



**DİZEL MOTORLU TAŞITTA KABİN ISITMA  
SİSTEMİNİN MOTOR ISINMA PERİYODUNA  
ETKİSİNİN AVL CRUISE™ M İLE ANALİZİ**

**Gökhan GELEN**

**Yüksek Lisans Tezi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Danışman: Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ**

**2022  
Her hakkı saklıdır.**



**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**DİZEL MOTORLU TAŞITTA KABİN ISITMA SİSTEMİNİN MOTOR ISINMA  
PERİYODUNA ETKİSİNİN AVL CRUISE™ M İLE ANALİZİ**

**Gökhan GELEN**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ**

**Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği**

**Erzurum**

**2022**

**Her hakkı saklıdır**

## **ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI**

Erzurum Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez içindeki tüm bilgilerin doğru ve tam olduğunu, bilgilerin üretilmesi aşamasında bilimsel etiğe uygun davrandığımı, yararlandığım bütün kaynakları atıf yaparak belirttiğimi beyan ederim.

05 / 07 / 2022

Gökhan GELEN

# ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

## DİZEL MOTORLU TAŞITTA KABİN ISITMA SİSTEMİNİN MOTOR ISINMA PERİYODUNA ETKİSİNİN AVL CRUISE™ M İLE ANALİZİ

Gökhan GELEN

Erzurum Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ

İçten yanmalı motorların kullanıldığı taşıtlardan yayılan emisyonların azaltılmasına dair standartlar sürekli güncellenmekte ve giderek daha katı hale gelmektedir. Bu durum hem motor/taşıt üreticilerini yeni nesil sistemler geliştirmek konusunda zorlamakta hem de araştırmacıları bu alana yönlendirmektedir. Bu çalışmada kabin içi ısıtma sisteminin motor ısınma fazına etkileri, farklı çevre sıcaklıklarında analiz edilmiştir. AVL CRUISE™ M simülasyon programı ile yapılan modellemede, 3 farklı durum ve 10, 5, 0, -5 ve -10 °C olmak üzere beş farklı çevre sıcaklığının kabin ısıtma sisteminin motor ısınma süreci üzerindeki etkisini incelemek için kullanılmıştır. Bu kapsamda önemli motor çalışma durumlarından bir tanesi de soğukta ilk hareket ve motorun ısınma sürecinde gerçekleşen olaylardır. İlk çalıştırmanın ardından motor ısıtma verimi düşük seviyede kalmaktadır ve bu durum motor soğutma suyu sıcaklığı ve yağlama yağı sıcaklığı daimî çalışma şartlarına gelinceye kadar da böyle sürmektedir. Sonuç olarak, kabin ısıtma sisteminin motor ısınma süreci üzerinde belirli seviyede etkili olduğunu göstermiştir. Azalan çevre sıcaklığı ile birlikte motor ısınma süresi uzamaktadır. Ancak özellikle motor termostatu açılıncaya kadar kabin ısıtma sisteminden motor soğutma suyunun dolaşımına izin verilmemesi durumunda motor ısınma süresinde kısaltmalar görülmüştür. Motor soğutma suyunun kabin ısıtıcısına ulaşmasına engel olunması kabin içi sıcaklığın istenen seviyelere daha geç ulaşması ve konfor şartlarının olumsuz etkilenmesi anlamına gelmektedir ancak özellikle 0 °C'nin altındaki sıcaklıklarda bu tasarımın kabin içi sıcaklığın artış süresini de önemli seviyede artırmadığını görülmüştür.

2022, 46 Sayfa

**Anahtar Kelimeler:** Kabin içi ısıtma, Dizel motorlar, AVL CRUISE™ M

## **ABSTRACT**

MS. Thesis

### **ANALYSIS OF THE EFFECT OF CABIN HEATING SYSTEM ON ENGINE HEATING EVENTS IN A DIESEL ENGINE VEHICLE USING AVL CRUISE™ M**

Gökhan GELEN

Erzurum Technical University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ

Standards for reducing emissions from vehicles using internal combustion engines are constantly being updated and become increasingly stringent. This situation both forces engine/vehicle manufacturers to develop new generation systems and directs researchers to this field. In this study, the effects of the cabin heating system on the engine warm-up phase were analyzed at different ambient temperatures. In the modeling made with the AVL CRUISE™ M simulation program, the temperature of the cabin heating system was used to examine the different situations on the engine warming process and five different environmental effects as 10, 5, 0, -5 and -10 °C. In this condition, one of the important engine operating situations is the first start in the cold and the events that occur during the warm-up process of the engine. After the first start-up, the engine thermal efficiency remains low, and this continues until the engine coolant temperature and lubricating oil temperature reach steady operating conditions. As a result, it has been shown that the cabin heating system has a certain effect on the engine warm-up process. With the decreasing ambient temperature, the engine warm-up time is prolonged. However, especially when the engine coolant is not allowed to circulate from the cabin heating system until the engine thermostat is opened, a shortening of the engine warm-up time has been observed. Preventing the engine coolant from reaching the cabin heater means that the cabin temperature reaches the desired levels later and comfort conditions are negatively affected. However, it has been observed that this design does not significantly increase the rise time of the cabin temperature, especially at temperatures below 0 °C.

**2022, 46 Page**

**Keywords:** Cabin heating, Diesel engines, AVL CRUISE™ M.

## TEŞEKKÜR

Yaptığım bu çalışmanın hazırlanma sürecinin her aşamasında her zaman yanımda olup desteğini esirgemeyerek bilgilerini ve tecrübelerini benimle paylaşan yol gösteren kıymetli danışmanım sayın Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mühendislik eğitim süreci boyunca desteğini esirgemeyen Erzurum Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerinin her birine ve tezimin çizimlerini oluşturmamda tecrübelerinden yararlandığım sayın Arş. Gör. Dr. Galip KALTAKKIRAN'a ve sayın Arş. Gör. Murat CEYLAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu günlere gelmemi sağlayan, hayatımın her evresinde desteğini benden esirgemeyen çok kıymetli aileme, canım kızlarım ve eşime sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

**Gökhan GELEN**  
**Temmuz 2022**

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	ii
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	iii
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	iv
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	vi
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	vii
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
<b>2. KAYNAK ÖZETLERİ</b> .....	4
2.1. Motorlar ve Soğutma Sistemi.....	4
2.2. Kabin İçi Isıtma Sistemleri .....	8
<b>3. MATERYAL ve YÖNTEM</b> .....	13
3.1. Materyal .....	13
3.1.1. AVL CRUISE™ M programı ve tasarlanan sistem.....	13
3.1.2. Taşıt modeli.....	14
3.1.3. Güç aktarma elemanları modeli .....	15
3.1.4. Motor modeli.....	16
3.1.5. Elektronik kontrol ünitesi modeli.....	17
3.1.6. Yağ devresi.....	18
3.1.7. Motor elemanları yapısı .....	19
3.1.8. Yolcu kabini yapısı .....	20
3.1.9. Radyatör hava hattı .....	21
3.1.10. Soğutma suyu devresi .....	22
3.1.11. Kabin içi hava hattı devresi.....	25
3.2. Yöntem.....	26
3.2.1. Çalışma durumları.....	26
<b>4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA</b> .....	29
4.1. Çevre Sıcaklığına Bağlı Olarak Kabin İçi ve Motor Soğutma Devresinde Sıcaklık Değişimleri.....	29
4.2 Kontrol Grupları Durum Değerlendirmesi.....	38
<b>5. SONUÇ ve ÖNERİLER</b> .....	41



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler      Açıklama

C	Santigrat
d	Devir
dak	Dakika
h	Saat
kg	Kilogram
mm	Milimetre
s	Saniye
1D	Tek boyutlu
3D	Üç boyutlu
°	Derece

### Kısaltmalar

EGR	Exhaust Gas Recirculation
HVAC	Heating Ventilation and Air Conditioning
NEDC	New European Driving Cycle
PCJ	Piston Cooling Jet
PID	Proportional Integral Derivatite
SAE	Society of Automobile Engineers

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Silindir içi ve yakın bölgelerde sıcaklık seviyeleri.....	2
Şekil 2.1. Dört silindirli bir motorun ısınma sürecinde enerji dengesi .....	6
Şekil 2.2. Motorun ısınma sürecinde yağ ve soğutma suyunun sıcaklık değişimi.....	7
Şekil 2.3. Motor soğutma sistemi ve kabin içi hava ısı değiştiricisi.....	9
Şekil 3.1. Taşıt modeli ve eklenen yolcu kabini modelinin genel görünüşü .....	14
Şekil 3.2. Taşıt güç aktarma elemanlarının model görüntüsü.....	15
Şekil 3.3. Motor modelinin genel görünüşü .....	16
Şekil 3.4. Kompresör performans haritası .....	17
Şekil 3.5. Elektronik kontrol ünitesi modelinin görüntüsü .....	18
Şekil 3.6. Yağ devresi modelinin görüntüsü.....	19
Şekil 3.7. Motor katı elemanları modelinin görüntüsü .....	20
Şekil 3.8. Yolcu kabini modelinin görüntüsü .....	21
Şekil 3.9. Radyatör hava hattı modelinin görüntüsü.....	22
Şekil 3.10a. Soğutma suyu devresi modelinin görüntüsü (klasik model) .....	23
Şekil 3.10b. Soğutma suyu devresi modelinin görüntüsü (tasarlanan model).....	24
Şekil 3.11. Soğutma hattındaki su pompasının karakteristik değerleri.....	25
Şekil 3.12. Hava hattı devresi modelinin görüntüsü.....	25
Şekil 3.13. Hava hattındaki fanın karakteristik değerleri .....	26
Şekil 3.14. DURUM-A modeli .....	26
Şekil 3.15. DURUM-B modeli .....	27
Şekil 3.16. DURUM-C modeli .....	28
Şekil 4.1. +10 °C başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığın zaman ile değişimi.....	29
Şekil 4.2. +10 °C'de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi.....	30
Şekil 4.3. +5 °C başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığının zaman ile değişimi.....	31
Şekil 4.4. +5 °C'de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi .....	32
Şekil 4.5. 0 °C başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığın zaman ile değişimi.....	33
Şekil 4.6. 0 °C'de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi.....	33
Şekil 4.7. -5°C başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığın zaman ile değişimi.....	35
Şekil 4.8. -5 °C'de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi.....	35
Şekil 4.9. -10 °C başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığının zaman ile değişimi.....	36
Şekil 4.10. -10 °C'de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi .....	37

<b>Şekil 4.11.</b> Çevre sıcaklığına bağlı olarak kabin içi sıcaklık değişimi .....	38
<b>Şekil 4.12.</b> Çevre sıcaklığına bağlı olarak termostat açılma zamanı .....	39



## TABLO DİZİNİ

<b>Tablo 3.1.</b> Kullanılan vites kutusunun dişli özellikleri.....	15
<b>Tablo 3.2.</b> Lastiklerdeki yuvarlanma direnç katsayısının taşıt hızı ile değişimi .....	16
<b>Tablo 3.3.</b> Motor geometrik özellikleri .....	16



### 1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorların kullanıldığı taşıtlarda ısı yönetim stratejisi ve bu stratejiye göre çalışacak olan sistemin tasarımı önem arz etmektedir. Motorlarda ısı yönetimin en önemli bölümü motor soğutma sistemidir ve şayet bu sistem doğru tasarlanmazsa blok sıcaklığının aşırı yükselmesine ve mekanik elemanların zarar görmesine neden olabilir. Diğer taraftan soğutma sistemi aşırı soğutma gerçekleştirirse yanma verimi düşecek ve dolayısıyla hem yakıt tüketimi artacak hem de egzoz emisyon karakteristikleri olumsuz yönde etkilenecektir. Doğru şekilde tasarlanan ve çalışan bir soğutma sistemi bahsedilen avantajların yanında yağlama performansının da artmasını sağlamaktadır.

Motor ısı yönetimi daimî çalışma şartlarında en doğru şartlarda çalışmalıdır, diğer taraftan ilgili sistem motor ısınma sürecinde de en doğru şekilde çalışmalıdır. Aksi takdirde ısınma süresi uzamaktadır. Bu amaçla sistemde kullanılan termostat başlangıçta soğutma suyunu by-pass hattına göndermekte ve soğutma suyu belirli bir sıcaklığa ulaştıkça radyatör hattına iletilmektedir. Bu sayede motor ısınma süresi kısaltılmaktadır.

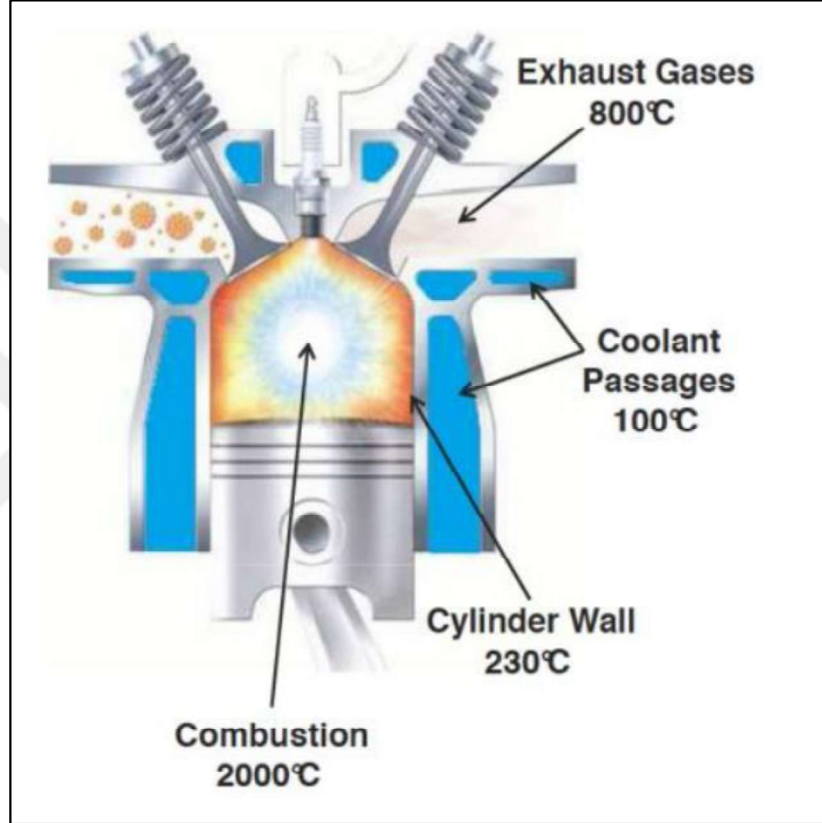
Motor ısınma sürecinde temelde motor bloğu, soğutma suyu ve yağlama yağı olmak üzere üç adet ısı kütle değeri etkileşim halindedir. Bunlardan sıcaklığı en hızlı yükselen soğutma suyudur. Aksine yağlama yağı ve motor bloğu sıcaklığı ısı ataletlerinden dolayı daha geç sıcaklık artışı gösterirler. Motor ısınma sürecinin başlarında henüz silindir duvarları soğuktur ve dolayısıyla yanma gazları ve silindir duvarları arasındaki yüksek sıcaklık farkı, enerjinin büyük oranda duvarlara transfer edilmesine neden olur. Şekil 1.1’de daimî hal çalışma şartlarında silindir içi ve yakın bölgelerindeki sıcaklık seviyeleri görülmektedir.

Motorların daimî çalışma şartlarındaki performansı ile alakalı bilimsel çalışmalar özellikle son yıllarda artmıştır. Teknolojinin gelişmesi ile birlikte taşıtlarda daha az enerji tüketimi, malzeme ömrü, egzoz emisyon salınımları, kabin içi iklimlendirme ve taşıt konforu üzerine birçok iyileştirme yapılmıştır. Özellikle yakıt püskürtme stratejisi, yağ üretim teknolojisi, daha karmaşık motor kontrol yöntemleri ve katalitik konvertörlerin aktif olarak kullanımı bu gelişmeleri sağlamıştır. Ancak soğukta ilk hareket ve motor

## 1. GİRİŞ

ısınma süreci halen önemli bir olumsuz çalışma şartı olarak karşımıza çıkmaktadır.

Motor soğukta ilk hareket ve ısınma sürecini etkileyen başka parametreler de vardır. Taşıt hızı, çevre havası sıcaklığı, bağıl nem oranı ve motor bölmesi ile ızgara tasarımı bu parametreler arasında sayılabilir. Bunların yanında kabin içi hava ısıtıcısı devresi de motor ısınma süresini etkilemektedir.



**Şekil 1.1.** Silindir içi ve yakın bölgelerde sıcaklık seviyeleri (Feron 2016)

İçten yanmalı motorlu taşıtlarda taşıt kabin içi ısıtma sistemi, motor soğutma sistemini kullanarak kabin içi hava sıcaklığının artırılmasını ve konfor şartlarının iyileştirilmesini amaçlamaktadır. Kabin içine alınacak olan havaya soğutma suyundan ısı transfer edilerek sıcaklık kontrolü yapılmaktadır. Her ne kadar bu ısı transferi, soğutma suyu yoluyla kaybedilen ısıl enerjiden gerçekleşiyor olsa da özellikle motor ısınma sürecinde soğutma suyundan havaya olan ısı transferi motor ısınma sürecini uzatmakta ve termostatın daha geç açılmasına neden olmaktadır.

Gelişen teknoloji ile birlikte tüketicilerin taşıtlarda aradığı konfor ihtiyaçları

## 1. GİRİŞ

---

üretici firmaları bu yönde tasarımlar yapmaya yönlendirmiştir. Bu konuda yapılan çalışmalar incelendiğinde taşıt içi konfor kriterleri için ifade edilen parametreler arasında sıcaklık, hava kalitesi, gürültü, titreşim, ışık ve ergonomi sayılmaktadır (Silva 2002).

Bu nedenle taşıtlarda konfor denilince akla gelen ilk sistemlerden birisi kabin içi ısıtma sistemidir. Taşıtlarda kullanılan ısıtma sistemlerinin günümüzdeki aşamaya gelebilmesi uzun yıllar sürmüştür.

Ayrıca kış aylarında dış hava sıcaklığı düşük olduğu için taşıt içindeki nemli ve sıcak hava yoğunlaşmaya sebep olacağından cam yüzeylerinde buğulanma meydana gelmekte ve sürücünün görüş seviyesini azaltmaktadır. Taşıt içinde istenen hava sıcaklığı dış ortam sıcaklığına göre değişmektedir. Daha önce yapılan bir çalışmada dış ortam sıcaklığının 15 °C olduğu bir durumda iç ortam sıcaklığının 21 °C olmasının uygun olacağı belirlenmiştir (Apaydın 2002).

Bu kapsamda literatür incelendiğinde hem motor ve soğutma sistemi hem de kabin içi sıcaklığın değişimini beraber inceleyen kapsamlı bir çalışma açık literatürde bulunamamıştır. Ancak Gritsuk et al. (2017) tarafından yapılan çalışmada hem içten yanmalı motorun hem de kabin içi sıcaklığın bir arada düşünülerek tasarımlar yapılmasının zorluklarından bahsedilmiştir. Bu amaçla yapılacak çalışmalarda soğutma suyu, yağlama yağı, katalitik konvertör gibi motor bileşenlerinin yanında kabin içi sıcaklığın değişiminin ortaya konması gerektiği vurgulanmıştır.

Taşıt kabin içi ısıtma sisteminin gerekliliğini, çalışma prensibini ve bu sisteminin çalışması durumunda taşıtta meydana getirdiği olumlu ya da olumsuz etkileri de bilmemiz gerekmektedir. Bir yandan sürücünün ve taşıt içerisindeki yolcuların konforu düşünülürken öte yandan kabin ısıtma sisteminin çalışması durumunda bu sistemin taşıtta meydana getirdiği negatif durumlarda dikkate alınıp incelenmelidir. Yaptığımız bu çalışmada tüm bunların daha iyi analiz edilebilmesi için AVL CRUISE™ M simülasyon programı ile bir taşıt modeli oluşturulup kabin ısıtma sisteminin motora olan etkileri gözlemlenmiştir.

### 2. KAYNAK ÖZETLERİ

#### 2.1. Motorlar ve Soğutma Sistemi

Yakıtın bir piston silindir düzeneği içerisinde tutuşturularak yanmasıyla yakıttan elde edilen ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştüren motorlara içten yanmalı motorlar denir. İçten yanmalı motorlar yakıt tipine göre benzinli ve dizel olmak üzere ikiye ayrılır. Benzinli motorlarda buji ile ateşleme sistemi kullanılırken, dizel motorlarda yakıtın enjektör yardımı ile sıkıştırılan hava üzerine püskürtülmesi sayesinde yanma işlemi gerçekleşir.

1892 yılında alman mühendis olan Rudolf Diesel tarafından patenti alınan sıkıştırma ateşlemeli motor olan dizel motorlarının temeli atılmıştır. 1897 yılından itibaren Dizel motorlar seri üretilmeye başlanmıştır. Dizel motorlarında sıkıştırma oranı daha yüksek olduğundan benzinli (otto) motorlara nispeten daha yüksek verim elde edilmiştir.

Yakıttan elde edilen enerjinin bir kısmı taşıt iklimlendirme sistemlerine, bir kısmı sürtünme kayıplarına ve bir kısmı da egzoz gazlarıyla dışarı atılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda yakıttan elde edilen toplam enerjinin %17-26 aralığında bir kısmının taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanıldığı belirlenmiştir (Heywood 1988; Cipollone et al. 2013).

Bir taşıtta içten yanmalı motorun rolü, aktif tekerleklerin hareketi için gerekli gücü aktarma organları vasıtasıyla sağlamaktır. İçten yanmalı motorlarda yakıt enerjisinin faydalı enerjiye dönüşen kısmı olan fren işi, yakıt enerjisinin yaklaşık %40'ı seviyesindedir (Heywood 1988; Will 2012). Tekerleklerle aktarılan enerji ise fren işinden daha da azdır çünkü arada birçok bileşenden kaynaklanan sürtünme kayıpları söz konusudur.

Bunun verimli bir şekilde sağlanabilmesi için motorlarda hem yağlama hem de soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Yağlama sistemi, temas halindeki hareketli parçalar

arasındaki sürtünmeyi azaltmayı, soğutma sistemi ise hem yağlama yağının hem de tüm bileşenlerin kabul edilir bir çalışma sıcaklığında kalmasını sağlamayı amaçlamaktadır.

Yağlama yağlarının özellikleri sıcaklığa bağlıdır ve daimî çalışma şartları olan yaklaşık 100 °C ile 110 °C arasında en iyi özelliklere sahipken (Zammit et al. 2011), düşük sıcaklıklarda yüksek olan yağ viskozitesi sürtünme kayıplarının artmasına ve termal verimin azalmasına neden olmaktadır (Roberts et al. 2014). Will (2012) tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarına göre motor yaklaşık 20 °C sıcaklık seviyesindeyken motor ısınma sürecinin başlarında sürtünme kayıpları, daimî hal çalışmasına göre yaklaşık 2,5 kat daha fazladır. Şayet 0 °C seviyelerindeki çevre sıcaklıkları için bu durum düşünülürse yakıt tüketimi yaklaşık %13,5 oranında artacaktır (Samhaber et al. 2001). Ayrıca André (1991) tarafından yapılan çalışmada sürüş alışkanlıkları incelenmiştir ve bu çalışmaya göre çoğu sürücü taşıtlarını kısa mesafede kullanmaktadır. 55 taşıt üzerinde yapılan 1840 saatlik gözlem sonucunda, toplam sürecin yaklaşık üçte birinde soğutma suyu 70 °C ve yağlama yağı 60 °C sıcaklık seviyesine ulaşmamaktadır.

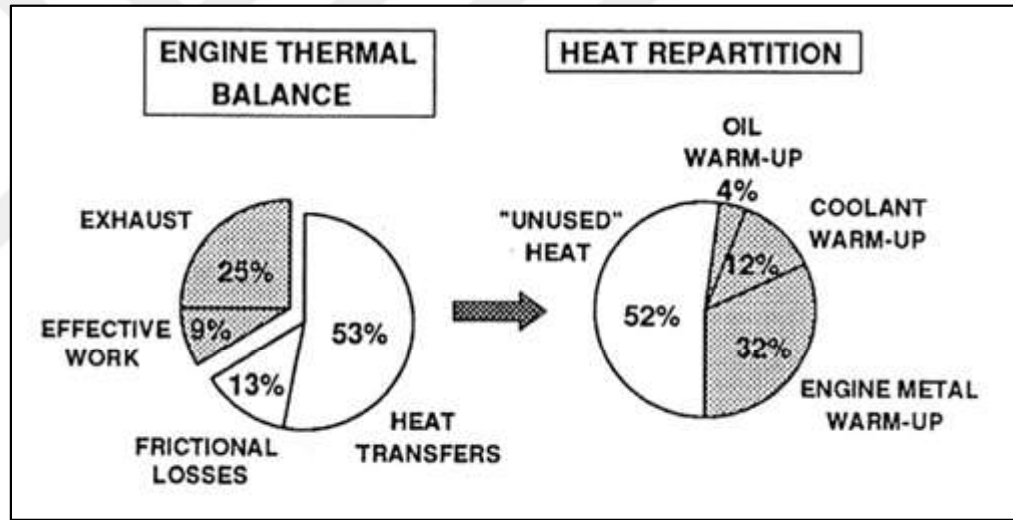
Andrews et al. (2004) tarafından yapılan çalışmada Euro 1 standartlarındaki bir buji ateşlemeli motorun yakıt tüketiminin çevre sıcaklığı ile doğrusal olarak arttığını ortaya koymuştur. Şehir içi kullanım durumunda çevre sıcaklığının 31 °C'den -2 °C'ye düşmesi durumunda yakıt tüketiminin yaklaşık %18 arttığı gözlenmiştir. Goettler and Vidger (1986) tarafından yapılan çalışmalarda ise farklı motor ile gerçekleşen gözlemler benzer eğilimler olduğunu göstermiştir. Kunze et al. (2006) tarafından yapılan çalışmada ise motor başlangıç çalışma sıcaklığının 25 °C'den 90 °C'ye çıkarılması durumunda NEDC çevriminde benzinli bir motorun yakıt tüketiminin %10 oranında azaldığını göstermiştir.

Sonuç olarak her ne kadar motor daimî çalışma şartlarında kabul edilebilir performans gösterse de hem yakıt tüketimi hem de emisyonlar açısından motor ısınma süresi için bu durum geçerli değildir. Goettler et al. (1986) ABD'de taşıt sürüşlerinin %80'e kadar bölümü 15 km'nin altındaki mesafelerde gerçekleşmektedir. Jarrier et al. (2000) ise Avrupa'da otomobil kullanımının ortalamasının 10 km seviyesinde olduğunu iddia etmişlerdir. Andrews (1989)'in 35 taşıt üzerinde yaptığı çalışmadan elde ettiği bulgularına göre taşıt seyahatlerinin %52'si 3 km'nin altında gerçekleşmektedir.

## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

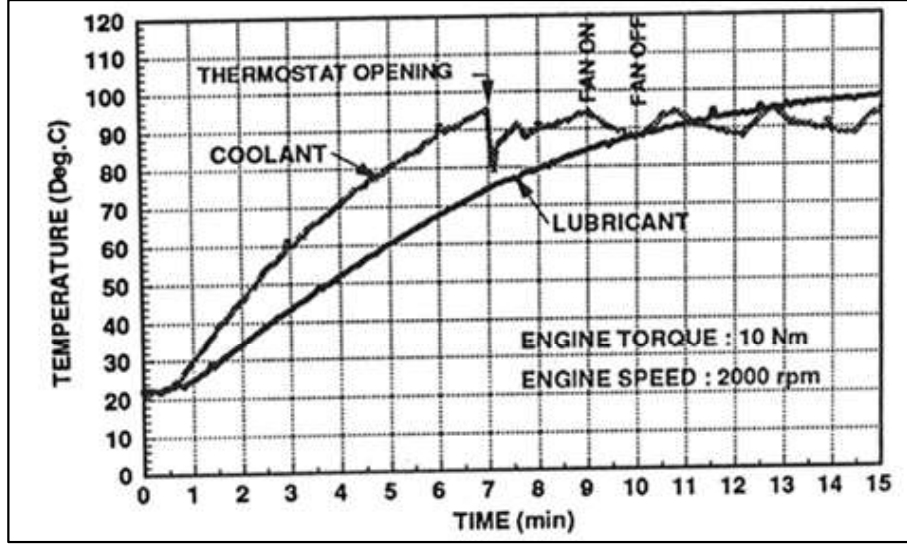
Trapy and Damiral (1990) tarafından yapılan çalışma yakıt enerjisinin sadece %9 kadarlık düşük bir bölümünün soğukta ilk hareket esnasında faydalı işe dönüştüğünü göstermiştir. Trapy (1990) tarafından sunulan Şekil 2.1 incelendiğinde motor ısınma sürecinde enerji dengesinin değişimi görülebilir. Sol taraftaki şekil yanma odasındaki enerji dengesini gösterirken sağ taraf enerjinin %53'ünün silindir duvarlarına ısı enerjisi olarak transfer edildiğini göstermektedir. Bu suretle hem blok ve soğutma suyu hem de yağlama yağının sıcaklıkları artmaktadır.

Fakat burada dikkat edilmesi gereken şey, %52'lik bölüm yağlama yağı veya soğutucu akışkanın ısınması için kullanılmadığı ve doğrudan ısı enerjisi olarak çevreye atıldığıdır. Ayrıca dikkate değer bir başka şey ise yanma sonucu elde edilen ısı enerjisinin yalnızca %4'ünün yağlama yağının ısıtılmasında kullanıldığıdır.



**Şekil 2.1.** Dört silindirli bir motorun ısınma sürecinde enerji dengesi (Trapy and Damiral 1990).

Samhaber et al. (2001) tarafından yapılan çalışmada benzer sonuçlar üretmiştir. Bu çalışma dizel motor üzerinde yapılmış ve deneysel verilerle desteklenmiştir. Çalışma sonuçlarına göre enerjinin %60'lık bölümü motor yapısal elemanlarının ısıtılmasında harcanmaktadır ve bunun %20'si soğutma suyu, %10'u yağlama yağı tarafından absorbe edilmektedir. Trapy and Damiral (1990) tarafından sunulan Şekil 2.2'de ise motor ısınma sürecinde hem soğutma suyunun hem de yağlama yağının sıcaklığının zaman ile artış hızı görülmektedir.



**Şekil 2.2.** Motorun ısınma sürecinde yağ ve soğutma suyunun sıcaklık değişimi (Trapy and Damiral 1990).

Şekil 2.2 incelendiğinde 10 Nm motor torku ve 2000 d/dak devir sayısında çalışan motorun soğutma suyunun 7 dk içerisinde en yüksek değer ulaştığı, termostatın açıldığı ve suyun radyatöre iletildiği anlaşılmaktadır. Ancak yağlama yağı sıcaklığı 15 dk sürenin ardından bile halen daim çalışma şartlarına ulaşamamıştır. Roberts et al. (2014) soğuk havada ilk hareketin motorun çalışma performansı ve ısınması üzerine olumsuz etkisini üç başlık altında özetlemiştir.

- Yağlama yağının yüksek viskoziteye sahip olması, yüksek sürtünme kayıplarına neden olur.
- Motor silindir duvarlarının çok soğuk olması, yanma veriminin düşük olmasına neden olur.
- Düşük sıcaklık düşük katalitik konvertör verimine neden olur.

Roberts et al. (2014) motor ısınma süresini kısaltmak ve bu esnada ortaya çıkan olumsuzlukların etkisini azaltmak için yapılan çalışmalar sınıflandırılabilir. Yaptığı literatür taraması çalışmasında bu çalışmalar aşağıdaki şekilde konularına göre sıralanmıştır;

- 1- Egzoz gazları yoluyla atılan ısı enerjiden faydalanmak
  - 1-1- Isı değiştiricisi ile egzoz gazlarının ısı enerjisinin yeniden kullanımı

- 1-2- Termoelektrik uygulamalar
- 2- Yanma odasında ısı bariyer kaplamaları
- 3- Motor yapısının standart yalıtımı
- 4- Aktif sistem kontrol elemanları kullanımı
  - 4-1- Soğutucu akışkanın ön ısıtılması
  - 4-2- Soğutma suyunun debisinin kontrolü
  - 4-3- Yağlama yağının yönlendirilmesi
  - 4-4- Start-Stop teknolojisi
- 5- Faz değiştiren malzemeler ile ısı verimin artırılması
  - 5-1- Motor ve yardımcı elemanlarında faz değiştiren malzemelerin kullanımı
  - 5-2- Yağlama yağının ısıtılmasında faz değiştiren malzemelerin kullanımı

Klemn et al. (2018) yaptığı çalışmada ise daimî olmayan şartlarda kabin içi ısı model geliştirilmiştir. Bu modelde kabin içi havası tek düğümlü ayırıklaştırma temelli hesaplamalar yapılmıştır. Çeşitli ısı transfer mekanizmaları hesaplamalara katılmış ve oluşturulan modelin doğrulaması hem ısıtma hem de soğutma süreçlerinde üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiş ve yalnızca yerel sıcaklık farklılıkları olduğu görülmüştür.

Xu et al. (2022) yaptığı çalışmada kabin içi insan ısı konfor şartları incelenmiştir. Beklenen seviyede ısı konfor şartlarının sağlanmasının özellikle sürücü ve yolcuların yorgunluğunu azalttığı, stres durumunu azalttığı ve sürüş güvenliğini arttırdığını belirtmişlerdir. Ancak ısı konforun çok bileşenli geometrik ve çevresel parametreden etkilendiği bunun yanında insanlar arasındaki farklılığa da bağlı olduğu vurgulanmıştır.

### 2.2. Kabin İçi Isıtma Sistemleri

Özellikle çevre sıcaklığının düşük olduğu ortamlarda kabinin iç sıcaklığı taşıt kullanıcıları için hem güvenlik hem de konfor açısından oldukça önemli bir durumdur. Taşıt içerisinde ısı konfor çevresel etkenlerin yanı sıra bireysel tercihlere de bağlı olduğundan taşıt kabin içerisindeki ısı konfor için bir standart değer oluşturmak pek mümkün değildir. Yine de literatürde ısı konforun birkaç farklı tanımı yapılmıştır. Aybers (1978)'e göre ortamdaki sıcaklık ve hava koşullarının insanı rahatsız edici etkisinin olmadığı durumdur. Eğer insan bulunduğu ortamın sıcaklığından, havanın

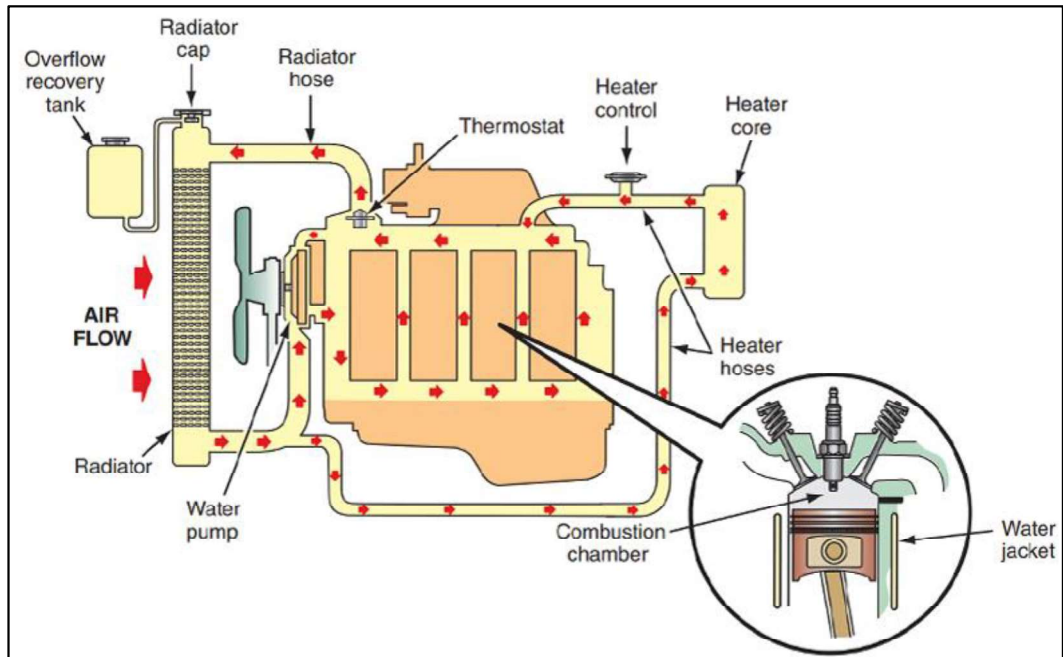
## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

neminden ve kalitesinden rahatsız olmuyorsa o ortamda ısıl konfor sağlanmış demektir (Özcan 2018). Kapalı ortamda ise hava kalitesinin düşük, ortam sıcaklığının gereğinden az veya fazla olması insanları rahatsız eder (Anonim 2022).

Taşıtlarda ısıl konfor konusu binalardaki uygulamalara göre farklılıklar arz etmektedir. Özellikle yüksek güneş radyasyonu olması, yalıtımın düşük olması ve kabin içerisinde konfor şartlarının hızlı bir şekilde yakalanması gerekliliği bunlar arasında sayılabilir (Danca et al. 2016).

İlk başlarda taşıtlar açık kabin sistemine sahipken, ısıtma sistemlerinin kullanılmaya başlanması ile beraber kabinli taşıtlar daha çok tercih edilmeye başlanmıştır. Kapalı kabinlerin yapılmasıyla yolcuların konfor ihtiyacını karşılamak için ısıtma, soğutma ve filtreleme sistemlerinde üretici firmalar önemli tasarımlar yaparak sistemi daha fazla geliştirmeyi hedeflemiştir.

Kabin içi ısıtma sistemi, motor soğutma sistemini kullanarak kabin içi hava sıcaklığını istenilen seviyelere çıkarmak amacıyla kullanılır. Şekil 2.3'te bu sistemin şematik resmi görülmektedir.



Şekil 2.3. Motor soğutma sistemi ve kabin içi hava ısı değiştiricisi (Erjavec and Thompson 2014).

Motor ilk çalıştırıldığında soğutma suyu, yağlama yağı ve mekanik tüm parçaların sıcaklığı düşük seviyededir ve sıcaklığın kısa sürelerde istenen değerlere ulaşabilmesi için termostatik valf kapalıdır. Bu sırada soğutma suyunun radyatör hattına iletilmesi engellenmiş olur. Bloktan çıkan su doğrudan tekrar bloğa yönelir ve hem radyatörde gereksiz ısı kayıpları azalmış olur hem de sistemde bulunan su miktarı azalmış olur. Bu sayede sıcaklık optimum düzeylere ulaşır. Ancak soğutma suyu sıcaklığı yaklaşık 80 °C sıcaklık seviyelerine ulaştığında artık kaynama bölgesine yaklaşıldığı için sıcaklığın daha fazla artmasına izin verilmemelidir; bu amaçla termostatik valf açılır ve by-pass hattı kapanır. Soğutma suyu tamamen radyatör hattına ulaşır ve havaya ısı transferi yapılarak motor çalışma sıcaklığı kontrol altına alınmış olur.

Tüm bu olaylar gerçekleşirken klasik otomotiv sanayisinde soğutma suyu kontrolsüz bir şekilde kabin içi hava ısı değiştiricisine ulaşır. Şayet düşük kabin ve çevre sıcaklığı söz konusu ise kabine alınan hava ısı değiştiricisinin üzerine yönlendirilerek havanın sıcaklığı artırılır ve kabin içi ısı konfor şartları yakalanmaya çalışılır. Ancak bu durum motor soğutma sistemi üzerinde bir ısı yük oluşturur.

Yukarıda özetlenen çalışma prensibine sahip olan kabin içi ısıtma sistemleri özellikle kışın sürücü ve yolcu konforunu artırmak için kullanılmakta ve önemli bir sistem bileşeni olarak karşımıza çıkmaktadırlar. Ancak bu sistemlerin, taşıt tahrikinde kullanılan motorların enerji dengesi üzerindeki etkileri de önem arz etmektedir. Özellikle son yirmi yıl içerisinde gelişen emisyon standartları ve sektördeki enerji verimliliği gerekliliği bu sistemlerin önemini artırmıştır.

Bu kapsamda literatürde yapılan çalışmalar çoğunlukla kabin içi hava ısıtma sisteminin modellenerek sıcaklık tahmini yapılması konusuna odaklanmıştır. Daha az oranda deneysel çalışma ile sistem analizlerinin yapıldığı çalışmalar bulunmaktadır. Aşağıda ilgili çalışmalardan bir bölümü tanıtılacak ve ardından bu tez çalışmasının literatürdeki çalışmalardan farkına değinilecektir.

Kabin içi hava ısıtma sistemlerinin matematiksel olarak modellenmesi sonucunda sistem performansı belirli doğrulukta takip edilebilmekte ve bu sayede birçok avantaj elde edilebilmektedir (Sambandan 2017). Özellikle düşük çevre sıcaklıklarında bu tür

analizlerin üretimden önce deneysel olarak yapılabilmesi için yüksek maliyetli rüzgâr tüneli testlerinin gerekliliği bu tür modelleme çalışmalarının önemini artırmaktadır.

Korukçu ve Kılış (2009) tarafından yapılan çalışmada ise kabin içi sıcaklık takibi için kızıl ötesi kameralar kullanılmış ve eş zamanlı olarak birçok noktadan sıcaklık verisi alınmıştır. Bu çalışma ile elde edilen bilgiler sayesinde daimî ve daimî olmayan şartlar altında kabin içinde sıcaklık dağılımı verisi ile ısı konforu etkileyen parametreler üzerinde durulabileceği belirtilmiştir.

Sambandan and Valencia (2017) tarafından yapılan çalışmada ise otomotiv sektörü için HVAC (Isıtma Havalandırma ve İklimlendirme) tahminleri yapılabilen 1D (bir boyutlu) bir model geliştirilmiştir. Bu çalışmada DFSS (Design for six sigma) metodolojisi kullanılmış ve L18 ortogonal dizisi geliştirilerek her bir simülasyon parametresinin etkisi ortaya konulmaya çalışılmıştır. Bu sayede kabin içi ısıtma sistemindeki akışkanların debileri ve giriş çıkış sıcaklıkları takip edilebilmektedir.

Klemm et al. (2018) tarafından yapılan çalışmada daimî olmayan şartlar için bir kabin içi ısı model üretilmiştir. Bu çalışmada kabin içi hava tek nodlu ayrıklaştırma yöntemi ile modellenmiştir. Katı bileşenler arasındaki ısı iletimi bir boyutlu ısı transferi denklemleri ile, yüzeyler arasındaki ısı ışıınımı 3D referanslar kullanılarak tespit edilen görüş faktörü ile ve kabin bileşenlerinin yüzeylerinden kabin havasına taşınım ile olan ısı transferi ise ısı taşınım katsayıları belirlenerek hesaplanmıştır. Taşınım ısı transferi hesabı için gerekli Nusselt korelasyonu belirlenirken taşıt hızına bağlı hesaplamalar yapılmıştır. Isınma ve soğuma esnasındaki sıcaklık değerlerinin analizi sonucunda model doğrulaması yapılmıştır.

Marshall et al. (2019) tarafından yapılan çalışmada ise kabin içi ısıtma sistemlerinin performansını etkileyen bazı parametrelerin üzerinde durulmuştur. Öncelikle kabin içerisindeki ısı yükünün azaltılmasının önemini ortaya koymuştur. Ardından camların kaplamasının özellikle soğutma yükünün azaltılmasındaki etkisini ortaya koyan çalışmalar tanıtılmıştır. Ayrıca kabin içindeki kullanılan bileşenlerin yüzeylerinin etkisi üzerinde durulmuş ve daha sonra park halindeki taşıtlarda güneş destekli bir fan ile yapılan kabin içi havalandırma sisteminin sıcaklığı 5-6 °C kadar

azalttığını bildirmişlerdir. Modares and Soltani (2019) tarafından yapılan çalışmada ise kabin içinde gerçekleşen ısı transfer olayları matematiksel olarak modellenmiş kabin içi sıcaklığın taşıt kazalarında etkin önemli parametrelerden birisi olduğu vurgulanmıştır.

Literatürde yukarıda tanıtılan çalışmalar gibi modelleme çalışmaları bulunmaktadır ve bu çalışmalar sayesinde birçok fiziksel test yapılmadan prototipler üretilebilmekte ve çok daha düşük maliyetli bir üretim süreci söz konusu olmaktadır. Bu tez çalışmasında ise kabin iç sıcaklık takibi için bir model hazırlanmıştır. İlgili model hazırlanırken AVL CRUISE™ M programından faydalanılmış ve kurulan modelde motor soğutma sistemine müdahale edilerek oluşturulan farklı çalışma durumlarının hem kabin içi hava sıcaklığı üzerinde hem de motor soğutma sistemi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

#### 3.1. Materyal

##### 3.1.1. AVL CRUISE™ M programı ve tasarlanan sistem

Bir taşıt simülasyon platformu olan model tabanlı AVL CRUISE™ M programı motor sistem elemanlarını düzenleyerek ve birbirine bağlayarak gerçekçi bir model oluşturmayı sağlamaktadır. AVL CRUISE™ M, çok düzenli ve doğru sonuçlar veren bir taşıt sistemi oluşturmak için güvenle kullanabileceğimiz bir programdır. Güç aktarma sistem konsept analizi, alt sistem tasarımı ve sanal bileşen entegrasyonu için tasarım aşamasında maliyet ve zamandan kazanç sağlayarak kolay bir şekilde simülasyon ile taşıt modeli oluşturma imkânı sunar. Ayrıca AVL CRUISE™ M taşıtların test aşamasında da kullanılır. Bu program yardımıyla taşıt üretici firmaları, üretim aşamasının başlarında yakıt verimliliğini ve taşıt performansını tahmin edebilir. Enerji tüketimi ve emisyonlar üzerindeki etkilerini görebilir, aktarma organları, elektrik şebekesi ve kontrol stratejilerinin modellenmesini yapabilirler. Yazılımın esnekliği sayesinde geleneksel, hibrit ve elektrikli güç aktarma organları bağlantıları arasında kolayca geçiş yapılmasına olanak tanır (Anonymous 2022).

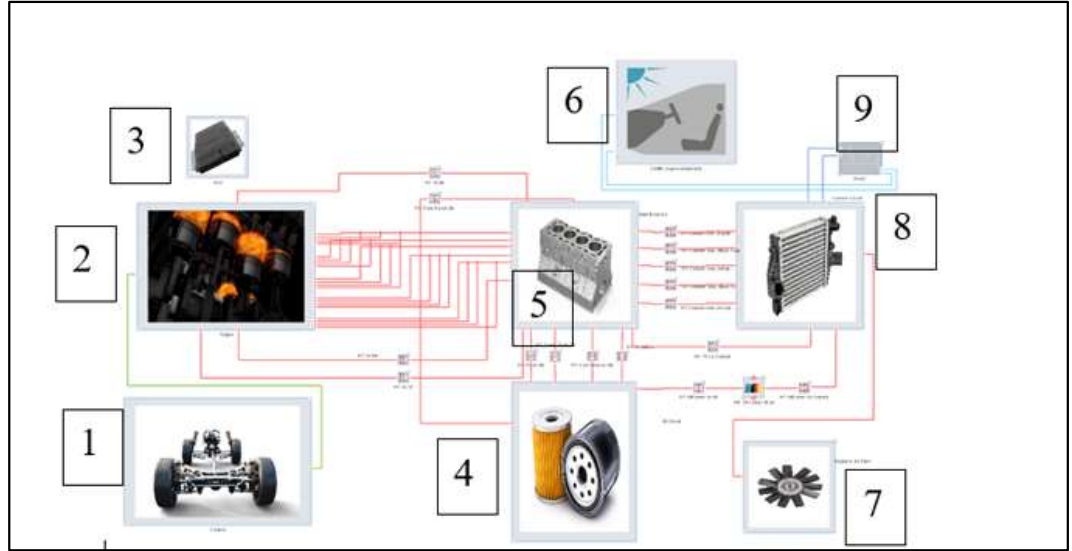
AVL firmasının sunmuş olduğu CRUISE™ M programında ayrıca akış elemanlarının bulunduğu mühendislik sistemleri, ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemleri gibi devrelerin simülasyonunu destekleyen modelleme çalışmaları yapmak da mümkündür. Sayısal bir çözücü ve gerçek zamanlı uygulamaları çalıştırmakla beraber, çok hızlı sonuçlar elde etmeyi sağlar. Ek olarak, bu yöntem, işletme verimliliğini ve performansını değerlendirmek için tasarlanmış bir sistemin enerji yönetimini doğru ve güvenilir bir şekilde tahmin edebilir (Anonymous 2022).

AVL CRUISE™ M ile termodinamik, mekanik ve kimyasal sistemler, akış ve elektrik dahil olmak üzere farklı fiziksel alanların da modellenmesi mümkündür. Bu yazılım malzeme, enerji ve sinyalin düzgün akışını sağlamak için yalnızca doğru elemanların birleşmesine izin vermektedir. Böylece hata yapma olasılığını azaltmaktadır (Nemes et al. 2020).

Bu çalışmada, CRUISE™ M'deki temel sistem elemanları kullanılarak bir taşıt sistemi modeli hazırlanmıştır. Şekil 3.1'de ilgili sistemin bileşenlerini içeren simülasyonun şematik diyagramı gösterilmektedir.

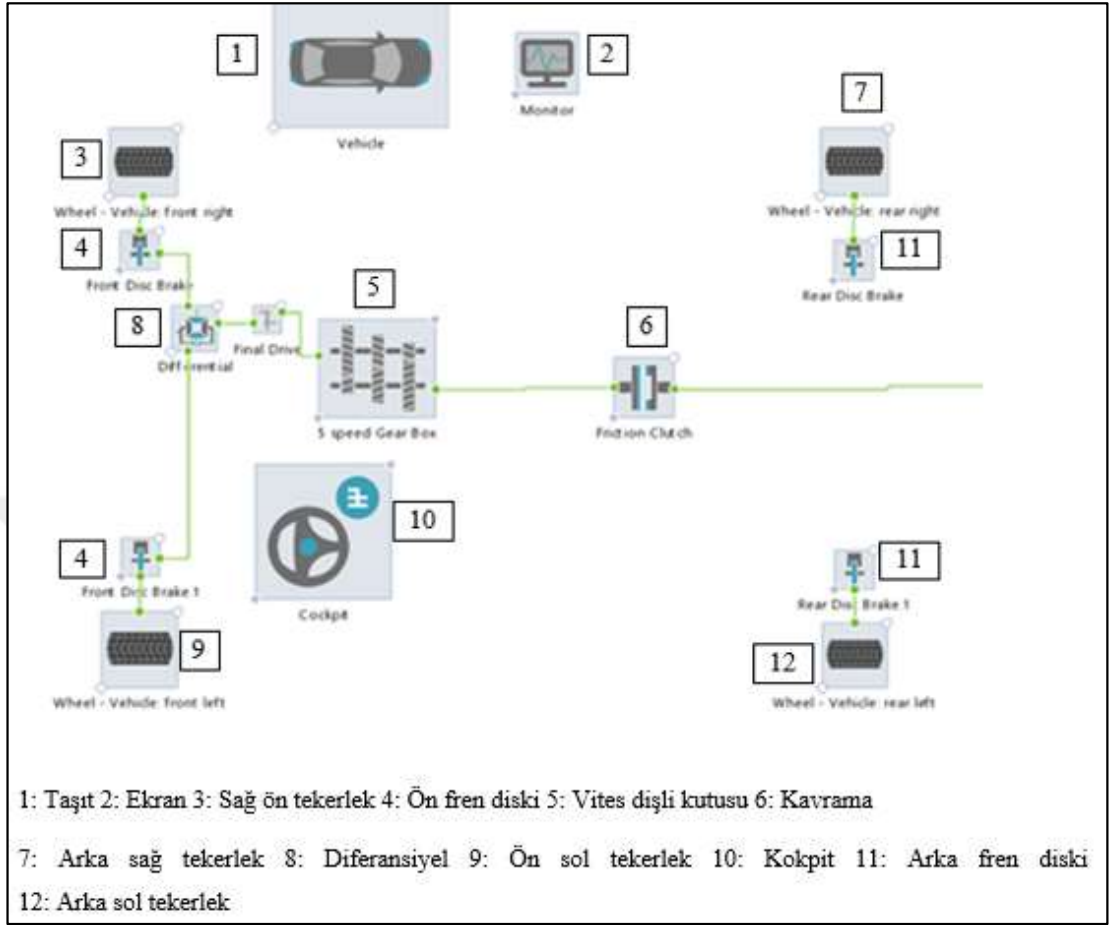
#### 3.1.2. Taşıt modeli

1. Güç aktarma elemanları modeli
2. Motor modeli
3. Elektronik kontrol ünitesi modeli
4. Yağ devresi.
5. Motor elemanları yapısı.
6. Yolcu kabini yapısı.
7. Radyatör hava hattı.
8. Soğutma suyu devresi.
9. Kabin içi hava hattı devresi.



Şekil 3.1. Taşıt modeli ve eklenen yolcu kabini modelinin genel görünüşü

3.1.3. Güç aktarma elemanları modeli



Şekil 3.2. Taşıt güç aktarma elemanlarının model görüntüsü

Tablo 3.1. Kullanılan vites kutusunun dişli özellikleri

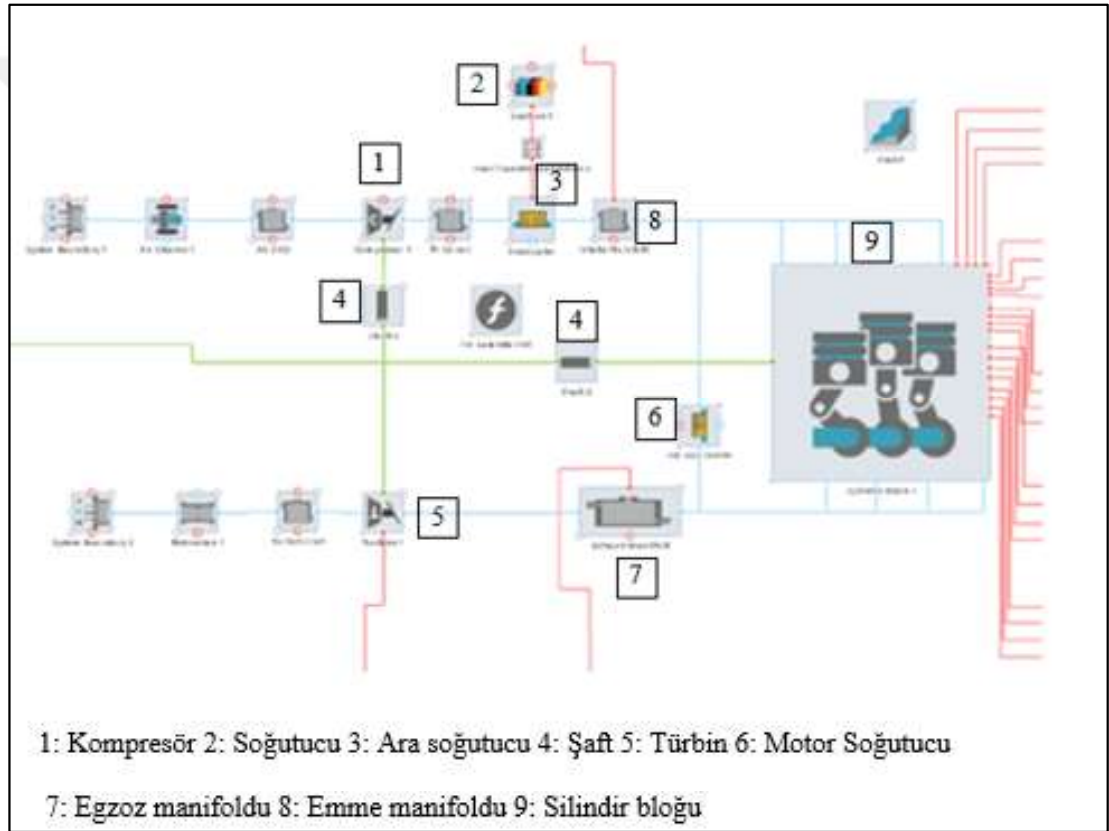
Vites	0	1	2	3	4	5
Dişli oranı	1	3,62	2,22	1,51	1,08	0,85
Atalet Momenti (kg.m <sup>2</sup> )	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015

Taşıtın boş ağırlığı 1.450 kg iken azami yüklü ağırlığı 1.930 kg'dır. En kesit alanı 1,88 m<sup>2</sup> ve aerodinamik direnç katsayısı 0,32'dir. Hesaplamalar esnasında ek yük olarak 80 kg bagaj kabul edilmiştir.

**Tablo 3.2.** Lastiklerdeki yuvarlanma direnç katsayısının taşıt hızı ile değişimi

Taşıt Hızı (km/h)	Yuvarlanma direnç katsayısı (%)	Taşıt Hızı (km/h)	Yuvarlanma direnç katsayısı (%)
0	1,37	180	1,67
20	1,37	200	1,75
50	1,37	230	1,95
100	1,38	250	2,1
120	1,39	280	2,4
150	1,50		

### 3.1.4. Motor modeli

**Şekil 3.3.** Motor modelinin genel görünüşü

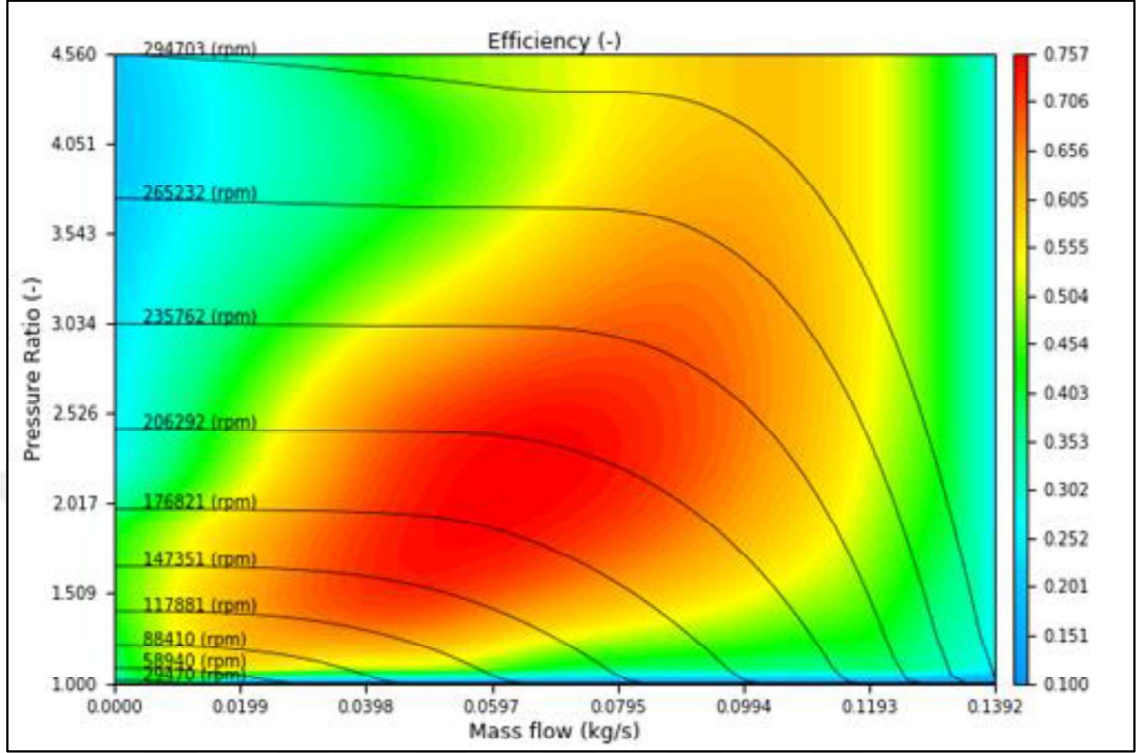
Modelde kullanılan motorun geometrik özellikleri Tablo 3.3'te verilmiştir. İlgili motor sıkıştırma ateşlemeli, dört silindirli ve dört zamanlıdır.

**Tablo 3.3.** Motor geometrik özellikleri

Silindir çapı	Strok	Sıkıştırma oranı	Biyel kolu uzunluğu	Piston pin ofseti
77.5 mm	85 mm	17.5	137.5 mm	10 mm

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

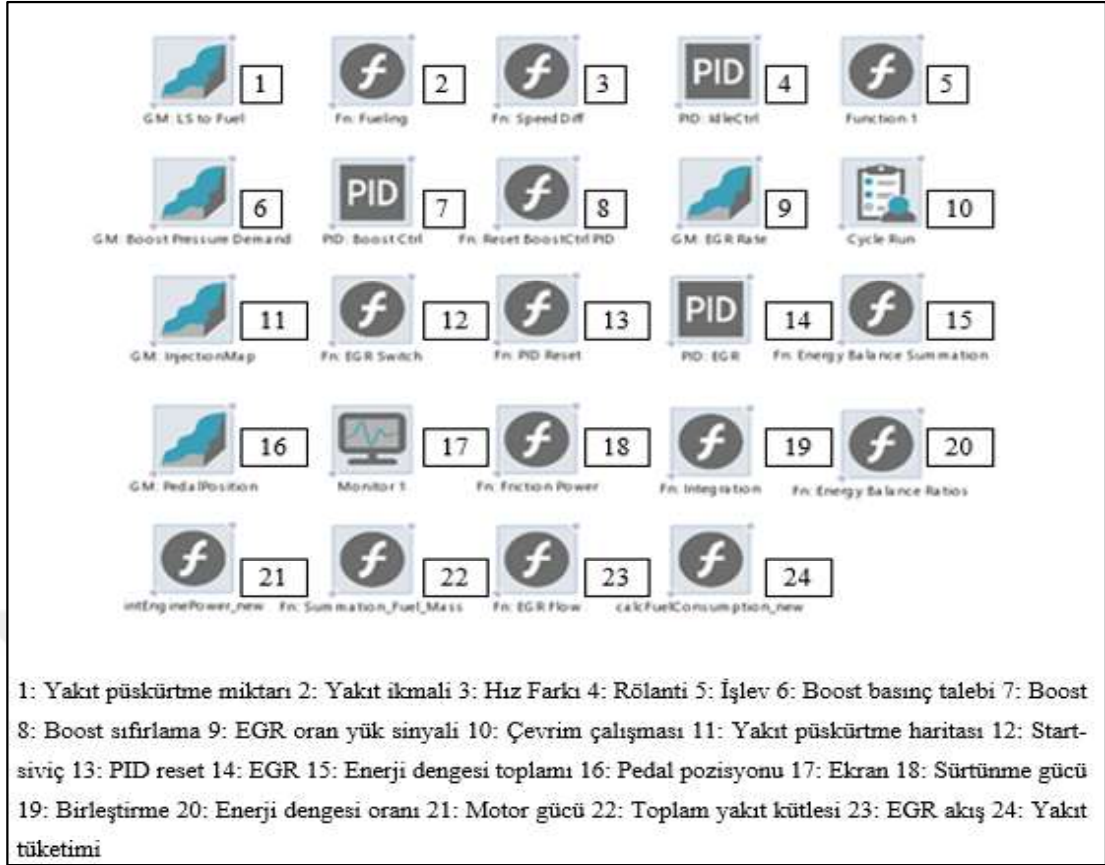
Turboşarj sisteminde kullanılan kompresörün performans haritası ise Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Kompresör performans haritası

#### 3.1.5. Elektronik kontrol ünitesi modeli

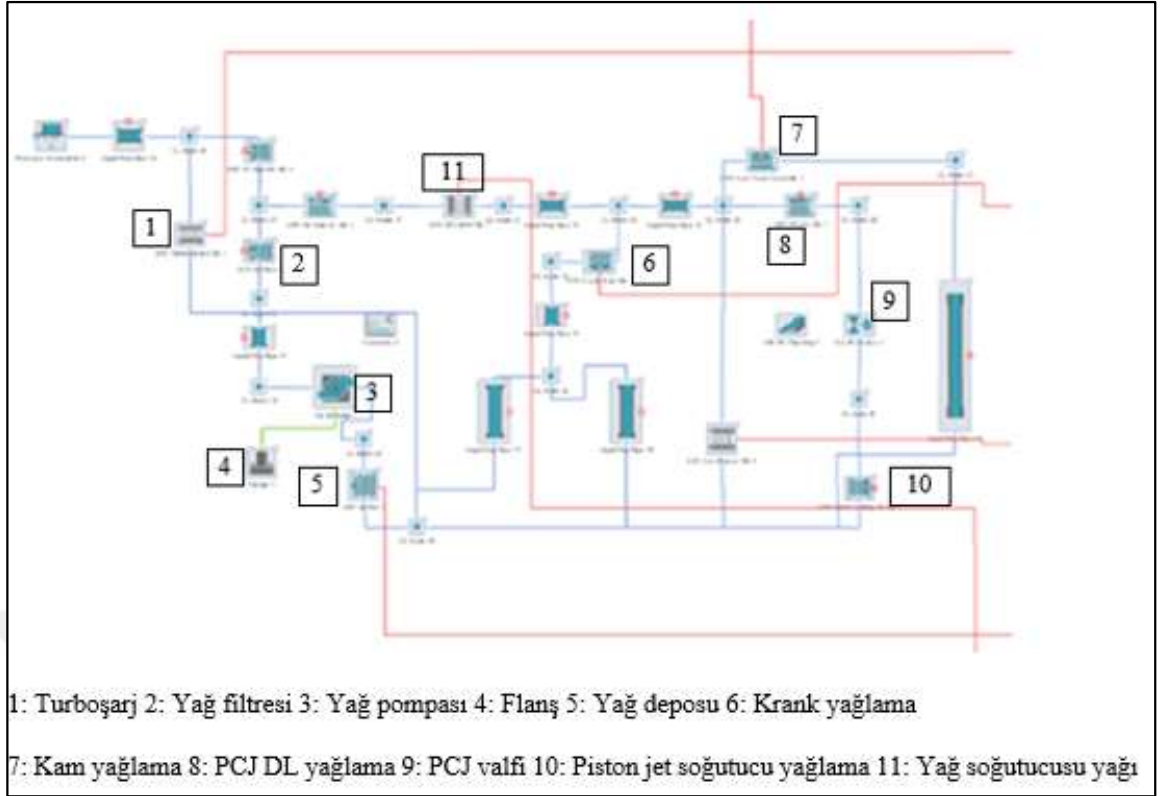
Kullanılan elektronik kontrol ünitesi modelinin görüntüsü Şekil 3.5'te verilmiştir. Bu modelde Boost, rolanti ve EGR kontrolü için üç adet PID tasarımı görülmektedir. Ayrıca EGR oranı, yük sinyali-yakıt püskürtme miktarı, boost basınç talebi, yakıt püskürtme haritası ve pedal pozisyonu bilgilerini içeren beş adet harita tasarımı bulunmaktadır. Cycle Run bileşeni ile ise hesaplamalar esnasında hesaplama zamanına bağlı olarak kontrol edilen giriş parametreleri tanımlanmıştır. Bu parametreler taşıt hızı, vites pozisyonu, vites geçiş süresi, start siviç pozisyonu ve maksimum-minimum taşıt hız aralığı şeklindedir. Bu çalışmada farklı ısıl stratejilerin sistem üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla sabit taşıt hızı şartlarında testler yapılmıştır. Hesaplamalarda otoyol şartlarını simüle edebilmek amacıyla taşıt hızı 120 km/h olarak alınmıştır. Toplam hesaplama süresi ise 1000 s'dir.



**Şekil 3.5.** Elektronik kontrol ünitesi modelinin görüntüsü

#### 3.1.6. Yağ devresi

Bir yağ pompası ile tahrik edilen motor yağının sırasıyla yağ soğutucu ısı değiştiricisi, kam mili, krank mili, PCJ ısı değiştiricisi, pistonlar ve yağ filtresi gibi bağlantı elemanları ile olan ısı değişimlerinin modellendiği bölümdür. Kullanılan yağ SAE 5W-30\_FM standartlarındadır. Kullanılan yağ devresi modelinin görüntüsü Şekil 3.6'da verilmiştir.



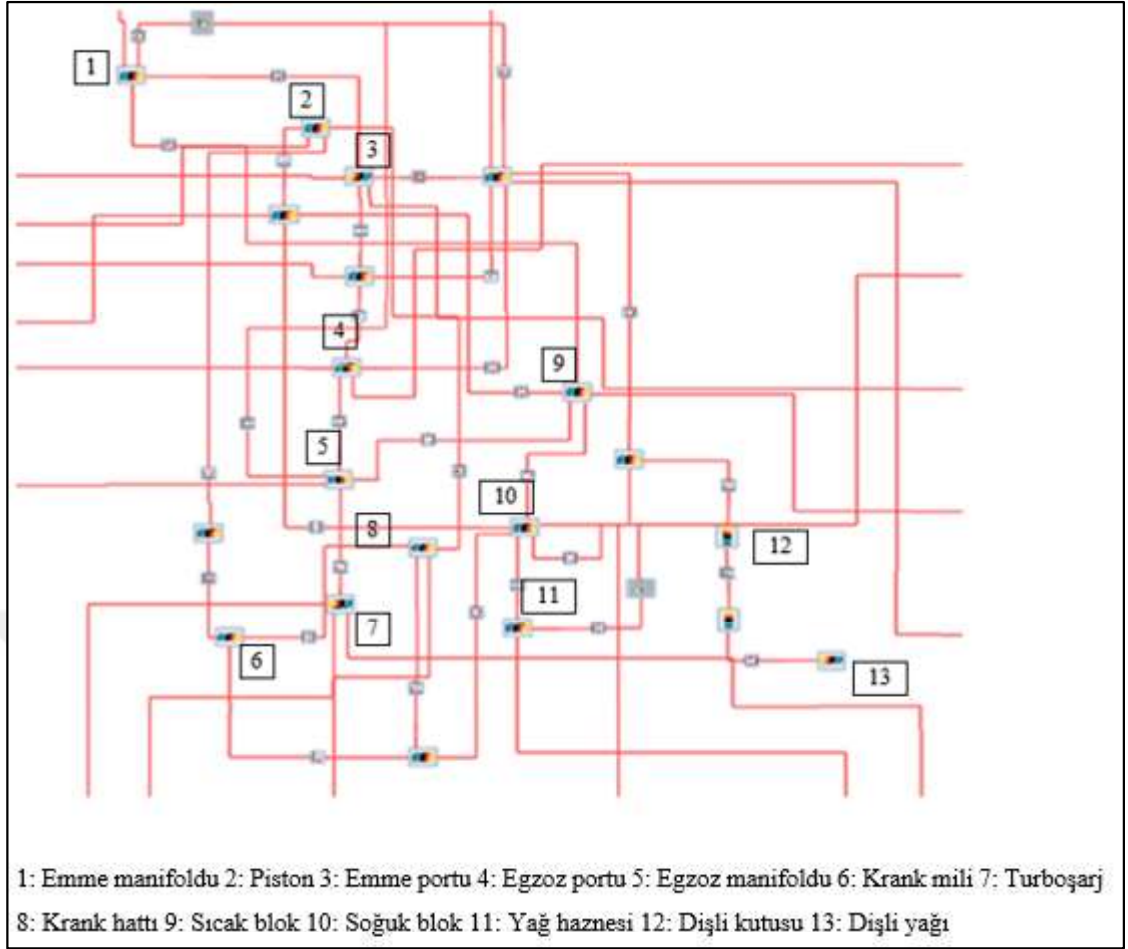
**Şekil 3.6.** Yağ devresi modelinin görüntüsü

#### 3.1.7. Motor elemanları yapısı

Bu modelde sırasıyla emme manifoldu, pistonlar, emme portu, segmanlar, silindir kapağı, yanma odası duvarları, egzoz portları, motor bloğu (sıcak ve soğuk), egzoz manifoldu, biyel kolu, karter, turboşarj sistemi, krank mili, vites kutusu ve volan olmak üzere katı motor elemanlarının ısı transfer olaylarının modelleri bulunmaktadır.

Hesaplamalar esnasında her bir elemanın başlangıç sıcaklığı test sıcaklığına alınmış ve hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

Bu katı motor elemanlarından en kritik olanı motor bloğu % 0.08 C düşük karbon çeliği olarak seçilmiştir. Sıcak tarafın kütlesi 10 kg olarak belirlenmiştir. Soğuk taraf ise 13 kg olarak ele alınmıştır. Krank mili ise St 37.8 çeliği olarak alınmış ve ağırlığı 8 kg olarak hesaplamalara dahil edilmiştir. Bunun gibi diğer tüm katı motor elemanları modellenmiştir. Kullanılan motor elemanları yapısı modelinin görüntüsü Şekil 3.7'de verilmiştir.

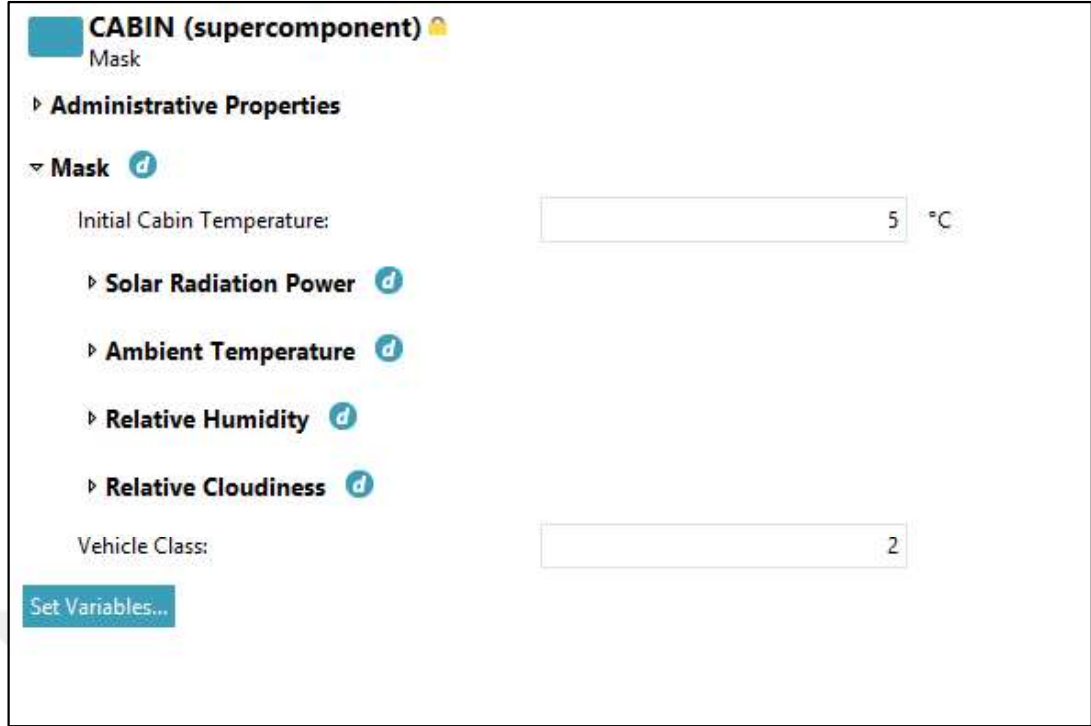


Şekil 3.7. Motor katı elemanları modelinin görüntüsü

#### 3.1.8. Yolcu kabini yapısı

Yolcu kabini modeli oluşturulurken kabin başlangıç sıcaklığı her bir test şartı için ayrı ayrı belirlenmiştir. Kabin içine olan radyasyon (ışınım) ile ısı transferi değerinin olmadığı kabul edildi. Tüm hesaplamalar boyunca çevre sıcaklığı, ilk sıcaklık ile aynı alınmıştır. Hesaplamalar esnasında çevre havası bağıl nemi %40 ve bulutluluk parametresi %50 olarak alındı.

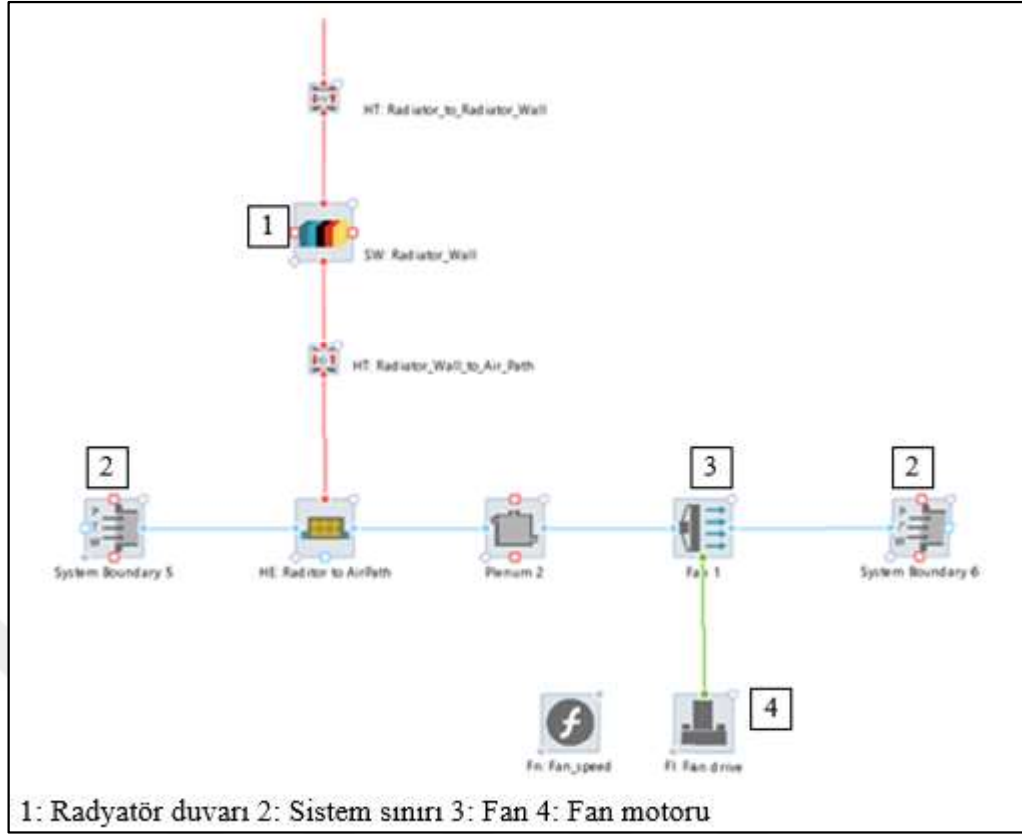
Ayrıca taşıt sınıfı 2 olarak belirlenmiştir. Kullanılan yolcu kabini modelinin görüntüsü Şekil 3.8'de verilmiştir.



Şekil 3.8. Yolcu kabini modelinin görüntüsü

#### 3.1.9. Radyatör hava hattı

Oluşturulan radyatör hava hattı modelinin görüntüsü Şekil 3.9’da verilmiştir. Radyatör hava hattı üzerinde bulunan fan, devreye alındığında 2000 d/dak devir sayısında çalışarak hava debisini artırmaktadır.



Şekil 3.9. Radyatör hava hattı modelinin görüntüsü

#### 3.1.10. Soğutma suyu devresi

Bu tez çalışmasında üzerinde durulan parametre olan kabin içi ısı değiştiricisinin üzerinde yapılan modifikasyonlar bu devre içinde bulunmaktadır.

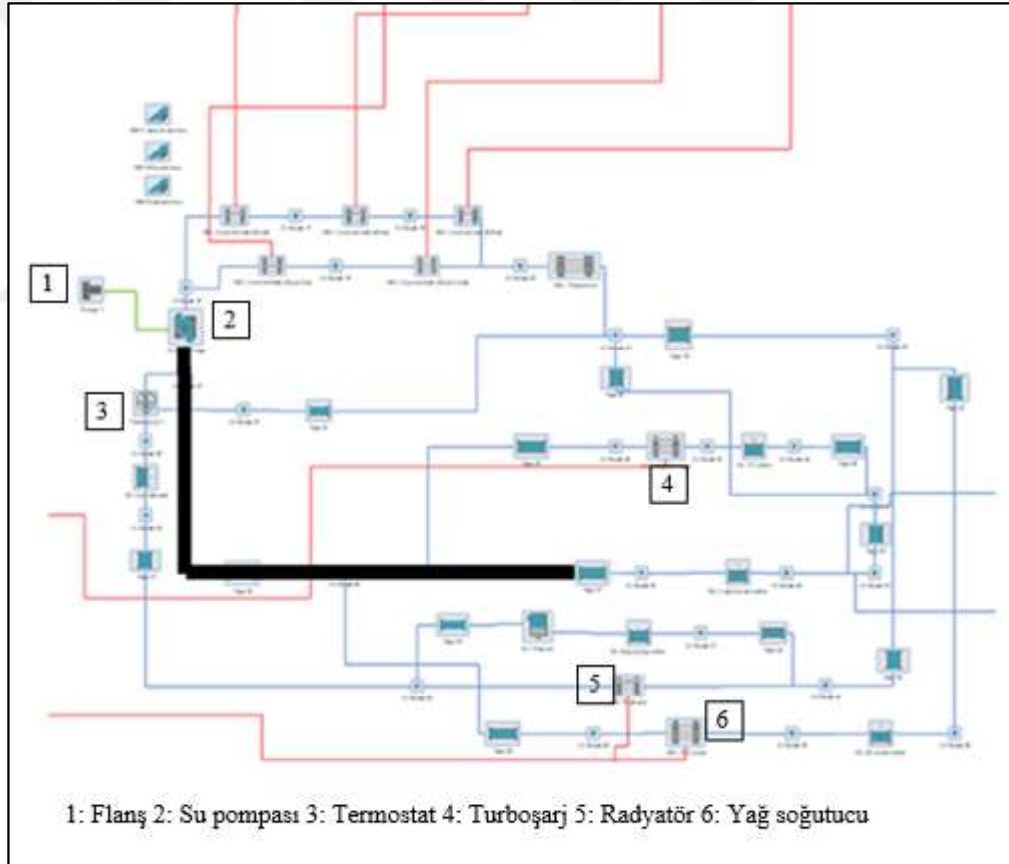
Bu devrede motor sıvı soğutma sistemi elemanlarının modeli kurgulanmıştır. Bu elemanlar sırasıyla su pompası, motor kapağı ve bloğu içerisindeki su devresi hattı, turbo şarj sisteminin soğutma suyu ile olan ısıl etkileşiminin modellendiği devre, radyatör su devresi, yağ soğutucusu ve by-pass hattı şeklindedir. Ayrıca termostat ile motor ilk hareketinin ardından kararlı çalışma sıcaklığına gelinceye kadar olan süreç içerisinde akış yönü kontrol edilmiştir. Motor ısınma (warm-up) sürecindeyken soğutma suyu yalnızca radyatör hattına iletilmemektedir. Ancak turboşarj devresi, yağ soğutucu ve kabin ısıtıcıya iletilmektedir.

Klasik otomotiv sanayisinde bu tasarım kullanılırken bu çalışmada motor ısınma sürecindeyken kabin ısıtıcı devresine de suyun gönderilmemesi durumunun etkileri

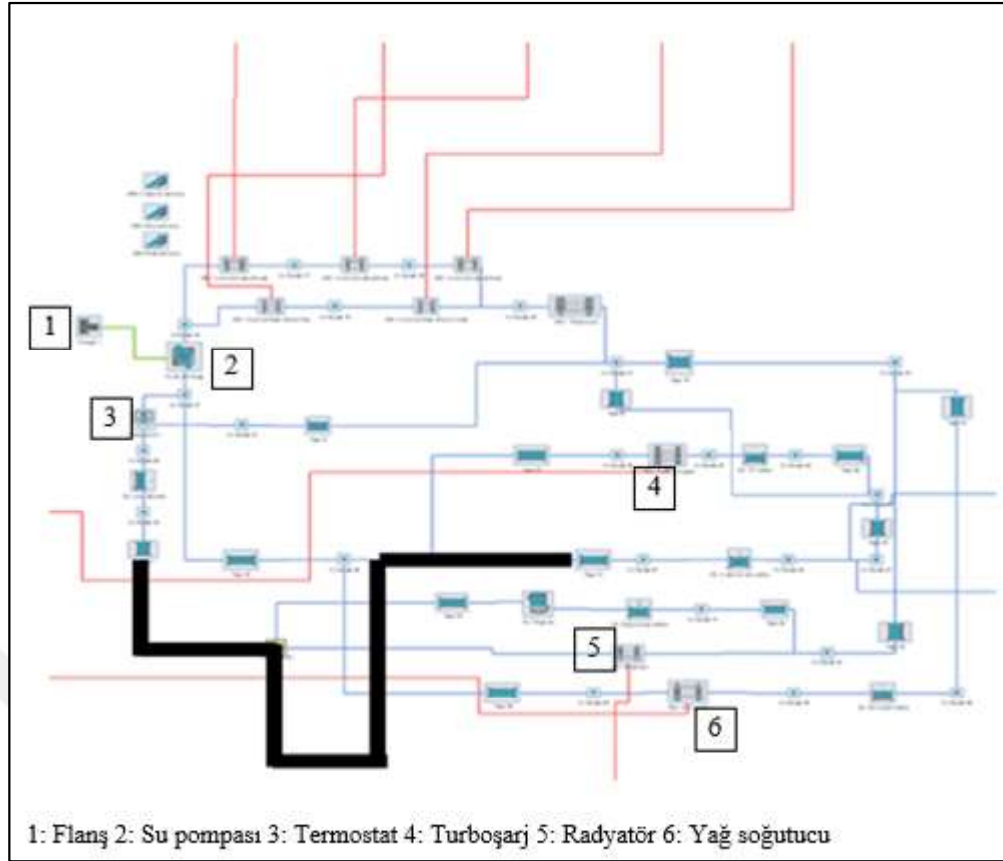
### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

incelenmek üzere iki farklı devre tasarlanmıştır. Birinci devre yukarıda anlatılan klasik otomotiv sistemi tasarımıyken ikinci tasarımda soğutma sıvısı motor ısınma süreci boyunca kabin içi ısı değiştiricisine ulaştırılmamıştır. Bunu sağlamak üzere kabin ısıtıcı çıkış hattı termostat giriş hattına bağlanmıştır. Bu suretle termostat açılıncaya kadar soğutma suyu hem radyatör hattına hem de kabin ısıtıcısına ulaştırılmamıştır. Bu sayede ortaya çıkan kayıp ısı enerjisi azaltılmış ve bu durumun etkileri analiz edilmiştir.

Şekil 3.10.a'da klasik otomotiv sanayisinde kullanılan devre gösterilmiştir. Bu devrede kalın çizgi ile gösterilen hat kabin ısıtıcısının çıkışının doğrudan su pompası girişine bağlandığı devredir. Dolayısıyla bu hat üzerinden soğutma suyu her zaman geçmektedir.



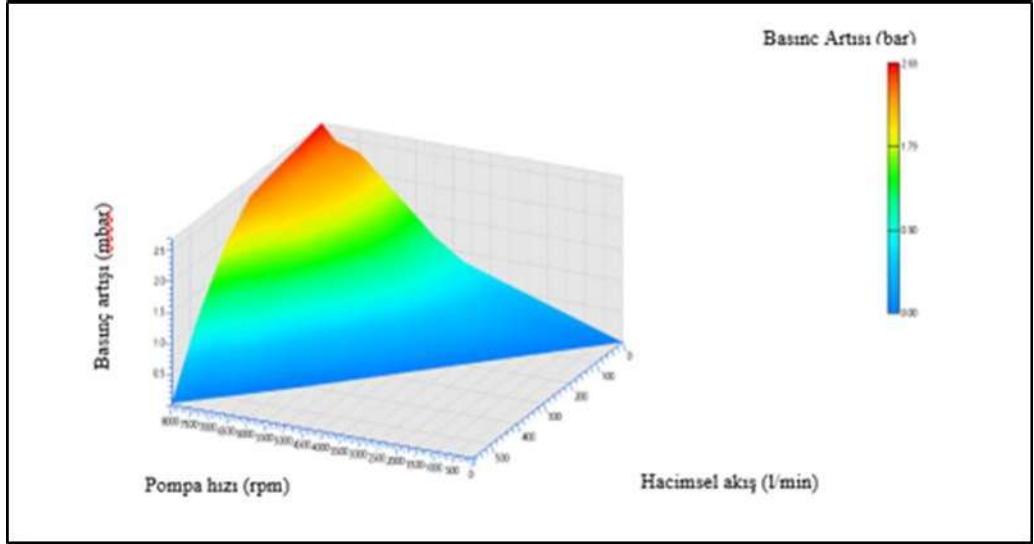
Şekil 3.10a. Soğutma suyu devresi modelinin görüntüsü (klasik model)



**Şekil 3.10b.** Soğutma suyu devresi modelinin görüntüsü (tasarlanan model)

Şekil 3.11’de ise soğutma hattında kullanılan su pompasının devir sayısı ile hacimsel debisi ve basınç düşümü arasındaki ilişkinin tanıtıldığı harita görülmektedir. AVL CRUISE™ M veri bankasından alınan bu bilgiye göre sistem soğutma devresinde su-antifriz karışımını dolaştırmaktadır.

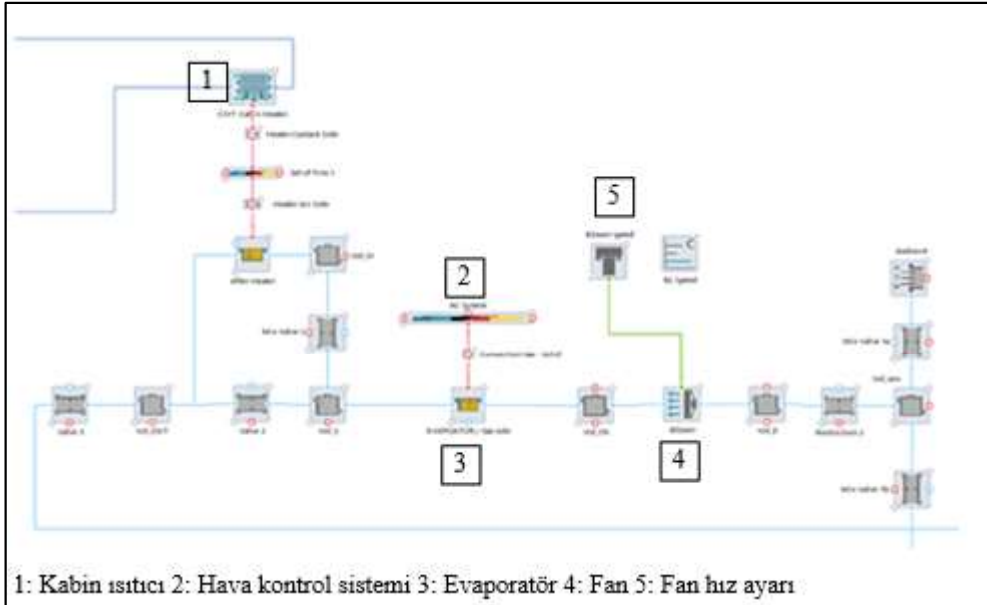
Şekil 3.11’de ise sistemde kullanılan termostatın ısınma süresinde açılma karakteristiğini gösteren eğri bulunmaktadır. Bu bilgiye göre termostat 78,25 °C sıcaklıkta açılmaya başlamakta ve 92 °C sıcaklıkta tam açılmaktadır. Açılma eğrisi yaklaşık eksponansiyeldir.



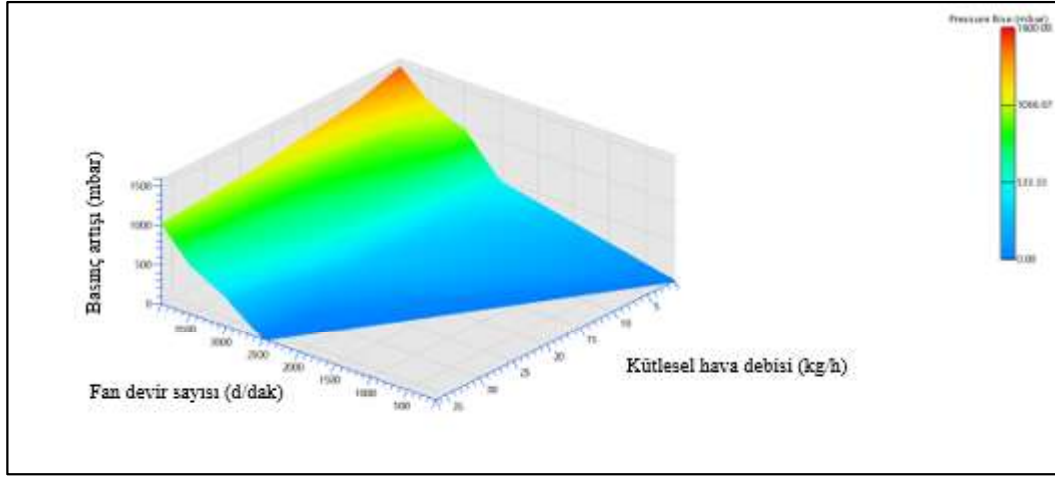
Şekil 3.11. Soğutma hattındaki su pompasının karakteristik değerleri

#### 3.1.11. Kabin içi hava hattı devresi

Şekil 3.12’de ise kabin içi hava hattı devresi görülmektedir. Kabin içi ısıtıcısından olan hava akışının debisi fan tarafından yönü ise çeşitli valfler tarafından kontrol edilmektedir. İlgili fanın devir sayısı, kütleli debisi ve basınç düşümü arasındaki ilişki ise Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Hava hattı devresi modelinin görüntüsü

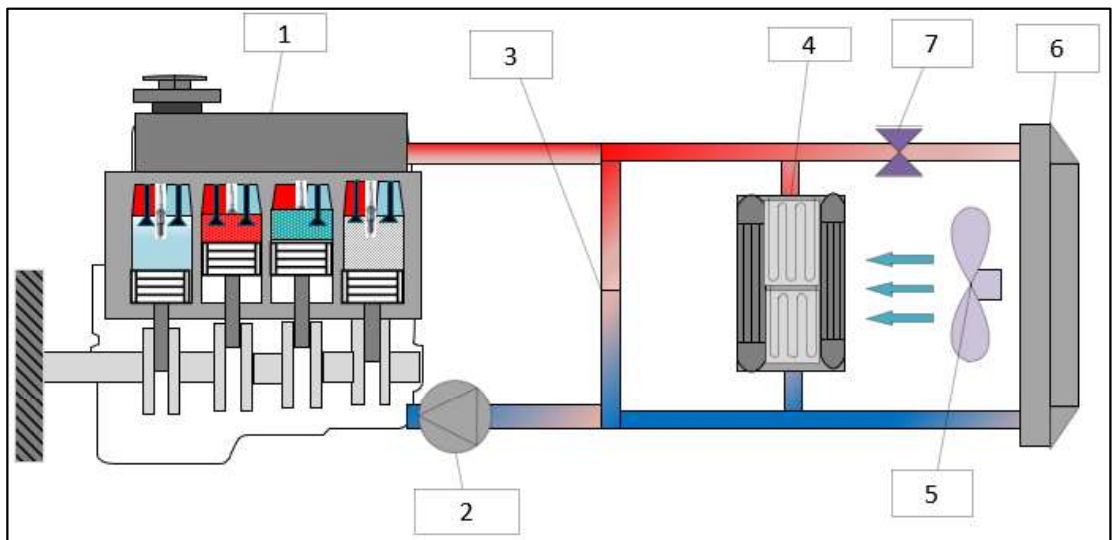


Şekil 3.13. Hava hattındaki fanın karakteristik değerleri

## 3.2. Yöntem

### 3.2.1. Çalışma durumları

1. DURUM-A: Sadece radyatör valfinin termostat kontrolünde olması ve kabin hava fanının açık olması durumu. Bu durum halinde motor soğutma suyu ilk hareketin ardından hem by-pass hattından hem de kabin içi ısı değiştiricisinden sürekli dolaşmaktadır. Motor soğutma suyu sıcaklığı belirli bir seviyeye ulaştığında ise radyatör hattında bulunan termostatik valf açılmakta ve suyun radyatöre de ulaşmasını sağlamaktadır.

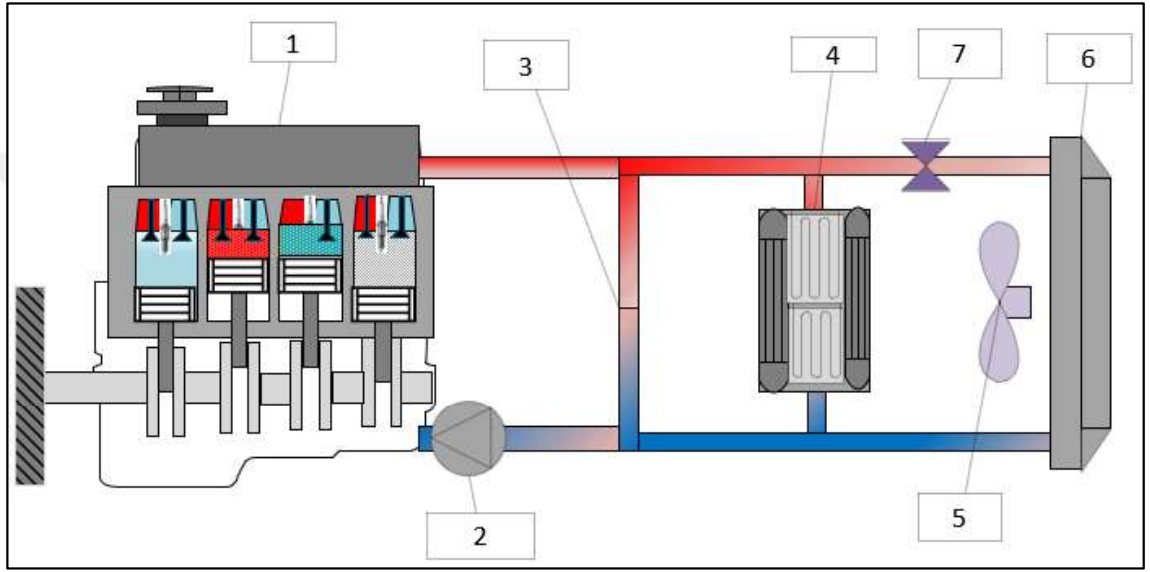


Şekil 3.14. DURUM-A modeli

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

Sistem elemanları: 1: motor bloğu, 2: pompa, 3: bypass hattı, 4: kabin ısıtıcı, 5: hava fanı, 6: radyatör, 7: termostatik valf

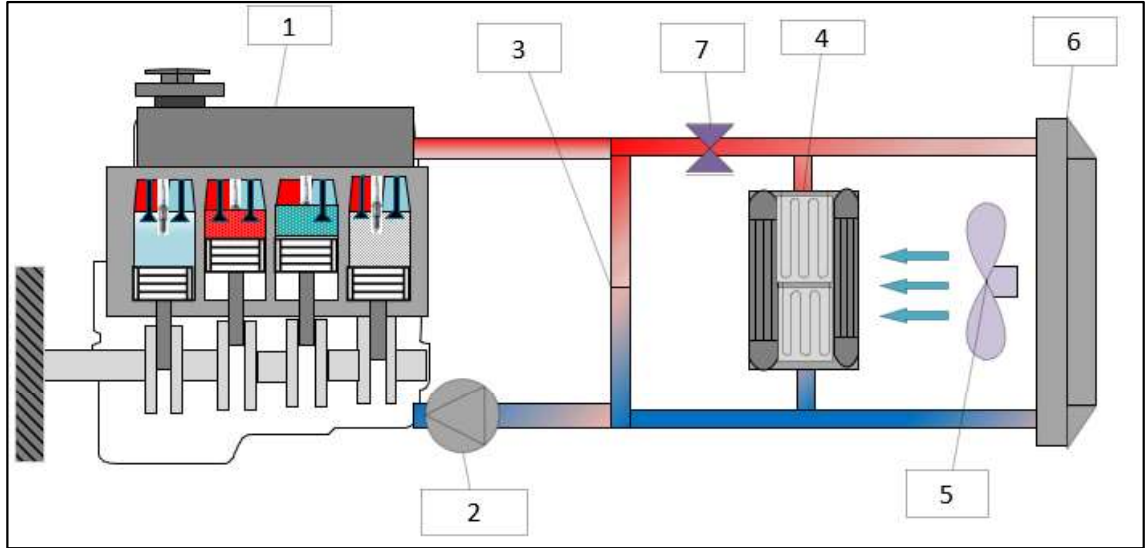
2. DURUM-B: Yalnız motor radyatörünün termostat kontrollü olması, kabin hava fanının kapalı olması durumu. Bu durumda soğutma suyu kabin ısı değiştiricisinden sürekli dolaşmakta iken termostatik valf açılana kadar motor radyatöründen dolaşmamaktadır.



Şekil 3.15. DURUM-B modeli

Sistem elemanları: 1: motor bloğu, 2: pompa, 3: bypass hattı, 4: kabin ısıtıcı, 5: hava fanı, 6: radyatör, 7: termostatik valf

3. DURUM-C: Hem motor radyatörü hem de kabin havası ısı değiştiricisinin termostat kontrollü, kabin hava fanının açık olması durumu. Bu durum halinde ise termostatik valf hem radyatör hattının üzerinde hem de kabin içi ısı değiştiricisi hattının yolu üzerinde bulunmaktadır. Dolayısıyla termostatik valf açılana kadar hem radyatörden hem de kabin ısı değiştiricisinden soğutma suyu dolaşmamaktadır.



Şekil 3.16. DURUM-C modeli

Sistem elemanları: 1: motor bloğu, 2: pompa, 3: by-pass hattı, 4: kabin ısıtıcı, 5: hava fanı, 6: radyatör, 7: termostatik valf

Başlangıç çalışma sıcaklıkları.

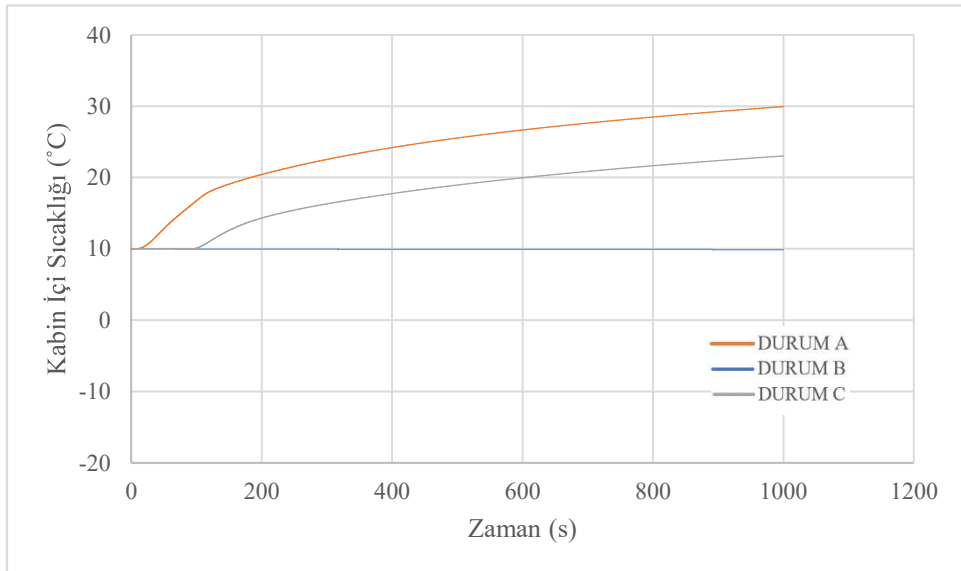
- 1- +10 °C başlangıç çalışma sıcaklığı.
- 2- +5 °C başlangıç çalışma sıcaklığı.
- 3- 0 °C başlangıç çalışma sıcaklığı.
- 4- -5 °C başlangıç çalışma sıcaklığı.
- 5- -10 °C başlangıç çalışma sıcaklığı

#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

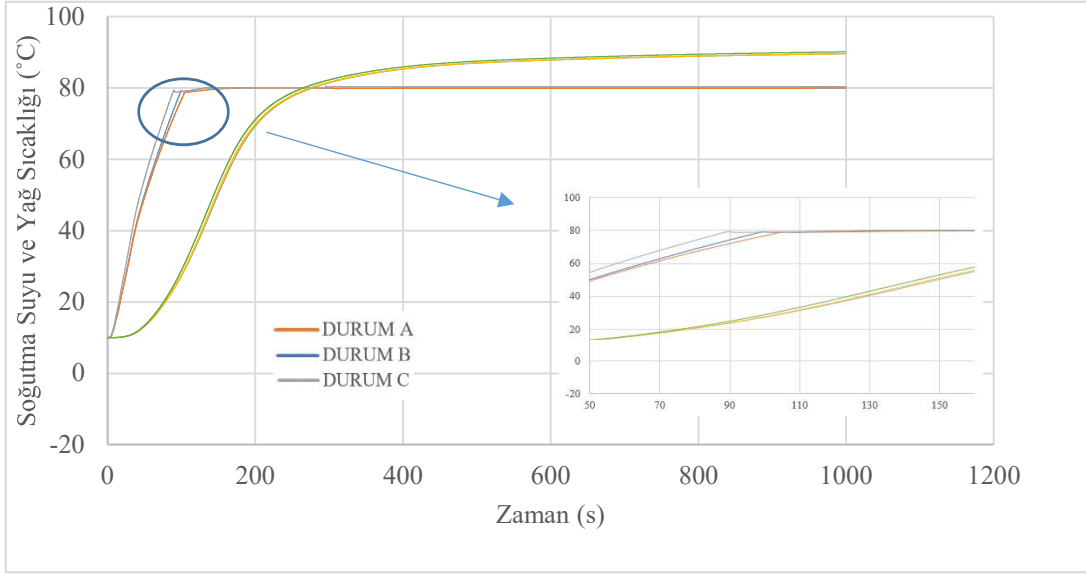
İçten yanmalı motorlar ve kullanıldıkları taşıtlar üzerinde yapılan deneysel ve teorik çalışmalar önem arz etmektedir. İçten yanmalı motorlar üzerinde yapılabilecek çalışmalar üç ana başlık altında incelenebilir; bunlar enerji dağılım çalışmaları, motor performans çalışmaları ve egzoz emisyon çalışmaları. Bu çalışmada özellikle taşıt kabin içi ısıtma sisteminin düşük çevre sıcaklıklarında motorun ısınma süresindeki etkileri AVL CRUISE™ M programı ile analiz edilmiştir. Bu kapsamda üretilen model ile beş farklı başlangıç sıcaklığında üç farklı çalışma durumu incelenmiştir. Her çalışma sıcaklığı için DURUM-A, DURUM-B ve DURUM-C çalışma stratejilerinin ortaya çıkardığı sonuçlar karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

#### 4.1. Çevre Sıcaklığına Bağlı Olarak Kabin İçi ve Motor Soğutma Devresinde Sıcaklık Değişimleri

Çevre sıcaklığının ve tüm sistemin başlangıç sıcaklığının  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de olduğu zaman hesaplamalar başlatılmıştır. Şekil 4.1 ve 4.2'den görüldüğü üzere kabin içi hava sıcaklığı, motor soğutma suyu sıcaklığı ve yağ sıcaklığının başlangıç değerleri  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir.



Şekil 4.1.  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığının zaman ile değişimi



**Şekil 4.2.** +10 °C'de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi

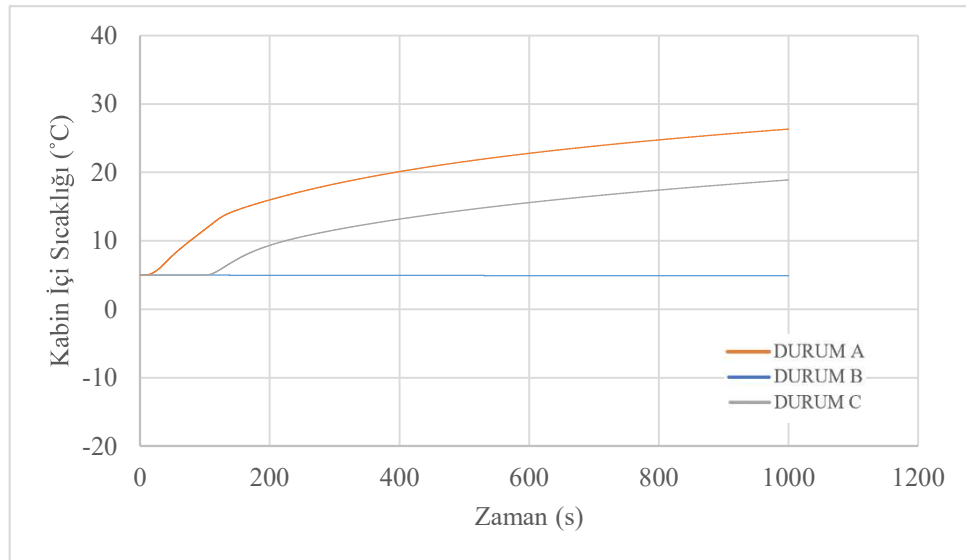
Şekil 4.1'den görüldüğü üzere kabin hava fanı çalışmadığı için DURUM-B'de kabin içi hava sıcaklığı değişmemiştir. Bu durumda kabine ısı transferi gerçekleşmemektedir. Ayrıca çevre sıcaklığı da +10 °C olduğundan dolayı 1000 s hesaplama süreci boyunca kabin içi sıcaklığında değişim olmamıştır. Ancak hem DURUM-A hem de DURUM-C hallerinde kabin içi hava fanı çalışmakta ve kabin ısı değiştiricisinden hava akımı sağlayarak ısı transferi gerçekleşmesine neden olmakta ve sıcaklık artmaktadır. 1000 saniye hesaplama süresi sonunda DURUM-A'da kabin içi sıcaklık 29,94 °C'ye ulaşırken, DURUM-C'de ise hesaplama süresi sonunda kabin içi sıcaklık 23,02 °C'ye çıktığı görülmektedir.

Pokorny et al. (2014) Matlab simülasyon programında dış ortam sıcaklığının 10 °C olarak kabul edildiği bir durumda kabin içi ısıtma sıcaklığının elde ettikleri tahmini değerlerini doğrulamak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada Skoda Felicia Combi bir otomobil ile kabin içi ısıtma sisteminin sıcaklığını belirlemek için dış ortam sıcaklığının 10 °C, maksimum hızın 86,8 km/saat, ortalama hızın 54,6 km/saat ve kabin hava fanından geçen havanın debisinin 27 l/s olduğu koşullarda deneye başlamış olup, 10 dakikanın sonunda kabin içi sıcaklığın 36 °C'ye çıktığını gözlemlemişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada Matlab simülasyon programında elde edilen veriler ile deneysel olarak elde edilen verilerin uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir (Pokorny et al. 2014). Yaptığımız bu çalışmada dış ortam sıcaklığının 10 °C olduğu DURUM A'daki elde edilen değer

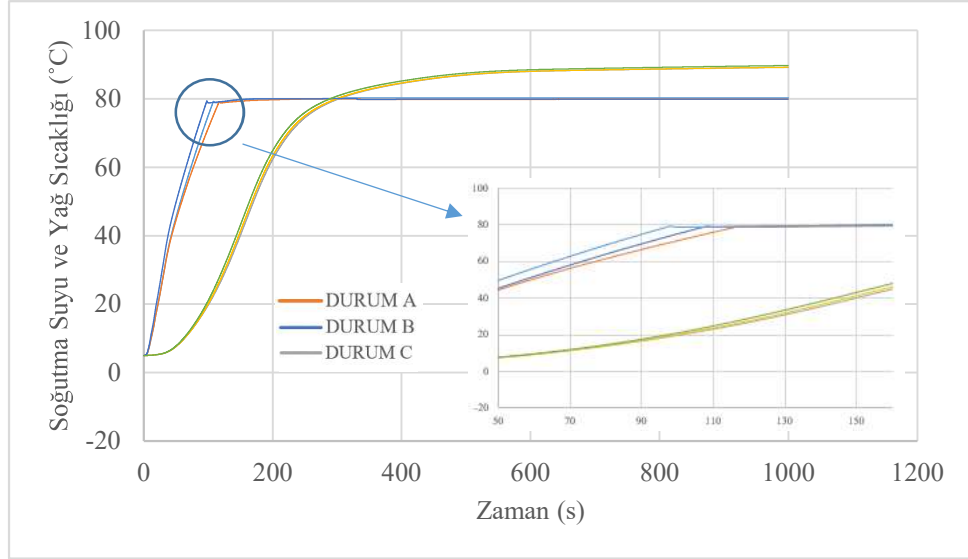
Pokorny et al. (2014)'nin yapmış olduğu çalışmadan elde ettikleri sıcaklık değerine yakın olduğu görülmektedir.

DURUM-A halinde motor soğutma suyu ilk hareketin ardından hem by-pass hattından hem de kabin içi ısı değiştiricisinden sürekli dolaşmaktadır. Motor soğutma suyu sıcaklığı belirli bir seviyeye ulaştığında ise radyatör hattında bulunan termostatik valf açılmakta ve suyun radyatöre de ulaşmasını sağlamaktadır. Bu da yaklaşık 105. saniyede meydana gelmektedir. DURUM-C halinde ise termostatik valf hem radyatör hattının hem de kabin içi ısı değiştiricisi hattının yolunda bulunmaktadır. Dolayısıyla termostatik valf açılana kadar hem radyatörden hem de kabin ısı değiştiricisinden soğutma suyu dolaşmamaktadır. Şekil 4.2 incelendiği zaman DURUM-C'de termostatik valf açılma zamanının 90,2 s'de olduğu ve DURUM-B'de ise 100. saniyede olduğu görülmektedir.

Bu üç farklı tasarım Şekil 4.1'de görüldüğü ve açıklandığı üzere hem kabin içi hava sıcaklığının zaman ile değişimini etkilemekte hem de Şekil 4.2'de görüldüğü üzere motor soğutma suyunun ısınma fazı boyunca sıcaklık değişimini etkilemektedir. Şekil 4.2'yi incelediğimizde termostatik valfin açılma süresinin en kısa olduğu halin DURUM-C'de olduğu gözlenmiştir.



**Şekil 4.3.** +5 °C başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığının zaman ile değişimi



**Şekil 4.4.** +5 °C’de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi

Üç farklı durumun +5 °C çevre sıcaklığında yapılan hesaplamalarda Şekil 4.3 ve 4.4’ten görüleceği üzere kabin içi hava sıcaklığı, motor soğutma suyu sıcaklığı ve motor yağ sıcaklığının başlangıç değerlerinin +5 °C olduğu belirlenmiştir.

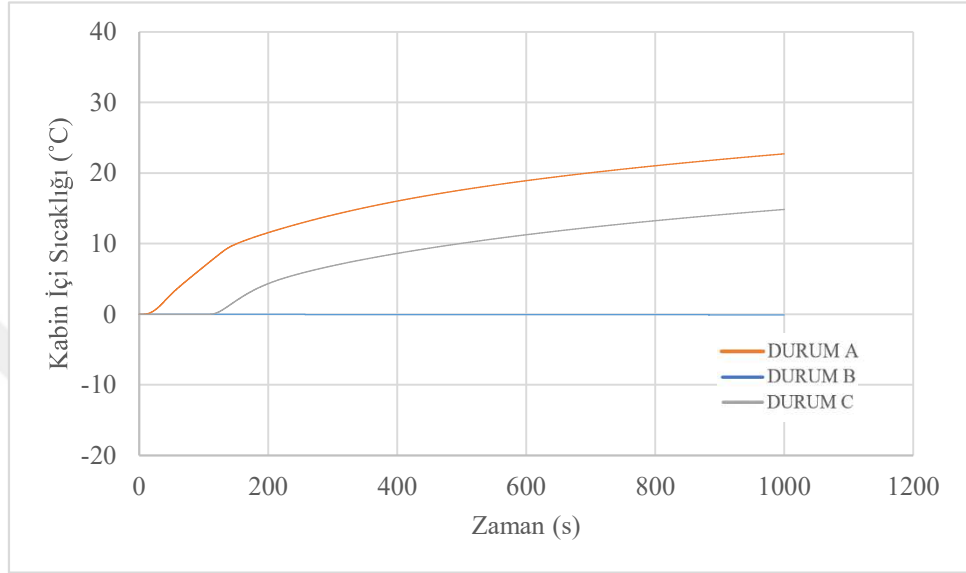
Şekil 4.3’te görüldüğü gibi DURUM-B’de kabin hava fanı çalışmadığı için kabine ısı transferi gerçekleşmemiş ve kabin içi hava sıcaklığı değişmemiştir. Ayrıca çevre sıcaklığı +5 °C olduğu için 1000 s hesaplama süresince kabin içi sıcaklıkta değişim olmamıştır.

DURUM-A halinde taşıt çalışır çalışmaz fan açık olduğundan sıcaklık artmaya başlamakta ve kabin içi sıcaklığın hesaplama süresi sonunda 26,31 °C’ye çıktığı görülmektedir. DURUM-C halinde ise termostatik valf hem radyatör hattının hem de kabin içi ısı değiştiricisi hattının yolunda bulunmasından dolayı termostatik valf açılana kadar radyatörde ve kabin ısı değiştiricisinde soğutma suyu dolaşmamaktadır. Bu nedenle taşıt çalıştıktan sonra yaklaşık 100 saniye kadar kabin içi ısısında herhangi bir artış olmamıştır. Kabin sıcaklığındaki artış ise 100 s sonrasında valfin açılması ile birlikte başlamıştır. Hesaplama süresi sonunda ise 18,88 °C’ye çıktığı görülmektedir.

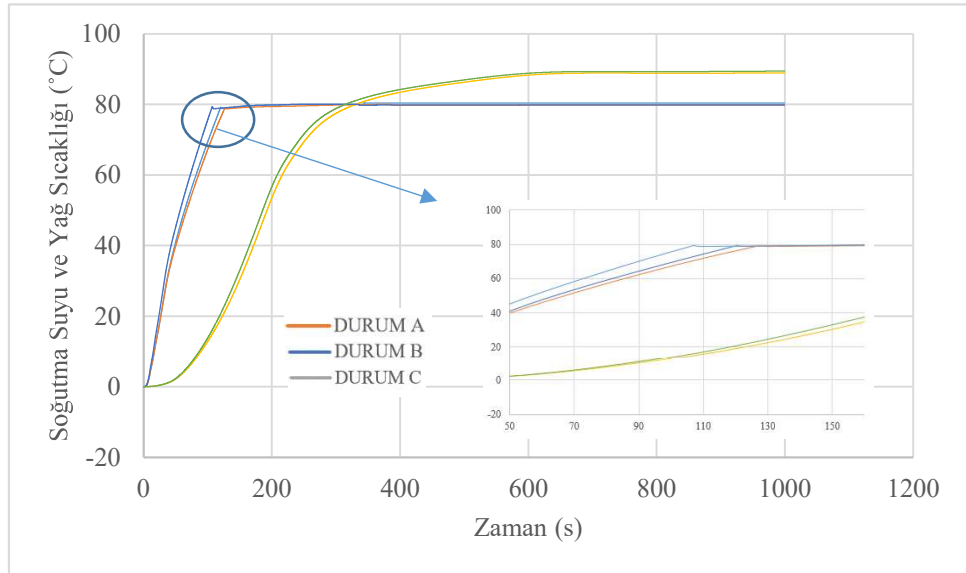
DURUM-A halinde termostat açılma zamanı 117 saniye civarında iken DURUM-B halinde ise termostatik valfin açılma zamanı 108.saniyeye denk gelmektedir. DURUM-C kontrol hali için ise bu sürenin 98 saniye olduğu görülmektedir.

#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu üç farklı tasarım Şekil 4.3'te görüldüğü ve açıklandığı üzere hem kabin içi hava sıcaklığının zaman ile değişimini etkilemekte hem de Şekil 4.4'te görüldüğü üzere motor soğutma suyunun ısınma fazı boyunca sıcaklık değişimini etkilemektedir. Şekil 4.4 incelendiğinde termostatik valfin açılma süresi en kısa tasarımın DURUM-C'de olduğu gözlenmiştir.



Şekil 4.5. 0 °C başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığının zaman ile değişimi



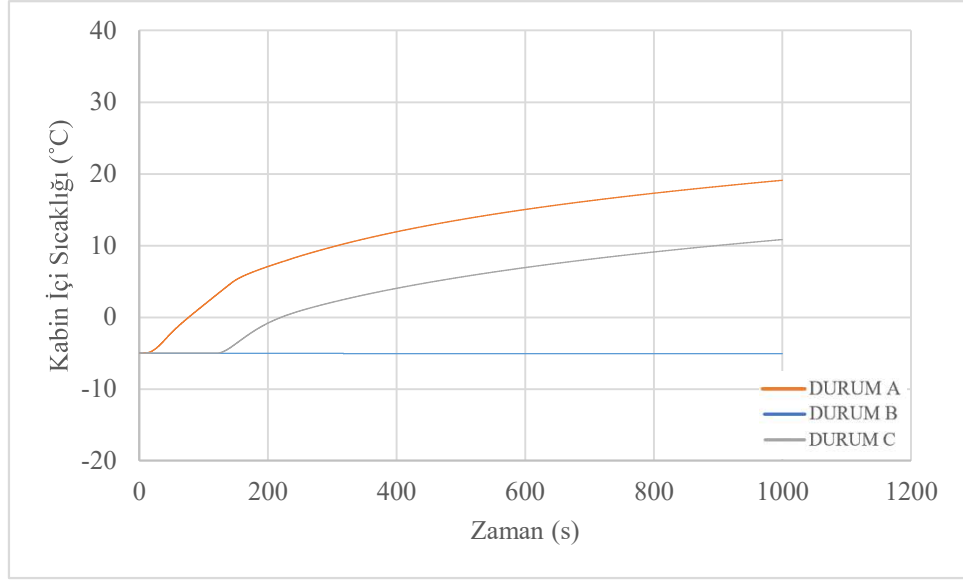
Şekil 4.6. 0 °C'de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi

0 °C çevre sıcaklığında ve tüm sistemin başlangıç sıcaklığının da 0 °C olduğu anda hesaplamalar başlatılmıştır. Şekil 4.5 ve 4.6 'dan görüleceği üzere kabin içi hava sıcaklığı, motor soğutma suyu sıcaklığı ve yağ sıcaklığının başlangıç değerleri 0 °C'dir.

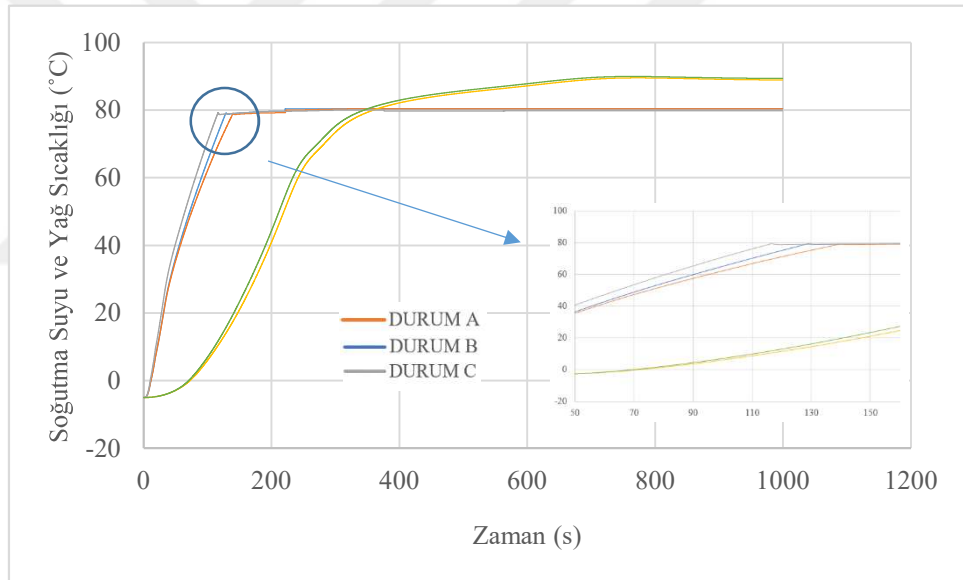
Şekil 4.5'ten görüldüğü üzere DURUM-B ile gösterilen çalışma koşulunda kabin ısıtma fanı çalışmadığı için tüm çalışma süresi boyunca kabin içi sıcaklığın değişmediği görülmüştür. Bu durumda kabine ısı transferi gerçekleşmemektedir. Ayrıca çevre sıcaklığı da 0 °C olduğundan dolayı 1000 s hesaplama süreci boyunca kabin içi sıcaklıkta artış ya da azalış olmamıştır. Ancak hem DURUM-A hem de DURUM-C hallerinde sıcaklık artmaktadır. Her iki halde de kabin içi hava fanı çalışmakta ve kabin ısı değiştiricisinden hava akımı sağlayarak ısı transferi gerçekleşmesine neden olmaktadır. DURUM-A halinde motor soğutma suyu ilk hareketin ardından hem by-pass hattından hem de kabin içi ısı değiştiricisinden sürekli dolaşmasından dolayı ilk çalışmayla beraber kabin içi sıcaklıkta artmaya başlamış ve hesaplama süresi sonunda sıcaklık 22,70 °C'ye ulaşmıştır. DURUM-C halinde ise termostatik valf açılana kadar kabin içi sıcaklığında herhangi bir artış olmazken valfin açılması ile birlikte kabin içi sıcaklıkta artmaya başlamış ve hesaplama süresi sonunda 14,82 °C'ye kadar çıkmıştır.

Şekil 4.12 incelendiği zaman çevre sıcaklığının 0 °C olduğunda termostat açılma zamanları DURUM-A için 127 saniye, DURUM-B için 120 saniye iken DURUM-C için ise 107 saniye olarak görülmektedir.

Bu üç farklı tasarım Şekil 4.5'te görüldüğü ve açıklandığı üzere hem kabin içi hava sıcaklığının zaman ile değişimini etkilemekte hem de Şekil 4.6'da görüldüğü üzere motor soğutma suyunun ısınma fazı boyunca sıcaklık değişimini etkilemektedir. Şekil 4.6 incelendiğinde termostatik valfin açılma süresi en kısa tasarımın DURUM-C'de olduğu gözlenmiştir.



Şekil 4.7. -5 °C başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığının zaman ile değişimi



Şekil 4.8. -5 °C'de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi

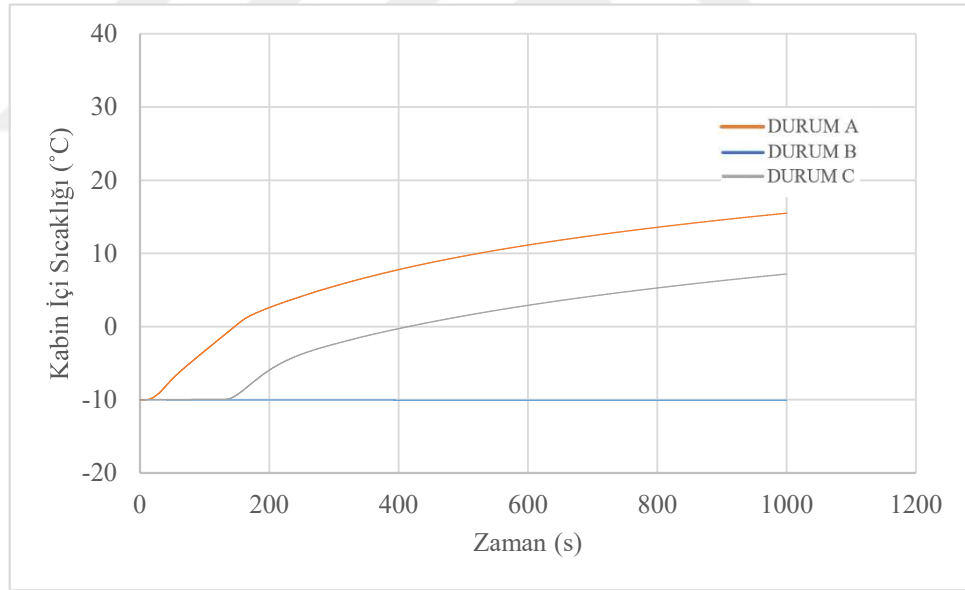
-5 °C çevre sıcaklığında ve tüm sistemin başlangıç sıcaklığı -5 °C olacak şekilde hesaplamalar başlatılmıştır. Şekil 4.7 ve 4.8'dan görüldüğü üzere kabin içi hava sıcaklığı, motor soğutma suyu sıcaklığı ve yağ sıcaklığının başlangıç değerleri -5 °C'dir.

Şekil 4.7 incelendiğinde DURUM-B ile gösterilen çalışma koşulunda kabin ısıtma fanı çalışmadığı için tüm çalışma süresi boyunca kabin içi sıcaklığın değişmediği görülmüştür. Bu durumda kabine ısı transferi gerçekleşmemektedir. Ayrıca çevre sıcaklığı da -5 °C olduğundan dolayı 1000 s hesaplama süreci boyunca kabin içi sıcaklık -5 °C' de

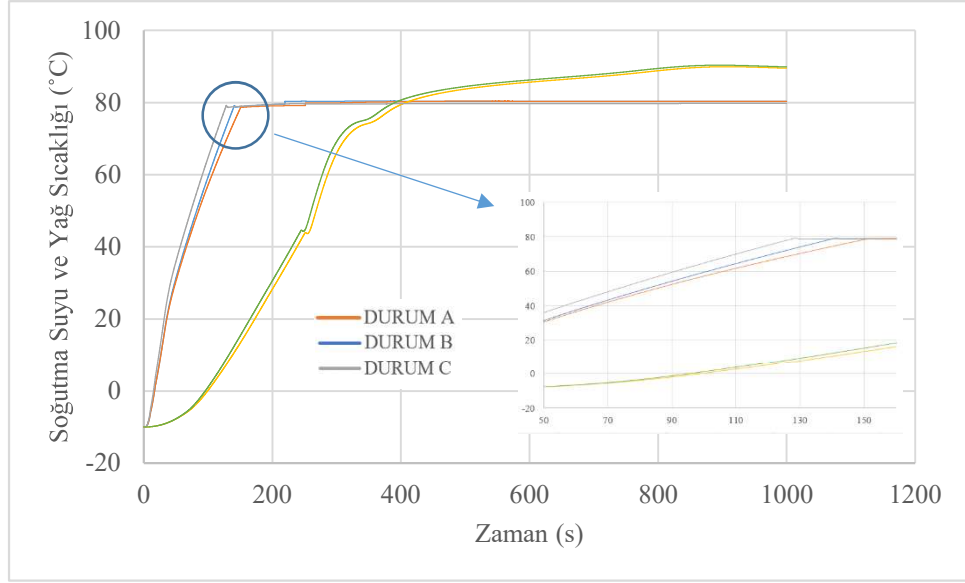
sabit kalmıştır. DURUM-A halinde motorun ilk çalışması ile beraber kabin içi hava fanı da çalışmakta ve kabin ısı değiştiricisinden hava akımı sağlayarak ısı transferi gerçekleşmesine neden olmaktadır. Hesaplama sũresi sonunda ise kabin içi sıcaklık 19,09 °C ye çıkarken DURUM-C halinde bu sıcaklık 10,82 °C'ye çıkmaktadır. Her iki kontrol durumlarında da kabin içi sıcaklık değerleri yükselmektedir.

Yine Şekil 4.12'ye bakıldığı zaman -5 °C evre sıcaklığında termostatik valfin açılma zamanları DURUM-A halinde 140 saniye DURUM-B halinde 128 saniye DURUM-C halinde ise bu sũrenin 116 saniye olduğu gũrũlmektedir.

Şekil 4.7'de gũrũldũęũ gibi bu ũ farklı durumun hem kabin içi hava sıcaklığının zaman ile değişimini etkilediği hem de Şekil 4.8'deki gibi motor soğutma suyunun ısınma fazı boyunca sıcaklık değişimini etkilemektedir. Şekil 4.8 incelendiğinde termostatik valfin açılma sũresi en kısa tasarımı DURUM-C'de olduğu gũzlenmiřtir.



**Şekil 4.9.** -10 °C başlangıç sıcaklığında kabin içi sıcaklığının zaman ile değişimi



**Şekil 4.10.** -10 °C'de soğutma suyu ve yağ sıcaklığının zaman ile değişimi

Çevre sıcaklığının -10 °C olduğu durumda, tüm sistemin başlangıç sıcaklığı -10 °C olacak şekilde hesaplamalar başlatılmıştır. Şekil 4.9 ve 4.10'dan görüldüğü üzere kabin içi hava sıcaklığı, motor soğutma suyu sıcaklığı ve yağ sıcaklığının başlangıç değerleri -10 °C'dir.

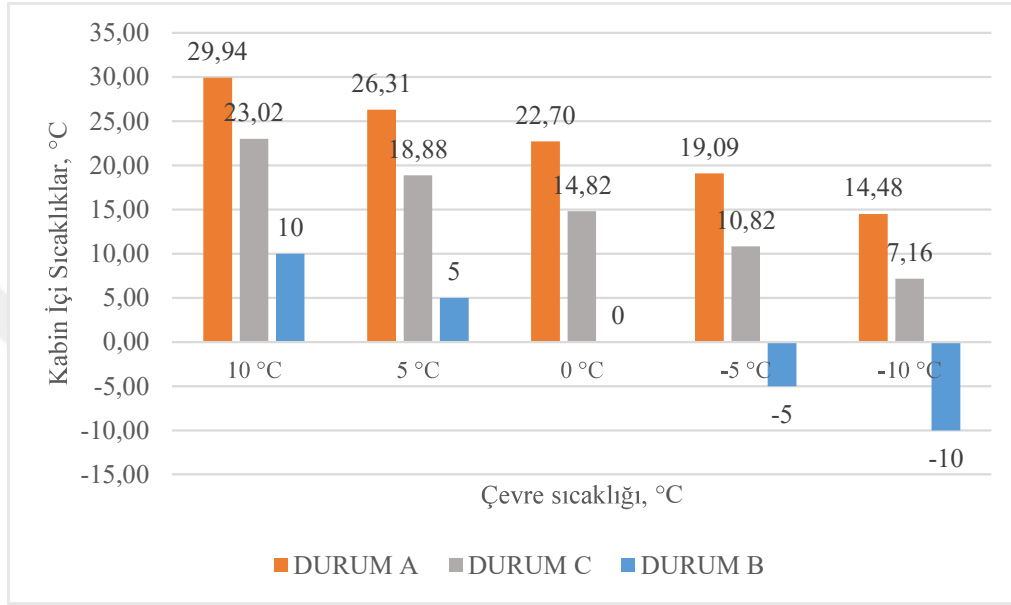
Şekil 4.9 incelendiğinde DURUM-B ile gösterilen çalışma koşulunda kabin ısıtma fanı çalışmadığı için tüm çalışma süresi boyunca kabin içi sıcaklığın değişmediği görülmüştür. DURUM-B'de kabine ısı transferi gerçekleşmemektedir. Ayrıca çevre sıcaklığı da -10 °C olduğundan 1000 s hesaplama süreci boyunca kabin içi sıcaklık -10 °C'de sabit kalmıştır. DURUM-A kontrol halinde kabin içi sıcaklık artmakta olup 1000 saniye sonunda 14,48 °C'ye ulaşmıştır. DURUM-C kontrol halinde de kabin içi hava fanı çalışmakta ve kabin ısı değiştiricisinden hava akımı sağlayarak ısı transferi gerçekleşmektedir. Hesaplama süresi sonunda DURUM-C halinde kabin içi sıcaklığın 7,16 °C'ye çıktığı belirlenmiştir.

Şekil 4.12'ye baktığımız zaman termostatik valfin açılma süreleri -10 °C çalışma sıcaklığı için DURUM-A kontrol halinde 151 saniye, DURUM-B kontrol halinde 141 saniye ve DURUM-C halinde 129 saniye olduğu görülmüştür.

Bu üç farklı tasarım Şekil 4.9'da görüldüğü ve açıklandığı üzere hem kabin içi hava sıcaklığının zaman ile değişimini etkilemekte hem de Şekil 4.10'da görüldüğü üzere motor

soğutma suyunun ısınma fazı boyunca sıcaklık değişimini etkilemektedir. Şekil 4.10 incelendiğinde termostatik valfin açılma süresi en kısa tasarımın DURUM-C’de olduğu gözlenmiştir.

#### 4.2. Kontrol Grupları Durum Değerlendirmesi



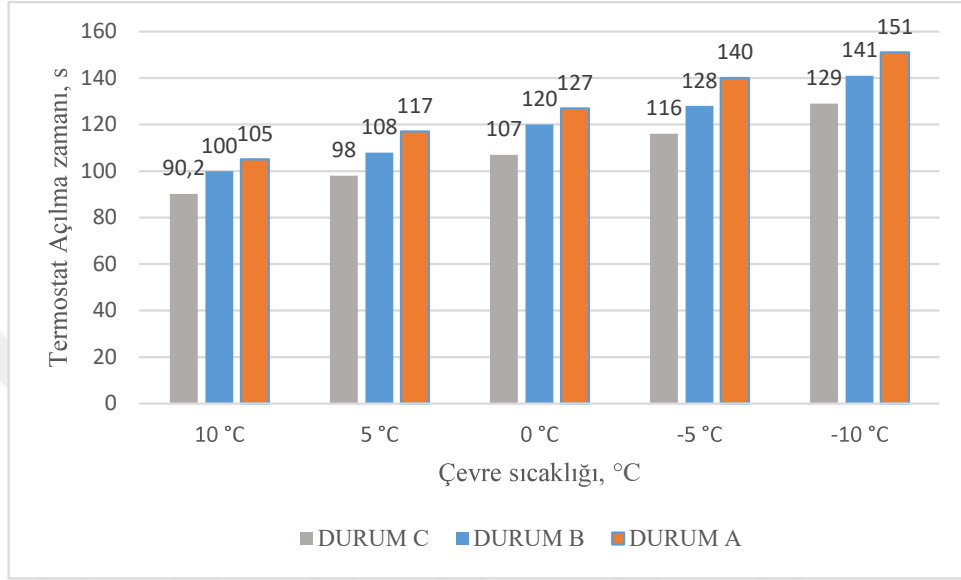
Şekil 4.11. Çevre sıcaklığına bağlı olarak kabin içi sıcaklık değişimi

Üç farklı çalışma durumu ve bu üç farklı durumunun her bir için ayrı ayrı beş farklı çalışma sıcaklıklarına bakıldığı zaman DURUM-A halinde kabin içi sıcaklığın DURUM-B ve DURUM-C’den daha hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Şekil 4.11 incelendiği zaman her üç durumda da çevre sıcaklığının azalması ile kabin içi sıcaklığında da azalma olduğu görülmektedir. En yüksek kontrol sıcaklığı olan 10 °C’de en yüksek kabin içi sıcaklık değeri 29,94 °C ve en düşük kontrol sıcaklığı olan -10 °C çevre sıcaklığında ise kabin içi sıcaklığın kontrol süresi boyunca en fazla 14,48 °C olduğu görülmektedir.

DURUM-B kontrol halinde kabin içi sıcaklık değerinin çevre sıcaklıkları olan 10 °C, 5 °C, 0 °C, -5 °C ve -10 °C’lerdeki sıcaklıklar ile aynı olduğu ve kontrol süresi olan 1000 saniye boyunca da değişmediği gözlemlenmiştir. Bunun temel sebebi her ne kadar motor soğutma suyu sistemde dolaşmış olsa da kabin ısıtma fanının açık olmamasıdır.

#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

DURUM-C kontrol halinde kabin içi sıcaklık durumunu analiz ettiğimizde ise çalışma anından itibaren kabin içi sıcaklığın bir müddet çevre sıcaklığı ile aynı olup sabit kaldığı, termostatik valfin açılmasından itibaren ise artış yaşandığı görülmektedir. DURUM-C halinde en yüksek kabin içi sıcaklık değeri çevre sıcaklığının 10 °C olduğu durumda gözlemlenmiştir.



Şekil 4.12. Çevre sıcaklığına bağlı olarak termostat açılma zamanı

Şekil 4.12’de çevre sıcaklığına bağlı olarak termostat açılma zamanları incelendiğinde çevre sıcaklığının azalması ile DURUM-A, DURUM-B ve DURUM-C’nin her birinde termostatın daha geç açıldığı gözlemlenmiştir. Böylece çevre sıcaklığı azaldıkça termostatlar daha geç açılmıştır.

Çevre sıcaklığının en yüksek olduğu +10 °C ve en düşük olduğu -10 °C’de DURUM-A halinde termostat açılma zamanı arasında 46 s (%43,81) fark olduğu belirlenmiştir. Yine en yüksek çevre sıcaklığı olan +10 °C ile 5 °C, 0 °C ve -5 °C’deki termostat açılma zamanları karşılaştırıldığında sırasıyla %11,43, %20,95 ve %33,33 oranında artış olduğu gözlemlenmiştir.

DURUM-B’de +10 °C ve -10 °C çevre sıcaklıklarındaki termostat açılma zamanı arasında 41 s (%41) fark olduğu belirlenmiştir. En yüksek çevre sıcaklığı olan +10 °C ile 5, 0 ve -5 °C’deki termostat açılma zamanı karşılaştırıldığında sırasıyla %8, %20 ve %28 oranında artış olduğu tespit edilmiştir.

En yüksek çevre sıcaklığı +10°C ile -10°C'deki termostat açılma zamanı DURUM-C'ye göre karşılaştırıldığında ise 28,8 saniyelik (%43,02) bir fark olduğu görülmüştür. Ayrıca +10 °C ile 5 °C, 0 °C ve -5 °C'deki termostat açma zamanı karşılaştırıldığında sırasıyla %8,65, %18,63 ve %28,60 oranında fark olduğu belirlenmiştir.

Tüm çevre sıcaklıklarında DURUM-A, DURUM-B ve DURUM-C'nin termostat açılma zamanları karşılaştırıldığında önce DURUM-C'nin daha sonra DURUM-B'nin, son olarak da DURUM-A'nın termostatları açılmıştır. Bu durumun temel sebebi ise DURUM-A'da motor bloğundan soğutma suyuna ısı transferi gerçekleşmesi ve kabin ısıtıcıda dolaştığı süre zarfında kabin içi ısıtma fanının açık olması sebebiyle ısınan soğutma suyundan havaya ısı transferinin gerçekleşmesi ve ısının kabin içine aktarılmasıdır. DURUM-B'de ise DURUM-A'ya göre termostat açılma zamanı daha kısadır, bu durumun temel nedeni ise kabin ısıtma fanının açık olmamasından dolayı soğutma suyundan havaya ısı transferi gerçekleşmediği içindir. Bu nedenle soğutma suyunun sıcaklığı daha hızlı bir şekilde artmış ve termostatik valf DURUM-A'ya göre daha erken açılmıştır. DURUM-C'de hem kabin ısıtıcısı hem de radyatör termostatik valf ile kontrol edildiğinden ilk başlarda soğutma suyu bu hatlarda dolaşmayacağı için motor bloğundan ısı transferi ile sıcaklığı artan soğutma suyu by pass hattından geçtikten sonra tekrar motor bloğuna girip termostat açılana kadar bu yolu izlemiştir. Böylece soğutma suyu DURUM-A ve DURUM-B'ye göre daha çabuk ısınmış ve termostatik valf daha erken açılmıştır.

### 5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada AVL CRUISE™ M kullanarak dizel motorlu bir taşıtta kabin ısıtma sisteminin motor ısınma olaylarına etkisinin araştırılması yapılmıştır. Farklı çalışma stratejileri ile kabin sıcaklığı artarken soğutma suyu ve yağlama yağı sıcaklıklarının değişimi ve buna bağlı olarak termostatik valfin yol verme durumundaki değişimler ortaya konmuştur. Bu sayede motor ısınma periyodu süresinde kabin içi sıcaklığın artışı ile motor soğutma suyu sıcaklığının artışı parametrelerinin değişimi farklı çevre sıcaklıklarında gözlenebilir hale gelmiş ve ilgili koşullarda yapılan simülasyon çalışmaları ile değişimler ortaya konulmuştur.

Sonuç olarak taşıtlarda kullanılan ısıtma sistemi gerek konfor gerekse hava sıcaklığının 0 °C'nin altına düştüğü zamanlarda daha güvenli bir sürüş ortamı oluşturması bakımından taşıt sürücüleri için vazgeçilmez bir sistemdir. Lakin kabin içi ısıtma sisteminin çalışması için ihtiyaç duyulan enerjiyi yakıtın yanması sonucu elde edilen enerjiden karşıladığı göz önüne alındığı zaman ısıtma sisteminin yakıt tüketimi ve aracın daimî çalışma zamanına gelme süresi gibi taşıt üzerindeki etkileri de önem arz etmektedir.

Yapılan bu çalışmada AVL CRUISE™ M kullanılarak taşıt içi ısıtma sisteminin kullanım şekil üç farklı durum ve 5 farklı başlangıç çevre sıcaklığında 1000 saniyelik bir çalışma süresinde karşılaştırılmıştır.

DURUM-A halinde kabin ısıtıcı termostat kontrolünde olmadığından ve kabin hava fanının açık olduğundan dolayı taşıt çalışır çalışmaz motor bloğunda ısınan soğutma suyundan kabin içerisine ısı transferi gerçekleşecektir ve böylece kabin içerisi daha çabuk ısınacaktır fakat motor daimî çalışma sıcaklığına daha geç varacaktır. Buda motorun ısı veriminin düşmesine, yakıt sarfiyatının artmasına ve ayrıca motor yağı daha geç ısınacağı için sürtünme kayıplarının artmasına ve motor malzeme ömrünün kısılması gibi daha birçok olumsuz duruma sebebiyet verecektir.

DURUM-B kontrol hali bizlere kabin ısıtma fanının açık olmadığı zaman kabin içerisindeki sıcaklığın artmayacağını çevre sıcaklığında sabit kalacağını kabin ısıtma sisteminde hava akışının sağlanması ve ısı transferinin gerçekleşmesi için bir hava fanının

gerekli olduğunu göstermekle birlikte öteki durumları daha iyi mukayese etmemizi sağlamıştır.

DURUM-C kontrol halinde kabin ısıtıcı hattı yolunda ve radyatör hattı önünde termostatik valflerin bulunması sayesinde soğutma suyunun sistemde daha erken ısınmasını sağlayarak aracın daimî çalışma şartlarına daha erken bir sürede gelmesine neden olmuş. Motor yağı daha çabuk ısınarak daha erken bir yağlama yapmıştır. Buda taşıt kullanıcılarının istediği bir durumdur.

Her bir çalışma durumu için beş farklı çalışma sıcaklık ortalaması alındığı zaman DURUM-A halinde 22,50 °C, DURUM-B halinde 0 °C ve DURUM-C halinde 14,94 °C olduğu görülmektedir. Özellikle soğuk bölgelerde DURUM-A hali aslında tercih edilen bir durumdur.

Ancak termostat açılma zamanları için ise beş farklı çevre sıcaklık ortalamaları alınıp bakıldığında DURUM-A için bu zaman değerinin 128 s, DURUM-B için 119,40 s ve DURUM-C için ise 108 s olduğu görülmektedir. DURUM-A halinde termostat açılma zamanında DURUM-C'ye göre %15,59 ve DURUM-B halinde ise yine DURUM-C haline göre %10,52 s daha geç açılmıştır. Buda DURUM-C halinin daha iyi bir kullanım şekli olduğunu göstermektedir.

Tüm bu sonuçlar değerlendirildiği zaman yapılan bu çalışmada kabin içi ısıtma sisteminin çalışma durumları mukayesesinde DURUM-C halinin DURUM-A ve DURUM-B'ye göre daha iyi olduğu ortaya çıkmıştır. AVL CRUISE™ M programı kullanılarak yapılan bu çalışmada kabin içi ısıtma sistemleri simüle edilerek, kısa sürede gerçekçi sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca yapılan bu çalışmanın deneysel olarak da gerçekleştirilmesi mümkündür.

Bu çalışmalar sonucunda literatürde üzerinde az çalışma bulunan özellikle motor ısınma periyodunda kabin içi ısıtma sistemi için farklı çalışma stratejileri önerilmiştir.

AVL CRUISE™ M simülasyon programı sayesinde kabin içi ısıtma sisteminde kullanılan su-antifriz karışım oranlarının, kabin içi ısıtma sisteminin egzoz gazı salınım

## 5. SONUÇ ve ÖNERİLER

---

değerlerine olan etkileri gibi birçok çalışma daha yapılabilir. Ayrıca kabin içerisine alınan havanın debisini de değiştirerek sonuçlar gözlenebilir.



## KAYNAKLAR

- Andre, M. 1991. In actual use car testing 70000 km and 10000 trips by 55 French cars under real conditions. SAE Technical Paper, 100(6), 65-72.
- Andrews, G. E., Zhu, G., Li, H., Simpson, A., Wylie, J. A., Bell, M. and Tate, J. 2004. The effect of ambient temperature on cold start urban traffic emissions for a real world SI car. SAE transactions, 113(4), 1580-1597.
- Andrews, G. E., Harris, J. R. and Ouanzin, A. 1989. SI Engine warm-up: water and lubricating oil temperature influences. SAE Technical Paper, 892103, 127-147.
- Anonim, 2022. Web Sitesi: <https://www.iskteknik.com/teknik-1/is-sagligi-ve-is-guvenligi-icin-termal-konfor>, Erişim Tarihi: 22.06.2022.
- Anonymous, 2022. Web Sitesi: <https://www.avl.com/cruise-m>, Erişim Tarihi: 22.06.2022.
- Apaydın, S. G. 2002. Otobüslerde havalandırma ve klima sisteminin incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi (basılmamış), Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 103, İstanbul.
- Aybers, N. 1978. Isıtma, Havalandırma ve İklim Tesisleri, Uçer Matbaacılık, 9-25. Türkiye.
- Cipollone, R., Battista, D and Gualtieri, A. 2013. A novel engine cooling system with two circuits operating at different temperatures. Energy Conversion and Management, 75, 581–592.
- Da Silva, M. G. 2002. Measurements of comfort in vehicles. Measurement Science and Technology, 13(6), 41-60.
- Danca, P., Vartires, A. and Dogeanu, A. 2016. An overview of current methods for thermal comfort assessment in vehicle cabin. Energy Procedia, 85, 162-169.
- Erjavec, J. and Thompson, R. 2014. Automotive technology: a systems approach. Cengage Learning, 75, USA.
- Feron, G. 2016. Simulation and experimental setup of a vehicle thermal management demonstrator. Master's thesis. Faculté des Sciences Appliquées Electromechanical Engineering, 114, Belgium.
- Ghadiri Modares, F. and Soltani, R. 2019. Multi-zone dynamic modeling of thermal behavior in vehicle's cabin for comfort and energy saving. SAE Technical Paper, 01-5060.
- Goettler, H. J. and Vidger, L. J. 1986. The effect of exhaust-to-coolant heat transfer on warm-up time and fuel consumption of two automobile engines. SAE Technical Paper, 860263.

- Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Gutarevych, Y., Tsiuman, M. and Goridko, N. 2017. The evaluation of vehicle fuel consumption and harmful emission using the heating system in a driving cycle. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 10(1), 236-248.
- Habulin, M. and Knez, Z. 2001. Activity and stability of lipases from different sources in supercritical carbon dioxide and near- critical propane. *Journal of Chemical Technology and Biotechnology*, 76(2), 1260-1266.
- Heywood, J. B. 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Publishing Company, 960, New York.
- Jarrier, L., Champoussin J. C. and Yu, R. 2000. Warm-up of a DI diesel engine: experiment and modeling. *SAE Technical Paper*, 01-0299.
- Kunze, K., Wolff, S., Lade, I. and Tonhauser, J. 2006. A systematic analysis of CO2 Reduction by an Optimized Heat Supply during Vehicle Warm-up, *SAE Technical Paper*, 01-1450.
- Klemm, D., Roessner, W., Widdecke, N. and Wiedemann, J. 2018. Reduced model of a vehicle cabin for transient thermal simulation. *SAE Technical Paper*, 37-0022.
- Korukçu, M. Ö. and Kilic, M. 2009. The usage of IR thermography for the temperature measurements inside an automobile cabin. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(8), 872-877.
- Marshall, G. J., Mahony, C. P., Rhodes, M. J., Daniewicz, S. R., Tsolas, N. and Thompson, S. M. 2019. Thermal management of vehicle cabins, external surfaces, and onboard electronics: An overview. *Engineering*, 5(5), 954-969.
- Nemes, D., Pálfi, T. and Hajdu, S. 2020. Vehicle Dynamic Simulation Possibilities Using AVL Cruise M. *International Journal of Engineering and Management Sciences*, 5(2), 309-323.
- Özcan, N. Y., Kuzgunkaya, E. ve Akkurt, G. G. 2018. Isıl konfor sıcaklıklarına bağlı olarak bir konutun enerji performansının değerlendirilmesi: İzmir örneği. *Sakarya University Journal of Science*, 22(2), 784-798.
- Pokorny, J., Fiser, J. and Jicha, M. 2014. Virtual Testing Stand for evaluation of car cabin indoor environment. *Advances in Engineering Software*, 76, 48-55.
- Roberts, A., Brooks, R. and Shipway, P. 2014. Internal combustion engine cold-start efficiency: A review of the problem, causes and potential solutions. *Energy Conversion and Management*, 82, 327-350.
- Sambandan, S. and Valencia, M. 2017. Robust 1D Modelling for Automotive HVAC Warmup Prediction Using DFSS Approach. *SAE Technical Paper*, 01-0179.

- Samhaber, C., Wimmer, A. and Loibner, E. 2001. Modeling of engine warm-up with integration of vehicle and engine cycle simulation. SAE Technical Paper, 01-1697.
- Trapy, J. D. and Damiral, P. 1990. An investigation of lubricating system warm-up for the improvement of cold start efficiency and emissions of SI automotive engines. SAE Technical Paper, 902089.
- Will, F. 2012. Fuel conservation and emission reduction through novel waste heat recovery for internal combustion engines. Fuel, 102, 247–55.
- Zammit, J. P., Shayler, P. J. and Pegg, I. 2011. Thermal coupling and energy flows between coolant, engine structure and lubricating oil during engine warm up. In Vehicle thermal Management Systems Conference and Exhibition (VTMS10), 15-19 May, Book of Conference and Exhibition, 177-188, Warwickshire, UK.

