



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



Farklı oranlarda etanol ve metanol katkısının tam yük altında dört silindirli dizel bir motorun performans ve emisyon değerlerine olan etkilerinin sayısal olarak incelenmesi

Numerical investigation of the effects of different percentage ethanol and methanol addition on performance and emission values of a four cylinder diesel engine at full load

Yazar(lar) (Author(s)): Fatih AKTAŞ¹, Salih KARAASLAN², Merthan KILIÇ³, Nuri YÜCEL⁴

ORCID¹: 0000-0002-1594-5002

ORCID²: 0000-0001-7957-2041

ORCID³: 0000-0003-1697-5868

ORCID⁴: 0000-0001-9390-5877

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article): Aktaş F., Karaaslan S., Kılıç M. ve Yücel N., “Farklı oranlarda etanol ve metanol katkısının tam yük altında dört silindirli dizel bir motorun performans ve emisyon değerlerine olan etkilerinin sayısal olarak incelenmesi”, *Politeknik Dergisi*, 22(4): 967-977, (2019).

Erişim linki (To link to this article): <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.492979

Farklı Oranlarda Etanol ve Metanol Katkısının Tam Yük Altında Dört Silindirli Dizel Bir Motorun Performans ve Emisyon Değerlerine Olan Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi

Araştırma Makalesi / Research Article

Fatih AKTAŞ^{1*}, Salih KARAASLAN¹, Merthan KILIÇ², Nuri YÜCEL¹

¹Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Gazi Üniversitesi, Türkiye

²TR Motor Güç Sistemleri Sanayi A.Ş, Hacettepe Teknokent F Blok Kat 1-2-3, Çankaya, Ankara, Türkiye

(Geliş/Received : 06.12.2018 ; Kabul/Accepted : 20.01.2019)

ÖZ

Dizel motorlarda farklı oranlarda biyodizel yakıt kullanılması belirli motor çalışma koşullarında fazla performans kayıplarına yol açmadan egzoz emisyonlarının azaltılması için oldukça iyi bir yöntemdir. Birçok ülkede ise %5 biyodizel yakıt katkısı zorunlu hale gelmiştir ve bu oran bazı ülkelerde çok daha fazladır. Bu çalışmada da dört silindirli dizel bir motorda %5, %10 ve %15 etanol ve metanol katkısının motor performansı ve emisyonlar üzerine olan etkileri AVL Boost v2018.1 yazılımı kullanılarak incelenmiştir. Analizler neticesinde elde edilen sonuçlar değerlendirilecek olursa; %5, %10 ve %15 hacimsel oranlarındaki etanol katkısında saf dizel yakıt kullanımına göre güçteki düşüş oranları sırasıyla maksimum %5, %4 ve %5 iken, aynı hacimsel orandaki metanol katkılı yakıt karışımında ise bu oranlar %5, %5 ve %8 olmaktadır. Benzer şekilde NO_x oluşumunda etanol katkısı ile azalma oranları maksimum %25, %27 ve %28 değerlerini alırken bu oran metanol katkısı ile %27, %28 ve %30 şeklinde gerçekleşmiştir. İs oluşumunda ise hem etanol hem de metanol kullanımında hıza bağlı olarak değişken bir davranış gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Etanol, metanol, dizel motor, AVL Boost.

Numerical Investigation of the Effects of Different Percentage Ethanol and Methanol Addition on Performance and Emission Values of a Four Cylinder Diesel Engine at Full Load

ABSTRACT

The use of different rates of biodiesel fuel in diesel engines is a very effective method for reducing exhaust emissions without causing excessive performance losses under certain engine operating conditions. In many countries, 5% biodiesel fuel contribution has become mandatory, and this ratio is much higher in some countries. In this study, addition of 5%, 10% and 15% ethanol and methanol to diesel fuel on engine performance and emission behaviour in a four-cylinder diesel engine were investigated using AVL Boost v2018.1 software. When 5%, 10% and 15% of ethanol is added to diesel fuel, the power is dropped 5%, 4% and 5% compare to pure diesel usage, respectively. In the addition of methanol, these percentages were become 5%, 5%, and 8%. With the addition of ethanol, the NO_x reduction rates are 25%, 27%, and 28%, respectively. In the usage of methanol, these emissions were reduced 27%, 28%, and 30%, respectively. In the formation of soot, both ethanol and methanol use has been found to vary depending on the engine speed.

Keywords: Ethanol, methanol, diesel engine, AVL Boost.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Artan nüfus sayısı ile birlikte araç sayıları da artmakta ve buna bağlı olarak ihtiyaç duyulan enerji miktarı da artmaktadır. Enerji ihtiyaçları ise özellikle ulaşım araçlarında fosil kökenli kaynaklardan sağlanmaya devam edilmektedir. Bu durumda da çevreye salınan petrol kökenli kirletici emisyonlar artmaktadır. Zararlı emisyonların miktarındaki artış hükümetlerin çok sıkı

kısıtlayıcı önlemler almalarını zorunlu kılmaktadır. Aynı zamanda, artan yakıt tüketimi alternatif yakıtların aranmasında artışa neden olmaktadır. Bu alternatif yakıtların başında etanol, metanol, singaz vb. yakıtlar gelmektedir. Birçok ülkede %5 alternatif yakıtın katkısı zorunludur ve çoğu otomotiv şirketi bu katkı oranlarını destekleyen motorlar üretmektedir. Dizel motorlarda farklı yakıtlar için AVL Boost programı ile yapılan sayısal çalışmalarla birlikte bazı deneysel çalışmalara örnekler aşağıda verilmiştir.

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : fatihaktas@gazi.edu.tr

Wojs vd.(2015) 6 silindirli dizel bir motorda dizel-propan gaz karışımı kullanarak farklı enjeksiyon kademeleri için AVL Boost programı yardımıyla performans ve emisyon incelemelerinde bulunmuşlardır. Elde edilen sonuçlara göre silindir içi basıncın yükseldiği ve yanma süresinin uzadığını saptamışlardır [1]. Kaewpradap vd.(2013) tek silindirli dizel bir motorda %50 yük konumu için deneysel olarak silindir içi sıcaklık, basınç, ısı salınım oranı ve valf kalkış yüksekliğini elde ederek bu verileri tek boyutlu AVL Boost programında doğrularak termodinamik bir model elde etmişlerdir. Elde edilen bu termodinamik model sayesinde de farklı karışım oranlarında çift yakıt çalışmaları yaparak önerilerde bulunmuşlardır [2]. Huong vd.(2012) tek silindirli dizel bir araştırma motorunda biyokütle gazlaştırma sonucunda elde edilen singazın dizel yakıt ile birlikte yakılmasında enjeksiyon stratejilerinin performansa ve emisyonlara olan etkilerini AVL Boost kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Yapılan iyileştirme çalışmalarının sonucunda motor gücünde ve NO_x salınımlarında azalma, CO ve is emisyonlarında artma gözlemlenmiştir. Ayrıca pilot enjeksiyon stratejisinin singaz/dizel çift yakıt kullanımında en iyi emisyon düşürücü olduğu saptanmıştır [3]. Aldhaidhawi vd.(2017) 4 silindirli direkt enjeksiyonlu dizel bir traktör motorunda 1400 devir/dak'da ve 2400 devir/dak'da biyodizel ve hidrojen katkısının motor performans ve emisyonlara olan etkilerini deneysel ve AVL Boost programı kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Dizel yakıt katılan %20 oranında kolza tohumu metil esteri ve emme manifolduna farklı oranlarda (%0 ile %5 arasında) hidrojen katkısı ile CO, is, yanmamış hidrokarbon emisyonları azalırken NO_x emisyonlarında bir miktar artış olduğu gözlemlenmiştir [4]. Praptijanto ve ark.(2015) yaptıkları çalışmada dikey iki silindirli dizel bir motorda E0, E2.5, E5, E7.5 ve E10 oranlarında etanol karışımı kullanarak özellikle 1400 devir/dak'da ve 0, 10, 20, 30, 40, 50 ve 60 Nm motor yüklerinde AVL Boost programı yardımıyla sayısal simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara bakıldığında etanol karışımının CO, is ve NO_x emisyonlarını düşürdüğü sonucuna ulaşmışlardır [5].

Yapılan çalışmada literatürden alınan deneysel verilerin bir-boyutlu AVL Boost programı yardımıyla doğrulama çalışmaları yapılmış ve elde edilen kalibrasyon faktörlerinden de yararlanarak saf dizel yakıt (DE0, DM0), %5 etanol ve metanol katkılı yakıt (DE5, DM5), %10 etanol ve metanol katkılı yakıt (DE10, DM10) ve %15 etanol ve metanol katkılı yakıt (DE15, DM15) karışımlarının motor performansına, yakıt tüketimine ve emisyon değerlerine olan etkileri incelenmiştir.

2. SİMULASYON TEORİSİ (SIMULATION THEORIES)

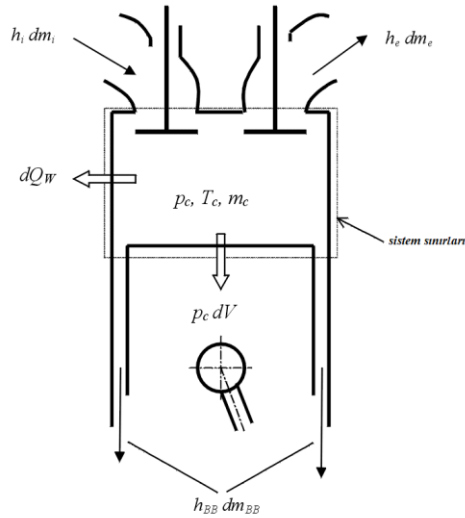
AVL Boost programı, temelde gaz dinamiği denklemlerinden faydalanılarak modellenen problemlere bir-boyutlu olarak yaklaşık çözümler sunmaktadır. Bu da denklemlerin çözümlerinden elde edilen sıcaklıkların,

basınçların ve akış hızlarının boruların enine kesiti üzerinde ortalama değerleri temsil ettiği anlamına gelmektedir. Ayrıca motorun herhangi bir parçasında üç boyutlu etkilerden kaynaklanan kayıpları en aza indirmek için uygun akış kayıp katsayıları tanımlanarak hata payını da azaltarak gerçekçi çözümler sunabilmektedir. AVL Boost programının tanımlanan şartları çözerken kullandığı temel korunum denklemleri, termodinamik ve ısı transferi modelleri, teori ve kullanıcı kitapçıklarından da [6,7] faydalanılarak detaylı bir şekilde incelenmiştir.

2.1 Temel Korunum Denklemleri (Basic Conservation Equations)

Termodinamiğin birinci yasası, piston çalışmasını, yakıt yanmasından ısı salınımını, yük arasındaki ısı değişimini, silindir duvarını, piston - piston başını, emme ve egzoz valfleri arasındaki entalpi akışını ve blow-by nedeniyle entalpi akışını dikkate alarak termodinamik durumu hesaplamak için kullanılır. Şekil-1 yukarıda belirtilen akışı göstermektedir. Termodinamiğin 1. yasasına göre silindirin termodinamik durum hesabı Eş. 1'deki gibidir:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (1)$$



Şekil 1. Silindir enerji dengesi (Cylinder energy balance) [6]

Eş. 1'de, $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$ silindirdeki iç enerji değişimini, $-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ pistonun yaptığı işi, $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ yakıtın sağladığı enerjiyi, $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ duvarlara olan ısı kayıplarını, $h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ krank bölgesine geçen entalpiyi, dm_i emme portundan silindire giren kütle, dm_e egzoz portundan çıkan kütle, h_i ve h_e giren ve çıkan kütlelerden kaynaklı entalpileri, q_{ev} yakıt buharlaşma ısısını, f silindirden çekilen buharlaşma ısısı oranı ve m_{ev} ise buharlaşan yakıt miktarını ifade etmektedir.

Silindirdeki kütle değişimi ise Eş.2'deki gibi hesaplanır:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \sum \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2)$$

Eş. 2’de, $\frac{dm_c}{d\alpha}$ silindirdeki kütle değişimini, $\frac{dm_i}{d\alpha}$ silindire emme portundan giren kütleyi, $\frac{dm_e}{d\alpha}$ silindirden egzoz portundan çıkan kütleyi, $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ krank bölgesine sızan kütleyi, m_{ev} ise buharlaşan yakıt kütle miktarını ifade etmektedir.

Eş. 1’de görüldüğü üzere yüksek basınç döngüsü için termodinamiğin birinci kanunu, silindirdeki iç enerji değişiminin pistonun yaptığı iş toplamının, yakıt ısı girdisi, duvar ısı kayıpları ve kartere sızan entalpi kayıplarının toplamına eşittir. Eş. 1 silindir içerisinde ve silindir dışarısında karışım hazırlama özelliğine sahip motorlar için geçerlidir. Silindir içerisinde (dizel motorlar) gerçekleşen karışımlar için yapılan kabuller:
i) Silindir içerisine eklenen yakıt ani olarak yanmaktadır,
ii) Yanma ürünleri, silindirde geri kalan dolgu ile aniden karışır ve homojen bir karışım oluşturur,
iii) Sonuç olarak, çevrimin H / Y oranı yanmanın başlangıcındaki yüksek değerden yanmanın sonuna kadar azalarak devam eder.

Gaz denklemi (Eş. 3) ele alındığında basınç, sıcaklık ve yoğunluk arasında ilişki kurulabilir.

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_c \quad (3)$$

Silindir içi sıcaklıklar Eş. 1’in Runge-Kutta metoduyla çözülmesiyle hesaplanabilmekte, böylelikle silindir içi sıcaklığın bilinmesi ile ideal gaz denklemi (Eş. 3) yardımıyla silindir içi basınç değerleri elde edilebilmektedir. Eş.3’te, p_c silindir içi basıncı, m_c silindir içerisindeki kütleyi, R_0 gaz sabitini, T_c ise silindir içi sıcaklığı temsil etmektedir.

2.2 Isı Transferi Modeli (Heat Transfer Model)

Yanma odasının duvarlarına yani silindir kafasına, pistonu ve silindir gömleğine olan ısı transferi Newton’un ısı transferi modeli ile şu şekilde hesaplanır:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (4)$$

Eş. 4’de, Q_{wi} duvar ısı akışını, A_i yüzey alanını, α_w ısı transfer katsayısını, T_c silindir içerisindeki gaz sıcaklığını, T_{wi} duvar sıcaklığını temsil etmektedir. Silindir gömleğinin sıcaklık dağılımı ise pistonun üst ölü nokta (ÜÖN) ve alt ölü nokta (AÖN) arasındaki eksenel sıcaklık değişimi dikkate alınarak hesaplanmaktadır:

$$T_L = T_{L,TDC} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{x \cdot c} \quad (5)$$

$$c = \ln \left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}} \right) \quad (6)$$

Eş. 5 ve 6’da, T_L gömlek sıcaklığını, $T_{L,TDC}$ üst ölü noktadaki gömlek sıcaklığını, $T_{L,BDC}$ alt ölü noktadaki gömlek sıcaklığını, x ise piston konumunun fonksiyonu olarak tanımlanabilir. Isı transfer katsayısı α_w ’nin hesaplanması için 6 farklı model kullanılmaktadır: Woschni 1978, Woschni 1990, Hohenberg, Lorenz, Avl 2000, Bargende. Çözümlemelerde kullanılan ısı transferi modeli Woschni 1978’dir. Yüksek basınç döngüsü için 1978 yılında yayınlanan Woschni modeli [8] şöyle özetlenmiştir:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot C_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0}) \right]^{0.8} \quad (7)$$

Eş. 7’de, $C_1 = 2.28 + \frac{0.308 c_u}{c_m}$ dir. c_u çevresel hızı, c_m ise ortalama piston hızını ifade etmektedir. C_2 katsayısı ise direkt enjeksiyonlu motorlarda 0.00324 alınmaktadır. D silindir çapını, V_D silindir başına yer değiştirme hacmini, $p_{c,0}$ soğuk çevrimdeki silindir içi basıncı, $T_{c,1}$ emme supabı kapalı durumdaki silindir içerisindeki sıcaklığı, $p_{c,1}$ emme supabı kapalı olduğu durumdaki basınç değerini temsil etmektedir.

2.3 Yanma Modeli (Combustion Model)

AVL Boost programı alt yapısında tanımlı olan birçok farklı yanma modeli ile ısı salınım oranlarını doğru bir şekilde tayin etmeye çalışmaktadır. Programın yanmanın temsili için kullandığı modeller; Ön Tanımlı Isı Salınımı Modelleri, Hesaplanan Isı Salınımı Modelleri, Ön Tanımlanmış Basınç Eğrisi ile Yanma Analizi, İdeal Isı Salınımı Modeli, Kullanıcı Tanımlı Isı Salınımı Modeli ve bu modellerin birçok alt modellerinden oluşmaktadır. Bu çalışmada ise Hesaplanan Isı Salınımı Modelinin alt modeli olan MCC (Mixing Controlled Combustion) modeli kullanılmıştır.

2.3.1 MCC (Mixing Controlled Combustion) modeli (MCC Model)

Karışım Kontrollü Yanma (MCC) [9,10] modeli, direkt enjeksiyonlu sıkıştırma ateşlemeli motorlarındaki yanma karakteristiklerini öngörmek için kullanılır. Bu modelde yanma, önceden karıştırılmış ve difüzyon kontrollü yanma süreçleri olmak üzere ikiye ayrılmaktadır:

$$\frac{dQ_{total}}{d\alpha} = \frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} + \frac{dQ_{PMC}}{d\alpha} \quad (8)$$

Burada ifade edilen karışım kontrollü yanma modeli Eş. 9’daki gibi ifade edilebilir. Bu rejimde, ısı salınımı mevcut yakıt miktarının (f_1) ve türbülanslı kinetik enerji yoğunluğunun (f_2) bir fonksiyonudur:

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{Comb} \cdot f_1(m_F, Q_{MCC}) \cdot f_2(k, V) \quad (9)$$

ve buradaki f_1 ve f_2 fonksiyonları ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$f_1(m_f, Q) = \left(m_f - \frac{Q_{MCC}}{LVC} \right) \cdot (w_{oxygen,available})^{c_{EGR}} \quad (10)$$

$$f_2(k, V) = C_{Rate} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}} \quad (11)$$

Eş. 8-11 bakıldığında ise, Q_{MCC} karışım kontrollü yanma için kümülatif ısı salımını, C_{Comb} yanma sabitini, C_{Rate} karışım oran sabiti, k türbülanslı kinetik enerji yerel yoğunluğu, m_F buharlaşmış yakıt kütesini, LCV alt ısı değeri, V silindir hacmini, α krank açısını, $W_{Oxygen,available}$ mevcut oksijenin kütle oranını, C_{EGR} EGR etki sabitini temsil etmektedir.

Havanın döngü (swirl) ve sıkışma (squish) hareketlerinin kinetik enerji dağılımına etkileri daha küçük olduğu için sadece yakıt spreyinden gelen kinetik enerji girişi dikkate alınmaktadır. Bu sebepten silindirdeki dolguya aktarılan kinetik enerji miktarı doğrudan yakıt enjeksiyon miktarı ile belirlenir (Eş. 12'nin sağ tarafındaki ilk terim grubu). Dağılımın ise kinetik enerji ile orantılı olduğu düşünülür (Eş. 12'nin sağ tarafındaki ikinci terim grubu). Yeniden düzenlenmiş türbülanslı kinetik enerji değişimi hesabı için kullanılan eşitlik:

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0.5 \cdot C_{turb} \cdot \dot{m}_F \cdot v_F^2 - C_{Diss} \cdot E_{kin}^{1.5} \quad (12)$$

$$k = \frac{E_{kin}}{m_{F,1}(1 + \lambda_{Diff} m_{stoich})} \quad (13)$$

Eş. 12 ve 13'te, E_{kin} kinetik jet enerjisini, C_{Turb} türbülanslı enerji üretim sabitini, C_{Diss} yayılım sabitini, $\dot{m}_{F,1}$ püskürtülen yakıt kütesini, v enjeksiyon hızını = $\frac{\dot{m}_F}{\rho_F \cdot \mu A}$, μA efektif nozul alanını, ρ_F yakıt yoğunluğunu, m_{stoich} taze hava dolgusunun stokiyometrik kütesini, λ_{Diff} difüzyon yanması için hava fazlalık katsayısını, t ise zamanı temsil etmektedir.

Tutuşma gecikmesi, aşağıdaki diferansiyel denklemin çözümü ile Andree ve Pachernegg [11] modeli kullanılarak Eş. 14 ile hesaplanır:

$$\frac{dI_{id}}{d\alpha} = \frac{T_{UB} - T_{ref}}{f_{id} \cdot Q_{ref}} \quad (14)$$

Tutuşma gecikmesi integrali tutuşma gecikmesi anında yani $I_{id} = 1.0$ (α_{id} açısında) değerine ulaştığında tutuşma gecikmesi τ_{id} aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\tau_{id} = \alpha_{id} - \alpha_{SOI} \quad (15)$$

Eş. 15'te, I_{id} tutuşma gecikmesi integralini, T_{ref} referans sıcaklığını (505 K), T_{UB} yanmamış bölge sıcaklığı, Q_{ref} referans aktivasyon enerjisini, f (damlacık çapı, oksijen içeriği, vb.), τ_{id} tutuşma gecikmesini, α_{SOI} püskürtme başlangıç zamanını krank açısı cinsinden, α_{id} tutuşma gecikme zamanını krank açısı cinsinden, f_{id} ise tutuşma gecikme kalibrasyon faktörünü ifade etmektedir.

2.4 Emisyon Oluşum Modeli (Emission Formation Model)

2.4.1 NO_x oluşum modeli (NO_x formation model)

AVL Boost programında kullanılan NO_x oluşum modeli Pattas ve Haefner'e [12] dayanmaktadır. İyi bilinen Zeldovich mekanizmasına dayanarak Çizelge 1'deki 6 reaksiyon dikkate alınır.

Tüm reaksiyon oranları r_i 'nin birimi [mole/cm³s], konsantrasyonların C_i 'nin birimi ise [mole/cm³]tür. N₂O konsantrasyonu Eş. 16'daki gibi hesaplanabilir:

$$c_{N2O} = 1.1802 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0.6125} \cdot e^{\left(\frac{9471.6}{T}\right)} \cdot c_{N2} \cdot \sqrt{p_{O_2}} \quad (16)$$

ve

$$\alpha = \frac{c_{NO,act}}{c_{NO,eq}} \cdot \frac{1}{C_{KineticMult}}, \quad (17)$$

$$AK_2 = \frac{r_4}{r_2 + r_3}, \quad AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6}$$

2.4.2 CO oluşum modeli (CO formation model)

AVL Boost programında kullanılan CO oluşum modeli Onorati ve ark. [13] tarafından Çizelge 2'deki iki reaksiyon dikkate alınarak oluşturulmuştur:

CO üretim / yıkım oranı [mol/cm³.s] cinsinden denklem 18'deki gibi hesaplanmaktadır:

Çizelge 1. NO_x oluşum denklem ve katsayıları (NO_x formation equations and coefficients)

	Stokiyometri	Oran $k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-T_{A_i}}{T}\right)}$	k_0 [cm ³ , mol, s]	a [-]	T_A [K]
R1	N ₂ + O = NO + N	$r_1 = k_1 \cdot c_{N_2} \cdot c_O$	4.93E13	0.0472	38048.01
R2	O ₂ + N = NO + O	$r_2 = k_2 \cdot c_{O_2} \cdot c_N$	1.48E08	1.5	2859.01
R3	N + OH = NO + H	$r_3 = k_3 \cdot c_{OH} \cdot c_N$	4.22E13	0.0	0.0
R4	N ₂ O + O = NO + NO	$r_4 = k_4 \cdot c_{N_2O} \cdot c_O$	4.58E13	0.0	12130.6
R5	O ₂ + N ₂ = N ₂ O + O	$r_5 = k_5 \cdot c_{O_2} \cdot c_{N_2}$	2.25E10	0.825	50569.7
R6	OH + N ₂ = N ₂ O + H	$r_6 = k_6 \cdot c_{OH} \cdot c_{N_2}$	9.14E07	1.148	36190.66

Çizelge 2. CO oluşum denklem ve katsayıları (CO formation equations and coefficients)

	Stokiyometri	Oran
R1	CO + OH = CO ₂ + H	$r_1 = 6.76 \cdot 10^{10} \cdot e^{\left(\frac{-T}{1102.0}\right)} \cdot C_{CO} \cdot C_{OH}$
R2	CO + O ₂ = CO ₂ + O	$r_2 = 2.51 \cdot 10^{12} \cdot e^{\left(\frac{-24055.0}{T}\right)} \cdot C_{CO} \cdot C_{O_2}$

$$r_{CO} = C_{Const} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (1 - \alpha) \quad (18)$$

ve

$$\alpha = \frac{C_{CO,act}}{C_{CO,equ}} \quad (19)$$

2.4.3 İs oluşum modeli (Soot formation model)

AVL Boost programında kullanılan iki farklı is oluşum modeli bulunmaktadır. Schubiger ve ark. [14] tarafından oluşturulan model iki bölgeli yanma modellerinin is oluşumlarını hesaplamak için kullanılırken Çok-Bölgeli Yanma Modeli içinse Hiroyasu ve diğ.[15] tarafından geliştirilen model kullanılmaktadır.

Schubiger is oluşum modeli (Schubiger soot formation model)

Model, reaksiyon kinetik mekanizmaları tarafından yönetilen is oluşum mekanizması için iki reaksiyonu ele almaktadır. İs oluşum reaksiyonunda $\frac{dm_{s,f}}{dt}$ ifadesi difüzyon yanmada yanma oranını temsil etmektedir. Oksidasyon reaksiyonu, silindirdeki gerçek net is kütlelerine ve yanmış bölgedeki oksijen mevcudiyetine bağlıdır. Karışım terimi τ_{char} küresel ısı salınım oranı ile ilgilidir.

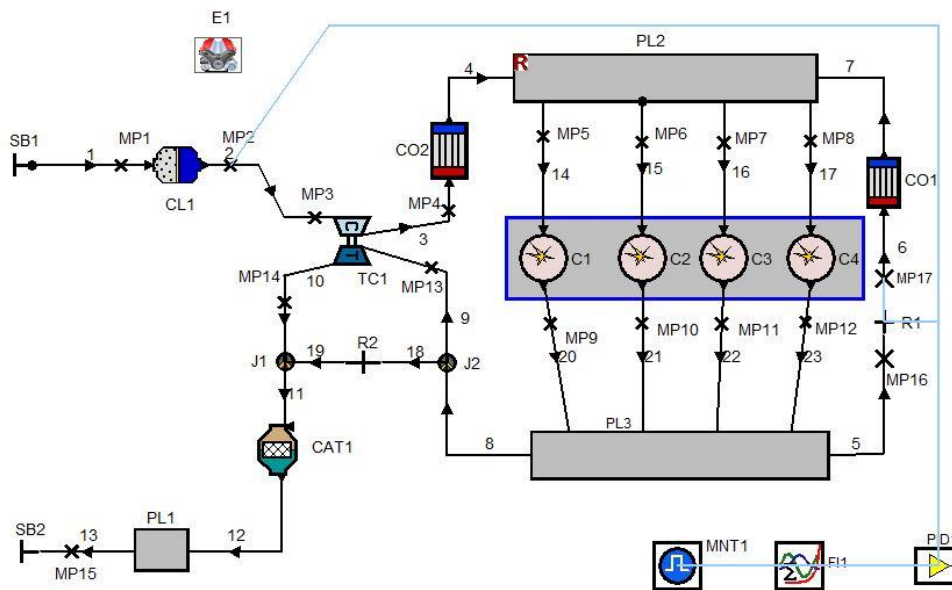
$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = A_{s,f} \cdot \frac{dm_{fb,diff}}{dt} \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{n_1} \cdot e^{\frac{E_{s,f}}{R_m \cdot T}} \quad (20)$$

$$\frac{dm_{s,o}}{dt} = A_{s,o} \cdot \frac{1}{\tau_{char}} \cdot (m_{soot})^{n_2} \cdot \left(\frac{p_{O_2}}{p_{O_2,ref}}\right)^{n_3} \cdot e^{\frac{E_{s,o}}{R_m \cdot T}} \quad (21)$$

Eş. 20 ve 21 bakıldığında; $\frac{dm_{s,f}}{dt}$ is oluşum oranını, $\frac{dm_{s,o}}{dt}$ is oksidasyon oranını, $\frac{dm_{fb,diff}}{dt}$ difüzyon yanmasının yanma oranı, p ve p_{ref} gerçek ve referans basınç değerlerini, $E_{s,f}$ ve $E_{s,o}$ oluşum ve oksidasyon aktivasyon enerjileri, p_{O_2} , $p_{O_2,ref}$ oksijenin gerçek ve referans kısmı basınçlarını, m_{soot} gerçek is kütlelerini, $A_{s,f}$ is oluşum parametresini, $A_{s,o}$ is oksidasyon parametresini, τ_{char} karışım terimini, n_1 , n_2 , n_3 ise model sabitlerini temsil etmektedir.

3. AVL BOOST İLE MOTOR SİMULASYON MODELİ (ENGINE SIMULATION MODEL WITH AVL BOOST)

Bu çalışmada, analiz edilen dört silindirli dizel motor AVL Boost ticari yazılımı kullanılarak 1-B olmak üzere modellenmiştir. Modellenen motorun tüm bileşenlerinin ve bağlantılarının görülebileceği akım Şekil 2'de gösterilmiştir. Burada, her bir eleman arasında geçişi sağlayan bağlantı noktaları (1-23), emme ve egzoz manifoldlarını temsil eden plenumlar (PL1-PL3), istenilen sıcaklık, basınç, emsiyon vb. değerlerin alınması için ölçüm noktaları (MP1-MP15), kompresörden ve egzoz manifoldundan çıkan sıcak gazın soğutulması için arasoğutucular (CO1-CO2), motora giren havanın temizlenmesi için hava filtresi (CL1), egzoz gazının atık ısısından yararlanarak silindir içerisine fazla hava basılmasını sağlayan turboşarj (TC1), silindirler (C1-C4), sistem sınır şart tanımlamaları (SB1-SB2), EGR kontrolü için PID devresi (PID-1), EGR oranı



Şekil 2. Modellenen dört silindirli dizel motorun AVL Boost görüntüsü (AVL Boost image of the four-cylinder diesel engine modeled)

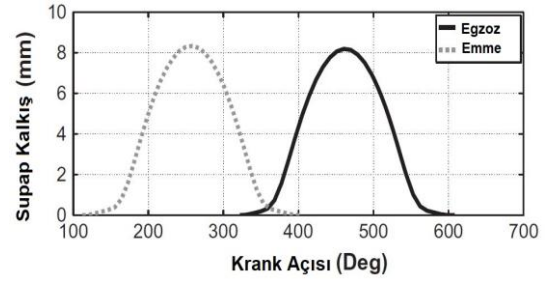
formülasyonu için (F11), çıktı alabilmek için (MNT1), waste gate bağlantı noktaları (J1-J2), egzoz gazının ne kadarının emme manifolduna ne kadarının direkt egzoz hattından dışarıya atılacağını belirleyen sınırlayıcılar (R1-R2) ve katalitik konvertör (CAT1) bulunmaktadır. Modelde “general species” seçimi yapılarak farklı yakıt tanımlamalarına imkan tanınırken, bu tanımlamalara bağlı emisyon değerlerinin alınması sağlanmıştır. Borulardan ve manifoldlardan geçen akış başlangıç verisi olarak tanımlanması gereken akış katsayıları ile tek boyutlu olarak simule edilmektedir. Akış süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemleri ile tanımlanırken; sürtünme katsayısı ve duvarlara ısı transferi borular boyunca değişkenlik göstermektedir [7].

Çizelge 3. Motor Özellikleri (Engine Specifications) [16,17]

Özellik	Değer
Silindir Hacmi (cm ³)	1497
Silindir Sayısı (adet)	4
Silindir Çapı / Kurs (mm)	76 / 82.5
Biyel Kolu (mm)	134.25
Sıkıştırma Oranı (-)	16.5:1

Silindir bloğu programın en çok alt model içeren ve en çok bilgi girilmesi gereken bölümüdür. Burada motor konstrüksiyon bilgileri, egzoz valfi açık konumda iken sıcaklık ve basınç değerleri, yanma modeli, yakıt miktarı, enjeksiyon bilgileri, emisyon kalibrasyon faktörleri, ısı transferi modeli, ısı transferi gerçekleşecek yüzey alan bilgilerinin yanı sıra emme ve egzoz valf bilgilerinin doğru bir şekilde programa tanıtılması gerekmektedir. Modelde kullanılan motor özellikleri Çizelge 3’de verilmiştir. Yanma modeli için parçalı enjeksiyonun modellenmesine olanak tanıyan MCC modeli, ısı transferinde ise Woschni 1978 ısı transferi modeli

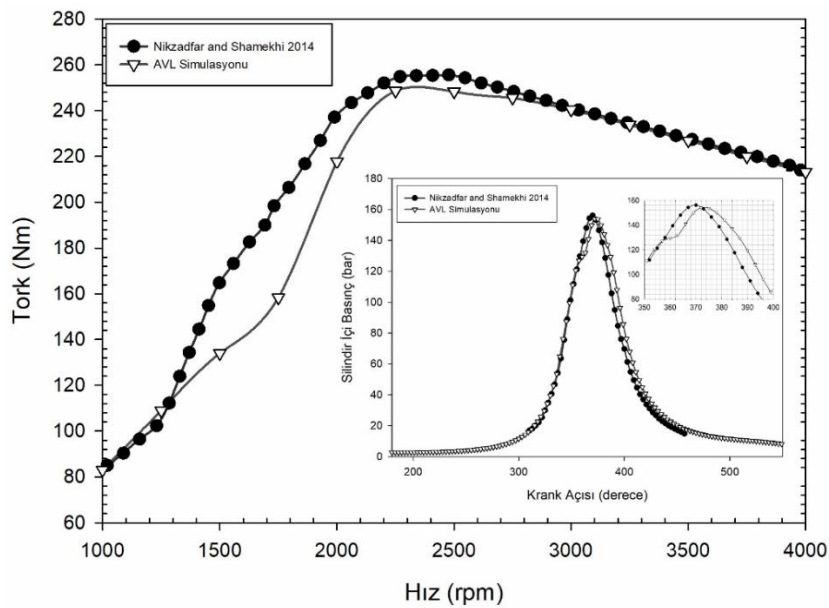
kullanılmıştır. Ayrıca modelde kullanılan emme ve egzoz supaplarının krank açısına bağlı kalkış yüksekliği Şekil 3’de verilmiştir.



Şekil 3. Emme ve egzoz supabı kalkış eğrileri (Intake and exhaust valve lift curve) [16,17]

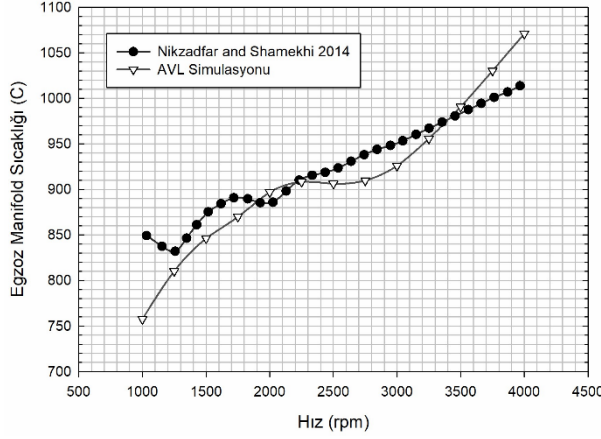
4. SAYISAL MODELİN DENEYSEL VERİLERLE DOĞRULANMASI (NUMERICAL MODEL VALIDATION WITH EXPERIMENTAL RESULTS)

Literatürden [16,17] alınan deneysel verilerle tam yük altında 2500 devir/dak’da silindir içi basınç, farklı hızlarda tork, emisyon ve yakıt tüketim değerleri AVL Boost programı ile simule edilerek kullanılan programın doğruluğu sağlanmıştır. Şekil 4’e bakıldığında tork grafiğinde deneysel verilerle sayısal simülasyonlar arasındaki farkın 1750 devir/dak’da maksimum %20 olduğu görülürken, 2500 devir/dak’da alınan silindir içi basınç değeri için hata oranı yaklaşık olarak %6 olarak görülmektedir. Tork değerindeki 1500 – 2200 devir/dak’daki veriler arasındaki fark deneysel çalışma içeriğinde sürtünme kuvveti bilgisi ölçülerek sunulmadığı için benzer motor spesifikasyonları değerlendirilerek yağ seçimleri yapılmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca deneysel çalışma içeriğinde bir belirsizlik analizi yapılmadığı görülmektedir. Tüm bu parametreler birlikte değerlendirildiğinde hata



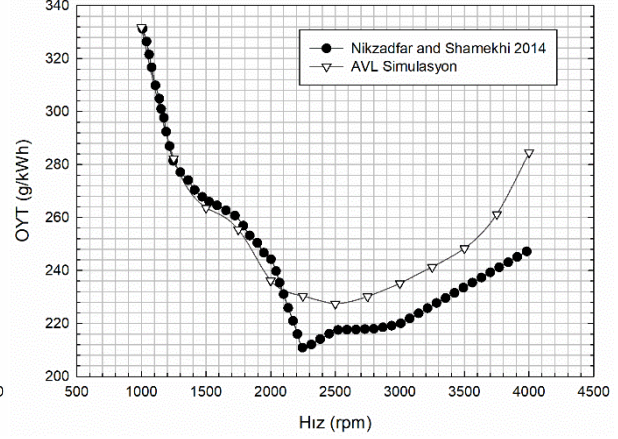
Şekil 4. Tork ve 2500 devir/dak’da silindir içi basınç değerleri doğrulama grafiği (Torque and cylinder pressure values verification graph at 2500 rpm)

oranlarının kabul edilebilir bir seviyede olduğu anlaşılmaktadır. Sayısal modelleme ile elde edilen egzoz manifoldu çıkışı sıcaklığı ve özgül yakıt tüketimi değerleri deneysel verilerle Şekil 5’de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 5. Egzoz manifold sıcaklığı ve özgül yakıt tüketimi doğrulama grafikleri (Exhaust manifold temperature and specific fuel consumption validation graphs)

verilere en yakın sonuçları verebilmesi için yapılan parametrik çalışmadır.

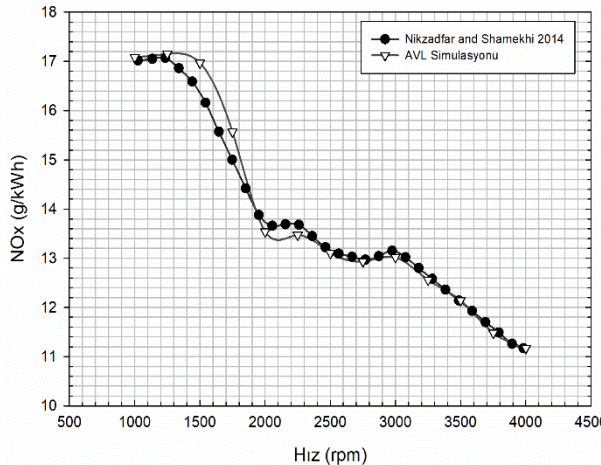


Şekil 5’e bakıldığında egzoz manifold sıcaklıkları arasındaki farkın maksimum %11 civarında olduğu görülmektedir. Ancak bu değer silindir içi kararsızlıkların en fazla yaşandığı rölanti devrine yakın bir devirde olduğu, deneysel belirsizliklerin bulunduğu ve programın bir-boyutlu olması göz önüne alınırsa kabul edilebilir bir değer olduğu söylenebilir. Benzer şekilde bu değer ÖYT için yaklaşık %12 mertebesindedir. Burada da maksimum gücün alındığı değer olan 4000 devir/dak’da bu fark görülmektedir. Sayısal modelleme ile elde edilen NO_x emisyonu ve is oluşum değerleri deneysel verilerle Şekil 6’da karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

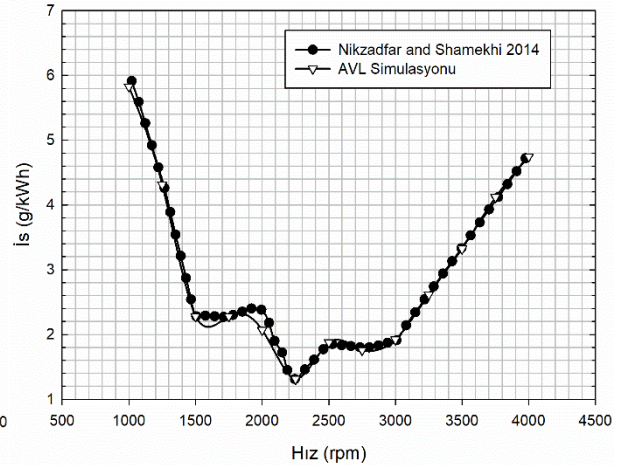
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

5.1 Motor Performans Sonuçları (Engine Performance Results)

1000 – 4000 devir/dak arasındaki dizel yakıt ile birlikte farklı karışım oranlarındaki (%5, %10 ve %15) etanol ve metanol katkısının motor torkuna, gücüne, yakıt tüketimine ve egzoz manifoldu sıcaklık değerlerine olan etkileri Şekil 7-10 arasında verilmiştir (Burada DM ve DE metanol ve etanol katkısını belirtirken yanındaki sayılar katkı oranlarını belirtmektedir).

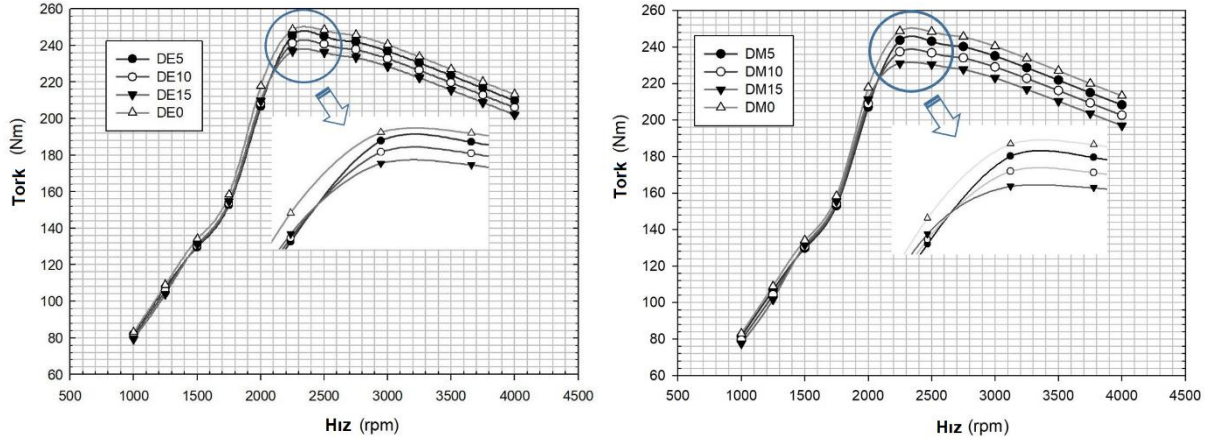


Şekil 6. NO_x ve is emisyon değerleri doğrulama grafikleri (NO_x and is emission values validation graphs)

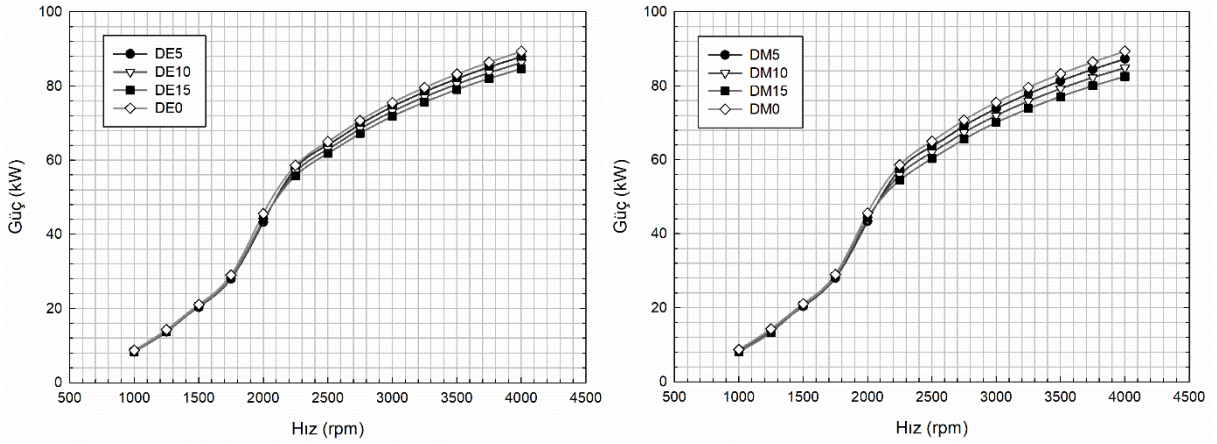


Şekil 6’da ise, emisyon değerleri için yapılan simülasyon ile deneysel verilerin uyum içinde olduğu görülmektedir. Gerek deneysel sonuçlar gerekse model sonuçları bakımından artan devir sayısı ile NO_x ve is davranışları beklenen eğilimlerdedir. Bunun sebebi ise programın emisyon değerleri için kalibrasyon faktörü ile deneysel

Şekil 7 ve 8’e bakıldığında düşük devirlerde yakıt katkısının motor torku ve gücüne olumsuz bir etkisi görülmezken, artan devir sayısı ve yakıt katkı oranının motor torkunu, buna bağlı olarak da motor gücünü düşürdüğü görülmektedir. Elde edilen sonuçlara bakıldığında %5, %10 ve %15 etanol katkısının saf dizel



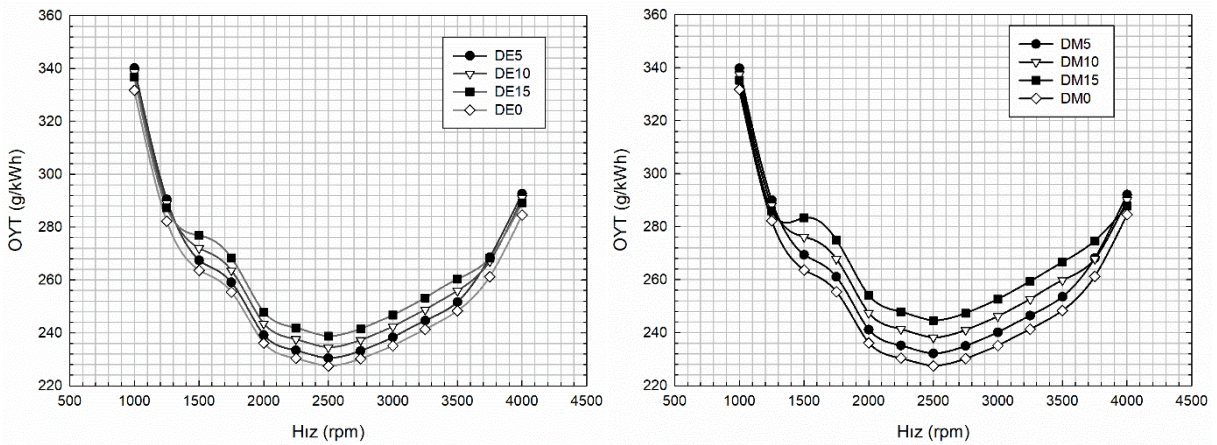
Şekil 7. Etanol ve metanol karışımları için motor tork grafikleri (Engine torque graphs for ethanol and methanol mixtures)



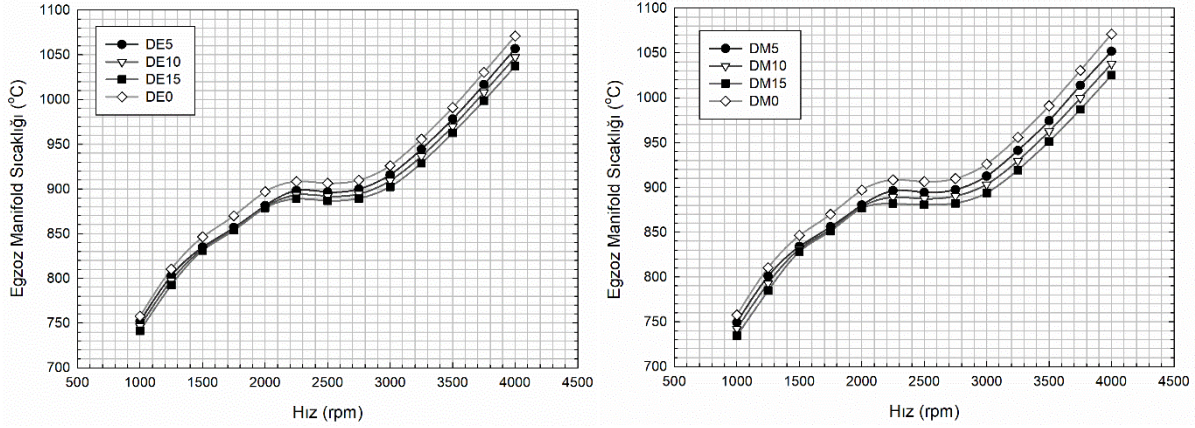
Şekil 8. Etanol ve metanol karışımları için motor güç grafikleri (Engine power graphs for mixtures of ethanol and methanol)

yakıt kullanımına göre güçteki düşüş oranları maksimum %5, %4 ve %5 iken metanol kullanımında ise bu oranlar %5, %5 ve %8 oranında olmaktadır. Ayrıca etanol ve metanol katkılı grafikler beraber değerlendirildiğinde %5, %10 ve %15 etanol katkısının aynı oranda metanol katkısına göre %1, %2 ve %3 daha fazla tork ve güç verdiği görülmektedir. Etanol ve metanolün sahip olduğu yüksek oksijen içeriği ile birlikte daha iyi bir yanma sağlanması beklenirken, etanol ve metanolün alt ısıl değerlerinin dizel yakıtına göre daha düşük olması ve artan

sürtünme kuvvetlerinin baskın olması tork ve güçte yaşanan kayıpları açıklar niteliktedir. Genel olarak yakıt tüketimi değerleri yük ve hız gibi motor çalışma rejimine bağlıdır. Şekil 9'da maksimum tork değerinin elde edildiği hız değerlerinde bütün yakıt çeşitleri için yakıt tüketimlerinin en az olduğu görülmektedir. Ayrıca etanol ve metanolün sahip olduğu düşük alt ısıl değerlerden dolayı ve aynı gücü elde edebilmek için silindir içerisine daha fazla yakıt gönderme gereksiniminden kaynaklanan daha fazla yakıt tüketimi görülmektedir.



Şekil 9. Etanol ve metanol karışımları için motor ÖYT grafikleri (Engine SFC graphics for mixtures of ethanol and methanol)



Şekil 10. Etanol ve metanol karışımları için egzoz manifold sıcaklıkları grafikleri (Exhaust manifold temperatures for ethanol and methanol mixtures)

Şekil 10'a bakıldığında ise artan devir ile birlikte egzoz manifold sıcaklığının da arttığı görülmektedir. En yüksek sıcaklık değeri saf dizel kullanımında görülürken katkı oranında artışın manifold sıcaklığını düşürdüğü görülmektedir.

Bunun sebebi etanol ve metanolün sahip olduğu buharlaşma ısısının yüksek olması ve ek olarak alev sıcaklığının düşük olması gösterilebilir. Etanol ve metanol katkısının manifold sıcaklığına olan etkisine bakılacak olursa etanolün daha yüksek buharlaşma ısısına sahip olmasından dolayı manifold sıcaklıkları metanole göre daha yüksektir. Benzer durumlar Canakci vd. (2008) tarafından da belirtilmiştir [18].

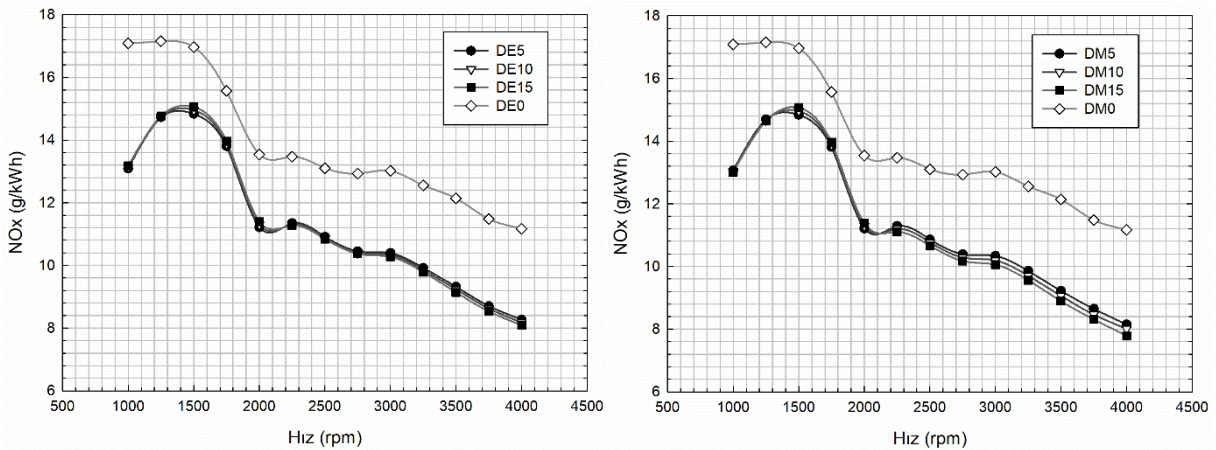
5.2 Motor Emisyon Sonuçları (Engine Emission Results)

Şekil 11'de, NO_x değerlerine bakıldığında saf dizel ve karışım halleri için devir arttıkça NO_x miktarının azaldığı görülmektedir. Ayrıca artan etanol ve metanol miktarı ile birlikte de NO_x emisyonunda azalma olduğu görülmektedir. NO_x oluşum temelde iki parametreye bağlıdır. Bunlar silindir içi sıcaklık ve yakıtta bulunan oksijen miktarıdır.

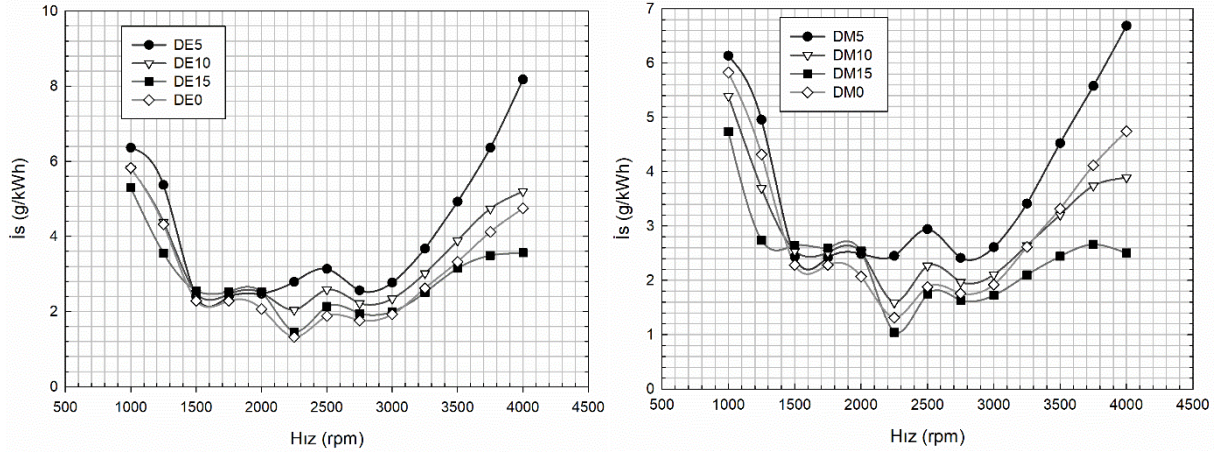
Etanol ve metanolün oksijen içeriği fazla olmasına rağmen silindir içi sıcaklık değerinin düşük olması bu etkiyi baskılayarak NO_x emisyon değerinin azalmasını sağlamıştır. Datta ve Mandal'ın (2016) yaptıkları çalışmada benzer durumlar görülmektedir [19].

Dizel motorlarda karşılaşılan en önemli emisyon sorunlarından biri de is(kurum) oluşumudur. Bunun sebeplerinden biri yakıtın emme manifoldundan ön karışım olarak gelmemesi, sıkıştırılan havanın üzerine direkt püskürtülerek homojen bir karışım oluşması için yeterli zamanın kalmaması gösterilebilir.

Bir diğer sebep olarak karbon ve hidrojen atomlarının oksitlenme için gerekli oksijen miktarı ile birlikte sıcaklık şartlarının sağlanamamasıdır. Şekil 12'e bakıldığında genel olarak etanol ve metanol katkısının dizel yakıttan daha fazla is oluşumuna sebep verdiği gözlenirken artan katkı miktarı ile is oluşumunun azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi olarak yakıt içi artan oksijen miktarının karbon atomlarının kolayca oksitlenmesini sağlaması gösterilebilir.



Şekil 11. Etanol ve metanol karışımları için NO_x emisyon grafikleri (NO_x emission graphs for ethanol and methanol mixtures)



Şekil 12. Etanol ve metanol karışımları için is emisyonu grafikleri (Soot emission graphs for ethanol and methanol mixtures)

6. SONUÇ (CONCLUSION)

Yapılan çalışmada saf dizel yakıt ile birlikte farklı oranlarda etanol ve metanol katkısının motor performans ve emisyon değerlerine olan etkileri incelenmiştir. AVL Boost yazılımı kullanılarak gerçekleştirilen 1-B modelleme çalışmasının deneysel verilerle uyum içinde olan sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu sonuç; motor karakteristiğinin ve akım şemasının eksiksiz tasarlandığı 1-B modelleme ile motor performans ve emisyon eğrilerinin elde edilebileceğini göstermektedir. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde ise;

i) Etanol ve metanol katkı miktarının artması ile birlikte sahip oldukları düşük alt ısıl değerlerinden dolayı tork ve güç değerlerinde azalma olduğu görülürken yakıt tüketiminde ise artış olduğu görülmüştür.

ii) Etanol ve metanolün sahip oldukları yüksek buharlaşma ısısından dolayı da egzoz manifold çıkış sıcaklıklarında düşüş olduğu görülmüştür.

iii) Emisyon değerlerine bakıldığında ise silindir içerisindeki sıcaklık düşüşü oksijen içeriğine baskın hale gelerek NO_x değerlerinin azalmasını sağlamıştır.

iv) İS değerinde ise artan katkı miktarının is oluşumuna olumlu bir etki yaptığı görülmektedir.

Genel olarak performans ve emisyon değerleri ortak incelendiğinde etanolün %5, %10 ve %15 katkı oranlarında kullanılması önerilebilmektedir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Üniversite Ortaklığı Programı kapsamında AVL Boost yazılımı sağladığı için AVL LIST GmbH'ya teşekkürlerimizi sunarız. (We would like to thank AVL LIST GmbH for providing AVL Boost software under the University Partnership Program.)

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Wojs M.K., Orlinski P., Sar H., "Combustion Process in Bi-Fuel Enginepowered by Propane and Diesel Engine", *Proceedings of the institute of vehicles*, 2:37–48, (2015)
- [2] Kaewpradap A, Pongsirisuntorn P, Nuntapap N, Laoonual Y., "Study of Agricultural Engine for Predicting Engine Performance by Thermodynamics Model" *The 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering*, Thailand, (2013)
- [3] Thi T, Huong T, Khanh ND, Luong PH, Tuan LA., "A Computational Study of the Effects of Injection Strategies on Performance and Emissions of a Syngas / Diesel Dual-Fuel Engine", *The 5th AUN/SEED-Net Regional Conference on Global Environment, Bandung, Indonesia*, 379–392, (2012)
- [4] Aldhaidhawi, M., Chiriac, R., Bădescu, V., Descombes, G., Podevin, P., "Investigation on the mixture formation, combustion characteristics and performance of a Diesel engine fueled with Diesel, Biodiesel B20 and hydrogen addition", *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(26): 16793–16807, (2017)
- [5] Praptijanto, A., Muharam, A., Nur, A., Putrasari, Y., "Effect of ethanol percentage for diesel engine performance using virtual engine simulation tool", *Energy Procedia*, 68: 345–354. (2015)
- [6] AVL BOOST Theory Guide version 2018, AVL LIST GmbH, Graz, Austria.
- [7] AVL BOOST User Guide version 2018, AVL LIST GmbH, Graz, Austria.
- [8] Woschni, G., "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engines", *SAE 6700931*.
- [9] Chmela, F. and Orthaber, G., "Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion", *SAE Paper 01 0186*, (1999)
- [10] Chmela, F., Orthaber, G. and Schuster, W., "Die Vorausberechnung des Bannverlaufs von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf der Basis des Einspritzverlaufs", *MTZ* 59, (1998) 7/8
- [11] Andree, A. and Pachernegg, S. J., "Ignition Conditions in Diesel Engines", *SAE 690253*

- [12] Pattas K., Harfner G., "Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung", *MTZ* Nr. 12: 397-404, (1973).
- [13] Onorati A., Ferrari G., D'Errico, G., "1D Unsteady Flows with Chemical Reactions in the Exhaust Duct-System of S.I. Engines: Predictions and Experiments", *SAE Paper* No. 2001-01-0939.
- [14] Schubiger R.A., Boulouchos K., Eberle M.K., "Russbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung", *MTZ* 5/2002: 342-353, (2002).
- [15] Hiroyasu, H., Kadota, T., Arai M., "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions, Part I": *Combustion Modeling, Bulletin of the JSME*, 26: 569-575, (1983).
- [16] Nikzadfar K, Shamekhi AH., "Investigating the relative contribution of operational parameters on performance and emissions of a common-rail diesel engine using neural network", *Fuel*, 125: 116–128, (2014)
- [17] Nikzadfar K, Shamekhi AH., "An extended mean value model (EMVM) for control-oriented modeling of diesel engines transient performance and emissions", *Fuel*, 154: 275–292, (2015)
- [18] Canakci M, Sayin C, Gumus M., "Exhaust Emissions and Combustion Characteristics of a Direct Injection (DI) Diesel Engine Fueled with Methanol - Diesel Fuel", *Energy & Fuels*, 22(6): 3709–3723, (2008)
- [19] Datta A, Mandal BK., "Impact of alcohol addition to diesel on the performance combustion and emissions of a compression ignition engine", *Appl Therm Eng*, 98: 670–82 (2016).