



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİYODİZEL KULLANAN BİR DİZEL MOTORUNDA PÜSKÜRTME AVANSI VE EGR ORANLARININ MOTOR PERFORMANSI VE EMİSYONA ETKİSİNİN TEORİK İNCELENMESİ

Hamza AÇIKALIN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Nisan-2013
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİYODİZEL KULLANAN BİR DİZEL MOTORUNDA PÜSKÜRTME AVANSI VE EGR ORANLARININ MOTOR PERFORMANSI VE EMİSYONA ETKİSİNİN TEORİK İNCELENMESİ

Hamza AÇIKALIN

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ali KAHRAMAN

2013, 95 Sayfa

Jüri
Doç. Dr. Ali KAHRAMAN
Doç. Dr. Hidayet OĞUZ
Doç. Dr. Murat CİNİVİZ

Bu çalışmada, dizel ve biyodizel yakıtlarını kullanan dört zamanlı, tek silindirli doğrudan enjeksiyonlu bir dizel motorda püskürtme avansının ve egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) sisteminin performans ve emisyonlara olan etkisi Diesel-RK simülasyon programı kullanılarak teorik olarak incelenmiştir. Çalışmada dizel ve soya yağı metil esteri (SME) karışımlarından oluşan SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları ile 5 farklı püskürtme avansı (üst ölü noktadan önce 8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o krank mili açısı) ve 3 farklı EGR oranı (%5, %10 ve %15) değerleri kullanılmıştır. Ayrıca, simülasyon motorundan farklı olarak tek silindirli, dört zamanlı, doğrudan enjeksiyonlu süperstar marka bir dizel motorda dizel yakıt ile deneyler yapılmış ve aynı motor özellikleri Diesel-RK simülasyon programı kullanılarak sonuçlar alınmıştır. Deneylerden ve simülasyonlardan elde edilen performans ve emisyon parametreleri karşılaştırılarak Diesel-RK simülasyon programının doğruluğu belirlenmiştir.

Standart püskürtme avansı olan 12^o için dizel yakıta kıyasla SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile güçte %0.4, %1.3 ve %1.7, momentte %0.4, %1.2 ve %1.6, bosch duman koyuluğunda %9.8, %17.6 ve %32.7, partikül madde emisyonunda (PM) %14.4, %24.7 ve %42.6 oranlarında azalma, özgül yakıt tüketiminde %0.4, %1.2 ve %1.6 ve azot oksit (NO_x) emisyonunda %33.2, %70.9 ve %157.9 oranlarında artma gözlemlenmiştir.

Püskürtme avansı açısından incelendiğinde; tüm yakıtlar için püskürtme rötara alındığında (üst ölü noktaya yakın) güç, moment ve NO_x emisyonunda azalma, özgül yakıt tüketimi ile bosch duman koyuluğu ve PM emisyonlarında artma meydana gelmektedir. Püskürtme avansa alındığı (üst ölü noktadan uzak) zaman ise güç, moment ve NO_x emisyonunda artma, özgül yakıt tüketimi ile bosch duman koyuluğu ve PM emisyonlarında azalma olduğu belirlenmiştir.

EGR'nin performans ve emisyonlara olan etkisi incelendiğinde, tüm yakıtlar için EGR oranın arttırılması ile motor gücü, momenti ve NO_x emisyonu azalmakta, özgül yakıt tüketimi ile bosch duman koyuluğu ve PM emisyonu artmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Biyodizel, Dizel motor, Diesel-RK, Egzoz gazı geri dönüşümü, Püskürtme avansı, Soya yağı metil esteri.

ABSTRACT

MS THESIS

A THEORICAL ANALYSIS OF EFFECTS OF INJECTION TIMING AND EGR RATIOS ON PERFORMANCE AND EMISSION IN DIESEL ENGINE USING DIESEL-BIODIESEL BLENDS AS FUEL

Hamza AÇIKALIN

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL EDUCATION

Advisor: Assoc.Prof.Dr. Ali KAHRAMAN

2013, 95 Pages

Jury
Assoc. Prof. Dr. Ali KAHRAMAN
Assoc. Prof. Dr. Hidayet OĞUZ
Assoc. Prof. Dr. Murat CİNİVİZ

In this study, effects of injection timing and exhaust gas recirculation system (EGR) to performance and exhaust emissions of a single cylinder, four stroke, direct injection diesel engine were investigated theoretically by means of Diesel-RK software. In the second part of the study, Soybean Methyl Esther blends with diesel fuel were used with volumetric blending ratios of 20%, 40% and 100% (SME 20, SME 40 and SME 100). Other parameters were five different injection timing which were 8^o, 10^o, 12^o, 16^o and 20^o crankshaft angle before top dead point and three different EGR ratios which were 5%, 10% and 15%. Additionally, a single cylinder ,which is different from the simulation engine, four stroke, direct injection, superstar branded diesel engine was tested experimentally using diesel fuel and simulations were done by applying the specifications of the same engine as input data in Diesel-RK internal combustion simulation software. The reliability of the Diesel-RK software for the engine was tested and determined in this way with the help of a comparison between engine performance and exhaust emission values of experiments and simulations.

At the 12^o injection crankshaft angle which is the standard value, SME 20, SME 40 and SME 100 fuels exhibited 0.4%, 1.3% and 1.7% decrease in power, 0.4%, 1.2% and 1.6% decrease in torque, 9.8%, 17.6% and 32.7% decrease in Bosch smoke intensity and 14.4%, 24.7% and 42.6% decrease in particulate matter (PM), all respectively to the increasing SME amount while specific fuel consumption increased with the ratios of 0.4%, 1.2% and 1.6% and nitrogen oxides with the ratios of 33.2%, 70.9% and 157.9%, comparing with diesel fuel.

When the results were evaluated in respect of the injection timing; power, torque and NO_x were decreased and specific fuel consumption, Bosch smoke intensity and PM emissions were increased for all fuel blends. Conversely, power, torque and NO_x were increased and specific fuel consumption, Bosch smoke intensity and PM emissions were decreased when crankshaft angle before top dead point was increased.

EGR, in general, decreases NO_x emissions while decreasing engine power and torque also. In addition, specific fuel consumption, Bosch smoke intensity and PM emissions were increased by the EGR utilization.

Keywords: Biodiesel, Diesel engine, Diesel-RK, Exhaust gas recirculation, Injection timing, Soybean methyl esther

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim süresince bilgi ve tecrübelerini bana aktaran ve çalışmalarım boyunca desteğini gördüğüm danışmanım Doç. Dr. Ali KAHRAMAN hocama, çalışmalarım süresince yardımlarını ve desteklerini gördüğüm Arş. Gör. Eyüb CANLI, Öğr. Gör. İlker ÖRS ve Arş. Gör. Dr. Özgür SOLMAZ'a en içten şükranlarımı sunuyorum.

Ayrıca karşılaştığım her türlü sıkıntıda daima yanımda olan ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen aileme çok teşekkür ederim.

Hamza AÇIKALIN
KONYA-2013

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **5**

2.1. Modelleme ile ilgili Yapılan Çalışmalar 5
2.2. Püskürtme Avansı ile ilgili Yapılan Çalışmalar 9
2.3. Egzoz Gazı Geri Dönüşüm (EGR) Sistemi ile ilgili Yapılan Çalışmalar 21

3. MATERYAL VE YÖNTEM **27**

3.1. İçten Yanmalı Motor Çevrimlerinin Modellenmesi 27
3.1.1. Boyutlu çevrim modelleri 27
3.1.2. Termodinamik çevrim modelleri 28
3.2. Diesel-RK Simülasyon Programı 31
3.3. RK Model 33
3.3.1. Sprey modelleme genel esasları 35
3.3.2. Yakıt spreyinin dağılımı 40
3.3.3. Yakıt buharlaşma modeli 43
3.3.4. Isı salınımı oluşum modeli 46
3.3.5. NO_x emisyonu oluşum modeli 48
3.3.6. Duman (İs) emisyonu oluşum modeli 49
3.4. Egzoz Gazı Geri Dönüşüm (EGR) Sistemi 50
3.5. Püskürtme Zamanlaması 52
3.6. Modellemede Kullanılan Motor Özellikleri 54
3.7. Çalışmada Kullanılan Yakıt Özellikleri 55

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **56**

4.1. Diesel-RK Simülasyon Programı ile Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması 56
4.2. Diesel-RK Simülasyon Programı ile Performans ve Emisyon Parametrelerinin Belirlenmesi 59
4.2.1. Püskürtme avansının performans parametrelerine etkisi 59
4.2.2. Püskürtme avansının emisyon parametrelerine etkisi 64
4.2.3. Püskürtme avansının yanma karakteristiklerine etkisi 68
4.2.4. Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devrinde performans ve emisyon parametrelerinin değerlendirilmesi 71
4.2.5. Egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) sisteminin performans ve emisyon parametrelerine etkisi 77

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 82

5.1. Sonuçlar 82
5.2. Öneriler 88

KAYNAKLAR 89

ÖZGEÇMİŞ 95

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

a : Verim faktörü (-)
A : Deneysel katsayı (-)
A_{PM} : Partikül madde kalibrasyonunda kullanılan düzeltme katsayısı (-)
$[C]$: Silindirdeki is konsantrasyonu (-)
b_m : İleri ön sprey derinliği (m)
b_{ui} : i-bölgesi buharlaşma sabiti
d_{32} : Sauter damlacık çapı (m)
d_k : Mevcut damlacık çapı (m)
d_l : Yakıtın büyük damlacık çapı (m)
d_n : Nozul delik çapı (m)
d_o : Damlacık ilk çapı (m)
D_{po} : Atmosferik şartları altında yakıt difüzyon faktörü (-)
D_p : Yanma odası şartları altında yakıt buharı difüzyon faktörü (-)
$dx/d\varphi$: Isı salınım oranı (1/deg)
$dx/d\tau$: Isı salınım oranı (1/s)
$d\tau$: Adım zamanı (s)
$d\theta$: Adım zamanı (^oKMA)
f : Şekil faktörü
h : Özgül entalpi (J/kg)
h_{clr} : Krank açısına bağlı olarak piston tepesi üzerindeki mesafe (m)
l_{wj} : Her doğrultuda duvar etrafındaki akış oluşum boyutları (m)
K : Buharlaşma sabiti (-)
K_i : İ-bölgesi teorik buharlaşma sabiti (-)
K_j : Duvar etrafındaki akış formu faktörü (-)
k : Egzoz gazı adyabatik üssü (-)
l : Enjektör nozulu ve temel yakıt kütlesi arasındaki mevcut mesafe (m)
l_m : Temel yakıt kütlesi penetrasyon mesafesi (m)
M : Ohenzorge sayısı karesi (-)
m : Kütle (kg)
m_f : Çevrimdeki yakıt kütlesi (kg)
n : Motor devri (dev/d)
Nu_D : Difüzyon süreci için Nusselt sayısı
P : Basınç (bar)
P_{inj} : Enjeksiyon basıncı (bar)
$P_{inj\ max}$: Maksimum enjeksion basıncı (bar)
p_S : Doymuş yakıt buhar basıncı (bar)
Q : Isı (J)
R : Evrensel gaz sabiti (J/molK)
R_y : Silindir yarıçapı (m)
R_s : Girdap oranı (-)
r_v : Yakıt demeti dış kısmı ve ön bölgelerindeki bağıl buharlaşma oranı (-)
r_{wi} : Farklı duvar etrafındaki akış bölgelerinde bağıl buharlaşma oranı (-)
S : Piston kursu (m)
T : Sıcaklık (K)
T_{cz} : Yanmış gaz bölgesi sıcaklığı (K)
T_k : Elde edilen duvar sıcaklığına bağlı olarak etkin sıcaklık (K)

T_{Wi} : Bölgeden elde edilen sıcaklık (K)
T_{wi} : Duvar sıcaklığı (K)
t : Deneysel katsayısı
U : Toplam iç enerji (J)
$\bar{U}$: Temel yakıt kütlesinin (EFM) hızı (m/s)
U_o : Temel yakıt kütlesi başlangıç hızı (m/s)
U_{0m} : Ortalama enjeksiyon hızı (m/s)
U_t : Girdap yönünde temel yakıt kütlesinin teğetsel hızı (m/s)
V : Silindir hacmi (m^3)
V_c : Yanma odası hacmi (m^3)
V_i : Mevcut yakıt kısmımın yüksek yanma sıcaklığı başlangıcındaki silindir hacmi
V_{inj} : Enjeksiyon hızı (m/s)
W : İş (J)
We : Weber sayısı
W_t : Yerel teğetsel hava hızı (m/s)
x : Yanmış yakıt miktarı (-)
x_o : Ateşleme periyodu süresince oluşan yakıt buharı (-)
x_b : Kütlesel yanma oranı (-)
Y : Deneysel düzeltme fonksiyonu (-)
y_S : Piston kursuna bağlı olarak düzeltme faktörü (-)
y_{RPM} : Motor devrine bağlı olarak düzeltme faktörü (-)
α : Hava-yakıt denklik oranı (-)
γ : Püskürtme açısı (rad)
γ_j : Çarpma açısı (rad)
ξ_b : Silindir içi hav kullanım verimliliği (-)
ϕ : Yanma bölgelerindeki yakıt buharı eksiksizliği tanımlama fonksiyonu (-)
λ : Yakıt-hava denklik oranı (-)
μ_f : Yakıt dinamik viskozitesi (Pa s)
ρ : Boyutsuz yoğunluk (-)
ρ_{hava} : Hava yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_f : Yakıt yoğunluğu(kg/m^3)
τ : Zaman (s)
τ_i : Tutuşma gecikmesi süresi (s)
τ_{inj} : Enjeksiyon süresi (s)
τ_k : Nozuldan *l* mesafesine kadar EFM'nin hareket zamanı (s)
τ_m : Nozuldan l_m mesafesine kadar EFM'nin hareket zamanı (s)
τ_s : Enjeksiyon başlangıcından itibaren geçerli zaman (s)
$\tau_{s\,max}$: Sprey gelişim zamanı (s)
τ_{soi} : İ-bölgesi içerisine yakıt varış zamanı (s)
τ_{sw} : Spreyin duvara ulaşma zamanı (s)
τ_w : Duvar boyunca duvar etrafındaki akış gelişim zamanı (s)
τ_u : Buharlaşma başlangıcından itibaren geçerli zaman (s)
σ : Yakıt miktarı
σ_k : τ_k zamanında silindire püskürtülen yakıt miktarı
σ_f : Yakıt yüzey gerilimi (N/m)
σ_u : Mevcut ana kadar buharlaştırılan yakıt miktarı
σ_{ud} : Tutuşma gecikmesi süresince buharlaştırılmış yakıt miktarı
σ_{ui} : İ-bölgesinde mevcut ana kadar buharlaştırılan yakıt miktarı
σ_{zi} : İ-bölgesi yakıt miktarı
ν : Havanın kinematik viskozitesi (m^2/s)

χ : Krank açısına bağlı olarak girdap sönüm faktörü (-)
θ : Krank açısı (^{o}KMA)
θ_s : Ateşlemenin yapıldığı krank açısı (^{o}KMA)
θ_z : Yanma süresi (^{o}KMA)
ω : Krank mili açısal hızı $(1/s)$
ω_G : Girdap açısal hızı $(1/s)$
$\ni$: Boyutsuz parametre

Alt indisler

b : Yanmış
core : Serbest püskürtmede yoğun çekirdek
crown : Piston tepesi
cross : Duvar civarındaki akışda karışım bölgeleri
env : Seyrelmiş dış kısım
f : Yakıt
front : Serbest püskürtmede ileri ön kısım
g : Sprey gelişimi sırasında sprey formunun ilk ve ana etki alanları arasındaki sınır
head : Silindir başı
j : Yön indeksleri
k : Kontrol bölümü
liner : Silindir gömleği
s : Püskürtme uç kısmı
top : Toplam
u : Yanmamış
w : Duvar civarındaki akış
w env : Duvar civarındaki akış çevresindeki seyrelmiş dış kısım
w fr : Duvar civarındaki akışda ileri ön kısım
w core : Duvar civarındaki akışda yoğun çekirdek

Kısaltmalar

AÖN : Alt ölü nokta
AÖNÖ : Alt ölü noktadan önce
AÖNS : Alt ölü noktadan sonra
CO : Karbonmonoksit
CO_2 : Karbondioksit
EFM : Temel yakıt kütlesi
EGR : Egzoz gazı geri dönüşümü
HAD : Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HC : Hidrokarbon
HFK : Hava fazlalık katsayısı
LHR : Düşük ısı kayıplı
NO_x : Azot oksit
NWF : Duvar civarındaki akış
PCCI : Ön karışımlı sıkıştırma ateşlemeli motorlar
P.A. : Püskürtme avansı
PM : Partikül madde

PYME	: Palm yağı metil esteri
SEA	: Statik püskürtme avansı
SME	: Soya yağı metil esteri
THC	: Toplam hidrokarbon
ÜÖN	: Üst ölü nokta
ÜÖNÖ	: Üst ölü noktadan önce
ÜÖNS	: Üst ölü noktadan sonra
VVA	: Değişken supap zamanlaması

1. GİRİŞ

Ulaşım ve taşımacılıkta kullanılan taşıtların büyük kısmını içten yanmalı motorlara sahip taşıtlar oluşturmaktadır. Bugün sayıları bir milyarı aşan içten yanmalı motorlar, günlük yaşamı, çevreyi ve uluslar arası ilişkileri etkilemektedir. Bu nedenle içten yanmalı motorların sahip olduğu olumsuz etkilerin azaltılması ya da engellenmesi için ulusal ve uluslar arası yönetimler tarafından düzenli olarak sınırlandırmalar ve düzenlemeler getirilmektedir. İçten yanmalı motorların olumsuz etkileri üç ana başlıkta toplanabilir; çevresel etkiler, ekonomik etkiler, konfora dönük etkiler. Geliştirilen düzenlemeler egzoz gazı salınımlarının terkiplerini ve miktarını düzenlemekte (çevresel etkiler), birim mesafe başına tüketilen yakıtı sınırlandırmakta (ekonomik etkiler), motor performansını arttırmaktadır (konfora dönük etkiler). Düzenlemeler genellikle egzoz salınımlarına odaklanmaktadır. Karbonmonoksit (CO) salınımlarının %70'i, azot oksitlerin %50'si ve uçucu organik bileşenlerin (hidrokarbonlar) %42'si içten yanmalı motorlara sahip taşıtlardan kaynaklanmaktadır. Egzoz emisyonları için Avrupa Birliği tarafından hazırlanılan standartların gelişiminden, egzoz gazları salınımının daha da sınırlandırılacağı anlaşılmaktadır (Çizelge 1.1).

Çizelge 1.1. Avrupa egzoz emisyon standartlarındaki değişim (g/km) [http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2007:171:0001:0016:EN:PDF]

	Tarih	CO	THC	NMHC	NO_x	$HC+NO_x$	PM
DİZEL							
Euro 1	Temmuz1992	2.72	-	-	-	0.97	0.14
Euro 2	Ocak1996	1	-	-	-	0.7	0.08
Euro 3	Ocak2000	0.64	-	-	0.5	0.56	0.05
Euro 4	Ocak2005	0.5	-	-	0.25	0.3	0.025
Euro 5	Eylül2009	0.5	-	-	0.18	0.23	0.005
Euro 6 *	Eylül2014	0.5	-	-	0.08	0.17	0.005
PETROL (Benzin)							
Euro 1	Temmuz1992	2.72	-	-	-	0.97	-
Euro 2	Ocak1996	2.2	-	-	-	0.5	-
Euro 3	Ocak2000	2.3	0.2	-	0.15	-	-
Euro 4	Ocak2005	1	0.1	-	0.08	-	-
Euro 5	Eylül2009	1	0.1	0.068	0.06	-	0.005
Euro 6 *	Eylül2014	1	0.1	0.068	0.06	-	0.005

* 2014 yılı itibari ile geçerli olacak emisyon standardı

Günümüzde kullanılan enerjinin yaklaşık %90'ı fosil kökenli kaynaklardan temin edilmekte ve bunların büyük bir kısmı içten yanmalı motorlarda kullanılmaktadır. Fosil kökenli kaynakların rezerv durumu nedeniyle mevcut motorlarda kullanılmak üzere çevreci ve motorlarda büyük bir değişikliğe neden olmadan kullanılabilecek alternatif yenilenebilir yakıt kullanılması zorunlu hale gelmektedir. Bu nedenle dizel motorlarda biyodizel kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Biyodizel kullanımı Rudolf Diesel'in dizel motorda ilk kez yer fıstığı yağını yakıt olarak kullanılmasına dayanmaktadır. Rudolf Diesel motorun denemesini ilk kez 10 Ağustos 1893'te Almanya'nın Ausburg şehrinde gerçekleştirmiş ve daha sonra 1898 yılında Paris Dünya Fuarında yer fıstığı yağını yakıt olarak kullanan motorunu sergilemiştir.

Biyodizel kanola, ayçiçeği, soya, aspir gibi bitkilerin tohumlarından elde edilen yağların, hayvansal yağların ya da atık kızartma yağlarının bir katalizör eşliğinde kısa zincirli bir alkol (metanol veya etanol) ile reaksiyonu sonucu oluşan ve yakıt olarak kullanılan yağ asidi mono alkil esterleridir (Acaroğlu, 2007).

Biyodizel motor performansı açısından dizel yakıtına göre yakın sonuçlar verse de, içerisinde bulundurduğu oksijen miktarı nedeni ile NO_x salınımı açısından oldukça yüksek değerler göstermektedir. NO_x salınımını azaltmak için birçok yöntem bulunmakla birlikte en etkili yöntem egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) sistemidir. Bu sistemin işlevi egzoz gazlarının bir kısmını silindirlere geri göndererek karışım içerisindeki oksijen konsantrasyonunu azaltıp, karışım oranını azaltmak ve silindir gazlarının ısı kapasitesini yükselterek maksimum gaz sıcaklığını azaltmaktır. Yanma odası içerisindeki karışımın egzoz gazları ile seyreltilmesi sonucu yanma sonu sıcaklıkları, dolayısıyla üretilen NO_x miktarı azalmaktadır. Sadece EGR uygulaması ile NO_x salınımında %75 oranında iyileşme sağlanılabilmektedir (Haşimoğlu ve ark, 2002).

Özellikle teknolojinin akıl almaz bir hızla ilerlediği çağımızda bu makineler üzerinde bilim adamları deneysel ve teorik olarak çalışmaktadır. İçten yanmalı motorlardan istenen en önemli özellik yüksek verim ve güç, buna karşın minimum yakıt tüketimidir. Bununla beraber içten yanmalı motorların küresel iklim değişikliğine sebep olduğundan egzoz salınım değerlerinin azaltılması da istenen bir başka özellik olmaktadır. Bu nedenle motor performansını ve egzoz salınımlarını etkileyen temel faktörlerden olan püskürtme avansı üzerine yapılan çalışmalar önem kazanmaktadır.

Sıkıştırma zamanı sonuna doğru piston üst ölü noktaya belirli bir derece kala yakıtın silindir içine gönderilmesine püskürtme avansı denmektedir. Motordan en yüksek verimin alınabilmesi için maksimum yanma sonu basıncı piston üst ölü noktayı

(ÜÖN) yaklaşık 2^o-3^o geçe elde edilir. Bu şartlar püskürtme avansının üst ölü noktadan önce (ÜÖNÖ) yaklaşık 10^o- 15^o olması ile gerçekleştirilmektedir (Parlak ve ark, 2002).

Yakıtın silindire püskürtüldüğü anda ilk alev zerresinin oluşmasına kadar geçen süreye tutuşma gecikmesi denir. Tutuşma gecikmesi dizel motorlarda performans ve salınımları etkileyen en önemli etkenlerden biridir. Püskürtmenin avansa (erken) veya rötara (geç) alınması tutuşma gecikmesinde artışa neden olmaktadır. Çünkü sıkıştırma zamanındaki havanın sıcaklığı ve basıncı piston ÜÖN'ya yaklaştıkça önemli miktarda değişir. Eğer püskürtme erken başlarsa, püskürtme başlangıcındaki basınç ve sıcaklık düşük olacağından tutuşma gecikmesi artar. Eğer püskürtme ÜÖN'ya çok yakın (geç) yapılırsa, püskürtme başlangıcındaki basınç ve sıcaklık yüksek olmasına rağmen, pistonun alt ölü noktaya (AÖN) doğru hareket edip silindir hacmini genişleteceğinden tutuşma gecikmesi süresi artacaktır. Bu yüzden uygun püskürtme avansı bu iki nokta arasında olmalıdır. Tutuşma gecikmesinin artması yanmanın saflarından biri olan ani yanma periyodunda, birim krank derecesi başına düşen basınç değişimi aşırı derece artacağından çevrimin maksimum sıcaklık ve basıncı da artacak ve buna bağlı olarak NO_x salınımında artış meydana gelecektir. Sıcaklık artışı ile yanma odasının soğuk kısımlarındaki alev sönme bölgeleri azalacak ve HC salınımında azalma meydana gelecektir.

Konu ile ilgili dünyada yapılan çalışmalar çoğunlukla deneysel olarak yapılmaktadır. Deneysel olarak yapılan çalışmalar; deney düzeneklerinin pahalı olması ile birlikte bir motor karakteristiğinin belirlenmesinde birden fazla deney gerektirdiği için oldukça zaman alıcı ve yorucu olmaktadır. Bu nedenle motor performans ve egzoz salınımlarını iyileştirme işlemlerini deney yapılmadan ve prototip üretmeden hızlı şekilde yapmak gerekmektedir. Bunu sağlamak amacı ile bilgisayar teknolojisi ve sayısal çözümleme işlemlerinin gelişmesi ile birlikte içten yanmalı motorlarda modellemeye dayalı çözümler hızla yoğunlaşmaktadır. Çevrim modelleri deneysel olarak ölçümü çok zor olan parametrelerin ölçümünü kolaylaştırmaktadır. Bu modeller motor üretilmeden önce de farklı çalışma koşullarındaki motor karakteristiklerinin hızlı ve kolay bir şekilde incelenmesine olanak sağlamaktadır.

Bu çalışmada, dizel ve biyodizel yakıtlarını kullanan dört zamanlı, tek silindirli doğrudan enjeksiyonlu bir dizel motorda püskürtme avansının ve egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) sisteminin performans ve emisyonlara olan etkisi Diesel-RK simülasyon programı kullanılarak teorik olarak incelenmiştir. Çalışmada dizel ve soya yağı metil esteri (SME) karışımlarından oluşan SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları

ile 5 farklı püskürtme avansı (üst ölü noktadan önce 8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o krank mili açısı) ve 3 farklı EGR oranı (%5, %10 ve %15) değerleri kullanılmıştır. Ayrıca, simülasyon motorundan farklı olarak tek silindirli, dört zamanlı, doğrudan enjeksiyonlu süperstar marka bir dizel motorda dizel yakıt ile deneyler yapılmış ve aynı motor özellikleri Diesel-RK simülasyon programı kullanılarak sonuçlar alınmıştır. Deneylerden ve simülasyonlardan elde edilen performans ve emisyon parametreleri karşılaştırılarak Diesel-RK simülasyon programının doğruluğu belirlenmiştir.

İlk olarak püskürtme avansının yukarıda belirtilen yakıtlar için motor performans ve emisyonlar ile silindir içi basınç ve sıcaklığa olan etkisi incelenmiş, daha sonra standart püskürtme avans değeri olan 12^o KMA için belirtilen yakıtlarda EGR'nin performans ve emisyonlara etkisi incelenmiş ve sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatür taraması sonucunda, dünyada yapılan bilimsel çalışmalarda farklı yakıtlar ve değişik motor parametreleri kullanılarak bu parametrelerin motor performans ve emisyonlara etkilerinin incelendiği gözlemlenmiştir. Bu çalışma için yapılan kaynak araştırmasında motor performans ve emisyonlarına etki eden parametrelerden püskürtme avansı ve EGR sistemi ile ilgili yapılan çalışmalar ile çevrim modeli ile yapılan çalışmalar incelenmiştir. Bu çalışmalar çoğunlukla deneysel olmakla beraber yazılımsal olarak yapılan ve uluslararası alanda kabul görmüş çalışmalarda bulunmaktadır. Kaynak araştırması bölümü modelleme ile ilgili yapılan çalışmalar, püskürtme avansı ile ilgili yapılan çalışmalar ve EGR ile ilgili yapılan çalışmalar olmak üzere üç başlık altında sunulmaktadır.

2.1. Modelleme ile ilgili Yapılan Çalışmalar

Al-Dawody ve Bhatti (2011), çalışmalarında tek silindirli, dört zamanlı, doğrudan enjeksiyonlu bir dizel motorunda soya yağı metil esteri (SME) ile dizel yakıt karışımlarını Diesel-RK kullanarak incelemişlerdir. Modelin hesaplanması sonucunda sırası ile; %20 SME, %40 SME ve %100 SME için Bosch duman sayısının sırası ile; %41.3, %53.2 ve %62.6 oranında azaldığını bulmuşlardır. Benzer şekilde partikül madde emisyonlarında da %47.2, %60 ve %68 oranında azalma görülmüştür. Saf dizel yakıt ile karşılaştırıldığında bütün SME karışımlarının ısıl verimde, güç de ve özgül yakıt tüketiminde %2-%12 oranında bir azalmaya neden olduğu anlaşılmıştır. Yazarlar ayrıca enjeksiyon zamanının geciktirilmesi, farklı motor hızları ve sıkıştırma oranı etkileri gibi parametreleri de incelemişlerdir. Buldukları sonuçların literatür ile iyi bir uyum içinde olduğu bildirilmiştir. Yazarlar %20 SME karıştırılan dizel yakıtın diğer alternatifler arasında n iyi sonucu verdiğini ifade etmişlerdir.

Nasim ve ark. (2010), bitkisel yağların içten yanmalı motorların ilk kullanım yıllarında yaygın olarak kullanıldıklarını, bu durumun o zamanlarda petrol türevi yakıtların tedarik edilmesindeki güçlüklerden kaynaklandığını fakat günümüzde petrol türevi yakıtların çok daha fazla kullanılması ile beraber bitkisel yağların ve bu konuda yapılan araştırmaların azaldığını belirtmişlerdir. Petrol türevi yakıtların tükenmeye başlaması ile beraber bitkisel yağların öneminin tekrar arttığını, çalışmalarında da jatrofa yağının dizel motorda kullanılabilme imkânını Diesel-RK simülayon programı

kullanılarak araştırdıklarını bildirmişlerdir. Simülasyonlarında dört zamanlı hava soğutmalı, tek silindirli, doğrudan enjeksiyonlu, sıkıştırma ateşlemeli bir motorun özelliklerini kullanmışlardır. Jatrofa yağını motora göndermeden önce ön ısıtmaya tabi tutmuşlar ve sıcaklık aralığını 30^oC-100^oC arasında değiştirmişlerdir. Simülasyonda motor devri 1500-4000 devir arasında değiştirilmiş, tam yük seçilmiş ve saf dizel yakıt ile karşılaştırma yapılmıştır. Çalışmaları sonucunda buldukları 3 önemli sonuç şu şekilde sıralanabilir;

- Ön ısıtmalı jatrofa yağı ile yüksek motor devirlerinde ısıl verim düşük çıkmıştır.
- Ön ısıtma sıcaklığı arttıkça güç gelişmiş ve NO_x emisyonu artmıştır.
- Değerlendirilen yakıt giriş sıcaklıklarında özgül yakıt tüketimi normal dizel çalışma şartlarına göre yüksek çıkmıştır.

Alahmar ve ark. (2010), dizel motorlarında görülen parçacık emisyonları ve NOx emisyonlarının aynı anda azaltılması zorluğunun dizel ve su emülsiyonları ile giderilebileceğini, çalışmalarında hem saf dizel ile hem de çeşitli oranlardaki su emülsiyonları ile bir dizel motoru ve çevreye olan etkilerini araştırdıklarını belirtmişlerdir. Eklenen su miktarı hacimsel olarak %5-%30 arasında değişmektedir. Deneyler 1000-3000 devir arasında yapılmıştır. Emülsiyonlu yakıt kullanımı sonucunda saf dizele eşdeğer veya daha iyi oranlarda ısıl verim ve daha iyi NO_x davranışı gözlemlenmiş fakat özgül yakıt tüketimi artmıştır. Çalışmalarında son olarak su miktarının artmasıyla NO_x emisyonlarının ters orantılı olduğu bulunmuştur. Teorik çalışmalarında Diesel-RK simülayon programını kullanan yazarlar hem teorik sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlar hem de dizel motorun çalışması hakkında bilgi veren sıcaklık, basınç değerlerini yazılımdan elde etmişlerdir.

Hamdan ve Khalil (2010), literatürden seçtikleri dizel-etanol ve dizel-eter karışımlarının özelliklerini kullanarak dört zamanlı sıkıştırma ateşlemeli motorların performanslarını teorik olarak incelemişlerdir. İki yakıt içinde %5-%10-%15'lik hacimsel karışım değerlerini kullanmışlardır. Hesaplamalarda motorun tam yükte olduğunu ve motor yükünün 1000-4000 devir arasında değiştiğini varsaymışlardır. Motor momenti, ortalama efektif basınç, fren gücü, özgül yakıt tüketimi ve ısıl verim gibi motor karakteristiklerini Diesel-RK simülayon programı kullanarak hesaplamışlardır. %15 etanol-dizel karışımında motorun en yüksek ısıl verim değerini aldığını, saf dizel yakıtta ise en düşük ısıl verim değerini aldığını bulmuşlardır. Dahası ısıl verim ile beraber özgül yakıt tüketiminin de alkol oranı ile doğru orantılı olarak

arttığını bulmuşlardır. Son olarak çalışmalarında alkol oranı arttıkça motor gücünün düştüğünü bulmuşlardır.

Kuleshov (2009), çok bölgeli, doğrudan enjeksiyonlu, dizel yanma modelini geliştirmiş, RK modeli olarak tanıtmış ve turbo şarjlı bir motora tüm çevrim üzerinden uygulamıştır. Hazırladığı yanma modeli, yakıt spreylerinin geçiş gelişimini, spreylerin girdap ve çeperler ile etkileşimini, spreyin çarpma açısına ve yerel girdap hızına bağlı olarak spreyin duvara çarpması ile beraber duvara yakın yerlerdeki akışın gelişimini, ardıl spreylerin yakın duvar akışları ile ilişkisini ve son olarak gaz ve duvarların sıcaklıklarının buharlaşmaya olan etkisini içermektedir. Çok enjeksiyonlu stratejinin hesaplamalı optimizasyonunu gerçek kılabilmek için yazar tarafından lineer olmayan optimizasyon süreçleri kütüphanesi Diesel-RK simülayon programına eklenmiş ve simülasyon çalışmasında kullanılmıştır. RK modelinin güçlü bir bilgisayara ihtiyaç duymadığını tek enjeksiyonlu bir yanma modelinin normal bir kullanıcı bilgisayarında 5-7 saniye aralığında sürdüğünü çok enjeksiyonlu şartlarda ise bu sürenin 10-12 saniye ye çıktığı bildirilmiştir.

Shuai ve ark. (2009), KİVA-CHEMKİN hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodu ile geliştirilmiş püskürtme modelini düşük yanma sıcaklıklı dizelde, erken ve geç enjeksiyon zamanlaması ve yedi farklı enjeksiyon hız şeklinin püskürtme ve yanma süreçlerini simüle etmek için kullanmışlardır. Modellerin doğruluğu düşük yük çalışma koşulları altında silindir içi basınç verileri ve lazer diyagnostiği ile karşılaştırılarak sağlanmıştır. Erken püskürtme düşük duman, HC ve CO emisyonu geç püskürtme ise yüksek NO_x meydana getirmektedir. Dikdörtgen tip ve çizme tipi enjeksiyon hız şekilleri diğer hız şekillerine nazaran duman, HC ve CO emisyonlarını azaltma potansiyeline sahiptir.

Kuleshov ve Mahkamov (2008), sıkıştırma ateşlemeli motorlarda çok bölgeli yakıt püskürtme yanma sürecinin hesaplanması için matematiksel bir model farklı biyoyakıt karışımları ile çalışan dizel motorların çalışmasını açıklamak ve kapasitesini arttırmak için kullanmışlardır. %20 ve %40 soya yağı metil esteri karışımları için yayınlanan deneysel veriler ile teorik sonuçlar iyi bir uyum göstermektedir. Önerilen modelin yanma süreçleri süresince ısı salınım oranı ve NO_x ve PM emisyonlarının seviyelerinin oluşumda oldukça doğru bir tahmin sağladığını belirlemişlerdir.

Raheman ve Ghadge (2008), motorun zararlı emisyonlarını azaltmak amacıyla biyodizel-dizel yakıtı karışımları kullanılan bir yanma işleminin sayısal analizini yapmıştır. Ele alınan yakıtlar kanola yağından elde edilen temiz biyodizel ve bunun

dizel ile karışımlarıdır. Sayısal analiz için tek boyutlu matematiksel bir model kullanılmıştır. Araştırılan yakıtları doğru olarak modellemek için, özellikleri deneyler ile belirlenmiştir. Matematiksel modeli ve deneysel ifadeleri doğrulamak için, mekanik kontrollü bir dizel yakıt püskürtme sisteminde birkaç çalıştırma modlarında deneyler ve sayısal simülasyon yapılmış ve birçok farklı çalıştırma modunda ve birkaç yakıt karışımı kullanılarak gerçekleştirilen püskürtme işlemi daha sonra sayısal olarak araştırılmıştır. Burada üzerinde yoğunlaşılan nokta en önemli motor karakteristiklerini etkileyen püskürtme karakteristikleri özellikle yakıtla besleme, püskürtmenin bazı aşamalarında yakıt ikmali yapma, ortalama püskürtme oranı, ortalama püskürtme basıncı ve püskürtme avansıdır. Elde edilen sonuçların analizi motor performansı kabul edilebilir sınırlar içinde tutulurken, zararlı emisyonların pompa püskürtme avansının biyodizel içeriğine bağlı olarak uygun şekilde ayarlaması ile zararlı emisyonların azaltılabileceğini ortaya koymaktadır. Bu tahmin ayrıca deneysel olarak da doğrulanmıştır.

Kuleshov (2005), RK model olarak adlandırılan dizel püskürtme gelişimi ve çok bölgeli yanma modeli geliştirilmiştir. İçten yanmalı motor termodinamik analiz yazılımı içerisine NO ve duman oluşumu alt modelleri uygulanmıştır. RK model enjeksiyon profil şekli, bölünmüş enjeksiyon, damlacık boyutları, yanma odasında her püskürtmenin yönü, girdap yoğunluğu ve piston bowl şeklini dikkate almaktadır. Her püskürtme tarafından meydana gelen duvar yüzey akışlarındaki gelişim püskürtme, duvara çarpma açısı ve girdap yoğunluğuna bağlıdır. Bitişik püskürtmeler tarafından meydana gelen duvar yüzey akışları arasındaki etkileşim dikkate alınmaktadır. Yöntem silindir başı ve duvar yüzeylerindeki yakıtı göz önüne almaktadır. Parametrik çalışmada girdap yoğunluğunun etkisi incelenmiş ve deneysel sonuçlarla gayet uyumlu olduğu görülmüştür. Hesaplamalar sonucunda girdap oranının optimum değerinin üzerine artırılması ile yakıt tüketimin arttığı görülmüştür. Model farklı motor performansları için kullanılabilmektedir ve dizel motorun farklı çalışma modları için yeniden kalibrasyon gerektirmemektedir.

2.2. Püskürtme Avansı ile ilgili Yapılan Çalışmalar

Debnath ve ark. (2013) çalışmalarında palm yağı metil esteri (PYME) ile çalışan dizel motorda sıkıştırma oranı ve püskürtme avansının enerji ve ekserji potansiyeline etkilerini incelemişlerdir. Deneyler tek silindirli, direkt enjeksiyonlu, su soğutmalı, değişken sıkıştırma oranlı dizel motorda tam yük şartlarında, sabit devirde (1500 dev/d), 4,24 bar fren ortalama efektif basıncında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada 4 farklı sıkıştırma oranı (16, 17, 17,5 ve 18) ve 3 farklı püskürtme avansı (ÜÖNÖ 20^o, 23^o ve 28^o) kullanmışlardır. Standart sıkıştırma oranı 17,5 ve püskürtme avansı 23^o'dir. Deneysel veriler için gerçekleştirilen enerji analizi şaft gücü, yakıt ile enerji girişi, soğutma suyu ve egzoz çıkışından birim zamandaki sayısız kayıpları içerir. Değişken sıkıştırma oranı ve püskürtme avansının pik basıncı, pik ısı salınım oranı, fren termal verimi ve egzoz gaz sıcaklığına olan etkilerini incelemişlerdir. Yüksek sıkıştırma oranı, şaft ve soğutma suyunun kullanılabilirliğini artırmakta ancak egzoz gaz akışı uygunluğunu azaltmaktadır. Püskürtme avansının geciktirilmesi ve ileri alınması da benzer sonuçlar vermektedir. Ekserji analizi ayrıca sıkıştırma oranın artırılması ile püskürtmenin geciktirilmesi ve ileri alınması, ekserji yıkımını azaltmaktayken şaft kullanılabilirliği ve ekserji veriminde artma olduğunu göstermektedir. Benzer sıkıştırma oranı ve püskürtme avansı modifikasyonlarında entropi üretimi azalmaktadır.

Petrol rezervlerinin tükenmesi ve çevresel kaygılar üzerine artan farkındalık nedeniyle biyodizeller petrol bazlı fosil yakıtların yerine gelecek vaat etmektedir. Kanan ve Anand (2012) çalışmalarında, atık yemeklik yağdan elde edilen biyodizel, transesterifikasyon süresi boyunca tepki yüzey yöntemi kullanılarak optimize edilmiştir. Tek silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu dizel motorda sabit motor devrinde (1500 dev/d) performans, emisyon ve yanma karakteristikleri üzerine püskürtme basınç ve zamanlamasının etkisi optimum koşullar altında elde edilen biyodizel kullanılarak incelenmiştir. Püskürtme basınç ve zamanlamasının değiştirilmesinde 280 bar'dan daha yüksek püskürtme basıncının ve üst ölü noktadan $25,5^o$ KMA önceki püskürtme zamanlama avansının kombine etkisi olduğu ve buna bağlı olarak fren ısıl verimi, silindir gaz basıncı ve ısı salınım oranında kayda değer bir iyileşme tespit edilmiştir. Nitrik oksit (NO) ve duman emisyonunda azalma gözlenmiştir.

Labecki ve Ganippa (2012), yakıt olarak kanola yağı ve bunun dizel yakıtı ile karışımlarını kullanmış ve farklı püskürtme basıncı, püskürtme avansı ve EGR oranlarının yanma ve egzoz emisyonlarına olan etkisini karşılaştırmışlardır. Püskürtme

basıncı 800-1200 bar, EGR oranları %0-20 ve püskürtme avansı ÜÖN ile ÜÖNÖ 9^o arasında değişmektedir. Ölçümleri çok silindirli dizel otomotiv motorunda gerçekleştirmişler ve bu parametrelerin CO, toplam hidrokarbon (THC), NO_x, duman sayısı ve yakıt tüketimine etkisi ile silindir içi parametreler etkilerini incelemişlerdir. Tüm sonuçlar %0 EGR oranında, ÜÖNÖ 9^o püskürtme avansı, 800 bar püskürtme basıncı, 2,7 bar fren ortalama efektif basıncı ve 1500 dev/d motor çalışma koşulları altında dizel yakıtı ile karşılaştırılmıştır. Referans çalışma şartlarında, kanaola yağı karışımlarında CO, THC, duman sayısı, özgül yakıt tüketimi pahasına NO_x emisyonlarında dizel yakıtına kıyasla belirgin azalma gözlemlemişlerdir. Püskürtme basıncının artışı ile duman emisyonunda azalma meydana gelse de kanola yağı karışımlarında dizel yakıtına göre NO_x emisyonunda yüksek oranda artış gözlemlediler. EGR ve püskürtme avansı CO, THC ve duman sayısı pahasına NO_x emisyonunu azaltma potansiyeline sahiptir.

Diğer parametreler sabit kabul edilirse, direkt püskürtmeli bir dizel motorunda püskürtme başlangıcının bir miktar öne alınması tutuşma gecikmesini arttıracağı için silindire daha fazla yakıt püskürtülecektir. Tutuşma ile birlikte ani yanma periyodunda birim krank derecesi başına düşen basınç değişimi aşırı miktarda artacağı için çevrimin maksimum sıcaklığı ve basıncı da yükselecektir. Buna bağlı olarak azot oksit emisyonda artış meydana gelecektir. Püskürtme avansının azaltılması NO_x emisyonlarını azaltarak, is oluşumunu arttırır. Bu durum püskürtme basıncının arttırılmasını gerektirir. Dolayısıyla malzeme dayanımı ve yakıt sisteminin fiyatının artması gibi sorunlar ortaya çıkacaktır. Avansın azaltılması silindir içi maksimum basıncı düşürür, fakat yanmamış yakıt miktarı artacağından, yakıt tüketimi kötüleşmektedir. Ayrıca avansın aşırı azaltılması hafif yüklerde teklemeye sebep olmaktadır (http://www.mercar.com.tr/dizel2.doc, 2012).

Fosil yakıtla çalışan dizel motorlar, daha çok hafif, orta ve ağır hizmetlerde yüksek yakıt dönüştürme verimi sunmak için kullanılmaktadırlar. Direk enjeksiyonlu dizellerde hala partikül emisyonları ve nitrojen oksitlerden birinden vazgeçmek hususunda birtakım sorunlarla karşılaşılmaktadır. Burada limitli üretilen pahalı konfor araçları haricinde devreye Common- Rail direk enjeksiyon, sensörlerle birleştirilmiş parçacık filtreleri ve aktivatörler gibi karmaşık stratejiler girmektedir. Rao ve Kaleemuddin (2011) yaptıkları bu deneysel çalışmada; mekaniksel olarak çalıştırılan değişken zamanlamalı yakıt püskürtme kam komponenti, 510 cc, otomotiv tipi, doğal emişli, su soğutmalı direk enjeksiyonlu dizel motor için tasarlanmıştır. Yakıt püskürtme

kamında ve dişli düzeninde değişiklik yapılarak var olan motor konfigürasyonuna uyumlu olacak şekle getirilmiştir. Değişken devirlerde yapılan testler iki motorun komponentlerinin ve performans ve emisyonlar için şasi dinamometrelerinin yararlılığının testine uygun olacak şekilde uyarlanmıştır. Hali hazırda rötar alınan motor, değişken zamanlamalı yakıt püskürtme kamı ile artık gecikmediği gözlemlenmiştir. Duman emisyonu ve NO_x emisyonunda önemli oranda düşüş sağlanmıştır. VIC ve %7 EGR'nin kombine etkisiyle CO %88, HC+NO_x %37 ve partikül madde emisyonu %90 civarında düşürülebilmiştir. Motor tasarlanan komponent ve EGR ile birleştirilerek var olan emisyon normları, özgül yakıt tüketimi ve motor gücü geliştirilerek tatmin edici başarı sağlanmıştır.

Ganapathy ve ark. (2011), Jatropha biyodizelli motorda performans emisyon ve yanma karakteristiklerine motor yükü, devri ve püskürtme zamanlamasının etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Bu amaçla deneyler dizel ve jatropha biyodizel ile her yakıt için 27 çalışmadan oluşan tam faktörlü tasarım kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Fren özgül yakıt tüketimi, fren ısıl verimi, silindir pik basıncı, maksimum ısı salınım oranı, CO, HC ve NO emisyonları ile duman yoğunluğu üzerine 3 parametrenin değişiminin etkisi incelenmiştir. Jatropha biyodizel ile orijinal püskürtme zamanlamasının avansa alınması ile fren özgül yakıt tüketimi, CO, HC ve duman seviyesinde azalma, fren ısıl verimi, silindir pik basıncı, maksimum ısı salınım oranı ve NO emisyonunda artış olduğu gözlenmiştir. Ancak püskürtme zamanlamasının rötara alınması başka şekilde etkilemektedir. 15 Nm yükte, 1800 dev/d'da ve 340^o püskürtme zamanlamasında, fren özgül yakıt tüketimi, CO, HC ve duman seviyesinde sırası ile %5,1 %2,5 %1,2 ve %1,5 oranlarında azalma, fren ısıl verimi, silindir pik basıncı, maksimum ısı salınım oranı ve NO emisyonunda sırası ile %5,3 %1,8 %26 ve %20 oranlarında artma gözlenmiştir. Jatropha biyodizelde minimum fren özgül yakıt tüketimi, CO, HC ve duman seviyesi ile maksimum fren ısıl verimi, pik basıncı, ısı salınım oranı değerleri için en iyi püskürtme zamanlaması 340^o olarak belirlenmiştir. Minimum NO emisyonu açısından optimum püskürtme zamanlaması 350^o de sağlanmıştır.

Mohammed ve ark. (2011), yakıt olarak CNG-hidrojen karışımlarını (0%, 3%, 5% ve 8%) kullanan dizel motorunda değişik motor devirlerinde püskürtme zamanlamasının motor karakteristiklerine ve emisyonlarına etkisi deneysel olarak incelemiştir. Gaz kelebeği tam açık konumda, hava- yakıt oranı 1 ve püskürtme zamanlamaları ÜÖNÖ 120^o, 180^o ve 300^o KMA olarak belirlenmiştir. Tüm durumlarda

püskürtme basıncı 1,4 bar'da sabit iken, ateşleme avansı ÜÖNÖ 30^o KMA'nda sabitlenmiştir. Testler öncelikle düşük motor devrinde (2000 rpm) motor performans ve emisyonları belirlemek için gerçekleştirildi. Motor performans (fren torku, fren gücü, fren ortalama efektif basıncı vb.), silindir basıncı ve ısı salınımı değerlerinde en yüksek değerler ÜÖNÖ 180^o KMA'nda elde edilmiş ve bunu 300^o ve 120^o takip etmiştir. ÜÖNÖ 180^o KMA değerinde en yüksek NO_x emisyonu elde edilmiştir. Püskürtme zamanlamasının ileri alınması ile CO_2 emisyonu artarken, CO ve THC emisyonlarını azalmaktadır.

İkinci olarak, motor performansını daha etkin şekilde araştırmak için testler değişik motor devirlerinde (2000 – 4000 rpm) gerçekleştirilmiş ve yakıt olarak CNG-H_2 karşımı ve ÜÖNÖ 180^o ve 300^o KMA püskürtme zamanlaması değerleri belirlenmiştir. Yaklaşık olarak 2500 rpm motor devri sonrasında 300^o'lik püskürtme zamanlaması 180^o'lik püskürtme zamanlaması ile karşılaştırıldığında motor performans parametrelerinde daha iyi sonuç vermektedir.

Murcak ve ark. (2011), yapmış oldukları çalışmada, hacimsel olarak %5, 10 ve 20 oranlarında dizel yakıtı ile karıştırılmış benzin karışımının ve değişik püskürtme zamanlamasının direkt enjeksiyonlu dizel motor performansına etkisini incelemişlerdir. En yüksek motor gücü %10 benzin- dizel karışımında, 3000 dev/d ve ÜÖN'dan önce 35^o'lik püskürtme zamanlamasında elde edilmiş, en yüksek moment değeri ise 1200 dev/d'da aynı püskürtme zamanlamasında elde edilmiştir. En düşük yakıt tüketimi değeri ise 1000 dev/d'da %10 benzin-dizel karışımında ve yine aynı püskürtme zamanlamasında elde edilmiştir. %20 ve üzeri benzin ilavesinde ise motorun hiçbir avans değerinde çalıştırılamadığı sonucuna varmışlardır.

Donghui ve ark. (2011) Ford lion V6 bölünmüş püskürtme stratejili direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda yaptıkları çalışmada püskürtme zamanlaması ve EGR oranının yanma ve emisyon karakteristiklerine olan etkisini soya yağından üretilen biyodizel kullanarak deneysel olarak incelemişlerdir. EGR oranının artması ile fren özgül yakıt tüketimi ve duman emisyonu çok az artmış, azot oksit (NO_x) emisyonu belirgin oranda azalmıştır. Yüksek EGR oranları altında, pik basıncı hafifçe düşer ve pik ısı salınım oranı yaklaşık olarak düşük motor yüklerindeki değeri ile aynı kalır öte yandan yüksek motor yüklerinde de yükselir. Geciktirilmiş püskürtme zamanlaması ile fren özgül yakıt tüketimi çok az artmış, NO_x emisyonu belirgin oranda azalmış ve duman emisyonları oldukça değişkendir. İkinci pik basıncı oldukça azalmış ve ısı yayılım oranı bir miktar artmıştır.

Sayın ve Gümüş (2011), biyodizel- dizel yakıt karışımlarını (%5, %20, %50 ve %100) kullanan dizel motorda sıkıştırma oranı, püskürtme basıncı ve püskürtme zamanlamasının motor performans ve emisyonlara olan etkisini araştırmıştır. Deneyler üç farklı sıkıştırma oranı (17, 18 ve 19) püskürtme avansı (ÜÖNÖ 15^o, 20^o ve 25^o KMA) ve püskürtme basıncında (18, 20 ve 22 MPa), 20 Nm motor yükünde ve 2200 dev/d'da gerçekleştirilmiştir. Yakıt karışımındaki biyodizel oranının artışı ile fren termal verimi, duman opaklığı, CO ve HC emisyonunda azalma, fren özgül yakıt tüketimi, fren özgül enerji tüketimi ve emisyonunda ise artış gözlemlenmiştir. En iyi sonuçlar orijinal püskürtme basıncı, avansı ve sıkıştırma oranında fren özgül yakıt tüketimi, fren özgül enerji tüketimi ve fren termal verimi için elde edilmiştir. Püskürtme basıncı, püskürtme avansı ve sıkıştırma oranının artması tüm test yakıtları için duman opaklığı, CO ve HC emisyonlarında azalmaya, NO_x emisyonunda ise artışa neden olmaktadır.

Dizel motorlarının yapısal özelliği değiştirilerek güç ve performans artışı sağlanabilir. Püskürtme zamanlaması motor performansı ve egzoz emisyonlarını etkileyen önemli parametrelerden birisidir. Bu deney sonuçları orijinal motor avansıyla kıyaslandığında, hem yakıt ekonomisi sağlanırken hem de zararlı egzoz emisyonları azaltıldığı görülmüştür. Yapılan bu çalışmada Özdalyan ve ark. (2011), tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorunda statik püskürtme avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Püskürtme zamanlaması 15, 19, 23, 27, 31 KMA için farklı motor hızlarında, SEA (statik püskürtme avansı) larında 2800 dev/d'da moment en yüksek değeri ölçüldüğünden bu motor hızında, %20, %40, %60, %80 ve %100'lük gaz pedalı konumundaki motor momenti, efektif güç, özgül yakıt tüketimi, egzoz gaz sıcaklıkları ile CO, HC ve NO_x emisyonları ölçülmüştür. Bu çalışmada püskürtme avansının 19^o KMA'na düşürülmesiyle motor momenti ve efektif güçte artış ve özgül yakıt tüketiminin azaldığı ve emisyonlarda düşüş gerçekleştiği görülmüştür.

Uludağ (2010), tez çalışmasında biyodizel-dizel yakıtı karışımı kullanılan tek silindirli, dört zamanlı ve direkt püskürtmeli bir dizel motorda püskürtme avansının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Motor testlerinde B5, B20, B50 ve B100 yakıtlarını kullanmış, her yakıtı sabit motor devrinde (2200 dev/d) farklı püskürtme avanslarında (üst ölü noktadan önce 15^o, 20^o ve 25^o krank mili açısı) ve farklı motor yüklerinde (5, 10, 15, 20 N.m) test etmiştir. Püskürtme avansı standart değerin dışına çıkarıldığı zaman, özgül yakıt tüketimi ve özgül enerji

tüketiminde artış, efektif verimde azalma gözlemlemiştir. Püskürtme avansı standart değerden erkene alındığı zaman karbon monoksit, hidrokarbon ve is emisyonlarında azalma, karbondioksit, azot oksit emisyonları ile sıcaklıkta artışın meydana geldiği, püskürtme avansı standart değerden geciktirildiği zaman ise, karbon monoksit, hidrokarbon ve is emisyonlarında artış, karbondioksit, azot oksit emisyonları ve sıcaklıkta azalma meydana geldiğini gözlemlemiştir.

Sayın ve ark. (2010), dizel- motorin karışımlarını (%5, %10 ve %15) kullanan dizel motorda performans ve emisyon karakteristiklerine püskürtme basıncı ve zamanlamasının etkisini araştırmıştır. Deneyler 180, 200 ve 220 bar basınçta, ÜÖNÖ 15^o, 20^o ve 25^o KMA püskürtme avanslarında, 20 Nm motor yükü ve 2200 dev/d'da gerçekleştirilmiştir. Yakıt karışımı içerisindeki metanol miktarının artması ile toplam yanmamış hidrokarbon (THC), CO, duman opaklığı ve fren termal veriminde azalma, fren özgül yakıt tüketimi, fren özgül enerji tüketimi ve NO_x emisyonunda ise artış gözlemlenmiştir. En iyi sonuçlar orijinal püskürtme basıncı ve avansında fren özgül yakıt tüketimi, fren özgül enerji tüketimi ve fren termal verimi için elde edilmiştir. Tüm test yakıtlarında, püskürtme basıncı ve avansının artması duman opaklığı, CO ve THC emisyonlarında azalmaya, NO_x emisyonunda ise artışa neden olmaktadır.

Çevresel kaygılar ve uygunluk olanakları bakımından içten yanmalı motorlarda, petrol yakıtları yerini alternatif yakıt arayışına bırakmaktadır. Atık plastikler modern dünyada vazgeçilmez malzemelerdir ve endüstriyel alanda uygulamaları gün geçtikçe artmaktadır. Bu nedenler atık plastikler şu anda oldukça ilgi görmektedir. Biyolojik bozulmaya uğramayan ve alternatif bir yakıt olarak atık plastik yağlara ilgi artmaktadır. Atık plastik yağlar petrol ürünleri ile karıştırıldığında dizel motorlarda yakıt olarak kullanılabilmektedir. Mani ve Nagarajan (2009) yaptıkları bu çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda performans, emisyon ve yanma karakteristiklerine püskürtme zamanlamasının etkisi yakıt olarak atık plastik yağ kullanılarak deneysel olarak incelenmiştir. Test dört püskürtme zamanlamasında (ÜÖNÖ 23^o, 20^o, 17^o ve 14^o KMA) gerçekleştirilmiştir. Tüm test şartlarında standart püskürtme zamanlaması 23^o'den 14^o'ye alındığı zaman nitrojen oksit (NO_x), karbon monoksit ve yanmamış hidrokarbon azalırken fren ısıl verimi, karbondioksit ve duman seviyesi artmaktadır.

Rahman ve ark. (2009) yaptıkları çalışmada, hava yakıt oranının ve püskürtme zamanlamasının motor performansı üzerine etkisini dört silindirli, direkt enjeksiyonlu, hidrojen yakıtlı bir motorda araştırmıştır. Optimum püskürtme zamanlamasının motor

devri ve hava yakıt oranına etkisi gösterilmiştir. Dört silindirli direkt enjeksiyonlu hidrojen motoru GT-Power ticari yazılımı kullanılarak geliştirilmiştir. Sıkıştırma kursunda hidrojen gaz yakıtı enjekte etmek için ardışık darbe enjektörleri kullanımı kabul edilmiştir. Püskürtme zamanlaması üst ölü nokta merkezi ile üs ölü nokta merkezinden önce 110^o KMA arasında değişmektedir. Motor devri 2000- 6000 dev/d ve denklik oranı 0,2-1 arasında değişmektedir. Önceki deneysel sonuçlar ile doğrulaması gerçekleştirilmiştir. Ateşleme zamanlaması ve püskürtme süresi arasındaki etkileşimin olumsuz etkileri vurgulanmıştır. Hava yakıt oranının azalması ile güç ve moment artmakta, hava yakıt oranının artması ile indike verim artmakta, hava yakıt oranının artması ile özgül yakıt tüketiminde azalma olduğu gözlenmiştir. Optimum püskürtme zamanlaması üst ölü noktadan önce 60^o KMA olarak belirlenmiştir.

Sayın ark. (2009), %0-%5-%10 ve %15 oranlarında metanol ile karıştırılmış dizel yakıtı tek silindirli, doğal emişli, dört zamanlı bir dizel motorda yakıt olarak kullanmış ve püskürtme avansının etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Testler 2200 dev/d'da üç farklı püskürtme avansında (15^o, 20^o ve 25^o) ve dört farklı motor yükünde (5, 10, 15 ve 20 N.m) gerçekleştirilmiştir. Standart püskürtme avanslı testin sonuçları ile karşılaştırıldığında, gecikmeli püskürtme avansı (15^o) için azot oksit ve karbondioksit emisyonları azalmış, duman opaklığı, hidrokarbon ve karbonmonoksit emisyonları artmıştır. Püskürtme avansı erkene alındığında (25^o) ise duman opaklığı, hidrokarbon ve karbonmonoksit emisyonları azalmış, azot oksit ve karbondioksit emisyonları artmıştır. Özgül yakıt tüketimi ve ısıl verim açısından tüm püskürtme avansları, motor yüklerinde ve karışım oranlarında olumsuz sonuç vermiştir.

Uyumaz (2009), çalışmasında dört silindirli, direkt püskürtmeli bir dizel motoru pamuk yağı metil esteri ve dizel karışımı olan B20 yakıtı ile 12^o,15^o,18^o,21^o ve 24^o krank mili açısı püskürtme avansı değerlerinde ve tam yükte çalıştırarak testlere tabi tutmuş ve kullanılan her iki yakıt türü ile farklı püskürtme avanslarında motor performans ve egzoz emisyon değerlerini elde etmiştir. B20 yakıtı ile yapılan çalışmada püskürtme avansının 21^o krank mili açısına arttırılması ile momentte %3,9 ve güç de %2,2 artış, özgül yakıt tüketiminde standart dizel yakıtı ile standart püskürtme avansında elde edilen değerlere göre %5,1 oranında iyileşme olduğunu tespit etmiştir.

Biyodizel, yapısında oksijen bulunduran, sülfür içermeyen, zehirleyici etkisi olmayan, doğada bozunabilir ve yenilenebilir bir alternatif dizel motor yakıtıdır. Dizel yakıtına göre daha az karbon monoksit, hidrokarbon ve is emisyonu yaydığı bilinmektedir. Dizel motorlarında herhangi bir ayar ve değişiklik yapılmadan

kullanılabilmektedir. Püskürtme avansının motor performansı ve egzoz emisyonlarını etkileyen önemli bir parametre olması nedeni ile bu parametrenin optimize edilmesi sonucu yakıt ekonomisi sağlanırken zararlı emisyonlarda iyileşme elde edilebilmektedir. Bunu nedenle yaptıkları çalışmada Aktaş ve Sekmen (2008) , biyodizelin yakıt olarak kullanıldığı bir motorda püskürtme avansının motor performansı ve emisyonlara etkileri dört zamanlı, tek silindirli bir dizel motorda araştırılmıştır. Püskürtme avansı 24,9, 26,6 ve 28,5° KMA için tam yükte efektif güç, motor momenti, özgül yakıt tüketimi, egzoz gaz sıcaklıkları ile CO, HC ve NO_x emisyonları ölçülmüştür. Biyodizel ile püskürtme avansının 26,6° KMA'na artırılmasıyla motor momenti ve efektif güçte yaklaşık %6'ya kadar artış ve özgül yakıt tüketiminde %8'e kadar iyileşme belirlemişlerdir. Ayrıca, CO ve HC emisyonlarında azalma elde edilirken, NO emisyonunda %4-11 arasında artış gözlemlemişlerdir.

Büyükkaya ve Cerit (2008), püskürtme avansının LHR turbosarjlı direkt püskürtmeli bir dizel motorda NO_x emisyonlarına etkisini araştırmışlardır. Püskürtme avansı ve özgül yakıt tüketimi performans ve NO_x emisyonu açısından göz önünde bulundurulmalıdır. ÜÖNÖ 20^o KMA olan orijinal püskürtme avansı için, LHR motorun özgül yakıt tüketimi değerinin orijinal motorunkinden yaklaşık %6 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca NO_x emisyonları da orijinal motordan yaklaşık %9 daha yüksek bulunmuştur. Püskürtme avansı geciktirilerek motorun yaydığı NO_x emisyonlarında azalma amaçlanmıştır. Bu nedenle, LHR motor aynı motor devri ve yük koşullarında iki farklı püskürtme avansında (ÜÖNÖ 18^o ve 16^o KMA) test edilmiştir. Püskürtme avansının geciktirilmesi ile özgül yakıt tüketimi %2 ve NO_x emisyonunda %11 oranında azaldığını gözlenmiştir. Avansın ÜÖNÖ 2^o KMA azaltılmasıyla optimum püskürtme avansı elde edilmiştir.

Sayın ve ark. (2008) yaptıkları çalışmada tek silindirli, dört kurslu, direkt enjeksiyonlu, doğal emişli bir dizel motorunda dizel yakıtına %0, %5, %10 ve %15 arasında etanol karıştırarak yaptıkları deneylerde püskürtme avansının egzoz emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Deneyde kullanılan dizel motorunun orijinal püskürtme avansı 27°'dir. Testler avans şimlerinin değiştirilmesi ile beş farklı püskürtme zamanlamasında (21°,24°,27°,30° ve 33°) gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre, yakıt içerisindeki etanol miktarının artmasıyla CO ve HC emisyonlarında azalma, NO_x ve CO_2 emisyonlarında artma gözlemlenmiştir. Orijinal püskürtme avansı ile karşılaştırıldığı zaman avans rötara alındığında (21°,24°) tüm test şartlarında NO_x ve CO_2 emisyonları artmış, yanmamış HC ve CO emisyonları

azalmıştır. Diğer yandan tüm test şartlarında püskürtme avansı 30° ve 33° alındığı zaman HC ve CO emisyonlarının azaldığı, NO_x ve CO_2 emisyonlarının arttığı görülmüştür.

Tarımsal ürünlerin atıkları gibi biyokütleden elde edilen odun gazı güç üretimi için alternatif yakıt olarak kabul edilmektedir. Dizel ana yakıt olarak kullanılırken odun gazı ikinci yakıt olarak dizel motorunda kullanılabilmektedir. Çift yakıtlı sistemin kullanımında, hava ve gaz karışımının düşük yanma hızından dolayı dizelin püskürtme avansı önem kazanmaktadır. Bu nedenle, Tongorn (2007), tarafından yapılan bu tez çalışmasında püskürtme avansının jeneratöre bağlanan çift yakıtlı dizel motorun performans ve emisyonları üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bu deneyde 50 kg/s'lik aşağı akışlı bir gazlaştırıcı kullanılarak biyokütle hammaddesi olarak tahta olan odun gazı üretilmiştir. Motorun standart püskürtme avansı ÜÖNÖ 12^o KMA'dır. Püskürtme avansı 5^o KMA erkene alınarak ÜÖNÖ 17^o KMA olacak şekilde ayarlanmıştır. Püskürtme avansı arttırılan çift yakıt modunun performans ve emisyon değerlendirmeleri, standart avanslı çift yakıt modu ile karşılaştırıldığında NO_x emisyonu hariç fren ısı verimi, özgül enerji tüketimi, CO ve CO_2 emisyonu bakımından daha iyi sonuçlar vermiştir.

İlhan (2007), çalışmasında %5-10-15 oranında metanol-dizel karışımları kullanılan tek silindirli, dört zamanlı, direkt püskürtmeli bir dizel motorunda püskürtme avansının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisini incelemiştir. Deneyler sabit devir (2200 dev/d), farklı avans değerlerinde (15^o, 20^o ve 25^o krank mili açısı) ve değişken motor yüklerinde (5, 10, 15, 20 N.m) gerçekleştirilmiştir ve faz ayrışmasını önlemek için yakı tankı içerisine mikser monte edilmiştir. Deney sonuçlarına göre; motor yükü, püskürtme avansı ve karışım içerisindeki metanol miktarının artması ile özgül yakıt tüketimi ve azot oksit emisyonunun arttığını, karbonmonoksit ve hidrokarbon emisyonlarının azaldığını, püskürtme avansının azaltılması ile özgül yakıt tüketimi, karbonmonoksit, hidrokarbon emisyonlarında artma, azot oksit emisyonlarında ise azalma olduğunu gözlemlemiştir.

Akdere (2006), tez çalışmasında soya yağı metil esterinin dört zamanlı, dört silindirli, direkt enjeksiyonlu ve turboşarjlı bir dizel motorda kullanımını deneysel olarak incelemiştir. Dizel yakıt ve SME orijinal püskürtme avansı 15^o de test edilerek sonuçları karşılaştırmıştır. SME kullanımı ile güçte %1.98, momentte %2.04 ve duman koyuluğunda %50 oranında azalma, özgül yakıt tüketiminde %13.07 artış elde etmiştir. SME yakıtı ile püskürtme avansını 3^o azaltıp çoğaltarak 15^o de dizel yakıtı ile elde

edilen sonuçlar ile karşılaştırmıştır. Püskürtmenin arttırılması güç, moment ve duman koyuluğunda artma, yakıt tüketiminde azalma püskürtmenin azaltılması ile güç ve momentte azalma, özgül yakıt tüketimi ve duman koyuluğunda artma elde etmiştir.

Uslunun (2006), çalışmasında kullandığı test motorunun standart püskürtme başlangıcı değeri krank mili açısı cinsinden 27^{o} olup deneylerini beş farklı avans değerinde (0, ±3, ±6) sabit yük şartlarında gerçekleştirmiştir. Avans değerleri yakıt pompasının motora bağlantı yerinde şim vasıtası ile yapılmakta olup bir şim 3^{o}'ye karşılık gelmektedir. Faz ayrışmasını önlemek için yakıt deposuna mikser ilave edilmiştir. Tüm avans değerlerinde karışım içersindeki etanol miktarının artması ile özgül yakıt tüketimi ve azot oksit emisyonunda artış karbon monoksit ve hidrokarbon emisyonlarında ise azalma belirlenmiştir. Avans değerinin artması ile karbon monoksit ve hidrokarbon emisyonlarında azalma azot oksit emisyonlarında artma, avans değerinin azaltılması ile de karbon monoksit ve hidrokarbon emisyonlarında artma, azot oksit emisyonlarında ise azalma olduğunu belirlemiştir.

Zeng ve ark. (2006), değişik yakıt püskürtme zamanlamaları altında direkt enjeksiyonlu doğalgazlı motorda yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Yakıt püskürtme zamanlaması motor performans, yanma ve emisyon parametrelerini üzerinde önemli etkilerinin olduğu gösterilmiştir ve bu etkiler önemli oranda püskürtme zamanlamasının geciktirilmesi ile meydana gelmektedir. Püskürtmenin aşırı gecikmesi durumunda enjekte edilen yakıtın geciken kısmının yakıt hava karışımı için gereken zamanı sağlayamaması, düşük kaliteli yakıt karışımına etkilemektedir ve yavaş yanma oranının sonuçlarının, uzun yanma süresinin ve yüksek HC konsantrasyonunun sonuçlandırılmasında tutarlılığı düşürmektedir. Bununla birlikte erken püskürtme, motor yanma karakteristiklerini ve emisyonlarını önemsiz denecek kadar az miktarda etkilemektedir. Var olan maksimum silindir basıncında, maksimum basınç yükselme oranında ve maksimum ısı salınımı oranındaki optimum yakıt püskürtme zamanlamasını en kısa yanma süreleri ile birlikte en yüksek değerlerine ulaştırmaktadır. Yakıt püskürtme zamanlamasının ileri alınmasıyla volümetrik verim azalır ve ortalama hava yakıt denklik oranı artar.

Yüksek NO_x, düşük ısı kayıplı (LHR) dizel motorda önemli sorunlardan birisidir. Bunun nedeni yalıtım yanma sıcaklığında eşdeğer standart dizel motoru ile kıyaslandığında 200-250 ^{o}C'lik bir artışa neden olmasıdır. LHR motorda yüksek yanma sıcaklıkları püskürtme avansının değiştirilmesiyle kontrol edilebilmektedir. Püskürtme avansı uygun şekilde ayarlandığı zaman, yalıtımın ısı transferi üzerindeki etkisini

kısmen dengelemek ve dolayısıyla iyileştirilmiş performans ve daha düşük NO_x elde etmek mümkündür. Bunu araştırmak amacı ile Parlak ve ark. (2005), yaptıkları çalışmalarında standart dizel motora göre (38^o KMA) LHR motorda 4^o erkene alınmış krank açısı ile optimum püskürtme avansının elde edildiğini belirlemişlerdir. LHR motor standart motor için optimum değer olan ÜÖNÖ 38^o KMA ile çalıştırıldığı zaman, NO_x emisyonlarının yaklaşık %15 arttığı gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte, LHR motor durumunda püskürtme avansı 34^o KMA olacak şekilde geciktirildiğinde, standart motor durumu ile karşılaştırıldığı zaman NO_x emisyonlarında yaklaşık %40 azalma ve özgül yakıt tüketiminde %6 azalma gözlemlemişlerdir. Bu nedenle, püskürtme avansının geciktirilmesiyle yakıt tüketiminde ek %1,5'lik bir tasarruf sağlamışlardır.

Etanol farklı tarım ürünlerinden üretilen alternatif yenilenebilir bir yakıttır. Etanol-dizel emilsiyon tekniği ile dizel motorlarda etanol kullanılabilmektedir. Bu tekniğin en önemli avantajı dizel motora hiçbir modifikasyon işlemi gerekmeden etanol kullanılmasının mümkün olmasıdır. Can ve ark. (2004), çalışmalarında yakıt olarak dizel no. 2 yakıtına hacimsel olarak %10 ve %15 oranında etanol ekleyerek dört zamanlı, dört silindirli turboşarjlı bir motorda tam yük koşulunda farklı püskürtme basınçlarının (150, 200 v 250 bar) motor performans ve emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Faz ayrışmasını önlemek ve homojenliği sağlamak için karılıma %1 oranında izopropanol eklenmiştir. Deney sonuçlarına göre dizel yakıta etanol eklenmesi ile CO, duman ve SO_2 emisyonlarında azalma, NO_x emisyonunda artma belirlenmiştir. Ayrıca motor gücünde %10 etanol ilavesi ile %12,5 ve %15 etanol ilavesi ile %20 oranında azalma gözlenmiştir. Ayrıca, dizel-etanol yakıtı kullanan motorda püskürtme basıncının artışı ile CO ve duman emisyonlarında azalma meydana gelirken özellikle 1500-2500 arası devirlerde dizel yakıtına göre motor gücünde bir miktar azalma olduğu belirlenmiştir.

Bari ve ark. (2003), atık kızartma yağı ve dizel yakıtı ile çalışan direkt püskürtmeli dizel motorda püskürtme avansının karbonmonoksit ve azot oksit emisyonları üzerindeki etkisini incelemiştir. Standart püskürtme avansı üst ölü noktadan önce 15^o krank mili açısı olup deneyler 3600 dev/d'da 15^o, 16.3^o ve 19^o püskürtme avanslarında gerçekleştirilmiştir. Püskürtme avansı 4^o erkene alındığında karbonmonoksit emisyonu atık kızartma yağı için %9.9, dizel için %44.9 azalmış fakat azot oksit emisyonları atık kızartma yağı için %77.6 ve dizel için %91.4 oranında artış göstermiştir.

Başka bir çalışmada Hiroyasu ve ark. (2003) tarafından püskürtme avansı, hava hareketleri, EGR oranı ve çok noktalı püskürtme ile dizel motor emisyonlarının ve yakıt veriminin optimize edilmesi için bir bilgisayar algoritması kullanılmıştır. Burada dizel motoru emisyonları ve yakıt ekonomisini optimize etmek için geliştirilen HIDECS-GA bilgisayar kodu genişletilmiştir. HIDECS kodu dizel motorunun emisyonlarını ve performansını analiz etmek için kullanılmaktadır. Bu çalışmada motor emisyonlarında ve ekonomide eş zamanlı olarak iyileştirme sağlamak için HIDECS-NCGA yöntemi kullanılmıştır. Püskürtme avansının başlangıcı ve EGR oranı ile birlikte çoklu püskürtme biçimleri dahil edilmektedir. HIDECS ve NCGA'nın kombinasyonunun etkin ve sayısal maliyetlerinde düşük olduğu tespit edilmiştir. HIDECS-NCGA'dan elde edilen optimum çözümlerin motor tasarımcıları için faydalı olacağı tahmin edilmektedir. Yakıt tüketimi arttırılmadan egzoz gazı geri dönüşümünün optimizasyonu ve çoklu püskürtme ile emisyonların düşürülebileceği belirlenmiştir.

Minwafor (2002), çalışmasında standart püskürtme avansı 30^{o} krank mili açısı olan çift yakıtlı ve tek silindirli bir dizel motorunda, püskürtme avansının 5^{o} öne alınmasının yakıt tüketimi ve emisyonlara olan etkisini incelemişlerdir. Püskürtme avansının artması ile hidrokarbon ve karbonmonoksit emisyonlarında azalma görülürken özgül yakıt tüketiminde artış gözlemlemişlerdir.

Püskürtme avansı maksimum yanma sıcaklığını etkileyen önemli bir parametredir. Bu nedenle püskürtme avansı ile maksimum yanma sıcaklığı arasındaki ilişkiyi incelemek amacı ile yaptıkları çalışmada Parlak ve Yaşar (2001), seramik kaplı bir motor kullanmıştır. Seramik kaplı motorların yanma sıcaklığı normal motora göre önemli ölçüde artmaktadır. Maksimum yanma sıcaklığının motor güç ve verimi üzerindeki etkisini tespit etmek amacıyla maksimum güç ve bu güce karşılık gelen verimi dikkate alan bir teorik karma çevrim analizi yapılmıştır. Yanma sıcaklığı artırıldığında ve çevrime verilen ısı miktarı sabit kabul edildiğinde maksimum gücün ve o güce karşılık gelen verimin kaydığı püskürtme avansı değeri incelenmiştir. Maksimum yanma sıcaklığı artırıldığında, maksimum güç ve bu güce karşılık gelen verimin püskürtme avansının azaltılması ile elde edildiği görülmüştür.

Püskürtme avansının motor performansı üzerindeki etkilerini belirlemek amacıyla yapılan bir çalışmada Nwafor ve ark. (2000), hem dizel hem de bitkisel yağ yakıtları üzerinde, standart ve erkene alınmış avans ile karşılaştırmalı değerlendirmelerin yapılabilmesi için aynı motor ve test işlemleri kullanılarak yanma deneyleri gerçekleştirilmiştir. Dizel motor prensibi yakıtın sıkıştırılmış sıcak silindir

gazı içine üst ölü noktadan birkaç derece önce püskürtüldüğü zaman kendi kendine ateşlenmesini gerektirir. Püskürtme ve ateşleme arasındaki daha uzun gecikmeler, önceden karışımlı yanmada çok fazla yakıtın bulunmasından dolayı dizel vuruntusu ile sonuçlanacak şekilde kabul edilemeyen oranlarda basınç artısına yol açmaktadır. Alternatif yakıtların özellikle de düşük yükle çalışma koşullarında daha uzun gecikme periyotları ve daha yavaş yanma sağladıkları ve dolayısıyla genleşme zamanında geç yanmaya neden oldukları fark edilmiştir. Erkene alınmış püskürtme avansının bu etkileri dengelenmesi beklenmektedir. Motorun standart püskürtme avansı ÜÖNÖ 30^o KMA'dır. Püskürtme avansı ÜÖNÖ 35.5^o KMA olacak şekilde 5.5^o KMA erkene alınmıştır. Bu avansta motor performansının çok kararsız olduğu tespit edilmiştir. Daha sonra püskürtme avansı 3.5^o KMA'na getirilmiş ve bunun etkileri araştırılmıştır. Motor performansı özellikle düşük yük seviyelerinde düzgün bir seyir izlemiştir. Püskürtme avansının arttırılmasıyla ateşleme gecikmesi düşürülmüş, ama yakıt tüketiminde bir miktar artış meydana gelmiştir. Düşük hızlı çalışmalar için ortalama püskürtme avansı tavsiye edilmektedir.

2.3. Egzoz Gazı Geri Dönüşüm (EGR) Sistemi ile ilgili Yapılan Çalışmalar

İçerisinde oksijen barındıran biyodizel ve alkoller kolay üretilebilir ve yenilenebilir olmaları bakımından Hindistan'ın ileride artan enerji ihtiyaçlarına alternatif olmaktadır. Araştırma sonuçları göstermektedir ki oksijenli yakıtlar birçok motor parametreleri açısından iyi sonuçlar verse de NO_x emisyonunu önemli oranda artırmaktadır. Rajasekar ve ark. (2010) bu çalışmada oksijenli yakıt kullanan sıkıştırma ateşlemeli motorlarda NO_x emisyonunu gözden geçirmeyi amaçlamıştır. Sıkı emisyon normlarını karşılamak için, katkılar, geciktirilmiş enjeksiyon zamanlaması, su ile biyodizel emülsiyonu ve egzoz gazı geri dönüşümü kullanımı gibi çeşitli NO_x azaltma teknolojileri gözden geçirilmiştir. Biyodizel-dizel ve tri-bileşik oksijenli (etanol-biyodizel-dizel yakıt karışımları ve metanol-biyodizel-dizel yakıt karışımları) yakıt karışımlarını kullanan dizel motorda en etkili ve az maliyetli EGR tekniğinin sonuçlarını belirlemişlerdir. Katkılar NO_x emisyonunu azaltmada yeterince etkili değildir ayrıca oldukça maliyetlidir. Geciktirilmiş enjeksiyon zamanlaması NO_x emisyonunu büyük ölçüde azaltmakla birlikte, fren termal veriminde azalma ve duman emisyonunda artış meydana getirmiştir. Su ile biyodizel emülsiyonu NO_x emisyonunu oldukça azaltmasına rağmen motor parçalarında korozyona neden olmaktadır. Biyodizel

yakıtlı motorlarda EGR NO_x emisyonunu %50-70 oranında azaltmada en etkili yöntemdir. NO_x emisyonunda maksimum azalma ve duman emisyonunda minimum artış B20 yakıtı ve %15 EGR oranında gözlenmiştir.

Saleh (2009), jajoba yağı metil esterinin (JME) dizel yakıt yerine iyi bir alternatif yakıt olduğunu fakat tüm çalışma koşullarında nitrojen oksit emisyonunda artış olduğunu gözlemlemiştir. Çalışmasının temel amacı, JME kullanan iki silindirli, doğal emişli, dört zamanlı direkt enjeksiyonlu dizel motorda EGR verimini belirlemektir. Buna bağlı olarak testleri üç aşamada gerçekleştirmiştir. İlk olarak, tam yük şartlarında ve değişik devirlerde dizel motorda dizel yakıt ve JME kullanmış, performans ve egzoz emisyonlarını belirleyip karşılaştırmıştır. İkinci olarak, motor performans ve egzoz emisyonlarına (NO_x, CO, HC ve egzoz gaz sıcaklığı) sabit devir ve iki yük durumunda EGR'nin etkisini araştırmış, üçüncü olarak da, tam yük şartlarında yüksek oran ile soğutmalı EGR'nin motor performans ve emisyonlara etkisini incelemiştir. Sonuçlar özellikle hafif hizmet dizel motorlarında NO_x emisyonlarını azaltmada EGR'nin etkili bir teknik olduğunu göstermektedir. EGR yöntemi ile motor çıkış emisyonlarından HC ve CO konsantrasyonu artmıştır. Tüm çalışma koşulları için HC, CO ve NO_x emisyonları arasındaki en iyi bir denge %5-15 arasında sınırlı bir EGR oranı için elde edilmektedir. Ayrıca tam yükte EGR soğutucusunun kullanımının egzoz emisyonlarını azaltmada ve motor ekonomisini geliştirmede olumlu etkisinin olduğunu gözlemlemiştir.

Hountalas ve ark. (2008) ağır hizmet dizel aracı motorunda çeşitli EGR oranları için EGR gazı sıcaklığının performans ve emisyonlara etkilerini inceledikleri çalışmalarında EGR gaz sıcaklığının motor verimi, maksimum yanma basıncı ve is emisyonlarına negatif etki ettiğini ortaya çıkartmıştır. Verime olan etki ise motorun düşük hızları ve yüksek EGR oranlarında daha belirgindir. Bunun yanında sıcak EGR gazlarının hava/yakıt oranına da olumsuz etkisi olduğu belirlenmiştir. Sıcak gazların oksijen konsantrasyonunu azaltması is oluşumunu arttırdığı gibi is partiküllerinin oksitlenmelerini de olumsuz etkilemiştir. Araştırmada EGR gaz sıcaklığına bağlı dolgu sıcaklıklarının artması ve dolgudaki oksijen miktarının azalmasının NO oluşumuna katkısının önemsiz miktarda olduğu, bu durumun bilhassa yüksek EGR oranlarında daha bariz olduğu belirtilmiştir. Netice olarak NO_x emisyonlarını azaltmak için EGR uygulandığında verimi düşürmemek ve is miktarını arttırmamak için kesin olarak EGR soğutucu uygulanması tavsiye edilmiştir.

Maiboom ve ark. (2008), direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda EGR'nin yanma ve emisyonlara olan etkilerini incelemişlerdir. EGR'nin neden olduğu taze dolgudaki sıcaklık artışına bağlı olarak farklı koşullarda azot oksit emisyonlarının değişim gösterdiğini belirtmişlerdir. Düşük yük ve sabit silindir basıncı durumlarında yüksek EGR oranları ile çok düşük miktarda azot oksit ve partikül madde emisyonları elde edilebileceği belirlenmiştir. Bu da yüksek seyrelmeye bağlı olarak geciken tutuşmaya bağlanmıştır.

Tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorda soğuk başlangıç şartlarında EGR uygulamasının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkisini inceleyen Peng ve ark. (2008), EGR'li sistemde ilk yanmanın sağlandığı çevrimin maksimum basıncının EGR'siz çevrime göre %45 daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. Aynı zamanda EGR ile yanmanın daha erken başladığını gözlemlemişlerdir.

Topçu (2008), tez çalışmasında motorin ile kanola yağından elde edilen biyodizel yakıtlarının güç, yakıt tüketimi, emisyonlar ve is yönünden EGR stratejilerinin (%0, %5, %10, %15 ve %20) karşılaştırmalı analizini yapmıştır. Bu verilerle hazırlanan grafiklerin irdelenmesi sonucunda ortaya şu sonuçları çıkarmıştır. Esas itibariyle NO_x emisyonlarını azaltma amacıyla uygulanan EGR beklendiği üzere her iki yakıtta da NO_x emisyonlarını düşürmüştür. Kanola biyodizelinde %20 EGR uygulandığında emisyonlarda ortalama %53.42 düşüş kaydedilmiştir. Bu değer motorinde %46.88'dir. EGR uygulamasıyla kanola biyodizeli için aynı EGR oranında motorine göre daha fazla NO_x emisyonu düşürülebilmektedir. EGR'nin bir sonucu olarak azalan oksijen miktarının sebep olduğu CO emisyonları biyodizel için dezavantaj oluşturmaktadır. CO emisyonları açısından %10 EGR oranında %64.21 mertebesindeki ortalama emisyon artışı sınır olarak değerlendirilmiştir. Hidrokarbon emisyonları içinde %10 EGR oranında kanola için %34.75, motorin için %25.33 değerindeki ortalama artış değerleri sınır EGR olarak değerlendirilmiştir. Güç değişimlerine bakıldığında yükselen hızlarla birlikte EGR oranının güce olumsuz etkisi çok daha fazla hissedildiğini ve aynı EGR oranında kanola biyodizelinin motorine göre daha az güç kayıplarına sebep olduğunu belirtmiştir.

Pradeep ve Sharma (2007), jatropha yağı biyodizeli ile sıcak EGR kullanarak NOx emisyonlarının düşürülmesi konusunda yaptıkları çalışmada sıcak EGR ile NO_x emisyonlarının %5-25 EGR oranlarında belirgin bir şekilde düşürüldüğünü; duman, HC, CO ve termal verim göz önüne alındığında optimum EGR oranının %15 olması gerektiğini belirtmişlerdir. EGR'den bağımsız olarak yüksek yük şartlarında jatropha

yağı biyodizelinin duman salımının motorine göre düşük çıktığı gözlenmiştir. Buna karşın düşük yüklerde biyodizelin duman koyuluğunun motorine göre daha yüksek çıktığı, CO ve HC emisyonlarının da düşüş gösterdiği belirlenmiştir. Diğer yanma parametrelerinin benzer sonuçlar verdiği kaydedilmiştir.

Tsolakis vd. (2007), kanola metil esteri ve düşük kükürtlü motorinle %20 ve %50 oranındaki karışımlarına EGR uygulanmasıyla performans ve emisyonlar üzerindeki değişimleri incelemişlerdir. Isı salınım oranından hareketle bütün kanola biyodizeli karışımlarının püskürtme avanslarının motorine göre arttığını gözlemişlerdir. Tutuşma gecikmesinin azaldığı, buna karşın ön karışım yanma fazının arttığını gözlemlemişlerdir. Bu nedenlerden dolayı silindir basınç ve sıcaklıklarının arttığını, erken tutuşmanın meydana geldiğini belirtmişlerdir. Artan avansla birlikte kanola biyodizelinde is, HC ve CO emisyonlarının azaldığı, buna karşın NO_x ve özgül yakıt tüketiminin arttığı tespit edilmiştir. Biyodizelin bünyesindeki oksijen moleküllerinin is oluşumuna neden olan lokal zengin karışım bölgelerine etki etmeleri sebebiyle is emisyonlarının azaldığı öne sürülmüştür. Artan özgül yakıt tüketimi ise kanola biyodizelin motorinden daha düşük olan alt ısıl değerine bağlanmıştır. Araştırmada EGR uygulamasının kanola biyodizeli için motorine göre daha efektif olduğu sonucuna varılmıştır. Aynı EGR oranlarında motorinle benzer oranlarda NO_x düşüşü gözlenen biyodizelde is artışının daha az olduğu gözlenmiştir. Biyodizelde EGR ile NO_x düşüşünün motorine nazaran biraz daha fazla olmasını üç temel sebebe bağlamışlardır. Birinci sebep olarak EGR ile silindire alınan CO_2 gazının biyodizelde motorine göre daha seyrek olmasını, ikinci sebep olarak azalan bağıl hava/yakıt oranını, üçüncü sebep olarak da biyodizel ile avansı artmış olan tutuşmanın EGR ile geciktirilmesi olarak belirtmişlerdir. Saf kanola biyodizeli ve %50 karışım biyodizel kullanıldığında geciken tutuşma ile duman ve yakıt tüketiminde az miktarda artışlar kaydedildiğini, öte yandan NOx emisyonlarında ciddi düşüşler sağlandığını vurgulamışlardır.

Dizel motorlarda NO_x oluşumu çok yüksek sıcaklığa bağlı bir durumdur. Bu nedenle egzoz gazındaki NO_x miktarını azaltmak için yanma sıcaklığını kontrol altında tutmak gerekmektedir. Dizel motorda NO_x emisyonunu azaltmanın diğer bir yolu da yanma odasına yakıtın geç püskürtülmesidir. Bu yöntem etkili olmasına rağmen yakıt tüketiminde %10-15 artışa neden olmaktadır. NO_x emisyonunu azaltmanın en etkili yolu egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) sisteminin kullanılmasıdır. Yeniden dolaşan bir miktar egzoz gazı NO_x emisyonunu azaltmaya yardımcı olur, ama yüksek yüklerde partikül madde emisyonunda artış gözlenmektedir. Bu nedenle duman emisyonu ve NO_x

emisyonu arasında etkileşim vardır. Dizel motorlar yakıt tüketimi ve düşük karbon monoksit emisyonu gibi birçok açıdan diğer motorlardan üstün olmasına rağmen NO_x emisyonu açısından kötü sonuç vermektedir.

Agarwal ve ark. (2004), egzoz gazı geri dönüşüm sisteminin (EGR) farklı oranlarının egzoz gaz sıcaklığı ve egzoz bulanıklığına etkisini araştırmak için deneyleri direkt enjeksiyonlu, iki silindirli, hava soğutmalı bir dizel motorda gerçekleştirmiştir. EGR oranlarının egzoz gazı sıcaklığı, ısıl verim, fren özgül yakıt tüketimi ve duman opaklığı gibi motor karakteristiklerine etkisi belirlenmiştir. EGR ısıl verim ve fren özgül yakıt tüketimini önemli oranda etkilememektedir. Sabit güç durumunda EGR yüzdesi arttığında (%0-21) egzoz gazı sıcaklığı sürekli olarak azalmaktadır. Egzoz gazı sıcaklığındaki azalma ısıl verimi etkilememektedir. Ancak %15 üzeri EGR oranları ve yüksek yüklerde ısıl verimde bir miktar azalma gözlenmektedir. Düşük yüklerde duman opaklığındaki artış EGR oranlarındaki artış ile hemen hemen aynı olmasına rağmen yüksek yük ve EGR oranlarında hızla artmaktadır. EGR oranı yakıt tüketimini önemli oranda etkilememekte fakat yük arttıkça yakıt tüketimi hızla azalmaktadır.

Dizel motorunda motorin kullanımıyla birlikte EGR işleminin yapılmasında bazı sakıncalar vardır. Zheng ve ark. (2004), motorinin sülfürik tuzlar ve diğer aşındırıcı maddeler içerdiğini ve EGR yapılmasıyla beraber aşınmanın arttığını, bu sebeplerden dolayı halen EGR'nin dizel motorlara uygulanması konusunda çekinceler olduğunu belirtmişlerdir. Yüksek oranda EGR'nin enerji verimliliğini ciddi manada düşüreceği, çalışma kararlılığını etkileyeceği ve PM üretimini arttıracağını vurgulamışlardır. Bunun yanında günümüzde en etkili NO_x azaltma yöntemi olarak halen EGR başta gelmektedir.

İçten yanmalı motorlarda yanma odasındaki sıcaklığın 1800 K'nin üzerine çıkması ile, havanın içerisindeki azot ve oksijen kimyasal olarak birleşmesi sonucu, insan sağlığına ve çevreye zararlı oksitlere dönüşmektedir. Haşimoğlu ve ark. (2002), yapmış oldukları bu çalışmada, dizel motorlarından kaynaklanan azot oksit emisyonlarının azaltılması amacı ile tek silindirli bir dizel motorunda egzoz gazları % 10, %20 ve %30 oranlarında motorun emme hattına geri gönderilerek motor performans ve egzoz emisyonlarındaki değişimi gözlenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda EGR uygulaması ile azot oksit emisyonlarında önemli oranda düşüş olurken, duman emisyonu ve özgül yakıt tüketiminde kötüleşme meydana geldiği gözlenmiştir. EGR oranının artması, NO_x emisyonunda yüksek oranda azalma sağlarken, diğer motor

parametrelerinde kötüleşmeye neden olmaktadır. Hem NO_x emisyonu hem de diğer motor parametreleri göz önüne alındığında en iyi EGR oranı %10 olarak bulunulmuştur.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Püskürtme avansı ve EGR'nin performans ve emisyonlara etkinin incelendiği bu çalışmada kullanılacak yöntem göz önünde bulundurulduğunda, materyal ve yöntem bölümü yedi kısımda incelenmiştir.

3.1. İçten Yanmalı Motor Çevrimlerinin Modellenmesi

İçten yanmalı bir motorun çalışması esnasında gerçekleşen çevrim olayının matematiksel olarak modellenmesi işlemine çevrim modeli denilmektedir. Çevrim modelleri ile motor karakteristik parametreleri ve alt modellerin kullanılması ile emisyon ve ısı transferi, yanma, vuruntu gibi birçok olayın incelenmesi deney yapılmadan deneysel sonuçlara yakın bir şekilde belirlenebilmekte ve doğrudan ölçülemeyen motor büyükleri de incelenebilmektedir. Motor çevrim modelleri boyutlu ve boyutsuz modeller olmak üzere sınıflandırılmaktadır (Sezer, 2008).

3.1.1. Boyutlu çevrim modelleri

İçten yanmalı motorlarda emme ve egzoz kanalları ile silindir içerisindeki akışlar süreksiz ve üç boyutludur. Motorlarda akış hareketlerini ve fiziksel ve kimyasal olayları ayrıntılı bir şekilde incelemek için bu modeller geliştirilmiştir. Boyutlu denklemler boyutlu yanma modelleri akışkanlar dinamiğine dayalı modellerdir. Bu modeller kütle, enerji, hacim, momentum denklemlerinin sayısal entegrasyonunu içermektedir.

Boyutlu modellerin çözümünde ayrıntılı bir ağ oluşturmak gerekmekte fakat yanma odası geometrisi vb. alanların düzgün bir geometriye sahip olmaması nedeni ile ağ oluşturma işlemi zorlaşmaktadır. Buna bağlı olarak çözüm kolaylığı sağlamak amacıyla motor geometrisinde basitleştirme, akış özelliklerinde varsayımlar yapılması ve yanma olayı esnasında meydana gelen kimyasal reaksiyonların modellenmesinde basitleştirmeler yapılması gerekmektedir. İki ve üç boyutlu modellerde türbülanslı akış alanlarının hesaplanması işlemi yapılan basitleştirmelere rağmen zor olmakla birlikte yüksek bilgisayar kapasitesi ve uzun zaman gerektirmektedir. Çözüm kolaylığı sağlaması açısından yapılan varsayımlar motor karakteristiklerinde doğru sonuçlar alınmamasına neden olacağı için bu modeller motor karakteristiklerinin

hesaplanmasında tercih edilmemektedir. Boyutlu modeller genellikle yanmasız durumdaki akış alanlarının çözümü ve yanma odası geometrisinin belirlenmesinde tercih edilmektedir. Genellikle boyutlu modellerin çözümünde KIVA, STAR-CD, FLUENT yazılımları kullanılmaktadır (Sezer, 2008).

3.1.2. Termodinamik çevrim modelleri

Termodinamik çevrim modelleri olarak da bilinen boyutsuz çevrim modellerinde motor silindirini ve seçime bağlı olarak manifoldlarını kapsayan açık sisteme motor çevrim süreçleri için termodinamiğin birinci kanunu uygulanmaktadır.

$$\Delta U = Q - W + \sum m_i h_i \tag{3.1}$$

Boyutsuz modellerde çevrim süreçleri süresine iş akışkanının termodinamik ve kimyasal özellikleri hesaplanmaktadır. İş akışkanının çeşitli gazlardan meydana geldiği ve ideal gaz olarak davrandığı kabul edilmektedir.

$$pV = mRT \tag{3.2}$$

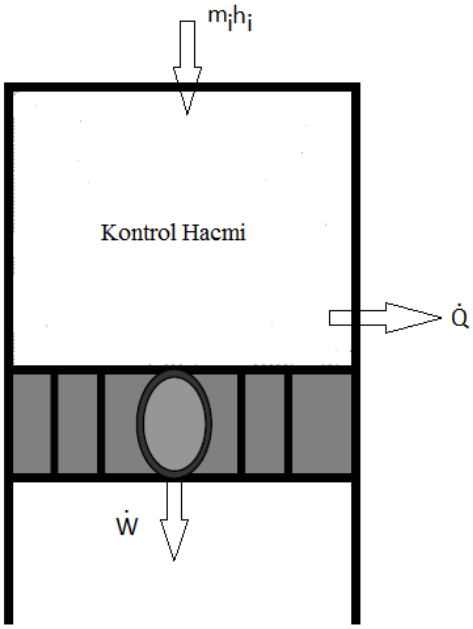
Boyutsuz modeller yüksek bilgisayar kapasitesi ve uzun zaman gerektirmemesi nedeni ile oldukça elverişlidir. Boyutsuz modeller yanma işleminin modellenmesinde uygulanan yaklaşıma göre tek bölgeli ve çok bölgeli çevrim modelleri olarak sınıflandırılmaktadır (Sezer, 2008).

3.1.2.1. Tek bölgeli termodinamik çevrim modelleri

Tek bölgeli çevrim modelinde yanma odası içerisinde iş akışkanı olan karışım yapısının homojen, basınç ve sıcaklığının üniform olduğu kabul edilmektedir. Şekil 3.1'de görülmekte olan tek bölgeli modelde açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$\delta Q = dU + \delta W + \sum m_i h_i \tag{3.3}$$

Burada; $m_i h_i$ sisteme enerji girişi, h entalpi, dU sistemdeki iç enerji değişimi, $\dot{Q}$ zamana göre sistemden alınan ısının değişimi, δQ sistemdeki ısı transferi değişimi, $\dot{W}$ zamana göre sistemden alınan işin değişimi, δW sistemdeki işi transferi değimi, $\Sigma m_i h_i$ akışla transfer edilen enerjidir.



Şekil 3.1. Tek bölgeli boyutsuz model

Tek bölgeli boyutsuz modeller genellikle ısı transferi, ısı açığa çıkışı ve silindir içi kütle akışlarının hesaplanmasında kullanılmaktadır. Ölçülen basınç değerleri kullanılarak yanma işleminin termodinamiğin birinci kanunun ile incelenmesi sonucu yanmış kütle miktarı hesaplanmaktadır. Buna göre kütlesel yanma oranının hesaplanmasında Wiebe fonksiyonu ve kosinüs yanma fonksiyonu bağlantıları geliştirilmiş ve yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Abd Alla, 2002; Altın, 2004; Sezer, 2008). Bu çalışmada kullanılan Diesel-RK simülasyon programı çözüm esnasında Wiebe fonksiyonunu kullanmaktadır.

$$x_b = \frac{m_b}{m_{top}} = 1 - exp\left\{-a\left[\left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_z}\right)\right]^{f+1}\right\} \tag{3.4}$$

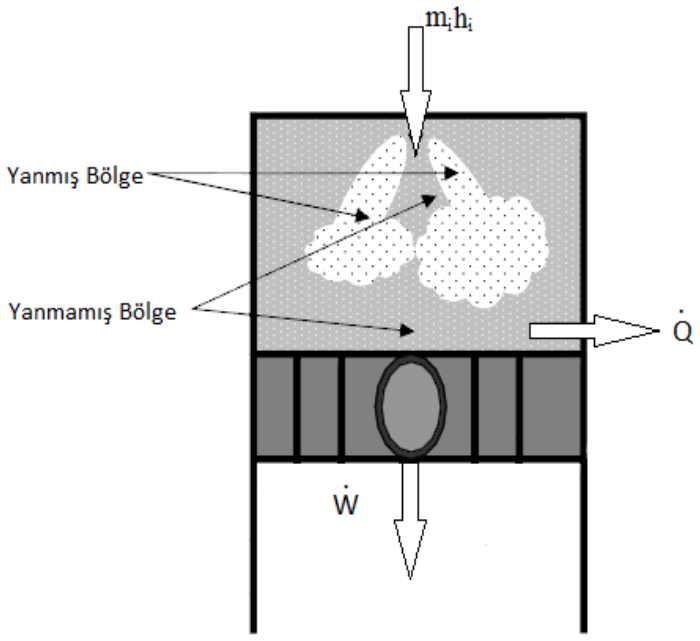
$$x_b = \frac{m_b}{m_{top}} = \frac{1}{2}\left\{1 - cos\left[\pi\left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_z}\right)\right]\right\} \tag{3.5}$$

Bu denklemlerde, a verim faktörü (genellikle 5 alınmaktadır), θ krank açısı, θ_s ateşlemenin yapıldığı krank açısı, θ_z yanma süresi (KMA), f şekil faktörü (genellikle 2 alınmaktadır) dür.

Tek bölgeli modellerin basit yapısı nedeniyle hızlı çözüm yapılmaktadır. Fakat bu modelde yanma odası şekli ve alev yayılması dikkate alınmamakta ve buna bağlı olarak az sayıda parametrenin motor karakteristiklerine olan etkisi incelenmektedir. Yanma odası şekli ve alev yayılması da hesaba katılarak bu olumsuzluğu ortadan kaldırmak için çok bölgeli boyutsuz yanma modelleri geliştirilmiştir.

3.1.2.2. Çok bölgeli termodinamik çevrim modelleri

İçten yanmalı motorlarda sıkıştırma zamanı esnasında silindir içerisinde hava düzgün dağılmış durumdadır. Enjektörden yakıt püskürtülmesi ile yanma odası içerisinde yanma hızına bağlı olarak yanmış alanlar oluşmaktadır. Buna bağlı olarak yanma işlemi sırasında silindir içerisi yanmış ve yanmamış karışım bölgelerine ayrılmaktadır. Çok bölgeli modellerde yanma odası şekli ve alev yayılması dikkate alınmaktadır. Bu nedenle bu modeller sanki boyutlu model olarak da isimlendirilmektedirler. Hesaplamaların her iki bölge için yapılması nedeni ile daha hassas sonuçlara ulaşılmaktadır (Sezer, 2008).



Şekil 3.2. Çok bölgeli boyutsuz model

Çok bölgeli termodinamik çevrim modellerinde ideal gaz denklemi, enerjinin korunumu, kütlenin korunumu ve hacmin toplamı denklemleri sırası ile;

$$pV = mRT \Longrightarrow \frac{1}{p}\frac{dp}{dt} + \frac{1}{V}\frac{dV}{dt} = \frac{1}{m}\frac{dm}{dt} + \frac{1}{T}\frac{dT}{dt} \tag{3.6}$$

$$\Delta U = Q - W + \sum m_i h_i \Longrightarrow m\frac{du}{d\theta} + u\frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p\frac{dV}{d\theta} + \frac{m_i h_i}{\omega} \tag{3.7}$$

$$m_{top} = m_u + m_b \Longrightarrow \frac{dm_u}{dt} = -\frac{dm_b}{dt} \tag{3.8}$$

$$V = V_u + V_b \Longrightarrow \frac{dV}{dt} = \frac{dV_u}{dt} + \frac{dV_b}{dt} \tag{3.9}$$

Burada; θ krank açısı, ω krank mili açısal hızı, m_u yanmamış gaz kütlesi, m_b yanmış gaz kütlesi, m_{top} toplam gaz kütlesi, V_u yanmamış gaz hacmi, V_b yanmış gaz hacmini göstermektedir.

Elde edilen denklem sistemlerinin çözümü ile silindir içerisinde her bir bölge için basınç, sıcaklık, kütle ve hacim hesaplanması gerçekleştirilmektedir.

Termodinamik çevrim modelleri; kullanım rahatlığı, motor karakteristiklerine uygun sonuçlar vermesi, boyutlu modellerin yüksek bilgisayar kapasitesi gerektirmesi ve modellemenin iyi bir şekilde yapılamaması nedeniyle akademik çalışmalarda oldukça sık bir şekilde tercih edilmektedir. Tez çalışmasında kullanılan Diesel-RK simülasyon programı silindir içerisini çok bölgeli boyutsuz (sanki boyutlu) model olarak alıp çözümü gerçekleştirmektedir.

3.2. Diesel-RK Simülasyon Programı

Diesel-RK bir tam çevrim termodinamik motor simülasyon yazılımıdır. Bu program ile tüm farklı ateşleme tipine sahip iki ve dört zamanlı içten yanmalı motorların çalışma proseslerinin optimizasyonu ve simülasyonunun dizayn edilmesi mümkündür. Diesel-RK aşağıda çeşitleri verilmiş olan motorların modellemesinde kullanılabilir:

- Biyoyakıt kullanan motorlar, ön-karışımlı sıkıştırma ateşlemeli motorlar (PCCI) dahil olmak üzere bütün direkt enjeksiyonlu Diesel motorlar,
- Buji ile ateşlemeli motorlar,
- Farklı gazlar (metan, propan-bütan, biyogaz vb.) kullanan motorlar ve ön-yanma odalı motorları da içine alan buji ile ateşlemeli gaz motorlar,

- Düzgün akışlı ve döngü süpürücü iki zamanlı motorlar, OPOC motorlar ve Junkers motorlar.

Diesel-RK motor silindirlerini açık sistem olarak dikkate alan termodinamik yazılımdır. Bu yazılım ile el edilen bazı uygulamalar aşağıda sıralanmıştır:

- Yakıt tüketiminin tahmin edilmesi ve optimizasyonu,
- Tork ve diğer motor performans parametrelerinin tahmin edilmesi,
- PCCI motorlar dahil olmak üzere yanma ve emisyon analizi,
- Vuruntu tahmini,
- Her çalışma modu için VVA (değişken supap zamanlaması) optimizasyonunu da içine alan supap zamanla optimizasyonu,
- EGR analizi ve optimizasyonu,
- Turboşarj ve bypass eşleştirmesi ve optimizasyonu,
- Dizel motorların gaz motorlarına dönüştürülmesi,
- Bu alanda kullanılan diğer bilgisayar yazılımlarında elde edilen değerlerin karşılaştırılması.

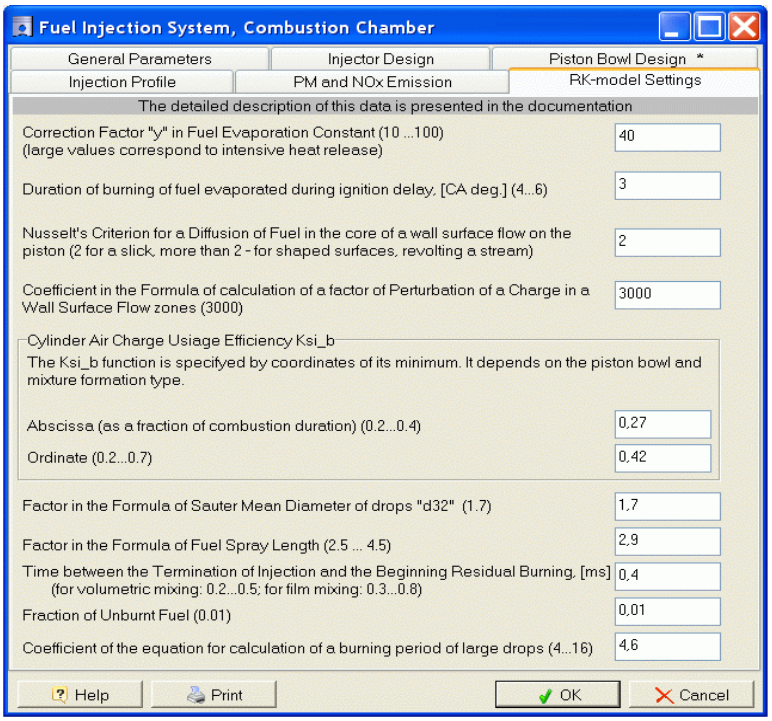
Diesel-RK simülasyon programının ana özellikleri piyasada kullanılan WAVE (Ricardo Software), GT-Power (Gamma Technologies) ve BOOST (AVL) gibi programlara çok benzemekle beraber, aşağıda verilen bazı ek özelliklere sahiptir.

- RK-model: Bu model çok bölgeli yakıt püskürtme karışım formasyonu ve yanma modelidir.
- Yakıt püskürtme görüntülemesi
- Motor parametrelerinin çoklu parametrik ve çoklu boyut optimizasyonu. Bu analizde hedef fonksiyon NO_x, is oluşumu ve özgül yakıt tüketimi iş zamanlı olarak hesaplanabilir.
- Bir ve iki boyutlu parametrik araştırma prosedürüne sahiptir.
- PCCI, çoklu enjeksiyon ve EGR analizleri için NO'nun Ayrıntı Kinetik Mekanizması uygulanmaktadır.
- Diesel-RK simülasyon programı ile sadece bilinen yakıtların yanma analizi değil biyoyakıtlarında yanma analizi farklı motorlar için ayrıntılı olarak çözülebilmektedir.

3.3. RK Model

Diesel-RK simülasyon programı yakıt püskürtme ve yanma modeli dizel yakıtının püskürtme kinetiği (sprey) ve yanmasını da içine alan çok yönlü bir modeldir. Burada verilen formülasyonlarının bir çoğu Diesel-RK simülasyon programını geliştiren Kuleskov ve ark. tarafından yapılan 2010 yılındaki çalışmadan alınarak yapılmıştır. Yanmanın daha iyi modellenmesi ve gerçeğe yakın bir yaklaşım yapabilmek için enjeksiyon yapısı, yanma odasındaki her bir püskürtmenin yönü, girdap yoğunluğu, piston çanağının şeklini de içeren enjeksiyon profilinin yapısının bilinmesi ve hesaba katılması gerekir. Her bir püskürtmenin duvar yüzeyindeki akışkanlığı; girdap yoğunluğu ve püskürtmenin duvara çarpma açısına bağlıdır. Bitişik püskürtmelerin duvara yakın ürettiği akışkanlar arasındaki etkileşim de hesaba katılmaktadır. Uygulanacak yöntem duvar yüzeylerindeki ve silindir başındaki yakıtın ateşlenmesini dikkate alır. Her bir bölgedeki buharlaşma oranı, püskürtülen yakıta temas eden yüzeylerin sıcaklığını kapsayan, basınç, sıcaklık ve yayılma işlemi için geliştirilen Nusselt sayısı tarafından belirlenir. Diesel-RK programıyla girdap yoğunluğunun etkisi üzerine yapılan parametrik çalışma ile deneysel sonuçlar arasında uyum olduğu görülmüştür. Uygulanacak bu model birçok farklı motorun performans analizinde kullanılmaktadır. Farklı çalışma şartlarında çalışan dizel motorlar için bu modelin tekrar düzenlenmesine ihtiyaç yoktur.

Şekil 3.3'de gösterilen RK model ayarları ara yüzünde yanma işleminin modellenmesi için gerekli parametreler belirlenmektedir. Model aşağıda verilen üç temel denklem dikkate alarak çözüm yapmaktadır:



Şekil 3.3. RK model ayarları

Kütlenin Korunumu: Sistem sınırları boyunca kütlenin herhangi bir açık sistem için net akışının değişim oranı;

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \dot{m}_j \tag{3.10}$$

Yanmaya giren maddelerin korunumu: Yanma odasındaki değişimi izlemek için geliştirilen temel kütle denklemi;

$$\dot{Y}_j = \sum_j \left(\frac{\dot{m}_j}{m}\right)\left(Y_i^j - Y_i^{cyl}\right) + \frac{\Omega_i W_{mw}}{\rho} \tag{3.11}$$

Burada m, kontrol hacmindeki toplam kütle miktarını belirtmektedir. Yanma esnasında meydana gelen bütün maddelerin kütle miktarlarının korunumu bu ifadeyle sağlanmıştır.

Enerjinin Korunumu: Açık sistemler için genel enerji denklemi;

$$\frac{d(mu)}{dt} = -\rho\frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j \tag{3.12}$$

Eşitliğin sağ tarafı iç enerji değişiminin zamanla değişimini, eşitliği sol tarafındaki ifadeler ise soldan sağa sırasıyla hareketli sınır işini, ısı transferini ve kütleden dolayı meydana gelen enerji geçişini vermektedir.

RK model kullandığı modellemeler dikkate alındığında sprey modelleme genel esasları, yakıt spreyinin dağılımı, yakıt buharlaşma modeli ve ısı salınım modeli olmak üzere 4 başlık altında incelenmektedir.

3.3.1. Sprey modelleme genel esasları

Yakıt püskürtme gelişiminde aşağıdaki özellikleri göz önüne alınmaktadır;

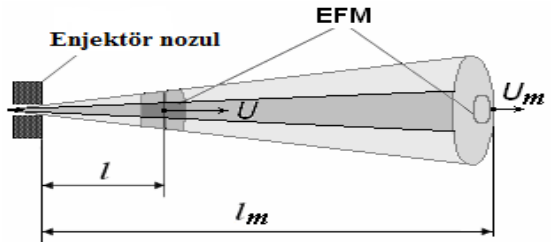
- Yakıt spreyinin farklı noktalarındaki damlacıkların buharlaşma karakteristikleri farklıdır.
- Serbest püskürtme hareketi ve duvar ile etkileşim sürecinde bölgeler arasında yakıtın yeniden dağılımı vardır.
- Yakıt spreyinin duvarlar, piston bowl, silindir gömleği ve piston üzerinde farklı etkileşimi vardır.
- Silindir duvar sıcaklığı yakıt buharlaşmasını etkilemektir.
- Duvar yakınındaki akışta bitişik püskürtmelerin etkileşimi bulunmaktadır.

Sprey gelişim üç aşamada gerçekleşmektedir; 1. Yoğun eksenel akışta başlangıç oluşumu 2. Kümülatif sprey gelişiminin ana safhası 3. Duvarlardaki yakıt dağılımı ve yanma odası duvarları ile sprey etkileşimi dönemi

Enjektörün püskürtme ucundan hareket eden ve küçük zaman adımında enjekte edilen temel yakıt kütlesi (EFM), hızı ve mevcut konumu ile ilişkilidir:

$$\left(\frac{\overline{U}}{U_0}\right)^{\frac{3}{2}} = 1 - \frac{l}{l_m} \tag{3.13}$$

$\bar{U} = {}^{dl}/_{d\tau_k}$ Temel yakıt kütlesinin (EFM) hızı, l EFM ve enjektör arasındaki mesafe, l_m EFM penetrasyon mesafesi, U_0 ilk hızı ifade etmektedir. Şekil 3.4'de yakıt sprey gelişimi sürecinde zamanın fonksiyonu olarak sprey parametreleri gösterilmektedir.



Şekil 3.4. Basitleştirilmiş sprey gelişimi krokisi

Denklem 3.13'ün çözümü olarak;

$$3l_m\left[1-\left(1-\frac{l}{l_m}\right)^{0.333}\right]-U_0\tau_k=0 \tag{3.14}$$

τ_k nozuldan l mesafesine kadar EFM'nin hareket zamanıdır. EFM sprey ucuna ulaştıktan sonra $l=l_m$, $\tau_k=\tau_m$ ve

$$l_m = U_0\frac{\tau_m}{3} \tag{3.15}$$

Denklem 3.13, 3.14 ve 3.15 düzenlenirse aşağıdaki denklemler elde edilmektedir;

$$\bar{U} = U_0\left(1-\frac{\tau_k}{\tau_m}\right)^2 \tag{3.16}$$

$$l = l_m\left[1-\left(1-\frac{\tau_k}{\tau_m}\right)^3\right] \tag{3.17}$$

Püskürtme tipi parametreleri Razleytsev (1980) ve Lyshevsy (1971) tarafından geliştirilen ampirik denklemler kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu eşitliklerde aşağıdaki boyutsuz parametreler kullanılmaktadır;

$$We = U_{0m}^2 d_n \frac{\rho_f}{\sigma_f} \tag{3.18}$$

$$M = \frac{\mu_f^2}{(\rho_f d_n \sigma_f)} \tag{3.19}$$

$$\exists = \frac{\tau_s^2 \sigma_f}{(\rho_f d_n^3)} \tag{3.20}$$

$$\rho = \frac{\rho_{hava}}{\rho_f} \tag{3.21}$$

Burada; U_{om} ortalama enjeksiyon hızı, d_n nozul delik çapı, ρ_f yakıtın yoğunluğu, ρ_{hava} havanın yoğunluğu, σ_f yakıt yüzey gerilimi, μ_f yakıt dinamik viskozite katsayısı, τ_s Enjeksiyon başlangıcından itibaren geçen süreyi ifade etmektedir.

Serbest püskürtmedeki değişim iki temel fazdan meydana gelmektedir; a) Darbe gelişimi giriş fazı, b) Kümülatif gelişim temel fazı. l_g , τ_g; fazlar arasındaki sınır uzunluğu ve zamanı ifade etmektedir ve aşağıdaki denklemlerle hesaplanmaktadır;

$$l_g = C_s d_n We^{0.25} M^{0.4} \rho^{-0.6} \tag{3.22}$$

$$\tau_g = \frac{l_g^2}{B_s} \tag{3.23}$$

$$B_s = d_n U_{0m} We^{0.21} \frac{M^{0.16}}{(D_s \sqrt{2}\, \rho)} \tag{3.24}$$

Denklem 3.22 ve 3.24 deki C_s ve D_s değerleri dizel motorlarda sırası ile 8.25-8.85 ve 4.5-5 değerleri arasında değişmektedir.

Giriş (l_a) ve gelişim (l_b) fazları boyunca püskürtme penetrasyon uzunluğu aşağıdaki denklemler ile hesaplanmaktadır (Razleytsev, 1980);

$$l_a = A_s \exists^{0.35} exp\left[-0.2\left(\frac{\tau_s}{\tau_g}\right)\right] \tag{3.25}$$

$$l_b = B_s^{0.5} \tau_s^{0.5} \tag{3.26}$$

Burada; $A_s = 1.22 l_g \exists_g^{-0.35}$. $\exists_g$ parametresi denklem 3.20 kullanılarak ve τ_s=τ_g olduğu varsayılarak hesaplanmaktadır. Orta hızlı dizel motorlarda Lyshevsky (1971)

tarafından elde edilen 3.18-3.26 denklemleri kullanılmaktadır ve D_s= sabittir. Küçük enjektör nozulları ve yüksek hızlı dizeller için mevcut ifadelerden D_s türetilerek model için uygun hale getirilmiştir;

$$D_s = \frac{14.21}{D_f} \tag{3.27}$$

$$D_f = \begin{cases} 2.9, & d_n \geq 0.3\ ise \\ 2.9(9.749\ .\ d_n^3 + 7.45 d_n^2 - 7.21\ .\ d_n + 2.224) & d_n < 0.3\ ise \end{cases} \tag{3.28}$$

d_n milimetre cinsinden nozul delik çapını göstermektedir. Deneylerde kullanılan nozul çapları 0.11-0.45mm ve enjeksiyon basınçları 300-1200 bar arasında değişmektedir. Püskürtme açısı aşağıdaki denklemler ile hesaplanmaktadır;

$$\gamma_b = 2xarctg(F_s W^{0.32} M^{-0.07}\ \ni^{-0.12}\ \rho^{0.5}) \tag{3.29}$$

$$\gamma_a = 2xarctg\left(E_s W^{0.35} M^{-0.07}\ \ni^{-0.12}\ \rho^{0.5} e^{0.07\tau_s/\tau_g}\right) \tag{3.30}$$

Burada;

$E_s = 0.932 F_s We^{-0.03}\ \ni_g^{0.12}$ ve $\ni_g$ parametresi denklem 3.20 kullanılarak ve τ_s=τ_g olduğu varsayılarak hesaplanmaktadır. Dizel silindir şartlarında *F_s = 0.0075/0.009*'dur. Lokal teğetsel hava hızı;

$$W_t = \chi R_s\, \pi n R_y/30 \tag{3.31}$$

İle hesaplanmaktadır. $R_s = \omega_G/\omega$ girdap oranı, *n* motor devri, R_y yarıçap, χ krank açısına bağlı olarak girdap sönüm faktör'üdür. Girdap yönündeki temel yakıt kütlesinin (EFM) teğetsel hızı U_t ;

$$dU_t/d\tau = A_{wt} W_t^{1.5}; \qquad A_{wt} = 0.75 C\rho\nu^{0.5} d_{32}^{-1.5} \tag{3.32}$$

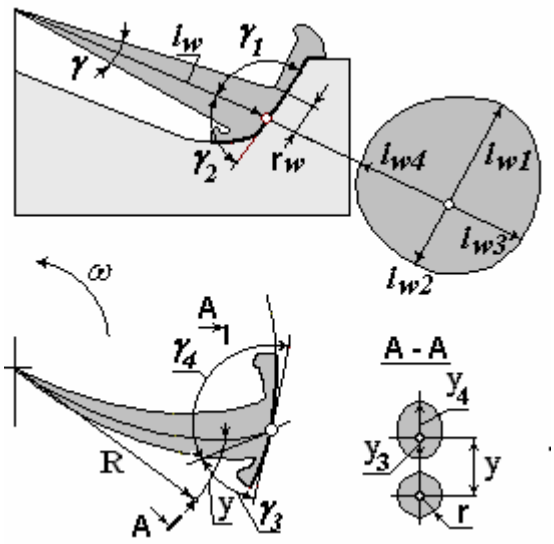
$C \approx 5$ deneysel katsayı, ν havanın kinematik viskozitesi, $d_{32} = 1.7 d_n M^{0.0733} (W_e\rho)^{-0.266}$ damlacıkların ortalama çapını ifade etmektedir. Her adımda püskürtme eksenindeki sapma mesafesindeki değişim girdaba bağlı olarak

tanımlanmaktadır $\Delta y = U_t \Delta\tau \cos\beta$, $\Delta\tau$ adım zamanı, β eksen yarıçapı ve mevcut kısmı arasındaki açı'yı belirtmektedir.

$$dy_3 = -C_{30} A_{wt} (W_t - U_t) \Delta\tau \cos\beta;$$
$$dy_4 = C_{40} A_{wt} (W_t - U_t) \Delta\tau \cos\beta \qquad (3.33)$$

Burada $C_{30} \approx 0.2$ ve $C_{40} \approx 1.6$ deneysel katsılardır.

Yakıt spreyi duvara çarptıktan sonra yakıt damlacıkları ve hava duvar yakınındaki yoğun akışı oluşturur. Duvar yakınındaki akış tüm yönlerdeki duvar yüzeylerinde genişlemektedir. Şekil 3.5'te görüldüğü gibi duvara çarpma açılarına (γ_j) bağlı olarak duvar yakınındaki akış şekli değişmektedir; γ_j, (j=1,2,3,4,5)



Şekil 3.5. Yakıt püskürtme ve duvar yakınındaki akıştaki hava girdabının şematik diyagramı

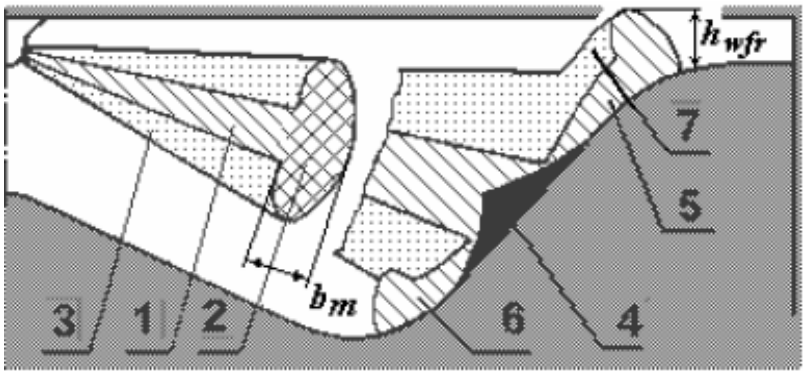
Çarpma noktasındaki piston bowl şekli ve hava girdabının etkisi dikkate alınarak çarpma açıları hesaplanmaktadır. Duvar yakınındaki akış oluşum boyutları her bir yön için l_{wj} (j=1,2,3,4) tanımlanmıştır.

$$l_{wj} = K_j B_{sw}^{0.5} \tau_w^{0.5}; \qquad \tau_w = \tau_s - \tau_{sw}; \qquad (3.34)$$
$$B_{sw} = \left[(\emptyset + 0.08 K_{j\,max})/K_{j\,max}(l_{b\,max} - l_w)\right]^2/(\tau_{s\,max} - \tau_{sw})$$

Burada; $\emptyset = 0.6$ çarpma nedeni ile meydana gelen kayıp faktörü, τ_{sw} çarpma zamanı, $\tau_{s\,max} = \tau_{inj} + (0.3/0.5)10^{-3}$ püskürme değişiminin tamamlanmasına karşılık gelen zaman, $l_{b\,max}$ püskürtme tamamlandıktan sonraki serbest püskürtme uzunluğu, l_w çarpma öncesindeki püskürtme mesafesini ifade etmektedir.

$$K_j = \sqrt{sin\ \gamma_1\ sin\ \gamma_3} + 1.2\left(1 - sin\ \gamma_j\right) - 2(cos\ \gamma_j)^3\ ; \qquad (3.35)$$
$$K_{j\,max} = MAX(K_1, K_2, K_3, K_4)$$

3.3.2. Yakıt spreyinin dağılımı



Şekil 3.6. Sprey karakteristik bölgeleri

Şekil 3.6'da enjektörden püskürtülen yakıtın dağılımı gösterilmektedir. RK modelde yanma odasına enjekte edilen püskürtme 7 karakteristik bölgeye ayrılır. İlk 3 bölge püskürtme işleminin başlamasından duvara çarpma anının öncesinde, duvara çarpma sonrasında ise 4-7 ile gösterilen yeni bölgeler oluşmaktadır.

1. Serbest püskürtmede yoğun eksenel çekirdek
2. Yoğun ön cephe
3. Püskürtmenin yoğun olmayan dış kısmı
4. Duvar yüzeyindeki eksenel konik çekirdek
5. Piston çanak yüzeyi üzerindeki duvar yüzeyinde yoğun çekirdek
6. Duvar yüzeyinde yoğun ön cephe
7. Duvar yüzeyinde yoğun olmayan dış kısım

$$b_m = A_m l F_s We^{0.32} M^{-0.07} \rho^{0.5} \quad (3.36)$$

b_m ileri ön sprey derinliği, A_m deneysel katsayıdır ve yaklaşık 0.7'dir. τ_s zamanında her bir bölgedeki yakıt dağılımının hesaplama sırası aşağıdaki gibidir;

a) Silindir içerisine enjekte edilen yakıt miktarı $\sigma_s = f(\tau)$ fonksiyonu kullanılarak belirlenir.

b) Püskürtme uzunluğu (l) ve zaman (τ_s) denklem 3.25 ve 3.26 kullanılarak hesaplanmaktadır.

c) Nozul ucundan spreyin ucuna kadar kat edilen l mesafesi için gerekli zaman $\tau = \tau_s - \tau_m$ ile hesaplanır.

d) τ zamanında silindire enjekte edilen yakıt miktarı σ_t, $\sigma = f(\tau)$ enjeksiyon profili ile belirlenir.

e) Nozul ve püskürtmenin ön kısmının arkasındaki bölüm arasındaki mesafe $l_k = l - b_m$'dir.

f) τ_k eşitlik 3.15, 3.17, 3.25 ve 3.26 kullanılarak hesaplanır. τ_k, spreyin ön kısmının hemen arkasına ulaşan EFM'nin püskürtülme zamanıdır (enjektörün nozulundan bir l mesafesine EFM'nin ulaştığı zamandır).

g) τ_k zamanında silindire enjekte edilen yakıt miktarı σ_k, $\sigma = f(\tau)$ enjeksiyon profili ile belirlenir.

Püskürtme bölgelerindeki yakıt dağılımı aşağıdaki denklemler kullanılarak belirlenmektedir;

Çekirdek; $$\sigma_{çekirdek} = (\sigma_s - \sigma_k)(1 - 0.1 l_k/1) \quad (3.37)$$

Ön kısım; $$\sigma_{fr} = 0.8(\sigma_s - \sigma_k)A \quad (3.38)$$

Seyrelmiş dış kısım; $$\sigma_{env} = \sigma_t + 0.2(\sigma_k - \sigma_t) + (\sigma_s - \sigma_k)0.1 l_k/1 \quad (3.39)$$

NWF(Duvar civarındaki akış); $$\sigma_W = 0.8(\sigma_k - \sigma_t)(1 - A) \quad (3.40)$$

Duvara çarpmadan önce $A=1$, duvara çarpma sonrası $A=0$'dır. Piston tepe bölgesindeki yakıt miktarı;

$$\sigma_{crown} = \sigma_W V_{crown}/V_W \quad (3.41)$$

Silindir baş bölgesindeki yakıt miktarı;

$$\sigma_{head} = \sigma_{w\,fr} V_{head}/V_{w\,fr} \; ; \sigma_{w\,fr} = \sigma_{w\,fr} - \sigma_{head} \tag{3.42}$$

Silindir baş yüzeyi üzerindeki yakıt hava karışımı dağılımının hesaplanması;

$$h_{w\,fr} = F_{sw} l_{wl} We^{0.32} M^{-0.07} \rho^{0.5} > h_{clr} \tag{3.43}$$

Burada; $h_{w\,fr}$ duvar üzerindeki yükseklik, h_{clr} krank açısına göre değişen piston başı açıklığı ve F_{sw}≈1.5F_s'dır.

Duvar etrafındaki akış oluşumu silindir gömleğine ulaşırsa, silindir gömleğindeki yakıt miktarı aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır;

$$\sigma_{liner} = \sigma_W V_{liner}/V_W \; ; \qquad C_{liner} = 1 - V_{liner}/V_W \tag{3.44}$$

Duvar yüzeyindeki akış bölgelerindeki diğer yakıt miktarları;

$$\begin{aligned} &\sigma_{wcore} = \sigma_{wcore} C_{liner}; \\ &\sigma_{wfr} = \sigma_{wfr} C_{liner} \; ; \sigma_{wenv} = \sigma_{wenv} C_{liner} \; ; \\ &\sigma_W = \sigma_{wcore} + \sigma_{wfr} + \sigma_{wenv} \end{aligned} \tag{3.45}$$

Eğer iki bitişik duvar yüzeyinde akış kesişirse, kesişme bölgesi arasındaki yakıt miktarı σ_{cross} ile ifade edilmektedir;

$$\sigma_{cross} = V_{cross}/V_W \left(\sigma_{wcore} + \sigma_{wfr} + A_{wenv}\, \sigma_{wenv}\right); \tag{3.46}$$

Burada; A_{wenv}≈0.5'dir. Duvar yüzeyindeki akış bölgelerindeki diğer yakıt miktarları;

$$\begin{aligned} &\sigma_{wcore} = \sigma_{wcore}(1 - V_{cross}/V_W); \\ &\sigma_{wfr} = \sigma_{wfr}(1 - V_{cross}/V_W); \\ &\sigma_{wenv} = \sigma_{wenv}(1 - A_{wenv} V_{cross}/V_W) \end{aligned} \tag{3.47}$$

Duvar yüzeyindeki akıştaki genel yakıt miktarı;

$$\sigma_W = \sigma_{wcore} + \sigma_{wfr} + \sigma_{wenv} \tag{3.48}$$

Hesaplama sırası şöyledir;

1.Her püskürtme tek başına olduğu varsayımına göre simüle edilmektedir.

2. Tüm püskürtmelerde her bölgedeki yakıt miktarları toplanmaktadır.

3.3.3. Yakıt buharlaşma modeli

Yakıt spreyinin ilk enjeksiyonu ve gelişmesi sırasında yanma hızı büyük oranda yakıtın buharlaşması ile sınırlıdır. Serbest püskürtme demeti içerisinde şiddetli ısı değişimi ve buharlaşma bölgeleri bulunmaktadır. Bunlar spreyin ön kısmı ve seyrek olan dış katmanında yer almaktadır. Yoğun çekirdek kısmında buharlaşma ve ısı geçişi daha az olmaktadır. Başlangıçta ısı geçişi ve buharlaşmanın şiddetli olduğu ön kısım çarpmadan sonra şiddetli bir şekilde azalır (4 numaralı kısım). Bunun sebebi; silindir duvar sıcaklığının gaz halindeki yakıta kıyasla daha düşük olmasıdır. Bu mekanizma şu şekilde çalışır; damlacıkların çaplarının artış hızındaki azalma, duvarda damlacıkların ve gazın yoğuşması, arkadan gelen daha soğuk damlacıların duvar cidarında öndeki damlacıklarla birleşmesi ve karışması. Püskürtmenin ön kısmı duvara çarptıktan sonra iki fazlı karışım duvarda yayılmaya başlar. Oda hacminde azalma olmasına rağmen, duvar yüzey bölgesinde bulunan yakıtın buharlaşma oranı yavaş yavaş artmaktadır. Bu süreçlerin sayısal simülasyonunda, problemi basitleştirmek için aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır;

1. Enjeksiyon süreci boyunca şiddetli ısı geçişi ve buharlaşma; seyrek dış kısımda, ön kısımda ve duvara yakın akışta oluşmaktadır. Enjeksiyon çekirdeğindeki buharlaşma dikkate alınmamıştır.
2. Yoğun ısı değişimi sırasında her bir bölgedeki yakıtın buharlaşma oranı, damlacıkların tek tek buharlaşma oranlarının toplamına eşittir. Ateşleme öncesinde ve sonrasında her damlacığın buharlaşması Sreznevsky denklemi ile simüle edilmektedir: $d_k^2 = d_0^2 - K\tau_u$ (3.49)

Burada; d_k damlacığın o andaki çapı, d_0 damlacığın ilk çapı, K buharlaşma sabiti, τ_u buharlaşma başlangıcından itibaren geçerli zamanı ifade etmektedir.

3. Özellikle püskürtme işleminde temel faz esnasında, yakıt besleme donanımı süperşarjlı dizellerde nispeten üniform bir atomizasyon sağlamaktadır. Bu nedenle yakıt buharlaşma oranının hesaplanması d_{32} (sauter damlacık çapı) değeri kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Hesaplamalarda $d_0=d_{32}$ olduğu kabul edilmektedir.
4. Her bölgede enjeksiyon süresi boyunca $K/d_0^2 = b_u$ eşitliği kullanılmaktadır.
5. İhmal faktörü ve yukarıda yapılan varsayımlar nedeniyle yapılan yanlışlıklar, özel bir deneysel faktör (Y) kullanılarak düzeltilecektir.

i-bölgesindeki yakıt buharlaşma oranı belirlenmesi için denklemler Razleytsev (1980) tarafından elde edilmektedir:

$$d\sigma_{ui}/d\tau = \left[1-(1-b_{ui}\tau_{ui})^{3/2}\right]\sigma_{zi}/\tau_{ui} \tag{3.50}$$

$$\tau_{ui} = \tau_s - \tau_{s0i} \tag{3.51}$$

τ_{s0i} i-bölgesinde yakıtın dağılım zamanı, σ_{zi} i-bölgesindeki yakıt miktarını ifade etmektedir. Çeşitli bölgelerde yakıt buharlaşma sabiti aşağıdaki formül ile belirlenmektedir:

$$K_{ui} = 4\ 10^6 Nu_D D_p p_s/\rho_f \tag{3.52}$$

Nu_D difüzyon işleminde Nusslet sayısı, D_p yanma odası koşulları altında yakıt buharının difüzyon faktörü, $p_s$doymuş yakıt buhar basıncı, ρ_fsıvı yakıt yoğunluğudur. Difüzyon faktörü aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanmaktadır:

$$D_p = D_{po}(T_k/T_o)p_o/p \tag{3.53}$$

D_{po} atmosferik şartlarda (p_o, T_o) difüzyon faktörü, T_k buharlaşma denge sıcaklığı, p silindirin o andaki basıncını göstermektedir. Değişik koşullarda farklı bölgelerdeki buharlaşmalarda T_k ve Nu_D'in uygun değerleri hesaba alınmaktadır.

Yakıt demetinin seyrelmiş dış bölgesi içerisindeki yakıt damlacıkları arasında nispeten büyük bir mesafe bulunmaktadır ve buharlaşma sürecinden kaynaklı sıcaklıkta

küçük bir azalma olmaktadır. Bu nedenle bu bölgede Nu_D =2 olduğu kabul edilmektedir (Razleytsev, 1980). Püskürtme ve yanma süresince sıvı fazdan gaz hale dönüşüm esnasında silindir içi basınç ve sıcaklığı kritik seviyeleri aşmaktadır. Bu nedenle, bu nedenle bu bölgedeki buharlaşma sabiti $K_{env} = 1.12x10^{-6}/p$ formülü ile belirlenmektedir. *p* basıncı MPa cinsinden ölçülmektedir.

İleri ön bölgede çekirdekten sonra ilerleyen nispeten soğuk damlacık hızla ısıtılır, bu nedenle $Nu_D \approx 20$ alınmakta ve sıcaklık kritik sıcaklıkla (710K) yakıt sıcaklığı arasında değişmektedir. Bu bölgedeki buharlaşma sabiti $K_{fr} = 0.63\ 10^{-6}/p$'dir.

Duvar yüzeyindeki akış bölgesinde silindir başı ve gömlek duvarları da dahil olmak üzere buharlaşma sabitleri denklem 3.52 ve 3.53 ile hesaplanmaktadır. Elde edilen duvar sıcaklığına (T_{wi}) bağlı olarak etkin sıcaklık T_k;

$$T_k = \begin{cases} 550 & ise \quad T_{wi} \le 400 \\ aT_{wi}^2 + bT_{wi}^2 + cT_{wi} + d & ise \quad 400 < T_{wi} < 700 \\ 700 & ise \quad 700 \le T_{wi} \end{cases} \qquad (3.54)$$

Burada; a=0.000000243; b=0.001017919; c= -0.854312919; d=709.55496'dir.

Duvara yakın olan akışta Nusslet sayısı yüzey şekline bağlıdır ve denklem 3.52 ile hesaplanmaktadır. Pürüzsüz yüzeyli yanma odası için Nu_D =2, türbülanslı akış olan yüzeyler için Nu_D =3 veya daha yüksek alınmaktadır. Silindir çapı 75 mm ile 760 mm arasında değişen, farklı yanma odaları ve enjektör tasarımları ile, değişik tip motorların tüm çalışma aralıklarında elde edilen deneysel verileri kullanılarak RK model kalibrasyonu için uzun yıllar süren (16 yıl) tecrübeler sonucu aşağıdaki deneysel düzeltme faktörü belirlenmiştir. Bu faktör, girdap oranı, motor devri, piston kursu ve Sauter ortalama çap parametrelerini hesaba almaktadır.

$$Y = 0.372\ 10^{-9}(18 + y_S + y_{RPM})y\ R_{Sy}^{0.35} d_{32}^{-1.5} \qquad (3.55)$$

Burada; y_S piston kursuna bağlı düzeltme faktörü, y_{RPM} motor devrine bağlı düzeltme faktörü, $R_{S\,y}$=*MAX(0.1, R_s)* üst ölü noktada yanma odasında düzeltilmiş girdap oranı, *y* birçok testin kapsamlı deneysel verileri kullanılarak RK model kalibrasyonlarından elde edilen düzeltme faktörüdür ve yaklaşık 35'dir. *y* faktörü motor hızı ve yüküne bağlı değildir. i –bölgesindeki buharlaşma sabiti $b_{ui} = Y\ K_i/d_{32}^2$'dir. Her

bölgedeki yakıt buharlaşma oranı denklem 3.50 kullanılarak hesaplanmaktadır. Toplam buharlaşma oranı, m bölgelerindeki bütün buharlaşma oranlarının toplamı olarak bulunmaktadır:

$$\frac{d\sigma_u}{d\tau} = \sum_{i=1}^{m} d\sigma_{ui}/d\tau \tag{3.56}$$

Çoklu enjeksiyon durumunda püskürtmenin simülasyonu ve bu simülasyon ile ilgili bölgelerdeki yakıt dağılımı ve yakıtın buharlaşması çoklu enjeksiyonun her adımında geçekleştirilmiştir.

3.3.4. Isı salınımı oluşum modeli

Isı salınımı simülasyonunda ısı salınımının 4 temel fazdan oluştuğu kabul edilmektedir.

- Giriş periyodu
- Ön yanma fazı
- Karışım kontrollü yanma fazı
- Yakıt enjeksiyonundan sonraki gecikmiş yanma fazı

Çoklu enjeksiyon ile motor yanma modellemesinde, her bir enjeksiyon bölümünde yanma; her bir bölümdeki hava-yakıt oranı ve enjekte edilen yakıt kütlesi değerleri dikkate alınarak ayrı ayrı simüle edilmektedir.

a) **Ateşleme gecikmesi periyodu** Tolstov denklemi ile hesaplanır;

$$\tau_i = 3.8\ 10^{-6}(1 - 1.6\ 10^{-4}n)\sqrt{\frac{T}{P}}exp\left(\frac{E_a}{8.312\ T}\frac{70}{CN + 25}\right) \tag{3.57}$$

E_a; 23000…28000 ateşleme periyodu görünür aktivasyon enerjisi, T mevcut silindir sıcaklığı (K), P mevcut silindir basıncı (MPa), CN setan sayısını ifade etmektedir.

b) Ön yanma fazı

Ön yanma fazı boyunca ısı yayılım oranı;

$$dx/d\tau = \emptyset_0 P_0 + \emptyset_1 P_1 \tag{3.58}$$
$$P_0 = A_0\left(m_f/V_i\right)(\sigma_{ud} - x_0)(0.1\sigma_{ud} + x_0)$$
$$P_1 = d\sigma_u/d\tau$$

Burada; x Yanmış yakıt miktarı veya açığa çıkan ısı miktarı, x_o ateşleme periyodu süresince oluşan yakıt buharı miktarını belirtmektedir.

c) Karışım kontrollü yanma fazı

$$dx/d\tau = \emptyset_1 P_1 + \emptyset_2 P_2 \tag{3.59}$$
$$P_2 = A_2\left(m_f/V_c\right)(\sigma_u - x)(\alpha - x)$$

d) Geç yanma fazı; Yakıt enjeksiyonu sonrasında geç yanma fazında ısı yayılım oranı;

$$dx/d\tau = \emptyset_3 A_3 K_T (1 - x)(\xi_b \alpha - x) \tag{3.60}$$

Denklemlerde yanma bölgesinde yakıt buharının tanımlanan $\emptyset_0 \approx \emptyset_1 \approx \emptyset_2 \approx \emptyset$ fonksiyonları kabul edilmiştir.

$$\emptyset = 1 - \frac{A_1}{\xi_b \alpha - x}\left\{r_V + \sum_{i=1}^{m_W}\left[300 r_{Wi} exp\left(\frac{-16000}{2500 + T_{Wi}}\right)\right]\right\}\frac{dx}{d\tau} \tag{3.61}$$

Burada; r_V ortam ve ön yüzey bağıl buharlaşma oranı, r_{Wi} NWF farklı bölgelerindeki bağıl buharlaşma oranı, T_{Wi} bölgeye karşılık gelen duvar sıcaklığı, ξ_b hava kullanım verimliliği, α hava-yakıt denklik oranını ifade etmektedir.

$$r_V = \frac{d\sigma_{u\ env}/d\tau + d\sigma_{u\ front}/d\tau}{d\sigma_u/d\tau} \quad , \quad r_{Wi} = \frac{d\sigma_{u\ Wi}/d\tau}{d\sigma_u/d\tau}$$

$$\xi_b = 1 - 1.46(1-\xi_{b0})\frac{\bar{\theta}_z}{\bar{\theta}_{z0}}\frac{2}{\pi}exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\bar{\theta}_z}{\bar{\theta}_{z0}}\right)^2\right] \tag{3.62}$$

ξ_{b0} kompakt piston çanaklı dizellerde 0.45-0.55; açık yanma odalı (Hesselman) orta ve yüksek hızlı dizellerde 0.40-0.45 ve $\bar{\theta}_{z0}$; 0.25-0.35'dir.

$$\theta_z = (\tau_{inj} - \tau_i + \tau_{i\ burn})6n$$
$$\tau_{i\ burn} = d_1^2/K_u[1 + 2.5\ .10^6 K_0/(\alpha - 1)]\ ;\ K_u = YK_0 \tag{3.63}$$

Burada; d_l büyük damla çapı, m_f çevrimdeki yakıt miktarı, V_i püskürtme zamanındaki silindir hacmi, V_c TDC durumunda silindir hacmi (yanma odası), σ_{ud} ateşleme gecikmesi periyodu süresince buharlaştırılmış yakıt miktarı, σ_u mevcut ana kadar buharlaştırılmış yakıt miktarı, A_0, A_1, A_2 motor devri ve girdap yoğunluğuna bağlı olarak deneysel faktörlerdir ve A_3 $\tau = \tau_{s\ max}$ ile önceki denklemlerden bulunabilmektedir. Farklı motorların Rk model kalibrasyonlarında aşağıdaki denklem önerilmektedir;

$$A_0 = a_0(R_s n)^{0.5}; \qquad A_1 = 0.04/(R_s n)^{0.5}\ ; \qquad A_2 = 9(R_s n)^{0.5}$$
$$K_T = \begin{cases} 1, & eğer\ Z < Z_n \\ 1 + 3000\sigma_{crown}(Z^2 - Z_n^2), & eğer\ Z \geq Z_n \end{cases}; \tag{3.64}$$
$$Z = (dV/d\theta)/V$$

Burada; Z üst ölü nokta durumundaki konumu, Z_n üst ölü noktadan sonra 15^o KMA durumundaki konumu ifade etmektedir.

3.3.5. NO_x emisyonu oluşum modeli

Azot oksitler (NO_x) dolgu havasındaki N_2 ve O_2 gazlarının reaksiyonu sonucu meydana gelirler. Azotmonoksit (NO) ve azotdioksit (NO_2) genellikle NO_x olarak adlandırılmaktadır. NO dizel motorlarda daha yoğun şekilde bulunmaktadır (Heywood, 1988). Bu nedenle; sadece NO oluşumu dikkate alınır ve simülasyonda tüm

hesaplamalar termal mekanizma ile yapılmaktadır. Aynı model Diesel-RK simülasyon programına Kuleshov (2006) tarafından uyarlanmıştır. Tasarlanan işlemin özellikleri şunlardır;

1. Yanmış gaz bölgesindeki 18 özellik için yanma ürünlerinin denklik bileşiminin adım adım hesaplanması
2. Zincir Zeldovich mekanizması ile ısıl azot oksit oluşumunun kinetik hesabı

Zincir mekanizması üzerindeki nitrojen oksidasyonu temel reaksiyonu;

O_2 --- 2O (3.65)

N_2 + O --- NO + N (3.66)

N + O_2 --- NO + O (3.67)

Denklem 3.67 temel reaksiyon denklemidir. Reaksiyon oranı oksijen atomumun konsantrasyonuna bağlıdır. Mevcut hesaplama adımında oluşan NO yanma ürünlerinin konsantrasyonunun hacmi aşağıdaki denklem ile tanımlanmaktadır;

$$\frac{d_r[NO]}{d\theta} = \frac{p\ 2.333\ 10^7 e^{-\frac{38020}{T_{cz}}} r_{N_2 eq} r_{O_{eq}} \left\{1 - \left(r_{NO}/r_{NOeq}\right)^2\right\}}{R.T_{cz}.\left(1 + \frac{2346}{T_{cz}}.e^{\frac{3365}{T_{cz}}}.\frac{r_{NO}}{r_{O_{2eq}}}\right)}.\frac{1}{\omega} \quad (3.68)$$

Burada; p silindir basıncı, T_{cz} yanmış gaz bölgesindeki sıcaklık, R gaz sabiti, ω krank açısal hızını, $r_{NO\ eq}$, $r_{N2\ eq}$, $r_{O\ eq}$, $r_{O2\ eq}$ oksijen molekülü ve atomu, azot molekülü ve azot oksit denge konsantrasyonlarıdır.

3.3.6. Duman (İs) emisyonu oluşum modeli

Partikül madde emisyonlarının en büyük dilimini oluşturan is partikülleri karbon atomlarının çok yüksek sıcaklıklarda oksijensiz olarak yanmasıyla meydana gelirler. İs modellemenin detayları Razleytsev (1980) tarafından belirtilmiştir. Normal şartlarda egzoz gazındaki is konsantrasyonu aşağıdaki şekilde belirlenir;

$$[C]_H = \int_{\theta B}^{480} \frac{d[c]}{dt} \cdot \frac{d\theta}{6n} \left(\frac{0.1}{P}\right)^{\frac{1}{k}} \tag{3.69}$$

$B = A\left(\frac{RPM_{nom}}{RPM}\right)^t$ is emisyonu denklemi deneysel faktörüdür. *RPM* motor devri, RPM_{nom} tam yükte motor devri, *A* ve *t* deneysel katsayılardır. A= 0.5….1 ve t= -1….0.8'dir.

P_{480} üst ölü noktadan 60^o önceki silindir basıncı, *k* egzoz gazı adyabatik üssü, [*C*] silindirdeki is konsantrasyonunu ifade etmektedir.

Hartidge duman konsantrasyonunun hesaplanmasında aşağıdaki denklem kullanılmaktadır;

$$Hartidge = 100[1 - 0.9545 \exp(-2.4226[C])] \tag{3.70}$$

Hartidge denkleminin fonksiyonu olarak bosch duman seviyesi hesaplanmaktadır. İs emisyonunun içinde baskın bir şekilde partikül madde bulunmaktadır. Bosch duman seviyesi emisyonunun fonksiyonu olarak Alkidas (1984) tarafınan geliştirilen aşağıdaki denklem kullanılarak partikül madde emisyonu hesaplanmaktadır;

$$PM = A_{PM} 565 \left[ln\left(\frac{10}{10 - Bosch}\right)\right]^{1.206} \tag{3.71}$$

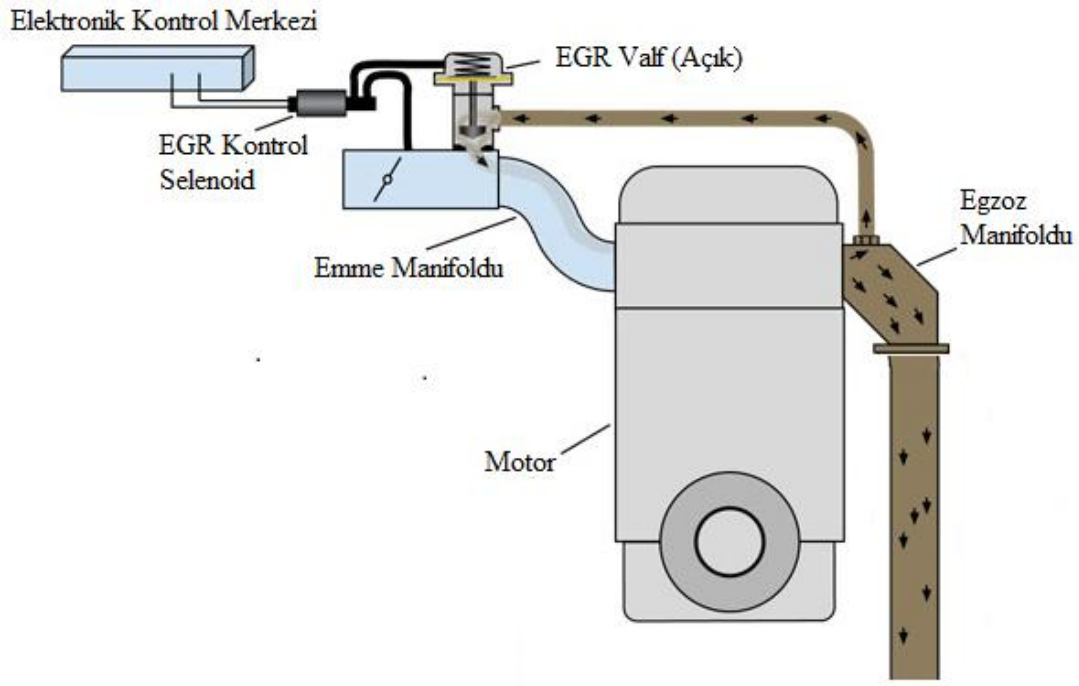
A_{PM} partikül madde kalibrasyonunda kullanılan düzeltme katsayısıdır ve 1 alınmaktadır.

3.4. Egzoz Gazı Geri Dönüşüm (EGR) Sistemi

Egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) sistemi bir miktar egzoz gazının, bir valf yardımıyla yük ve devir şartlarına uygun olarak debisinin değiştirilmesi suretiyle emme havası içerisine geri gönderilmesi yöntemidir (Şekil 3.7). EGR günümüzde içten yanmalı motorlarda NO_x emisyonunu azaltmak için kullanılan en etkili tekniktir (Abd-Alla, 2002). Azot oksit (NO_x) oluşum miktarı, silindir içerisinde yanma olayında meydana gelen yüksek sıcaklığa bağlıdır. Yanma odası sıcaklığı 1800 K'in üzerine çıkması sonucu azot ve oksijen kimyasal olarak birleşerek azot oksitlere dönüşmektedir

(Haşimoğlu, 2002). EGR sistemi belirli bir miktar egzoz gazlarını silindirlere geri göndererek karışım içerisindeki oksijen konsantrasyonunu azaltıp, karışım oranını azaltır ve silindir gazlarının ısı kapasitesini yükselterek maksimum gaz sıcaklığını azaltmaktadır. Buna bağlı olarak oluşan NO_x emisyonu miktarı azalmaktadır.

Oksijen yoğunluğunun yüksek olması da NO_x oluşum hızında artışa yol açmaktadır. EGR sistemi ile silindir içindeki oksijenin bir kısmının yerine atık karbondioksit (CO_2) ve su (H_2O) gönderileceğinden lokal oksijen yoğunluğu azalacaktır. Bu durum yakıt ve oksijen moleküllerinin buluşup reaksiyona girme oranı azalacağından reaksiyon hızı ve lokal alev sıcaklığı azalacak ve bu nedenle NO_x oluşumu azalacaktır. EGR oranının artması NO_x emisyonunda azalmaya fakat hava fazlalık katsayısının (HFK) azalması nedeni ile partikül madde ve is emisyonu ile yakıt tüketiminde artışa neden olmaktadır.



Şekil 3.7. Egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) sistemi [http://www.samarins.com/glossary/egr.html]

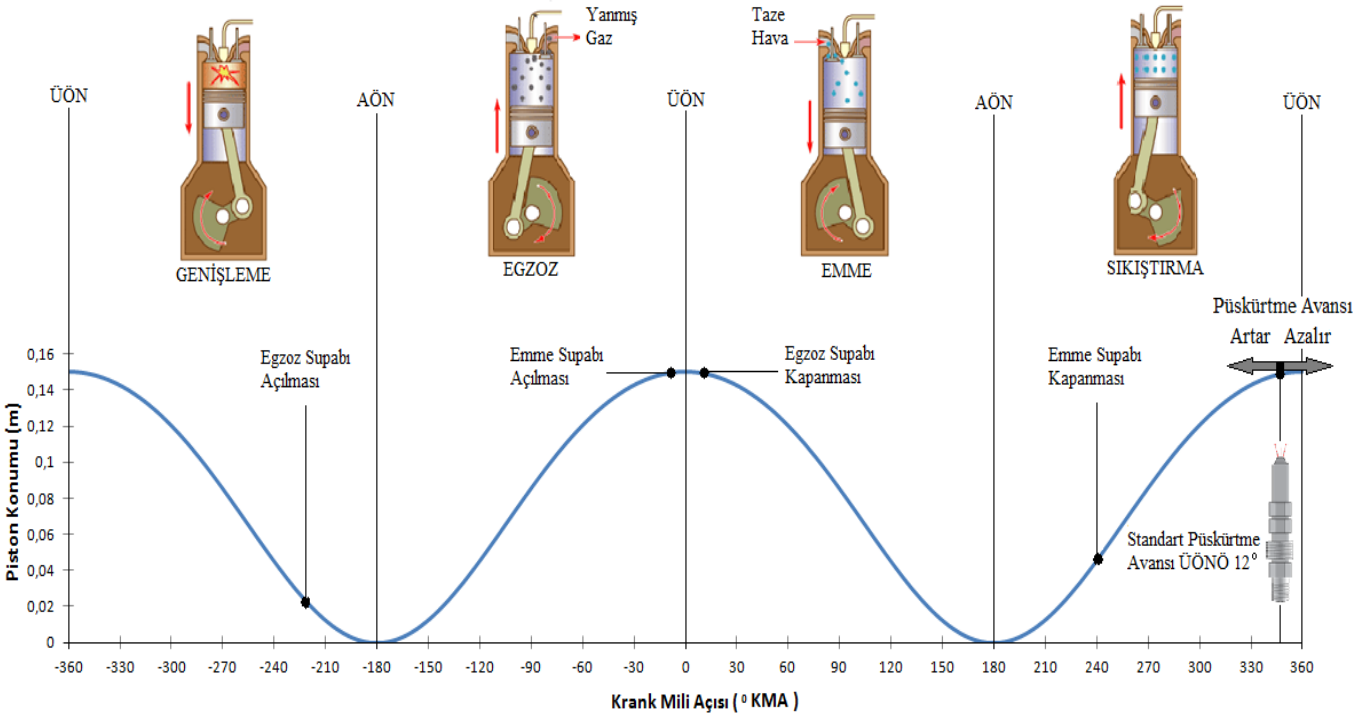
EGR uygulaması sonucu taze dolgu, taze hava ve EGR ile gönderilen egzoz gazlarının karışımlarından oluşmaktadır. EGR oranı; geri döndürülen egzoz gazının kütlesinin silindire alınan toplam dolguya oranı olarak ifade edilmektedir (Zheng ve ark, 2004). Diesel-RK simülasyon programında da EGR oranı aynı şekilde hesaplanmaktadır;

$$EGR\ (\%) = (m_{EGR}/m_{hava})100 \tag{3.72}$$

Burada; m_{EGR} geri döndürülen egzoz gazı kütlesi, m_{hava} silindir içerisine gönderilen hava ve EGR kütlesini ifade etmektedir.

3.5. Püskürtme Zamanlaması

İçten yanmalı bir motordan en ekonomik şekilde en fazla gücü elde edebilmek için supap zamanlamasının iyi yapılması gerekmektedir. En fazla karışımın silindire alınması ve atılabilecek en yüksek seviyedeki egzoz gazlarının silindir dışına atılabilmesi supapların açılma ve kapanma zamanlarının iyi seçilmesine bağlıdır. Şekil 3.8'de pistonun silindir içerisindeki yer değiştirmesine bağlı olarak, dört zamanlı bir dizel motor çevriminde, emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz zamanlarının oluşumunda supapların açılma ve kapanma noktaları ile püskürtmenin yapıldığı nokta gösterilmektedir.



Şekil 3.8. Dizel motorda bir çevrimin meydana gelmesi

Karışım ilk anda durgun halde olduğu için emme supabı, piston ÜÖN'da iken açılacak olursa karışım hemen silindire girememekte ve buna bağlı olarak yeterli hava silindire alınamamaktadır. Emme supabının ÜÖN'dan önce açılması ile silindire giren taze havanın yoğunluğu yanmış gazların yoğunluğundan fazla olduğu için egzoz gazların silindir içersisinden atılmasına da yardımcı olmaktadır.

Emme zamanında piton ÜÖN'dan AÖN'ya doğu inerken oluşturduğu vakum ile silindir içerisine hava girmektedir. Piston ÜÖN'ya harekete başladığında silindir içersindeki basınç atmosferik basınca eşitleninceye kadar hava silindire girmeye devam etmektedir. Bu nedenle silindir içi basınç atmosferik basınca eşit olduğu zaman emme supabı kapatılırsa, en fazla hava silindir içerisine alınmış olacaktır. Emme supabının geç kapatılması gerekli sıkıştırma basıncının oluşmasını engeller, erken kapatılması ise yeterli havanın silindire alınamamasına ve hacimsel verimin düşmesine neden olmaktadır.

Egzoz supabının piston AÖN'da iken açılması durumunda yanmış gazlar silindir içerisinde daha fazla kalacağından motor parçaları çok ısınmakta ve pistonun ÜÖN'ya hareketi sırasında piston üzerinde fazla geri basınç oluşumuna neden olmaktadır. Bu nedenle egzoz supabı piston AÖN'ya gelmeden önce açılırsa yanmış gazların basıncı atmosferik basınçtan fazla olduğu için oluşan basınç farkından dolayı yanmış gazlar kendiliğinden silindir dışına çıkmaya başlamakta ve piston üzerinde meydana gelecek geri basınç değeri azalmaktadır.

Egzoz supabı piston ÜÖN'ya geldiğinde kapatılırsa bir miktar egzoz gazı silindir içerisinde kalabilmekte buda emme zamanında silindire girecek taze hava miktarını etkilemektedir. Bu nedenle egzoz supabı piston ÜÖN'yı geçtikten sonra kapatılırsa silindire girmekte olan taze hava kalan egzoz gazlarının dışarı atılmasına katkı sağlamaktadır.

Buna bağlı olarak bu çalışmada kullanılan motor için; emme supabı ÜÖN'dan 9^o önce açılmakta, AÖN'dan 62^o sonra kapanmakta ve egzoz supabı AÖN'dan 43^o önce açılmakta ve ÜÖN'dan 10^o sonra kapanmaktadır.

Dizel motorlarda yakıt-hava oranı, sıkıştırma oranı, kullanılan yakıtın özellikleri, püskürtülen yakıt demetinin şekli, motor devri, püskürtme basıncı ve avansı gibi birçok parametre yanma olayını etkilemektedir. Bunlardan püskürtme avansı tüm motor karakteristiklerini etkileyen önemli bir parametredir. İçten yanmalı motorlardan istenilen düşük egzoz emisyonları, düşük gürültü ve yakıt tüketimidir. Bunu sağlamak için püskürtme avansının iyi bir şekilde ayarlanması gerekmektedir. Yakıtın silindire

püskürtülmesi ile tamamen yanması ve en yüksek basıncı oluşturması arasında bir miktar zaman gerekmektedir. Yakıt silindire ÜÖN'da püskürtülürse yakıtın yanması için gerekli olan süre zarfında piston AÖN'ya doğru harekete başladığı için hacim genişlemesi meydana gelecek, tutuşma gecikmesi süresi artacak ve piston üzerine etki eden basınç azalacağı için güç azalacaktır. Püskürtme çok erken yapılacak olursa silindir içerisinde basınç ve sıcaklık düşük olacağından yine tutuşma gecikmesi süresi artacak ve güç azalacaktır. Piston ÜÖN'yı 2^o-3^o KMA geçtiği zaman en yüksek yanma sonu basıncının oluşması ile motorda yüksek verim elde edilmektedir. Buda yakıtın silindire ÜÖN'dan 10^o-15^o önce püskürtülmesi ile edilir çünkü bu noktalarda tutuşma gecikmesi minimumdur. (Parlak ve ark, 2002)

3.6. Modellemede Kullanılan Motor Özellikleri

Bu çalışmada kullanılacak olan motorun teknik özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Bu simülasyon programında verilen motor özelliklerinin ayrıntılı bir şekilde olması çalışmanın gerçeğe daha yakın bir sonuç alınmasında önemli bir ayrıntıdır.

Çizelge 3.1. Test motoru özellikleri [Jayashankara ve Ganesan, 2010]

Özellikler	***Değer***	***Özellikler***	***Değer***
Silindir Çapı	130 mm	Egzoz Supabı Açılma	43^o BBDC
Kurs Boyu	150 mm	Egzoz Supabı Kapanma	10^o ATDC
Bağlantı Kolu Uzunluğu	275 mm	Enjektör Nozul	Bosch DLLA
Silindir hacmi	1991cc	Nozul Açılma Basıncı	250 bar
Çanak Çapı	76 mm	Delik Sayısı	5
Çanak Derinliği	29 mm	Delik Çapı	0.33 mm
Çanak Hacmi	113.5cc	Koniklik Açısı	145^o
Sıkıştırma Oranı	15,5:1	Yakıt Enjeksiyon Başlangıcı	12^o BTDC
Emme Supabı Çapı	44,4 mm	Yakıt Enjeksiyon Miktarı	207 mg/çevrim
Emme Supabı Açılma	9^o BTDC	Yakıt Enjeksiyon Süresi	30^o
Emme Supabı Kapanma	62^o ABDC		

3.7. Çalışmada Kullanılan Yakıt Özellikleri

Bu çalışmada dizel motorda testler sırasında kullanılan dizel, SME 20 (dizel+ %20 soya yağı metil esteri), SME 40 (dizel+ %40 soya yağı metil esteri) ve SME 100 (%100 soya yağı metil esteri) yakıtlarının fiziksel ve kimyasal özellikleri birimleriyle birlikte çizelge 3.2'de verilmiştir. Bu özelliklerin tümü Diesel-RK programının yakıt veri tabanında mevcuttur.

Çizelge 3.2. Testlerde kullanılacak yakıtların özellikleri [http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php]

YAKIT ÖZELLİKLERİ	DİZEL NO.2	BİYO DİZEL SME B20	BİYO DİZEL SME B40	BİYO DİZEL SME B100
Bileşimi	C (0,87) H (0,126) O (0,004)	C (0,8496) H (0,1245) O (0,02591)	C (0,8297) H (0,123) O (0,0473)	C (0,7731) H (0,1188) O (0,1081)
Kükürt Oranı [%]	0	0,00105	0,00208	0,005
Alt Isıl Değer [kJ/kg]	42500	41180	39890	36220
Görünür Aktivasyon Enerjisi [kJ/mol]	22	21	20	12
Setan Sayısı	48	48,68	49,37	51,3
323K deki Yakıt Yoğunluğu [kg/m^3]	830	841	852	885
323K deki Yüzey Gerilim Faktörü[N/m]	0,028	0,03122	0,03436	0,0433
323K deki Dinamik Viskozite Katsayısı	0,003	0,003343	0,003677	0,00463
Özgül Buharlaşma Isısı [kJ/kg]	250	265,8	281,2	325
Enjektör Sıcaklığında Yakıt Isıl Kapasitesi [J/kgK]	1853	1853	1853	1853
Akma Noktası [C]	-20	-	-	-8
Düşük Sıcaklıklarda Doymuş Buhar Basıncı [Bar]	480K de 0,0477	480K de 0,04326	480K de 0,03822	465K de 0,1
Yüksek Sıcaklıklarda Doymuş Buhar Basıncı [Bar]	710K de 1,616	721,2K de 2,408	734K de 3,609	786 da 15,76
Parlama Noktası [C]	72	-	-	146

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Araştırma sonuçları ve tartışma bölümü iki kısımda incelenmiştir. Birinci bölümde Aksaray Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksek okulunda Otomotiv Teknolojisi Programı atölyesinde çizelge 4.1'de özellikleri belirtilen süperstar marka motorda standart püskürtme avansında dizel yakıt ile deneyler yapılmış ve aynı motor özellikleri Diesel-RK simülasyon programına veri olarak girilerek benzer şartlarda simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve simülasyon sonuçları karşılaştırılarak Diesel-RK simülasyon programının doğruluğu belirlenmiştir. İkinci bölümde ise bölüm 3.6'da belirtilen literatürdeki bir motorun özellikleri Diesel-RK simülasyon programında veri olarak kullanılarak dizel, SME20 (dizel+%20 soya yağı metil esteri), SME40 (dizel+%40 soya yağı metil esteri) ve SME100 (%100 soya yağı metil esteri) yakıtlarını kullanan bir dizel motorda püskürtme avansının (ÜÖNÖ 8^o, 10^o, 12^o,16^o ve 20^o KMA) ve EGR kullanımının (%5, %10 ve %15 EGR oranı) performans ve emisyonlara olan etkisi teorik olarak incelenmiştir.

4.1. Diesel-RK Simülasyon Programı ile Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

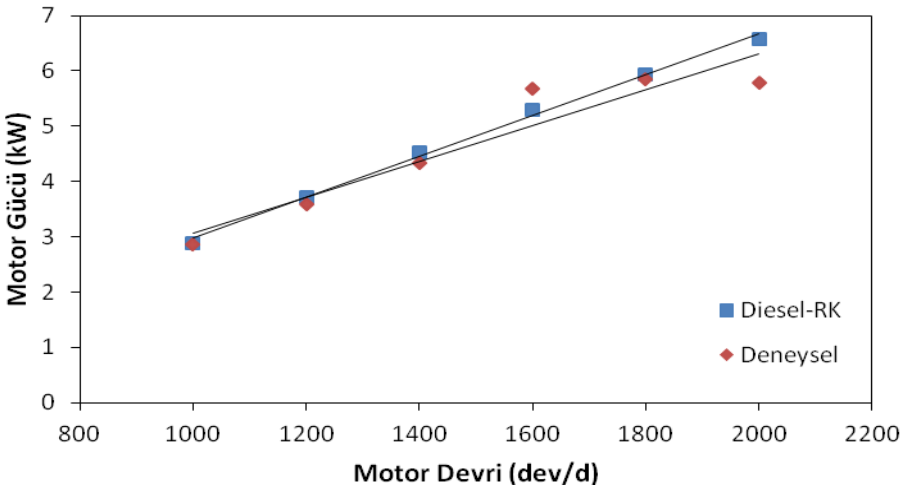
Bu tez de kullanılan Diesel-RK simülasyon programının doğruluğu ile ilgili olarak daha önce yapılmış bir deneysel çalışma ile simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu amaçla deneyde kullanılan tek silindirli, dört zamanlı, doğrudan enjeksiyonlu Süperstar marka motorun özellikleri çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Deney motoru özellikleri

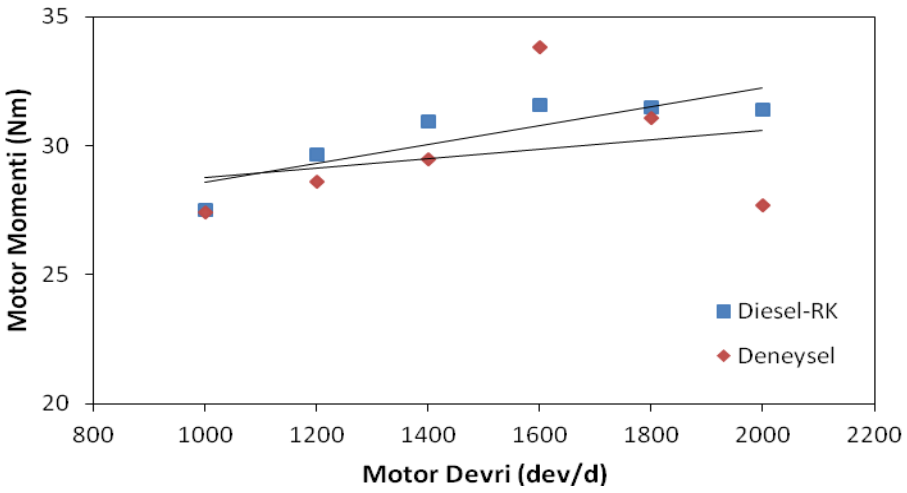
Özellikler	***Değer***	***Özellikler***	***Değer***
Silindir Çapı	98 mm	Emme Supabı Kapanma	43^o AÖNS
Kurs Boyu	100 mm	Egzoz Supabı Açılma	60^o AÖNÖ
Silindir Sayısı	1	Egzoz Supabı Kapanma	15^o ÜÖNS
Sıkıştırma Oranı	1:17	Yakıt Enjeksiyon Başlangıcı	29^o ÜÖNÖ
Emme Supabı Açılma	15^o ÜÖNÖ	Yakıt Enjeksiyon Süresi	38^o KMA

Aynı motor ve yakıt için benzer şartlarda Diesel-RK simülasyon programı kullanılarak motor gücü, moment, özgül yakıt tüketimi ve NO_x'in motor devrine göre değişimi deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Programdan elde edilen sonuçlar deney sonuçları ile uyum içindedir.

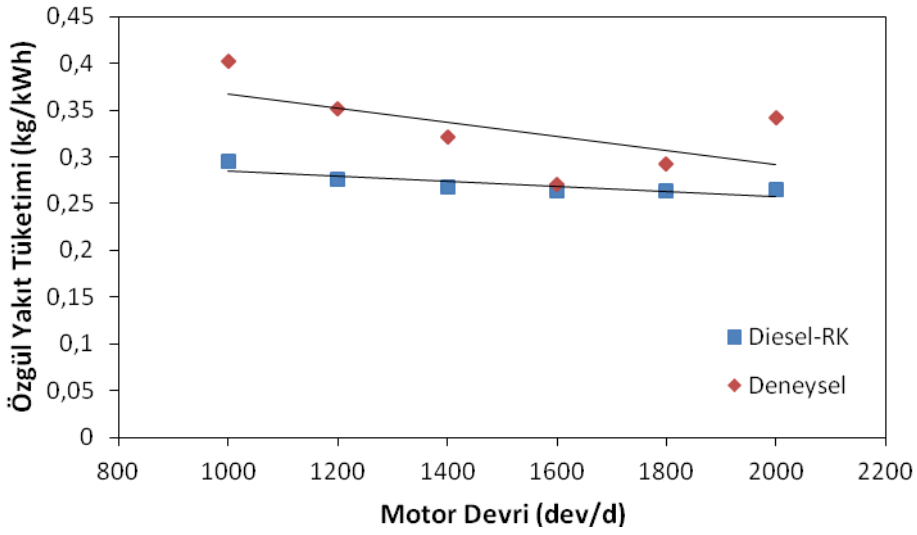
Diesel-RK simülasyon programında belirlenen motor gücü, momenti, özgül yakıt tüketimi ve NO_x emisyonu parametrelerinin deneyden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması sırası ile Şekil 4.1, 4.2, 4.3 ve 4.4'de gösterilmektedir. Diesel-RK simülasyon programı kullanılarak deneysel sonuçlara göre motor gücünde ortalama %3.3 ve motor momentinde %3.3 artış ile özgül yakıt tüketiminde %20 ve NO_x emisyonunda %5.9 oranlarında iyileşme belirlenmiştir.



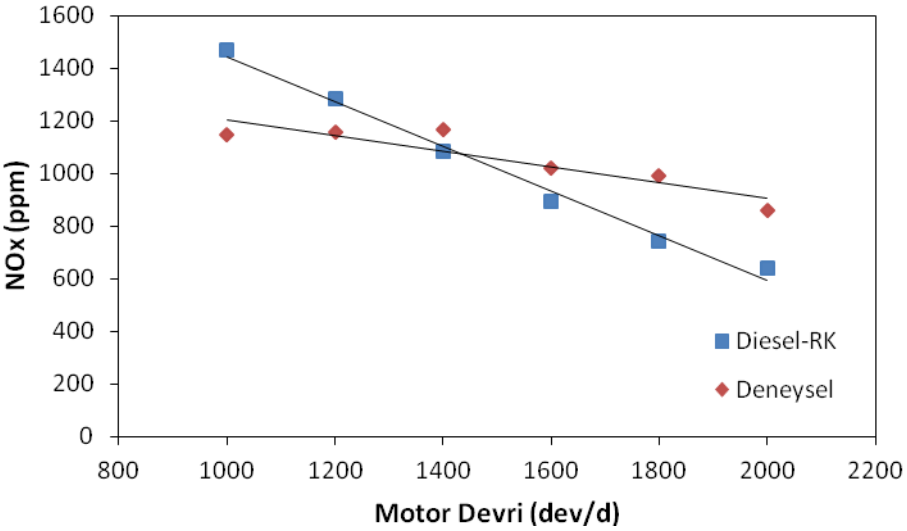
Şekil 4.1. Motor gücünün devirlere göre karşılaştırılması



Şekil 4.2. Motor momentinin devirlere göre karşılaştırılması



Şekil 4.3. Özgül yakıt tüketiminin devirlere göre karşılaştırılması



Şekil 4.4. Azotoksit emisyonunun devirlere göre karşılaştırılması

4.2. Diesel-RK Simülasyon Programı ile Performans ve Emisyon Parametrelerinin Belirlenmesi

4.2.1. Püskürtme avansının performans parametrelerine etkisi

4.2.1.1. Motor momenti değişimleri

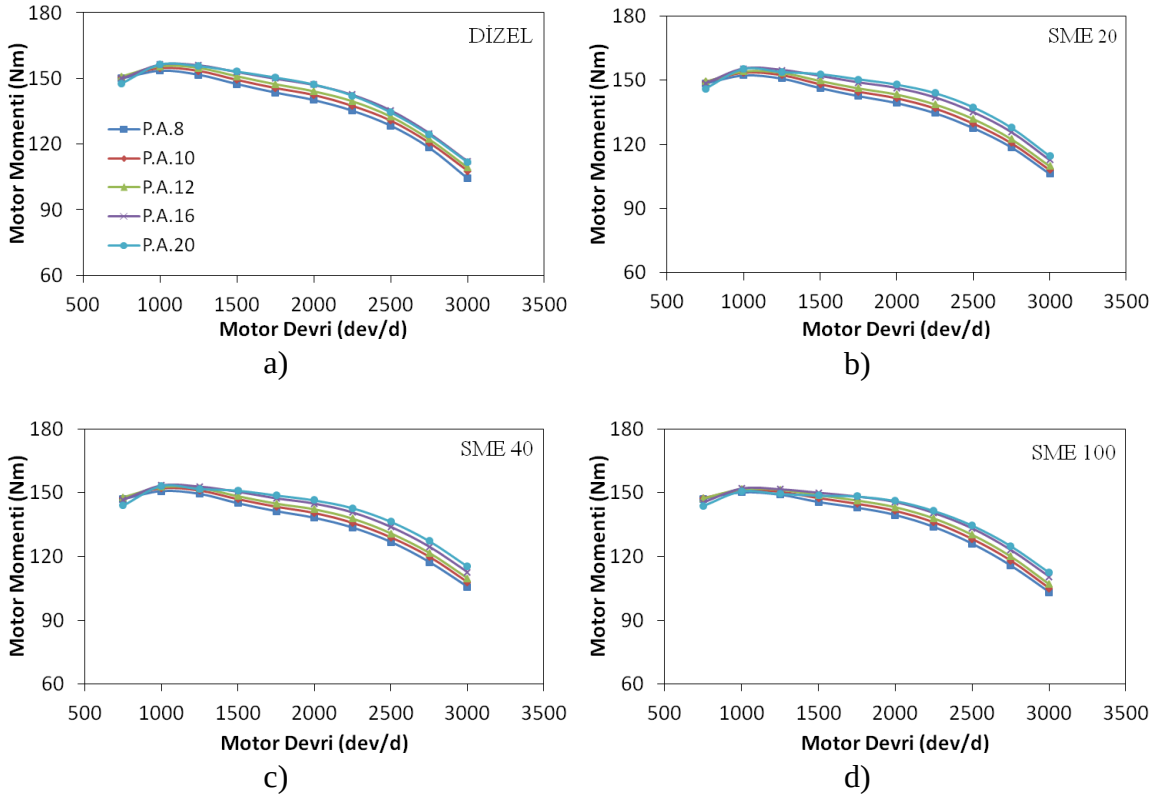
Şekil 4.5'de motor momentinin dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında devire göre farklı püskürtme avanslarındaki (8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) değişimleri gösterilmektedir. Tüm yakıtlarda motor momentinde standart püskürtme avansına göre püskürtmenin avansa alınması ile artma, püskürtmenin rötara alınması ile azalma gözlenmiştir. Maksimum motor momenti 12^o standart püskürtme avansında 1000 dev/d'da dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için sırası ile 155.5 Nm, 154.17 Nm, 152.72 Nm ve 151.55 Nm olarak hesaplanmıştır.

Standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile motor momentinin sırası ile ortalama dizel yakıtta %2.52 ve %1.07, SME 20'de %2.41 ve %1.11, SME 40'da %2.45 ve %1.09 ve SME 100'de %2.27 ve %1 oranlarında azaldığı, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa alınması ile sırası ile ortalama dizel yakıtta %1.55 ve %1.23, SME 20'de %1.54 ve %2.26, SME 40'da %1.51 ve %2.27 ve SME 100'de %1.28 ve %1.31 oranlarında arttığı gözlemlenmektedir.

Püskürtme avansa alındıkça, yakıt silindir içerisine daha erken püskürtülecek ve buna bağlı olarak karışım silindir içerisinde daha homojen bir şekilde yayılacağından silindir içersindeki karışımın kalitesi ve yanma hızı olumlu yönde etkilenmekte bu nedenle momentte artış meydana gelmektedir. Püskürtme rötara alındığı zaman yakıt silindire geç püskürtülmekte (ÜÖN'ya yakın) yakıtın yanması için yeterli zaman olmamakta ve buna bağlı olarak yanma kötüleşmekte ayrıca yanma işleminin büyük ölçüde genişleme zamanına sarkacağından hacim genişlemesinden dolayı piston üzerine etki eden kuvvet azalacaktır. Yanma işleminden gerekli verim alınamaması motor momentinde azalmaya neden olmaktadır.

Karışım içindeki biyodizel miktarı arttıkça 8^o, 10^o, 12^o ve 16^o püskürtme avanslarında motor momentinde bir miktar düşüş meydana gelmektedir. Standart püskürtme avansında motor momentinde dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.45, %1.26 ve %1.66 oranlarında azalma görülmüştür. Bu düşüş biyodizelin ısıl değerinin düşük ve viskozitesinin yüksek olmasından dolayı

püskürtme karakteristiğinin kötüleşmesinden kaynaklanmaktadır. Avansın 20^o KMA'na alınması ile diğer püskürtme avans değerlerine göre motor momentinde biyodizel karışımları dizel yakıta göre daha iyi sonuç vermektedir. 20^o püskürtme avansında dizel yakıta göre SME 20 yakıtında %0.55 oranında artma, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.5 ve %1.60 oranlarında azalma gözlemlenmiştir. Biyodizelin viskozite ve yoğunluğunun yüksek olması ve buna bağlı olarak püskürtme sonrası iyi atomize olması, buharlaşması ve tutuşabilmesi için daha fazla zaman gerekmektedir. Bu nedenle motor karışım yakıt ile çalıştırıldığında püskürtmenin avansa alınması bu ihtiyacı gidermektedir.



Şekil 4.5. Motor momentinin farklı püskürtme avanslarında devire göre değişimleri a) DİZEL b) SME 20 c) SME 40 d) SME100

4.2.1.2. Motor gücü değişimleri

Şekil 4.6'da motor gücünün dizel, SME20, SME40 ve SME100 yakıtlarında devire göre farklı püskürtme avanslarındaki (8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) değişimleri gösterilmektedir. Tüm yakıtlar için motor gücü standart püskürtme avansına göre püskürtmenin avansa alınması ile artmakta, püskürtmenin rötara alınması azalmaktadır.

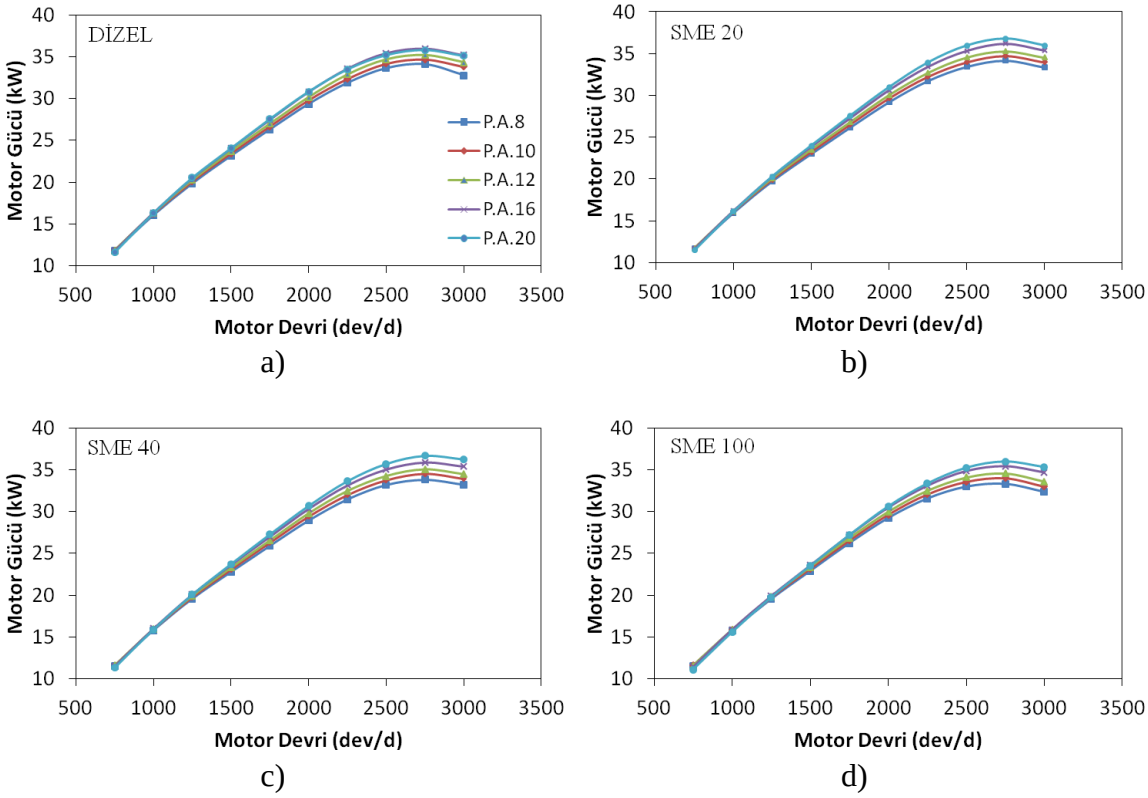
Maksimum güç değerleri tüm yakıt çeşitlerinde ve tüm püskürtme avanslarında 2750 dev/d'da elde edilmiştir. Standart püskürtme avans değerinde (12^o) maksimum güçler dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için sırası ile 35.191 kW, 35.282 kW, 35.025 kW ve 34.555 kW olarak hesaplanmıştır.

Standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile motor gücünün sırası ile ortalama dizel yakıtta %2.52 ve %1.07, SME 20'de %2.4 ve %1.11, SME 40'da %2.45 ve %1.09 ve SME 100'de %2.29 ve %1 oranlarında azaldığı, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa alınması ile sırası ile ortalama dizel yakıtta %1.55 ve %1.27, SME 20'de %1.53 ve %2.26, SME 40'da %1.52 ve %2.27 ve SME 100'de %1.24 ve %1.31 oranlarında arttığı gözlemlenmektedir.

Püskürtme avansa alındıkça, yakıt silindir içerisine daha erken püskürtülecek ve buna bağlı olarak karışım silindir içerisinde daha homojen bir şekilde yayılacağından silindir içersindeki karışımın kalitesi ve yanma hızı olumlu yönde etkilenmekte ve güçte artış meydana gelmektedir. Püskürtme rötara alındığı zaman yakıt silindire geç püskürtülmekte yakıtın yanması için yeterli zaman olmamakta ve buna bağlı olarak yanma kötüleşmekte ve maksimum basınç noktası ÜÖN'dan sonra elde edilmektedir. Yanma işleminden gerekli verim alınamaması motor gücünde azalmaya neden olmaktadır.

Karışım içindeki biyodizel miktarı arttıkça 8^o, 10^o, 12^o ve 16^o püskürtme avanslarında motor gücünde bir miktar düşüş meydana gelmektedir. Standart püskürtme avansında motor gücünde dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.44, %1.26 ve %1.66 oranlarında azalma görülmüştür. Bu düşüş biyodizelin ısıl değerinin düşük ve viskozite ve yoğunluğunun yüksek olmasından kaynaklanmaktadır.

Avansın 20^o KMA'na alınması ile motor gücünde biyodizel karışımları dizel yakıta göre daha iyi sonuç vermektedir. 20^o püskürtme avansında dizel yakıta göre SME 20 yakıtında %0.52 oranında artma, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.28 ve %1.63 oranlarında azalma gözlemlenmiştir. Biyodizelin viskozite ve yoğunluğunun yüksek olması ve buna bağlı olarak püskürtme sonrası iyi atomize olması, buharlaşması ve tutuşabilmesi için daha fazla zaman gerekmektedir. Bu nedenle motor karışım yakıt ile çalıştırıldığında püskürtmenin avansa alınması bu ihtiyacı gidermektedir.



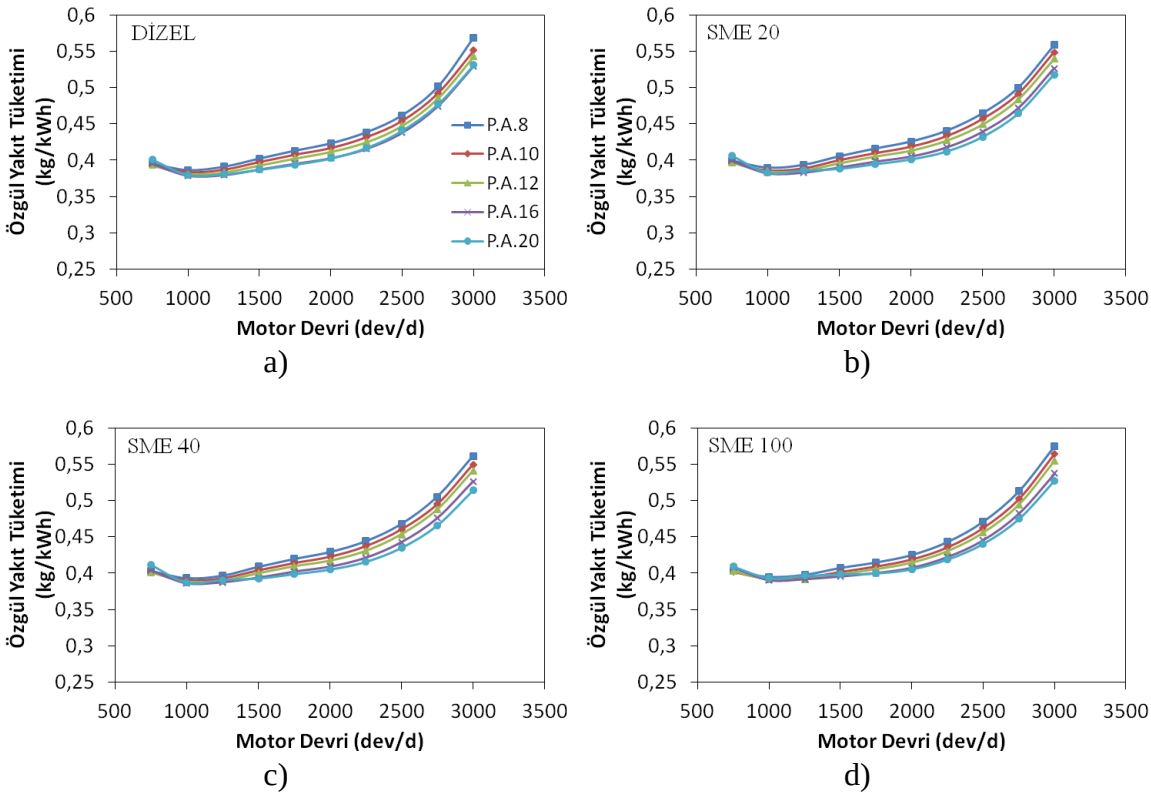
Şekil 4.6. Motor gücünün farklı püskürtme avanslarında devire göre değişimleri a) DİZEL b) SME 20 c) SME 40 d) SME100

4.2.1.3. Özgül yakıt tüketimi değişimleri

Şekil 4.7'de özgül yakıt tüketiminin dizel, SME20, SME40 ve SME100 yakıtlarında devire göre farklı püskürtme avanslarındaki (8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) değişimleri gösterilmektedir. Tüm yakıtlar için özgül yakıt tüketimi standart püskürtme avansına göre püskürtmenin avansa alınması ile azalmakta, püskürtmenin rötara alınması artış göstermektedir. Standart püskürtme avans değerinde (12^o) en düşük özgül yakıt tüketimi 1000 dev/d'da dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için sırası ile 0.38137 kg/kWh, 0.38468 kg/kWh, 0.38833 kg/kWh ve 0.39133 kg/kWh olarak hesaplanmıştır. Standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile özgül yakıt tüketiminde sırası ile ortalama dizel yakıtta %2.6 ve %1.08, SME 20'de %2.47 ve %1.13, SME 40'da %2.52 ve %1.1 ve SME 100'de %2.34 ve %1.01 oranlarında artma, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa alınması ise sırası ile ortalama dizel yakıtta %1.52 ve %1.18, SME 20'de %1.49 ve %2.15, SME 40'da %1.48 ve %2.17 ve SME 100'de %1.23 ve %1.22 oranlarında azalma gözlenmektedir. Püskürtmenin avansa alınması yanma verimini artırmaktadır. Böylece birim güç başına tüketilen yakıt miktarı azalmaktadır. Püskürtmenin rötara alınması ile püskürtme

gecikmekte ve tutuşma gecikmesi süresinin artmasına bağlı olarak yanma hızı ve verimi kötüleşmektedir. Bu da birim güç başına harcanacak yakıtı arttırmaktadır.

8^o, 10^o, 12^o ve 16^o püskürtme avanslarında karışım içindeki biyodizel miktarı arttıkça özgül yakıt tüketiminde artma meydana gelmektedir. Standart püskürtme avansında özgül yakıt tüketiminde dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.45, %1.28 ve %1.69 oranlarında artış görülmüştür. Bu artma dizel yakıta göre biyodizelin ısıl değerinin düşük olması nedeni ile aynı gücü sağlayabilmesi için daha fazla yakıta ihtiyaç duyması ayrıca biyodizelin yoğunluğunun yüksek olması nedeni ile aynı hacimde daha fazla ağırlığa sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Püskürtme avansının 20^o'ye alınması ile yine dizel yakıta göre SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.27 ve %1.64 oranlarında artma gözlenirken SME 20 yakıtında %0.54 oranında azalma meydana gelmektedir. Biyodizelin viskozite ve yoğunluğunun yüksek olması ve buna bağlı olarak püskürtme sonrası iyi atomize olması, buharlaşması ve tutuşabilmesi için daha fazla zaman gerekmektedir. Bu nedenle motor karışım yakıt ile çalıştırıldığında püskürtmenin avansa alınması bu ihtiyacı gidermektedir.



Şekil 4.7. Özgül yakıt tüketiminin farklı püskürtme avanslarında devire göre değişimleri a) DİZEL b) SME 20 c) SME 40 d) SME100

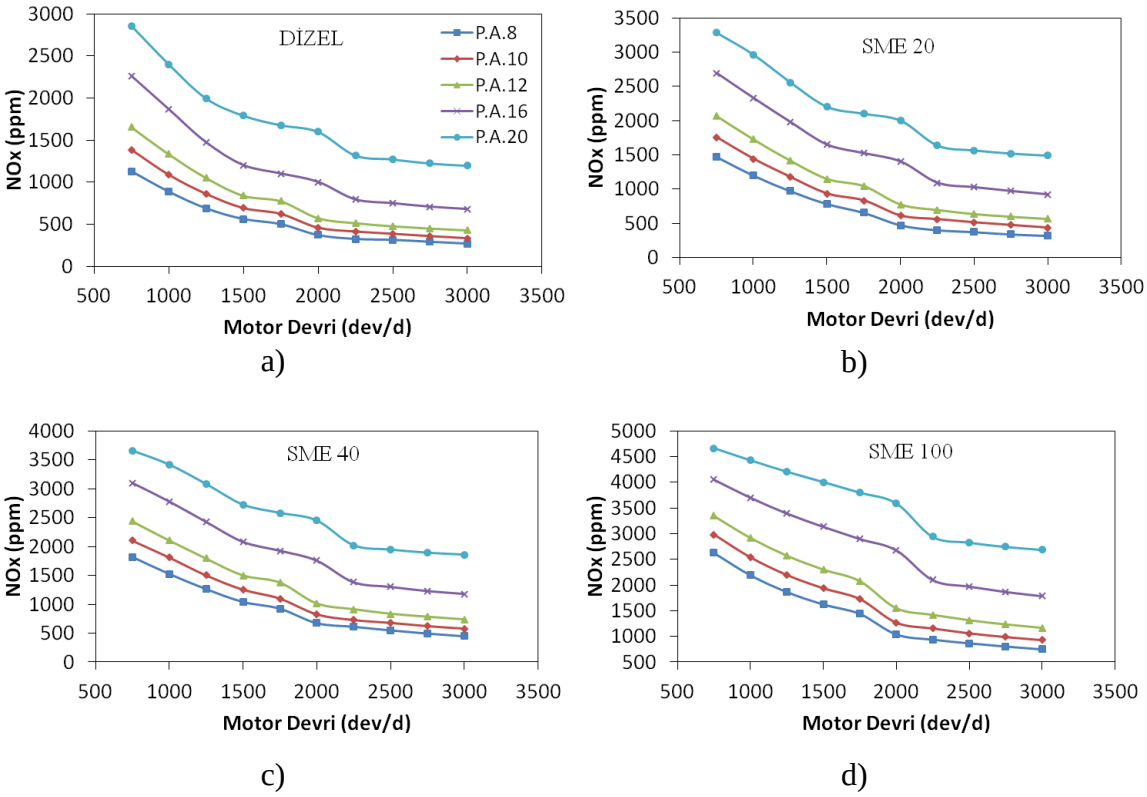
4.2.2. Püskürtme avansının emisyon parametrelerine etkisi

4.2.2.1. Azotoksit (NO_x) emisyonunun değişimleri

Şekil 4.8'de NO_x emisyonunun dizel, SME20, SME40 ve SME100 yakıtlarında devire göre farklı püskürtme avanslarındaki (8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) değişimleri gösterilmektedir. Tüm çalışma devirlerinde yakıt karışım oranının artması ile birlikte NO_x emisyonunda artma görülmüştür. Standart püskürtme avansında (ÜÖNÖ 12^o) NO_x emisyonunda dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında ortalama %33.2, %70.9 ve %157.9 oranında artma meydana gelmektedir. SME yakıtı yapısında dizele göre yaklaşık %10 daha fazla oksijen bulundurmaktadır. Oksijen seviyesinin artması yanma sırasında maksimum sıcaklığı ve buna bağlı olarak NO_x miktarını arttırmaktadır.

NO_x emisyonu püskürtmenin rötara alınması ile azalmakta, püskürtmenin avansa alınması ile birlikte artmaktadır. NO_x emisyonunda standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile dizel için %34.5 ve %18.9, SME 20 için %37 ve %19.2, SME 40 için %32.1 ve %17.8 ve SME 100 için %30.5 ve %16.6 oranlarında azalma, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa alınması ile dizel için %50.6 ve %132.9, SME 20 için %51.9 ve %116, SME 40 için %47.2 ve %104.5 ve SME 100 için %43.3 ve %92 oranlarında artma elde edilmiştir.

NO_x oluşumu tutuşma gecikmesi süresi ve silindir içi sıcaklıkla doğrudan ilişkilidir. Püskürtme rötara alınması ile yakıtın silindire geç püskürtülmesi sonucu silindir içi basınç ve sıcaklık değeri yüksek olmasına rağmen pistonun AÖN'ya hareketi sonucu hacim genişlemesi nedeni ile sıcaklık ve basınç değeri azalmakta buna bağlı olarak NO_x emisyonu azalmaktadır. Püskürtmenin avansa alınması ile püskürtme başlangıcındaki basınç ve sıcaklık düşük olacağından tutuşma gecikmesi süresi artmaktadır. Tutuşma gecikmesinin artması yanmanın saflarından biri olan ani yanma periyodunda, birim krank derecesi başına düşen basınç değişimi aşırı derece artacağından çevrimin maksimum sıcaklık ve basıncı da artacaktır. Silindir içi basınç ve sıcaklığın artması NO_x emisyonunda artışa neden olmaktadır.



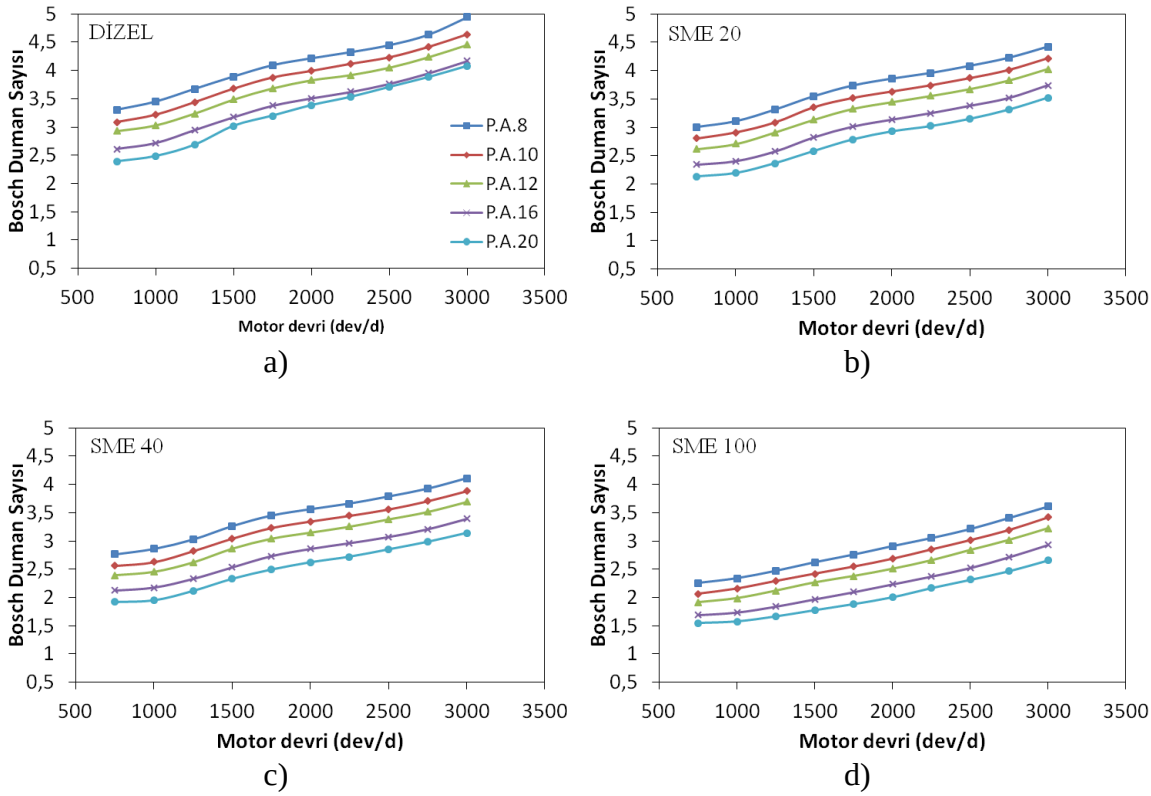
Şekil 4.8. NO_x emisyonunun farklı püskürtme avanslarında devire göre değişimleri a) DİZEL b) SME 20 c) SME 40 d) SME100

4.2.2.2. Bosch duman koyuluğu (İs) emisyonunun değişimleri

Şekil 4.9'da duman koyuluğu (is) değerleri dizel, SME20, SME40 ve SME100 yakıtlarında devire göre farklı püskürtme avanslarındaki (8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) değişimleri gösterilmektedir. Tüm çalışma devirlerinde yakıt karışım oranının artması ile birlikte duman koyuluğu değerlerinde azalma görülmüştür. Standart püskürtme avansında duman koyuluğu değerinde dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında %9.8, %17.6 ve %32.7 oranında azalma meydana gelmektedir. İs oluşumu eksik yanma ile meydana gelen yanmamış ve kısmen yanmış karbon birikintilerinin toplanması ile oluşmaktadır. Biyodizelin yapısında oksijen bulundurması daha iyi bir yanma sağlamakta buda biyodizel oranı arttıkça duman koyuluğu değerini azaltmaktadır. Ayrıca biyodizelin dizele göre çok az miktarda aromatik ve sülfür içermesi de duman koyuluğunda azalmaya neden olmaktadır (Özsezen ve ark., 2007; 2008).

Duman koyuluğu emisyonu püskürtmenin rötara alınması ile birlikte artmakta, avansa alınması ile birlikte azalmaktadır. Standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile dizel için %11.2 ve %5.06, SME 20 için

%11.2 ve %5.8, SME 40 için %13.5 ve %6.2 ve SME 100 için %15.3 ve %7.1 oranlarında artma sağlanırken püskürtmenin 16^{o} ve 20^{o}'ye avansa alınması ile dizel için %8.3 ve %12.7, SME 20 için %9.3 ve %16, SME 40 için %9.9 ve %17.5 ve SME 100 için %11.3 ve %19.3 oranlarında azalma elde edilmiştir. Püskürtme rötara alınması ile yakıtın silindire geç püskürtülmesi sonucu silindir içi basınç ve sıcaklık değeri yüksek olmasına rağmen pistonun AÖN'ya hareketi sonucu hacim genişlemesi nedeni ile sıcaklık ve basınç değeri azalmakta buna bağlı olarak yanma kötüleşmektedir. Yanmanın kötüleşmesi sonucu yanmamış ve kısmen yanmış hidrokarbonlar duman koyuluğu değerini artırmaktadır. Püskürtmenin avansa alınması ile püskürtme başlangıcındaki basınç ve sıcaklık düşük olacağından tutuşma gecikmesi süresi artmaktadır. Tutuşma gecikmesinin artması yanmanın saflarından biri olan ani yanma periyodunda, birim krank derecesi başına düşen basınç değişimi aşırı derece artacağından çevrimin maksimum sıcaklık ve basıncı da artmakta ve buna bağlı olarak duman koyuluğu değeri azalmaktadır.



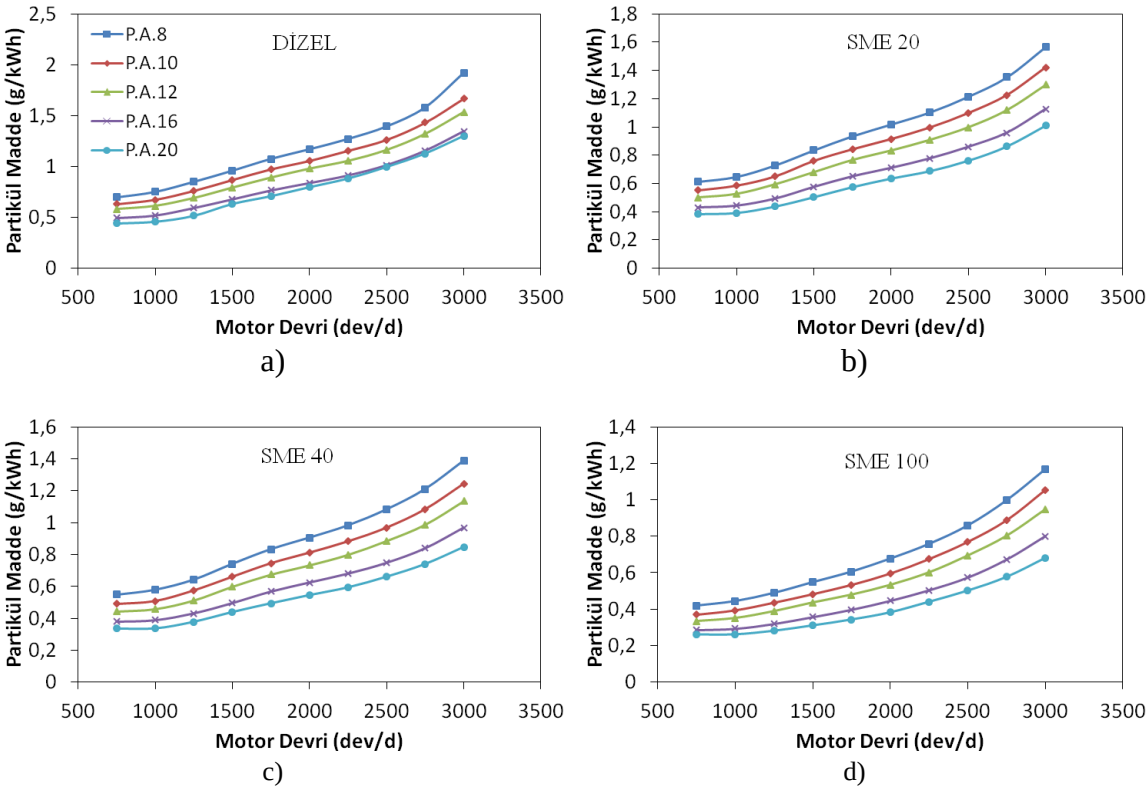
Şekil 4.9. Duman koyuluğu emisyonunun farklı püskürtme avanslarında devire göre değişimleri a) DİZEL b) SME 20 c) SME 40 d) SME100

4.2.2.3. Partikül madde (PM) emisyonunun değişimleri

Şekil 4.10'da PM emisyonu dizel, SME20, SME40 ve SME100 yakıtlarında devire göre farklı püskürtme avanslarındaki (8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) değişimleri gösterilmektedir. Tüm çalışma devirlerinde yakıt karışım oranının artması ile birlikte PM emisyonunda azalma görülmüştür. Standart püskürtme avansında PM emisyonunda dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında %14.4, %24.7 ve %42.6 oranında azalma meydana gelmektedir. Biyodizelin yapısında oksijen bulundurması yanma işlemini iyileştirmektedir. Bu nedenle biyodizel oranı arttıkça PM emisyonunda azalma meydana getirmektedir. Ayrıca biyodizel yapısında dizele göre çok az miktarda aromatik ve sülfür bulunması PM emisyonunu azaltan bir başka etkendir (Özsezen ve ark., 2007; 2008).

PM emisyonu püskürtmenin rötara alınması ile birlikte artmakta, avansa alınması ile birlikte azalmaktadır. Standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile dizel için %21.3 ve %9.1, SME 20 için %22.1 ve %10.1, SME 40 için %23.6 ve %10.5 ve SME 100 için 25.3 ve %10.3 oranlarında artma, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa alınması ile dizel için %13.7 ve %19.2, SME 20 için %14.7 ve %24.2, SME 40 için %15.3 ve %25.7 ve SME 100 için %16.5 ve %27 oranlarında azalma elde edilmiştir.

Püskürtme rötara alınması ile silindir içi basınç ve sıcaklık değeri yüksek olmasına rağmen pistonun AÖN'ya hareketi sonucu hacim genişlemesi nedeni ile sıcaklık ve basınç değeri azalmakta buna bağlı olarak yanma kötüleşmektedir. Yanmanın kötüleşmesi sonucu yanmamış ve kısmen yanmış hidrokarbonlar PM emisyonunu arttırmaktadır. Püskürtmenin avansa alınması ile püskürtme başlangıcındaki basınç ve sıcaklık düşük olacağından tutuşma gecikmesi süresi artmaktadır. Tutuşma gecikmesinin artması yanmanın saflarından biri olan ani yanma periyodunda, birim krank derecesi başına düşen basınç değişimi aşırı derece artacağından çevrimin maksimum sıcaklık ve basıncı da artmakta ve buna bağlı olarak PM emisyonu azalmaktadır.



Şekil 4.10. Partikül madde emisyonunun farklı püskürtme avanslarında devire göre değişimleri a) DİZEL b) SME 20 c) SME 40 d) SME100

4.2.3. Püskürtme avansının yanma karakteristiklerine etkisi

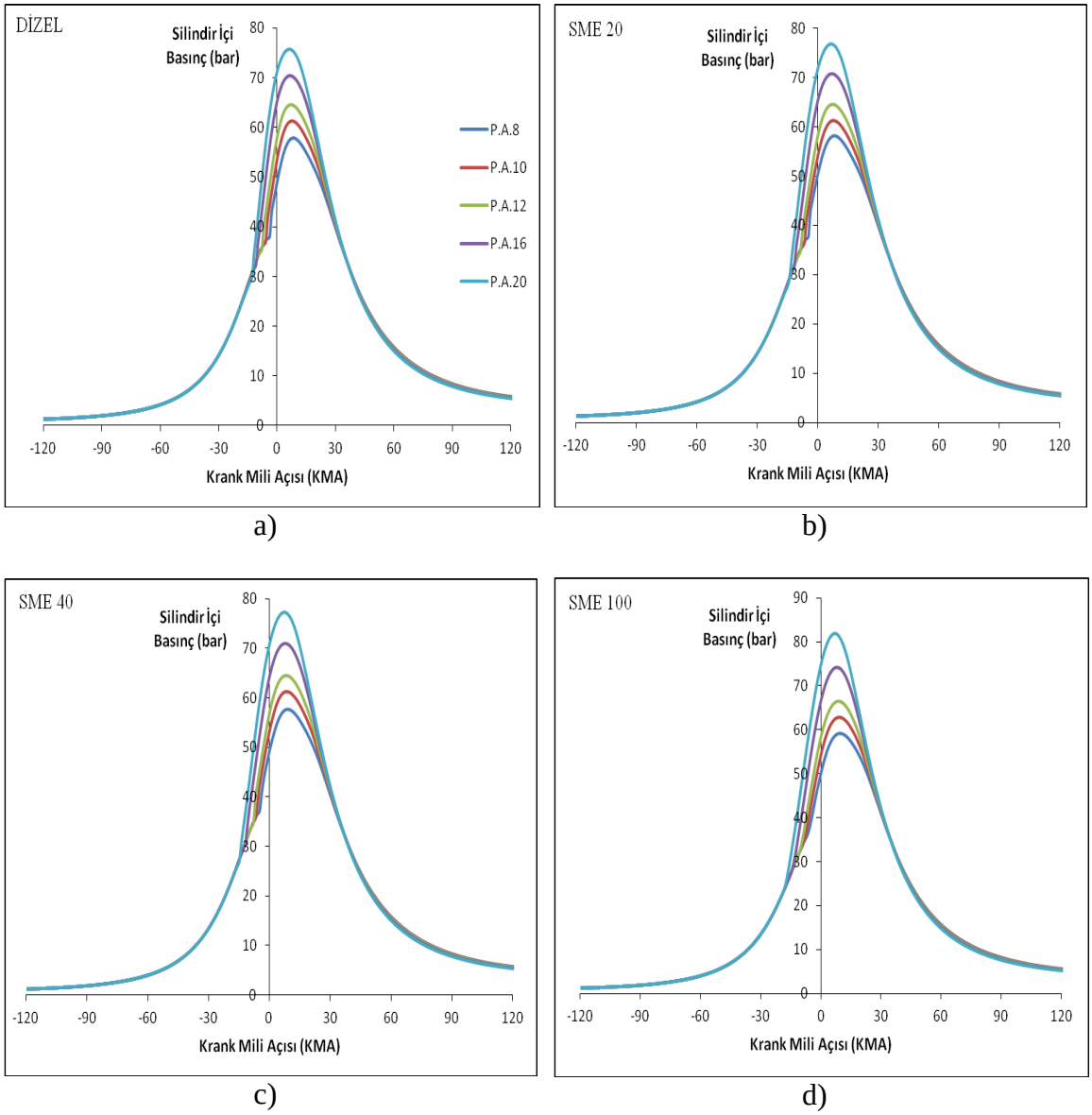
4.2.3.1. Silindir içi basıncın değişimi

Maksimum motor momentinin elde edildiği devir olan 1000 dev/d için dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında püskürtme avanslarının silindir basıncına olan etkisi şekil 4.11'de gösterilmektedir. Tüm yakıtlarda standart püskürtme avansına(12^o) göre püskürtmenin avansa alınması ile basınç değerleri artmaktadır. En yüksek silindir basıncı ÜÖNÖ 20^o KMA püskürtme avansında dizel için 75.81 bar, SME 20 için 76.84 bar, SME 40 için 77.34 bar ve SME 100 için 81,88 bar olarak elde edilmektedir.

Püskürtmenin avansa alınması ile yakıt silindir içerisine ÜÖN'dan daha önce püskürtülmekte silindir içerisinde basınç ve sıcaklık yakıtı tutuşturacak seviyede olmadığından tutuşma gecikmesi süresi artmaktadır. Bu sırada silindire biriken yakıtın tutuşması ile ani yanma safhasında birim krank derecesi başına denk gelen basınç değişimi artacağından silindir içi basınç yükselmektedir. Püskürtme işlemi geç yani ÜÖN'ya yakın yapıldığı zaman yanma için gerekli süre olmamakta ve piston AÖN'ya

doğru harekete başladığı için hacim genişlemesinden dolayı elde edilen basınç değerleri düşmektedir.

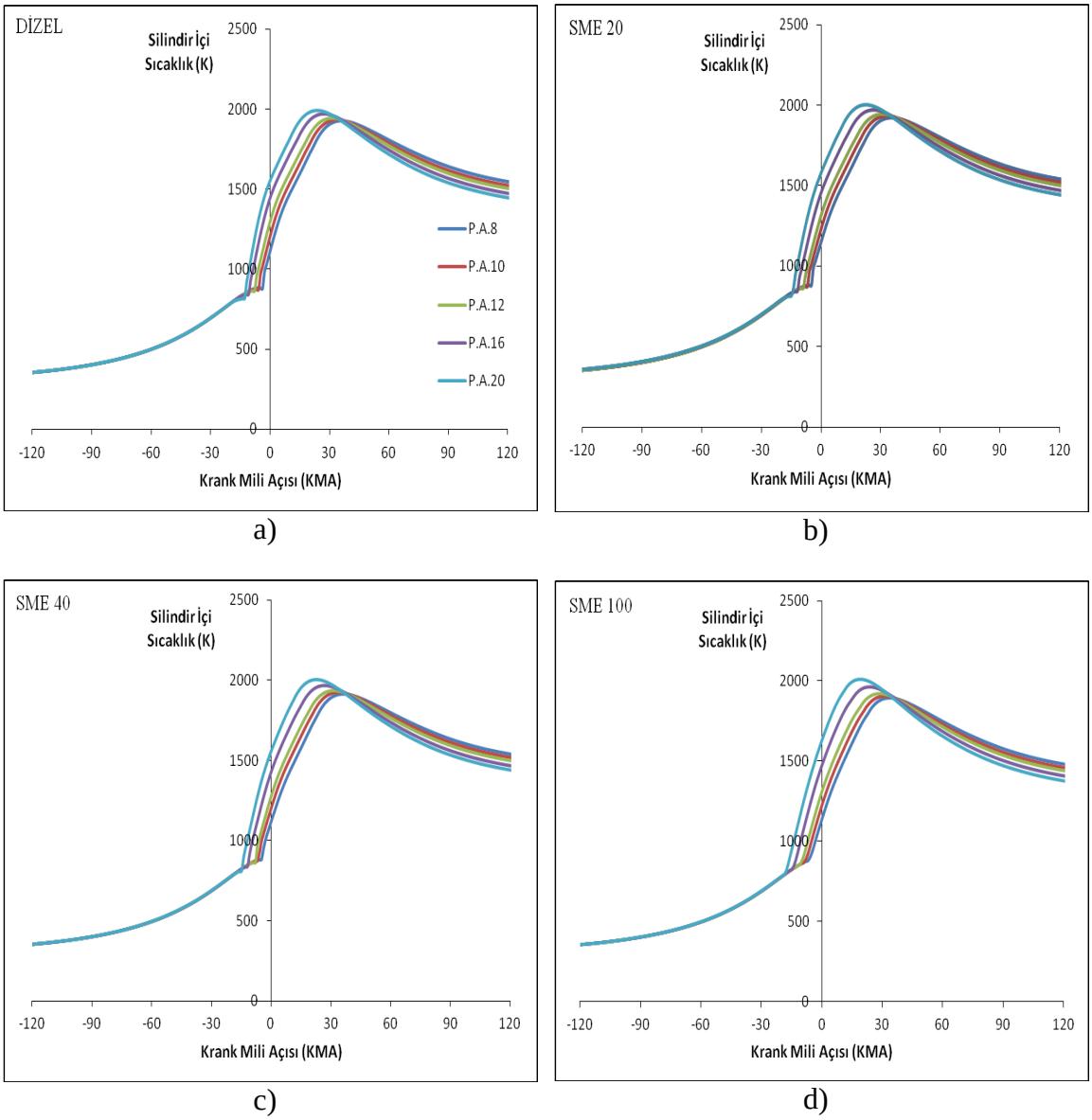
Püskürtme avansının 20^{o}'ye getirilmesi ile maksimum basınçların oluştuğu krank derecelerinin tüm yakıtlarda yaklaşık 2^{o} KMA öne geldiği (üst ölü noktaya yaklaştığı) gözlenmektedir.



Şekil 4.11. Maksimum tork devrinde elde edilen silindir içi basıncının farklı püskürtme avanslarında krank mili açısına göre değişimleri a) DİZEL b) SME 20 c) SME 40 d) SME100

4.2.3.2. Silindir içi sıcaklığın değişimi

Maksimum motor momentinin elde edildiği devir olan 1000 dev/d için püskürtme avansının silindir sıcaklığına olan etkisi dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için şekil 4.12'de gösterilmektedir. En yüksek silindir sıcaklığı ÜÖNÖ 20^o KMA püskürtme avansında dizel için 1994.2 K, SME 20 için 2000.6 K, SME 40 için 2003.2 K ve SME 100 yakıtı için 2011.2 K olarak elde edilmiştir. Tüm yakıtlarda standart püskürtme avansına (12^o) göre püskürtmenin avansa alınması ile silindir içi sıcaklık değeri artış göstermektedir. Bunun nedeni, püskürtmenin avansa alınması ile silindir içerisinde gerekli sıcaklık ve basınç oluşamadığından tutuşma gecikmesi süresi artmakta ve silindir içerisinde biriken yakıt ani yanma safhasında tutuşmaya başladığında birim krank derecesi başına düşen sıcaklık değerinin aşırı şekilde yükselmesidir. Püskürtme rötara alındığı zaman yanma işlemi için gerekli süre olmamakta ve piston AÖN'ya doğru harekete başladığı için hacim genişlemesinden dolayı elde edilen sıcaklık değerleri düşmektedir. Püskürtme avansının 8^o'ye rötara alınması sonucu en yüksek sıcaklıkların üst ölü noktadan sonra yaklaşık 13^o KMA daha geç oluştuğu gözlenmektedir.

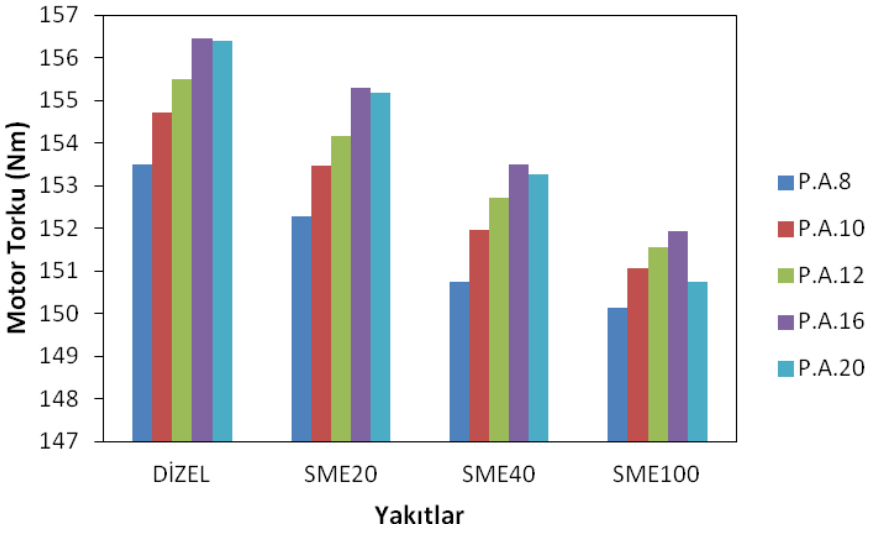


Şekil 4.12. Maksimum tork devrinde elde edilen silindir içi sıcaklığının farklı püskürtme avanslarında krank mili açısına göre değişimleri a) DİZEL b) SME 20 c) SME 40 d) SME100

4.2.4. Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devrinde performans ve emisyon parametrelerinin değerlendirilmesi

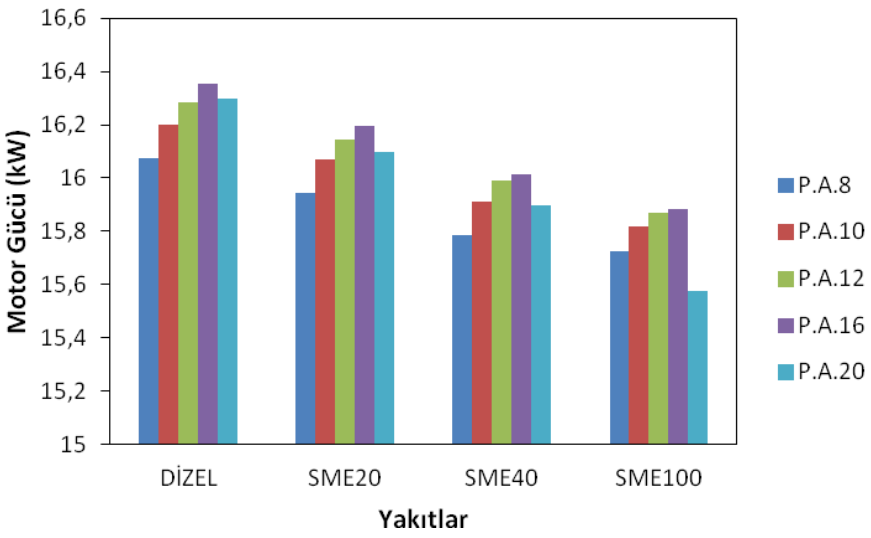
Şekil 4.13'de maksimum motor momentinin elde edildiği motor devri için farklı püskürtme avanslarında (ÜÖNÖ 8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) , dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için motor momentindeki değişim gösterilmektedir. En yüksek motor momenti değerleri püskürtme avansı 16^o'de dizel yakıtında 156.44 Nm, SME 20'de 155.3 Nm, SME 40'da 153.49 Nm ve SME 100'de 151.93 Nm olarak elde edilmiştir. Motor momentinde yakıt içerisindeki karışım miktarının artması ile bir miktar azalma

meydana gelmektedir. Tüm püskürtme avansları için dizel yakıta kıyasla SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için motor gücünde ortalama sırası ile %0.79, %1.84 ve %2.71 oranlarında azalma elde edilmektedir. Bu azalma biyodizel yakıtının alt ısıl değerinin düşük olması ayrıca viskozite ve yoğunluğunun yüksek olması nedeniyle kötü püskürtme karakteristiklerinden kaynaklanmaktadır.



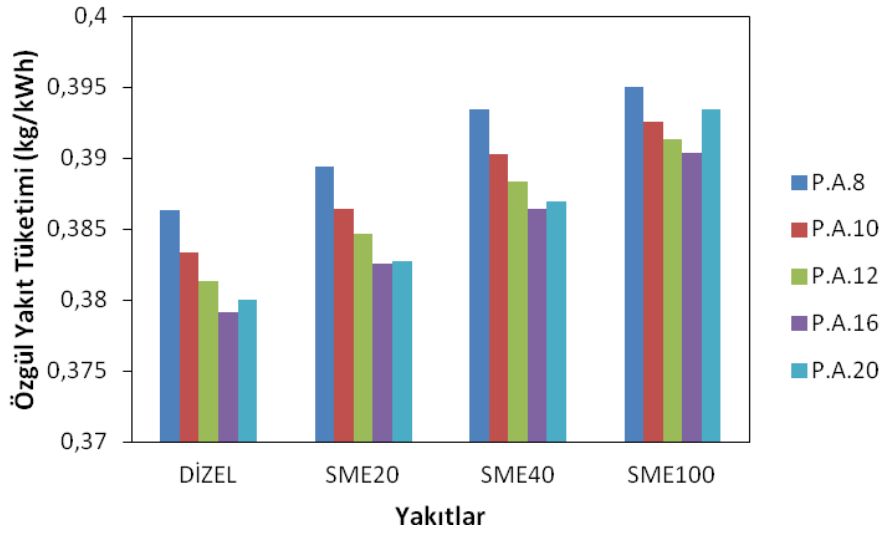
Şekil 4.13. Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devrinde farklı püskürtme avanslarında farklı yakıtlar için motor momentinin değişimi

Şekil 4.14'de maksimum motor momentinin elde edildiği motor devri (1000 dev/d) için farklı püskürtme avanslarında (ÜÖNÖ 8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) , dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için motor gücünün değişimi gösterilmektedir. En yüksek motor gücü değerleri püskürtme avansı 16^o'de dizel yakıtında 16.352 kW, SME 20'de 16.195 kW, SME 40'da 16.015 kW ve SME 100'de 15.884 kW olarak elde edilmiştir. Yakıt içerisindeki karışım miktarı arttıkça motor gücünde bir miktar azalma olmaktadır. Tüm püskürtme avansları için dizel yakıta kıyasla SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için motor gücünde ortalama sırası ile %0.92, %1.97 ve %2.87 oranlarında azalma elde edilmektedir. Bu azalma biyodizel yakıtının alt ısıl değerinin düşük olması ayrıca viskozite ve yoğunluğunun yüksek olması nedeniyle kötü püskürtme karakteristiklerinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.14. Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devrinde farklı püskürtme avanslarında farklı yakıtlar için motor gücünün değişimi

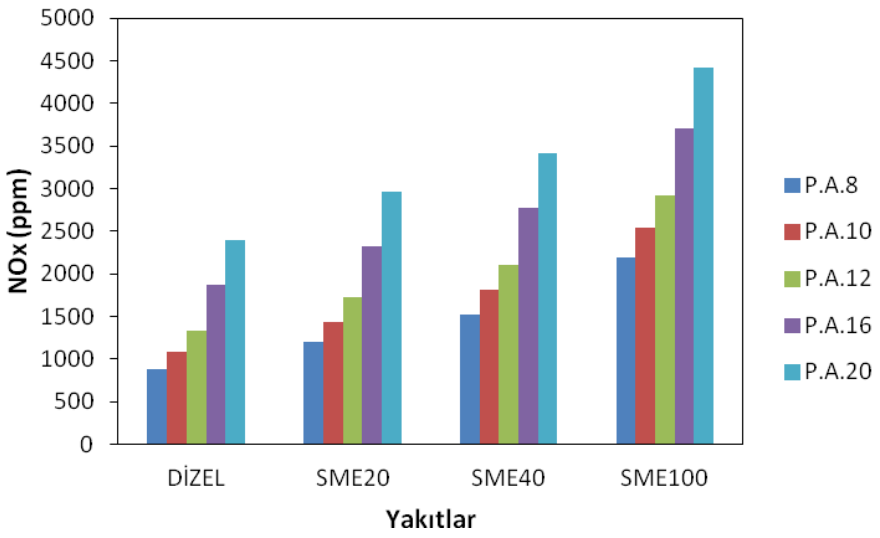
Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devri için farklı püskürtme avanslarında (ÜÖNÖ 8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) , dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için özgül yakıt tüketimindeki değişim Şekil 4.15'de gösterilmektedir. En düşük özgül yakıt tüketimi değerleri püskürtme avansı 16^o'de dizel yakıtında 0.3791 kg/KWh, SME 20'de 0.38254 kg/kWh, SME 40'da 0.38639 kg/kWh ve SME 100'de 0.39034 kg/kWh olarak elde edilmiştir. Özgül yakıt tüketiminde yakıt içerisindeki karışım miktarının artması ile artış meydana gelmektedir. Tüm püskürtme avansları için dizel yakıta kıyasla SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için özgül yakıt tüketiminde ortalama sırası ile %0.82, %1.83 ve %2.75 oranlarında artma gözlenmektedir. Püskürtülen yakıtın yoğunluğu, viskozitesi, miktarı ve ısıl değeri özgül yakıt tüketimini etkilemektedir. Özgül yakıt tüketimindeki bu artış biyodizelin ısıl değerinin dizel yakıtınkinden düşük olması sebebiyle aynı miktarda enerji elde etmek için daha fazla yakıta ihtiyaç duyulmasından ve yoğunluğunun dizel yakıta göre yüksek olması nedeniyle aynı hacimde daha fazla kütleye sahip olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.15. Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devrinde farklı püskürtme avanslarında farklı yakıtlar için özgül yakıt tüketiminin değişimi

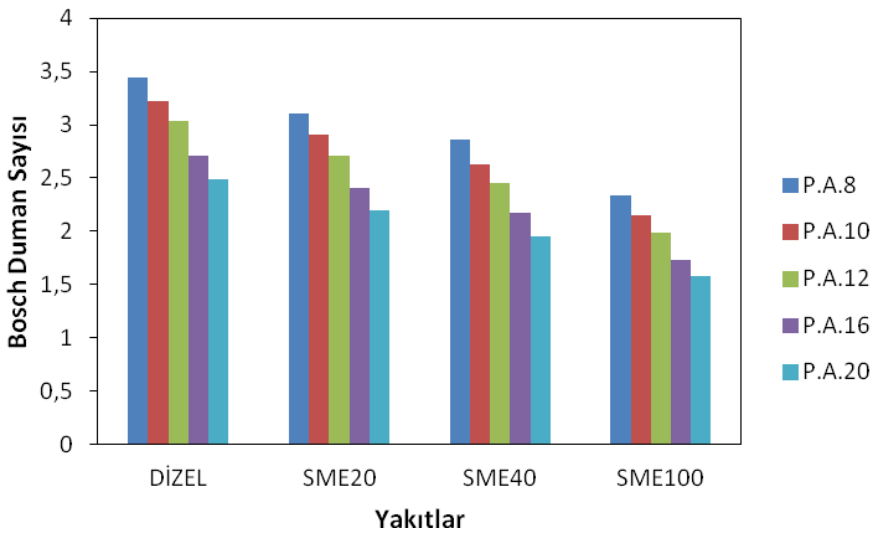
Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devri için farklı püskürtme avanslarında (ÜÖNÖ 8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) , dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için NO_x emisyonundaki değişim gösterilmektedir (Şekil 4.16). En düşük NO_x emisyonu püskürtme avansı 8^o'de dizel yakıtında 885.5 ppm, SME 20'de 1198 ppm, SME 40'da 1523.6 ppm ve SME 100'de 2190.2 ppm olarak elde edilmiştir. NO_x emisyonu yakıt içerisindeki karışım miktarının artması ile artış göstermektedir. Tüm püskürtme avanslarının ortalaması alındığında dizel yakıta kıyasla SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için NO_x emisyonunda sırası ile %29, %57.6 ve %116.4 oranlarında artma gözlenmektedir. Yanma sonucu ulaşılan yüksek sıcaklıklarda (1800 K) havanın içersindeki azotun oksijen ile reaksiyona girmesi sonucu azot oksitler oluşmaktadır. Biyodizelin özgül yakıt tüketiminin dizele göre daha yüksek olması ve yapısındaki oksijenin yakıtça zengin bölgelerde gerekli oksijeni sağlaması tam yanma bölgelerinin sayısını artırmakta, buna bağlı olarak yüksek ortam sıcaklığının elde edildiği bölge sayısı arttığından daha yüksek miktarda azot oksit oluşumuna neden olmaktadır (Özsezen ve Çanakçı, 2008).

Ayrıca biyodizelin viskozite değerinin daha yüksek olması yakıtın daha kötü atomizasyonuna neden olmaktadır. Silindir içerisinde iyi bir karışım elde edilemeyeceğinden kaliteli bir yanma gerçekleşmemekte ve tutuşma gecikmesi süresi artmaktadır. Tutuşma gecikmesi süresi boyunca silindire püskürtülen yakıtın birikmesi sonucu karışımın aniden yanmaya başlaması yanma sonu basıncı ve sıcaklıklarını çok fazla yükselterek NO_x emisyonlarının artmasına neden olmaktadır.



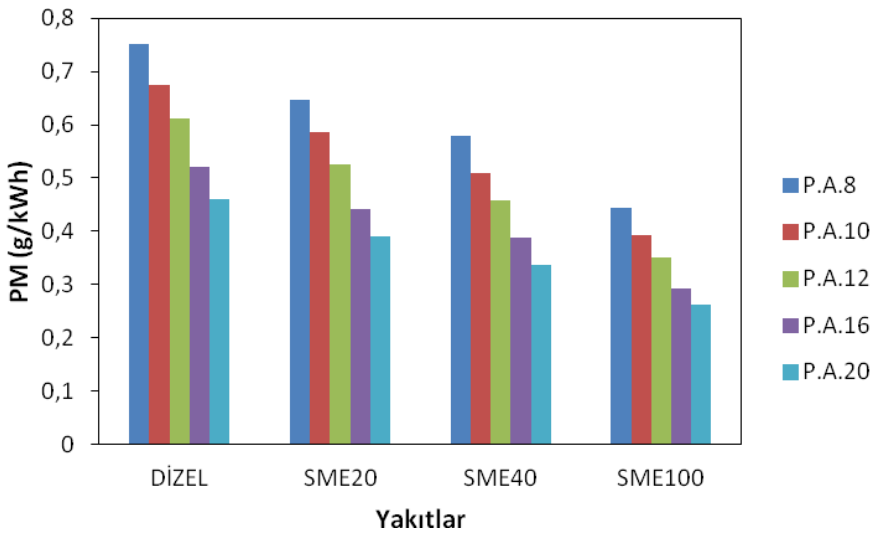
Şekil 4.16. Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devrinde farklı püskürtme avanslarında farklı yakıtlar için NO_x emisyonunun değişimi

Şekil 4.17'de maksimum motor momentinin elde edildiği motor devri için farklı püskürtme avanslarında (ÜÖNÖ 8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) , dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için bosch duman koyuluğundaki değişim gösterilmektedir. En düşük duman koyuluğu değerleri püskürtme avansı 20^o'de dizel yakıtında 2.48, SME 20'de 2.19, SME 40'da 1.94 ve SME 100'de 1.57 olarak elde edilmiştir. Karışımdaki biyodizel oranı arttıkça duman koyuluğu değeri azalmaktadır. Tüm püskürtme avanslarının ortalaması alındığında dizel yakıta kıyasla SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için duman koyuluğunda sırası ile %10.5, %19.1 ve %34.4 oranlarında azalma gözlenmektedir. Bu azalma biyodizelin dizel yakıta göre ortalama %10 oranında daha fazla oksijen içermesi nedeni ile yanma işleminin iyileşmesinden ayrıca dizele göre daha az aromatik ve sülfür içermesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.17. Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devrinde farklı püskürtme avanslarında farklı yakıtlar için duman koyuluğu emisyonunun değişimi

Şekil 4.18'de maksimum motor momentinin elde edildiği motor devri için farklı püskürtme avanslarında (ÜÖNÖ 8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o) , dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için bosch duman koyuluğundaki değişimi göstermektedir. En düşük PM emisyonu değerleri püskürtme avansı 20^o'de dizel yakıtında 0.46053 g/kWh, SME 20'de 0.39093 g/kWh, SME 40'da 0.336 ve SME 100'de 0.26171 g/kWh olarak elde edilmiştir. Karışımdaki biyodizel oranı arttıkça PM emisyonu azalmaktadır. Tüm püskürtme avanslarının ortalaması alındığında dizel yakıta kıyasla SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtları için duman koyuluğunda sırası ile %14.3, %25 ve %42.4 oranlarında azalma gözlenmektedir. Bu azalma biyodizelin dizel yakıta göre ortalama %10 oranında daha fazla oksijen içermesi nedeni ile yanma işleminin iyileşmesinden ayrıca dizele göre daha az aromatik ve sülfür içermesinden kaynaklanmaktadır.



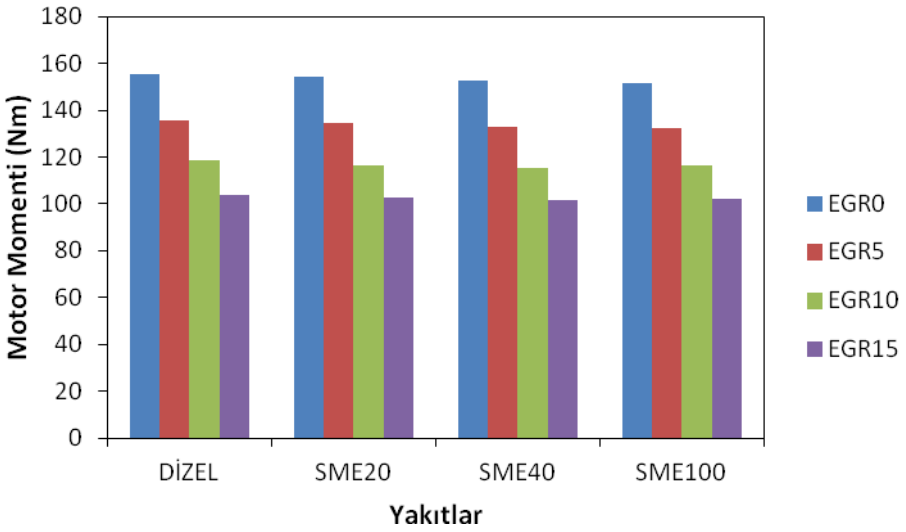
Şekil 4.18. Maksimum motor momentinin elde edildiği motor devrinde farklı püskürtme avanslarında farklı yakıtlar için PM emisyonunun değişimi

4.2.5. Egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) sisteminin performans ve emisyon parametrelerine etkisi

Bu bölümde standart püskürtme avansı olan 12°'de en yüksek motor momentinin elde edildiği devir olan 1000 devir için EGR oranlarının (%5, %10 ve %15) performans ve emisyonlara olan etkisi incelenmiştir.

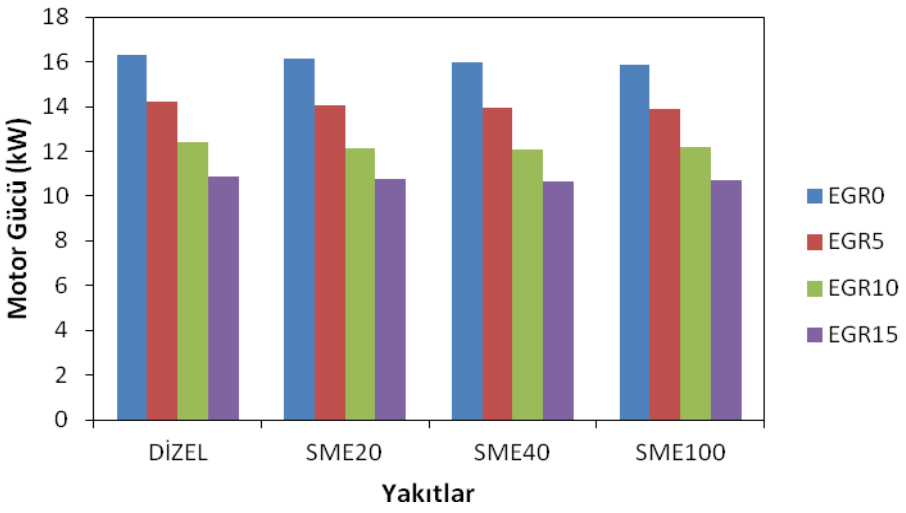
Tüm yakıtlarda EGR oranının artmasına bağlı olarak motor momentinde azalma meydana gelmektedir. EGR oranının motor momentine etkisi Şekil 4.19'da gösterilmektedir. %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile motor momentinde sırası ile dizelde %12.7, %23.7 ve %33.1, SME 20'de %12.8, %24.6 ve %33.2, SME 40'da %12.9, %24.5 ve %33.4 ve SME 100'de %12.5, %23.2 ve %32.6 oranlarında azalma meydana gelmiştir.

EGR uygulaması ile silindire gönderilen egzoz gazları karışımı seyreltip, yanma hızını yavaşlatmakta ve bu nedenle maksimum ısının meydana geldiği nokta gecikmektedir. Ayrıca egzoz gazları ısının bir miktarını çekeceğinden yanma sonu sıcaklığında azalma meydana gelmektedir. Karışımdaki oksijen miktarının azalması ve yanma veriminin düşmesine bağlı olarak motor momentinde azalma meydana gelmektedir.



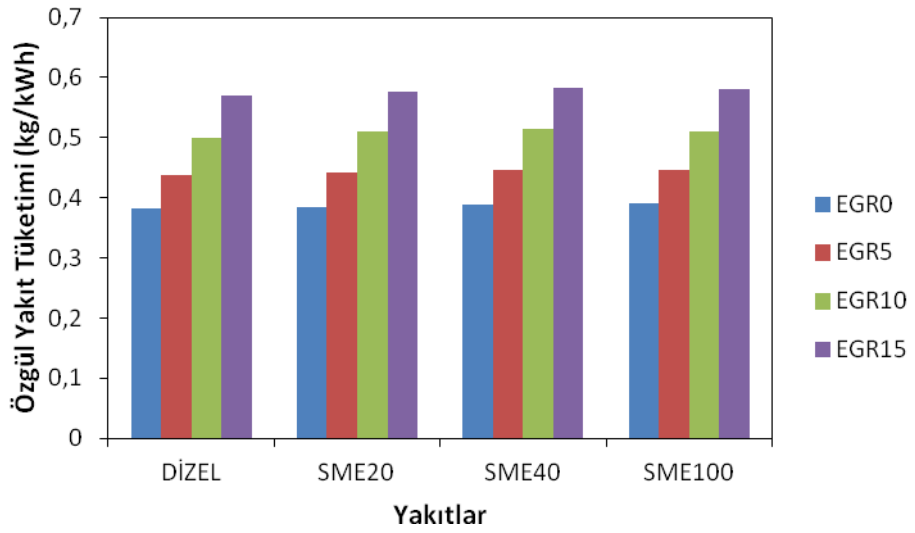
Şekil 4.19. Farklı yakıtlar için EGR oranlarının motor momentine etkisi

EGR oranının motor gücüne etkisi Şekil 4.20'de gösterilmektedir. Tüm yakıtlarda EGR oranının artmasına bağlı olarak motor gücü azalmaktadır. %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile motor gücünde sırası ile dizelde %12.7, %23.7 ve %33.1, SME 20'de %12.8, %24.6 ve %33.2, SME 40'da %12.9, %24.6 ve %33.4 ve SME 100'de %12.5, %23.2 ve %32.6 oranlarında azalma meydana gelmiştir. EGR uygulaması ile silindir içerisindeki taze dolgu bir miktar egzoz gazı ile seyreltilmekte, karışım fakirleşmekte ve buna bağlı olarak yanma hızı yavaşlamakta ve yanmadan gerekli verim alınamadığı için motor gücü azalmaktadır. Ayrıca silindir içi oksijen miktarının azalması da motor gücünde azalmaya neden olmaktadır.



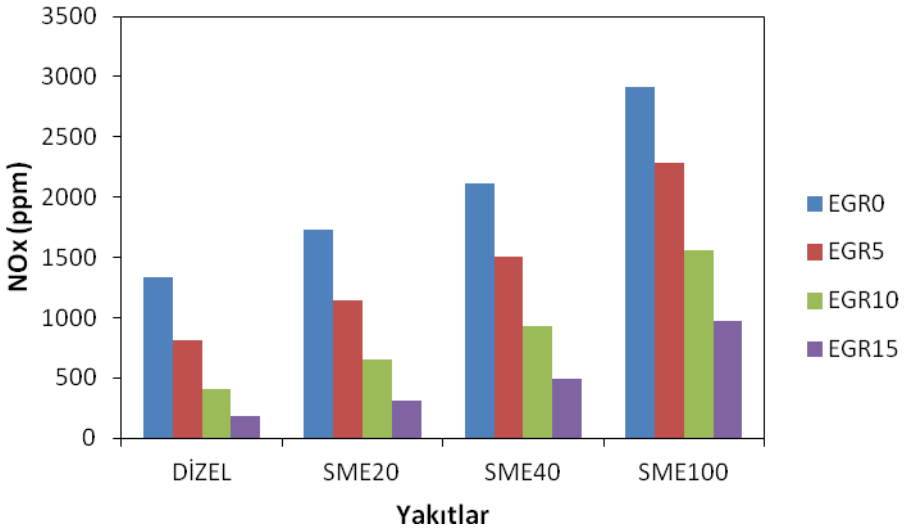
Şekil 4.20. Farklı yakıtlar için EGR oranlarının motor gücüne etkisi

Şekil 4.21'de EGR oranının özgül yakıt tüketimine etkisi gösterilmektedir. %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile özgül yakıt tüketiminde sırası ile dizelde %14.5, %31.1 ve %49.5, SME 20'de %14.7, %32.7 ve %49.8, SME 40'da %14.8, %32.7 ve %50.3 ve SME 100'de %14.3, %30.3 ve %48.3 oranlarında artma meydana gelmiştir. EGR sistemi karışımın oksijen miktarını ve yanma hızını düşürmektedir. Silindire püskürtülen yakıtın bir miktarı gerekli süre içerisinde yanamayacağı için yakıt tüketiminde kötüleşme meydana gelmektedir. Bunun sonucunda da artan EGR oranına bağlı olarak yakıt tüketiminde de o oranda artış görülmektedir.



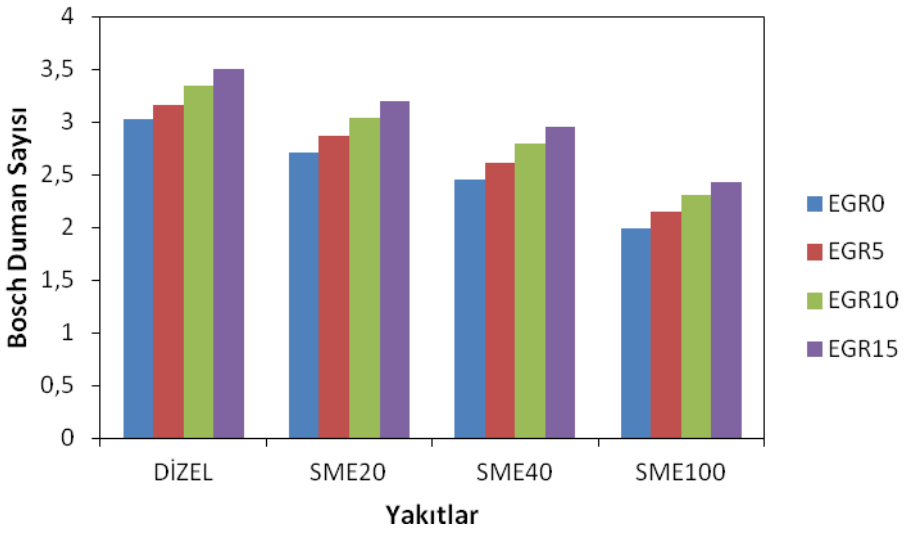
Şekil 4.21. Farklı yakıtlar için EGR oranlarının özgül yakıt tüketimine etkisi

EGR oranının azot oksit emisyonlarına etkisi Şekil 4.22'de gösterilmektedir. %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile azot oksit emisyonunda sırası ile dizelde %38.7, %69.1 ve %86.3, SME 20'de %34, %62.1 ve %82.1, SME 40'da %28.8, %58.1 ve %76.7 ve SME 100'de %21.7, %46.3 ve %66.8 oranlarında azalma meydana gelmiştir. Motorlarda NO_x, son alev cephesindeki sıcak gazlarda meydana gelmekte ayrıca oksijen yoğunluğunun yüksek olması da NO_x oluşumunu arttırmaktadır. EGR sistemi silindir içerisine bir miktar yanmış egzoz gazı gönderdiği için içerideki oksijen miktarını ve yanma hızını düşürmekte dolayısı ile maksimum silindir sıcaklığı azalmakta ve azot oksit emisyonları düşmektedir. Buna bağlı olarak EGR oranının artmasıyla NO_x emisyonlarında ciddi oranda azalma görülmektedir.



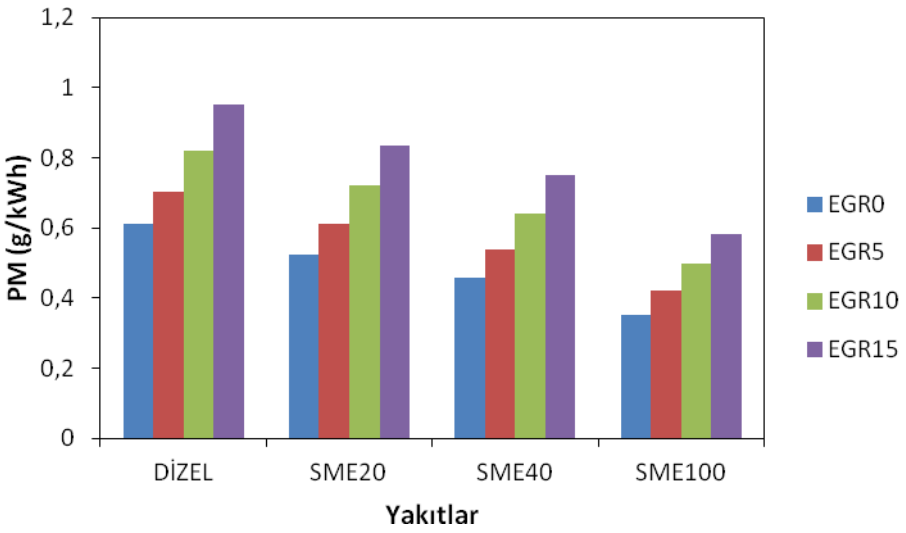
Şekil 4.22. Farklı yakıtlar için EGR oranlarının oranlarının NO_x emisyonuna etkisi

Duman koyuluğu emisyonunun EGR oranına göre değişimi Şekil 4.23'de gösterilmektedir. %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile duman koyuluğu emisyonunda sırası ile dizelde %4.4, %10.2 ve %15.7, SME 20'de %6, %12.2 ve %17.9, SME 40'da %6.2, %14 ve %20.3 ve SME 100'de %8.3, %15.9 ve %22.4 oranlarında artma meydana gelmiştir. EGR'nin silindir içindeki oksijen miktarını azaltması ve alev sıcaklığını dolayısıyla yanma hızını düşürmesi sonucu yakıtın oksidasyonunun tamamlanamaması nedeni ile duman koyuluğunda artış meydana gelmektedir.



Şekil 4.23. Farklı yakıtlar için EGR oranlarının oranlarının duman koyuluğu emisyonuna etkisi

Partikül maddeler; is, islere yapışmış hidrokarbonlar, sülfat, su ve kül gibi maddelerden meydana gelmektedirler (Topçu, 2008). PM emisyonunun EGR oranına göre değişimi Şekil 4.24'de gösterilmektedir. %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile PM emisyonunda sırası ile dizelde %14.4, %33.6 ve %55.5, SME 20'de %16.7, %37.1 ve %59.3, SME 40'da %17, %39.9 ve %63.5 ve SME 100'de %19.8, %41.9 ve %66 oranlarında artma meydana gelmiştir. EGR'nin silindir içindeki oksijen miktarını azaltması ve alev sıcaklığını dolayısıyla yanma hızını düşürmesi sonucu yakıtın oksidasyonunun tamamlanamaması nedeni ile PM emisyonunda artış meydana gelmektedir.



Şekil 4.24. Farklı yakıtlar için EGR oranlarının oranlarının oranlarının PM emisyonuna etkisi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarını kullanan bir dizel motorda püskürtme avansının (ÜÖNÖ 8^o, 10^o, 12^o, 16^o ve 20^o KMA) ve EGR oranlarının (%5, %10 ve %15) performans ve emisyonlara olan etkisi, tüm farklı ateşleme tipine sahip iki ve dört zamanlı içten yanmalı motorların çalışma proseslerinin optimizasyonu ve simülasyonunda kullanılabilen, motor silindirlerini açık sistem olarak kabul eden ve çok bölgeli termodinamik model olan Diesel-RK simülasyon programı kullanılarak teorik olarak analiz edilmiştir.

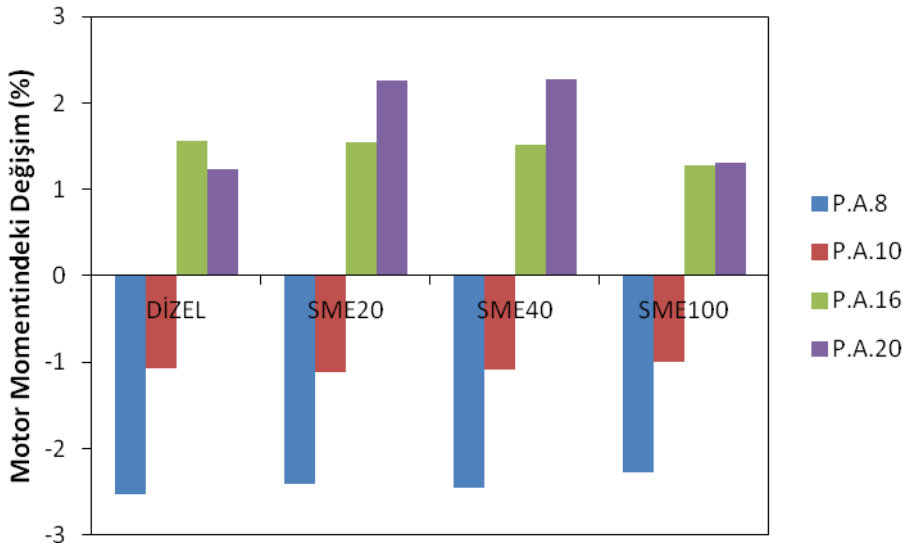
Soya yağı kullanımımın performans ve emisyonlara etkisi incelendiğinde standart püskürtme avansı olan 12^o'de aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

- Motor momenti dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.45, %1.26 ve %1.66 oranlarında azalmıştır.
- Motor gücü dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.44, %1.26 ve %1.66 oranlarında azalmıştır.
- Özgül yakıt tüketimi dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.45, %1.28 ve %1.69 oranlarında artmıştır.
- NO_x emisyonu dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında ortalama %33.2, %70.9 ve %157.9 oranında artmıştır.
- Duman koyuluğu emisyonu dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında %9.8, %17.6 ve %32.7 oranında azalmıştır.
- PM emisyonu dizel yakıta göre SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında %14.4, %24.7 ve %42.6 oranında azalmıştır.
- Avansın 20^o KMA'na alınması ile diğer püskürtme avans değerlerine göre performans parametrelerinde biyodizel karışımları dizel yakıta göre daha iyi sonuç vermektedir. 20^o püskürtme avansında motor momentinde dizel yakıta göre SME 20 yakıtında %0.55 artma, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.5 ve %1.60 oranlarında azalma, motor gücünde dizel yakıta göre SME 20 yakıtında %0.52 artma, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.28 ve %1.63 oranlarında azalma ve özgül yakıt tüketiminde dizel yakıta göre SME 40 ve SME 100 yakıtlarında sırası ile %0.27 ve %1.64

oranlarında artma gözlenirken SME 20 yakıtında %0.54 oranında azalma meydana gelmiştir.

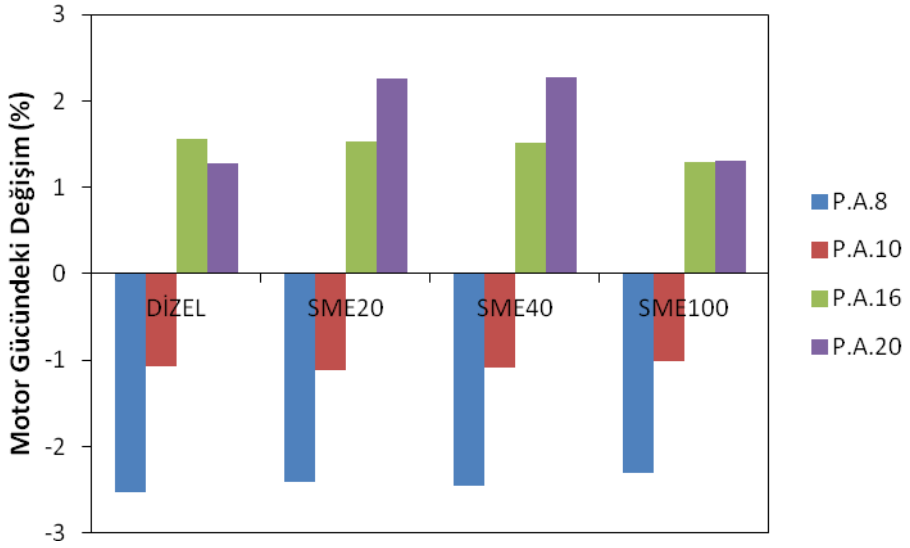
Püskürtme avansının performans ve emisyonlara etkisi incelendiğinde;

Şekil 5.1'de dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında standart püskürtme avansına (12^o) göre püskürtme avanslarının motor momentindeki değişimi gösterilmektedir. Püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile motor momentinde sırası ile ortalama dizel yakıtta %2.52 ve %1.07, SME 20'de %2.41 ve %1.11, SME 40'da %2.45 ve %1.09 ve SME 100'de %2.27 ve %1 oranında azalma, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa alınması ile sırası ile ortalama dizel yakıtta %1.55 ve %1.23, SME 20'de %1.54 ve %2.26, SME 40'da %1.51 ve %2.27 ve SME 100'de %1.28 ve %1.31 oranında artma elde edilmiştir.



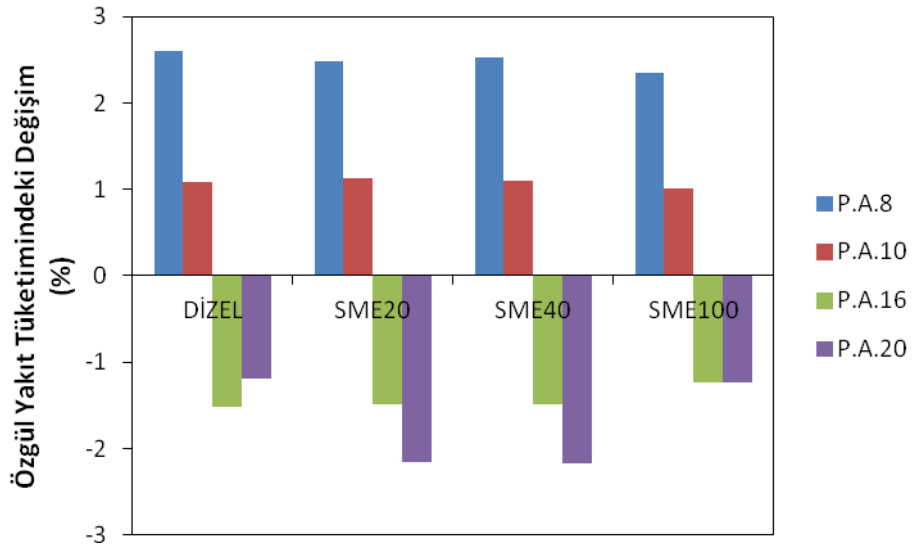
Şekil 5.1. Standart püskürtme avansına göre püskürtme avanslarının motor momentindeki değişimi

Şekil 5.2'de dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında standart püskürtme avansına (12^o) göre püskürtme avanslarının motor gücündeki değişimi gösterilmektedir. Standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile motor gücünde sırası ile ortalama dizel yakıtta %2.52 ve %1.07, SME 20'de %2.4 ve %1.11, SME 40'da %2.45 ve %1.09 ve SME 100'de %2.29 ve %1 oranında azalma, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye rötara alınması ile sırası ile ortalama dizel yakıtta %1.55 ve %1.27, SME 20'de %1.53 ve %2.26, SME 40'da %1.52 ve %2.27 ve SME 100'de %1.24 ve %1.31 oranında artma elde edilmiştir.



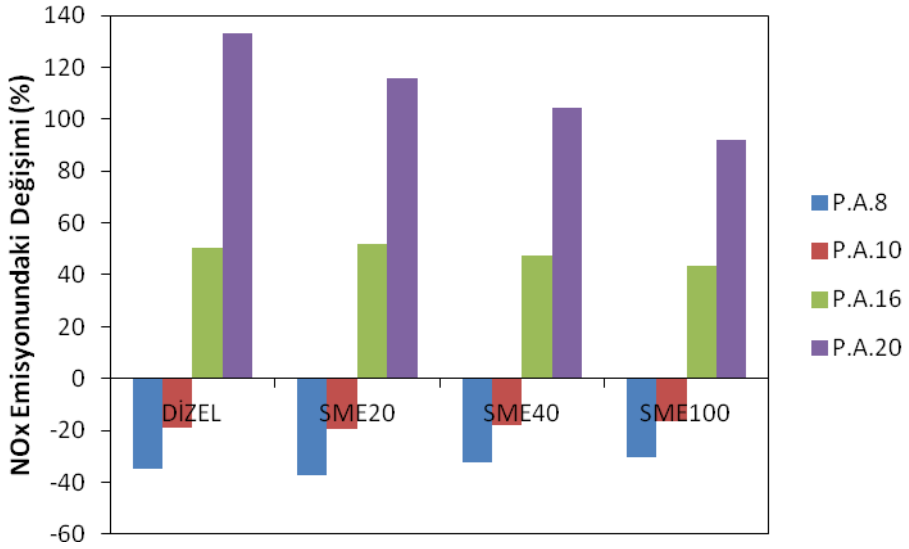
Şekil 5.2. Standart püskürtme avansına göre püskürtme avanslarının motor gücündeki değişimi

Şekil 5.3'de dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında standart püskürtme avansına (12^o) göre püskürtme avanslarının özgül yakıt tüketimindeki değişimi gösterilmektedir. Püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile özgül yakıt tüketiminde sırası ile ortalama dizel yakıtta %2.6 ve %1.08, SME 20'de %2.47 ve %1.13, SME 40'da %2.52 ve %1.1 ve SME 100'de %2.34 ve %1.01 oranında artma, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa alınması ile sırası ile ortalama dizel yakıtta %1.52 ve %1.18, SME 20'de %1.49 ve %2.15, SME 40'da %1.48 ve %2.17 ve SME 100'de %1.23 ve %1.22 oranında azalma meydana gelmiştir.



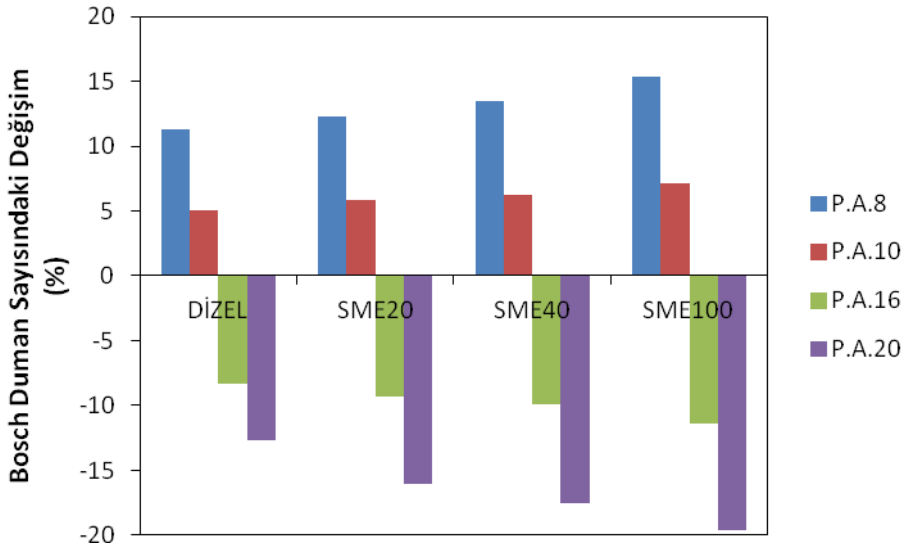
Şekil 5.3. Standart püskürtme avansına göre püskürtme avanslarının özgül yakıtındaki değişimi

Dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında standart püskürtme avansına (12^o) göre püskürtme avanslarının NO_x emisyonundaki değişimi Şekil 5.4'de gösterilmektedir. Standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile dizel için %34.5 ve %18.9, SME 20 için %37 ve %19.2, SME 40 için %32.1 ve %17.8 ve SME 100 için %30.5 ve %16.6 oranlarında azalma, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa alınması ile dizel için %50.6 ve %132.9, SME 20 için %51.9 ve %116, SME 40 için %47.2 ve %104.5 ve SME 100 için %43.3 ve %92 oranlarında artma elde edilmiştir.



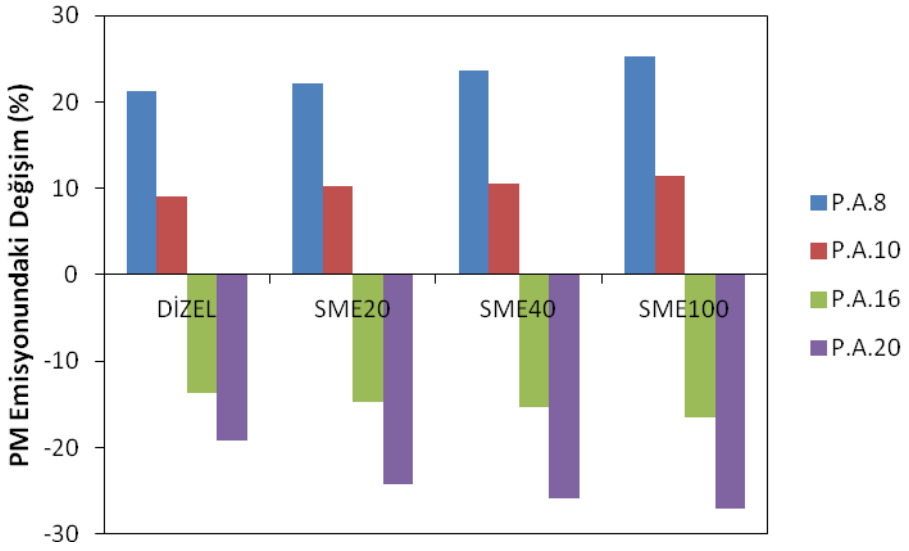
Şekil 5.4. Standart püskürtme avansına göre püskürtme avanslarının NO_x emisyonundaki değişimi

Dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında standart püskürtme avansına (12^o) göre püskürtme avanslarının duman koyuluğu emisyonundaki değişimi Şekil 5.5'de gösterilmektedir. Standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile dizel için %11.2 ve %5.06, SME 20 için %11.2 ve %5.8, SME 40 için %13.5 ve %6.2 ve SME 100 için %15.3 ve %7.1 oranlarında artma sağlanırken püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa alınması ile dizel için %8.3 ve %12.7, SME 20 için %9.3 ve %16, SME 40 için %9.9 ve %17.5 ve SME 100 için %11.3 ve %19.3 oranlarında azalma elde edilmiştir.



Şekil 5.5. Standart püskürtme avansına göre püskürtme avanslarının duman koyuluğu emisyonundaki değişimi

Şekil 5.6'da dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında standart püskürtme avansına (12^o) göre püskürtme avanslarının PM emisyonundaki değişimi gösterilmektedir. Standart püskürtme avansına göre püskürtmenin 8^o ve 10^o'ye rötara alınması ile dizel için %21.3 ve %9.1, SME 20 için %22.1 ve %10.1, SME 40 için %23.6 ve %10.5 ve SME 100 için 25.3 ve %10.3 oranlarında artma, püskürtmenin 16^o ve 20^o'ye avansa ile dizel için %13.7 ve %19.2, SME 20 için %14.7 ve %24.2, SME 40 için %15.3 ve %25.7 ve SME 100 için %16.5 ve %27 oranlarında azalma meydana gelmiştir.



Şekil 5.6. Standart püskürtme avansına göre püskürtme avanslarının PM emisyonundaki değişimi

Maksimum motor momentinin elde edildiği devir olan 1000 dev/d için dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında püskürtmenin avansa alınması ile silindir basıncı artmaktadır. En yüksek silindir basıncı ÜÖNÖ 20^o KMA püskürtme avansında dizel için 75.81 bar, SME 20 için 76.84 bar, SME 40 için 77.34 bar ve SME 100 için 81,88 bar olarak elde edilmiştir.

Maksimum motor momentinin elde edildiği devir olan 1000 dev/d için dizel, SME 20, SME 40 ve SME 100 yakıtlarında püskürtmenin avansa alınması ile silindir içi sıcaklık artmıştır. En yüksek silindir sıcaklığı ÜÖNÖ 20^o KMA püskürtme avansında dizel için 1994.2 K, SME 20 için 2000.6 K, SME 40 için 2003.2 K ve SME 100 yakıtı için 2011.2 K olarak elde edilmiştir.

Maksimum motor momentinin elde edildiği 1000 dev/d ve standart püskürtme avansı olan 12^o'de EGR kullanımının performans ve emisyonlara etkisi incelendiğinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

- %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile motor momentinde sırası ile dizelde %12.7, %23.7 ve %33.1, SME20'de %12.8, %24.6 ve %33.2, SME40'da %12.9, %24.5 ve %33.4 ve SME100'de %12.5, %23.2 ve %32.6 oranlarında azalma meydana gelmiştir.
- %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile motor gücünde sırası ile dizelde %12.7, %23.7 ve %33.1, SME20'de %12.8, %24.6 ve %33.2, SME40'da %12.9, %24.6 ve %33.4 ve SME100'de %12.5, %23.2 ve %32.6 oranlarında azalma meydana gelmiştir.
- %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile özgül yakıt tüketiminde sırası ile dizelde %14.5, %31.1 ve %49.5, SME20'de %14.7, %32.7 ve %49.8, SME40'da %14.8, %32.7 ve %50.3 ve SME100'de %14.3, %30.3 ve %48.3 oranlarında artma meydana gelmiştir.
- %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile azot oksit emisyonunda sırası ile dizelde %38.7, %69.1 ve %86.3, SME20'de %34, %62.1 ve %82.1, SME40'da %28.8, %58.1 ve %76.7 ve SME100'de %21.7, %46.3 ve %66.8 oranlarında azalma meydana gelmiştir.
- %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile duman koyuluğu emisyonunda sırası ile dizelde %4.4, %10.2 ve %15.7, SME20'de %6, %12.2 ve %17.9, SME40'da %6.2, %14 ve %20.3 ve SME100'de %8.3, %15.9 ve %22.4 oranlarında artma meydana gelmiştir.

- %0 EGR oranına göre %5, %10 ve %15 EGR uygulaması ile PM emisyonunda sırası ile dizelde %14.4, %33.6 ve %55.5, SME20'de %16.7, %37.1 ve %59.3, SME40'da %17, %39.9 ve %63.5 ve SME100'de %19.8, %41.9 ve %66 oranlarında artma meydana gelmiştir.

5.2. Öneriler

İçten yanmalı motorların tasarımında deneysel çalışmalar hem zaman alıcı hem de pahalı olmaktadır. Bu nedenle gerçeğe yakın birçok modelleme ve hesaplama teknikleri geliştirilmiştir. Bu çalışmada modelleme programlarından birisi olan Diesel-RK programı kullanılmış ve gerçeğe yakın sonuçlar bulunmuştur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) tekniği kullanılarak yapılan modellemelere göre daha az zaman alan bu modelleme tasarımcılara bir fikir vermesi açısından kullanılabileceği bu çalışma ile gösterilmiştir. Ancak bilindiği üzere HAD ile yapılan modelleme daha gerçekçi olmaktadır. Fakat daha fazla bilgisayar kapasitesi ve çözümleme zamanı almaktadır. Bütün bunlar dikkate alındığında Diesel-RK ile yapılan modellemelerde kabul edilebilir seviyededir.

Bu çalışmada alınan parametreler dikkate alınarak farklı püskürtme avansları ve EGR oranlarında HAD ile de modelleme yapılarak bu çalışmada yapılan sonuçlar karşılaştırılabilir ve motor tasarımcısına daha ayrıntılı ve güvenilir bilgiler verilebilir. Bunun yanında gelişmiş bir motor performans deney setinde aynı parametreler göz önüne alınarak deneyler yapılarak bu çalışmaların doğruluğu kontrol edilebilir.

KAYNAKLAR

Abd Alla, G. H., 2002, Computer Simulation of a Four Stroke Spark Ignition Engine, *Energy Conversion and Managemen*t, 43, 1043-1061.

Acaroğlu, M., 2007, Alternatif enerji kaynakları, Nobel Yayınları, No;1253, 353.

Agarwal A.K., Singh S.K., Sinha S., Shukla M.K., 2004, Effect of EGR on the exhaust gas temperature and exhaust opacity in compression ignition engines, *Sadhana,* 29, 275–284.

Akdere, Y., 2006, Soya yağı metil esterinin dizel motorlarda yakıt olarak kullanımının deneysel olarak araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Balıkesir.

Aktas, A. Sekmen, Y., 2008, Biyodizel ile Çalışan Bir Dizel Motorda Yakıt Püskürtme Avansının Püskürtme ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 23, 199-206.

Alahmer, A., Yamin, J., Sakhrieh, A. and Hamdan, M.A., 2010, Engine performance using emulsified diesel fuel, *Energy Conversion and Management,* 51, 1708–1713

Alkidas, A.C., 1984, Relationship between smoke measurements and particular measurements, *SAE,* paper No.840412.

Altın, İ., 2004, İki Bujili Ateşleme Sistemine Sahip Bir Benzin Motorunun Sanki-Boyutlu İki Bölgeli Termodinamik Çevrim Modeli, Yüksek Lisans Tezi, *K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü*, Trabzon.

Bari, S., Yu, C.W., Lim, T.H., 2003, Effect of fuel injection timing with waste cooking oil as a fuel in a direct injection diesel engine, *Journal of Automobile Engineering*, 218, 160-172

Büyükkaya, E., Cerit, M., 2008, Experimental Study of NOx Emissions and Injection Timing of a Low Heat Rejection Diesel Engine *International Journal of Thermal Sciences,* 47, 1096-1106.

Can, Ö., Çelikten, İ., Usta, N., 2004, Effects of ethanol addition on performance and emissions of a turbocharged indirect injection Diesel engine running at different injection pressures, *Energy Conversion and Management*, 45, 2429-2440.

Debnath, B. K., Sahoo, N., Saha, U. K., 2013, Thermodynamic analysis of a variable compression ratio diesel engine running with palm oil methyl ester, *Energy Conversion and Management,* 65, 147-154.

Donghui, Qi, Leick, M., Liu, Y., Lee, C.F., 2011, Effect of EGR and injection timing on combustion and emission characteristics of split injection strategy DI-diesel engine fueled with biodiesel, *Fuel,* 90, 1884-1891.

Ganapathy, T., Gakkhar, R. P., Murugesan, K., 2011, Influence of injection timing on performance, combustion and emission characteristics of Jatropha biodiesel engine, *Applied Energy*, 88, 4376-4386.

Hamdan, M.A. and Runa Haj Khalil, 2010, Simulation of compression engine powered by biofuels, *Energy Conversion and Management*, 51, 1714–1718.

Haşimoğlu C., İçingür Y., Öğüt H., 2002, Dizel Motorlarında Egzoz Gazları Resirkülasyonunun (EGR) Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Analizi, *Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences*, 26, 127–135.

Heywood, J.B., 1988, Internal combustion engine Fundamentals, McGraw-Hill, Singapore.

Hiroyasu, H., Miao, H., Hiroyasu, T., Mitunori, M., Kamiura, J., Watanbase, S., 2003, Genetic Algorithms Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Efficiency with Air Swirl, EGR, Injection Timing and Multiple Injections, *JSAE*, 20030248 SAE 2003-01-1853.

Hountalas D.T., Mavropoulos G.C., Binder K.B., 2008, Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions, *Energy*, 33, 272–283.

İlhan, M., 2007, Çift yakıtlı (Dizel ve Metanol) bir dizel motorda püskürtme avansının performans ve emisyonlara etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Jayashankara, B., Ganesan, V., 2010, Effect of fuel injection timing and intake pressure on the performance of a DI diesel engine – A parametric study using CFD, *Energy Conversion and Management*, 51, 1835-1848.

Kannan, G.R., Anand, R., 2012, Effect of injection pressure and injection timing on DI diesel engine fuelled with biodiesel from waste cooking oil, *Biomass and Bioenergy*, 1-10.

Kuleshov, A.S., Kozlov, A.V., Mahkamov, K., 2010, Self-Ignition delay Prediction in PCCI direct injection diesel engines using multi-zone spray combustion model and detailed chemistry, *SAE International*, draft.

Kuleshov, A.S., 2009, Multi-Zone DI diesel spray combustion model for thermodynamic simulation of engine with PCCI and high EGR level, *SAE International*, 1956.

Kuleshov, A.S., Mahkamov, K., 2008, Multi-zone diesel fuel spray combustion model for the simulation of a diesel engine running on biofuel, *Journel of Power and Energy*, Vol. 222.

Kuleshov, A. S., 2006, Use of multi-zone DI diesel spray combustion model for simulation and optimization of performance and emissions of Engines with multiple injection, *SAE International,* 1385.

Kuleshov, A. S., 2005, Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range, *SAE International*, 2119.

Labecki, L., Ganippa, L. C., 2012, Effects of injection parameters and EGR on combustion and emission characteristics of rapeseed oil and its blends in diesel engines, *Fuel*, 98, 15-28.

Lyshevsky, A.S., 1971, Fuel atomization in marine diesels, Leningrad, 248 p.

Maiboom A., Tauzia X., Hétet J.F., (2008), Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine, *Energy*, 33, 22–34.

Mani, M., Nagarajan, G., 2009, Influence of injection timing on performance, emission and combustion characteristics of a DI diesel engine running on waste plastic oil, *Energy*, 34, 1617-1623.

Minwafor, O., 2002, Effect of advanced injection timing on the performance of natural gas in diesel engines, *Sadhana*, Vol.25, Part.1, February.

Mohamed F. Al-Dawody, S.K. Bhatti, 2011, Effect of soybean oil biofuel blending on the performance and emissions of diesel engine using Diesel-RK software, *International Journal of Engineering Science and Technology,* 3(6), 4539-4555.

Mohammed, S. E., Baharom, M. B., A. Aziz, A. R., Firmansyah, 2011, The effects of fuel-injection timing at medium injection pressure on the engine characteristics and emissions of a CNG-DI engine fueled by a small amount of hydrogen in CNG, *International Journal of Hydrogen Energy,* 36, 11997-12006.

Murcak, A., Haşimoğlu, C., Çevik, İ., 2011, Benzin - Dizel Yakıtı Karışımlarının Farklı Püskürtme Avansları için Direkt Püskürtmeli Bir Dizel Motorunun Performansına Etkileri, *6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11),* Elazığ, Türkiye.

Nasim, M.N., Yarasu, R.B. and Yamin, J., 2010, Simulation of CI engine powered by neat vegetable oil under variable fuel inlet temperature, *Indian Journal of Science and Technology*, 3(4), 387-392.

Nwafor, O.M.I.; Rice, G.; Ogbonna, A.I.: "Effect of Advanced Ignition Timingon the Performance of Rapeseed Oil in Diesel Engines", *Renewable Energy*, 21 (2000) 433-444.

Özdalyan, B., Vural, E., Özer, S., 2011, Tek Silindirli Bir Dizel Motorunda Değişik Püskürtme Zamanlaması Değerlerinin Motor Performansına ve Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)* Cilt: 3, No: 3, 1-10.

Özsezen, A., N., Çanakcı, M., 2008, Atık kızartma yağından elde edilen metil esterin ön yanma odalı bir dizel motorda kullanımının performans ve emisyonlara etkisinin incelenmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Dergisi*, Cilt.23, No.2, 395-404.

Özsezen, A., N., Türkcan, A., Çanakçı, M., 2007, Ham ayçiçeği yağı kullanan bir dizel motorun performans ve emisyonları, *1. Ulusal Yağlı Tohumlu Bitkiler ve Biyodizel Sempozyumu 2007*, Samsun, 275-283.

Parlak, A., Yaşar, H., Haşimoğlu, C., Kolip, A., 2005, The effects of injection timing on NO_x emissions of a low heat rejection indirect diesel injection engine, *Applied Thermal Engineering*, Volume: 25. Issues 17-18, December, 3042-3052.

Parlak, A., Yasar, H., 2001, Maksimum Yanma Sıcaklığının Püskürtme Avansına Etkisi Üzerine Bir Teorik Çevrim Analizi, *Teknoloji*, 1-2, 159-164.

Peng H., Cui Y., Shi C., Deng K., (2008), Effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions during cold start of direct injection (DI) diesel engine, *Energy*, 33, 471–479.

Prasad Rao, G. A., Kaleemuddin, S., 2011, Development of variable timing fuel injection cam for effective abatement of diesel engine emissions, *Applied Energy,* 88, 2653-2662.

Pradeep V., Sharma R.P., 2007, Use of HOT EGR for NOx control in a compression ignition engine fuelled with bio-diesel from Jatropha oil, *Renewable Energy*, 32, 1136–1154.

Raheman, H., Ghadge, S.V., 2008, Performance of Diesel Engine with Biodiesel at Varying Compression Ration and Ignition Timing, *Fuel*, 87, 2659-2666.44

Rahman, M. M., Mohammed, M. K., Bakar, R.A., 2009, Effects of Air Fuel Ratio and Injection Timing on Performance for Four-Cylinder Direct Injection Hydrogen Fueled Engine, *European Journal of Scientific Research*, ISSN 1450-216X Vol.25 No.2, pp.214-225.

Rajasekar, E., Murugesan, A., Subramanian, R., Nedunchezhian, N., 2010, Review of NOx reduction technologies in CI engines fuelled with oxygenated biomass fuels, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 2113–2121.

Razleytsev, N. F., 1980, Combustion simulation and optimization in diesels, Kharkov: Vischa shkola, 169 p.

Saleh, H. E., 2009, Effect of exhaust gas recirculation on diesel engine nitrogen oxide reduction operating with jojoba methyl ester, *Renewable Energy,* 34, 2178-2186.

Sayın, C., Gümüş, M., 2011, Impact of compression ratio and injection parameters on the performance and emissions of a DI diesel engine fueled with biodiesel-blended diesel fuel, *Applied Thermal Engineering*, 31, 3182-3188.

Sayın, C., Özsezen, A. N., Çanakçı, M., 2010, The influence of operating parameters on the performance and emissions of a DI diesel engine using methanol-blended-diesel fuel, *Fuel*, 89, 1407-1414.

Sayın, C., İlhan, M., Çanakçı, M., Gümüş, M., 2009, Effect of injection timing on the exhaust emissions of a diesel engine using diesel-methanol blends, *Renewable Energy*, 34, 1261-1269.

Sayın, C., Uslu, K., Çanakcı, M., 2008, Influence of injection timing on the exhaust emissions of a dual-fuel CI engine, *Renewable Energy*, 33, 1314-1323.

Sezer, İ., 2008, Buji ateşlemeli motor çevrimine ekserji analizinin uygulanması, Doktora Tezi, *K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü*, Trabzon.

Shuai, S., Abani, N., Yoshikawa, T., Reitz, R. D., Park, S. W., 2009, Evaluation of the effects of injection timing and rate-shape on diesel low temperature combustion using advanced CFD modeling, *Fuel*, 88, 1235-1245.

Tongorn, S., 2007, Study on Avanced Injection Timing on a Dual Fuel Diesel Engine with Producer Gas for Power Generation, A Thesis Submitted In Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science, *The Sirindhorn International Thai-German Graduate School of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok*, Bangkok.

Topçu, A., 2008, Örnek dizel motorda motorin ve kanola yağından elde edilmiş biyodizel için EGR stratejilerinin karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Tsolakis A., Megaritis A., Wyszynski M.L., Theinnoi K., 2007, Engine performance and emissions of a diesel engine operating on diesel-RME (rapeseed methyl ester) blends with EGR (exhaust gas recirculation), *Energy*, 32, 2072–2080.

Uludağ, V.K., 2010, Biyodizel kullanımında püskürtme avansının performans ve emisyonlara etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Uslu, K., 2006, Dizel motorlarında farklı püskürtme avanslarında dizel yakıtı + etanol kullanımının performans ve emisyonlara etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Uyumaz, A., 2009, Pamuk yağı esaslı Biyodizel ile çalışan bir dizel motorunda yakıt püskürtme avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkileri, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.

Zeng, K., Huang, Z., Liu, B., Liu, L., Jiang, D., Ren, Y., Wang, J., 2006, Combustion characteristics of a direct-injection natural gas engine under various fuel injection timings, *Applied Thermal Engineering*, 26, 806-813.

Zheng M., Reader G.T., Hawley J.G., 2004, Diesel Engine Exhaust Gas Resirculation – A Review on Advanced and Novel Concept, *Energy Conversion & Management*, 45, 883-900.

http://www.mercar.com.tr/dizel2.doc [Ziyaret Tarihi: 28 Şubat 2012].

http://www.samarins.com/glossary/egr.html [Ziyaret Tarihi: 15.03.2013].

http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php

http://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2007:171:0001:0016:EN:PDF [Ziyaret Tarihi: 23.03.2013].

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Hamza AÇIKALIN
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : İzmir - 22.09.1988
Telefon : 05057112939
Faks : -
e-mail : hacikalin@hotmail.com, acikalinhamza@gmail.com

EĞİTİM

Derece		Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	:	İzmir Motor Teknik Lisesi, Konak, İzmir	2006
Üniversite	:	S.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi, Selçuklu, Konya	2010
Yüksek Lisans	:	S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Selçuklu, Konya	Tez Aşaması

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2009	Özenir Motorlu Araçlar Servisi, İzmir	Mekanik-Servis Danışmanlığı
2008	Gökmen Makina, İzmir	CNC operatör

UZMANLIK ALANI

- İçten Yanmalı Motorlar

YABANCI DİLLER

- İngilizce (Başlangıç Seviyesi)

YAYINLAR

Açıkalın, H., Kahraman, A., Canlı, E., 2012, Theoretical investigation of soybean methyl esther blends as an alternative fuel for compression ignition engines via Diesel-RK software, *6th International Ege Energy Symposium & Exhibition, 28-30 June 2012, Izmir*, 55-64.

Canlı, E., Kahraman, A., Açıkalın, H., 2012, Effects of Exhaust Gas Recirculation on Engine Performance and Emissions Characteristics For The Soybean Methyl Esther Blend Via Diesel-RK Software, *12. Uluslararası Yanma Sempozyumu ICS 2012*, Kocaeli.