

**MOTOR PERFORMANSINI İYİLEŞTİRMEK İÇİN
GELİŞMİŞ MOTOR SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI**

Sinan KULA



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTOR PERFORMANSINI İYİLEŞTİRMEK İÇİN GELİŞMİŞ MOTOR
SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI**

Sinan KULA
0000-0002-2050-4834

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
0000-0001-5767-8312
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Sinan KULA tarafından hazırlanan “Motor Performansını İyileştirmek İçin Gelişmiş Motor Soğutma Sistemi Tasarımı” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

- | | | | |
|---------------|---|---|------|
| Başkan | : | Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
0000-0001-5767-8312
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |
| Üye | : | Prof. Dr. Necmettin KAYA
0000-0002-8297-0777
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |
| Üye | : | Prof. Dr. Rukiye ERTAN
0000-0002-9631-4607
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |
| Üye | : | Dr. Öğr. Üyesi İsmail ÖZTÜRK
0000-0003-2641-5880
Pamukkale Üniversitesi,
Teknoloji Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |
| Üye | : | Dr. Öğr. Üyesi Halil BAYRAM
0000-0002-4664-3883
Amasya Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

.././....

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

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

beyan ederim.

01/06/2022

Sinan KULA

TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

Danışman Adı-Soyadı
Tarih

Öğrencinin Adı-Soyadı
Tarih

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

ÖZET

Doktora Tezi

MOTOR PERFORMANSINI İYİLEŞTİRMEK İÇİN GELİŞMİŞ MOTOR SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI

Sinan KULA

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

Bu çalışma kapsamında motor verimliliğini arttırmak ve emisyon seviyelerini düşürmek için yapay zekâ yaklaşımı kullanılarak çift çevrime sahip akıllı bir soğutma sistemi tasarımı ve optimizasyonu yapılmıştır. Çift çevrimli soğutma sistemi, 1.6 lt turbo beslemeli dizel bir motorda, turbo besleme sonrasında ısınan havanın ve kondenserin soğutulması için kullanılmıştır. Buradaki temel amaç; 1 boyutlu analiz, deneysel testler ve yapay zekâ sinir ağlarını kullanarak, motorun verimini arttırmak ve emisyon seviyelerini aşağı çekmektir. Su soğutmalı turbo şarj ve su soğutmalı kondenser üniteleri motordan bağımsız olarak, motor boşluğunda uygun bir pozisyonda yerleştirilmiştir. Mevcut benzer uygulamalarda ise, su soğutmalı turbo besleme üniteleri motora entegre bir biçimde tasarlanmış ve uygulaması yapılmıştır. Su soğutmalı turbo besleme ünitesinin boyut optimizasyonu için yapay sinir ağları yaklaşımı ve grafik optimizasyonu uygulanmıştır. Giriş verileri hem dinamometre hem de yol testleriyle korelasyonu yapılmış olan 1 boyutlu analiz programından elde edilmiştir. Deneysel veriler ve 1 boyutlu analiz programı verileri kıyaslandığında, bunların birbiriyle oldukça tutarlı olduğu görülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre, 1 boyutlu model analizi, deneysel testler ve sinir ağları yaklaşımına dayanarak yapılan çift çevrimli soğutma sistemi tasarımı ve optimizasyonu ile motor verimliliği artarak düşük emisyon değerlerinin elde edildiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Çift çevrimli soğutma sistemi, sinir ağları, 1 boyutlu analiz, emisyon seviyeleri
2022, vii +67 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

ADVANCED ENGINE COOLING SYSTEM DESIGN TO IMPROVE ENGINE PERFORMANCE

Sinan KULA

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

Supervisor: Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK

In this study, smart cooling design and optimization, which is based on a dual loop cooling system, is used to increase the efficiency of the engine and decrease the fuel emission levels with the artificial intelligence approach. Dual circuit cooling system is used to cool down the charged air and condenser for the 1.6 lt turbocharged diesel engine. The main objective is to increase the efficiency of the engine and decrease the fuel emission levels with a smart cooling system design using 1D analysis, experimental tests and neural networks. Water-cooled air charger and water-cooled condenser are placed separately on engine bay. Whereas, similar applications have been used for these modules integrated on the engine itself. Artificial Neural Network approach and graphical optimization is applied in order to optimize the water cooled air charger sizing. Input data is generated by using 1D model within the correlation of experimental test results both on dyno and road conditions. Experimental and 1D analysis data comparison shows that they are very coherent. Results showed that efficiency of the engine is increased, and lower emission values are obtained with a more efficient dual loop cooling system design and optimization based on 1D model, experimental tests and neural network approach.

Key words: Dual loop cooling system, neural network, 1D analysis, fuel emission levels

2022, vii +67 pages.

TEŞEKKÜR

Tez alıŐması ve doktora s¼recinin t¼m¼nde değerli katkı ve desteklerini her zaman g¼steren ve eksik etmeyen kıymetli hocam Prof. Dr. Ferruh Özt¼rk'e teŐekk¼rlerimi sunarım.

Bu doktora çalıŐmasının gerçekleŐmesinde b¼y¼k katkısı olan 1501 Sanayi Ar-Ge Projeleri Destekleme Programı 3170846 Proje numarası ile destek veren T¼rkiye Bilimsel ve Teknolojik AraŐtırma Kurumuna (T¼B¼TAK) teŐekk¼r ederim.

Proje alıŐmaları boyunca desteklerini devamlı olarak g¼steren m¼d¼r¼m¼z Dr. T¼rker G¼d¼ ve y¼neticimiz Esad Altay'a, çalıŐmayı fiziki altyapısıyla destekleyen TOFAŞ T¼rk Otomobil Fabrikası A.Ő. 'ye ve projeye katkı sunan t¼m ekip arkadaşlarımıza teŐekk¼rlerimi sunarım.

Bu s¼rete desteklerini en baŐından beri hiçbir zaman esirgemeyen anneme, hen¼z kaybettiğimiz canım babamıza, makale-tez yazım s¼relerinde g¼l¼ desteğini ve motivasyonunu her zaman hissettiren sevgili eŐim Özlem'e, biricik oğlumuz Onur'a sonsuz teŐekk¼r ederim.

Sinan KULA
05/08/2022

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
TEŞEKKÜR.....	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
2.1. Su Soğutmalı Turbo Besleme Soğutucusu ve Eşanjörler.....	4
2.2. Kontrol parametreleri ve elektrikli fan & su pompası kullanımı	6
2.3. 1 Boyutlu ve 3 Boyutlu simülasyon yaklaşımları	8
2.4. YSA (Yapay Sinir Ağları) uygulamaları.....	12
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	15
3.1. Akıllı Soğutma Sistemi	15
3.2. 1Boyutlu Soğutma Sistemi Tasarımı - Mevcut ve Çift Çevrimli Soğutma Sistemi	17
3.3. 1B Termal sistem modelleme yaklaşımı	20
3.4.1B Soğutma Sistemi Kurulumu ve 1B Simülasyonun Testlerle Korelasyonu.....	23
3.5. Tasarım Alternatiflerinin Oluşturulması ve 3B Tasarımın Gerçekleştirilmesi	32
3.6. Prototip Parçaların Üretimi/Temini ve Araca Entegrasyonu	39
4. BULGULAR	46
4.1. Yol Testleri Koşulları ve Sonuçları	47
4.2. YSA (Yapay Sinir Ağı) – ANN yaklaşımı ile WCAC boyut optimizasyonu.....	51
4.3. WCAC Boyutlandırmasının YSA Yaklaşımı ile Sonuçları ve Optimizasyonu	55
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	61
KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ	67

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

η_v	Volumetrik (Hacimsel) Verim
k-w	k-w türbülans modeli
°C	Derece santigrat
\dot{m}	Debi
A	Amper
km/h	Kilometre bölü saat
s	Saniye
kW	Kilowatt

Açıklama

Kısaltmalar

ANN	Artificial Neural Network
YSA	Yapay Sinir Ağları
WCAC	Su Soğutmalı Turbo Besleme Soğutucusu
WCOND	Su Soğutmalı Kondenser
HT	Yüksek Sıcaklık
LT	Düşük Sıcaklık
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CAD	Bilgiayar Destekli Tasarım
LTC	Soğuk Su Hattı
HTC	Sıcak Su Hattı
1B	Bir Boyutlu
3B	Üç Boyutlu
NN	Sinir Ağları
STHX	Sizing Shell And Tube Heat Exchangers (kabuk ve borulu ısı eşanjörlerini boyutlandırma)
PFHE	Karşı Akışlı Plakalı Kanatlı Isı Eşanjörü
NSGA	Baskın Olmayan Sıralama Genetik Algoritması
SST	Kesme Gerilimi Taşınımı
GA	Genetik Algoritma
NVH	Gürültü Titreşim Sertlik
CAN	Kontrol Alan Ağı (Controller Area Network)
LIN	Lokal Arabağlantı Ağı (Local Interconnect Network)
PWM	Darbe Genişliği Modülasyonu (Pulse Width Modulation)
Hz	Hertz
DC	Düz Akım (Direct Current)
R	Pearson Korelasyon Katsayısı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1.	Hacimsel (volümetrik) verim ve sıcaklık diyagramı (Welty 2008)..	2
Şekil 3.1.	Geleneksel Soğutma Sistemi ve Akıllı Soğutma/Çift Çevrim Soğutma Sistem.....	15
Şekil 3.2.	Çift Çevrimli Soğutma Sisteminin Şemaları.....	17
Şekil 3.3.	1B Modelde kütleli hava debisi uygulama yaklaşımı.....	18
Şekil 3.4.	Araç ön ızgaraları ve radyatör modülü.....	18
Şekil 3.5.	Soğutma Sistemi Komponentlerinin Ayrıntılı Mesh Modeli.....	19
Şekil 3.6.	HAD 'de radyatör, kondenser ve intercooler üzerindeki araç hızı konturları.....	20
Şekil 3.7.	GT-Suite ısı değiştiricisi 1b eleman olarak modelleme.....	21
Şekil 3.8.	Mevcut ve akıllı soğutma sistemi alternatifi 1b modeller.....	21
Şekil 3.9.	GT-Suite, geleneksel ve akıllı soğutma sistemleri 1B modeller için analiz koşulları.....	22
Şekil 3.10.	Düşük sıcaklık çevrimi 1. alternatif- minimum komponentler.....	25
Şekil 3.11.	Düşük sıcaklık çevrimi 2. Alternatif.....	27
Şekil 3.12.	Düşük sıcaklık çevrimi 3. Alternatif.....	28
Şekil 3.13.	Düşük sıcaklık çevrimi 3. alternatif- maksimum komponentler.....	30
Şekil 3.14.	Akıllı Soğutma Sistemi Komponentleri – 3B CAD (WCAC, WCOND ve LT Radyatörü).....	33
Şekil 3.15.	Geleneksel Soğutma Sisteminden Akıllı Soğutma Sistemine Geçiş...	33
Şekil 3.16.	Konvansiyonel ve akıllı soğutma sistemlerinde hava tedarik sistemi yerleşimi.....	35
Şekil 3.17.	Düşük sıcaklık çevrimi elemanları.....	36
Şekil 3.18.	Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde klima çevrimi yerleşimi..	36
Şekil 3.19.	Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde soğutma modülü sağ ön çapraz görüş.....	37
Şekil 3.20.	Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde soğutma modülü sağ yan görüş.....	37
Şekil 3.21.	Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde soğutma sol yan görüş...	38
Şekil 3.22.	Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde soğutma modülü sol ön çapraz görüş.....	38
Şekil 3.23.	Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm.....	40
Şekil 3.24.	Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm.....	41
Şekil 3.25.	Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm.....	41
Şekil 3.26.	Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm.....	42
Şekil 3.27.	Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm.....	42
Şekil 3.28.	Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm.....	43
Şekil 3.29.	Fan Sürüş Stratejileri.....	44
Şekil 3.30.	Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm.....	45
Şekil 4.1.	Akıllı Soğutma Sistemli Aracın Yol Testi Hız Profili.....	48
Şekil 4.2.	Akıllı Soğutma Sistemli Aracın Yol Testi Sıcaklık Profili.....	49
Şekil 4.3.	1B Analiz Programı GT Power Girdi Görselleri.....	50
Şekil 4.4.	1B Analiz Programı GT Power Sonuç Görselleri.....	50
Şekil 4.5.	Yapay Sinir Ağı (YSA) Mimarisi.....	51

Şekil 4.6.	Örnekleme Yüzdeleri ve Eğitim Metodu.....	53
Şekil 4.7.	Yapay Sinir Ağ Mimarisi.....	54
Şekil 4.8.	Her fazdaki R-değerleri.....	54
Şekil 4.9.	WCAC çıkış sıcaklığı için kurulan en iyi YSA (yapay sinir ağı) yapısının R-değeri eğrileri.....	55
Şekil 4.10.	1 'den 2' ye kadar değişen WCAC boyutuna göre WCAC Çıkış Sıcaklıkları.....	60

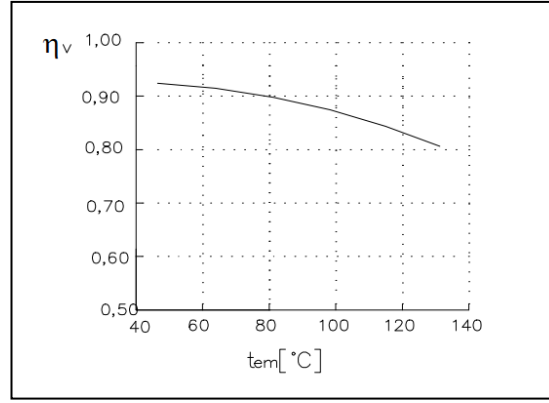
ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. 1B Soğutma Sistemi için Veri Girişleri.....	19
Çizelge 3.2. Geleneksel soğutma sistem test sonuçları.....	24
Çizelge 3.3. Geleneksel sistem 1B analiz sonuçları.....	24
Çizelge 3.4. Düşük sıcaklık çevrimi 1. alternatif sistem 1B analiz sonuçları.....	26
Çizelge 3.5. Düşük sıcaklık çevrimi 2. alternatif sistem 1B analiz sonuçları.....	27
Çizelge 3.6. Düşük sıcaklık çevrimi 3. alternatif sistem 1B analiz sonuçları.....	29
Çizelge 3.7. Düşük sıcaklık çevrimi 4. alternatif sistem 1B analiz sonuçları.....	30
Çizelge 4.1. WCAC Çıkış Sıcaklığı için 1 Boyutlu Analiz ve Yol Testi Sonuçlarının Karşılaştırılması (Ort. Hata < %8).....	50
Çizelge 4.2. YSA Girdi ve Çıktı Verileri.....	56
Çizelge 4.3. 1B Sonuçları ve YSA Sonuçları Karşılaştırması (Ort. Hata = % 1,45).....	57
Çizelge 4.4. 1'den 2'ye (artış oranı 0,1) kadar değişken WCAC boyutuna sahip YSA sonuçları.....	59

1. GİRİŞ

Günümüz karayolu taşıtlarında tüm sistemin sıcaklığını belirli bir limitin altında tutmak, soğutma sisteminin sorumluluğundadır. Soğutma sisteminin ana sorumluluğu içten yanmalı motor tarafından oluşturulan aşırı ısıyı ortadan kaldırmak ve motor bileşenleri ile yağın aşırı ısınmasını önlemektir. Araç üzerinde turbo besleme ve klima sistemin varlığına bağlı olarak, intercooler ve kondenserin de ısı atımı ve ısı dengesi soğutma sistemi sorumluluğundadır. Soğutma sistemi aynı zamanda yakıt ekonomisi ve emisyon seviyeleri içinde önemli bir yere sahiptir. Motor soğutma suyu sıcaklığı çok düşükken (90 °C'nin altında) motor verimli çalışmıyor, bu da yüksek yakıt tüketimi ve daha yüksek emisyon anlamına geliyor.

Motorların hacimlerinin küçültülmesi ve turbo besleme kullanımının artması, motor verimliliğini arttırmak için çok yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Bu nedenle turbo beslemenin soğutma performansı çok önemlidir. Bu noktada, çift çevrimli bir soğutma sistemi ve su soğutmalı turbo besleme soğutucusu, içten yanmalı motordan ayrı bir soğutma çevrime sahip olması nedeniyle birçok avantaj getiriyor çünkü birincil soğutma çevriminde motor soğutma suyunu yaklaşık 90 °C'ye kadar ısıtıyor. Soğutma sisteminin ikincil çevriminde sıcaklık seviyesi 60-70 °C dolaylarında kalıyor ve birincil çevrimdeki daha sıcak olan su bu hatta karışmıyor. Bu nedenle ikincil soğutma çevriminde soğutma verimliliği daha iyi seviyede kalıyor Ayrıca, yeni geliştirilen araçlarda piller, elektronik bileşenler, elektrik motorları ve güç elektroniği vb. gibi soğutma ihtiyacı olan birçok farklı yardımcı eleman bulunur. Bu yeni bileşenler ikincil soğutma döngüsüne bağlanabilir ve bu bileşenler daha verimli bir şekilde soğutulabilir. İkincil çevrim/akıllı soğutma sisteminin bu modülerliği, ortak soğutma bileşenleri (radyatör, genişleme tankı vb.) ile motor bölmesinde daha iyi bir paketleme sağlar, bu nedenle yeni bir yerleşim veya yeni radyatör montajı oluşturmaya gerek yoktur.



Şekil 1.1. Hacimsel (volümetrik) verim ve sıcaklık diyagramı (Welty 2008)

Otomotiv sektörünün motor hacmi küçülme akımı ile bu düşük motor hacimlerinden aynı güç ve torku alabilmek için turbo besleme kullanımı zorunlu hale gelmiştir. Turbo beslemeden çıkan basınçlı ve sıcak havanın soğutulmasıyla, silindirlere giren havanın sıcaklığı düşürülür ve motorun hacimsel verimi (η_v) artar. Şekil 1.1'de hacimsel verim ile silindirlere alınan hava sıcaklığı arasındaki ilişki gösterilmektedir. Soğutma sisteminde bu görevi üstlenen ısı değiştiricisine intercooler denir (Welty ve ark. 2008).

Birçok araştırmacı, su soğutmalı ara soğutucunun (aşırı hava besleme cihazı) hava soğutmalı turbo besleme cihazından daha verimli olduğunu belirtmektedir. Kapse ve Arakerimath (2017) bu durumu bir banko testinde göstermektedir. Banko testi sonuçlarına göre, hava yerine su soğutmalı turbo besleme soğutucusu kullanıldığında ısı atma kapasitesi daha yüksektir. Su soğutmalı turbo besleme cihazının bir başka avantajı da hava soğutmalı turbo besleme cihazına göre daha az basınç düşüşüne sahip olmasıdır. Basınç düşüşü avantajı da yakıt ekonomisini ve emisyon seviyelerini etkiler. Bu çalışma, bir aracın çift çevrimli soğutma sistemi ile ilgilidir. Yapay zeka yaklaşımı ile motorun verimliliğini artırmak ve yakıt emisyon seviyelerini azaltmak için yapıldı. Yüksek sıcaklık çevrimi olarak adlandırılan motor soğutma döngüsüne ek olarak, düşük sıcaklık soğutma çevrimi olarak adlandırılan ek bir soğutma çevrimi olarak kabul edilir. Düşük sıcaklık çevriminin amacı, turbo besleme ile basınçlandırılan havanın su ile soğutulmasıdır ve ilaveten klima gazı yoğuşması hava yerine soğutulmuş su ile yapılacaktır. Çalışmadaki ana amaç; 1 boyutlu analiz, deneysel testler ve Levenberg-

Marquardt öğrenme ağı algoritmaları kullanılarak akıllı soğutma sistemi tasarımı ile motorun verimliliğini artırmak ve yakıt emisyon seviyelerini azaltmaktır.

Su soğutmalı turbo besleme cihazı (WCAC) boyutlandırmasını optimize etmek için Yapay Sinir Ağı (ANN) yaklaşımı uygulanmıştır. Girdi verileri, dinamometre ve yol koşullarındaki deneysel test sonuçlarının korelasyonu dahilinde yapılmış olan bir 1 boyutlu analiz aracı GT Power - ISE kullanılarak oluşturuldu. Deneysel veriler ve 1 boyutlu analiz programı verileri kıyaslandığında, bunların birbiriyle oldukça tutarlı olduğu görülmüştür, bu nedenle çalışma 1 boyutlu analiz programı GT Power - ISE aracının girdileri ile yürütülmektedir. Bu sayede hava yerine soğutulmuş su kullanılarak basınçlı hava daha düşük sıcaklıklara (hava soğutmalı turbo besleme soğutucusuna göre) soğutulabilir ve motordaki hacimsel verim arttırılabilir. Sonuç olarak, motor performansı kötüleşmeden yakıt tüketimi ve CO2 emisyonları azalacaktır.

Bu araştırmada, su soğutmalı turbo besleme (WCAC) cihazı boyutlandırmasını optimize etmek için Yapay Sinir Ağı (ANN) yaklaşımı uygulanmıştır. Girdi verileri, dinamometre ve yol koşullarındaki deneysel test sonuçlarının korelasyonu dahilinde 1 boyutlu analiz aracı GT Power - ISE kullanılarak oluşturulmuştur. Deneysel veriler ve 1 boyutlu analiz programı verileri kıyaslandığında, bunların birbiriyle oldukça tutarlı olduğunu göstermektedir, bu nedenle çalışma 1 boyutlu GT Power - ISE aracının girdileri ile yürütülmektedir. Sonuçlar, 1 boyutlu analiz, deneysel testler ve sinir ağı yaklaşımına dayalı daha verimli bir çift döngülü soğutma sistemi tasarımı ve optimizasyonu ile motorun veriminin arttığını ve daha düşük emisyon değerlerinin elde edildiğini göstermiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Emisyon seviyelerinin devamlı olarak düşürülmesi talebi nedeniyle araç termal yönetimi ve soğutma sistemlerinin önemi daha da kritik hale geliyor. Literatür taramasında soğutma sistemini geliştirerek motor verimliliğini artırmaya yönelik farklı yöntemler olduğu görülmüştür, örneğin motor silindir kafası ve blok birbirinden ayrı soğutulur, WCOND (su soğutmalı kondenser) uygulaması, değişken hızlı elektro fan motoru vb. Çalışmamızda mevcut aracın turbo besleme ünitesi ve kondenserini soğutma sıvısı ile soğutmak için çift çevrimli/akıllı soğutma sistemi kullanılmıştır.

2.1. Su Soğutmalı Turbo Besleme Soğutucusu ve Eşanjörler

Nasution ve ark. (2015) su soğutmalı turbo besleme cihazı ve hava soğutmalı turbo besleme cihazı için deneysel çalışma üzerinde bir karşılaştırmalı gözlemde bulundular. Beklendiği gibi, çıktılar su soğutmalı turbo besleme cihazının daha verimli olduğunu gösteriyor. Çalışma 2000, 2500, 3000, 3500, 4000 ve 5000 rpm'lik farklı motor devirlerinde 0,6, 0,8 ve 1,0 bar basınçta gerçekleştirilmiştir. “Havadan suya” ısı aktarıldığında ısı transferinin “havadan havaya” göre daha yüksek olduğu, dolayısıyla soğutucu akışkanın ortamının turbo besleme soğutucu çıkış sıcaklığına etkili olduğu görülmektedir.

Masram ve ark. (2018), bu çalışmalarında çift döngüye sahip akıllı bir soğutma sistemini elektronik devre ve ekipmanların soğutmalarında kullanmışlardır. Bu çalışma esnasında, soğutucu akışkan olarak hava yerine su tercih edilmiştir. Suyun ısı tutma kabiliyeti ve verimi havaya göre daha iyi olduğu için ve soğutma esnasında hala sıvı kalabildiği için tercih sebebi olmuştur.

Bu deneysel çalışmada, Hlavna ve ark. (2011) iki kademeli bir turbo besleme soğutucusu kullandı. Hava soğutmalı turbo besleme soğutucusu birincil kademe soğutma çevrimi olarak kullanılır ve su soğutmalı turbo besleme soğutucusu ikincil kademe soğutma çevrimi olarak kullanılır. İkinci kademe soğutma, yani su soğutmalı

kademe, aşırı beslemeli havanın sıcaklığını düşürmede daha etkili olup, sıcaklığı daha fazla düşürmüştür. Ayrıca, NO_x emisyon seviyeleri, ikinci kademe (su soğutmalı) ile birinci kademe (hava soğutmalı) turbo besleme soğutucusuna göre çok daha iyi bir şekilde azaltılmaktadır. Bu iki faktörde, ikinci kademe soğutmanın yani su soğutmalı eşanjörün sıcaklığı önemli ölçüde azalttığı anlamına gelir.

Cipollone ve ark. (2013) iki çevrimli motor soğutma sistemi hakkında bir çalışma hazırlamıştır. Bu çalışma hem motor silindir kapağı ve bloğunun termal modellemesini hem de bu konfigürasyonun test edilmesini içermektedir. Silindir kapağının soğutulması, ikincil düşük sıcaklık soğutma çevrimi ile tamamlanır. Silindir kapağının soğutulmasının geleneksel soğutma sistemine göre (6°C daha düşük) daha iyi olduğu ve motor bloğunun daha iyi (2°C daha fazla) ısınmasına yardımcı olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, motorun ısınması optimize edilmiş ve bu etki CO₂ seviyelerinin düşürülmesine yardımcı olur.

Bu çalışmanın aksine, bizim çalışmamız direkt olarak motorun çalışma davranışını etkilemez. Çalışmamız ağırlıklı olarak sistemdeki su soğutmalı turbo besleme cihazı ve su soğutmalı kondenser üzerine odaklanmaktadır. Yapılan çalışma ile WCAC (su soğutmalı turbo besleme cihazı) sistemini kullanarak, motor davranışı dolaylı olarak etkilenir.

Battista ve ark. (2012) bu yazıda iki çevrimli soğutmanın avantajlarını açıkladı. Isı transfer modeli motor bloğu ile kafa arasında kurulmuştur. HT ve LT radyatör döngüleri sunulmaktadır. İki soğutma döngüsü çift çevrimli soğutmaya izin verir, HT radyatör hattı motor içindir ve LT radyatör hattı motor kafası, turbo besleme soğutucusu ve kondenser içindir.

Bu makale bizim çalışmamızla benzer bir yaklaşıma sahiptir. Bu noktalara ek olarak, çalışmamızda makro girdiler (araç hızı, motor yükü ve WCAC boyutu) ile ilgili turbo besleme soğutucusu çıkış sıcaklıklarını tahmin etmek için yapay sinir ağları modeli eklenmiştir.

Kang ve ark. (2015) bu yazıda kafa ve bloğun soğutma yapısına odaklanmıştır. Çalışma sadece motor kafası ve silindir bloğu ile ilgilidir. Amaç, akıllı soğutma adı verilen ayrı bir çift devreli soğutma hattı ile motor bloğunun kendisini soğutmaktır. Sonuç olarak, motor bloğu daha verimli bir şekilde soğutulur ve buna bağlı olarak motorun ısınma performansı iyileştirilir. Çalışmamızdaki temel fark, sadece motor bloğunun kendisini değil, komple araç termal yönetimini de içermesidir.

Rehman ve ark. (2010) 4 silindirli benzinli bir motordaki çift çevrimli soğutma sisteminin motor performansına olan etkilerini incelemişlerdir. Çalışmanın detayında silindir bloğu ve silindir kafasında oluşan ısı atımının, geleneksel ve çift çevrimli soğutma sistemi ile karşılaştırma yapılması amaçlanmıştır. Deney sonuçları incelendiğinde, çift çevrimli soğutmanın olduğu durumda, motor kafasındaki sıcaklık yaklaşık 10 °C düşmüştür ve silindir bloğunun alt bölgelerinde ise 30 °C 'ye yakın sıcaklık düşümleri mevcuttur. Motor gövdesi üzerindeki sıcaklıkların bu şekilde düşmesi, motordaki vuruntu limitini de yükseltir, ve NOx emisyonlarının azalmasını sağlar.

Chen ve ark. (2017) içten yanmalı motorlarda silindir kafası ve bloğunu soğutmak için kullanılan farklı soğutma sistemi yapıları üzerine çalıştılar. Bu çalışmada 3 boyutlu bir silindir modeli oluşturularak, çift çevrimden gelen akışın hangi koşullarda daha etkin olduğunu belirleyebilmek için çalışmaları tamamladılar. Bulunan optimum akış durumunda hem motor kafasında hem de motor bloğunda akışın yukarıdan aşağı olması ve soğutma çevrimlerinin birbirinden bağımsız olduğu tespit edilmiştir.

2.2. Kontrol parametreleri ve elektrikli fan & su pompası kullanımı

Caresana ve ark. (2011) bu deneysel çalışmadaki temel amaç akıllı bir ısı yönetim sistemi ile yakıt tüketimini azaltmak ve konforu bozmamaktır. Bunu sağlamak için “mükemmel soğutma” adı altında bir metot geliştirilmiştir. Bu metot temelde 3 tane prensip etrafında soğutma sistemini kurguluyor. İlk prensip, motor çalışma sıcaklığını devamlı olarak optimum çalışma sıcaklığında tutmak. İkinci prensip, ısı yönetim

sistemleri çalışırken, geleneksel sistem ile kıyaslandığında dışarıdan ekstra bir enerjiye ihtiyaç duymadan bu işlevleri yerine getirmesi bekleniyor. Üçüncü ve son prensip ise, motoru anlık olarak ısıtılmasını sağlayıp soğuk bölgede tutmamaktır.

Salameh ve ark. (2021) su soğutmalı turbo besleme ısı transfer modeli üzerinde çalışmıştır. Bu çalışma türbin ve kompresörün ısı transferini ayrı ayrı modellemiş ve bir deney düzeneği kurmuştur. Çalışmamızın ana farklılaşma faktörü komple bir araç modeli oluşturmak ve bunun termal yönetimine odaklanmaktır.

Wang ve ark. (2017) çalışmalarında, hibrit (turbo dizel motor ve elektrik motordan oluşuyor) bir elektrikli otobüsün entegre soğutma sistemini ele aldılar. Bu soğutma sisteminde, ısı atımının yapılacağı başlıca sistemler; içten yanmalı motor, aşırı besleme ünite soğutucusu ve elektrik motorudur. Bu soğutma sisteminin yönetilebilmesi için elektronik kontrol ünitesi tasarlanmış ve radyatör fanını kontrol etmek için bir kontrol stratejisi geliştirilmiştir. Kontrol stratejisi lineer olmayan bir fan hızı ayarlama temeline dayanır, verimli soğutma yapabilmek için birçok fan hızında çalıştırılabilir.

Tez çalışmasında da buna benzer şekilde fan hızını PWM (pulse width modulation) yöntemiyle, ihtiyaç olan miktar kadar sürdürdük ve fan hızını ayarladık. Mevcut yani konvansiyonel sistemlerde, fanlarda 2 tane (birinci kademe-düşük hız, ikinci kademe-yüksek hız hız) hız bulunur ve dolayısıyla ihtiyaç olan fan hızını tam olarak verilmesi mümkün olmaz.

Haghighat ve ark. (2018) çalışmalarında motor ısıl performansını iyileştirmek için akıllı soğutma sistemi ve kontrol mantığını ele aldılar, temel amaç yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinin düşürülmesidir. Amaçlanan bu iyileşmeyi kontrol edilebilir elektrikli fan ve su pompasıyla sağlanması hedeflenmiştir. Özellikle motorun soğuk çalışma durumlarında su pompası ve fan hiç devrede değildir. Mekanik komponentlerin, kontrol edilebilir, elektrikli parçalarla ikame edilmesiyle emisyon ve yakıt tüketimi değerlerinde azalma görülmüştür. Bazı çalışma koşullarında, elektrikli pompanın mekanik pompanın yarısı kadar enerji tükettiği görülmüştür.

Chastain ve ark. (2010) yaptıkları deneylerde 4.6 litre benzinli bir motorun soğutma ve ısı yönetim sistemi ile ilgili farklı kurgular denemişlerdir. Çalışma esnasında, geleneksel termostat (bal mumu esaslı), su pompası (mekanik) ve radyatör fanı güncellenmiştir. Elektrik ile çalışan termostat, değişken debili su pompası ve servo motorlar ile aktive edilen radyatör fanı ile güncellemeler yapılmıştır. Bu yapılan güncellemeler ile, soğutma sistemin çektiği enerji yükünün 54 % oranında azaltıldığı belirtilmiştir.

2.3. 1 Boyutlu ve 3 Boyutlu simülasyon yaklaşımları

Zhou ve ark. (2015) geliştirilmiş termal yönetim sistemlerini dizel bir motor üzerinde, kurdukları 1boyutlu model yaklaşımı ile analiz etmişlerdir. Modelleme MATLAB/Simulink üzerinde gerçekleştirilmiştir. Temel değişim elektrik kontrollü su pompaları, fan ve valfler (termostat valfi) ile yapmışlardır. Sistemin kontrol mekanizmasında soğutma sistemine ek olarak, motorun soğuktaki ilk ısınmasını iyileştiren kontrol mantığı da eklenmiştir. Tüm yapılan bu iyileştirmeler modellenmiş ve güncel emisyon çevrimine göre analiz tamamlanmıştır. Sonuç olarak geleneksel sisteme göre soğutma sisteminin çektiği güç 57% oranında azaltılmış ve verimlilik sağlanmıştır.

Bizim mevcut çalışmamızda bu araştırmalara paralel olarak, elektrik tahrikli su pompasına ve radyatör fanına PWM (Pulse Width Modulation) kontrolü uygulanarak değişken debili su pompası ve değişken hızlı fan haline getirilmiştir.

Wang ve ark. (2017) araçlardan gün geçtikçe artan yüksek verimlilik talepleri için bu makalede taşıta entegre ısı yönetim sistemini çalışmışlardır. İçten yanmalı motorların ısı yönetim ihtiyaçlarının yanı sıra, elektrikli araçlarında ısı yönetim ihtiyaçları mevcuttur. Taşıta entegre ısı yönetim sistemi sinerji oluşturarak taşıtlardaki tüm talepleri karşılayabilir. Bu yaklaşımın termal hesabı 1 boyutlu analiz ile gerçekleştirilebilir, ardından belirlenen termal komponentlerin korelasyon ve analizi 3 boyutlu modelleme ve analiz yöntemleriyle tamamlanabilir. Bu şekilde, değişik araç versiyonları için modüler sistem tasarımı yapılabilir.

Bizim çalışmamızdaki ikincil soğutma çevrimi de araca gelebilecek ve ekstra soğutma ihtiyacı olabilecek komponentler için modüler bir şekilde tasarlanmıştır. Örneğin, araca entegre edilecek hibrit bir batarya sistemi için seri bir soğutma hattı oluşturarak kullanabilecek mantıkta tasarımları yapılmıştır.

Banjac ve ark. (2014) makalelerinde motor soğutma ve yağlama modellerini entegre hale getirmişlerdir. Bu entegrasyonu MATLAB üzerinde 1 boyutlu modelleme ile tamamlamıştır. 1 boyutlu modelin validasyonu geleneksel soğutma sistemindeki (mekanik tahrikli su pompası) verilerle tamamlanmıştır. Ardından elektrik tahrikli değişken debili su pompasını 1 boyutlu analizi yapılarak 2 farklı durumun yakıt tüketimine analizi yapılmıştır ve 0,75 – 1,1% arasında bir iyileştirme sağladığı görülmüştür.

Naser ve ark. (2016) çalışmalarında aşırı beslemeye sahip dizel motorların modellemelerinde çok çeşitli yöntemlerin olduğundan bahsetmişlerdir. Bu çalışma özelinde sıfır boyutlu model geliştirilmiş ve onun detayları verilmiştir. Çalışmanın matematiksel hesabı MATLAB üzerinde yapılmıştır.

Park ve ark. (2017) motorun ısı dengesi ve modelini oluşturmak için 1 boyutlu nümerik model oluşumunu incelemişlerdir. Böyle bir model oluşturmanın amacı ise motor soğutma sisteminin komponentlerinde bir optimizasyon yapılabilmesini sağlamak ve ortaya çıkan fırsatları hem mevcut araçlara hem de gelecekteki araçlara uygulamaktır. Bu çalışmada soğutma sistemindeki akışkan debisi bir kontrol valfi vasıtasıyla ayarlanmıştır. Bu sayede yakıt tüketiminde 1,23% ve soğutma sistemi kayıplarında 1,35% 'lik iyileşme sağlanmıştır, veriler NEDC (eski Avrupa çevrimi) üzerinden ölçümlenmiştir.

Long ve ark. (2014) FLUENT (HAD programı) ve KULI (1B analiz programı) sanal analiz programlarını kullanarak bir taşıtın soğutma sisteminin performans analizini 1B ve 3B simülasyonlar ile incelemişlerdir. Mevcut soğutma sistemi ile entegre soğutma sisteminin kıyası yapılmıştır. Fluent programı ile iki sistemin de hız matrisi elde edilip,

1B modelleme için Kuli programı içine aktarılmıştır. 1B model analizi sonucunda entegre soğutma sisteminin sonuçları mevcut soğutma sistemine göre daha iyi çıkmıştır. Bu çalışmadan çıkan sonuç ise aşırı besleme soğutucusu ile radyatör modülü arasındaki mesafe ne kadar az olursa, yani entegre durumuna gelirse, radyatör modülünün soğutma performansı o denli artmaktadır.

Park (2014), makalesinde yakıt hücresine sahip elektrikli araçlarda yaşanan güç kayıplarının ısıya dönüşerek araçtaki sıcaklığı arttıracaklarını ve bu nedenle de etkin bir soğutma sisteminin güvenlik ve araç ömrü açısından bir gereklilik olduğunu ifade etmiştir. Çalışmasında, güç elektroniği komponentlerinin sıcaklıklarını belirlenen limitlerin altında tutmak için sıvı soğutmalı bir soğutma sistemi kullanılmıştır. Soğutma sistemi tasarımının şasi ve güç elektroniği tasarımı ile beraber, mimari fazda yapılması gerektiğini belirtiyor. Sonradan yapılan soğutma sistemi projelendirmesi, tasarım özgürlüğünü kısıtladığı için verimli bir yerleşim sağlanamıyor. Bu nedenle soğutma sistemi yerleşimi ve tasarımlarının, tüm yerleşim planı dondurulmadan bitirilmesi önem arz ediyor. Makalede de bu yaklaşımı gerçekleştirmek için, 1 boyutlu ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yapılarak son yerleşimlerin, ön fazdaki mimari çalışma aşamalarında dondurulması hedeflenmiştir. Soğutma sistemindeki akışkan debileri, basınç düşüşleri ve sistemin ulaştığı en yüksek sıcaklıklar numerik analiz yöntemleriyle (1B ve 3B) hesaplanmıştır. Soğutma sistemini optimize etmek için çift çevrimli soğutma döngüsü ile modif yapılmış 3. versiyonun en iyi termal sonucu verdiği gözlemlenmiştir.

Park'ın bu çalışması, tezde ele alınan konuların çalışma sistematğine benzemektedir. 1B çalışma ile konseptin belirlenmesi, 3B HAD ile hava akışlarının belirlenmesi ve ardından 3B modelleme ile nihai tasarımların oluşturulması benzeyen taraflarını oluşturuyor.

Sankar ve ark. (2016) çeşitli yönlerden su soğutmalı turbo besleme cihazını araştırdı. Örneğin, su soğutmalı turbo besleme soğutucusu, sıcak tarafta çeşitli akış hızları (0,1 ila 0,6 kg/sn arası) için incelenirken, soğuk akışkan hızı 0,265 kg/s seviyesinde sabit

tutulur. Sonuç olarak 2 ana çıktı gözlemlenmektedir; ilki, su soğutmalı turbo besleme soğutucusunun, hava soğutmalı turbo besleme soğutucusundan çok daha verimli olduğu bulunmuştur. İkincisi ise su soğutmalı eşanjörün ısı performansının ϵ -NTU yöntemi ile analiz edilmesi ve hava tarafında sürtünme faktörünün azaltılması ve ısı transfer katsayısının artırılmasıdır.

Song ve ark. (2014) su soğutmalı turbo besleme soğutucusunun verimliliğini gösterir. Deneysel, araç üzerinde değil, tekil olarak komponentin kendisinde gerçekleştirilmiştir. Bu noktada araç seviyesinde kurulumdan sonra bu testlerin yapılması gerekmektedir. Mevcut bir turbo beslemeli araçta, aşırı beslemeli hava soğutması ve güç elektroniği modülü soğutması için çift çevrimli soğutma döngüsüne sahip olmak üzere bir düşük sıcaklıklı soğutma (LTC) sistemi entegre edilmiştir. Buradaki önemli nokta, ısı transfer kapasitesinin havadan daha iyi olan soğutucuların kullanılmasıdır. Kompakt boyutlu bir ısı eşanjörü, daha iyi bir kaput altı motor bölgesi aerodinamik özelliği ve ayrıca daha iyi bir paketleme performansı anlamına gelir. Bu LTC sisteminde WCAC ve WCOND birlikte kullanılmaktadır. Bu çalışma, temel olarak motor bölmesi alanındaki aerodinamik ve hava akışlarının iyileştirilmesine ve ısı transfer verimliliğine odaklanmaktadır. Sonuç olarak, motor soğutma ve klima performansı iyileştirilir. Buna rağmen, WCAC'nin tasarımı, aşırı besleme havasına ek basınç kaybı getiriyor. Bu, daha fazla motor pompalama gücü veya yakıt ekonomisinin kötüleşmesi ve turbo beslemeler için artan gecikme süresi anlamına gelir. Bu makaleden gelecek için yapılması iyi olacak bazı faaliyetler çıkarıldı, WCAC boyutlandırmasının ve ayrıca sistemin basınç düşüşünün optimizasyonunun yapılması gerekiyor. Mevcut çalışmamız da tam olarak bu makaledeki eksik olan alanı kapsamaktadır.

2.4. YSA (Yapay Sinir Ağları) uygulamaları

Magsumbol ve ark. (2020) makalelerinde mikro iklimlendirilmiş bir ortamın sıcaklığını belirli seviyede tutmayı sağlayan bir soğutma sistemi üzerinde çalışmalarını yaptılar. Soğutma sistemini tetiklemek için ileri beslemeli bir sinir ağı yapısı kullandılar. Akıllı soğutma sistemi iç ortam sıcaklığını belirli bir seviyede tutarak, tarım ürünleri için optimum bir büyüme sağlar. Bu çalışmadaki yapay sinir ağları metodolojisinde, kullanılan datanın 70%'i eğitim, 15% oranında validasyon ve 15% 'i test aşamalarında kullanılmıştır. Gizli katmanlarda kullanılan nöron sayısı da 10 adettir, yapay sinir ağı için 2 adet input ve 1 adet output belirlenmiştir.

Opalic ve ark. (2020) çok fazla enerji çeken endüstriyel soğutma sistemleri üzerine çalışmışlardır. Bu işlemleri karmaşık bir enerji sisteminde sürekli olarak kontrol etmek için operasyonel veriler, makine öğrenimi ve sinir ağları kullanılarak akıllı bir enerji yönetim sistemi kullanılabilir. Bu çalışmada, genel bir enerji yönetim sistemine entegre edebilmek için endüstriyel soğutma sistemlerini modellemede yapay sinir ağı tabanlı bir teknik geliştirildi.

Buradaki kullanım alanı binadır, ancak bizim çalışmamız ile ana konsept ve yaklaşım olarak aynı, sadece ölçekleme farkı vardır.

Naderi ve ark. (2021) elektrifikasyonun içten yanmalı motorlarda giderek daha fazla kullanılmakta olduğu günümüzde, bu makale ile daha iyi bir termal yönetim için akıllı hız yüküne duyarlı soğutma haritası sunmayı amaçlamaktadır. Motor soğutma geçişi için termal sınır koşulları, termodinamik ve yanma simülasyonu ile elde edilmiştir. Daha sonra motor yükünün duvar sıcaklık dağılımına etkisi araştırılmış ve soğutma akışının sadece motor devrinden etkilendiği konvansiyonel modda motorun aşırı soğuma ve yetersiz soğuma ile karşı karşıya kaldığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle, motorun daha düzgün bir sıcaklık dağılımına sahipken, motorun yeterince sıcak olması ve ihtiyaç halinde motorun hasar görmemesi için motoru soğutmada optimum akış sağlanmıştır. Sonuçlar, soğutma haritasının kullanılmasının, soğutma sıvısı akışında

önemli bir azalmaya yol açtığını ve bunun da su pompasının güç tüketimini ve radyatörün boyutunu azalttığını gösterdi.

Bu çalışmaya paralel olarak bizim de amacımız YSA ve grafik optimizasyon yaklaşım ile su soğutmalı aşırı besleme soğutucusu – wcac'ın boyutunu optimize ederek, küçültmeye çalışmaktır.

Honrubia ve ark. (2021), makalelerinin STHX (sizing shell and tube heat exchangers) adı verilen ısı eşanjörünün tasarımı, kabuk ve borulu ısı eşanjörlerini boyutlandırma ile ilgili olduğunu bildirmiştir. Amaç, NN (Neural Network), sinir ağları gibi çok amaçlı bir araç kullanarak bir STHX tasarlamaktır. Dolayısıyla hedef, ısı eşanjörü endüstrisinde yapay zekâ araçlarının kullanımının ve uygulamasının fizibilitesini göstermektir. Bu çalışmada, tasarım/giriş parametreleri olarak kabuk tarafındaki basınç düşüşü, boru tarafındaki basınç düşüşü ve ısı transferi olmak üzere üç değişken seçilmiştir. Daha sonra bu üç parametrenin optimizasyonu NN (sinir ağı) yaklaşımı ve grafik optimizasyonu ile incelenmiştir. NN yaklaşımı; katmanlar, doğrulama ve eğitim dahil olmak üzere iyi ve ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Sonuç olarak, NN bu ısı eşanjörü tasarımında çok iyi bir doğruluğa sahiptir (üç hedef %99 doğruluğa ulaşmıştır).

Bizim çalışmamızda da ısı değiştirici boyutlandırılması ele alınmaktadır, ancak bu eşanjör araç üzerine uygulanacak ve giriş/çıkış değişkenleri araç parametrelerine bağlı olacaktır. Bu da, bizim çalışmamızdaki problem ve çözümün daha fazla karmaşık bir hal aldığı anlamına gelmektedir.

Nascimento ve ark. (2020), ısı eşanjörü tasarımında maksimum etkinlik, minimum hacim ve minimum basınç düşüşü elde etmek için farklı kütle akış hızlarını dikkate alarak karşı akışlı plakalı kanatlı ısı eşanjöründe (PFHE) Baskın Olmayan Sıralama Genetik Algoritması II (NSGA-II) optimizasyon tekniğini benimsedi. Bu yaklaşım için korelasyon, kesme gerilimi taşınımı (SST) $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır ve bu yaklaşımın hatası %4,36 basınç düşüşü ve %3,27 konvektif ısı transferidir. GA

yaklaşımı optimizasyonu uygulandıktan sonra hacim, basınç düşüşü ve ısı transferi etkinliği önemli ölçüde iyileştirilir.

Bizim çalışmamızda, ısı eşanjörünün iç akışını anlamak için HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) yöntemi kullanılmıştır. Aracın önündeki hava akış hızı da HAD tekniği kullanılarak hesaplanır.

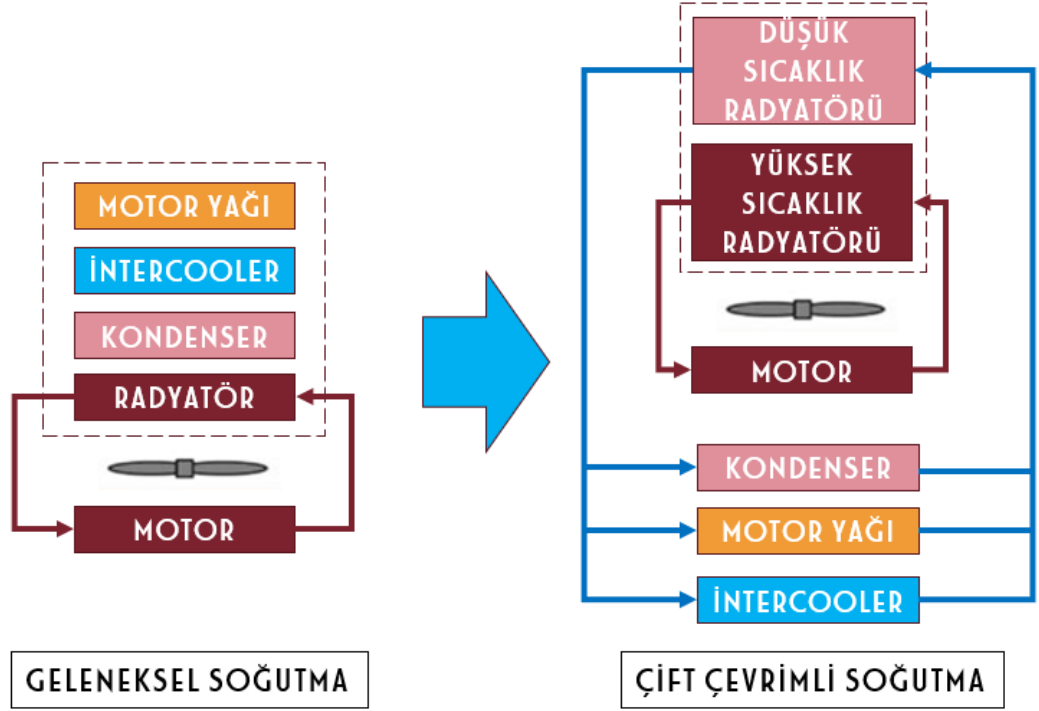
Bu güncel makalede, Demir (2020), Yapay Sinir Ağı (YSA) metodolojisi ile chevron tipi eşanjörlerin termal modellemesini araştırmıştır. YSA yöntemi, sınırlı deneysel verilerle soğuk su kütle debisi, giriş (sıcak su) sıcaklığı ve giriş soğuk su sıcaklığı gibi giriş parametrelerini kullanarak ısı değiştiricinin çıkış suyunun sıcaklığını tahmin etmek için benimsenmiştir. Sonuç olarak, sınırlı deneysel veriler ile geliştirilen YSA modeli karşılaştırılmış ve sıcak suyun çıkış sıcaklığı %2,58 hata ile, soğuk su çıkış sıcaklığı ise %1,8 ile tahmin edilmiştir.

Literatür araştırması göstermiştir ki; su soğutmalı turbo besleme soğutucusu ve akıllı soğutma/çift çevrimli soğutma devresi (HT ve LT döngüleri) farklı uygulama ve alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı transfer veriminin esas olarak havadan ziyade suyun daha iyi ısı transfer katsayısından kaynaklandığı belirtilmiştir. Bu çalışmaların çoğu komponentin kendisi ile ilgili olup, su soğutmalı eşanjörler detaylı fakat araçtan ayrı olarak incelenmektedir. Ancak bizim önerilen çalışmamızda, WCAC'ın (su soğutmalı turbo besleme soğutucusu) performansı ve optimizasyonu tüm araç seviyesinde ele alınmıştır. Sonuç olarak, WCAC'ın modellenmesi ve optimizasyonu; araç hızı, motor yükü, turbo besleme varyasyonu vb. gibi tüm farklı değişkenleri hesaba katarak çok karmaşık hale geliyor. Bu karmaşıklık nedeniyle, WCAC boyutlandırmasını optimize etmek için ANN (yapay sinir ağları) yöntemi kullanılır. Daha büyük WCAC kasası ekstra bir basınç düşüşü yaratarak motor bölmesindeki hava homojenliğini azaltır, ağırlık ve maliyeti artırır. Bu nedenle, bu araştırmanın temel amacı, emisyon seviyelerini düşürmek için akıllı bir soğutma sistemi konfigürasyonu tasarlamak ve optimum bir WCAC boyutunu göz önünde bulundurmaktır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1.Akıllı Soğutma Sistemi

Geleneksel olarak otomobillerin soğutma sistemlerindeki motor yağı soğutucusu, aşırı besleme soğutucusu, kondenser ve radyatör üniteleri araçların ön kısmında paketlenir. Bu çalışmada akıllı soğutma/çift çevrimli soğutma sistemi ile hem turbo sistemin bir parçası olan turbo besleme soğutucusu hem de klima sisteminin bir parçası olan kondenser su ile soğutulacaktır.



Şekil 3.1. Geleneksel Soğutma Sistemi ve Akıllı Soğutma/Çift Çevrim Soğutma Sistemi

Geleneksel soğutma sisteminde, motor ve her bir bileşen, aracın önünde radyatör üzerindeki aynı soğutucu akışkanı kullanır ve tümü yüksek enerji gerektiren aynı fanı kullanır. Akıllı / yenilikçi soğutma sisteminde, tüm alt sistemlerin soğutulması için düşük sıcaklık radyatörünü içeren çevrim kullanılır. Buna karşılık, yüksek sıcaklık radyatörü sadece motoru soğutur. Akıllı/yenilikçi soğutma sisteminde kompakt bir yapı

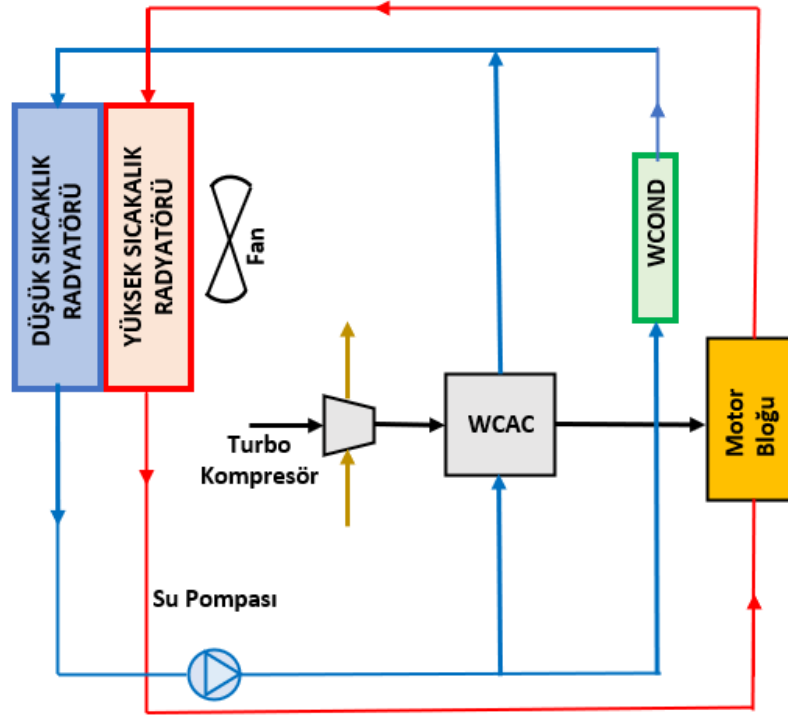
ile birlikte ön radyatörde standardizasyona olanak sağlayan bir yapıya ulaşılmıştır. Daha iyi ön motor alanı aerodinamiğine, daha az fan gücü talebine ve ihtiyaç halinde elektrik motoru ve piller gibi ek bileşenlerin soğutma sistemine kolay bir şekilde eklenmesine olanak tanır. Şekil 3.1, iki sistemin şematik yerleşimini ifade etmektedir.

Araçlarda soğutma sisteminin ana ısı eşanjörleri aracın ön kısmında yer almaktadır. Kondenser, radyatör ve turbo besleme soğutucusu, tek bir fan tarafından sağlanan hızlandırılmış havanın zorla taşınmasıyla ısı transferini artırmayı amaçlar. Havanın ısı transfer katsayısı suya göre çok daha düşük olduğu için hava ile ısı transferi sağlayan eşanjörün boyutları eşit ısı yükü transferi istendiğinde daha büyük olmalıdır. Ek olarak, gerekli havayı garanti etmek için önemli miktarda fan gücü kullanılmalıdır. Bu, önemli miktarda gürültünün üretilmesine ve harcanan elektrik enerjisinin artmasına neden olur. Akışkan taşıyan boruların uzunluğunu azaltmak için akıllı soğutma sisteminde sağlanacak kompakt boyutlu ısı eşanjörleri kullanılacaktır. Bu, basınç kaybında azalma ve daha verimli ısı transferine sahip bir soğutma sistemi sağlayacaktır. Çift çevrimli akıllı soğutma sisteminde, hava soğutmalı turbo besleme soğutucu, su soğutmalı turbo besleme soğutucu ile değiştirilecektir. Üst alanda, emme manifolduna daha yakın olan su soğutmalı ve borulu bir ısı eşanjörü ile değiştirilecektir. Intercooler çıkışı ile emme manifoldu arasında boru uzunluğu kısılacak, basınç ve boru kayıpları ciddi şekilde ortadan kalkacaktır. Öne eklenecek olan düşük sıcaklık radyatörü, turbo besleme soğutucu sistemine bağlanacaktır.

Turbo besleme soğutucusu çıkışından emme manifolduna gönderilen soğutulmuş havanın boru hattı üzerinden yolu kısaltılacaktır. Emme manifolduna daha yakın yerleştirilecek olan su soğutmalı turbo besleme soğutucusu ile bu boru hattı uzunluğu önemli ölçüde kısılacak ve basınç kayıpları minimuma indirilecektir. Daha verimli soğutma sistemi, motorun verimi artacak ve silindire giren havanın kalitesinin artmasıyla daha düşük emisyon değerleri sağlanacaktır.

Şekil 3.2 'de “Çift Çevrimli Soğutma” olarak gösterilen şemadan da anlaşılacağı gibi, HT (yüksek sıcaklık) ve LT (düşük sıcaklık) soğutucu döngüleri olmak üzere tamamen

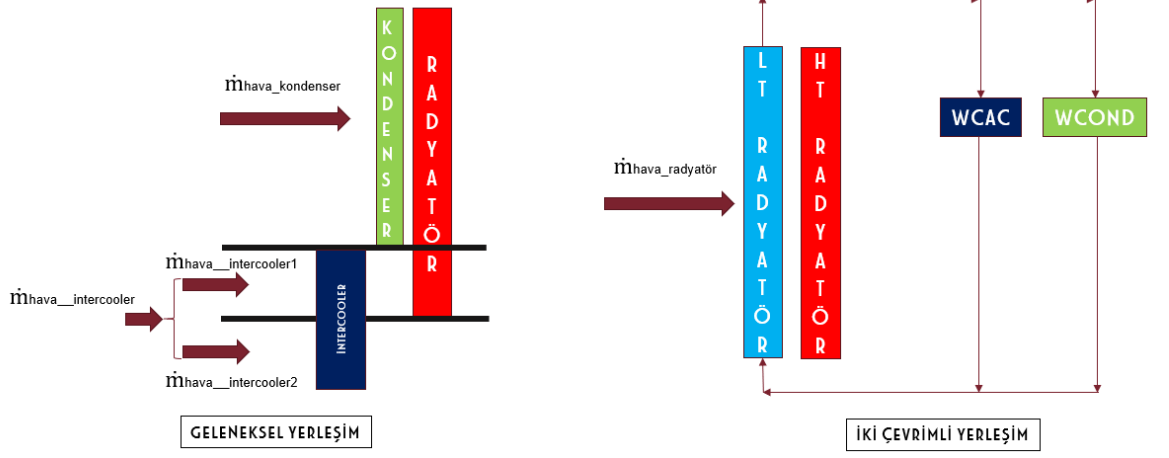
farklı iki döngü kullanılacaktır. Yüksek sıcaklıklı (HT) çevrimli ilk çevrim, adından da anlaşılacağı gibi daha yüksek sıcaklıklarda çalışacak ve motorun kendisini soğutacaktır. Bu çevrimde motor soğutma suyu öndeki yüksek sıcaklıklı radyatörde soğutulur ve motora geri gönderilir. Düşük sıcaklık (LT) çevrimi olarak adlandırılan sistem, düşük sıcaklık radyatörü kullanacak olan turbo besleme soğutucusu ve klima sistemleridir. Bu sistemler nispeten daha düşük sıcaklıklarda çalışır.



Şekil 3.2. Çift Çevrimli Soğutma Sisteminin Şemaları

3.2. 1Boyutlu Soğutma Sistemi Tasarımı - Mevcut ve Çift Çevrimli Soğutma Sistemi

Mevcut soğutma sistemi ve çift döngülü soğutma sistemi, sanal mühendislik aracı GT POWER - GT ISE kullanılarak 1 boyutlu olarak analiz edilir. Aracın soğutma sistemi ve ön alanı, ısı eşanjörlerinden geçen ön bölgeden gelen CFD-Star CCM+ programı yardımıyla hava debisini hesaplamak için sadeleştirilmiştir. Bu basitleştirme yöntemi Şekil 3.3'te gösterilmektedir.

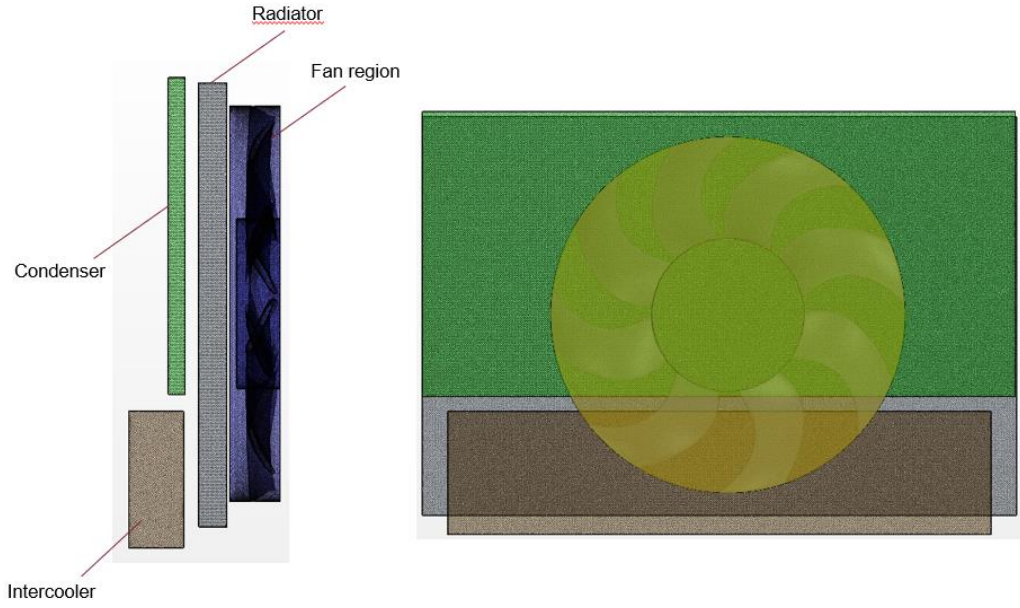


Şekil 3.3. 1B Modelde kütleli hava debisi uygulama yaklaşımı

1 boyutlu simülasyon yönteminde ısı değişimini hesaplamak için hava kütle akış hızı önemli bir girdidir. Bu nedenle, bu girdinin belirlenmesi, doğru bir ısı değişimi hesaplaması ve bunun sonucunda WCAC çıkışındaki doğru sıcaklığın elde edilmesi için çok önemlidir. Buna ulaşmak için araç ön ızgaraları ve soğutma sistemi modülü bileşenleri için çok detaylı bir HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) analizi yapılmıştır, Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'te görülebilir.



Şekil 3.4. Araç ön ızgaraları ve radyatör modülü



Şekil 3.5. Soğutma Sistemi Komponentlerinin Ayrıntılı Mesh Modeli

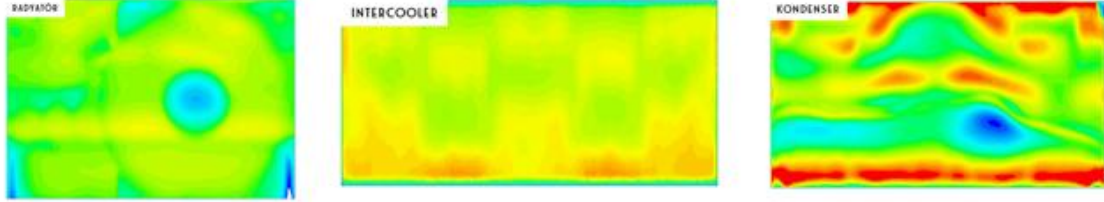
Her bir eşanjörün giriş hava debisi için Çizelge 3.1. elde edilmiş ve bu değerler 1 boyutlu modele girdi olarak uygulanmıştır. Gözenekli ortam (porous) modelleme yöntemi kullanılmaktadır (Long ve ark. 2014). HAD analizinde ısı değiştiricilerini modellemek için yaygın olarak kullanılan bir tekniktir. Analiz Star CCM+ programında K- ϵ türbülans modeli ve çokyüzlü ağ (polyhedral mesh) ile gerçekleştirilmiştir. Araç hızı 20, 40 ve 140 km/h olup, hava giriş hızları araçla aynı kabul edilmiştir.

Çizelge 3.1. 1B Soğutma Sistemi için Veri Girişleri

HIZ (km/h)	KONDENSER (kg/s)	RADYATÖR (kg/s)	INTERCOOLER (kg/s)
20	0,4109	0,5644	0,1101
40	0,5449	0,6804	0,1901
140	1,439	1,666	0,609

HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) sonuçları Şekil 3.6'da soğutma bileşenleri üzerindeki hız konturları olarak sunulmaktadır. Bu değerler her bir bileşenin

yüzeylerinde homojen değildir, bu nedenle 1 boyutlu analiz çalışmasında, bileşenin yüzeyinde giridi olarak ortalama değer kullanılır. Çizelge 3.1. her bir bileşen için CFD sonucundan elde edilen yüzeylerin ortalama değerlerini gösterir.



Şekil 3.6. HAD ‘de radyatör, kondenser ve intercooler üzerindeki araç hızı konturları

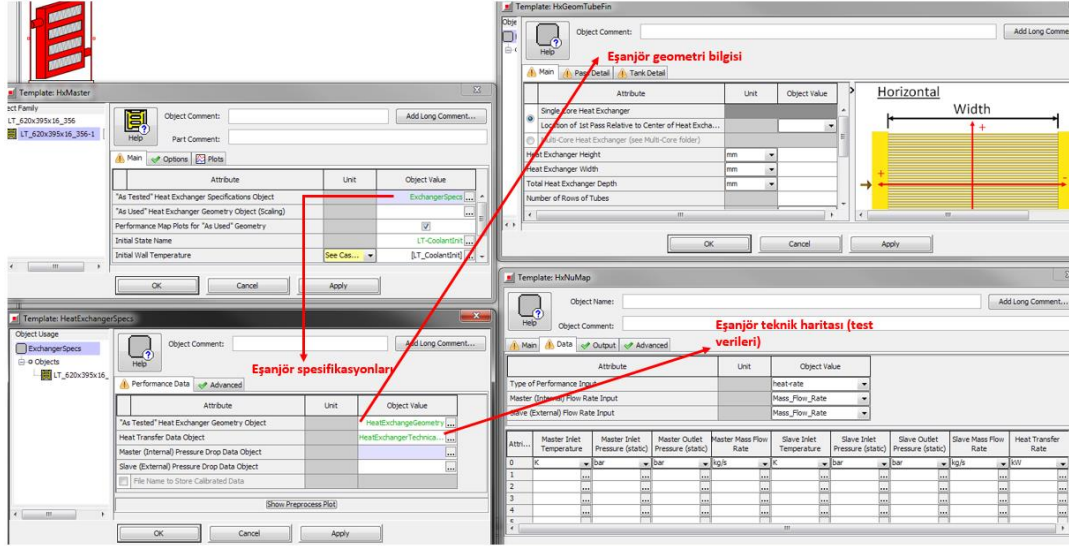
3.3. 1B Termal sistem modelleme yaklaşımı

GT-Suite programı, 1B modelleme için ihtiyaç duyulacak komponentlerin çoğunu kütüphanesinde bulunduran, termal sistemler, mekanik sistemler, hidrolik sistemler, araç motoru, aktarma organları, yağlama ve sürtünme uygulamaları, egzoz gazı işleme gibi farklı uygulamalarda esnek şekilde modellemeye olanak sağlayabilen gelişmiş bir paket yazılım olarak günümüzde otomotiv sektörü başta olmak üzere birçok alanda da kullanılmaktadır.

1B modelleme, sistem modellemeleri olarak, sistemi oluşturan 3D komponentlerin bilgilerinin (geometri, teknik veriler vb.) entegre edilip bu komponentler ile sistemlerin oluşturulması sağlanır.

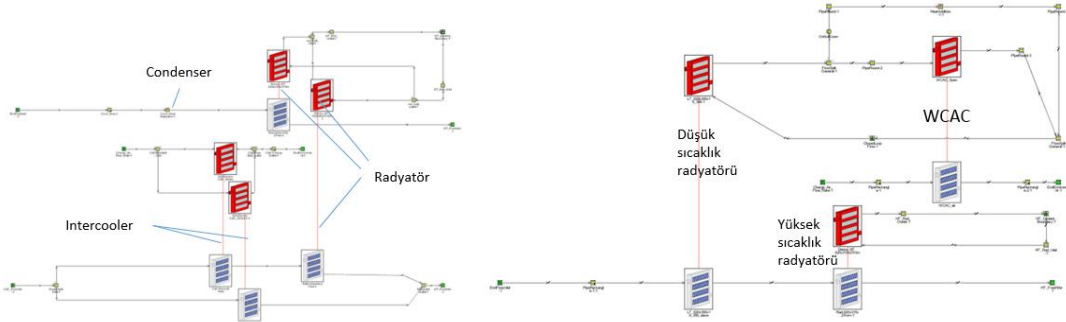
1B model oluşturulurken tüm komponentlerin teknik spesifikasyonlarının, davranışlarının ve geometrik bilgilerinin o komponente ait olacak elemana gömülmesi gerekmektedir. Kalibrasyon gereklilikleri için programa ısı değiştiricisi test verileri girilmiştir. Bu eylemin sebebi ise ısı değiştiricisinin çalışacağı bölgedeki performansını belirlemek açısından programın yapacağı interpolasyon, ekstrapolasyon vb. matematiksel işlemlerinin sağlıklı olmasını garanti etmektir.

1B modellerdeki eşanjör modellemelerinde kullanılan ısı değiştiricisi arayüzü ve bu arayüz üzerindeki verilerin uygulama yolu şekil 3.7’de gösterilmiştir.



şekil 3.7. GT-Suite ısı değiştiricisi 1b eleman olarak modelleme

şekil 3.8’de mevcut ve akıllı soğutma sistemi alternatiflerinden birinin 1B modelleri gösterilmiştir.



şekil 3.8. Mevcut ve akıllı soğutma sistemi alternatifi 1b modeller

Öncesinde anlatıldığı gibi, HAD analizi 3 farklı hızda gerçekleştirilmiştir. Eşanjörler için elde edilen debi değerleri 1B analizlere entegre edilerek, aynı şekilde 3 farklı

senaryo üzerinden sonuçlar çalışılmıştır. Şekil 3.9’da 1B analiz koşulları, mevcut ve akıllı soğutma sistemi için GT-Suite üzerinden alınan görseller ile gösterilmiştir.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	140WOT	140WOT	140WOT
Coolant_Pressure	bar	Static Pressure (Imposed)	1.4	1.4	1.4
HTFlowRate	kg/s	Mass Flow Rate	1.13	1.13	1.13
HT_HeatRejection	kW	Heat Input Rate	14	36.5	45
HT_Coolant_Init	C	Initial Temperature	95	95	95
AirTemp	C	Temperature	30	30	30
HT_Air_FlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm	0.4013	0.6838	1.004
ChargeAirTemp	C	Temperature	134.1	136.7	179.2
ChargeairFlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm	0.038	0.048	0.082
CAC_FreshAir_FlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm			
LT_CoolantInit	C	Initial Temperature	40	40	40
LT_flow_rate	kg/s	LT circuit flow rate	0.5	0.5	0.5
CondenserHeatRej	kW	Heat Input Rate	8	8	8
Cond_HeatRejection	kW	Heat Input Rate			

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	19T	26T	140WOT
Coolant_Pressure	bar	Static Pressure (Imposed)	1.4	1.4	1.4
HTFlowRate	kg/s	Mass Flow Rate	1.04	1.04	1.04
HT_HeatRejection	kW	Heat Input Rate	14	36.5	45
HT_Coolant_Init	C	Initial Temperature	95	95	95
AirTemp	C	Temperature	30	30	30
HT_Air_FlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm	0.4039	0.5449	1.439
AirPressure	bar	Pressure (Absolute)	1.01	1.01	1.01
ChargeAirTemp	C	Temperature	134.1	136.7	179.2
ChargeairFlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm	0.038	0.048	0.082
Cond_HeatRejection	kW	Heat Input Rate	8	8	8
CAC_FreshAir_FlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm	0.1301	0.1901	0.609

Parameter	Unit	Description
Case On/Off		Check Box to Turn Case On
Case Label		Unique Text for Plot Legends
Coolant_Pressure	bar	Static Pressure (Imposed)
HTFlowRate	kg/s	Mass Flow Rate
HT_HeatRejection	kW	Heat Input Rate
HT_Coolant_Init	C	Initial Temperature
AirTemp	C	Temperature
HT_Air_FlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm
AirPressure	bar	Pressure (Absolute)
ChargeAirTemp	C	Temperature
ChargeairFlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm
Cond_HeatRejection	kW	Heat Input Rate
CAC_FreshAir_FlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm

Şekil 3.9. GT-Suite, geleneksel ve akıllı soğutma sistemleri 1B modeller için analiz koşulları

Analiz başlangıcında girilen değerlerin terminolojik olarak karşılığı şöyledir:

Coolant_Pressure :	Soğutma suyu basıncı
HTFlowRate :	Soğutma suyu kütle debisi
HT_HeatRejection :	Motorun attığı ısıl yük
HT_CoolantInit:	Soğutma suyu referans sıcaklığı
AirTemp:	Ortam referans sıcaklığı
HT_Air_FlowRate:	Hava kütle debisi

AirPressure:	Ortam referans basıncı
ChargeAirTemp:	Aşırı beslemeli hava turbo çıkış sıcaklığı
ChargeAirFlowRate:	Aşırı beslemeli hava kütle debisi
Cond_HeatRejection/ CondenserHeatRej:	Kondenserden atılan ısı yükü
CAC_FreshAir_FlowRate:	Konvansiyonel sistem için intercooler hava giriş debisi
LT_CoolantInit:	Düşük sıcaklık radyatöründeki soğutma suyunun referans sıcaklığı
LT_flow_Rate:	Düşük sıcaklık çevrimindeki soğutma suyu kütle debisi

3.4. 1B Soğutma Sistemi Kurulumu ve 1B Simülasyonun Testlerle Korelasyonu

Akıllı soğutma sisteminde, başta belirtildiği gibi, düşük ve yüksek sıcaklık olmak üzere bağımsız olarak 2 farklı çevrim kullanılacaktır. Yüksek sıcaklık çevrimi, motor suyunu soğutan çevrim olduğundan, daha yüksek sıcaklık talebi dolayısıyla yüksek sıcaklık radyatörü ile çalışacaktır. Motor ve attığı ısı yükü mevcut ve akıllı soğutma sisteminde aynı olacağından, yüksek sıcaklık radyatörü mevcutta kullanılan radyatörün aynısı (27 mm kalınlıkta radyatör) olarak belirlenmiştir. Düşük sıcaklık çevriminde kullanılacak radyatör ise, su soğutmalı intercooler ve kondenser kullanılacağı neticesinde, alternatifleri farklı 2 radyatör (27 mm ve 16 mm kalınlığında olmak üzere), su soğutmalı intercooler ise, gerekmesi halinde, 2 seri su soğutmalı intercooler uygulaması olarak da çalışılmıştır.

Rüzgâr tüneli testi ve termal performans değerlendirmesi için yapılan standart test sonucunda, konvansiyonel sistem için havanın intercooler çıkış sıcaklıkları Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Geleneksel soğutma sistem test sonuçları

	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Intercooler Çıkış Sıcaklığı (°C)	56,7	53,6	55,8

İlk olarak konvansiyonel soğutma sistemi 1D modeli analiz edilmiştir. Şekil 30'da gösterilen bu sistemin analizi sonucunda elde edilen kritik noktaların sıcaklıkları Çizelge 3.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Geleneksel sistem 1B analiz sonuçları

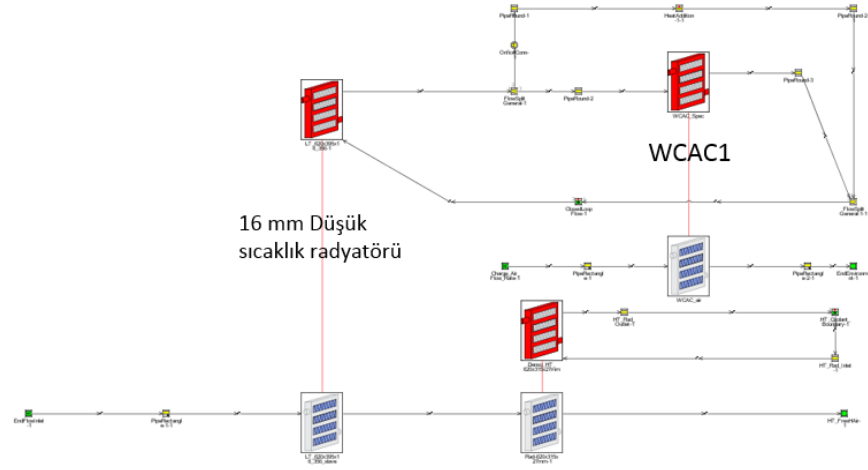
	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Radyatör Giriş Sıcaklığı (°C)	88,2	80,2	88,2
Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	84,4	75,7	75,9
Intercooler Giriş Sıcaklığı (°C)	134,1	136,7	179,2
Intercooler Çıkış Sıcaklığı (°C)	55,2	52,1	54

Konvansiyonel sistem 1D analiz sonuçları ile standart test sonuçları havanın intercooler çıkış sıcaklığı üzerinden karşılaştırıldığında, test sonuçlarından maksimum olarak %3 sapma gözlenmiştir. Bu sonuçlar ışığında, modelin güvenilirliği kanıtlanmış olup, düşük sıcaklık çevriminin farklı alternatiflerinin belirlenmesi konusunda bu modelin kullanılabileceği üzerinde karara varılmıştır.

Düşük sıcaklık çevrimi alternatiflerinden uygun olanın belirlenmesinde baz alınacak olan değer intercooler çıkış sıcaklığıdır. Öncesinde bahsedildiği gibi, motora alınacak olan beslemeli havanın sıcaklığını düşürülebildiği ölçüde volümetrik verim, emisyon vb. konularda fayda sağlanacağından, odaklanılacak noktanın bu parametre olacağına karar verilmiştir.

Mevcut soğutma sisteminde, 1B analiz sonuçları olarak, koşullar 1, 2 ve 3 için sırası ile elde edilen intercooler çıkış sıcaklıkları 55.2, 52.1 ve 54 derecedir.

Düşük sıcaklık çevrimi alternatiflerinden ilki minimum performanslı komponentler ile yapılmıştır. 16 mm kalınlığındaki radyatör ve tek su soğutmalı intercooler ile Şekil 3.10'da gösterilen model oluşturulmuştur. Minimum performanslı komponentler yaklaşımı ile oluşturulan ilk düşük sıcaklık çevrimi alternatifinin 1B analiz sonuçları Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Düşük sıcaklık çevrimi 1. alternatif- minimum komponentler

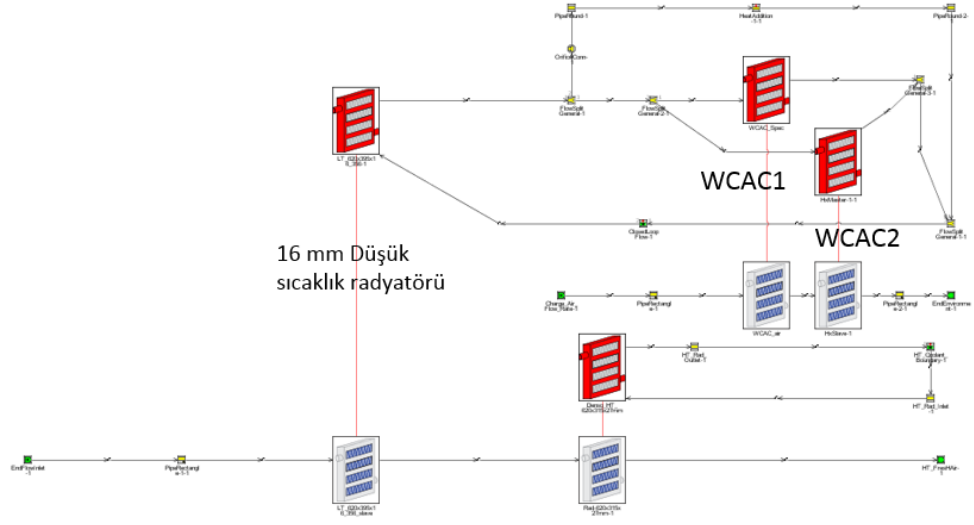
Çizelge 3.4. Düşük sıcaklık çevrimi 1. alternatif sistem 1B analiz sonuçları

	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Radyatör Giriş Sıcaklığı (°C)	83,1	76,1	84
Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	79,5	71,9	72,6
Düşük Sıc. Radyatör Giriş Sıcaklığı (°C)	74,3	73,7	79,5
Düşük Sıc. Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	69,2	68,1	71,2
Intercooler Giriş Sıcaklığı (°C)	134,1	136,7	179,2
Intercooler Çıkış Sıcaklığı (°C)	71,5	71,6	79,8

Çizelge 3.4'te görüldüğü gibi, intercooler çıkışındaki hava sıcaklığı konvansiyonel sistem ile karşılaştırıldığında görece yüksek elde edilmiştir. Bu sonuçlar ışığında, ilk alternatifin kullanılması mümkün değildir.

2. düşük sıcaklık çevrimi alternatifi olarak 16 mm düşük sıcaklık radyatörü ile devam edilmiştir. Bu alternatifte farklı olarak tek su soğutmalı intercooler yerine iki adet seri su soğutmalı intercooler çözümü üzerinde çalışılmıştır. Soğutma suyu iki su soğutmalı eşanjöre paralel olarak dağılırken, bu bağlantıya seri denmesinin sebebi, aşırı beslenmiş havanın ilk olarak birinci eşanjöre, sonrasında ise ikinci eşanjöre uğrayacak, su soğutmalı eşanjörler arasında seri olarak devam edecek olmasıdır.

Şekil 3.11'de düşük sıcaklık çevriminin 2. alternatifi için oluşturulan 1D sistem modeli gösterilmiştir. Bu modelin sonuçları ise Çizelge 3.5'te sunulmuştur.



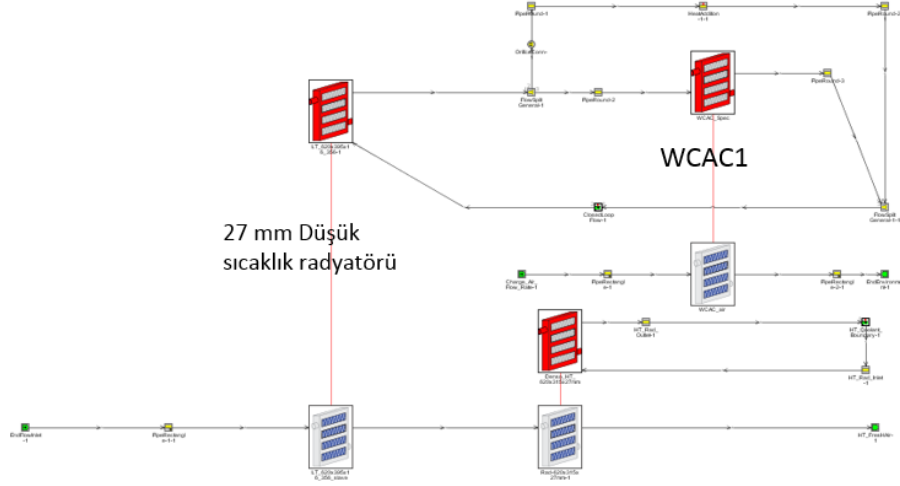
Şekil 3.11. Düşük sıcaklık çevrimi 2. alternatif

Çizelge 3.5. Düşük sıcaklık çevrimi 2. alternatif sistem 1B analiz sonuçları

	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Radyatör Giriş Sıcaklığı (°C)	83,6	76,1	84,4
Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	80,1	72,4	73
Düşük Sıc. Radyatör Giriş Sıcaklığı (°C)	75,4	74,8	72,5
Düşük Sıc. Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	70,1	69	72,5
Intercooler Giriş Sıcaklığı (°C)	134,1	136,7	179,2
Intercooler Çıkış Sıcaklığı (°C)	70,1	69,3	73,7

Çizelge 3.5’te sunulan sonuçlar göz önüne alındığında, intercooler çıkış sıcaklıklarının, aynı şekilde 1. alternatifte olduğu gibi yüksek olduğu belirlenmiş ve bu alternatif de elenmiştir.

3. alternatif olarak düşük sıcaklık radyatörü 16 mm yerine 27 mm kalınlığa sahip olan daha güçlü bir eşanjöre yükseltilmiştir. Bu komponent değişikliği akabinde tek su soğutmalı eşanjör ile 3. alternatif belirlenmiştir. Şekil 3.12’de 3. alternatif düşük sıcaklık çevrimi modeli gösterilmiştir. Bu modelin 1B analiz sonuçları ise Çizelge 3.6’da paylaşılmıştır.



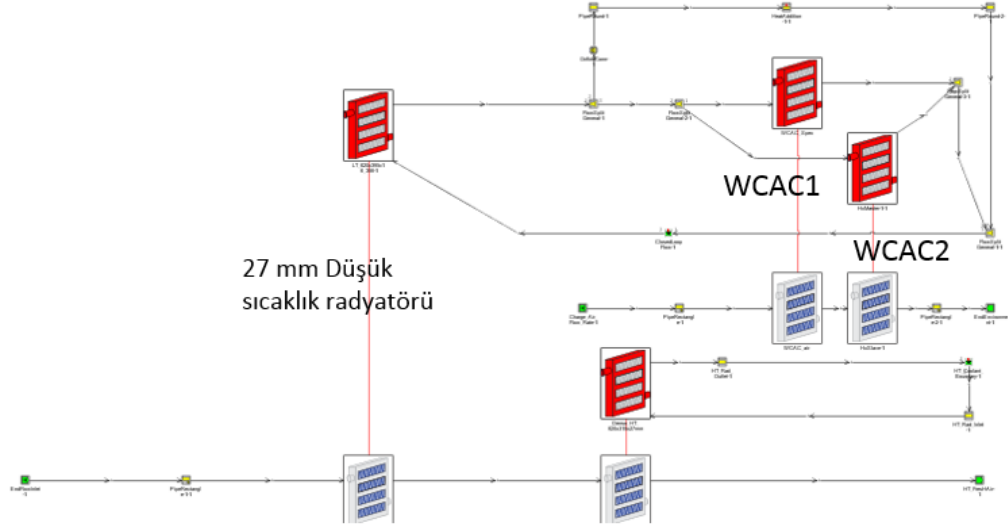
Şekil 3.12. Düşük sıcaklık çevrimi 3. alternatif

Çizelge 3.6. Düşük sıcaklık çevrimi 3. alternatif sistem 1B analiz sonuçları

	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Radyatör Giriş Sıcaklığı (°C)	86	78,8	85,8
Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	82,4	74,6	74,5
Düşük Sıc. Radyatör Giriş Sıcaklığı (°C)	58,3	55,2	53,2
Düşük Sıc. Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	52,3	48,3	42,5
Intercooler Giriş Sıcaklığı (°C)	134,1	136,7	179,2
Intercooler Çıkış Sıcaklığı (°C)	55,8	52,3	54,3

Çizelge 3.6’da görülen sonuçlar değerlendirildiğinde, 3. alternatif ile 1. ve 2. alternatiften daha iyi sonuçlar elde edildiği görülmektedir. Ancak, Çizelge 3.3’teki konvansiyonel durum sonuçları ile karşılaştırıldığında, 3. alternatif ile bir iyileşme kaydedilemediği gözlemlenmektedir.

Bu sonuçlardan yola çıkarak, 4. düşük sıcaklık çevrimi alternatifi olarak, maksimum performanslı komponent yaklaşımıyla, 27 mm’lik yüksek performanslı olan radyatör ve iki su soğutmalı intercooler kullanılmıştır. Şekil 3.13’te 4. alternatif sistem gösterilmiştir. Bu sistemin 1B analizi sonucu ise Çizelge 3.7’de paylaşılmıştır.



Şekil 3.13. Düşük sıcaklık çevrimi 3. alternatif- maksimum komponentler

Çizelge 3.7. Düşük sıcaklık çevrimi 4. alternatif sistem 1B analiz sonuçları

	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Radyatör Giriş Sıcaklığı (°C)	86,4	79,1	86,3
Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	82,9	74,9	74,9
Düşük Sıc. Radyatör Giriş Sıcaklığı (°C)	58,9	55,7	54,3
Düşük Sıc. Radyatör Çıkış Sıcaklığı (°C)	52,7	48,7	43,1
Intercooler Giriş Sıcaklığı (°C)	134,1	136,7	179,2
Intercooler Çıkış Sıcaklığı (°C)	52,9	49	45,1

Çizelge 3.7’de ve Çizelge 3.3’te paylaşılan sonuçlar karşılaştırıldığında, 4. düşük sıcaklık çevrimi alternatifinde konvansiyonel duruma göre kayda değer bir iyileşme elde edildiği açıktır. Sırası ile 3 koşul için intercooler çıkış sıcaklıkları arasında %4, %6 ve %17 iyileşme sağlanmıştır. Diğer düşük sıcaklık çevrimi alternatiflerinin başarısız olduğu da göz önüne alındığında, 4. alternatif ile yola devam edilmeye karar verilmiştir.

1B Sanal analizleri sonucunda, iki seviyeli akıllı soğutma sistemi projesi kapsamında çalışılacak olan soğutma sisteminde, düşük ve yüksek sıcaklık radyatörleri olarak 27 mm kalınlığında olan radyatörler kullanılacak, su soğutmalı intercooler olarak ise bu eşanjörden iki adet bağlanacaktır. Soğutma suyu bu iki eşanjöre paralel olarak dağılırken, aşırı beslenmiş hava ise bu eşanjörleri seri olarak kullanacak ve Çizelge 3.7'de elde edilen sonuçların da gösterdiği gibi kademeli olarak konvansiyonel duruma kıyasla daha düşük sıcaklıklara erişerek motora gidecektir.

Konvansiyonel sistemin 1B simülasyon analiz sonuçları, turbo besleme soğutucu çıkış sıcaklığı üzerinden standart test sonuçları ile karşılaştırıldığında, test sonuçlarından maksimum %3 sapma olduğu gözlemlenmektedir. Bu sonuçlar ışığında modelin güvenilirliği ispatlanmış ve bu modelin alternatif akıllı soğutma / çift döngülü soğutma çevriminin farklı alternatiflerinin belirlenmesinde kullanılabileceğine karar verilmiştir.

1 boyutlu simülasyon yönteminin korelasyonu yapıldıktan sonra GT-ISE 1 boyutlu modelinde Akıllı Soğutma / Çift Çevrimli soğutma döngüsü oluşturulmuştur. Çalışmaya 27 mm kalınlığında düşük sıcaklık radyatörü ile devam edilmektedir. Bu alternatifte, tek bir su soğutmalı turbo besleme soğutucusu yerine 2 adet seri olarak bağlanan su soğutmalı turbo besleme soğutucusu çözümü uygulanmıştır. Bu bağlantı sebebi nedeniyle seri olarak adlandırılır, çünkü aşırı beslenerek ısınan hava önce birinci eşanjöre daha sonra ikinci eşanjöre gidecek ve bu şekilde yoluna devam edecektir. Bu nedenle bu uygulamada 2 adet WCAC ünitesi seri olarak kullanılmaktadır.

Çizelge 3.4'e göre bu alternatif ile daha iyi sonuçların elde edildiği görülmektedir. Çizelge 3.3'teki geleneksel durum sonuçları ile karşılaştırıldığında, bu alternatif ile iyi bir gelişme olduğu ve sıcaklıkların düştüğü görülmektedir. Geleneksel duruma göre çift çevrimli soğutma sistemi, düşük sıcaklık döngüsü ile sıcaklığın düşürülmesinde dikkate değer bir iyileştirme sağlandığı açıktır.

3.5. Tasarım Alternatiflerinin Oluşturulması ve 3B Tasarımın Gerçekleştirilmesi

ilk çalışmalar genel olarak akıllı soğutma sisteminin araç üzerinde konumlandırılması ile ilgilidir. Önceden bahsedildiği gibi, geleneksel soğutma sisteminde kullanılan ön radyatör grubundaki hava soğutmalı kondenser ve intercooler yerini farklı konumlarda bulunacak olan su soğutmalı tipteki eşanjörlere bırakacaktır. Uluslararası standartlar referans alınarak, su soğutmalı kondenser ve intercooleri konumlandırmak için kaput altında bulunan uygun bölgeler araştırılmıştır. Bu bölgelerin belirlenmesinde ve soğutucu ünitenin entegre edilmesinde eşanjörlerin yanı sıra ünite için gerekli olan pompalar, boru sistemleri, düşük sıcaklık radyatörü gibi ilave ekipmanların konumlandırılması ve boyutlandırılması da göz önünde bulundurulmuştur. Tedarikçiden sağlanacak yeterli performans soğutucu ünitenin sistem olarak ekipmanlarla beraber entegre edilmesi ve NVH hedeflerinin sağlandığı klima boru tasarımlarının oluşturulması sağlanmıştır.

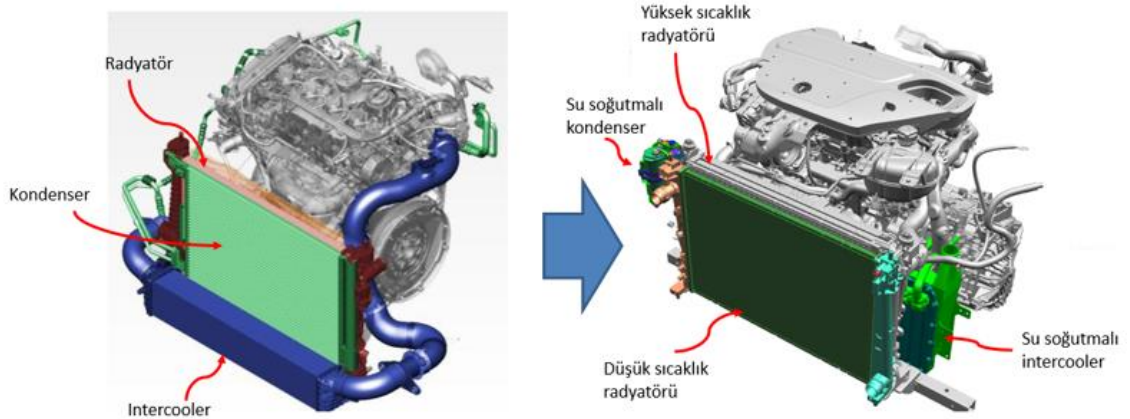
Packaging analizi yapılarak, tasarlanan soğutma sisteminin araç üzerinde katı model olarak entegre edilmesi gerçekleştirilmiş ve bu entegrasyonun uygunluğu araştırılmıştır. Packaging analizi esnasında soğutma sistemini oluşturan parçaların etkileşimi ve bu parçaların çevre sistemlerle ve araç mimarisi ile uyumu incelenmiştir. Tüm bu analizler ve çalışmalar esnasında gözlemlenen uygunluk sorunları değerlendirilmiş, gerekli iyileştirmeler ve modifikasyonlar yapılarak tasarım alternatifleri geliştirilmiştir.

Şekil 3.14'te su soğutmalı intercooler, kondenser ve düşük sıcaklık radyatörü için hazırlanan 3B CAD modelleri gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Akıllı Soğutma Sistemi Komponentleri – 3B CAD (WCOND, WCOND ve LT Radyatörü)

Akıllı soğutma sistemi komponentlerinin geleneksel soğutma sistemindeki aynı görevi yapan komponentlerle değiştirilmiş hali Şekil 3.15’te gösterilmiştir. Akıllı soğutma sistemi komponentlerinin konumlandırılması yapılırken Packaging kısıtlamaları göz önünde bulundurulmuş ve bu komponentlerin kaput altındaki uygun yerleşimleri belirlenmiştir.



Şekil 3.15. Geleneksel Soğutma Sisteminden Akıllı Soğutma Sistemine Geçiş

Düşük sıcaklık çevriminin farklı alternatifler ile oluşturulması kapsamında, yeni sistemde kullanılacak olan komponentlerin kendilerinde ve kullanımlarında çeşitlemeler yapılmıştır. Örneğin, radyatör için 27 ve 16 mm kalınlıklarda olmak üzere 2 alternatif bulunmaktadır. Performans gereklilikleri göz önünde bulundurularak, düşük sıcaklık radyatörü için bu radyatörlerden hangisinin kullanılacağına karar verilecektir. Su soğutmalı intercooler için de performans gereklilikleri ve çıkış sıcaklıkları ihtiyacı göz

önünde bulundurulacak, gerekliliği halinde seri olarak ikinci bir su soğutmalı intercooler ilave edilecektir.

Farklı alternatiflerin karar verilmesinde, packaging kapsamında bu alternatiflerin uygulanabilirliği göz önünde bulundurulmuş, projenin bu kısmındaki packaging analizleri maksimum komponent boyutları neticesinde çalışılmıştır. Performans yeterliliği halinde, bir su soğutmalı intercooler ve ince düşük sıcaklık radyatörünün yerleşimi rahatça yapılabilecektir. Performans ihtiyacı sonucu olabilecek maksimum komponent gerekliliği durumunda, mevcut packagin analizi bu koşulu garanti edebildiği için, yerleşim konusunda herhangi bir problem ile karşılaşılacaktır.

Sıcaklık çevrimi farklı alternatifleri olarak aşağıdaki modeller oluşturulmuştur:

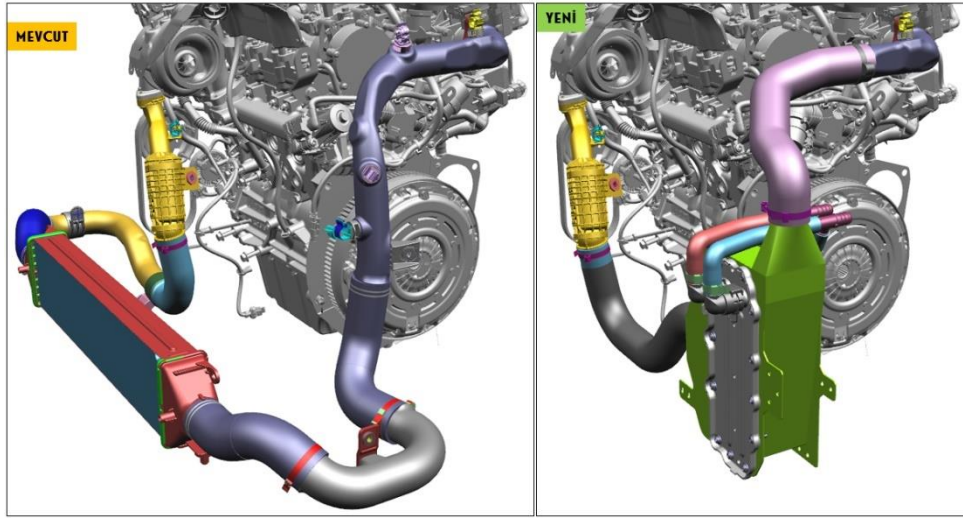
1. 16 mm kalınlığındaki radyatör ile 1 su soğutmalı intercooler ve 1 su soğutmalı kondenser
2. 16 mm kalınlığındaki radyatör ile 2 seri su soğutmalı intercooler ve 1 su soğutmalı kondenser
3. 27 mm kalınlığındaki radyatör ile 1 su soğutmalı intercooler ve 1 su soğutmalı kondenser
4. 27 mm kalınlığındaki radyatör ile 2 seri su soğutmalı intercooler ve 1 su soğutmalı kondenser

Bu aşamada, tüm alternatiflerin packagin kapsamında bir problem yaratmadığının çalışması yapılmış, tüm alternatiflerin yerleşimde herhangi bir problemin oluşmayacağı garanti edilmiştir.

Eşanjör boyutları ve adetleri düşük sıcaklık çevrimi alternatiflerinden maksimum durum ile belirlenerek oluşturulan sistemin araç üzerine yerleştirilmesi çalışmaları bu adımda gerçekleştirilmiştir. Aracın kaput altında bulunan hiçbir komponent radikal bir değişikliğe uğramayacak şekilde yeni sistemin entegre edilmesi uğraşı gösterilmiştir. Mevcut soğutma sisteminden akıllı soğutma sistemine geçişte değiştirilecek olan ana

komponentlerin olduğu gibi değiştirilmesi mümkün olmadığından, çeşitli boruların yolları yerleşik düzen üzerinde bazı değişikliklere uğramıştır. Gerçekleştirilen tasarımlar ve yerleşimler, çeşitli normlar ve paketleme kısıtları çerçevesinde değerlendirilmiş olup, bu bağlamda herhangi bir soru işareti yaratmayacak şekilde titizce çalışması yapılmıştır.

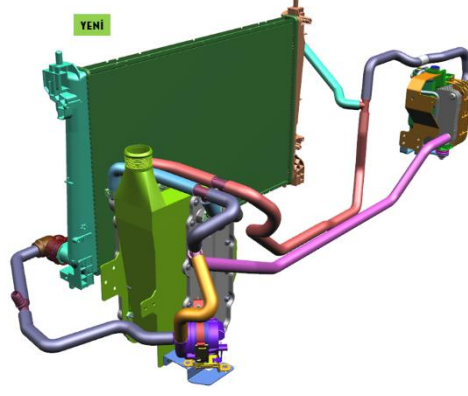
Öncelikle, hava tedarik sisteminde, daha önce de çokça bahsedildiği gibi, hava soğutmalı intercooler yerini su soğutmalı eşanjöre bırakacaktır. Araç önündeki soğutma modülünde en ön-alt kısımda bulunan hava soğutmalı intercooler artık bu konumda değil, motora daha yakın bir konumda bulunacaktır. Kalın hava tedarik borularının yolu azalacak, bunun sonucunda, aşırı beslenmiş havanın boru boyunca yaşayacağı basınç kayıplarında düşüş elde edilecektir. Şekil 3.16’da akıllı soğutma sisteminin hava tedarik modülündeki kompakt hale gelmiş olan yapı rahatça gözlemlenmektedir.



Şekil 3.16. Konvansiyonel ve akıllı soğutma sistemlerinde hava tedarik sistemi yerleşimi

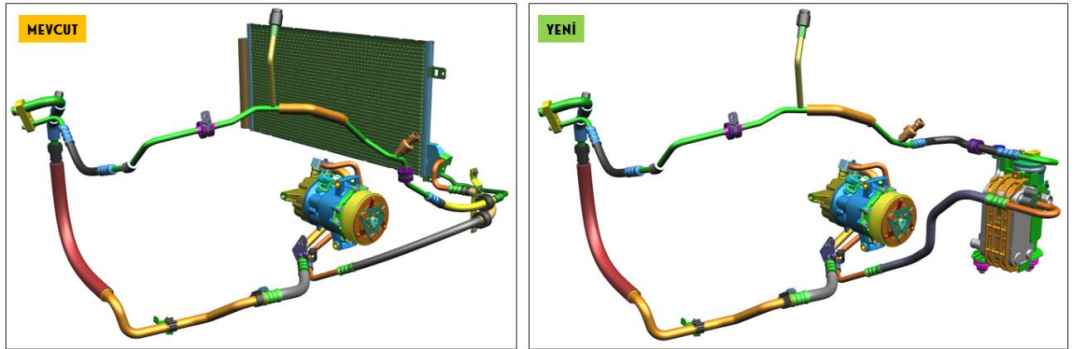
Düşük sıcaklık çevrimi, önceden açıklandığı gibi, yüksek sıcaklık çevriminden bağımsız olarak çalışacak ve soğutma modülünde en önde konumlanacak olan radyatör aracılığıyla, su soğutmalı intercooler ve su soğutmalı kondensere gönderilecek olan soğutma suyunun ısı yükünün atılması sağlanacaktır. Şekil 18’de düşük sıcaklık

çevriminin arkadan görünüşü gösterilmiştir. Maksimum komponent ile oluşturulacak düşük sıcaklık çevriminde bir radyatör (27 mm), iç içe şekilde iki su soğutmalı intercooler, bir pompa, bir su soğutmalı kondenser ve tedarik boruları bulunmaktadır.



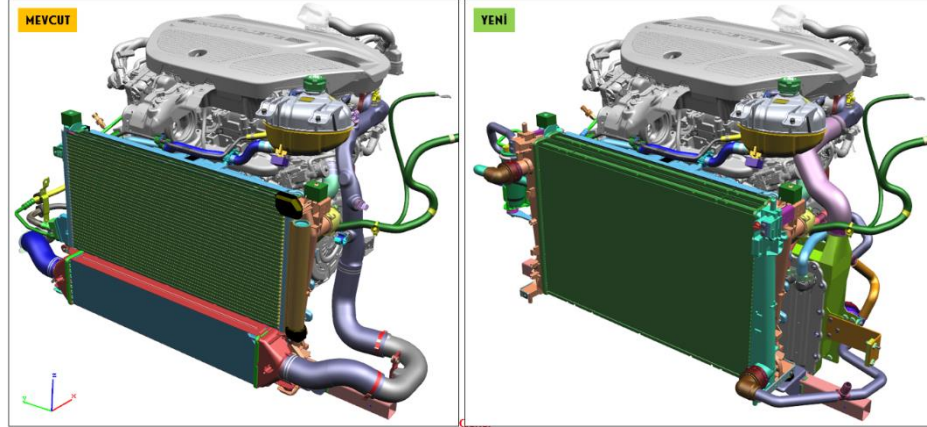
Şekil 3.17. Düşük sıcaklık çevrimi elemanları

Düşük sıcaklık çevriminde hava tedarik sistemine paralel olarak çalışan klima sistemi konvansiyonel ve akıllı soğutma sistemi için Şekil 19’da gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, mevcut klima çevriminde klima soğutucu akışkanını soğutmak için kullanılan hava soğutmalı kondenser yerine tek su soğutmalı kondenser kullanılacaktır. Akıllı soğutma sisteminde klima soğutucu akışkanını araç ön eşanjör grubuna gitmeyecek, klima modülüne daha yakın konumlanan su soğutmalı kondenserde ısı yükünü atacaktır.

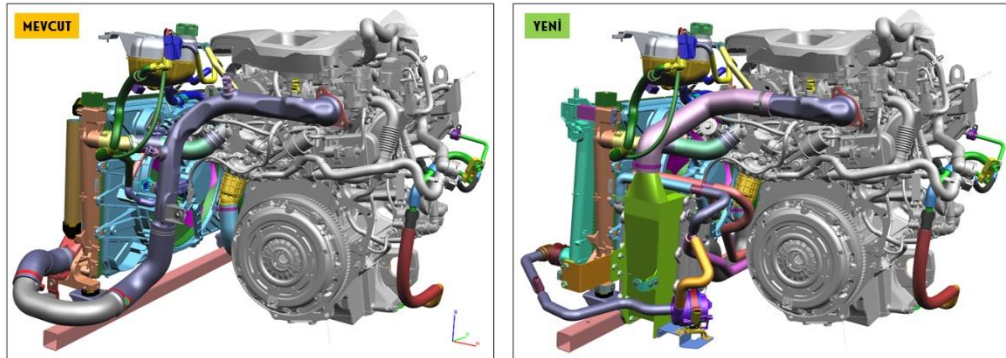


Şekil 3.18. Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde klima çevrimi yerleşimi

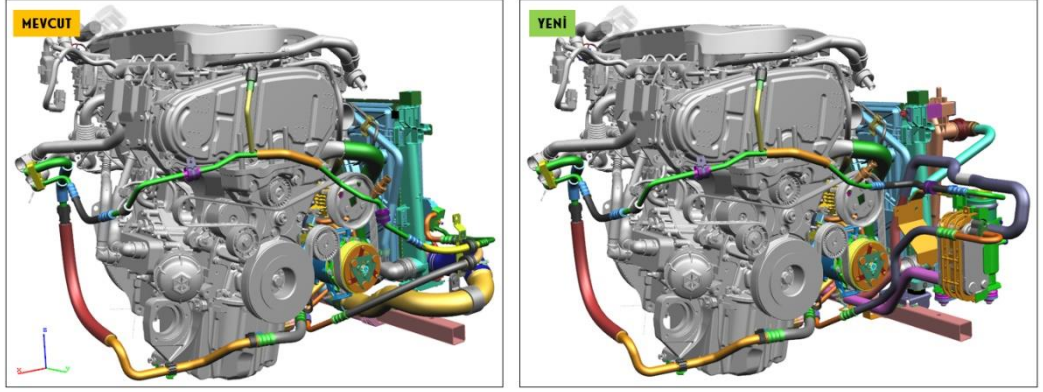
Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de gösterildiği gibi, düşük sıcaklık çevriminde bulunan 2 paralel sistemin kendi özelinde ve araç üzerinde konumlandırılmaları gerçekleştirilmiştir. Tüm sistemler bir arada olarak, soğutma modülü adı altında son konumlandırmalar farklı açılardan Şekil 3.19, 3.20, 3.21 ve 3.22’te gösterilmiştir.



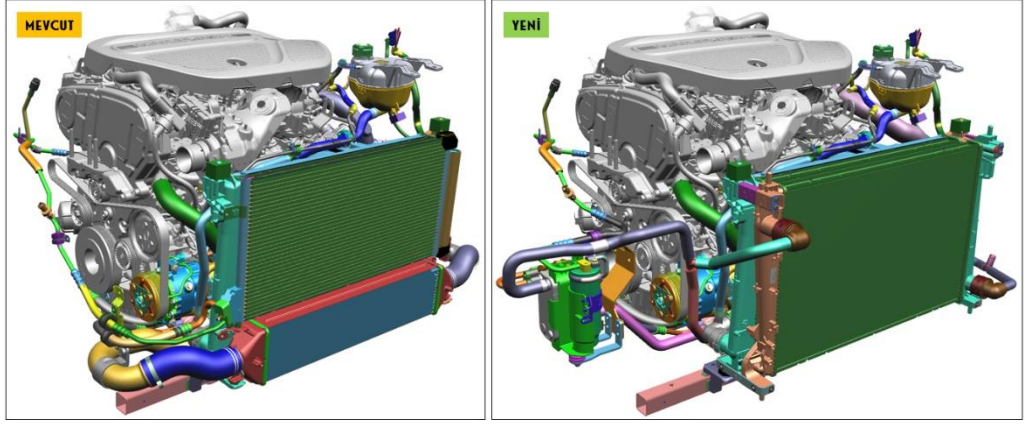
Şekil 3.19. Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde soğutma modülü sağ ön çapraz görüş



Şekil 3.20. Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde soğutma modülü sağ yan görüş



Şekil 3.21. Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde soğutma sol yan görüş



Şekil 3.22. Geleneksel ve akıllı soğutma sistemlerinde soğutma modülü sol ön çapraz görüş

Sonuç olarak, tasarım alternatifleri, yerleşim kısıtlamaları, normlar, aracın diğer sistemleri vb. parametreler eş zamanlı düşünülerek yapılan packaging çalışmaları neticesinde akıllı soğutma sistemi yeni komponentlerinin referans araçta konumlandırılması gerçekleştirilmiş olup, sistemin son durumdaki tüm uygunlukları kontrol edilmiş ve akıllı soğutma sistemi görsellerde sunulduğu gibi, kaput altındaki son durumuna kavuşmuştur.

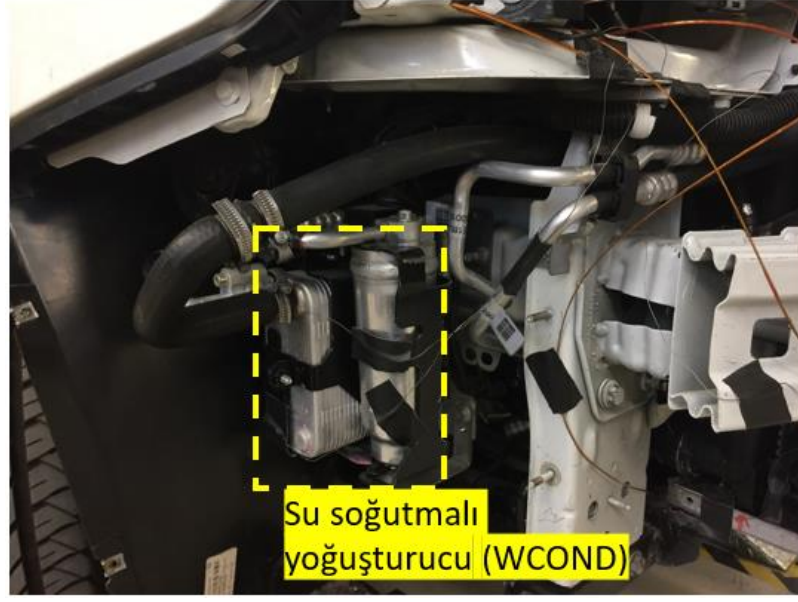
3.6. Prototip Parçaların Üretimi/Temini ve Araca Entegrasyonu

Parçaların bir kısmı tedarikçi firmalardan alınmış, bir kısmı da TOFAŞ bünyesinde bulunan Prototip Üretim Bölümü'nde üretilmiştir. Hava boruları, su boruları, konnektörler, kelepçeler, WCOND (Su soğutmalı yoğuşturucu), WCAC Eşanjörleri (2 adet) ve pompa çeşitli firmalardan analiz sonuçlarından çıkan verilere göre işlevselliğine göre seçilip satın alınmıştır. Bunlara ilaveten role, CAN-LIN Converter, Arduino, on-off switch direnç vs. gibi pompa ve fanın sisteme entegre çalışmasını sağlayacak elektronik aksanlar yine firmalardan temin edilip elektrik devresi oluşturulmuştur. Bunların yanında komponentlerin araç üzerine sabitlenmesine yarayacak braketler ve havanın WCAC eşanjörleri içerisine yönlendirmesini sağlayacak ısı değişimi için kayıpsız ve sızdırmaz ideal hacmi sağlayarak intercooler işlevi görecektir yapıyı bir arada tutan WCAC case TOFAŞ Prototip Atölyesinde üretilmiştir.

Düşük sıcaklık radyatörü ve yüksek sıcaklık radyatörü ile tamamlanan sistemde yeni bir radyatör grubu almak yerine birkaç bağlantı aparatı modelleyip mevcut seri üretimde kullanılan 2 adet radyatör sisteme entegre ve işlevsel hale getirilmiştir.

Önceden de bahsedildiği gibi araçta mevcut olarak bulunun hava soğutmalı yoğuturucu ve hava soğutmalı intercooler yerini 27 mm kalınlığındaki düşük sıcaklı radyatörü, su soğutmalı intercooler ve su soğutmalı yoğuşturucuya bırakmıştır. Araç montajı tamamlandığında testler esnasında veri toplamak için sistemin belirli bölgelerine termocouple yerleşimi yapılmıştır.

Şekil 3.23'te su soğutmalı yoğuşturucu gösterilmiştir. Su soğutmalı yoğuşturucu kaputun sağ tekerlek önündeki boşluğunda konumlandırılmıştır.

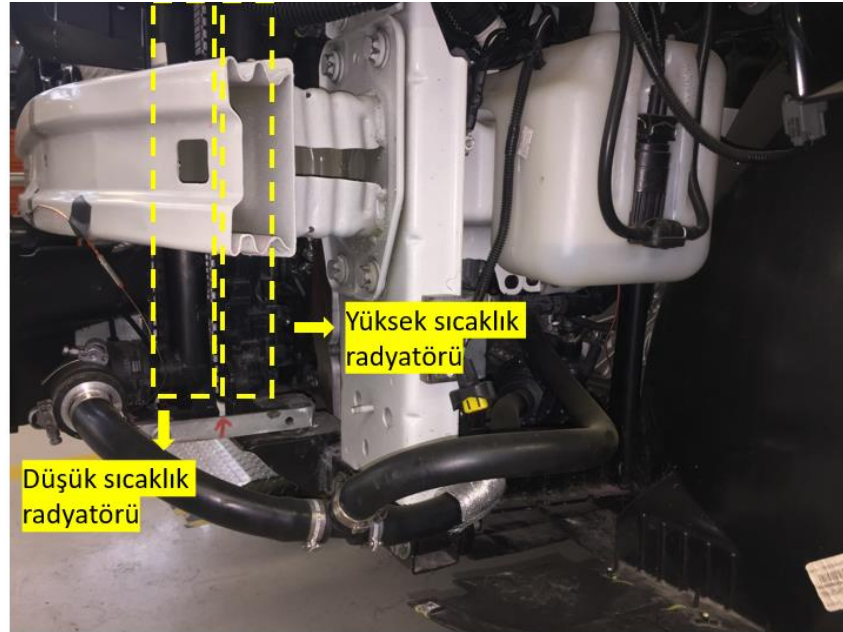


Şekil 3.23. Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm

Şekil 3.24’de araç önünden alınmış görsel ile düşük sıcaklık radyatörü gösterilmiştir. Düşük sıcaklık radyatörü arkasında hizalı olarak yüksek sıcaklık radyatörü bulunmaktadır. Şekil 3.25’de ise yandan düşük ve yüksek sıcaklık radyatörleri gösterilmiştir.



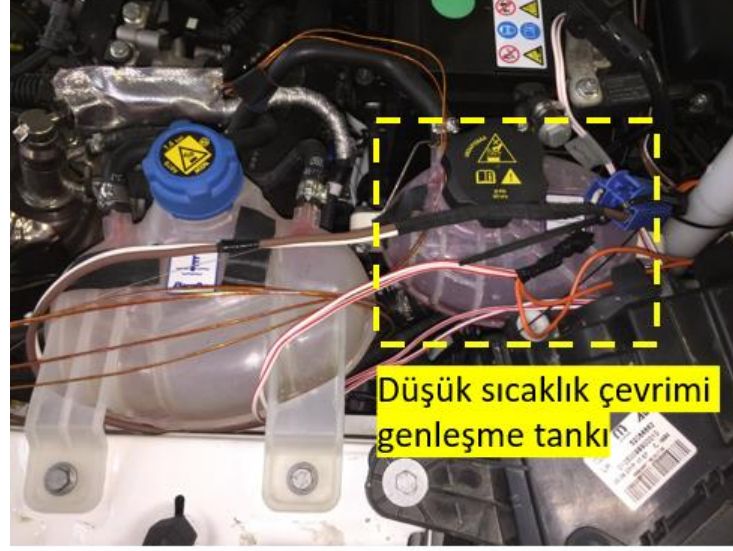
Şekil 3.24. Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm



Şekil 3.25. Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm

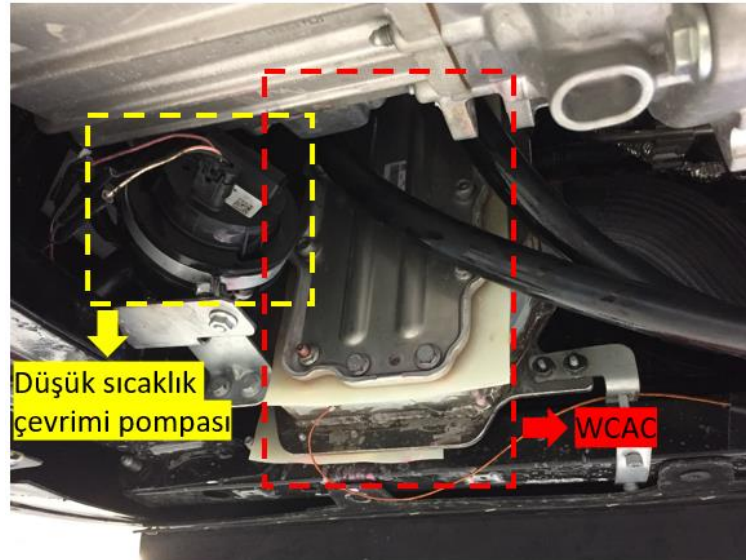
Şekil 3.26'de düşük sıcaklık çevrimi için eklenen genişleme tankı gösterilmektedir. Bu tank, mevcut araçtaki motor soğutma çevriminin genişleme tankı ile yan yana

konumlandırılmıştır. Mevcut seri üretimden alınan genişleme tankının araç üzerine montajı için ufak modifler yapılmıştır.



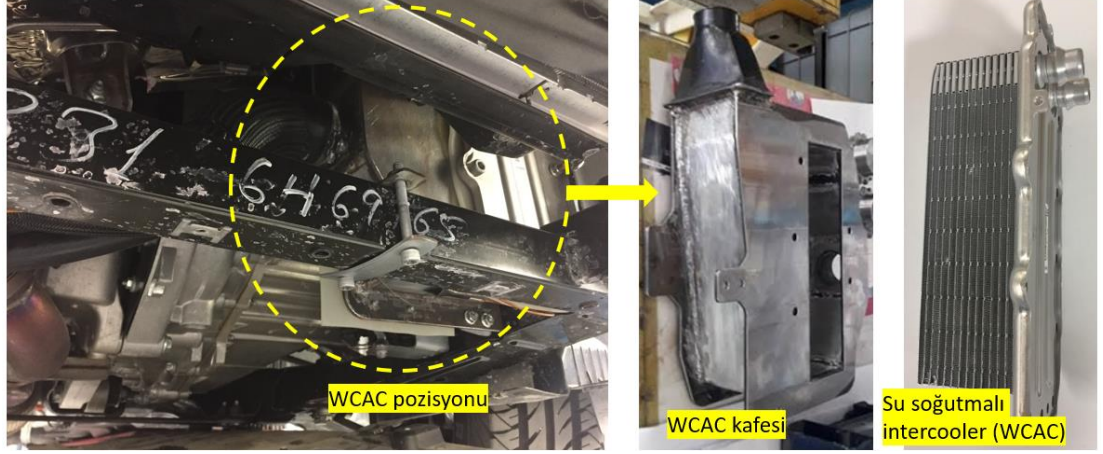
Şekil 3.26. Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm

Şekil 3.27’de düşük sıcaklık çevrimi pompası ve pompanın hemen yanında su soğutmalı intercooler gösterilmiştir.



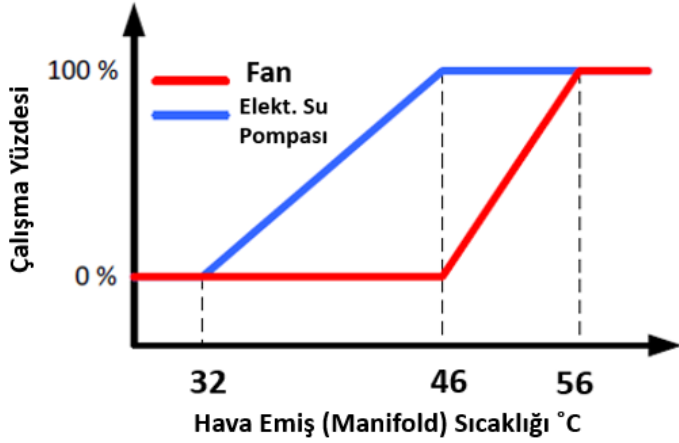
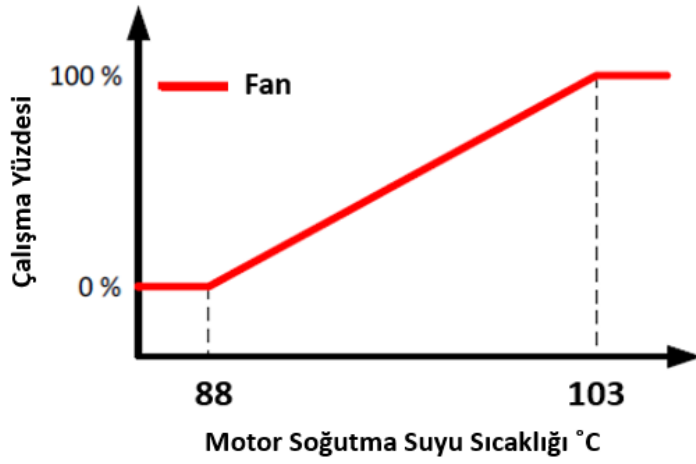
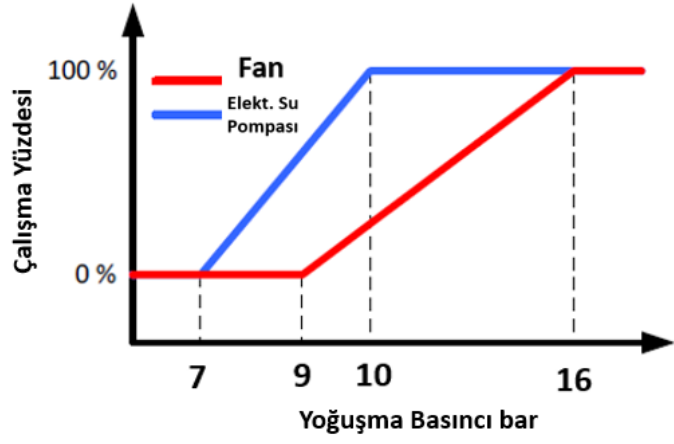
Şekil 3.27. Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm

Şekil 3.28’de sırası ile WCAC’ın pozisyonu, WCAC için TOFAŞ bünyesinde tasarlanıp üretilen kafes ve su soğutmalı intercooler eşanjörü ayrı ayrı gösterilmiştir. WCAC kafesi kaynak ile birleştirilmiş olup WCAC sızdırmazlığı testler ile garanti edilmiştir.



Şekil 3.28. Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm

Bu projede kullanılan mikro denetleyici ile 100 hz’lik PWM sinyalinin görev döngüsü (duty cycle) araçtan alınan geri besleme sinyallerine göre regüle edilmiştir. Üretilen iki farklı PWM sinyali ile pompa ve radyatör fanı ayarlanabilir şekilde gerçek zamanlı olarak kontrol edilmiştir. Kontrol işaretlerinin değeri, üç farklı geri besleme sinyalinin bilgisine göre pompa ve fan için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Şekil 3.39’da fan sürüş stratejilerini görebiliriz.

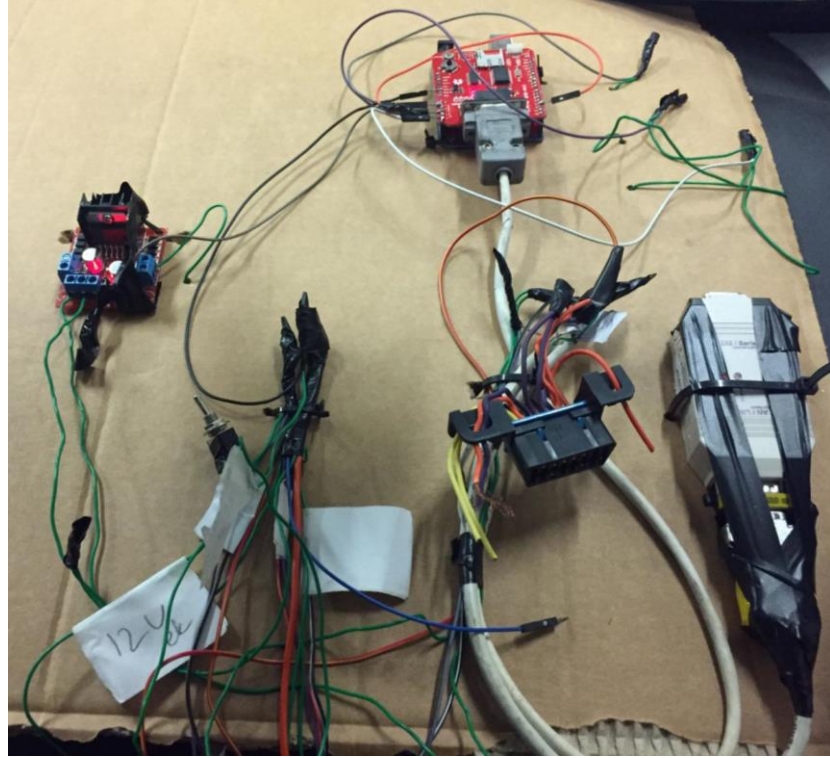


Şekil 3.29. Fan Sürüş Stratejileri

Fan'ın ayarlı olarak sürülebilmesi için 100A ampere kadar DC-DC çalışan katı durum rolesi, mikro denetleyicide üretilen PWM ile tetiklenmiştir. Böylece denetleyicideki

ayarlı PWM sinyali, anlık olarak fanı tetiklemekte ve fan 100 hz frekanstaki bu sinyal ile regüle olarak çalışmaktadır. Pompa ise yine aynı işlemcide üretilen PWM sinyalinin LIN Bus mesajına çevrilerek pompaya iletilmesiyle sürülmüştür. Bunun için CAN-LIN Converter kullanılmıştır.

Tüm bunlar için kurulan elektrik devresini kontrol panelini Şekil 3.30'da görebiliriz.



Şekil 3.30. Geleneksel Soğutma ve Yenilikçi Soğutma Şematik Görünüm

4. BULGULAR

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen fiziksel testler ile bir boyutlu analizlerin kıyası, yapısal sinir ağları yöntemleri ve grafik optimizasyon sonuçları tezin bu bölümünde ele alınmıştır.

Tezin içeriğinde, ilk olarak literatür araştırmaları yapılmış, çift çevrimli akıllı soğutma sistemi ile ilgili yapılan çalışmaların, uygulamaların bizim çalışmamızla olan benzer yanları, farklılıkları incelenmiş ve tez çalışmasında özgün katkının nasıl yapılacağı irdelenmiştir.

Mevcut soğutma sisteminin bir boyutlu analizi yapılarak fiziki testlerle karşılaştırılmış ve bir boyutlu analiz programı için korelasyonu yapılmıştır. Korele edilen bir boyutlu analizde, akıllı soğutma sistemi adapte edilerek, 1B analizler ile final tasarıma karar verilmiştir. Ardından parçaların prototip üretimi yapılarak araca entegrasyonu sağlanmıştır.

Fiziksel yol testleri ve banko testleri tamamlanmış ve akıllı soğutma sisteminin bir boyutlu analiz ile kıyası yapılmıştır. Bu yapılan karşılaştırmalarda da kabul edilebilir bir hata payı olduğu görülmüştür. Böylece, akıllı soğutma sistemi de bir boyutlu analiz programında korele hale gelmiştir.

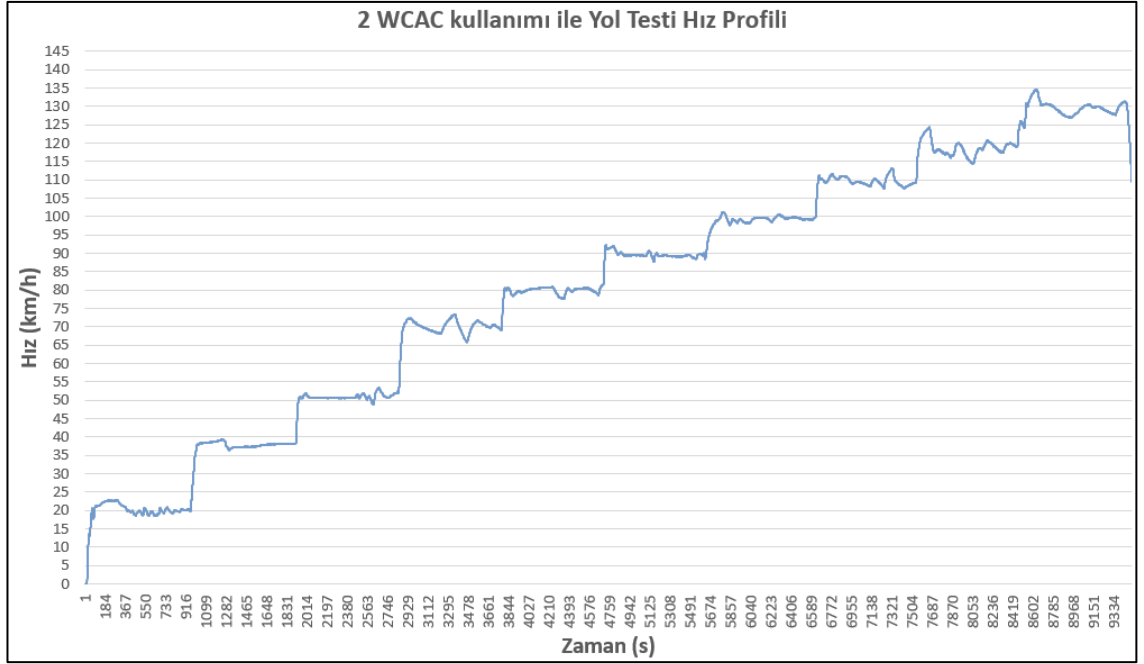
Çalışmada son olarak yapay sinir ağları yönetimiyle, su soğutmalı turbo besleme soğutucusunun boyut optimizasyonu yapılmıştır. Fiziki araç üzerinde, bu optimizasyon yapılmadan, elimizde var olan 2 tane su soğutmalı eşanjör kullanılmıştır, fakat hem bir boyutlu analiz hem de yol testleri sonucuna göre, burada bir optimizasyon yapılabileceği görülmüştür. YSA 'nın kullanım amacı ise oldukça karmaşık olan komple araçta kurduğumuz termal sistemi daha hızlı ve yalın olarak bir fonksiyona dönüştürmesi, verilen değişkenlere göre hızlı ve doğru bir şekilde çıktı verebilmesidir.

4.1. Yol Testleri Koşulları ve Sonuçları

Akıllı soğutma sisteminde kullanılan 2 WCAC konfigürasyonu için 1B analiz sonuçları alındıktan sonra, yeni soğutma sistemi konfigürasyonunun korelasyonu sağlamak için ek bir yol testi planlanmıştır.

Her sabit hız seviyesinde WCAC çıkış sıcaklıklarını görmek için bir yol testi planlanmıştır. Araç, radyatör giriş/çıkış, WCAC giriş/çıkış vb. her ilgili alan için termokupl ile donatılmıştır. WCAC'ın verimliliğini gözlemlemek ve kontrol etmek için en önemli sıcaklık, WCAC Giriş ve Çıkış Sıcaklığını takip etmektir. Bu sayede 1B analiz sonuçlarıyla arasındaki korelasyonda belirlenecektir.

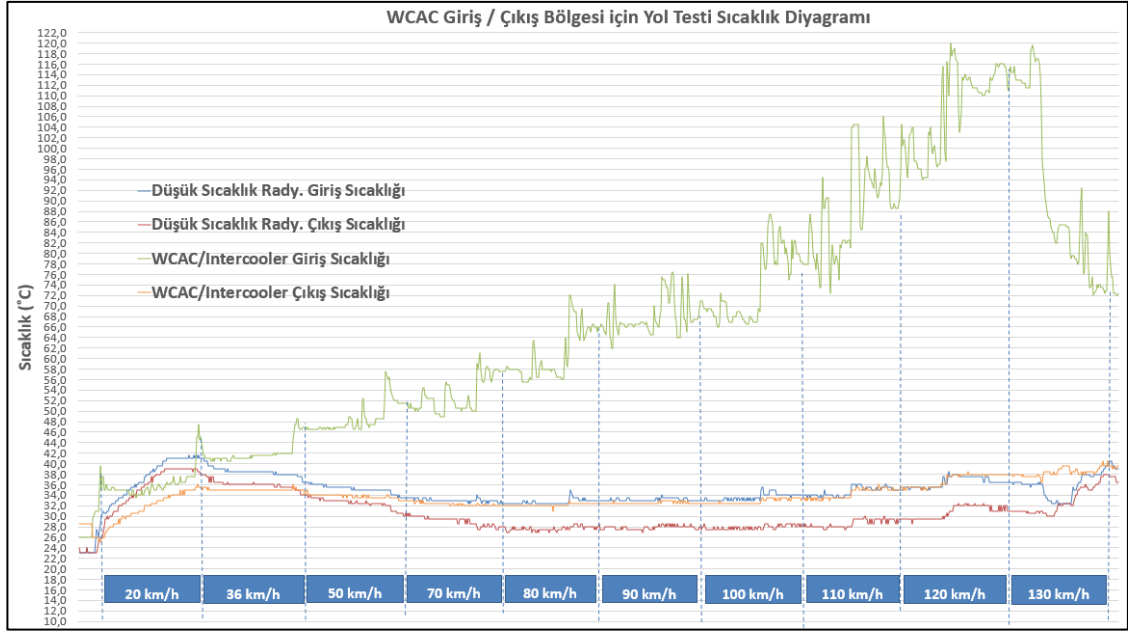
Araç, yaklaşık 3 dakika boyunca her değişken adım için sabit hızda yol koşulunda test edilmiştir. Şekil 4.1'de hız profili görülmekte olup, bu veriler aracın CAN hattından kaydedilmiştir. Sabit araç hızları; 20, 36, 50, 70, 80, 90, 100, 110, 120 ve 130 km/h olarak belirlenmiştir ve araç her hızda 3 dakika sabitlenir. Bu şekilde, kaydedilen sıcaklıklar neredeyse sabit hale gelir ve stabilize olmuştur. Böylece 1B analiz sonuçları, kararlı durum analizi (steady state) ile karşılaştırılabilir hale gelir.



Şekil 4.1. Akıllı Soğutma Sistemli Aracın Yol Testi Hız Profili

Sıcaklıklar, test aşamasında Grant Instrument ile kaydedilir. Ölçülen sıcaklık değerleri Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Ana karakteristik sıcaklık WCAC çıkış sıcaklığıdır ve bu sıcaklık 1B analiz çıktıları ile karşılaştırılır.

Bir boyutlu analiz programı için girdi teşkil eden tüm detaylar Şekil 4.3'te GT Power programının giriş parametreleri olarak gösterilmiştir. Temelde bu parametreler sayesinde, akış ve termal analizin tek boyutta modellenmesi sağlanmıştır. Analizin çıktıları yine GT Power kullanarak Şekil 4.4'te verilmiştir. Buradan elde edilen 1B analiz çıktıları, fiziksel testten elde edilen sıcaklık sonuçlarıyla beraber kıyaslamalı olarak Çizelge 4.1 'te verilmiştir ve aradaki fark ortaya konmuştur.



Şekil 4.2. Akıllı Soğutma Sistemli Aracın Yol Testi Sıcaklık Profili

Yoldaki fiziksel test sonuçlarını kullanarak, 1B analiz sonuçlarıyla 2 WCAC kullanımının karşılaştırmasını yapabiliyoruz. Ayrıca 1B model ile gerçek yaşam kullanımı arasında bir korelasyon oluşturma imkânımız var. Çizelge 4.1'de görüldüğü gibi, yol testi ve 1B analiz sonuçları arasındaki farklar çok düşüktür (ortalama hata <math>< \%8)</math>), bazı durumlarda sıcaklıklar bile aynıdır.

1B analiz sonuçları ile gerçek test sonuçları arasındaki tutarlı sonuçlar göz önüne alındığında, 1B analiz sonuçlarının çıktılarının kullanılması uygundur. Bu nedenle, ANN (yapay sinir ağları) çalışmalarının aşağıdaki adımlarında 1B analiz sonuçları kullanılmaktadır.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	20	36	50	70	80	90	100	110	120	130
Coolant_Pressure	bar	Static Pressure (Imposed)	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4
HTFlowRate	kg/s	Mass Flow Rate	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13
HT_HeatRejection	kW	Heat Input Rate	0.5	1	3	6	8	12	15	22.5	25	30.8
HT_Coolant_Inlet	C	Initial Temperature	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
AirTemp	C	Temperature	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
HT_Air_FlowRate	kg/s	Mass Flow Rate / Air scfm	0.4633	0.54842	0.6313	0.7633	0.8353	0.8888	0.9663	1.0258	1.1333	1.2228
ChargeAirTemp	C	Temperature	36	41	47	51	57	66	69	80	96	112
CAC_FreshAir_FlowRate	kg/s	LT circuit flow rate	0.3601	0.50026	0.6421	0.8361	0.9361	1.0426	1.1471	1.2536	1.3621	1.4921
LT_CoolantInlet	C	Initial Temperature	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
LT_flow_Rate	kg/s	LT circuit flow rate	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
CondenserHeatRej	kW	Heat Input Rate	0.2	1	1	0.8	0.4	0.3	0.2	0.1	0.1	0.1

Şekil 4.3. 1B Analiz Programı GT Power Girdi Görselleri

Attribute Value	Unit	20 Case # 1	36 Case # 2	50 Case # 3	70 Case # 4	80 Case # 5	90 Case # 6	100 Case # 7	110 Case # 8	120 Case # 9	130 Case # 10
Favorites											
Average Pressure (Inlet)	bar	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2
Pressure Drop Between End Boundaries	bar	2.063221E-8	3.6921968E-8	5.724020E-8	9.073191E-8	1.1085602E-7	1.3452569E-7	1.5928852E-7	1.8734283E-7	2.1875212E-7	2.5945513E-7
Average Convective Heat Transfer Rate to Walls	kW	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Average Temperature (Inlet)	C	32.832603	34.533867	34.939964	34.566643	35.227196	36.49218	36.93856	38.698723	41.221733	44.121056

Şekil 4.4. 1B Analiz Programı GT Power Sonuç Görselleri

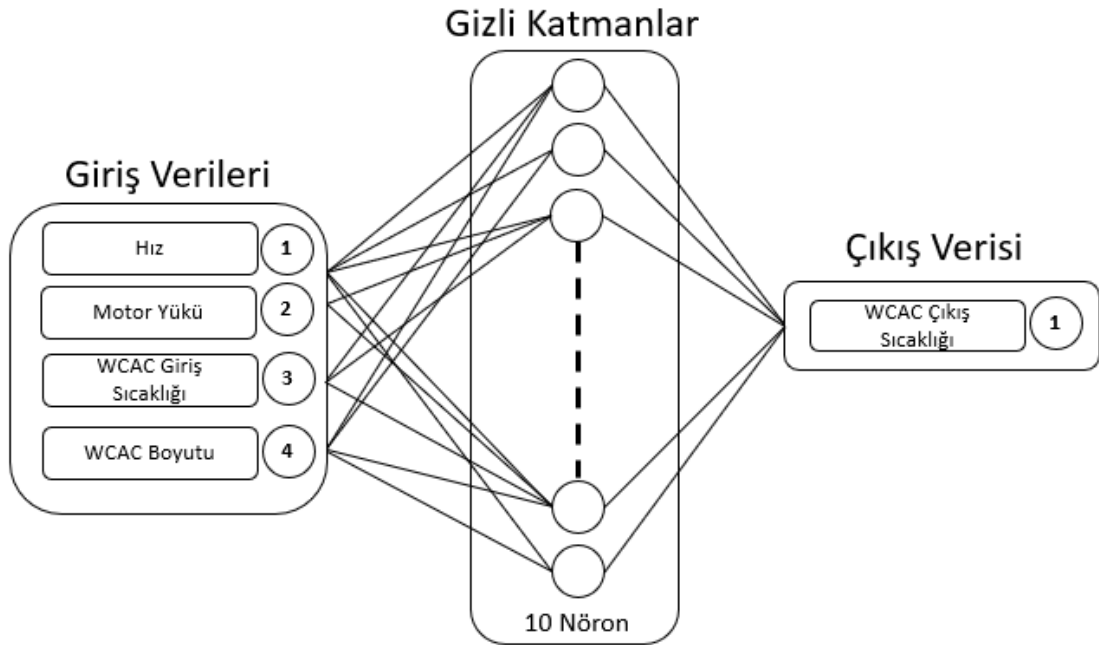
Çizelge 4.1. WCAC Çıkış Sıcaklığı için 1 Boyutlu Analiz ve Yol Testi Sonuçlarının Karşılaştırılması (Ort. Hata < %8)

WCAC Çıkış Sıcaklıkları	20 km/h	36 km/h	50 km/h	70 km/h	80 km/h	90 km/h	100 km/h	110 km/h	120 km/h	130 km/h
GT Power 1B Sonuçları (°C)	32,8	34,5	34,9	34,6	35,2	36,5	36,9	38,7	41,2	44,1
Yol Testi (sabit hız) Sonuçları (°C)	31,2	35,1	34	32,6	32	32,5	32,6	34	36,5	39,9
Delta Hata %	4,96	-1,65	2,66	5,67	9,14	10,9	11,7	12,1	11,5	9,56

4.2. YSA (Yapay Sinir Ağı) – ANN yaklaşımı ile WCAC boyut optimizasyonu

Bu çalışmada, ısı değiştirici (WCAC) araca yerleştirilmiş ve sonuçlar tek başına bir bileşen yerine komple bir sistem olarak gözlemlenmiştir. Bu nedenle, bu ısı transferi sorunu çok karmaşık bir durum haline gelir ve bunu çözmek çok fazla zaman ve çaba gerektirir. Önceki bölümlerde açıklandığı gibi, bu problem HAD analizi ve ardından 1D analizi kullanılarak çözülebilir. Ancak, nihai sonuçlara ulaşmak için çok fazla zamana ihtiyacı var. Hatta bazen sistemin karmaşıklığından dolayı sorun çözülememektedir.

Örneğin, sadece bir araç hızı girdisini değiştirmek demek, radyatörlerin önündeki hava kütle debisini hesaplamak için tüm HAD analizlerinin tekrarlanması gerektiği anlamına gelir. Ağ boyutunuza ve yoğunluğuna bağlı olarak bu analizin çıktılarını almak birkaç gün sürebilir. Motor yükü gibi başka bir girdi parametresi eklerseniz, sorun daha karmaşık hale gelir ve çözülmesi çok daha fazla zaman alır. Sonuç olarak, YSA (yapay sinir ağı) yaklaşımı, HAD ve 1B ile hesaplanan sonuçlar kadar doğru sonuçlar almak için basit ve yalın bir yapı oluşturuyor.



Şekil 4.5. Yapay Sinir Ağı (YSA) Mimarisi

Kamble ve ark. (2014), Yapay Sinir Ağlarının (YSA) ısı transferi uygulamalarında yaygın olarak kullanıldığını açıklamıştır. Zamanlama ve maliyet sorunları nedeniyle geleneksel analiz yöntemleri her zaman uygulanabilir değildir. Deneysel veriler ve YSA sonuçları iyi bir şekilde eşleşir, bu nedenle bu nokta YSA metodolojisinin güvenilirliğini artırır.

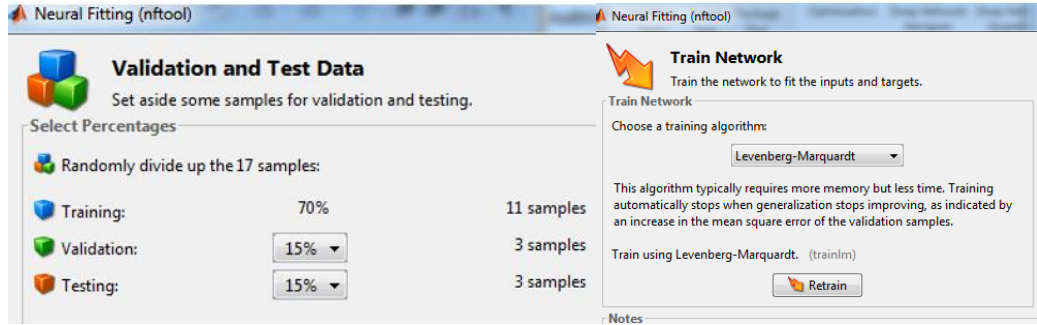
Tang ve ark. (2020), YSA yaklaşımının test verilerini karşılaştırarak iyi bir sonuç verdiğini belirtmişlerdir. Sorun doğrusal olmayan tahmin sorunu olsa da YSA yaklaşımı, ısı değiştiricileri (eşanjörleri) gibi termal uygulamalar için çok etkilidir.

Mohanraj ve ark. (2015), ANN (yapay sinir ağları) yönteminin, ısı değiştiricilerin (eşanjörlerin) termal analizi arasında iyi bir doğrulukla kullanımının arttığını bildirdi. Bu yaklaşım herhangi bir analitik fonksiyona ihtiyaç duymaz, sistemin ana girdilerinin eğitimine dayanır. Bu nedenle lineer olmayan girdilere maruz kalsa bile, ısı transfer süreçleri ve tahminler çok düşük hatalarla YSA kullanılarak simüle edilebilir.

Bu araştırmada, tasarım değişkenlerinin etkilerini araştırmak için yapay bir model olarak YSA benimsenmiş ve optimizasyon problemi için kullanılmıştır (Pfrommer ve ark. 2018, Jin ve ark. 2001, Gary Wang ve ark. 2001). Vekil tabanlı optimizasyon yöntemi, özellikle optimizasyon modeli hesaplama açısından pahalı sonlu eleman simülasyonlarına, örneğin HAD simülasyonuna (Bulut ve ark. 2022) dayalı olarak kurulduğunda, optimizasyon süreçlerinde önemli bir rol oynar. MATLAB aracı, Şekil 4.5'te görüldüğü gibi YSA yapısını tanımlamak için kullanılır (Mathworks 2022). Üç ana sütun vardır: giriş katmanı, nöronlu gizli katman ve çıkış katmanı. Gizli katman için 17 giriş değişkeni ve 10 nöron kullanılmıştır. Levenberg-Marquardt fonksiyonu kullanılarak eğitim tamamlanır, verilerin %70'i eğitim için kullanılır. Geri kalan doğrulama ve test için kullanılır. Çapraz doğrulama istatistiksel bir tekniktir, ağı değerlendirmek için verileri belirli oranlarda iki alt kümeye bölerek ağları değerlendirir, veri setlerinden biri eğitmek için ve diğer seti de verileri test ederek ağların değerlendirilmesi için kullanır. Çapraz doğrulama teknikleri, sinir ağlarını üst üste bindirmeyi önlemek ve sinir ağlarının performansını değerlendirmek için kullanılır. Bu

araştırmada, verileri sinir ağı modelinin eğitimi ve testi için olan veriler olmak üzere iki bölüme ayırarak çapraz doğrulama için hold-out tekniği kullanılmıştır. Bu teknik, veri seti neredeyse nadir olduğu için tercih edilmektedir (Mathworks 2022, Bulut ve ark. 2022).

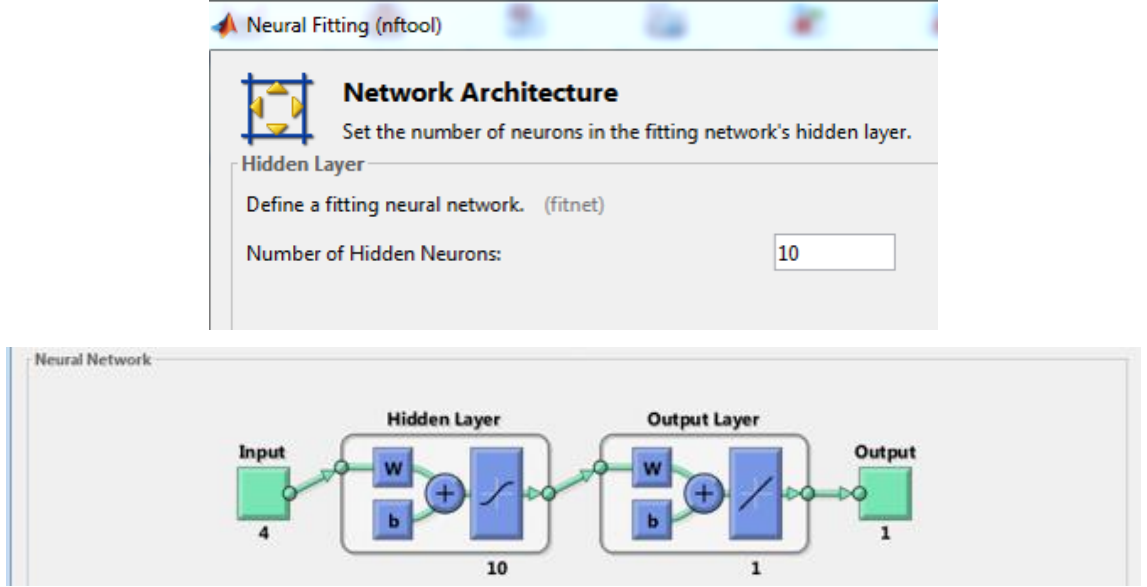
Yapay sinir ağı yapısındaki validasyon için 11 örneklem (70%) ğrenme, 3 örneklem (15%) validasyon ve geri kalan 3 örneklemde (15%) test için kullanılmıştır. Eğitim algoritması olarak Levenberg-Marquardt ile çalışılmıştır. Matlab üzerinden alınan Şekil 4.6 ‘daki görselde bu detaylar görülebilir.



Şekil 4.6. Örneklem Yüzdeleri ve Eğitim Metodu

Yapay sinir ağı metoduna göre, ağın nöron sayısı 10 olarak belirlenmiştir. Bu nöron sayısı, ağın öğrenme, test ve validasyon kabiliyetlerine göre seçilmiştir. YSA fonksiyonunu oluşturmak için 4 tane giriş ve 1 tanede çıkış sıcaklığı tanımlanmıştır. Şekil 4.7 ‘de Matlab zerindeki giriş yapılan ara yüzler mevcuttur.

Tüm bu giriş bilgileriyle yapay sinir ağı oluşturulduktan sonra , her fazdaki korelasyon değeri ve hata oranları Matlab tarafından hesaplanarak, bir tablo halinde Şekil 4.8 ‘deki gibi raporlanıyor.



Şekil 4.7. Yapay Sinir Ağ Mimarisi

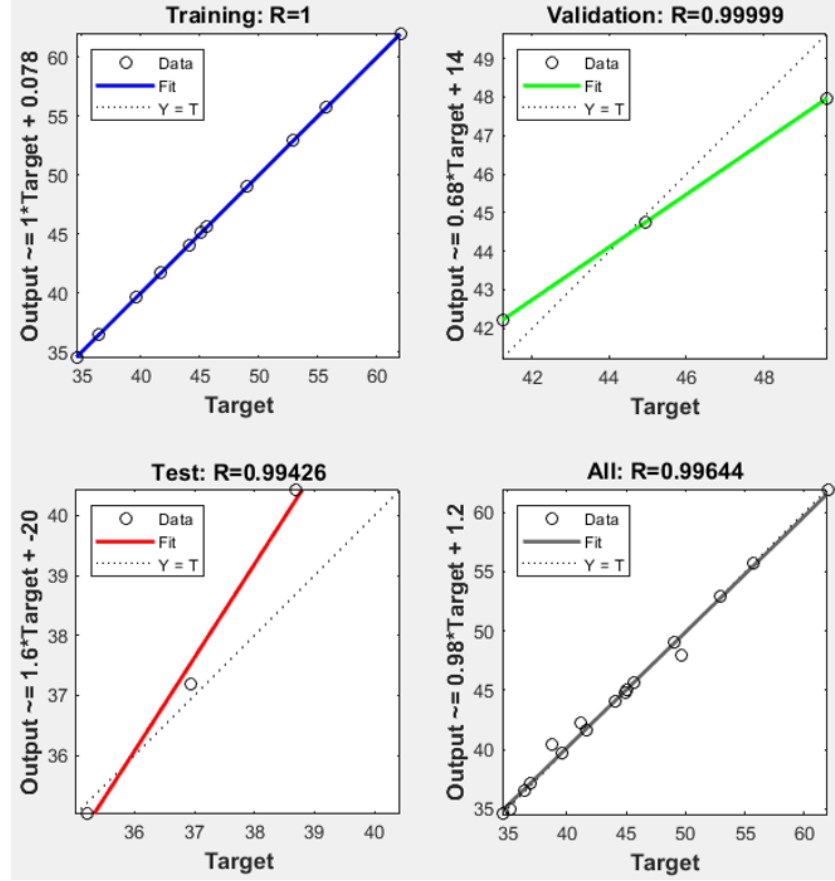
Results

	Samples	MSE	R
Training:	11	2.91122e-4	9.99999e-1
Validation:	3	1.27920e-0	9.99994e-1
Testing:	3	1.04415e-0	9.94258e-1

Plot Fit Plot Error Histogram Plot Regression

Şekil 4.8. Her fazdaki R-değerleri

Her faz için R değerleri (Pearson korelasyon katsayısı) kaydedilir, örneğin; eğitim, doğrulama ve test gibi. Tüm R değerleri Şekil 4.9'da görülebilir. R değerinin mümkün olduğunca 1'e yakın olması önemlidir ve sinir ağı modelimiz her faz için 0,99'dan büyük R değerlerine sahiptir. Daha büyük bir R değeri (1'e yakın) ayrıca modelin yüksek doğruluğunu gösterir. Bu durumda, modelimiz minimum 0,994 R değeri ile iyi bir doğruluğa sahiptir.



Şekil 4.9. WCAC çıkış sıcaklığı için kurulan en iyi YSA (yapay sinir ağı) yapısının R-değeri eğrileri

4.3. WCAC Boyutlandırmasının YSA Yaklaşımı ile Sonuçları ve Optimizasyonu

Bu çalışmada, motor yanma verimini artırmak için soğutma devresinin verimini iyileştirmeye yönelik bir akıllı soğutma tasarımı çevrimi incelenmiştir. Akıllı soğutma, turbo besleme ile ısınmış havayı ve yoğuşturucuyu (kondenseri) hava yerine suyla soğutan ikincil bir döngü soğutma sistemi anlamına gelir. Ayrıca WCAC boyutlandırmasının optimizasyonunu yapmak için Yapay Sinir Ağları üzerinde çalışılmıştır ve grafik optimizasyonu kullanılmıştır.

YSA yöntemi, karmaşık ve doğrusal olmayan sistemlerde, sistemi analiz edecek bir fonksiyon oluşturmak amacıyla yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yöntem, WCAC

boyut optimizasyonu için bu çalışmada yapıldığı gibi zamanı ve hesaplama maliyetini düşürür.

Aşağıda Çizelge 4.2'de giriş ve çıkış verilerinin detayları verilmiştir. Yapay Sinir Ağının girdisi olarak 4 ana parametre, sistemin çıktısı olarak ta en önemli bir parametre seçilmiştir, bu çalışmadaki çıkış parametresi WCAC Çıkış Sıcaklığıdır. Böylece Yapay Sinir Ağı bu girdileri ve çıktıyı eğitmek, doğrulamak ve test etmek için kullanmıştır.

Çizelge 4.2. YSA Girdi ve Çıktı Verileri

YSA Giriş Verileri				YSA Çıkış Verisi
Hız (km/h)	Yük (kW)	Wcac Giriş Sıcaklığı (°C)	Wcac Boyutu	Wcac Çıkış Sıcaklığı (°C)
19	14	134,1	2	50,52
36	16,5	136,7	2	49,04
140	45	179,2	2	45,82
70	5,6	51	2	35,11
80	7,6	57	2	35,32
90	11,2	66	2	35,95
100	14,83	69	2	36,84
110	22,5	81	2	39,65
120	24,5	96	2	40,36
130	30,85	112	2	44,62
70	5,6	51	1	39,58
80	7,6	57	1	41,58
90	11,2	66	1	44,12
100	14,83	69	1	46,53
110	22,5	81	1	51,94
120	24,5	96	1	55,90
130	30,85	112	1	61,87

Çizelge 4.3, orijinal test çıktılarına karşı ANN (yapay sinir ağları) fonksiyon çıktısının karşılaştırma sonuçlarını gösterir. Karşılaştırma sonuçları % hata olarak verilmiştir ve ortalama hata %1,45'ten azdır. Bu değer kurulan sinir ağının düzgün çalıştığını ve çok düşük hata ile iyi sonuçlar verdiğini gösterir.

Çizelge 4.3. 1B Sonuçları ve YSA Sonuçları Karşılaştırması (Ort. Hata = % 1,45)

1B (Orjinal) _ Wcac Çıkış Sıcaklığı (°C)	YSA _ Wcac Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hata %
52,90	50,52	4,50
49,00	49,04	-0,08
45,10	45,82	-1,59
34,56	35,11	-1,60
35,22	35,32	-0,29
36,49	35,95	1,48
36,93	36,84	0,24
38,69	39,65	-2,49
41,22	40,36	2,08
44,12	44,62	-1,14
39,64	39,58	0,15
41,69	41,58	0,27
44,94	44,12	1,82
45,63	46,53	-1,96
49,66	51,94	-4,58
55,72	55,90	-0,32
61,97	61,87	0,17

YSA yaklaşımıyla bu iyi korelasyon elde edildikten sonra, istenen değişken WCAC Boyutu olarak sinir ağına eklenir. Bu sinir ağının amacı, WCAC boyutunu optimize etmektir, çünkü gerçek çalışmada (araç üzerinde), orta büyüklükte bir WCAC'ın bulunamaması nedeniyle 2 WCAC ünitesi seri olarak kullanılmıştır. Bu nedenle, soğutma sistemi üzerinde büyük boyutlu ve gereğinden fazla mühendislik yapılmış bir WCAC ünitesi bulunmaktadır. Bu büyük boyutlu WCAC, motor bölmesinde daha az paketleme alanı, ekstra ağırlık ve ekstra maliyet gibi problemleri beraberinde getirmektedir.

WCAC boyutu, 0,1'lik artışlarla 1'den 2'ye kadar oluşturulmuştur; 1,1, 1,2, ...1,9, 2.0 gibi. Daha sonra, giriş veri setinden sadece boyut değişkeni farklılaştırılarak, kurulan sinir ağı tekrar koşturulur ve farklı WCAC boyutlarına sahip farklı WCAC sıcaklık çıkışları bulunur.

Ayrıntılı WCAC çıkış sıcaklığı sonuçları aşağıda Çizelge 4.4'te listelenmiştir. Sıcaklıkların gelişimi hakkında net bir fikir sahibi olmak için Şekil 39'da grafik oluşturulmuştur.

Çizelge 4.4. 1'den 2'ye (artış oranı 0,1) kadar değişken WCAC boyutuna sahip YSA sonuçları

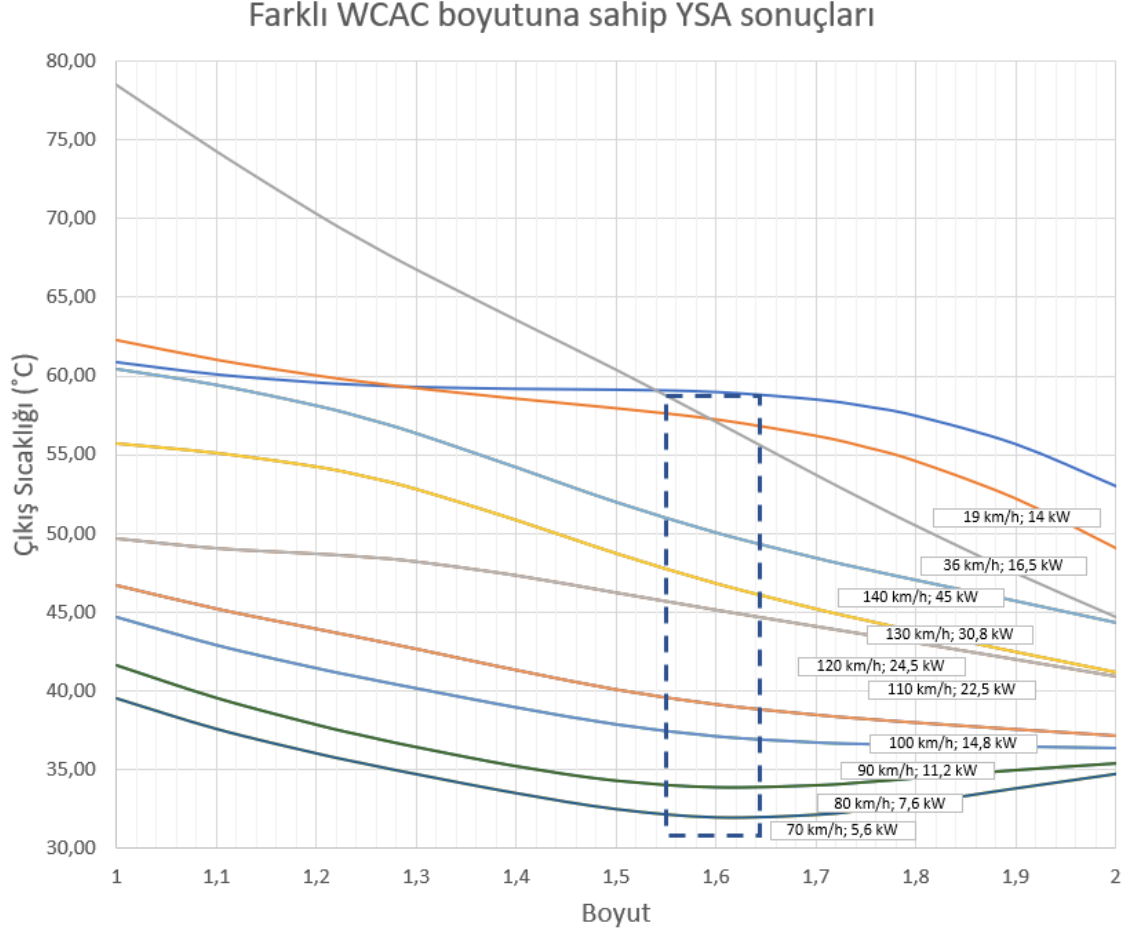
WCAC Boyutları	1	1,1	1,2	1,25	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,75	1,8	1,9	2
YSA fonksiyondan değişken WCAC boyutlarına göre elde edilen çıkış sıcaklık değerleri (°C)	60,89	60,11	59,60	59,43	59,31	59,19	59,14	58,99	58,51	58,07	57,46	55,65	52,97
	62,27	61,02	60,02	59,60	59,22	58,55	57,94	57,23	56,18	55,46	54,56	52,18	49,03
	78,50	74,28	70,31	68,48	66,77	63,55	60,39	57,07	53,70	52,06	50,47	47,45	44,67
	39,53	37,58	36,01	35,33	34,68	33,47	32,44	31,92	32,09	32,40	32,82	33,78	34,70
	41,57	39,51	37,81	37,07	36,39	35,18	34,26	33,84	33,97	34,17	34,42	34,93	35,36
	44,66	42,88	41,41	40,75	40,13	38,91	37,83	37,07	36,68	36,58	36,51	36,42	36,32
	46,73	45,24	43,95	43,32	42,68	41,33	40,09	39,14	38,48	38,22	37,98	37,56	37,15
	49,68	49,06	48,71	48,50	48,21	47,33	46,23	45,13	44,08	43,57	43,04	41,98	40,90
	55,70	55,09	54,22	53,59	52,80	50,84	48,72	46,82	45,21	44,49	43,80	42,48	41,20
	60,47	59,46	58,14	57,32	56,38	54,21	52,00	50,06	48,45	47,73	47,04	45,71	44,34
	39,53	37,58	36,01	35,33	34,68	33,47	32,44	31,92	32,09	32,40	32,82	33,78	34,70
	41,57	39,51	37,81	37,07	36,39	35,18	34,26	33,84	33,97	34,17	34,42	34,93	35,36
	44,66	42,88	41,41	40,75	40,13	38,91	37,83	37,07	36,68	36,58	36,51	36,42	36,32
	46,73	45,24	43,95	43,32	42,68	41,33	40,09	39,14	38,48	38,22	37,98	37,56	37,15
	49,68	49,06	48,71	48,50	48,21	47,33	46,23	45,13	44,08	43,57	43,04	41,98	40,90
	55,70	55,09	54,22	53,59	52,80	50,84	48,72	46,82	45,21	44,49	43,80	42,48	41,20
60,47	59,46	58,14	57,32	56,38	54,21	52,00	50,06	48,45	47,73	47,04	45,71	44,34	

Burada Şekil 4.10'da grafikte, WCAC'ın boyutuna bağlı olarak WCAC çıkış sıcaklığına genel bir bakış yer almaktadır. Grafik üzerinde araç hızı ve yük parametreleri de mevcuttur, dolayısıyla bu yük & hız koşullarını temsil eden bir etiket vardır.

Noktalı dikdörtgen alan, WCAC çıkış sıcaklıklarının farklı yük ve hız parametreleri için en uygun seviyede olduğu yaklaşık 1,6x WCAC boyutunu temsil etmektedir. Orta araç hızlarında (70-100 km/s) ve orta yüklerde en iyi WCAC çıkış sıcaklığı bu boyutta elde edilir. Bu oldukça umut verici bir sonuç çünkü araçlardaki ortalama kullanımlar ve sürüş profilleri genelde bu hız ve yük seviyelerinde bulunur.

Yüksek hız ve yük talebi durumunda 1,6x WCAC boyutu yine çok verimli (yaklaşık %15-20) bir soğutma sağlıyor. Yüksek yük ve hız koşullarında, WCAC çıkış sıcaklığında 1 WCAC kullanımına göre yaklaşık 20°C'lik bir sıcaklık düşüşü olmaktadır.

Sonuç olarak, her iki koşulda da WCAC çıkış sıcaklıkları umut vericidir ve farklı motor çalışma rejimleri ve koşulları için optimize edilmiş bir soğutma seviyesi sunar.



Şekil 4.10. 1 'den 2' ye kadar değişen WCAC boyutuna göre WCAC Çıkış Sıcaklıkları

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada, optimum WCAC boyutlandırmasını tahmin etmek için YSA yaklaşımı kullanılarak akıllı soğutma / çift çevrimli soğutma konusu ele alınmaktadır. Temel olarak turbo beslemeli hava, su-glikol karışımı yoluyla ikincil soğutma döngüsünde WCAC (su soğutmalı turbo besleme soğutucu cihazı) ile soğutulur. Suyun havaya göre daha yüksek olan ısı transfer oranı nedeniyle su soğutmalı sistem, aşırı beslenen havanın soğutma performansını artırır ve motora daha soğuk hava sağlar. YSA yaklaşımı, değişken girdilerin çıktılarını tahmin etmek için bir fonksiyon oluşturmanın mümkün olmadığı karmaşık ve doğrusal olmayan sistemler için uygundur. Bu çalışmanın ana noktaları aşağıda belirtilebilir;

- Hem konvansiyonel hem de akıllı soğutma sistemleri için 1 boyutlu model oluşturulur. 1B modelin doğrulaması geleneksel soğutma sistemi ile gerçekleştirilir çünkü sistemin çıktıları farklı yol ve banko testleri ile mevcuttur. Geleneksel soğutma 1B analiz modeli ile gerçek test verilerinin korelasyonu <math><3\%</math> sapma ile birbirine çok yakındır.
- Ardından, korele edilen 1B modele WCAC uyarlanarak akıllı (çift çevrim) soğutma mimarisi oluşturulur. Analize göre, geleneksel soğutma mimarisine göre sıcaklıkları düşürmek için seri olarak 2 WCAC eklenir. Yüksek hız ve motor yükü (140 km/h ve 45 kW) koşullarında akıllı soğutma mimarisi motor girişinden hemen önce WCAC çıkışında yaklaşık olarak 10,7 °C daha düşük sıcaklık elde etmemizi sağlar.
- Akıllı soğutma döngüsünün mimarisi tanımlandıktan sonra komponentler (İkili radyatör seti, WCAC kasası, yeni borular ve ilgili braketler vb.) üretilmiş ve araca entegre edilmiştir. 1B modeli ve gerçek yol koşullarını sabit araç hızında korelasyonunu sağlamak için bir yol testi yürütülür. Yol testi ile WCAC çıkış sıcaklıklarının 1B analiz sonucunun karşılaştırılması düşük sapmalar gösterir ve

ortalama hata < %8'den azdır. 1B model, gerçek yol koşullarını oldukça iyi temsil etmektedir.

- YSA yaklaşımı, araçta 2 WCAC kullanımını optimize etmek için dört giriş ve bir çıkış parametresinin birleştirilmesiyle yürütülür. Levenberg-Marquardt fonksiyonu, girdilerin %75'i eğitim, %15'i doğrulama ve %15'i test oranı ile kullanılır ve minimum R değeri 0,994'tür, bu da iyi bir doğruluk anlamına gelmektedir. Kurulan YSA fonksiyonu ortalama %1,45 hata ile oldukça iyi çıktılar vermektedir.
- YSA fonksiyonunda, değişken WCAC boyutlandırması 0,1 kısmi bölme ile 1'den 2'ye kadar seçilir; 1,1, 1,2 , 1,9, 2,0 olarak. Sonuçlar, 1,6x WCAC boyutunun orta ve yüksek hız koşullarına göre iyi bir uyum sağladığını göstermektedir.

Çalışmanın bir sonraki adımı 1,6x boyutlu bir WCAC bileşeni üretmek ve bu üretilecek komponent ile tekrar yol testleri yapmaktır. Bu sayede gerçek sıcaklık değerlerini elde ederek, bunları Yapay Sinir Ağı fonksiyon sonuçlarıyla karşılaştırmak mümkün olacaktır. Böylece bir korelasyon yapmak ve sonuçları tekrar kontrol etmek için iyi bir şans olacaktır.

KAYNAKLAR

Alireza Naderi, A., Qasemian, A., Hasan Shojaeefard M.H., Samiezadeh, S., Younesi, M., Sohani, A., Hoseinzadeh, S. (2021). A smart load-speed sensitive cooling map to have a high- performance thermal management system in an internal combustion engine, *Energy* 229 120667

Banjac, T., Wurzenberger, J.C., Katrašnik, T. (2014). Assessment of engine thermal management through advanced system engineering modeling, *Advances in Engineering Software* 71 19–33

Bulut, E., Albak, E.İ., Sevilgen, G., & Öztürk, F. (2022). Prediction and optimization of the design decisions of liquid cooling systems of battery modules using artificial neural networks. *International Journal of Energy Research*, <https://doi.org/10.1002/er.7637>

Caresana, F., Bilancia, M., 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 3559-3568

Chastain, J., Wagner, J. and Eberth, J. (2010). Advanced Engine Cooling – Components, *Testing and Observations, 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control Munich, Germany, July 12-14*

Chen, X., Yu, X., Lu, Y., Huang, R., Liu, Z., Huang, Y., Roskilly, A.P. (2017). Study of different cooling structures on the thermal status of an Internal Combustion Engine, *Applied Thermal Engineering* 116 419–432

Cipollone, R., & Di Battista, D. (2012). Performances and opportunities of an engine cooling system with a double circuit at two temperature levels. *SAE technical paper*, 01-0638. <https://doi.org/10.4271/2012-01-0638>

Cipollone, R., Di Battista, D., & Gualtieri, A. (2013). A novel engine cooling system with two circuits operating at different temperatures. *Energy Conversion and Management*, 75, 581–592. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.010>

de Andrés Honrubia, J. L., de la Puerta, J. G., Cortés, F., Aguirre-Larracochea, U., Goti, A., & Retolaza, J. (2021). Development and Application of a Multi-Objective Tool for Thermal Design of Heat Exchangers Using Neural Networks. *Mathematics*, 9(10), 1120. <https://doi.org/10.3390/math9101120>

Demir, M. H. (2020). Thermal Modeling and Performance Analysis for a Chevron Type Heat Exchanger by Using Artificial Neural Network with Limited Experimental Data. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (18), 779-789.

<https://doi.org/10.31590/ejosat.671960>

Gary Wang, G. and Shan, S., (2007). Review of metamodeling techniques in support of engineering design optimization. *Journal of Mechanical Design, Transactions of ASME*, 129, 370-380.

Haghighat, A. K., Roumi, S., Madani, N., Bahmanpour, D., Olsen, M.G. (2018). An intelligent cooling system and control model for improved engine thermal management, *Applied Thermal Engineering* 128 253–263

Hlavá, V., Kovalčík, A., Krakovsky, J., & Labuda, R. (2011). The influence of intensity of charge air intercooling on diesel engine gas. *Journal of KONES*, 18, 177-184.

Jin, R., Chen, W. and Simpson, T.W. (2001). Comparative studies of metamodeling techniques under multiple modelling criteria. *Structural Multidisciplinary Optimisation*, 23,1-13.

Kamble, L. V., Pangavhane, D. R., & Singh, T. P. (2014). Heat transfer studies using artificial neural network-a review. *International Energy Journal*, 14(1), 25-42.

Kang, H., Ahn, H., & Min, K. (2015). Smart cooling system of the double loop coolant structure with engine thermal management modeling. *Applied Thermal Engineering*, 79, 124–131.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.042>

Long, Y. Li, W., Liu, J., Cai, J., Jiang, Z. (2014). 1D/3D coupling analysis of engine cooling system, *Journal of Vibroengineering. August, Volume 16, Issue 5. Issn 1392-8716*

Magsumbol, J.V., Rosales, M.A., Valenzuela, I.C., Bandala, A.A., Sybingco, E., Dadios, E.P. (2020). Development of a Smart Cooling System Using Artificial Neural Network, *IEEE 12th International Conference on Humanoid, Nanotechnology, Information Technology, Communication and Control, Environment, and Management (HNICEM)*

Masram, B. Y., Dhokale, A., Shirsat, P., Keote, M., Dongarwar, M. (2018). Smart (Dual) Mode Operating Cooling System, *First International Conference on Secure Cyber Computing and Communication (ICSCCC)*

MathWorks. Neural Network, (2022), <https://www.mathworks.com/discovery/neural-network.html>. Accessed March 11.

Mohanraj, M., Jayaraj, S., & Muraleedharan, C. (2015). Applications of artificial neural networks for thermal analysis of heat exchangers—a review. *International Journal of Thermal Sciences*, 90, 150-172.

<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.030>

Naser, L., Ilir, D., Shpetim, L. (2016). Modeling And simulation of the turbocharged diesel engine with intercooler, *IFAC-PapersOnLine* 49-29 (2016) 237–242

Nasution, H., Abdul Aziz, A., Abdul Latiff, Z., & Engkuah, S. (2015). Comparison Of Air To Air And Air To Water Intercoolers In The Cooling Process Of A Turbocharger Engine. *Jurnal Teknologi*, 74(10).

<https://doi.org/10.11113/jt.v74.4832>

Opalic, S.M., Goodwin, M., Jiao, L., Nielsen, H.K., Pardi, A.A., Hafner, A., Kolhe, M.L. (2020). ANN modelling of CO₂ refrigerant cooling system COP in a smart warehouse , *Journal of Cleaner Production* 260 120887

Park, H. (2014). Numerical assessment of liquid cooling system for power electronics in fuel cell electric vehicles, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 73 511–520

Park, S., Woo, S., Kim, M., Lee, K. (2017). Thermal modeling in an engine cooling system to control coolant flow for fuel consumption improvement, *Heat Mass Transfer* 53:1479–1489

Pfrommer, J., Zimmerling, C., Liu, J., Karger, L., Henning, F. and Beyerer, J. (2018) Optimization of manufacturing processes parameters using deep neural networks as surrogate models. *Procedia CIRP*

Ravindra D. Kapse, & Dr. R. R. Arakerimath. (2017). Study and Comparison of Charge Air Cooling Techniques their Effects on Efficiency of Automobile Engine. *International Journal of Engineering Research And*, V6(07), 196–201.

<https://doi.org/10.17577/ijertv6is070152>

Rehman, A., Sarviya1, R.M., Dixit, S., Pandey, R.K. (2010). Influence of coolant temperature on the performance of a four stroke spark ignition engine employing a dual circuit cooling system, *Agric Eng Int: CIGR Journal*

Richter do Nascimento, C. A., Mariani, V. C., & Coelho, L. dos S. (2020). Integrative numerical modeling and thermodynamic optimal design of counter-flow plate-fin heat exchanger applying neural networks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 159, 120097.

<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120097>

Salameh, G., Goumy, G., & Chesse, P. (2021). Water cooled turbocharger heat transfer model initialization: Turbine and compressor quasi-adiabatic maps generation. *Applied Thermal Engineering*, 116430.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116430>

Sankar, D., & Kishore, P. S. (2016). Thermal analysis of water cooled charge air cooler in turbo charged diesel engine. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 5(2), 193-197.

<https://doi.org/10.15623/ijret.2016.0502033>

Song, X., Myers, J., & Sarnia, S. (2014). Integrated low temperature cooling system development in turbo charged vehicle application. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 7(2014-01-0638), 163-173.

<https://doi.org/10.4271/2014-01-0638>

Tang, S. Z., Li, M. J., Wang, F. L., He, Y. L., & Tao, W. Q. (2020). Fouling potential prediction and multi-objective optimization of a flue gas heat exchanger using neural networks and genetic algorithms. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152, 119488.

<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119488>

Wang, Y., Gao, Q., Zhang, T., Wang, G., Jiang, Z. and Li, Y. (2017). Advances in Integrated Vehicle Thermal Management and Numerical Simulation, *Energies*, 10, 1636.

<https://doi.org/10.3390/en10101636>

Wang, C., Sun, Q. and Xu, L. (2017). Development of an Integrated Cooling System Controller for Hybrid Electric Vehicles, *Journal of Electrical and Computer Engineering Volume*

Welty, J., Rorrer, G. L., & Foster, D. G. (2008). *Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer*. John Wiley & Sons

Zhou, B., Lan, X., Xu, X., Liang, X. (2015). Numerical model and control strategies for the advanced thermal management system of diesel engine, *Applied Thermal Engineering* 82 368-379

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Sinan KULA
Doğum Yeri ve Tarihi : Rusçuk, 1988
Yabancı Dil : İngilizce ve İtalyanca

Eğitim Durumu

Lise : Şükrü Şankaya Anadolu Lisesi, 2006
Lisans : İstanbul Teknik Üniversitesi
Makina Mühendisliği, 2010
Yüksek Lisans : Politecnico di Torino
Otomotiv Mühendisliği, 2012

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Tofaş, Arge Mühendisi, 2012 - günümüz

İletişim (e-posta) : kulasinan@gmail.com

Yayımları :

Kula, S. (2021). Implementation Of Waste Heat Recovery System On Vehicle, 10th International Automotive Technologies Congress, 6-7 September, OTEKON, Bursa, Turkey.

Kula, S. (2020) Design Studies of Two Stage Cooling Loop For New Generation Vehicles, 8th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science 23-25 October, ISITES, Bursa, Turkey.