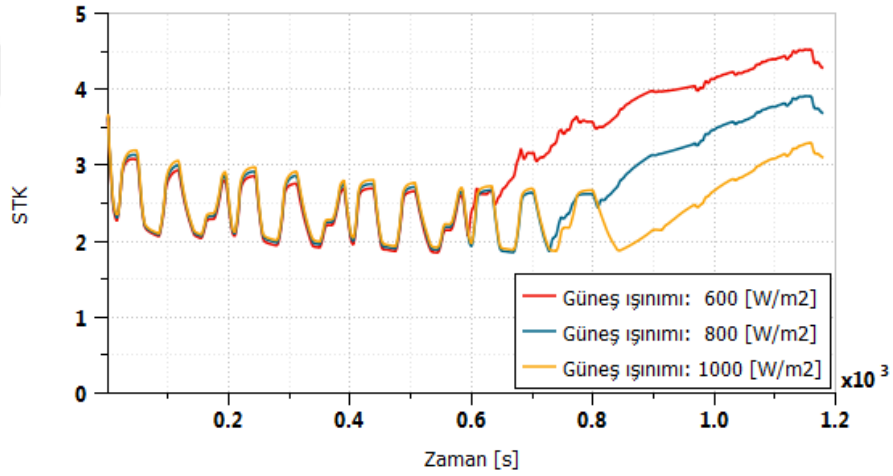
Soğutucu akışkan	Güneş ışıınımmı [W/m^2]	T [$^{\circ}\text{C}$]					
		NEDC					
		0 s	UDC1	UDC2	UDC3	UDC4	EUDC
R-134a	600	49.84	34.15	28.12	23.90	23.58	23.60
	800	53.63	37.17	30.93	26.57	23.69	23.63
	1000	57.15	39.99	33.57	29.12	26.02	23.65
R-1234yf	600	49.84	35.13	29.66	25.82	23.55	23.61
	800	53.63	38.10	32.39	28.43	25.65	23.64
	1000	57.15	40.87	34.97	30.91	28.09	23.97

Her iki soğutucu akışkanın kullanılarak geręekleřtirildięi simülasyonlardan elde edilen STK değerlerinin değişimleri Şekil 4.7 ve 4.8' de verilmiştir. Sonuçlardan göröldüğü üzere artan güneş ışıınımmı değeri taşıt soğutma sisteminin performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Her iki şekilde de T_{hedef} ' ulaşıldıktan sonra değişken hacimli kompresörün daha düşük hacimlerde çalışmasından dolayı STK değerlerinin arttığı

görülmektedir. Ayrıca şekillerde yer alan dalgalanmaların sebebi ise NEDC sürüş çevriminde yer alan hız artış, azalış ve duraklamalardır.

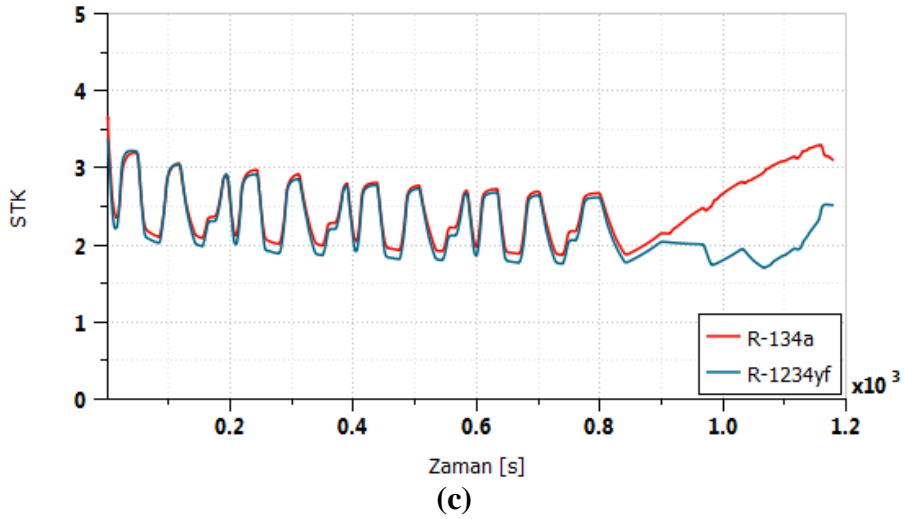
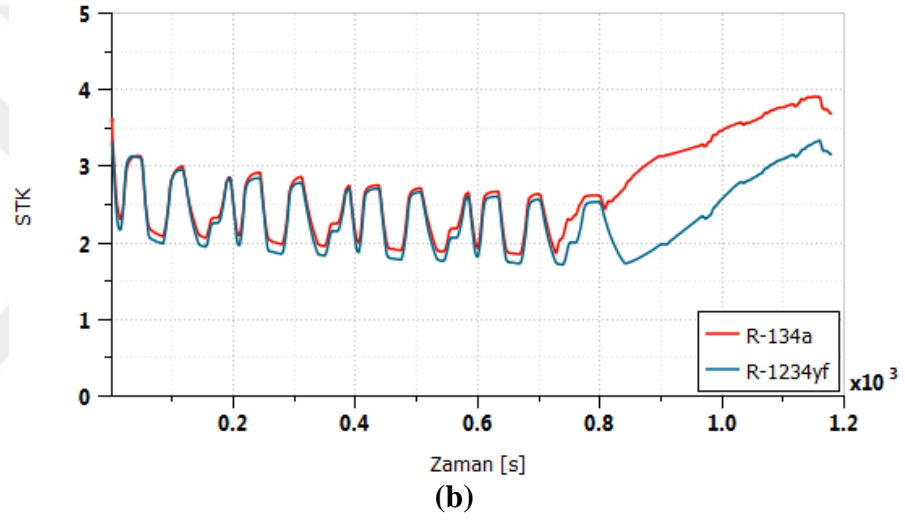
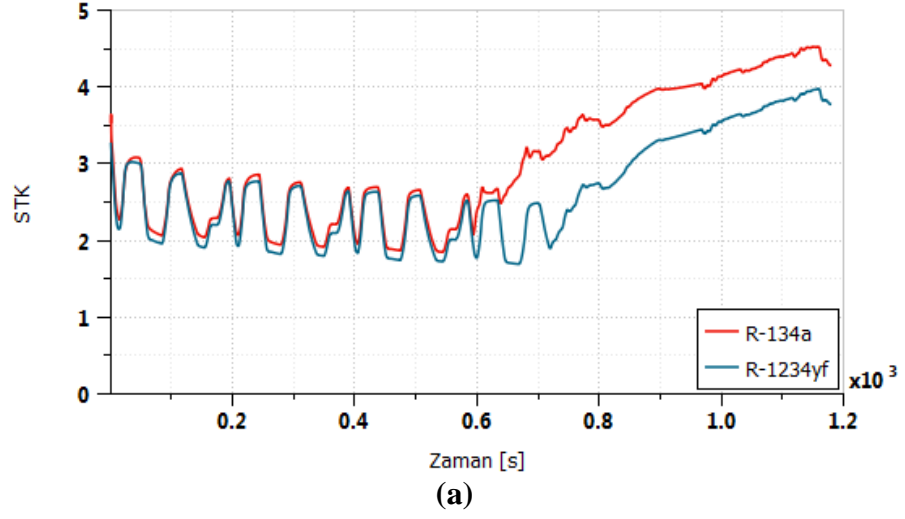


Şekil 4.7. R-1234yf soğutucu akışkan kullanılan bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi STK değerleri



Şekil 4.8. R-134a soğutucu akışkan kullanılan bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi STK değerleri

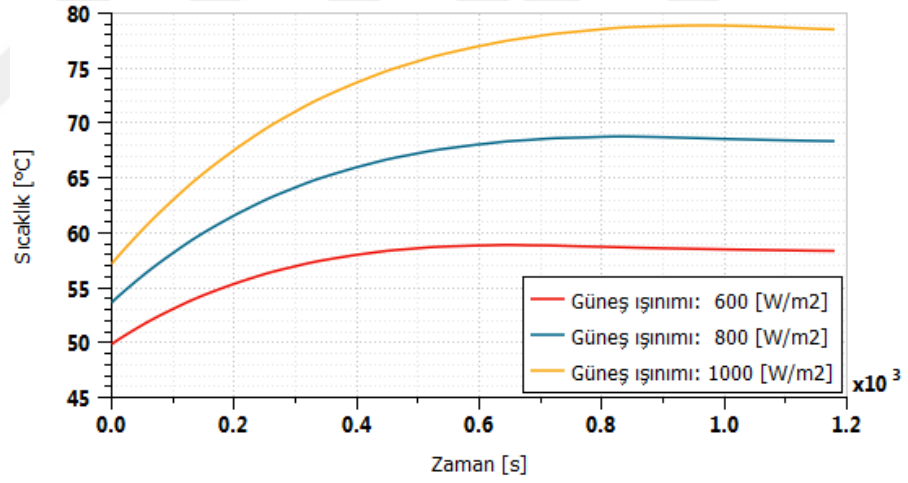
R-1234yf ve R-134a soğutucu akışkanlarının soğutma performanslarının daha iyi karşılaştırılabilmesi için aynı güneş ışınım değerlerinde gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen STK değerlerinin değişimleri Şekil 4.9’ da verilmiştir.



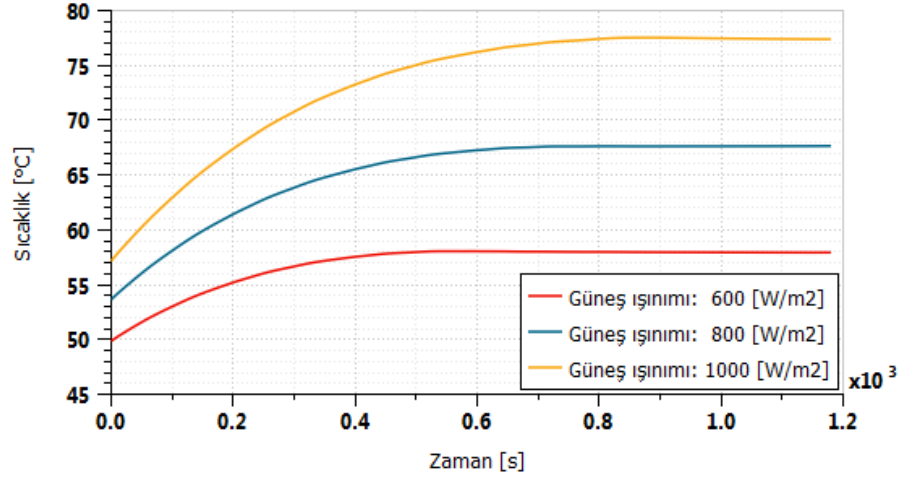
Şekil 4.9. Geleneksel taşıt soğutma sistemi modeli STK değerlerinin (a) 600 W/m^2 (b) 800 W/m^2 (c) 1000 W/m^2 ışınlam değerlerinde zamana göre değişimi

Her üç güneş ışınımı değerinde ve her iki soğutucu akışkan kullanılan bir boyutlu geleneksel taşıt soğutma sistemi modelleri için hesaplanan STK değerleri, T_{hedef} ' e erişilene kadar hemen hemen aynı değerlerde seyretmiştir. Ancak T_{hi} 23.5 °C olan hedeflenen sıcaklığa eriştiğinde, yüksek hacimde çalışan kompresörün daha düşük hacimlerde çalışması sonucu oluşan farklılıklara göre R-134a kullanılan taşıt soğutma sistemi modelinin STK üstünlüğü açıkça görülmüştür. Ancak çevresel kaygılar da göz önünde bulundurularak R-1234yf' nin performansının kabul edilebilir seviyelerde olduğu düşünülebilir.

Oluşturulan bir boyutlu taşıt kabin modeli, taşıt kabini içerisinde yer alan bölgelerin ortalama sıcaklık değerlerini de verebilmektedir. Taşıt ön konsol ortalama sıcaklık değerleri Şekil 4.10 ve 4.11' de her iki soğutucu akışkanın kullanıldığı simülasyonlar için verilmiştir.



Şekil 4.10. Soğutma sürecinde R-1234yf kullanılan simülasyonlardaki taşıt ön konsol ortalama sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimi

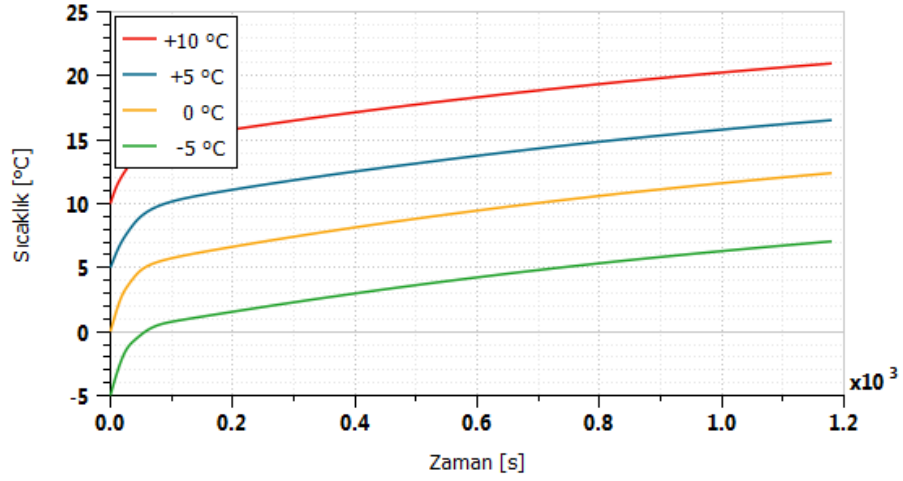


Şekil 4.11. Soğutma sürecinde R-134a kullanılan simülasyonlardaki taşıt ön konsol ortalama sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimi

Artan güneş ışınımı değerleriyle birlikte taşıt ön konsol ortalama sıcaklık değerlerinin de beklendiği üzere arttığı görülmüştür. Ayrıca R-134a' nın taşıt ön konsol sıcaklık değerlerinde de R-1234yf' ye göre bir miktar üstünlük sağladığı görülmüştür.

4.2.2. Taşıt Isı Pompası Sistemi Simülasyonları

Bir önceki bölümde referans çalışma göz önünde bulundurularak içten yanmalı motorlu taşıtlarda kullanıma uygun bir şekilde oluşturulan geleneksel taşıt soğutma sistemi modeline ait simülasyon sonuçları verilmişti. Bu bölümde ise geleneksel taşıt soğutma sistemi modelinde yer alan elektrikli taşıtlarda kullanıma uygun elemanlar kullanılarak oluşturulmuş taşıt ısı pompası sistemi modeline ait simülasyon sonuçları verilmiştir. Taşıt ısı pompası sistemi modeliyle gerçekleştirilen ısıtma simülasyonlarında kabin iç ortam havası başlangıçta dış ortam ile aynı sıcaklıkta kabul edilmiş olup simülasyonlar +10, +5, 0 ve -5 °C dış ortam sıcaklık değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Ayrıca ısıtma simülasyonlarında güneş ışınım değeri 0 W/m² kabul edilmiştir. NEDC sürüş çevrimleri çerçevesinde gerçekleştirilen simülasyon sonuçları Şekil 4.12' de verilmiştir.



Şekil 4.12. T_{hi} ' nin farklı dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi

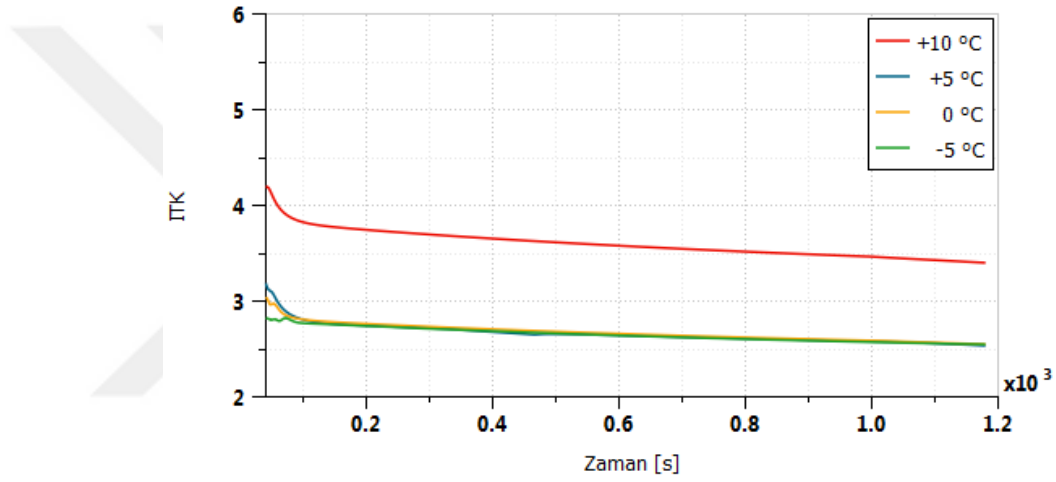
Taşıt ısı pompası sistemi modeliyle farklı dış ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilen simülasyonlar sonucunda T_{hi} ' i yaklaşık 7 ile 21 °C arasında değerlere erişmiştir. Dış ortam sıcaklık değeri 10 °C olduğu durumda, ısınma ihtiyacının taşıt ısı pompası tarafından karşılanabildiği ve başlangıçta 10 °C olan T_{hi} ' nin yaklaşık olarak 1000 saniye sonrasında 20 °C değerinin üstüne çıkabildiği görülmüştür. Azalan dış ortam sıcaklık değerleriyle birlikte bu ısıtma ihtiyacı taşıt ısı pompası sistemi tarafından karşılanamadığı gözlenmiştir.

Bir boyutlu geleneksel taşıt ısı pompası sistemi modeliyle gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen T_{hi} ' nin NEDC sürüş çevrimi adımlarının sonundaki değerleri Çizelge 4.3' te verilmiştir.

Çizelge 4.3. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri

Dış ortam sıcaklığı [°C]	T [°C]					
	NEDC					
	0 s	UDC1	UDC2	UDC3	UDC4	EUDC
+10	10	15.76	17.08	18.23	19.25	20.96
+5	5	11.05	12.45	13.65	14.74	16.53
0	0	6.59	8.07	9.36	10.50	12.39
-5	-5	1.51	2.91	4.15	5.23	7.05

Taşıt ısı pompası sistemi modeli için farklı dış ortam sıcaklıklarında hesaplanan ITK değerleri Şekil 4.13' te verilmiştir. 10 °C dış ortam sıcaklık değerinde ısınma ihtiyacını yaklaşık 1000 saniye sonrasında karşılayabilen taşıt ısı pompası sistemi modelinin ITK değerleri yaklaşık olarak 4 ile 3.5 arasında değişmiştir. Ayrıca diğer dış ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilen ve bu sıcaklıklarda ısınma ihtiyacını karşılayamayan taşıt ısı pompası sistemi modelinin hesaplanan ITK değerleri tüm sürüş çevrimi boyunca oldukça benzerlik göstermiştir. Literatürden elde edilen bulgularda da belirtildiği üzere dış ortam sıcaklığının düşmesiyle birlikte ısı pompası sisteminin performansında beklenen düşüşler görülmüştür (Hoşöz ve Direk 2006, Peng ve Du 2016).



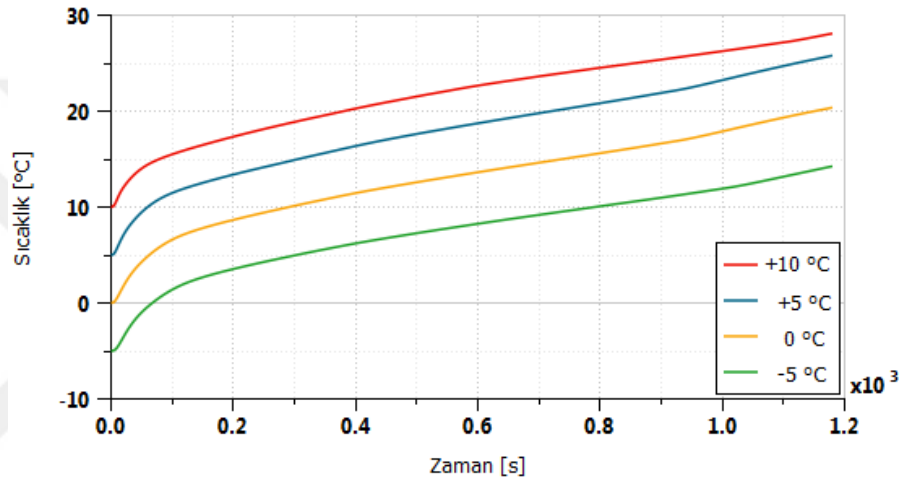
Şekil 4.13. Bir boyutlu geleneksel taşıt ısı pompası sistemi ITK değerleri

4.3. Yenilikçi Taşıt İklimlendirme Sistemi Simülasyonları

4.3.1. Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Simülasyonları

Bu bölümde, düşük dış ortam sıcaklıklarında ısınma ihtiyacını karşılayabilmek amacıyla oluşturulan ve taşıt üzerinde oluşan atık ısılarından ve enerjilerden de faydalanılabilen yenilikçi ısı pompası sistemi modeli ile gerçekleştirilen simülasyonların sonuçları sunulmuştur.

Yenilikçi ısı pompası sistemi modeliyle farklı dış ortam koşullarında gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre NEDC sürüş çevriminin sonunda T_{hi} yaklaşık 14 ile 28 °C arasında değişim göstermiştir (Şekil 4.14). Dış ortam sıcaklık değeri 10 °C olduğu durumda, T_{hi} yaklaşık olarak 400 saniye sonrasında 20 °C değerinin üstüne çıktığı görülmüştür. Bu değer dış ortam sıcaklıkları 5 ve 0 °C olduğu durumlarda ise sırasıyla yaklaşık olarak 700 ve 1150 saniye mertebelerindedir. -5 °C dış ortam sıcaklık durumunda ise ısınma ihtiyacı karşılanamamış olup T_{hi} sürüş çevrimi sonucunda ancak 14 °C mertebesine kadar yükselebilmektedir.



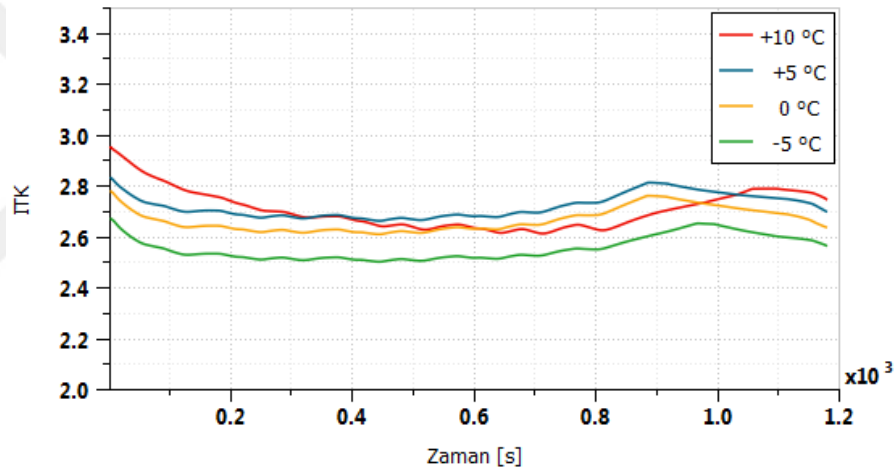
Şekil 4.14. T_{hi} 'nin farklı dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi

Bir boyutlu yenilikçi ısı pompası sistemi modeliyle gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen T_{hi} 'nin NEDC sürüş çevrimi adımlarının sonundaki değerleri Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri

Dış ortam sıcaklığı [°C]	T [°C]					
	NEDC					
	0 s	UDC1	UDC2	UDC3	UDC4	EUDC
+10	+10	17.25	19.99	22.50	24.34	28.10
+5	+5	13.30	16.07	18.57	20.61	25.79
0	0	8.58	11.20	13.47	15.40	20.38
-5	-5	3.46	5.99	8.11	9.90	14.25

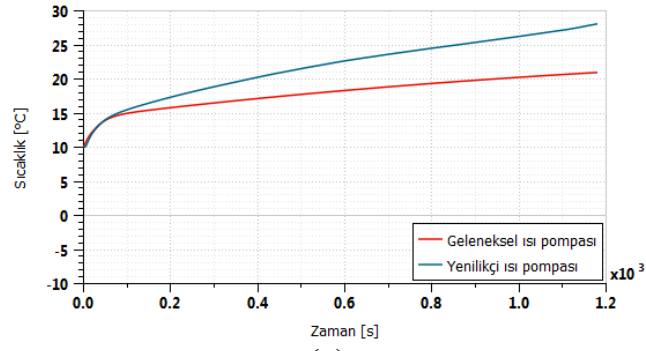
Yenilikçi ısı pompası sistemi modeli için farklı dış ortam sıcaklıklarında hesaplanan ITK değerleri Şekil 4.15’ te verilmiştir. 10 °C dış ortam sıcaklığında gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre sürüş çevriminin UDC alt çevriminde gerçekleşen ilk 780 saniyelik bölümünden sonra EUDC alt çevrimine geçilmesiyle dış ortam havasıyla etkileşimde olan radyatöre gelen hava debisinin artması sonucunda ITK değerlerinde bir artış gözlenmiştir. Buna ek olarak sürüş çevriminin sonuna doğru taşıt hızının azalması ve sonrasında taşıtın durmasından dolayı ITK değerlerinde bir tekrar düşüş görülmüştür. 5 ve 0 °C dış ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilen simülasyonlarda da ITK değerlerinde benzer eğilimler gözlenmiştir. -5 °C dış ortam sıcaklığında ise ITK değeri sürüş çevrimi boyunca fazla değişim göstermemiş olup yaklaşık olarak 2.6 değerlerinde seyretmiştir.



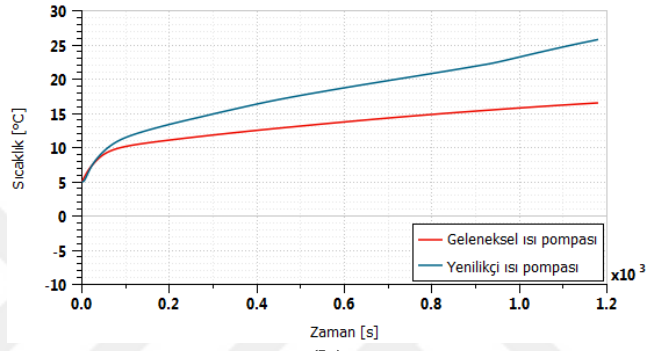
Şekil 4.15. Bir boyutlu yenilikçi ısı pompası sistemi ITK değerleri

Yenilikçi ısı pompası sistemi modeli ve geleneksel taşıt soğutma sistemi elemanları kullanılarak oluşturulan taşıt ısı pompası sistemi modelinin farklı dış ortam koşullarındaki ısıtma performans karşılaştırmaları Şekil 4.16’ da verilmiştir.

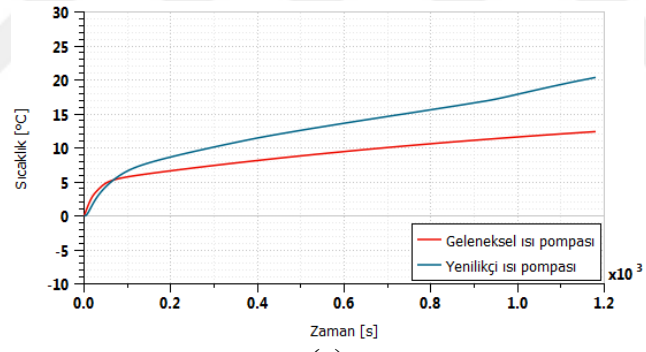
Tüm dış ortam sıcaklık değerlerinde yenilikçi ısı pompası sistemi modelinin üstünlüğü rahatlıkla görülmektedir. Genel olarak her iki sistemin de yaklaşık ilk 100 saniyede aynı ısıtma performansları göstermesine rağmen sonrasında yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli daha yüksek ısıtma performansı sergilemiştir.



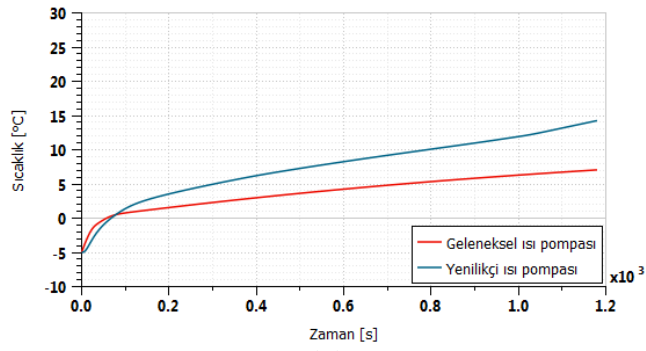
(a)



(b)



(c)



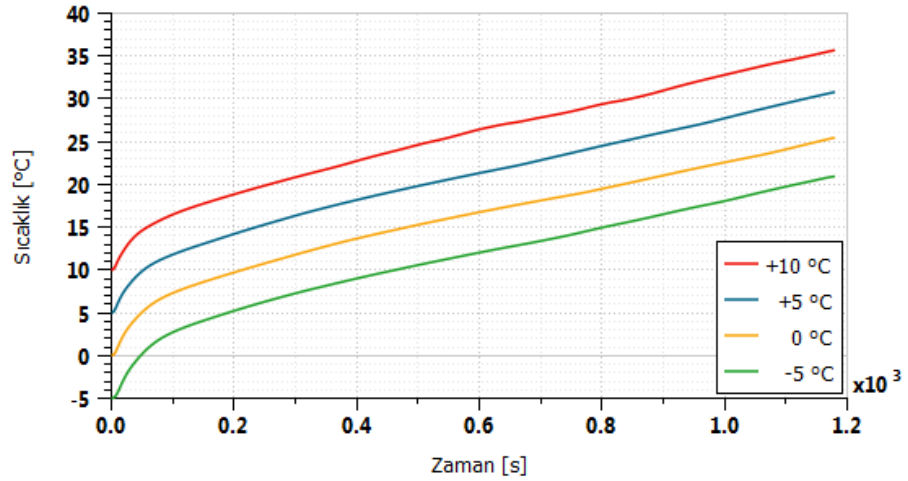
(d)

Şekil 4.16. T_{hi} ' nin (a) 10 °C (b) 5 °C (c) 0 °C (d) -5 °C dış ortam sıcaklık değerlerinde zamana göre değişimi

4.3.2. Ek Isı Değiştiricili Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Simülasyonları

Bu bölümde, yenilikçi ısı pompası sistemi modeline ilave edilen ısı değiştiricisinin sistem performansı üzerindeki etkileri sunulmuştur. Öncelikle diğer bir boyutlu modellerde olduğu gibi ek ısı değiştiricili yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde de farklı dış ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilen simülasyon sonuçları verilmiştir.

Yenilikçi ısı pompası sistemi modeline ısı değiştiricisi ilavesiyle 10 °C dış ortam sıcaklığında T_{hi} ' nin NEDC sürüş çevrimi sonunda 35 °C' nin üzerine çıktığı ve taşıt ısıtma ihtiyacını rahatlıkla karşılayabildiği gözlenmiştir (şekil 4.17). Önceki simülasyon sonuçlarında -5 °C dış ortam havasında taşıt ısıtma ihtiyacının karşılanamamasına rağmen ek ısı değiştiricili yenilikçi ısı pompası sistemi modeliyle gerçekleştirilen simülasyonlarda, taşıt kabin iç ortam hava sıcaklığının 20 °C' nin biraz üstüne çıkabildiği görülmüştür. Ancak bu değere NEDC sürüş çevriminin sonuna doğru ulaşılabildiği göz önüne alınırsa, -5 °C dış ortam sıcaklık değerinde ek ısı değiştiricili yenilikçi ısı pompası sistemi modelinin de yetersiz kaldığı görülmektedir.



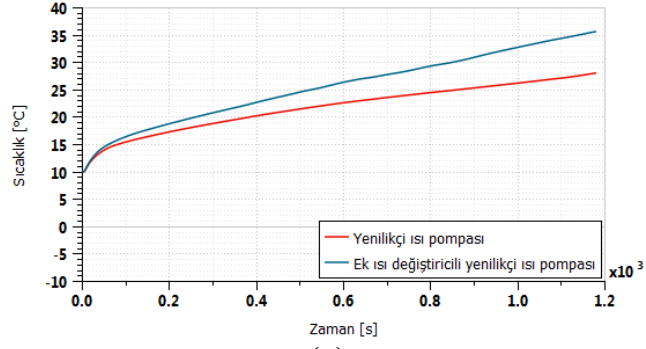
şekil 4.17. T_{hi} ' nin farklı dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi

Bir boyutlu ek ısı değiştiricili yenilikçi ısı pompası sistemi modeliyle gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen T_{hi} ' nin NEDC sürüş çevrimi adımlarının sonundaki değerleri Çizelge 4.5' te verilmiştir.

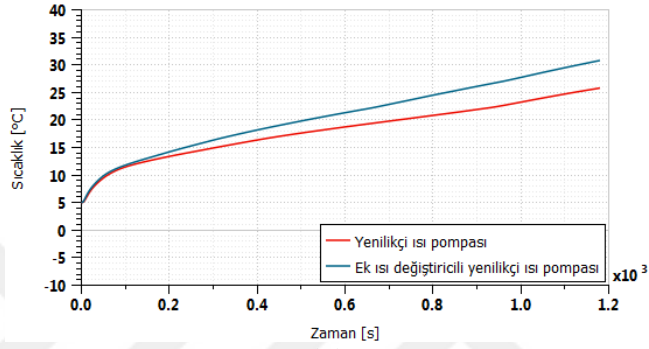
Çizelge 4.5. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri

Dış ortam sıcaklığı [°C]	T [°C]					
	NEDC					
	0 s	UDC1	UDC2	UDC3	UDC4	EUDC
+10	+10	18.72	22.32	26.14	29.04	35.67
+5	+5	14.09	17.83	21.09	24.16	30.79
0	0	9.59	13.31	16.53	19.17	25.46
-5	-5	5.10	8.66	11.81	14.62	20.94

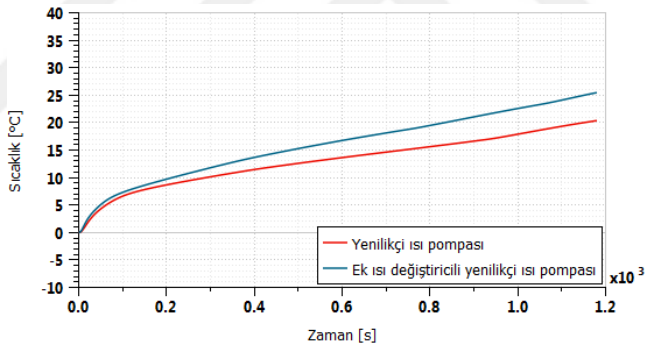
Yenilikçi ısı pompası sistemi modeli ve ek ısı değiştiricili ısı pompası sistemi modelinin farklı dış ortam koşullarındaki ısıtma performans karşılaştırmaları Şekil 4.18’ de verilmiştir. Sisteme eklenen ısı değiştirici sayesinde yoğunlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın aşırı soğutulması ve buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın aşırı kızdırılması sonucunda ek ısı değiştiricisi içermeyen modellere göre ısıtma performanslarında iyileşmeler gözlenmiştir. Tüm dış ortam sıcaklık değerlerinde ek ısı değiştiricili yenilikçi ısı pompası sisteminin üstünlüğü rahatlıkla görülmektedir. NEDC sürüş çevrimi sonunda ek ısı değiştiricisi sayesinde T_{hi} ’ de 7.57 ile 5.0 arasında artışların gerçekleştiği gözlenmiştir.



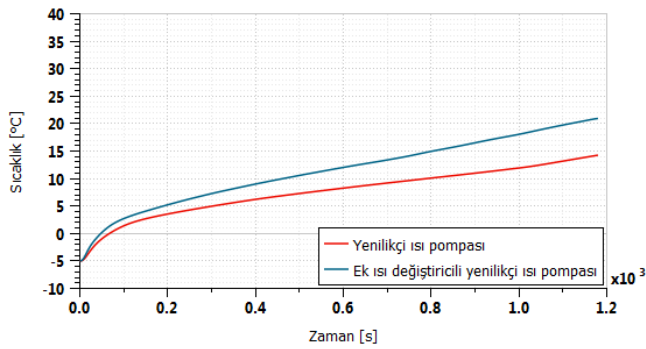
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 4.18. T_{hi} ' nin (a) 10 °C (b) 5 °C (c) 0 °C (d) -5 °C dış ortam sıcaklık değerlerinde zamana göre değişimi

Isınma ihtiyacını karşılayabilmek için geliştirilen bir boyutlu modellerde yer alan yoğuşturuculardan NEDC sürüş çevrimi sonundaki birim zamanda geçen ısı miktarları Çizelge 4.6' da verilmiştir. Geleneksel taşıt soğutma sistemi modelinde yer alan elemanların kullanılmasıyla modellenen taşıt ısı pompası sisteminden 10 °C ve -5 dış ortam sıcaklık değerlerinde sırasıyla 722 ve 806 W ısı çekildiği görülmüştür. Dış ortam sıcaklığının 0 °C' nin altına düşmesiyle taşıt ısıtma ihtiyacının giderilmesinde yetersiz kalan yenilikçi ısı pompası sisteminden -5 °C dış ortam sıcaklığında 1917 W ısı çekilmiştir. -5 °C dış ortam sıcaklığında NEDC sürüş çevriminin sonunda T_{hi} ' yi 20 °C' nin üstüne çıkarabilen ek ısı değiştiricili yenilikçi ısı pompası sisteminden ise 3125 W ısı çekilmiştir. Bu değer -5 °C' ye kadar düşen dış ortam sıcaklıklarında taşıt ısıtma ihtiyacı için kısmen yeterli olsa da daha düşük dış ortam sıcaklığı ve daha hızlı ısıtma ihtiyaçları için yetersiz gelmektedir. Isınma ihtiyacının düşük dış ortam sıcaklıklarında da hızlı bir şekilde karşılanabilmesi için geliştirilen ısı pompası sistemleri ek ısıtıcılar ile birlikte kullanılabilir. Ancak sisteme ek ısıtıcıların ilave edilmesi taşıt enerji tüketimini arttıracığından dolayı düşük kapasiteli ek ısıtıcılar kullanılarak ısınma ihtiyacı karşılanmaya çalışılmalıdır.

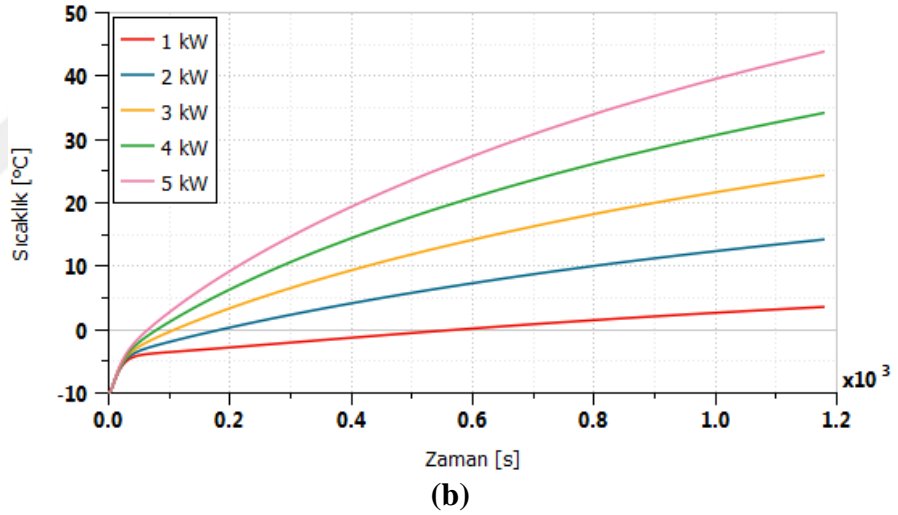
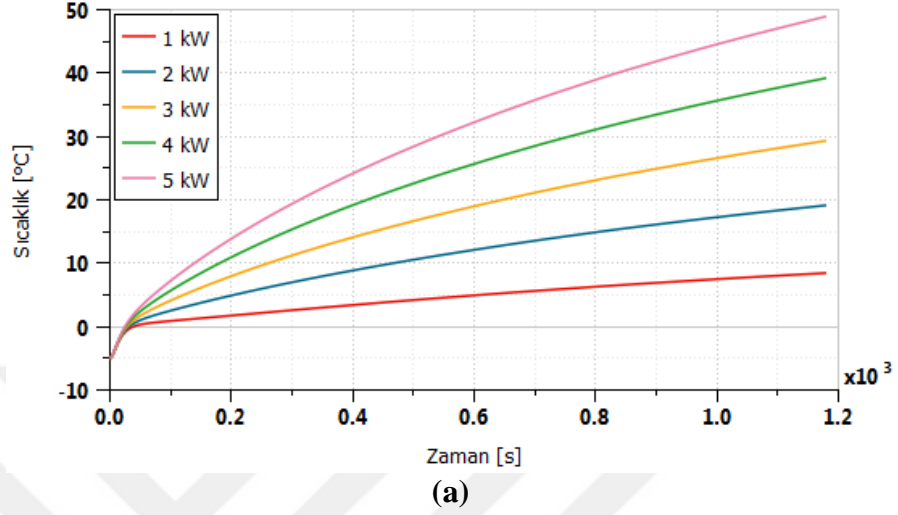
Çizelge 4.6. Yoğuşturucudan birim zamanda geçen ısı miktarı

	Dış ortam sıcaklığı	
	10 °C	-5 °C
Taşıt ısı pompası	722 W	806 W
Yenilikçi ısı pompası	1764 W	1917 W
Ek ısı değiştiricili yenilikçi ısı pompası	3114 W	3125 W

4.3.3. Ek Isıtıcı Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Simülasyonları

Bu bölümde, taşıt kabin iç ortam havasının ısıtılmasında kullanılan PTC ısıtıcılarının, yenilikçi ısı pompası sistemi modeline dahil edilerek oluşturulan hibrit ısıtma sistemi simülasyon sonuçları sunulmuştur. Ayrıca taşıt kabin iç ortam havası farklı kapasitelerdeki tekil PTC ısıtıcı benzeşim modelleri kullanılarak da ısıtılmaya çalışılmıştır. Farklı dış ortam sıcaklık değerlerinde yalnızca 1, 2, 3, 4 ve 5 kW

kapasitelerindeki ısıtıcıların kullanılmasıyla T_{hi} ' nin değişimleri Şekil 4.19' da verilmiştir.

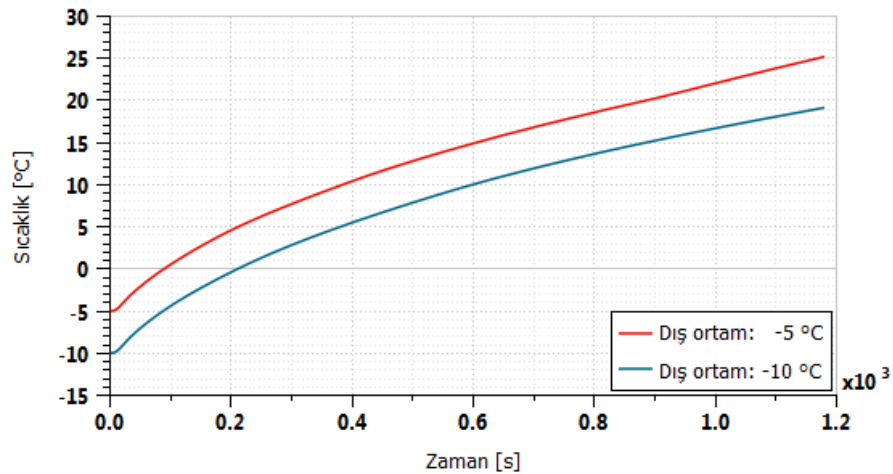


Şekil 4.19. T_{hi} ' nin (a) -5 °C (b) -10 °C dış ortam sıcaklık değerlerinde zamana göre değişimi

T_{hi} değerleri başlangıçta dış ortam havasıyla eşit kabul edilmiştir. -5 °C dış ortam sıcaklığında 1 kW kapasiteli PTC ısıtıcısının soğutma suyunu ısıtmasıyla taşıt ısıtma ihtiyacının karşılanamadığı ve T_{hi} ' nin NEDC sürüş çevrimi sonunda ancak yaklaşık 9 °C' ye kadar yükselebildiği görülmüştür. -10 °C dış ortam sıcaklığında ise 1 kW kapasiteli ısıtıcı modeli taşıt kabin iç ortam sıcaklığını yaklaşık 4 °C' ye kadar

yükseltebilmiştir. 2 kW kapasiteli ısıtıcı modeli kullanıldığında ise dış ortam sıcaklığının $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu durumda, taşıt ısıtma ihtiyacı kısmen karşılanabilmiş olup T_{hi} sürüş çevriminin sonunda yaklaşık $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' ye yükseltebilmiştir. 3 kW kapasiteli ısıtıcı modeli kullanıldığında ise sürüş çevrimi sonunda T_{hi} 24 ve $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ mertebelerine ulaşmış olup ısınma ihtiyacı geç bir şekilde karşılanabilmiştir. $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ dış ortam sıcaklığında 4 ve 5 kW kapasiteli ısıtıcı modelleri kullanıldığında, T_{hi} $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' nin üzerine sırasıyla yaklaşık 400 ve 300 saniye sürelerinde ulaşabilmiştir. Bu değerler dış ortam sıcaklığı $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' ye düşürüldüğünde ise sırasıyla yaklaşık 600 ve 400 saniye değerlerine yükselmiştir.

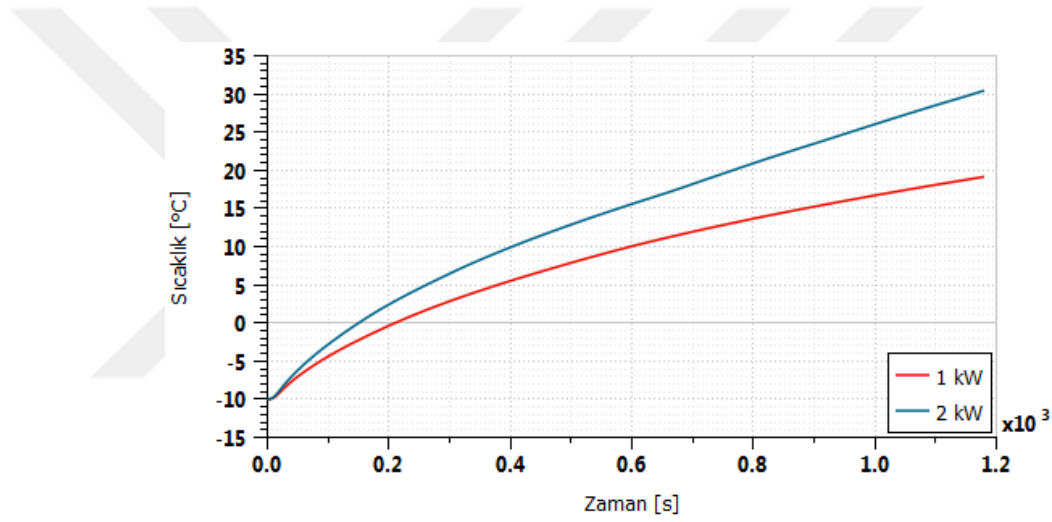
Yenilikçi ısı pompası sistemi modelinin düşük dış ortam sıcaklık değerlerinde yetersiz kaldığı Şekil 4.14' te gösterilmiştir. Tekil PTC ısıtıcılar kullanılarak elektrikli taşıtların ısıtma ihtiyacının karşılandığı durumlarda ise enerji tüketiminin arttığı ve elektrikli taşıtların sınırlı olan enerjisinin hızlı bir şekilde azalmasından dolayı da taşıt menzilin hissedilir derecede düştüğünden daha önceki bölümlerde bahsedilmiştir. Bu eksiklikler göz önünde bulundurulduğunda ise her iki sistemi de ihtiva eden hibrit bir ısıtma sistemi, düşük dış ortam sıcaklık değerlerinde ısınma ihtiyacını tekil elektrikli ısıtıcılara göre daha düşük enerji tüketimleriyle karşılayabilecektir. 1 kW kapasiteli ısıtıcı modeli ihtiva eden bir boyutlu hibrit model ile -5 ve $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ dış ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilen simülasyon sonuçları Şekil 4.20' de yer almaktadır.



Şekil 4.20. T_{hi} ' nin farklı dış ortam sıcaklık değerlerinde zamana göre değişimi

-10 °C dış ortam sıcaklığında, 1 kW kapasiteli ısıtıcı modeli tek başına kabin iç ortam hava sıcaklığını sadece 4 °C' ye kadar yükseltebilmesine rağmen yenilikçi ısı pompası sistemi modeliyle birlikte çalıştırıldığında T_{hi} yaklaşık 19 °C'ye ulaşmıştır. -5 °C dış ortam sıcaklığında, 1 kW kapasiteli ısıtıcı modeli ve yenilikçi ısı pompası sistemi modeli yalnız çalıştırıldıklarında T_{hi} ' yi sırasıyla 9 ve 14 °C' ye kadar yükseltebilmelerine rağmen birlikte çalıştırıldıklarında taşıt iç ortam hava sıcaklığının yaklaşık 25 °C' ye kadar yükseldiği görülmüştür.

-10 °C dış ortam sıcaklığında 1 ve 2 kW kapasiteli ısıtıcı modellerin ısıtma performansları karşılaştırılmış ve Şekil 4.21' de sunulmuştur.



Şekil 4.21. T_{hi} ' nin farklı kapasitelerdeki ek ısıtıcılı yenilikçi ısı pompası sistemi modeli kullanımıyla zamana göre değişimi

-10 °C gibi düşük bir dış ortam sıcaklığında, T_{hi} NEDC sürüş çevriminin sonunda ısıtıcı kapasitesine göre yaklaşık 19 ile 31 °C mertebelerine ulaşmıştır. Kısmen ısınma ihtiyacını karşılayan 1 kW kapasiteli ısıtıcı modeli içeren hibrit sistemin daha düşük dış ortam sıcaklıklarında bu ihtiyacı karşılayamayacağı öngörülmektedir. Dış ortam sıcaklık değerine göre hibrit sistemde kullanılan ısıtıcı kapasitesinin değişmesinin taşıt ısıtma ihtiyacının karşılanması sırasında daha verimli bir enerji kullanımına olanak sağlayacaktır.

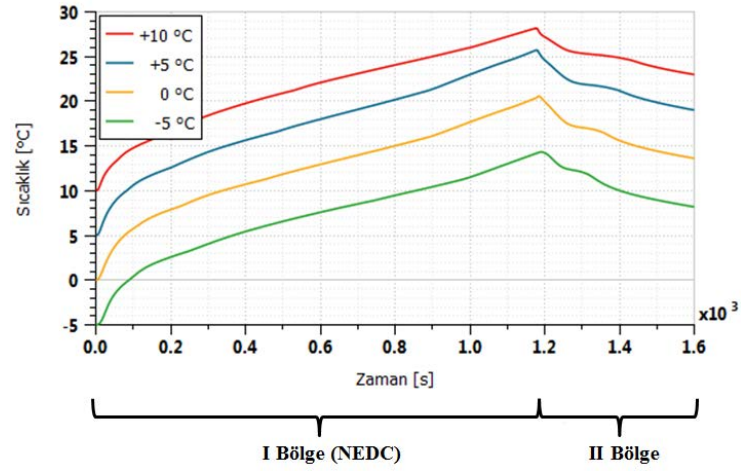
Bir boyutlu ek ısıtıcı yenilikçi ısı pompası sistemi modeliyle gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen T_{hi} ' nin NEDC sürüş çevrimi adımlarının sonundaki değerleri Çizelge 4.7' de verilmiştir.

Çizelge 4.7. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri

Isıtıcı kapasitesi [kW]	Dış ortam sıcaklığı [°C]	T [°C]					
		NEDC					
		0 s	UDC1	UDC2	UDC3	UDC4	EUDC
1	-5	-5	4.42	10.16	14.60	18.23	25.20
	-10	-10	-0.56	5.25	9.73	13.32	19.14
2	-10	-10	2.18	9.57	15.17	20.36	30.44

4.3.4. Faz Değiştiren Malzemeli Yenilikçi Isı Pompası Sistemi Simülasyonları

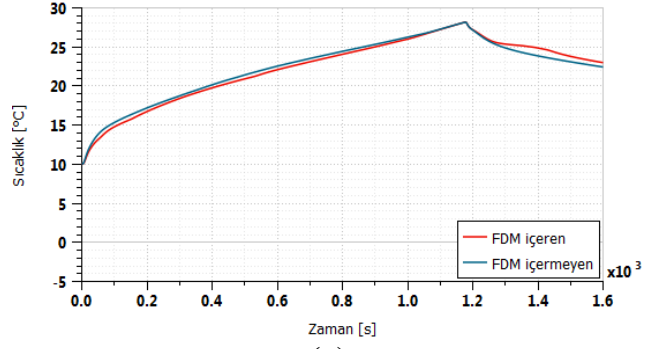
Bu bölümde, yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde yer alan bir tarafından soğutucu akışkan diğer tarafından soğutma suyu dolaşan plakalı tip ısı değiştiricilerine FDM eklenmesinin T_{hi} ' ye etkileri sunulmuştur. Taşıtlarda iklimlendirme sistemlerine FDM uygulaması, trafik ışıkları gibi kısa duraklamalarda motor kapalı konuma geçtiğinde devreden çıkan kompresörün etkisini en aza indirebilmek için yapılmaktadır. Bu çalışmada ise 1180 saniye NEDC sürüş çevrimi ve sonrasında 420 saniye dış ortamda bekletmeden oluşan simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Dış ortamda bekletme esnasında taşıt kompresörünün durduğundan dolayı FDM' nin NEDC çevrimi esnasında depoladığı enerjiden faydalanılması hedeflenmiştir. Farklı dış ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen T_{hi} ' nin değişimi Şekil 4.22' de verilmiştir.



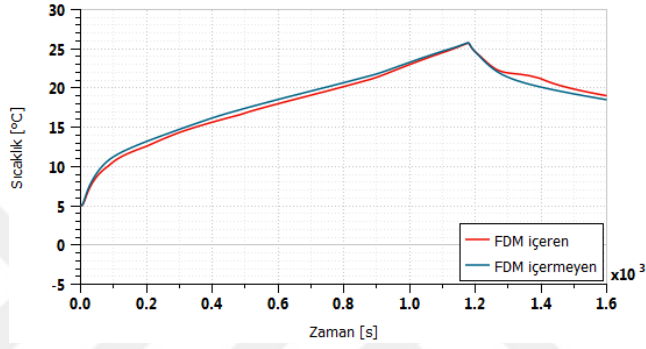
Şekil 4.22. T_{hi} ' nin farklı dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi

Faz değiştiren malzemeli yenilikçi ısı pompası sistemi modelinden elde edilen I Bölge' ye ait T_{hi} bölüm 4.3.1' de yer alan yenilikçi ısı pompası sistemi modeli sonuçlarına çok yakın olduğu gözlenmiştir. Bu iki modelin sonuçları arasındaki küçük fark ise FDM' nin faz değişimi esnasında depoladığı enerjiden kaynaklanmaktadır.

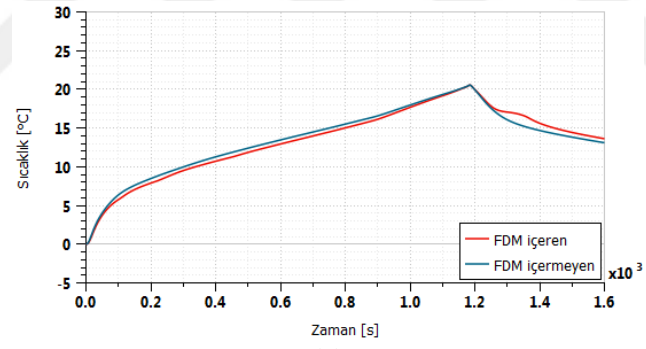
NEDC sürüş çevriminin sonunda başlayan 420 saniyelik farklı sıcaklıklardaki dış ortamda bekletme simülasyonları boyunca II Bölge' de gerçekleşen T_{hi} değişimlerindeki FDM' nin etkisi Şekil 4.23' te görülmüştür.



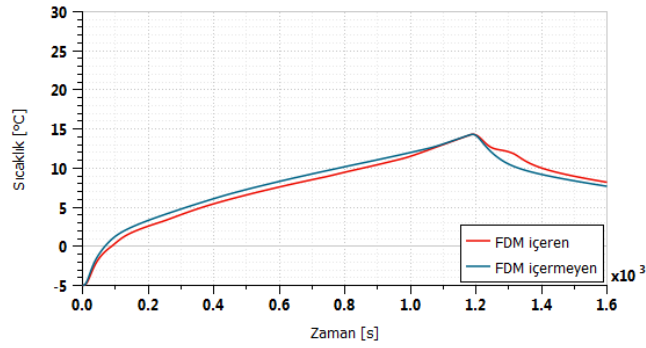
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 4.23. T_{hi} ' nin (a) 10 °C (b) 5 °C (c) 0 °C (d) -5 °C dış ortam sıcaklıklarında zamana göre değişimi

Başlangıçta ortam sıcaklığında bulunan FDM' ler, sürüş çevriminin başlamasıyla birlikte çalıştırılan yenilikçi ısı pompası sistemi modeli içerisinde yer alan ısı değiştiricilerde hal değişimine uğramaktadırlar. Bu hal değişimi esnasında FDM enerji depoladığı için, FDM içermeyen yenilikçi ısı pompası sisteminin T_{hi} bir miktar yüksek çıkmıştır. Ancak bu fark değerinin tüm dış ortam sıcaklıklarında gerçekteştirilen simülasyonlarda da NEDC sürüş çevriminin sonuna doğru oldukça azaldığı görülmüştür.

Bir boyutlu faz değiştiren malzemeli yenilikçi ısı pompası sistemi modeliyle gerçekteştirilen simülasyonlardan elde edilen T_{hi} ' nin NEDC sürüş çevrimi adımlarının sonundaki değerleri Çizelge 4.8' de verilmiştir.

Çizelge 4.8. NEDC adımlarındaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri

Dış ortam sıcaklığı [°C]	T [°C]						
	NEDC						
	0 s	UDC1	UDC2	UDC3	UDC4	EUDC	1600 s
+10	+10	16.64	19.64	21.92	23.87	28.21	22.99
+5	+5	12.49	15.52	17.82	19.96	25.77	19.02
0	0	7.81	10.60	12.77	14.80	20.42	13.62
-5	-5	2.50	5.31	7.43	9.27	14.21	8.19

II Bölge' deki sonuçlar incelendiğinde ise FDM' nin depoladığı enerjiyi geri verme esnasında T_{hi} farklılıkları oluşmaktadır (Çizelge 4.9) .

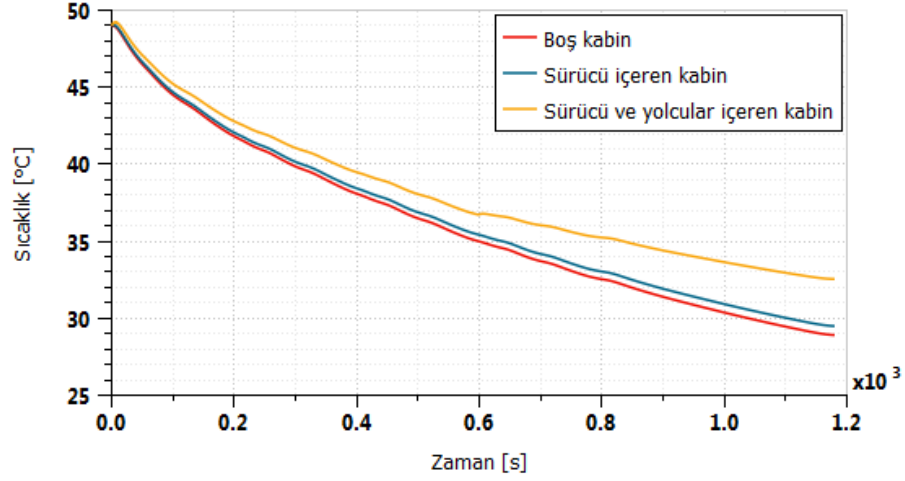
Çizelge 4.9. II Bölge taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri

	Dış ortam sıcaklığı [°C]	T [°C]				
		1200 s	1300 s	1400 s	1500 s	1600 s
FDM içeren	+10	27.20	25.36	24.87	23.80	22.99
	+5	24.62	21.93	21.18	19.87	19.02
	0	19.98	17.06	15.62	14.43	13.62
	-5	14.24	12.08	10.02	8.96	8.19
FDM içermeyen	+10	27.16	24.88	23.86	23.10	22.43
	+5	24.62	21.38	20.12	19.26	18.51
	0	19.95	16.07	14.68	13.83	13.10
	-5	14.18	10.52	9.20	8.37	7.68

4.3.5. Yenilikçi Soğutma Sistemi Simülasyonları

Bu bölümde, literatürde yer alan taşıt kabin soğutma referans çalışmasındaki sınır şartlarının yenilikçi soğutma sistemi modelinde kullanılmasıyla gerçekleştirilen simülasyon sonuçları sunulmuştur.

Taşıt kabin modeline eklenen sürücü ve üç yolcunun metabolik ısı üretimlerinin T_{hi} ' ye etkileri Şekil 4.24' te gösterilmiştir. Taşıt kabin modeline yalnızca sürücü etkilerinin dahil edilmesinin çok fazla kabin iç ortam sıcaklığını etkilemediği ancak sürücünün yanısıra üç yolcunun metabolik ısı üretim etkileri de dahil edildiğinde NEDC sürüş çevrimi sonucunda kabin iç ortam hava sıcaklığının yaklaşık 3 °C yükseldiği gözlenmiştir.



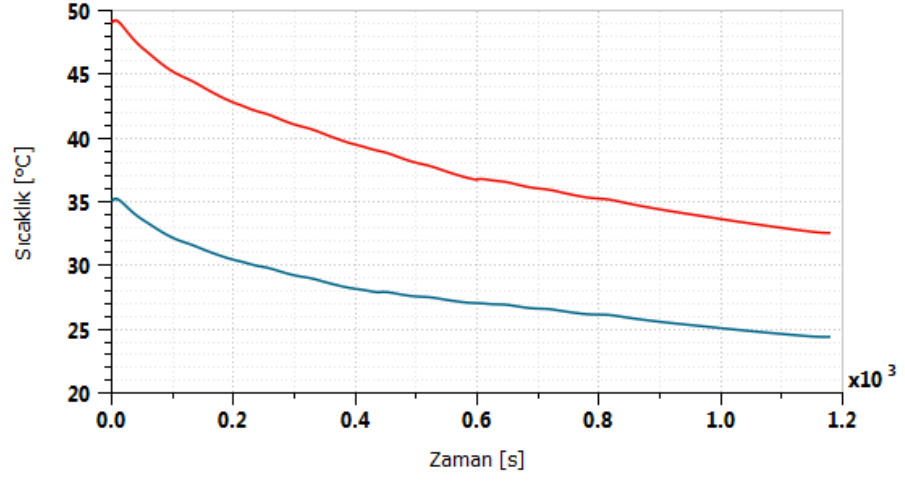
Şekil 4.24. T_{hi} ' ye metabolik ısı üretim etkisinin zamana göre değişimi

Bir boyutlu yenilikçi soğutma sistemi modeliyle gerçekleştirilen simülasyonlardan elde edilen T_{hi} ile referans çalışmanın sonuçları karşılaştırılmış ve Çizelge 4.10' da verilmiştir.

Çizelge 4.10. Farklı zamanlardaki taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerleri

	T [°C]						
	t=0s	t=60s	t=120s	t=300s	t=600s	t=900 s	t=1200s
Referans çalışma	50.00	39.20	33.60	29.90	28.70	-	28.10
İnsansız	49.00	46.09	43.96	39.86	34.99	31.39	28.90 (@1180 s)
1 insanlı	49.00	46.22	44.15	40.16	35.42	31.91	29.49 (@1180 s)
4 insanlı	49.00	46.68	44.74	41.06	36.74	34.40	32.55 (@1180 s)

Yenilikçi soğutma sistemi modelinin daha düşük başlangıç sıcaklığındaki (35 °C) soğutma performansı da içerisinde sürücü ve yolcuların bulunduğu taşıt kabini için değerlendirilmiştir (Şekil 4.25). Yüksek başlangıç sıcaklığında gerçekleştirilen durumda sürüş çevrimi sonunda 32.55 °C olan T_{hi} , düşük başlangıç sıcaklığında gerçekleştirildiğinde ise 24.40 °C' ye kadar düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.25. T_{hi} ' nin farklı başlangıç koşulları altında zamana göre değişimi

5. SONUÇ

Bu bölümde, geliştirilen bir boyutlu taşıt iklimlendirme sistemi modeli kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonların genel sonuçlarının kısa değerlendirmeleri yapılmış, tez çalışması kapsamında elde edilen tüm bulgular irdelenmiş ve genel sonuçlar alt başlıklar halinde sunulmuştur.

5.1. Taşıt Kabin Simülasyonlarına İlişkin Sonuçlar

Taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerlerinin farklı ortam koşullarında incelenebilmesi için geliştirilen bir boyutlu taşıt kabin modeli ile 800 W/m^2 güneş ışıınımı altında 3600 saniye sürede gerçekleştirilen dış ortamda bekletme simülasyon sonuçlarına göre park halinde bekletilen taşıt iç ortam hava sıcaklık değeri bu süre sonunda $54 \text{ }^\circ\text{C}$ ' ye ulaşmıştır. T_{hi} ' nin simülasyonun başlangıç anından bitiş anına kadar göstermiş olduğu değişim referans çalışmayla karşılaştırılmış ve yüksek oranda benzerlik elde edilmiştir.

Güneş ışıınımının T_{hi} ' ye etkisini görebilmek için ilave olarak 600 ve 1000 W/m^2 güneş ışıınım değerlerinde de gerçekleştirilen dış ortamda bekletme simülasyon sonuçlarına göre T_{hi} simülasyon sonucunda sırasıyla 50 ile $57 \text{ }^\circ\text{C}$ mertebelerine ulaşmıştır.

5.2. Geleneksel Taşıt Soğutma ve Isı Pompası Sistemi Simülasyonlarına İlişkin Sonuçlar

Geleneksel taşıt soğutma sistemi elemanlarıyla bir boyutlu modeli oluşturulan sistemin, dış ortamda bekletme simülasyonlarından elde edilen sonuçların başlangıç şartı olarak kabul edilmesiyle NEDC sürüş çevrimi çerçevesinde gerçekleştirilen ve referans çalışma ile doğrulaması sağlanan soğutma simülasyon sonuçlarına göre T_{hi} hedeflenen $23.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ' ye ulaşma süresi yaklaşık 1000 saniye sürmüştür. Geliştirilen geleneksel soğutma sistemi simülasyonları da farklı güneş ışıınım değerlerine maruz bırakılarak gerçekleştirilmiş ve T_{hi} ' nin hedeflenen değere ulaşma süreleri 730 ile 1070 saniye mertebelerinde değişim göstermiştir.

Geleneksel taşıt soğutma sisteminde kullanılan R-1234yf'nin performansını inceleyebilmek için simülasyonlardan elde edilen sonuçlar, aynı sistemin aynı koşullarda R-134a kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Genel olarak R-134a'nın daha yüksek soğutma performansı göstermesiyle birlikte R-1234yf'nin performansının da kabul edilebilir seviyelerde olduğu gözlenmiştir.

İçten yanmalı motorlu taşıtlarda kullanımı uygun olan geleneksel taşıt soğutma sistemi elemanlarından kompresör hariç diğer elemanların kullanılmasıyla oluşturulan geleneksel ısı pompası sistemi kullanılarak farklı dış ortam sıcaklıklarında simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve T_{hi} yaklaşık 7 ile 21 °C arasında değişim göstermiştir. Dış ortam sıcaklığının 10 °C olduğu durumda ısınma ihtiyacının NEDC sürüş çevrimi sonunda karşılanabilmesine rağmen azalan dış ortam sıcaklık değerleriyle birlikte bu ısınma ihtiyacının taşıt ısı pompası sistemi tarafından karşılanamadığı gözlenmiştir.

5.3. Yenilikçi Taşıt İklimlendirme Sistemi Simülasyonlarına İlişkin Sonuçlar

Taşıt kabin ısıtma ihtiyacını düşük dış ortam sıcaklıklarında dahi karşılayabilmek için oluşturulan ve taşıt üzerinde bulunan elektrik motoru, batarya, elektrikli cihazlar ve frenleme atık enerjilerinden de faydalanabilen yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi modeli ile farklı dış ortam sıcaklık değerlerinde NEDC sürüş çevrimi çerçevesinde gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre yenilikçi ısı pompası sistemi modeli T_{hi} 'yi 28 °C'ye kadar çıkarabilmiştir. -5 °C dış ortam sıcaklığında ise bu değer yaklaşık 14 °C olarak gözlenmiş olup aynı şartlar altında geleneksel ısı pompası kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonlarda yaklaşık 7 °C olarak elde edilmiştir. Her iki modelin de ısınma ihtiyacını karşılayamadığı ancak yenilikçi ısı pompası sisteminin daha üstün performans gösterdiği net bir şekilde görülmüştür. Ayrıca yenilikçi ısı pompası sistemi modeliyle gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre NEDC sürüş çevrimi sonunda 10 ve 5 °C dış ortam sıcaklıklarında ısınma ihtiyacının karşılanabildiği tespit edilmiştir.

Yenilikçi ısı pompası sistemi modeline, düşük dış ortam sıcaklıklarında da ısınma ihtiyacının karşılanabilmesi için ısı değiştiricisi ilave edilmiş ve NEDC sürüş çevrimi sonunda -5 °C dış ortam sıcaklığında T_{hi} ' nin yaklaşık 21 °C' ye kadar yükselebildiği görülmüştür. Ayrıca 10 °C dış ortam koşulunda ise T_{hi} ' nin yaklaşık 36 °C' ye ulaştığı simülasyon sonuçlarından elde edilmiştir.

Ancak hedeflenen taşıt kabin iç ortam hava sıcaklık değerine ulaşma süresinin uzunluğu ve daha düşük dış ortam sıcaklıklarında taşıt ısıtma ihtiyacının karşılanamayacağı göz önüne alınmış ve yenilikçi ısı pompası modeline ek bir ısıtıcı ilave edilerek simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Elektrikli taşıt kabin iç ortam havasının ısıtılmasını, soğutma suyunu ısıtarak gerçekleştiren PTC ısıtıcılar yenilikçi ısı pompası sistemi modeline dahil edilerek hibrit ısıtma sistemi modeli oluşturulmuş ve hem tekil PTC ısıtıcılar ile hem de hibrit ısıtma sistemi modeliyle taşıt kabin ısıtma simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Düşük kapasiteli PTC ısıtıcılar düşük dış ortam sıcaklıklarında tek başlarına taşıt ısıtma ihtiyacını karşılayamadığı, kapasitesi artırılan ısıtıcıların bu ihtiyacı karşılayabildiği ancak her ne kadar frenleme atık enerjisinin bu ısıtıcılarda değerlendirildiği göz önünde bulundurulsa da oldukça fazla güç tüketimi sergiledikleri gözlenmiştir. Bu noktada önerilen hibrit sistem ile daha düşük güç tüketimleriyle ısınma ihtiyacının karşılanabileceği ön görülmüştür. -5 °C dış ortam sıcaklığında, 1 kW kapasiteli ısıtıcı modeli tek başına kabin iç ortam hava sıcaklığını sadece 9 °C' ye kadar yükseltebilmesine rağmen yenilikçi ısı pompası sistemi modeliyle birlikte çalıştırıldığında T_{hi} ' nin yaklaşık 25 °C'ye ulaştığı görülmüştür.

Taşıt kabin iç hava şartlarında, trafik ışıkları gibi kısa bekleme esnasında menfezlerden gelen hava sıcaklığında süreklilik sağlayabilmek için taşıt iklimlendirme sistemlerine uygulamaları gerçekleştirilen FDM' lerin yenilikçi ısı pompası sistemi modelinde yer alan plakalı tip ısı değiştiricilerine dahil edilmiş ve NEDC sürüş çevrimi sonrasında ısı pompası sisteminin devreden çıkmasıyla T_{hi} ' deki değişimler incelenmiştir. NEDC çevrimi esnasında depoladığı enerjiyi sonrasında taşıt kabin iç ortam havasına aktaran FDM' ler sayesinde T_{hi} ' nin FDM uygulaması gerçekleştirilmeyen sisteme göre bir miktar yüksek çıktığı tespit edilmiştir.

Yenilikçi tařıt iklimlendirme sistemi çerçevesinde modellenen yenilikçi sođutma sistemi kullanılarak gerçekteřirilen, sűrűcű ve yolcuların metabolik ısı űretim etkilerinin de dahil edildiđi ve referans çalıřma ile karřılařtırıldıđı siműlasyon sonuçlarına gűre yenilikçi sođutma sistemi modelinin, 49 °C bařlangıç sıcaklıđında istenilen sıcaklık seviyelerine gelmekte bir miktar geciktiđi gűzlenmiřtir. 35 °C bařlangıç sıcaklıđında ise daha iyi bir sođutma performansı sergilemiřtir.

Bu çalışmada, ortalama binek tipi bir taşıt kabini için farklı ısıtma ve soğutma sistemlerine ait bir boyutlu matematiksel modeller oluşturulmuş ve farklı koşullarda siműlasyonları gerçekteşirilmiştir. Gerçekteřirilen bu çalışmadan elde edilen sonuçların bundan sonra yapılacak olan çalışmalara bir referans olacağı kanaatindeyim.

KAYNAKLAR

- Ahn, J.H., Kang, H., Lee, H.S., Jung, H.W., Baek, C., Kim, Y. 2014.** Heating performance characteristics of a dual source heat pump using air and waste heat in electric vehicles. *Applied Energy*, 119: 1-9.
- 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.
- Akyol, S.M., Kilic, M. 2009.** Dynamic simulation of HVAC system thermal loads in an automobile compartment. *International Journal of Vehicle Design*, 52(1-4): 177-198.
- Al-Abidi, A.A., Mat, S., Sopian, K., Sulaiman, M.Y., Mohammad, A.T. 2013.** Internal and external fin heat transfer enhancement technique for latent heat thermal energy storage in triplex tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 53(1): 147-156.
- Alkan, A., Hosoz, M. 2010.** Comparative performance of an automotive air conditioning system using fixed and variable capacity compressors. *International Journal of Refrigeration*, 33(3): 487-495.
- Anonim, 2012.** Tofaş Eğitim Ders Notları, Klima Sunumu.
- Anonim, 2019a.** Isı Pompaları Çalışma Sıcaklıkları. <https://www.tesisat.org/isi-pompasi-nedir-isi-pompasi-nasil-calisir.html> - (Erişim tarihi: 01.07.2019).
- Anonim, 2019b.** Automotive air conditioning system schematic view. - (Erişim tarihi: 01.07.2019). <http://blog.autointhebox.com/what-you-dont-know-about-your-automotive-air-conditioning-system.html>
- Anonim, 2019c.** Rubitherm Data Sheet. <https://www.rubitherm.eu/en/index.php/productcategory/organische-pcm-rt> - (Erişim tarihi: 01.07.2019).
- Ayartürk, H., Doruk, E., Durgun, İ., Ekbiç, K. 2016.** New heating system development working with waste heat for electric vehicles. *Transportation Research Procedia*, 14: 1080-1086.
- Brown, J.S., Yana-Motta, S.F., Domanski, P.A. 2002.** Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a. *International Journal of refrigeration*, 25(1): 19-32.
- Ceylan, İ., Zuhur, S., Gürel, A.E. 2017.** Isı Depolama Yöntemleri ve Uygulamaları. *TTMD Dergisi*, 112: 38-47.
- Cho, C.W., Lee, H.S., Won, J.P., Lee, M.Y. 2012.** Measurement and evaluation of heating performance of heat pump systems using wasted heat from electric devices for an electric bus. *Energies*, 5(3): 658-669.
- 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.
- Chowdhury, S., Leitzel, L., Zima, M., Santacesaria, M., Titov, G., Lustbader, J., Rugh, J., Winkler, J., Khawaja, A., Govindarajalu, M. 2018.** Total Thermal Management of Battery Electric Vehicles (BEVs). *SAE Technical Paper*, 2018-37-0026.
- Çengel Y., Boles M.A. 2015.** Thermodynamics: an engineering approach. Eighth edition, McGraw-Hill Education, New York, USA, 996 pp.

- Dahlan, A.A., Zulkifli, A.H., Nasution, H., Aziz, A.A., Perang, M.R.M., Jamil, H.M., Zulkifli, A.A. 2014.** Efficient and 'Green' Vehicle Air Conditioning System using Electric Compressor. *Energy Procedia*, 61: 270-273.
- Daly, S. 2006.** Automotive air-conditioning and climate control systems. Elsevier Linacre House, U.K., 362 pp.
- De Cauwer, C., Van Mierlo, J., Coosemans, T. 2015.** Energy consumption prediction for electric vehicles based on real-world data. *Energies*, 8(8): 8573-8593.
- Direk, M., Hosoz, M., Yigit, K.S., Canakci, M., Turkcan, A., Alptekin, E., Sanli, A. Ozguc, A.F. 2011.** Experimental performance of an R134a automobile heat pump system coupled to the passenger compartment. In World Renewable Energy Congress, 8-13 May, 2011, Linköping, Sweden.
- Erek, A., Acar, M.A. 2003.** Radyal kanatlı boru çevresinde faz değişimi ile enerji depolanması. *DEU Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5(2): 61-71.
- Emadi, A. 2015.** Advanced electric drive vehicles. CRC Press Taylor & Francis Group, Boca Raton, USA, 586 pp.
- Feng, L., Hrnjak, P. 2016.** Experimental study of an air conditioning-heat pump system for electric vehicles. *SAE Technical Paper*, 2016-01-0257.
- Gemin, S. 2014.** Transient and steady-state mobile air conditioning operation with the inclusion of an internal heat exchanger. *M. Sc. Thesis*, Department of Mechanical, Automotive, and Materials Engineering in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Applied Science at the University of Windsor, Windsor, Canada.
- Ghodbane, M. 1999.** An investigation of R152a and hydrocarbon refrigerants in mobile air conditioning. *SAE Technical Paper Series*, 1999-01-0874.
- Gillet, T., Andrés, E., El-Bakkali, A., Olivier, G., Lemort, V., Rullière, R., Haberschill, P. 2016.** Modelling of an automotive multi-evaporator air-conditioning system. 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 11-14, 2016, Indiana, USA.
- Hadden, T. 2017.** Thermal Storage for Electric Vehicle Cabin Heating in Cold Weather Conditions. *M. Sc. Thesis*, Department of Mechanical Engineering and The School of Graduate Studies of McMaster University, Hamilton, Canada.
- Hainzmaier, C., Regueiro, A.S., Lappe, M. 2015.** New Methods of Heating Hybrid and Electric Vehicles. *SAE Technical Paper*, 2015-01-1711.
- Hosoz, M., Direk, M. 2006.** Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system. *Energy conversion and management*, 47(5): 545-559.
- 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.
- Jeffers, M.A., Chaney, L., Rugh, J.P. 2015.** Climate control load reduction strategies for electric drive vehicles in warm weather. *SAE Technical Paper*, 2015-01-0355.
- Kang, H.S., Sim, S., Shin, Y.H. 2018.** A Numerical Study on the Light-Weight Design of PTC Heater for an Electric Vehicle Heating System. *Energies*, 11(5): 1276.
- Kanargi, Ö.B. 2013.** Evaluation of the performance of a household refrigerator using a variable speed compressor with 1D simulations. *M. Sc. Thesis*, Department of Mechanical Engineering and The School of Engineering and Science of İzmir Institute of Technology, Izmir, Turkey.

- Kaynaklı, Ö., Horuz, I. 2003.** An experimental analysis of automotive air conditioning system. *International communications in heat and mass transfer*, 2(30): 273-284.
- Kiliç, M., Sevilgen, G. 2009.** Evaluation of heat transfer characteristics in an automobile cabin with a virtual manikin during heating period. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 56(6): 515-539.
- Kiliç, M., Akyol, Ş.M. 2009.** Otomobil kabinlerinin ısıtılmasında farklı hava yönlendiricileri kullanımının ısı konforuna etkisi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi/Journal of Thermal Science & Technology*, 29(1): 25-36.
- Kiliç, M., Sevilgen, G. 2012.** The effects of using different type of inlet vents on the thermal characteristics of the automobile cabin and the human body during cooling period. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 60(5-8): 799-809.
- Kılıç, M., Yiğit, A. 2004.** Isı Transferi, Alfa Basım Yayım Dağıtım, İstanbul, 467 s.
- Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C.W. 2004.** Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in energy and combustion science*, 30(2): 119-174.
- Kim, S.C., Kim, M.S., Hwang, I.C., Lim, T.W. 2007.** Performance evaluation of a CO₂ heat pump system for fuel cell vehicles considering the heat exchanger arrangements. *International Journal of Refrigeration*, 30(7): 1195-1206.
- Kiss, T., Lustbader, J., Leighton, D. 2015.** Modeling of an electric vehicle thermal management system in MATLAB/Simulink. *SAE Technical Paper*, 2015-01-1708.
- Kowsky, C., Wolfe, E., Chowdhury, S., Ghosh, D., Wang, M. 2014.** PCM evaporator with thermosiphon. *SAE Technical Paper*, 2014-01-0634.
- Kwon, C., Lee, C.W., Foster, L., Kwon, J., Shin, Y. 2012.** Development of an energy-saving occupied-zone HVAC system (OZ HVAC). *SAE Technical Paper*, 2012-01-0320.
- LaClair, T.J., Gao, Z., Abdelaziz, O., Wang, M., Wolfe, E., Craig, T. 2016.** Thermal Storage System for Electric Vehicle Cabin Heating-Component and System Analysis. *SAE Technical Paper*, 2016-01-0244.
- 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.
- Lee, M.Y., Lee, H.S., Won, H.P. 2012.** Characteristic evaluation on the cooling performance of an electrical air conditioning system using R744 for a fuel cell electric vehicle. *Energies*, 5(5): 1371-1383.
- Lee, M.Y., Lee, D.Y. 2013.** Review on Conventional Air Conditioning, Alternative Refrigerants, and CO₂ Heat Pumps for Vehicles. *Advances in Mechanical Engineering*, 5.
- Lee, H.S., Lee, M.Y. 2013.** Cooling performance characteristics on mobile air-conditioning system for hybrid electric vehicles. *Advances in Mechanical Engineering*, 5.
- Lee, D.Y., Cho, C.W., Won, J.P., Park, Y.C., Lee, M.Y. 2013.** Performance characteristics of mobile heat pump for a large passenger electric vehicle. *Applied Thermal Engineering*, 50(1): 660-669.
- Lee, D. 2015.** Experimental study on the heat pump system using R134a refrigerant for zero-emission vehicles. *International Journal of Automotive Technology*, 16(6): 923-928.
- Lee, H., Won, J., Cho, C., Lim, T., Jeon, H., Lee, E., Oh, S. Kim, Y. 2015.** Experimental study on heating performance characteristics for Air-Sourced heat pump.

International Electric Vehicle Symposium and Exhibition, 3-6 May, 2015, Goyang, Korea.

Leighton, D. 2015. Combined fluid loop thermal management for electric drive vehicle range improvement. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 8: 711-720.

Lin, P.H. 2010. Performance evaluation and analysis of EV air-conditioning system. *World Electric Vehicle Journal*, 4(1): 197-201.

Lv, C., Zhang, J., Li, Y., Yuan, Y. 2015. Mechanism analysis and evaluation methodology of regenerative braking contribution to energy efficiency improvement of electrified vehicles. *Energy Conversion and Management*, 92, 469-482.

Makino, M., Ogawa, N., Abe, Y., Fujiwara, Y. 2003. Automotive air-conditioning electrically driven compressor. *SAE Technical Paper*, 2003-01-0734.

Meyer, J.J., Lustbader, J., Agathocleous, N., Vespa, A., Rugh, J., Titov, G. 2018. Range extension opportunities while heating a battery electric vehicle, *SAE Technical Paper*, 2018-01-0066.

Morini, L. 2016. Thermal management model for a Plug-In Hybrid Electric Vehicle. *M. Sc. Thesis*, Alma Mater Studiorum - Università Di Bologna, Bologna, Italy.

Niu, F., Ni, L., Yao, Y., Yu, Y., Li, H. 2013. Performance and thermal charging/discharging features of a phase change material assisted heat pump system in heating mode. *Applied Thermal Engineering*, 58(1-2): 536-541.

Pan, D., Xu, S., Lin, C., Chang, G. 2016. Thermal Management of Power Batteries for Electric Vehicles Using Phase Change Materials: A Review. *SAE Technical Paper*, 2016-01-1204.

Park, H. S. 2015. Development of the Waste Heat Management System. *SAE Technical Paper*, 2015-01-1605.

Park, S., Woo, S., Shon, J., Lee, K. 2017. Numerical model and simulation of a vehicular heat storage system with phase-change material. *Applied Thermal Engineering*, 113: 1496-1504.

Park, M.H., Kim, S.C. 2018. Effects of geometric parameters and operating conditions on the performance of a high-voltage PTC heater for an electric vehicle. *Applied Thermal Engineering*, 143: 1023-1033.

Patil, M.S., Cho, C.P., Lee, M.Y. 2018. Numerical study on thermal performances of 2.0 kW burner for the cabin heater of an electric passenger vehicle. *Applied Thermal Engineering*, 138: 819-831.

Petrone, A.L. 2018. Improvement of the energy consumption of an internal combustion vehicle according to the 2021 EU emission limit. *M. Sc. Thesis*, Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare, Politecnico Di Torino, Torino, Italy.

Peng, Q., Du, Q. 2016. Progress in heat pump air conditioning systems for electric vehicles-a review. *Energies*, 9(4): 240.

Pesaran, A.A. 2001. Battery thermal management in EV and HEVs: issues and solutions. Advanced Automotive Battery Conference, 6-8 February, 2001, Las Vegas, Nevada, USA.

Pomme, V. 1997. Reversible heat pump system for an electrical vehicle. *SAE Technical Paper*, 971772.

Pottker, G., Hrnjak, P. 2015. Experimental investigation of the effect of condenser subcooling in R134a and R1234yf air-conditioning systems with and without internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 50: 104-113.

- Pottker, G., Hrnjak, P. 2015.** Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems. *International Journal of Refrigeration*, 50: 156-164.
- 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.
- Reasor, P., Aute, V., Radermacher, R. 2010.** Refrigerant R1234yf performance comparison investigation. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 12-15 July, 2010, Indiana, USA.
- Sapçı, B., Heperkan, H.A. 2018.** Araç iklimlendirme sistemlerinin çalışma prensiplerinin ve verimliliğinin araştırılması. *İstanbul Aydın Üniversitesi Dergisi*, 10(3): 37-56.
- Scherer, L.P., Ghodbane, M., Baker, J.A., Kadle, P.S. 2003.** On-vehicle performance comparison of an R-152a and R-134a heat pump system. *SAE Technical Paper*, 2003-01-0733.
- Seo, J.H., Patil, M.S., Cho, C.P., Lee, M.Y. 2018.** Heat transfer characteristics of the integrated heating system for cabin and battery of an electric vehicle under cold weather conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117: 80-94.
- 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.
- Shi, J.Y., Gao, T.Y., Lu, B.Q., Zhang, Z. Q., Cai, B.W., Chen, J.P., Pan, L.Y., Wang, T.Y., Yan, R.D. 2016.** Researches on Heat Pump System using Rotary Compressor in Electric Vehicle. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 11-14 July, 2016, Indiana, USA.
- Shojaei, S., Robinson, S., Chatham, C., McGordon, A., Marco, J. 2015.** Modelling the electric air conditioning system in a commercially available vehicle for energy management optimisation. *SAE Technical Paper*, 2015-01-0331.
- Steiner, A., Rieberer, R. 2013.** Parametric analysis of the defrosting process of a reversible heat pump system for electric vehicles. *Applied thermal engineering*, 61(2): 393-400.
- Suzuki, T., Ishii, K. 1996.** Air Conditioning System for Electric Vehicle. *SAE Technical Paper Series*, 960688.
- Tian, Z., Qian, C., Gu, B., Yang, L., Liu, F. 2015.** Electric vehicle air conditioning system performance prediction based on artificial neural network. *Applied Thermal Engineering*, 89: 101-114.
- Titov, G., Lustbader, J.A. 2017.** Modeling Control Strategies and Range Impacts for Electric Vehicle Integrated Thermal Management Systems with MATLAB/Simulink. *SAE Technical Paper*, 2017-01-0191.
- Torregrosa-Jaime, B., Payá, J., Corberan, J. 2013.** Design of efficient air-conditioning systems for electric vehicles. *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, 2(2): 291-303.
- Varocky, B.J., Nijmeijer, H., Jansen, S., Besselink, I.J.M., Mansvelder, R. 2011.** Benchmarking of regenerative braking for a fully electric car. TNO Automotive, Helmond & Technische Universiteit Eindhoven. Internship Report, Eindhoven, Holland.
- Vatanparvar, K., Faruque, M.A.A., 2015.** Battery Lifetime-Aware Automotive Climate Control for Electric Vehicles, Proceedings of the 52nd Annual Design Automation Conference, 07-11 June, 2015, San Francisco, USA.

- Vijay, H. 2012.** Multi-Attribute Thermal Balancing on an Electric Vehicle, Focusing on Comfort and Fuel Economy. *SAE Technical Paper*, 2012-01-2174.
- Wang, P., Li, D., Huang, Y., Zheng, X., Wang, Y., Peng, Z., Ding, Y. 2016.** Numerical study of solidification in a plate heat exchange device with a zigzag configuration containing multiple phase-change-materials. *Energies*, 9(6): 394.
- Wang, M., Craig, T., Wolfe, E., LaClair, T. J., Gao, Z., Levin, M., Demitroff, D., Shaikh, F. 2017.** Integration and validation of a thermal energy storage system for electric vehicle cabin heating. *SAE Technical Paper*, 2017-01-0183.
- Wei, M., Huang, H., Song, P., Peng, F., Wang, Z., Zhang, H. 2014.** Experimental investigations of different compressors based electric vehicle heat pump air-conditioning systems in low temperature environment. In 2014 IEEE Conference and Expo Transportation Electrification Asia-Pacific, 31 August-03 September, Beijing, China.
- Woo, H.S., Ahn, J.H., Oh, M.S., Kang, H., Kim, Y. 2013.** Study on the heating performance characteristics of a heat pump system utilizing air and waste heat source for electric vehicles. *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 25(4): 180-186.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N. 2013.** Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları, Dora Yayınları, Bursa, 726 s.
- Yan, R., Shi, J.Y., Qing, H., Chen, J., Song, J. 2014.** Experimental study on heat exchangers in heat pump system for electric vehicles. *SAE Technical Paper*, 2014-01-0696.
- Yeh, T.J., Chen, Y.J., Hwang, W.Y., Lin, J.L. 2009.** Incorporating fan control into air-conditioning systems to improve energy efficiency and transient response. *Applied Thermal Engineering*, 29(10): 1955-1964.
- Yokoyama, A., Osaka, T., Imanishi, Y., Sekiya, S. 2011.** Thermal management system for electric vehicles. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 4(1): 1277-1285.
- 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.
- Zilio, C., Brown, J.S., Schiochet, G., Cavallini, A. 2011.** The refrigerant R1234yf in air conditioning systems. *Energy*, 36(10): 6110-6120.
- Ziviani, D., Beyene, A., Venturini, M. 2014.** Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery. *Applied Energy*, 121, 79-95.
- Ziviani, D., Beyene, A., Venturini, M. 2014.** Design, analysis and optimization of a micro-CHP system based on organic rankine cycle for ultralow grade thermal energy recovery. *Journal of Energy Resources Technology*, 136(1).
- Zou, H., Wang, W., Zhang, G., Qin, F., Tian, C., Yan, Y. 2016.** Experimental investigation on an integrated thermal management system with heat pipe heat exchanger for electric vehicle. *Energy Conversion and Management*, 118: 88-95.
- Zou, H., Huang, G., Shao, S., Zhang, X., Tian, C., Zhang, X. 2017.** Experimental Study on Heating Performance of an R1234yf Heat Pump System for Electric Cars. *Energy Procedia*, 142: 1015-1021.

EKLER

EK 1 LMS Amesim Kütüphanesinde Yer Alan Elemanların Denklemleri



EK 1 LMS Amesim Kütüphanesinde Yer Alan Elemanların Denklemleri

Isıl Kütle

Tüm bağlantı noktalarındaki eşit olan sıcaklık değerleri denklem (E1.1)' den denklemden hesaplanır.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^4 \dot{Q}_{giris}}{m \cdot c_p} \quad (E1.1)$$

Eğer ısııl kütleinin enerji depolama özelliği aktif hale getirilirse yukarıda belirtilen girdilere ek olarak depolanan enerjinin ilk değerinin de tanımlanması gerekmektedir ve depolanan enerjinin zamana göre değişimi denklem (E1.2)' den hesaplanır.

$$\frac{d(E)}{dt} = \sum_{i=1}^4 \dot{Q}_{giris} \quad (E1.2)$$

Nemli Hava Kapalı Hacmi

Kapalı hacme giren kuru hava debisi denklem (E1.3)' ten hesaplanır.

$$\dot{m}_{kuru\ hava} = \frac{\dot{m}_{hava\ giris}}{1 + MutlakNem_{giris}} \quad (E1.3)$$

Havanın çıkış debisi ve basınç değerleri ise sırasıyla denklem (E1.4) ve (E1.5)' den hesaplanır. Bu denklemlerde yer alan “ τ ” terimi zaman sabitidir.

$$d\dot{m}_{hava\ cikis} = \frac{\dot{m}_{kuru\ hava} (1 + MutlakNem_{cikis}) - \dot{m}_{hava\ cikis}}{\tau} \quad (E1.4)$$

$$dP_{\text{çıkış}} = \frac{P_{\text{giriş}} - P_{\text{çıkış}}}{\tau} \quad (\text{E1.5})$$

Kapalı hacmin mutlak nemi ile kapalı hacmin çıkışındaki mutlak nem arasındaki fark yoğuşan su miktarını ifade etmekte olup yoğuşan su debisi denklem (E1.6)' den hesaplanır.

$$\dot{m}_{\text{yoğuşan su}} = \dot{m}_{\text{kuru hava}} (\text{MutlakNem}_{\text{kapalı hacim}} - \text{MutlakNem}_{\text{çıkış}}) \quad (\text{E1.6})$$

Saydam ve Opak Yüzeylerde Işınım



Saydam yüzeylerde gerçekleşen ısı transferi denklem ((E1.7)-(E1.11))' den hesaplanır.

$$Q_{\text{güneş}} = h_{\text{güneş}} A \quad (\text{E1.7})$$

$$Q_{\text{ışınım}} = \sigma \varepsilon A (T_2^4 - T_1^4) \quad (\text{E1.8})$$

$$Q_1 = \alpha Q_{\text{güneş}} + Q_{\text{ışınım}} \quad (\text{E1.9})$$

$$Q_{\text{iç}} = \tau Q_{\text{güneş}} \quad (\text{E1.10})$$

$$Q_2 = (1 - \alpha - \tau)Q_{\text{güneş}} - Q_{\text{ışınım}} \quad (\text{E1.11})$$

Opak yüzeylerdeki ısı transferi hesaplamaları saydam yüzeylerdekine çok benzer olup geçirgenlik katsayısı 0 alınır (Denklem (E1.12)-(E1.13)).

$$Q_1 = \alpha Q_{\text{güneş}} + Q_{\text{ışınım}} \quad (\text{E1.12})$$

$$Q_2 = (1 - \alpha)Q_{\text{güneş}} - Q_{\text{ışınım}} \quad (\text{E1.13})$$

Sabit ve Değişken Hacimli Kompresör



Hacimsel ve izantropik verimleriyle modele dahil edilen kompresör elemanları değişken ve sabit hacimli olarak tanımlanabilmektedir. Elektrikli taşıtlarda yaygın olarak kullanılan düşük hacim ve yüksek devirlerde çalışan sarmal tip kompresörün modellenmesinde sabit hacimli kompresör elemanı kullanılmıştır.

Hacimsel verim, kompresörden geçen kütleli debinin hesaplanmasında kullanılır ve denklem (E1.14) ile hesaplanır.

$$\dot{m}_{soğ.akış.} = \eta_{hacimsel} \rho_{emme} N V \quad (E1.14)$$

Burada N kompresör devrini (devir/dakika), V ise kompresörün hacmini (m^3) ifade etmektedir.

İzantropik verim ise kompresördeki entalpi artışının hesaplanmasında kullanılır ve denklem (E1.15) ile hesaplanır.

$$\eta_{izantropik} = \frac{h_{izan. basma} - h_{emme}}{h_{basma} - h_{emme}} \quad (E1.15)$$

Entalpi artışı ve ısı transferindeki artış denklem (E1.16) ve (E1.17)' den hesaplanır.

$$h_{artış} = h_{basma} - h_{emme} = \frac{h_{izan. basma} - h_{emme}}{\eta_{izantropik}} \quad (E1.16)$$

$$Q_{artış} = \dot{m}_{soğ.akış.} h_{artış} \quad (E1.17)$$

Geleneksel taşıt soğutma ve ısı pompası sisteminde ise değişken hacimli kompresör kullanılmıştır. Bu eleman bir önceki elemana ek olarak kompresör hacminin

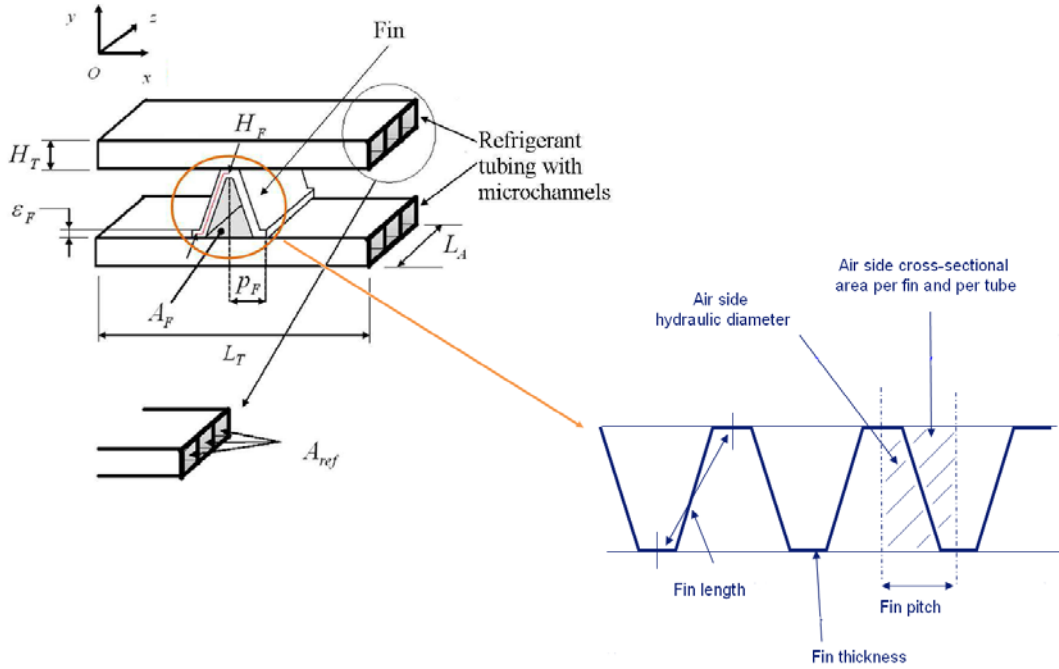
ayarlanmasını sağlayan sinyal portuna sahiptir. En yüksek ve en düşük hacim değerleri belli olan kompresörün anlık hacmi denklem (E1.18)' den hesaplanır. Buradaki sinyal, T_{hi} ' nin istenilen değere gelme durumuna göre değişkenlik göstermekte ve kompresörün hacminin değişmesine sebep olmaktadır.

$$V = \text{sinyal} (V_{maks} - V_{min}) + V_{min} \quad (\text{E1.18})$$

Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı

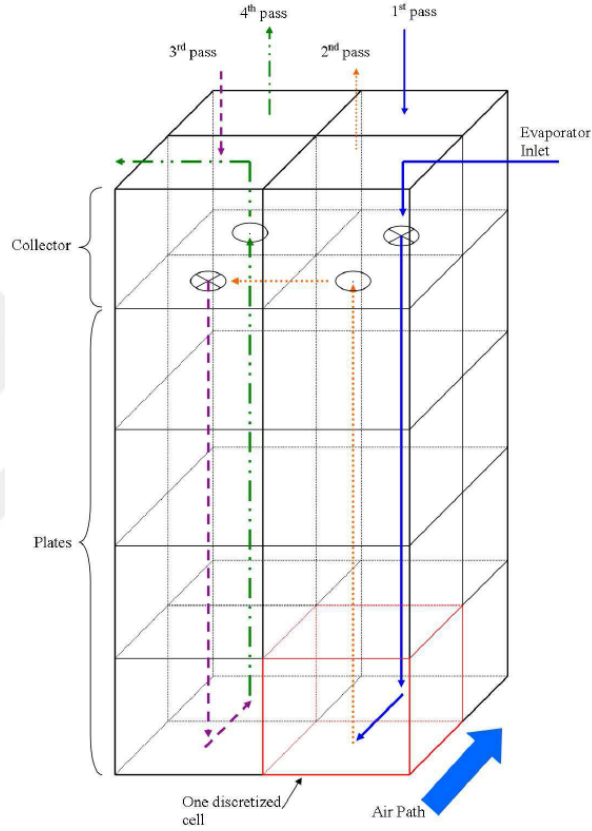


LMS Amesim kütüphanesinde yer alan ve geleneksel soğutma sisteminde yoğuşturucu, ısı pompası sisteminde ise buharlaştırıcı olarak görev yapan mikro kanal borulu kanatlı ısı değiştiricisine ait şematik görünüm Şekil E1.1' de verilmiştir. Soğutucu akışkan mikro kanal borularının içinde, hava ise kanalların dışındaki kanatçıklar arası boşluklarda dolaşmaktadır.



Şekil E1.1. Mikro kanal borulu kanatlı ısı değiştirici şematik görünümü (Gemin 2014)

LMS Amesim kütüphanesinde yer alan ve geleneksel soğutma sisteminde buharlaştırıcı, ısı pompası sisteminde ise yoğuşturucu olarak görev yapan U kanal plakalı kanatlı ısı değiştiricisine ait şematik görünüm Şekil E1.2’ de verilmiştir. Soğutucu akışkan plakaların içindeki U kanallarında, hava ise kanalların dışındaki kanatçıklar arası boşluklarda dolaşmaktadır.



Şekil E1.2. U kanal plakalı kanatlı ısı değiştirici şematik görünümü (Gemin 2014)

LMS Amesim kütüphanesinde yer alan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı olarak görev yapan mikro kanal borulu kanatlı ve U kanal plakalı kanatlı ısı değiştiricilerinin oluşturulan model içinde kullanılabilmesi için geometrik bilgilerinin ve hem hava hem soğutucu akışkan tarafı ısı transferi hesaplamalarında kullanılan korelasyonlarının tanımlanması gerekmektedir.

Mikro kanal borulu kanatlı ve U kanal plakalı kanatlı ısı değiştiricilerinin geometrik özellikleri sırasıyla Çizelge E1.1 ve E1.2’ de verilmiştir.

Çizelge E1.1. Mikro kanal borulu kanatlı ısı değiştirici geometrik özellikleri

Boru genişliği	658	[mm]
Boru derinliği	16	[mm]
Toplayıcı kesit alanı	160	[mm ²]
Soğutucu akışkan kesit alanı	7	[mm ²]
Soğutucu akışkan hidrolik çapı	0.6	[mm]
Kanatçık hatvesi	1.15	[mm]
Kanatçık kalınlığı	0.07	[mm]
Kanatçık uzunluğu	5.6	[mm]
Boru periyodu	6.4	[mm]
Boru dış yüksekliği	1.4	[mm]

Çizelge E1.2. U kanal plakalı kanatlı ısı değiştirici geometrik özellikleri

Plaka yüksekliği	256	[mm]
Plaka derinliği	38	[mm]
Toplayıcı kesit alanı	202.3	[mm ²]
Soğutucu akışkan kesit alanı	14.45	[mm ²]
Soğutucu akışkan hidrolik çapı	2.05	[mm]
Kanatçık hatvesi	1.3	[mm]
Kanatçık kalınlığı	0.05	[mm]
Kanatçık uzunluğu	5.666	[mm]
Plaka periyodu	3.2	[mm]
Kanal dış yüksekliği	2	[mm]

Geleneksel soğutma ve ısı pompası sisteminin modellenmesinde yararlanılan referans çalışmada, her iki ısı değiştiricisi tekil modellerinin deneysel verilerle doğrulmaları gerçekleştirilerek kullanılabilir korelasyonları belirlemişlerdir. Türbülanslı akışta

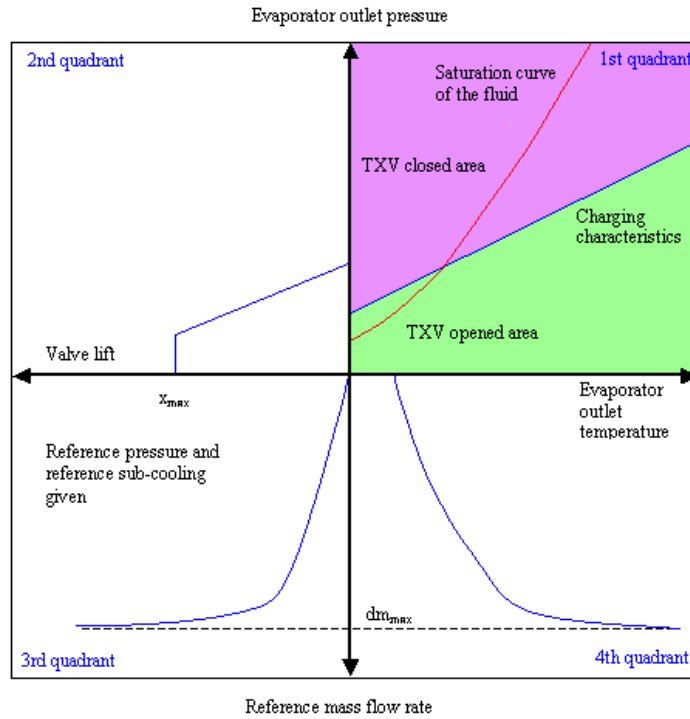
hava tarafı Nusselt sayısı, hem mikro kanal borulu kanatlı hem de U kanal plakalı kanatlı ısı değıştircileri için denklem (E1.19)' dan hesaplamışlar ve buradaki a, b ve c' nin değerlerini deneysel çalışmalar sonucunda sırasıyla 0.005, 1.4 ve 0.3 olarak belirlemişlerdir. Soğutucu akışkan tarafı için ise tek fazlı akış ve buharlaşma durumlarında Gnielinski korelasyonları, yoğuşma durumunda Mac Adams korelasyonu tercih edilmiştir.

$$Nu_m = a Re^b Pr^c \quad (E1.19)$$



Termal Genleşme Valfi

Termal genleşme valfinin karakteristik özellikleri dört bölge diyagramla programa tanımlanır (Şekil E1.3).



Şekil E1.3. Termal genleşme valfi dört bölge diyagramı (Petroni 2018)

I Bölge: Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı ile buharlaştırıcı çıkış basıncı,

II Bölge: Buharlaştırıcı çıkış basıncı ile valf açıklığı,

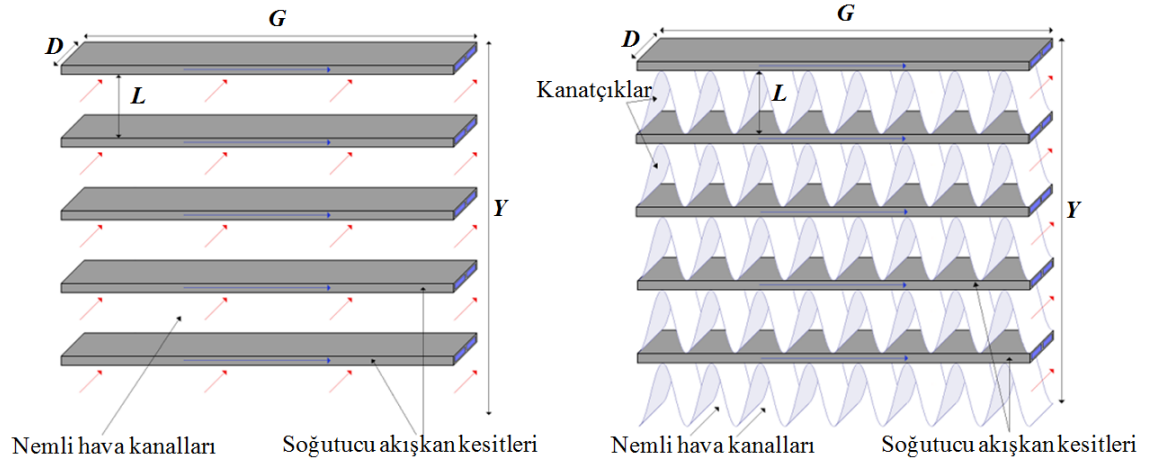
III Bölge: Valf açıklığı ile soğutucu akışkan kütleli debisi,

IV Bölge: Soğutucu akışkan kütleli debisi ile buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı aralarındaki ilişki tanımlanmalıdır.

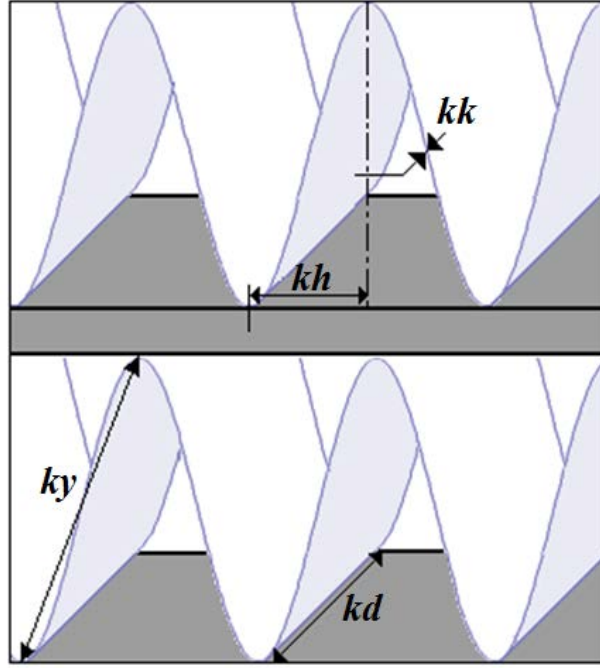


Kanatçksız ve Kanatçkl Yüzeyleden Taşınım

Bu elemanın kullanımıyla benzeşimi yapılan ısı değiştirici Şekil E1.4' te yer almaktadır. Isı değiştiricisine kanatçık ilave edildiğinde nemli hava ile yüzeyler arasında olan ısı transferi denklem ((E1.20)-(E1.30)) kullanılarak hesaplanır (Şekil E1.5).



Şekil E1.4. Kanatçkl ve kanatçksız ısı değiştirici modeli (Gemin 2014' den değiştirilerek alınmıştır)



Şekil E1.5. Kanatçık geometrisi ve değişkenleri (Gemin 2014' den değiştirilerek alınmıştır)

Şekil E1.5' te yer alan kk kanatçık kalınlığını, kh kanatçık hatvesini, ky kanatçık yüksekliğini ve kd kanatçık derinliğini ifade etmektedir.

Nemli havanın dolaştığı kesit alanı kanatçiksız ve kanatçıklı durumlarda sırasıyla denklem (E1.20) ve (E1.21)' den hesaplanır. Burada n_{kanal} nemli hava kanal sayısını ifade etmektedir.

$$A_{kesit} = L \times G \quad (E1.20)$$

$$A_{kesit} = (L \times G - n_{kanal} \times kk \times ky) \times n_{kanal} \quad (E1.21)$$

Bir sırada bulunan kanatçık sayısı ise denklem (E1.22)' den hesaplanır.

$$n_{kanatçık} = \frac{G}{kh} \quad (E1.22)$$

Toplam ön cephe alanı denklem (E1.23)' ten hesaplanır. Ayrıca kesit alanının ön cephe alanına oranı olan denklem (E1.24)' ten hesaplanır.

$$A_{\text{ön cephe}} = G \times Y \quad (\text{E1.23})$$

$$\text{Alan oranı} = \frac{A_{\text{kesit}}}{A_{\text{ön cephe}}} \quad (\text{E1.24})$$

Nemli hava ile katı yüzeyler arasında gerçekleşen taşınım ile ısı transferi yüzey alanı kanatçıksız ve kanatçıklı durumlarda sırasıyla denklem (E1.25) ve (E1.26)' dan hesaplanır.

$$A_{\text{taşınım}} = kd \times 2 \times G \times n_{\text{kanal}} \quad (\text{E1.25})$$

$$A_{\text{taşınım}} = kd \times 2 \times (G + n_{\text{kanatçıklı}} \times ky) \times n_{\text{kanal}} \quad (\text{E1.26})$$

Bu tip ısı değiştiricilerde nemli havanın hidrolik çapına eşit olan karakteristik uzunluk kanatçıksız ve kanatçıklı durumlarda sırasıyla denklem (E1.27) ve (E1.28)' den hesaplanır.

$$L_{\text{karakteristik}} = 4 \times \frac{G \times L}{2 \times G} \quad (\text{E1.27})$$

$$L_{\text{karakteristik}} = 4 \times \frac{(kh \times L - kk \times ky)}{2 \times (kh + ky)} \quad (\text{E1.28})$$

Bağıl kanatçıklı bölge alanı (**BKA**) denklem (E1.29)' dan hesaplanır. Kanatçık verimi ise denklem (E1.30)' dan hesaplanır. Burada yer alan **k** ısı iletim katsayısı kanatçık malzemesine aittir.

$$BKA = \frac{ky}{kh + ky} \quad (\text{E1.29})$$

$$\text{Kanatçık verimi} = \frac{k}{2 \times \frac{kk + kd}{kk \times kd} \times (0.5 \times ky - kk)^2} \quad (\text{E1.30})$$



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Halil BAYRAM
Doğum Yeri ve Tarihi : Manisa, 1989
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Dündar Çiloğlu Anadolu Lisesi - 2007
Lisans : Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü, 2012
Yüksek Lisans : Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri
Enstitüsü Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı, 2014

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Otomotiv
Mühendisliği Bölümü (2014-2018)
Amasya Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine
Mühendisliği Bölümü (2013-Günümüz)

İletişim (e-posta) : halilbayram@uludag.edu.tr
halil.bayram@amasya.edu.tr

Yayınları

Bayram, H., Sevilgen, G. 2017. Numerical Investigation of the Effect of Variable Baffle Spacing on the Thermal Performance of a Shell and Tube Heat Exchanger. *Energies*, 10(12): 1156.

Bayram, H., Köksal, NS. 2017. Investigation of the geometrical accuracy and thickness distribution using 3D laser scanning of AA2024-T3 sheets formed by SPIF. *Materials and Technology*, 51(1): 111-116.

Bayram, H., Sevilgen, G., Kılıç, M. 2018. Advances on heat pump applications for electric vehicles, *Advances in Automotive Engineering*, 1(1): 79-104.

Bayram, H., Sevilgen, G. 2018. Numerical investigation of the effects of different baffle types on the thermal performance of a shell and tube heat exchanger, *Academic Platform Journal of Engineering and Science*, 6(3): 57-64.

Bayram, H., Köksal, NS. 2016. AA 2024 Levhanın artışı şekillendirilebilirliğinin üç boyutlu lazer tarama metoduyla incelenmesi. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4(2): 2016.

Bayram, H., Köksal, NS. 2015. AA 2024 alaşımının artışı şekillendirilebilirliğinin incelenmesi. *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 11(1): 49-58.

Sevilgen, G., Bayram, H., Kılıç, M. 2019. 1D Analysis of Soaking and Cool Down Simulations. Alternative Energy Sources, Materials & Technologies (AESMT'19), 03-04 June 2019, Sofia, Bulgaria.

Bayram, H., Sevilgen, G., Kılıç, M. 2019. Air Source Heat Pump System Simulations of Electric Vehicles. Alternative Energy Sources, Materials & Technologies (AESMT'19), 03-04 June 2019, Sofia, Bulgaria.

Bayram, H., Sevilgen, G., Kılıç, M. 2018. Theoretical and experimental investigation of heat transfer in a shell and tube heat exchanger. 9th International Automotive Technologies Congress (OTEKON 2018), 07-08 May 2018, Bursa, Turkey.

Sayaral, G., Bayram, H., Sevilgen, G., Kılıç, M. 2018. A CFD study on cooling period of a railway vehicle. 9th International Automotive Technologies Congress (OTEKON 2018), 07-08 May 2018, Bursa, Turkey.

Navgasın, FM., Bayram, H., Sevilgen, G. 2018. Design and manufacturing of Uludag Racing Formula SAE UR04 vehicle intake manifold. 9th International Automotive Technologies Congress (OTEKON 2018), 07-08 May 2018, Bursa, Turkey.

Bayram, H., Sevilgen, G., Kılıç, M. 2017. A comparative experimental study of the thermal performance of a brazed plate and a double pipe heat exchanger. 3rd Conference on Advances in Mechanical Engineering (ICAME 2017), 19-21 December 2017, Istanbul, Turkey.

Bayram, H., Sevilgen, G. 2017. The effects of using a stirrer on the thermal performance of a water jacketed heat exchanger. International Conference on Engineering Technologies (ICENTE'17), 07-09 December 2017, Konya, Turkey.

Buyukluoğlu O.F., Bayram, H. 2015. Aerodynamic performance analysis of airfoils by using CFD method. International Symposium on Sustainable Aviation (ISSA 2015), 31 May-03 June 2015, Istanbul, Turkey.

Bayram, H., Sevilgen, G., Kılıç, M. 2016. Heat pump applications in automotive air conditioning systems. 8th Automotive Technologies Congress (OTEKON 2016), 23-24 May 2016, Bursa, Turkey.