



**İÇTEN YANMALI BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORLARDA
ELEKTRONİK KONTROLLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ
TASARIMI VE MOTOR ÇIKIŞ EGZOZ EMİSYON
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Hadi GHASEMI ZAVARAGH

Doktora Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ

2017

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

DOKTORA TEZİ

**İÇTEN YANMALI BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORLARDA
ELEKTRONİK KONTROLLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI
VE MOTOR ÇIKIŞ EGZOZ EMİSYON
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Hadi GHASEMI ZAVARAGH

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Enerji Bilim Dalı**

**ERZURUM
2017
Her hakkı saklıdır**



**T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



TEZ ONAY FORMU

**İÇTEN YANMALI BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORLARDA ELEKTRONİK
KONTROLLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI VE MOTOR ÇIKIŞ EGZOZ
EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ danışmanlığında, Hadi GHASEMI ZAVARAGH tarafından hazırlanan bu çalışma, 09/03/2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda Doktora tezi olarak *oybirliği* ile kabul edilmiştir.

Başkan: Doç. Dr. İsmail Solmuş

İmza :

Üye : Prof. Dr. Kadir Bakırcı

İmza :

Üye : Prof. Dr. Hakan Serhad Soyhan

İmza :

Üye : Doç. Dr. Cemil Yamalı

İmza :

Üye : Doç. Dr. Tevhit Karacalı

İmza :

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu'nun 09.03/2017. tarih ve ...10.../...65... nolu kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Cavit KAZAZ
Enstitü Müdürü

Bu çalışma Tübitak 3001 projeleri kapsamında desteklenmiştir.
Proje No: 315M260

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Doktora Tezi

İÇTEN YANMALI BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORLARDA ELEKTRONİK KONTROLLÜ SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI VE MOTOR ÇIKIŞ EGZoz EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Hadi GHASEMI ZAVARAGH

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ

Günümüzde taşımacılık sektöründe içten yanmalı motorların (İYM) kullanımı her geçen gün artmaktadır. Bu artış beraberinde güç ve performans talebini de ortaya çıkarmaktadır. Fakat üreticilerin daha güçlü ve performanslı motor üretmesi motorda yanmanın verimli olmasına bağlıdır. Silindir içerisinde meydana gelen yanmanın mekanik enerjiye dönüşen kısmı kimyasal enerjinin sadece üçte birini oluşturmaktadır. Geriye kalan enerji egzoz ve soğutma sistemiyle dışarı atılmaktadır. Soğutma sistemiyle enerjinin dışarı atılmasına rağmen bu sistemler motorlarda hayati öneme sahip olup motor parçalarının sıcaklığının aşırı derecede artmasını önlemekte ve silindir kapağı, cidarları ile pistonlar gibi mekanik parçaların uzun ömürlü olmasını sağlamaktadır.

Ticari amaçlarla üretilen araçlarda kullanılan içten yanmalı motorların soğutma sistemi, teknolojinin ilerlemesiyle beraber sürekli olarak gelişen diğer sistemlere nazaran çok fazla değişiklik gösterememiştir. Ayrıca üretici firmalar ve üniversitelerdeki araştırmacılar, güç üretimi ve yanma konuları üzerine odaklanmışlardır. Bu nedenle, güç üretimi ile eşdeğer öneme sahip İYM'lerin termal yönetim sistemleri konusu pek fazla dikkate alınmamıştır. Fakat motorlarda oluşan ısı transfer sisteminin optimum şekilde yönetilmesinin motor performansı, yağlama kalitesi, egzoz emisyonları ve yakıt verimliliği gibi birçok önemli parametreye olumlu etkisi bulunmaktadır. Dolayısıyla soğutma sistemi içerisinde dolaşan sıvının sıcaklık ve debi profilinin değişken koşullara göre oluşturulması ve tasarlanacak denetleyici sistem ile hassas bir şekilde izlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla bu tez çalışmasında İYM'ler için motorda oluşan ısı transferinin optimal dağılımını sağlamak amacıyla termal yönetim sisteminin tasarımı ve üretimi hedeflenmektedir.

Tez önerisi kapsamında yer alan çalışmalar doğrultusunda, mekanik su pompası yerine elektrikli pompa, mekanik termostat elemanı yerine açıklığı ayarlanabilen valf kullanılmış ve radyatör fanı kontrolü sağlanarak soğutma sisteminin motora ilişkin tüm parametrelerinin ölçümü yapılmış ve kontrol sisteminde kullanılmıştır.

2017, 178 sayfa

Anahtar Kelimeler: İçten yanmalı motorlar, Motor soğutma sistemi, Kontrol ve Termal yönetim sistemi

ABSTRACT

Ph.D. Thesis

DESIGN OF AN ELECTRONIC CONTROLLED COOLING SYSTEM IN INTERNAL COMBUSTION SPARK PLUG ENGINES AND EXAMINATION OF ENGINE OUTPUT EXHAUST EMISSION CHARACTERISTICS

Hadi GHASEMI ZAVARAGH

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Department of Energy

Supervisor: Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ

Using of internal combustion engines in transportation sector increases regularly. Increase in the number of internal combustion engines makes it necessary to develop the engine performance and power characteristics. However, producing more powerful engines depends on the combustion efficiencies. The mechanical energy on the engine output shaft is the one third of the heat energy generated in the cylinder. Remaining portion is dissipated through the exhaust end engine cooling fluid. Although the energy dissipated the cooling system, these systems are one of the most important systems keeping the temperature of the engine parts in a desired band and make the life of these parts longer.

The engine cooling systems in the commercial vehicles have not developed as the other control systems despite the technological improvements. Additionally, researchers in the automotive industry and the universities have focused on the power production and the combustion. Therefore, the thermal management of internal combustion engines, which has the same importance, does not taken into consideration sufficiently. However, optimum management of heat transfer system in the engines has an important effect on many parameters such as the engine performance, lubrication quality, exhaust emissions and fuel efficiency. It is necessary to define the engine cooling fluid temperature and flow rate profiles, and to follow them sensitively by a controller system to be designed. In this thesis study prepared for this purpose, it is aimed to design and to produce a thermal management system for internal combustion engines in order to ensure optimal distribution of the heat transfer.

According to the observations in the studies to be carried out in the thesis, the control of the actuators will be done and the measuring of all the parameters about the engine cooling system will be used in the control applications. Additionally, experiments will be carried out with different control algorithms according the studies.

2017, 178 pages

Keywords: Internal combustion engines, Engine cooling system, Control system

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının gerçekleşmesinde bilgi ve deneyimleriyle sürekli olarak yol gösteren, çalışkanlığı, anlayışı ve sabrıyla örnek olarak aldığım ve her türlü durumda yardım ve desteklerini esirgemeyen, Sayın Prof. Dr. M. Akif CEVİZ' e, yoğun çalışmaları arasında deneysel sistemin kurulumu ve kontrolünde yapmış olduğu yardımlarından dolayı Sayın Yrd. Doç. Dr. Alirıza KALELİ' ye, tez çalışmamda bilgi ve tecrübesinden yararlandığım danışman hocam Sayın Doç. Dr. İsmail SOLMUŞ' a, bu süreçte sabır gösterdiği ve bana katlandığı için değerli Eşim N.GHASEMİ (BAZAATİ)' e, hayatım boyunca her alanda ve her zaman sürekli benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen çok kıymetli Annem'e, Babam'a ve aileme sonsuz teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Hadi GHASEMI ZAVARAGH

Şubat, 2017

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Motorlarda Soğutma Sistemleri.....	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ.....	9
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	54
3.1. Çok Fazlı Akışlar.....	55
3.1.1. Gaz-Sıvı veya Sıvı-Sıvı akışlar.....	55
3.2. Çok Fazlı Akış Model Seçimi.....	56
3.2.1. Çok fazlı modelleme için yaklaşımlar.....	56
3.2.1.a. Euler-Euler yaklaşımı.....	57
3.2.1.b. Eulerian model.....	57
3.2.2. Model karşılaştırmaları.....	58
3.2.2.a. Detaylandırılmış esaslar.....	58
3.2.3. Çok fazlı akışta zaman düzenleri.....	61
3.2.4. Kararlılık ve yakınsama.....	63
3.2.5. Duvar kaynama modelleri.....	64
3.2.5.a. RPI model.....	64
3.2.5.b. Dengelenmemiş Doymamış Kaynama.....	69
3.2.5.c. Kritik ısı akısı.....	70
3.2.5.d. Ara yüzey momentum transferi.....	72
3.2.5.e. Kütle transferi.....	77
3.2.5.f. Türbülans etkileşimleri.....	77
3.3. Deneysel Sistem.....	77
4. ARAŞTIRMA ve BULGULAR.....	102

4.1. Mekanik su pompalı ve termostatsız sistem (Durum 1).....	103
4.2. Mekanik su pompalı ve termostatlı sistem (Durum 2).....	117
4.3. Elektrikli su pompası ve kontrollü valf sistemi (Durum 3).....	141
5. SONUÇLAR.....	170
KAYNAKLAR	175
ÖZGEÇMİŞ	179



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

C_e	Motorun ısı kapasitesi [$kJ.k^{-1}$]
Q_{in}	Yanmadan elde edilen ısı [kw]
Te	Motordan çıkan akışkanın sıcaklığı [k]
c_{pc}	Soğutucu akışkanın özgül ısı kapasitesi [$kJ.kg^{-1}k^{-1}$]
$\dot{m}_r$	Radyatörden geçen kütleli debi [$kg.s^{-1}$]
T_R	Radyatörden çıkan soğutucunun sıcaklığı [k]
C_r	Radyatörün ısı kapasitesi [$kJ.k^{-1}$]
ε	Valf faktörü (vanada basınç düşüne bağlıdır)
$\dot{m}_a$	Fanın kütleli debisi [$kg.s^{-1}$]
T_∞	Çevre sıcaklığı [k]
Q_0	Arac hareket halinde iken radyatör peteklerinden geçen hava ile atılan ısı [kw]
H	Termostatın durumu
T_l	Termostat wax'ın erime sıcaklığı [k]
T_h	Termostat wax'ının sıvılaşma sıcaklığı [k]
$\rho_{sgn}(e)$	Yanmadan kaynaklanan ve ölçülemeyen giren ısıнын telafisi
$e(\tau)$	Motorun gerçek sıcaklığıyla tavsiye edilen sıcaklığı arasındaki fark [k]
e_0	Başlangıç sıcaklık hatası [k]
t_{wu}	Motor sıcaklığı $T_{e(t)}$ nin tavsiye edilen sıcaklığa $T_{ed(t)}$ ulaşması için geçen süre

	[s]
E_{ss}	Motorun kararlı halinde mutlak sıcaklık hatası [k]
O_{ss}	Sıcaklık sapması [k]
P_{total}	Su pompası ve fanın ortalama güç tüketimi [kw]
β	Partikül yükleme
d	Dağılmış fazın kütle yoğunluk oranını
c	Taşıyıcı fazın oranı
γ	Malzeme yoğunluk oranı
L	Soğutucu 'da partiküller arasındaki ortalama mesafe [mm]
st	Stokes sayısı
L_s	Sistemin karakteristik uzunluğu [mm]
V_s	Karakteristik hız [$m \cdot s^{-1}$]
$\emptyset$	Faz değişkeni
α	Faz hacim oranı
ρ	Mixture faz yoğunluğu [$kg \cdot m^{-3}$]
$\vec{V}$	Faz hızı [$m \cdot s^{-1}$]
τ	Difüzyon terimi
S_Φ	Kaynak terim
A_b	Buhar kabarcıklarının kapladığı alanı [mm ²]
$\dot{q}_c$	Konvektif ısı akısı [kw]
$\dot{q}_Q$	Quenching ısı akısı [kw]
$\dot{q}_E$	Buharlaşma ısı akısı [kw]
$\dot{q}_w$	Duvardan sıvıya geçen toplam ısı akısı [kw]
h_c	Tek fazlı ısı transfer katsayısı [$w \cdot m^{-2} k^{-1}$]
T_w	Duvar sıcaklığı [k]

T_l	Sıvı sıcaklığı $[K]$
K_l	İletim katsayısı $[W.m^{-1}K^{-1}]$
T	periyot zamanı $[s]$
λ_l	Yayılma gücü $[K^{-1}]$
V_d	Kabarcık hacmi $[mm^3]$
N_w	Kabarcığın lokal aktif yoğunluğu $[kg.m^{-3}]$
ρ_v	Buhar yoğunluğu $[kg.m^{-3}]$
h_v	Buharlaştırma gizli ısı $[kJ.kg^{-1}]$
f	Kabarcık ayrılma frekansı $[Hz]$
Ja	Jacob sayısı
D_w	Kabarcık ayrılma çapı $[mm]$
P	Akım basıncı $[N.m^{-2}]$
H_{lv}	Gizli ısı $[kJ.kg^{-1}]$
U_b	Duvar yakınındaki yığının hızı $[m.s^{-1}]$
j_v	Yüzeysel hız $[m.s^{-1}]$
Re	Reynolds sayısı
μ	Viskozite $[m^2.s^{-1}]$
h_{sl}	Hacimsel ısı transfer katsayısı $[W.m^{-2}K^{-1}]$
C	İzobarık ısı kapasitesi $[kJ.kg^{-1}K^{-1}]$
$\dot{m}$	Kütleli debi $[kg.s^{-1}]$
R	Direnç miktarı $[\Omega]$

İndisler

s	Katı
l	Sıvı
g	Gaz
l	Lokal sıvı
v	Lokal buhar

p,v	İzobarık
<i>sub</i>	Doymamış
<i>total</i>	Toplam
0	Başlangıç
∞	Çevre
gir	Giriş
çık	Çıkış
ort	Ortalama
ref	Referans
mot	Motor
rad	Radyatör

Kısaltmalar

İYM	İçten Yanmalı Motorlar
D.C	Dogru Akım
Tstat	Termostat
NEDC	New European Driving Cycle
MPC	Model predictive control
CFD	Computational fluid dynamics
PI	Proportional Integral
HVAC	Heating, ventilation and air conditioning
ECU	Engine control unit
FTP	Federal Test Procedure
VECSS	Vehicle Engine Cooling System Simulation
ECCU	Engine Cooling control unit
VOF	Volume of Fluid
DNB	Departed Nucleate Boiling
RPI	Rensselaer Polytechnic Institute
UDF	User defined function

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Sıvı soğutma sisteminin şematik resmi.....	3
Şekil 1.2. Soğutma sıvısı sıcaklığının termostatin açılıp kapanmasıyla değişimi	6
Şekil 2.1. Soğutma sisteminin blok diyagramı a) gerçek motorun yönetimi b) motorun çalışmadığı durumda harici ısı değiştiricisiyle soğutucuya ısı transferi.....	10
Şekil 2.2. Termostat gövdesi ve gövdedeki akış akımı.....	11
Şekil 2.3. Soğutma sisteminin incelenmesi için test düzeneği	12
Şekil 2.4. Sürüş çevriminin tümünde fanın tükettiği gücün karşılaştırılması (normal durum ve optimize edilmiş yağlı debriyaj).....	12
Şekil 2.5. NEDC çevriminde geleneksel durumun ve değiştirilmiş soğutma sisteminin ısı transfer miktarının karşılaştırılması	14
Şekil 2.6. Geleneksel durumun ve değiştirilmiş soğutma sisteminin radyatörden geçen debinin karşılaştırılması.....	14
Şekil 2.7. Motorun geçici ve kararlı ısınmış durumların da, NEDC testinden elde edilen ortalama egzoz emisyonları	14
Şekil 2.8. Soğutucuya motor duvarlarından transfer edilen ısı gücü	15
Şekil 2.9. Çekirdek kaynamanın indeksi.....	16
Şekil 2.10. Tek boyutlu GT-Suit modeli ile üç boyutlu CFD modelinin birleştirilmesi.....	17
Şekil 2.11. NEDC çevriminin üzerinde soğutucunun sıcaklık takibi, siyah deneysel-kırmızı simülasyon	18
Şekil 2.12. Geleneksel ve bölünmüş soğutma sistemlerin karşılaştırılması	21
Şekil 2.13. Soğutma suyunun sıcaklığına sıfır akış stratejisinin etkisi	23
Şekil 2.14. Motorun yağ soğutucusu kontrol stratejisinin, soğutucu ısınma süresinin azaltılmasına olan etkisi	23
Şekil 2.15. İki modlu su pompası	24
Şekil 2.16. Egzoz hattındaki eşanjör.....	25
Şekil 2.17. Geleneksel ve gelişmiş soğutma sistemlerin arasındaki güç tüketimlerin karşılaştırılması	26

Şekil 2.18. Farklı zaman dönemlerinde geleneksel ve gelişmiş soğutma sistemlerin arasındaki güç tüketimlerin karşılaştırılması.....	26
Şekil 2.19. Geleneksel ve gelişmiş soğutma sistemlerin arasındaki soğutucu suyun debisinin karşılaştırılması.....	27
Şekil 2.20. Silindir cidar sıcaklığı.....	28
Şekil 2.21. Radyatör giriş sıcaklığı.....	28
Şekil 2.22. Farklı kontrol stratejilerinde fan hızın karşılaştırmak	29
Şekil 2.23. Çift döngü soğutma yapısının şematik olarak gösterilmesi.....	30
Şekil 2.24. Önerilen stratejisi ile sistem özellikleri	31
Şekil 2.25. Enerji kaybı.....	31
Şekil 2.26. Geleneksel ve aktif soğutma sistemlerine motorun çeşitli parametrelerini kıyaslanması	32
Şekil 2.27. Yeni Avrupa Sürüş Döngüsü (NEDC) boyunca FMEP karşılaştırması	34
Şekil 2.28. Mükemmel soğutma sistemleri için simülasyon sonuçları.....	34
Şekil 2.29. Fabrika soğutma sistemi yönteminde mekanik su pompası ve fan, wax'lı termostat gösterilmektedir (durum1).....	36
Şekil 2.30. İki yollu vana ile gelişmiş ısı yönetim sistemi (durum2)	36
Şekil 2.31. Üç yollu vana ile gelişmiş ısı yönetim sistemi (durum 3)	36
Şekil 2.32. Termostatsız soğutma sistemi hava engelleyici ile beraber (durum 4 ve 5).37	
Şekil 2.33. Deney düzeneği (Mitchell <i>et al.</i>)	43
Şekil 2.34. Basınç düşüşü, sıcaklık farkı modeli ile tahmin edilen kaynama alanı	47
Şekil 2.35. Toplam ısı değişim katsayısı modeli ile tahmin edilen kaynama alanı	47
Şekil 3.1. Farklı iki fazlı akışın gösterimi.....	56
Şekil 3.2. Gerçek deney düzeneği.....	78
Şekil 3.3. Tez kapsamında kullanılan soğutma sisteminin şeması	79
Şekil 3.4. Gerçek deney düzeneğinin ve ölçüm cihazlarının pozisyonu.....	79
Şekil 3.5. Motor parametrelerinin görüntüsü için tasarlanan program (1)	81
Şekil 3.6. Motor parametrelerinin görüntüsü için tasarlanan program (2)	82
Şekil 3.7. Motor parametreleri için Labview de yazılan program	82
Şekil 3.8. Gaz kelebeği kontrolü için Labview de yazılan program.....	83
Şekil 3.9. Silindir içi basınç ölçümleri için okuma programı	84
Şekil 3.10. Termokuplun çalışma şeması	85

Şekil 3.11. Termokupl ölçüm prensibi.....	85
Şekil 3.12. Termokuplerin kalibrasyon cihazı	86
Şekil 3.13. Tez kapsamında kullanılan Termokupl	86
Şekil 3.14. Kullanılan basınç sensörü	88
Şekil 3.15. Kullanılan debimetre	89
Şekil 3.16. Egzoz emisyonlarını ölçen cihaz	90
Şekil 3.17. Egzoz emisyonları kaydolun bilgisayar	91
Şekil 3.18. Egzoz emisyonlarının kayıt edilmesi için yazılan Labview programı	92
Şekil 3.19. Yakıt tüketim ölçme cihazı.....	93
Şekil 3.20. Yakıt tüketim ölçme cihazının sinyallerini analiz eden cihaz	93
Şekil 3.21. Kullanılan termal kamera	94
Şekil 3.22. Fanı besleyen güç kaynağı.....	95
Şekil 3.23. Kontrollü valf.....	96
Şekil 3.24. Elektrikli su pompası.....	97
Şekil 3.25. Su ile soğuyan dinamometre.....	99
Şekil 3.26. Kullanılan mekanik termostat.....	100
Şekil 3.27. Harici soğutma sistemi	101
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin genel görünümü	103
Şekil 4.2. Sekiz deney için yakıt tüketiminin debisinin karşılaştırılması (Durum 1) ...	104
Şekil 4.3. Ortalama yakıt debisi (Durum 1).....	105
Şekil 4.4. Motor çıkışında soğutucu basıncının karşılaştırılması (Durum 1)	106
Şekil 4.5. Motor girişinde soğutucu basıncının karşılaştırılması (Durum 1).....	106
Şekil 4.6. Bypass hattında soğutucunun basıncının karşılaştırılması (Durum 1)	107
Şekil 4.7. Soğutucun ortalama basıncının karşılaştırılması her ölçülen üç noktada.....	108
Şekil 4.8. Soğutucunun sıcaklık değişim eğrisi 4 farklı noktada (n=1500 - %15)	109
Şekil 4.9. Bypass sıcaklığı ve maksimum dalgalanmasının karşılaştırılması.....	110
Şekil 4.10. Isınma süresinin miktarı toplam deney esnasında (Durum 1)	111
Şekil 4.11. Motordan akan soğutucunun ortalama debisi	112
Şekil 4.12. Motordan çıkan CO miktarının karşılaştırılması	113
Şekil 4.13. Deney esnasında Lambda parametresinin değişimi.....	113
Şekil 4.14. Motordan çıkan HC emisyonunun karşılaştırılması	114
Şekil 4.15. Motordan çıkan CO2 emisyonunun karşılaştırılması	115

Şekil 4.16. Motordan çıkan O ₂ emisyonunun karşılaştırılması.....	116
Şekil 4.17. Motordan çıkan NO emisyonunun karşılaştırılması	117
Şekil 4.18. Yakıt tüketim debisinin karşılaştırılması (Durum 2)	118
Şekil 4.19. Termostatlı ve termostatsız deneyin ortalama yakıt debisinin karşılaştırılması	119
Şekil 4.20. Termostatlı ve termostatsız deneyin tümünde ortalama yakıt tüketiminin karşılaştırılması	120
Şekil 4.20. Termostatlı ve termostatsız deneyin tümünde ortalama yakıt tüketiminin karşılaştırılması	120
Şekil 4.22. Motor giriş basıncının değişimi (Durum 2)	121
Şekil 4.23. Radyatör çıkış basıncının değişimi (Durum 2)	121
Şekil 4.24. Durum 1 ve durum 2 de ölçülen üç basıncın ortalamasının karşılaştırılması	122
Şekil 4.25. Termostatlı deneyde soğutucunun sıcaklık değişimi (n=1500-Yuk=15%)	123
Şekil 4.26. Bypass sıcaklığının değişimi ve dalgalanma bandı (Durum 2)	124
Şekil 4.27. Motor devri ve yük değişimi ile ısınma süresinin değişimi (Durum 2)....	124
Şekil 4.28. Motor giriş sıcaklığının değişimi ve dalgalanma bandı (Durum 2).....	125
Şekil 4.29. Motor çıkış sıcaklığının değişimi (Durum 2)	126
Şekil 4.30. Radyatör çıkış sıcaklığının değişimi (Durum 2).....	126
Şekil 4.31. Motor çıkış debisinin değişimi (Durum 2)	127
Şekil 4.32. Bypass ve motor çıkışında soğutucunun debisinin, devir ve yüklemenin artması ile değişimi (Durum 2)	128
Şekil 4.33. Motordan çıkan CO emisyonunun miktarı (Durum 2)	128
Şekil 4.34. Deney esnasında Lambda parametresinin değişimi (Durum 2).....	129
Şekil 4.35. Isınma süresinde Lambda parametresinin dengesizliği (Durum 1 ve 2)	130
Şekil 4.36. Motordan çıkan HC emisyonunun miktarı (Durum 2)	131
Şekil 4.37. Motordan çıkan CO ₂ emisyonunun miktarı (Durum 2).....	132
Şekil 4.38. Durum 1 ve 2 şartlarında ısınma ve kararlı bölgelerinde, ortalama CO ₂ ...	133
Şekil 4.39. Motordan çıkan O ₂ miktarı (Durum 2)	134
Şekil 4.40. Motordan çıkan NO emisyonunun miktarı (Durum 2)	135
Şekil 4.41. Durum 1 ve 2 şartlarında ısınma ve kararlı bölgelerinde, ortalama NO miktarının karşılaştırılması.....	136

Şekil 4.42. Durum 1 ve 2 de fan güç tüketiminin karşılaştırılması	137
Şekil 4.43. 2. Durumda fan güç tüketiminin artışının oranı.....	137
Şekil 4.44. Motor bloğunun termal kamera ile ölçülen bölgesi.....	138
Şekil 4.45. Motor bloğunun termal kamera fotoğrafı	139
Şekil 4.46. Termal kamera fotoğrafı üzerindeki P çizgisinin sıcaklık dağılım grafiği .	139
Şekil 4.47. Silindir kapağı contasının oturma pozisyonunun ortalama sıcaklığı	140
Şekil 4.48. Kontrollü soğutma sisteminin deney düzeneği (Durum 3).....	141
Şekil 4.49. Termostatın yerine kullanılan kontrollü valf ve değişiklikleri	142
Şekil 4.50. Kontrollü sisteme Labview programında hazırlanan yazılım.....	144
Şekil 4.51. Kullanılan kontrolcü sistemin devre donanımları.....	146
Şekil 4.52. Kontrollü sistemde kullanılan programın, kontrolcü arayüz görüntüsü	148
Şekil 4.53. Kontrolcünün program üzerinde değer girebildiği platform	149
Şekil 4.54. 6. Deneye ait durum 2 ve 3 de yakıt debisinin karşılaştırılması.....	150
Şekil 4.55. Toplam yakıt tüketiminin karşılaştırılması (Durum 2 ve 3)	151
Şekil 4.56. Kontrollü soğutma sistemi ile elde edilen yakıt tasarrufu	151
Şekil 4.57. 6. Deneyde motor çıkış basıncının karşılaştırması (Durum 2 ve 3)	152
Şekil 4.58. 6. Deneyde motor giriş basıncının karşılaştırması (Durum 2 ve 3).....	152
Şekil 4.59. 6. Deneyde radyatör çıkış basıncının karşılaştırması (Durum 2 ve 3).....	153
Şekil 4.60. 6. Deneye ait dört noktada ölçülen sıcaklık (Durum 3).....	153
Şekil 4.61. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin bypass sıcaklığının karşılaştırılması (6. Deney)	154
Şekil 4.62. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin motor giriş sıcaklığının karşılaştırılması (6. Deney)	154
Şekil 4.63. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin motor çıkış sıcaklığının karşılaştırılması (6. Deney)	155
Şekil 4.64. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin motor çıkış sıcaklığının karşılaştırılması (6. Deney)	155
Şekil 4.65. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin ısınma süresinin karşılaştırılması	156
Şekil 4.66. Isınma süresinin azalma oranı (Durum 2 ve 3).....	156
Şekil 4.67. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin bypass sıcaklığının dalgalanmasının karşılaştırılması	157

Şekil 4.68. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin motor giriş sıcaklığının dalgalanmasının karşılaştırılması	158
Şekil 4.69. Bypass sıcaklığının dalgalanmasının azalma oranı	158
Şekil 4.70. Motor giriş sıcaklığının dalgalanmasının azalma oranı.....	159
Şekil 4.71. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde bypass debisinin karşılaştırılması	160
Şekil 4.72. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde motor çıkış debisinin karşılaştırılması	160
Şekil 4.73. Durum 3 de fan ve pompanın tükettiği güç (Deney 6)	161
Şekil 4.74. Durum 3 te kontrollü vananın deney esnasında açılma eğrisi (Deney 6)...	162
Şekil 4.75. Fan, pompa ve toplam enerji tüketiminin karşılaştırılması	163
Şekil 4.76. Kontrollü sistem ile toplam fan ve pompanın tükettiği enerjide elde edilen tasarruf oranı.....	164
Şekil 4.77. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde HC emisyonunun karşılaştırılması (Deney 6)	165
Şekil 4.78. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde HC emisyonunun karşılaştırılması	166
Şekil 4.79. Kontrollü sistem ile HC nin azalma oranı	166
Şekil 4.80. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde NO emisyonunun karşılaştırılması (Deney 6)	167
Şekil 4.81. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde NO emisyonunun karşılaştırılması	168
Şekil 4.82. Kontrollü sistem ile NO nin azalma oranı	168
Şekil 4.83. Deneylerin tekrarlama bilirlğine bir örnek Kontrollü sistem	169

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Sayısal çalışma test koşulları ve simülasyon sonuçları	19
Çizelge 2.2. Çeşitli termostatların ilk sıcaklıklar için NEDC üzerinde simüle edilmiş yakıt tüketimi	19
Çizelge 2.3. Çeşitli radyatör boyutu için NEDC üzerinde simüle edilmiş yakıt tüketimi	20
Çizelge 2.4. HVAC sisteminin çeşitli parametre için NEDC üzerinde simüle edilmiş yakıt tüketimi	20
Çizelge 2.5. Tüm teknolojilerin karşılaştırılması.....	22
Çizelge 2.6. Yakıt tüketim verilerinin karşılaştırılması	35
Çizelge 2.7. Test edilen termostatın farklı durumları ve çalışma modları.....	44
Çizelge 2.8. Termostat yönetimi ile elde edilen test sonuçları (Isınma süresi, kararlı halde mutlak hata sıcaklık sapması, ortalama güç tüketimi ve sınıflandırma).....	45
Çizelge 3.1. Deneylerde kullanılan motora ait teknik özellikler	78
Çizelge 3.2. Termokupl çeşitleri ve sıcaklık aralıkları	86
Çizelge 3.3. Mesense adlı basınç sensörünün MPS500 modelinin teknik özelliği.....	87
Çizelge 3.4. Kullanılan debimetrenin teknik özelliği	90
Çizelge 3.5. Egzoz emisyonlarını ölçen cihaz teknik özellikleri.....	91
Çizelge 3.6. Yakıt tüketim ölçme cihazının teknik özellikleri.....	93
Çizelge 3.7. Termal kamera cihazının teknik özellikleri	94
Çizelge 3.8. Fanı besleyen kaynağın teknik özellikleri	95
Çizelge 3.9. Kontrollü valf teknik özellikleri	96
Çizelge 3.10. Elektrikli su pompasının teknik özellikleri.....	98
Çizelge 4.1. Motorun denendiği 8 farklı devir ve yükler.....	102
Çizelge 4.2. Kontrollü soğutma sisteminde elektrikli su pompasının kontrolü için harita tablosu	144

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar günümüzde akademik ve endüstriyel alanlarda önemli bir çalışma sahasıdır. Motorlar üzerinde yapılan çalışmalar, yayınlanan makaleler ve kitaplar incelendiğinde araştırmacıların, motorlarda güç üretimi ve yanma üzerine yoğunlaştığı görülmektedir. Fakat güç üretimi ile aynı öneme sahip olan “İçten yanmalı motorlarda ısı transferi” konusu pek fazla dikkate alınmamıştır. İçten yanmalı motorlarda sağlanabilecek optimum bir ısı transferi ile aşağıda belirtilen avantajlar elde edilir.

- Motorlarda kullanılan malzemeler aşırı ısınmaya karşı korunur,
- Motor performansı artar,
- Yakıt tüketimi azalır,
- Motorun yağlama kalitesi artar,
- Zararlı egzoz emisyonları azalır,
- Vuruntunun azalması sağlanır,
- Araç kabininin soğuk aylarda daha çabuk ısınması sağlanır.

Belirtilen avantajlar göz önünde bulundurulduğunda motorlarda güç üretimi ve yanma konuları yanında motorlarda ısı transferi konusu üzerine de eğilimler gerekmektedir. Motorlarda meydana gelen ısı transferinin çok büyük bir bölümü motor soğutma sistemleri tarafından gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle motorlarda meydana gelen ısı transferinin optimize edilmesi motor soğutma sistemleri üzerinde çalışmayı gerektirmektedir.

1.1. Motorlarda Soğutma Sistemleri

Genel olarak motorlarda soğutma sistemleri iki kısma ayrılmaktadır. Bunlardan biri hava soğutma sistemleri diğeri ise sıvı soğutma sistemleridir. Hava soğutma sistemlerinde motorun cidarında fazla sayıda kanatçık kullanılıp yüzey artırılarak araç durduğunda doğal taşınım ile soğutulması sağlanırken aracın hareket halinde olması durumunda ise

zorlanmış taşınım ile motor soğutulması sağlanmaktadır. Sıvı soğutmalı sistemlerde ise motor içerisinde meydana gelen ısı, bir soğutucu akışkan ile alınır ve radyatör sayesinde dışarıya atılır. Soğutucu akışkan olarak genellikle su kullanılmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında sıvı soğutmalı sistemler üzerinde durulacaktır.

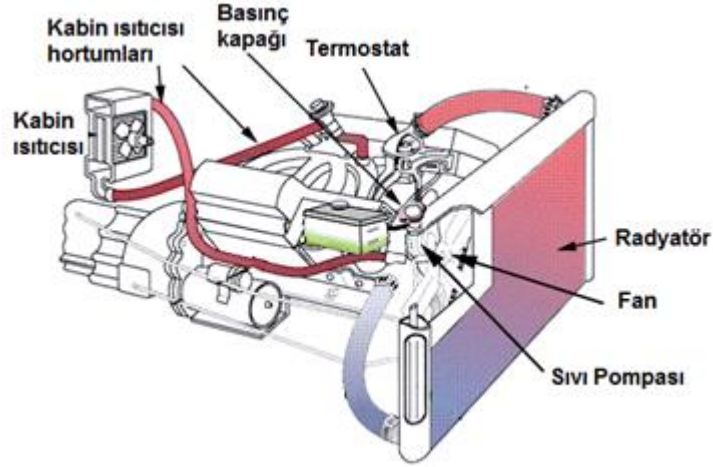
Sıvı soğutmalı sistemleri oluşturan temel parçalar ve işlevleri aşağıda özetlenmiştir:

1. Radyatör: Bir ısı değiştirici görevi gören radyatör, motorda dolaşan soğutma sıvısının ısınıp dışarı atmaktadır.

2. Termostat: Motorun soğuk çalışma koşullarında en kısa zamanda motor bloğunun nominal sıcaklık değerine ulaşmasını sağlayan bir valf olarak görev yapmaktadır. Motorun normal çalışma sıcaklığına gelmesinin ardından motorun sıvı çıkışını radyatörün giriş hattına yönlendirmektedir.

3. Sıvı Pompası: Soğutucu akışkanı radyatör çıkışından alıp motorun bloğuna pompalamaktadır.

4. Radyatör Fanı: Soğutma sıvısının kritik sıcaklık değerlerine ulaşması durumunda radyatör kanatçıklarının üzerinden hızlı bir hava geçirerek sıvının hızlı bir şekilde soğumasını ve motorun nominal değerlerine gelmesini sağlayan soğutma sistemi elemanıdır. Sıvı soğutmalı bir sisteminin şematik resmi Şekil 1.1’de gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Sıvı soğutma sisteminin şematik resmi (Smart Trac Computer Systems, Inc.)

Sıvı soğutmalı sistemler günümüzde üretilen araçların neredeyse tamamında kullanılmaktadır. Fakat bu sistem her ne kadar avantajlı gözükse de yapısından kaynaklı bazı olumsuz yönleri mevcuttur. Bu olumsuz faktörler, motor gücünü, egzoz emisyonlarını, yakıt ekonomisini ve bunun yanı sıra araç içi ısıtma sisteminden dolayı yolcu konforu gibi konuları önemli derecede etkilemektedir.

Mevcut araştırmalara göre günümüzdeki içten yanmalı motorların soğutma sistemleri eski soğutma sistemlerine göre fazla değişmemiştir. Mekanik su pompaları güçlerini motordan kayış veya zincir ile alır ve böylelikle motora soğutucuyu pompalarlar. Bu tür pompalar motora bağlı oldukları için motor devir sayısı değiştikçe soğutucunun debisi de değişmektedir. Bilindiği üzere, mekanik sıvı soğutma sistemlerinde su pompasının çalışma karakteristiği, motorun düşük devir, tam yük ve en yüksek çevre sıcaklığı koşullarını tanımlayan kritik duruma göre belirlenmektedir. Fakat bu durum bir motorun tüm çalışma zamanının yalnızca %5'ini kapsamaktadır (Ap and Golm 1997). Yani motor kritik şartlarda çalıştığı zaman bile su pompasının sağlayacağı debi yeterli düzeyde olacak şekilde tasarım yapılır. Bu duruma göre tasarlanmış su pompası geriye kalan %95'lik kısımda gereksiz yere su pompalayarak motorun çıkış gücünün ve yakıt verimliliğinin azalmasına neden olmaktadır. Bu durum, bazı aksaklıkları da beraberinde getirmektedir. Özellikle motor çalıştırıldıktan sonra motorun verimli çalıştığı sıcaklık bandına erişme zamanı uzayacak ve bu gecikme neticesinde hem araç içi ısıtma sistemi olumsuz

etkilenecek hem de motor bloğundaki hareketli parçalar aşınacaktır. Araç içi ısıtma sisteminin olumsuz etkileri özellikle kış koşullarının ağır bir şekilde sürdüğü yerlerde daha belirgin bir şekilde hissedilmektedir. Ayrıca su pompasının motora gerektiğinden fazla miktarda su göndermesi, motor silindir duvarlarında sıcaklığın düşmesine ve bunun sonucunda da yanma odasının köşe noktalarında alevin sönmesine dolayısıyla da motorun egzoz emisyon değerlerinin artmasına neden olmaktadır.

Sıvı soğutmalı sistemlerin bir diğer bileşeni ise radyatördeki suyun sıcaklığının hızlı bir şekilde dışarıya atılmasını sağlayan fandır. Pompa çalışırken fanın devreye girmesiyle birlikte motor üzerinden çok fazla miktarda güç tüketimi gerçekleşmektedir. Fan dışında sistem içerisinde yer alan mekanik termostat elemanının tepki süresi ise oldukça uzundur. Bundan dolayı motor bloğu içinde dolaşan soğutma sıvısının debisi motorun değişken koşullarına uyum gösterememektedir. Bu durumda motor anlık olarak nominal çalışma bölgesinden uzaklaşmakta ve böylece yakıt verimliliği ve egzoz emisyonları olumsuz yönde etkilenmektedir.

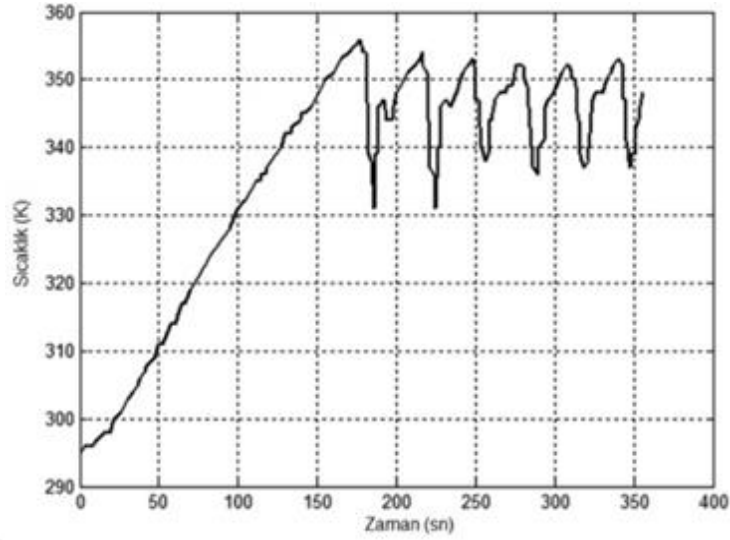
Yukarıda sözü edilen geleneksel motor soğutma sistemi belirtildiği gibi çok fazla dezavantaja sahiptir. Bu nedenle yarı iletken teknolojisinin gelişmesi ve maliyetlerin azalmasından dolayı günümüzde elektronik soğutma sistemleri otomotiv sektöründe kullanılmaya başlanmıştır. Bu sistemlerde, mekanik elemanlar yerine elektronik kontrol ünitesi tarafından denetlenebilen valfler, pompalar ve fanlar kullanılmaktadır. Bu sayede sözü edilen motor performansındaki azalmanın, egzoz emisyonlarındaki kötüleşmenin ve yakıt verimliliğindeki düşüşün önüne geçilebilmektedir.

Elektronik kontrollü motor soğutma sistemlerinde ana bileşenler, DC su pompası, kontrollü valf ve fan söylenebilir. Bu bileşenlerden DC su pompası, geleneksel sistemlerden farklı olarak motor miline bağlı kayış mekanizmasını kullanarak değil içerisinde yer alan bir doğru akım motoru ile hareket almaktadır. Yapılan literatür araştırmalarında DC su pompasının kullanılması ile aşağıda sıralanan avantajlar elde edilebilmektedir.

- ✓ Güç tüketimi bakımından DC su pompası ile geleneksel pomp arasında yaklaşık olarak 2,5 kat fark bulunduğu görülmektedir (Geleneksel pompanın tükettiği enerji (kJ): 6708 – DC su pompası (kJ): 3135) (Lehner, Parker et al. 2001). Bu sayede özellikle aracın yüksek hızlarda yakıt tüketimi azalacaktır.
- ✓ Motor silindir başlıklarında önemli bir ısı değişimi olmadığından homojen bir sıcaklık dağılımı meydana gelmekte ve böylece termal gerilmeler azalmaktadır.
- ✓ Gücünü doğrudan motordan almadığı için DC su pompası ile farklı çalışma şartlarındaki motorun sıcaklık kontrolü daha kolay yapılabilmektedir.
- ✓ Geleneksel soğutma sistemlerinde kullanılan su pompası krank milinden beslendiği için krank mili etrafında montajı yapılmaktadır. Öte yandan, DC su pompasının, motorda istenilen herhangi bir noktaya montajı yapılabilmektedir. Bu sayede hem servis bakımları kolaylaşmakta hem de araçta kullanılan klima kompresörü veya hidrolik pompasının yerleştirilmesi için daha fazla alan elde edilebilmektedir.

DC su pompası kullanımının diğer bir avantajı ise radyatör ile motor arasındaki sıvı taşıyan hortumların daha küçük çapta olmasıdır. Hortumlardaki sıvının basıncının düşük olması ile hortum maliyetlerinde yaklaşık olarak %30-40 civarında azalma olacaktır (Ap and Golm 1997).

Elektronik kontrollü motor soğutma sistemlerdeki diğer bir bileşen ise kontrollü valftir. Valf sayesinde soğutma sıvısının debisi motorun değişken koşullarına göre belirlenerek genel olarak tüm sistemin bu çalışma şartlarına adaptasyonu sağlanmaktadır. Normalde termostat kullanılarak soğutma sıvısının yönlendirilmesi yapılırken bu elemanın geç tepki süresine sahip olması, açıklık oranının ayarlanabilir olmaması ve ayrıca termostat açma/kapama yaparken 1.7°C'lik bir histerezis meydana gelmesinden dolayı yukarıda bahsedilen olumsuz durumlar meydana gelmektedir. Termostatın açılıp kapanmasıyla birlikte soğutma sıvısında meydana gelen sıcaklık değişim grafiğine Şekil 1.2'de yer verilmiştir.



Şekil 1.2. Soğutma sıvısı sıcaklığının termostatin açılıp kapanmasıyla değişimi (Ghasemian 2009)

Şekil 1.2’den görüleceği üzere termostatin açılması ile beraber motorun gövdesinde dolaşan suyun sıcaklığı radyatörün soğutma etkisiyle birlikte düşmekte ve termostatin kapanmasıyla artmaktadır. Fakat sıcaklık değişimi dalgalı bir şekilde gerçekleşmektedir. Bu durum, motorun egzoz emisyonlarının ve yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır. Termostat yerine valf kullanılmasının en önemli avantajı motorun soğuk çalışma ve ısınma aşamasında ortaya çıkmaktadır. Özellikle motorun soğuk çalışmasında egzoz emisyonları aşırı miktarda yükselmekte, motor performansı azalmakta ve yakıt tüketimi ise artmaktadır. Bunun yanı sıra kabin içi ısıtma oldukça geç olmaktadır. Motorun kararlı hale gelene kadar ki ısınması üzerine yapılan bir deneysel çalışmada ECE 15 çevrimi ile yakıt enerjisinin %70’i motor ve şanzımanın ısınmasına, %8’i faydalı işe, %10’u atık ısıya dönüşmekte ve %12’lik kısmı ise yanmamış hidrokarbon veya karbon monoksit şeklinde harcandığı ifade edilmiştir (Boam 1986). Buradan anlaşılabacağı üzere başlangıçta çevre sıcaklığında olan soğutma suyu, motoru kararlı halde çalıştıracak bir sıcaklık bandına erişene kadar yakıt enerjisinin çok büyük bir kısmını çekmektedir. Bu valfler, motorun değişken çalışma koşullarına hızlı cevap verebildiklerinden sözü edilen olumsuz durumların önüne geçilebilmesini ve motorun ısıtılması için gerekli sürenin azalmasını sağlamaktadır. Bu amaçla, bu tez çalışması kapsamında termostat elemanı yerine açıklık oranı değiştirilebilen ve çalışmanın doğrultusunda seçimi yapılacak olan

bir pnömatik veya elektrik motorlu valf kullanılmıştır. Valfin açıklık oranı tasarımı yapılan bir kontrol sistemi tarafından ayarlanmıştır.

Elektronik kontrollü motor soğutma sistemlerdeki üçüncü ana bileşen fanlardır. Fanlar klasik motor soğutma sistemlerinde en fazla güç tüketen bileşenlerdir. Bu nedenle soğutma fanının çalışmasının optimizasyonu, aracın yakıt ekonomisi ve motor gücü açısından büyük öneme sahiptir. Motorun çalışma koşullarına bağlı olarak soğutma fanının çalışma süresi ve devrinin düşük olması istenmektedir. Ayrıca soğutma sisteminin optimizasyonunda fanla ilgili olan kısmında göz önünde bulundurulması gereken üç önemli husus bulunmaktadır.

1. Fan çapı: Soğutma sisteminde kullanılan fan çapı, çevre sıcaklığı ve büyüklüğüne göre uygun olmalıdır. Fan çapının küçük olması radyatörden geçen havanın debisinin düşük olmasına, çapın büyük olması ise motordan daha fazla güç tüketmesine neden olmaktadır.

2. Fan rölantı hızı: Fanın rölantideki hızı da yine motordan çekilen gücün optimizasyonu açısından önem arz etmektedir.

3. Fanın çalışma zamanı: Belli bir soğutma sıvısı sıcaklık değeri ile devreye giren fanın çalışma süresi güç tüketimi açısından önemlidir. Böylelikle daha kısa zamanda istenilen soğutma sıvısı sıcaklık değerine ulaşılması ile fan motordan daha az güç tüketecektir. Dolayısıyla bu sürenin optimize edilmesi gerekmektedir.

Elektronik sistemlerin kontrol edilebilir olması, onlara her alanda kullanılması gereken bir önem kazandırmıştır. Bu durum kendini içten yanmalı motorlar alanında da göstermiştir. Uygun, maliyetli ve güvenilir mikroişlemciler dünya pazarına sunulduğundan beri, içten yanmalı motorların performansını optimize etmek için önemli ölçüde araştırmalar yapılmaya başlanmıştır. Ancak motorların soğutulması konusunda elektronik sistemlere geçiş halen daha birkaç araştırmadan öteye geçememiş, detaylı bir şekilde incelenip otomotiv pazarına sunulamamıştır. Halen daha araçların çoğu, mekanik

tahrikli soğutma pompası ve bir mum ampul soğutucu termostat ile çalışmaktadır. Yani elektronik sistemlerin bu güçlü yönü motorlardaki soğutma sistemi üzerine aktarılamamıştır.

Ayrıca dünya üzerinde her geçen gün artan enerji ihtiyacının karşılanmasında mevcut kaynakların daha verimli bir şekilde kullanılması büyük bir önem arz etmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi bu alanda elektronik kontrollü sistemlerin kullanımı, yakıt tüketimini ve atmosfere salınan zararlı emisyonları azaltacağından soğutma sistemlerinde de bu elektronik sistemlerden kesinlikle faydalanılmalıdır.

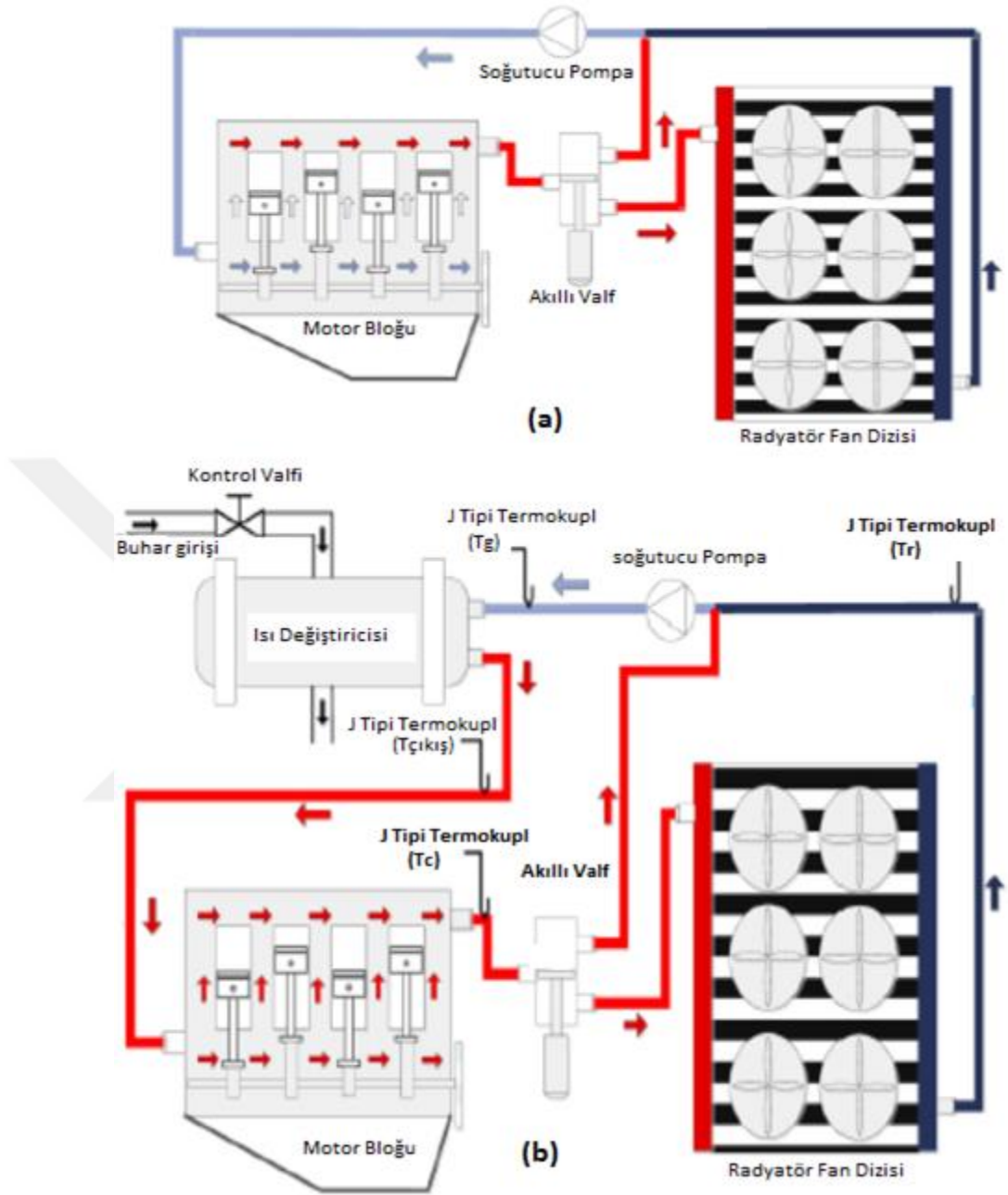
Elektronik kontrollü soğutma sistemleri konusunda yapılan çalışmalardan derlenen literatür özeti aşağıda sunulmuştur.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Motor soğutma sistemleri üzerine yapılan çalışmalar aşağıda sıralanmıştır. Bu çalışmalar, önem sırasına göre açık literatür araştırmaları sonucunda sınıflandırılarak sunulmuştur.

Wang and Wanger (2015) çalışmalarında çeşitli aktüatörlerin giriş kontrol kombinasyonu üzerinde durarak motorun termal geçiş cevabını incelemişlerdir. İlk olarak akıllı valf ve değişken hızlı pompa yardımıyla, motor ile radyatör arasındaki akışkanı yönlendirerek ve akışkan debisini ayarlayarak bunun motor sıcaklığı üzerindeki etkisini araştırmışlardır.

Daha sonra çalışma koşullarına göre radyatörden farklı miktarlarda ısı çeken fanın motor sıcaklığına etkisini gözlediler. Yaptıkları deneyler neticesinde akıllı valfin, fanın ve pompanın motor sıcaklığını sırasıyla %4, %1.6 ve %0.5 oranında artırdığını gördüler. Güç tüketimi açısından kıyaslandığında fanın diğer aktüatörlere göre daha fazla güç tükettiğini gördüler. Soğutma sisteminde kullandıkları bu ileri teknoloji ile %3-%5 oranında yakıt tasarrufu sağladılar. Elde ettikleri deneysel sonuçların, ileri soğutma sistemi kontrol algoritmaları kurabilmeleri için kontrol mühendislerine bir bakış açısı sunacak nitelikte olduğunu belirttiler. Yapmış oldukları soğutma sistemini temsil eden blok diyagramları Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



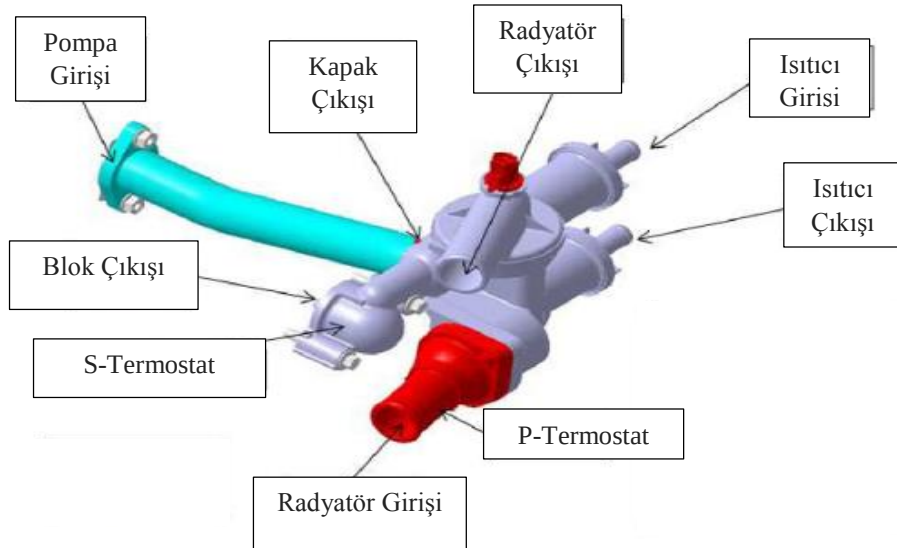
Şekil 2.1. Soğutma sisteminin blok diyagramı a) gerçek motorun yönetimi b) motor çalışmadığı durumda harici ısı değiştiricisiyle soğutucuya ısı transferi

Soujanya *et al.* (2015) bölünmüş motor soğutma ceketinin farklı bölgelerinde basınç düşüşü ve akış oranlarını tahmin edilmesi üzerine çalışmalarını yürütmüşlerdir. Bu araştırmada motor bloğunda belli bir sıcaklığa kadar soğutucu akışkanın devridaimi durdurulmuş ve bu durum, motorun optimum çalışma sıcaklığına hızlı bir şekilde

gelmesine yardımcı olması amacıyla yapılmıştır. Buradaki amacı iki farklı termostat (Tstat) sistemiyle elde edebiliriz.

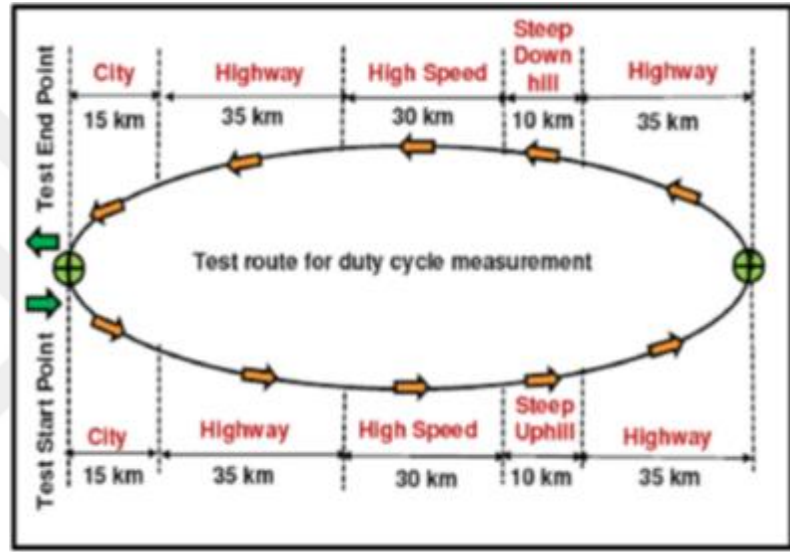
- ✓ P-Tstat termostatu: Soğutucu akışkanın radyatörden akışını 76°C gelene kadar engellemektedir.
- ✓ S-Tstat termostatu: Soğutucu akışkanın motor bloğunun soğutma ceketlerinden 114°C gelene kadar akışını engellemektedir.

Soğutucu akışkanlar devridaim pompasının çıkışından motor bloğuna ve silindir kapağına paralel bir akış olarak yönlendirilir. Silindir bloğunun soğutucu akışkanı S-Tstat termostat ile silindir kapağı bloğunda ise P-Tstat termostat ile kontrol edilir. P-Tstat, S-Tstat radyatöre gidiş, dönüş ve kalorifer giriş ve çıkış olarak hepsi Tstat bölmesi adındaki bir parçada birleştirilir. Bu tür bir soğutma sistemi sayesinde motor çalıştığında motor sıcaklığının hızlı bir şekilde optimum çalışma haline gelmesinden dolayı motor verimi artmaktadır. Bu aynı zamanda motor yağı sıcaklığını korumaya yardımcı olur. Bu tipteki termostatlar düşük (-23°C) ve aşırı (60°C) ortam sıcaklıklarında motor performansının daha iyileşmesine yardımcı olur. Söz konusu termostat Şekil 2.2’de açıklanmıştır.

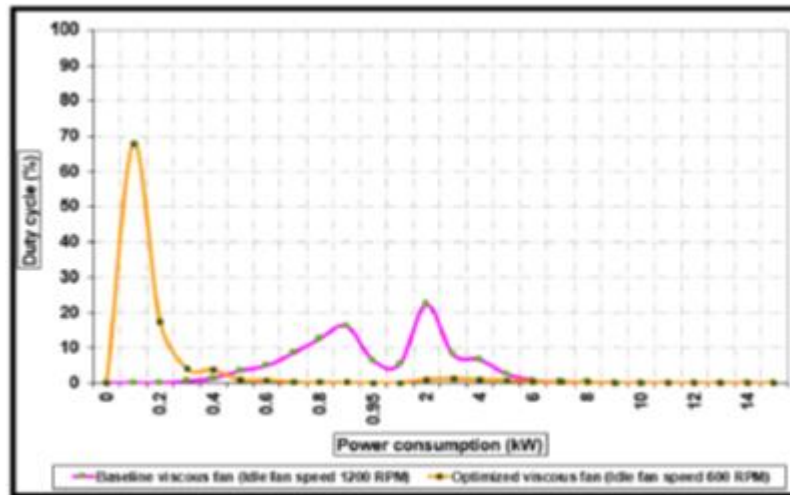


Şekil 2.2. Termostat gövdesi ve gövdedeki akış akımı

Phapale *et al.* (2015) düşük devirli viskoz fan ile daha az bir motor gücü tüketimine karşılık motorun ihtiyaç duyduğu performansı sağlanmak adına çalışmışlardır. Soğutma sistemi için hazırlanan test düzeneği Şekil 2.3'te verilmiştir. Bu çalışmada deneyler farklı fan hızlarında yapılmış olup, deneyler sırasında yakıt tüketimi %3 kadar iyileştirilmiştir. Yürütülen deneylerde normal durum ve optimize edilmiş yağlı debriyaj açısından fanın ne kadar enerji tüketmiş olduğu dair bilgiler Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.3. Soğutma sisteminin incelenmesi için test düzeneği



Şekil 2.4. Sürüş çevriminin tümünde fanın tükettiği gücün karşılaştırılması (normal durum ve optimize edilmiş yağlı debriyaj)

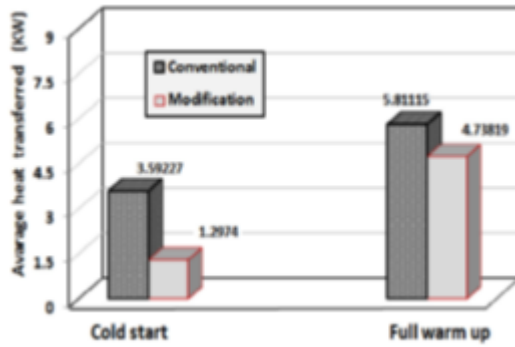
Aşağıdaki sonuçlar, fanın motordan tükettiği güç değerinin azaltılması için optimizasyon çalışmalarının sonucu olarak elde edilmiştir.

1. Fan hızı yakıt ekonomisinin gelişmesi için ve krank milindeki kayıpların azaltılması için ihtiyaç duyulan önemli bir parametredir.
2. Düşük devir hızlı viskoz fan motorun tam yükte çalışırken soğutma ihtiyacını tam olarak karşılayabilmektedir.
3. Motorun toplam soğutma sistemi ve giriş manifoldunda ki hava sıcaklığı bu tür bir fanla kabul edilebilir limitler arasında tutulur.
4. Yukarıda sözü edilen bir fanın toplam güç tüketimi 0,67 kW olmasına karşın yüksek devirli bir fanın toplam güç tüketimi 3,44 kW'tır. Bundan dolayı yakıt tüketimi %3 kadar iyileştirilmiştir.

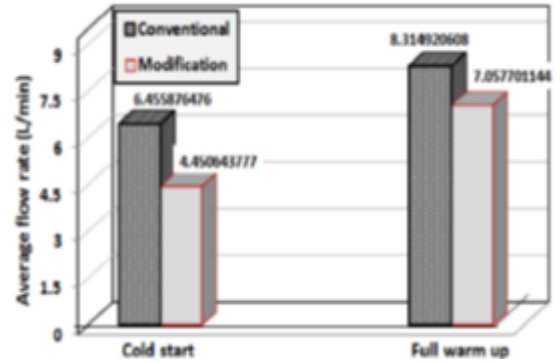
Mohamed (2016) değişken pozisyonlu elektromanyetik bir termostat ile motor sıcaklığını esnek bir şekilde kontrol etmek ve soğutucu akışkanın debisinin değişken olmasını sağlamak üzere bir çalışma yapmıştır. Yeni Avrupa Kullanım Çevriminde (NEDC) kullanılan ölçüm prosedürü küçük bir dizel motor üzerinde iki şekilde yapılmaktadır. Birincisi geleneksel sistem diğeri ise modifikasyon sistemidir. Deneysel sonuçlar, değişken pozisyonlu elektromanyetik termostat ve elektrikli devri daimin birlikte kullanılmasıyla motorun ısınma süresinin kısaldığını göstermektedir.

Sonuç olarak soğutucu akışkan debisinde ve egzoz bileşenlerinde (THC, CO₂, CO ve duman opasite) önemli derecede düşüşler olduğu görülmüştür. Ancak aksine NO_x emisyonu bu şartlar altında artmıştır.

Bu sonuçlar, modifikasyon ile sadece değişken pozisyonlu termostatı kullandığımızda motor sıcaklığı hızlı bir şekilde arttığı ve dizel motorun ısınma süresi 875s'den 625s 'ye kadar düşmesine sebep olduğunu göstermektedir. NEDC çevriminde geleneksel durumun ve değiştirilmiş soğutma sisteminin ısı transfer miktarının karşılaştırılması Şekil 2.5'te ve radyatörden geçen debilerin karşılaştırılması ise Şekil 2.6'da gösterilmiştir.

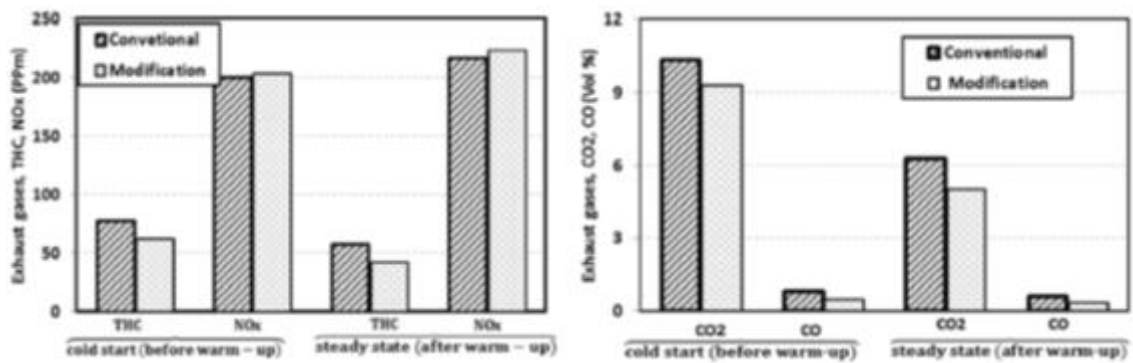


Şekil 2.5. NEDC çevriminde geleneksel durumun ve değiştirilmiş soğutma sisteminin ısı transfer miktarının karşılaştırılması



Şekil 2.6. Geleneksel durumun ve değiştirilmiş soğutma sisteminin radyatörden geçen debinin karşılaştırılması

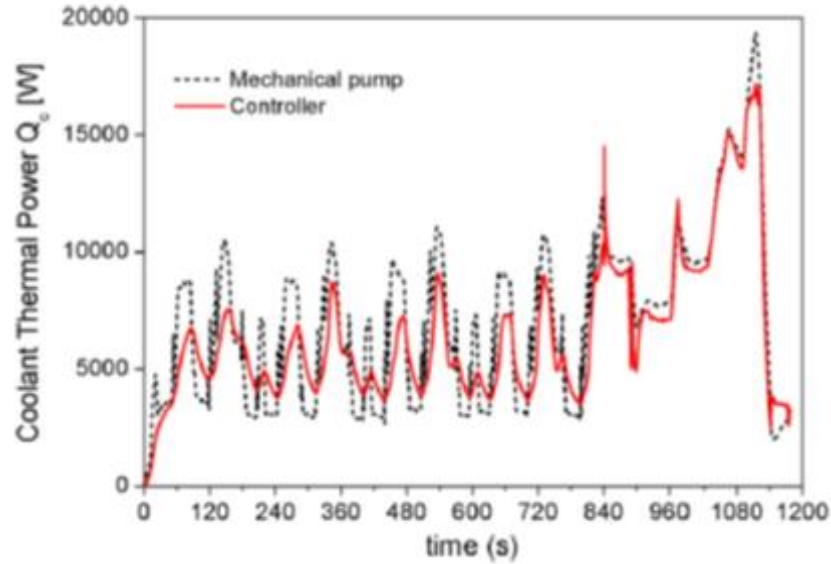
Bu modifikasyon soğutucu akışkan oranını soğuk çalışma sürecinde %23,5 den daha fazla ve kararlı halde ise %15,2 den daha fazla düşmesine sebep olur. Sonuç olarak modifikasyon sistemi soğutma sistemine transfer edilen ısıнын düşmesine ve termal kayıpların azalmasına neden olur. Modifikasyon sistemi geleneksel soğutma sistemleriyle karşılaştırıldığında dizel yakıt tüketiminin geçici şartlarda %9,7 ve kararlı durumda ise %5,2 azaldığı anlaşılmıştır. NEDC testinden elde edilen egzoz emisyon değerlerine ait grafikler Şekil 2.7’de verilmiştir.



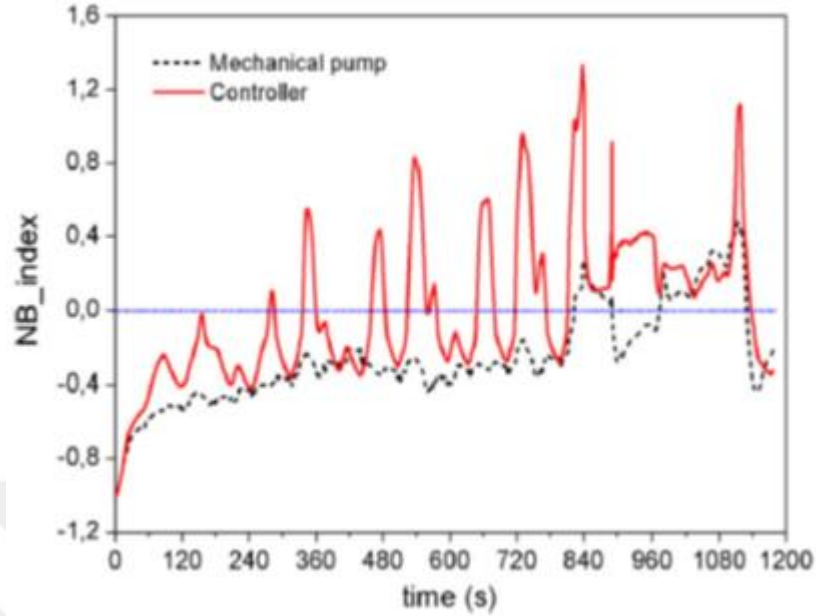
Şekil 2.7. Motorun geçici ve kararlı ısınmış durumların da, NEDC testinden elde edilen ortalama egzoz emisyonları

Castiglione *et al.* (2016) Sağlam Model Öngörülü Kontrol (SMÖK) yöntem tabanlı yenilikçi bir kontrol stratejisini motorun termal yönetiminin optimize edilmesine yönelik

çalışmışlardır. Bu stratejinin amacı soğutucu akışkanın bir elektrikli devridaim pompası ile ayarlanarak soğutma sisteminin tam olarak çekirdek kaynamanın başlamasıyla birlikte çalışmasını sağlamaktır. Önerilen bu strateji hem tek fazlı zorlanmış taşınımında hem de çekirdek ya da doymuş kaynamanın varlığında ısı transfer miktarını tahmin etmek amacıyla içten yanmalı motorun soğutma sisteminin dinamik bir modelini kullanmaktadır. Sonuçlara göre geliştirilen bu SMÖK model gürültülerin ortadan kaldırılmasında güçlü ve ısınma süresinin düşürülmesinde çok etkilidir. Ayrıca soğutucu akışkan oranının motor kararlı haldeyken standart mekanik pompalara göre %60 kadar düşmesine sebep olmaktadır. Motor duvar sıcaklığı bu yeni strateji ile çok hızlı bir şekilde artmaktadır. Bu duvar sıcaklığı referans olarak 120°C alınırsa bu yeni strateji standart mekanik pompaya göre 3 dakika daha hızlı olarak bu sıcaklığı elde etmektedir. Soğutucuya transfer edilen ısı miktarı ve indeks değerlerine ait grafiksel açıklamalar sırasıyla Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’da verilmiştir. Son olarak motor sıcaklığı bu düşük soğutucu akışkan oranlarında güvenli limitleri aşmamaktadır.

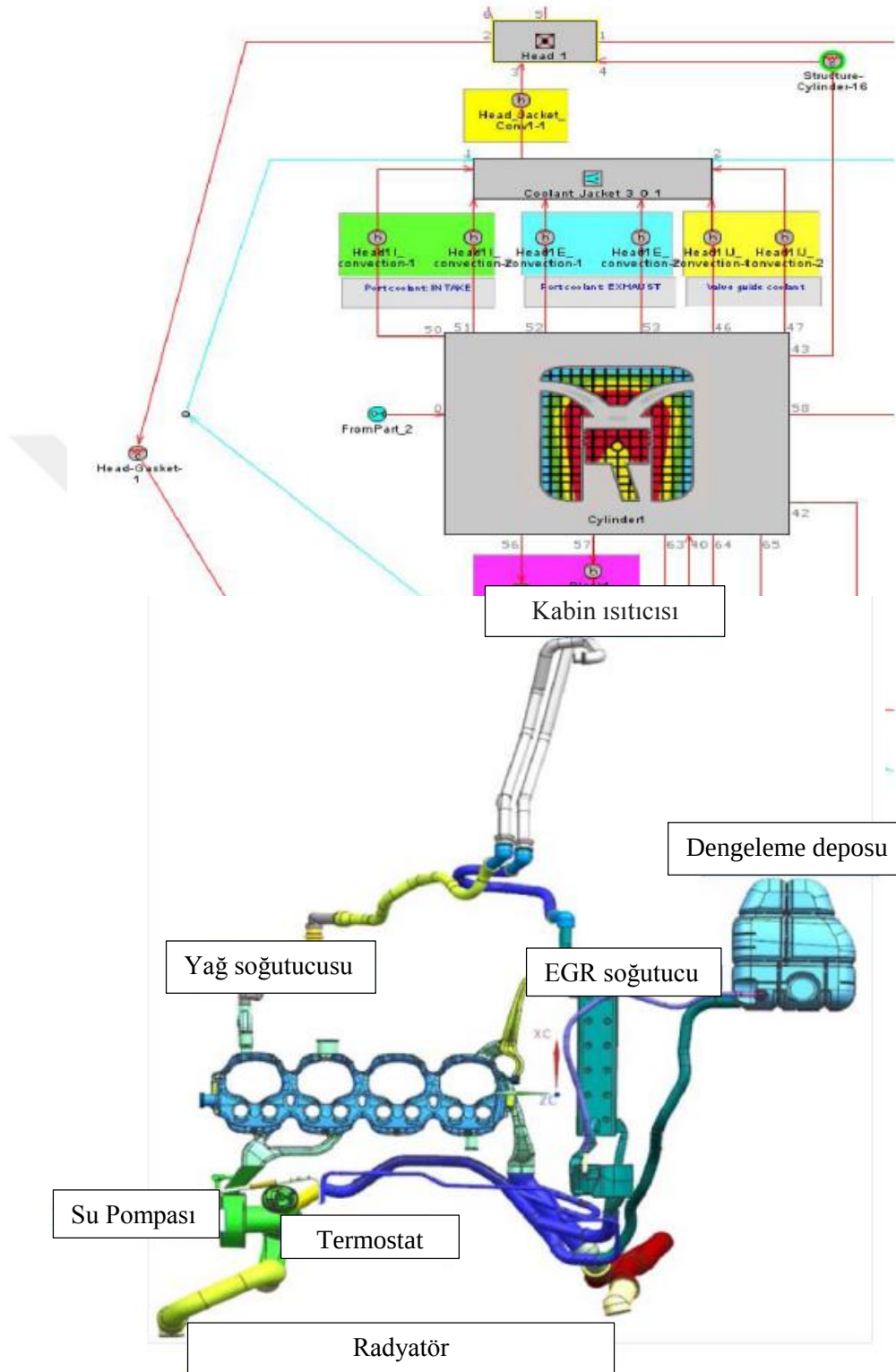


Şekil 2.8. Soğutucuya motor duvarlarından transfer edilen ısı gücü

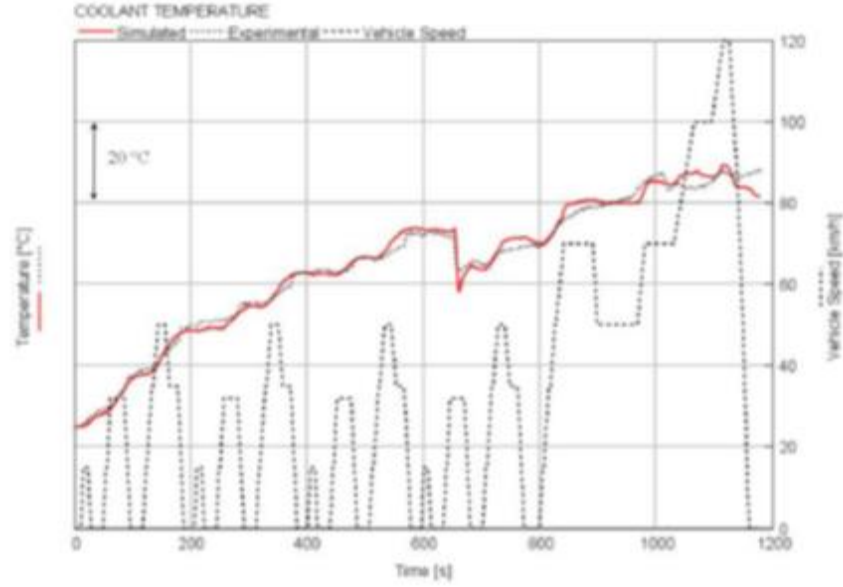


Şekil 2.9. Çekirdek kaynamanın indeksi

Millo *et al.* (2016) yaptıkları çalışmalarında elektrikli devridaim pompası ve elektrik kontrollü termostat gibi yeni termal yönetim teknolojilerini analiz etmişlerdir. Yaptıkları simülasyon aracılığıyla soğutma sisteminin farklı kontrol stratejileri etkisini değerlendirmişlerdir. Özellikle bu analiz yakıt tüketimini azaltma ve toplam motor verimini artırmak amacıyla motor ısınma süresi kontrolü için çözüm kabiliyetini değerlendirmesini mümkün kılmaktadır. Bu yüzden bu çalışmanın amacı sayısal bir yöntemin geliştirilmesiyle bir “sanal motor test düzeneği” kurmaktır. Böylece bu tezgâhla farklı termal yönetim stratejilerinin ısınma süresine etkisi araştırılabilmektedir. Simülasyonun anahtar özelliği, motor termal model ve motor model arasında eşleştirilmenin temsil edilmesidir. Sonuçta simülasyon ile yakıt tüketim ve emisyonların azaltılmasıyla birlikte motorun ısınma süresi üzerine farklı kontrollü su pompası stratejilerinin etkisinin incelenmesi muhtemel olmaktadır. Çalışmada yapılan tek boyutlu GT-suite modeli ve üç boyutlu CFD modelin birleştirilmesi Şekil 2.10’da açıklanmıştır. Ayrıca NEDC çevriminin üzerinde soğutucunun sıcaklık takip, siyah deneysel- kırmızı simülasyon grafiği Şekil 2.11’de verilmiştir.



Şekil 2.10. Tek boyutlu GT-Suit modeli ile üç boyutlu CFD modelinin birleştirilmesi



Şekil 2.11. NEDC çevriminin üzerinde soğutucunun sıcaklık takip, siyah deneysel-kırmızı simülasyon

Tao and Wagner (2016) çalışmalarında askeri aracın soğutma sisteminde optimum bir doğrusal olmayan denetleyici kullanmışlardır. Bu denetleyici, motorun tavsiye edilen sıcaklığı, fan, su pompası ve termostatin minimum güç tüketimi ile takip edilmiştir. Sıcaklık takibi ve enerjiyi koruma amacıyla, önerilen stratejiyi diğer stratejilerle karşılaştırmak için bir durum çalışması yapmışlardır. İlgili strateji, motorun tavsiye edilen sıcaklığını 0.35°C ortalama hata ile tahmin etmiş ve soğutma sisteminin tükettiği gücü yaklaşık %13 azaltmıştır. İki farklı sürücü devri ile yapılan bir durum değerlendirmesi, ilgili stratejinin en düşük takip hatasına ve en düşük dalgalanmasına sahiptir. Yaygın denetleyiciler ve klasik PI denetleyicilerle karşılaştırıldığında, soğutma sisteminin güç tüketimi açısından %13 güç düşüşüne sebep olmaktadır. Çizelge 2.1’de çalışma test koşulları ve simülasyon sonuçlarına yer verilmiştir.

Çizelge 2.1. Sayısal çalışma test koşulları ve simülasyon sonuçları

Deney No.	Sürüş Döngüsü	Soğutma Kontrol Algoritması	Sıcaklık İzleme Hatası, e_h [°C]		Soğutma Pompası Enerji Maliyeti [KJ]	Radyatör Fan Enerji Maliyeti [KJ]	Toplam Enerji Maliyeti [KJ]
			Zirve	Ortalama			
1	Kentsel saldırı	Optimal Lineer Olmayan	3,8	0,35	61,5	162,4	223,9
2		Durum Akışı	5,9	1,33	311,4	1478,5	1789,9
3		Klasik PI	4,2	0,45	36,5	219,6	256,1
4	Konvoy Escort	Optimal Lineer Olmayan	2,1	0,34	159,6	439,5	599,1
5		Durum Akışı	5,3	1,76	636,5	3085,4	3721,9
6		Klasik PI	5,7	0,79	50,8	643,9	694,7

Tang *et al.* (2016) farklı simülasyon cihazlarından yararlanarak bir metodoloji geliştirmişler ve bu metodoloji sayesinde, aracın ısı yönetimi sistemini değerlendirme imkanı bulmuşlardır. Bu metodoloji sayesinde, turbo benzinli bir motora (2.0 L ve 120 KW), soğutma sistemi, yağlama sistemi, güç üretimi sistemi, HVAC sistemi, emme ve egzoz sistemlerinin modeli tasarlanmıştır. Bu toplam modeliyle aracın geçici ısınma süresi belli bir sürüş çevriminde (NEDC) incelenmiş, yakıt tüketimine anahtar parametrelerin etkisi araştırılmış ve sonunda yakıt tasarrufu için en iyi değişiklikler tespit edilmiştir. Elde edilen yakıt tüketimi sonuçları termostat, radyatör ve HVAC sistemi için sırasıyla Çizelge 2.2, Çizelge 2.3 ve Çizelge 2.4'te açıklanmıştır.

Çizelge 2.2. Çeşitli Termostatların İlk Sıcaklıklar için NEDC üzerinde simüle edilmiş yakıt tüketimi

Gözlemlenen Değer	Termostatın Başlangıç Sıcaklığı (°C)	Soğuk başlangıç	Sıcak Başlangıç
Yakıt Tüketimi (g)	75	893,239	850,584
	80	892,504	848,086
	85	891,913	846,253

Çizelge 2.3. Çeşitli Radyatör Boyutu için NEDC üzerinde simüle edilmiş yakıt tüketimi

Radiator Size			Yakıt Tüketimi (g)
Uzunluk (mm)	Yükseklik (mm)	Alan (mm ²)	
500	450	0,225	846,753
550	500	0,275	848,086
600	550	0,33	851,876

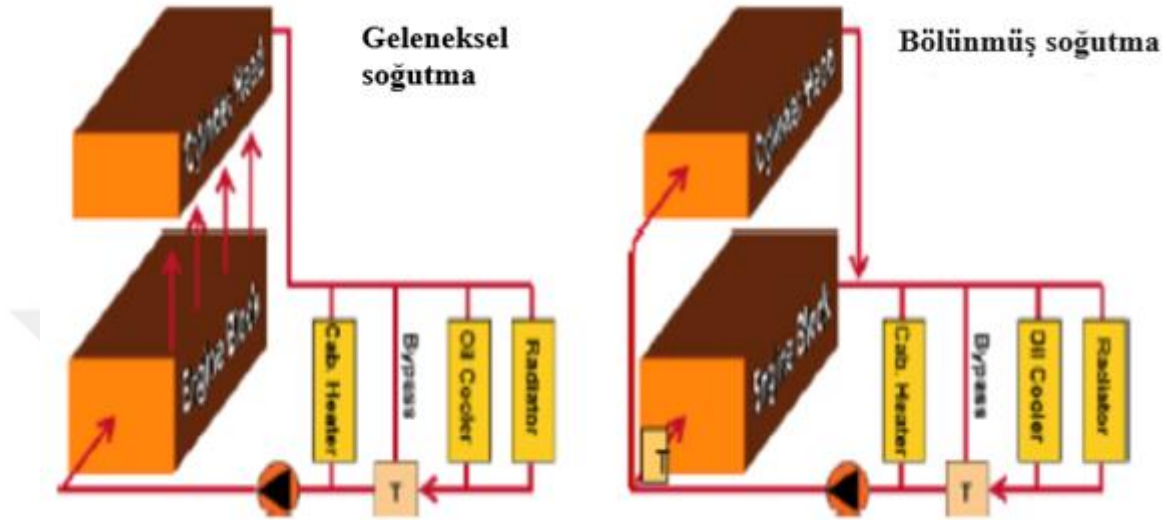
Çizelge 2.4. HVAC sisteminin çeşitli parametre için NEDC üzerinde simüle edilmiş yakıt tüketimi

Parametre	Değer	Motorun Ortalama Mekanik Gücü (kW)	Yakıt Tüketimi (g)
Kompresör maksimum deplasmanı (mm)	130	5,55	840,439
	150	5,67	848,086
	170	5,75	852,708
Evaporatör plakası yüksekliği (mm)	200	5,64	844,059
	250	5,67	848,086
	300	5,69	848,976

Söz konusu motorda elde edilen sonuçlara göre, termostatin açılması için en uygun sıcaklığın 85°C olduğu gözlenmiş, radyatörün boyutu 500*450 mm küçültülmüş, HVAC kompresörünün maksimum deplasmanı 130mm'ye düşürülmüş ve buharlaştırıcının boyutu 200 mm'ye ayarlanmıştır.

Liu *et al.* (2016) yürüttükleri çalışmada, aracın kendi modelini, soğutma sistemini, yağlama sistemini ve motorun sürtünmeyle alakalı bütün parçalarını içeren modelin dahil olduğu bir boyutlu termal yönetim modeli kurulmuş ve modelin bütün bu parçaları birbirine bağlanıp elde edilen model deneysel testlerde kalibre edilmiştir. Elektrikli pompa, ayrık soğutma, kontrollü yağ pompası, kontrollü termostat ve elektrikli pompa ile birlikte ayrık soğutma modelleri ayrı ayrı bu modele eklenerek yakıt tüketimine etkileri

NEDC sürüş çevriminde incelenmiştir. Söz konusu soğutma sistemlerinin karşılaştırılması Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Geleneksel ve bölünmüş soğutma sistemlerin karşılaştırılması

Geleneksel termostatla karşılaştırıldığında kontrollü termostat çevrimin sıcak bölgesinde %0.312, soğuk bölgesinde ise %0.225 oranında yakıt ekonomisi sağladığı belirtilmiştir. Kontrollü yağ pompası kullanılarak çevrimin sıcak bölgesinde %1.421, soğuk bölgesinde ise %1.416 oranında yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Elektrikli pompa ile çevrimin sıcak bölgesinde %0.443 soğuk bölgesinde %0.942 yakıt ekonomisi elde edilmiştir. Ayrık soğutmanın yakıt ekonomisine etkisi sıcak bölgede %0.451, soğuk bölgede ise %0.979 olarak görülmüştür. Elektrikli pompa ile ayrık soğutma aynı anda kullanıldığında yakıt ekonomisine etkisinin çevrimin sıcak bölgesi için %0.579 ve soğuk bölge için %1.16 olduğunu görmüşlerdir. Çalışmada yer alan bütün karşılaştırmalar Çizelge 2.5’te özetlenmiştir.

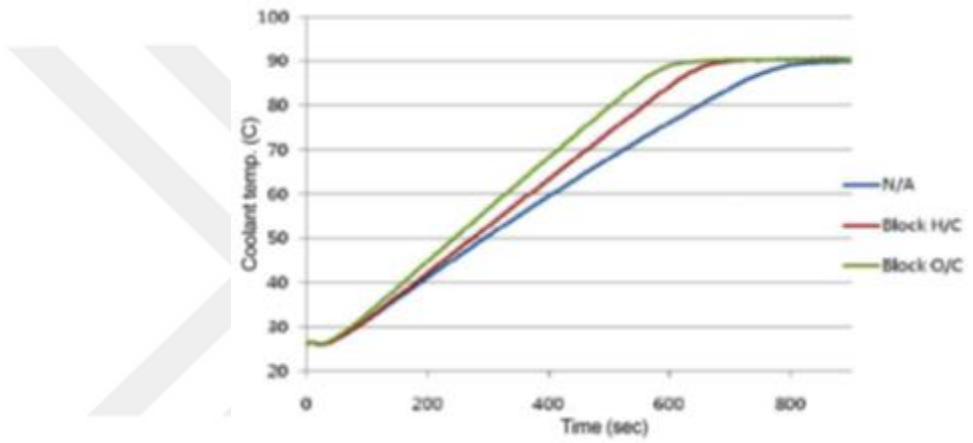
Çizelge 2.5. Tüm teknolojilerin karşılaştırılması

	NEDC Soğuk	NEDC Sıcak
	Yakıt tüketimi için fayda (%)	Yakıt tüketimi için fayda (%)
Harita kontrollü termostat	0,225	0,312
Elektrikli su pompası	0,942	0,443
Değişken yağ pompası	1,416	1,421
Bölünmüş soğutma	0,979	0,451
Elektrikli su pompası ile bölünmüş soğutma	1,16	0,579

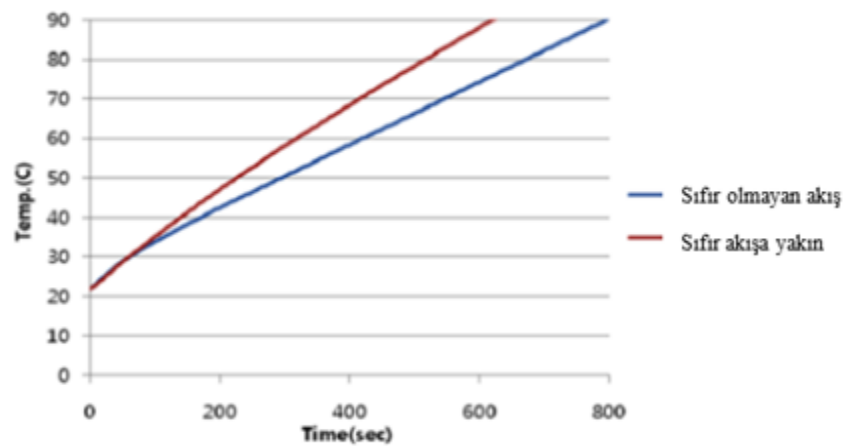
Banjac *et al.* (2014) çalışmalarında temel amacın, ayırık soğutma sistemine sahip bir motorun soğutma modeli ile yağlama modelinin birbirine olan etkilerinin incelendiği görülmektedir. Doğrulaması yapılmış bir mekanik su pompası modelinden yararlanılarak elektrikli pompanın etkisi analiz edilmiştir. Farklı hız profillerine sahip iki farklı sürüş çevrimi için bu analiz yapılmıştır. Böylelikle elektrikli pompanın ne derece motor parçalarına etki ettiği belirlenmiştir. Yapılan deneylerde özel bir ECU yardımıyla motor gücü ile soğutucu akışkanın sıcaklığı göz önüne alınarak elektrikli pompanın devri kontrol edilmiştir. Bu çevrimler için elde edilen sonuçlar elektrikli pompanın yakıt tüketimine etkisinin çok az (%0.75 ile %1.1 arasında) olduğunu göstermiştir. Elektrikli pompa kullanımı ısınma süresini azaltmış ve dolayısıyla yanma odasının ortalama sıcaklığının az miktarda arttığı gözlenmiştir. Tüm bunların termal verimi bir miktar artırdığı belirtilmiştir. Ayrıca yanma odasının ortalama sıcaklığının artması egzoz gazlarının çıkış sıcaklığının artmasına neden olmuş ve dolayısıyla katalitik konvektörün erken devreye girmesini sağlamıştır. Aracın düşük hızlarda kullanıldığı durumlarda elektrikli pompa mekanik pompaya göre daha az güç tükettiği için yüksek hızlara oranla yakıt tasarrufu daha yüksek olduğunu söylemişlerdir.

Kim *et al.* (2010) çalışmalarında bir dizel motor üzerinden alınan sıcaklıklar ile doğrulanan model kullanılarak, geliştirilen iki yeni soğutma stratejinin kullanımı incelenmişlerdir. Elde edilen sonuçlar, elektrikli pompa ve valfler kullanarak soğutma sisteminin aktif kontrolü ile soğuk şartlarda çalıştırma durumunda ısınma süresinin, yakıt tüketiminin ve emisyonların azaldığını göstermiştir. Ayrıca bu çalışmada, soğutucu

akışkanın sıcaklığının 85°C 'den 105°C 'ye çıkarıldığı durumda, THC ve CO emisyonlarının sırasıyla %10 ve %4 oranında düştüğü ve özgül yakıt tüketiminin de %3 azaldığı belirtilmiştir. Yine yapılan deneylerde soğuk şartlarda çalıştırma durumunda pompa çalıştırılmazsa ısınma süresinin %25 kısılacağı ifade edilmiştir. Soğutma suyu sıcaklığının sıfır akış stratejisine olan etkisi Şekil 2.13'te gösterilmiştir. Ayrıca motorun yağ soğutucusu kontrol stratejisi ile soğutucu ısınma süresinin azaltılması arasındaki ilişki Şekil 2.14'te verilmiştir.

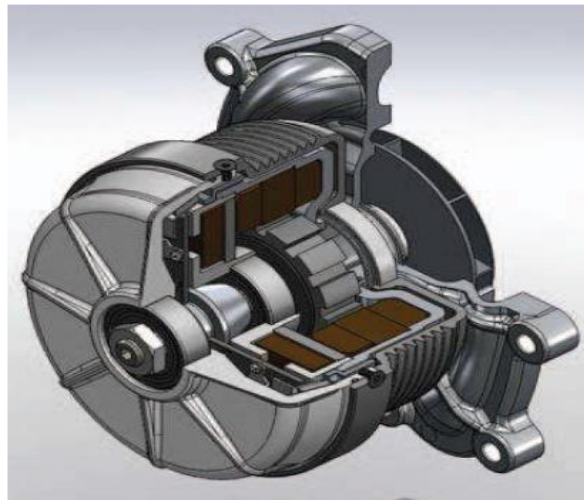


Şekil 2.13. Soğutma suyun sıcaklığına sıfır akış stratejisinin etkisi

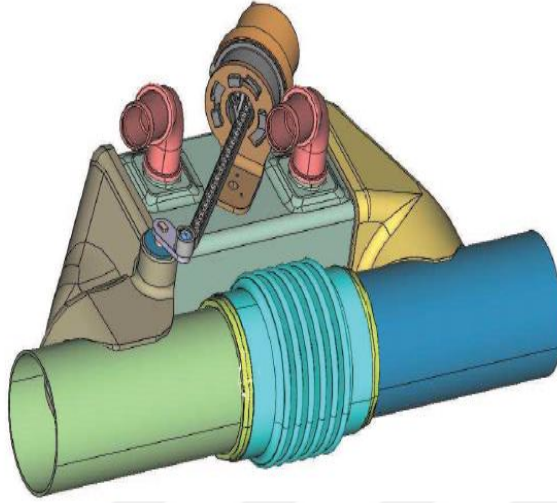


Şekil 2.14. Motorun yağ soğutucusu kontrol stratejisinin, soğutucu ısınma süresinin azaltılmasına olan etkisi

Shutty and Pinto (2013) çalışmalarında ticari bir araca ileri termal yönetim sistemi kurulduktan sonraki durum için araştırma bulgularına yer vermişlerdir. Soğutma sisteminin farklı elemanlarının, farklı tasarımlarının ve farklı kontrol stratejilerinin termal verim ve yakıt ekonomisi üzerindeki etkilerini farklı sürüş çevrimlerinde (FTP, NEDC ve US06) incelemişlerdir. Sonuçlarını hem GT Suite programından hem de araç üzerinde elde etmişlerdir. Yürüttükleri çalışmada ileri termal yönetim sistemini kurabilmek için kombine bir su pompası kullanmışlardır. Bu su pompası bir kayış vasıtasıyla motora bağlı olduğu gibi aynı zamanda da DC motora bağlıdır. Kullanılan elektrikli bir debriyaj sayesinde motor tam yükte iken su pompası gücünü motordan almaktadır. Diğer durumlarda elektrikli debriyaj su pompasını motordan ayırır ve pompa gücünü DC motordan alır. Motor sıcaklığını optimum seviyede tutabilmek için değişken hızlı bir fan da kullanılmıştır. Ayrıca soğutma sisteminde termostat yerine kontrol edilebilir bir valf kullanmışlardır. Bu valf sayesinde motorda waxlı, elektrikle ısınan ve tamamen kontrol edilir termostat şartlarında deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada bahsedilen su pompasına ait görsel resim Şekil 2.15'te verilmiştir. Egzoz hattında katalitik konvektörden sonra kullandıkları bir eşanjörde soğutma suyunu ısıtmaya çalışmışlardır. Bu eşanjör soğuk şartlarda çalıştırma durumunda devreye girerek ısınma süresini azaltmış ve motor kararlı halde iken de by-pass yapmaktadır. Egzoz hattın yerleştirilmiş olan eşanjöre ait şematik resim Şekil 2.16'da gösterilmiştir.



Şekil 2.15. İki modlu su pompası



Şekil 2.16. Egzoz hattındaki eşanjör

Elde edilen sonuçlara göre motor ilk çalıştığında su pompası çalışmadığından suya olan ısı transferi azalmış, silindir cidarlarındaki yağın sıcaklığı artmıştır. Dolayısıyla sürtünme azalmış ve yanma performansı artmıştır.

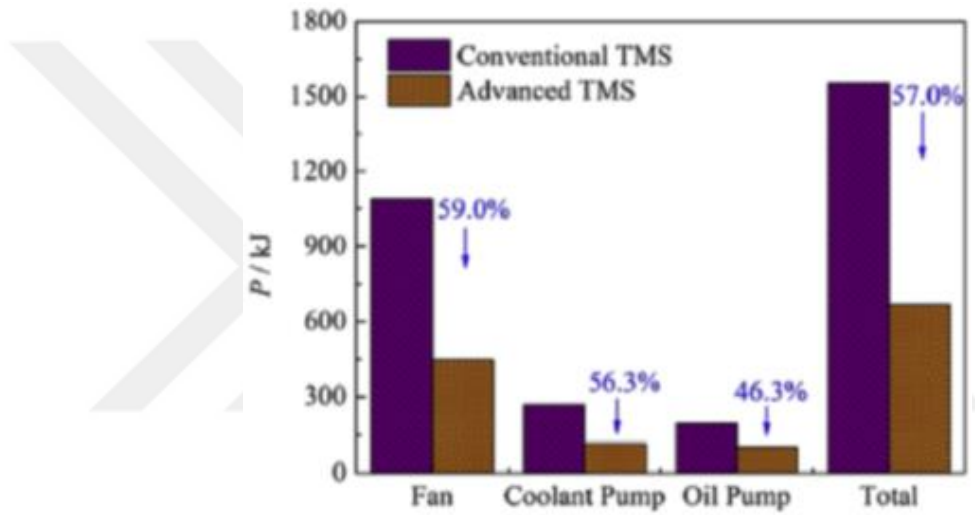
Sürüş çevrimlerinde su pompası düşük hızlarda çalıştırılarak hem motorun gömlek sıcaklığı artırılmış hem de su pompasının kullandığı güç azaltılmıştır.

Zhou *et al.* (2015) yapmış oldukları araştırmada, dizel motorda optimum ısı koşullarını ve düşük güç tüketimini elde etmek için ileri termal yönetim sisteminde kontrol edilebilen elektrikli pompalar (yağ ve su pompası), fan ve valfler kullanmışlardır. Bu amaçla bir boyutlu geçici bir sayısal model üretilmiştir.

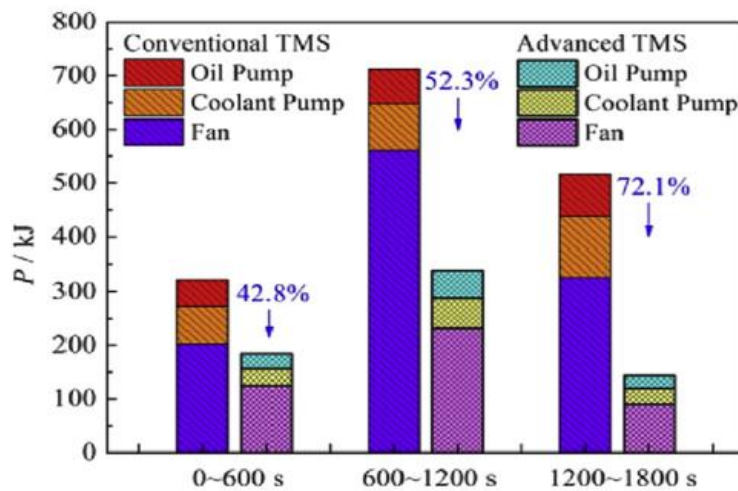
Bu modelde soğutma devresi ile yağlama devresi birbirine kombine edilmiştir. Pompalar için ileri besleme, fan ve valfler için de geri besleme kontrol stratejisi kullanılmıştır. Ayrıca motorun ısınma periyodunda daha çabuk ısınabilmesi için de bir kontrol stratejisi önerilmiştir. Eski sistem ile kendi önerdikleri stratejiyi kullandıkları sistemi, Avrupa sürüş çevriminde denemişler ve sonuçları karşılaştırdıklarında kendi stratejilerinin motor sıcaklığının kontrolünde büyük bir potansiyele sahip olduğunu görmüşlerdir.

Çalışmalarında geleneksel ve gelişmiş soğutma sistemleri arasındaki güç tüketim kıyaslamasına yönelik veriler Şekil 2.17’de bir grafikte açıklanmıştır.

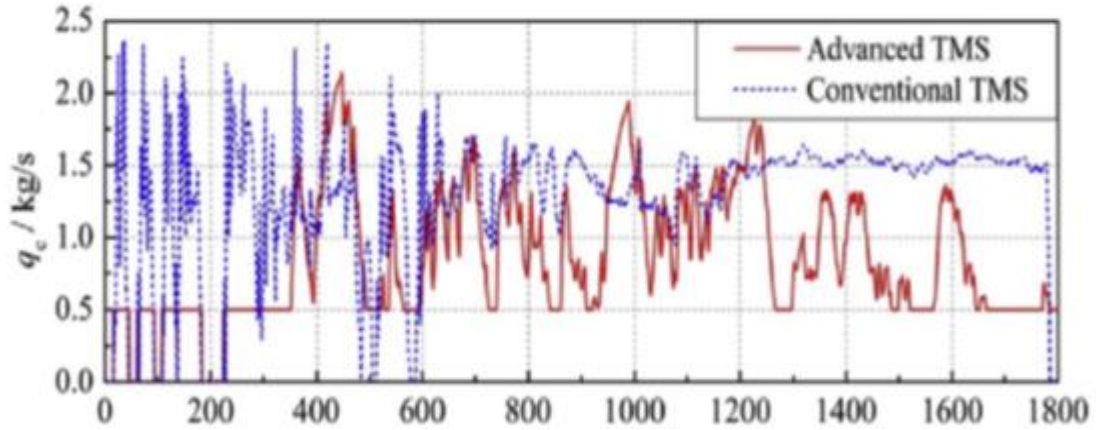
Bu çevrimin ortalama güç tüketimi %57 oranında azalmıştır. Bu azalmanın sebebi sistemdeki elektrikli parçaların daha esnek bir şekilde kontrol edilmesinden kaynaklanmaktadır. Güç tüketimine ilişkin sonuçlar grafik halinde Şekil 2.18’ de ve soğutucu suyun debisine ilişkin bilgilere ise Şekil 2.19’da yer verilmiştir.



Şekil 2.17. Geleneksel ve gelişmiş soğutma sistemlerin arasındaki güç tüketimlerin karşılaştırılması



Şekil 2.18. Farklı zaman dönemlerinde geleneksel ve gelişmiş soğutma sistemlerin arasındaki güç tüketimlerin karşılaştırılması

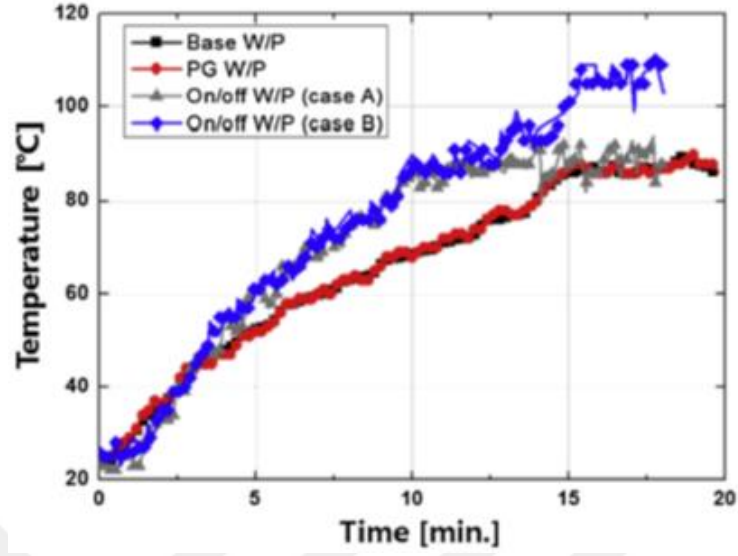


Şekil 2.19. Geleneksel ve gelişmiş soğutma sistemlerin arasındaki soğutucu suyun debisinin karşılaştırılması

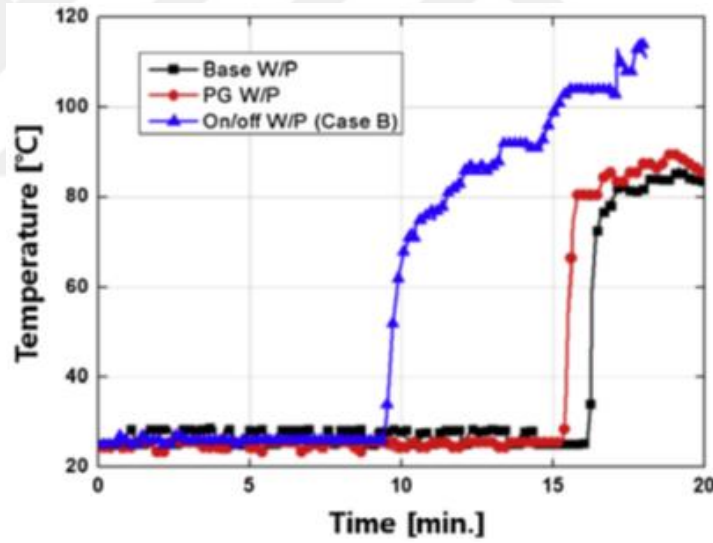
Shin *et al.* (2013) yaptıkları deneysel çalışmada soğutma su akışını kontrol etmek için elektromanyetik debriyajı olan iki farklı su pompasını denemişlerdir. Su pompalarından birisi, güneş dişlisi yardımıyla pompanın dönme hızını normal pompalara göre %65 düşürmektedir. Diğeri ise on/off şeklinde çalışan ve istenildiğinde kapatılabilen bir pompadır. Bu pompaların ısınma süresine etkileri NDEC’te incelenmiştir. Şekil 2.20’de silindir cidar sıcaklıklarının değişim grafiği verilmiştir.

Deneylelerden elde edilen sonuçlara göre soğutma suyu sıcaklığının 80°C’ye ulaşması için geçen süre normal pompalara kıyasla birinci pompada %7.3, ikinci pompada %24.7 azalmıştır. Radyatör soğutma suyu sıcaklıklarını temsil eden değişim grafiği Şekil 2.21’de verilmiştir.

Normal pompalara oranla birinci pompada %1.7, ikinci pompada ise %4’lük bir yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Bu avantajlarından dolayı soğutma sisteminin optimizasyonunda debriyajlı pompalara elektrikli pompalar gibi önem verilmelidir.



Şekil 2.20. Silindir cidar sıcaklığı

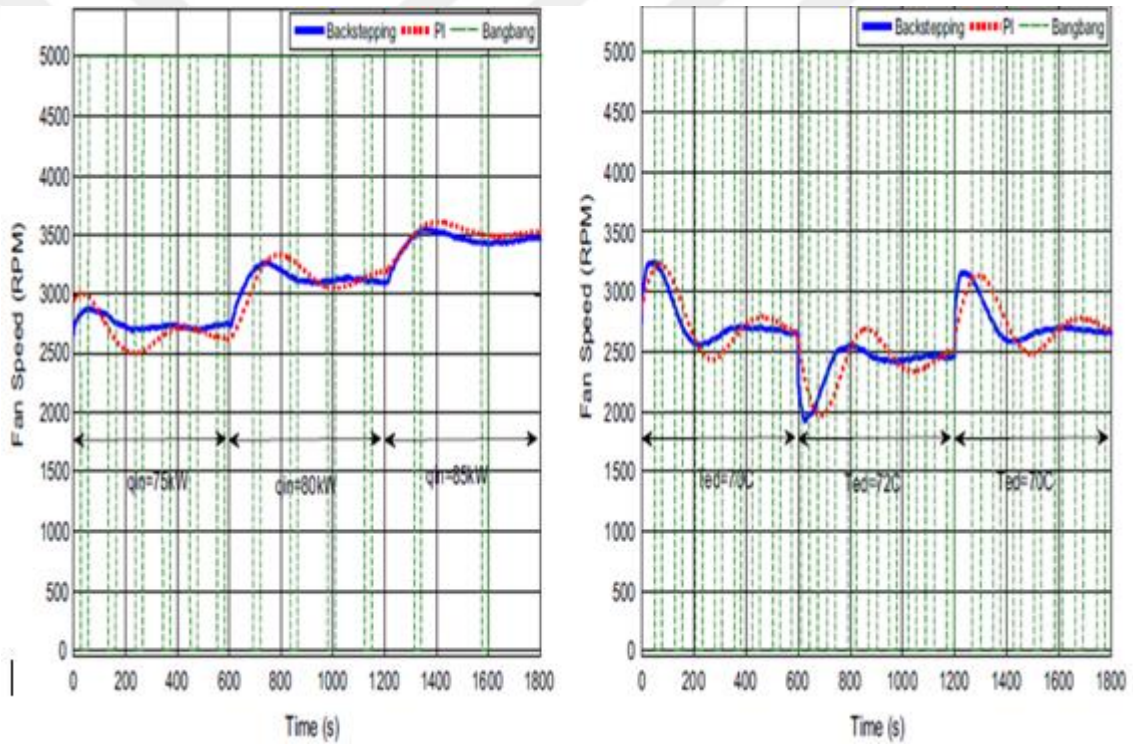


Şekil 2.21. Radyatör giriş sıcaklığı

Wang and Wagner (2015) yürüttükleri araştırmada mekanik su pompası ve fan yerine kontrollü servo motorların, wax'lı termostatin yerine ise üç yollu kontrollü bir valfin kullanılması durumunda ortaya çıkan etkiler incelenmiştir. Fan kontrolü için Lyapunov doğrusal olmayan kontrol stratejisi kullanılmıştır. Kapalı döngünün geri beslemesi için indirgenmiş mertebeden matematik model kullanılmıştır. Uyarlamalı geri adımlamalı denetim yöntemi kullanılarak kontrol işareti elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar ileri kontrol stratejisinin, motor sıcaklığını 0.12°C farkla izlediğini göstermiştir. Şekil

2.22’de farklı kontrol stratejilerinde fan hızının karşılaştırmasına yönelik sonuçlar verilmiştir.

Doğrusal olmayan kontrolcü ile güç tüketimi ve motor sıcaklığını izleme konusunda klasik PI veya Bang-Bang kontrolcüsüne göre daha iyi bir sonuç elde edilmiştir. Ayrıca bu kontrolcü diğerlerine göre daha az hatayla çalışmakla beraber salınımı düşüktür ve değişen şartlara daha hızlı uyum sağlar. Fanın güç tüketimi dikkate alındığında en az güç tüketiminin yine bu stratejinin kullanıldığı durumda ortaya çıktığı görülmüştür.

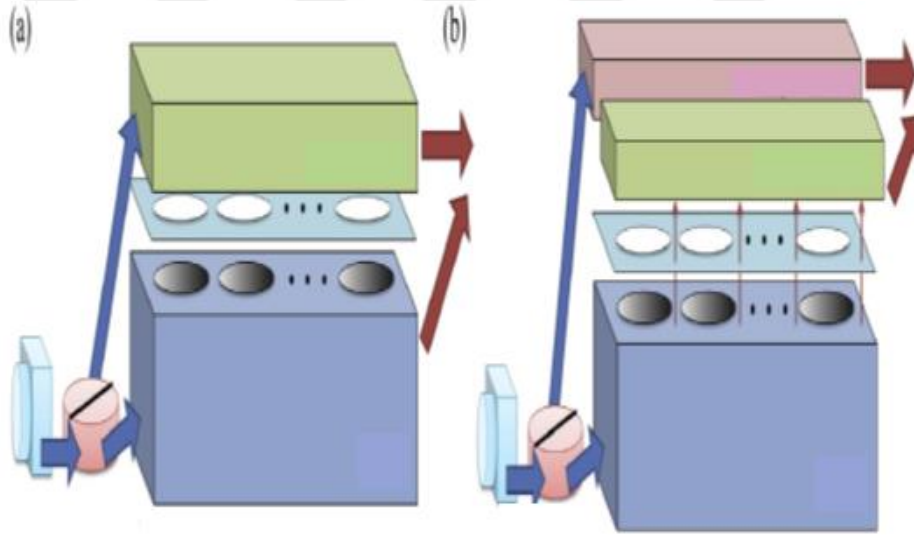


Şekil 2.22. Farklı kontrol stratejilerinde fan hızının karşılaştırmak

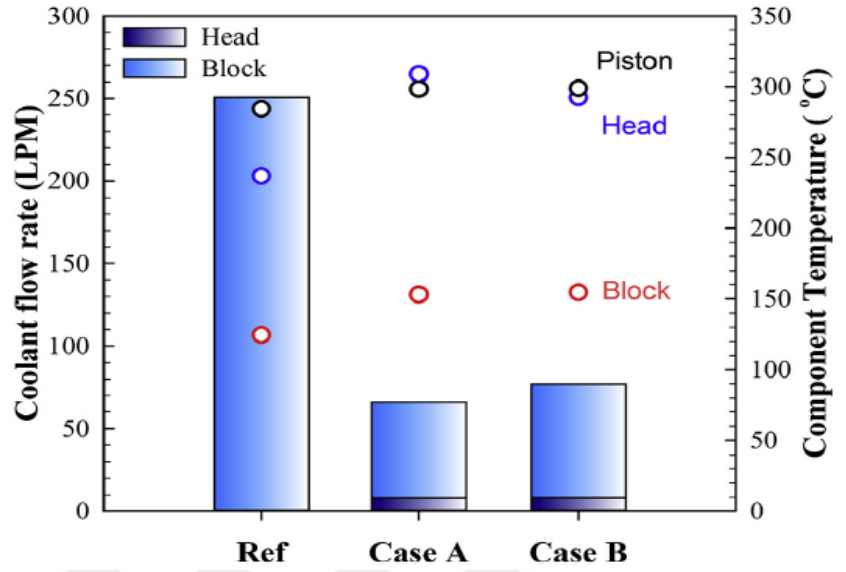
Kang *et al.* (2015) soğutma sisteminin motorun en sıcak bölgesine göre tasarlandığını ve bundan dolayı da gereğinden fazla suyun pompalandığını ifade etmişlerdir. Bu sebeple yaptıkları çalışmada silindir kapağı ile bloku ayrı ayrı soğutabilecek iki farklı devreye sahip soğutma sistemi tasarlanmış ve bu konu üzerinde ısı yönetim analizi yapılmıştır. Önerilen tasarımı incelemek için deneysel verilerle doğrulanan kapsamlı bir ısı yönetim

modeli kullanılmıştır. Bu tasarımı daha avantajlı hale getirebilmek için servo motorlu supap ve değişken hızlı su pompası da soğutma sistemine eklenmiştir.

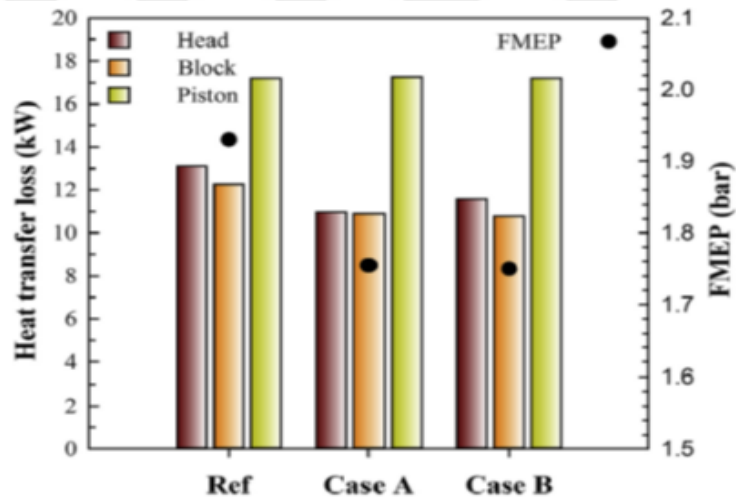
Yapılan analizler motor kısmi yükte çalıştırılırken normal sistemlerde kullanılan soğutma suyu debisinin %30'unun bu tasarım için yeterli olduğunu göstermiştir. Bu tasarım sayesinde sürtünme sebebiyle olan kayıp %10 ve kaybedilen ısı transferinde yaklaşık %8 azalmadan dolayı ısı verim %3 artmıştır. Yine bu tasarım ile soğutucu debisinin optimum kontrol edilmesi ile motorun ısınma süresi ve silindirler arası sıcaklık farkı düşmektedir. Normal sistemlerde sadece soğutucu akışkanın debisini değiştirmekle motorun ısınma süresi %30 azalmakta, önerilen bu sistemin kullanılmasıyla bu süre %5 daha da kısalmaktadır. Söz konusu çift döngülü soğutma yapısı şematik olarak Şekil 2.23'te verilmiştir. Çalışmada önerilmiş olan stratejiye ile sistem özellikleri arasındaki bilgiler Şekil 2.24'te ve enerji kaybına ilişkin sonuçlar ise Şekil 2.25'te verilmiştir.



Şekil 2.23. Çift döngü soğutma yapısının şematik olarak gösterilmesi



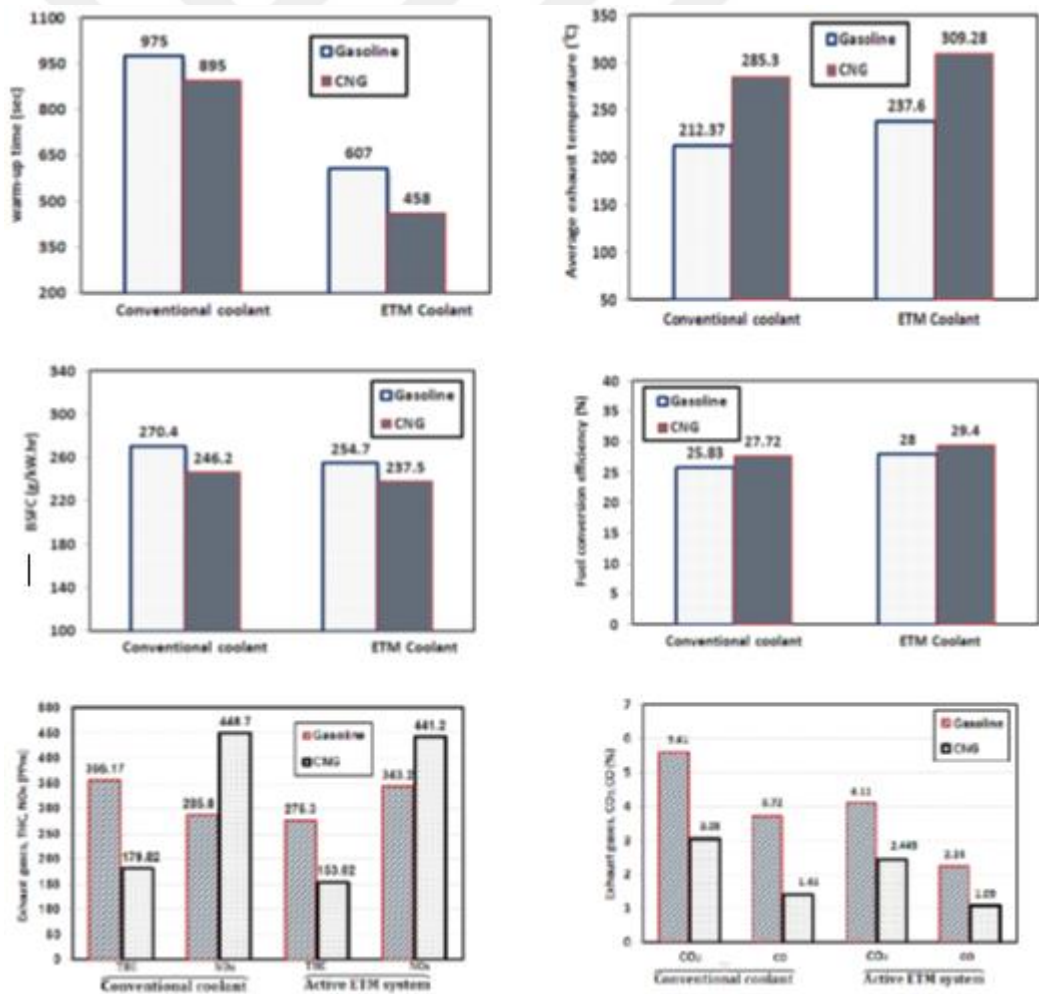
Şekil 2.24. Önerilen stratejisi ile sistem özellikleri



Şekil 2.25. Enerji kaybı

Mohamed (2016) yaptığı çalışmada deneysel bir yöntem ile normal ve aktif soğutma sistemlerinin özgül yakıt tüketimi, yanma verimi, silindir basıncı, ısı yayılım hızı ve egzoz emisyonları (THC, CO, CO₂ ve NO_x) üzerindeki etkilerini incelemek için iki farklı yakıt (benzin ve doğal gaz) kullanarak kapsamlı bir analiz gerçekleştirmiştir. Elde edilen sonuçlara göre aktif soğutma sisteminde özgül yakıt tüketimi benzin kullanılırken %5.82, doğal gaz kullanılırken %3.53 azalmaktadır. Yine eski sisteme göre aktif sistemde yanma verimi benzinde %7.8, doğal gazda %5.7 artmaktadır. Aktif sistemin egzoz emisyonlarını

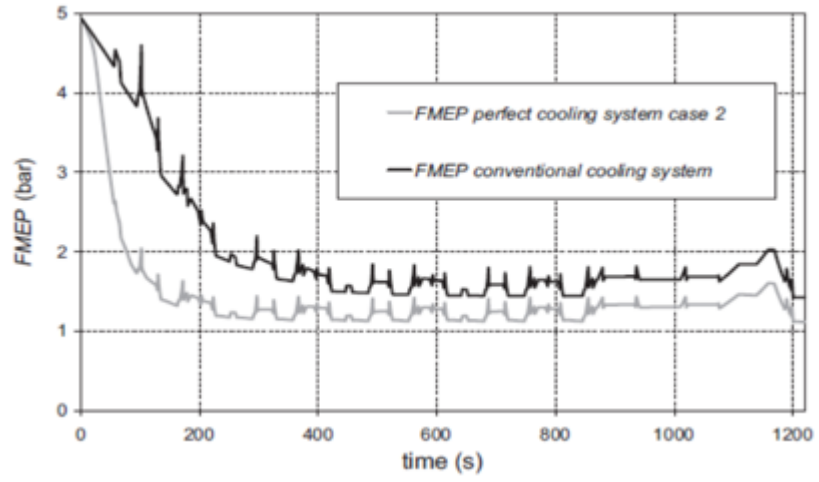
azaltmada büyük bir katkı sağladığı görülmüştür. THC benzinde %29.2, doğal gazda %14.6, CO₂ emisyonu benzinde %26.7, doğal gazda %18.7, CO emisyonu benzinde %39.8, doğal gazda %22.7 azalmıştır. Ancak NO_x değeri doğal gazda %1.7 azalırken benzinde %16.7 artmıştır. Ayrıca aktif soğutma sistemi normal sistem ile karşılaştırıldığında silindir içi maksimum basınç miktarı benzinde %4.5 ile %8.6 arasında, doğal gazda ise %6 ile %7.8 arasında artış göstermektedir. Isı yayılım hızları karşılaştırıldığında ise benzinde %5.7 ile %9.6 arasında, doğal gazda ise %5 ile %8 arasında bir artış gözlenmiştir. Şekil 2.26’ da geleneksel ve aktif soğutma sistemleri için motorun çeşitli parametrelerinin kıyaslanması ile elde edilen grafikler verilmiştir. Ayrıca aktif sistemde yanmanın daha erken başladığı belirtilmiştir.



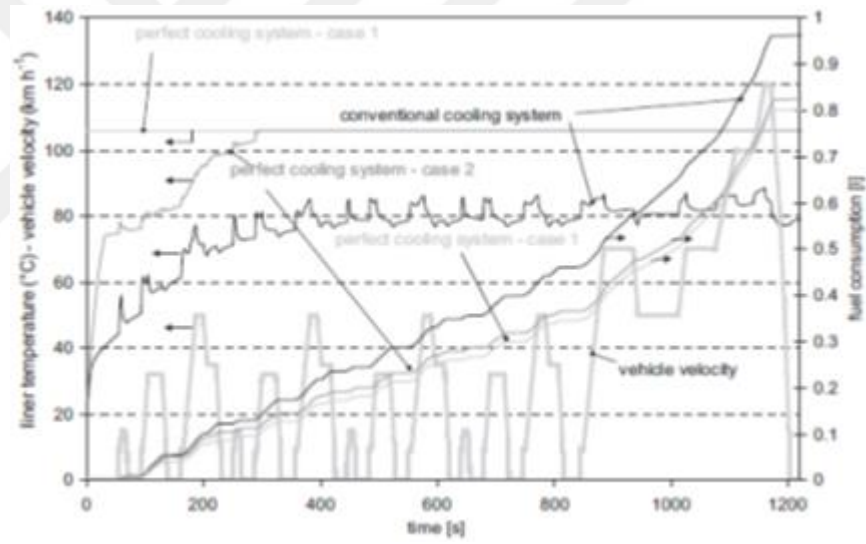
Şekil 2.26. Geleneksel ve aktif soğutma sistemlerine motorun çeşitli parametrelerini kıyaslanması

Caresana *et al.* (2011) çalışmalarında belirli şartlarda çalışan bir aracın tükettiği minimum yakıt miktarını hesaplamak için bir metot geliştirmiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlar, farklı soğutma sistemlerini karşılaştırmada referans olarak kullanılmaktadır. Çalışmada kullanılan araç üzerinde farklı sürüş çevrimlerine dair simülasyon yapılmıştır. Motor modelinde güç üretim kısmı ve soğutma sistemi detaylandırılmış ve simülasyon için araç modeliyle birleştirilmiştir. AVL firmasının BOOST programı yardımıyla motorun ilk analizi yapılmış ve aracın toplam yakıt tüketimi klasik bir soğutma sistemine ve yeni (akıllı) bir soğutma sistemine göre ayrı ayrı hesaplanarak elde edilen yakıt tasarrufu için karşılaştırmalar yapılmıştır. İçten yanmalı bir motora sahip araçta yeni soğutma sistemiyle elde edilen yakıt tasarrufu, soğutma sistemi tasarımına, parçaların türü ve kalitesine ve kontrol tekniklerine bağlı olduğu vurgulanmıştır. Yapılan bu çalışmada öncelikli amaç, yakıt tasarrufuna etki eden soğutma sisteminin özelliklerinin belirlenmesidir. Bu çalışmada yeni soğutma sistemi iki farklı durumda incelenmiştir. Bunlardan ilki, motorun çok hızlı şekilde ısınması ve sabit sıcaklıkta çalışmasına devam ettiğinin kabul edilmesi, diğer bir durum ise gerçek duruma daha yakın olan motor ısınma süresinin adyabatik şartlarda sürdürüldüğünün kabul edildiği durum olarak verilmiştir.

Çalışmadan elde edilen sonuçlardan, motorun kararlı halde ki çalışma sıcaklığına ulaşma süresi ve motor sıcaklığının eksik kontrol edilmesi gibi durumların yakıt tüketimi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu anlaşılmıştır. Yeni soğutma sistemine göre yakıt tasarrufu için en büyük avantaj, şehir içi kullanım çevriminde (motorun kısmi yük şartlarında) sağlanmıştır. Buna karşılık klasik sistemde motorun ortalama sıcaklığı motorun tavsiye edilen çalışma sıcaklığından daha düşük olduğu ve yine motor yağ sıcaklığı içinde aynı durum söz konusu olduğundan motordaki sürtünmelerin arttığı gözlenmiştir. NEDC çevrimi boyunca FMEP değişimine ait sonuçlar Şekil 2.27’ gösterilmiştir. Çalışmada yapılan simülasyona ait sonuçlar Şekil 2.28’de verilmiştir. Yakıt tüketimine dair verilerin karşılaştırılması Çizelge 2.6’da yapılmıştır.



Şekil 2.27. Yeni Avrupa Sürüş Döngüsü (NEDC) boyunca FMEP karşılaştırması

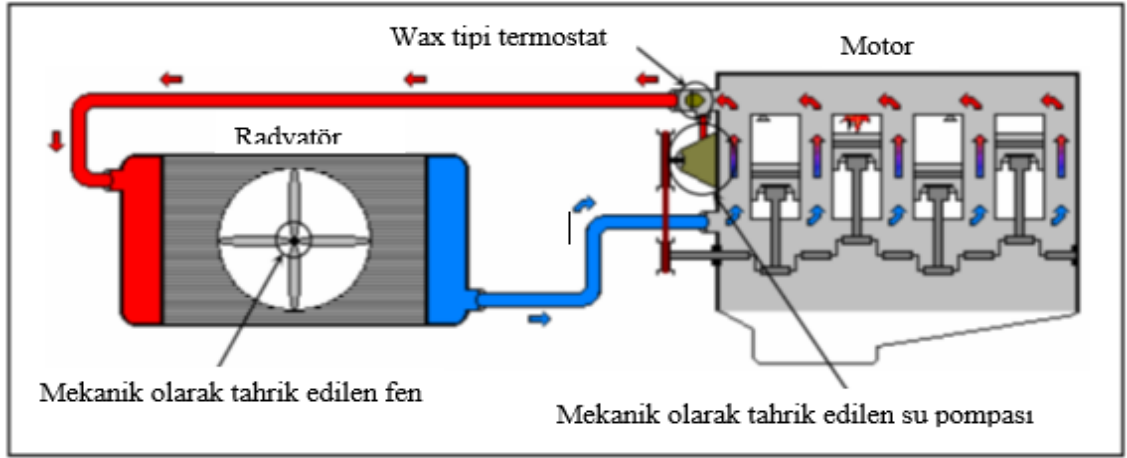


Şekil 2.28. Mükemmel soğutma sistemleri için simülasyon sonuçları

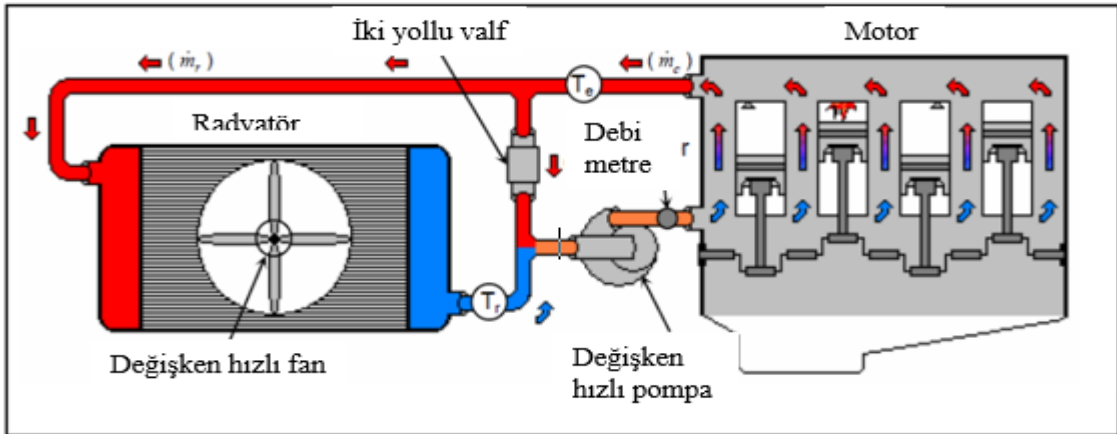
Çizelge 2.6. Yakıt tüketim verilerinin karşılaştırılması

Döngü	Klasik soğutma sistemi	Mükemmel soğutma sistemi		Mükemmel soğutma sistemi	
	Fuel consumption (1/100 km)	Yakıt tüketimi (1/100 km)	Yakıt tüketimini azaltma (%)	Yakıt tüketimi (1/100 km)	Yakıt tüketimini azaltma (%)
AB ŞEHİRİ (Avrupa Kentsel sürüş döngüsü)	12,0	8,6	28	10,6	12
EUDC (Ekstra Kentsel Sürüş Çevrimi)	7,4	6,6	11	6,8	8
NEDC (Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi)	8,8	7,3	17	7,6	14
ABD FTP 75 (ABD Federal Test Prosedürü 75)	7,6	6,8	11	7,1	7
ABD FTP Otoyolu (ABD Federal Test Prosedür Yolu)	6,3	5,8	8	5,9	6
Japonya 10 Modu (Japonya kentsel sürüş döngüsü)	11,9	9,0	24	11,2	6
Japonya 10-15 Modu (Japonya kentsel ve ekstra kentsel sürüş döngüsü)	9,3	7,7	17	8,2	12

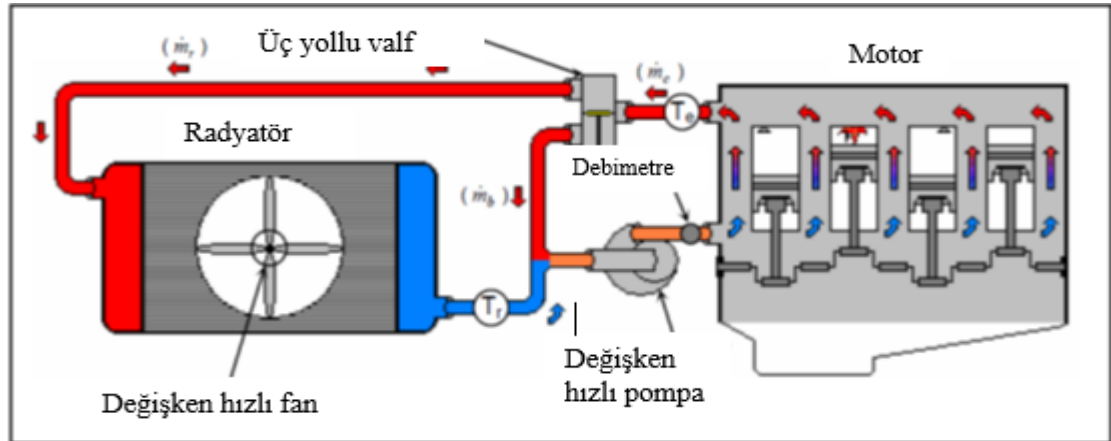
Mitchell *et al.* (2009) çalışmalarında bir motor soğutma sistemi için, 5 farklı konfigürasyonda (termostatın türü ve konumundan dolayı), doğrusal ve doğrusal olmayan kontrol algoritması ile motorun ısınma süresini dikkate alınarak termostatın nasıl çalıştığını analiz etmişlerdir. Bu konfigürasyonlar ilk olarak fabrika modunda Şekil 2.29 (1. durum), iki yollu vana Şekil 2.30 (2. Durum), üç yollu vana Şekil 2.31 (3. Durum), Şekil 2.32’de termostatsız ve hava akış engelleyicisi olmadığı durum (4. Durum) ve termostat sız ve hava akış engelinin olduğu durum (5. Durum) olmak üzere beş ayrı kategoride incelenmiştir. Bu konfigürasyonların çalışma prensipleri aşağıda şema ve açıklamalarla ifade edilmiştir.



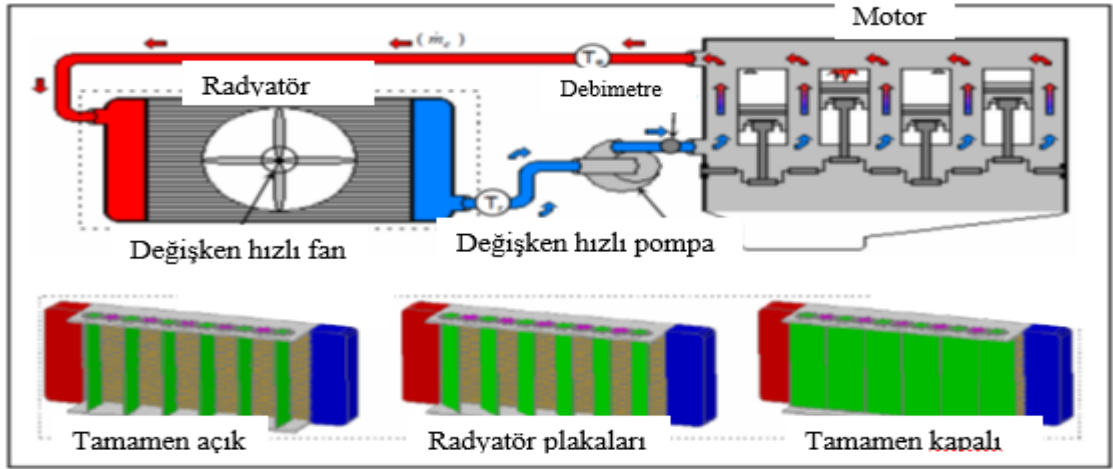
Şekil 2.29. Fabrika soğutma sistemi yönteminde mekanik su pompası ve fan, wax'lı termostat gösterilmektedir (durum1)



Şekil 2.30. İki yollu vana ile gelişmiş ısı yönetim sistemi (durum2)



Şekil 2.31. Üç yollu vana ile gelişmiş ısı yönetim sistemi (durum 3)



Şekil 2.32. Termostatsız soğutma sistemi hava engelleyici ile beraber (durum 4 ve 5)

Bu çalışmanın ilk bölümünde yukarıda belirtilen farklı konfigürasyonların isimleri belirtilmiş, ikinci bölümünde genel bir açıklama ve farklı termostatların nasıl çalıştığından bahsedilmiş, üçüncü bölümde ise doğrusal olmayan kontrol modeli; su pompası, fan ve termostatin ayarlanması için tanıtılmış, dördüncü bölümde ise yapılan testler açıklanmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlar beşinci bölümde tartışılmış olup, ısınma süresine, sıcaklık takibine, sıcaklık sapmasına ve güç tüketimi üzerine bu yöntemlerin her birinin etkileri irdelenmiştir. Son olarak altıncı ve son bölümde çalışmanın sonuçları genel olarak özetlenmiştir.

Termostatin çalışması ve soğutma sisteminin konfigürasyonlarının açıklanması:

Aracın soğutma sistemi motor ve radyatör olmak üzere iki ana parçadan oluşmaktadır. Bu iki parça arasındaki soğutucu kontrolü ve yönlendirilmesi termostatin görevidir.

✓ Akışın kontrolü klasik termostatlarda (1. Durum):

Bu yöntemde termostat wax tipindedir, su pompası ve fan hareketini krank milinden mekanik olarak almaktadır. Bu yöntem iki büyük dezavantaja sahiptir. Birincisi pompa ve fan hızı motorun maksimum ısı yüküne göre tasarlanmış ancak motor bu çalışma koşulunda çok kısa bir süre çalışmaktadır. Bu yüzden çoğunlukla pompa ve fan motorun

gücünü boşa tüketmektedir. Bunun sonucu olarak motorda yakıt tüketimi artmaktadır. İkinci dezavantajı ise motorun ihtiyacından ya daha fazla soğutma yahut daha az soğutmasıdır. Bunun sebebi ise devridaim su pompası devrinin, motor devri ile bağlantılı olmasındandır. Örneğin araç yokuş yukarı seyir ederken motor tam yükte çalıştığından maksimum soğutma ihtiyacı duymaktadır. Ancak motor devri düşük olduğundan su pompasının devri düşer, bu durum yetersiz soğutmaya sebep olacağından istenilen soğutma işlemini sağlayamayacaktır. Bu durum ana motor parçalarının kısa zamanda bozulmasına sebep olacaktır.

✓ İki yollu vana ile soğutucu kontrolü (2. Durum):

Bu yöntemde klasik termostatin yerine iki yollu vana, baypas hattında kullanılır. Motor soğuk olduğu zaman vana açık tutulur ve baypas hattında basınç düşüş miktarı, radyatör hattından daha az olduğundan dolayı soğutucu akışkanın çoğunluğu baypas hattından geçmektedir. Motor ısındığı zaman vana kapanır ve soğutucu akışkanın hepsi radyatörden geçmektedir. Bu yöntemde elektrikli devridaim ve elektrikli fan kullanılır.

✓ Üç yollu vana ile soğutucu kontrolü (3. Durum):

Bu yöntemde bir üç yollu vana ile hem baypas hattı hem de radyatör hattı kontrol edilir. Bu yöntem sayesinde iyi bir kontrol sağlanırken, karşılığında maliyet artmakta ve sistem daha karmaşık hale gelmektedir.

✓ Termostatsız soğutucu akışkan kontrolü (4 ve 5. Durum):

Daha önceden de belirttiğimiz gibi termostatin görevi soğutucu akışkanın debisinin kontrolü ve yönlendirilmesiydi. Ancak gerçek durumda devridaim pompasının hızının kontrol edilmesiyle soğutucu akışkanın debisi rahatlıkla kontrol edilebilmektedir. Bu yüzden termostat soğutucu akışkanın debisini kontrol etme görevini sonlandırmıştır. Termostatin akışkanı yönlendirme görevi ise sadece ısınma süresi boyuncadır. Eğer motora gerekli soğutucu akışkanın sirkülasyonunu su pompası ile kontrol edebilirsek bu

görevde sonlandırılabilir. Bundan dolayı ısınma süresinde, motorun uygun çalışma sıcaklığına hızlı bir şekilde ulaşabilmesi için su pompasının hızı düşürülür.

Termostatsız durumda, ısınma süresinin daha kısa olması için, bir servo motoru ile radyatör önündeki hava engelleyicisi hareket ettirilir. Aracın hareket etmesi ile radyatör peteklerinden geçen havayı kontrol ederek, ısınma süresince engelleyici radyatörden hava akışını keser ve böylece motorun daha kısa bir sürede ısınmasına yardımcı olur.

Çalışma stratejisi ve ısı modeli:

Isı dinamiği radyatörün ve motorun sıcaklığı için aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$C_e \dot{T}_e = Q_{in} - c_{pc} \dot{m}_r (T_e - T_r) \quad (1.1)$$

$$C_r \dot{T}_r = c_{pc} \dot{m}_r (T_e - T_r) - \varepsilon c_{pa} \dot{m}_a (T_e - T_\infty) - Q_0 \quad (1.2)$$

İki yollu vana yöntemi için radyatörden ve baypas yolundan geçen kütle sırasıyla

$$\dot{m}_r = (1 - \varepsilon) H \dot{m}_c + \varepsilon \dot{m}_c, \quad \dot{m}_b = (1 - \varepsilon)(1 - H) \dot{m}_c \text{ ve } (\dot{m}_c = \dot{m}_r + \dot{m}_b)$$

denklemleriyle elde edilir.

Bu denklemlerde:

C_e : Motorun ısı kapasitesi [kJ/K]

Q_{in} : Yanmadan elde edilen ısı [kW]

T_e : Motordan çıkan akışkanın sıcaklığı [K]

c_{pc} : Soğutucu akışkanın özgül ısı kapasitesi [$kJ/kg.K$]

$\dot{m}_r$: Radyatörden geçen kütleli debi [kg/s]

T_R : Radyatörden çıkan soğutucunun sıcaklığı [K]

C_r : Radyatörün ısı kapasitesi [kJ/K]

ε : Valf faktörü (vanada basınç düşüne bağlıdır)

$\dot{m}_a$: Fanın kütleli debisi [kg/s]

T_∞ : Çevre sıcaklığı [K]

Q_0 : Aracı hareket halinde iken radyatör peteklerinden geçen hava ile atılan ısı [KW]

H : Termostatın durumu ($H=0$ olduğu durum baypas durumu ve $H=1$ olduğu durumunda akışkan sadece radyatörden geçmektedir.)

Üç yollu vana kullandığımızda soğutma devresinin dinamik davranışı değişmektedir. Bu durumda radyatörden ve baypas hattından geçen debi sırasıyla $\dot{m}_r = H\dot{m}_c$ ve $\dot{m}_b = (1 - H)\dot{m}_c$ denklemleriyle hesaplanır.

Eğer termostat ve baypas hattı sistemden kaldırılırsa radyatörden geçen debi devridaim debisi ile eşit olacaktır ($\dot{m}_r = \dot{m}_c$).

Üç yollu vananın devreye dahil edilmesi ile deney düzeneğinde, klasik termostatın görevi de üstlenilmiş olmaktadır.

Supap pozisyonu, $H(x)$, doğrusal pozisyonda soğutucunun sıcaklığına aşağıdaki gibi tepki verebilir.

$$H = \left\{ \begin{array}{ll} 0, & T_e < T_l \\ \frac{T_e - T_l}{T_h - T_l}, & T_l \leq T_e \leq T_h \\ 1, & T_e > T_h \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} \text{(Sadece baypas olma durumu)} \\ \text{(Termostatın yarı açık durumu)} \\ \text{(Sadece radyatör olma durumu)} \end{array} \quad (1.3)$$

T_l : Termostatın wax'nın erime sıcaklığı (K)

T_h : Termostatın wax'ının sıvılaşma sıcaklığı (K)

Isı yönetiminin asıl amacı motor sıcaklığını tavsiye edilen sıcaklıkta tutmaktır. Bunun yanında ölçülemeyen ısı transferini (yanmadan elde edilen ısı ve aracın hareketinden dolayı radyatör peteklerinden havaya atılan ısı) elde etmektir. Bu amaca ulaşmak için bir doğrusal olmayan denetleyici (Layapunov esaslı) ile geliştirilmiştir. Bu sayede çalıştırıcıların (aktüatörlerin: elektrikli su pompası ve fan) ayarlanması ile motor sıcaklığı $T_e(t)$, tavsiye edilen motor sıcaklığını $T_{ed}(t)$ takip edecektir. Birinci denklemde ki $T_e(t)$, $T_r(t)$ ve $T_\infty(t)$ sinyaller algılayıcılarla ölçülür ve c_{pc} , c_{pa} , C_e , C_r ve ε değerleri ise motorun çalışmasından elde edilir.

Kontrol yasasını elde etmek için 1. Denklem aşağıdaki gibi tekrardan düzenlenir.

$$C_e \dot{T}_e = Q_{in} - u_e, \quad C_r \dot{T}_r = u_e - u_r - Q_0 \quad (1.4)$$

Bu denklemlerde $u_e(t)$ ve $u_r(t)$ kontrol girdileridir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$u_e = c_{pc} \dot{m}_r (T_e - T_r), \quad u_r = \varepsilon c_{pa} \dot{m}_a (T_e - T_\infty) \quad (1.5)$$

Dolayısı ile kontrol yasası (su pompası ve fanın hız kontrolü için) aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$u_e = -(k + \alpha)[e - e_0] - \int_{t_0}^t [\alpha(k + \alpha)e(\tau) + \rho \operatorname{sgn}(e(\tau))] d\tau \quad (1.6)$$

$\rho \operatorname{sgn}(e)$: Yanmadan kaynaklanan ve ölçülemeyen giren ısının telafisi

$e(\tau)$: Motorun gerçek sıcaklığıyla tavsiye edilen sıcaklığı arasındaki fark,

$$T_{ed}(t) - T_e(t)$$

e_0 : Başlangıç sıcaklık hatası

Fanın çalışması $u_r(t)$ ve su pompasının çalışması $u_e(t)$ ile gösterilir eğer $u_r(t) = u_e(t)$ ise bu eşitlikten fan havasının kütleli debisinin sinyali $\dot{m}_a(t)$ ve $u_e(t)$ 'den radyatör kütleli debisinin sinyali $\dot{m}_r(t)$ elde edilebilir.

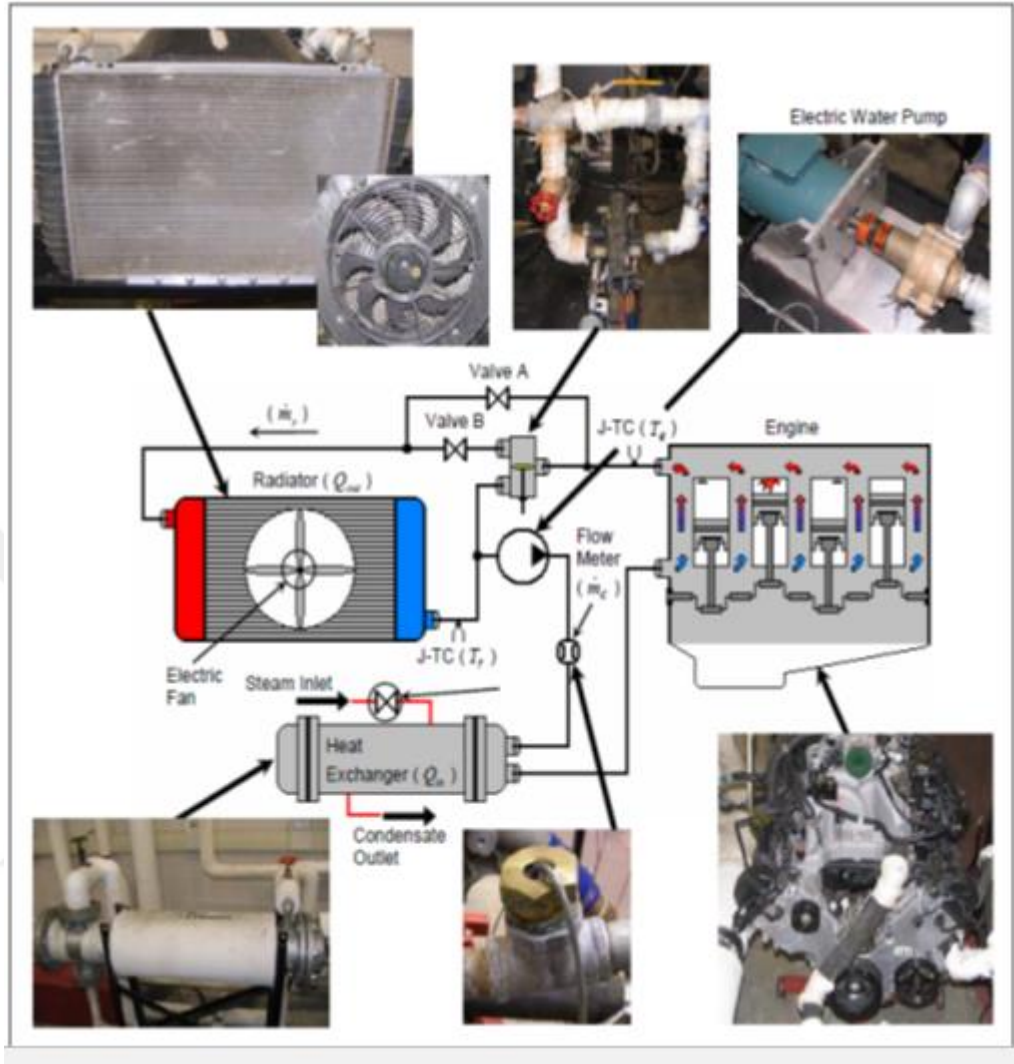
$$\dot{m}_r = \frac{u_e[1 + \text{sgn}(u_e)]}{2c_{pc}(T_e - T_r)} \quad (1.7)$$

Yukarıdaki denklemden ve H (termostatın pozisyonu) ifadesinden pompanın kütleli debisi hesaplanır. 2 ve 3. Durum için bu debi sırayla $\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_r}{H - \varepsilon(H+1)}$ ve $\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_r}{H}$ ile elde edilir. 4 ve 5. Durum termostatsız olduğundan dolayı $\dot{m}_c = \dot{m}_r$ olur, fan sinyali için aşağıdaki denklem türetilir.

$$\dot{m}_a = \frac{u_r[1 + \text{sgn}(u_r)]}{2\varepsilon c_{pa}(T_e - T_\infty)} \quad (1.8)$$

Isı transfer test düzeneği:

Tasarlanan test düzeneğinde her beş termostat yöntemini denemek mümkündür. Test düzeneğine harici bir ısı değiştiricinin dahil edilmesi ile motorda üretilmek istenen ısıya karşılık bir ısı kaynağı oluşturulmuştur. Aynı zamanda V tipi 8 silindirli 6.0 L'lik bir motor bloğu, gerçek motorun ısı kapasitesi ile aynı olması için düzeneğe eklenmiştir. Deney düzeneğine ait şematik resim Şekil 2.33'de verilmiştir.



Şekil 2.33. Deney düzeneği (Mitchell *et al.*)

1 ve 3. Durumu elde etmek için A vanası kapalı ve B vanası açık tutulmalıdır. 2. Durumu elde etmek için A vanası açık ve B vanası kapanmalıdır. A vanasının açılması, B vanasının kapanması ve akıllı valf $H=1$ pozisyonuna alınmasıyla 4 ve 5. Durum elde edilir.

Isı transfer (Q_{in}) miktarını hesaplamak için ısı değiştiricisinde yoğuşan buhar toplanır ve ölçülür. Bilgileri kaydetmek için bir Servo-to-Go tipli denetleyici (8'er adet dijital analog çıkışlı ve analog dijital girişli) kullanılmıştır.

Deneysel sonuçlar ve tartışma:

Önerilen stratejiden yararlanılarak yukarıda değinilen 5 durum; ısınma zamanı, takip hatası, sıcaklık sapması ve güç tüketimi için denenmiştir. Test edilen yöntemler aşağıdaki Çizelge 2.7’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.7. Test edilen termostatin farklı durumları ve çalışma modları (Mitchell *et al.*)

Durum	Biçim	Vana Çalışması	Elektrikli pompa	Elektrikli fan
1	Geleneksel fabrika	$T_l=385^\circ\text{K}$, $T_h=368^\circ\text{K}$ per (2)	Sabit, yarım hız	Sabit, tam hız
2	İki yönlü valf	$T_{ed}=363^\circ\text{K}$, $\Delta T=0,5^\circ\text{K}$ per (3)	Değişken hız (6), (7)	Değişken hız (6), (7)
3	Üç yönlü valf	$T_{ed}=363^\circ\text{K}$, $\Delta T=0,5^\circ\text{K}$ per (3)		
4	Valfsız	n/a		
5	Panjurlu-valfsız	n/a		

t_{wu} : Motor sıcaklığı $T_e(t)$ tavsiye edilen sıcaklığa $T_{ed}(t)$ ulaşması için geçen süre.

E_{ss} : Motorun kararlı halinde mutlak sıcaklık hatası (motorun kararlı halinde $T_e(t)$ ve $T_{ed}(t)$ arasındaki farkı göstermektedir).

O_{ss} : Sıcaklık sapması (motorun tepe sıcaklığı ile tavsiye edilen sıcaklık arasındaki fark)

P_{total} : test süresince ($0 < t < 40 \text{ dak.}$) su pompası ve fanın ortalama güç tüketimi.

Termostatin tükettiği güç çok düşük olduğundan ihmal edilmiş ve deneylerin tamamında başlangıç sıcaklığı 305 K ve tavsiye edilen sıcaklık 363 K’ne ayarlanmıştır. Aracın sabit hız ve yükte simülasyonunu gerçekleştirmek için giriş ısısı 35 KW seçilmiş ve araca çarpan rüzgarın hızı 100 Km/h, $k=23$, $\alpha = 1,0e^{-4}$ ve $\rho = 0.1$ olarak dikkate alınmıştır.

Yöntemlerin kıyaslanması:

Deneysel veriler aşağıdaki Çizelge 2.8’de özetlenmiştir.

Çizelge 2.8. Termostat yönetimi ile elde edilen test sonuçları (Isınma süresi, kararlı halde mutlak hata sıcaklık sapması, ortalama güç tüketimi ve sınıflandırma) (Mitchell *et al*)

Durum	Biçim	$t_{wu}[\text{sec}]$	$ E_{ss} [^{\circ}K]$	$O_{sh}[^{\circ}K]$	$P_{total}[w]$	Sıra
1	Geleneksel fabrika	n/a ¹	0,777	n/a	109,37	4
2	İki yönlü valf	558,0	0,245	4,3	33,14	5
3	Üç yollu valf	363,9	0,175	3,6	24,31	1
4	Valfsız	594,1	0,276	4,3	24,72	3
5	Panjurlu-valfSIZ	382,9	0,254	3,2	36,56	2

Isınma süresi göz önüne alınarak bir uygun gelişmiş soğutma sistemi seçimi, aşağıdaki 4 farklı şekilde yorumlanmıştır:

1. Motorun ısınma süresine en büyük etki eden nedenlerden biri; radyatörden geçen soğutucunun kontrol edilmesidir. Radyatörden geçen soğutucuyu veya radyatörden geçen havayı engelleyerek en ideal ısınma süresi elde edilebilir. 3 yollu vana veya hava engelleyici kullanarak ideal ısınma süresi elde edilebilir. 2 yollu vana baypas hattında yer aldığı zaman ısınma süresine çok az etki sağlayabilir. Bilinmelidir ki klasik termostat kullanıldığında aşırı soğutma etkisinden dolayı motor tavsiye edilen sıcaklığa ulaşamamaktadır. Bundan dolayı ısınma süresi dikkate alınmamıştır.
2. Sıcaklık takibi hatasını en aza indirmek için, termostat, su pompası ve fan ile soğutucunun hassas bir şekilde kontrol edilmesi gerekmektedir. Kararlı durumun sıcaklık hatası ($|E_{ss}|$) için yöntemlerin sıralanışı 3, 2, 5, 4 ve 1 gibidir.
3. Gelişmiş bir ısı yönetimi sistemi kullanılarak (2.3.4 ve 5. durum) güç tüketimi fabrika yapımı ile (1. durum) karşılaştırıldığında daha düşük olmalıdır. 3 yollu vana, termostatsız duruma göre daha az güç tüketmektedir.

Su pompası ve fanın güç tüketimi aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$P_{pump} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^t \left[\frac{1}{2\rho_c^2 A_c^2} \dot{m}_c^3(\tau) \right] d\tau \quad (1.9)$$

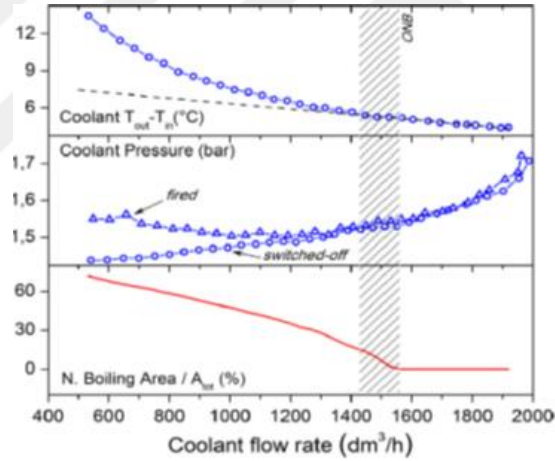
$$P_{fan} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^t \left[\frac{1}{2\rho_a^2 A_f^2} \dot{m}_a^3(\tau) \right] d\tau \quad (1.10)$$

Zaman periyodu $\Delta t = t - t_0 = 40$ dakika olarak dikkate alınmış, toplam ortalama güç tüketimi Çizelgesinin 6. Sütununda gösterilmiştir.

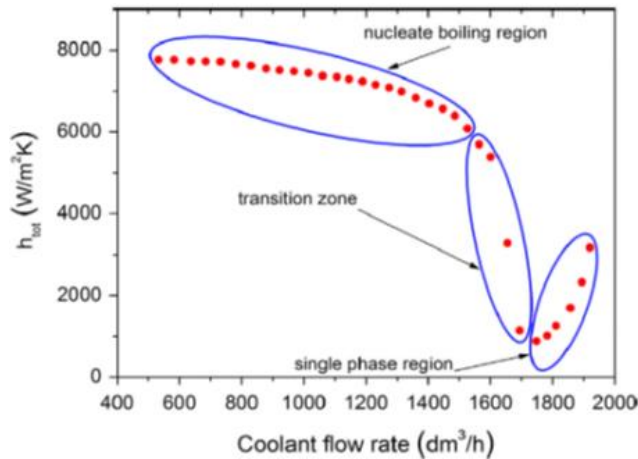
4. En çok avantaja ve en verimli tasarım imkânına sahip yöntem üç yollu vana yönetimidir ve diğer yönetimlere göre daha çok tercih edilendir. 5. Durum (termostatsız ve hava engelleyicisi ile beraber) 3 yollu vana ile aynı çalışma verimine sahiptir ancak maliyeti çok yüksektir.

Bova *et al.* (2015) çalışmasında motorun optimum ısı yönetiminin, mekanik su pompalarına göre, daha az bir güç tüketimine, sürtünme faktörü düşmesine ve ısınma süresinin azalması gibi birçok avantaja sahip olduğundan bahsetmiştir. Bu parametrelerin yakıt tüketiminde ve karbondioksit miktarında düşüşe sebep olduğunu bilinmektedir. Bu amaçları elde etmek, soğutucu debisinin düşürülmesiyle (bu çekirdek kaynamaya sebep olacak) mümkündür. Yürütülen bu çalışmada, boyutsuz bir motor soğutma sistemi modellenmiştir. Bu model çekirdek kaynamanın ne zaman başlayacağını dinamik olarak tahmin edebilmekte ve silindir gömlek cidarlarının konumsal ortalama sıcaklığını, motordan çıkan soğutucunun sıcaklığını ve cidarların mevcut alanının yüzde kaçlık kısmında kaynama olduğunu hesaplamaktadır. Ayrıca duvardan soğutucuya transfer edilen gerçek ısı akışı ve hem de çekirdek kaynamanın ortaya çıkması için ihtiyacı olan en düşük ısı akışı hesaplanmıştır. Bu iki ısı akışı arasındaki mesafe kontrol stratejisi için en iyi ölçü göstergesidir. Örnek olarak, motorun ısınma süresinde, ısı transfer katsayısını minimum etmek için denetleyici, suyun debisini en düşük seviyeye ayarlayarak tek fazlı bir akışla motoru soğutmaktadır. Yapılan bu iş motorun cidar sıcaklığının hızlı bir şekilde

ısınımasını sağlamaktadır. Aksine tam ısınmış koşullarda denetleyici, soğutucunun debisini ayarlayarak, çekirdek kaynamanın meydana gelmesine ve bundan dolayı ısı transferi katsayısının maksimum olmasına neden olur. Bu araştırmada mekanik yolla çalıştırılan klasik su pompası, düşük enerji tüketimine sahip bir elektrikli su pompası ile yer değiştirmiştir. Gömleklerin küçük bir bölgesinde çekirdek kaynama meydana getirerek, motora zarar vermeden maksimum ısı transfer katsayısına sahip olunabileceği belirtilmiştir. Diğer taraftan birçok araç üreten firma ve fabrikalar, ısınma süresinin bir sürüş çevriminde 100 saniye kadar azalmasının, yakıt tüketim ve CO₂ miktarında %1 kadar düşüşün olacağını doğrulamışlardır. Model ile tahmin edilen kaynama alanı, basınç düşüşü, sıcaklık farkının ilişkin veriler grafik olarak Şekil 2.34'te ve toplam ısı değişim katsayısı verileri ise Şekil 2.35'te gösterilmiştir.



Şekil 2.34. Basınç düşüşü, sıcaklık farkı modeli ile tahmin edilen kaynama alanı



Şekil 2.35. Toplam ısı değişim katsayısı modeli ile tahmin edilen kaynama alanı

Motor soğutma sistemlerinin tasarımı ve geliştirilmesine yönelik kullanılan VECSS programı Soğutucu devre kontrol stratejisinin geliştirilmesi için geçmişte kullanılmıştır. Bu çalışmalardan ilki Xu *et al.* (1984) tarafından su pompasının hızı, yağ termostatının pozisyonu, termostatın kontrolü ve shutterstat pozisyonu için yapılmıştır. Bu çalışma ile kontrollü soğutma sistemlerinin dizel motorlarda kullanımının yolu açılarak yeni çalışmaların yapılmasına öncülük edilmiştir.

Buradan hareketle Hovin *et al.* (1988), Xu'nun çalışmalarının devamında aslında VECSS programıyla düşük akışı soğutma sistemi için bir geri besleme kontrol sistemi geliştirmişlerdir. Fan hızı ve shutterstat (radyatörün önüne konan ve açılıp kapanarak hava akışını kontrol eden parçalar) pozisyonu tasarladıkları denetleyici tarafından düzenlenmiştir. Bu çalışmadaki amaç, motor soğutma suyunun sıcaklığının kontrolü yapılarak maksimum motor performansı ile emisyon ve dayanıklılık için optimum yağ sıcaklığını korumaktır. Su pompasının kontrolü, araştırmacıların yaptığı çalışmada araştırılmamıştır. Sistemin denetiminde çok giriş - çok çıkış modeli ile model referans uyarlamalı kontrolör kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda elde edilen sonuçlar kontrollü soğutma sistemi soğutma suyunun sıcaklıklarının dalgalanmalarını azaltmaktadır.

Bu konu üzerine yapılan diğer bir çalışmada Alp *et al.* (1997) 1.9L Volkswagen marka dizel araç üzerinde deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, elektronik kontrollü soğutma ile geleneksel motor soğutma sistemleri ile karşılaştırılmış ve elektronik soğutma sisteminde pompa tarafından tüketilen gücün mekanik sistemdekine göre %90 oranında azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca geleneksel soğutma sistemlerine göre yakıt tüketiminde %2'lik bir iyileşme sağlanmıştır. Bunun yanı sıra çalışmadan elde ettikleri deneysel sonuçlar, soğutucu sıvısının düşük debide olduğu durumda motorun %95 oranındaki normal çalışma koşullarında bir probleme yol açmadığını dolayısıyla motorda soğutma işleminin uygun bir biçimde gerçekleştirildiğini göstermiştir. Fakat düşük devir ve düşük yük koşullarını temsil eden %5'lik motor çalışma koşullarında ise soğutma sıvı debisinin düşük olması çekirdek kaynaması olayına neden olmaktadır. Düşük debi motor soğutma sisteminde %5'lik çalışma şartlarında motorun silindir kafasının sıcaklığı geleneksel motor soğutma sistemlere göre elektronik sistemlerde 20°C artmaktadır. Fakat

motorun diğer bölgelerindeki sıcaklık değerleri oluşan çekirdek kaynaması olayından dolayı ısı transfer katsayısının yükselmesi nedeniyle kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalmaktadır.

Melzer *et al.* (1999) yaptıkları çalışmada radyatör girişinde bulunan bölgeye bir eyleyici yerleştirerek soğutma suyunu debisini kontrol etmiştir. Araştırmacının yaptığı çalışma, motorun oldukça geniş çalışma koşullarında yaklaşık olarak yakıt tüketiminin %5 oranında azaldığını göstermiştir. Yakıt tüketimindeki bu azalma motorun sıcaklığının yükselmesi ve su pompasının tüketmiş olduğu güçten kaynaklanmaktadır. Bunun yanı sıra su pompasının güç tüketiminin azalması yalnızca soğutma suyunun debisinin düşmesinden değil ayrıca motorda meydana gelen basınç düşmesinin az olmasından da etkilenmektedir.

Bu konu üzerine yapılmış diğer bir çalışmada Robinson *et al.* (1999), motorda silindirde bulunan hareketli parçalarda daha az sürtünmenin oluşması, motorun daha hızlı bir şekilde ısıtılabilmesi ve çok silindirli bir motorda silindirler arasında oluşabilecek sıcaklık farklılıklarının en az düzeye indirilebilmesi için hassas motor soğutma sistemi üzerine yoğunlaşmıştır. Hassas motor soğutma, motorun her bölgesinde en iyi sıcaklık dağılımını elde edebilmek için gerekli olan minimum soğutma olarak tanımlanmaktadır. Bu sayede motorda daha ekonomik yakıt tüketimi, daha iyi egzoz emisyon performansı ve motor çıkış gücü ve daha iyileştirilmiş araç içi ısıtma sağlanmaktadır. Hassas motor soğutma sistemlerinde en önemli araştırmalardan biri çekirdek kaynamasının göz önünde bulundurulmasıdır. Çekirdek kaynaması film kaynamaya dönüşmemek şartıyla daha önceden de sözü edildiği gibi düşük debiye sahip soğutma sistemlerinde motor bileşen sıcaklıklarının nominal değerlerde kalmasını sağlamaktadır. Aynı zamanda bu çalışmada araştırmacılar, bir buji ateşlemeli içten yanmalı motorun silindir duvarının yüzey sıcaklığı en fazla 180°C (min. 60°C)'de olması yağlama gereksiniminden ötürü önemli olduğunu vurgulamıştır. Bu şekilde egzoz emisyonlarında HC emisyon değeri, yanma odasının köşelerinde alev sönmesinin azalmasından dolayı düşmektedir. Çalışmanın sonunda çekirdek kaynamasının avantajlarından yararlanma şansı, bu olayın kontrol

edilebilirliğine bağlı olduğu ve soğutma sisteminde radyatöre bir buhar ayırıcının ve/veya kondansatör eklenmesinin gerektiği ifade edilmiştir.

Couetouse and Gentile (1992), çalışmalarında tümü kontrol edilebilen bir radyatör valfi, fan, shutterstat ve su pompası içeren bir soğutma sistemi tasarlamışlardır. Tasarlanan soğutma sisteminin bileşenleri motorun devir sayısına, yüke, araç hızına ve soğutucu sıvısının sıcaklık parametrelerine göre denetlenmektedir. Deneysel çalışmanın sonucunda aracın yakıt tüketimi motorun kararlı hal çalışma koşullarında %3 ila %10 arasında değişen bir oranda azaltılmış ve ayrıca aracın iç kabin ısıtma performansı önemli derecede iyileştirilmiştir.

Krause and Spies (1996), dört konumlu eyleyici içeren bir soğutma sistemi tasarlamışlardır. Bu sistem, aracın geçici çalışma koşullarına hızlı bir şekilde cevap verip bu koşullara uyum sağlamaktadır. Örneğin, araç kısmi yükte ve soğutma sıvısı yüksek sıcaklıktayken aniden aracın durumu tam yüke geçtiğinde soğutucu sıvısının debisinin artırılmasıyla soğutucunun sıcaklığının yükselmesi engellenmektedir. Bu sistemin tasarlanması ile iki sonuç elde edilmektedir. Birincisi yakıt tüketimi %1 ila %3 arasında bir iyileşme sağlanmıştır. İkinci olarak ise motorun ısınma süresi %50 oranında azaltılmıştır.

Soğutma sisteminde kullanılan fan üzerine bir çalışma yapan Phapale *et al.* (2015), deneylerini fanın farklı devir sayılarında gerçekleştirmiş ve optimum devir sayısını tespit etmişlerdir. Çalışmanın sonucunda test aracının fanının optimum değerde çalışmasıyla %3'lük bir yakıt ekonomisinin sağlandığını ifade etmişlerdir.

Literatür, soğutma sistemlerinin kontrolü açısından incelendiğinde, model tabanlı kontrol sistemlerine oldukça büyük bir ilgi olduğu görülmektedir. Bu amaçla gerçekleştirilen bir çalışmada Wagner *et al.* (2002), soğutma sisteminde yer alan servo motor ile tahrik edilen bir termostat valf ile elektrikli su pompasının kontrolü üzerine yoğunlaşmışlardır. Bu çalışmada termostatin konumu on-off kontrolcüsüyle, su pompası ise PI denetleyici yapısı kullanılarak ayarlanmıştır. Motorun optimal termal bölgede çalışmasını sağlamak

amacıyla soğutma sisteminin bileşenlerinin kontrolü üzerine yapılan bir çalışmada ise ısı değiştiricisi ile bypass valfi arasındaki akış miktarı ve sisteme pompalanan akış sistemin girişleri olarak göz önüne alınmıştır (Cortona ve Onder 2000). Kontrol sistemi tasarlanırken motora giren ve motordan çıkan soğutma suyunun sıcaklığının ayarlanması temel strateji olarak belirlenmiştir. Endüstride yaygın olarak kullanılan PI denetleyici yapısı ile gerçekleştirilen bu çalışmada denetleyiciye ait parametrelerin belirlenmesinde klasik bir yöntem olan Ziegler-Nichols yöntemi kullanılmıştır. Benzer şekilde PID denetleyicinin tercih edildiği diğer bir çalışmada ise Vermillion *et al.* (2006), sistem bileşenlerinin doğasında bulunan doğrusal olmayan durumların kestiriminde sistem tanımlama teknikleri kullanmışlardır. Bu çalışmada öncelikle sistemin matematiksel modeli elde edilip gerçek veriler ile doğrulama gerçekleştirilmiştir. Bu sayede denetleyicinin performansı artırılmaya çalışılmıştır.

Özellikle soğutma sistemlerinin karmaşık bir yapıya sahip olması araştırmacıları daha çok doğrusal olmayan denetim sistemleri üzerine yoğunlaşmalarını sağlamıştır. Setlur *et al.* (2005) laboratuvar koşullarında ürettikleri bir soğutma sistemi üzerinde akış dinamiklerinin modelleyerek Lyapunov fonksiyonuna dayalı doğrusal olmayan denetleyici tasarlamışlardır. Tasarlanan denetleyici yapısıyla soğutucu sıvısının akışı ayarlanmıştır. Bu sayede, geleneksel sistemlerde çok fazla karşılaşılan sıcaklık dalgalanmaları minimize edilmeye çalışılmıştır. Yine aynı yazarlar tarafından daha önce yapılan bir bildiri çalışmasında ise motorda geçici hal çalışma koşulları incelenmiş ve doğrusal olmayan denetleyici yapısının silindir içerisinde meydana gelen yanmadan kaynaklanan ölçülemeyen ısı değişimleri gibi bilinmeyen bozucu sinyallere karşı gürbüzlüğü artırılmaya çalışılmıştır (Setlur vd. 2003). Motorun sözü edilen çalışma koşullarında soğutucu sıcaklığının bu denetleyici ile önceden tanımlanan sıcaklık eğrisini takip etmesi ve geri besleme denetleyici yapısı sayesinde her iki değer arasındaki farkın sifıra zorlanması amaçlanmıştır. Denetleyici sistemlerinin tasarlanması ve deneysel olarak gerçekleştirilmesi üzerine yapılan diğer çalışmalarda Salah *et al.* (2008) ve Salah *et al.* (2010) servo motor ile tahrik edilen soğutma sistem bileşenlerini yine doğrusal olmayan denetleyici yapısıyla ayarlamışlardır. Her iki çalışmada da aktüatörlerin kontrolünde yanma sürecinden kaynaklanan ölçülemeyen ısı girişleri ve radyatörde

oluşan bilinmeyen ısı kayıpları gibi belirsizliklere karşı oldukça duyarsız kalan geri adımlamalı kontrol sistemi kullanılmıştır. Bu kontrol yöntemiyle motorun ve radyatörün sıcaklıklarının referans yörüngeyi takip etmesi sağlanmıştır.

Motor soğutma sistemlerinin bileşenlerinin kontrolünde referans takip hatalarını azaltmak amacıyla sistemdeki kısıtlar ile başa çıkmada başarılı olan model öngörülü kontrol (MPC) yöntemleri de kullanılmıştır (Vermillion *et al.* 2011). Khodabakhshian *et al.* (2014), çok parametreye sahip kontrol sistemini bir kamyon motoru üzerine uygulamış ve motorun yakıt verimliliği konusuna odaklanmıştır. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar deneysel ve simülasyon olarak karşılaştırılmış ve motorda yakıt tüketiminin azaldığı ve sıcaklık değişiminin düzenlendiği gösterilmiştir.

Bu çalışmalardan başka, Chastain and Wagner (2006), bilgisayar kontrollü olarak soğutma sisteminin bileşenlerinin denetlenmesinin yanı sıra soğutma stratejisi olarak silindir sıcaklık parametresinin ele alındığı bir çalışma yapmışlardır. Diğer bir çalışmada, hem benzinli ve hem de dizel motorun soğuk, az yük, kısmi yük ve tam yüklü çalışma koşullarında soğutma sıvısının debisi bir elektrik motorlu pompa ile kontrol edilerek ayarlanmış ve sonuçta elde edilen avantajlar sunulmuştur (Fulton *et al.* 2008). Yine son yıllarda yapılan bir çalışmada ise soğutma sisteminin bileşenlerinde radyatörün içinden geçen sıvının ve fanın CFD analizi yapılarak bu elemanın soğutma sisteminde ki önemi vurgulanmıştır (Dangmali *et al.* 2013). Aynı yılda sunulan başka bir çalışmada ise Cipollone *et al.* (2013), soğutma sıvısının debisinin ayarlanmasının motorun soğuk çalışma koşullarının iyileştirilmesini sağlamışlardır. Bu tez kapsamında gerçekleştirilmesi düşünülen simülasyon programlarından faydalanılarak soğutma sisteminin analiz ve benzetim çalışması üzerine yapılan bir araştırmada ise Minovski and Lofdahl (2014), motorla soğutma sistemlerinin esnekliği ve entegre edilebilirliği GT-SUITE programı ile analiz etmiştir. Başka bir çalışmada ise soğutma sistemlerinin yakıt tüketimine etkisi araştırılmıştır (Khanjani *et al.* 2014).

Sonuç olarak, incelenen tüm literatür çalışmalarında farklı donanımsal ve denetleyici tasarımlarının yapıldığı gözlemlenmiştir. Motor soğutma sistemlerinde yapılan tüm

Çalışmalarda ortak iki ana amaç gerçekleştirilmeye çalışılmaktadır. Bunlardan birincisi önceden tanımlı bir soğutma sıvısı sıcaklık profiline denetleyici algoritmaları vasıtasıyla hassas bir şekilde izlenmesi, diğeri amaç ise geleneksel soğutma sistemlerinde oluşan g tkretimine en aza indirgenmesi, egzoz emisyonlarının iyileştirilmesi ve yakıt verimliliğidir.

Günümüzde araçlarda kullanılan içten yanmalı motorların soğutma sistemi araçların sürekli gelişen ve iyileştirilen diğeri sistemlerine nazaran çok fazla değışiklik göstermemiştir. Bu tez önerisinin “literatür zeti” kısmında ifade edildiğeri gibi geçmişte bu konu hakkında çalışmalar yapılmasına rağmen özellikle 2000’li yıllarda üretici firmaların ar-ge kuruluşları ve üniversitelerin ilgili bölümlerinde çalışan araştırmacılar, akıllı soğutma sistemleri tasarımı ve geliştirilmesi konuları üzerine çalışmalar yapmıştır. Bu konu üzerine yapılan çalışmalar günümüzde halen devam etmesine karşılık henüz ticari amaçlarla üretilen araçlarda kullanımı yaygınlaşmamıştır. Bu nedenle, içerisinde çeşitli elektrik ve elektronik bileşenlerin yer aldığeri bu akıllı sistemler, içten yanmalı motor tasarımcılarının güncel konusu olmakta devam etmektedir. Bu tez önerisinde akıllı soğutma sistemi içerisinde tüm bileşenlerinin Atatürk Üniversitesi Makine Mhendisliğeri bölümünde bulunan içten yanmalı motorlar laboratuvarındaki araştırma motoru üzerine entegresi sağlanarak, burada n deneyler gerçekleştirilmiştir. n deneylerde motorun özellikle g, egzoz emisyonları gibi çıkış karakteristikleri ile yakıt verimliliğeri incelenmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Modern araçların tasarımında motor hacimleri küçülmekte ancak buna karşın motordan alınan güç artmaktadır. Motor hacminin düşük olmasından dolayı motorun özel parçalarının duvar sıcaklıklarını kabule edilebilir bir seviyede tutmak için verimli bir sıvı soğutma sistemi gerekir. Motorun kritik bölgelerinden ısının taşınabilmesi için ya o bölgenin yüzey alanının geniş olması ya da soğutma sisteminin daha verimli olması gerekmektedir. Ancak yüzey alanının artması motor hacminin ve dolayısıyla maliyetlerin artması anlamına gelmektedir. Bu yüzden küçük yüzey alanlarından daha fazla ısı çekmek için yapılan araştırmalarda çekirdek kaynamanın potansiyelinden yararlanılmakta ve bu anlamda sıvı soğutma sistemlerinde modern tasarımlar gerçekleştirilmektedir. Bilindiği gibi geleneksel soğutma sistemleri tek fazlı bir akış için tasarlanmıştır. Ancak günümüzde yaygın olarak kullanılan motorlarda motor tam yükte çalışırken egzoz supabı civarında çekirdek kaynama gerçekleşir. Ancak çekirdek kaynama kritik bölgelerde ısı transferine yardımcı olmazsa o bölgelerdeki sıcaklık kritik sıcaklık seviyesini aşacaktır. Bilinen bu durum sebebiyle daha verimli bir soğutma sistemi tasarlamak için çekirdek kaynamadan daha fazla yararlanılmalıdır. Bu tez çalışması kapsamında, çekirdek kaynamanın bahsedilen potansiyelinden yararlanılarak tasarlanan kontrollü soğutma sistemi motorun tam yükte çalıştığı durumlarda daha verimli bir ısı transferi için soğutucu akışkanı kontrollü bir şekilde tek faz akışından aşırı soğutulmuş kaynama akış rejimine geçişini sağlamaktadır. Aşırı soğutulmuş kaynamada tam bir buhar meydana gelmemekte, sadece çekirdekler motor parçaları üzerinden ısıyı alıp tek fazda bulunan akışkana taşımaktadır. Aşırı soğutulmuş kaynama kontrollü bir şekilde yapılmazsa ve doymuş kaynama meydana gelip fazla buhar üretilirse soğutma sisteminde problemler meydana gelir ve bu durum parçaların deformasyonu ile sonuçlanabilir.

3.1. Çok Fazlı Akışlar

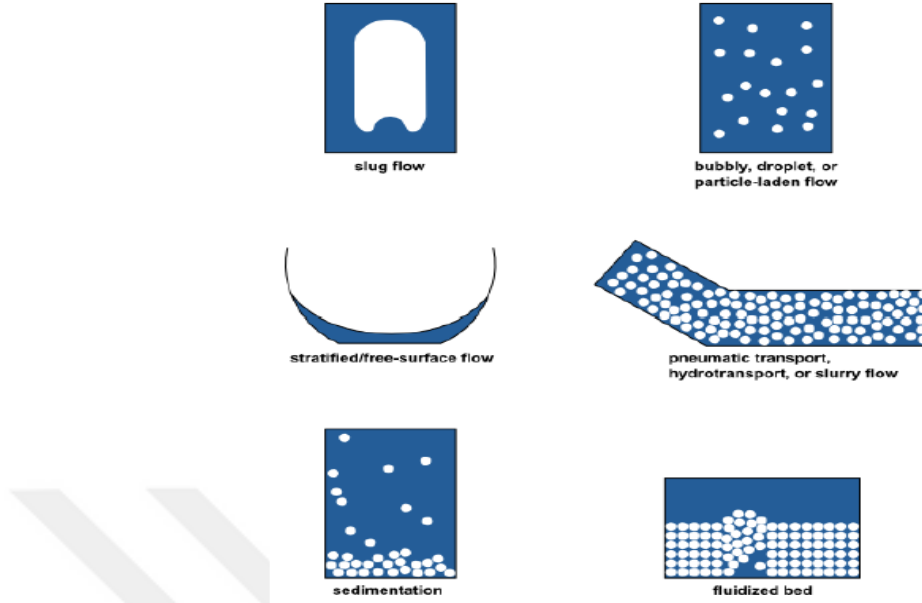
Doğada ve endüstriyel uygulamalarda çok fazlı akışlarla çoğu kez karşılaşılır. Fiziki fazlar katı, sıvı ve gazdır ancak bu fazların içeriği çok fazlı akışlarda değişmektedir. Örneğin aynı katı malzemenin farklı boyutlardaki partikülleri aynı akışkanla farklı dinamik cevaplar vereceği için farklı fazlar olarak davranırlar.

Çok fazlı akış rejimleri gaz-sıvı veya sıvı-sıvı, gaz-katı, sıvı-katı ve 3 fazlı akışlar olarak 4 gruba ayrılır. Bu tez çalışmasında sadece gaz-sıvı veya sıvı-sıvı akışlarla karşılaşılacağından sadece bu akışlara değinilecektir.

3.1.1. Gaz-Sıvı veya Sıvı-Sıvı akışlar

Aşağıda belirtilen akış rejimleri Gaz-Sıvı veya Sıvı-Sıvı akışlardır:

- **Çekirdek Akış:** Bu akışta gaz şeklindeki su çekirdekleri devamlı su akışının içine karışmaktadır. Yutucular (absorber), aerasyonlar, hava ile çalışan kaldırma pompaları, kavitasyon, buharlaşma çekirdek akış için örnek verilebilir.
- **Damlacık Akış:** Bu akışta su damlacıkları devamlı gaz akışının içine karışmaktadır. Yutucular, atomizerler, yakıcılar, krojenik pompalamalarda, kurutucularda, buharlaşma ve gaz soğutucular damlacık akışlara örnektir.
- **Slug Akış:** Büyük çekirdeklerin devamlı su akışının içine karıştığı akıştır. Hortumlarda ya da depolardaki büyük çekirdeklerin hareketleri slug akışlara örnek verilebilir.
- **Tabakalı/Serbest Yüzey Akış:** Bu akışlar birbiriyle karışmayan ve ara yüzleri belli olan akışkanların olduğu akışlardır. Nükleer reaktörlerdeki kaynama ve yoğunlaşma tabakalı akış örneklerindendir.



Şekil 3.1. Farklı iki fazlı akışın gösterimi

3.2. Çok Fazlı Akış Modeli Seçimi

Çok fazlı akış modeli seçiminde ilk adım akış rejimini en iyi temsil eden akışın (çekirdek, slug akış vb.) tanımlanmasıdır. Akış problemlerini çözmek için kullanılan yazılımda aynı akış türünü çözen farklı modeller olduğu göz önüne alınarak yapılması gereken bir sonraki işlem kabarcıkların, partiküllerin veya damlaların detaylı bir şekilde analiz edilmesidir. Yani bir arada bulunan iki faz arasındaki yüzey kuvvetleri gibi etkilerin belirlenmesiyle uygun model kullanılabilir.

3.2.1. Çok fazlı modelleme için yaklaşımlar

Sayısal akışkanlar mekaniğindeki ilerlemeler çok fazlı akışların dinamiklerinde çok önemli esaslar sağlar. Hali hazırda çok fazlı akışların sayısal çözümlerinde iki yaklaşım vardır. Euler- Lagrange Yaklaşımı ve Euler- Euler yaklaşımıdır.

3.2.1.a. Euler-Euler yaklaşımı

Euler- Euler yaklaşımında farklı fazların iç içe geçmesi ve sürekli kabul edilir. Bir fazın hacmi başka bir fazın hacmi ile elde edilemediğinden dolayı, faz hacmi oranının konsepti tanımlanır. Bu hacim oranları boşluk ve zamanın sürekli fonksiyonu olarak kabul edilir ve onların toplamı bir e eşit olur. Her bir faz için korunum denklemleri bütün fazlar için benzer yapıya sahip denklemlerin bir grubunu elde etmek için türevleri alınır. Bu denklemleri daha doğru hale getirmek için deneysel yöntemlerden elde edilen faktörleri bu denklemlere eklememiz gerekir.

ANSYS Fluent 'te üç farklı Euler-Euler çok fazlı modelleri elde edilebilir: Volume of Fluid (VOF) model, mixture model ve Eulerian modeli.

Yukarıda ifade ettiğimiz nedenlerden dolayı çalışmamıza uygunluk bakımından kullanacağımız model Eulerian modelidir.

3.2.1.b. Eulerian model

ANSYS Fluentte Eulerian modeli çok fazlı modellerin en kompleks olanıdır. Bu model her bir faz için bir dizi momentum ve süreklilik denklemlerini çözer. Eşleştirme işlemi basınç ve ara faz değişim katsayıları aracılığıyla tamamlanır. Bu eşleştirmedeki yöntem dahil edilmiş faz türlerine bağlı olarak yürütülür; granuler(sıvı-katı) akışlar non-granuler (sıvı-sıvı) akışlardan farklı olarak yürütülür. Granuler akış için özellikler kinetik teorisi uygulamalarından elde edilir. Fazlar arasındaki momentum değişimi karışımın türüne bağlıdır. Eulerian çok fazlı model uygulamalarına kabarcık sütunlarını, partikül süspansiyonu ve akış yatakları dahildir.

3.2.2. Model karşılaştırmaları

Genelde, çok fazlı sisteminizi en iyi temsil eden akış rejiminin belirlerken aşağıdaki başlıklara göre uygun modeli seçebilirsiniz.

- Çekirdek, damlacık ve partikül yüklü akışlar da faz karışımı ve /veya dağıtılmış faz hacim oranı %10 dan fazla ise ya mixture modeli ya da Eulerian modeli kullanılmalıdır.
- Slug akışlar için VOF modeli kullanılır.
- Tabakalı serbest yüzey akışlar için de VOF modeli kullanılır.

Mixture model ve Eulerian modeli arasında seçim yapmak için aşağıdaki başlıklar dikkate alınmalıdır:

- Dağılmış fazların geniş bir dağılımı varsa eğer mixture model tercih edilebilir. Dağılmış fazlar bölgenin bir bölümünde yoğunlaşmışsa eğer Eulerian modelini kullanılmalıdır.
- Eğer ara faz da sürüklenme kanunu çözümü yapılan sistem için önem arz ediyorsa Eulerian modeli mixture modelinden daha doğru sonuçlar sağlar. Eğer sürüklenme kuvvetinin belirlenmesi zor olursa mixture modeli daha iyi bir seçim olur.
- Basit bir problem kısa zamanda ve uğraştırmadan çözülmek istenirse mixture model Eulerian modele göre daha az denklem çözeceğinden tercih edilmelidir. Doğruluk sayısal çabadan önemliyse daha doğru sonuçlar veren Eulerian modeli daha iyi bir seçim olur. Ancak unutulmamalıdır ki Eulerian modeli kompleksliği yüzünden mixture modelinin karşısında sayısal çözüm olarak daha az kararlıdır.

3.2.2.a. Detaylandırılmış esaslar

Tabaka ve slug akışlar için VOF modeli seçimi doğru bir seçimdir. Ancak akışın diğer türleri için model seçimi kolay olmamaktadır. Genel bir yardım olarak bazı parametreler uygun bir çok fazlı model seçimine yardım eder. Bu parametreler: partikül yükleme,

Stokes sayısıdır. (Bu durumda partikül kelimesi bir partikül, damla ya da kabarcık olarak hepsini kapsamaktadır).

a. Partikül yüklemenin etkileri

Partikül yüklemesi faz etkileşimleri üzerine büyük bir etkiye sahiptir. Partikül yüklemesi, dağılmış fazın kütle yoğunluk (d) oranının taşıyıcı fazınkine oranı (c) olarak tanımlanır:

$$\beta = \frac{\alpha_d \rho_d}{\alpha_c \rho_c} \quad (3.1)$$

Malzeme yoğunluk oranı:

$$\gamma = \frac{\rho_d}{\rho_c} \quad (3.2)$$

gaz-katı akışları için 1000 den daha büyüktür ve sıvı-katı akışlar için 1 civarındadır ve gaz-sıvı akışlar için ise 0,001 den daha küçük değerdedir.

Bu parametreler kullanılarak partiküllü bir akımın her bir partikülü arasındaki ortalama mesafe tahminin edilebilir. Bu mesafenin tahmini Chrowe et. al tarafından aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\frac{L}{d_d} = \left(\frac{\pi}{6} \frac{1+k}{k} \right)^{1/3} \quad (3.3)$$

Burada k ifadesi $k = \frac{\beta}{\gamma}$ bu parametreler hakkında bilgi dağılmış fazın nasıl davrandığını belirlemek için önemlidir. Örneğin, partikül yüklemeli bir gaz-partikül akış için parçacıklar arası boşluk $\frac{L}{d_d}$ yaklaşık 8 dir. Partikül (çok düşük bir partikül yüklemesinden dolayı) izole edilmiş gibi davranabilir.

Partikül yüklemesine bağlı olarak parçacıklar arası derece aşağıda belirtildiği üzere üç kısma ayrılabilir:

- 1- Çok düşük yükleme için, fazlar arasındaki eşleştirme bir yolludur (taşıyıcı akış partikülleri sürüklemeye ve türbülans aracılığıyla etkiler ancak partiküllerin taşıyıcı akış üzerine etkisinin olmadığı durumlar). Discrete phase, mixture ve Eulerian modellerinin hepsi bu tür bir akışı modelleyebilir. Ancak Eulerian modeli çok uğraştırıcı bir model olduğundan mixture ve discrete modeli tavsiye edilir.
- 2- Orta yükleme için, fazlar arasındaki eşleştirme iki yolludur (taşıyıcı akış partikülleri sürüklemeye ve türbülans aracılığıyla etkiler ancak tersi etki olarak partiküllerin taşıyıcı akışın ortalama momentum ve türbülansını azaltır.) Discrete phase, mixture ve Eulerian modellerinin hepsi bu durumda uygulanabilir ancak bu modellerden hangisinin uygun olacağına Stokes sayısı gibi diğer faktörlerde hesaba katılarak karar verilir.
- 3- Yüksek yükleme için, iki yollu eşleştirmeye ek olarak partikül basıncı viskoz gerilmeleriyle birlikte toplamda dört eşleştirme yolu vardır.

b. Stokes sayısının önemi

Orta partikül yüklemeli sistemler için Stokes sayısının miktarını tahmin etmek bizim en uygun modeli seçmemizde yardımcı olur. Stokes sayısı, partikülün cevaplama zamanı ve sistemin cevaplama süresi arasındaki ilişki olarak tanımlanır.

$$St = \frac{\tau_d}{t_s} \quad (3.4)$$

Burada $\tau_d = \frac{\rho_d d_d^2}{18 \mu_c}$ ve sistemin karakteristik uzunluğu (L_s), ve karakteristik hızı (V_s) olarak $t_s = \frac{L_s}{V_s}$

Stokes sayısı (St) 1 den çok çok küçük olduğunda ya da 1'e yakın olduğu durumlarda partikül akışı yakından takip eder ve üç modelden herhangi birisi uygulanabilir. Bu

yüzden en az uğraştırıcı modeli seçilir (çoğu kez mixture modeli) ya da diğer faktörleri de düşünerek en uygun olanını seçilebilir.

St, 1 den büyü olduğunda partikül akıştan bağımsız olarak hareket edebilir bu yüzden Ayrık Faz Modeli (Discrete Phase Model, DPM) ya da Eulerian modelini kullanmak gerekir.

c. Diğer hususlar

Unutulmamalıdır ki yoğun discrete faz modeli formülasyonu kullanacaksanız discrete faz modelinin kullanımı düşük hacim oranlarıyla sınırlandırılmıştır. Ek olarak, discrete faz model simülasyonunda Eulerian modeline kıyasla çok daha fazla yanma modeli seçebilirsiniz. Partikül dağılımlarını hesaplamak için ya popülasyon denge modellerine ya da discrete faz modeli ve dense discrete faz modeline ihtiyacınız olacaktır.

3.2.3. Çok fazlı akışta zaman düzenleri

Çok fazlı uygulamaların çoğunda proses zaman ve mekana bağlı olarak çok çeşitliliğe sahip olabilir. Çok fazlı akışı dikkatlice modellemek için hem yüksek mertebeden mekan hem de zaman çözümlemesi gerekir. Ek olarak ANSYS Fluentte birinci ve ikinci dereceden zaman düzenlemesi mixture ve Eulerian modelleri için ve VOF implicit düzenlemesi için elde edilebilir.

Önemli: ikinci dereceden zaman düzenlemesi VOF explicit düzenlemesiyle birlikte kullanılmaz.

İkinci dereceden zaman düzenlemesi mixture faz momentum denklemi, enerji denklemi, çeşitli transport denklemleri, türbülans modeli, faz hacim oran denklemi, basınç düzeltme denklemi ve granuler akış modeli dahil tüm transport denklemleri için adapte edilebilir. Çokfazlı akış için genel bir transport denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial(\alpha\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha\rho\vec{V}\phi) = \nabla \cdot \bar{\tau} + S_\phi \quad (3.5)$$

Burada ϕ ya bir mixture ya da bir faz değişkeni, α faz hacim oranı, ρ mixture faz yoğunluğu, $\vec{V}$ Mixture ya da faz hızı, $\bar{\tau}$ Difüzyon terimi ve S_ϕ Kaynak terimidir.

Genel transport denklemi aşağıdaki gibi ayrıştırılabilir:

$$\frac{3(\alpha_p\rho_p\phi_pVol)^{n+1}-4(\alpha_p\rho_p\phi_pVol)^n+(\alpha_p\rho_p\phi_p)^{n-1}}{2\Delta t} = \sum [A_{nb}(\phi_{nb} - \phi_p)]^{n+1} + S_U^{n+1} - S_P^{n+1}\phi_P^{n+1} \quad (3.6)$$

Bu denklem daha basit bir şekilde yazılırsa;

$$A_P\phi_P = \sum A_{nb}\phi_{nb} + S_\phi \quad (3.7)$$

Burada

$$A_P = \sum A_{nb}^{n+1} + S_P^{n+1} + \frac{1.5(\alpha_p\rho_pVol)^{n+1}}{\Delta t} \quad (3.8)$$

$$S_\phi = S_U^{n+1} + \frac{2(\alpha_p\rho_p\phi_pVol)^n - 0.5(\alpha_p\rho_p\phi_pVol)^{n-1}}{\Delta t} \quad (3.9)$$

Bu düzenleme ANSYS Fluent programında var olan birinci dereceden Eulerian düzenlemesiyle kolayca uygulanabilir. Bu durum koşulsuzca karalıdır, ancak üç zamanlı metotta zaman değerindeki negatif katsayılar t_{n-1} eğer zaman adımları çok büyükse çözüm süresinde dalgalanma üretebilir.

Eğer sınırlandırılmış ikinci dereceden bir düzenleme yapılırsa bu problem ortadan kaldırılabılır. Ancak, dalgalı çözümler büyük olasılıkla sıkıştırılmaz sıvı akışlarında görülür.

3.2.4. Kararlılık ve yakınsama

Bir çokfazlı sistem çözüm prosesi zaten zordur ve bazı kararlılık ve yakınsama problemleriyle karşılaşabilirsiniz.

Zamana bağımlı bir problemin çözümünde kararsızlığı engellemek için uygun bir başlangıç alanı gerekir ki bu durum genellikle zayıf başlangıç alanlarında ortaya çıkar. Eğer CPU zamanı geçiş problemleri için bir endişe veriyorsa, en iyi çözüm PC SIMPLE kullanmaktır. Gövde kuvvetleri önemli olduğunda ya da eğer çözümde yüksek dereceden nümerik düzenlemeler gerekiyorsa basınç alanında daha iyi bir yaklaşım elde etmek için birkaç zamanlı adım performansı ile artırabilmek için küçük bir zaman adımıyla başlanması tavsiye edilir.

Kararlı bir çözüm için Multiphase Coupled çözümleyici tavsiye edilir. Bu çözücünün iterasyon doğası iyi bir başlangıç atama alanı gerekir. Eğer yüksek mertebeden düzenlemelerden ya da problemin karmaşık olmasından dolayı zorluklarla karşılaşılırsa Courant sayısını azaltma ihtiyacı olabilir. Normalde Courant sayısı 200 olmasına karşın yaklaşık 4'e kadar düşürülebilir. Eğer iterasyon prosesi pürüzsüzce devam ederse bu değer daha sonra artırılabilir. Buna ek olarak under-relaxation faktörü hızlar ve basınç için explicit ve diğer başka faktörler için implicittir. Hacim oran denklemi için daha düşük under-relaxation faktörleri Coupled çözücüyle birlikte dramatik olarak çözümü geciktirebilir (herhangi bir 0,5 değeri ya da üzeri yeterlidir); aksine PC SIMPLE hacim oran denklemi için normalde düşük bir under-relaxation ihtiyaç duyulabilir.

Bunlara ek olarak, ANSYS Fluent bütün hızları, basınç düzeltmeleri ve hacim oran düzeltmelerin eş zamanlı çözülmesi için bir Full Multiphase Coupled çözücü sunar.

3.2.5. Duvar kaynama modelleri

Duvar yüzeyinden akan akışkanın sıcaklığı doyma sıcaklığından düşük olmasına rağmen duvar sıcaklığı çok yüksek olduğu için duvar yüzeyinde kaynama meydana gelir, buna “aşırı soğutulmuş boiling” denir. Böyle durumlarda enerji direkt olarak duvardan sıvıya geçer. Sıvıya geçen enerjinin bir kısmı akışkanın sıcaklığını artırır, diğer bir kısmı da buhar meydana getirir. Ancak doymuş buhar fazındaki akışkan yoğunlaşır ve böylece meydana gelen ara faz ısı transferi sıvının ortalama sıcaklığını da artırır. Enerjinin bir kısmı da doğrudan duvardan buhar fazındaki akışkana geçer. Bu kaynama türünün (aşırı soğutulmuş boiling) temel mekanizması Rensselaer Polytechnic Institute (RPI) model olarak adlandırılır.

Ansys Fluent programında duvar kaynama, Eulerian çok fazlı modeli altında yer alır. Çok fazlı akışlar her faz için korunum (süreklilik, momentum ve enerji) denklemleri ile kurulur. Duvar kaynama prosesi, Kurual ve Podowski’nin RPI çekirdek kaynama modeli ve Lavieville ve arkadaşlarının DNB (departed nucleate boiling) formülasyonu ile modellenir.

Duvar kaynama modelleri 3 farklı duvar şartları ile adapte edilir; izotermal duvar, belirtilen ısı akısı ve belirtilen ısı transfer katsayısı (birleştirilmiş duvar sınırı).

Faz aralarında türbülans modellerin yanı sıra momentum, kütle ve ısı transferini hesaplamak için aşağıda belirtilen özel alt modeller dikkate alınır.

3.2.5.a. RPI model

RPI modele göre duvardan sıvıya geçen toplam ısı akısı 3 bölüme ayrılır; konvektif, quenching ve buharlaşma ısı akısı.

$$\dot{q}_W = \dot{q}_C + \dot{q}_Q + \dot{q}_E \quad (3.10)$$

Isıtılmış duvar yüzeyi, buhar kabarcıklarının kapladığı A_b Alanı ve sıvının kapladığı $(1 - A_b)$ alanına bölünmüştür.

$$\text{Konvektif ısı akısı } \dot{q}_C \text{ ile gösterilir ve } \dot{q}_C = h_C(T_W - T_L)(1 - A_b); \quad (3.11)$$

ile ifade edilir.

Burada h_C Tek fazlı ısı transfer katsayısı, T_W Ve T_L sırayla duvar ve sıvı sıcaklıklarını göstermektedir.

Quenching ısı akısı ($\dot{q}_Q$), yüzeyden ayrılan buhar kabarcığı ile onun yerini dolduran sıvının meydana getirdiği sirkülasyon hareketi sebebiyle oluşan enerji transferi modelidir.

$$\dot{q}_Q = \frac{2K_l}{\sqrt{\pi\lambda_l T}}(T_W - T_l); \quad (3.12)$$

ile ifade edilir.

Burada K_l iletim katsayısı, T periyot zamanı ve $\lambda_l = \frac{K_l}{\rho_l c_{pl}}$ Yayılma gücüdür.

Buharlaştırma akısı $\dot{q}_E$;

$$\dot{q}_E = V_d N_w \rho_v h_v f; \quad (3.13)$$

ile ifade edilir.

Burada V_d kabarcığın ayrılma çapı ile hesaplanan kabarcık hacmi, N_w kabarcığın lokal aktif yoğunluğu, ρ_v Buhar yoğunluğu, h_v buharlaştırma gizli ısı ve f kabarcık ayrılma frekansıdır. Bu denklemleri çözmek için aşağıdaki parametreler gereklidir.

- **Etki Alanı**

Etki alanı ayrılma çapı ve çekirdek lokal yoğunluğu üzerine tanımlanmıştır.

$$A_b = K \frac{N_w \pi D_w^2}{4} \quad (3.14)$$

Etki alanında lokal yoğunluğu sınırlamakla sayısal karasızlıktan uzaklaşırız. Etki alanı aşağıdaki gibi sınırlandırılır:

$$A_b = \min(1, K \frac{N_w \pi D_w^2}{4}) \quad (3.15)$$

K deneysel sabiti normalde 4 değerini alır ancak evrensel bir sabit olarak bulunmamıştır. Bu değer 1,8 ile 5 arasında değişmektedir. Del Valle ve Kenning tarafından K sabiti denklemi aşağıda verilmiştir:

$$K = 4.8 e^{(-\frac{Ja_{sub}}{80})} \quad (3.16)$$

Burada Ja_{sub} doymamış Jacob sayısıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Ja_{sub} = \frac{\rho_l C_{PL} \Delta T_{SUB}}{\rho_v h_{fv}} \quad (3.17)$$

Burada $\Delta T = T_{sat} - T_l$

- **Kabarcık Ayrılma Frekansı**

RPI modelinin uygulanması normalde atalet kontrollü büyümeye dayalı olarak kabarcık kalkış frekansını kullanır (doymamış bir kaynama için gerçek değildir).

$$f = \frac{1}{T} = \sqrt{\frac{4g(\rho_l - \rho_v)}{3\rho_l D_w}} \quad (3.18)$$

- **Çekirdek Lokal Yoğunluğu**

Çekirdek local yoğunluğu normalde kızgın yüzey korelasyonu ile ifade edilir. Bu formun genel ifadesi şöyledir:

$$N_w = C^n (T_w - T_{sat})^n \quad (3.19)$$

Burada deneysel parametreler Lemmert ve Chawla tarafından bulunmuştur. Bunlar $n=1,805$ ve $C=210$. Kocamustafaoğulları ve Ishii gibi erişilebilen başka bir formül asyön da elde edilebilir. Burada $N_w^* = f(\rho^*) r_c^{*-4.4}$

Ayrıca

$$N_w^* = N_w D_w^2 \quad (3.20)$$

$$r_c^* = 2 r_c / D_w \quad (3.21)$$

$$r_c = \frac{2\sigma T_{sat}}{\rho_v h_{fv} \Delta T_w} \quad (3.22)$$

Burada D_w kabarcık ayrılma çapı ve yoğunluk fonksiyonu şu şekildedir:

$$f(\rho^*) = 2.157 \times 10^{-7} \rho^{*-3.2} (1 + 0.0049 \rho^*)^{4.13} \quad (3.23)$$

- **Kabarcık Ayrılma Çapı**

RPI modelinde otomatik kabarcık ayrılma çapı deneysel korelasyonlar üzerine dayanmaktadır ve metre biriminde aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$D_w = \min(0.0014, 0.0006e^{\frac{-\Delta T_w}{45.0}}) \quad (3.24)$$

Kocamustafaoğulları ve Ishii kullandığı denklem ise;

$$D_w = 0.0012(\rho^*)^{0.9} 0.0208\phi \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (3.25)$$

ϕ derece olarak kabarcık temas açısıdır.

Kabarcık ayrılma çapı mm olarak Unal ilişkisinden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$D_w = 2.4210^{-5} P^{0.709} \left(\frac{a}{b\sqrt{\phi}} \right) \quad (3.26)$$

$$a = \frac{\Delta T_{sub}}{2\rho_g H_{lv}} \sqrt{\frac{\rho_s C_{pc} k_s}{\pi}} \quad (3.27)$$

$$b = \begin{cases} \frac{\Delta T_{sub}}{2(1-\frac{\rho_g}{\rho_l})} e^{\left(\frac{\Delta T_{sub}}{3}-1\right)} & \Delta T \leq 3 \\ \frac{\Delta T_{sub}}{2(1-\frac{\rho_g}{\rho_l})} & \Delta T > 3 \end{cases} \quad (3.28)$$

$$\phi = \max \left[\left(\frac{U_b}{U_o} \right)^{0.47}, 1.0 \right] \quad (3.29)$$

Burada P akım basıncı $\Delta T_{sub} = T_w - T_{sat}$ kızgın yüzey H_{lv} gizli ısı, U_b duvar yakınıdaki yığının hızı $U_o = 0.61 \text{ m/s}$. S,l ve g indeksleri sırasıyla katı, sıvı ve gaz fazlarını tanımlamaktadır.

3.2.5.b. Dengelenmemiş Doymamış Kaynama

Temel RPI modeli kullandığımız zaman buharın sıcaklığı hesaplanmaz fakat aksine doymuş sıcaklık sabit kabul edilir. Kabarcık kaynamadan ayrılma modeli yapmak için, kritik ısı akısı yakınında kaynama modelleme veya kuru kaynama bölgesine geçtiğimizde buhar sıcaklığını çözüm prosesine katmak gerekir.

Duvardan ısı transfer kısımları şimdi aşağıda gösterildiği gibi düzenlenir.

$$\dot{q}_W = (\dot{q}_C + \dot{q}_Q + \dot{q}_E)f(\alpha_l) + (1 - f(\alpha_l))\dot{q}_V + \dot{q}_G \quad (3.30)$$

Burada $\dot{q}_C$, $\dot{q}_Q$ ve $\dot{q}_E$ Sıvı faz taşınım ısı akısı, quenching ısı akısı ve buharlaşma ısı akısıdır. $\dot{q}_V$ (ek ısı akısı) buhar fazının taşınım ısı akısını ve $\dot{q}_G$ sistemdeki muhtemel herhangi bir gaz fazın ısı akısını temsil etmektedir. Bunlar gösterildiği gibi açıklanır:

$$\dot{q}_V = h_V(T_W - T_V) \quad (3.31)$$

$$\dot{q}_G = h_G(T_W - T_G) \quad (3.32)$$

Sıvı fazına benzer olarak $\dot{q}_C$, taşınım ısı transfer katsayısı h_V ve h_G Duvar fonksiyonun formülasyonlarından hesaplanır.

$f(\alpha_l)$ fonksiyonu sıvı hacim oranı gibi benzer sınırlanmış değerlerle olan lokal sıvı hacim oranı üzerine bağlıdır. Lavieville ve diğerleri aşağıdaki açıklamayı sunmuşlardır:

$$f(\alpha_l) = \begin{cases} 1 - \frac{1}{2}e^{-20(\alpha_l - \alpha_{l,crit})} \\ \frac{1}{2}\left(\frac{\alpha_l}{\alpha_{l,crit}}\right)^{20} \alpha_{l,crit} \end{cases} \quad (3.33)$$

Burada buhar oranı için kritik değer $\alpha_{l,crit}=0,2$ dir.

3.2.5.c. Kritik ısı akısı

Duvar kaynamada kritik ısı akısı şartları yerel ısı transfer katsayısı keskin bir şekilde azaltılarak ve duvar yüzey sıcaklığı yükseltilmesiyle karakterize edilir. Kritik ısı akısı ısıtılmış yüzey kaynama sıvısıyla çok fazla nemlendirilmediğinde meydana gelir. Kritik ısı akısı şartlarında buhar sıvıyla yer değişir ve ısınmış duvar yüzeyini kaplar. Bu yüzden enerji doğrudan duvardan buhara transfer edilir. Bundan dolayı hızlı bir şekilde duvardan alınan ısı düşmeye başlar ve aşırı bir şekilde buhar sıcaklığı artar ve en önemlisi de duvar sıcaklığıdır. Ek olarak duvar kaynama çekirdek kaynama rejiminden ayrılır ve çok fazlı akış rejimi kabarcıklı akıştan buharlı akışa dönüşür.

Kritik ısı akısı şartları modeli için ANSYS Fluentte RPI genişletilmiştir.

Bu genişletme aşağıdaki başlıklarda yapılmıştır

- Genelleştirilmiş ve dengelenmemiş duvar ısı akısı bölümü
- Akış rejiminin kabarcıklıdan buhar akışına geçişi

a. Duvar ısı akısı bölümü

Duvar ısı bölümü fonksiyon tanımı hariç (3.30) denklem gibi tanımlanır. Burada $f(\alpha_l)$ sıvı hacim oranı gibi aynı sınırlı değeri olan yerel sıvı/buhar hacim oranı üzerine bağlıdır ve değeri 0 ve 1 arasındadır. Lavieville ve diğerleri aşağıdaki açıklamayı sunmuşlardır:

$$f(\alpha_l) = \begin{cases} 1 - \frac{1}{2} e^{-20(\alpha_l - \alpha_{l,crit})} & \alpha_l \geq \alpha_{l,crit} \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_l}{\alpha_{l,crit}} \right)^{20} & \alpha_l < \alpha_{l,crit} \end{cases} \quad (3.34)$$

Sıvı hacim oranı için kritik değer 0,2 ve buhar fazı için $\alpha_{v,crit} = 1 - \alpha_{l,crit} = 0.8$ 'dir.

Burada ayrıca duvar ısı akısı bölümünü tanıtmak için bazı diğer fonksiyonlar elde edilebilir. Duvar kaynama rejimini tanıttığımızda Tentner ve arkadaşları aşağıdaki gibi buhar hacim oranına dayalı bir açıklama sunmuşlardır:

$$f(\alpha_v) = 1 - f(\alpha_l) = \begin{cases} 0 & \alpha_v < \alpha_{v,1} \\ \frac{1}{2} \left(1 - \cos \left(\pi \frac{\alpha_v - \alpha_{v,1}}{\alpha_{v,2} - \alpha_{v,1}} \right) \right) & \alpha_{v,1} \leq \alpha_v \leq \alpha_{v,2} \\ 1 & \alpha_v > \alpha_{v,2} \end{cases} \quad (3.35)$$

Duvar ısı akısı bölümünde ince film kaynama yı göz önüne aldığımızda Loliev ve arkadaşları kritik ısı akısı şartları için lineer bir fonksiyon sunmuşlardır:

$$f(\alpha_v) = \max \left(0, \min \left(\frac{\alpha_v - \alpha_{v,1}}{\alpha_{v,2} - \alpha_{v,1}} \right) \right) \quad (3.36)$$

Burada durma noktaları $\alpha_{v,1} = 0.9$ ve $\alpha_{v,2} = 0.95$ olarak ayarlanır.

b. Akış rejim geçişi

Duvar kaynama çekirdek kaynamadan ayrıldığı zaman ve kritik ısı akısına ve kuru kaynamaya ulaşmasıyla çok fazlı akış rejimi kabarcıklı akıştan buharlı akışa dönüşür. Bundan dolayı sıvı fazı devamlı fazdan dağıtılmış faza döner. Bu akış rejimi değişimiyle fazlar arası alan momentum transfer terimi (sürüklenme, kaldırma, türbülans dağıtımı, fazlar arası alan ve diğerleri), ısı transfer ve türbülans miktarları da tabi ki değişebilir.

Akış rejiminin değişimi taklit etmek ve ara yüzey transferlerini hesaplamak için, akış rejimi haritaları olarak adlandırılmış, karşıt akışlı ortalama akış parametreleri geleneksel olarak alt kanallı bir boyutlu termal hidrolik kodlarda kullanılır.

Akış rejiminin türü buhar hacim oranı α_v miktarından belirlenir.

- Kabarcıklı akış topolojisi: buhar fazı devamlı sıvıda kabarcık şeklinde dağılması. Tipik olarak $\alpha_v \leq 0,3$
- Buhar akış topolojisi sıvı faz devamlı buharda damlacık şeklinde dağılması tipik olarak $\alpha_v \geq 0,7$
- Churn akış: bu kabarcıklı ve buhar akış topolojisi arasında bir topolojidir ve $0,3 < \alpha_v < 0,7$

Ara yüzey topolojileri ara yüzey alanı ve ara yüzey momentum ve ısı transferini hesaplamak için kullanılır.

Φ tanımlanması ara yüzey miktarlarını (ara yüzey alanı, sürüklenme, kaldırma, türbülans sürüklenme kuvveti ve ısı transferi) temsil eder. Bunlar aşağıdaki gibi formda tanıtılır:

$$\Phi = (1 - f(\alpha_v))\Phi_{bubbly} + f(\alpha_v)\Phi_{droplet} \quad (3.37)$$

Burada $f(\alpha_v)$ Eşitlik (3.35) ve eşitlik (3.36) Kullanılarak hesaplanır. Fakat kesme noktalarının farklı alt ve üst limitleriyle kullanılır. Normalde 0.3 ve 0.7, Φ_{bubbly} Ve $\Phi_{droplet}$ sırasıyla kabarcıklı akış ve buhar akışının ara yüzey miktarlarıdır.

Dikkate alınmalıdır ki kaynama modelinde genelde sıvı birinci faz ve buhar ikinci faz olarak tanıtılır. Bundan sonra akış rejimi değiştiğinde bunların değişmesine gerek yoktur.

Φ_{bubbly} ve $\Phi_{droplet}$ hesaplandığında birincil ve ikincil fazlar dönüştürülür. Φ_{bubbly} ' için sıvı birinci faz ve buhar ikinci fazdır. Aksine bu $\Phi_{droplet}$ ' için buhar birinci faz ve sıvı ikinci faz olurlar.

3.2.5.d. Ara yüzey momentum transferi

Ara yüzey momentum transferi beş ayrı başlıkta incelenebilir: Sürüklenme, kaldırma, türbülans sürüklenme kuvveti, duvar yağlama ve hayali kütle.

Bu etkilerin her birisi için çeşitli modeller elde edilebilir. Bunlardan bazıları özellikle kaynama akışı için formüle edilmiştir buna ek olarak kullanıcının kod yazmasına izin veren UDF seçeneği de mevcuttur.

a. Ara yüzey alanı

Ara yüzey alanı hem transport denklemiyle hem de analitik model ile hesaplanabilir. Kaynama akışı için normalde analitik model seçilir.

b. Kabarcık ve damlacık çapları

1. Kabarcık çapı

Otomatik olarak FLUENT kabarcık çapı için aşağıdaki modeli bir doymamış lokal fonksiyon $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_l$ olarak kullanır:

$$D_b = \begin{cases} \max \left[1.0 \times 10^{-5}, d_{min} \exp \left(\frac{-k(\Delta T_{sub} - \Delta T_{max})}{d_{min}} \right) \right] & \Delta T_{sub} > 13.5k \\ d_{max} - k(\Delta T_{sub} - \Delta T_{min}) & \Delta T_{sub} \leq 13.5k \end{cases} \quad (3.38)$$

Burada:

$$d_{min} = 0.00015 \text{ m}$$

$$d_{max} = 0.001 \text{ m}$$

$$\Delta T_{min} = 0 \text{ K}$$

$$\Delta T_{max} = 13.5 \text{ K}$$

$$k = \frac{d_{max} - d_{min}}{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}$$

Bir alternatif olarak kabarcık çapı; D_b' , Unal korelasyonu ile verilebilir:

$$D_b = \begin{cases} 0.0015 & \Delta T_{sub} < 0 \\ 0.0015 - 0.0001\Delta T_{sub} & 0 \leq \Delta T_{sub} \leq 13.5k \\ 0.00015 & \Delta T_{sub} > 13.5k \end{cases} \quad (3.39)$$

2. Damlacık Çapı

Akış rejimi buhar akışa geçerken damlacık çapı sabit ya da Kataoka-Ishii korelasyonu ile tahmin edilebilir.

$$D_d = C_{ds} \frac{\sigma}{\rho_v j_v^2} Re_l^{-1/6} Re_v^{2/3} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{2/3} \quad (3.40)$$

$$C_{ds} = 0.28$$

j_v buhar volumetrik akısı (yüzeysel hız)

Re_l Lokal sıvı Reynolds sayısı

Re_v lokal buhar Reynolds sayısı

μ_l sıvı viskozitesi

μ_v Buhar viskozitesi

c. Ara yüzey sürüklenme kuvveti

Ara yüzey sürüklenme kuvveti bir standart modeli kullanarak hesaplanır. ANSYS Fluent dağıtılmış fazlar üzerine sürüklenme kuvvetini hesaplamak için çeşitli seçenekler sunar. Normalde kaynama akışı için Ishii modeli tercih edilir.

d. Ara yüzey kaldırma kuvveti

ANSYS Fluent dağıtılmış fazlar üzerine kaldırma kuvvetini hesaplamak için çeşitli seçenekler sunar. Kaynama akışı için bu kuvvet çekirdek kaynama rejiminde çok önemlidir. RPI modelinde türbülans dağıtım kuvvetinin etkisini hesaplamak için Tomiyama modeli genellikle seçilir.

e. Türbülans dağıtım kuvveti

ANSYS Fluent dağıtılmış fazlar üzerine türbülans dağıtım kuvvetini hesaplamak için çeşitli seçenekler sunar. Kaynama akışı için bu kuvvet buhar duvardan merkez akış bölgesine taşındığında önemlidir. RPI modelinde türbülans dağıtım kuvvetinin etkisini hesaplamak için Lopez de Bertodano modeli genellikle seçilir.

f. Duvar yağlama kuvveti

ANSYS Fluent dağıtılmış fazlar üzerine duvar yağlama kuvvetini hesaplamak için çeşitli seçenekler sunar. Kaynama akışı için bu kuvvet çekirdek kaynama rejiminde önemlidir. RPI modelinde duvar yağlama kuvvetinin etkisini hesaplamak için Antal ve arkadaşlarının modeli genellikle seçilir.

g. Sanal kütle kuvveti

Duvar kaynama modelinde sanal kütle kuvveti Eulerian çok fazlı model için standart korelasyon uygulaması kullanarak modellenenebilir.

3.2.5.e. Ara yüzeyli ısı transferi

a. Sıvı ısı transferi ara yüzeyi

Çekirdekler duvardan ayrılıp ve doymamış bölgeye hareket ettiği zaman çekirdeklerden sıvıya ısı transferi gerçekleşir. Bu durum aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\dot{q}_{lt} = h_{sl}(T_{sat} - T_l) \quad (3.41)$$

Burada h_{sl} Volumetrik ısı transfer katsayısıdır. Isı transfer katsayısı Ranz –Marshall ya da Tomiyama modellerinden hesaplanabilir.

b. Buhar ısı transferi ara yüzeyi

Buhar ısı transfer ara yüzeyi sabit zaman ölçeğinin doymuşa dönüme metodunu kullanarak hesaplanır. Burada buharın hızlı buharlaşma ve yoğuşma ile doyma sıcaklığına döndüğü kabul edilir. Formulasyon aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\dot{q}_{vt} = \frac{\alpha_v \rho_v C_{p,v}}{\delta t} (T_{sat} - T_v) \quad (3.42)$$

Burada δt varsayılan (default) değerini 0,05'e ayarlamak için zaman ölçeği ve $C_{p,v}$ izobarik ısı kapasitesi.

3.2.5.e. Kütle transferi

a. Duvardan buhara kütle transferi

Buharlaşıma kütle akışı duvara yakın hücrelerde uygulanabilir ve buharlaşma ısı akısından elde edilir

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{q}_E}{h_{fv} + C_{p,l} \Delta T_{sub}} \quad (3.43)$$

b. Ara yüzey kütle transferi

Ara yüzey kütleleri arasındaki ısı transferi doğrudan ara yüzey ısı transferine bağlıdır. Ara yüzeye transfer edilen ısıнын tamamı kütle transferinde kullanılır. Ara yüzey kütle transfer oranı şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{m} = \dot{m}_{lt} + \dot{m}_{vt} = \frac{\dot{q}_{lt} + \dot{q}_{vt}}{h_{fv}} \quad (3.44)$$

3.2.5.f. Türbülans etkileşimleri

Kaynama akışları modelleri için türbülans etkileşimleri modelleri genellikle çok fazlı türbülans modellerine kabarcık karıştırma ve dağıtma eklemesi tanımlanarak dahil edilir. Türbülans modelinde tanımlandığı üzere kaynama akışları için üç farklı seçenek elde edilir. Bunlar Throska-Hasan, Simonin ve arkadaşları ve Sato.

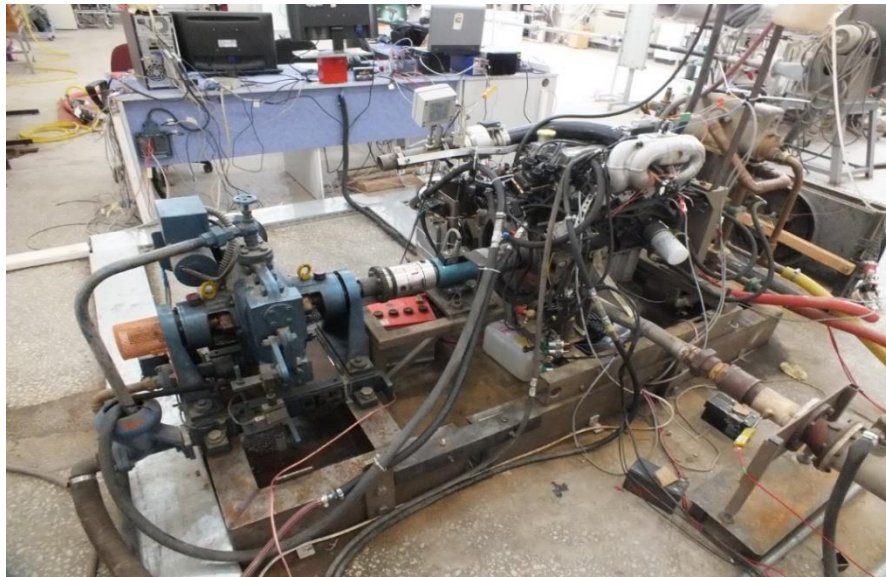
3.3. Deneysel Sistem

Bu tez kapsamında yapılacak deneyler için öncelikle Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde bulunan içten yanmalı motorlar laboratuvarında bulunan fren (dinamometre) tezgâhına yerleştirilen, 4-stroklı, su soğutmalı, yakıt püskürtmeli, buji

ateşlemeli Ford MVH418 tipi motor kullanılmıştır. Bu motora teknik özellikler Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

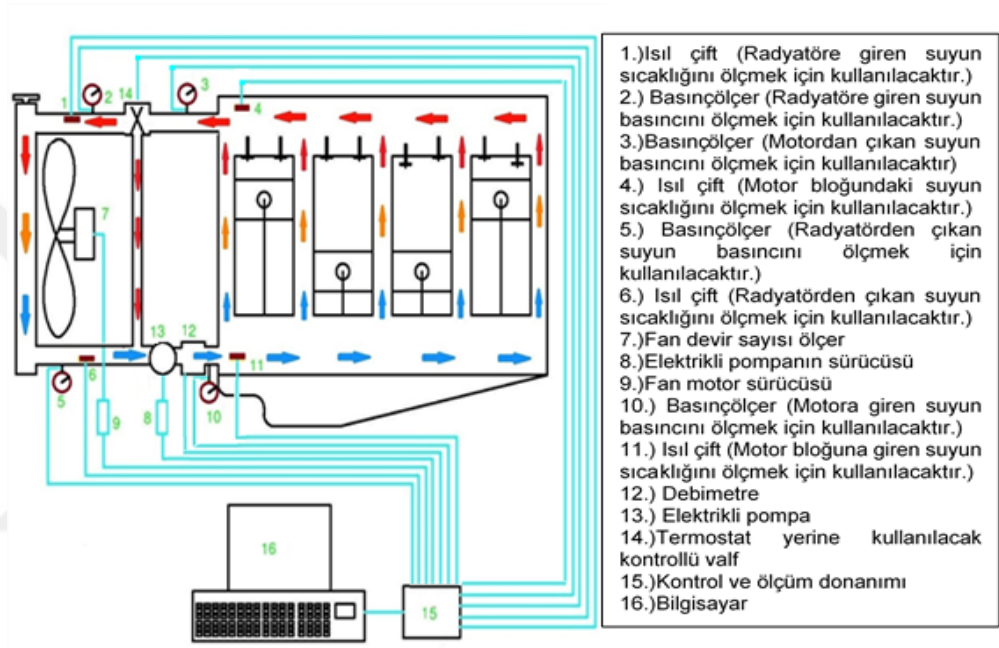
Çizelge 3.1. Deneylerde kullanılan motora ait teknik özellikler

Motor Tipi	Ford MVH418, 4-Stroklı, Su Soğutmalı, Yakıt Püskürtmeli, Buji Ateşlemeli
Silindir Tipi ve Sayısı	Sıra Tipi, 4 Silindirli, Dohc-16V
Ateşleme Sırası	1-3-4-2
Çap	80.6 mm
Strok	88 mm
Kapasite	1796 cm ³
Sıkıştırma Oranı	10 : 1
Maksimum Güç	6250 d/dak’da 93 kW
Maksimum Moment	4500 d/dak’da 157 Nm
Rölanti Devri	900 $\pm$ 50 d/dak
Buji Ateşleme Açıklığı	1.3 mm
Yakıt	LPG - Kurşunsuz Benzin
Yakıt Emme Sistemi	BOSH KE-Jetronik
Krank Yarı Çapı	44 mm
Emme Açılma Avansı	60 KMA
Emme Kapanma Gecikmesi	54 KMA
Egzoz Açılma Avansı	54 KMA
Egzoz Kapanma Gecikmesi	60 KMA



Şekil 3.2. Gerçek deney düzeneği

Bu tez’de mevcut deney düzeneğinde bulunan soğutma sistemi Şekil 3.3’te gösterildiği gibi yeniden düzenlenmiştir. Düzenleme işleminde mevcut su pompası yerine elektrik motorlu su pompası, termostat yerine açıklığı ayarlanabilen kontrollü vana ile değiştirilmiş ve fana kontrolcü eklenmiştir. Ayrıca ölçüm yapılacak noktalara ilgili sensörler yerleştirilerek yeni bir sistem tasarlanmıştır.



Şekil 3.3. Tez kapsamında kullanılan soğutma sisteminin şeması



Şekil 3.4. Gerçek deney düzeneğinin ve ölçüm cihazlarının pozisyonu

Motor ilk çalıştırılma durumundayken motorun parçalarının sıcaklığı çevre sıcaklığına eşittir. Motor çalışmaya başladıktan sonra bu parçaların sıcaklığı, silindir içinde meydana gelen yanma neticesinde oluşan ısı ile kararlı hale gelmektedir. Geçici çalışma koşullarının gerçekleştiği bu sürede ısı transfer miktarı zamanla değişmektedir. Ayrıca deneyler aşamasının ikinci kısmında farklı yük ve devir sayılarına göre motorun çalışma koşulları, bölgelere ayrılmış ve bu bölgeler için ayrı ayrı deney gerçekleştirilmiştir. Bu bölgeler rölanti, düşük devir- düşük yük, düşük devir- yüksek yük, yüksek devir- düşük yük ve yüksek devir-yüksek yük şeklinde ayrılmıştır.

Soğutma sistemi denemek için iki yönteme ihtiyacımız vardır.

1. Yazılımlar:

- a. Labview Programı (görüntü işleme, gaz kelebeğinin kontrol yazılımı, fan kontrol yazılımı)
- b. Matlab simulink (su pompası ve elektrikli valfin kontrolü için)
- c. Silindir içi basınç ölçümleri için okuma programı

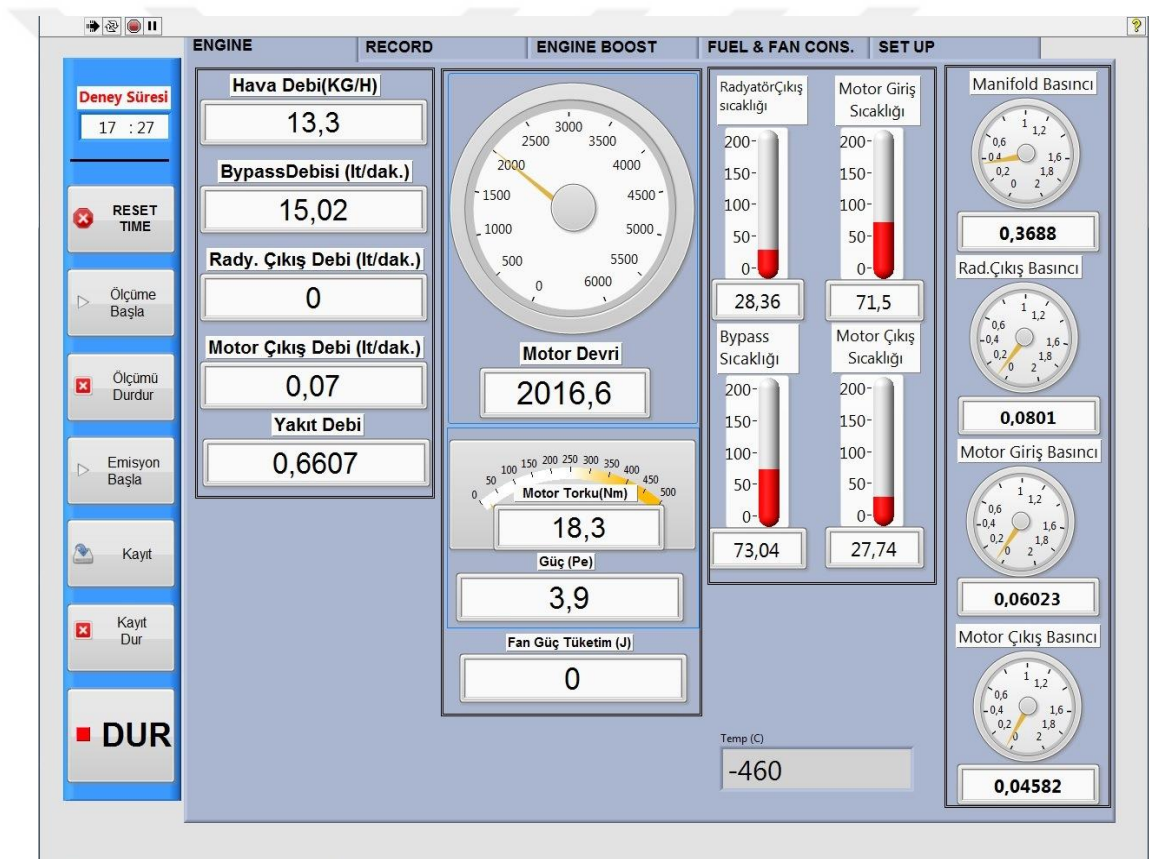
2. Donanımlar:

- a. Sensörler ve ölçüm aletleri
- b. Aktüvatörler
- c. Mekanik sistemler

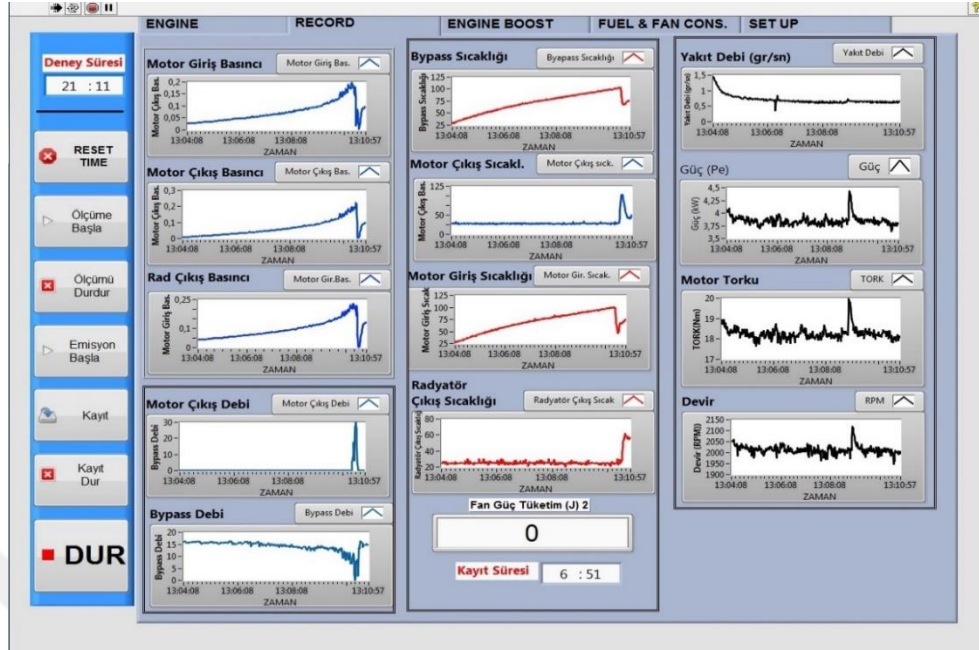
1.1.Yazılımlar:

Simülasyonda Matlab/Simulink ve gerçek zamanlı uygulamalarda LabView yazılımı kullanılmıştır. Ayrıca farklı bir bilgisayar üzerinden motor parametrelerinin ölçülüp kaydedilmesi amacıyla LabView ortamında hazırlanan yazılım kullanılmıştır. Bu yazılıma ait ekran görüntüsü Şekil 3.5.'te gösterilmiştir. Bu program ile test düzeneği

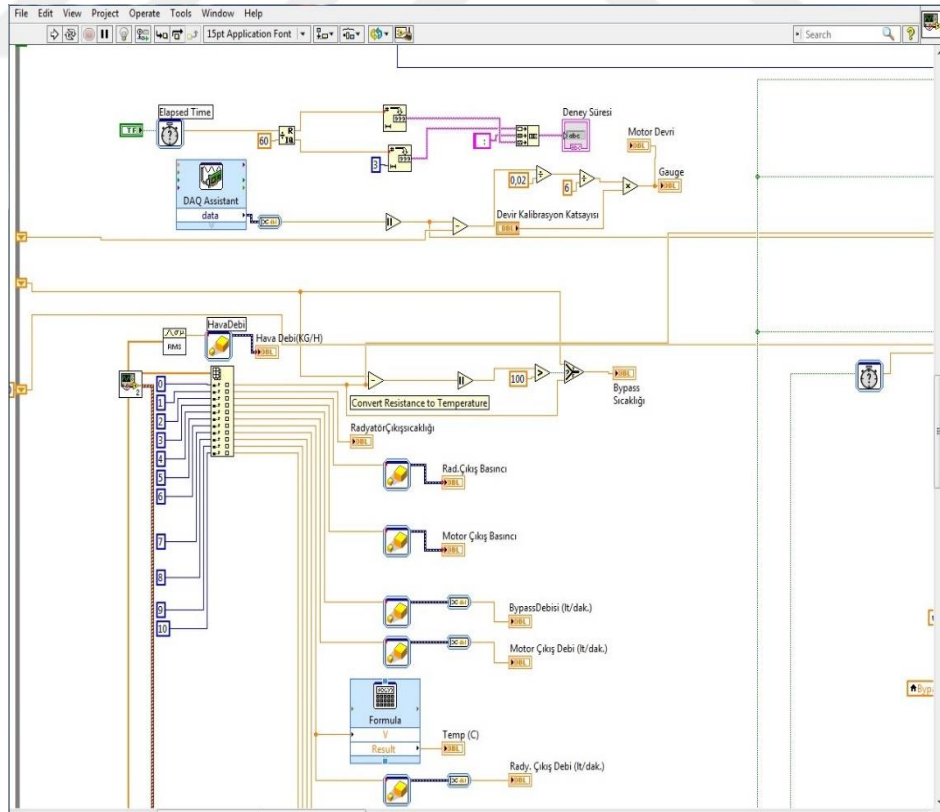
üzerinde bulunan sensörler ve ısı çiftleri ile tork, devir sayısı, yakıt tüketimi, emme hava debisi, sıcaklık değişimleri ve egzoz emisyon değerleri anlık olarak izlenebilmekte ayrıca kullanıcının belirlediği süre aralığında kaydedilmektedir. Programda ana sayfada motor tork ve devir sayısı parametreleri, tork sensörü üzerinden elde edilmiştir. Motor torku, sensörün analog çıkışlarının cihazın kalibrasyon değerleri ile ayarlanması ile veri toplama kartının analog giriş kanallarıyla ölçülürken, motor devir sayısı ise sensörün üzerinden konum seziciden gelen bilginin veri toplama kartının sayısal girişleri kullanılarak program içerisinde hesaplanmasıyla ölçülmüştür.



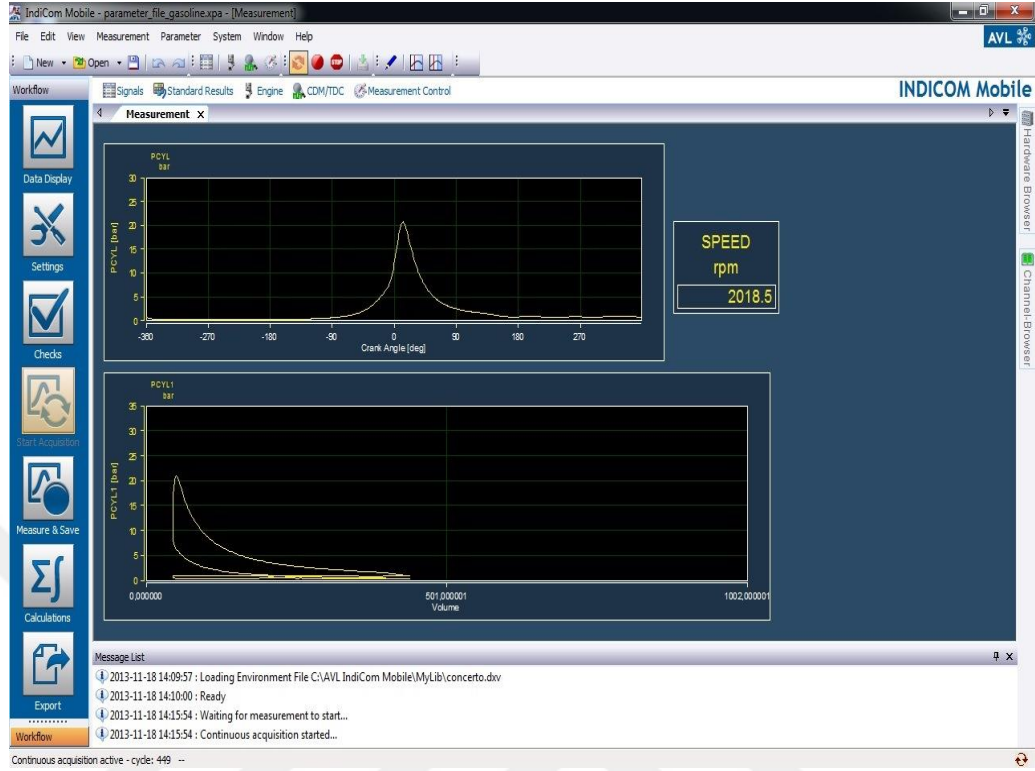
Şekil 3.5. Motor parametrelerinin görüntüsü için tasarlanan program (1)



Şekil 3.6. Motor parametrelerinin görüntüsü için tasarlanan program (2)



Şekil 3.7. Motor parametreleri için Labview da yazılan program



Şekil 3.9. Silindir içi basınç ölçümleri için okuma programı

2.1. Donanımlar:

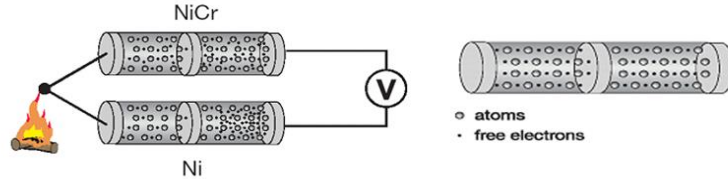
a. Sensörler ve ölçüm aletleri

- Termokupllar:

Termokupllar basit, sağlam ve düşük maliyetli oldukları için endüstride en sık kullanılan sıcaklık ölçüm sensörleridir. Termokupl 1821 yılında Thomas John Seebeck tarafından icat edildi.

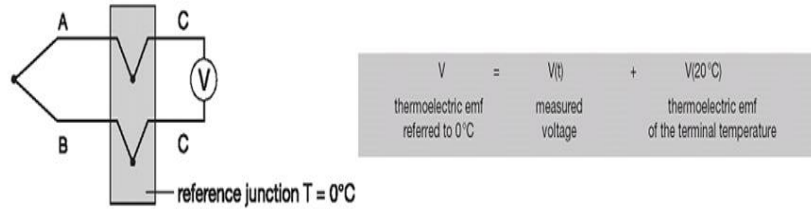
Bir termokupl, iki farklı iletken telin birlikte uç kısımlarından kaynatılmasıyla oluşur. Kaynatılan nokta sıcak nokta, açık kalan iki uç soğuk nokta (veya referans noktası) olarak adlandırılır. Bu iki nokta arasındaki sıcaklık farkına orantılı olarak oluşan ve termoelektrik voltaj ya da Seebeck voltajı da denen mV seviyelerindeki bir gerilimin

varlığı termokuplların sıcaklık ölçümünde geniş bir şekilde kullanılmasını sağlamıştır. Termokupllun sıcak noktası ve soğuk noktası arasındaki sıcaklık dağılımı nasıl olursa olsun üretilen gerilim, sıcak ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkına oranlıdır.



Şekil 3.10. Termokuplun çalışma şeması

Soğuk noktanın sıcaklığı önemlidir. Sıcak nokta aynı kalmak kaydı ile soğuk nokta sıcaklığı değiştiği takdirde farklı sıcaklıklar okunacaktır. Bu nedenle termokupl mv tablolarındaki değerlerde standardizasyon sağlamak için ölçülen sıcaklık karşılığı mv değerleri soğuk noktanın 0°C’de tutulması ile elde edilmişlerdir.



Şekil 3.11. Termokupl ölçüm prensibi

Çizelge 3.2. Termokupl çeşitleri ve sıcaklık aralıkları

ELEMAN TELİ	DIN 43710	DIN 43710 ve IEC 584	SICAKLIK ARALIĞI		İÇERDİĞİ ELEMANLAR	DUYARLILIK
Cu-Const	U	T	-200° C	+300° C	Bakır-Konstantan	~43 μ V/°C
Fe-Konst	L	J	-200° C	+800° C	Demir-Konsantan	~52 μ V/°C
NiCr-Ni		K	-200° C	+1200° C	NikelKrom-Nikel	41 μ V/°C
Cr-Const		E	-200° C	+1200° C	Kromel-Konstantan	68 μ V/°C
Nikrosil- Nisil		N	0° C	+1200° C	NikelKrom-Silikon- Nikelsilikon Magnezyum	39 μ V/°C
Pt%10Rh- Pt		S	0° C	+1500° C	Platin Rodyum-Platin (%10)	10 μ V/°C
Pt%13Rh- Pt		R	0° C	+1600° C	Platin Rodyum-Platin (%13)	10 μ V/°C
Pt%18Rh- Pt		B	0° C	+1800° C	Platin Rodyum-Platin (%13)	
Tn- Tn%26Re		W	0° C	+2000° C	Tungten- Tungsten%26Renyum	

**Şekil 3.12.** Termokuplerin kalibrasyon cihazı**Şekil 3.13.** Tez kapsamında kullanılan Termokupl

- Basınç sensörleri

Motorun farklı noktalarında soğutucu basıncını ölçmek için Mesens- MPS500 sensörü kullanılmış, bu sensör sıvı ve gazların yüksek sıcaklıklarda basıncını ölçmek için uygundur. Bu sensör

- a) Kompakt tasarım
- b) Yüksek korozyon direnci
- c) Geniş ölçüm aralığı
- d) Montaj kolaylığı
- e) Farklı çıkış sinyalleri,

gibi özelliklerine sahip olduğu için tercih edilmiştir.

Çizelge 3.3. Mesense adlı basınç sensörünün MPS500 modelinin teknik özelliği

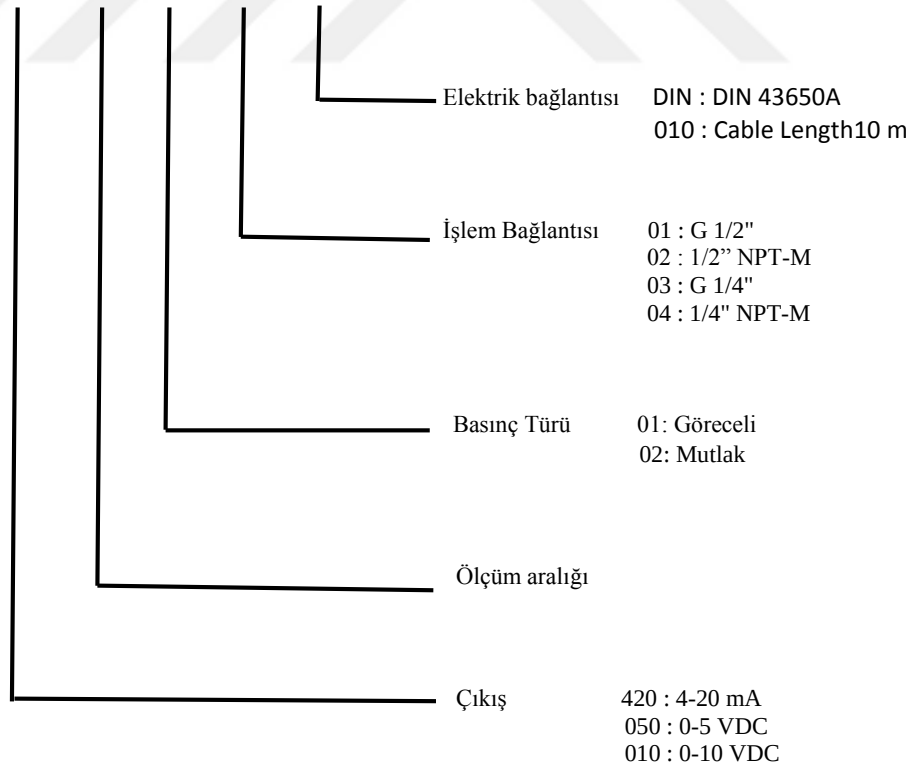
Hassasiyet derecesi	Elektrik
MPS500 için ± 0.5 FS MPS501 için $\pm 0.2\%$ FS	2-telli, 4-20 mA, 10-36 VDC güç
Aşırı basınç	Histerezis, Tekrarlanabilirlik
Tam ölçüm 16 bar'a kadar değişirken – 2,5x 16 ila 600 bar arasındayken - 2x 600 barın üstünde – 1,5x	0,05% of FS
Çalışma Sıcaklığı Aralığı	kararlılık
-40 ° ila + 85 ° C	0,15% of FS/year
Düzeltilmiş Sıcaklık Aralığı	Sıfır Dengesi
0° ila + 80° C	+/-%5 tam skala



Şekil 3.14. Kullanılan basınç sensörü

MPS modellerin kodlaması:

MPS500 . XXX . XX . XX . XX . XXX
MPS501.



- Debimetre:

Soğutucunun debisini ölçmek için RST firmasının TDSS-015 modeli debimetresi kullanılmıştır. Bu debimetreler türbin tipi debimetreler olup ve

- a) Çok hassas
- b) Tekrarlanabilir
- c) Bakım ve montaj kolaylığı

gibi özelliklerine sahip olduğu için tercih edilmiştir. Bu debimetrenin çıkış sinyali çeşitli hacimsel birimlerine (L/dk, m³/dk, ...) dönüştürülebilir.



Şekil 3.15. Kullanılan debimetre

Çizelge 3.4. Kullanılan debimetrenin teknik özelliği

Yapı Malzemeleri	
Vücut Rotor Rotor Desteği Rotor Mili	AISI 304 Paslanmaz çelik CD4MCU Paslanmaz çelik AISI 316 Paslanmaz çelik Tungsten karbid
Doğruluk	Okumanın $\pm 1\%$ 'i, İsteğe bağlı olarak $\pm 0,5$ ve $\pm 0,2\%$
Tekrarlanabilirlik	$\pm 0,1\%$
basınç Değerlendirme	63 bar max. (100 bar max. ops.)
Sıcaklık	-40°C...120°C (40°C...150°C ops.)
Güç kaynağı	Darbe için 12 ... 24 VDC Analog ve LCD için 24VDC

- Egzoz emisyon analizleri

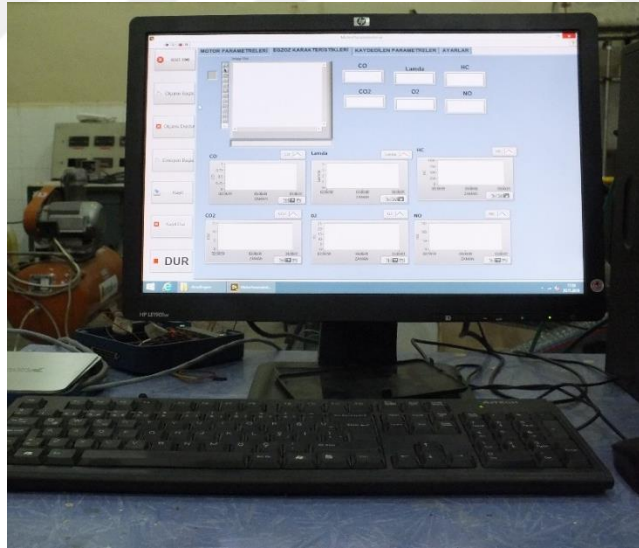
Motorun emisyon analizleri Bosch firmasının BEA-250 modelli cihazı ile yapılmıştır. Bu cihazın özellikleri aşağıdaki Çizelgede açıklanmıştır.

**Şekil 3.16.** Egzoz emisyonlarını ölçen cihaz

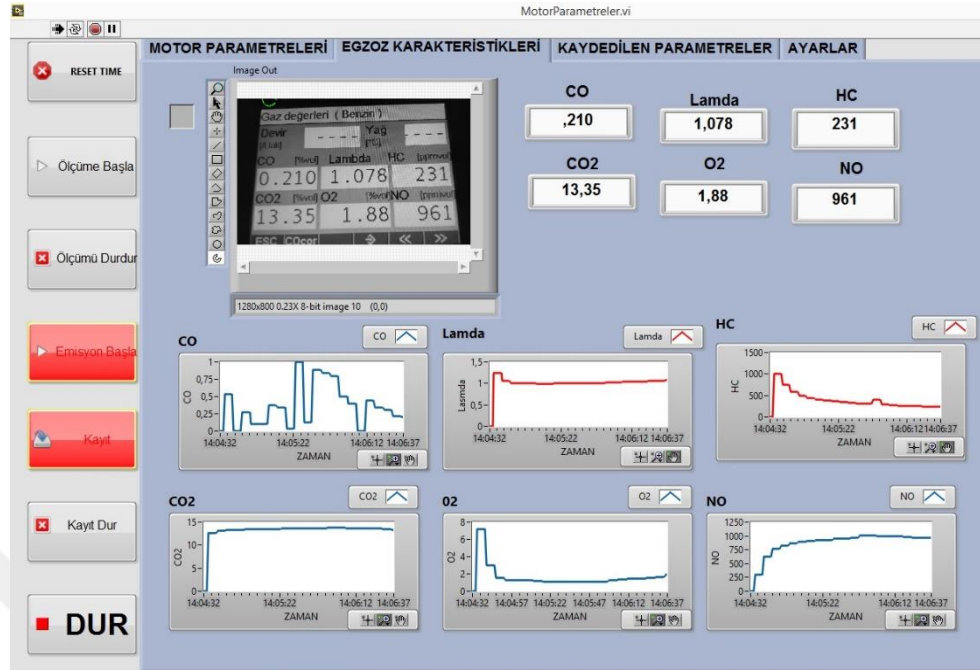
Çizelge 3.5. Egzoz emisyonlarını ölçen cihaz teknik özellikleri

	Ölçüm aralığı	Dikkat
CO (%vol)	0.000-10.00	0.001
CO ₂ (%vol)	0.00-18.00	0.01
HC (ppm)	0-9999	1
NO (ppm)	0-5000	<=1
Hava/Yakıt Oranı	0.500-9.999	0.001

Bu cihazda ölçülen parametreler bir kamera yardımı ile bilgisayara aktarılır ve bilgisayarda Labview yazılımı ile aktarılan data veri olarak kaydedilir.



Şekil 3.17. Egzoz emisyonları kaydedilen bilgisayar



Şekil 3.18. Egzoz emisyonlarının kayıt edilmesi için yazılan Labview programı

- Yakıt tüketimi ölçme cihazı

Motorun tükettiği yakıtın debisini ölçmek için Kistler (DFL3X-5bar) cihazı kullanılmıştır. Bu cihazın özellikleri aşağıda verilmiştir.

- Kolay ve basit montaj
- Dikkatli ölçüm yapabilme
- Tüm yakıt sistemlerine uygun
- Benzin, dizel, biodizel ve alkol için uygundur
- Farklı çıkış sinyalleri (analog, dijital, usb vb...)

Bu cihazın kendine ait bir işlemcisi mevcuttur. Bu işlemci cihazdan gelen sinyalleri alıp farklı sinyalle oluşturur.



Şekil 3.19. Yakıt tüketim ölçme cihazı



Şekil 3.20. Yakıt tüketim ölçme cihazının sinyallerini analiz eden cihaz

Çizelge 3.6. Yakıt tüketim ölçme cihazının teknik özellikleri

	DFL3X-5bar
Ölçüm aralığı (sensör)	0,5-250 l/h
Max. Hacimsel debi (pump)	190 l/h
P=1 bar	
P=5 bar	120 l/h
Ölçüm hassasiyeti (1-50 l/h aralığının da)	±0,5 %
Tekrarlanabilirlik	±0,2 %
Max. Çalışma basıncı	5 Bar
Basınc düşmesi	0-0,5 Bar

- Termal kamera

Motor bloğunun üzerindeki ısı dağılımı ölçmek için Testo firmasının 885-2 modeli termal kamerası kullanılmıştır. Bu işi yapmak için kameranın çalışma prensibini göz önüne alarak seçilen malzemede hassas ölçümler yapılabilmesi için sadece motor bloğunun malzemesine odaklanılmıştır. Ölçüme başlamadan önce kamerada seçtiğimiz motor bloğu döküm malzemesinin olduğundan dolayı yayım kabiliyeti 0,64 e ayarlanmıştır. Motor bloğunun ısı dağıtımını analiz edebilmek için deney esnasında her

dakika başında bir fotoğraf kaydedilmiştir. Bu kameranın özellikleri aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 3.21. Kullanılan termal kamera

Çizelge 3.7. Termal kamera cihazının Teknik özellikleri

Dedektör tipi	FPA 320 x 240 pixels, a.Si
Termal hassaslık	< 30 mK'de 30°C (86°F)
Sıcaklık aralığı	-20 ila 100 ° C (-4 ila 212°F) 0 ila 350°C (32 ila 662°F) Sadece testo 885-2, isteğe bağlı: 350 ila 1200°C (662 ila 2192°F)
Hassasiyet	±2°C (±3.6°F) Veya ölçümün ±%2'si. Val. (Daha yüksek değer geçerlidir)
Tekrarlılık	±1°C (±1.8°F) Veya ±%1 (daha yüksek değer uygulanır)
Yansıtma / yansıyan sıcaklık ayarları	0.01 ila 1.00
Minimum ölçüm nokta çapı	Standart lens: 1 m'de 5 mm Telefoto lens: 1 m 'de 1,9 mm

b. Aktüvatörler:

- Fanı besleyen Güç kaynak

Fanın tükettiği enerjiyi ölçebilmemiz için dışarıdan bir enerji kaynağı ile fan beslenir. Bu kaynak fanın tükettiği akımı ölçüp gösterebilir ve bu ölçümlerden yararlanarak fanın güç tüketimi tüm test boyunca Labview programında hesaplanıp kayıt altına alınır.

Fanın çalışma sıcaklığı Labview programında bypassın 83°C sıcaklığında ayarlanmıştır. Bu enerji kaynağının özellikleri aşağıda açıklanmıştır.

Çizelge 3.8. Fanı besleyen kaynağın teknik özellikleri

Teknik veriler	Model EA-PS 8000T
AC giriş gerilim	90-264 V
frekans	45-65 HZ
Güç faktörü	>0,99
DC çıkış gerilim	
Hassasiyet	<0,2%
0-100% yükte tutarlılık	<0,05%
Çıkış akım	
Hassasiyet	<0,2%
0-100% ΔU_{OUT} 'da tutarlılık	<0,15%



Şekil 3.22. Fanı besleyen güç kaynağı

- Kontrollü valf

Mekanik termostatin, hızlı sıcaklık değişilerine geç tepki göstermesi, hassas çalışmaması, kalıntıların histerizisi vb. gibi sıkıntılarından dolayı ve motor soğutma sisteminin daha performanslı çalışması için mekanik termostatin yerine kontrollü bir vana kullanılmıştır. Bu vana bir giriş ve iki çıkışa sahiptir. Motor soğuk iken bu vana motor çıkış hattını bypass hattına yönlendirir ve motor ısındıktan sonra çok kontrollü bir şekilde bilgisayardan gelen bir komut ile bypass debisini azaltarak radyatöre giden hattı açmaktadır.



Şekil 3.23. Kontrollü valf

Çizelge 3.9. Kontrollü valf teknik özellikleri

Kontrol sinyali	Oranlı
Max. İnme	9 mm
Hız	50Hz 'de 11,5s/mm - 60Hz 'de 9,4s/mm
Kuvvet	300N (UNI9497)
Güç kaynağı	24Vac $\pm$ 10%
Tüketim	1VA

- Elektrikli su pompası:

Klasik soğutma sisteminde su pompası gücünü direk krank milinden almaktadır. Bu mekanizmanın bazı dezavantajları bulunmaktadır.

- a) Soğuk hava koşullarında su pompası gereksiz yere motor ile birlikte dönmektedir. Bundan dolayı ısınma süresi gecikip, yakıt tüketimi ve emisyonlar artmaktadır.
- b) Motor tam yük durumunda çalışırken maksimum soğutmaya ihtiyaç vardır. Ama motorun devri düşük olmasından dolayı su pompasının devri düşük olmaktadır ve soğutma uygun bir şekilde yapılmamaktadır. Bundan dolayı motor parçalarının zarar görme ihtimali bulunmaktadır.
- c) Su pompasının devri motorun kritik durumlarına göre tasarlanmış ama motor çalışma süresinde çok kısa bir zaman bu durum ile karşılaşmaktadır. Bu nedenden dolayı su pompası çok zamanlar gereksiz bir enerji tüketmektedir.

Bu sıkıntılardan kurtulmak için klasik su pompasının yerine elektrikli bir su pompası kullanılmıştır. Bu su pompasının özellikleri ve fotoğrafları aşağıda gösterilmektedir.



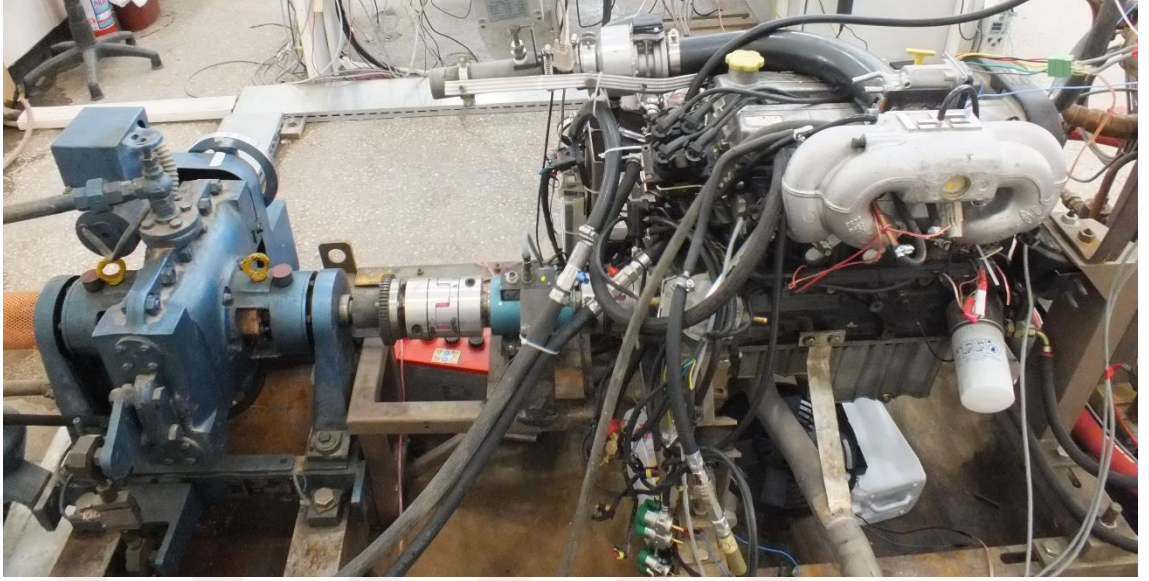
Şekil 3.24. Elektrikli su pompası

Çizelge 3.10. Elektrikli su pompasının teknik özellikleri

Pompa ağırlığı	980 gram (2.16 lb)
Çalışma voltajı	3V DC - 15V DC
Maksimum akım	10A
Çalışma sıcaklığı	-40 ° ila 130 ° C (-40 ° ila 266 ° F)
Akış hızı (maks.)	115 L / dak (1822 US gal / saat) @ 13V DC'de
Pompa tasarımı	saat yönünde santrifüj
Motor ömrü	3.000 saat sürekli 80 ° C'de (176 ° F) ve 12V DC EWP® / Fan Dijital Denetleyici ile 7000 saat
Pompa malzemesi	Naylon 66,%30 cam dolgulu
Patlama basıncı	500 kPa (72.5 psi)
Seal	Seramik yüz contası
Hortum boyutları	38mm'den 51mm'ye (1½ "- 2") uygundur

c. Mekanik sistemler:**- Motora yükleme yapabilmek için dinamometre:**

Motorun gerçek çalışma koşullarını elde edebilmek için Cussons firmasının hidrolik dinamometresi kullanılmıştır. Bu dinamometre ile motor farklı yük oranlarında (%15, %30) test edilmiştir. Motordan elde edilen mekanik enerji dinamometrede tüketilir. Dinamometrede tüketilen iş ısı açığa çıkarır, bu ısıyı da suya aktararak enerji sönmülmüş olur.



Şekil 3.25. Su ile soğuyan dinamometre

- Mekanik Termostat:

Klasik soğutma sisteminde mekanik termostat kullanılır. Bu termostat soğutma suyu sıcaklığına bağlı olarak çalışan bir valf görevi yapar. Isınma süresinde motor bloğundaki soğutma suyu henüz soğuk olduğu için motordan radyatöre giden su engellenmektedir ve bu sürede motordan çıkan su bypass hattı üzerinde dolaşım yapar. Bu dolaşımın amacı motorun en kısa zamanda uygun sıcaklığına (83°C) ulaşmasıdır. Yeterli sıcaklığa ulaşıldıktan sonra termostatin açılması ile birlikte değişir ve motordan çıkan su radyatörde soğuyup tekrar motora yönlendirilir. Bundan dolayı termostatin kullanılması hem ısınma süresinin azaltılması hem de yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarının düşmesine neden olur.

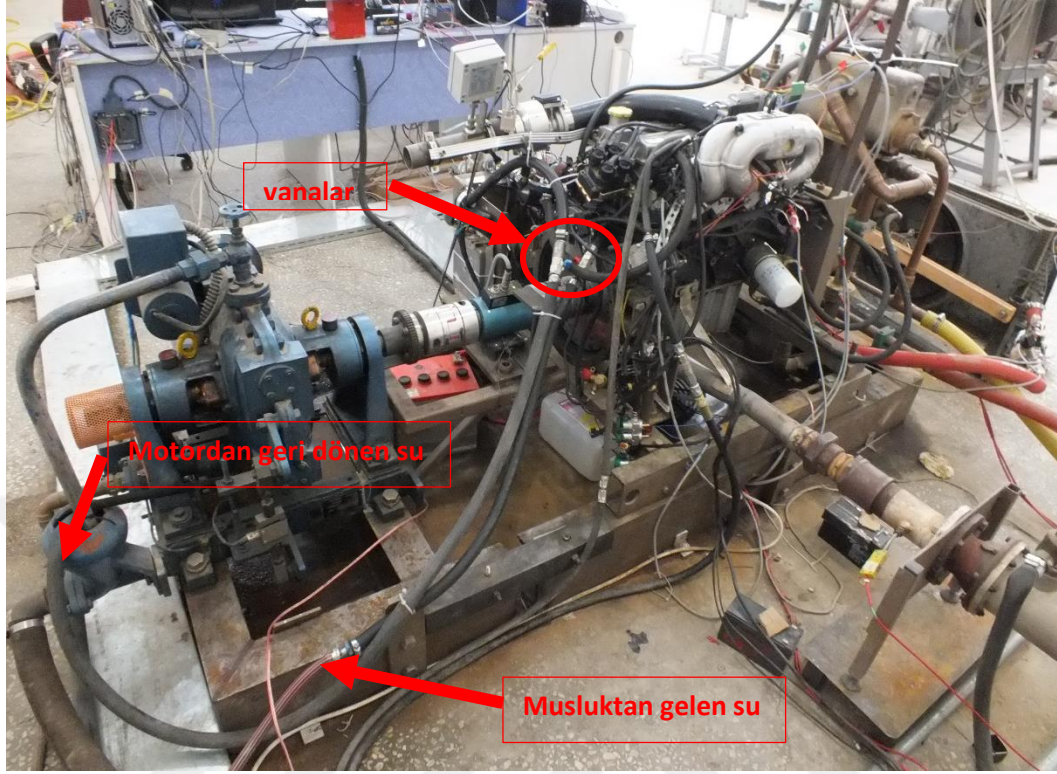
Testlerde kullanılan termostatin uç kısmında yuvarlak bir plaka vardır (bkz. Şekil 3.26). Bu plakanın amacı motorun yüksek devirlerde ısınıp hızlı bir şekilde düşürebilmek için bypass hattına giden suyun tamamen kapatılmasını sağlayarak tüm soğutma suyunun radyatörden geçmesini sağlamaktır.



Şekil 3.26. Kullanılan mekanik termostat

- Harici soğutma sistemi:

Normal deney düzeneğinde motor testi yapıldıktan sonra ikinci bir deney yapabilmek için öncelikle motorun soğumasını beklememiz gerekli idi. Bekleme süresi çok uzun olacağı için bu süreyi kısaltma amacıyla harici bir soğutma sisteminden faydalanılmıştır. Bu soğutma sisteminde aşağıda görüldüğü gibi LPG regülatörünün su bağlantıları iptal edilmiş ve bu giriş çıkış bağlantıları üzerine iki adet vana ilave edilmiştir. Giriş vanası şebeke suyuna bağlanmıştır diğer çıkış bağlantısı ise dinamometrenin su tahliyesine yönlendirilmiştir. Deney esnasında bu vanalar kapalı tutulmaktadır ve motor soğutma sistemi kapalı bir sistem olarak çalışmaktadır. İki deney arasında tekrar motoru soğutmak gerektiği için her iki vana da açılıp ve şebeke suyunun motor bloğu üzerinden geçmesi sağlanmaktadır. Bu sayede çok kısa bir süre içerisinde motor sıcaklığı başlangıç sıcaklığına dönmektedir.



Şekil 3.27. Harici soğutma sistemi

Deneyler aşamaları aşağıda sıralanmıştır;

- Dinamometrenin yükü ayarlanır,
- Motor devri gaz keleşğı kontrolcüsü ile istenilen değere getirilir,
- Labview'de hazırlanan program çalıştırılarak verilerin kaydına başlanılır,
- Termal kamera gömleğın üzerine ayarlanır,
- Motor çalıştırılır ve 15 dk boyunca deneysel veriler kayıt edilir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Motor soğutma sisteminin incelemesi için gerekli testler üç farklı durumda yapılmıştır.

- Mekanik su pompalı ve termostatsız sistem
- Mekanik su pompalı ve termostatlı sistem
- Elektrikli su pompası ve kontrollü valf sistemi

Yukarıdaki sistemlerde soğutma sisteminin performansı detaylı bir şekilde inceleyebilmek için motor 8 farklı devir ve yük koşullarında 15 dakika boyunca gözlemlenmiştir.

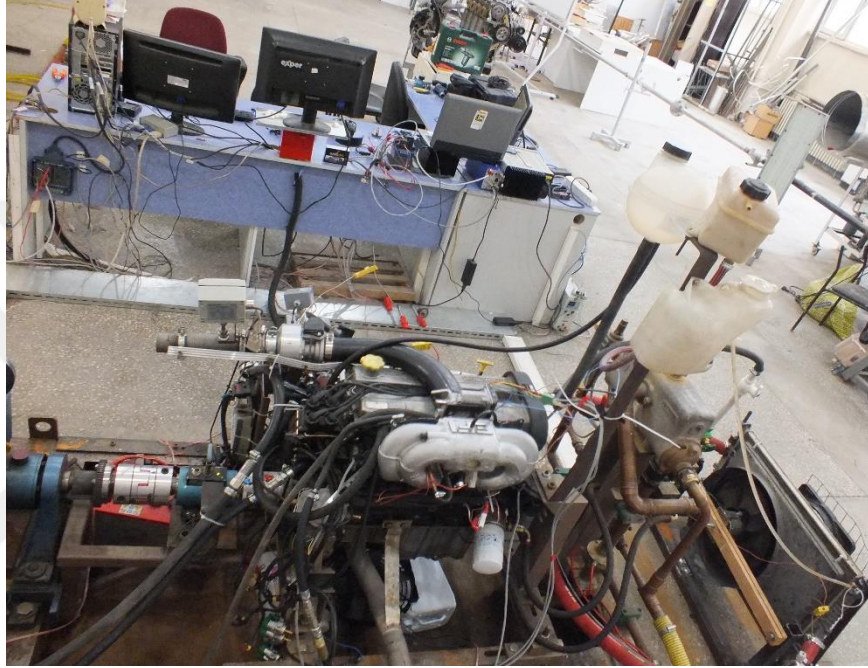
Çizelge 4.1. Motorun denendiği 8 farklı devir ve yükler

	Motor devri (RPM)	Motor yükü (%)
1	1500	15
2	2000	15
3	2500	15
4	3000	15
5	1500	30
6	2000	30
7	2500	30
8	3000	30

Sabit devirlerin kullanıldığı bu testleri yapabilmek için ilk önce Labview programında bir kontrol sistemi tasarlanmıştır. Bu programda elde edilmek istenen motor devri dışardan el ile girilebilecek şekilde oluşturulmuştur. Kontrolcü yapısı elektronik gaz kelebeğinin açısı değiştirilerek istenilen sabit devir şartlarının elde edebildiği bir sistem düşünülerek oluşturulmuştur. Elektronik gaz kelebeğinin açısı gaz kelebeği motoruna gönderilen voltaj ile ayarlanmaktadır. Bu program geri bildirimli olduğundan dolayı anlık olarak motor devri bilgisi ile girilen değer karşılaştırılıp hata miktarına göre gaz kelebeğinin açısına müdahale eden bir sistem ile sabit devir şartları elde edilmiştir.

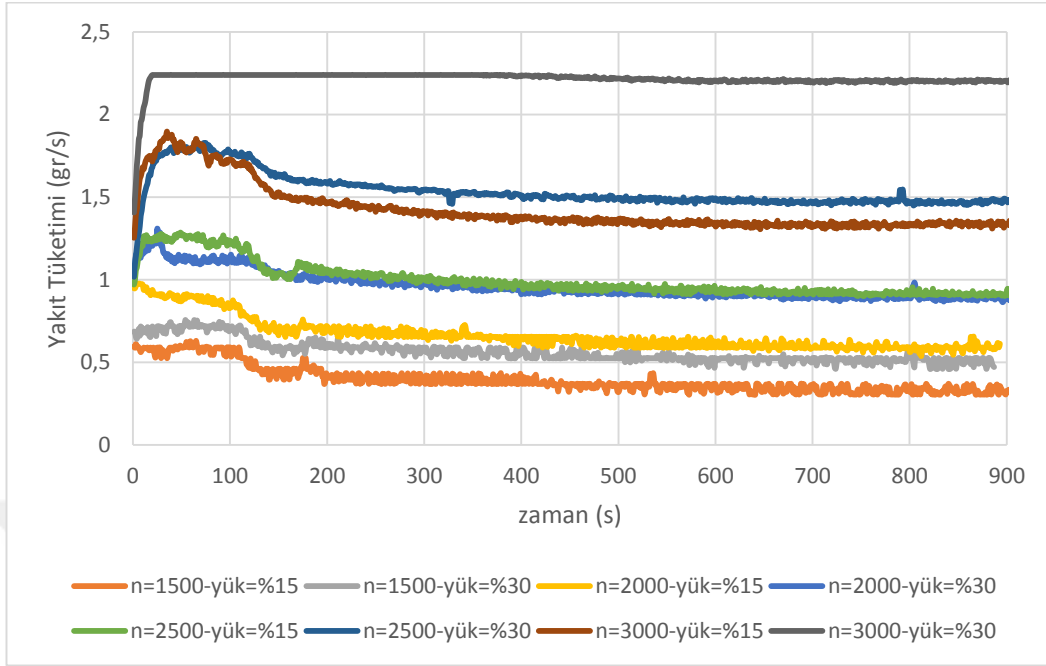
4.1. Mekanik su pompalı ve termostatsız sistem (Durum 1)

Aşağıdaki fotoğrafta bu teste kullanılan ölçüm cihazları, aktüatörler ve besleme kaynaklarının pozisyonu gösterilmektedir.



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin genel görünümü

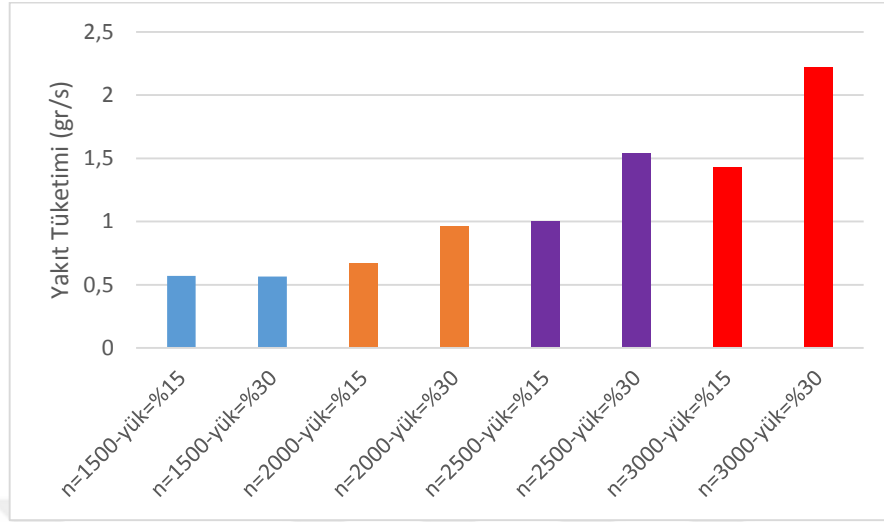
Ölçülen en önemli parametre birim zamanda tüketilen yakıt miktarıdır ve bu sistem üzerinde yapılan 8 test esnasında elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.2. Sekiz deney için yakıt tüketim debisinin karşılaştırılması (Durum 1)

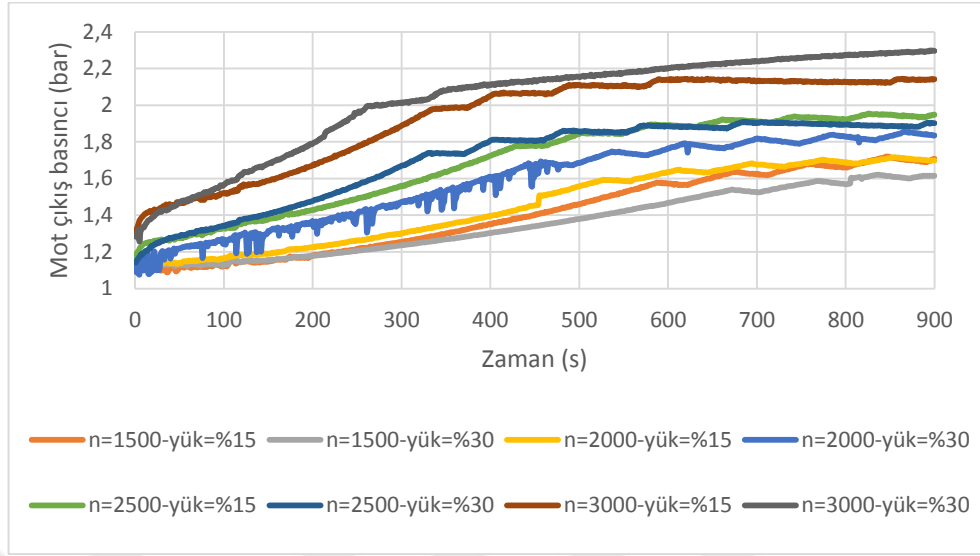
Üstteki grafikte gözüktüğü gibi testlerin hepsinde ($n=3000$ rpm – yük=%30 hariç) yakıt tüketimi ısınma süresinde maksimumdur ve bu süreyi geçtikten sonra düşmektedir. Bu durum ısınma süresinin önemli olduğunu açıklamaktadır. Çünkü yakıt tüketiminin fazla olması hem ekonomik açıdan hem de emisyonlar açısından istenen bir durum değildir. Fakat $n=3000$ rpm – yük=%30 testinde motor en yüksek devir ve yükte çalıştığı için ısınma süresi çok kısa bir zaman sürmektedir ve etkisi yakıt tüketiminde gözükmemektedir.

Aşağıdaki grafikte ortalama yakıt tüketimi kütleli debisi 8 testin hepsi için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Grafikte gözüktüğü gibi devir ve yükün artması ile yakıt tüketimi artmaktadır. Motor devrinin her 500 devir artışı için %15 yükleme durumunda yakıt tüketiminin artış ortalaması %1,36 ve %30 yükleme için %1,58 olarak gözlemlenmiştir. Sabit devirlerde motorun yük oranının %15 den %30 a çıkarılmasıyla yakıt tüketimi artış ortalaması %1,38 olmaktadır.



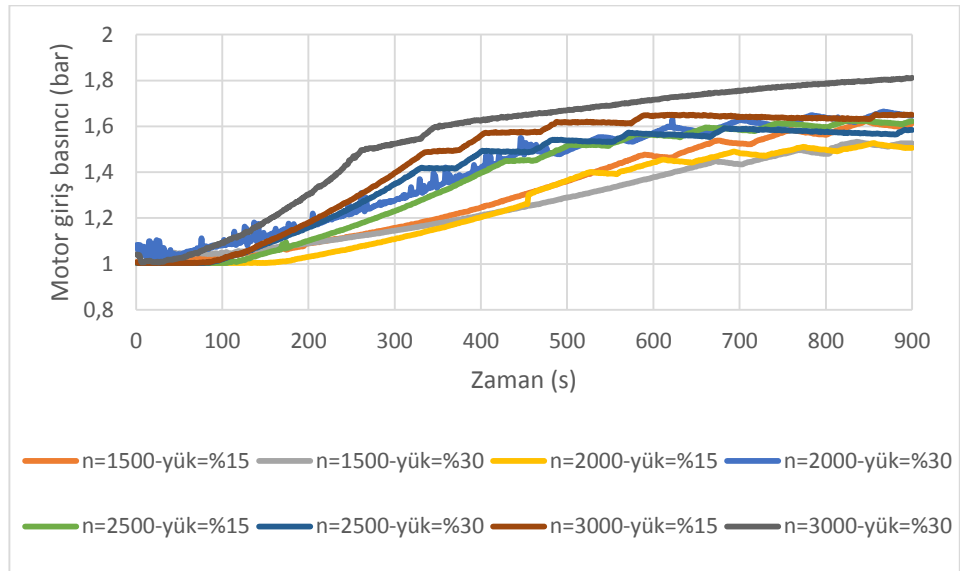
Şekil 4.3. Ortalama yakıt debisi (Durum 1)

Aşağıdaki grafikte soğutma suyu basıncı 3 farklı noktada (motor çıkışı, girişi ve radyatör çıkışı) çizilmiştir ve devamında soğutucunun ortalama basınç histogramı her 8 deney verileri için oluşturulmuştur. Bu teste motor termotatsız olduğundan dolayı motor çıkış basıncı motorun çalışmaya başlamasıyla birlikte hemen artmaktadır. Devamında motorun ısınması ile sıcaklığın artmasından dolayı basınç da yine artmaktadır. Ayrıca şekil 4.8 histogramında da ısınma süresinin etkisi gözükmemektedir. Çünkü ısınma süresi bittiğinde basınç artışı azalmaktadır ve deneyin son kısmında artık sıcaklık belirli bir değerde sabitlendiği için basınçta da artık gözle görülür bir artıştan söz edilemez ve bu basıncın artık sabit değere ulaştığı süre yüksek devirlerde ve yüklerde ısınma süresinin daha kısa olmasından dolayı daha kısadır denilebilir.

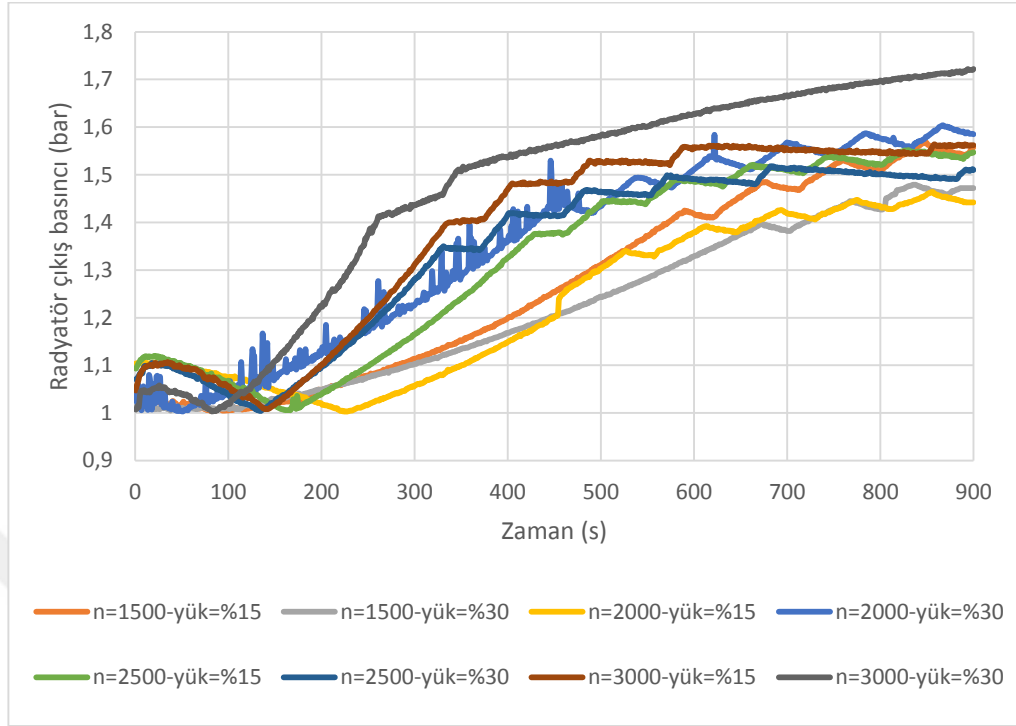


Şekil 4.4. Motor çıkışında soğutucunun basıncının karşılaştırılması (Durum 1)

Motor giriş ve radyatör çıkış basınç grafiklerinde termostatin olmasından dolayı sıcaklık artması biraz geç başlamaktadır. Bundan dolayı basınç artışında da aynı gecikme gözükmemektedir. Yüksek devir ve yüklerde soğutucuya aktarılan ısı fazla olduğu için basınç artış miktarı da fazladır.



Şekil 4.5. Motor girişinde soğutucunun basıncının karşılaştırılması (Durum 1)



Şekil 4.6. Radyatör hattında soğutucunun basıncının karşılaştırılması (Durum 1)

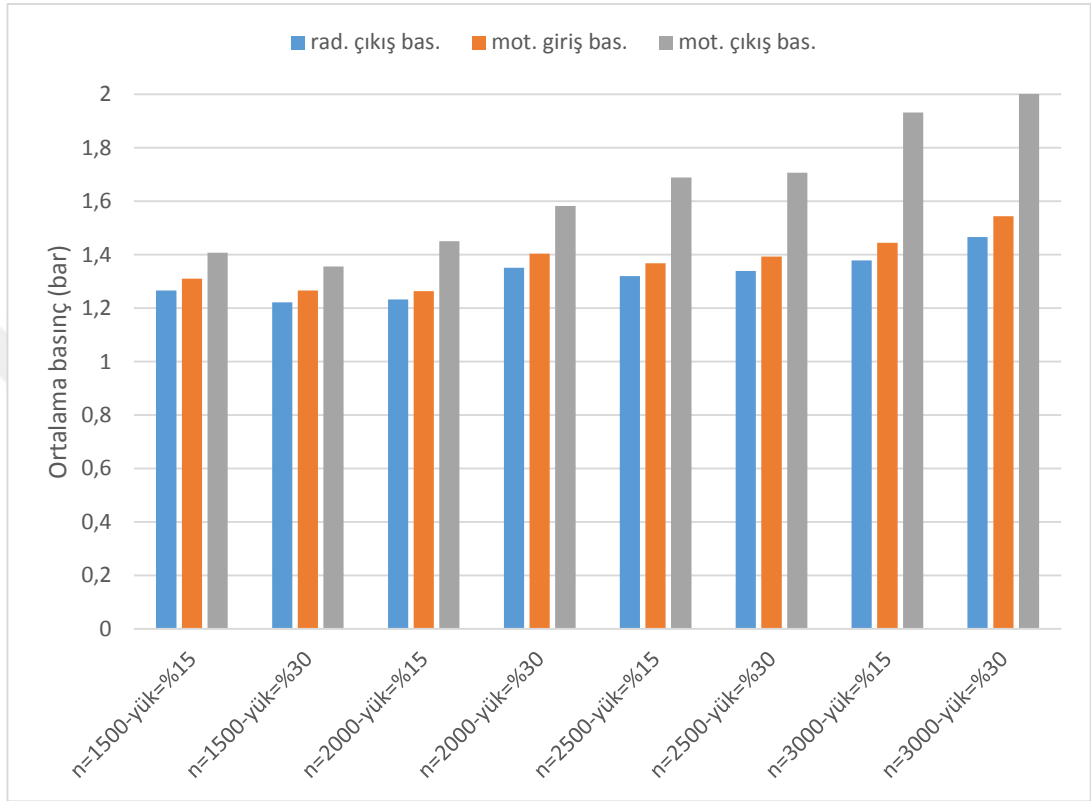
Sonunda bu histogramdan şu sonuçlar elde edilmiştir. En yüksek basınç, motorun çıkış basıncıdır ve bunun nedenleri iki başlık altında toplanabilir bunlar;

a) Su pompası soğutucuyu motor girişinden alıp basınçlandırdıktan sonra motor bloğuna gönderiyor ve bu basınçlı akış motor bloğundan geçtikten sonra motor çıkışından ayrılmaktadır.

b) Motordan soğutucuya aktarılan ısıdan dolayı soğutucunun sıcaklığı artmakta ve hatta bazı bölgelerde yüksek devir ve yüklerde kaynama meydana gelmektedir. Bundan dolayı motor çıkış basıncı en yüksek seviyededir.

Motordan çıkan soğutucu direk olarak radyatöre aktarılır ve soğuduktan sonra radyatörden motora geri dönmektedir. Histogramda gözüktüğü gibi radyatör çıkış basıncı motor çıkış basıncından düşük bir değere sahiptir ve bunun nedeni suyun radyatöre girdiğinde hızının ve sıcaklığının kılcal borularda değişmesinden dolayı basınç ve

sıcaklık düşüşü yaşamasıdır ve bu su tekrar motor bloğuna giderken düşük basınç ve sıcaklık ile gitmektedir.

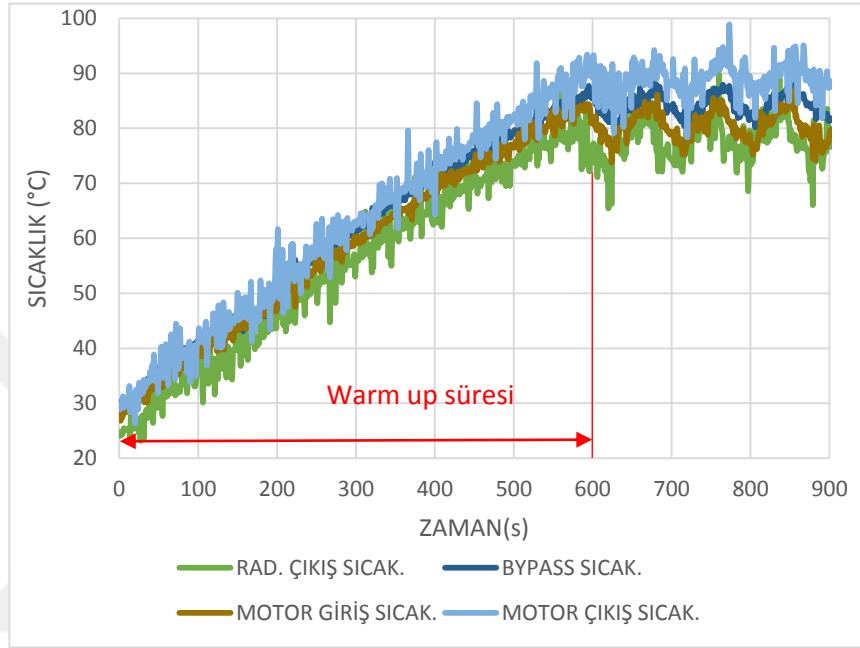


Şekil 4.7. Soğutucunun ortalama basıncının karşılaştırılması her ölçülen üç noktada

Soğutma sistemine çizilen grafiklerden birisi de test süresince gözlemlenen sıcaklık değişimidir. Soğutucunun sıcaklığı dört farklı noktada (motor giriş ve çıkışında, radyatör çıkışında ve bypass çıkışında) ölçülmüştür.

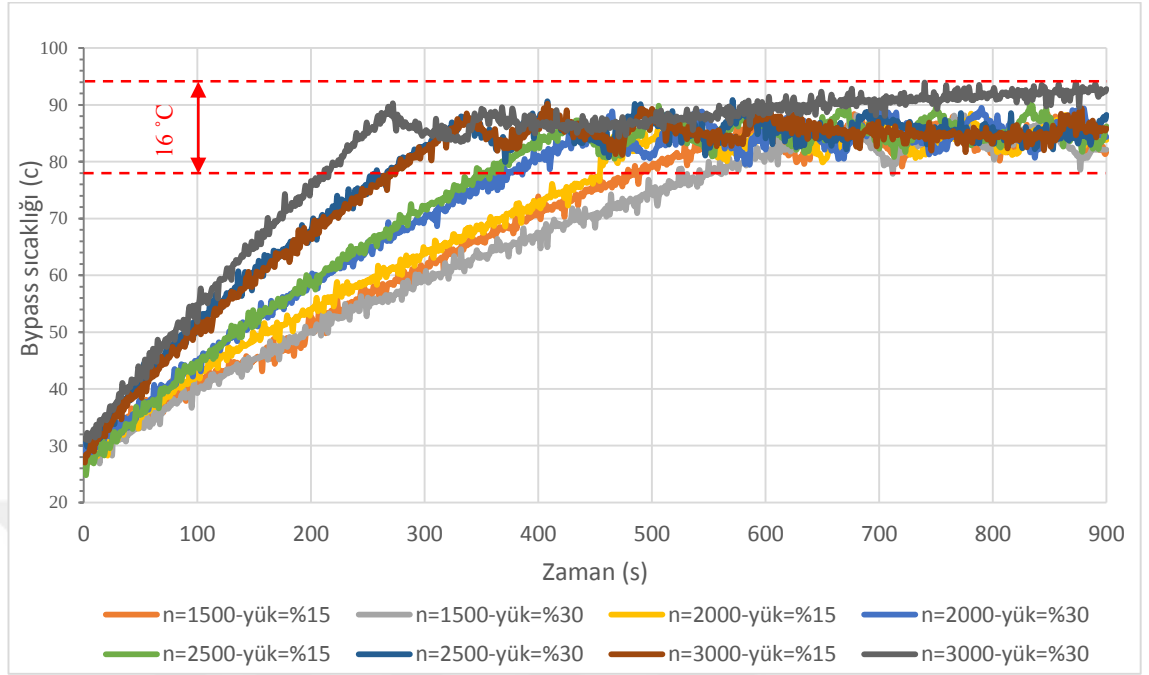
Aşağıdaki grafikte n=1500 rpm - yük %15 testine bu dört farklı noktanın sıcaklık değişimi gösterilmiştir. Testin ilk 600 saniyesinde sıcaklık sürekli artmaktadır ve ondan sonra 75–95 derce bandında seyretmektedir. Motor çalıştırıldıktan sonraki ilk 600 saniye ısınma süresi olarak tanımlanmaktadır. Motorun sıcaklığı yeterince yükseldikten sonra (şu motor için 83°C dir) fanın çalışması ile birlikte sıcaklıklar sabitlenmektedir. Önceden açıkladığımız gibi ısınma süresi yakıt tüketimi ve emisyonlar açısından çok büyük bir öneme sahiptir ve bu sürenin kısılmasıyla yakıt tüketiminde tasarruf ve zararlı

emisyondarda düşüş gözlemlenmiş olur. Bu test termostatsız durumda yapıldığından dolayı her dört noktada elde edilen sıcaklık grafikleri benzer bir şekildedir. Aralarında sadece birkaç derecelik sıcaklık farkı vardır.



Şekil 4.8. Soğutucuun sıcaklık değişim eğrisi 4 farklı noktada (n=1500 - %15)

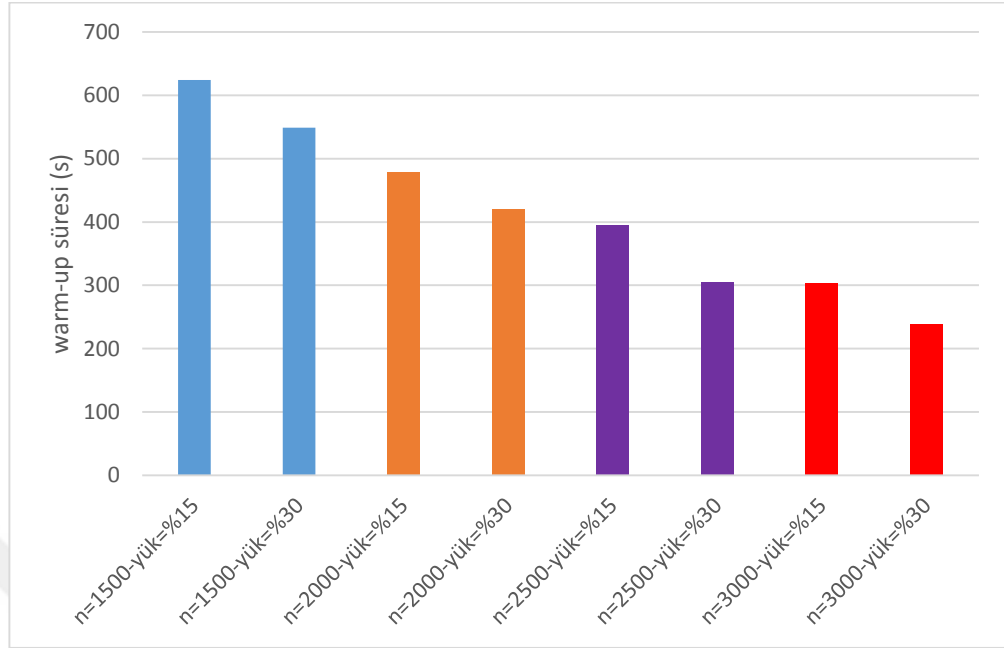
Aşağıdaki grafikte tüm test süresinde bypass sıcaklığı 8 testin hepsinde gösterilmektedir. Grafikte gözüktüğü gibi motorun devir ve yükünün artması ile birlikte ısınma süresi hızlı bir şekilde azalmaktadır.



Şekil 4.9. Bypass sıcaklığı ve maksimum dalgalanmasının karşılaştırılması

Aşağıdaki histogramda 83°C motor soğucusunun en uygun miktarı olarak göz önüne alındığında ısınma süresi hesaplanmıştır.

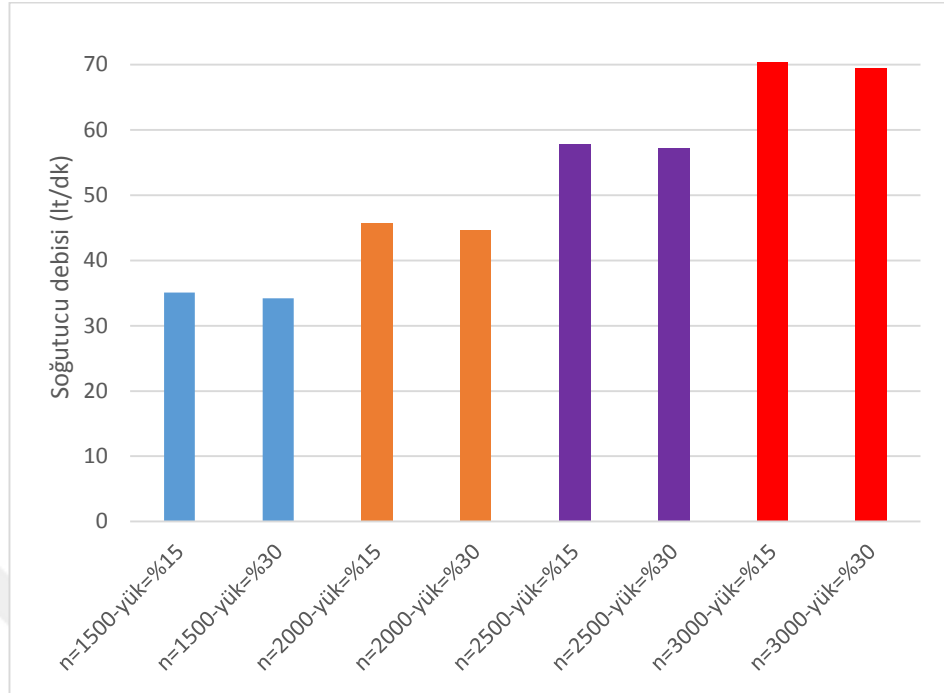
Deneylerin hepsinde yük ve devir artışı ile ısınma süresi çok hızlı bir şekilde azalmaktadır. Mesela sonuncu test ($n=300$ rpm – yük=%30) ile ilk testi ($n=1500$ rpm – yük=%15) karşılaştırdığımızda yaklaşık olarak ısınma süresi yarı yarıya düştüğü görülmektedir. Bu grafiğin analizi şunu gösterir ki ısınma süresi motorun her 500 rpm devir artışında %15 sabit yük oranı için ortalama olarak %27 ve %30 sabit yük oranı için ortalama %32 azalmaktadır. Devir sabit iken yükün %15 ten %30 artırılması ile bu sürenin kısalma miktarı ortalama %20'dir.



Şekil 4.10. Isınma süresinin miktarı toplam 15 deki. Deney esnasında (Durum 1)

Motorun soğutma sistemini etkileyen bir diğer parametre ise soğutucunun debisidir. Bundan dolayı bu akışkanın debisi motor çıkış ve bypass hattında ölçülmüştür.

Motor üzerinde termostat olmadığından dolayı motorun çalışmasıyla birlikte bu hatların ikisinde de soğutucu akmaya başlar. Grafikte de gözüktüğü gibi motorun devrinin artması ile su pompasının devri artmakta ve dolayısıyla soğutucununda debisi artmaktadır. Ama motor yükünün değişimi soğutucu debisini etkilememektedir.



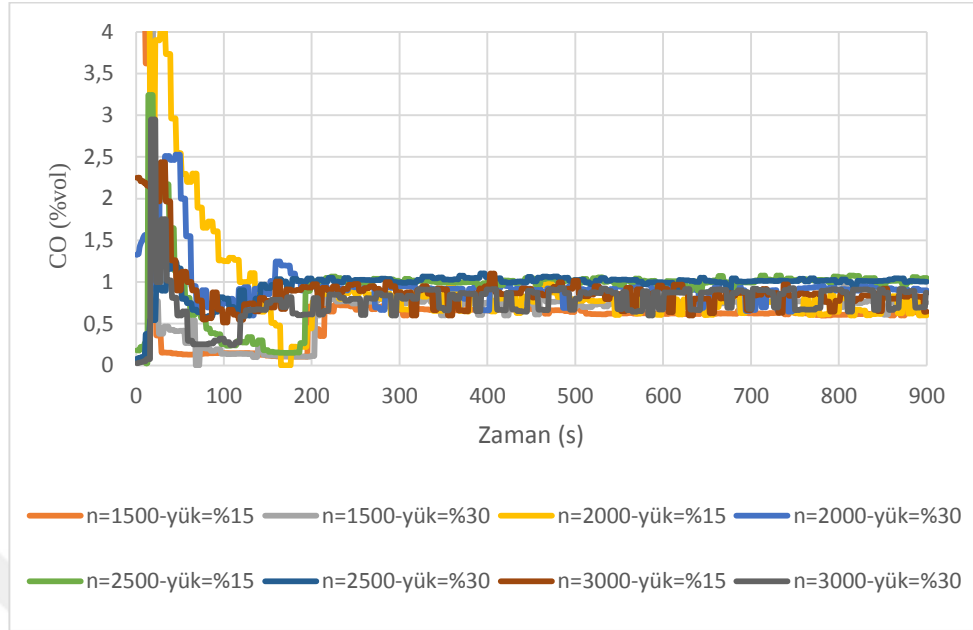
Şekil 4.11. Motorda dolaşan soğutucunun ortalama debisi

Bu tezin asıl amaçlarından birisi de soğutma sisteminin egzoz emisyonlarının üzerine yaptığı etkiyi incelemektir. Bundan dolayı yapılan testlerde altı egzoz emisyon parametresi (CO, Lambda, HC, CO₂, O₂, NO) ölçülmektedir.

Yapılan tüm testlerde bu altı parametrenin hepsi ısınma süresinde aşırı derecede dalgalanma göstermektedir. Isınma süresi bittiğinde ve motor stabil duruma geldiğinde bu parametrelerin de miktarı tespit edilmektedir. Bu durumda ısınma süresinin daha önemli olduğu gösterilmektedir.

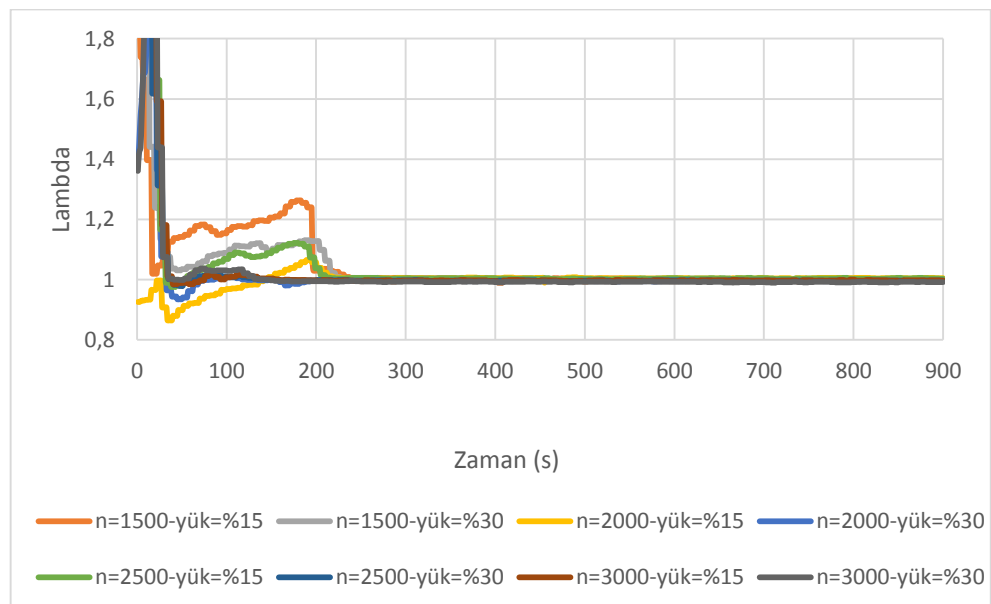
Aşağıda termostatsız olarak yapılan 8 deney esnasında elde edilen grafiklerde CO emisyonunun miktarındaki zamana bağlı değişim gösterilmiştir.

CO miktarı ısınma süresinde dalgalandıktan sonra tüm 8 deneyde de önemli ölçüde azalarak 0,5 ile 1 birim bandında yer almıştır. CO salınımlarının en yüksek değerleri ısınma süresinde elde edilmiş ve motorun kararlı hali ile karşılaştırıldığında bazen beş katına kadar çıktığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.12. Motordan çıkan CO miktarının karşılaştırılması

Aşağıdaki grafikte Lambda değeri zamanla değişimi verilmiştir. Bu grafikte ilk çalışma esnasında motorun soğuk olmasından ve ısınma süresinin uzun olmasının yanısıra oksijen sensörünün henüz ısınamamasından dolayı motor beyni sitokiyometrik karışım elde edebilmek için hava yakıt oranını sürekli değiştirmektedir.

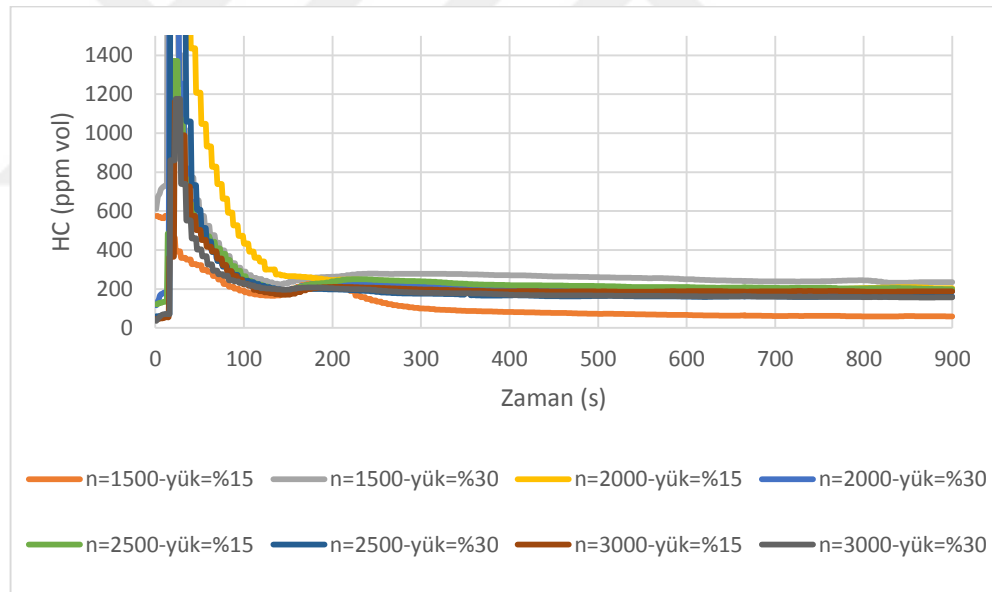


Şekil 4.13. Deney esnasında Lambda parametresinin değişimi

Motordan çıkan emisyonlarından en önemlilerinden birisi HC emisyonudur. Bu emisyonun tartışılmaz zararları olduğundan dolayı egzoz gazları içerisindeki yoğunluğunun azaltılması üzerine birçok çalışma yapılmıştır.

Aşağıdaki grafik motorun ilk üç dakikada bu emisyon değerlerinin çok fazla olduğunu göstermektedir ve motor ısındıktan sonra ise bu değer 150–250 ppm vol bandında seyretmektedir.

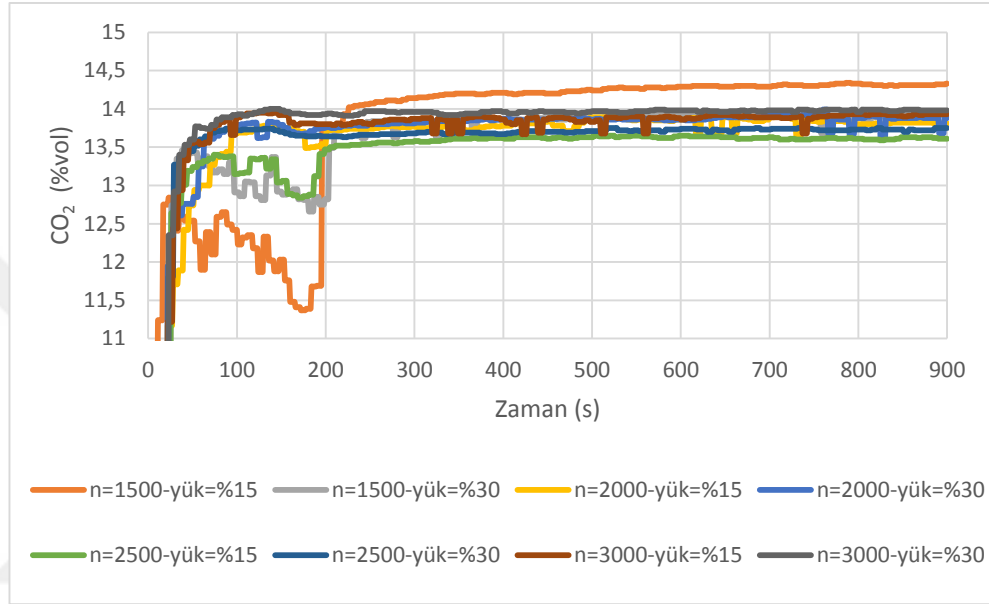
Bu iki durumu karşılaştırdığımızda ısınma süresindeki HC emisyon miktarının bazen stabil süresindeki değerin on katına ulaştığı gözlemlenmiştir. Bundan dolayı motorun ısınma süresindeki azalma bu HC emisyon miktarının azalması anlamına gelmektedir.



Şekil 4.14. Motordan çıkan HC emisyonunun karşılaştırılması

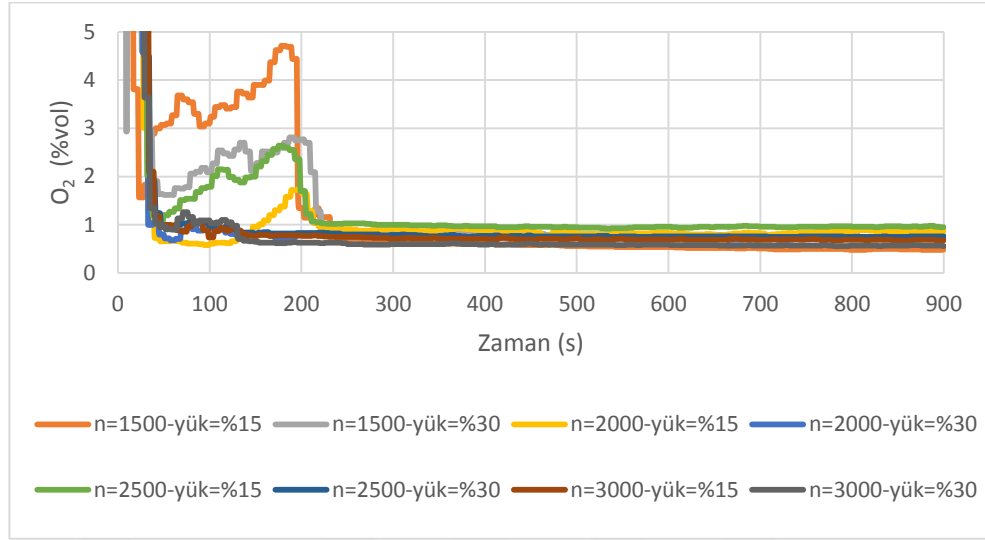
Motordaki ideal yanma ürünlerinin birisi de CO₂ emisyonudur. Yapılan testlerden elde edilen sonuçlarda bu emisyonların diğer emisyonların tersine bir grafik göstermektedir. Bu emisyon değerinin ısınma süresinde düşük iken stabil durumda artmasının nedeni ısınma evresinde henüz motor soğuk olduğundan dolayı ideal olmayan bir yanmanın ortaya çıkması durumudur.

Eğer ideal bir yanma gerçekleşmiş olsa idi emisyon gazlarında sadece CO₂ görülecekti, ancak ideal bir yanma gerçekleşmediğinden dolayı bu CO₂ gazı yerine CO ve HC gazları da açığa çıkmaktadır.



Şekil 4.15. Motordan çıkan CO₂ emisyonunun karşılaştırılması

Motor ısınmadan önce motora giren havaya püskürtülen yakıt homojen olarak hava ile karışmadığından dolayı silindirin içerisinde bazı bölgelerde hava yakıt oranı zengin ve bazı bölgelerde fakir bir karışım oluşabilmektedir. Bu nedenle egzoz emisyonlarında O₂ miktarı ısınma süresinde daha fazla gözükmemektedir. Ayrıca oksijen sensörü ısınmadığından dolayı motor beyni hassas bir şekilde hava yakıt karışım miktarını ayarlayamamaktadır

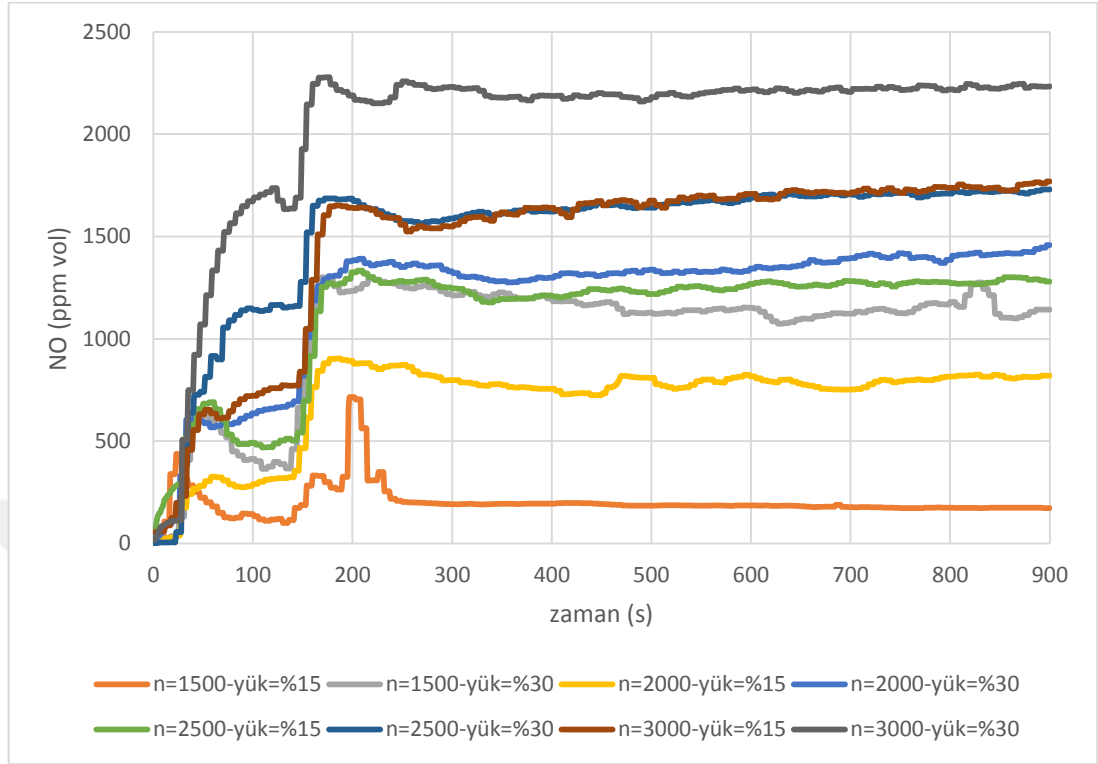


Şekil 4.16. Motordan çıkan O₂ emisyonunun karşılaştırılması

NO emisyonu ile silindir gazlarının maksimum sıcaklığının arasında doğrudan bir ilişki vardır. Bu emisyonun miktarı sıcaklık ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Aşağıdaki grafikte bu emisyon miktarı 8 deneyin hepsi için gösterilmiştir. Altı emisyon parametresi arasında sadece NO parametresinin değeri tüm 8 deneyde de birbirlerinden farklıdır ve bu fark, motor devrinin, yükünün ve soğutma sisteminin bu parametre üzerinde çok etkin olduğunu göstermektedir.

Grafikte de gözüktüğü gibi bu emisyon miktarı ısınma süresinde çok dalgalanma göstermektedir. Devamındaki stabil durumda ise motorun maksimum sıcaklığının artması ile yanma ürünlerinde mevcut olan N₂ bağlarının kopup oksijen ile reaksiyona girmesi sonucu NO emisyonunu üretir.

Yapılan deneylerin hepsi için bu emisyonun değişim bandı çok geniş bir aralığı kapsamaktadır. Bu değerler yaklaşık 250–2500 ppm vol bandında değişmektedir. Motorun maksimum sıcaklığını kontrol etmekle bu emisyonun miktarı düşürülebilir.

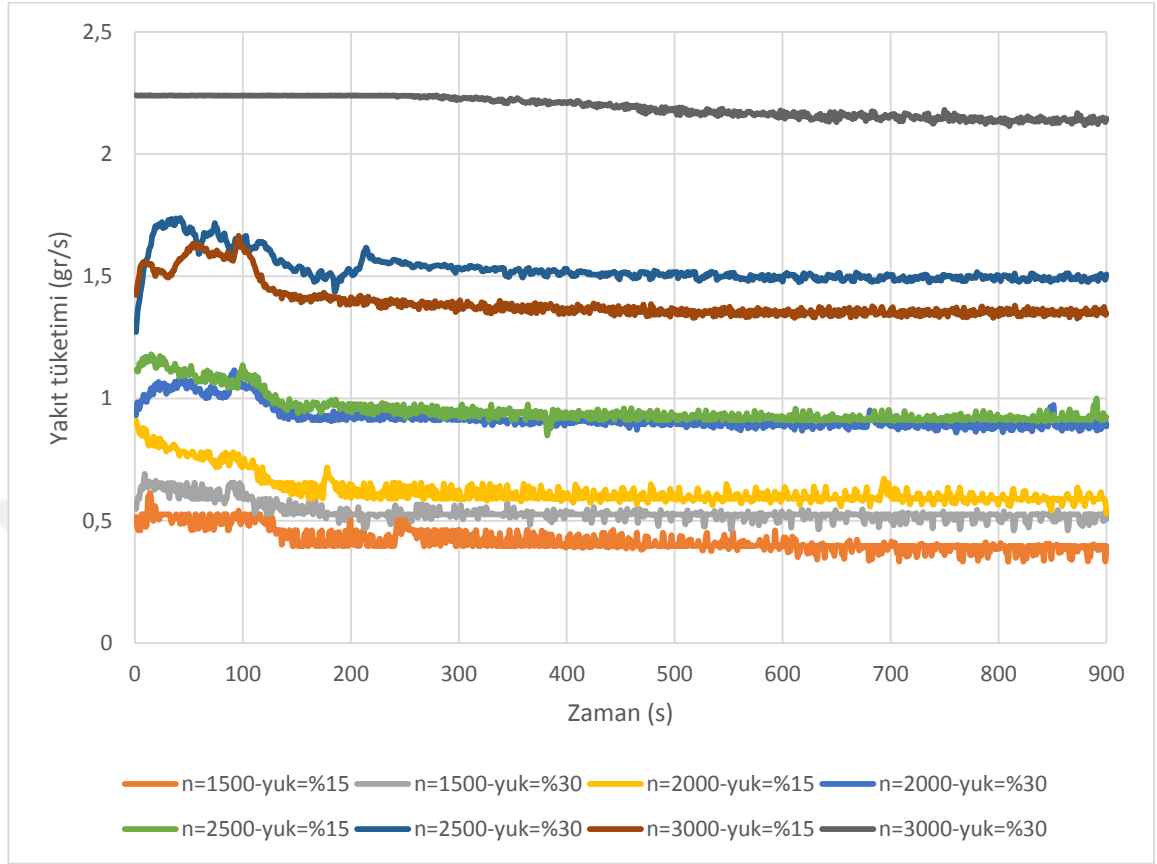


Şekil 4.17. Motordan çıkan NO emisyonunun karşılaştırılması

4.2. Mekanik su pompalı ve termostatl sistem (Durum 2)

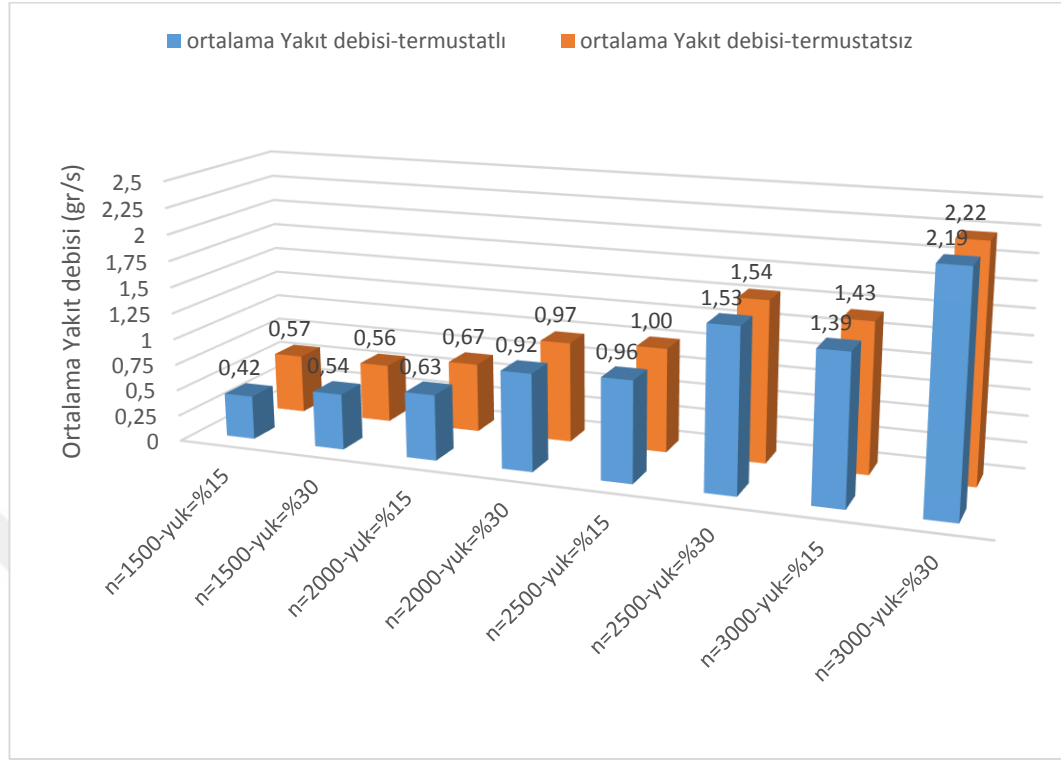
Bu durumda motordan çıkan soğutucunun önüne bir mekanik termostat takılmıştır. Termostat 83°C de çalışmaktadır. Böylece mekanik termostatın motorun soğutma sistemi parametrelerine olan etkisi incelenmiştir.

Şekil 4.18 motorun yakıt tüketim debisini göstermektedir. Grafikten anlaşıldığı üzere termostatsız sistemdeki gibi bu debi ısınma (warm-up) süresinde fazladır, motor ısındıktan sonra ise azalmaktadır. Ayrıca devrin ve yükün artması ile bu debinin miktarı da artmaktadır.



Şekil 4.18. Yakıt tüketim debisinin karşılaştırılması (Durum 2)

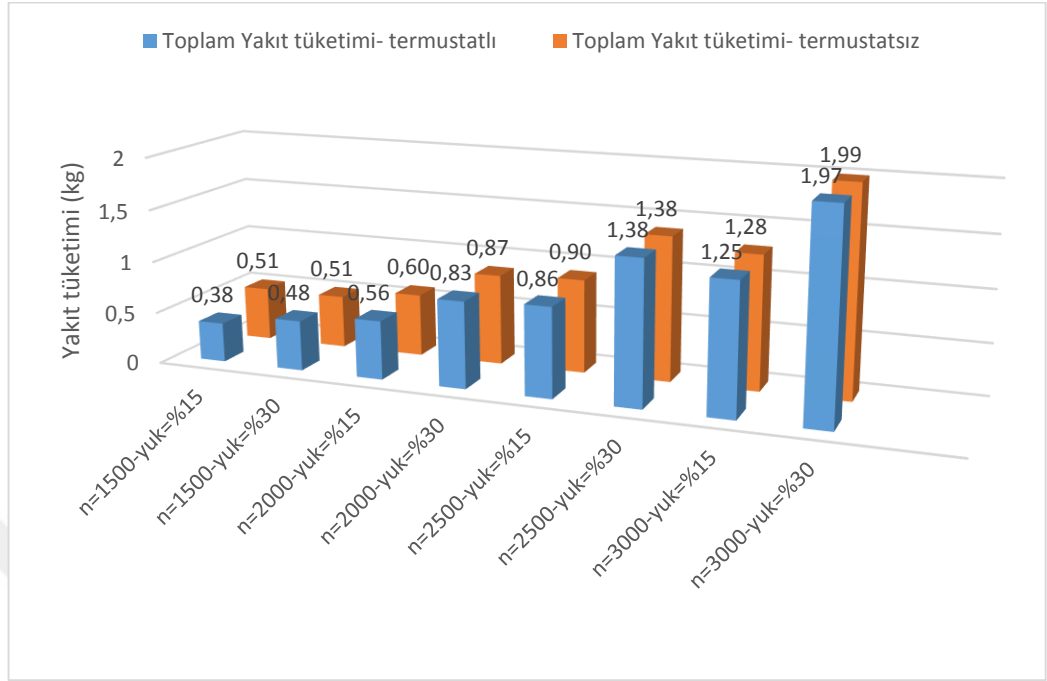
Bir sonraki grafikte termostatlı ve termostatsız şartlardaki her 8 durum için yakıt tüketimi debi ortalamaları karşılaştırılmıştır. Bu grafik göstermektedir ki motorda mekanik termostatın kullanılmasının yakıt tüketiminin azalmasında büyük bir etkisi vardır. Bununla birlikte uygulanan tüm devir ve yükleme şartlarında yakıt tüketiminin azalmasına neden olmaktadır.



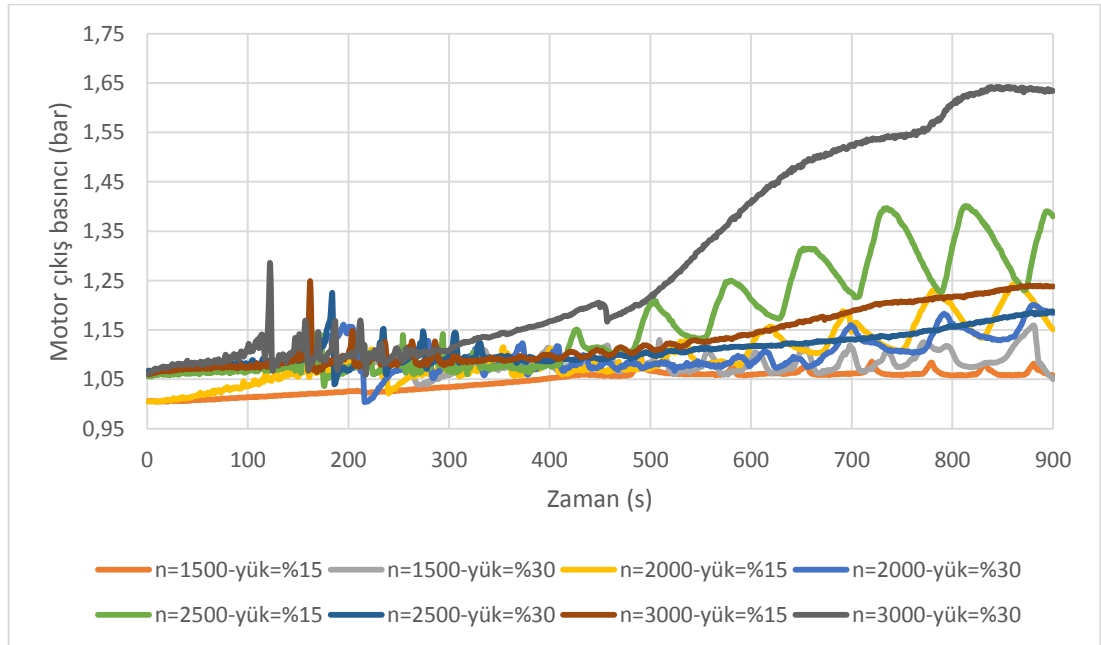
Şekil 4.19. Termostatlı ve termostatsız deneyin ortalama yakıt debisinin karşılaştırılması

Devamında yakıt tüketiminin ortalama miktarı 8 deneyin hepsinde her iki durumda (termostatlı ve termostatsız) test sürecince ($t=900$ saniye) çarpılmış ve motorun toplam yakıt tüketimi kilogram olarak hesaplanmıştır. Elde edilen veriler bu parametrenin termostatlı durumda azaldığını göstermektedir.

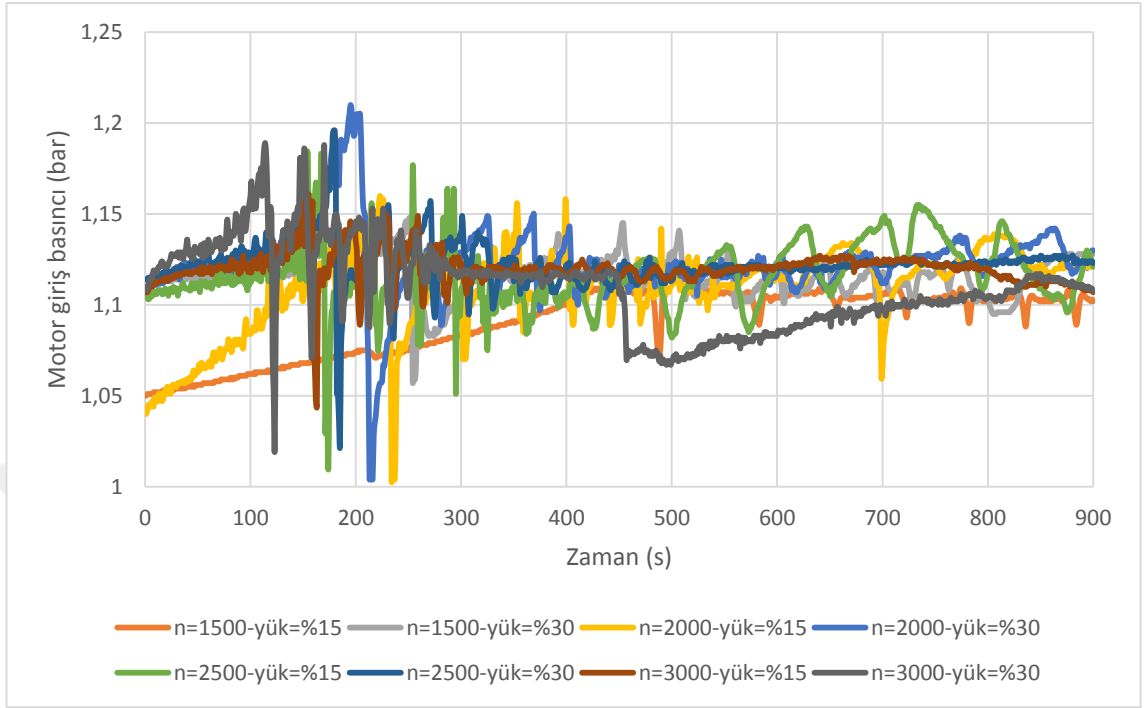
Araştırmanın bir sonraki adımında motor giriş ve çıkış ile radyatör çıkış basınçları çizilmiştir. Termostatın sisteme eklenmesi basınçların aşırı derecede dalgalanmasına neden olmaktadır. Aslında bu dalgalanma termostatın sürekli açılıp kapanmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca soğutma sisteminin basıncı azalmaktadır ve bunun nedeni ise motor çıkışından sürekli soğutucunun akmamasıdır. Bu olaylar termostatlı sisteminin dezavantajı olarak gösterilebilir. Çünkü soğutma sisteminin basıncının düşmesi ile soğutucunun kaynama sıcaklığı azalır ve motorda kaynama meydana gelmesi riski artmaktadır ve bu kaynamadan dolayı motorun bazı bölgelerinde sıcak noktalar gözlenmektedir.



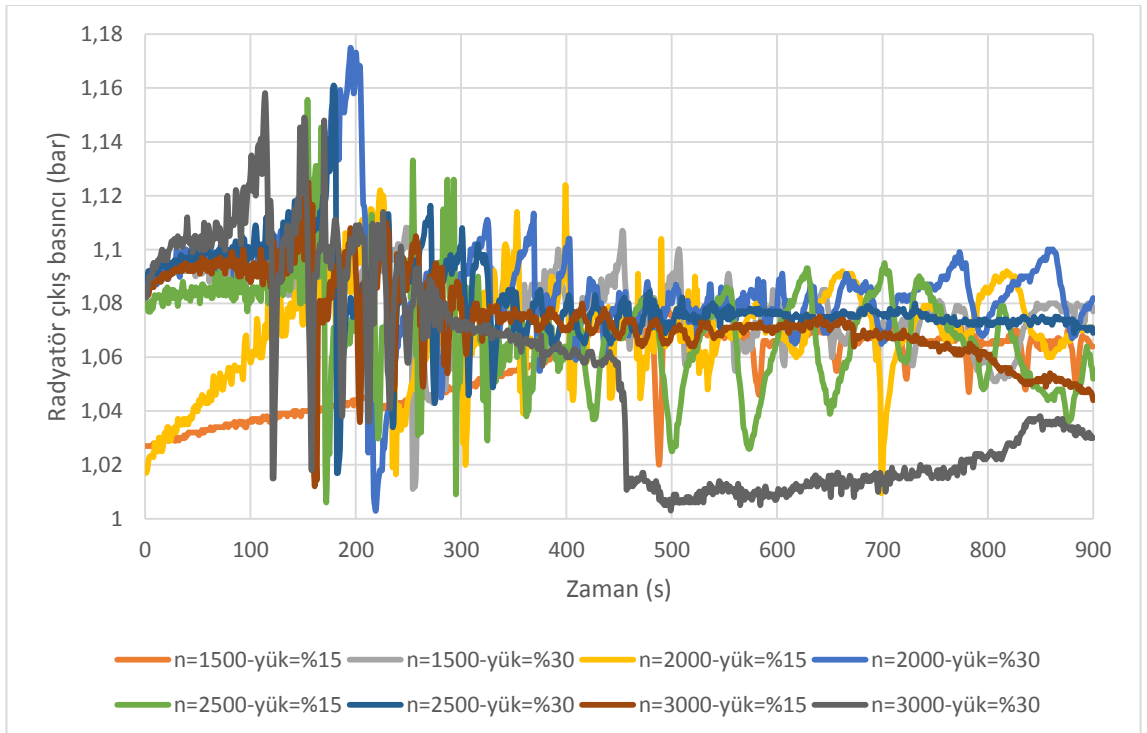
Şekil 4.20. Termostatlı ve termostatsız deneyin tümünde ortalama yakıt tüketiminin karşılaştırılması



Şekil 4.20. Motor çıkış basıncının değişimi (Durum 2)

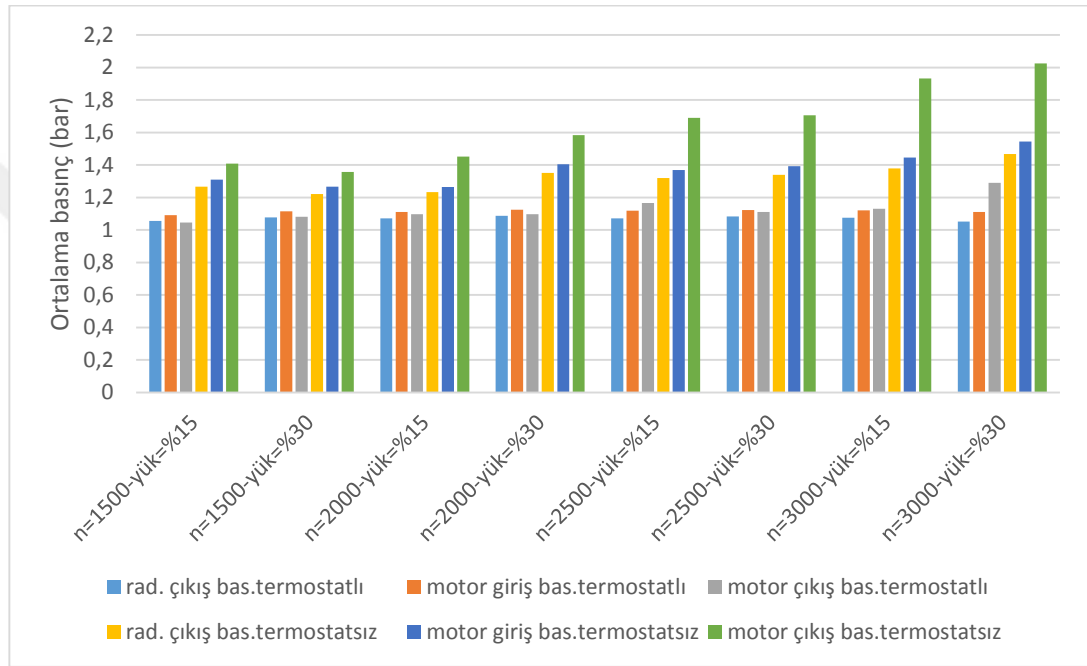


Şekil 4.22. Motor giriş basıncının değişimi (Durum 2)



Şekil 4.23. Radyatör çıkış basıncının değişimi (Durum 2)

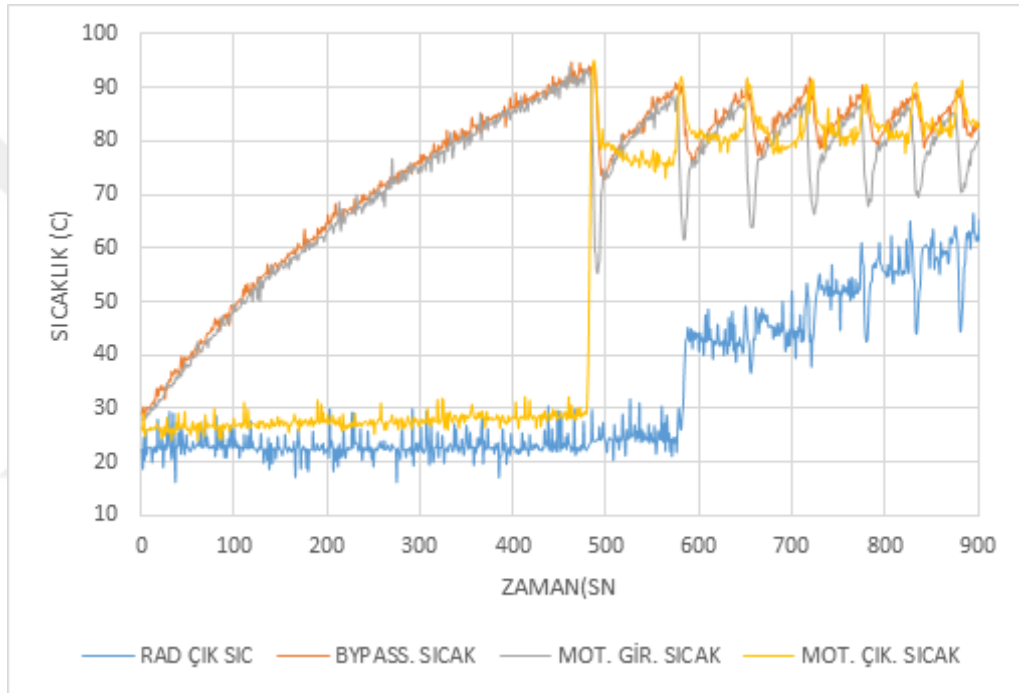
Aşağıda soğutucunun ortalama basıncı her iki durum için ve her 8 deneyde bir histogram üzerinde çizilmiştir. Bu histogram gösteriyor ki ölçülen her üç noktadaki ortalama basınç değeri tüm deneyler için termos tatsız durumda, termostatlı duruma göre fazladır. Ayrıca termostatsız durum ile termostatlı durumdaki motor çıkış basınç farklarının çok fazla olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.24. Durum 1 ve durum 2 de ölçülen üç basıncın ortalamasının karşılaştırılması

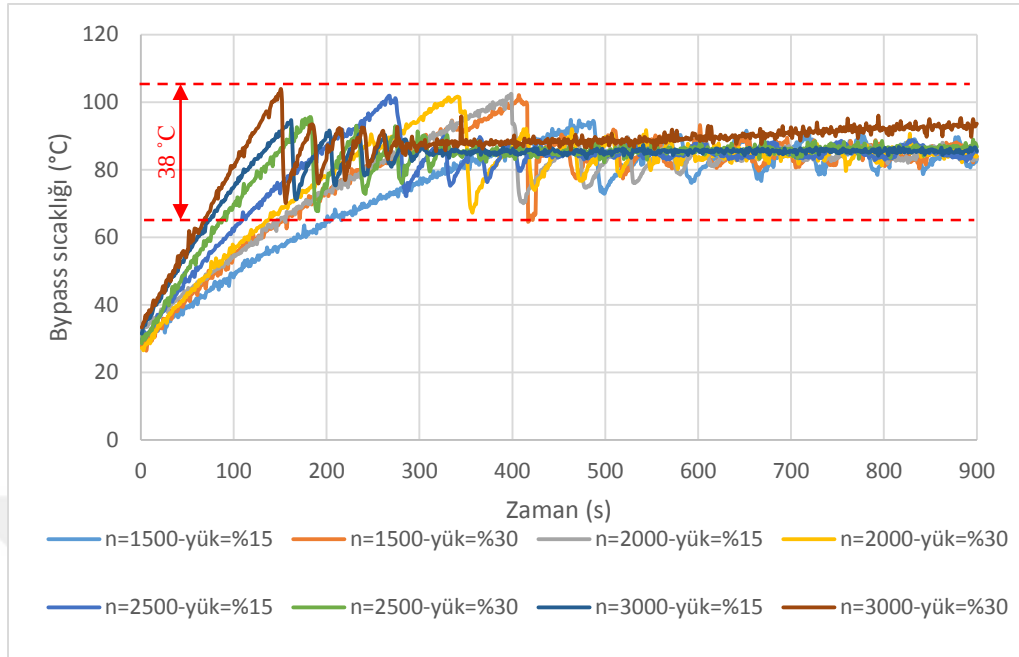
Bu durumda çizilen başka grafiklerden bir diğeri ise sıcaklık grafiğidir. Aşağıdaki grafikte bir test için (n=1500RPM – yük=%15) motorun dört noktasında ölçülen sıcaklıklar çizilmiştir. Bu durumda motorun üzerine termostat taktığımızdan dolayı motor ve radyatör çıkış sıcaklığı termostatsız durumdakinden (Şekil 4.8) tamamen farklıdır. Motor çıkış sıcaklık eğrisine bakıldığında termostatın ilk açılmasına kadar bu değerin sabit kaldığı gözükmemektedir. Termostat açıldıktan hemen sonra ise bypass sıcaklığına kadar yükselmektedir. Sonra termostatın kapatılması ile birlikte sıcaklık az miktarda düşer ve yine sabit değerde devam etmektedir. Bu durum termostatın açılıp kapanması ile birlikte periyodik olarak devam etmektedir. Termostatsız durum ile karşılaştırıldığında göze çarpan bir diğer farklılık radyatör çıkış sıcaklıklarıdır. Termostatlı durumda termostatsız durumun aksine ilk olarak radyatör çıkış sıcaklığı sabittir. Termostatı

açtıktan bir süre sonra radyatör çıkış sıcaklığı artış göstermektedir. Durumun bu şekilde olmasının nedeni ise motor çıkış suyunun radyatördeki daha düşük sıcaklıktaki su ile karışmasından dolayı radyatör çıkış sıcaklığı daha düşük bir dereceye sahiptir. Diğer taraftan fan bypass sıcaklığı ile devreye girmektedir. Bundan dolayı radyatördeki suyun sıcaklığı her zaman motor çıkış sıcaklığından düşük olmaktadır. Bunun için radyatör çıkış sıcaklığının grafik eğrisinin eğimi daha düşüktür.



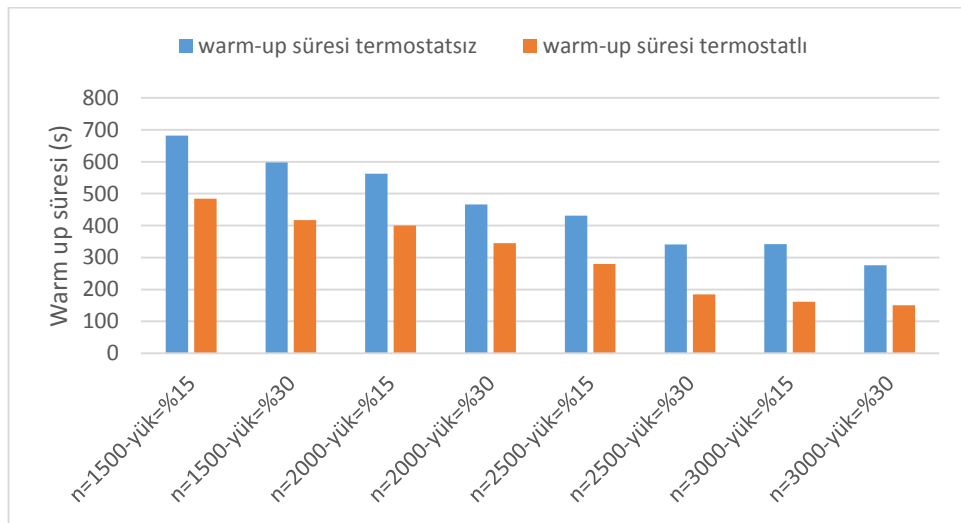
Şekil 4.25. Termostatlı deneyde soğutucunun sıcaklık değişimi (n=1500-Yük=15%)

Sıcaklıklar ile ilgili bir diğer grafik ise yapılan her 8 deney için bypass sıcaklığının bir grafikte toplu olarak çizilmesidir. Bu eğri motorun ısınma süresinin, motorun devir ve yüklemesine bağlı olduğunu göstermektedir. Aşağıdaki grafikte gözüktüğü gibi bu süre birinci test de (n=1500RPM – yük=%15) 400 saniye iken yapılan en son test de (n=3000RPM – yük=%30) ise 100 saniyeye kadar düşmektedir. Termostatlı soğutma sisteminin göze çarpan bir zayıf yönü bypass sıcaklığının geniş bir eğri genliğine (38°C) sahip olmasıdır. Bu parametre termostatsız sistemde yapıldığında (Şekil 4.9) bu eğri genliği 16°C olmaktadır. Bu durum ise termostatın bir dezavantajı olarak kabul edilmektedir.



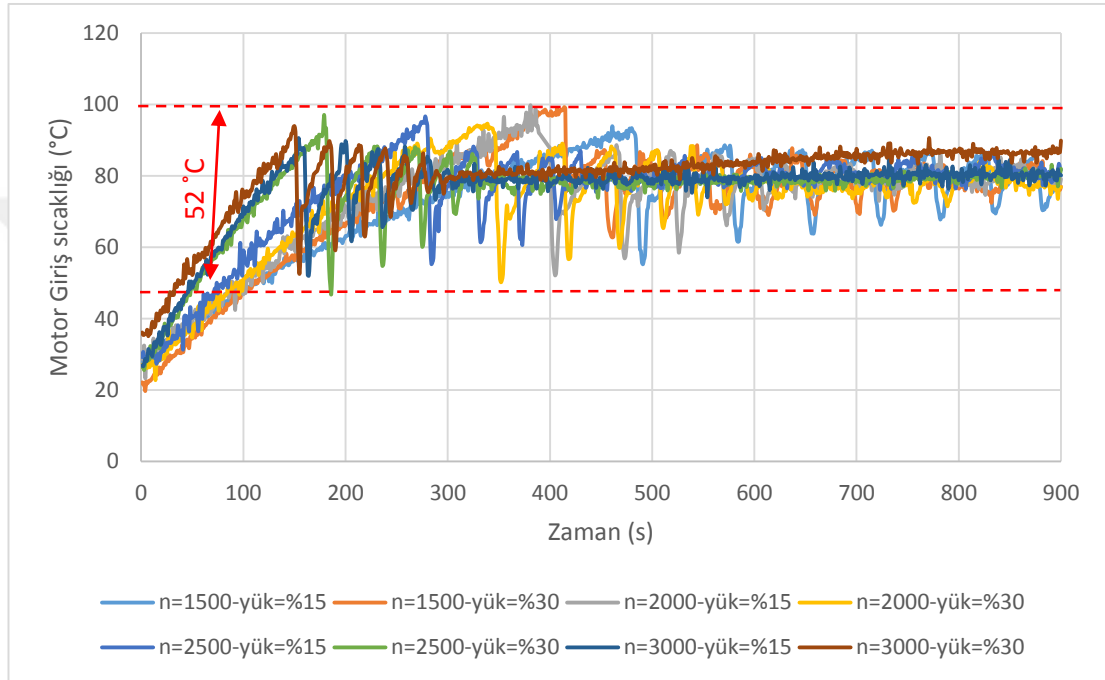
Şekil 4.26. Bypass sıcaklığının değişimi ve dalgalanma bandı (Durum 2)

Motor üzerine termostat takmanın etkisini incelemek için en uygun parametre motorun ısınma süresini termostatlı ve termostatsız durumlarda karşılaştırılmasıdır. Bu incelemenin sonuçları aşağıdaki grafikte gösterilmektedir ve elde edilen sonuçlara göre termostatın eklenmesi ile bu sürenin önemli bir miktarda azalması sağlanabilir. Ayrıca bu süredeki düşüş motorun yakıt tüketimini ve emisyonları önemli derecede etkilemektedir.



Şekil 4.27. Motor devri ve yük değişimi ile ısınma süresinin değişimi (Durum 2)

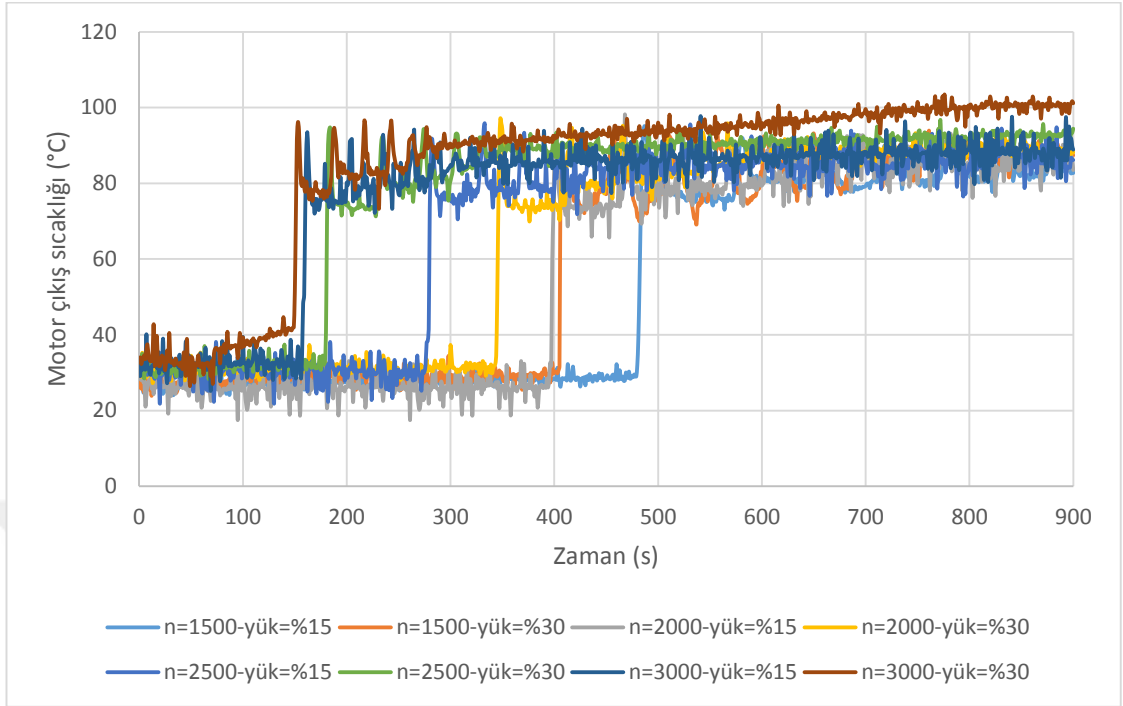
Klasik soğutma sisteminin başka bir zayıf yönü de aşağıdaki grafikte gösterildiği gibi motor giriş suyunun sıcaklığının aşırı derecede değişken olmasıdır. Bunun zararlı tarafı motorun optimum bir şekilde soğumasına engel olmaktadır. Termostatın ilk açılışında eğrinin genliği 52°C dir.



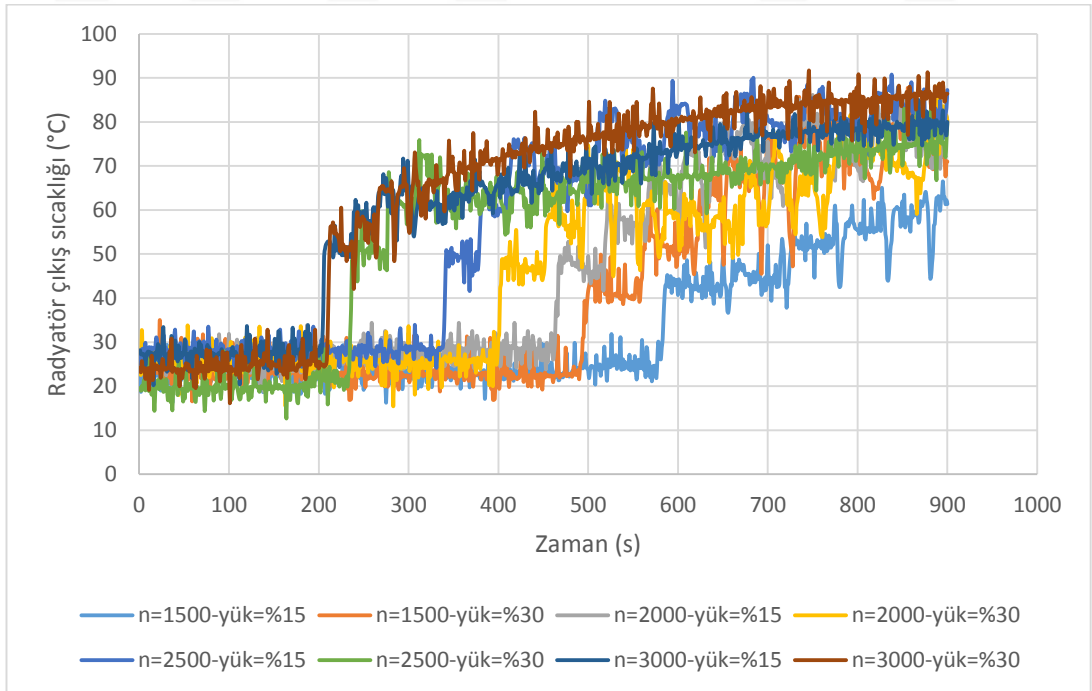
Şekil 4.28. Motor giriş sıcaklığının değişimi ve dalgalanma bandı (Durum 2)

Bir sonraki çizilen eğri motorun çıkış sıcaklığının eğrisidir. Yukarıda açıklandığı gibi termostat açılmadan önce bu sıcaklık sabit bir değere sahiptir ve termostatın açılması ile birlikte anında yüksek bir oranda artmaktadır ve termostatın açılıp kapanması ile bu sıcaklık çıktığı yüksek sıcaklıkta esnemektedir. Motorun ısınma süresinin motor yük ve devrinin artması ile azalması da bu grafikte gösterilmektedir.

Bir sonraki grafikte yapılan her sekiz deney için radyatör çıkış sıcaklığı bir grafik üzerinde gösterilmiştir. Motor devri ve yükünün artması ile radyatörden geçen suyun debisi ve motordan çıkan suyun sıcaklığı artmaktadır ve bundan dolayı da radyatörden atılan ısı değeri artmaktadır.

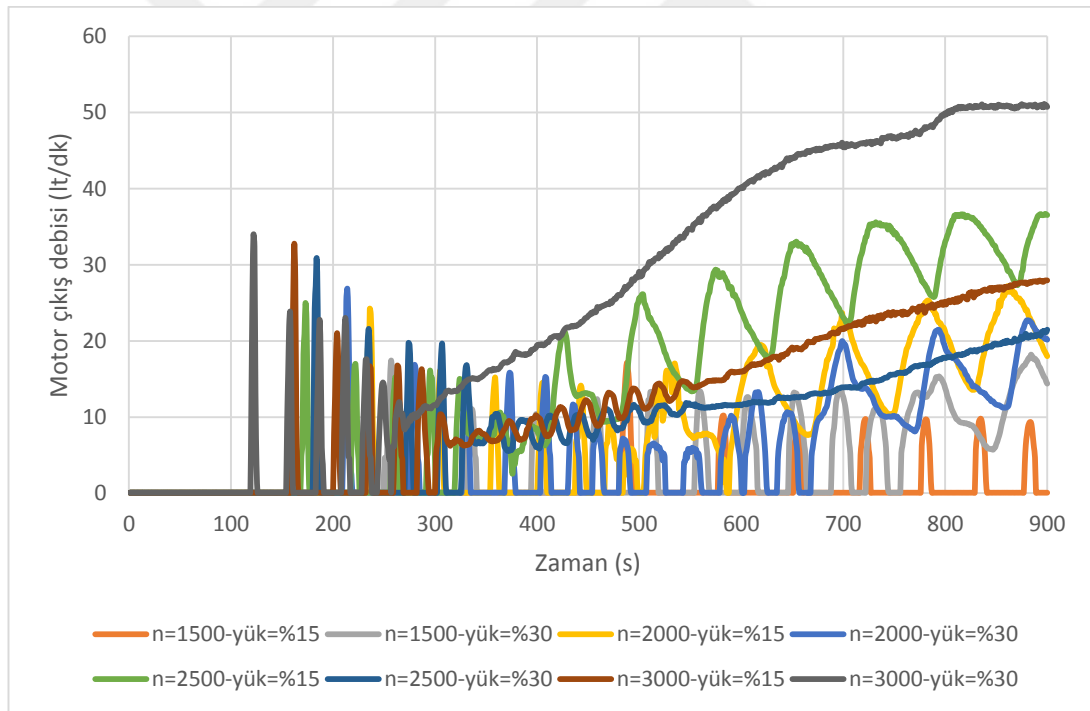


Şekil 4.29. Motor çıkış sıcaklığının değişimi (Durum 2)



Şekil 4.30. Radyatör çıkış sıcaklığının değişimi (Durum 2)

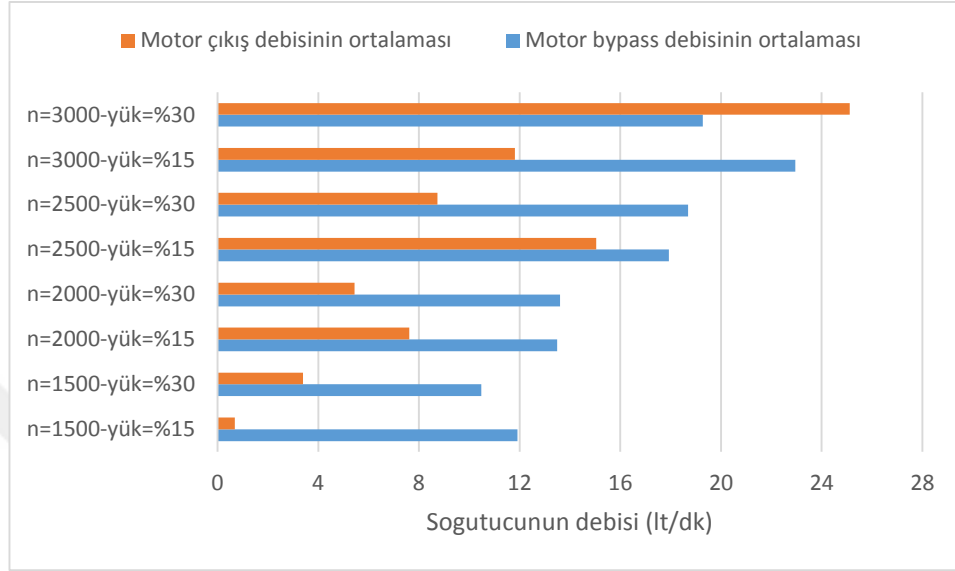
Termostatsız durumda testin ilk başlangıcından itibaren bypass ve motor çıkış yolu açık olduğundan dolayı her iki hatta da soğutucu akmaktadır. Ancak termostatlı durumda motor çıkış yolunda sadece termostat açıldıktan sonra soğutucu akmaktadır. Aşağıdaki grafikte motor çıkışından geçen debi çizilmiştir. Bu egride gözüktüğü gibi yapılan her sekiz deneyin ilk 100 saniyesinde motor çıkış yolu termostat ile kapanmış ama ısınma süresinden sonra termostatın açılması ile motor çıkışında soğutucu akmaya başlamıştır. Motorun düşük devir ve yüklerinde termostat çok kısa bir zaman aralığında ve çok hızlı bir şekilde periyodik olarak açılıp kapanmaktadır. Bunun aksine yüksek devir ve özellikle yüksek yüklemelerde motordan soğutucuya fazla ısı geçişinden dolayı termostatın açık kalma süresi artmaktadır. Hatta çok yüksek devir ve yüklemelerde termostat sürekli açık durmaktadır.



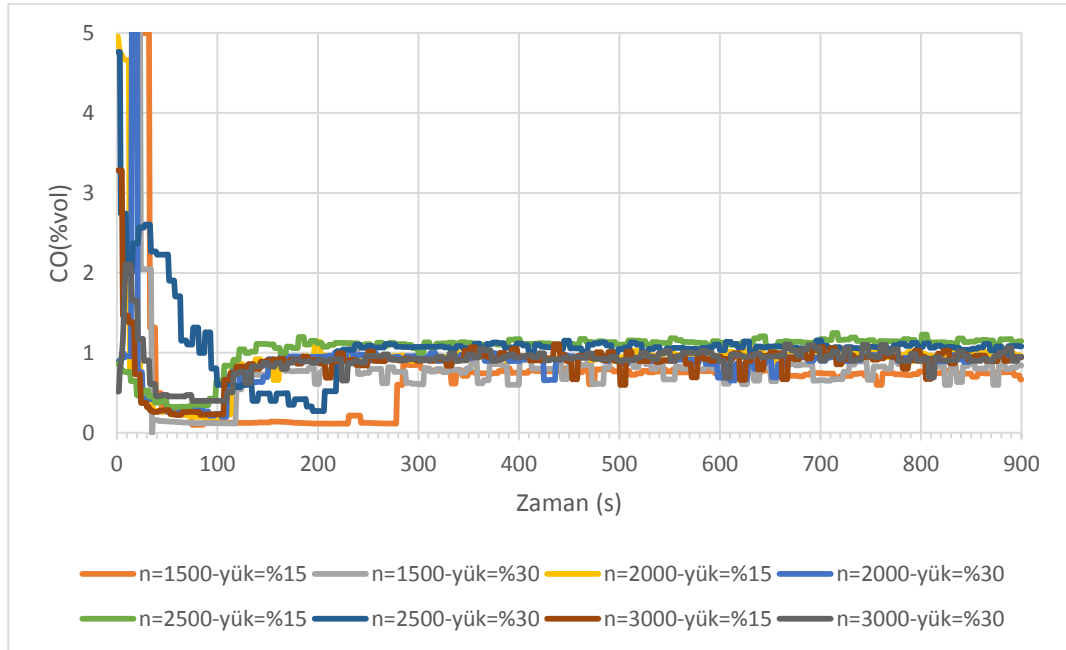
Şekil 4.31. Motor çıkış debisinin değişimi (Durum 2)

Aşağıdaki grafikte bypass ve motor çıkışındaki soğutucunun ortalama debisi karşılaştırılmıştır. Burada da gösterildiği gibi motorun düşük devirlerinde bypass dan geçen ortalama debinin miktarı fazladır. Ama motor devrinin artması ile termostatın açık

kalma süresi arttığından dolayı motor çıkış yolundan çıkan ortalama debi miktarı artmaktadır.



Şekil 4.32. Bypass ve motor çıkışında soğutucunun debisinin, devir ve yüklemenin artması ile değişimi (Durum 2)

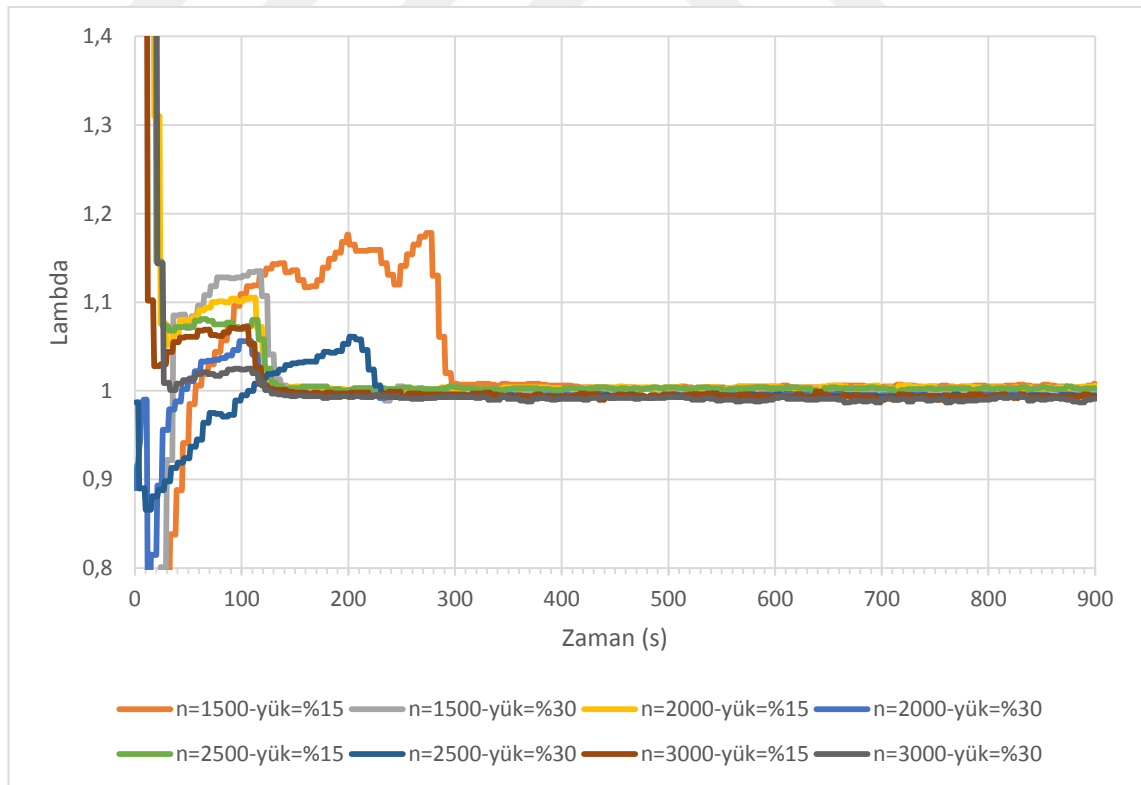


Şekil 4.33. Motordan çıkan CO emisyonunun miktarı (Durum 2)

Termostatlı durumda ısınma süresinde CO emisyonunun grafiği çok değişkendir ve ısınma süresini tamamladıktan sonra bu emisyon değeri 0.5 ile 1 (%vol) bandına yerleşip orada sabitlenmektedir. Grafikte gösterildiği gibi termostatın eklenmesi özellikle düşük devirlerde CO emisyonunun grafiği geç başlamaktadır. Bu parametrenin motor devir ve yükleme oranının artmasıyla ilk başta artıp devamında düşmektedir.

Aşağıdaki grafikte Lamda parametresi termostatlı deneyler için çizilmiştir. Daha önce de açıkladığımız gibi ısınma süresinde motorun uygun sıcaklığı elde etmemesinden dolayı ve oksijen sensörünün henüz ısınamamasından dolayı, bu parametre motor beyni ile iyi oranda kontrol edilememekte ve aşırı derecede değişmektedir.

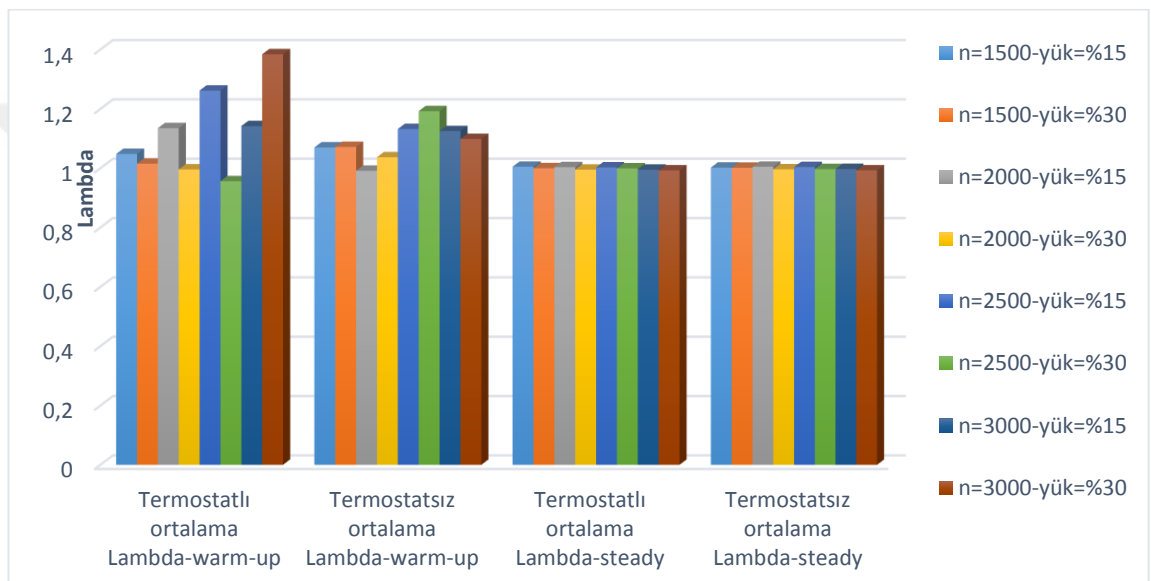
Ancak ısınma süresinden sonra motor beyni bu parametrenin grafik değerini bir olarak ayarlamaktadır.



Şekil 4.34. Deney esnasında Lambda parametresinin değişimi (Durum 2)

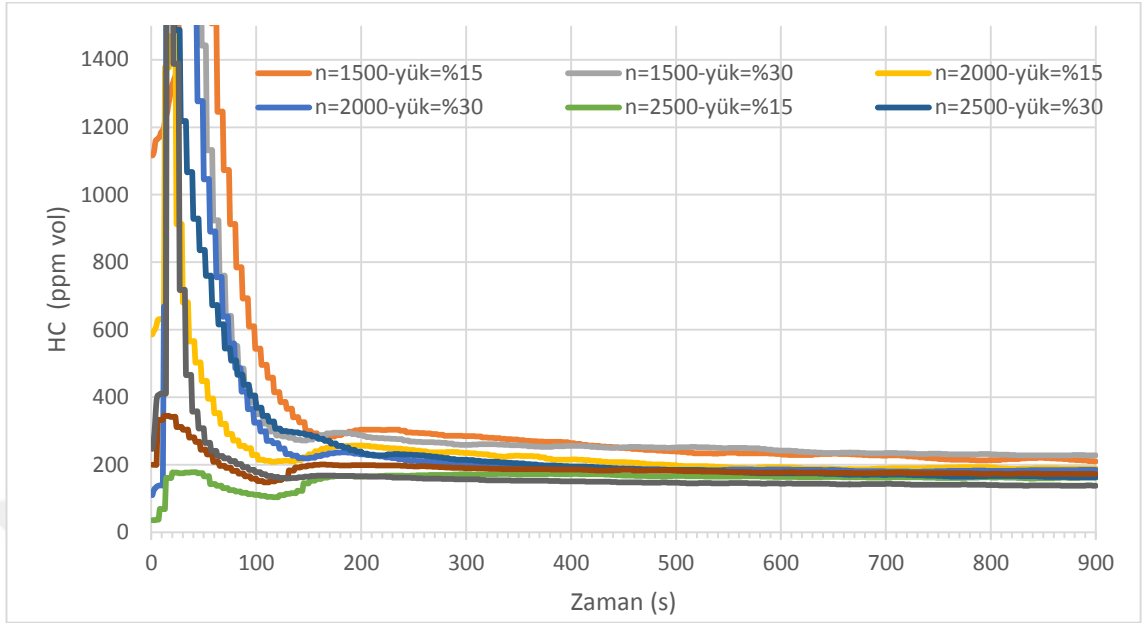
Aşağıdaki grafikte termostatl ve termostatsız deneyler için her ikisinde de ısınma süresinden öncesi ve sonrasındaki ortalama Lamda değerleri karşılaştırılmıştır.

Grafikte görüldüğü gibi termostatin eklenmesi ısınma süresinde Lamdanın daha değişken olmasına neden olmaktadır. Ancak ısınma süresinden sonra bu parametrenin değişkenliği her iki durum için çok az bir miktarda kalmıştır.



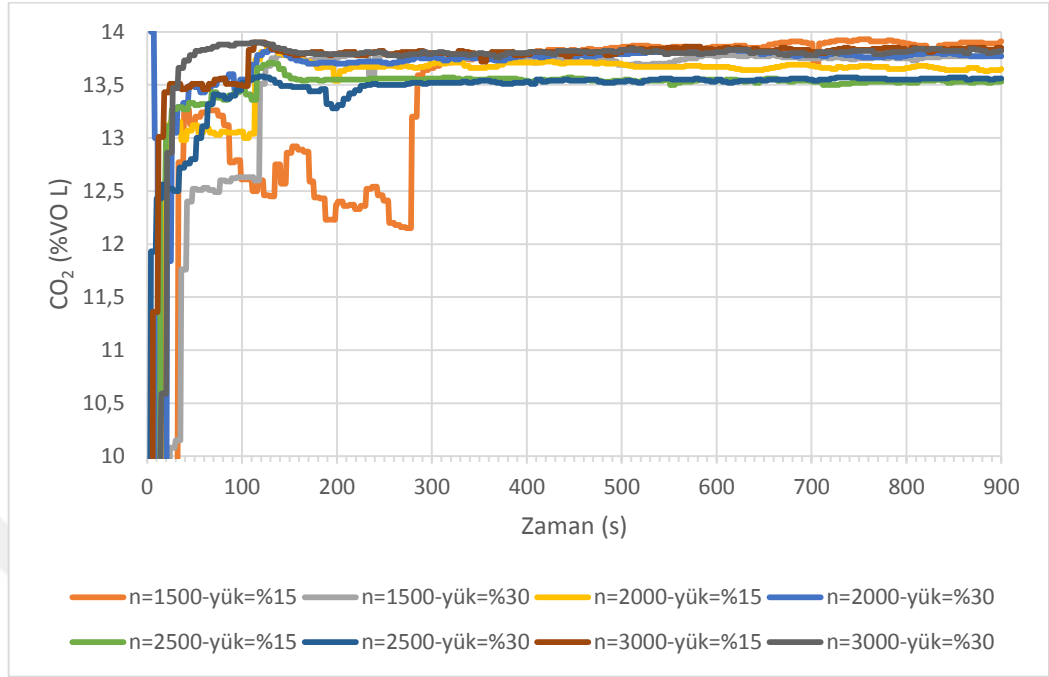
Şekil 4.35. Isınma süresinde Lambda parametresinin dengesizliği (Durum 1 ve 2)

Bu grafik ise HC emisyon eğrisini göstermektedir. Bu emisyonun değeri motorun ilk çalıştığında çok fazladır ve bunun nedeni motorun ilk çalışması anında düşük sıcaklıklarda bulunmasıdır. Motor soğuk iken motora giren yakıtın büyük bir kısmı yanmadan HC emisyonu olarak egzozdan atılır. Isınma süresinden sonra ise bu parametrenin miktarı azalmaktadır. Motor devri ve yükleme oranı ile HC emisyon değeri ters orantılı olmaktadır. Bundan dolayı ısınma safhasından sonra motor devir ve yüklemesinin artması ile HC emisyonunun miktarı düşmektedir.



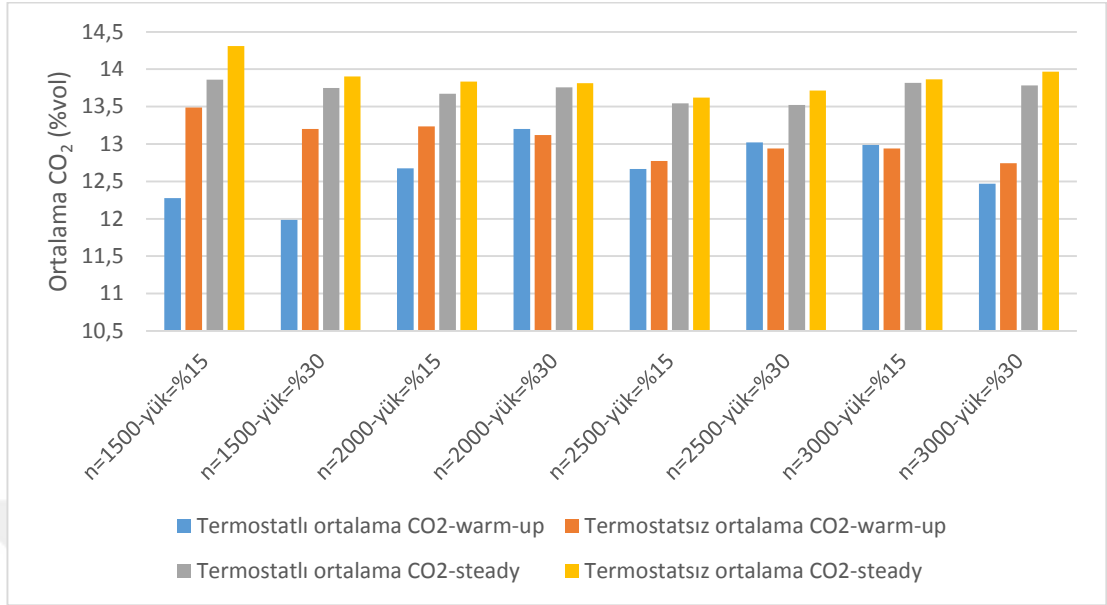
Şekil 4.36. Motordan çıkan HC emisyonunun miktarı (Durum 2)

Bir sonraki incelenen emisyon ise CO₂ emisyonudur. Önceden açıkladığımız gibi ısınma süresinde tam yanma olmadığından dolayı bu parametrenin de emisyon değerleri değişiklik göstermektedir. Ancak ısınma süresinden sonra ilk başta motor devir ve yüklemesi artması ile CO₂ miktarı azalır ve n=2000 RPM – yük=%30 ile n=2500 RPM – yük=%15 arasında bu emisyonun miktarı sabit olmaktadır. Ama tekrar motor devir ve yüklemesinin artması ile bu emisyon parametresinin değerleri artmaktadır.



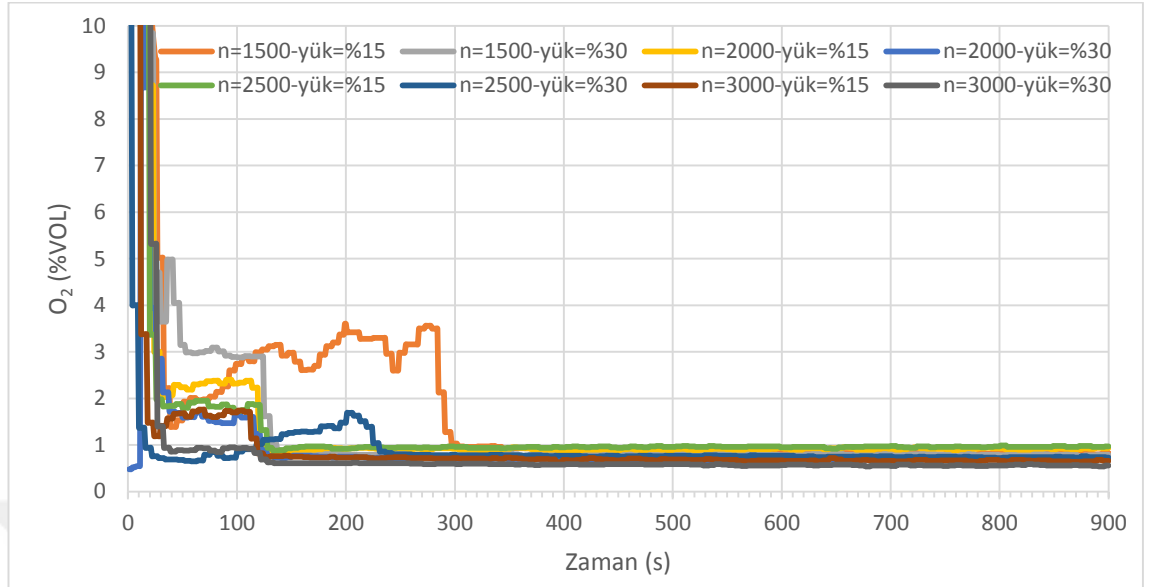
Şekil 4.37. Motordan çıkan CO₂ emisyonunun miktarı (Durum 2)

Motora termostatin eklenmesinin etkisini CO₂ emisyonunun incelemek için termostatlı ve termostatsız durumlarda bu parametrelerin ortalaması alınırken hem ısınma süresi hem de ısınma safhasından sonra ki zamanda dikkate alınmıştır. Bu hesaplama için ilk başta motor için en uygun sıcaklık (83 °C) göz önüne alarak ısınma zamanı testlerin hepsi için hesaplanmış ve sonra her test de elde edilen kendine ait ısınma süresi için CO₂ nin ortalaması hesaplanmıştır. Bu deneylerde aynı zamanda ısınma safhasından sonraki deney süresi boyunca CO₂ emisyon değerlerinin ortalaması alınmış ve bu ortalamalar tüm deney için karşılaştırmalı olarak grafikte gösterilmiştir. Grafikte gözüktüğü gibi terslerin birçoğunda (özellikle düşük devir ve yüklerde) termostatin eklenmesi hem ısınma süresinde hem de ısınma süresinden sonraki süreç içerisinde CO₂ emisyonunun düşüşüne neden olmaktadır.



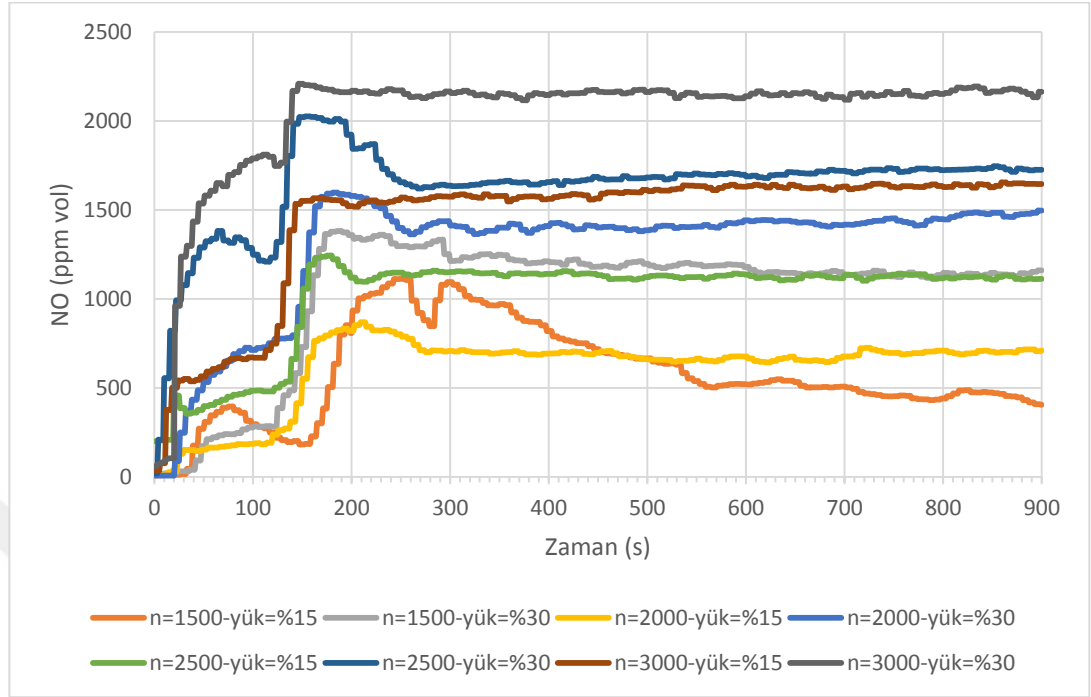
Şekil 4.38. Durum 1 ve 2 şartlarında ısınma ve kararlı bölgelerinde, ortalama CO₂

Motor egzozundan çıkan gazlarda O₂ gazının miktarı aşağıdaki grafikte gösterilmektedir. Bu gazın değeri ısınma süresinde Lambdanın değişken olmasından dolayı azalır ve artmaktadır. Ancak ısınma süresinden sonra O₂ nin değeri motor yüklemesinin artması ile azalmakta ve motor devrinin artması ile ilk başta artıp daha sonra ise düşüş göstermektedir.



Şekil 4.39. Motordan çıkan O_2 miktarı (Durum 2)

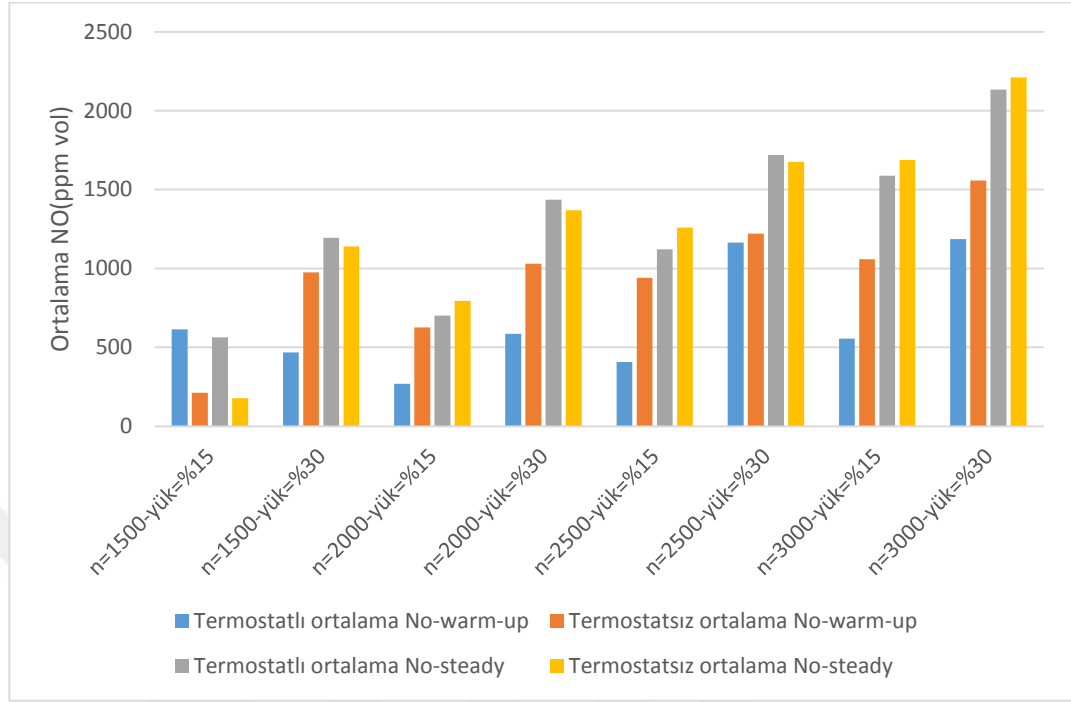
Diğer egzoz emisyonları gibi NO emisyonu değeri de ısınma süresinde değişken ve aynı zaman da artış göstermektedir. Ancak ısınma süresinden sonra daha kararlı olup motor devir ve yüklemesinin artması ile artmaktadır ve bunun nedeni motorun maksimum sıcaklığının artmasıdır. Burada da görüldüğü üzere motor devri iki katına çıkarken (1500 den 3000'e çıkması) NO miktarı üç kat artmaktadır ve motor yükünün iki kat olması ile NO miktarı ortalama olarak yaklaşık 1.6 kat artmaktadır.



Şekil 4.40. Motordan çıkan NO emisyonunun miktarı (Durum 2)

Termostatın eklenmesinin NO değerine yaptığı etkiyi araştırmak için bu emisyonun ortalama değeri her sekiz deneyde (ısınma süresi ve ısınma süresinden sonra) termostatlı ve termostatsız durumlar için hesaplanmış ve elde edilen miktarlar aşağıdaki grafikte çizilmiştir.

Grafikte de görüldüğü gibi termostatın eklenmesi durumunda sadece en düşük devir ve yüklemede ($n=1500$ RPM – yük=%15) ısınma süresinin azalıp ve motorun hızlı bir şekilde ısınmasından dolayı her iki bölümde (ısınma süresi ve sonrası) NO miktarının termostatsız durum ile karşılaştırıldığında artmasına neden olmuştur. Ancak başka deneylerde ısınma süresinin miktarı az olduğundan dolayı termostatın eklenmesi NO nun azalmasına neden olmuştur. Diğer taraftan ısınma süresinden sonra termostatsız durumda motor soğutucusunun maksimum sıcaklığı artmaktadır (Şekil 4.47.) bundan dolayı NO emisyonunun miktarı termostatsız deneyde biraz fazladır.

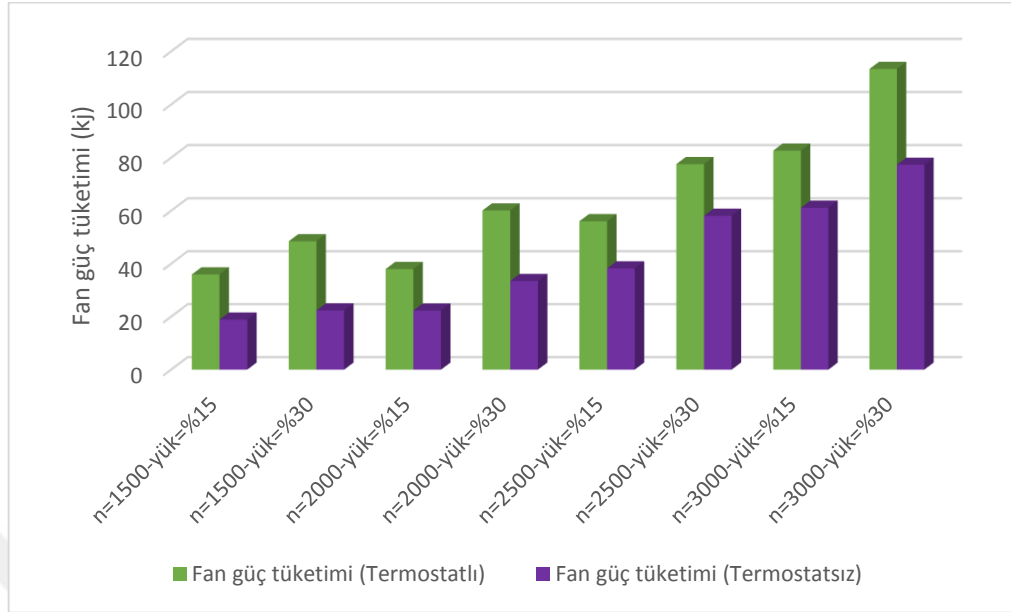


Şekil 4.41. Durum 1 ve 2 şartlarında ısınma ve kararlı bölgelerinde, ortalama NO miktarının karşılaştırılması

Motorun soğutma sisteminin en yüksek enerji tüketen parçası fandır. Bundan dolayı materyal yöntem kısmında açıkladığımız gibi deneyler esnasında fanın tükettiği enerjiyi ölçmesi için bir mekanizma kurulmuştur.

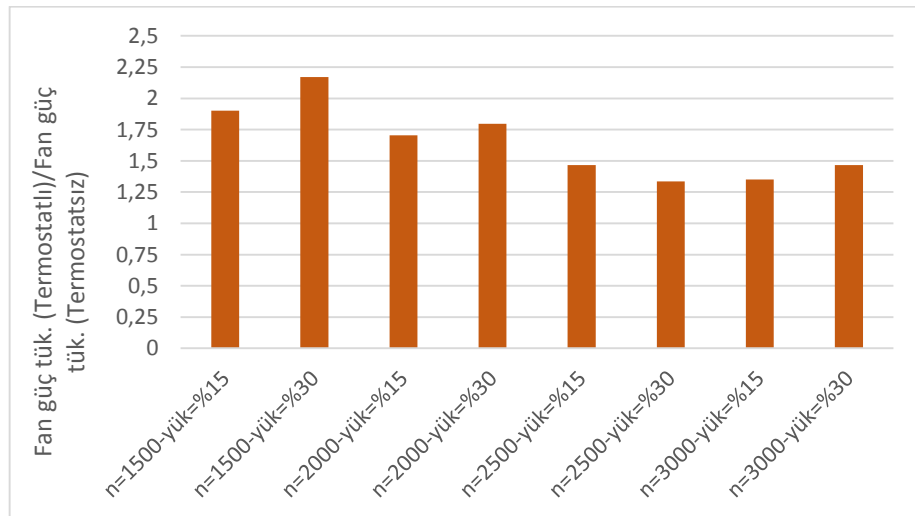
Aşağıdaki grafikte fanın tükettiği enerji termostatlı ve termostatsız deneylerin hepsi için çizilmiştir. Bu grafikte gözüktüğü gibi motorun devri ve yükünün artması ile fanın tükettiği enerji de artmaktadır.

Diğer taraftan termostatsız durumda bypass sıcaklığının değişkenliği az olmasından dolayı bu durumda fanın tükettiği enerji termostatlı durum ile karşılaştırıldığında daha düşüktür. Bu durum termostatlı düzeneğin dezavantajı olarak kabul edilebilir.



Şekil 4.42. Durum 1 ve 2 de fan güç tüketiminin karşılaştırılması

Termostatlı ve termostatsız durumdaki fan tarafından tüketilen enerji miktarını incelemek için aşağıdaki grafik çizilmiştir. Bu grafiğin değerleri termostatl durumdaki fanın tükettiği enerji/termostatsız durumda tüketilen enerji den elde edilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi bu değer motorun düşük devirlerinde yaklaşık iki kat ve yüksek devirlerde ise yaklaşık olarak 1.5 katı kadardır.



Şekil 4.43. 2. Durumda fan güç tüketiminin artışının oranı

Motor bloğunun üzerinde sıcaklık dağıtımını incelemek için bir termal kamera kullanılmıştır.

Bu kamera ile dikkatli bir ölçüm alabilmek için motor bloğunun tam görülebilen tarafından ölçümler alınmıştır. Motor bloğundan kaydedilen fotoğraf aşağıda gösterilmiştir.



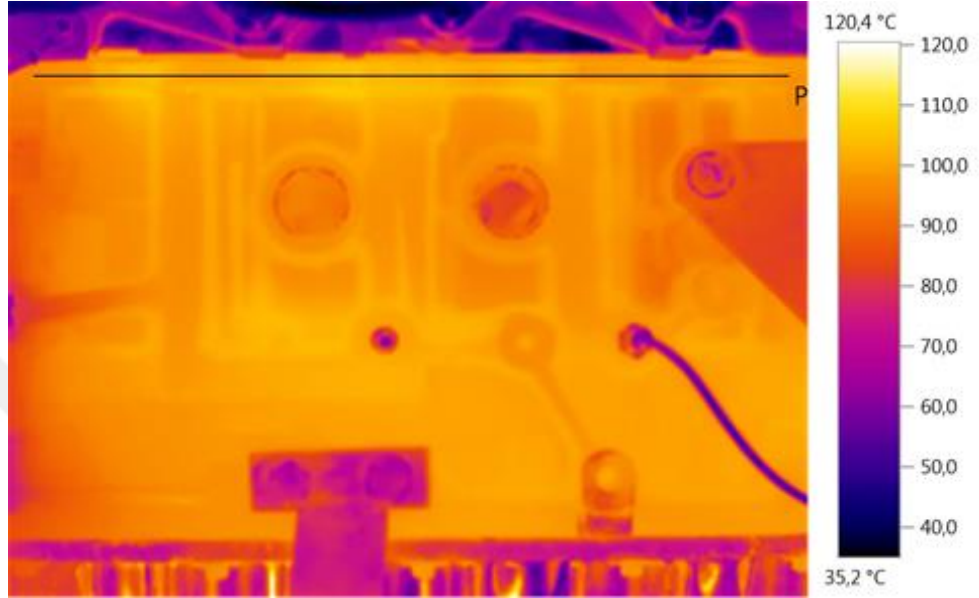
Şekil 4.44. Motor bloğunun termal kamera ile ölçülen bölgesi

Deneylerin hepsinin sonunda motor bloğundan bir termal görüntüsü kaydedilmiştir. Motorun sıcaklık bakımından en kritik yeri conta kısmıdır.

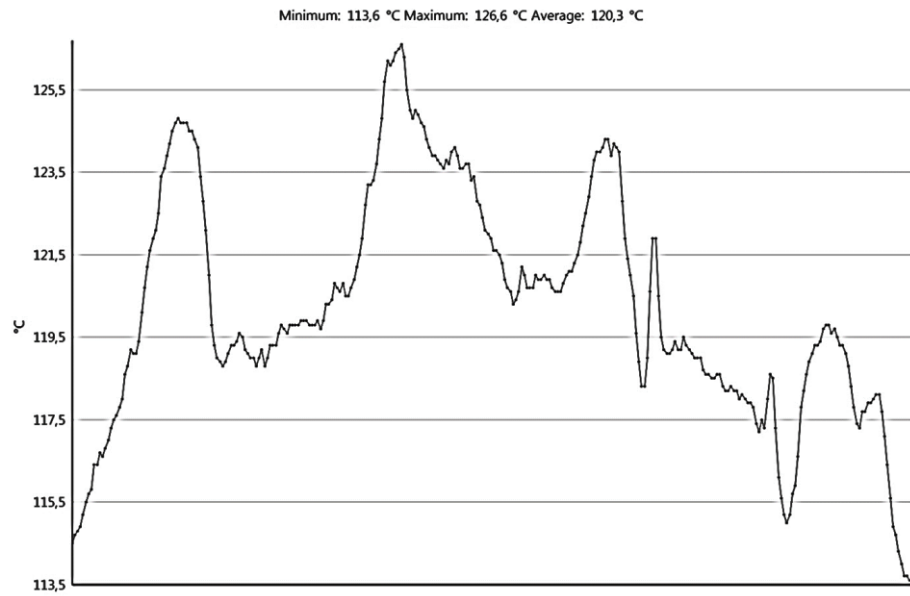
Bundan dolayı termal kameranın fotoğraflarını analiz eden yazılımda contanın olduğu kısma bir yatay çizgi (P çizgisi) çizilip ve bu çizgi üzerindeki sıcaklık profili bu yazılım sayesinde bulunmuştur.

Bu profilden yararlanılarak bu bölgenin sıcaklığı her zaman contanın yanma sıcaklığının (118 °C) altında olduğuna emin olma imkânımız vardır. Örnek olarak bu termal

fotoğraflardan birisi ve P çizgisinin üzerinde elde edilen sıcaklık profili aşağıda görülmektedir.

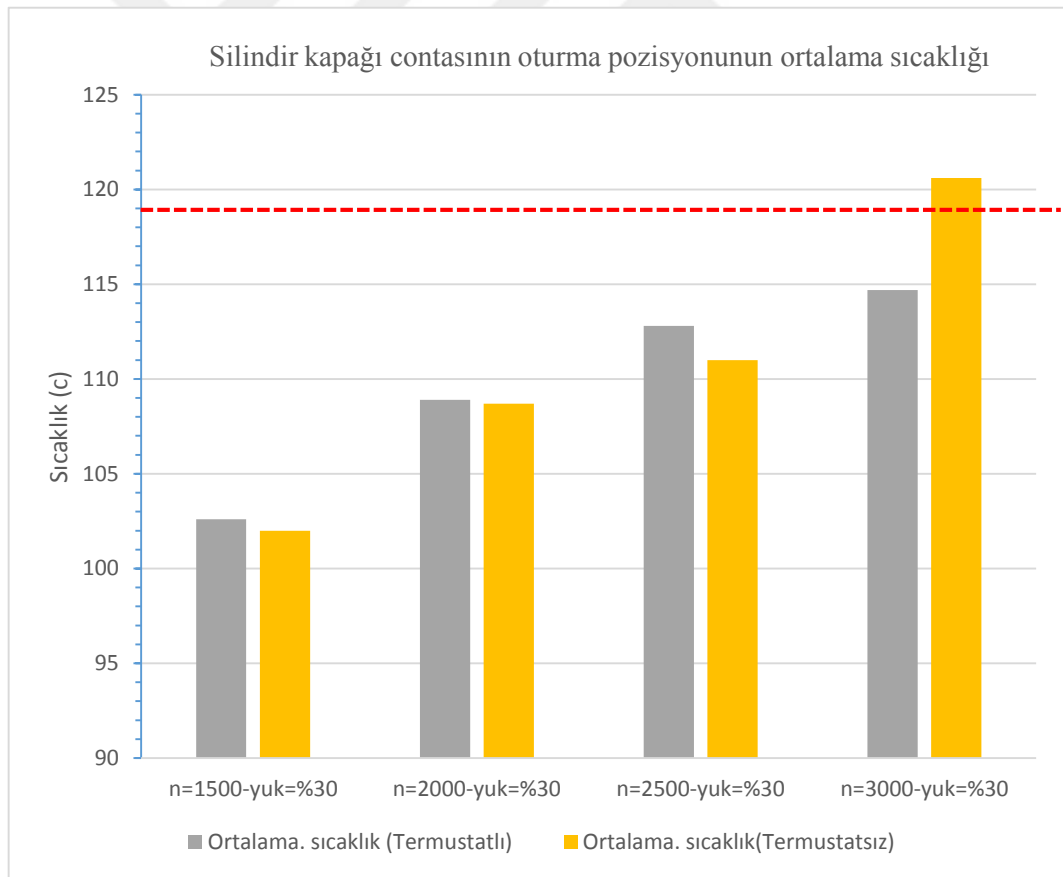


Şekil 4.45. Motor bloğunun termal kamera fotoğrafı



Şekil 4.46. Termal kamera fotoğrafı üzerindeki P çizgisinin sıcaklık dağılım grafiği

Motor soğutucusunun ve bloğun maksimum sıcaklığı motorun en yüksek yüklemelerinde elde edilmektedir. Bundan dolayı termostatlı ve termostatsız deneylerden sadece %30 yük ile yapılan deneyler seçilip ve bu deneylerin sonunda bloğun maksimum sıcaklığı aşağıdaki grafikte bu iki durumun (termostatlı ve termostatsız) karşılaştırılması için toplanmıştır. Bu grafik düşük motor devirlerinde maksimum sıcaklığın her iki durum için eşit olduğunu göstermektedir. Motorun 2500 RPM deki termostatlı durumu için bu maksimum sıcaklık daha fazladır. Ama hala kritik değerin altındadır. Ancak motorun devri 3000 RPM e çıktığında termostatsız durumun maksimum sıcaklığında artış tespit edilmiş hatta kritik sınırı da aştığı gözlemlenmiştir ve bunun nedeni soğutma suyunun sürekli olarak radyatörden geçmesinden dolayı soğutma suyunun ısınıp radyatörden atabilecek kadar yeterli zamana sahip olamamasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.47. Silindir kapağı contasının oturma pozisyonunun ortalama sıcaklığı

4.3. Elektrikli su pompası ve kontrollü valf sistemi (Durum 3)

Motorun klasik soğutma sisteminin değişmesi için ilk olarak su pompası ile alternatörü krank miline bağlayan kayışı söküp sadece krank mili ile alternatör arasına bir kayış bağlanmıştır ve bu yöntem ile mekanik su pompası devre dışı bırakılmıştır. Daha sonra termostat kapağını açılıp ve mekanik termostat motor üzerinden çıkarılmıştır. Bir sonraki adımda termostattan önce ayrılan bypass hattını iptal edilmiş ve kontrollü vananın AB adlı girişini termostat kapağına bir hortum yardımı ile bağlantısı yapılmıştır ve bypass hattı bu vananın B adlı kısmına ve motordan radyatöre giden hattı bu vananın A adlı kısmına bağlanmıştır. Mekanik termostadı, kontrollü vana ile değiştirdikten sonra elektrikli su pompası motorun giriş hortumunun üzerine montaj edilmiştir.



Şekil 4.48. Kontrollü soğutma sisteminin deney düzeneği (Durum 3)

Kontrollü vanada bir step motor ve bir mekanik şanzıman açma ve kapama işlemini yapması için kullanılmıştır. Bu mekanizma çok düşük bir hıza (11,5 sn de tam açık konum) sahip olduğundan dolayı motordan çıkan soğutucuyu iyi derecede bir kontrol sağlanamadığı gözlemlenmiştir. Bundan dolayı vananın aktüatörü bir elektrikli piston ile değiştirildi. Bu elektrikli piston kısa bir sürede vanayı açıp kapatmaktadır (Yaklaşık olarak 2 sn). Bu elektrikli pistonun görseli aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.49. Termostatın yerine kullanılan kontrollü valf ve değişiklikleri

Motordaki bu mekanik değişimler yapıldıktan sonra sıra elektrikli pompa, kontrollü vana ve fanın kontrol mekanizmasının oluşturulmasına gelmiştir. Motor devri, motorun 4 noktada sıcaklığı (radyatör çıkışında, motor girişinde, kontrollü vana girişinde ve

çıkışında), pompalama akışkanın debisi, motordan atılan ısı, motorun yük miktarı, kontrollü vananın açıklık oranı, radyatör çıkışının referans sıcaklığı, motor çıkışının referans sıcaklığı, motor çıkışını minimum ve maksimum sıcaklığı gibi parametreler kontrolcünün giriş parametreleri olarak ele alınmıştır. Bu parametrelerin nasıl ölçüldüğü aşağıda açıklanmıştır:

1) Motor devri: Motordan çıkan milin üzerine takılan sensör ile ölçülür.

2) Pompalanan akışkan miktarı: Bu parametre için kontrollü deneylerde üçüncü debimetrede tam pompa çıkışına montaj edilmiştir.

3) Motordan atılan ısı değeri: bu parametreyi hesaplamak için termostatsız deneylerde kaydedilen veriler kullanılmıştır. Böylece yapılan tüm sekiz deney için pompalanan soğutucunun ortalama kütleli debisi hesaplanmış ve özgül ısı ile motorun giriş çıkış sıcaklık ortalamasını çarptıktan sonra her deneye ait ısı transfer miktarı elde edilmiştir. Mesela bir örnek olarak dördüncü deney için:

$$\begin{cases} \Delta T_{\text{ÇIK-GİR (Ortalama)}} = 3,715 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \dot{m}_{(\text{Ortalama})} = (42,58 \frac{\text{lt}}{\text{dk}} * \frac{\rho=1000}{1000*60}) \rightarrow \dot{m} = 0,709 \text{ kg/s} \\ c_p = 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \end{cases} \quad (4.1)$$

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \rightarrow Q = 0,709 * 4,2 * 3,715 \rightarrow Q = 10,43 \text{ kW} \quad (4.2)$$

Yukarıdaki hesaplama göre dördüncü deneyde yaklaşık 10,5 kW motordan ısı atılması gerekmektedir. Kontrollü durumda motor giriş çıkış sıcaklığının 8 °C alınmasıyla kontrollü soğutma sisteminde gereken soğutucu debisini bulabiliriz.

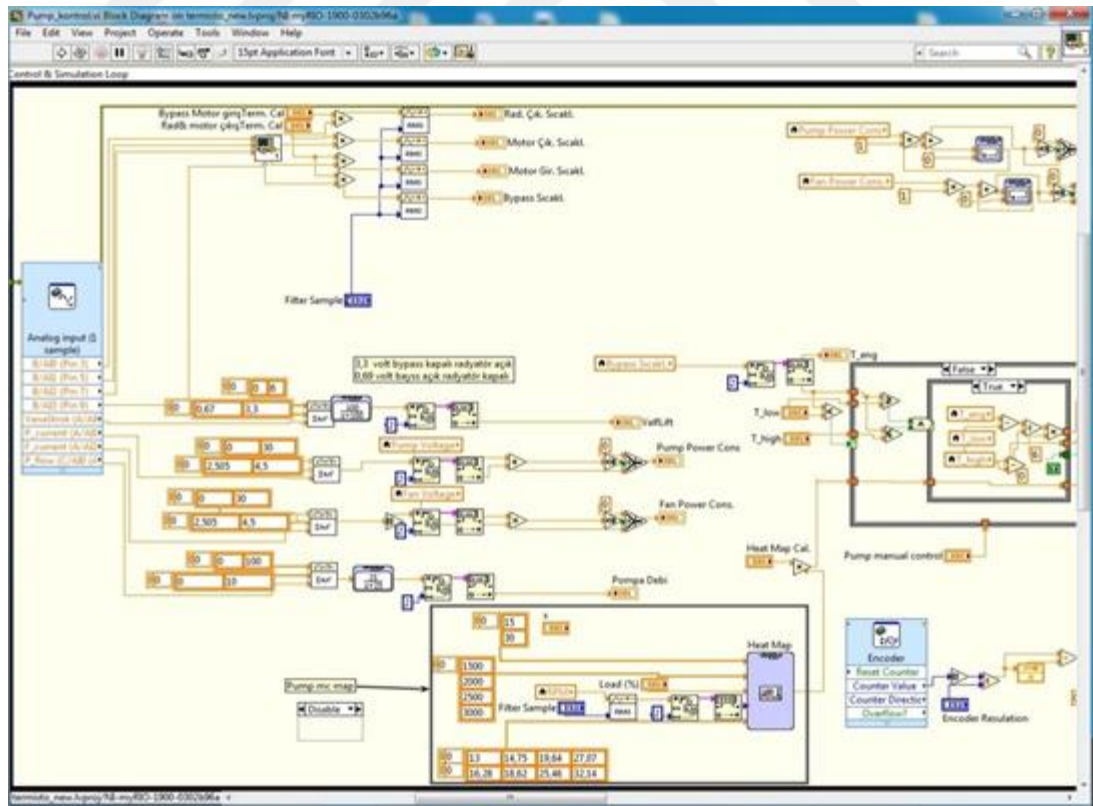
$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \rightarrow 10,43 = \frac{\dot{m}}{60} * 4,2 * 8 \rightarrow \dot{m} = 18,625 \text{ lt/dk} \quad (4.3)$$

Bu hesaplamalar tüm sekiz deney için yapılmış ve sonuçları harita tablosu olarak düzenlenmiştir ve bu harita tablosu kontrollü soğutma sisteminde motorun farklı devir ve yüklerinde elektrikli su pompasının kontrolü için kullanılmıştır.

Çizelge 4.2. Kontrollü soğutma sisteminde elektrikli su pompasının kontrolü için harita tablosu

Debi (lt/dk.)	n=1500 rpm	n=2000 rpm	n=2500 rpm	n=2000 rpm
Yük=15%	13	14,75	19,64	27,07
Yük=30%	16,28	18,62	25,46	32,14

Bu harita tablosu oluşturulduktan sonra bir üç boyutlu eğri onun verilerine fit edilmiştir. bu eğrinin denklemi pompanın kontrol fonksiyonu olarak kontrolcünün tarafından kullanılır. Labview programında yazılan kontrolcü yazılımı şeması aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.50. Kontrollü sisteme Labview programında hazırlanan yazılım

4) Motor yükü: Deneyler esnasında dinamometre tarafından motora yüklenen yükün miktarı sabit (%15 - %30) olduğundan dolayı bu parametre kontrolcüye dışardan girilmektedir.

5) Motorun dört noktasında sıcaklık: Önceki deneylerde (klasik soğutma sistemi) sıcaklıkları ölçüp kaydetmek için termokupllar kullanılırdı. Kontrollü deney sisteminde ise aynı termokupllar kullanılmaktadır ancak verilerin kontrolcüye daha hızlı şekilde ulaşması için termokuplların yanına bu dört noktaya termistörler eklenmiştir. Termistörleri kullanmak için sıcaklık kalibrasyon cihazı ile (şekil 8) üç farklı sıcaklıkta termistörlerin dirençleri ölçülüp ve aşağıdaki denklemde yerleştikten sonra termistörlerin çalışma fonksiyonları elde edilmiştir.

$$\frac{1}{T} = A + B \ln(R) + C (\ln(R))^3 \quad (4.4)$$

$$\begin{bmatrix} A \\ B \\ C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{T_1} \\ \frac{1}{T_2} \\ \frac{1}{T_3} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} 1 & \ln(R_1) & \ln(R_1)^3 \\ 1 & \ln(R_2) & \ln(R_2)^3 \\ 1 & \ln(R_3) & \ln(R_3)^3 \end{bmatrix}^{-1} \quad (4.5)$$

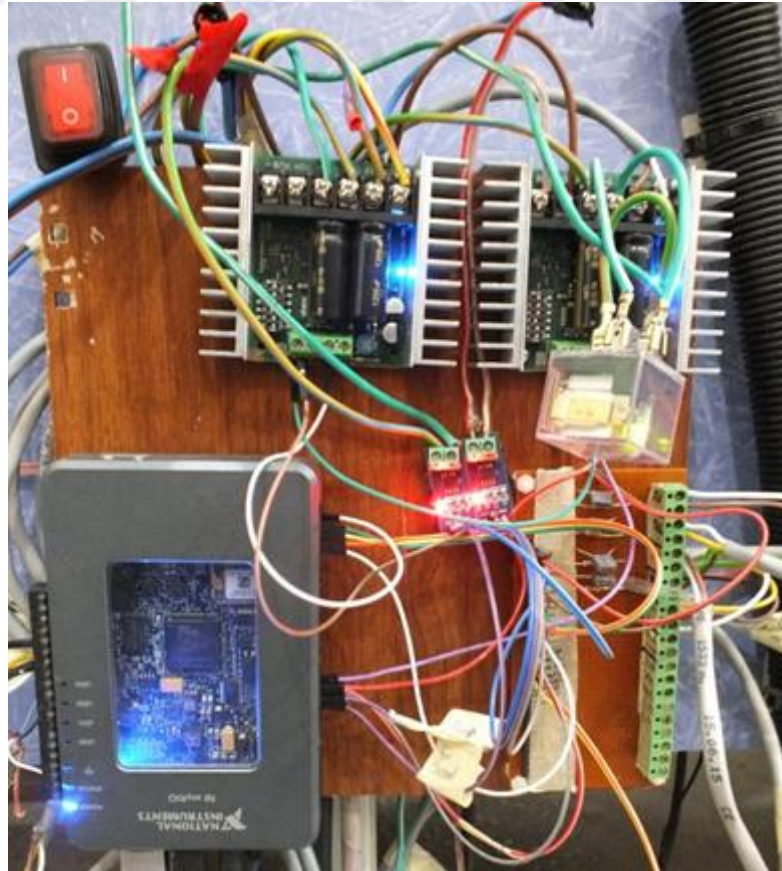
Bu denklemi Labview programına yükledikten sonra termistörlerin direnç değişimi kontrolcüye bir sıcaklık parametresi olarak tanıtılmıştır.

6) Kontrollü vananın açıklık oranı: Vananın üzerine takılan elektrikli pistonun kendine ait bir potansiyometresi mevcuttur. Pistonun pozisyonu değiştiği zaman bu potansiyometrenin direnç değişimi kontrolcüye pistonun pozisyonunu tam olarak iletmektedir.

7) Radyatör ve motor çıkışının referans sıcaklığı – motor çıkışının minimum ve maksimum sıcaklıkları: Bu değerlerin sabit olmasından dolayı kontrolcüye dışardan el ile girme zorunluluğu vermektedir.

Yukarıda anlatılan verilerin hepsi bir myRIO kartının girişine aktarılmış ve kartta bu veriler için kontrol fonksiyonların çıkışları oluşturulup sonra soğutma sisteminin üç aktüatörüne (elektrikli pompa – kontrollü vana – fan) uygun komutlar kart çıkışı ile gönderilmiştir. Bu üç aktüatör için kontrol fonksiyonları aşağıda açıklanmaktadır.

1) Elektrikli pompa: Yukarıda açıkladığımız gibi pompaya ait bir harita tablosu oluşturulmuş ve kontrolcü motor devrini ve el ile girilen motor yük miktarını okuduktan sonra pompaya uygun debiyi harita tablosundan hesaplayıp ve bu debiye ait bir gerilim pompaya göndermiştir.



Şekil 4.51. Kullanılan kontrolcü sistemin devre donanımları

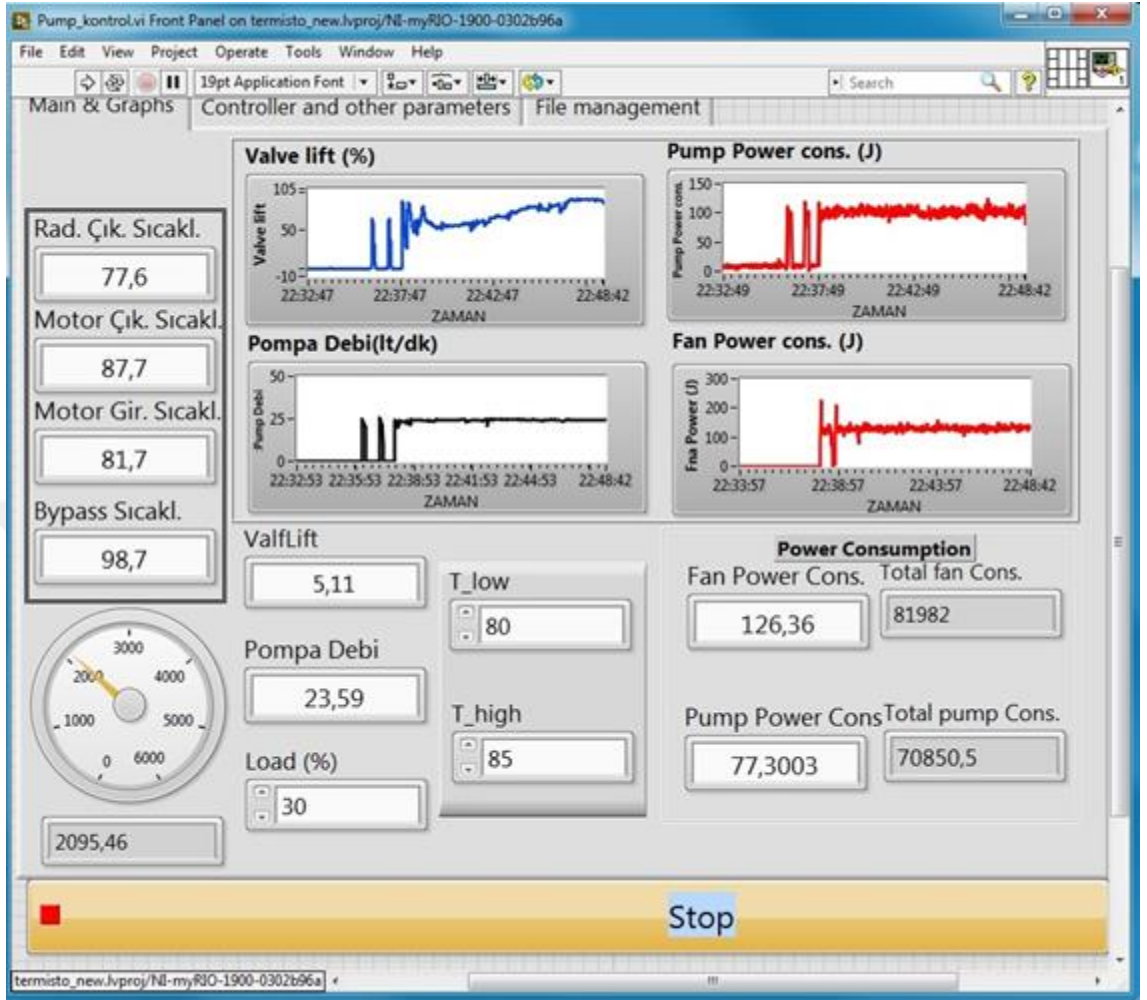
2) Kontrollü vana: kontrollü vananın açıklık oranını kontrol edebilmesi için kontrolcü, el ile girilen referans sıcaklığını göz önüne alarak motor giriş ve çıkış sıcaklığı ve radyatör çıkış sıcaklığı gönderilen verilerden okuyup ve aşağıdaki denkleme yerleştirilmiştir.

$$\frac{T_{valf\ \text{öncesi}} - T_{mot.ref}}{T_{valf\ \text{öncesi}} - \left(\frac{T_{mot.gir} + T_{Rad.çık}}{2} \right)} \quad (4.6)$$

Ve bu denklemden elde edilen miktar vananın % olarak açıklık oranını göstermektedir. Bu oranı vananın maksimum stroğu (6mm) ile çarptıktan sonra vananın açıklık miktarı elde edilmiştir.

3) Fan: Klasik soğutma sisteminde fan motor çıkış sıcaklığı ile devreye girmektedir. Bu yöntem enerji tüketimi açısından pek de uygun değildir. Çünkü motor ilk çalıştığında radyatördeki su soğuktur ve fan motor çıkışındaki termistörden komut aldığından dolayı motor çıkış sıcaklığı 83 C ye ulaştığında fan çalışmaya başlar. Ancak radyatördeki su zaten soğuk olduğundan dolayı burada fanın çalışmasına gerek yoktur ve fazladan enerji sarfıyatı yapmaktadır. Bundan dolayı kontrollü sistemde fanın devreye girmesi radyatör çıkış sıcaklığı ile kontrol edilmiştir. Bu nedenle kontrolcü fan için girilen referans sıcaklığını (70 C) göz önüne alarak fanı çalıştırır ve radyatör çıkış sıcaklığı her zaman 70C de tutulması sağlanmaktadır. Böylece fanın enerji tüketimi ciddi oranda azalmaktadır. Fanın tükettiği gerilim ve akım ölçülüp ve çalışma süresinin çarpılması ile bu yeni stratejide fanın enerji tüketimi hesaplanmış ve klasik strateji ile tükettiği enerji miktarı ile karşılaştırılmış. Elde edilen sonuçlara göre yeni strateji fanın enerji tüketiminin tasarrufuna neden olmaktadır.

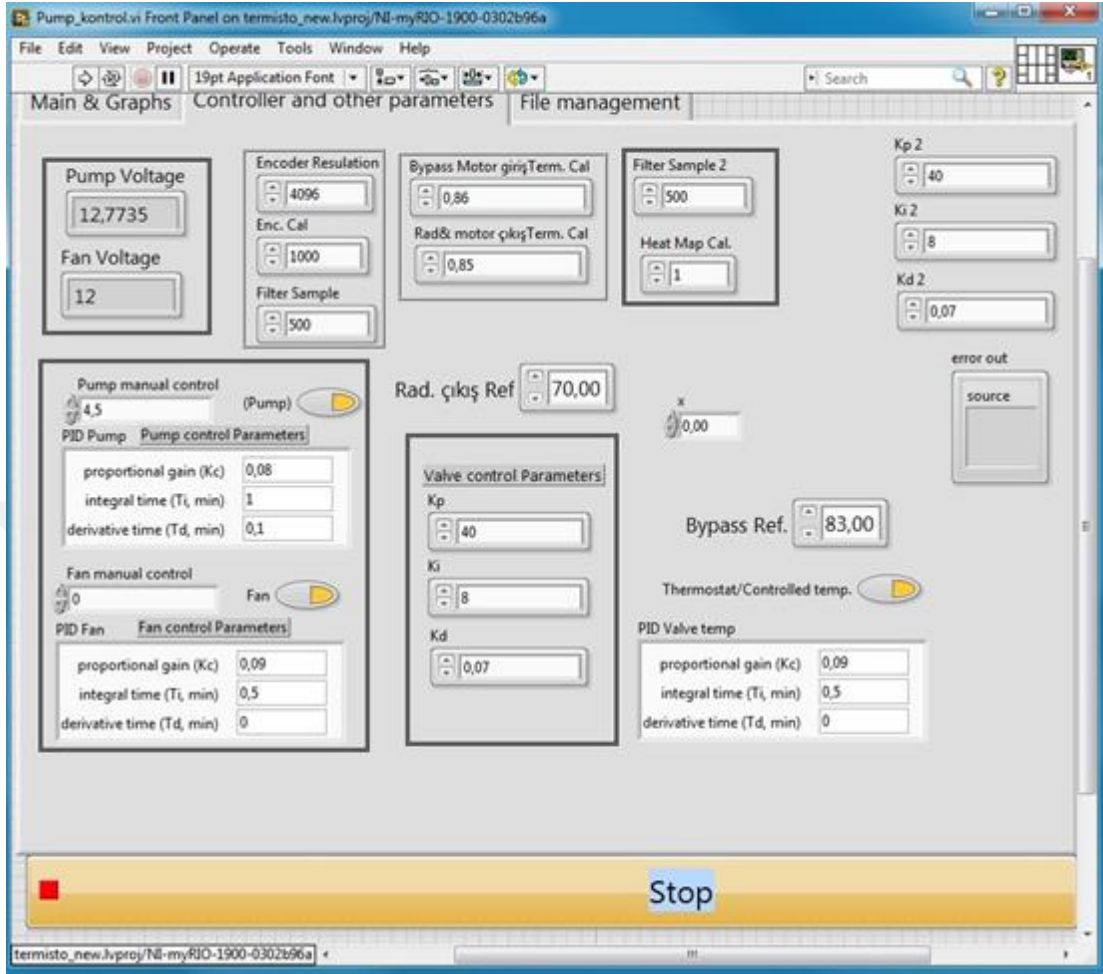
Elektrikli pompa ve fanın kontrollü sistemde tükettiği akımı ölçmesi için iki adet akım ölçüm sensörü kullanılmış ve ölçülen akım ile kontrolcü tarafından gönderilen gerilim çarpılarak pompa ile fanın tükettiği güç watt olarak elde edilmiştir. Sonunda bu güç miktarı ile çalışma süresi çarpılarak toplam enerji tüketimleri bulunmaktadır. Hem de ani güç tüketimleri online olarak test süresinde aşağıdaki gibi gözükmemektedir.



Şekil 4.52. Kontrollü sistemde kullanılan programın kontrolcü arayüz görüntüsü

Yukarıdaki ekran görüntüsünde adı geçen iki parametreye ilave olarak kontrollü vananın açıklık oranı ve pompalanan soğutucu debisi de görülmektedir.

Deney başlamadan önce aynı ekranda motor çıkışının gereken minimum ve maksimum sıcaklığı el ile girilmektedir ve Labview de yazılan programı bir sonraki ekranında PID kontrollerinin sabit değerleri hem de radyatör çıkış sıcaklığının referans değeri ve motor çıkışının referans sıcaklığı ayarlanmaktadır.



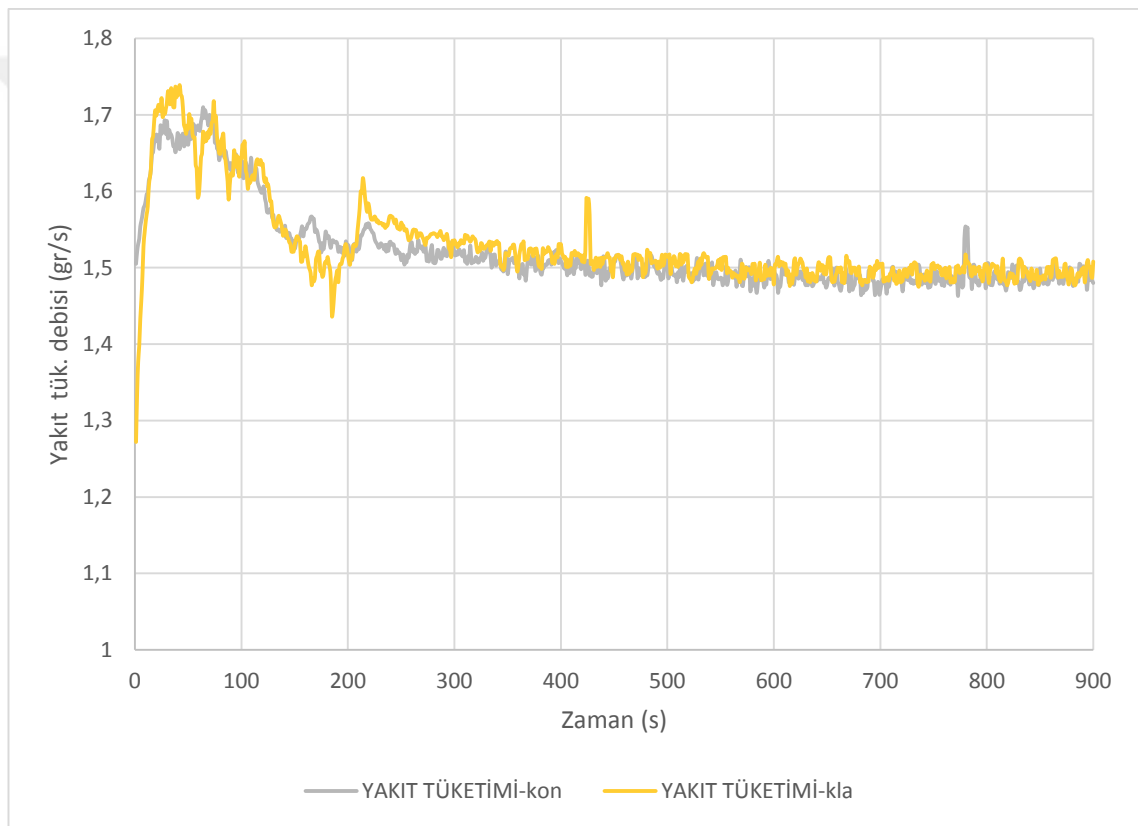
Şekil 4.53. Kontrolcünün program üzerinde değer girebildiği platform

Kontrol sistemi hazırlandıktan sonra klasik durumda yapılan sekiz deneyin aynıısı kontrollü sistemde de denenmiş ve bu deneylerden elde edilen sonuçlar ve onların klasik sistem ile karşılaştırmaları daha sonralarda sunulacaktır.

Her deney için elde edilen grafiklerin sayısı fazla olduğundan dolayı sadece 6. Deneyin ($n=2500 - 30\%$) grafikleri örnek olarak sunulmuş ve başka deneylerin sonuçları klasik deneylerin sonuçlarıyla karşılaştırma halinde gösterilmiştir. Bu sonuçlarda kontrollü sistemin klasik sistem ile karşılaştırılması gözükmemektedir.

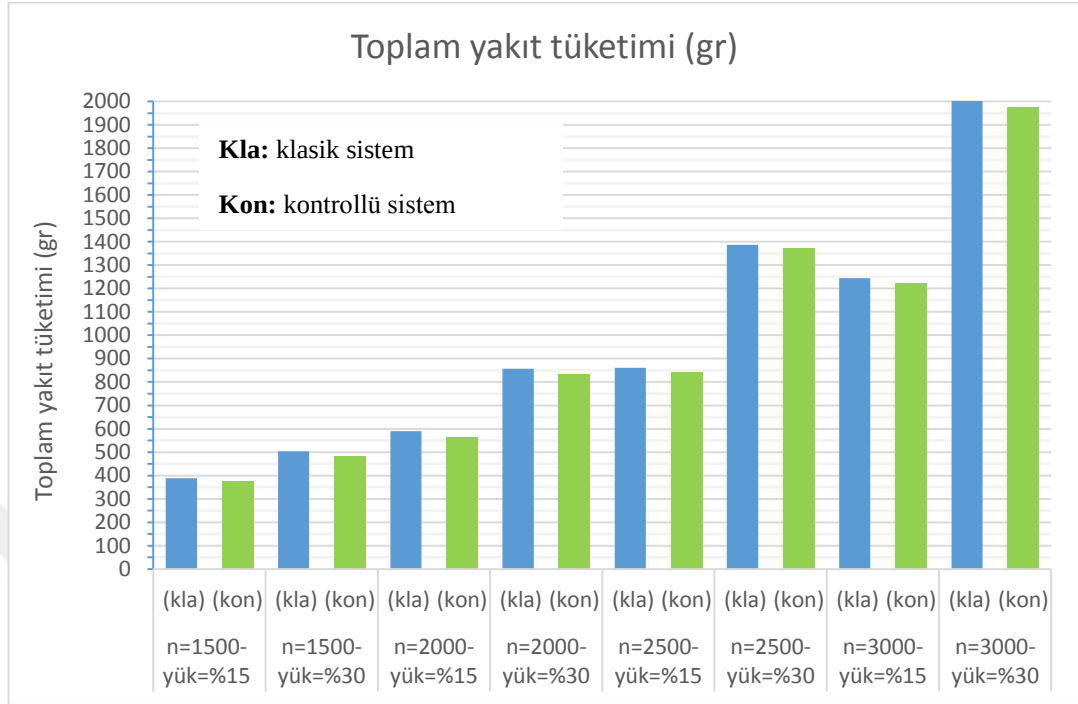
42. şekilde 6. Deney için ($n=2500 - 30\%$) yakıt tüketiminin debisi klasik ve kontrollü durumlar için kıyaslanmıştır. Grafikte de gözüktüğü gibi bu iki eğri birbirine benzerdir

ve kontrollü sistemin etkisi yakıt tüketim eğrisinde çok belli olmamasının nedeni fanın enerji kaynağı olarak sistemde kullanılan akü değil farklı bir enerji kaynağının kullanılmasıdır. Sistemin bu şekilde oluşturulmasının nedeni fanın sistemdeki akü üzerinden beslendiğinde oluşan gürültünün fan akım değerinin ölçümünde problem oluşturmasıdır. Bundan dolayı fan başka bir enerji kaynağından beslenmiştir ve böylece yakıt tüketim grafiğinde fanın kontrollü sistemdeki enerji tasarrufu gözükmemektedir. Bu durum grafikteki değerlerin birbirine yakın çıkmasını açıklamaktadır.



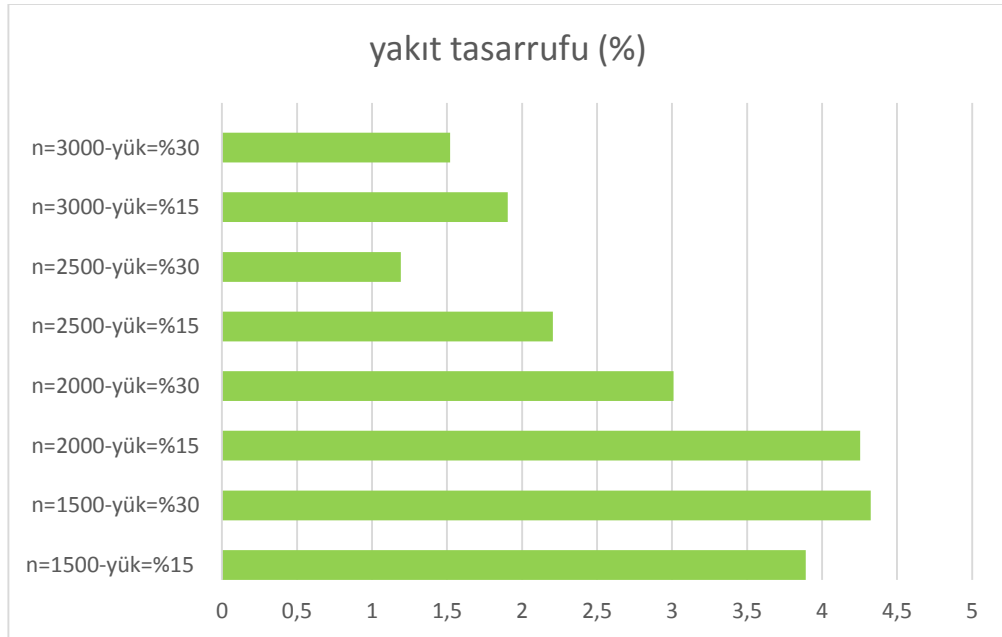
Şekil 4.54. 6. Deneye ait durum 2 ve 3 de yakıt debisinin karşılaştırılması

Aşağıdaki grafikte toplam yakıt tüketimi (900 sn. deney süresinde) tüm sekiz deney için kontrollü ve klasik durumunda hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar gösterdiği gibi tüm sekiz deneyde klasik soğutma sisteminde motor fazla yakıt tüketmektedir ve bunun nedeni mekanik pompa motorun kritik durumu için tasarlandığından dolayı çoğu zaman fazla debi basmaktadır ama elektrikli pompa motordan bağımsız olduğundan dolayı sadece motorun ihtiyacı kadar soğutucu pompalamaktadır.



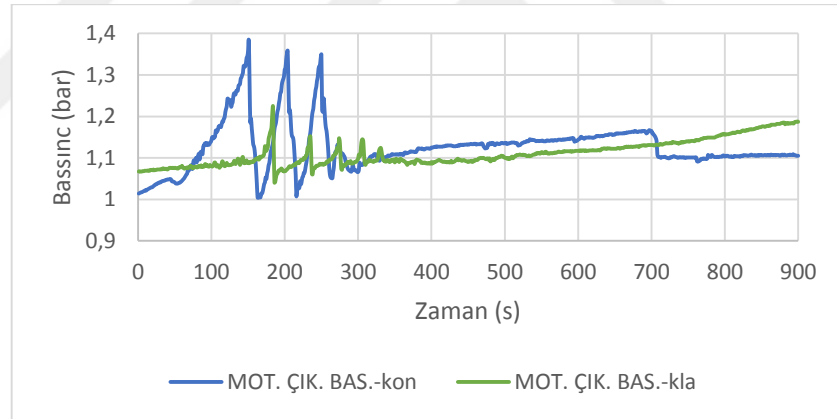
Şekil 4.55. Toplam yakıt tüketiminin karşılaştırılması (Durum 2 ve 3)

Aşağıdaki grafikte motorun soğutma sisteminde su pompasını mekanikten elektrikli sisteme geçirdiğimizden dolayı elde edilen yakıt tasarrufunun oranı görülmektedir.

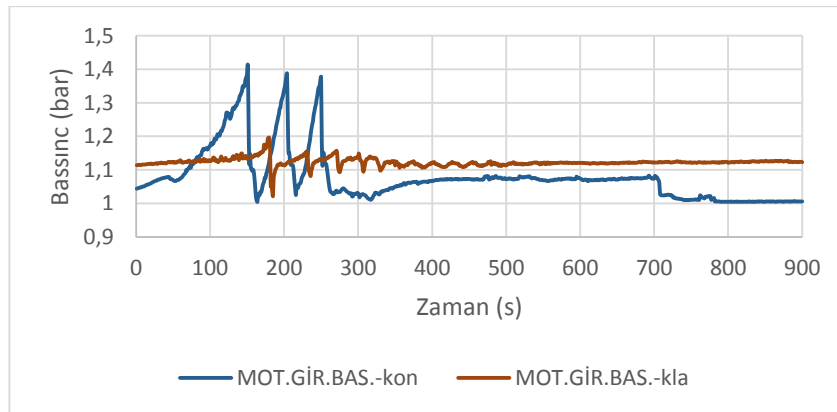


Şekil 4.56. Kontrollü soğutma sistemi ile elde edilen yakıt tasarrufu

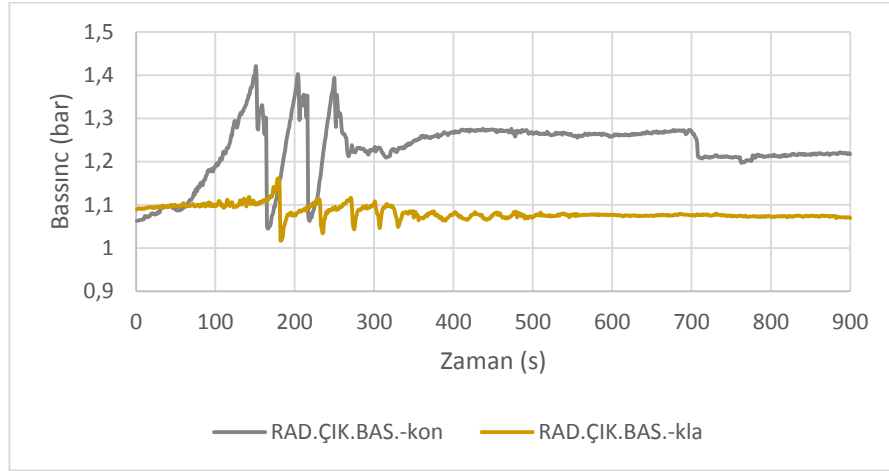
Devamında 6. Deneyde soğutma sisteminin 3 farklı noktasında (motor giriş ve çıkışı - radyatör çıkışı) soğutucunun basıncı klasik ve kontrollü sistem için çizilmiştir. Eğriler aşağıda gösterildiği gibi klasik durumda bu üç basınç değeri pompalanan soğutucunun miktarının fazla olmasından dolayı birbirine yakındır denilebilir. Ancak kontrollü sistemde pompalanan soğutucunun miktarı optimum olduğundan dolayı motor girişinde basınç daha düşüktür ve soğutucu motor bloğundan geçerken ısınmasından dolayı motor çıkışında basınç artmaktadır. Kontrollü sistemde su pompasına ilave fan da ideal bir durumda çalıştığından dolayı radyatör çıkış sıcaklığı klasik sistemdeki sıcaklıktan daha fazla olmuştur. Bu nedenden dolayı kontrollü sistemde radyatör çıkış basıncı klasik sistemden daha fazla olarak gözlemlenmiştir. Ayrıca bu basıncın fazla olmasının soğutucunun kaynama noktasının daha yükselmesine neden olacağı ve bu etkinin bir avantaj olarak sayılabileceği söylenebilir.



Şekil 4.57. 6. Deneyde motor çıkış basıncının karşılaştırması (Durum 2 ve 3)

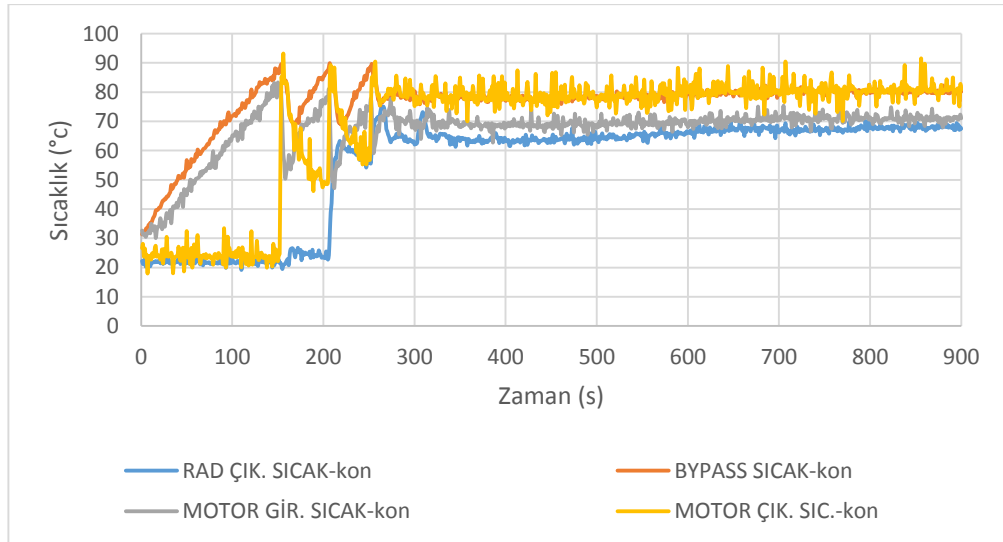


Şekil 4.58. 6. Deneyde motor giriş basıncının karşılaştırması (Durum 2 ve 3)



Şekil 4.59. 6. Deneyde radyatör çıkış basıncının karşılaştırması (Durum 2 ve 3)

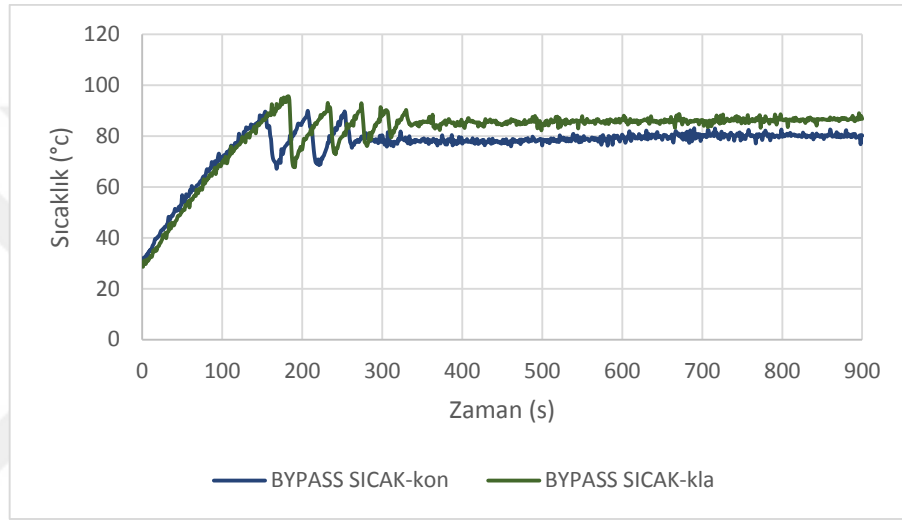
Aşağıdaki grafikte 6. Deneye ait motorun dört farklı noktasındaki zamana bağlı sıcaklık değişimleri çizilmiştir. Grafikte de gözüktüğü gibi kontrollü sistemde kontrollü vananın ilk açıldıktan sonra görülen üç dalgalanmanın ardından sıcaklıkların hepsi kararlı bir halde seyretmektedir.



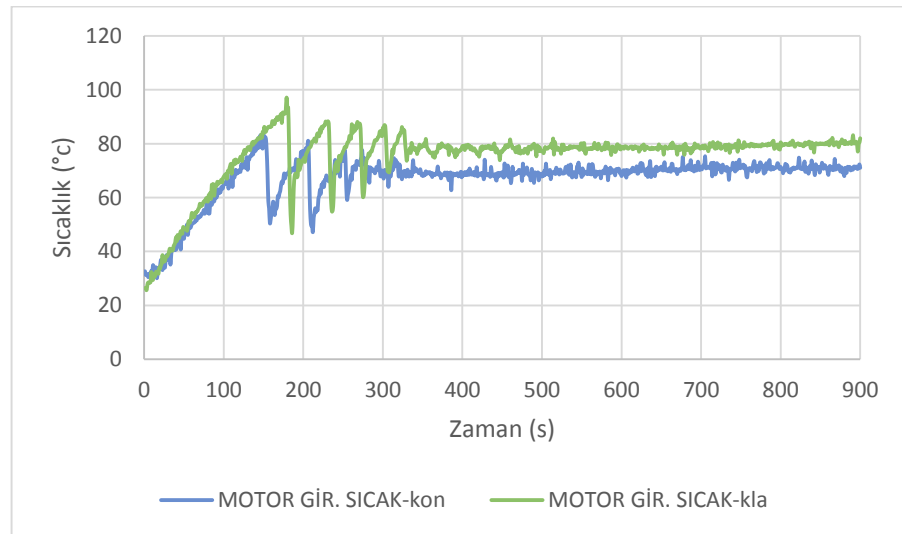
Şekil 4.60. 6. Deneye ait dört noktada ölçülen sıcaklık (Durum 3)

49-50-51-52 şekillerinde sırayla bypass, motor giriş ve çıkış ve radyatör çıkış sıcaklığının eğrisi 6. Deney için klasik ve kontrollü durumlarda çizilmiştir. Bu grafiklerden kontrollü sistemin klasik sistemin karşısında bazı avantajlarının varlığı

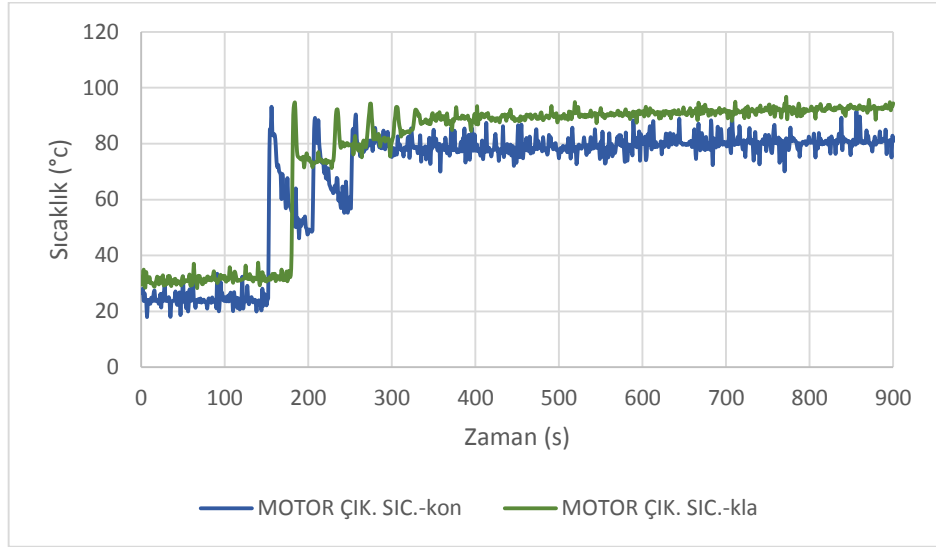
ortaya çıkmıştır. Birincisi; görüldüğü gibi kontrollü sistemde motorun ısınma süresi klasik sistem ile karşılaştırıldığında azalmaktadır. İkincisi; grafikte sıcaklığın, kararlı yapıya ulaşmaya kadar kararsız yapı bölgesindeki dalga boyu ve süresi kontrollü sistemde daha da azalma göstermiştir. Üçüncüsü; radyatör çıkış sıcaklığı ısınma süresinin sonundan deney sonuna kadar kontrollü sistemde sabit kalır ancak klasik sistemde fanın optimum çalışmamasından dolayı bu sıcaklık artmaktadır.



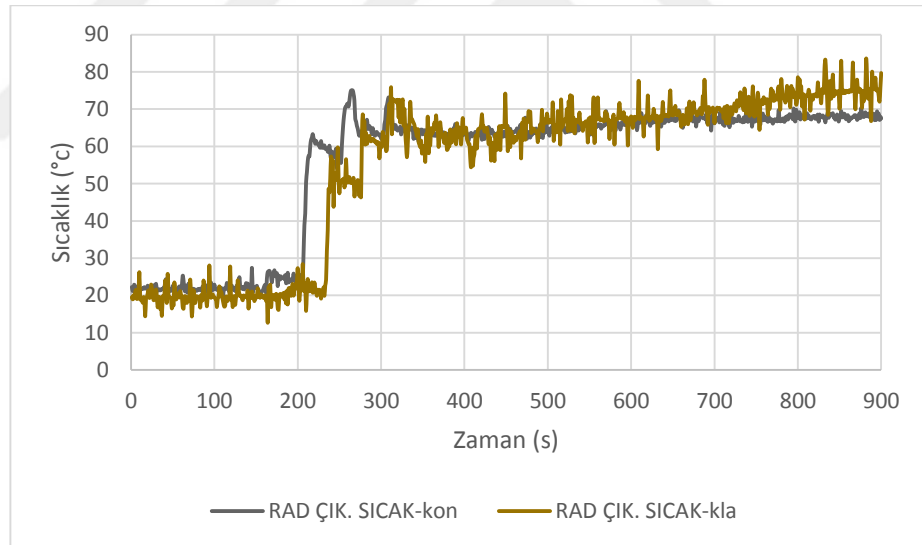
Şekil 4.61. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin bypass sıcaklığının karşılaştırılması (6. Deney)



Şekil 4.62. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin motor giriş sıcaklığının karşılaştırılması (6. Deney)

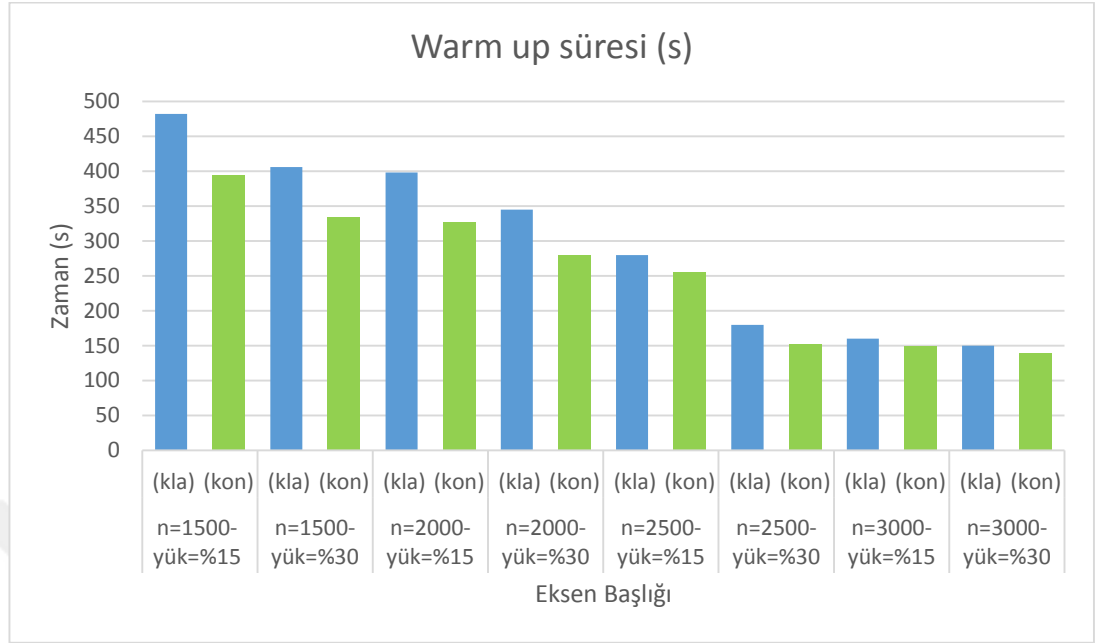


Şekil 4.63. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin motor çıkış sıcaklığının karşılaştırılması (6. Deney)



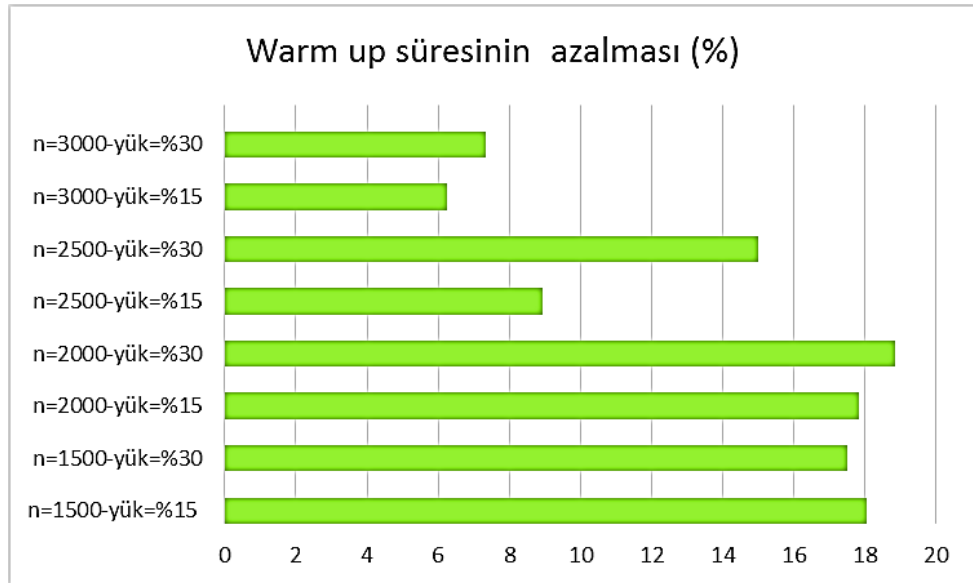
Şekil 4.64. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin motor çıkış sıcaklığının karşılaştırılması (6. Deney)

Motor soğurma sisteminin en önemli parametrelerinden birisi de ısınma süresidir. Bu sürenin azalması ile motorun ürettiği emisyonlar ve yakıt tüketimi azaltılabilir. Tüm sekiz deney için her iki durumda da (klasik ve kontrollü) elde edilmiş ısınma sürelerinin sonuçları aşağıdaki grafikte gösterilmiştir.



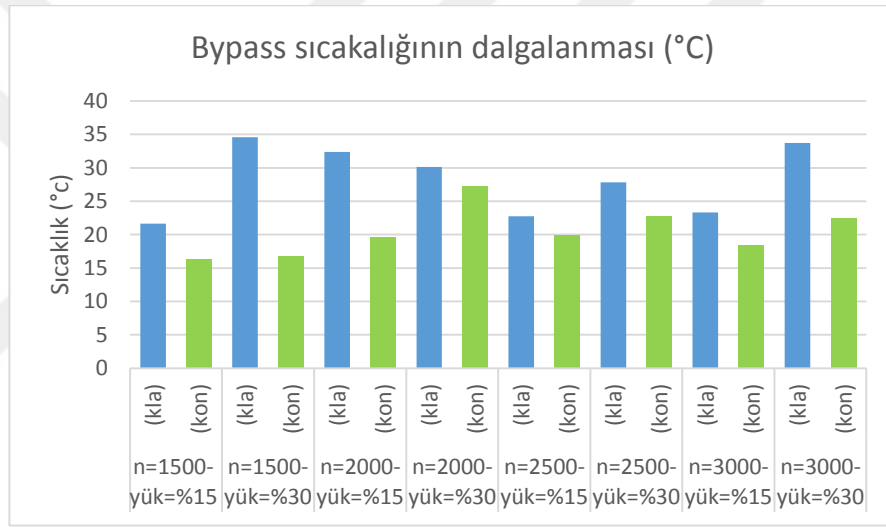
Şekil 4.65. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin ısınma süresinin karşılaştırılması

Yukarıdaki grafikte de gösterildiği gibi tüm kontrollü deneylerde ısınma süresinde ciddi bir miktarda azalma meydana gelmiştir. Daha iyi bir karşılaştırma yapabilmek için kontrollü sistemin klasik sisteme göre ısınma süresindeki azalma oranları gösterilmiştir.

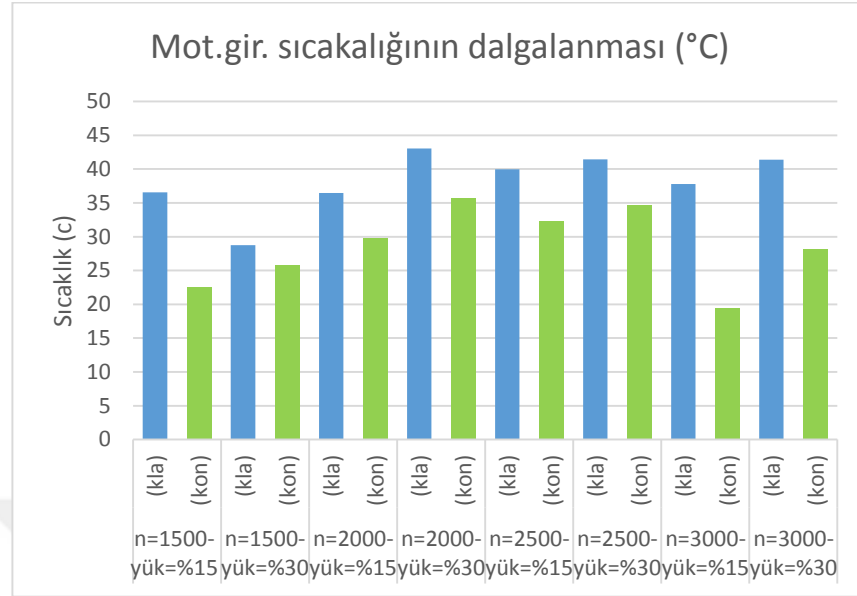


Şekil 4.66. Isınma süresinin azalma oranı (Durum 2 ve 3)

Yukarıda açıkladığımız gibi soğutma sisteminde en önemli parametrelerden biri de sıcaklık dalgalanmasıdır. Bu sıcaklık dalgalanmaları, normalde motorun çıkış sıcaklığını optimum sıcaklıkta tutmak istememize rağmen meydana gelen yukarı ve aşağı yöndeki sıcaklık salınımlarından oluşmaktadır. Bu dalgalanmalar motorun emisyon değerlerini optimum seviyenin dışına çekmektedir ve motorun üzerindeki parçalarda ısıl yorulmaların oluşmasını sağlamaktadır. Bu yüzden kontrollü sistemin bu dalgalanmaların genişliğini ve süresini azaltmasından dolayı bize büyük bir avantaj kazandırmaktadır. Elde edilen sonuçlar Şekil 4.67 ve 4.68’de gösterilmiştir.

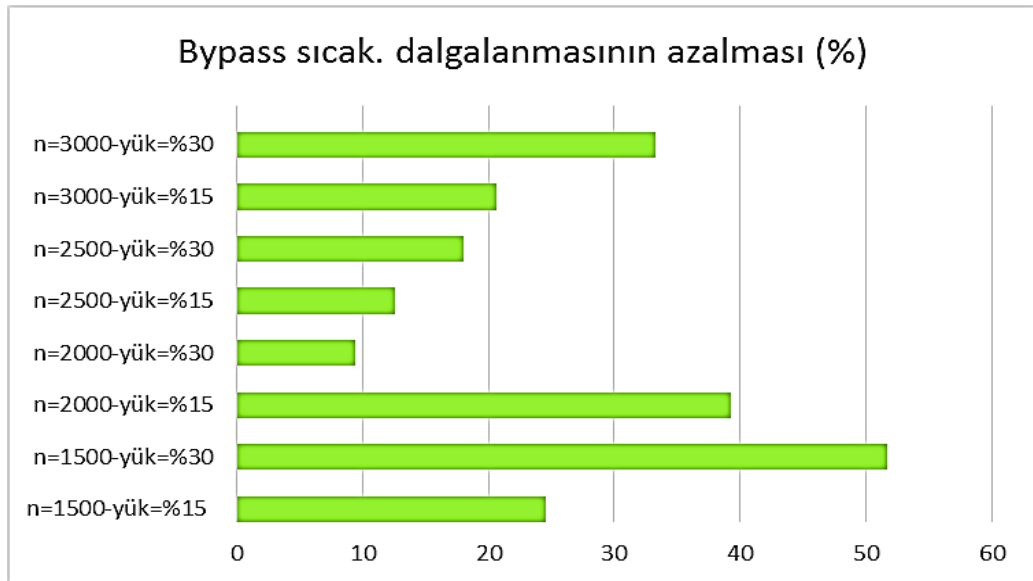


Şekil 4.67. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin bypass sıcaklığının dalgalanmasının karşılaştırılması

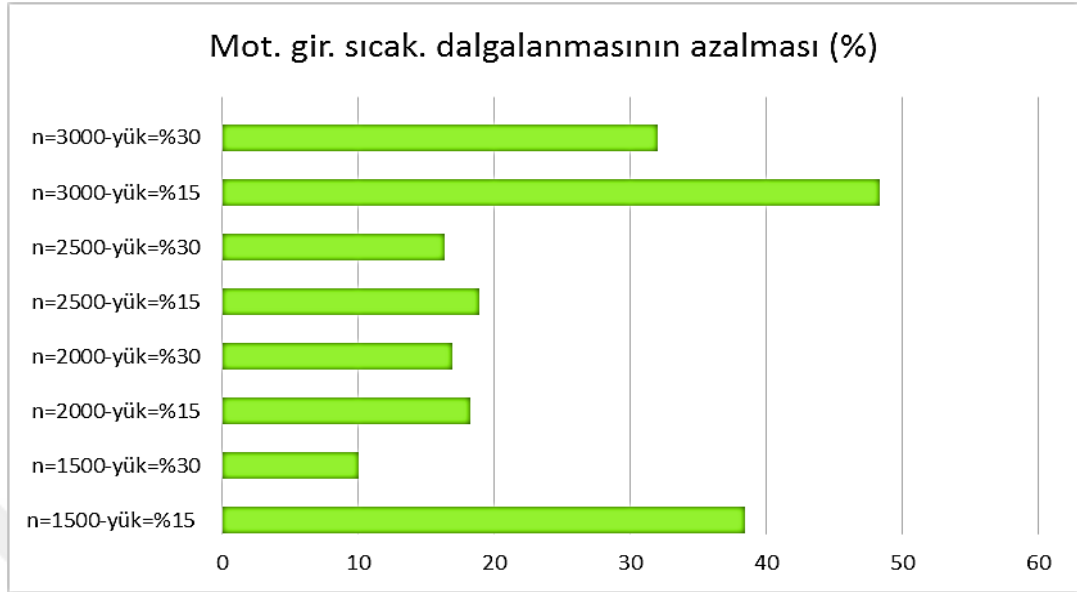


Şekil 4.68. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemin motor giriş sıcaklığının dalgalanmasının karşılaştırılması

Bu parametreye kontrollü sistemin pozitif etkisini daha iyi göstermesi için bu azalmanın klasik sisteme göre % oranı hesaplanmıştır. Aşağıda görüldüğü gibi kontrollü sistemde bu parametre en az %10 ve en çok %50 azalmaktadır.

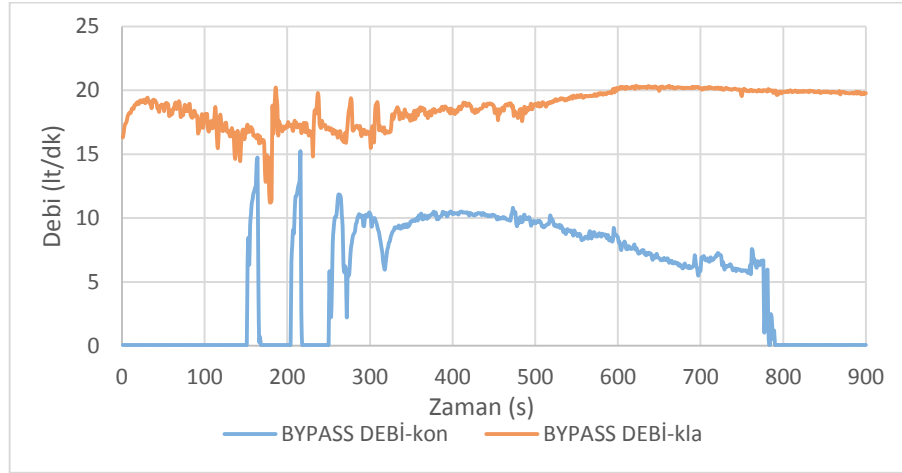


Şekil 4.69. Bypass sıcaklığının dalgalanmasının azalma oranı

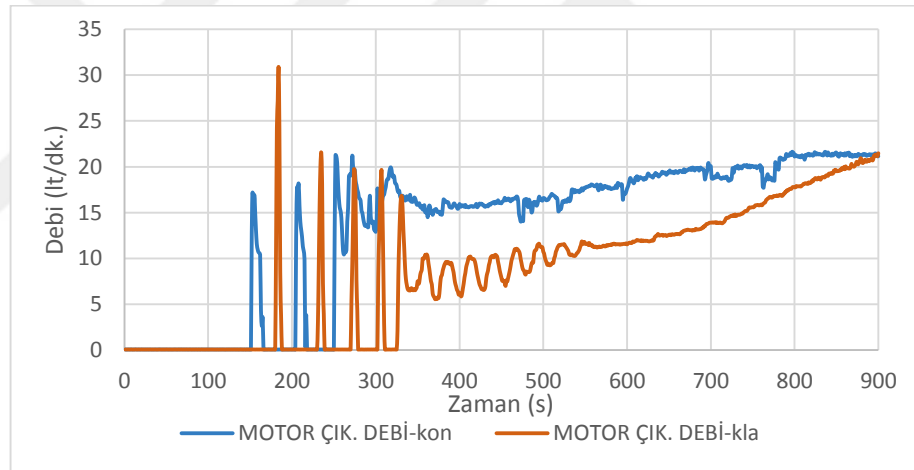


Şekil 4.70. Motor giriş sıcaklığının dalgalanmasının azalma oranı

Önceden de açıkladığımız gibi klasik sistemin en büyük problemlerinden birisi sistemdeki su pompasının debisi motorun kritik durumuna göre tasarlanmış olmasıdır. Literatürde yer alan çalışmalarda motorun çalışma süresinin yalnızca %30 kısmında bu kritik durumun olduğu belirtilmiştir. Bundan dolayı da su pompası çalışma süresinin %70’inde motorun ihtiyacından fazla su pompalamaktadır. Bu çalışma sistemi motorun enerjisinin boşa harcanmasına neden olmaktadır. Başka bir açıdan bakıldığında suyun fazla pompalanması ısınma süresinin artmasına neden olmaktadır. Ancak bu tezde tasarlanan kontrollü sistem motor düzeneğinde sadece motorun ihtiyacı kadar soğutma suyu pompalanmaktadır. Bu iki sistemde bu parametrenin karşılaştırılması için bypass ve motor çıkışından geçen soğutucunun debisinin eğrisi iki sistem için aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir.



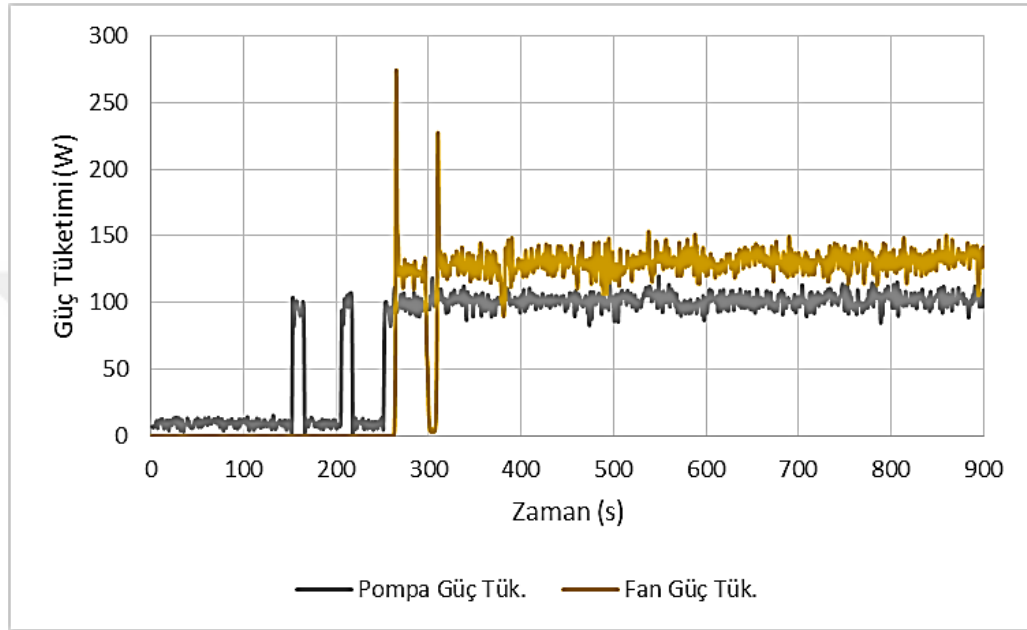
Şekil 4.71. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemde bypass debisinin karşılaştırılması (Deney 6)



Şekil 4.72. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sistemde motor çıkış debisinin karşılaştırılması (Deney 6)

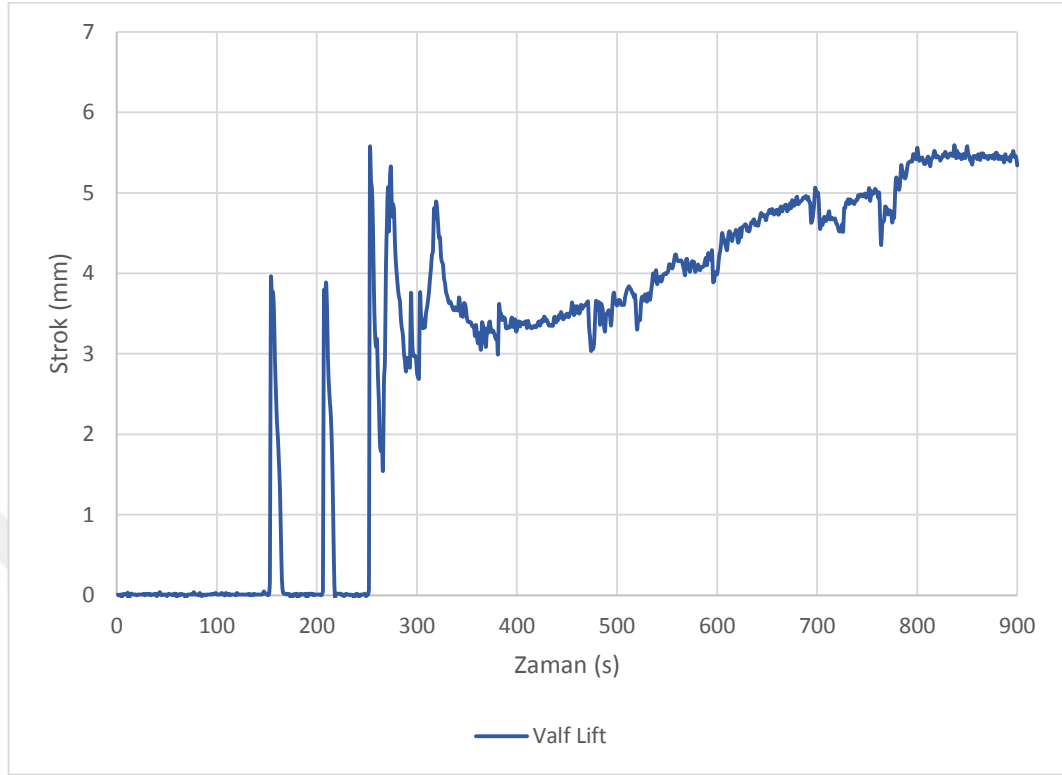
Motor soğutma sisteminde olan üç aktüatörden (elektrikli pompa – kontrollü vana ve fan) kontrollü vana çok az bir enerji tüketmektedir. Bunun klasik sistemdeki karşılığı olan mekanik termostat da motordan de zaten hiçbir enerji tüketmemektedir. Bundan dolayı soğutma sisteminin enerji tüketim hesabına katkısı önemsiz seviyededir. Ancak diğer iki aktüatörün (pompa ve fan) enerji tüketimleri fark edilir seviyededir. Bundan dolayı bu iki sistemin hangisinde pompa ve fan daha az enerji tükettiğini belirlemek için enerji tüketimleri deney süresinde ölçülüp kayıt edilmiştir. Örnek olarak kontrollü sistemde elektrikli pompa fanı güç tüketimi 6. Deney için aşağıdaki grafikte

gösterilmiştir. Grafikte de gösterildiği gibi bu deneyde fanın güç tüketimi pompadan daha fazladır. Ayrıca fanın ilk çalışmasında atalet kuvvetlerinden dolayı güç tüketimi normal durumunun iki katına kadar çıkabilmektedir.



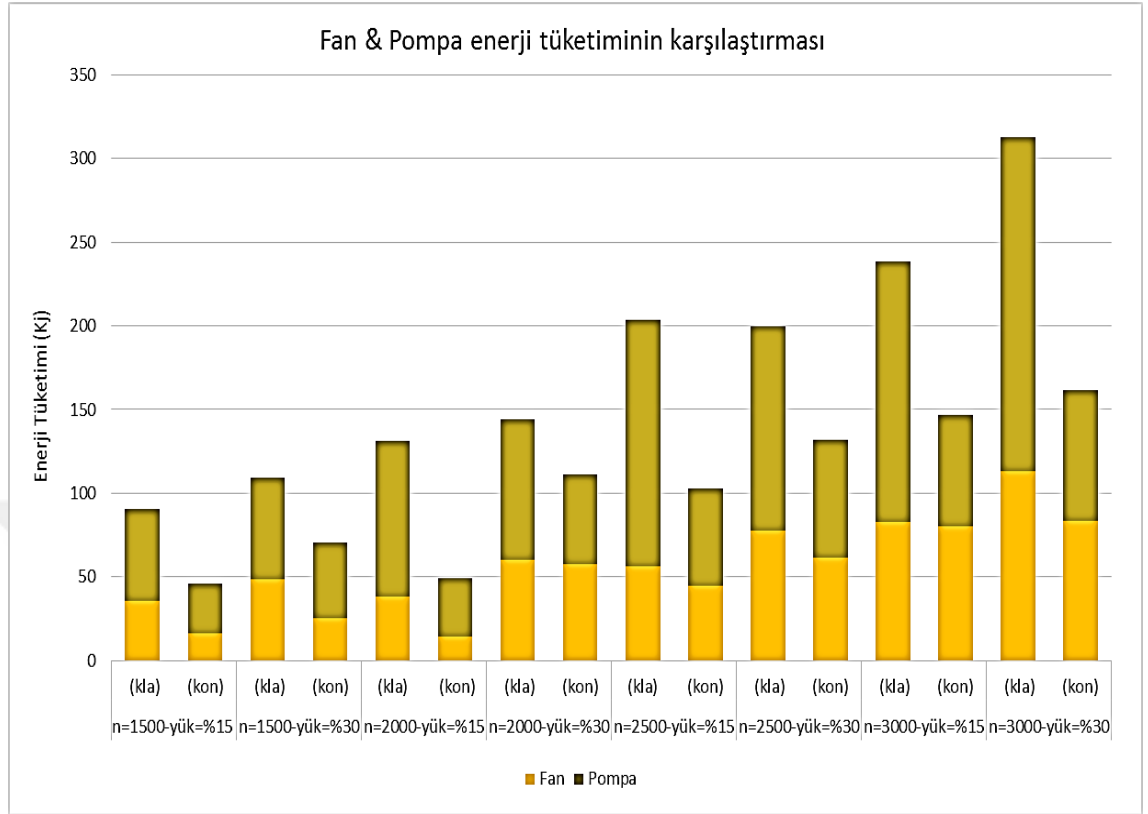
Şekil 4.73. Durum 3'te fan ve pompanın tükettiği güç (Deney 6)

6. deney için kontrollü vananın çalışması (deney esnasında açılma oranı) aşağıdaki grafikte sunulmuştur. Grafikte de görüldüğü gibi kontrollü vana mekanik termostatin aksine çok hızlı ve dikkatli bir şekilde motorun çalışmasına tepki gösterebilmektedir.



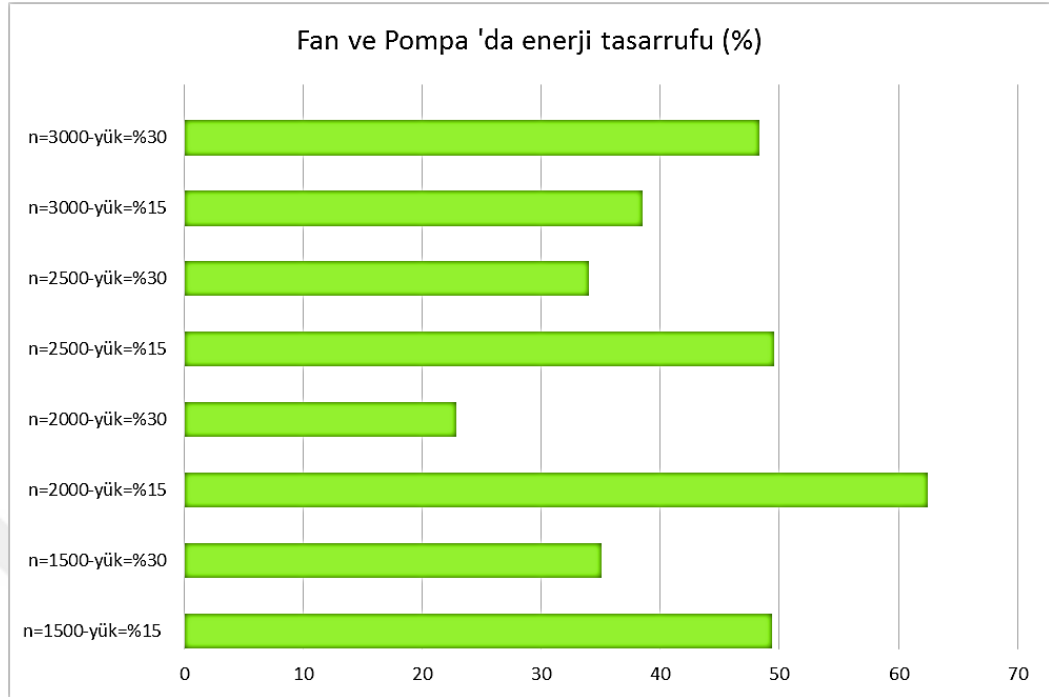
Şekil 4.74. Durum 3 te kontrollü vananın deney esnasında açılma eğrisi (Deney 6)

Yukarıda açıkladığımız gibi klasik sistemde mekanik su pompası doğrudan motordan güç almaktadır. Ancak kontrollü sistemde elektrikli su pompası motordan bağımsız bir yapıdadır ve motor yükü, motorda üretilen ısı miktarı ve sıcaklık değişimi verilerine göre çalışmaktadır. Bu şekilde motora daha az ve daha uygun miktarda su pompalaması sağlanarak motorun enerji tüketiminin daha da azaltılması mümkündür. Klasik sistemde fanın çalışmaya başlaması motor çıkışındaki termistöre bağlı olduğu daha öncesinde anlatılmıştı. Bu durumdan dolayı radyatördeki soğutma suyu soğuk iken bile fanın çalışması fazladan enerji tüketimine neden olmaktadır. Bunun yanı sıra motora gelen ilk soğutma suyunun motor çıkışındaki sıcaklık grafiğinde meydana gelen dalgalanmadan dolayı fanın çalışma periyodu başlangıçta kararsız bir yapıda ve oldukça düzensizdir. Ayrıca fanın harekete geçme durumu için gerekli ataletinden kaynaklanan enerji sarfıyatı ise bu durumdan dolayı oldukça fazla olmaktadır. Fazladan tüketilen bu enerji sarfıyatı klasik sistemin dezavantajıdır. Bu enerji tüketiminin, sekiz deney boyunca klasik ve kontrollü sistem karşılaştırması aşağıdaki grafikte verilmiştir.



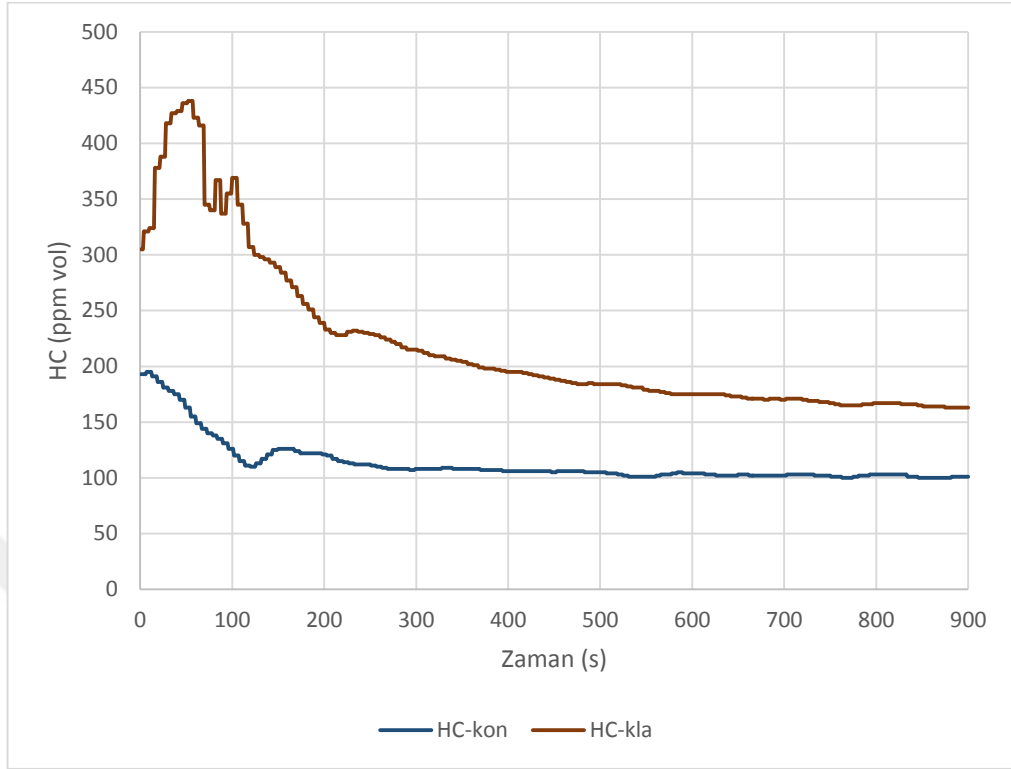
Şekil 4.75. Fan, pompa ve toplam enerji tüketiminin karşılaştırılması

Yukarıdaki grafikte gözüktüğü gibi kontrollü sistemde fan ve pompanın enerji tüketimi sekiz deneyin hepsinde azalmaktadır. Fanın ve pompanın tükettiği enerjinin toplanması ile klasik ve kontrollü sistemde soğutma sistemi tarafından tüketilen enerji miktarı hesaplanıp karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki grafikte kontrollü sistem ile elde edilen enerji tasarrufu gösterilmektedir.



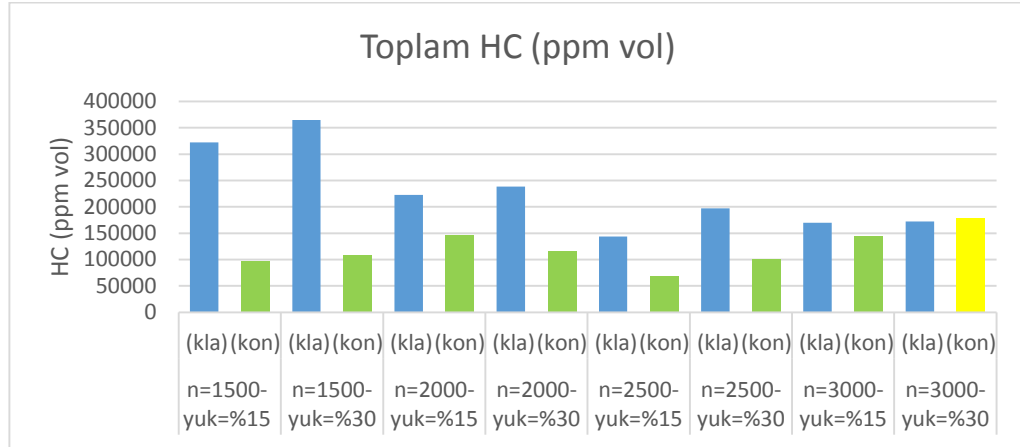
Şekil 4.76. Kontrollü sistem ile toplam fan ve pompanın tükettiği enerjide elde edilen tasarruf oranı

Kontrollü soğutma sisteminin yakıt ve enerji tüketimine etkisi incelendikten sonra bu tez çalışmasında kontrollü sistemin egzoz emisyonlarına yaptığı etki de araştırılmıştır. Motordan çıkan emisyon değerlerinde HC ve NO emisyonları daha önemlidir. Örnek olarak 6. Deneyde soğutma sisteminin kontrollü durumdaki HC emisyonuna etkisi aşağıdaki grafikte gösterilmektedir. HC miktarı kontrollü sistemde ciddi bir oranda azalmaktadır. Bunun başlıca nedeni ise kontrollü sistem ile ısınma süresinin azalması, motor sıcaklıklarının dalgalanma bandının ve dalgalanma süresinin azalması, yakıt tüketiminin yanı sıra motordan harcanan enerjinin de azalması ve daha homojen bir soğutmanın gerçekleşmesinden kaynaklanabilir.



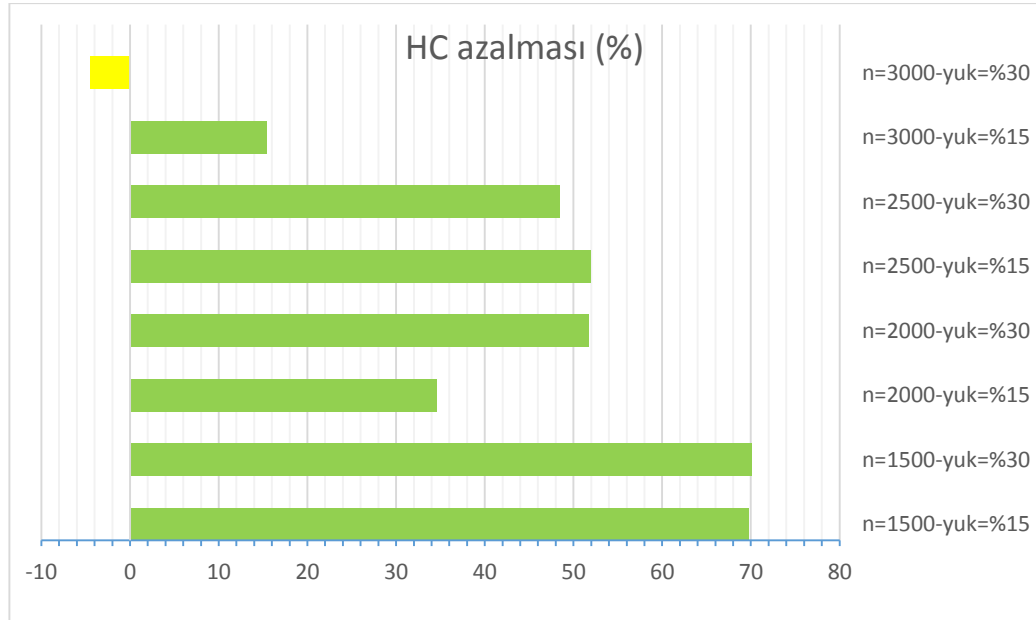
Şekil 4.77. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde HC emisyonunun karşılaştırılması (Deney 6)

Üretilen HC miktarlarının tüm deneyler için başlangıçtan bitiş anına kadar (900 saniye) her iki durum için (klasik ve kontrollü) toplam değeri ve aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre ilk yedi deneyde kontrollü soğutma sisteminde motordan çıkan HC miktarı klasik sisteme göre azalmış ve sadece sonuncu deneyde az miktarda artma göstermektedir.



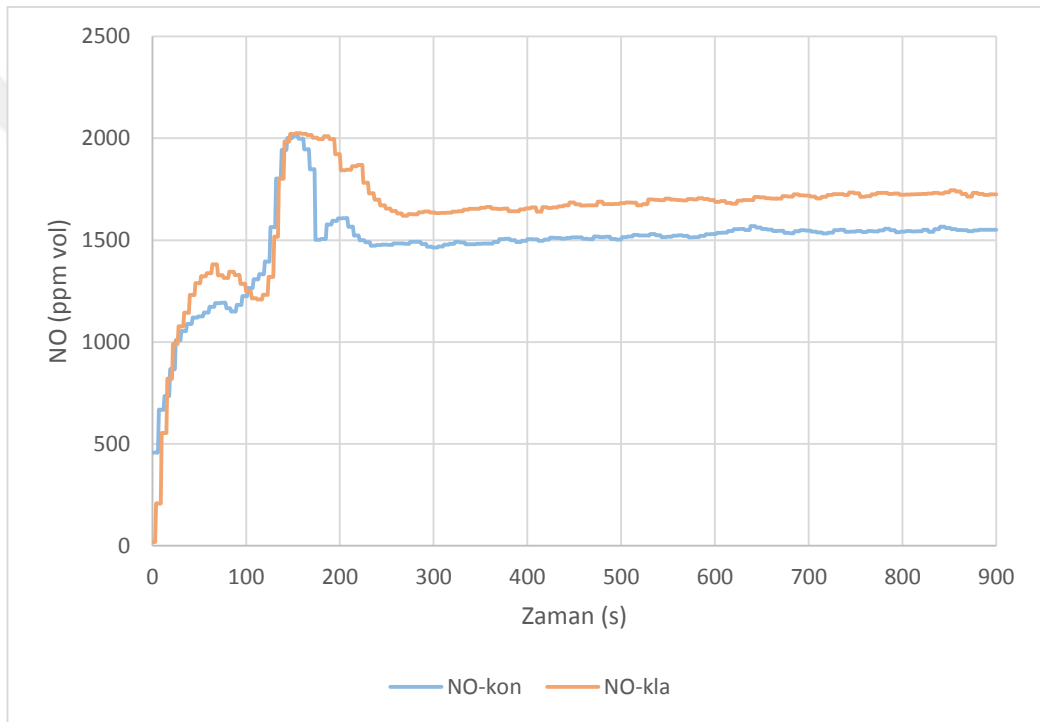
Şekil 4.78. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde HC emisyonunun karşılaştırılması (tüm test esnasında)

Aşağıdaki grafikte soğutma sisteminin klasik sistem ile kontrollü sisteme bağlı olarak HC % oranının değişimi gösterilmiştir ve ilk yedi deneyde HC miktarı en az %15 (n=3000 - %15 deneyi için) ve en çok %70 (n=1500 - %30 deneyi için) iyileşme göstermiştir ve sadece son deneyde (n=3000 - %30) %4,5 artmıştır.



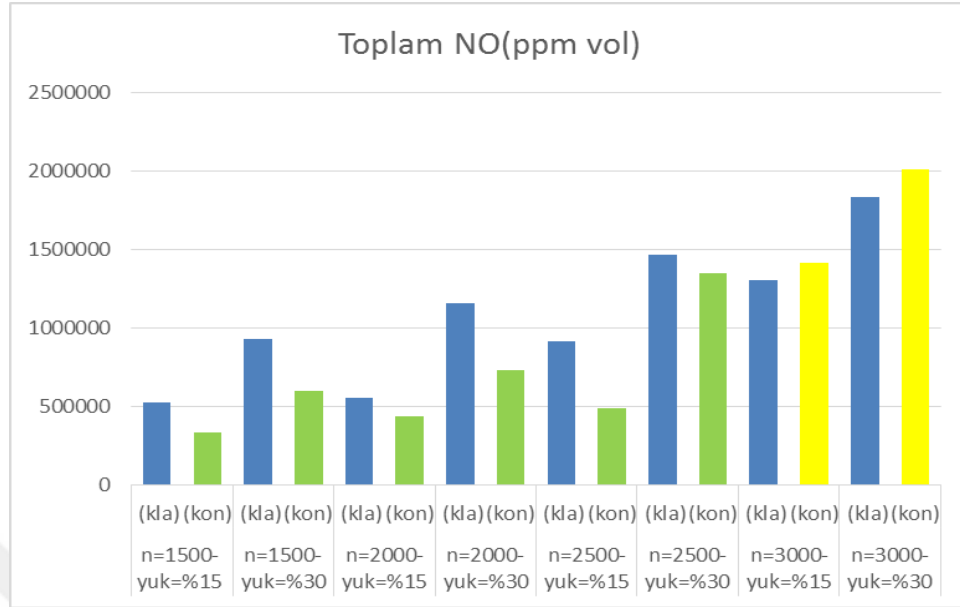
Şekil 4.79. Kontrollü sistem ile HC emisyonunun azalma oranı

NO emisyonu için de bu soğutma sisteminin etkisi incelenmiştir. Örnek olarak 6. Deney için bu değişimin etkisi aşağıdaki grafikte çizilmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi NO miktarı her iki sistem için (klasik ve kontrollü sistem) ısınma süresinin sonunda soğutucunun sıcaklığı en yüksek seviyede olduğundan dolayı maksimumdur. Devamında bir azalma ile kararlı hale gelmektedir. NO emisyon miktarını iki sistem için karşılaştırdığımızda kontrollü sistemde daha az olmaktadır. Buradaki azalma miktarı motorun kontrollü sistem ile daha iyi soğutulduğu anlamına ifade gelmektedir.



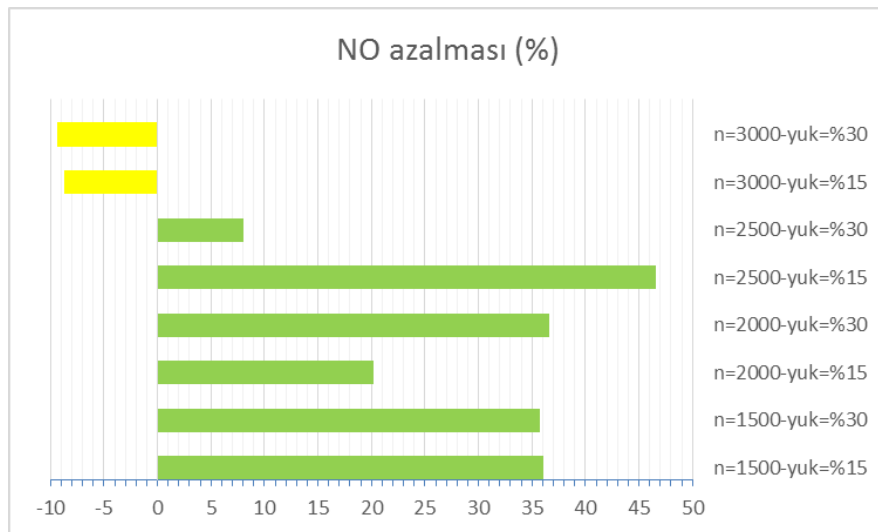
Şekil 4.80. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde NO emisyonunun karşılaştırılması (Deney 6)

HC emisyonu gibi NO emisyon miktarı da her sekiz deney için tüm deney boyunca toplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre motorun ürettiği NO kontrollü soğutma sistemi ile ilk 6 deneyde azalmış ve sadece son iki deneyde az miktarda artma göstermiştir. Bu artmanın nedeni kontrollü sistemde motorun yüksek devir ve yüklemelerde pompanın bastığı soğutucu miktarı yeterli seviyelere ulaşamamaktadır ve motor sıcaklığının yükselerek NO miktarını arttırmaktadır.



Şekil 4.81. Kontrollü ve klasik (Durum 2 ve 3) sisteminde NO emisyonunun karşılaştırılması (tüm test esnasında)

Aşağıdaki grafikte kontrollü soğutma sistemi ile klasik sistem NO emisyonu bakımından yüzdesel olarak karşılaştırılmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi NO miktarı en az %9 (n=2500 - %30 deneyi için) ve en çok %46,5 (n=2500 - %15 deneyi için) oranında iyileşmiş ve sadece yedi ve sekizinci deneyde NO miktarı sırayla %8,6 ve %9,3 artmaktadır.



Şekil4.82. Kontrollü sistem ile NO emisyonunun azalma oranı

Bu bölümde yapılan hesaplamalar için hata analizi yapılmıştır ve bu analizin bir örneği (elektrikli su pompasının haritası oluşturulurken kullanılan denklemler için) aşağıda sunulmuştur.

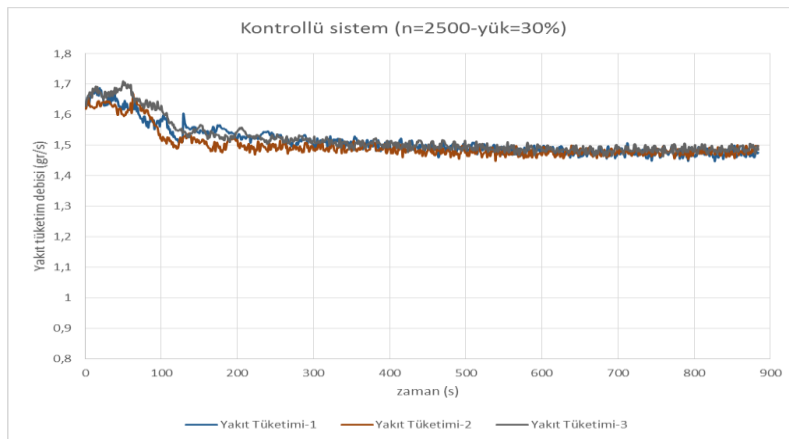
$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (4.7)$$

$$U_Q = \sqrt{\left(U_{\dot{m}, \text{water}} \frac{\partial Q}{\partial \dot{m}_{\text{water}}}\right)^2 + \left(U_T \frac{\partial Q}{\partial T_{\text{Motor giriş}}}\right)^2 + \left(U_T \frac{\partial Q}{\partial T_{\text{Motor çıkış}}}\right)^2} = 0,162 \text{ kw} \quad (4.8)$$

$$\text{Belirsizlik yüzdesi} = \frac{U_Q}{Q} * 100 = \frac{0,162}{10,43} * 100 = 1,55 \% \quad (4.9)$$

Yapılan hata analizleri neticesinde elde edilen sonuçlara göre hesaplamalardaki hata miktarı genel olarak %1,5-2 civarındadır.

Ayrıca aynı şartlar için farklı zamanlarda aynı deneyler yapılmış ve elde edilen sonuçlar deneylerin tekrarlanabilir olduğunu ispatlamıştır. Deneylerin tekrarlanabilirliği bir örnek ile aşağıda gösterilmiştir.



Şekil4.83. Deneylerin tekrarlanabilirliğine bir örnek Kontrollü sistem

5. SONUÇLAR

Bu tezde soğutma sisteminin içten yanmalı motorların yakıt tüketimi ve emisyonlarına olan etkisini incelemek için bir deney düzeneği tasarlanmış bu deney düzeneğinde motorun soğutma sistemi;

- (a) Mekanik su pompası ve termostatsız
- (b) Mekanik su pompası ve termostatlı
- (c) Elektrikli su pompası ve kontrollü vana

Olarak 3 durum, sekiz farklı devir ve yüklemde test edilmiş bu testlerden elde edilen sonuçlar aşağıdaki özetlenmiştir.

- Motorun soğutma sistemi (a) durumunda olduğunda

1) Motorun yükü %15 sabit olduğu zaman motorun her 500 devir artışı ile yakıt tüketimi %1.36 artmaktadır ve aynı devir artışına motor yükü %30 da sabit olduğu zaman bu yakıt tüketimi %1.58 artmaktadır. Motorun devri sabit olduğu zaman motor yükü %15 den %30 a artması ile yakıt tüketimi ortalama olarak %1.38 artış göstermektedir.

2) Soğutucunun sıcaklık değişimi zaman karşılığında motorun her ölçülen dört noktasında (motor giriş ve çıkışı – bypass – radyatör çıkışı) aynı şekildedir ve sadece birkaç derece farklıdır.

3) Bypass hattında sıcaklık dalgalanması termostatin olmasından dolayı düşüktür ve maksimum 16 °C dir.

4) Motorun ısınmasına gereken süre motor devri ve yükünün artması ile aşırı derecede azalmaktadır. Böylece ısınma süresi n=3000 - %30 deneyinde 238 saniye ve n=1500 -

%15 deneyine 624 saniye ve böylece devir ve yükün iki kat artması ile ısınma süresi %60 oranında azalma göstermektedir.

5) Tüm sekiz deney esnasında motordan çıkan CO, CO₂, HC ve O₂ gazları motor ısınma süresi boyunca çok dengesiz ve yüksek bir miktara sahiptirler.

6) Motordan çıkan NO gazı motorun yükü ve devrinin artması ile sürekli artmaktadır.

- Motorun soğutma sistemi (b) durumda olduğunda

1) Tüm sekiz deneyde mekanik termostatin eklenmesi yakıt tüketiminin azalmasına neden olmaktadır.

2) Şu durumda motor soğutucusunun basıncı termostatin sürekli açılıp ve kapanmasından dolayı dalgalanmaktadır ve bu basınç dalgalanması motorun bazı bölgelerinde noktasal kaynamaya neden olabilir.

3) Soğutucunun sıcaklık değişim eğrisinin şekli ölçülen her dört nokta için (motor giriş ve çıkışı – bypass – radyatör çıkışı) termostatin açılıp kapanmasından dolayı (a) durumun tersine birbirinden farklıdır.

4) Bypass sıcaklığının dalgalanma bandı bu durumda (a) durumuna göre 22 °C daha arttırarak 38 °C ye ulaşmıştır.

5) Tüm sekiz deneyde mekanik termostatin eklenmesi ısınma süresini çok miktarda azalmasına neden olmuştur. Ayrıca bu özellik termostatin en büyük avantajı olarak da gösterilebilir.

6) Mekanik termostat eklendiğinde motor giriş sıcaklığının dalgalanması aşırı derecede artmaktadır. Böylece bu dalgalanma a durumuna göre 36 °C artarak 52 °C ye ulaşmıştır. Ancak bu durum termostatin bir dezavantajı olarak görülebilir.

7) Motor, düşük devirlerde çalıştığı zaman termostat motordan radyatöre bağlanan hattı sürekli olarak açıp kapatmaktadır ve bundan dolayı motor soğutucusunun basıncı ve debisi dalgalanmaktadır. Ancak yüksek devirlerde termostatin sürekli açık kalmasından dolayı soğutucu akışı devamlılığını sürdürmektedir.

8) Motorun devrinin ve yükünün artması ile termostat bypass debisini azaltıp ve motordan radyatöre akan akışın debisini arttırmaktadır.

9) Deneylerin hepsinde termostatin eklenmesi, motordan çıkan CO₂ ve NO emisyonlarının, hem ısınma süresinde hem de ısınma süresinin sonrasında azalmasına neden olmaktadır. Bu azalma miktarı ısınma bölgesinde daha fazladır.

10) Motor soğutma sisteminin fanı (b) durumunda çalıştığı zaman (a) durumuna göre daha fazla güç tüketmektedir ve bu artış en az 1.35 kat ve en çok 2.17 kattır.

11) Silindir kapağının contasının temas ettiği nokta, sıcaklığın artışı karşısında motorun en kritik bölgesi sayılmaktadır. Bu bölgenin sıcaklığı motor soğutma sistemi (b) durumunda çalışırken sürekli kritik sıcaklığın (118 °C) altındadır. Ancak (a) durumunda çalışırken motorun yüksek devir ve yüklemelerinde bu bölgenin sıcaklığı kritik sıcaklığı geçmektedir ve bu durumun motora zarar verebilme ihtimali oldukça yüksektir.

- Motorun soğutma sisteminin (c) durumda çalışması ve (b) durumu ile karşılaştırılması

1) Motor soğutma sistemi (c) durumunda çalışırken tüm sekiz deneyde yakıt tüketimi azalmaktadır ve bu azalma minimum %1.19 ve maksimum %4.33 dür.

- 2) Tüm deneylerde ısınma süresi (b) durumu ile karşılaştırıldığında azalmaktadır ve en minimum %6.25 ve en maksimum %18.84 düşüş göstermektedir. Böylece (c) türü soğutma sistemi bu konuda çok büyük iyileşmeye neden olmaktadır.
- 3) Bypass hattında sıcaklık dalgalanması en az %9.46 ve en çok %51.68 azalmaktadır ve bu dalgalanma motor girişinde sıvı ile %10 ve %48.41 düşüş göstermektedir. Böylece bu dalgalanmanın azalması motorun yakıt tüketimine, motordan çıkan emisyonlara ve motor parçalarının ömrüne çok büyük bir etkisi vardır.
- 4) Motora pompalanan soğutucunun debisi (c) durumunda çok bir miktarda azalmaktadır ve bu azalma motor ısınma süresini ve su pompasının tükettiği enerjinin azalmasına neden olmaktadır.
- 5) (c) sisteminde kullanılan kontrollü vananın mekanik termostat gibi histerezise sahip olmadığından dolayı motor soğutma sisteminin bir küçük değişiklik ile hızlı bir şekilde tepki göstermektedir.
- 6) Soğutma sistemi (c) durumunda iken fan ve pompanın enerji tüketimi (b) durumunun karşısında tüm deneyler esnasında oldukça düşük değerler göstermiştir.
- 7) Toplam fan ve pompanın enerji tüketimi (c) durumunda en az %22.84 ve en çok %49.6 azalmaktadır.
- 8) Motordan çıkan HC emisyonunun soğutma sistemi (c) durumunda iken ilk 7 deneyde azalmaktadır ve bu azalma, minimum %15.32 ve maksimum %70 düşmektedir ve sadece son deney esnasında (n=3000 - %30) c durumunda (b) durumuna göre HC miktarı %4.5 oranında artmaktadır.

9) Motorun en önemli emisyonlarından birisi NO gazıdır ve motor (c) türü soğutma sistemi ile çalışırken bu emisyonun değeri ilk 6 deney esnasında azalmaktadır ve bu azalma minimum %9.28 ve maksimum %46.58 dir.

10) Son iki deney süresinde NO emisyonunun miktarı (c) türü soğutma sisteminde sırası ile %8.6 ve %9.37 artmaktadır ve bu artmanın nedeni pompanın bastığı soğutucu miktarının yüksek motor devri ve yüklemelerinde yeterli seviyeye ulaşamamasından kaynaklanmaktadır.



KAYNAKLAR

- Ap, N ve Golm, N., 1997, New Concept of Engine Cooling System (Newcool), SAE Technical Paper 971775, 1997, doi:10.4271/971775.10.4271/971775.
- ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide
- Boam, D. J., 1986, Energy Audit on a Two-Litre Saloon Car Driving an Ece 15 Cycle from a Cold Start. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 200(1): 61-67.
- Bova, S., Castiglione, T., Piccione, R ve Pizzonia, F., 2015. A dynamic nucleate-boiling model for CO2 reduction in internal combustion engines. Applied Energy, 143 (2015) 271–282.
- Banjac, T., Wurzenberger, J ve Kutrašnik, T., 2014. Assessment of engine thermal management through advanced system engineering modeling. Advances in Engineering Software, 71 (2014) 19–33
- Cipollone, R., Bianchi, G., Battista, D ve Fatigati, F., 2015, Fuel economy benefits of a new engine cooling pump based on sliding vane technology with variable eccentricity, Energy Procedia 82, 265-272, doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.032
- Castiglione, T., Pizzonia, F ve Bova, S., 2016. A Novel Cooling System Control Strategy for Internal Combustion Engines. SAE Int. J. Mater. Manf. 9(2):2016, doi:10.4271/2016-01-0226.
- Caresana, F., Bilancia, M ve Bartolini, C.M., 2011. Numerical method for assessing the potential of smart engine thermal management: Application to a medium-upper segment passenger car. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 3559e3568.
- Cipollone, R., Battista, D ve Gualtieri, A., 2013. A novel engine cooling system with two circuits operating at different temperatures. Energy Conversion and Management 75 (2013) 581–592.
- Cortona, E ve Onder, C., 2000, Engine Thermal Management with Electric Cooling Pump, SAE Technical Paper 2000-01-0965, 2000, doi:10.4271/2000-01-0965.10.4271/2000-01-0965.
- Chastain, J, 2006, INTERNAL COMBUSTION ENGINE COOLING STRATEGIES: THEORY AND TEST, (2006). All Theses. Paper 23.
- Cipollone, R., Di Battista, D., Gualtieri, A., ve Massimi, M., 2013, Development of Thermal Modeling in Support of Engine Cooling Design, SAE Technical Paper 2013-24-0090, 2013, doi:10.4271/2013-24-0090.10.4271/2013-24-0090.
- Dangmali, V., Dhamangaonkar, P., ve Atnurkar, A., 2013, CFD Simulation of Under Hood Engine Compartment for Forklift Truck, SAE Technical Paper 2013-01-2861, 2013, doi:10.4271/2013-01-2861.10.4271/2013-01-2861
- Ghasemian, A ve Jazayeri, S. A., 2010, Reducing of Transient Warm-up Period in an Internal Combustion Engine by Preheating of Engine Parts, The Journal of Engine Research/Vol. 17 / Winter 2009
- Hovin, L., Chiang, E ve Johnson, J., 1988, Design and Computer Simulation of Microprocessor Controlled Lubricating Oil Cooling System for Truck Diesel Engine, SAE Technical Paper 880488, 1988, doi:10.4271/880488.10.4271/880488

- Khodabakhshian, M., Feng, L ve Wikander, J., 2014, Fuel Saving Potential of Optimal Engine Cooling System, AVEC 2014 International symposium on advanced vehicle control
- Kim, K.B., Choi, K.W., Lee, K.H ve Lee, K.S., 2010. Active Coolant Control Strategies in Automotive Engines. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 11, No. 6, pp. 767–772 (2010), doi:10.1007/s12239-010-0091-4
- Kang, H., Ahn, H ve Min, K., 2015. Smart cooling system of the double loop coolant structure with engine thermal management modeling. *Applied Thermal Engineering*, 79 (2015) 124e131
- Khanjani, K., Deng, J ve Ordys, A., 2014. Controlling Variable Coolant Temperature in Internal Combustion Engines and its Effects on Fuel Consumption, SAE Technical Paper 2014-32-0064, 2014, doi:10.4271/2014-32-0064.
- Khodabakhshian, M., Feng L ve Wikander, J., 2014, Predictive Control of the Engine Cooling System for Fuel Efficiency Improvement, 2014 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering (CASE) Taipei, Taiwan, August 18-22, 2014
- Krause, W ve Spies, K., "Dynamic Control of the Coolant Temperature for a Reduction of Fuel Consumption and Hydrocarbon Emission," SAE Technical Paper 960271, 1996, doi:10.4271/960271.10.4271/960271
- Lehner, C., Parker, G., Arici, O., ve Johnson, J., 2001, Design and Development of a Model Based Feedback Controlled Cooling System for Heavy Duty Diesel Truck Applications Using a Vehicle Engine Cooling System Simulation, SAE Technical Paper 2001-01-0336, 2001, doi:10.4271/2001-01-0336.10.4271/2001-01-0336.
- Liu, G., Zhao, Z., Guan, H., Liu, Y. et al., 2016. Influence of Advanced Technology for Thermal Management on SUV. *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 9(1):2016, doi:10.4271/2016-01-0238.
- Melzer, F., Hesse, U., Rocklage, G., ve Schmitt, M., 1999, Thermo management, SAE Technical Paper 1999-01-0238, 1999, doi:10.4271/1999-01-0238.10.4271/1999-01-0238
- Mohamed, E., 2016 (a). Development and analysis of a variable position thermostat for smart cooling system of a light duty diesel vehicles and engine emissions assessment during NEDC. *Applied Thermal Engineering*, 99 (2016) 358–372.
- Millo, F., Caputo, S., Cubito, C., Calamiello, A. et al., 2016. Numerical Simulation of the Warm-Up of a Passenger Car Diesel Engine Equipped with an Advanced Cooling System. SAE Technical Paper, 2016-01-0555, 2016, doi:10.4271/2016-01-0555.
- Mohamed, E., 2016 (b). Experimental study on the effect of active engine thermal management on a bifuel engine performance, combustion and exhaust emissions. *Applied Thermal Engineering*, 106 (2016) 1352–1365.
- Mitchell, T., Salah, M., Wagner, J ve Dawson, D., 2009. Automotive Thermostat Valve Configurations for Enhanced Performance –Control and Testing. *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, 131(4), 044501 (Apr 29, 2009) (7 pages) doi:10.1115/1.3117183.
- Minovski, B ve Lofdahl, L., 2014. Study of Software Integration for Transient Simulation of Future Cooling System for Heavy Truck Application, SAE Technical Paper 2014-01-0653, 2014, doi:10.4271/2014-01-0653.
- Phapale, S., Kommareddy, P., Sindgikar, P ve Jadhav, N., 2015. Optimization of Commercial Vehicle Cooling Package for Improvement of Vehicle Fuel

- Economy. SAE Technical Paper, 2015-01-1349, 2015, doi:10.4271/2015-01-1349.
- Phapale, S., Kommareddy, P., Sindgikar, P., ve Jadhav, N., 2015, Optimization of Commercial Vehicle Cooling Package for Improvement of Vehicle Fuel Economy, SAE Technical Paper 2015-01-1349, 2015, doi:10.4271/2015-01-1349.10.4271/2015-01-1349
- Robinson, K., Campbell, N., Hawley, J., ve Tilley, D., 1999, A Review of Precision Engine Cooling, SAE Technical Paper 1999-01-0578, 1999, doi:10.4271/1999-01-0578.10.4271/1999-01-0578
- Salah, M. H., Mitchell, T.H, Wagner, J.R ve Dawson, D.M.,2010, A Smart Multiple-Loop Automotive Cooling System—Model, Control, and Experimental Study, IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, VOL. 15, NO. 1, FEBRUARY 2010, Digital Object Identifier 10.1109/TMECH.2009.2019723.
- Salah, M.H., Frick, P.M. Wagner, J.R ve Dawson, D.M., 2009, Hydraulic actuated automotive cooling systems—Nonlinear control and test, Control Engineering Practice 17, 609–621, doi.org/10.1016/j.conengprac.2008.10.016.
- Soujanya,C., Sundaram, V ve Sathish Kumar, S., 2015. Simulation of Split Engine Cooling System. SAE Technical Paper, 2015-26-0196, 2015, doi:10.4271/2015-26-0196.
- Shutty, J. and Pinto, R., 2013, Advanced Thermal Management Strategies, SAE Technical Paper 2013-36-0542, 2013, doi:10.4271/2013-36-0542.10.4271/2013-36-0542
- Shin, Y., Kim, S ve Kim, M., 2013. Use of electromagnetic clutch water pumps in vehicle engine cooling systems to reduce fuel consumption. Energy, 57 (2013) 624e631.
- Setlur, P., Wagner, J., Dawson, D ve Chen, J., 2003. Nonlinear Controller for Automotive Thermal Management Systems, Proceedings of the American Control Conference 0-7803-7896-2/03/\$17.00 02003 IEEE 4699 Denver, Colorado June 4-6, 2003.
- Setlur, P., Wagner, J.R., Dawson,D.M ve Marotta, E., 2005, An Advanced Engine Thermal Management System: Nonlinear Control and Test, IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, VOL. 10, NO. 2, APRIL 2005, Digital Object Identifier 10.1109/TMECH.2005.844707.
- Tao, X ve Wagner, J., 2016. An Engine Thermal Management System Design for Military Ground Vehicle - Simultaneous Fan, Pump and Valve Control. SAE Int. J. Passeng. Cars – Electron. Electr. Syst. 9(1):2016, doi:10.4271/2016-01-0310.
- Tang, P., Zhang, Y., Xu, Z ve Tao, Q., 2016. Fuel Economy Optimization with Integrated Modeling for Vehicle Thermal Management System. SAE Technical Paper, 2016-01-0225, 2016, doi:10.4271/2016-01-0225.
- Vermillion, C., Sun, J., Butts, K ve Hall, A., 2006, Modeling and Analysis of a Thermal Management System for Engine Calibration, Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Control Applications Munich, Germany, October 4-6, 2006.
- Vermillion, C., Sun,J ve Butts, K., 2011, Predictive Control Allocation for a Thermal Management System Based on an Inner Loop Reference Model—Design, Analysis, and Experimental Results, IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY, VOL. 19, NO. 4, JULY 2011, Digital Object Identifier 10.1109/TCST.2010.2053370.

- Wagner, J., Srinivasan, V ve Dawson, D.M., 2003, Smart Thermostat and Coolant Pump Control for Engine Thermal Management Systems, SAE Technical Paper Series 2003-01-0272, DOI: 10.4271/2003-01-0272.
- Wang, T ve Wagner, J., 2015. A Smart Engine Cooling System - Experimental Study of Integrated Actuator Transient Behavior. SAE Technical Paper, 2015-01-1604, 2015, doi:10.4271/2015-01-1604.
- Wang, T ve Wagner, J., 2015. Advanced automotive thermal management– Nonlinear radiator fan matrix control. Control Engineering Practice, 41(2015)113–123. <http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2015.04.004>
- Xu, Z ve Johnson, J., 1984, The Design and Testing of a Computer-Controlled Cooling System for a Diesel-Powered Truck, SAE Technical Paper 841712, 1984, doi:10.4271/841712.10.4271/841712.
- Xu, Z., Johnson, J ve Chiang, E.,1984, A Simulation Study of a Computer Controlled Cooling System for a Diesel Powered Truck, SAE Technical Paper 841711, 1984, doi:10.4271/841711.10.4271/841711.
- Zhou, B., Lan, X., b, Xu, X ve Liang, X., 2015. Numerical model and control strategies for the advanced thermal management system of diesel engine. Applied Thermal Engineering, 82 (2015) 368e379.

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında İran'ın Doğu Azerbaycan ilinin Bonab ilçesinde doğdu. İlkokulu, ortaokulu ve liseyi bu ilçede okudu. 2001 yılında Tebriz Meslek Yüksek Okulu'nun Otomotiv Mekaniği Bölümünden mezun oldu. Mezun olduktan sonra 1 yıl özel sektörde iş makinaları bakımı üzerine, 1 yıl da İran Araba Üretim Fabrikası'nda (IKCO) çalıştı. 2003 yılında girmiş olduğu üniversite giriş sınavında ülke birincisi olarak Meşhed Üniversitesi Makine Mühendisliği Otomotiv Bölümü'ne yerleşti. Bu bölümden 2005 yılında mezun oldu ve İran Araba Üretim Fabrikası Motor Araştırma Merkezi'nde (IPCO) çalışmaya başladı. Burada çalıştığı 1 buçuk yıl boyunca milli motor projesinde çalıştı. Daha sonra yüksek okullarda ders vermeye başladı. 2007 yılında Tebriz Azad Üniversitesi Makine Mühendisliği Enerji Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitime başladı ve 2009'da mezun oldu. Daha sonra yüksekokulun yanı sıra özel bir üniversitede ders vermeye başladı. 2013 yılında Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Enerji Bilim Dalı'nda doktora eğitime başladı. Evlidir. İngilizce, Farsça Türkçe ve Azerice bilmektedir.

Email: hghz2005@gmail.com

Doktora döneminde yayınlanan SCI makaleler:

	Title	Journal	Impact Factor	Status
1	Analysis of windbreaker combinations on steam power plant natural draft dry cooling towers (http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.103)	Journal of Applied Thermal Engineering	3,043	Published (2016)
2	Influence of Refrigerant Properties and Charge Amount on Performance of Reciprocating Compressor in Air Source Heat Pump. (DOI: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000377.)	Journal of Energy Engineering	1,343	Published (2016)
3	Optimization of heat transfer and efficiency of engine via air bubble injection inside engine cooling system	Applied Thermal Engineering	3.043	Accepted (2017)
4	The Effects of Nanofilter and Nanoclay on Reducing Pollutant Emissions from Rapeseed Biodiesel in a Diesel Engine	Waste and Biomass Valorization	0.915	Accepted (2017)
5	Investigation of Wax-Type Thermostat Effect on the Engine Cooling system	Energy, The International Journal	4.292	Under Review (2017)
6	Numerical study on a novel spherical ball turbulators in the tube type heat exchangers	Applied Thermal Engineering	3.043	Under Review (2017)
7	On the acceleration of spheres and ellipsoids in a viscous fluid: Determination of added mass and drag coefficients in steady and unsteady flows	Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering	1.045	Under Review (2017)