

**KÜÇÜK HACMLİ BRD ZEL MOTORUNDA
DEKAVANSLARDAKİ PÜSKÜRTMENİN
MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ
EMİSYONLARINA ETKİSİNİN
DENEYSEL ANALİZİ**

**2009
YÜKSEK LİSANS TEZ
MAKALE TİM**

Erdoğan VURAL

**KÜÇÜK HACMLİ BRD ZEL MOTORUNDA DEKAVANSLARDAKİ
PÜSKÜRTMENİN MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ
EMİSYONLARINA ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

Erdiñ VURAL

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır.**

**KARABÜK
Haziran 2009**

Erdinç VURAL tarafından hazırlanan "KÜÇÜK HACMLİ BRD ZEL MOTORUNDA DEK AVANSLARDAKİ PÜSKÜRTMENİN MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ EMİSYONLARINA ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Bülent ÖZDALYAN

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışmada, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. .../.../2009

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

imzası

Başkan: Doç. Dr. M. Bahattin ÇELİK (K.B.Ü.)

Üye : Doç. Dr. Nizamettin KAHRAMAN (K.B.Ü.)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Bülent ÖZDALYAN (K.B.Ü.)

Tarih...../...../2009

KBÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu bu tez ile Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Doç. Dr. Süleyman GÜNDÜZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildi ini ve sunuldu unu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdi i ekilde, bu çalı madan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptı ımı beyan ederim.”

Erdiç VURAL

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

**KÜÇÜK HACMLİ BİR DİZEL MOTORUNDA DEĞERLERİN AVANSLARDAKİ
PÜSKÜRTMENİN MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ
EMİSYONLARINA ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

Erdiñ VURAL

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalı**

Tez Danışmanı:

Yrd. Doç. Dr. Bülent ÖZDALYAN

Haziran 2009, 55 sayfa

Dizel motorlarının bazı parametreleri değerlendirilerek performans ve emisyonları iyileştirilebilir. Püskürtme zamanlaması motor performansı ve egzoz emisyonlarını etkileyen önemli parametrelerden birisidir.

Yapılan bu çalışmada; tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorunda statik enjeksiyon avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Motor testleri 15°, 19°, 23°, 27°, 31° KMA için iki hızlarda ve tam yükte yapılmıştır. Testlerde motor momenti, efektif güç, özgül yakıt tüketimi ile CO, CO₂, HC ve NO_x emisyonları ölçülmüştür. Deneyler sonucunda, 23°KMA

püskürtme avansında motor momenti ile efektif güçte artı ve özgül yakıt tüketiminde azalma elde edildi i görülmü tür.

Anahtar Kelimeler : Dizel motor, püskürtme avansı, motor gücü, motor performansı, egzoz emisyonları.

Bilim Kodu : 626.10.01

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THE EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE EFFECT IN A DIFFERENT ADVANCE OF SPRAYING TO ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS IN A SMALL VOLUME DIESEL ENGINE

Erdinç VURAL

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Machine Education

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. Bülent ÖZDALYAN

June 2009, 55 pages

By changing some parameters of diesel engines, performance and emissions can be improved. Injection timing is one of the most important parameters which effects engine performance and exhaust emissions.

In this study which was made, in a one - cylinder-direct injection diesel engine, the effect of static injection advance to engine performance and exhaust emissions were analysed as experimental. Engine tests were made in different speed and full load for 15°, 19°, 23°, 27°, 31° KMA. In this tests; moment of engine, effective power, specific fuel consumption and the emissions of CO, CO₂, HC and NO_x were measured. As a result of the tests; it was seen that rise of engine moment and

effective power and decrease in specific fuel consumption were got in 23° KMA injection advance.

Keywords : Diesel engine, injection advance, engine power, engine performance, exhaust emissions.

Science Code : 626.10.01

TE EKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca bana her türlü desteği sunan, bu tez çalışmamın olumunda büyük pay sahibi olan tecrübelerinden ve bilgilerinden yararlandığım danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Bülent ÖZDALYAN'a (Karabük Üniversitesi) ve görüşleriyle çalışmamı yönlendiren Otomotiv Anabilim Dalı hocalarım, Doç. Dr. M. Bahattin ÇELİK'e (Karabük Üniversitesi), Yrd. Doç. Dr. Abdurrezzak AKTAŞ'a (Karabük Üniversitesi) ve Araştırma Görevlisi Özgürhan DOĞAN'a (Karabük Üniversitesi), deneysel çalışmalarımın yanı sıra yardımlarını esirgemeyen arkadaşlarım Salih ÖZER, Erhan ŞAHİN, Nilay AKDENİZ, Fatma GÜL ve ismini yazamadığım diğer arkadaşlarıma, öğrenim hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme sonsuz teşekkür ederim.

Ç İNDEK İLER

Sayfa

KABUL	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TE EK KÜR	viii
Ç İNDEK İLER	ix
EK İLLER D Z N	xii
Ç ZELGELER D Z N	xiv
S İMGELER VE KISALTMALAR	xv
BÖLÜM 1	1
G R	1
BÖLÜM 2	3
L TERATÜR ÖZET	3
BÖLÜM 3	7
D ZEL MOTORLARINDA YANMA VE YANMAYA ETK İ EDEN PARAMETRELER	7
3.1. D ZEL MOTORLARINDA YANMA	7
3.1.1. Tutu ma Gecikmesi	8
3.1.2. Ani Yanma Safhası	8
3.1.3. Kontrollü Yanma Safhası	9
3.2. D ZEL MOTORLARINDA YANMAYA VE EGZOZ EM SYONLARINA ETK İ EDEN PARAMETRELER	10
3.2.1. Giri Basıncı ve Sıcaklı ı	10
3.2.2. Sıkı tırma Oranı	11
3.2.3. Püskürtme Avansı	12

3.2.4. Yakıtın Özellikleri	15
3.2.5. Soğutucu Akışkanın Sıcaklığı	16
3.2.6. Yakıt/hava Oranı	18
3.2.7. Girdap Oranı	20
3.2.8. Enjeksiyon Basıncı	22
3.2.9. Ağırlığı Doldurma	24
3.3. DİZEL MOTORLARINDA EMİSYONLAR	25
3.4. ISI BALANSI.....	27
BÖLÜM 4	31
MATERYAL VE METOT	31
4.1. MATERYAL.....	31
4.1.1. Deney Yeri.....	31
4.1.2. Deney Motoru	32
4.1.3. Deney Yakıtı	33
4.1.4. Enjeksiyon Avansının Değiştirilmesi	34
4.2. KULLANILAN ÖLÇÜ ALETLER	34
4.2.1. Motor Deney Seti ve Motor Dinamometresi	34
4.2.2. Egzoz Gaz Analizörü	35
4.2.3. Yakıt Tüketim Ölçme Düzenekleri	35
4.2.4. Kronometre	36
4.2.5. Ateşleme Avansı Ölçümünde Kullanılan Cihaz	36
4.2.6. Load-Cell.....	36
4.3. METOT.....	37
4.4. ÖRNEK HESAPLAMA	37
BÖLÜM 5	39
DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRME	39
5.1. MOTOR PERFORMANSLARI	39
5.1.1. Motor Momenti ve Gücünün Püskürtme Avansına Göre Değişimi	39
5.1.2. Motor Özgül Yakıt Tüketiminin Püskürtme Avansına Göre Değişimi	41

5.2.EGZOZ EMİSYONLARININ PÜSKÜRTME AVANSINA	
GÖRE DEĞERLENDİRMESİ	42
5.2.1. Hidrokarbon (HC) Emisyonlarının Püskürtme	
Avansına Göre Değeri	43
5.2.2. Karbonmonoksit (CO) Emisyonlarının Püskürtme	
Avansına Göre Değeri	44
5.2.3. Karbondioksit (CO ₂) Emisyonlarının Püskürtme	
Avansına Göre Değeri	45
5.2.4. Azot Oksit (NO _x) Emisyonlarının Püskürtme	
Avansına Göre Değeri	46
BÖLÜM 6	48
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	48
KAYNAKLAR	49
ÖZGEÇMİŞ	55

EKLER DİZİNİ

Sayfa

ekil 3.1. Bir dizel motoruna ait basınç -krank açısı değişimi	7
ekil 3.2. Giriş basıncının tutma gecikmesine etkisi	10
ekil 3.3. Sıkı tırma oranının basınç -krank açısı diyagramına etkisi	11
ekil 3.4. Sıkı tırma oranının fren özgül yakıt tüketimine etkisi	11
ekil 3.5. Sıkı tırma oranının duman miktarına etkisi	12
ekil 3.6. Püskürtme avansının basınç -krank açısı diyagramına etkisi	13
ekil 3.7. Dinamik enjeksiyon avansının motor performansına ve emisyonlara etkisi	14
ekil 3.8. Setan sayısının tutma gecikmesine etkisi	15
ekil 3.9. Setan sayısının NOx emisyonuna etkisi	16
ekil 3.10. Silindir ceket sıcaklığının basınç -krank açısı diyagramına etkisi	17
ekil 3.11. Yağ ve soğutma suyu sıcaklıklarının tutma gecikmesi süresine etkisi	17
ekil 3.12. Edeerlik oranının basınç -krank diyagramına etkisi	19
ekil 3.13. Edeerlik oranının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi	20
ekil 3.14. Girdap oranının basınç -krank diyagramına etkisi	21
ekil 3.15. Girdap oranının emisyonlara etkisi	21
ekil 3.16. Enjeksiyon basıncına bağlı olarak damlacık çapı değişimi	22
ekil 3.17. Yakıt hat basıncına bağlı olarak fren özgül yakıt tüketiminin değişimi	23
ekil 3.18. Enjeksiyon basıncına bağlı olarak NOx emisyonu değişimi	23
ekil 3.19. Enjeksiyon basıncının duman miktarına etkisi	24
ekil 3.20. Normal emili ve basınç dalga etkili ağı doldurmalı motorlarda tam yükte ölçülen performans ve fren özgül yakıt tüketimi	25
ekil 3.21. Direk püskürtmeli bir dizel motorunun egzozundaki kirletici konsantrasyonları	26
ekil 3.22. Bir motora birim zamanda giren ve çıkan enerjiler	28
ekil 3.23. Dizel motorlarında soğutma ile kaybedilen ısı	29

Sayfa

ekil 3.24. Direk enjeksiyonlu altı silindirli dizel motorundaki sürtünme kayıpları	30
ekil 4.1. Deney düzeneğinin genel görünümü	31
ekil 4.2. Deney düzeneğinin ematik görünümü	32
ekil 4.3. Deney motoru	33
ekil 4.4. Motor dinamometresi	34
ekil 4.5. Kontrol ünitesi	34
ekil 4.6. Egzoz gaz analiz ölçüm cihazı	35
ekil 4.7. Yakıt tüketim ölçüm düzeneği	36
ekil 4.8. Load-cell ve indikatörün görünümü	37
ekil 5.1. Değişik püskürtme avanslarında motor momentinin motor hızına göre değişimi	39
ekil 5.2. Değişik püskürtme avanslarında motor gücünün motor hızına göre değişimi	41
ekil 5.3. Değişik püskürtme avanslarında özgül yakıt sarfiyatının motor hızına göre değişimi	41
ekil 5.4. Değişik püskürtme avanslarında Hidrokarbonların (HC) motor hızına göre değişimi grafiği	43
ekil 5.5. Değişik püskürtme avanslarında Karbonmonoksidin (CO) motor hızına göre değişimi grafiği	44
ekil 5.6. Değişik püskürtme avanslarında Karbondioksitin (CO ₂) motor hızına göre değişimi grafiği	45
ekil 5.7. Değişik püskürtme avanslarında Azotoksit (NO _x) miktarının motor hızına göre değişimi grafiği	46

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Deney motorunun teknik özellikleri.....	33
Çizelge 4.2. MRU DELTA 1600L egzoz gaz analizörünün özellikleri.....	35

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılan bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

SİMGELER

c_p	Suyun özgül ısısı (kJ/kgK)
dp/da	Basınç artma oranı (MPa/°KMA)
Y/H	Yakıt-hava oranı
	Etkinlik oranı
n	Motor hızı (min ⁻¹)
L/h	Litre/saat
g/h	Gram/saat
kg/s	Kilogram/saniye Motor soğutma suyu debisi (kg/s)
\dot{m}_Y	Yakıtın debisi (kg/s)
V_K	Kurs hacmi (dm ³)
z	Silindir sayısı
M	Motor momenti (Nm)
P_e	Efektif güç (kW)
Q_T	Silindir içerisine birim zamanda sürülen toplam ısı (kW)
Q_e	Egzoz gazlarının birim zamanda taşıdığı ısı (kW)
Q_s	Motor soğutma suyuna birim zamanda geçen ısı miktarı (kW)
T_{m1}	Motor soğutma suyu girişi sıcaklığı (°C)
T_{m2}	Motor soğutma suyu çıkışı sıcaklığı (°C)
$T_ç$	Çevre sıcaklığı (°C)
T_{e1}	Motordan çıkan (egzoz manifoldundaki) egzoz gazının sıcaklığı (°C)
T_{e2}	Egzoz kalorimetresine giren egzoz gazı sıcaklığı (°C)
T_{e3}	Egzoz kalorimetresinden çıkan egzoz gazı sıcaklığı (°C)
T_{s1}	Egzoz kalorimetresine giren soğutma suyunun sıcaklığı (°C)

KISALTMALAR

T ₂	Egzoz kalorimetresinden çıkan so utma suyunun sıcaklı 1 (°C)
AÖN	Alt Ölü Nokta
FOEB	Fren Ortalama Efektif Basıncı (kPa)
FÖYT	Fren Özgöl Yakıt Tüketimi (g/kWh)
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
KMA	Krank Mili Açısı (°)
PB	Püskürtme Ba langıcı
PS	Püskürtme Sonu
SEA	Statik Enjeksiyon Avansı (°)
SS	Setan Sayısı
TG	Tutu ma Gecikmesi
TS	Türk Standartları
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
d/d	Devir/dakika

BÖLÜM 1

G R

Püskürtme zamanlaması veya püskürtmenin ba langıcı tüm motor kar akteristiklerini büyük oranda etkileyen çok önemli bir parametredir. Püskürtme zamanlaması hava - yakıtın karı ım kalitesini, dolayısıyla, kirletici emisyonları da kapsayan yanma olayını etkilemektedir. Gecikmi püskürtmenin maksimum silindir basıncını azalt tı 1 dü ük ısı transfer hızı ve dü ük yanma gürültüsüne yol açtı ı bilinmektedir. Ayrıca, gecikmi püskürtme dü ük silindir sıcaklıklarını do uraca ndan NOx emisyonlarını azaltacaktır. Ancak, gecikmi püskürtme yakıt tüketiminin ve is emisyonlarının artı ma neden olacaktır. [1].

Bugün üretici firmalar, ürettikleri araçların ekonomik ve çevreci olabilmesini sa layabilme gayreti içerisinde dirler. Bu amaçla, silindir içerisine alman yakıtın enerjisinden en yüksek seviyede yararlanabilmek, ve zararlı emi syon miktarlarını azaltabilmek için; çe itli çalı malar yapılmaktadır [2].

So utma sistemindeki suyun basıncı artırılarak, kaynama noktası yükseltilmi ve böylece motorların çalı ma sıcaklıklarını daha iyi kontrol edebilme olana ı sa lanabilmir. Ayrıca, elektrikli bir fan yardımıyla, su sıcaklı ı dolayısıyla motor parçalarının sıcaklıkları daha iyi kontrol edilebilmektedir. Bununla birlikte yine ısı kayıplarını azaltabilmek amacıyla seramik kaplamalı (adyabatik) motorlar kullanılmaktadır. Ayrıca, motorlarda güç artı ı sa lamasının yanı sıra egzoz gazlarının ta ıdıkları ısı enerjisinden de yararlanabilmesine mkân veren turbo doldurma sistemleri, günümüz dizel motorlarının bir parçası haline gelmi tir. Üstten kamlı motorların geli tirilmesiyle motor sürtünm elerini arttıran itici çubuklar ve külbüratör mekanizması gibi parçaların kullanılmasına ihtiyaç kalmamı tir. Ya lama ya lar üzerinde yapılan çalı malar ile sürtünmeyi ve motor parçalarındaki a ntıyı azaltan ya lar elde edilmi tir. Yapılan bu çalı malar i le

so utma suyu, egzoz ve sürtünmeler yoluyla olu an ısı kayıpları azaltılmaya çalı ılmı tır [2]

Karı ımın te kili ve yanma olayı, içten yanmalı motorların performansına etki eden en önemli faktörlerdendir. Motorun volümetrik veriminin arttırılabilmesi ve iyi bir karı ım te kili için uygun hava hareketleri sa layacak manifold ve supap tasarımı konusunda çalı malar yapılmaktadır. Ayrıca, yakıt sistemi ve yanma odası dizaynı üzerinde yapılan çalı malarla daha verimli, daha ekonomik, daha sessiz ve daha çevreci bir motor elde etme amacı vardır [2].

Dizel motorlarında, emme zamanında silindir içerisine yalnızca hava alınır. Alınan bu hava, 12/1 ile 22/1 oranında sıkı tırılarak; basınç ve sıcaklı ı yükseltilir. Basınç ve sıcaklı ı; arttırılmı hava çerisine yakıt enjekte edilerek, yakıtın hava ile karı ması ve yanması sa lanır. Yakıtın ısı enerjisinden optimum seviyede yararlanabilmek için; i zamanı ba langıcın da pistonun N' ye yakın oldu u bir anda (8°-10° KMA) maksimum basıncın olu ması istenir [3].

Yapılan bu çalı mada; tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorunda statik enjeksiyon avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi deneysel olarak incelenmi tir.

BÖLÜM 2

L TERATÜR ÖZET

çten yanmalı motorların bazı parametrelerinin de i tirilmesiyle, egzoz emisyonları ve yakıt ekonomisini dü ürme yönünde de i ik çalı malar yapılmı tır. Yapılan bu çalı malar dizel motorlarında de i ik püskürtme avansları ve basınçlarının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisinin ara tırılmasıdır.

Erdo an Pirelinin yaptı ı yüksek lisans tezindeki bu çalı mada, tek silindirli bir dizel motorun tam yükte de i ik püskürtme basınçlarında (200, 215 ve 230 bar) biodizelin dizel yakıtına farklı oranlarda ilavesinin (%25, %50 ve %75) motor performans ına etkileri ara tırılmı tır. Kar ıla tırma için motor hem %100 dizel hem de %100 biodizel ile çalı tırılmı tır. Deneyler sonunda %25 biodizel + %75 dizel, %50 biodizel + %50 dizel ve %75 biodizel + %25 dizel yakıt kar ımlarında püskürtme basıncı artıkça moment ve güç de %100 biodizel' e göre artı görülmü tür. Bunun yanı sıra %25 biodizel + %75 dizel, %50 biodizel + %50 dizel ve %75 biodizel + %25 dizel yakıt kar ımlarında püskürtme basıncının artmasıyla birlikte özgül yakıt tüketimlerinde iyile me görülmü tür. Özgül yakıt tüketimindeki bu iyile me 200 bar'daki %100 biodizel' in aynı püskürtme basıncındaki %100 dizel'e göre ortalama %18 olarak belirlenmi tir [4].

Abdurrezzak Akta ve Yakup Sekmen'in yaptıkları bu çalı mada, biodizelin yakıt olarak kullanıldı ı bir motorda püskürtme avansının motor performansı ve emisyonlarına etkileri dört zamanlı, tek silindirli bir dizel motorda ara tırılmı tır. Püskürtme zamanlaması 24,9, 26,6 ve 28,5°KMA için tam yükte motor moment, efektif güç, özgül yakıt tüketimi, egzoz gaz sıcaklıkları ile CO, HC ve NOx emisyonları ölçülmü tür. Biodizel ile çalı mada püskürtme avansının 26,6°KMA'ya artırılmasıyla motor moment ve efektif güçte yakla ık %6'ya kadar artı ve özgül yakıt tüketiminde %8'e kadar iyile me görülmü tür. Ayrıca, CO ve HC

emisyonlarında azalma elde edilirken, NO_x emisyonlarında %4–11 arasında de i en artı lar belirlenmi tir [5].

Adnan Parlak ve Halit Ya ar'ın yaptıkları bu çalı mada m aksimum yanma sıcaklı nın motor güç ve verimi üzerindeki etkisini tespit etmek amacıyla maksimum güç kriteri ve bu güce kar ılık gelen verimi dikkate alan bir teorik karma çevrim analizi yapılmı tir. Yanma sıcaklı ı artırıldı nda, çevrime verilen ısı miktarı sabit kabul edildi inde maksimum gücün ve o güce kar ılık gelen verimin hangi püskürtme avansına kaydı ı ara tırılmı tir. Maksimum yanma sıcaklı ı artırıldıkça, maksimum güç ve bu güce kar ılık gelen verimin püskürtme avansının küçülen de erlerinde elde edildi i görülmü tür [6].

Yakup çingür ve Duran Altıparmak' ın yaptıkları bu çalı mada 4 silindirli 4 zamanlı, turbo arlı direk püskürtmeli bir dizel motorunda, de i ik 46, 51, 54.5 ve 61.5 setan sayılarında ve 100, 150, 200 ve 250 bar püskürtme basıncındaki püskürtmenin, performans ve emisyonları incelenmi tir. En iyi s onuç setan sayısının 46' dan 61 e yükselttiklerinde ve 150 bar basınçta yapılan yanmadır. Bu ko ulardaki yanma sonucu emisyonlarda %10 azalma görülmü tür. Yanmanın iyile mesiyle birlikte CO azalmasına kar ın NO_x miktarı artmı tir [7].

Necmettin Karaku 'un yaptı ı bu çalı mada, dizel motorlarında kullanılan yakıtların kalitesinin ve özelliklerinin motor performansı ve emisyonlar üzerinde etkili oldu unu ortaya koymaktadır. Bu çalı mada, 4 silindirli 4 zamanlı direkt enjeksiyonlu bir dizel motoru üzerinde de i ik setan sayılı dizel yakıtlarının etkileri, de i ik artlar altında deneysel olarak incelenmi tir. Deneylerde, dizel yakıtı setan sayılan ve enjeksiyon basıncının de i tirilmesi sonucunda, duman miktarı ba ta olmak üzere di er emisyonlar üzerinde meydana gelen etkiler gözlenmi tir. Sonuçlar, setan sayısının 46'dan 61'e çıkarılması halinde motor torkunda ve gücünde % 5 civarında bir artı oldu unu göstermektedir. Setan sayısındaki artı a ba lı olarak NO_x emisyonlarında % 20, CO emisyonlarında % 5 civarı nda azalma, duman emisyonunda kısmi bir artma olmaktadır [8].

Gardner'in yaptığı çalışmada; motor dizayn parametrelerinin dizel motorunda yanmaya ve emisyonlara etkisi araştırılmıştır. İncelenen parametreler arasında yer alan yanma bağıncı zamanlaması, enjeksiyon avansı değerlendirilerek düzenlenmiştir. Yapılan deneyde; yanma bağıncı avansı alındığında tutama gecikmesinin, sadece yüksek hız ve fazla yük durumunda kısaldığı görülmüştür. Düşük hız, fazla yük ve yüksek hız az yük artlarında yanma bağıncı zamanının değerlendirilmesinin; tutama gecikmesine etkisi çok küçük olmuştur [35].

Yanma bağıncının avansa alınması durumunda emisyonlar incelendiğinde; partikül emisyonlarının oksidasyonunun oluşabilmesi için yeterli zaman sağlanacağından egzozdaki partikül miktarı azalmıştır. Partiküller, özellikle yüksek hız, az yük ve yüksek hız, fazla yük artlarında azalmıştır. Zamanlamasının avansa alınması ÜÖN dolaylarında daha erken bir yanma neticesinde yüksek yanma sıcaklığından dolayı NO_x emisyonları tüm hız-yük durumlarında daha yüksek olmaktadır. HC emisyonları; oksidasyon için gerekli zamanın artmasından, duman miktarı ise; yanmanın daha erken gerçekleşmesi ve yüksek sıcaklıktan dolayı genellikle azalmıştır [35].

Greeves'in yaptığı çalışmada, yakıt enjeksiyon oranının yanmaya etkisi araştırılmıştır. Deneysel akümülatör tip yakıt enjeksiyon sistemi kullanılan motorda, akümülatör basıncı 40 MPa'dan 100 MPa'ya kadar çeşitli kademelerde artırılarak, yakıt enjeksiyon oranındaki değişim tespit edilmiştir. Enjeksiyon basıncı arttıkça, yakıt enjeksiyon oranı artarken, enjeksiyon periyodu azalmıştır [41].

Aynı çalışmada; normal enjeksiyon oranında, enjeksiyon oranı değerlendirilerek duman, azotoksit, ve özgül yakıt tüketimindeki değişimler gözlemlenmiştir. Direkt enjeksiyonlu dizel motorunda, enjeksiyon avansı 20° den 10° rötara alındığında NO miktarının azaldığı ancak duman ve özgül yakıt tüketiminin arttığı görülmüştür. Duman miktarının kabul edilebilir bir seviyeye indirilmesi için, enjeksiyon oranının artırılması gerekmektedir. Bu amaçla; 10° rötarlı enjeksiyon avansında, enjeksiyon oranı artırıldığında duman ve özgül yakıt tüketiminin azaldığı görülmüştür [41].

Tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorunda 2000 min^{-1} , 5° enjeksiyon avansında, silindire püskürtülen yakıt miktarı 60 mm^3 çevrim artlarında, enjeksiyon oranı de i tirilerek; azotoksit, duman miktarı ve fren özgül yakıt tüketimindeki de i imler gözlemlenmi tir. Enjeksiyon oranı $2,5 \text{ mm}^3 / \text{KMA}$ 'dan $4 \text{ mm}^3 / \text{KMA}$ 'ya artırıldı nda; duman miktarının, CO ve fren özgül yakıt tüketiminin azaldı ı, NOx'in ise; arttı ı görülmü tür. Enjeksiyon oranı daha fazla arttırıldı nda duman miktarı, CO ve fren özgül yakıt tüketimi daha fazla azalmamı fakat NOx arttı tır [41].

Pischinger ve Cartellieri' nin yapımı oldukları çalı mada, dizel motorunda egzoz emisyonlarına yanma parametrelerinin etkisi ara tırılmı tır. Direkt enjeksiyonlu, sıkı tırma oranı 16,2/1 olan dizel motoru kullanılarak, 2600 min^{-1} motor devrinde, 0,69 e de erlik oranında ve $75 \text{ mm}^3 / \text{çevrim}$ yakıt püskürtülerek yapılan deneyde; dinamik enjeksiyon avansının fren özgül yakıt tüketimine, fren ortalama efektif basıncına ve emisyonlara etkisi incelenmi tir. Fren özgül yakıt tüketimi, belli bir dinamik enjeksiyon avansında minimum olmu , bu de erden itibaren avans arttırıldı nda veya azaltıldı nda tüketim arttı tır. Belli bir dinamik enjeksiyon avansı için fren ortalama efektif basıncı maksimum olmu bu de erin üstündeki ve altındaki avans de erlerinde azalmı tır. Dinamik enjeksiyon avansı r ö tara alındıkça NOx emisyonları azalmı , duman miktarı arttı tır [20].

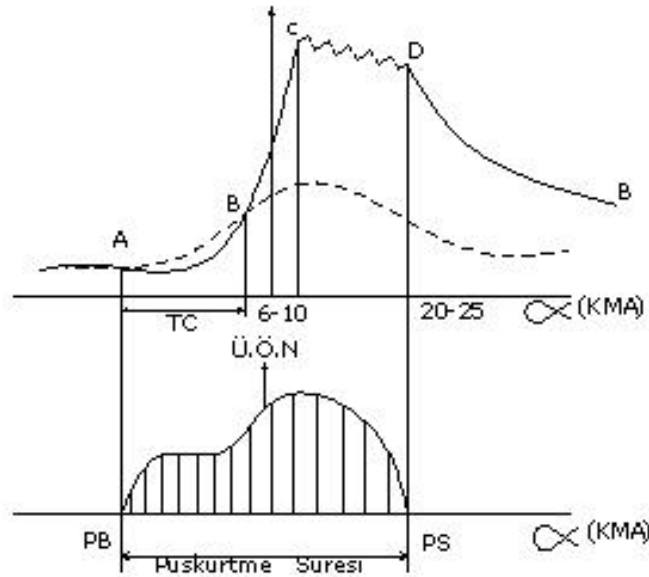
Süper arjlı bir motor kullanılarak, sabit yakıt-hava oranında (0,65) ve sabit giri sıcaklı nda yapılan deneyde, dinamik enjeksiyon avansının emisyonlara ve performansa etkisi ara tırılmı tır. Çevrim ba ına püskürtülen yakıt miktarı arttırıldıkça fren ortalama efektif basıncı arttırılmı tır. Aynı artlarda, dinamik enjeksiyon avansı 20° den 5° ye alındı nda fren ortalama efektif basıncı azalmı ve fren özgül yakıt tüketimi arttı tır. Çevrim ba ına püskürtülen yakıt arttıkça NOx emisyonu azalmı ve duman arttı tır. Aynı artlarda, dinamik enjeksiyon avansı 20° den 5° ye alındı nda, NOx emisyonları daha fazla azalmı fakat duman miktarı daha da arttı tır [20].

BÖLÜM 3

D ZEL MOTORLARINDA YANMA VE YANMAYA ETKİ EDEN PARAMETRELER

3.1. Dizel Motorlarında Yanma

Dizel motorlarında yanma olayı; yakıtın silindir içersine püskürtülmeye başladığı anda yanma ürünlerini egzoz supabından atılmaya başladığı ana kadar meydana gelen bir takım reaksiyonlardır. Bu reaksiyonlar; yakıtın püskürtüldüğü anda hacim genişlemesi nedeniyle parçalanması, hava ile karışması, buharlaşması, kendi kendine tutulması, yanması ve silindir içersindeki basınç ile sıcaklığın artmasına etkileri şeklinde özetlenebilir. Tüm bu olaylarda; motorun ve yakıt sisteminin dizaynı önemli bir etkiye sahiptir. Zira, silindire gönderilen yakıtın zamanlaması ve miktarının kontrolü yanmayı etkiler [1-9]. Dizel motorlarında yanma olayını Ricardo üç safhada incelemiştir [1-10].



ekil 3.1. Bir dizel motoruna ait basınç -krank açısı de i imi [1].

3.1.1. Tutu ma gecikmesi

Tutu ma gecikmesi safhası, yakıtın silindire püskürtülmeye başladığı andan (A noktası) silindir içerisindeki basıncın ani olarak artmaya başladığı ana (8 noktası) kadar geçen süreyi kapsar. Şekil 3.1 'deki dolu çizgi ile ifade edilen e ri hava -yakıt karışımı ile elde edilen basınç-krank açısı değişimini göstermektedir. Kesik çizgi ile ifade edilen e ri ise; yalnızca hava ile elde edilen basınç -krank açısı değişimidir. Burada; A-B noktaları arasındaki kesik çizgi ile dolu çizgi arasındaki fark, püskürtülen yakıtın buharlaşabilmesi için ısıyı üzerine alması nedeniyle oluşur. Buhar tabakasının oluşması esnasında, kendi kendine tutu manın ilk alev çekirdekleri meydana gelerek, basıncın ve sıcaklığın yükselmeye başlamasına neden olur. Tutu ma gecikmesini; fiziksel tutu ma gecikmesi ve kimyasal tutu ma gecikmesi olarak iki kısma ayırabiliriz. Fiziksel tutu ma gecikmesi, yakıtın parçalanması ve ısıyı üzerine alarak buharlaşması için geçen süredir. Kimyasal tutu ma gecikmesi ise; yakıtın parçalanarak buharlaşmasını takiben tutu ma yanmaya kadar meydana gelen ön reaksiyonların oluştuğu safhayı ifade eder [1 –11, 12, 13].

Tutu ma gecikmesi süresince, yakıt silindir içerisine püskürtülür ve tutu ma başlayıncaya kadar birikmeye devam eder. Reaksiyon hızlarının küçük olması nedeniyle meydana gelen basınç ve sıcaklık değişimleri ihmal edilebilecek düzeydedir [1,14].

Tutu ma gecikmesi süresi; sıkı tırlan havanın basınç ve sıcaklığına, yakıtın atomizasyonu, kalitesine, enjeksiyon avansına ve türbülansa bağlıdır [1 –13].

3.1.2 Ani Yanma Safhası

Ani yanma safhası, silindir içerisindeki basıncın ani olarak yükselmeye başladığı andan (B noktası) basıncın maksimum değerine ulaştığı ana (C noktası) kadar geçen süreyi kapsar. Bu safhada; silindirde tutu ma gecikmesi süresince biriken yakıtın ani olarak yanmasıyla, basınç çok hızlı bir yükseliş gösterir. Bu yanma hızı, basınç artma oranındaki (dp/dt) değişimi etkiler. Basınç-artma oranının değerinin 0,2–0,3

MPa / °KMA arasında olması istenir. Zira bu değer motorun yumuşak veya sert çalışmasını belirtir [1-14-11,12].

Ani yanma safhasında, basıncın artışı hızla tutulma gecikmesi süresine bağlıdır. Bu süre boyunca silindirde biriken yakıt miktarı arttıkça, basınç artma oranı da artar. Yüksek basınç artışı; motorun daha sert çalışmasına neden olur. Bu durum, "Dizel vuruntusu" olarak nitelendirilen gürültülü bir çalışma olarak kendini gösterir. Bu şekildeki çalışma, motor parçalarının zorlanmasına ve zamanla yorulmasına neden olur. Bu nedenle, maksimum basınç belli bir sınırdan tutulmalıdır. Tutulma gecikmesinin yanı sıra; basınç artışı silindir içindeki türbülansa, yakıtın atomizasyonuna ve hava ile karışımının ne derece olduğuna bağlıdır [1-11].

3.1.3 Kontrollü Yanma Safhası

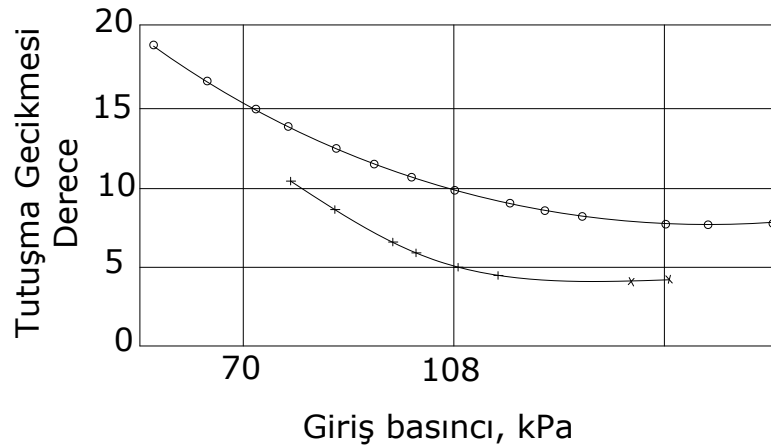
Kontrollü yanma safhası, maksimum basıncın oluştuğundan (C noktası) yanmanın büyük ölçüde tamamlandıktan sonra (D noktası) kadar geçen süreyi kapsar. Ani yanma safhası sonunda; silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık çok yüksek olduğundan, enjektörden püskürtülen yakıt oksijen bulamaz hemen yanar. Motor verimi açısından yanmanın, mümkün olduğunca ÜÖN'ye yakın bir zamanda tamamlanması gerekir. Bu açıdan yanmanın hızı, yakıt ile havanın birbiriyle karışmasına, dolayısıyla türbülansa, enjeksiyon karakteristiğine ve silindir içerisinde kalan oksijen miktarına bağlıdır. Bu safhada, basınç değişimi üzerinde pistonun ÜÖN'den uzaklaşmasının etkisi oldukça belirgindir ve basınç değişimi önemsizdir. Sıcaklık ise; maksimum değerine ulaşır [1-12-14,15].

Kontrollü yanmanın ardından, egzoz supabının açıldıktan sonra meydana gelen reaksiyonlar art yanma olarak nitelendirilir. Püskürtmenin sona ermesiyle silindir içerisinde kalan yakıt ve henüz yanmasını tamamlayamamış yanma ürünleri de türbülans ve oksijen miktarına bağlı olarak yanmaya devam ederler. Pistonun AÖN'ye doğru hareketiyle, önünde kafanın hacmin artmasıyla basınç ve sıcaklık giderek azalır. Art yanmanın, motor verimi açısından mümkün olduğunca kısa sürmesi istenir [1-11-14].

3.2. Dizel Motorlarında Yanmaya ve Egzoz Emisyonlarına Etki Eden Parametreler

3.2.1. Giriş Basıncı ve Sıcaklığı

Emme zamanında silindire alınan havanın giriş basıncı arttıkça, sıkı tırma sonucu basıncı ve sıcaklığı artırdığından tutuşma gecikmesi süresi azalır. Şekil 3.2'de giriş basıncının tutuşma gecikmesine etkisi görülmektedir. Giriş basıncının artmasıyla, silindire daha fazla hava alınacağından volümetrik verim de artar. Çeriye daha fazla yakıt püskürtülerek, güç arttırılabilir. Ancak, bu durum maksimum basıncın da artmasına neden olur [1-11-15].

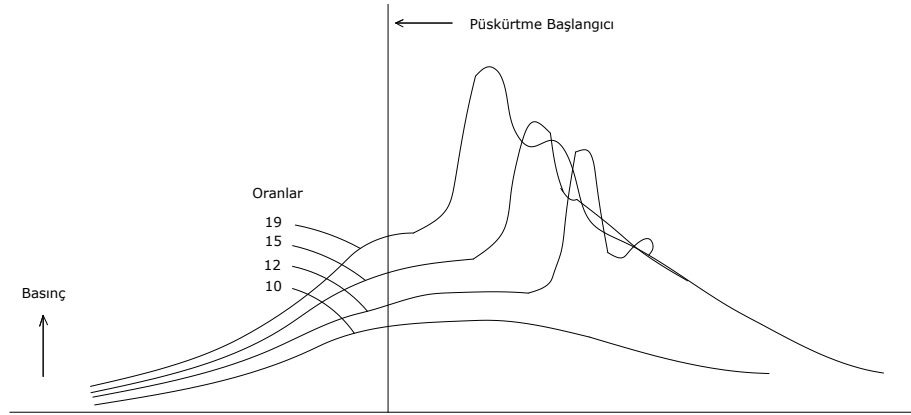


Şekil 3.2. Giriş basıncının tutuşma gecikmesine etkisi [4]. Sabit giriş sıcaklığı, düşük Y/H oranında sabit yakıt miktarı, A:Düz yanma odası B:Bölünmüş yanma odası

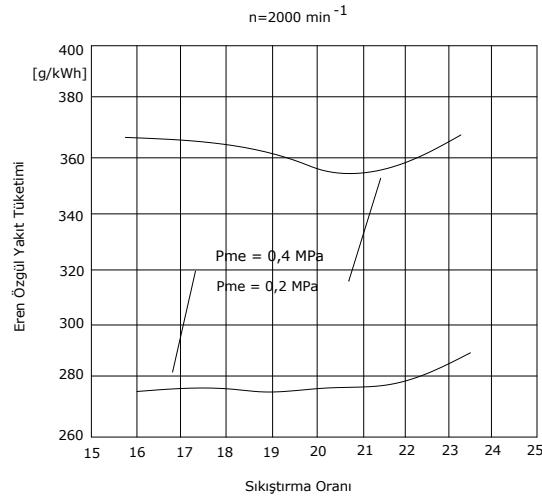
Şekil 3.2'te emilen hava sıcaklığının tutuşma gecikmesine etkisi görülmektedir. Giriş sıcaklığının artması da tutuşma gecikmesi süresinin azalmasına neden olur. Zira daha yüksek sıcaklıkta yakıt tanecikleri daha kolay buharlaşır. Fakat giriş sıcaklığı arttıkça havanın yoğunluğu azaldığından volümetrik verim azalır [1-11-15].

3.2.2. Sıkı tırma Oranı

Sıkı tırma oranının artması, sıkı tırma sonu basınç ve sıcaklığının yükselmesine neden olur. ekil 2.3'te sıkı tırma oranının açık indikatör diyagramına etkisi görülmektedir. Yüksek sıkı tırma oranında, maksimum basınç daha erken ve daha yüksek de erlere ula maktadır. Ancak, maksimum basıncın artması krank -biyel mekanizmasının daha dayanıklı yapılmasını gerektirir. Ayrıca, k ompresyon kaçaklarının artması ve motorun ilk harekete geçi inin zorla ması mekanik verimi azaltır [1-14,15].

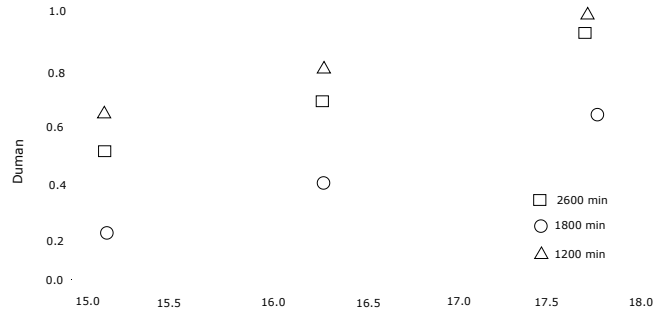


ekil 3.3. Sıkı tırma oranının basınç -krank açısı diyagramına etkisi [1]. 82,6x114,3 silindir, 600 min^{-1} $Y/H=0,05$ Püskürtme avansı= 12° .



ekil 3.4. Sıkı tırma oranının fren özgül yakıt tüketimine etkisi [17].

ekil 3.4'de sıkı tırma oranına ba lı olarak fren özgül yakıt tüketiminin de i mi görülmektedir. Sıkı tırma oranı arttıkça sıkı tırma sonu basınç ve sıcaklı ı artmaktadır. Buna ba lı olarak piston üzerine etki eden efektif basınç artmakta ve fren özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Ancak belirli bir sıkı tırma oranından sonra kompresyon kaçaklarının artması ve mekanik verimin azalmasıyla fren özgül yakıt tüketimi artmaya ba lamaktadır [16,17].



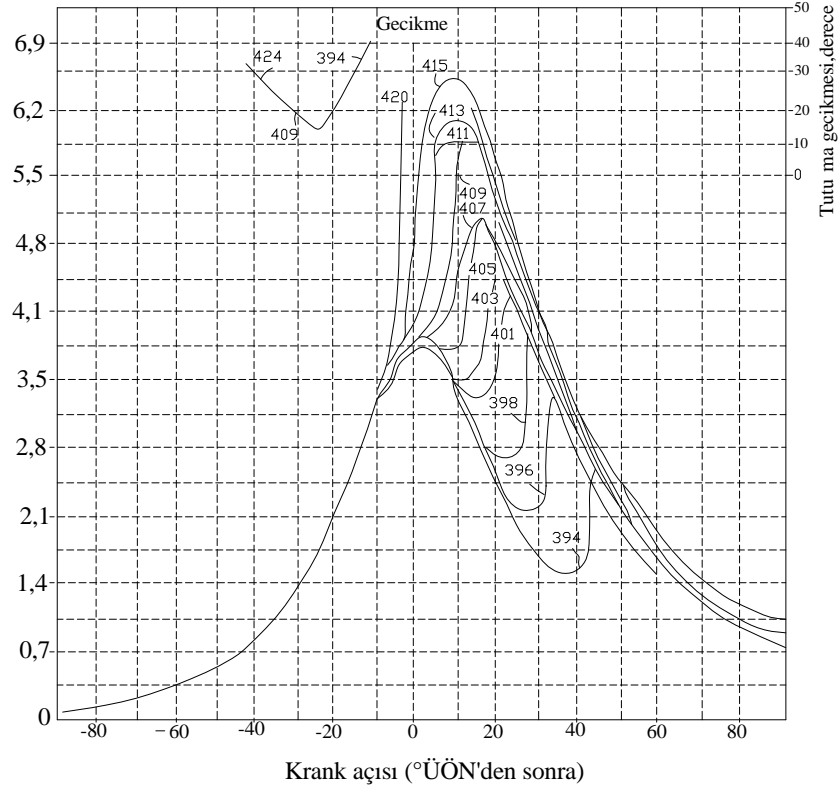
ekil 3.5. Sıkı tırma oranının duman miktarına etkisi [16].

ekil 3.5'de sıkı tırma oranına ba lı olarak duman miktarının de i mi görülmektedir. Sıkı tırma oranının artmasıyla duman miktarı da buna ba lı olarak artmaktadır. Zira sıkı tırma oranının artmasıyla yanma odası i çerisindeki girdabın azalması ve hava yakıt karı ım formasyonunun kötüle mesi duman miktarının artmasına neden olmaktadır [16,17].

3.2.3. Püskürtme Avansı

Püskürtme avansı, yakıtın kendi kendine tutu ması ve yanması sonucunda olu an maksimum basıncın, piston i zamanında ÜÖN' ye yakın oldu u bir anda olu ması için; yakıtın, sıkı tırma zamanı sonuna do ru silindir i çerisine enjekte edilmeye ba lanmasıdır.

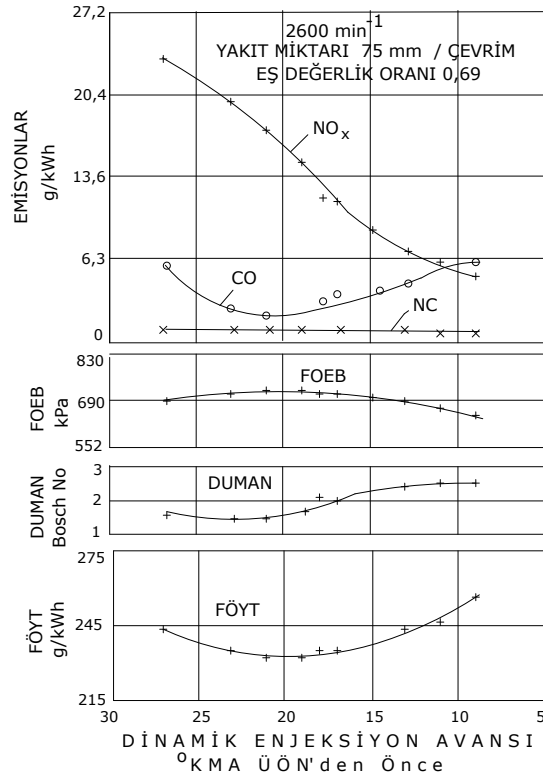
Optimum püskürtme avansı; motorun ve yakıt sisteminin dizaynına, silindire alınan havanın basıncına, sıcaklı na, motor yüküne ve devrine ba lıdır. Yani; sıkı tırma oranı, yanma odasının ekli ve püskürtme karakteristi kleri verilmesi gereken avans miktarını etkiler [14].



ekil 3.6. Püskürtme avansının basınç -krank açısı diyagramına etkisi [15].

Motorun çalı ma artlarına göre, verilmesi gereken avans miktarı arttırılacak olursa; yakıt, silindir içerisine püskürtülmeye ba landı ı anda silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık daha dü ük olaca ndan tutu ma gecikmesi süresi artar. Bu durumda; silindirde biriken yakıt, ani yanma safhasında yanaca ndan basınç artma oranı yükselir. Sonuç olarak; motor sert çalı aca ndan krank-biyel mekanizmasının zorlanmasına neden olur. Ayrıca, yanma sıcaklı ı arttı ndan NOx emisyonları artarken, HC emisyonları azalır [1-10-14,15-18].

Püskürtme avansı azaltılacak olursa; yakıtın silindir içerisine püskürtül meye ba landı ı anda, silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık daha yüksek olaca ndan tutu ma gecikmesi süresi azalır. Motor daha yumu ak çalı ır ancak yanmanın önemli bir kısmı kontrollü yanma safhasında olu ması ve pistonun ÜÖN'den uzakla ması nedeniyle motor gücü dü er. Yanma sıcaklı ı azaldı ndan NOx emisyonları azalırken, HC emisyonları artar [1-10-14-18].



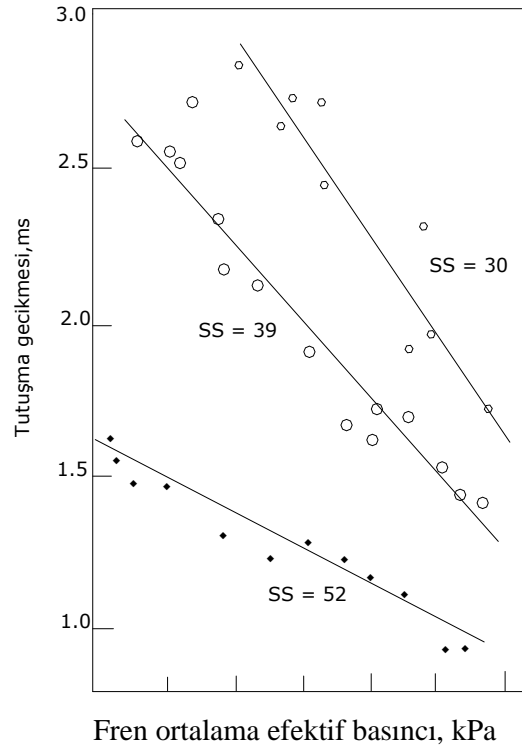
ekil 3.7. Dinamik enjeksiyon avansının motor performansına ve emisyonlara etkisi [20].

ekil 3.7'da dinamik enjeksiyon avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi görülmektedir. Bu grafikte yaklaşık olarak 20° dinamik enjeksiyon avansında fren özgül yakıt tüketiminin minimum olduğu ve bu noktada fren ortalama efektif basıncının en yüksek değerini aldığı görülmektedir. Bu avans değerinden itibaren avans rötara alındıkça ekil 3.7'de görüldüğü gibi hacim genişlemesi nedeniyle piston üzerine etki eden basınç azalmakta ve fren özgül yakıt tüketimi artmaktadır. 20° Dinamik enjeksiyon avansı değerinden itibaren avans arttıkça basınç artma oranı (dp/d) arttığından motor vuruntulu çalışmakta ve fren ortalama efektif basıncı azalmakta, fren özgül yakıt tüketimi ise; artmaktadır. Dinamik enjeksiyon avansının egzoz gazlarına etkisi incelendiğinde; avans, 9°'den itibaren artırıldıkça duman miktarı azalırken, NO_x emisyonlarının arttığı görülmektedir [16-19,20,21].

3.2.4. Yakıtın Özellikleri

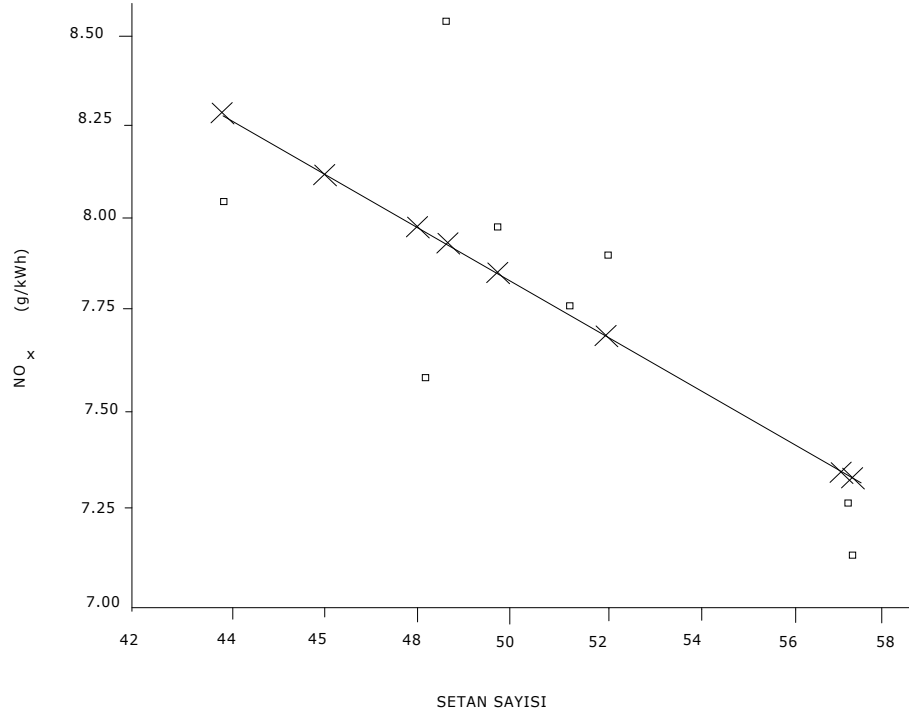
Dizel motorlarında yakıt olarak kullanılan motorin ve mazot, çeşitli hidrokarbon moleküllerinin bileşiminden oluşur. Bu hidrokarbonlardan, parafinik hidrokarbonlar, yakıtın setan sayısının yükselmesine neden olur. Setan sayısı, dizel yakıtının ateşlenme kalitesini yani tutuşma gecikmesini ifade eder [1-14-22].

Şekil 3.8'de, setan sayısının tutuşma gecikmesine etkisi görülmektedir. Setan sayısı yüksek olan yakıtın, tutuşma gecikmesi süresinin daha kısa olduğu görülmektedir. Tutuşma gecikmesinin kısalması, ani yanma safhasındaki basınç artma oranını azaltır. Yakıtın çözümlü, kontrollü yanma safhasında yandıktan silindir içerisinde oluşan maksimum basınç daha düşük olmaktadır. Ayrıca, tutuşma gecikmesinin azalmasıyla, karışımın soğulanabilmesi için daha az süre olması ve yakıtın yanma odası içerisinde iyi dağılması nedeniyle yanma hızı da azalır [1,9-11-22-23].



Şekil 3.8. Setan sayısının tutuşma gecikmesine etkisi [24].

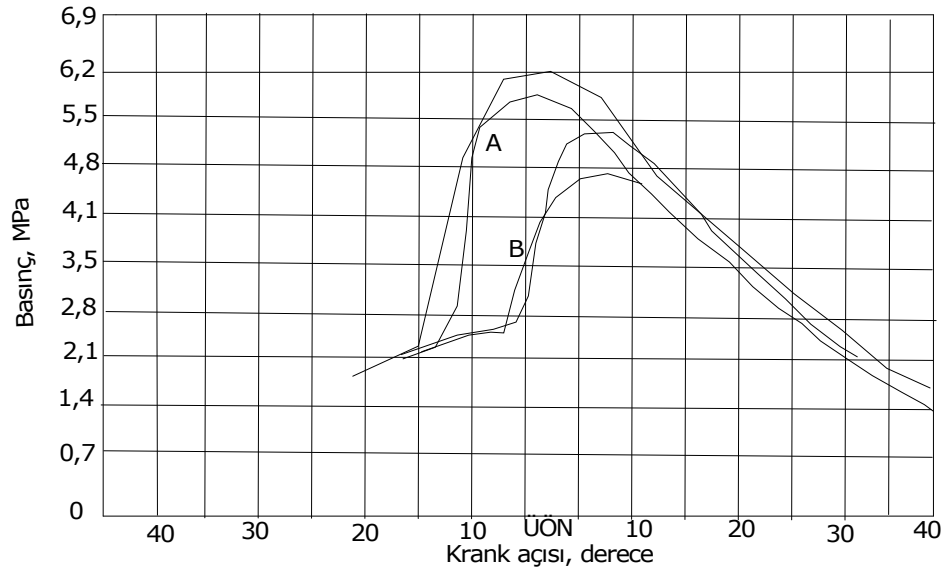
ekil 3.8'de setan sayısının NO_x emisyonuna etkisi görülmektedir. Burada setan sayısı arttıkça NO_x emisyonunun azaldığı görülmektedir. Setan sayısı arttıkça yakıtın kendi kendine tutulmaya gösterdiği meyil artmaktadır. Böylece yakıt daha kolay tutulduğundan, tutulma gecikmesi; ekil 3.9'da görüldüğü gibi azalarak, ani yanma safhasındaki basınç artma oranının azalmasına neden olabilmektedir. Basıncın ve sıcaklığın azalması, NO_x oluşumunun yavaşlamasına neden olmakta ve NO_x emisyonu azalmaktadır [19-25,26].



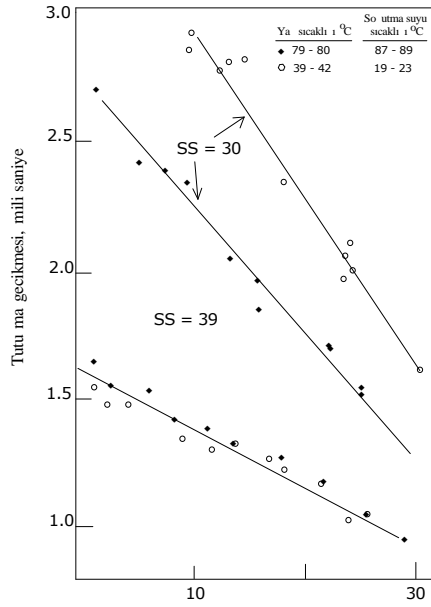
ekil 3.9. Setan sayısının NO_x emisyonuna etkisi [19].

3.2.5. Soğutucu Akıkan Sıcaklığı

Soğutucu akıkan sıcaklığı arttıkça, tutulma gecikmesi süresi ve basınç artma oranı da azalır. ekil 3.10'de silindir çeket sıcaklığının basınç-krank açısı diyagramına etkisi görülmektedir. Çeket sıcaklığı arttıkça püskürtme anında yakıt, daha yüksek sıcaklıktaki hava içerisinde püskürdüğünden daha kolay buharlaşır. ekil 3.10'de görüldüğü gibi daha yüksek sıcaklıkta, basınç eğrisi daha erken bir yükseliş göstermektedir [1-11-15].



ekil 3.10. Silindir ceket sıcaklı ının basınç-krank açısı diyagramına etkisi [11]. 570 min^{-1} Püskürtme avansı A=20°, B=10° Ceket sıcaklı ı; 149 °C, 66 °C.



ekil 3.11. Ya ve so utma suyu sıcaklıklarının tutu ma gecikmesi süresine etkisi [27]

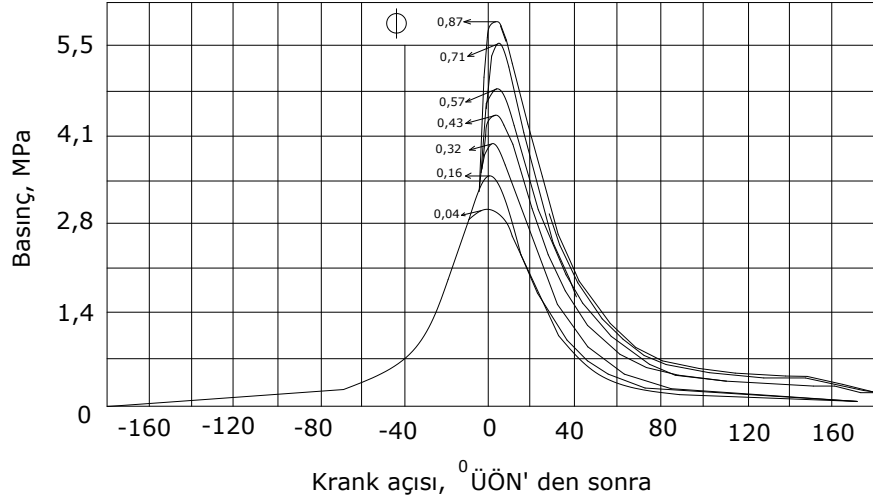
ekil 3.11'de, ya ve so utma suyu sıcaklıklarının tutu ma gecikmesine etkisi görülmektedir. Aynı artlarda; 30 ve 52 setan sayısına sahip yakıtlar kullanılmı tır. Setan sayısı 52 olan yakıt kullanıldı nda ya ve so utma suyu sıcaklıklarının etkisinin belirgin olmadı ı görülmektedir. Ancak, setan sayısı 30 olan yakıt kullanıldı nda; daha yüksek ya ve so utma suyu sıcaklı nda tutu ma gecikmesi süresinde önemli bir azalma meydana gelmektedir [27].

3.2.6. Yakıt/hava Oranı

Yakıt/hava oranı üzerinde, yanma yönünden bir sınırlama yoktur. Zira silindir içerisinde yakıt/hava oranının aynı olmadı ı ve bu oranın sıfır ile sonsuz arasında de i ti i birçok nokta bulunmaktadır. Bu nedenle; yanma olayı, en uygun yakıt/hava oranına sahip nokta veya noktalardan ba lar. Dizel motorlarında dü ük yakıt/hava oranında, silindire püskürtülen yakıt yanabilir. Ancak, püskürtme karakteristiklerinin istenilen düzeyde tutulması güçle ir.

Bunun yanı sıra; yakıt/hava oranının belli bir sınırın üzerinde artırılması iste ekkülüne neden olur. Bu da özellikle; yanmamı HC emisyonunun artmasına ve motorun duman yapmasına neden olur [1 -14,15].

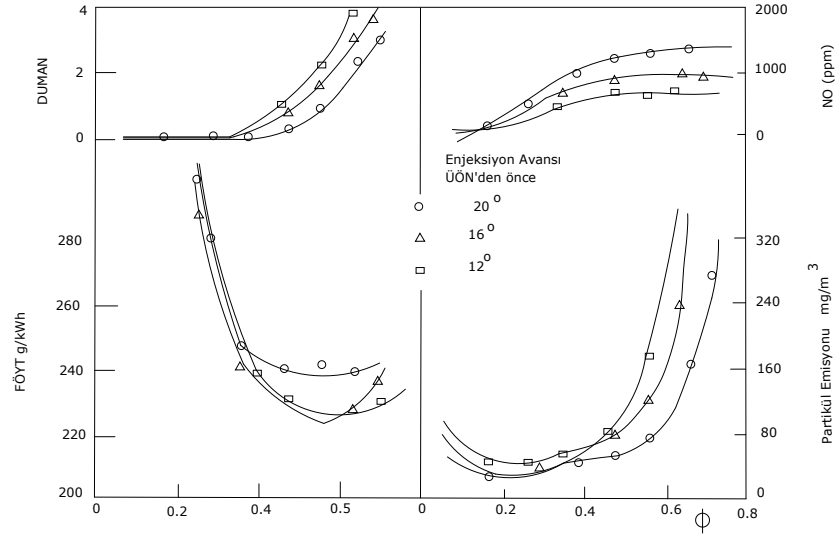
ekil 3.12'de e de erlik oranının, basınç -krank açısı de i imine etkisi görülmektedir. Burada yakıt miktarı arttıkça, silindir içerisine daha fazla ısı sürüldü ünden maksimum basınç artmaktadır. Yakıt/hava oranının, tutu ma gecikmesi üzerinde dolaylı bir etkisinin oldu unu söyleyebiliriz. Zira yakıt/hava oranı azaldıkça yanma sonu basınç ve sıcaklı ı azaldı ndan silindir duvar sıcaklı ı da azalmaktadır. Duvar sıcaklı ının azalmasıyla, tutu ma gecikmesi süresi artabilir [1 -14,15].



ekil 3.12. E de erlik oranının basınç -krank açısı diyagramına etkisi [15].

ekil 3.13'de e de erlik oranının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi görülmektedir. E de erlik oranı arttıkça, silindir içerisinde olu an basınç arttı ndan, piston üzerine etki eden ortalama efektif bas ınç artmakta ve fren özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Silindir içerisinde sürülen yakıtın belli bir oranın üzerinde artırılması (HFK<2) is olu umunu hızlandırdı ndan fren özgül yakıt tüketimi bu noktadan itibaren artmaktadır.

Zira silindir içerisinde sürülen yakıt tanecikleri yanmalarını tamamlayabilmeleri için yeterli hava bulamamaktadırlar. E de erlik oranı arttıkça NOx emisyonu da artmaktadır. Yakıt miktarının artması silindir içerisindeki basınç ve sıcaklı ı arttırdı ndan NOx olu umu hızlanmaktadır [28,29].

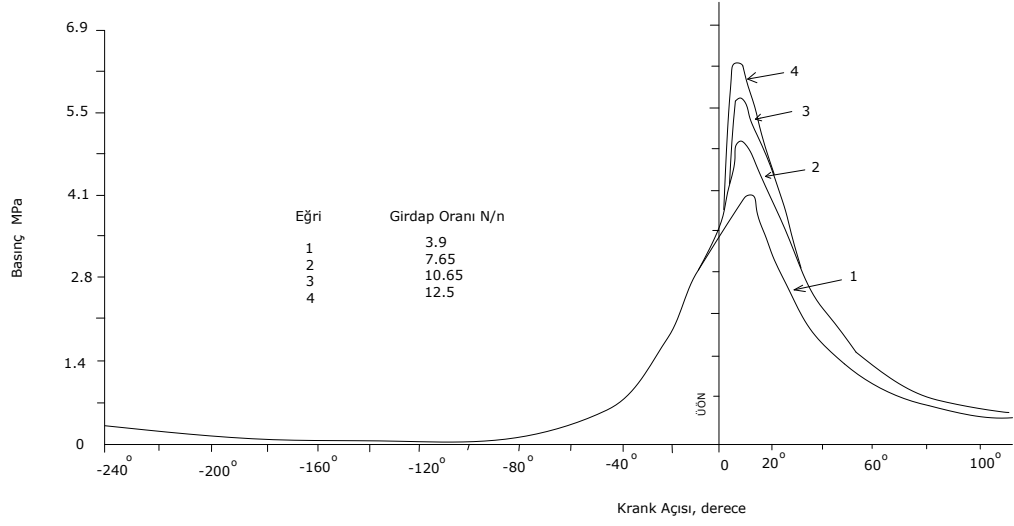


ekil 3.13. E de erlik oranının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi [28].

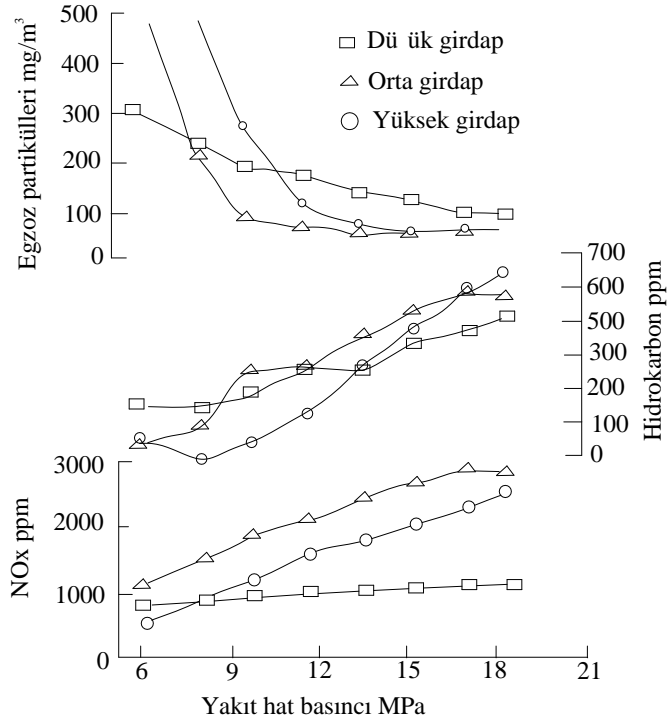
3.2.7. Girdap Oramı

Girdap, yani silindir içerisindeki hava hareketi, yakıtın hava ile karı mı na dolayısıyla yanma sürecine ve emisyonlara do rudan etki etmektedir. ekil 3.14'da bir dizel motoruna ait basınç-krank açısı diyagramı üzerinde girdap oranının etkisi görülmektedir. Burada girdap oranı; sabit motor devrinde emme manifoldu içerisinde yerle tirilen birkaç kılavuz vana ile vananın açısı de i tirilerek ayarlanmı tır. Girdap oranı arttıkça, tutu ma gecikmesi süresinde herhangi bir de i me olmadı ı ancak, maksimum basıncın ve basınç artma oranının daha yüksek oldu u görülmü tür. Ayrıca, ortalama efektif basınç ve verim de artmaktadır.

Fakat girdap oranını arttırmak genellikle egzoz partikülleri, HC ve dumanı azaltırken, NO_x miktarının artmasına neden olmu tur. Bunun yanı sıra, ortalama efektif basıncın ve verimin artması için, girdap oranına uy gun püskürtme karakteristi inin sa lanması gerekmektedir [1-10-15-23].



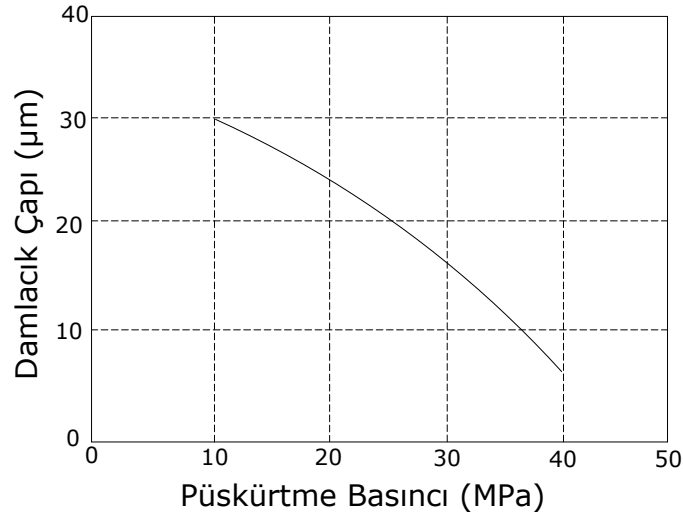
ekil 3.14. Girdap oranının basınç-krank açısı diyagramına etkisi $N = \text{Girdap hızı min}^{-1}$, $n = \text{Motor hızı min}^{-1}$, Yakıt Hat Basıncı MPa. [30].



ekil 3.15. Girdap oranının emisyonlara etkisi [30].

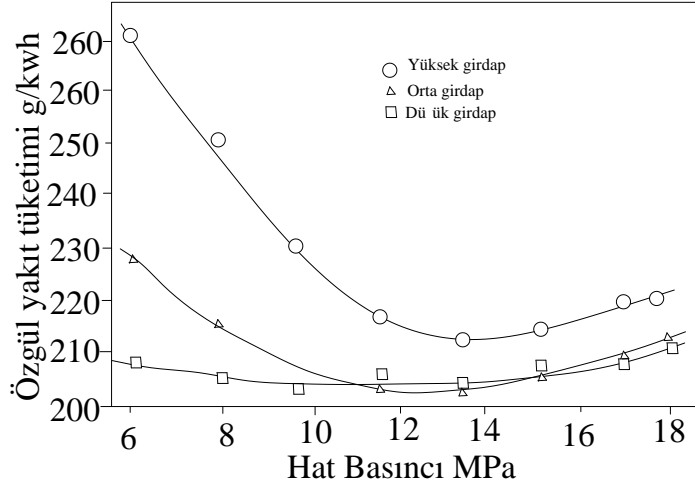
3.2.8. Enjeksiyon Basıncı

Enjeksiyon basıncı, yakıtın atomizasyonuna, dolayısıyla karı ım formasyonuna etki eden faktörlerden birisidir. Enjeksiyon basıncı arttı kça yakıt daha iyi parçalanarak, damlacık çapı küçülmektedir. ekil 3.16'de enjeksiyon basıncına ba lı olarak, yakıt damlacık çapının de i imi verilmektedir. Burada enjeksiyon basıncı arttıkça damlacık çapının azaldı ı görülmektedir [12-31-33].

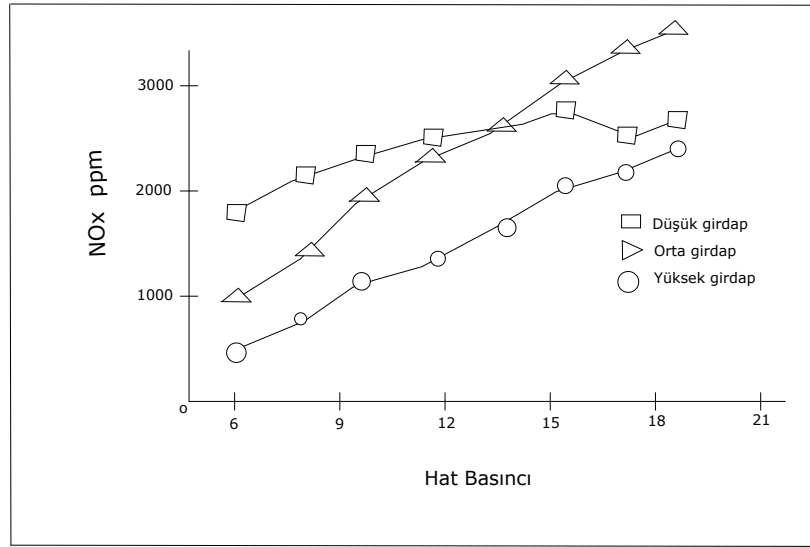


ekil 3.16. Enjeksiyon basıncına ba lı olarak damlacık çapı de i imi [12].

ekil 3.16'da yakıt hat basıncına ba lı olarak, fren özgül yakıt tüketiminin de i imi görülmektedir. Enjeksiyon basıncı arttıkça yakıt damlacık çapı küçülmek te ve bu durum yakıtın daha kolay buharla masına neden olmaktadır. Ancak, yakıt taneci i küçüldükçe ataleti de azaldı ndan yakıtın yanma odasındaki nüfuz derinli i azalabilmektedir. Silindir duvarlarına yakın bölgelerdeki havanın kullanılamaması nedeniyle yanma kötüle ebilmektedir. ekilde de görüldü ü gibi yüksek; basınçlarda, özellikle yüksek girdap oranında fren özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Dü ük enjeksiyon basınçlarında damlacık çapının artması, yakıtın buharla masının daha uzun zaman almasına neden olabilmektedir. Bu durum yanmayı kökle tirece inden dü ük enjeksiyon basıncında fren özgül yakıt tüketimi artmaktadır [1-30,31].

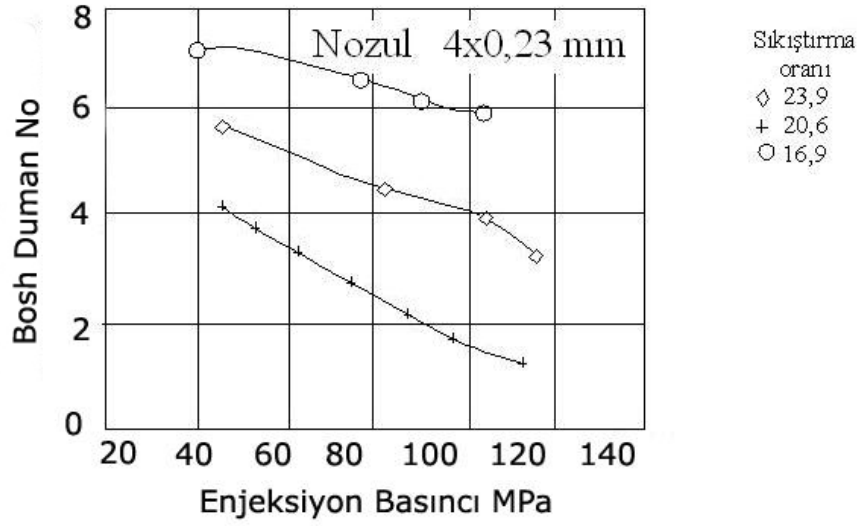


ekil 3.17. Yakıt hat basıncına ba lı olarak fren özgül yakıt tüketiminin de i imi [30].



ekil 3.18. Enjeksiyon basıncına ba lı olarak NOx emisyonu de i imi [30].

ekil 3.18'de enjeksiyon basıncına ba lı olarak NOx emisyonunun arttı ı görülmektedir. Enjeksiyon basıncı arttıkça yakıt damlacık çapı gide rek küçülmektedir. Yakıtın daha iyi buharlaşması yanma hızını arttırdı ından, basınç ve sıcaklı ına ba lı olarak NOx oluşumu hızlanmaktadır [16,17 -30].

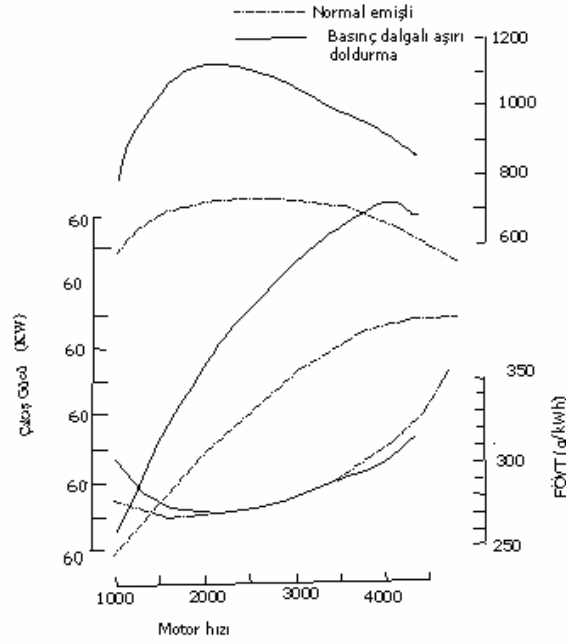


ekil 3.19. Enjeksiyon basıncının duman miktarına etkisi [17].

Enjeksiyon basıncına ba lı olarak duman miktarının de i imi ekil 3.19'de görülmektedir. Enjeksiyon basıncı azaldıkça duman miktarı artmaktadır. Enjeksiyon basıncının azalmasıyla damlacık çapı artmakta ve yakıtın buharlaşması daha uzun zaman almaktadır. Karbon tanecikleri yanmalarını tamamlayabilmeleri için, gerekli süreyi bulamadıklarından isolu mu hızlanmaktadır [1 -12-17-19-22-33].

3.2.9. A ırı doldurma

çten yanmalı bir motor tarafından üretilen güç, yakla ık olarak motor silindirleri içerisinde yakılan yakıt ve bu yakıtı yakabilmek için gerekli olan hava miktarı ile orantılıdır. Normal emili bir motorda silindir içerisine alınan hava miktarı, kurs hacmine ba lı olarak de i mektedir. Silindir içerisine bir çevrimde alınan hava miktarını arttırabilmek için harici bir kaynağa ihtiyaç vardır. Bu amaçla; mekanik a ırı doldurma, egzoz turbo kompresörü ve basınç dalga etkili a ırı doldurma yöntemleriyle silindire alınan hava miktarı, normal emili motorlara göre arttırılır [2].

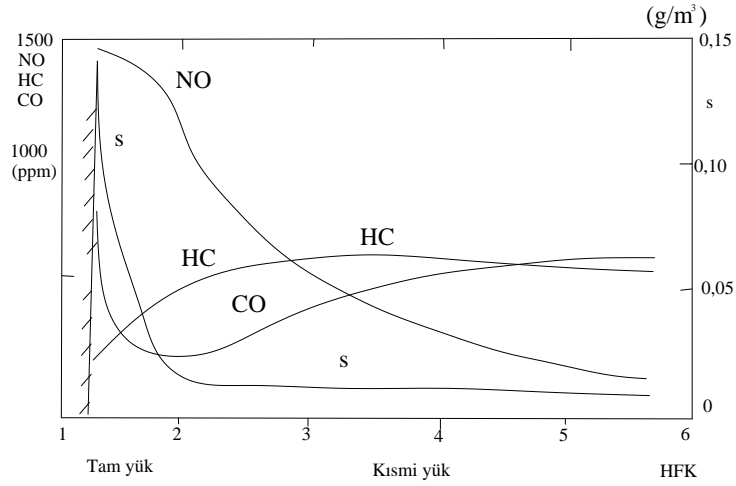


ekil 3.20. Normal emi li ve basınç dalga etkili a ırı doldurma lı motorda tam yükte ölçülen performans ve fren özgül yakıt tüketimi [38].

Normal emi li ve basınç dalgali a ırı doldurma yönteminin motor performansı yönünden bir kar ıla tırılması ekil 3.20'de verilmi tir. Normal emi li motora göre, a ırı doldurma uygulaması yapılan motorda silindirlere gönderilen hava miktarının arttırılmasıyla silindir içersine daha fazla yakıt sürülerek; fren ortalama efektif basıncının ve motor gücünün arttı ı ekil 3.20'de görölmektedir. A ırı doldurma ile ölçüleri belirli bir motor için, motor hızını arttırmadan çıkı gücünün arttırılabilmesine olanak sa lanmaktadır. Böylece, normal emi li bir motor tarafından üretilen güç, aynı boyutlarda a ırı doldurma uygulaması yapılmı bir motorda, daha dü ük devirlerde elde edilebilmektedir [2-38,39].

3.3. Dizel Motorlarında Emisyonlar

Dizel motorları, genellikle fakir karı ım oranlarında çalı maktadı ve hava/yakıt oranı motorun yük durumuna göre de i mektedir. ekil 3.21'te hava fazlalık katsayısının emisyonlara etkisi görölmektedir. Karı ımın belli bir oranın üzerinde zenginleşmesi mesini sınırlayan belli bir is sınırı mevcuttur. Özellikle; HFK₂'den az oldu unda is önemli derecede artmaktadır [3 -24-40].



ekil 3.21. Direkt püskürtmeli bir dizel motorunun egzozun daki kirletici konsantrasyonları [40].

CO emisyon olu umu; hava/yakıt oranı ile ili kilidir. Zira; yanma olayının ara kademelerinde olu an CO 'nun CO₂ 'ye dönü mesi için ortamda yeterli oksijenin bulunması gerekir. Ancak; CO₂ 'nin olu abilmesi, oksijenin yanı sıra reaksiyon için yeterli sıcaklı ı ve zamanı da gerektirir. Dü ük yüklerde, sıcaklı ın az olması nedeniyle CO' nun oksidasyonu için gerekli reaksiyonlar gerçekte emedi inden CO miktarı yüksektir. Yük arttıkça; CO artmaktadır. Tam yüke do ru, oksijen miktarının ve reaksiyon süresinin azalması nedeniyle CO miktarı tekrar artı gösterir [24-29-35-40].

Hidrokarbonlar ve aldehitler, alevin söndü ü silindir duvarlarında ve yanma sürecinin ba nda veya sonuna do ru hava tarafından yanmanın kalitesinin bozuldu u bölgelerde olu ur. Yani; silindir cidarlarında so uyan yakıt damlacıkları, HC emisyonunu arttırır. Yükün artı ı ile silindire alınan yakıt miktarının artmasına ra men sıcaklıklardaki yükseli , reaksiyonları hızlandırmakta ve yanmamı HC emisyonu azalmaktadır [3-24-29-40].

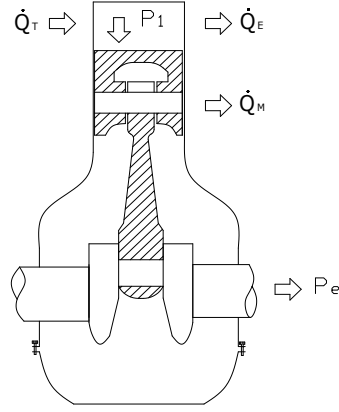
Azotoksitlerin olu umu; yanma odasındaki, basınç ve sıcaklı a, karı ımın formasyonuna ve tutu ma gecikmesi süresince silindirde biriken yakıt miktarına ba lıdır. Azot oksitler, yüksek sıcaklıkta yanmı gaz bölgelerinde olu ur. Ancak, yanmı gazlar içerisinde sıcaklık ve hava/yakıt oranı üniform olmadı ndan, azot

oksitlerin oluşum hızı stokiometrik bölgelere yakla tıkça artar. ekil 3.21'te HFK'nın NOx'e etkisi görülmektedir. NOx miktarı; yük arttıkça, buna ba lı olarak sıcaklı ın artması ve hava/yakıt oranın stokiometrik orana yakla ması ile artmaktadır [3-27-35-40].

Dizel motorlarında motorun yük durumuna göre hava/yakıt oranı de i mektedir. Verimli bir yanma için; yanma odası i çerisinde yeterli havanın, yeterli sürenin ve yeterli sıcaklı ın olması gerekmektedir. s oluşumu; hava miktarına, yanma odası i çerisindeki sıcaklı a ve yanma için tanınan süreye ba lı olarak de i mektedir. Dizel motorlarında; dü ük devirlerde hava hareketl erinin az olması, yüksek devirlerde ise; volümetrik verimin azalması ve yetersiz süre nedeniyle karbon tanecikleri, is oluşumuna neden olmaktadır. ekil 3.21'te HFK'nın is oluşumuna etkisi görülmektedir. s miktarı; yük arttıkça, artmaktadır. ekil 3.21'te görüldü ü gibi yük arttıkça HFK azalmakta ve buna ba lı olarak yanma odası i çerisindeki hava miktarının azalmasıyla karbon tanecikleri, yanmasını tamamlayamadıklarından is oluşumuna neden olmaktadır. Ayrıca devir arttıkça yanma için tanınan süre azaldı ından is oluşumu hızlanmaktadır. Bu nedenle dizel motorlarında izin verilen is emisyonu sınırı, motor gücünü sınırlayan bir faktör olmaktadır [12 -29].

3.4. Isı Balansı

çten yanmalı motorlarda; motor çıkı ından alınan faydalı i in, motora yakıt le verilen enerjiye oranı, efektif verimi veya fren termik verimini verir. Bir ba ka deyi le; efektif verim, indike termik verim ile mekanik verimin çarpımına e ittir. indike termik verim, i e çevrilen ısı enerjisinin motora verilen ısı enerjisine oranıdır. Motora verilen yakıtın sahip oldu u ısı enerjisini mekanik enerjiye dönü türürken, bir takım kayıplar söz konusudur. Bu kayıplar; egzoz, so utma, sürtünme gibi nedenlerle oluşmaktadır. Efektif verimin artırılabilmesi için, bu kayıpların azaltılması ve toplam kayıptaki paylarının bilinmesi gereklidir. Dolayısıyla, kayıp enerjilerin ve efektif gücün de erlendirilmesine ısı balansı denilmektedir. Isı balansı, bir motorun ekonomikli ini belirledi i gibi çe itli kayıpları hakkında da fikir vermektedir. ekil 3.22'te bir motora birim zamanda verilen enerji, efektif olarak alınan enerji ve oluş an kayıp enerjiler görülmektedir [1 -42-45].



ekil 3.22. Bir motora birim zamanda giren ve çıkan enerjiler [1].

Q_T : Birim zamanda yakıt ile giren toplam enerji

P_1 : Pistona etkiyen indike güç

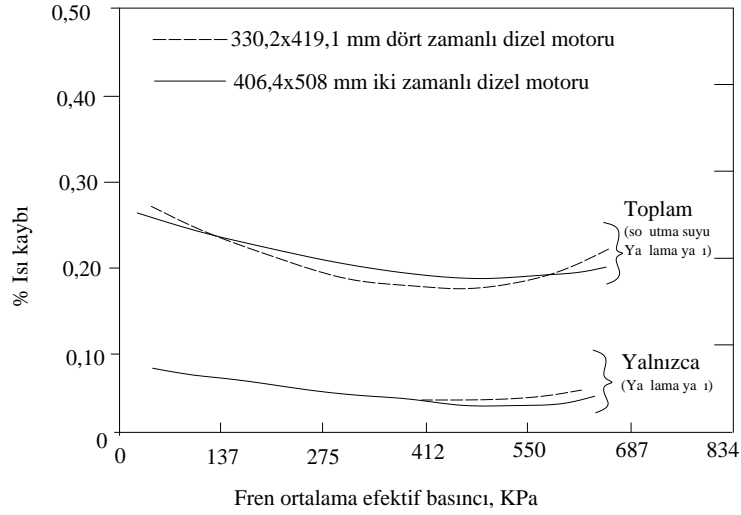
P_e : Motor milinden alınan efektif güç

Q_E : Birim zamanda egzoz ile kaybedilen enerji

Q_M : Birim zamanda mekanik kayıplarla ısıya dönüerek kaybolan enerji

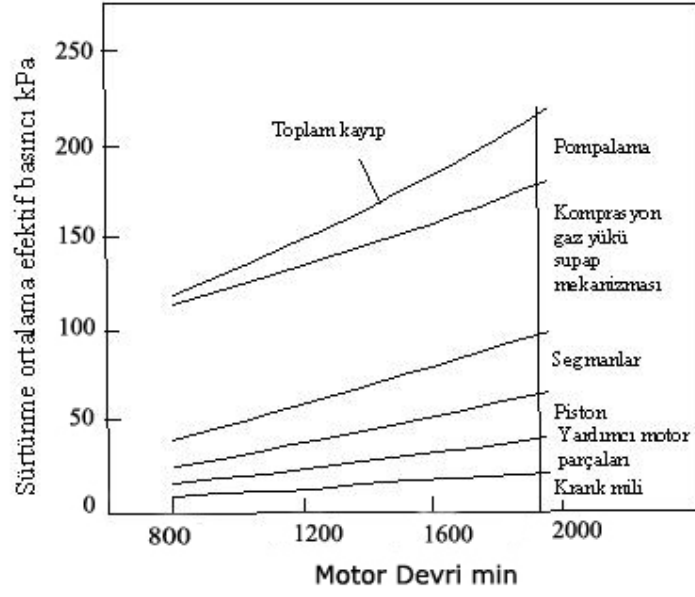
Bir motorun efektif verimi genel olarak, 0,20–0,45 de erleri arasındadır. Bir dizel motorunda tam yükte yaklaşık %45'lik bir ısı enerjisi, piston üzerinde faydalı iş yapmaktadır. Dolayısıyla, fren gücü %34–38 arasındadır. So utma yoluyla kaybedilen ısı, %16–35, egzoz ile kaybedilen ısı ortalama %30 sürtünme yoluyla kaybedilen ısı %4 ve radyasyonla kaybedilen ısı yaklaşık %4 civarındadır [1-24-42-44-46].

İçten yanmalı motorlarda, maksimum çevrim sıcaklığı yapısal özellikler nedeniyle sınırlanmıştır. Bu nedenle; pistonlu içten yanmalı motorlarda, motor parçalarının sıcaklıklarının kontrol edilebilmesi için so utma sistemine ihtiyaç vardır. ekil 3.23'te iki ve dört zamanlı dizel motorlarında so utma yoluyla kaybedilen ismin fren ortalama efektif basıncına göre değişimi görülmektedir. Fren ortalama efektif basıncı arttıkça her iki motorda so utma yoluyla kaybedilen ısı azalmaktadır. Dört zamanlı dizel motorunda, so utmaya giden ısı kaybı %20-28 arasında değişmektedir. Bu ısı kaybı; so utma suyuna ve yağlama yağına geçen ısıyı kapsamaktadır. Yalnızca yağlama yağına ortalama %8 'lik bir kayıp söz konusudur [42 -47].



ekil 2.23. Dizel motorlarında so utma ile kaybedilen ısı [47].

Pistonlu motorlarda, çevrimin devamlılı nı sa layabilmek ve egzoz zamanındaki pompalama kaybını azaltabilmek için egzoz supabının AÖN'den önce açılması gerekir. Böylece egzoz gazlarının ta ıdıkları ısı dı arıya atılır. Egzoz gazları yoluyla yaklaşık %30'luk bir kayıp söz konusudur. Silindir içerisine sürülen ısının bir kısmı da radyasyonla ısı transferi nedeniyle kaybedilmektedir. Radyasyonla ısı transferi, enfraruj ı nın ile gerçekleşmektedir. Bu ı nın etki alanları içerisine giren cisimlerin moleküllerinin hareketlerini hızlandırarak, onların ısınmalarına neden olurlar. Sürtünme kayıpları, çalı an motor parçaları arasında oluşan sürtünmeler, emme ve egzoz kanallarındaki kayıplar ve su pompası, yağ pompası gibi yardımcı motor elemanlarının sürtünme kayıpları ile oluşmaktadır. ekil 2.24'da direkt enjeksiyonlu, altı silindirli bir dizel motorunda motor devrine ba lı olarak oluşan toplam sürtünme kaybı ve sürtünmeye neden olan motor parçalarının sürtünmeye etkileri görülmektedir. Piston mekanizması yani piston, segman, biyel ve kompresyon yükleri de dahil olmak üzere toplam sürtünmenin %50'sini oluşturmaktadır. Supap düzeni %25, krank mili yataklarında %10 ve yardımcı motor parçaları ise; %15'lik bir sürtünmeye neden olmaktadır [24 -42-48,49].



ekil 3.24. Direkt enjeksiyonlu 6 silindirli dizel motorundaki sürtünme kayıpları [24].

BÖLÜM 4

MATERYAL VE METOT

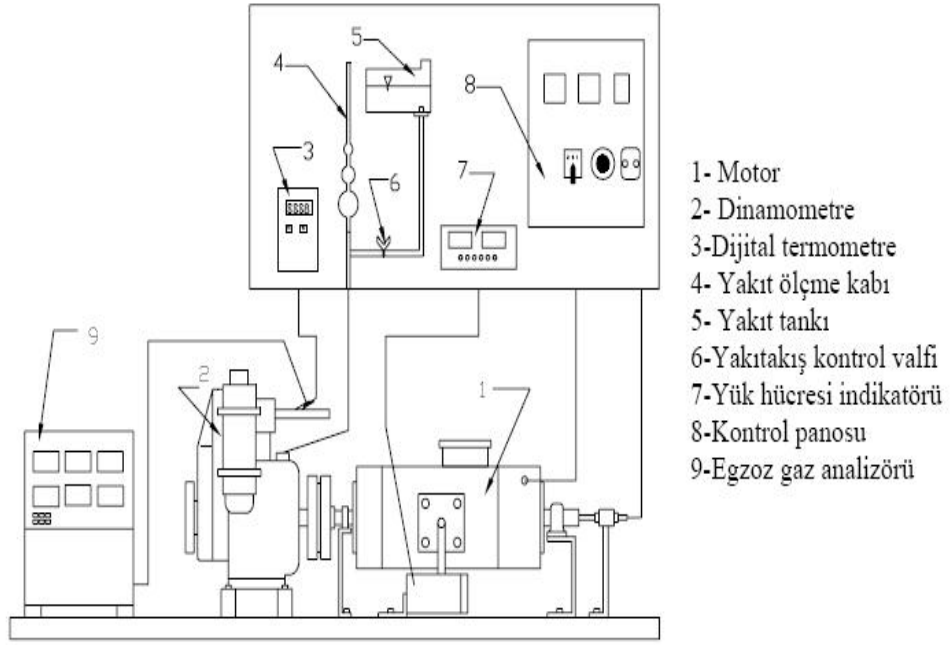
4.1. Materyal

4.1.1. Deney Yeri

Deneyler Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı Deney Laboratuvarında yapılmıştır. Deney düzeneğinin genel görünümü Şekil 4.1’de,ematik görünümü Şekil 4.2’de görülmektedir.



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin genel görünümü.



ekil 4.2. Deney düzene inin ematik görünü ü.

4.1.2. Deney motoru

Deneylerde, tek silindirli direkt püskürtmeli Antor marka dizel motoru kullanılmı tır. Motorun yakıt pompası ve enjektörü orijinal motorun üzerinden kullanılmı olup, ekil 4.3'de motorun resmi ve Çizelge 4.1'de motorun teknik özellikleri yer almaktadır.



ekil 4.3. Deney motoru.

Çizelge 4.1. Deney motorunun teknik özellikleri.

Markası	Antor marka, 4 zamanlı direk nüskürtmeli. dizel motor
Silindir sayısı	1
Silindir çapı	86 mm
Strok	68 mm
Sıkı tırma oranı	18 /1
Supap düzenlemesi	Üstten kamlı, 2 supaplı
Maksimum motor devri	3600 1/min

4.1.3. Deney yakıtı

Deneylerde, Shell firmasının piyasaya sürmü oldu u setan sayısı 50 olan motorin yakıtı kullanılmı tır.

4.1.4. Enjeksiyon Avansının De i tirilmesi

Deney motoru dizel yakıtı ile çalı ırken yapılan avans ölçümünde yakıtın Üst Ölü Noktadan (ÜÖN) $22,9^\circ$ önce püskürtüldü ü ve bu avansın motor firması tarafından önerilen 23° lik de erde oldu u tespit edildikten sonra dizel yakıtı için performans ve egzoz emisyon de erleri belirlenmi tir. Sonra yakıt pompası motordan sökülerek, pompa altında bulunan $0,4\text{ mm}'$ lik ayar imi çıkarılıp motora takılarak motor çalı tırıldı nda ve avans kontrolü yapıldı nda, avansın 27° 'ye çıktı ı ve toplam olarak artırılması dü ünülen 4° 'lik avansı artı olduk. İkinci defa pompa sökülerek $0,4\text{ mm}'$ lik ikinci im de çıkarılmı ve pompa yerine takılıp motor çalı tırılarak avans ölçüldü ünde avansın 31° 'ye çıktı ı bir önceki ile aynı oranda artı gerçekte tirilmi tir. Aynı ekilde yapılan i lemlerin tersi ile imler eklenerek 19° ve 15° lik avansları elde etmi oluruz.

4.2. Kullanılan Ölçü Aletleri

4.2.1. Motor Deney Seti ve Motor Dina mometresi

Deneylerde motorun yüklenmesi için Kemsan marka, 10 kW gücünde elektrikli dinamometre kullanılmı tir (ekil 4.5). Deney seti, motor momentini, hızını ve sıcaklı mı ölçebilecek donanıma sahiptir. Dinamometre kontrol ünitesi ile motorun istenilen devirde hassas olarak yüklenmesi ve mar yaptırılması mümkün olmaktadır (ekil 4.4).



ekil 4.4. Dinamometre.



ekil 4.5. Kontrol Ünitesi.

4.2.2. Egzoz Gaz Analizörü

Deney motorunun egzoz emisyonlarının ölçümü için MRU DELTA 1600L egzoz gaz analizörü emisyon cihazı kullanılmı tır (ekil 4.6). Egzoz gaz analizörü ile NO_x, HC, CO, CO₂, (hava fazlalık katsayısı) ve O₂ de i kenlerini ölçebilmek mümkündür. Bununla birlikte dizel motorları için de aynı de i kenler ve is emisyonları belirlenebilmektedir. Çizelge 4.2’de MRU DELTA 1600L egzoz gaz analiz cihazının teknik özellikleri gösterilmi tır.



ekil 4.6. Egzoz gaz analiz ölçüm cihazı.

Çizelge 4.2. MRU DELTA 1600L egzoz gaz analizörünün özellikleri.

Ölçüm	Ölçüm aralı ı	Hassasiyet
CO (%hacimsel)	0-15,00	±0,06%
CO ₂ (%hacimsel)	0-20,00	±0,5%
NO _x (ppm)	0-2000	±5
HC (ppm)	0-20000 n-hexan	±12
O ₂ (%hacimsel)	0-25	±0,1
Sıcaklık (°C) -	40-(+650)	±1°

4.2.3. Yakıt Tüketim Ölçme Düzeni

Dizel yakıtı ile çalış mada, yakıt tüketimi ölçmek için kullanılan düzenek, hacimsel yöntemeye göre çalış an 100 ml hacme sahiptir. Yakıt tüketim ölçme düzene i ekil 4.7’de görülmektedir.



ekil 4.7. Yakıt tüketimi ölçüm düzene i.

4.2.4. Kronometre

Yakıt tüketimi süresinin Charles Sernard marka bir kronometre kullanılmı tır. Kronometre 1 salise hassasiyetinde dijital ölçüm yapabilmektedir.

4.2.5. Püskürtme Avansı Ölçümünde Kullanılan Cihaz

Püskürtme avansının ölçümünde sın-ds88/12v-diesel marka cihaz 0° - 60° avans ölçebilmektedir. Kadranı 1° aralıklarla taksimatlandırılmı tır.

4.2.6. Load Cell

Dinamometre gövdesinde olu an baskı kuvvetinin ölçülmesinde kullanılan Esit marka SP 100 kg C1 Load cell ve PWI-P marka indikatör kullanılmı tır. Deney sonunda ölçülen kuvvet, kuvvet kolu ile çarpılarak motor momenti hesaplanmı tır. Load cell ve indikatörün görünümleri ekil 4.8'de verilmi tır.



ekil 4.8. Load cell'in ve indikatörün görünümü.

4.3. Metot

Deneylere başlamadan önce motor çalışmaya sıcaklığına getirilmiştir. Deneyler tam yük de i ik hızlarda yapılmıştır. Deneyler 1600 min^{-1} , 2000 min^{-1} , 2400 min^{-1} , 2800 min^{-1} , 3200 min^{-1} ve 3600 min^{-1} motor devirlerinde gerçekleştirilmiştir. Püskürtme avansları 15° , 19° , 23° , 27° , 31° KMA olarak seçilmiştir.

4.4. Örnek Hesaplama

Deney sırasında motor yükte çalışırken kuvvet değeri dinamometreye 0,25 m uzaklıktaki yük hücresinden okunmuştur. Motor momenti a a ıdaki e itlikten hesaplanır;

$$M_e = m \times 9,81 \times 0,25 \quad (4.1)$$

Motor hızı 2800 1/min 'de, avansın 23° olduğu durumda yük hücresine etkiyen kütle $m = 3,75 \text{ kg}$ olduğuna göre, 2800 1/min 'deki motor momenti; (4.1)'teki e itlikte yerine konularak $M_e=9,19 \text{ Nm}$ olarak hesaplanır.

Motor gücü ise a a ıdaki e itlikten hesaplanır;

$$P_e = \frac{M_e \times n}{9549} \quad (4.2)$$

Örnek olarak motor gücü hesabında, motor devri 2800 1/min'de e itlik (4.1)'e göre hesaplanan motor momenti 9,19 Nm (4.2)'deki e itlikte yerine yazıldı ında;

$$P_e = \frac{9,19 \times 2800}{9549} = 2,69 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Deneysel çalışmalarda, yakıt tüketimi ölçümü için hacimsel yöntem kullanılmı tır. Motorun deney setinin yakıt ölçme birimindeki 10 ml'lik bir brüt hacmi tüketme süresi kronometre ile tespit edilerek, saatteki yakıt tüketimi kg/saat cinsinden hesaplanmı tır. Kullanılan yakıtın yoğunlu u ise 0,735 k g/litre olarak alınmı tır.

Örne in motor 2800 1/min ile çalışırken 10 ml yakıtı 30,41 saniyede tüketti ine göre;

$$10 \text{ ml} = 0,010 \text{ litre}$$

$$10 \text{ ml yakıt} = 0,010 \times 0,843 = 0,00843 \text{ kg yakıt}$$

Motorun saatteki yakıt tüketimi; $b = 0,00843 \times 3600 / 30,41 \cong 1,00 \text{ kg/h}$ olarak hesaplanır.

Özgül yakıt tüketimi a a ıdaki e itli e göre hesaplanır;

$$b_e = \frac{b \times 1000}{P_e} \quad (4.3)$$

Hesaplanan saatlik yakıt tüketimi e itlik (4.3)'de yerine yazıldı ında,

$$b_e = \frac{0,00843 \times 1000}{2,69} = 370,061 \text{ g/kWh} \quad \text{özüöl yakıt tüketimi miktarı belirlenir.}$$

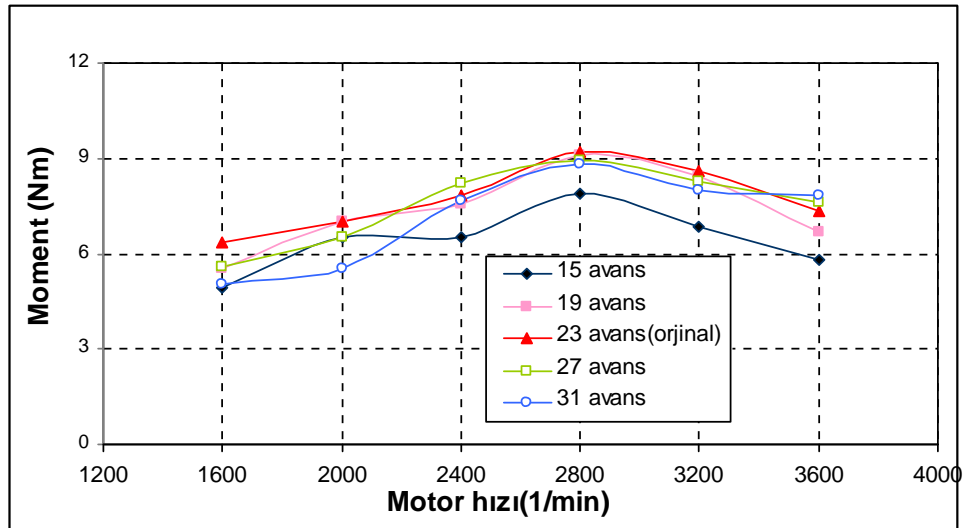
BÖLÜM 5

DENEY SONUÇLARI ve DEĞERLENDİRME

5.1. Motor Performansları

Dizel motorlarda yanma, yanma odası tasarımı, sıkı tırma oranı, yakıt kalitesi, püskürtme avansı ve basıncı gibi parametrelerden etkilenmektedir. Bu parametrelerin optimize edilmesi ile yakıt ekonomisi sağlanırken aynı zamanda egzoz emisyonları azaltılabilmektedir. Dizel motorlarda püskürtme avansı motor performans ve egzoz emisyonlarını etkileyen temel parametrelerden birisidir. Püskürtme avansı, tutama gecikmesini, maksimum basıncın oluşma yeri ve basınç artma hızını dolayısıyla yanma periyodunu doğrudan etkilemektedir. Püskürtme avansının belirli noktaya kadar artması ile tutama gecikmesi kısılırken daha da artırılması tutama gecikmesi periyodunun uzamasına neden olmaktadır. Optimum püskürtme avansı ile motor performansı ve egzoz emisyonlarında iyileştirme sağlanabilmektedir.

5.1.1. Motor Momenti ve Gücünün Püskürtme Avansına Göre Değişimi



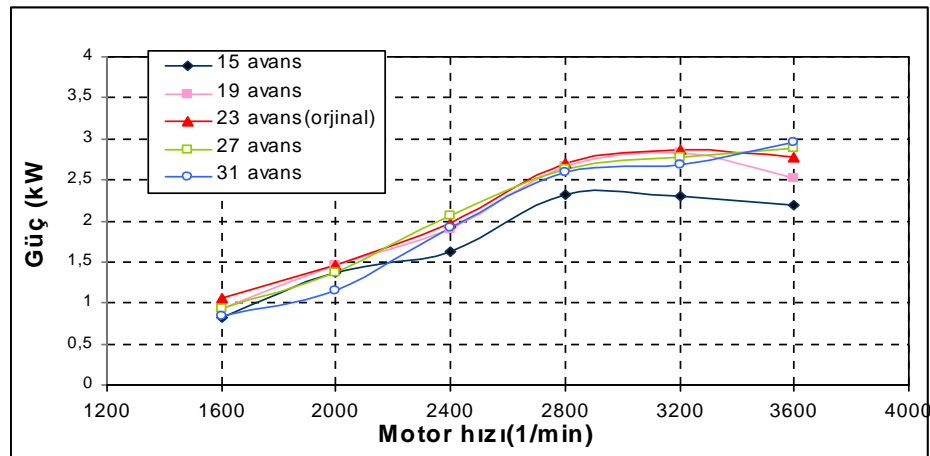
ekil 5.1. Değişik püskürtme avanslarında motor momentinin motor hızına göre değişimi.

ekil 5.1'de dizel yakıtı için püskürtme avansının motor momentine etkisi görülmektedir. Motor momentinin en yüksek görüldü ü 2800 1/min ve 23⁰ KMA'dır. 19⁰ KMA da 23⁰ KMA en yakın olan avans de eridir. Devrin artmasıyla momentte dü ü görülmü tür. Bunun nedeni yanma zamanının kısalmasıdır. Bunun sebeplerinden biri de içeride yanma egzoz gazlarının olmasıdır. En yüksek moment de eri 23⁰ KMA'sında 2800 1/min, elde edilmiştir. Bu moment de erinde ;

- 15⁰ KMA' dan %14,26,
- 19⁰ KMA' dan %1,33,
- 27⁰ KMA' dan %2,66,
- 31⁰ KMA' dan %4, daha fazladır.

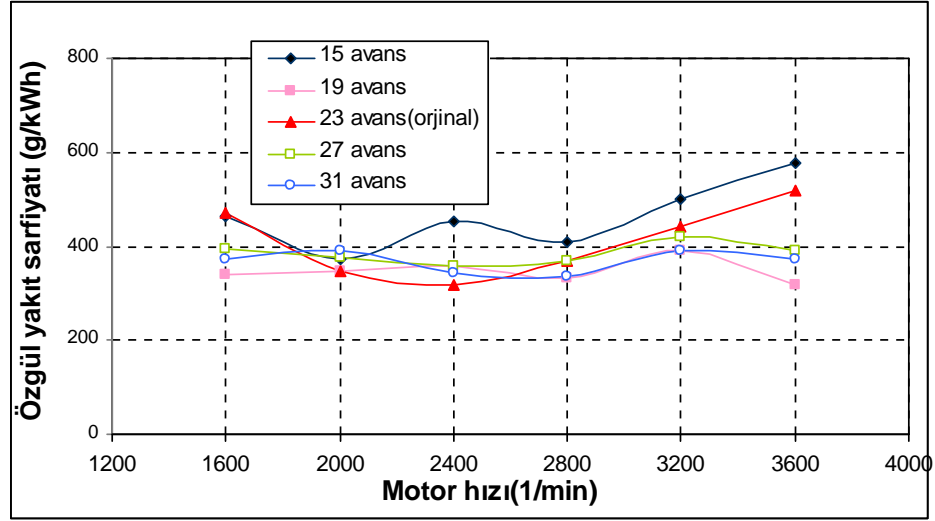
3600 1/min'de 31⁰ KMA'sında moment di er avans de erlerine göre daha yüksektir. Yüksek hızlarda yakıtın yanması için geçen süre azaldı ı için en yüksek avansta en iyi moment elde edilmiştir.

ekil 5.2'de motor gücünün püskürtme avansına göre de i imi görülmektedir. Güç, motor momentine ba lı olarak de i ti i için moment e risine benzer sonuçlar alınmıştır. En yüksek güç 3600 1/min haricindeki bütün hızlarda orijinal avans de erinde elde edilmiştir.



ekil 5.2. De i ik püskürtme avanslarında motor gücünün motor hızına göre de i imi.

5.1.2. Motor Özgül Yakıt Tüketiminin Püskürtme Avansına Göre Değişimi



ekil 5.3. Değişik püskürtme avanslarında özgül yakıt sarfiyatının motor hızına göre değişimi.

ekil 5.3' de özgül yakıt tüketiminin değişik püskürtme avanslarında motor hızına göre değişimi görülmektedir. Bu tabloya göre özgül yakıt tüketiminin en az olduğu nokta 2400 1/min'de 23⁰ KMA'dır. Fakat 1600 1/min'den 3600 1/min'e kadar genel olarak baktığımızda 19⁰ KMA'de diğer avans değerlerine göre en az yakıt tüketimi yapan avans değeridir. Püskürtülen yakıtın yoğunluğu, miktarı, viskozitesi ve ısıl değeri özgül yakıt miktarını etkilemektedir. Genel olarak 19⁰ KMA en az olmasının nedeni ise değişik devirlerde diğer avans değerlerine göre aynı püskürtme oranlarında içeri alınan hava miktarına bağlı olarak elde edilen güç için daha az yakıt alınmasıdır.

19⁰ KMA'da 1600, 2000, 2400, 2800, 3200 ve 3600 1/min'de özgül yakıt sarfiyatının diğer avans miktarlarına göre;

15⁰ KMA'dan % 24,84,

23⁰ KMA'dan % 15,49,

27⁰ KMA'dan % 9,53,

31⁰ KMA'dan % 5,46

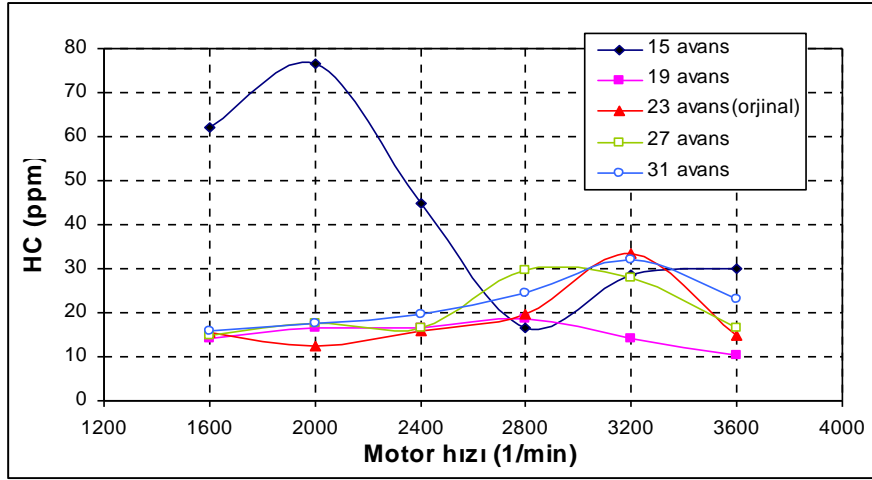
daha azdır. Püskürtme avansının daha da artırılmasıyla özellikle düşük motor hızlarında özgül yakıt tüketiminin arttığı tespit edilmiştir. Yüksek motor hızlarında püskürtme avansının derece olarak artmasına rağmen zaman olarak kısalmışından dolayı yakıt ekonomisi iyileşmektedir.

5.2. Egzoz Emisyonlarının Püskürtme Avansına Göre Değerlendirilmesi

Egzoz emisyonları, silindir içerisine alınan karışımın yanması ile ilgili olarak çeşitli fikirler edinilmesini sağlar, silindir içerisinde gerçekleşen olayların anlaşılmasını kolaylaştırır ve çevreye verebileceği zararlar hakkında ipuçları verir. Yanma son ürünlerinin miktarları incelenerek, hava fazlalık katsayısı (λ), karbonmonoksit (CO), hidrokarbon (HC), azotoksit (NO_x) ve karbondioksit (CO₂) olmak üzere beş de iken altında incelenmiş ve grafikler halinde sunulmuştur.

5.2.1. Hidrokarbon (HC) Emisyonlarının Püskürtme Avansına Göre Değeri

HC yanmamış yakıt ve yağ atıklarıdır. Egzoz gazları içerisinde HC karbonun bulunması yakıtın kısmen veya tamamının yanmamasıdır. HC emisyonları, silindir içerisindeki bazı bölgelerde, hava/yakıt karışım oranının çok fakir veya çok zengin olması sonucu eksik yanmanın ortaya çıkmasıyla meydana gelen yakıt moleküllerinden oluşur ve sıcaklık ile oksijen (O₂) yetersizliğinin bir fonksiyonudur. Dizel motorlarda HC emisyonlarının artmasının nedeni fakir karışımında hava oranının çok artması ile yakıtın kısmi bölgelerde sönməsidir. Hava oranının azalması ile yeterli O₂ olmamasıyla yakıt tam olarak yanamamakta ve HC oranı da artmaktadır. Ayrıca yakıtın püskürtülmesi sırasında enjektörün uç kısmında kalan yakıtın damlama yapması ile yakıtın molekül çekirdeklerinde HC yanmaması da, HC oranını arttırmaktadır.



ekil 5.4. De i ik püskürtme avanslarının Hidrokarbonların (HC) motor hızına göre de i imi grafi i.

ekil 5.4 de de i ik püskürtme avanslarının motor hızına göre de i imini göstermektedir. 2000 1/min'de 15⁰ KMA HC oranının en yüksek oldu u devirdir. HC oranının en az oldu u nokta ise 19⁰ KMA'da 2800 1/min'den 3600 1/min'e kadar olan kısımdır. Genel olarak motor devirlerine baktı mızda ise 19⁰ KMA avansta en az HC oranı çıkmı tır.

19⁰ KMA avans;

15⁰ KMA'dan %186,

23⁰ KMA'dan %24,

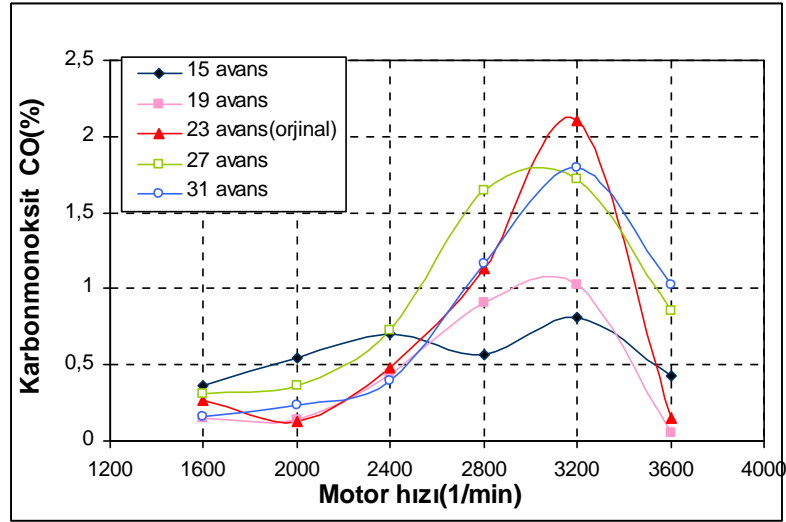
27⁰ KMA'dan %36.6,

31⁰ KMA'dan %47,2

daha az HC emisyonu çıkmı tır.

5.2.2. Karbonmonoksit (CO) Emisyonlarının Püskürtme Avansına Göre De i imi

Yanma ürünleri arasında CO bulunmasının ana nedeni, oksijenin yetersiz olmasıdır. Silindirler içerisine alınan yakıt hava karı mında zengin karı m olmasıyla birlikte O₂ silindirler içerisindeki oranı azalır ve yakıt tam olarak yanamaz. Bununla birlikte HC moleküllerindeki C molekülü O₂ ile tam olarak reaksiyona giremez ve CO₂ olamaz ve CO olur.

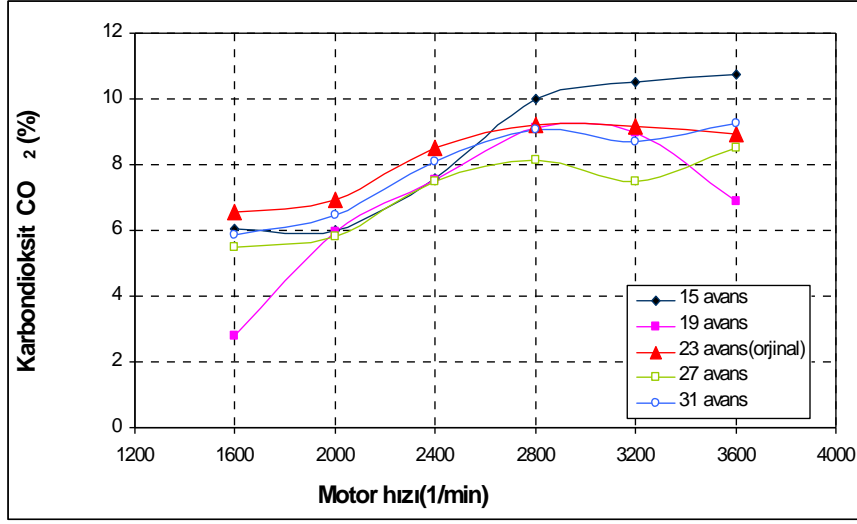


ekil 5.5. De i ik püskürtme avanslarında Karbonmonoksitin (CO) motor hızına göre de i imi grafi i.

ekil 5.5'e göre CO oranının en yüksek çıktığı konum 23⁰ KMA'da 3200 1/min'dir. Ve bu konumda CO hava içerisindeki O₂ ile tam teması girmeyerek CO₂ oluşumunu tamamlamakta ve CO oluşmaktadır. Devrin artmasıyla birlikte en az görüldüğü nokta 19⁰ KMA 3600 1/min'dedir. Tüm devirler boyunca bakıldığında CO oranının en az görüldüğü nokta 19⁰ KMA'dır. Orjinal avans (23⁰ KMA) ile kıyaslandığında % 36,34 daha az CO oranı çıkmaktadır. Genel olarak CO emisyonu de i imi incelendiğinde; püskürtme avansının CO emisyonunu önemli ölçüde etkilemediği görülmektedir.

5.2.3. Karbondioksit (CO₂) Emisyonlarının Püskürtme Avansına Göre De i imi

CO₂ emisyonu, normal yanma süreçlerinin tamamında ortaya çıkan renksiz, kokusuz zararsız bir gazdır. Ancak sınır değerleri a ması halinde Ozon (O₃) oluşumuna ve sera etkisine neden olur.

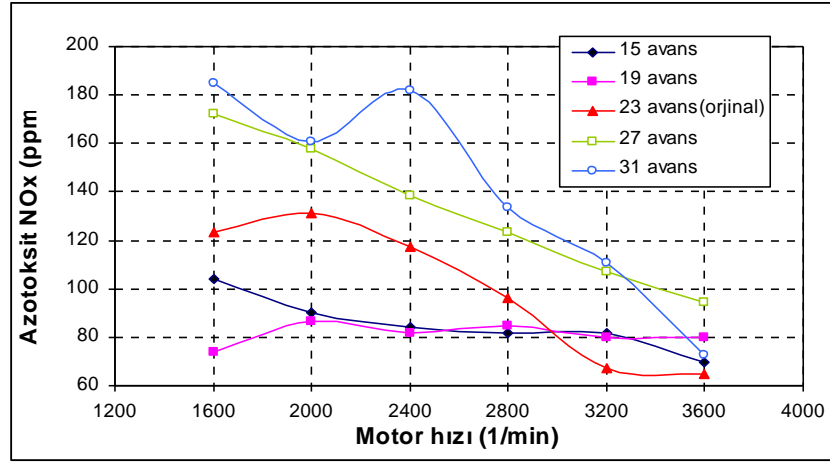


ekil 5.6. De i ik püskürtme avanslarında Karbondioksitin (CO_2) motor hızına göre de i imi grafi i.

ekil 5.6'de de i ik püskürtme avanslarında karbondioksitin (CO_2) motor hızına göre de i imi grafi i görülmektedir. Tüm devirler boyunca yanma reaksiyonunun da en yüksek görüldü ü devir 15° KMA'da 3600 1/min'dir. Bu noktada az çıkmasının nedeni püskürtme sırasında ideal yanma gerçekleşmesidir yani hava/yakıt oranında hava miktarının yakıt miktarını tam olarak karşılamasıdır. Genel olarak 1600 1/min'den, 3600 1/min avans değerlerine kadar baktığımızda 19° KMA CO_2 oranının en az çıktığı noktadır ve orijinal avans (23° KMA) değerinden %16,27 daha azdır.

5.2.4. Azot Oksit (NO_x) Emisyonlarının Püskürtme Avansına Göre De i imi

Normal şartlar altında havanın içindeki azot (N_2) reaksiyona girmez. Ancak, silindirler içerisindeki yanmada ulaşılan yüksek sıcaklıklarda, hava içerisindeki azotun oksijenle reaksiyona girmesi NO_x oluşumunu sağlar. Bunun yanında hava fazlalık katsayısı da NO_x emisyonlarının oluşumunda etkili bir de i kendir.



ekil 5.7. De i ik püskürtme avanslarında azotoksit (NOx) miktarının motor hızına göre de i imi grafi i.

ekil 5.7 de i ik püskürtme avanslarında azotoksit (NOx) miktarının motor hızına göre de i imini göstermektedir. Bu grafi e göre NOx miktarının en yüksek çıktı ı nokta 31⁰ KMA 1600 1/min'dir. ekil 5.8'de genel olarak baktı ımızda 1600 1/min'den 3200 1/min'de NOx miktarının en az oldu u avans 19⁰ KMA'dır. Orjinal avanstan (23⁰ KMA) % 19,05 daha azdır. ekil 5.8 incelendi inde püskürtme avansı arttıkça NOx emisyonun arttı ı görülmektedir. Avans arttıkça püskürtülmeye ba landı ı anda silindir ierisindeki basınç ve sıcaklık daha dü ük olaca ndan tutu ma gecikmesi süresi artar. Bu durumda silindirde biriken yakıt ani yanma safhasında yanaca ndan basınç artma olayı yükselir ve yanma sıcaklı ı arttı ndan NOx emisyonları artar.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada, tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorunda de i ik püskürtme avansının çe itli motor devirlerinde tam yükte, motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkileri deneysel olarak incelenerek, sonuçlar grafik ve tablolar halinde sunulmu tur.

Statik enjeksiyon avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi 1600 1/min, 2000 1/min, 2400 1/min, 2800 1/min, 3200 1/min ve 3600 1/min' de ki motor devirlerinde incelenmiştir. 2800 d/d motor devrinde motor momenti ve gücü 23° statik enjeksiyon avansında en yüksek de erini almakta ve bu noktada fren özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Bu noktadan itibaren avansın gecikmesi veya daha da ileri alınması durumunda motor momenti ve gücü azalmakta ve fren özgül yakıt tüketimi artmaktadır.

Motor orijinal avansında (23 KMA) çalışırken minimum özgül yakıt tüketimi vermiştir. Bu noktada motordan alınan birim güç için en az yakıt tüketilmiştir.

Püskürtme avansının NOx emisyonuna oldukça önemli etkisi vardır. Deneysel olarak avansın artırılmasıyla NOx emisyonu da artmıştır. Fazla avans tutulması gecikmesini artırmakta bunun sonucunda ani yanma, a rı basınç artışı ile sıcaklıklar artmaktadır. Artan sıcaklık NOx emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır. Motor sıcaklığının artması emisyonu gösterdiği hız ve avanslarda HC emisyonu da bir miktar azalmaktadır. CO emisyonu hava fazlalık katsayısına bağlı olarak de i mektedir. Püskürtme avansının CO emisyonu üzerinde önemli bir etkisi olmamaktadır.

Yapılan tüm deney ve incelemeler sonucunda püskürtme avansı de i iminin motor momenti, motor gücü, özgül yakıt tüketimi ve NOx emisyonları üzerinde etkili

oldu u tespit edilmi tir.

Bu alı manın sonuçlarına göre motorların fabrika ayar de erlerinin dı na ıkılmamasının motor gücü ve yakıt tüketimi açısından önemli oldu u söylenbilir.

Dizel motorlarda motor hızına ve di er par ametrelere göre avansın elektronik olarak de i tirilmesi ile emisyon, yakıt tüketimi ve g de erleri daha da iyile tirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Wakuri, Y., Soejima, M., Ejima, Y., Hamatake, T. and Kitahara, T., Studies on Friction Characteristics of Reciprocating Engines, *SAE Paper*, No: 952471 (1995).
2. ingür Y., Altıparmak D., Experimental Analysis Of The Effects Of Fuel Injection Pressure And Fuel Cetane Number On Direct injection Diesel Engine Emissions, *Türkish J. Eng. Env. Sci.*, 291 – 297 (2003).
3. Borat, O., Balcı, M. ve Sürmen, A., ten Yanmalı Motorlar, *Teknik E itim Vakfı Yayınlan*, 1: 22-52 (1995).
4. E. P REL “Biodizel yakıtı ile çalı an tek silindirli bir dizel motorda püskürtme basıncının performansa etkisi”, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 3-6 (2006).
5. Abdurrazzak AKTA , Yakup SEKMEN “Biodizel ile çalı an bir dizel motorda yakıt püskürtme avansının performans ve egzoz emisyonlarına etkisi”, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 23 (1): 199-206 (2008).
6. Adnan PARLAK, Halit YA AR “Maksimum Yanma Sıcaklı mın Püskürtme Avansına Etkisi Üzerine Bir Teorik Karma Çevrim Analizi”, *Teknoloji Dergisi*, 2 (1): 154- 69 (2006).
7. Yakup  NGÜR, Duran ALTIPARMAK “Experimental Analysis of the Effects of Fuel Injection Pressure and Fuel Cetane Number on Direct Injection Diesel Engine Emissions” *TÜB TAK Turkish J. Eng. Env. Sci.* 27, 291-297 (2003).

8. Karaku N., “Yakıt Özelliklerinin Dizel Motor Performansına ve Emisyonlara Etkisi” *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Doktora Tezi, 3-6 (2000).
9. Yamane K, Ueta, A. and Shimamoto Y. Influence of physical and chemical properties of biodiesel fuels on injection, combustion and exhaust emission characteristics in a direct injection compression ignition engine. *International Journal of Engine Research*; 2: 249-261 (2001).
10. He Y., Bao YD., “Study on Rapeseed Oil as Alternative Fuel for A Single - Cylinder Diesel Engine”, *Renewable Energy*, 28: 1447-1453 (2003).
11. Abdel-Rahman AA., “On The Emissions from Internal -Combustion Engines: A Review”, *International Journal of Energy Research*, 22: 483-513 (1998).
12. Stone, R., **Introduction to Internal Combustion Engines**, Macmillan Press Ltd., Houndsmills, UK, 232-233 (1999).
13. Yıldırım, Topgül T., Tek Silindirli Direkt Püskürtmeli Bir Dizel Motorunda Püskürtme Avansı ve Püskürtme Basıncının Motor Performansına ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Analizi, Y.Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 61 -67 (2000).
14. Saf Safgönül B., Ergeneman M., Arslan HE., Soru bay C., Çıtın Yanmalı Motorlar, *Birsen Yayınevi, İstanbul*, 196-204 (1999).
15. Szybist J.P., Boehman A.L., Taylor J.D., McCormic R.L. “Evaluation of Formulation Strategies to Eliminate The Biodiesel NOx Effect” *Fuel Processing Technology* 86: 1109– 1126 (2005).
16. Gül, A. P., Design Choices For 1990's Low Emissions Diesel Engines, *SAE Paper*, No: 880350 (1988).

17. Obiander, K., Kollmann, K.,Kramer, M. and Kutschera, I., The influence of High Pressure Fuel Injection on Performance and Exhaust Emissions of a High Speed Direct Injection Diesel Engine, *SAE Paper*, No: 390438 (1989).
18. Kalam MA., Husnawan M., Masjuki HH., “Exhaust Emission and Combustion Evaluation of Coconut Oil Powered Indirect Injection Diesel Engine”, *Renewable Energy*, 28, 2405-2415 (2003).
19. ingür, Y., Balcı, M. ve elikten, ., 1996, Dizel Moto rlarında iletme Parametrelerinin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Olarak ncelenmesi, *1. Ulusal Ula ım Sempozyumu* , 2-6 (1996).
20. Pischinger, R. and Cartellieri, W., Combustion System Parameters and Their Effect Upon Diesel Engine Exhaust Emissions, *SAE Paper*, No: 720756 (1972).
21. Tsukahara, M.,Yoshimoto, Y. and Murayama, T., nfluence of Emulsified Fuel Properties on the Reducfion of BSFC in a Diesel Engine, *SAE Paper*, No: 891841 (1989).
22. ingür Y., Eray E., The Effects Of Various Petroleum Based Fuel Blends And Their Properties On Diesel Engine Performance And Smoke Emission , *8th Uluslar arası Yanma Sempozyumu* ,4-6 (2004)
23. Olree, R. M. and Lenane, D. L, Diesel Combustion Cetane Number Effects, *SAE Paper*, No: 840108 (1984).
24. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, *McGraw-Hill Book Company*, 104-113 (1988).

25. Betts, W. E., Floysand, S. A. and Kvinge, F., The influence of Diesel Fuel Properties on Particulate Emissions in European Cars, *SAE Paper*, No: 922190 (1992).
26. Li,X., Chippior, W. L. and Gülder, Ö. L, Effects of Fuel Properties orf Exhaust Emissions of a Single Cylinder DI Diesel Engine, *SAE Paper*, No: 962116 (1996).
27. Wong, C. L. and Sfeere, D. E., The Effects Diesel Fuel Properties Operating Conditions on Ignition Delay, *SAE Paper*, No: 821231 (1982).
28. Ikegami, M., Fukuda, M., Yoshihara, Y. and Kaneko, J., Combustion Chamber Shape and Pressurized Injection in High-Speed Direct- njection Diesel Engines, *SAE Paper*, No: 900440 (1990).
29. Soru bay, C. ve Gökten, A. G., 1993, Motorlu Ta ıtlardan Kaynaklanan Çevre Kirlili i ve Kontrolü, *TÜ 1. Hava Kirlenmesi ve Kontrolü Sempozyumu*, 2-5 (1993).
30. Gerpen, J. H. V., Huang, C. W. and Borman, G. L, The Effects of Swirl and Injection Parameters on Diesel Combustion and Heat Trans fer, *SAE Paper*, No: 850265 (1985).
31. Shimada, T., Shoji, T. and Takeda, Y., The Effect of Fuel Injection Pressure on Diesel Engine Performance, *SAE Paper*, No: 891919 (1989).
32. Öz H., Borat O., Sürmen A., **çten Yanmalı Motorlar**, Birsen Yayınevi, stanbul, 262-269 (2003).
33. çingür, Y., Çelikten, ., Salman, M. S. ve Koca, A., 1995, Dizel Motorlarında Servis Ko ullarından Kaynaklanan Emisyonların Deneysel ncelenmesi, *Yanma ve Hava Kirlili i Kontrolü 3.Ulusal Sempozyumu*, 1-4 (1995).

34. Greeves, G., Response of Diesel Combustion Systems to Increase of Fuel Injection Rate, *SAE Paper*, No: 790037 (1979).
35. Gardner, T. P., investigation of the Effects of Engine Design Parameters on Diesel Combustion and Emissions Using Taguchi Methods, *SAE Paper*, No: 920116 (1992).
36. ingür, Y. ve Balcı, M., 1997, Basınç Dalga Etkili (Comprex) Makina ile A ın Doldurma Uygulaması-Tasarım ve Geli tirilen Prototipin Deneysel Performans Analizi, *1. Uluslararası Katılımlı Otomotiv Teknoloji Kongresi*, 2-5 (1997).
37. Hitomi, M. and Yazuriha, Y., The Characteristics Pressure Wave Supercharged Small Diesel Engine, *SAE Paper*, No: 890454 (1993).
38. Balcı, M. Ve ingür, Y., Comprex-Basınç Dalga Etkili Kompresör ile A ın Doldurma, *Endüstriyel Teknoloji Dergisi*, 2: 37-41 (1996).
39. Borat, O., Balcı, M. ve Sürmen, A., Hava Kirlenmesi ve Kontrol Tekni i, *Teknik E itim Vakfı Yayınları*, 28-32 (1992).
40. Safgönül B., Ergeneman M., Arslan HE., Sorubay C., “ıten Yanmalı Motorlar”, *Birsen Yayınevi*, stanbul, 196-204 (1999).
41. Greeves, G., Response of Diesel Combustion Systems to Increase of Fuel Injection Rate, *SAE Paper*, No:790037 (1979).
42. Zammit, S. J., Motor Vehicle Engineering Science for Technicians, *Longman Scientific & Technical*, 115-118 (1987).
43. Yalın-tepe, M. R., *Dizel Motorları Teknolojisi*, 68-75 (1977).

44. Beck, N. J., Uyehara, O. A., Prof. Emeritus and Johnson, W. P., Effects of Fuel Injection on Diesel Combustion, *SAE Paper*, No: 880299 (1988).
45. Çolako lu, A, Nisan, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 423 (36): 30–33 (1995).
46. Taylor, C. F., The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice, *The M T Press*, 157-161 (1986).
47. Ball, W. F., Jackson, N. S., Pilley, A. D. and Porter, B. C, The Friction of a 1.6 Litre Automotive Engine -Gasoline and Diesel, *SAE Paper*, No: 860418 (1986).

ÖZGEÇM

Erdiñ VURAL 24.04.1982'de Aydın ilinde do du; İkö retimini Aydın Gazipa a İkö retim Okulu'nda, Ortaö renimini Gazipa a Orta Okulunda ve Liseyi Mimar Sinan Endüstri Meslek ve Teknik Lisesinde tamamladı.

2002 yılında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği Programına girdi. 2006'da Otomotiv Öğretmenliği programından mezun oldu.

2007 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalında başladığı yüksek lisans programına devam etmektedir.

ADRES B LG LER

Adres : Zeybek Mah. Zeybek Bulvarı
Toki Evleri No:133 B:4 Daire: 13
AYDIN/merkez

Tel : 0 530 349 00 52 – 0554 475 66 98

E-posta : erdinc009@hotmail.com
erdinc009@mynet.com