



Dizel yakıtı-bitkisel yağ-dietilen glikol dimetil eter karışım yakıtlarının bir dizel motorun performans, yanma ve emisyon karakteristiklerine etkilerinin incelenmesi

An investigation of effects of diesel fuel-vegetable oil-diethylene glycol dimethyl ether fuel blends on performance, combustion and emission characteristics of a diesel engine

Mert Gülüm^{1,*} 

¹ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 61080, Trabzon, Türkiye

Öz

Dizel yakıtı-bitkisel yağ-dietilen glikol dimetil eter karışım yakıtlarının tek silindirli bir dizel motorda tam gaz ve farklı devirlerde (1000-2200 devir/dakika) kullanılmasının performans, yanma ve emisyonlara etkileri incelenmiştir. Maksimum silindir sıcaklığı değerleri ile maksimum silindir sıcaklığının elde edildiği krank mili açısı değerleri interpolasyon ve ekstrapolasyon yöntemleriyle tahmin edilmiştir. Silindir sıcaklığının devir sayısı ve krank mili açısına göre değişimi için en küçük kareler regresyonu yardımıyla 3-boyutlu bir denklem elde edilmiştir. Dizel yakıtı kullanımına göre, karışım yakıtları kullanıldığında ortalama olarak tutuşma gecikmesi, maksimum silindir sıcaklığı, egzoz gazı sıcaklığı ve emisyonlar azalmış, fakat özgül yakıt tüketimi artmıştır. Hacimsel olarak %4 oranında dietilen glikol dimetil eter içeren karışım için efektif verim (%1.49), efektif güç (%2.56), maksimum silindir basıncı (%2.04) ve maksimum ısı yayılımı oranı (%7.68) artmıştır. Elde edilen 3-boyutlu denklem yardımıyla yakıt karışımları için hesaplanan silindir sıcaklığı değerlerinin hata oranları %5'in altında kalmıştır.

Anahtar kelimeler: İçten yanmalı motorlar, Alternatif yakıtlar, Performans, Yanma, Dietilen glikol dimetil eter

1 Giriş

Fosil kökenli yakıtların sınırlı olan rezervlerinin gün geçtikçe azalması ve fiyatlarındaki dalgalanmalar, dünya çapında ekonomik ve siyasi sorunlara neden olmaktadır. Ayrıca fosil kökenli yakıtların içten yanmalı motorlarda kullanılması durumunda ortaya çıkan zararlı egzoz gazları, çevre ve insan sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir. Söz konusu olumsuzlukları gidermek amacıyla alternatif yakıt ve yakıt katkılarına (bitkisel yağlar, biyodizel, alkoller, eterler, vb.) yönelik araştırma çalışmalarının önemi gün geçtikçe artmaktadır.

Bitkisel yağların yakıt olarak kullanımı dizel motorun icadına kadar uzanmaktadır. Dizel motorun mucidi Rudolf Diesel, 1900 yılında Paris Fuarı'nda sergilediği motorunu fındık yağı ile çalıştırmıştır [1]. Ülkemizde ise bitkisel

Abstract

The effects of diesel fuel-vegetable oil-diethylene glycol dimethyl ether blends on combustion, performance and emissions of a single-cylinder diesel engine are investigated at full throttle position and different engine speeds (1000-2200 rpm). Maximum cylinder temperature and the crank angle giving maximum cylinder temperature are predicted for fuels using interpolation and extrapolation methods. A 3-dimensional equation is derived using the least-squares regression for variation of cylinder temperature depending on engine speed and crank angle. The use of blends results in a decrease in ignition delay, maximum cylinder temperature, exhaust gas temperature and emissions, while an increase in specific fuel consumption. The use of the blend including 4% diethylene glycol dimethyl ether (v/v) causes an increase in effective efficiency (1.49%), effective power (2.56%), maximum cylinder pressure (2.04%) and maximum heat release rate (7.68%). The errors between measured and calculated cylinder temperature values from the 3-dimensional equation are lower than 5% for different fuels.

Keywords: Internal combustion engines, Alternative fuels, Performance, Combustion, Diethylene glycol dimethyl ether

yağların dizel motorlarda kullanımı, cumhuriyetin ilk yıllarına dayanmaktadır. 1931 yılında yapılan Birinci Ziraat Kongresi'nde, yerel kaynaklardan biyoyakıt üretimi gündeme gelmiştir. Ayrıca, 1934 yılında Mustafa Kemal Atatürk tarafından, "Bitkisel Yağların Tarım Traktörlerinde Kullanımı" isimli bir çalışma başlatılmıştır [2]. Bitkisel yağların en önemli avantajlarından bazıları; yenilenebilir olmaları, biyolojik olarak ayrışabilmeleri ve kimyasal yapılarında oksijen bulundurmalarıdır [3]. Fakat viskozitelerinin yüksek olması ve bazı fiziksel ve kimyasal özelliklerinin yetersizliği (ısı değerinin düşük, soğukta akış özelliklerinin kötü, kaynama noktası sıcaklığının yüksek olması, vb.) nedeniyle, bitkisel yağların dizel motorlarda doğrudan kullanılması önemli sorunlara (motor

* Sorumlu yazar / Corresponding author, e-posta / e-mail: gulum@ktu.edu.tr (M. Gülüm)

Geliş / Received: 24.12.2022 Kabul / Accepted: 14.02.2023 Yayınlanma / Published: 15.04.2023

doi: 10.28948/ngumuh.1223930

performansının azalması, filtre tıkanması, vb.) neden olabilir [4].

Biyodizel, bitkisel veya hayvansal yağlardan transesterifikasyon reaksiyonuyla üretilen yağ asidi esterleri olarak tanımlanır [5]. Biyodizel, dizel motorlarda kullanılabilen yenilenebilir alternatif yakıtların başında gelmektedir. Biyodizelin en önemli avantajları; yenilenebilir olması, moleküler yapısında kütlece yaklaşık %10-12 oranlarında oksijen bulunması, dizel yakıtıyla her oranda karışabilmesi ve parlama noktasının yüksek olmasıdır. Üretim maliyetinin (günümüz şartlarında) yüksek olması, ısıl değerinin (35-40 MJ/kg) düşük olması ve viskozitesinin yüksek olması biyodizelin en önemli yetersizlikleridir [6].

Alkoller, tarım ürünlerinin fermantasyonu sonucu veya sentetik (yapay) olarak birçok değişik kaynaktan elde edilebilen alternatif yakıtlardır [7]. Yapılarında oksijen bulunur. Buharlaştırma ısıları ve oktan sayıları yüksektir [8]. Yüksek oktan sayıları, buji-ateşlemeli motorlarda daha yüksek sıkıştırma oranlarının seçilebilmesine ve dolayısıyla verimin yükselmesine olanak sağlamaktadır [7]. Buji-ateşlemeli ve dizel motorlarda petrol esaslı yakıtlara düşük oranlarda karıştırılarak motor üzerinde herhangi bir yapısal değişiklik yapılmadan kullanılabilirler [9]. Diğer taraftan, ısıl değerleri benzin ve dizel yakıtına göre daha düşüktür. Ayrıca, alkoller, su çekme özelliği nedeniyle bir miktar su içerirler. Bu nedenle de benzin ile her zaman tam olarak homojen karışım oluşturamayabilir (faz ayrışması sorunu) [7, 10].

Eterler (R-O-R), yapısındaki her iki hidrojenin yerini alkil gruplarının (R) aldığı bir su (H-O-H) türevi olarak dikkate alınabilirler. Alkil grupları aynı olabileceği gibi farklı da olabilir [11]. Dietilen glikol dimetil eter (DGDE) renksiz, dizel yakıtıyla karışabilen ve toksik etkisi nispeten düşük olan bir eterdir. DGDE, yüksek setan sayısı (126), oksijen içeriği (kütlece %35.7) ve buharlaştırma ısısı (322 kJ/kg) ile düşük is eğilimi nedeniyle oksijenli yakıt katkısı olarak kullanımına duyulan ilgi son yıllarda artmıştır [12, 13]. Asidik veya bazik katalizörlerin varlığında etilen oksit ve metanolden sentezlenebilir [14].

Yukarıda bahsi geçen alternatif yakıtların ve oksijenli yakıt katkılarının dizel yakıtıyla oluşturdukları ikili veya üçlü karışımların motor performans parametrelerine, yanma karakteristiklerine ve egzoz emisyonlarına olan etkilerinin incelendiği çalışmaların bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Varuvel ve diğ., tarafından gerçekleştirilen çalışmada [15], hacimsel olarak 50:50 oranında kauçuk tohumu yağı ve babassu yağı içeren ikili karışıma, hacimsel olarak %20 oranında DGDE ilave edilmiştir. İkili karışıma kıyasla, DGDE ilavesiyle efektif verimin (%6), azotoksit emisyonunun (%8), maksimum silindir basıncının (%5) ve maksimum ısı yayılımı oranının (%8.3) arttığı belirlenmiştir.

Ashok ve diğ., tarafından 2019 yılında yapılan çalışmada [16], Calophyllum Inophyllum bitkisi tohumundan biyodizel (CIBD) üretilmiştir. Oksijenli yakıt katkı maddesi olarak 1-oktanol, hacimsel olarak %10 (CIBD90O10), %20 (CIBD80O20), %30 (CIBD70O30), %40 (CIBD60O40) ve %50 (CIBD50O50) oranlarında üretilen biyodizel ile karıştırılmıştır. Deneyler 1500 devir/dakikada ve farklı yüklerde gerçekleştirilmiştir. Tam yük durumunda, karışım

içerisindeki 1-oktanol miktarı arttıkça maksimum silindir basıncının arttığı ve tutuşma gecikmesinin uzadığı belirlenmiştir.

Devarajan tarafından 2019 yılında gerçekleştirilen çalışmada [17], badem yağından biyodizel üretilmiştir. Oksijenli yakıt katkısı olan dimetil karbonat (DMK), hacimsel olarak %10 ve %20 oranlarında üretilen biyodizele eklenmiştir. Dizel yakıtının, badem yağı biyodizelinin (BYBD) ve biyodizel-DMK karışımlarının (BYBD90DMK10 ve BYBD80DMK20), bir dizel motorun yanma karakteristiklerine ve egzoz emisyonlarına olan etkileri incelenmiştir. Tam yükte, BYBD, BYBD90DMK10 ve BYBD80DMK20 kullanıldığında, dizel yakıtına göre maksimum silindir basıncı (sırasıyla %37.16, %27.81 ve %21.87 oranlarında) artmış, fakat ısı yayılımı oranı (sırasıyla %25.31, %18.94 ve %13.20 oranlarında) azalmıştır.

Nabi ve diğ., tarafından 2019 yılında gerçekleştirilen çalışmada [18], DGDE, dizel yakıtı-hindistan cevizi yağı biyodizeli karışımına eklenmiştir. Karışımlardaki dizel yakıtının, DGDE'nin ve biyodizelin hacimsel oranları sırasıyla 70:20:10 ve 70:10:20 şeklindedir. Elde edilen iki farklı üçlü karışım, altı silindri ve turboşarjlı bir dizel motorda test edilmiştir. Deneyler 1500 devir/dakikada ve dört farklı yükte (%25, %50, %75 ve %100) gerçekleştirilmiştir. Biyodizelin ve DGDE'nin yapısında bulunan oksijen nedeniyle, bütün yüklerde dizel yakıtı kullanımına göre azotoksit emisyonu artmış, is emisyonu azalmıştır.

Ali ve Swaminathan tarafından 2020 yılında gerçekleştirilen çalışmada [19], atık kızartma yağından biyodizel üretilmiştir. Hacimsel olarak %80 dizel yakıtı, %15 atık kızartma yağı biyodizeli ve %5 oksijenli yakıt katkısı (1-oktanol, dibutil eter ve 2-etilheksanol) içeren üçlü karışımlar (OTN5, DBE5 ve EHS5) hazırlanmıştır. Tam yükte EHS5 kullanıldığında, maksimum silindir basıncının dizel yakıtına göre %1.29 oranında arttığı belirlenmiştir. Diğer karışımların kullanılması durumunda ise maksimum basınç azalmıştır.

Simsek ve Uslu tarafından 2021 yılında gerçekleştirilen çalışmada [20], oksijenli yakıt katkısı olarak 1-pentanol, hacimsel olarak %5, %10 ve %20 oranlarında dizel yakıtına ilave edilmiştir. Deneyler tam yükte ve farklı devir sayılarında (1400-3200 devir/dakika) gerçekleştirilmiştir. 1-pentanol miktarı arttıkça, güç ve döndürme momenti azalırken, özgül yakıt tüketiminin arttığı belirlenmiştir. Ayrıca, 1-pentanol miktarı arttıkça, hidrokarbon, karbonmonoksit ve is emisyonları azalırken, azotoksit emisyonlarının arttığı vurgulanmıştır.

Anwar ve diğ., tarafından 2021 yılında gerçekleştirilen çalışmada [21], hacimsel olarak %5 oranında DGDE, %20 oranında papaya tohumu yağı biyodizeli ve %75 oranında dizel yakıtı içeren üçlü karışımın, dizel motorun performans parametrelerine ve egzoz emisyonlarına olan etkileri incelenmiştir. Dizel yakıtı kullanımına göre DGDE içeren üçlü karışım kullanıldığında, ortalama olarak efektif güç (%1.79), döndürme momenti (%1.2), özgül yakıt tüketimi (%0.48), azotoksit emisyonu (%0.64), hidrokarbon emisyonu (%32.4), karbonmonoksit emisyonu (%61) azalmış, fakat efektif verim (%3.25) artmıştır.

Bhatt ve Shrivastava tarafından 2022 yılında gerçekleştirilen çalışmada [22], atık kızartma yağından biyodizel üretilmiştir. 1-hekzanol, hacimsel olarak %20 ve %40 oranlarında dizel yakıtına eklenerek ikili karışımlar elde edilmiştir. 1-hekzanol oranı arttıkça, dizel yakıtı kullanımına göre, özgül yakıt tüketiminin arttığını, fakat efektif verimin, karbonmonoksit, is ve hidrokarbon emisyonlarının azaldığını belirtmişlerdir.

Yage ve diğ., tarafından 2022 yılında gerçekleştirilen çalışmada [13], beş farklı dizel yakıtı-DGDE ve dizel yakıtı-atık kızartma yağı biyodizeli karışımlarının etkileri incelenmiştir. Karışımlar kütleli olarak %2, %4, %6, %8 ve %10 oranlarında oksijen içermektedir. İncelenen her bir yükte, karışımdaki DGDE veya biyodizel oranı arttıkça is emisyonunun azaldığı belirlenmiştir.

Özetlenen çalışmalar [13, 15-22] ile birlikte konuyla ilgili son yıllarda yayınlanmış diğer çalışmalar [23-25] da dikkate alındığında, alternatif yakıt ve yakıt katkısı olarak biyodizelin, alkollerin ve DMK'nın daha fazla kullanıldığı ve incelendiği tespit edilmiştir. Biyodizel, dizel yakıtı, alkoller ve DMK ile kıyaslandığında daha yüksek setan sayısına (126) sahip olan DGDE ile ilgili deneysel çalışmaların daha az olduğu görülmüştür. Diğer taraftan, interpolasyon ve ekstrapolasyon yöntemleri görece basit, kullanışlı ve güvenilir olmasına rağmen, bunların yanma parametreleri için kullanıldığı sayısal çalışmalara da pek rastlanmamıştır.

Yukarıda bahsedilen eksiklikleri gidermek için sunulan bu çalışmada, dizel yakıtı (DY)-bitkisel yağ-DGDE karışımlarının, tek silindri bir dizel motorun performans parametrelerine, yanma karakteristiklerine ve egzoz emisyonlarına olan etkileri farklı devirlerde (1000-2200 devir/dakika) incelenmiş ve DY ile kıyaslanmıştır. Motor elemanlarının tasarımında kritik öneme sahip olan silindir sıcaklığı değerleri ile maksimum silindir sıcaklığının elde edildiği krank mili açısı değerleri, interpolasyon ve ekstrapolasyon yöntemleri kullanılarak tüm test yakıtları için tahmin edilmiştir. Ayrıca, silindir sıcaklığının devir sayısı ve krank mili açısına göre değişimi için 3-boyutlu bir denklem elde edilmiştir.

2 Materyal ve metod

2.1 Test yakıtları ve özellikleri

Sunulan çalışmada kullanılan üçlü karışımların birinci bileşeni DY, ikinci bileşeni bitkisel yağ ve üçüncü bileşeni DGDE'dir. Motor testlerinde referans yakıt olarak kullanılan DY, Trabzon'da yerel bir petrol istasyonundan satın alınmıştır. Bitkisel yağ öğrenci kantininden, DGDE ise (% 99 saflıkta) Sigma-Aldrich firmasından temin edilmiştir. Dizel yakıtının ve DGDE'nin bazı önemli fiziksel ve kimyasallar özellikleri sırasıyla **Tablo 1** ve **Tablo 2**'de verilmiştir. DGDE'nin özellikleri literatürdeki çalışmalardan alınmıştır [26, 27]. Bitkisel yağın 15 °C'de yoğunluğu (TS EN ISO 12185) 921.8 kg/m³ ve üst ısı değeri (DIN 51900-2) 38850 kJ/kg olarak KTÜ Prof. Dr. Saadettin GÜNER Yakıt Uygulama ve Araştırma Merkezi'nde ölçtürülmüştür. Bitkisel yağın diğer fiziksel ve kimyasal özellikleri literatürdeki çalışmalardan alınmıştır [28, 29].

Avrupa Parlamentosu ve Konseyi'nin 8 Mayıs 2003 tarihli ve 2003/30/EC sayılı Direktifinde, "Saf bitkisel yağ, kullanımının ilgili motor tipi ve ilgili emisyon gereksinimleri ile uyumlu olduğu belirli durumlarda biyoyakıt olarak kullanılabilir." önerisi getirilmiştir [30]. Yine aynı direktife göre, Avrupa Birliği enerji arz güvenliği için 2020 yılına kadar karayolu taşımacılığı sektöründe, fosil kökenli yakıtların yerine %20 oranında alternatif yakıtların kullanılması hedeflenmiştir [30]. Ayrıca, Avrupa Parlamentosu ve Konseyi'nin 14 Temmuz 2021 yılında yayınlanan 2021/0218 sayılı Direktifinde, 2030 yılına kadar yenilenebilir enerji kullanımı hedefinin %38-40'a kadar artırılması gerektiği vurgulanmıştır [31]. Yukarıda bahsi geçen direktifler dikkate alınarak, üçlü karışım yakıtlarını hazırlamadan önce, bitkisel yağ ile DY hacimsel olarak 20:80 oranında karıştırılmıştır. Daha sonra, DY-bitkisel yağ ikili karışımına, hacimsel olarak %4, %6, %8, %10, %15 ve %20 oranlarında DGDE ilave edilmiştir. DGDE'nin piyasadaki birim fiyatı dikkate alınarak %20'den daha yüksek oranlar tercih edilmemiştir. Üçlü karışımlar sırasıyla DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 olarak isimlendirilmiştir. Bütün karışımlar, 30 dakika boyunca manyetik karıştırıcıda oda sıcaklığında karıştırılmıştır. Üçlü karışımlar laboratuvar şartlarında 2 hafta bekletilmiş ve herhangi bir faz ayrımının oluşmadığı gözlemlenmiştir. Fakat yine de, motor deneylerinden önce üçlü karışımlar bir süre manyetik karıştırıcıda tekrar karıştırılmıştır.

Tablo 1. Dizel yakıtının bazı önemli yakıt özellikleri

Özellik*	Birim	Ölçüm yöntemi	DY
15 °C'de yoğunluk	kg/m ³	TS EN ISO 12185	835.7±0.2
40 °C'de kinematik viskozite	mm ² /s	EN ISO 3104 DIN	3.033 ±0.012
Üst ısı değeri	MJ/kg	51900-2	45.360±0.12
Alt ısı değeri	MJ/kg	-	42.5383
Parlama noktası	°C	TS EN ISO 2719	68±1.5
Toplam kirlilik	mg/kg	TS EN 12662	6.6±1.2
Soğuk filtre tıkanma noktası	°C	TS EN 116	-12±1
Oksidasyon kararlılığı	g/m ³	TS EN ISO 12205	20.6±10.3
Setan sayısı	-	EN ISO 5165	min. 51
Setan indisi	-	TS EN ISO 4264	53.9
Yağlama özelliği	µm	TS EN ISO 12156-1	216±22
Damıtma	250 °C (% v/v)	TS EN ISO 3405	34.2±1.4
	350 °C (% v/v)		340.3
	% 95 (v/v)		340.3

*: Setan sayısı hariç bütün özellikler KTÜ Prof. Dr. Saadettin GÜNER Yakıt Uygulama ve Araştırma Merkezi'nde ölçtürülmüştür.

Sunulan çalışmada kullanılan karışım yakıtlarının bazı önemli yakıt özellikleri **Tablo 3**'te verilmiştir. Bitkisel yağın ve DGDE'nin yoğunlukları daha yüksek, ısı değeri daha

Tablo 2. DGDE'nin bazı önemli yakıt özellikleri

Özellik	Birim	DGDE
Kimyasal formül	-	C ₆ H ₁₄ O ₃
Yoğunluk	kg/m ³	945
40 °C'de kinematik viskozite	mm ² /s	1.09
Alt ısııl değer	kJ/kg	24500
Buharlaşma ısısı	kJ/kg	322
Setan sayısı	-	126
Parlama noktası	°C	67
Oksijen içeriği	% m/m	35.77
Hidrojen içeriği	% m/m	10.52
Karbon içeriği	% m/m	53.71
Stokiyometrik hava/yakıt oranı	-	8.2

düşüktür. Bu yüzden, dizel yakıtına kıyasla; DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20'nin sırasıyla yoğunlukları %2.5013, %2.7216, %2.9420, %3.1624, %3.7133 ve %4.2642 daha fazla; setan sayıları %0.6494, %3.6996, %6.7498, %9.8000, %17.4255 ve %25.0510 daha fazla; ve alt ısııl değerleri %4.8420, %5.7036, %6.5614, %7.4154, %9.5347 ve %11.6319 daha düşüktür.

Tablo 3. Karışım yakıtlarının bazı önemli yakıt özellikleri

Yakıt	Yoğunluk (kg/m ³)	Setan sayısı	Alt ısııl değer (MJ/kg)
DGDE4	856.6032	51.3312	40.4786
DGDE6	858.4448	52.8868	40.1121
DGDE8	860.2864	54.4424	39.7472
DGDE10	862.1280	55.9980	39.3839
DGDE15	866.7320	59.8870	38.4824
DGDE20	871.3360	63.7760	37.5903

Karışım yakıtlarının yoğunlukları ($\rho_{\text{karışım}}$), setan sayıları ($SS_{\text{karışım}}$) ve alt ısııl değerleri ($H_{u,\text{karışım}}$) aşağıdaki denklemler yardımıyla belirlenmiştir [32]:

$$\rho_{\text{karışım}} = \sum_{i=1}^3 \chi_i \cdot \rho_i \quad (1)$$

$$SS_{\text{karışım}} = \sum_{i=1}^3 \chi_i \cdot SS_i \quad (2)$$

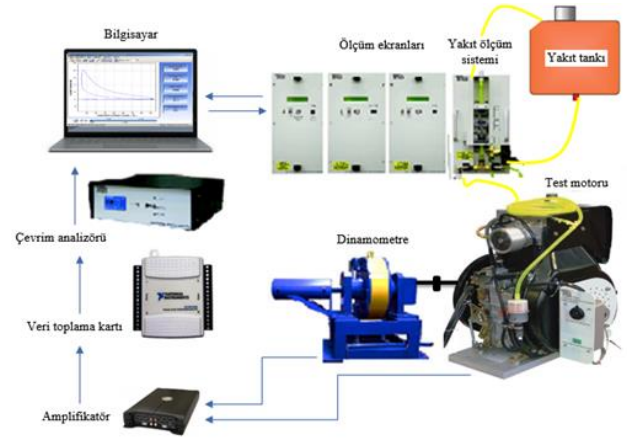
$$H_{u,\text{karışım}} = \frac{\sum_{i=1}^3 \chi_i \cdot \rho_i \cdot H_{u,i}}{\sum_{i=1}^3 \chi_i \cdot \rho_i} \quad (3)$$

burada i alt indisi karışım bileşenini (DY, bitkisel yağ ve DGDE), χ ise karışım bileşeninin hacimsel oranını (%) temsil etmektedir. Örneğin, ρ_1 ve $H_{u,1}$ sırasıyla dizel yakıtının yoğunluğunu ve alt ısııl değerini ifade etmektedir.

2.2 Performans parametrelerinin ve yanma karakteristiklerinin hesabı

Karadeniz Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Laboratuvarı'nda hazır bulunan ve TecEquipment firması tarafından üretilmiş olan TD 300 rejeneratif motor test düzeneğinde motor deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deneylere başlamadan önce motor yağı değiştirilmiştir. Motor üzerinde ve yakıt sisteminde herhangi

bir değişiklik yapmadan deneyler, tam gazda (tam püskürtme durumu) ve farklı devir sayılarında (1000 devir/dakika, 1600 devir/dakika ve 2200 devir/dakika) gerçekleştirilmiştir. İncelenen devir sayıları, düşük (1000 devir/dakika), orta (1600 devir/dakika) ve yüksek (2200 devir/dakika) devir sayılarını temsil edecek şekilde belirlenmiştir. Ölçümler alınmadan önce motor, test edilecek yakıt ile yaklaşık olarak 15 dakika çalıştırılmıştır. Ölçümler, motor kararlı çalışma durumuna ulaştıktan sonra alınmıştır. Ölçümler alınıp deneyler bittikten sonra yakıt hattını temizlemek için her defasında motor bir müddet dizel yakıtıyla çalıştırılmıştır. Test düzeneğinde; doğal emişli, direkt-püskürtmeli ve dört-zamanlı bir dizel motor, çevrim analizörü, yakıt tankı, elektrikli dinamometre, yakıt ölçüm sistemi ve verilerin okunduğu ekranlar bulunmaktadır. Deney düzeneğinin şematik resmi Şekil 1'de verilmiştir. Deneylerde kullanılan HATZ marka dizel motorun bazı teknik özellikleri Tablo 4'te verilmiştir.



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik resmi

Tablo 4. Test motorunun bazı teknik özellikleri

Silindir hacmi	462 cm ³
Silindir sayısı	1
Strok (kurs)/çap oranı	76/88
Biyel kolu uzunluğu	124 mm
Sıkıştırma oranı	20.5:1
Enjektör açılma basıncı	220 bar
Enjektör delik sayısı/çapı	5/0.162 mm
Soğutma sistemi	Hava

Egzoz gazı sıcaklığı ölçümünde K-tipi termokupullar kullanılmıştır. Motora ilk hareketin verilmesinde ve motorun yüklenmesinde (devir sayısının değiştirilmesinde) DC elektrikli dinamometre kullanılmıştır. Motor çalıştıktan sonra dinamometre, jeneratör görevi görmektedir. Dinamometrenin yan tarafında bulunan bir yük hücresi ve dinamometre şaftının üzerinde bulunan (HENGSTLER marka) optik enkoderden gelen sinyaller işlenerek, motorun devir sayısı (n , devir/dakika) ve döndürme momenti (M_d , Nm) dolayısıyla efektif gücü (N_e , kW) belirlenmiştir [33]:

$$N_e = M_d \cdot \omega \cdot 10^{-3} \quad (4)$$

$$\omega = (\pi \cdot n) / 30 \quad (5)$$

burada ω krank milinin açısal hızıdır (1/s). Optik sensör, solenoid ve ölçekli kaptan meydana gelen hacimsel yakıt tüketimi ölçüm cihazı yardımıyla, ΔV (8 mL) hacimdeki yakıtın tükenme süresi (Δt , dakika) otomatik olarak ölçülerek, toplam yakıt tüketimi (B, kg yakıt/saat),

$$B = \frac{\Delta V \cdot 10^{-6} \cdot 60}{\Delta t} \cdot \rho_{yakıt} \quad (6)$$

denklemlerle hesaplanmıştır. Burada, ρ dizel yakıtının veya karışım yakıtlarının yoğunluğudur (kg/m^3). Toplam yakıt tüketimi (B, kg yakıt/saat) ve efektif güç (N_e , kW) belirlendikten sonra özgül yakıt tüketimi ($b_{e,yakıt}$, kg yakıt/kWsaat),

$$b_{e,yakıt} = B/N_e \quad (7)$$

denklemlerle hesaplanmıştır. Özgül enerji tüketimi ($b_{e,enerji}$, MJ/kWsaat), özgül yakıt tüketimi ($b_{e,yakıt}$, kg yakıt/kWsaat) ile alt ısı değer (H_u , kJ/kg) çarpılarak belirlenmiştir:

$$b_{e,enerji} = b_{e,yakıt} \cdot H_u \cdot 10^{-3} \quad (8)$$

Efektif verim (η_e) ise,

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot b_{e,yakıt}} \quad (9)$$

denklemlerle hesaplanmıştır [34]. Ölçüm aralığı 0-300 bar olan KISTLER marka piezoelektrik basınç transdüser ile silindir basıncı ölçülmüş ve indikatör diyagramı elde edilmiştir. Basınç transdüseri, motor kafasına monte edilmiştir. Yakıtlar kullanıldığında elde edilen silindir basıncı değerleri, tam gazda ve farklı devirlerde her bir krank mili açısı için kaydedilmiştir. Krank mili açısının belirlenmesinde HENGSTLER marka ve çözünürlüğü 1° (derece) olan optik enkoder kullanılmıştır. Çevrimsel farklılıkların etkisini azaltmak için ardışık 50 çevrimin ortalaması alınmıştır. Silindir basıncı verileri, veri toplayıcı sistem yardımıyla bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Basınç verileri kullanılarak ve bazı kabuller (silindir içindeki gaz karışımının ideal gaz davranışına uyduğu, kütle ve gaz kaçaklarının ihmal edildiği, vb.) altında termodinamiğin birinci kanunu yardımıyla net ısı yayılımı oranı, krank mili açısına bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır [35]:

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{k}{k-1} \cdot P \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} \cdot V \cdot \frac{dP}{d\theta} \quad (10)$$

burada Q_{net} (J) yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisi ile silindir duvarlarına transfer olan ısı enerjisi arasındaki farkı, θ krank mili açısını (derece), k özgül ısıların oranını, P silindir basıncını (Pa) ve V silindir hacmini (m^3) ifade etmektedir. Yanma başlangıcı, net ısı yayılımı oranı eğrisinin negatif bölgeden pozitif bölgeye çıkarken x eksenini kestiği krank mili açısı olarak tanımlanmıştır [36].

Püskürtmenin başladığı krank mili açısı değeri (1000-2200 devir/dakika aralığı için üst ölü noktadan 13° krank mili açısı önce) ile yanmanın başladığı krank mili açısı değeri arasındaki fark tutuşma gecikmesi olarak tanımlanmıştır. Silindir sıcaklığının krank mili açısına göre değişimi belirlenirken, silindir hacmi verileri, silindir basıncı verileri ve ideal gaz kanunu kullanılmıştır. Son olarak, egzoz emisyonlarının ölçümü için Bilsa marka bir egzoz gazı analizörü kullanılmıştır. Deneylerden önce cihazın kalibrasyonu yetkili firmada yapılmıştır. Cihazın teknik özellikleri **Tablo 5**'te verilmiştir.

Tablo 5. Egzoz emisyon cihazının bazı teknik özellikleri

Emisyon	Ölçüm aralığı	Duyarlılık
Karbonmonoksit	0-%10	%0.001
Hidrokarbon	0-10000 ppm	1 ppm
İs (K)	0.00-9.99 m^{-1}	0.01 m^{-1}
Azotoksit	0-5000 ppm	1 ppm

2.3 Belirsizlik analizi

Motor performans parametreleri için ölçülen ve hesaplanan büyüklüklerin anlamlılıklarını ve güvenilirliklerini irdelemek adına Kline ve McClintock [37] tarafından önerilen yöntem kullanılarak belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemde göre, ölçülen veya hesaplanan hedef fiziksel büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_n$ ise,

$$R = R(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_n) \quad (11)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait belirsizlik $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise R büyüklüğünün belirsizliği w_R ,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial \alpha_1} \cdot w_1 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial \alpha_n} \cdot w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (12)$$

şeklinde hesaplanabilir. Hedef fiziksel büyüklükler, **Denklemler (4-9)** yardımıyla hesaplanan motor performans parametreleridir. Bunların hesaplanmasında kullanılan cihazların belirsizlikleri; devir sayısı için ± 1 devir/dakika, döndürme momenti için ± 0.1 Nm ve yakıt tüketimi için ± 0.1 mL/dakika olarak hesaba katılmıştır. Verilerin güvenilirliğini arttırmak ve belirsizliklerini azaltmak adına tüm ölçümler, her bir yakıt için 20 kez tekrarlanmış ve ortalamaları alınmıştır. Tüm yakıtlar için efektif güç, özgül yakıt tüketimi, özgül enerji tüketimi ve efektif verimdeki belirsizlik aralıkları (minimum ve maksimum belirsizlikler) sırasıyla % 0.43292-% 0.51224, % 0.59242-% 1.12357, % 0.59242-% 1.12356 ve % 0.59239-% 1.12371 olarak hesaplanmıştır. Böylece hesaplanan büyüklüklerin güvenilir olduğu söylenebilir. Ayrıca, silindir basıncı için ardışık 50 çevrimin ortalamasının alınması, optik enkoderin hassasiyetinin 1° krank mili açısı olması ve piezoelektrik basınç transdüserinin doğrusallık (linearity) değerinin $\pm 0.4^\circ$ ten küçük olması nedeniyle yanma karakteristikleri için elde edilen değerlerin de güvenilir ve hassas olduğu söylenebilir. Egzoz gazı sıcaklığı $\pm 1^\circ \text{C}$ hassasiyetinde ölçülmüştür.

2.4 İnterpolasyon ve ekstrapolasyon yöntemi

$n + 1$ adet (x_0, x_1, \dots, x_n) değerlerine karşılık gelen (y_0, y_1, \dots, y_n) değerleri deneysel olarak belirlenmiş ise, bu (x_i, y_i) noktalarından geçen polinomun belirlenmesinin yanında x_0 ile x_n arasında herhangi bir x değerine karşılık gelen y değerinin hesaplanması (tahmin edilmesi) işlemi interpolasyondur [38]. x_0 ile x_n aralığının dışında herhangi bir x değerine karşılık gelen y değerinin hesaplanması (tahmin edilmesi) işlemi ise ekstrapolasyondur. Newton, Gauss, Lagrange, Hermit ve sonlu fark interpolasyonları, sıklıkla kullanılan interpolasyon yöntemlerindedir. Sonlu fark interpolasyonunda, fonksiyonun farkları, ileriye doğru, geriye doğru ve merkezi olmak üzere üç şekilde yazılabilir [39]. x_0 noktasını başlangıç alan Gauss ileriye doğru fark denklemi ile x_1 noktasını başlangıç alan Gauss geriye doğru fark denkleminin toplamının ortalaması alındığında, herhangi bir x noktasına karşılık gelen interpolasyon değeri (y_p) için Bessel interpolasyon denklemi aşağıdaki gibi elde edilir [40]:

$$y_p = \frac{y_0 + y_1}{2} + (p - 0.5) \cdot \Delta y_0 + \frac{p \cdot (p - 1)}{2!} \cdot \frac{\Delta^2 y_{-1} + \Delta^2 y_0}{2} + \frac{(p - 0.5) \cdot p \cdot (p - 1)}{3!} \cdot \Delta^3 y_{-1} + \dots \quad (13)$$

Denklem (13)'ün 1. türevi alındığında,

$$\frac{dy_p}{dx} = \frac{1}{h} \cdot \left(\Delta y_0 + \frac{2p - 1}{2!} \cdot \frac{\Delta^2 y_{-1} + \Delta^2 y_0}{2} + \frac{3p^2 - 3p + 0.5}{3!} \cdot \Delta^3 y_{-1} + \dots \right) \quad (14)$$

elde edilir. Denklem (13)'ün 2. türevi alındığında,

$$\frac{d^2 y_p}{dx^2} = \frac{1}{h^2} \cdot \left[\left(\frac{\Delta^2 y_{-1} + \Delta^2 y_0}{2!} \right) + \left((p - 0.5) \cdot \Delta^3 y_{-1} + \dots \right) \right] \quad (15)$$

elde edilir. Burada,

$$p = (x - x_0)/h \quad (16)$$

$$\Delta y_i = y_{i+1} - y_i \quad (17)$$

$$\Delta y_{-1} = y_0 - y_{-1} \quad (18)$$

$$\Delta y_0 = y_1 - y_0 \quad (19)$$

$$\Delta y_1 = y_2 - y_1 \quad (20)$$

$$\Delta^2 y_{-1} = \Delta(\Delta y_{-1}) = \Delta(y_0 - y_{-1}) = \Delta y_0 - \Delta y_{-1} \quad (21)$$

$$\Delta^2 y_0 = \Delta(\Delta y_0) = \Delta(y_1 - y_0) = \Delta y_1 - \Delta y_0 \quad (22)$$

$$\Delta^3 y_{-1} = \Delta(\Delta^2 y_{-1}) = \Delta(\Delta y_0 - \Delta y_{-1}) \quad (23)$$

olarak ifade edilmektedir. Δy_{-1} , Δy_0 ve Δy_1 birinci mertebeden ileri sonlu fark ifadeleri, $\Delta^2 y_{-1}$ ve $\Delta^2 y_0$ ikinci mertebeden ileri sonlu fark ifadeleri, ve son olarak $\Delta^3 y_{-1}$ üçüncü mertebeden ileri sonlu fark ifadesidir. Ayrıca, Bessel interpolasyon denklemi, eşit aralıklı x_i noktaları için kullanıldığından,

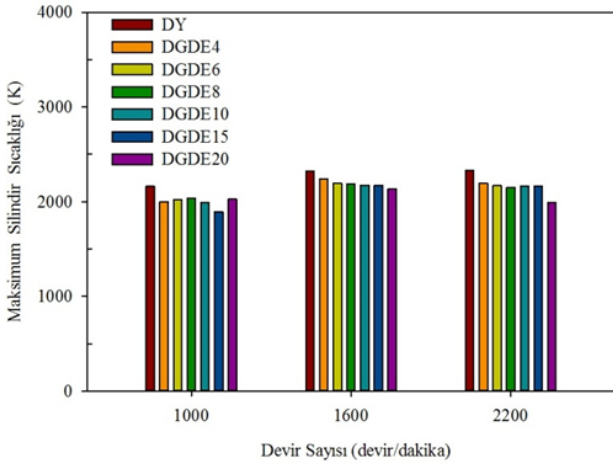
$$h = x_{i+1} - x_i \quad (24)$$

şeklinde hesaplanır. Denklem (13-24), silindir sıcaklığının maksimum olduğu krank mili açısını ve maksimum silindir sıcaklığını interpolasyon ve ekstrapolasyon yöntemleri ile tahmin etmek için kullanılmıştır.

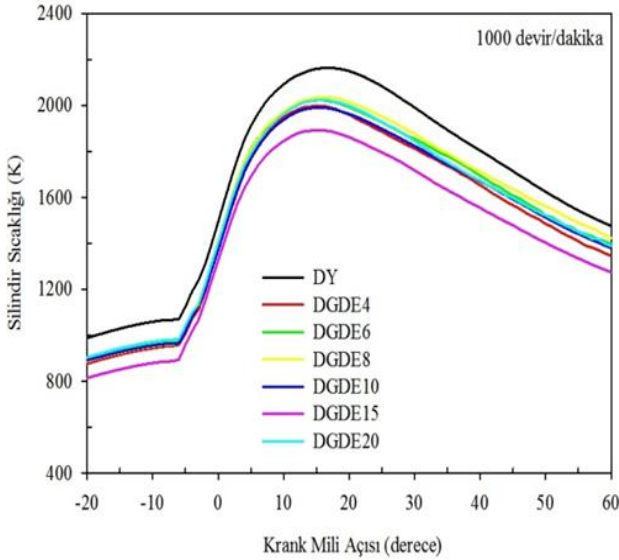
3 Bulgular ve tartışma

3.1 Silindir sıcaklığı

Şekil 2'de farklı test yakıtları (DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20) için maksimum silindir sıcaklığının devir sayısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. DY için devir sayısının artışıyla birlikte maksimum silindir sıcaklığı değerinin arttığı belirlenmiştir. Fakat karışım yakıtları için devir sayısının 1000 devir/dakikadan 1600 devir/dakikaya artışıyla maksimum silindir sıcaklığı değerleri artarken, devir sayısı 1600 devir/dakikadan 2200 devir/dakikaya çıkarıldığında ise maksimum sıcaklık değerleri azalmıştır. En yüksek maksimum silindir sıcaklığı değerleri DY kullanımı için 2200 devir/dakikada 2328.85 K iken DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanımı için 1600 devir/dakikada sırasıyla 2239.13 K, 2195.12 K, 2188.76 K, 2174.23 K, 2172.64 K ve 2137.28 K olarak belirlenmiştir. İncelenen tüm devir sayıları ve yakıtlar göz önüne alındığında, maksimum silindir sıcaklığı değerlerinin, üst ölü noktadan 15-23° krank mili açısı sonra elde edildiği tespit edilmiştir. Maksimum silindir sıcaklığının elde edildiği krank mili açısı değerleri devir sayısının artışıyla tüm test yakıtları için artmıştır (üst ölü noktadan uzaklaşmıştır). DY kullanımına göre, karışım yakıtları kullanıldığında maksimum silindir sıcaklığının elde edildiği krank mili açısı değerlerinin az (1-2°) da olsa azaldığı (üst ölü noktaya daha yakın olduğu) belirlenmiştir. Bu sonuç, karışım yakıtlarının yapısında bulunan oksijenin yanma sürecini hızlandırmasıyla açıklanabilir. Şekil 3'te 1000 devir/dakikada silindir sıcaklığının krank mili açısına göre değişimi tüm test yakıtları için verilmiştir. Test yakıtları, krank mili açısına göre benzer sıcaklık değişimi karakteristikleri sergilemiştir. DY kullanımına göre DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanıldığında maksimum sıcaklık değerlerinin ortalama (devir sayısına göre) olarak sırasıyla %5.62, %6.26, %6.48, %7.14, %8.68 ve %9.59 oranlarında azaldığı tespit edilmiştir. Bu azalma, DGDE'nin ve bitkisel yağın ısı değerlerinin düşük olmasına bağlanabilir. Ayrıca, karışımındaki DGDE miktarı arttıkça ortalama azalma oranları artmaktadır. Bu durum, DGDE'nin buharlaşma ısısının yüksek (322 kJ/kg) olmasından dolayı buharlaşırken yanma odasından daha fazla ısı çekmesine (soğutma etkisi) bağlanabilir.



Şekil 2. Devir sayısı ve yakıt türüne göre maksimum silindir sıcaklığının değişimi



Şekil 3. Silindir sıcaklığının krank mili açısına göre değişimi

3.2 Tutuşma gecikmesi, silindir basıncı ve ısı yayılımı oranı

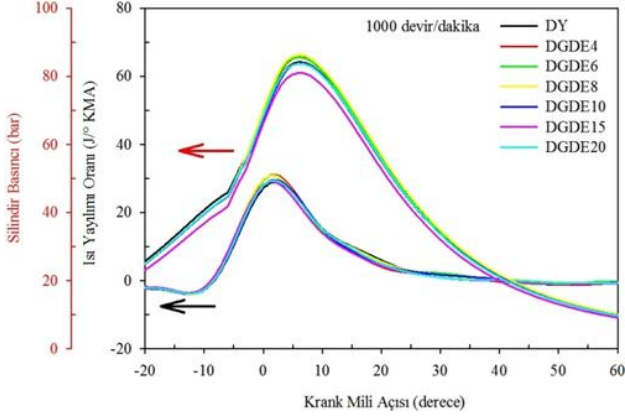
Bu kısımda, her bir yakıt (DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20) için farklı devirlerde (1000 devir/dakika, 1600 devir/dakika ve 2200 devir/dakika) krank mili açısına bağlı olarak silindir basıncı ve ısı yayılımı oranı (Denklemler (10)) değerlerinin değişimi belirlenmiştir. Ayrıca, söz konusu yakıtların farklı devirlerdeki tutuşma gecikmesi süreleri ($^{\circ}$ krank mili açısı olarak) de belirlenmiştir. DY kullanımına göre DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanıldığında tutuşma gecikmesi ortalama (devir sayısına göre) olarak %2.63, %3.77, %4.45, %5.72, %7.76 ve %8.07 oranlarında azalmıştır. Dizel yakıtına göre karışım yakıtlarının setan sayısı daha yüksek (Tablo 3) olduğu için tutuşma gecikmesi süresi azalmıştır. Yakıt karışımındaki DGDE miktarı arttıkça karışımın setan sayısı arttığı ve viskozitesi azaldığı için tutuşma gecikmesindeki ortalama azalma artmıştır. En uzun tutuşma gecikmesi 2200

devir/dakikada, DY kullanımında yaklaşık 7° krank mili açısı olarak belirlenmiştir.

Şekil 4'te test yakıtlarının (DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20) krank mili açısına bağlı olarak silindir basıncı ve ısı yayılımı oranı değerlerinin değişimi 1000 devir/dakika için verilmiştir. Test yakıtları, krank mili açısına göre benzer ısı yayılımı oranı ve silindir basıncı değişimi karakteristikleri sergilemiştir. DY kullanımına göre DGDE4, DGDE6 ve DGDE8 kullanıldığında ortalama (devir sayısına göre) olarak maksimum silindir basıncı sırasıyla %2.04, %1.54 ve %1.07 oranlarında artmıştır. Bu artış, bitkisel yağın ve DGDE'nin yapısında bulunan oksijenin, yanma odasındaki zengin karışım bölgelerinde yanmayı iyileştirmesinden kaynaklanabilir. Ayrıca, DGDE'nin setan sayısı dizel yakıtına göre daha yüksek olduğu için söz konusu karışım yakıtları (DGDE4, DGDE6 ve DGDE8) kullanıldığında, kendi kendine tutuşma meylinin artmasıyla azalan tutuşma gecikmesi nedeniyle motorun daha kararlı çalışması (yanmanın genişleme strokunun sonlarına doğru kayması önlenerek yanmanın zamanında tamamlanması) sağlanmış olabilir. Bu durum, maksimum basıncın artmasına neden olmuş olabilir. Fakat yakıt karışımındaki DGDE oranı arttıkça maksimum basıncındaki ortalama artış oranı azalmaktadır. Nitekim DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanıldığında maksimum silindir basıncı ortalama olarak sırasıyla %0.82, %1.92 ve %2.71 oranlarında azalmıştır. Bu azalma, söz konusu karışımların (DGDE10, DGDE15 ve DGDE20), ısıl değerlerinin dizel yakıtına göre daha düşük olmasından kaynaklanmıştır (Tablo 3). Ayrıca, yüksek oranlarda (%10, %15 ve %20) DGDE kullanımı nedeniyle setan sayısındaki artış (Tablo 3), tutuşma gecikmesi süresince yanma odasında biriken yakıt miktarının azalmasına ve dolayısıyla maksimum silindir basıncının azalmasına neden olmuş olabilir. Yakıt karışımındaki DGDE oranı arttıkça ısıl değer azaldığı için maksimum silindir basıncındaki ortalama azalma artmıştır. Diğer bir ifade ile karışımların (DGDE10, DGDE15 ve DGDE20) ısıl değerleri daha düşük olduğu için yanma sonucunda açığa çıkan enerji azalmış ve neticede maksimum basıncındaki ortalama azalma (%0.82'den %2.71'e kadar) artmıştır.

DY kullanımına göre DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10 ve DGDE15 kullanıldığında maksimum net ısı yayılımı oranı ortalama (devir sayısına göre) olarak sırasıyla %7.68, %4.76, %3.84, %2.15 ve %1.18 oranlarında artmıştır. Isı yayılımı oranındaki ortalama artış, bitkisel yağın ve DGDE'nin oksijen içeriği nedeniyle yanma hızının artmasına ve yanmanın iyileşmesine bağlanabilir. Fakat ortalama artış, yakıt karışımındaki DGDE oranı arttıkça (%7.68'den %1.18'e kadar) azalmaktadır. Nitekim DGDE20 kullanıldığında maksimum net ısı yayılımı oranı ortalama olarak %2.97 oranında azalmıştır. Bu azalma, dizel yakıtına göre DGDE'nin dolayısıyla DGDE20'nin ısıl değerinin düşük olmasına bağlanabilir. Ayrıca, DGDE ilavesiyle tutuşma gecikmesi azaldığı için kontrolsüz yanma safhasında birikmiş olan yanabilir (tutuşabilir) karışım miktarı azalacağından dolayı maksimum silindir basıncının azaldığı gibi maksimum net ısı yayılımı oranı da azalmıştır. Maksimum silindir basıncı ve maksimum net ısı yayılımı

oranındaki azalma Varuvel vd. [15] tarafından gerçekleştirilen çalışmada da tespit edilmiştir.



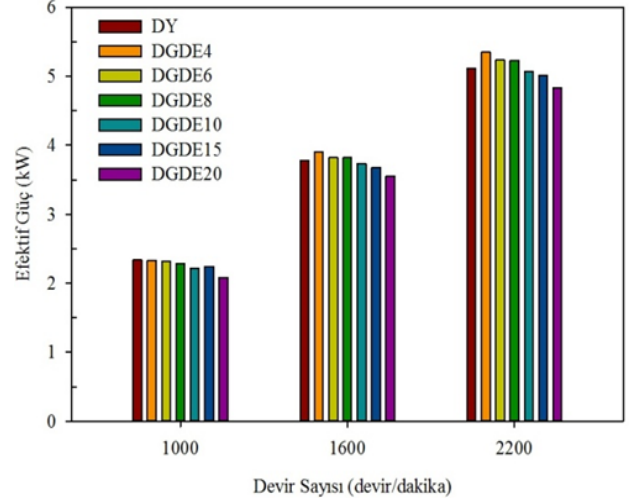
Şekil 4. Isı yayılımı oranı ve silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi

İncelenen tüm yakıtlar ve devir sayıları dikkate alındığında, maksimum basınçların ve maksimum net ısı yayılımı oranlarının sırasıyla üst ölü noktadan 6-10° ve 1-10° krank mili açısı sonra elde edildiği belirlenmiştir. Devir sayısının artışıyla maksimum basınçların ve maksimum net ısı yayılımı oranlarının elde edildiği krank mili açısı değerleri tüm yakıtlar için artmıştır (üst ölü noktadan uzaklaşmıştır). En yüksek maksimum basınç ve en yüksek maksimum ısı yayılımı oranı değerleri sırasıyla 86.1905 bar (DGDE8) ve 31.0228 J/°KMA (DGDE4) olarak belirlenmiştir. Ayrıca, devir sayısının artışıyla birlikte yanma başlangıcı üst ölü noktaya yaklaşmıştır. Karışım yakıtları kullanıldığında DY kullanımına göre maksimum net ısı yayılımı oranının elde edildiği krank mili açısı değerleri çok fazla değişmemiştir.

3.3 Efektif güç

Şekil 5'te efektif gücün, kullanılan yakıt türüne (DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20) ve devir sayısına (1000 devir/dakika, 1600 devir/dakika ve 2200 devir/dakika) göre değişimi verilmiştir. Devir sayısı arttıkça efektif güç, tüm yakıt türü için artmıştır. Maksimum efektif güç değerleri 2200 devir/dakikada, DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanımı için sırasıyla 5.1104 kW, 5.3485 kW, 5.2340 kW, 5.2271 kW, 5.0659 kW, 5.0129 kW ve 4.8356 kW olarak elde edilmiştir. Yakıtların maksimum efektif güç değerleri incelendiğinde, en yüksek değer DGDE4 kullanımında (5.3485 kW) elde edildiği görülmektedir. DY kullanımına göre DGDE4, DGDE6 ve DGDE8 kullanıldığında ortalama (devir sayısına göre) olarak efektif güçte, sırasıyla %2.56, %0.82 ve %0.32 oranlarında artış elde edilmiştir. Bu artış, tutuşma gecikmesi süresinin kısalmasından ve karışım yakıtlarının yapılarında bulunan oksijen nedeniyle yanmanın iyileşip silindir basıncı değerlerinin yükselmesinden kaynaklanmaktadır. Fakat yakıt karışımındaki DGDE oranı arttıkça efektif güçteki ortalama artış oranı azalmaktadır. Nitekim DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanımında ortalama olarak efektif güçte, sırasıyla %2.43, %2.88 ve %7.36 oranlarında azalma

tespit edilmiştir. Bu azalma, söz konusu karışımların (DGDE10, DGDE15 ve DGDE20) ısı değerlerinin daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, yakıt karışımındaki DGDE oranı arttıkça ısı değeri azaldığı için efektif güçteki ortalama azalma artmıştır.

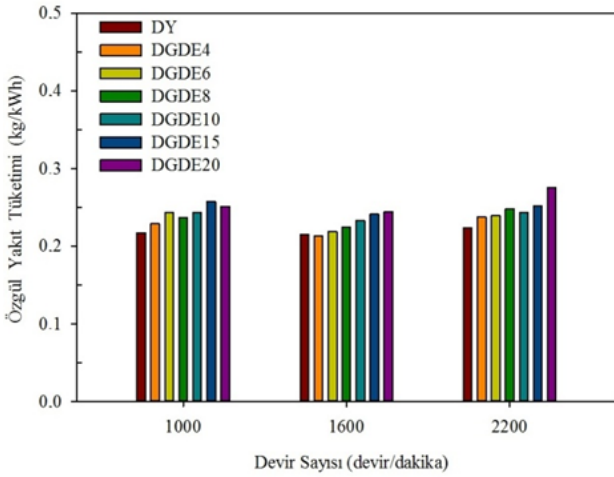


Şekil 5. Devir sayısı ve yakıt türüne göre efektif güçteki değişim

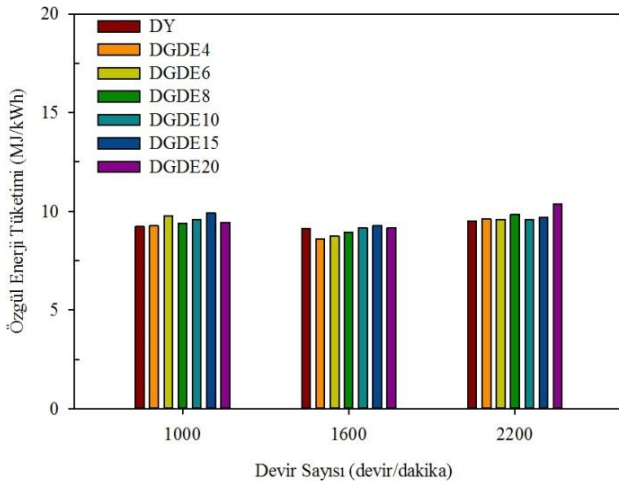
3.4 Özgül yakıt tüketimi ve özgül enerji tüketimi

Şekil 6 ve Şekil 7'de, tüm test yakıtları (DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE 20) için özgül yakıt tüketiminin ve özgül enerji tüketiminin devir sayısına (1000 devir/dakika, 1600 devir/dakika ve 2200 devir/dakika) göre değişimleri verilmiştir. Tüm test yakıtları için devir sayısının artışıyla özgül yakıt tüketiminin ve özgül enerji tüketiminin önce azalıp 1600 devir/dakikada minimum değerler aldığı belirlenmiştir. Örneğin, DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanımı için sırasıyla minimum özgül yakıt tüketimi değerleri 0.2145 kg/kWh, 0.2125 kg/kWh, 0.2183 kg/kWh, 0.2248 kg/kWh, 0.2327 kg/kWh, 0.2410 kg/kWh ve 0.2439 kg/kWh olarak; minimum özgül enerji tüketimi değerleri ise 9.1266 MJ/kWh, 8.6006 MJ/kWh, 8.7551 MJ/kWh, 8.9363 MJ/kWh, 9.1647 MJ/kWh, 9.2746 MJ/kWh ve 9.1694 MJ/kWh olarak belirlenmiştir. En düşük minimum özgül yakıt tüketiminin ve özgül enerji tüketiminin, DGDE4 (0.2125 kg yakıt/kWh ve 8.6006 MJ/kWh) kullanımında elde edildiği belirlenmiştir. Devir sayısının (1600 devir/dakikadan 2200 devir/dakikaya) artışıyla birlikte özgül yakıt tüketimi ve özgül enerji tüketimi artmıştır. DY kullanımına göre DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanıldığında ortalama (devir sayısına göre) olarak sırasıyla özgül yakıt tüketimi %3.65, %6.98, %8.28, %9.84, %14.52 ve %17.60 oranlarında artmıştır. Karışım yakıtlarının alt ısı değerleri dizel yakıtına göre daha düşük olduğundan (Tablo 3) dolayı karışım yakıtları kullanıldığında aynı motor gücünü elde etmek için silindir içerisine daha fazla yakıt gönderilir. Ayrıca, karışım yakıtlarının yoğunlukları daha fazla olduğu için (Tablo 3) kullanıldıklarında yanma odasına kütlece daha fazla yakıt gönderilmiş olur. Bu nedenlerden dolayı DY kullanımına göre özgül yakıt tüketimi artmıştır. Ayrıca, dizel

yakıtına kıyasla, DGDE'nin ısı değeri düşük ve yoğunluğu yüksek olduğu için karışım bileşimindeki DGDE oranı arttıkça özgül yakıt tüketimindeki ortalama artış artmıştır. Özgül enerji tüketimi, özgül yakıt tüketimi ile alt ısı değerinin çarpımına eşittir. Dizel yakıtına kıyasla DGDE4 kullanıldığında, özgül yakıt tüketimi ortalama olarak %3.65 oranında artarken, DGDE4'ün alt ısı değeri %4.8420 (Tablo 3) oranında azaldığı için özgül enerji tüketimi (ortalama olarak %1.37 oranında) azalmıştır. Diğer bir anlatımla, DGDE4'ün yapısında bulunan oksijen nedeniyle yanmanın iyileştiği ve bu yüzden özgül yakıt tüketiminin (alt ısı değerinin azalmasına rağmen) çok fazla artmadığı yorumlanmıştır. Böylece DGDE4 kullanıldığında, dizel yakıtına göre özgül enerji tüketiminde ortalama olarak bir azalma görülmüştür. Diğer taraftan, DGDE'nin karışım içerisindeki yüzdesi arttıkça, özgül yakıt tüketimindeki artışın daha baskın hale gelip, özgül enerji tüketiminin sırasıyla DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanımında ortalama (devir sayısına göre) olarak %0.87, %1.17, %1.69, %3.60 ve %3.92 oranlarında arttığı hesaplanmıştır.



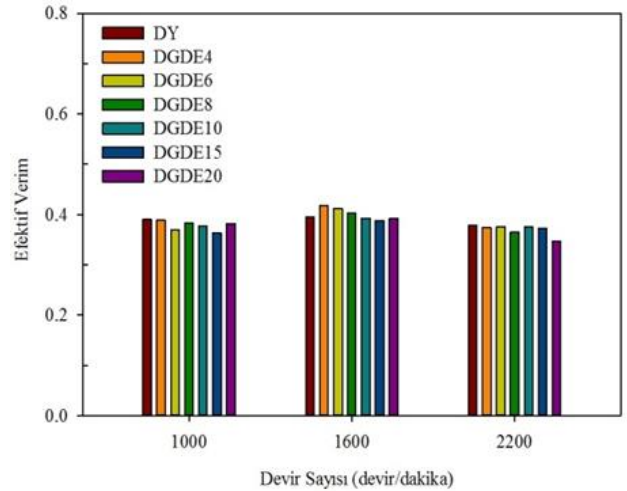
Şekil 6. Devir sayısı ve yakıt türüne göre özgül yakıt tüketimindeki değişim



Şekil 7. Devir sayısı ve yakıt türüne göre özgül enerji tüketimindeki değişim

3.5 Efektif verim

Şekil 8'de devir sayısına bağlı olarak (1000 devir/dakika, 1600 devir/dakika ve 2200 devir/dakika) farklı test yakıtlarının (DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20) efektif verime olan etkileri verilmektedir. Tüm test yakıtları için efektif verimin, devir sayısının artışıyla önce arttığı ve 1600 devir/dakikada maksimum değerler aldığı tespit edilmiştir. DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanımında maksimum efektif verim değerleri 0.3945, 0.4186, 0.4112, 0.4028, 0.3928, 0.3882 ve 0.3926 olarak hesaplanmıştır. En yüksek efektif verim, DGDE4 (0.4186) kullanımında elde edilmiştir. Devir sayısı 1600 devir/dakikadan 2200 devir/dakikaya artırıldığında; mekanik kayıpların artışı, yanma için daha kısa sürenin kalması, soğutmanın güçleşmesi ve nihayetinde özgül yakıt tüketiminin artışıyla (Şekil 6) efektif verim, tüm yakıtlar için azalmıştır. Deneylerde kullanılan dizel motor, DGDE4 ile çalıştırıldığında dizel yakıtına kıyasla, özgül yakıt tüketimi (ortalama olarak %3.65 oranında) artmasına rağmen, efektif verim ortalama (devir sayısına göre) olarak %1.49 oranında artmıştır. Bu artışın sebebi olarak alt ısı değerinin azalması ve DGDE4'ün yapısındaki oksijen nedeniyle yanmanın iyileşmesi gösterilebilir. Fakat DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanımı ile efektif verim ortalama olarak %0.71, %1.10, %1.64, %3.41 ve %3.65 oranlarında azalmıştır. Bu azalma daha önceden belirtilen nedenlerden dolayı özgül yakıt tüketimindeki ortalama artışın (Şekil 6) bir neticesidir. Efektif verimdeki azalma Varuvel vd. [15] tarafından gerçekleştirilen çalışmada da tespit edilmiştir.

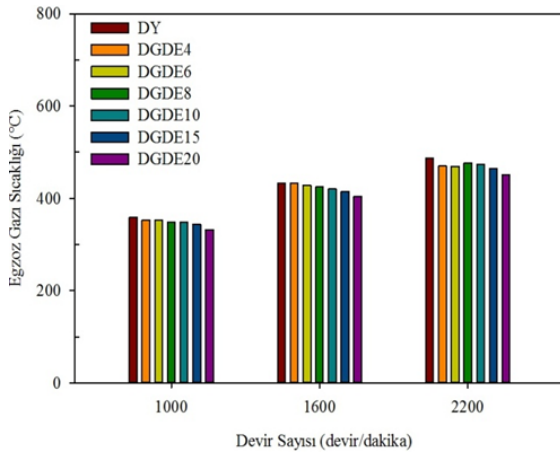


Şekil 8. Devir sayısı ve yakıt türüne göre efektif verimdeki değişim

3.6 Egzoz gazı sıcaklığı

Şekil 9'da egzoz gazı sıcaklığının devir sayısı (1000 devir/dakika, 1600 devir/dakika ve 2200 devir/dakika) ve yakıt türü (DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20) ile değişimi görülmektedir. Tüm yakıt türleri için devir sayısı arttıkça egzoz gazı sıcaklığı artmıştır. Yakıtların maksimum egzoz gazı sıcaklığı değerleri incelendiğinde, en yüksek değerlerin DY kullanımında (487.94 °C) elde edildiği belirlenmiştir. DY

kullanımına göre DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanıldığında ortalama (devir sayısına göre) olarak egzoz gazı sıcaklığında sırasıyla %1.75, %2.21, %2.46, %3.06, %4.40 ve %7.34 oranlarında azalma tespit edilmiştir. Egzoz gazı sıcaklığındaki ortalama azalma, yakıt karışımındaki DGDE oranı arttıkça artmaktadır. Karışım yakıtları kullanıldığında silindir sıcaklığının azalmasına (Şekil 2) neden olan faktörler (ısıl değer ve buharlaşma ısısı), egzoz gazı sıcaklığının da azalmasına neden olmuştur. Ayrıca, daha önceden bahsedildiği gibi, DGDE'nin setan sayısının yüksek olması nedeniyle karışım yakıtları kullanıldığında tutuşma gecikmesi süresi kısalmıştır. Bu durum, yanmanın genişleme strokunun sonlarına doğru kaymasını engellediğinden dolayı egzoz gazı sıcaklığı azalmıştır. Egzoz gazı sıcaklığındaki azalma Varuvel vd. [15] tarafından gerçekleştirilen çalışmada da tespit edilmiştir.



Şekil 9. Devir sayısı ve yakıt türüne göre egzoz gazı sıcaklığındaki değişim

3.7 Maksimum silindir sıcaklığı ve ilgili krank mili açısı değerlerinin interpolasyon ve ekstrapolasyon ile tahmini

Bu kısımda, 1000 devir/dakika için tüm test yakıtlarının maksimum silindir sıcaklığı ve ilgili (silindir sıcaklığının maksimum olduğu) krank mili açısı değerleri Denklem (13-24) kullanılarak belirlenmiştir. Denklem (13-24)'te verilen (x_0, x_1, \dots, x_n) krank mili açısı değerlerini; (y_0, y_1, \dots, y_n) ise deneysel olarak belirlenen silindir sıcaklığı değerlerini temsil etmektedir. Bir fonksiyonun maksimum değer aldığı noktada 1. türevi sıfır, 2. türevi ise sıfırdan küçüktür. Dolayısıyla, Denklem (14) sıfıra eşitlenmiş ve aralığı ikiye bölme yöntemiyle silindir sıcaklığının maksimum olduğu krank mili açısı değerleri (1. türevi sıfır yapan x değerleri) sayısal olarak (interpolasyon tekniği ile) belirlenmiştir. Aralığı ikiye bölme yöntemi için MATLAB yazılımında bir program yazılmış ve 10^{-11} hassasiyetinde kök değerleri (1. türevi sıfır yapan değerler) belirlenmiştir. Belirlenen krank mili açısı değerleri Denklem (15)'te kullanılarak 2. türevin sıfırdan küçük olduğu görülmüştür. Aralığı ikiye bölme yöntemiyle hesaplanan krank mili açısı değerleri Denklem (13)'te yerine yazılarak maksimum silindir sıcaklığı değerleri her bir test yakıtı için (ekstrapolasyon tekniği ile)

tahmin edilmiştir. İnterpolasyon için $12^\circ, 14^\circ, 16^\circ$ ve 18° ; ekstrapolasyon için $20^\circ, 22^\circ, 24^\circ$ ve 26° krank mili açısındaki sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Tablo 6'da 1000 devir/dakikada tüm test yakıtları için deneysel veriler (maksimum silindir sıcaklığı ve maksimum silindir sıcaklığının elde edildiği krank mili açısı değerleri) ile hesaplanan değerler arasındaki bağıl hatalar verilmiştir. 1000 devir/dakikadaki maksimum silindir sıcaklığı ve ilgili krank mili açısı değerleri DY, DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 için sırasıyla 2163.6345 K (17°), 1998.9235 K (15°), 2022.4433 K (16°), 2036.3711 K (17°), 1990.2303 K (16°), 1892.8093 K (15°) ve 2024.2936 K (16°) olarak deneysel belirlenmiştir. Maksimum silindir sıcaklığının ve maksimum silindir sıcaklığının elde edildiği krank mili açısının tahmininde sırasıyla %0.9103 ve %2.5027 oranlarında ortalama bağıl hatalar hesaplanmıştır.

Tablo 6. Tüm test yakıtları için deneysel veriler ile hesaplanan değerler arasındaki bağıl hatalar

Yakıt	Gerçek bağıl hata (%)	
	Maksimum silindir sıcaklığı (K)	Krank mili açısı (derece)
	Denklem (13)	Denklem (14)
DY	0.0589	1.6618
DGDE4	1.9463	3.4907
DGDE6	0.3178	3.0644
DGDE8	1.4387	3.4571
DGDE10	0.0818	3.1225
DGDE15	0.9319	1.7240
DGDE20	1.5966	0.9981
	Ortalama: 0.9103	2.5027

3.8 Silindir sıcaklığı için 3-boyutlu denklemin elde edilmesi

Bu bölümde, DY ve (DGDE içeren) üçlü karışım yakıtları kullanıldığında elde edilen silindir sıcaklığı değerlerinin krank mili açısı ve devir sayısına göre değişimine, en küçük kareler regresyonu yöntemi yardımıyla 3-boyutlu denklem uyumlanmıştır:

$$f(x_1, x_2) = \frac{a + b \cdot x_1 \cdot x_2^2}{1 + c \cdot x_2 + d \cdot x_2^2} + e \cdot x_2 \quad (25)$$

Yukarıdaki denklemde, $f(x_1, x_2)$ silindir sıcaklığını (K), x_1 devir sayısını (devir/dakika) ve x_2 krank mili açısını temsil etmektedir. Ayrıca, a, b, c, d ve e regresyon katsayılarıdır. Uyumlanan denklem için regresyon katsayıları, determinasyon katsayıları (r^2) ile ölçülen ve hesaplanan sıcaklık değerleri arasındaki gerçek (bağıl) hata oranlarının ortalamaları Tablo 7'de verilmiştir. En düşük determinasyon katsayısının 0.9299 ve en yüksek ortalama hatanın %4.9044 olduğu dikkate alındığında; uyumlanan 3-boyutlu denklemin, silindir sıcaklığının krank mili açısı ve devir sayısına göre değişimini iyi temsil ettiği söylenebilir. Farklı araştırmacılar [41-46] tarafından dizel yakıtı kullanılarak değişik çalışma koşulları için deneysel olarak belirlenen silindir sıcaklığı değerleri de 3-boyutlu denklem yardımıyla tahmin edilmiştir. Hata oranları (ölçülen sıcaklık değeri ile hesaplanan sıcaklık değeri arasındaki) hesaplanmış ve Tablo 8'de verilmiştir.

Tablo 7. Regresyon katsayıları, determinasyon katsayıları ve ortalama gerçek hata oranları

Yakıt	Regresyon katsayıları					Determinasyon katsayısı (r ²)	Ortalama gerçek hata oranı (%)
	a	b	c	d	e		
DY	0.1516e4	0.1873e-3	-0.2685e-1	0.7794e-3	0.7383e1	0.9609	3.5000
DGDE4	0.1426e4	0.2373e-3	-0.2868e-1	0.9077e-3	0.7251e1	0.9403	4.5476
DGDE6	0.1435e4	0.1669e-3	-0.2729e-1	0.8313e-3	0.8323e1	0.9514	3.8517
DGDE8	0.1429e4	0.1342e-3	-0.2649e-1	0.7747e-3	0.8915e1	0.9435	4.1675
DGDE10	0.1412e4	0.1846e-3	-0.2733e-1	0.8258e-3	0.761e1	0.9533	3.8581
DGDE15	0.1377e4	0.2487e-3	-0.2921e-1	0.92599e-3	0.6211e1	0.9335	4.9044
DGDE20	0.1395e4	0.1395e-3	-0.2565e-1	0.7701e-3	0.8701e1	0.9299	4.3541

Tablo 8. Ref. [41-46]'da kullanılan motorların özellikleri ve çalışma koşulları ile 3-boyutlu denklemin hata oranları

Ref.	Motorun teknik özellikleri	Devir sayısı ve yük	Krank mili açısı (derece)	Gerçek hata oranı (%)	
[41]	Tek silindirli, dört-zamanlı, doğal emişli	1500 devir/dakika, %100	62	4.1936	
[42]	Tek silindirli, dört-zamanlı, su soğutmalı, direkt-püskürtmeli	1500 devir/dakika, %100	-2 -6 -9 -8 -7 -6 11 12 13 14 15 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65	3.9020 0.2469 2.3080 0.7210 3.7436 3.4934 4.2301 2.7790 1.0649 0.8131 2.9284 3.1794 3.8556 4.3373 4.4855 4.6496 4.5023 4.5512 4.7896 4.4126 4.4589	
[43]	Tek silindirli, dört-zamanlı, su soğutmalı, doğal emişli, direkt-püskürtmeli	1000 devir/dakika, %100	15 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65	2.9284 3.1794 3.8556 4.3373 4.4855 4.6496 4.5023 4.5512 4.7896 4.4126 4.4589	
[44]	Altı silindirli, dört-zamanlı, turbo şarjlı	1400 devir/dakika	0.16 MPa ortalama efektif basınç 0.48 MPa ortalama efektif basınç 0.81 MPa ortalama efektif basınç 1.3 MPa ortalama efektif basınç	-13 -13 -12 -13 -12 -11 -10 -10 -9 -8 -11 -10 -9 -8 0 1 2 3	3.4421 1.6743 4.2899 4.5445 1.8426 1.4762 4.4401 4.4695 1.7611 1.6261 4.3396 2.4575 3.4956 4.3668 3.1245 0.8950 2.0010 4.3542
[45]	Tek silindirli, dört-zamanlı, hava soğutmalı, direkt-püskürtmeli, doğal emişli	1500 devir/dakika	%25 %75	-13 -12 -11 -10 -9 -8 -7 7 8 9 10 11 12 13	2.4040 4.6403 2.4502 2.9954 3.5119 0.9652 2.8197 3.9715 2.3282 0.5911 0.2393 1.1667 3.1710 3.7548
[46]	Dört silindirli, dört-zamanlı, su soğutmalı, indirekt-püskürtmeli, doğal emişli	1400 devir/dakika	%100	-12 -11 -10	2.2970 0.3425 3.4340

Hata oranlarının %5'in altında kalması (en yüksek hata oranının %4.7896 olması) nedeniyle, 3-boyutlu denklemin, farklı araştırmacılar tarafından dizel yakıtı için ölçülen silindir sıcaklığı değerlerini de iyi temsil ettiği söylenebilir. Fakat **Denklem (25)**'in genel bir denklem olmadığı ve daha fazla veri ile test edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Mevcut literatürde, dizel yakıtı-bitkisel yağ-DGDE karışımları kullanılarak farklı araştırmacılar tarafından deneysel olarak elde edilen silindir sıcaklığı verileri bulunmadığından dolayı, sadece dizel yakıtı kullanılarak farklı araştırmacılar tarafından belirlenen sıcaklık değerleri 3-boyutlu denklem yardımıyla tahmin edilebilmiştir. Diğer bir ifade ile, DGDE içeren karışımların 3-boyutlu denklem yardımıyla silindir sıcaklığı değerlerinin tahmini için sadece sunulan çalışmada elde edilen veriler kullanılabilir.

3.9 Egzoz emisyonları

Motor performansı ve yanma parametreleriyle ilgili elde edilen sonuçlar ile DGDE'nin maliyeti dikkate alınarak, DGDE4, DGDE6, DGDE8 ve DGDE10 karışım yakıtlarının egzoz emisyonları dikkate alınmıştır. DY kullanımına göre DGDE4, DGDE6, DGDE8 ve DGDE10 kullanıldığında egzoz emisyonlarındaki ortalama (devir sayısına göre) değişimler verilmiştir. Hidrokarbon, karbonmonoksit, is ve azotoksit emisyonları DGDE4, DGDE6, DGDE8 ve DGDE10 kullanıldığında ortalama olarak sırasıyla % 13.36, % 15.04, % 20.95, % 25.24; % 10.42, % 18.14, % 21.03, % 24.64; % 4.26, % 5.22, % 6.54, % 8.25; ve % 3.33, % 5.76, % 7.37 ve % 8.25 oranlarında azalmıştır. Devir sayısının artışıyla birlikte genellikle, karbonmonoksit ve azotoksit emisyonları azalmış fakat is ve hidrokarbon emisyonları artmıştır. Karışım yakıtlarının ısıl değerleri daha düşük olduğu için yakıt tüketimleri yüksektir ve yanma odasında yakıtça zengin karışım bölgeleri meydana gelir. DGDE ve bitkisel yağın yapısında bulunan oksijen, yerel zengin karışım bölgelerinde oksitlenmeyi artırarak hidrokarbon ve karbonmonoksit emisyonlarının azalmasına neden olmuş olabilir. DGDE'nin karbon/hidrojen oranının düşük olması, bu emisyonların azalmasını diğer bir sebebi olabilir. Ayrıca, DGDE içeriğinin artması, karışımın viskozitesinin azalmasına ve atomizasyonun iyileşmesine neden olduğu için karışım yakıtları kullanıldığında karbonmonoksit ve hidrokarbon emisyonları ortalama olarak azalmıştır. DGDE ve bitkisel yağın oksijen içeriği, difüzyon yanma fazında daha fazla partikül maddenin oksitlenmesini sağlayarak is emisyonunun azalmasına neden olmuş olabilir. DGDE ve bitkisel yağın düşük aromatik ve sülfür içeriği nedeniyle de is emisyonunun azaldığı söylenebilir. Emisyonlardaki azalma Nabi vd. [47] tarafından gerçekleştirilen çalışmada da tespit edilmiştir. Azotoksit emisyonundaki azalma; karışımların ısıl değerlerinin düşük, setan sayılarının yüksek olmasına (tutuşma gecikmesi süresinin kısılmasına) ve karışımlar kullanıldığında silindir sıcaklığının azalmasına bağlanabilir. DGDE ve bitkisel yağın düşük aromatik içeriği, azotoksit emisyonundaki azalmanın diğer bir sebebi olabilir [12]. Azotoksit emisyonundaki azalma Referans [15] ve [48]'de verilen çalışmalarda da tespit edilmiştir.

4 Sonuçlar

DY-bitkisel yağ-DGDE üçlü karışımlarının bir dizel motorun performans, yanma ve emisyon karakteristiklerine etkileri farklı devirlerde (1000-2200 devir/dakika) deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca, interpolasyon ve ekstrapolasyon teknikleri kullanılarak maksimum silindir sıcaklığı ile maksimum silindir sıcaklığının elde edildiği krank mili açısı değerleri (sayısal olarak) tahmin edilmiştir. Çalışmadan elde edilen en önemli sonuçlar aşağıda verilmiştir:

DY kullanımına göre DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanıldığında ortalama olarak; tutuşma gecikmesi (%2.63-%8.07) kısalmış, egzoz gazı sıcaklığı (% 1.75-% 7.34) azalmış, özgül yakıt tüketimi (%3.65-%17.60) artmış ve maksimum silindir sıcaklığı (%5.62-%9.59) azalmıştır.

Maksimum silindir basıncı ve efektif güç; DGDE4, DGDE6 ve DGDE8 kullanıldığında ortalama olarak %1.07-%2.04 ve %0.32-%2.56 aralığında artmıştır. DGDE10, DGDE15 ve DGDE20 kullanıldığında ise ortalama olarak maksimum silindir basıncı (%0.82-%2.71) ve efektif güç (%2.43-%7.36) azalmıştır. DGDE4 kullanıldığında ortalama olarak, özgül enerji tüketimi (% 1.37) azalırken, efektif verim (%1.49) artmıştır. Diğer karışım yakıtları (DGDE6, DGDE8, DGDE10, DGDE15 ve DGDE20) için ise ortalama olarak, özgül enerji tüketimi (%0.87-%3.92) artarken, efektif verim (%0.71-%3.65) azalmıştır.

DGDE4, DGDE6, DGDE8, DGDE10 ve DGDE15 kullanıldığında maksimum net ısı yayılımı oranı (ortalama olarak %1.18-%7.68 aralığında) artarken, DGDE20 kullanıldığında (ortalama olarak %2.97 oranında) azalmıştır.

İnterpolasyon ve ekstrapolasyon yöntemleriyle maksimum silindir sıcaklığı ve ilgili krank mili açısı değerlerinin tahmininde ortalama hata oranı, %0.9103 ve %2.5027 olarak hesaplanmıştır.

DY kullanımına göre, DGDE4, DGDE6, DGDE8 ve DGDE10 kullanıldığında ortalama olarak sırasıyla hidrokarbon emisyonu %13.36, %15.04, %20.95, %25.24; karbonmonoksit emisyonu %10.42, %18.14, %21.03, %24.64; is emisyonu %4.26, %5.22, %6.54, %8.25 ve azotoksit emisyonu %3.33, %5.76, %7.37 ve %8.25 oranlarında azalmıştır.

DGDE içeren karışım yakıtları ve DY kullanıldığında elde edilen silindir sıcaklığı değerleri, 3-boyutlu denklem (**Denklem (25)**) yardımıyla hesaplanmış ve en düşük determinasyon katsayısının 0.9299 ile en yüksek ortalama hatanın %4.9044 olduğu belirlenmiştir. Farklı araştırmacılar tarafından değişik çalışma koşulları altında dizel yakıtı kullanılarak elde edilen silindir sıcaklığı değerlerinin 3-boyutlu denklem yardımıyla tahmininde ise en yüksek hata oranı %4.7896 olarak hesaplanmıştır.

DGDE4 kullanıldığında maksimum silindir basıncı, maksimum net ısı yayılımı oranı, efektif güç ve efektif verim artarken özgül enerji tüketimi, tutuşma gecikmesi ve emisyonlar azaldığı için DGDE4 dizel yakıtına alternatif bir yakıt olarak önerilebilir. DGDE4 ekonomik açıdan da diğer karışım yakıtlarına göre daha uygundur.

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar ışığında; DGDE4 karışım yakıtı, taşıt motorlarında test edilebilir ve motor parçalarına olan etkileri incelenebilir. Ayrıca, sıkıştırma oranı, püskürtme avansı, püskürtme basıncı, enjektör delik çapı ve yakıt sıcaklığı gibi parametrelerin (performans, yanma ve emisyonlara) etkileri incelenerek DGDE4 için en uygun çalışma koşulları belirlenebilir.

Semboller ve kısaltmalar

a, b, c, d ve e	: Regresyon katsayıları
B	: Toplam yakıt tüketimi (kg yakıt/saat)
$b_{e,enerji}$: Özgül enerji tüketimi (MJ/kWsaat)
$b_{e,yakıt}$: Özgül yakıt tüketimi (kg yakıt/kWh)
BYBD	: Badem yağı biyodizeli
BYBD90DMK10	: Hacimsel olarak %90 BYBD ve %10 dimetil karbonat içeren yakıt karışımı
BYBD80DMK20	: Hacimsel olarak %80 BYBD ve %20 dimetil karbonat içeren yakıt karışımı
CIBD	: Calophyllum Inophyllum bitkisi tohumundan üretilen biyodizel
CIBD90O10	: Hacimsel olarak %90 CIBD ve %10 1-oktanol içeren yakıt karışımı
CIBD80O20	: Hacimsel olarak %80 CIBD ve %20 1-oktanol içeren yakıt karışımı
CIBD70O30	: Hacimsel olarak %70 CIBD ve %30 1-oktanol içeren yakıt karışımı
CIBD60O40	: Hacimsel olarak %60 CIBD ve %40 1-oktanol içeren yakıt karışımı
CIBD50O50	: Hacimsel olarak %50 CIBD ve %50 1-oktanol içeren yakıt karışımı
DBE5	: Hacimsel olarak %80 dizel yakıtı, %15 atık kızartma yağı biyodizeli ve %5 dibutil eter içeren yakıt karışımı
DGDE	: Dietilen glikol dimetil eter
DGDE4	: Hacimsel olarak %4 DGDE içeren dizel yakıtı-bitkisel yağ-DGDE yakıt karışımı
DGDE6	: Hacimsel olarak %6 DGDE içeren dizel yakıtı-bitkisel yağ-DGDE yakıt karışımı
DGDE8	: Hacimsel olarak %8 DGDE içeren dizel yakıtı-bitkisel yağ-DGDE yakıt karışımı
DGDE10	: Hacimsel olarak %10 DGDE içeren dizel yakıtı-bitkisel yağ-DGDE yakıt karışımı
DGDE15	: Hacimsel olarak %15 DGDE içeren dizel yakıtı-bitkisel yağ-DGDE yakıt karışımı
DGDE20	: Hacimsel olarak %20 DGDE içeren dizel yakıtı-bitkisel yağ-DGDE yakıt karışımı
DMK	: Dimetil karbonat
DY	: (Sunulan çalışma kullanılan) dizel yakıtı
EHS5	: Hacimsel olarak %80 dizel yakıtı, %15 atık kızartma yağı biyodizeli ve %5 2 etilheksanol içeren yakıt karışımı
H_u	: Alt ısı değer (kJ/kg)

KMA	: Krank mili açısı (θ , derece)
k	: Özgül ısıların oranı
M_d	: Döndürme momenti (Nm)
N_e	: Efektif güç (kW)
n	: Devir sayısı (devir/dakika)
OTN5	: Hacimsel olarak %80 dizel yakıtı, %15 atık kızartma yağı biyodizeli ve %5 1-oktanol içeren yakıt karışımı
P	: Silindir basıncı (Pa)
R	: Ölçülen veya hesaplanan hedef fiziksel büyüklük
r^2	: Determinasyon katsayısı
SS	: Setan sayısı
V	: Silindir hacmi (m^3)
Q_{net}	: Yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisi ile silindir duvarlarına transfer olan ısı enerjisi arasındaki fark (J)
$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$: Belirsizlik analizi için bağımsız değişkenler
w_1, w_2, \dots, w_n	: Bağımsız değişkenlere ait belirsizlikler
w_R	: R büyüklüğünün belirsizliği
χ	: Karışım bileşeninin hacimsel oranı (%)
ω	: Krank milinin açısal hızı (1/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
η_e	: Efektif verim
$\Delta y_{-1}, \Delta y_0, \Delta y_1$: Birinci mertebeden ileri sonlu fark ifadeleri
$\Delta^2 y_{-1}, \Delta^2 y_0$: İkinci mertebeden ileri sonlu fark ifadeleri
$\Delta^3 y_{-1}$: Üçüncü mertebeden ileri sonlu fark ifadesi

Çıkar çatışması

Yazarlar çıkar çatışması olmadığını beyan etmektedir.

Benzerlik oranı (iThenticate): %8

Kaynaklar

- [1] G. Knothe, J.V. Gerpen, and J. Krahl, The Biodiesel Handbook. AOCS Press, Illinois (USA), 2005.
- [2] E. Aytav and G. Kocar, Biodiesel from the perspective of Turkey: past, present and future. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 25, 335-350, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.04.018>.
- [3] A. E. Özçelik, M. Acaroğlu and H. Köse, Determination of combustion characteristics of olive pomace biodiesel-Eurodiesel fuel mixtures. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 42, 1476-1489, 2020. <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1604862>.
- [4] H. M. Mahmudul, F. Y. Hagos, R. Mamat, A. Abdul Adam, W. F. W. Ishak and R. Alenezi, Production, characterization and performance of biodiesel as an alternative fuel in diesel engines – A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 72, 497-509, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.001>.
- [5] V. Mittal, K. N. Talapatra and U. K. Ghosh, A comprehensive review on biodiesel production from microalgae through nanocatalytic transesterification process: lifecycle assessment and methodologies.

- International Nano Letters, 12, 351–378, 2022. <https://doi.org/10.1007/s40089-022-00372-2>.
- [6] H. A. R. Allami and H. Nayebzadeh, The assessment of the engine performance and emissions of a diesel engine fueled by biodiesel produced using different types of catalyst. *Fuel*, 305, 121525, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121525>.
- [7] W.W. Pulkrabek, İçten Yanmalı Motorlar Mühendislik Temelleri (Çeviri Editörü: Doç. Dr. Halit Yaşar). Güven Kitabevi, İzmir, 2016.
- [8] A. Yakın, R. Behçet, H. Solmaz and S. Halis, Testing sodium borohydride as a fuel additive in internal combustion gasoline engine. *Energy*, 254, 124300, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124300>.
- [9] A. Yakın and R. Behçet, Effect of different types of fuels tested in a gasoline engine on engine performance and emissions. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46, 33325-33338, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.07.133>.
- [10] H. Bayraktar, Experimental and theoretical investigation of using gasoline–ethanol blends in spark-ignition engines. *Renewable Energy*, 30, 1733-1747, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.01.006>.
- [11] C.E. Mortimer, Modern Üniversite Kimyası, Cilt 2 (Çeviri Editörü: Prof. Dr. Turhan Altınata). Çağlayan Basımevi, İstanbul, 1999.
- [12] S. Sivanathan and H. P. Chandran, Investigation on the performance and emission characteristics of biodiesel and its blends with oxygenated additives in a diesel engine. *SAE Technical Paper*, 2014-01-1261, 1-11, 2014. <https://doi.org/10.4271/2014-01-1261>.
- [13] D. Yage, Z. Junjie, C. C. Shun, M. Xuelong, Z. Jinbao, P. Haiyong and W. Tao, Comparative study on combustion and particulate emissions for diesel-biodiesel and diesel-diglyme blends. *Fuel*, 313, 122710, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122710>.
- [14] S.C. Gad, Bis (2-Methoxyethyl) Ether. In: Wexler, P. (ed.), *Encyclopedia of Toxicology* (Third Edition), Elsevier (Academic Press), pp. 509-511, 2014.
- [15] E. G. Varuvel, T. Subramanian and P. Khatri, Effect of diglyme addition on performance and emission characteristics of hybrid minor vegetable oil blends (rubber seed and babassu oil) in a tractor engine – an experimental study. *Biofuels*, 11, 829-837, 2020. <https://doi.org/10.1080/17597269.2017.1418568>.
- [16] B. Ashok, K. Nanthagopal, V. Anand, K. M. Aravind, A. K. Jeevanantham and S. Balusamy, Effects of n-octanol as a fuel blend with biodiesel on diesel engine characteristics. *Fuel*, 235, 363-373, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.07.126>.
- [17] Y. Devarajan, Experimental evaluation of combustion, emission and performance of research diesel engine fuelled di-methyl-carbonate and biodiesel blends. *Atmospheric Pollution Research*, 10, 795-801, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.apr.2018.12.007>.
- [18] M. N. Nabi, M. G. Rasul and R. J. Brown, Influence of diglyme addition to diesel-biodiesel blends on notable reductions of particulate matter and number emissions. *Fuel*, 253, 811-822, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.05.072>.
- [19] S. S. Ali and M. R. Swaminathan, Effective utilization of waste cooking oil in a diesel engine equipped with CRDi system using C8 oxygenates as additives for cleaner emission. *Fuel*, 275, 118003, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118003>.
- [20] S. Simsek and S. Uslu, The effect of using amyl alcohol in a diesel engine on performance and emission parameters. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 5(1), 19-26, 2021. <http://doi.org/10.30939/ijastech..816698>.
- [21] M. Anwar, M. G. Rasul, N. Ashwath and M. M. K. Bhuiya, Ternary or binary blend? A case study using papaya seed oil biodiesel. *AIP Conference Proceedings*, 2324(050010), 1-7, 2021. <https://doi.org/10.1063/5.0039519>.
- [22] A. N. Bhatt and N. Shrivastava, Experimental investigation and neural network modelling of diesel engine using hexanol blended ternary waste cooking oil biodiesel with moderate preheating. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 52, 102285, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102285>.
- [23] S. Simsek, Effects of biodiesel obtained from canola, sefflower oils and waste oils on the engine performance and exhaust emissions. *Fuel*, 265, 117026, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117026>.
- [24] Q. Wang, J. Ni and R. Huang, The potential of oxygenated fuels (n-octanol, methylal, and dimethyl carbonate) as an alternative fuel for compression ignition engines with different load conditions. *Fuel*, 309, 122129, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122129>.
- [25] S. SenthilKumar and K. Rajan, Performance and emission characteristics of diesel engine using biodiesel with the effect of dimethyl carbonate (DMC) fumigation. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 44(2), 2986-2998, 2022. <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1654565>.
- [26] M. Anwar, M. G. Rasul and N. Ashwath, The synergistic effects of oxygenated additives on papaya biodiesel binary and ternary blends. *Fuel*, 256, 115980, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115980>.
- [27] Y. Di, C. S. Cheung and Z. Huang, Experimental investigation of particulate emissions from a diesel engine fueled with ultralow-sulfur diesel fuel blended with diglyme. *Atmospheric Environment*, 44(1), 55-63, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2009.09.039>.
- [28] R. Ennetta, H. S. Soyhan, C. Koyunoğlu and V. G. Demir, Current technologies and future trends for biodiesel production: a review. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 47, 15133-15151, 2022. <https://doi.org/10.1007/s13369-022-07121-9>.
- [29] A. Srivastava and R. Prasad, Triglycerides-based diesel fuels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4(2), 111-133, 2000. [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(99\)00013-1](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(99)00013-1).

- [30] Official Journal of the European Union, Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the council of 8 May 2003 on the promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32003L0030&from=en>, Accessed 10 November 2022.
- [31] Official Journal of the European Union, Regulation (EU) 2018/1999 of the European Parliament and of the Council and Directive 98/70/EC of the European Parliament and of the Council as regards the promotion of energy from renewable sources. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A52021PC0557>, Accessed 10 November 2022.
- [32] H. Bayraktar, An experimental study on the performance parameters of an experimental CI engine fuelled with diesel-methanol-dodecanol blends. *Fuel*, 87(2), 158-164, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2007.04.021>.
- [33] A. Çakmak, Yakıt olarak biyodizel-dizel yakıtı karışımlarının kullanıldığı tek silindirli bir dizel motoruna ekserji analizinin uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Türkiye, 2014.
- [34] A. Çakmak, Üretilen farklı yakıt katkılarıyla bir dizel motorunun yanma, performans ve emisyon karakteristiklerinin iyileştirilmesinin deneysel incelenmesi. Doktora Tezi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Türkiye, 2021.
- [35] J.B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, Singapur, 1988.
- [36] M. K. Yeşilyurt, Dizel yakıtına farklı ağır alkoller (1-bütanol, 1-pentanol ve 1-hekzanol) ilave edilmesinin tek silindirli bir dizel motorunun performans, yanma ve egzoz emisyon karakteristiklerine etkileri. *Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi*, 12(2), 397-426, 2020. <https://doi.org/10.29137/umagd.704961>.
- [37] J.P. Holman, Experimental Methods for Engineers 7th edition. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, New York, 2001.
- [38] İ. Karagöz, Sayısal Analiz ve Mühendislik Uygulamaları. Nobel Yayınevi, Ankara, 2014.
- [39] M. Bakioğlu, Sayısal Analiz. Birsen Yayınevi, İstanbul, 2011.
- [40] M. Fogiel, The Numerical Analysis Problem Solver. Research and Education Association, New Jersey, 1993.
- [41] P. Nautiyal, K. A. Subramanian, M. G. Dastidar and A. Kumar, Experimental assessment of performance, combustion and emissions of a compression ignition engine fuelled with *Spirulina platensis* biodiesel. *Energy*, 193, 116861, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116861>.
- [42] R. S. Gavhane, A. M. Kate, A. Pawar, M. R. Safaei, M. E. M. Soudagar, M. M. Abbas, H. M. Ali, N. R. Banapurmath, M. Goodarzi, I. A. Badruddin, W. Ahmed and K. Shahapurkar, Effect of zinc oxide nano-additives and soybean biodiesel at varying loads and compression ratios on VCR diesel engine characteristics. *Symmetry*, 12(6), 1042, 2020. <https://doi.org/10.3390/sym12061042>.
- [43] W. Mitaniec, Combustion process of direct injected water-coal mixture in diesel engine. *Combustion Engines*, 164(1), 37-43, 2016. <https://doi.org/10.19206/CE-116487>.
- [44] H. Chen, J. He, Y. Chen and H. Hua, Performance of a common rail diesel engine using biodiesel of waste cooking oil and gasoline blend. *Journal of the Energy Institute*, 91, 856-866, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2017.10.003>.
- [45] M. Nour, A. M. A. Attia and S. A. Nada, Combustion, performance and emission analysis of diesel engine fuelled by higher alcohols (butanol, octanol and heptanol)/diesel blends. *Energy Conversion and Management*, 185, 313-329, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.01.105>.
- [46] M. Anwar, M. G. Rasul and N. Ashwath, Investigation on the impact of papaya biodiesel-diesel blends on combustion of an agricultural CI engine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 463, 1-8, 2020. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/463/1/012001>.
- [47] M. N. Nabi, M. G. Rasul, S. M. A. Rahman, A. Dowell and Z. D. Ristovski, Study of performance, combustion and emission characteristics of a common rail diesel engine with tea tree oil-diglyme blends. *Energy*, 180, 216-228, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.070>.
- [48] E. G. Varuvel, A. Sonthalia, T. Subramanian and F. Aloui, NOx-smoke trade-off characteristics of minor vegetable oil blends synergy with oxygenate in a commercial CI engine. *Environmental Science and Pollution Research*, 25, 35715-35724, 2018. <https://doi.org/10.1007/s11356-018-3484-y>.

