

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR DİZEL MOTORUNA BUHAR ENJEKSİYONUNUN
NO_x VE İS EMİSYONLARINA ETKİSİNİN
ARAŞTIRILMASI**

DOKTORA TEZİ

Vezir AYHAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE EĞİTİMİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Adnan PARLAK

Temmuz 2009

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

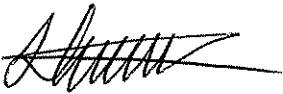
BİR DİZEL MOTORUNA BUHAR ENJEKSİYONUNUN
NO_x VE İS EMİSYONLARINA ETKİSİNİN
ARAŞTIRILMASI


DOKTORA TEZİ


Vezir AYHAN


Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE EĞİTİMİ

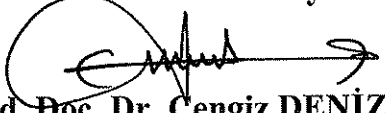
Bu tez 10 / 07 / 2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.


Yrd. Doç. Dr. Halit YAŞAR
Jüri Başkanı


Doç. Dr. Adnan PARLAK
Üye


Doç. Dr. Yasin ÜST
Üye


Doç. Dr. Can HAŞİMOĞLU
Üye


Yrd. Doç. Dr. Cengiz DENİZ
Üye

ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince çalışmalarımı teşvik eden, her türlü yardımlarını esirgemeyen danışmanım Doç. Dr. Adnan PARLAK' a minnet borçluyum. Elektronik devre tasarımlarında yardımlarını esirgemeyen Uzman Ahmet KARACA' ya, Elektronik Buhar Püskürtme Sistemi' nin geliştirilmesinde yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. Barış BORU' ya, deneyler sırasında yardımcı olan Arş. Gör. İdris CESUR' a, teşekkür ederim. Tez çalışmam, 108M261 nolu TÜBİTAK projesi mali katkıları ile gerçekleştirilmiştir. Maddi katkılarından dolayı TÜBİTAK' a teşekkür ederim. Tez çalışmamın her aşamasında benden desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

Vezir AYHAN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	xii
TABLolar LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xviii
SUMMARY.....	xix
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
YANMA VE KİRLETİCİ EMİSYONLAR.....	14
2.1. Dizel Motorlarında Yanma.....	14
2.2. Dizel Motorlarında Kirletici Emisyonlar.....	17
2.2.1. Hidrokarbonlar (HC).....	18
2.2.2. Karbonmonoksit (CO).....	18
2.2.3. İs (Duman) emisyonu.....	19
2.2.4. Azot oksitler (NO _x).....	19
2.3. Motor Çalışma Karakteristiklerinin ve Yapısal Özelliklerinin NO _x Emisyonları Üzerine Etkisi.....	23
2.3.1. Hava fazlalık katsayısı.....	23
2.3.2. Yakıt püskürtme sisteminin yapısı.....	24
2.3.3. Dolgu sıcaklığı ve basıncı	25
2.3.4. Devir sayısı.....	26
2.3.5. Yanma odası yüzey / hacim oranı.....	26

2.3.6. Sıkıştırma oranı.....	27
2.3.7. Supap zamanlaması.....	27
2.3.8. Havadaki nem oranı.....	27
2.4. Dizel Motorlarında NO _x Kontrol Yöntemleri.....	28
2.4.1. Egzoz gazlarının silindire geri sevki (EGR).....	29
2.4.2. Seçici katalitik dönüştürücü (SCR).....	30
2.4.3. Motora su gönderme.....	31
2.4.3.1. Emulsife (su-yakıt karışımı) yakıt.....	33
2.3.4.2. Emme havasının içersine suyun fumigasyonu.....	34
2.3.4.3. Suyun silindire direkt enjeksiyonu.....	35
2.4.4. Buhar püskürtmenin diğer sistemlere göre üstünlükleri.....	38
BÖLÜM 3.	
TEORİK MODEL.....	40
3.1. Karışımın Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	40
3.1.1. Havanın termodinamik özellikleri.....	40
3.1.2. Püskürtülen su buharının termodinamik özellikleri.....	41
3.2. Karışımın Termodinamik Özelliklerinin Hesabı.....	41
3.3. Karışımın Yoğuşma Sınırının Hesabı.....	44
3.4. Motor Çevriminin Termodinamiği.....	46
3.4.1. Termodinamik hesaplarda verilmiş olan ve seçilen parametreler.....	46
3.4.2. Teorik hava miktarının hesaplanması.....	46
3.4.3. Emme süreci.....	47
3.4.4. Sıkıştırma süreci.....	49
3.4.5. Yanma süreci.....	52
3.4.6. Genişleme süreci.....	54
3.5. İndike Parametrelerin Hesabı.....	55
3.6. Efektif Parametrelerin Hesabı.....	57
3.7. Teorik Modelin Deneysel Verilere Uygunluğunun Karşılaştırması..	58
BÖLÜM 4.	
MATERYAL VE METOD.....	61

4.1. Elektronik Devre Tasarımı ve Püskürtme Yazılımının Geliştirilmesi.....	61
4.1.1. Elektronik kontrollü buhar püskürtme sisteminin tasarımı....	61
4.1.1.1. Enjektör parametreleri tespiti.....	61
4.1.1.2. Algılayıcı ve sensör karakteristiklerinin belirlenmesi	67
4.1.1.3. Elektronik kontrol ünitesinin tasarımı.....	70
4.1.2. Bulanık kontrolör tasarımı.....	71
4.1.2.1. Kullanıcı ara yüzü.....	73
4.2. Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarının Belirlenmesi.....	75
4.2.1. Araştırmada kullanılan ölçme donanımları.....	75
4.2.1.1. Deney düzeneği.....	75
4.2.1.2. Deney motoru.....	76
4.2.1.3. Dinamometre.....	77
4.2.1.4. Yakıt sarfiyatının ölçülmesi.....	77
4.2.1.5. Hava debisinin ölçümü.....	80
4.2.1.6. Sıcaklık ölçümleri.....	81
4.2.1.7. Emisyon ölçümü.....	82
4.2.1.8. Motor hızı ölçümü.....	82
4.3. Egzoz Enerjisinden Buhar Eldesi İçin Yapılan İşlemler.....	83
4.3.1. Atık ısı kazanı (Eşanjör).....	83
4.3.2. Motor emme hattına buhar enjektörünün konumlandırılması.	84
4.4. Silindir İçi Basıncın Ölçülmesi.....	84
4.5. Deney Yöntemi.....	86
4.6. Belirsizlik Analizi.....	88
4.7. Hesaplamalarda Kullanılan Formüller.....	91
4.7.1. Döndürme momenti ve efektif güç.....	91
4.7.2. Efektif verim.....	92
4.7.3. Ortalama efektif basınç.....	92
4.7.4. Özgül yakıt sarfiyatı.....	92
4.7.5. Volümetrik verim.....	93
4.7.6. Hava fazlalık katsayısı.....	93
4.7.7. Hava debisi ölçümü.....	94
4.7.8. Silindir içi basıncın istatistiksel analizi.....	94

BÖLÜM 5.

ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	96
5.1. Tam Yük Şartlarında Optimum Çalışma Koşullarının Ki Kare Testi İle Tespiti.....	96
5.1.1. Tam yük şartlarında buhar püskürtmenin motor performans karakteristikleri üzerine etkisi.....	99
5.1.1.1. Buhar püskürtmenin döndürme momenti üzerine etkisi	99
5.1.1.2. Buhar püskürtmenin efektif güç üzerine etkisi.....	101
5.1.1.3. Buhar püskürtmenin özgül yakıt sarfiyatı üzerine etkisi.....	104
5.1.1.4. Buhar püskürtmenin efektif verim üzerine etkisi.....	106
5.1.1.5. Buhar püskürtmenin egzoz gaz sıcaklığı üzerine etkisi.....	108
5.1.1.6. Buhar püskürtmenin volümetrik verim üzerine etkisi.....	109
5.1.2. Tam yük şartlarında buhar püskürtmenin silindir içi basınç değişimine etkisi.....	110
5.1.3. Tam yük şartlarında buhar püskürtmenin motor emisyon karakteristikleri üzerine etkisi.....	115
5.1.3.1 Buhar püskürtmenin NO _x emisyonları üzerine etkisi.	115
5.1.3.2. Buhar püskürtmenin duman koyuluğu üzerine etkisi.	118
5.1.3.3. Buhar püskürtmenin hidrokarbon (HC) emisyonu üzerine etkisi.....	119
5.1.3.4. Buhar püskürtmenin karbon monoksit (CO) Emisyonu Üzerine Etkisi.....	121
5.1.3.5. Buhar Püskürtmenin karbon dioksit (CO ₂) emisyonu üzerine etkisi.....	122
5.2. Kısmi Yük Şartlarında Buhar Püskürtmenin Motor Performans Parametreleri ve NO _x emisyonu Üzerine Etkisi.....	123
5.2.1. Buhar püskürtmenin ÖYS üzerine etkisi.....	124
5.2.2. Buhar püskürtmenin efektif verim üzerine etkisi.....	127
5.2.3. Buhar püskürtmenin NO _x emisyonları üzerine etkisi.....	131

BÖLÜM 6.	
GENEL DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER	134
KAYNAKLAR.....	141
ÖZGEÇMİŞ.....	153

SİMGELER VE KISALTMALAR

A_x	: Sistematik belirsizliklerin toplamı
B	: Silindir çapı, m
B_x	: Rastgele belirsizlik
b_e	: Efektif özgül yakıt sarfiyatı
b_i	: İndike özgül yakıt sarfiyatı
C_m	: Ortalama piston hızı
CO	: Karbon monoksit
CO_2	: Karbondioksit
$C_{v,l}$: Taze dolgunun sabit hacimde özgül molar ısısı
$C_{v,r}$: Artık gazların sabit hacimde özgül molar ısısı
d_H	: Orifis çapı
F	: Fren terazi kuvveti
F_{sil}	: Silindir kafası yüzey alanı
$f_{süb}$: Sübap kafası yüzey alanı
H_x	: Atmosferik havanın entalpisi
H_2	: Hidrojen
HC	: Hidrokarbon
H_2O	: Su buharı
h_a	: Kuru havanın özgül entalpisi
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri
h_v	: Su buharının doyma basıncındaki özgül entalpisi
i	: Devirdeki çevrim sayısı
l_0	: 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı, kütleli
L_0	: 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı, hacimsel
L	: Moment kolu uzunluğu

M_d	: Döndürme momenti
$\dot{m}_{x,v}$: Kuru hava kütleli debisi
\dot{m}_y	: Yakıtın kütleli debisi
\dot{m}_z	: Su buharının kütleli debisi
m_a	: Kuru hava kütlesi
$m_{buhar,1-derece}$: Enjektörün bir derecede püskürttüğü buhar miktarı, mg
n_1	: Sıkıştırma süreci politrop üssü
n_2	: Genişleme süreci politrop üssü
n_x	: Atmosferik havanın mol sayısı
n_k	: Karışımın mol sayısı
n_a	: Kuru havanın mol sayısı
$n_ç$: İş yapan devir sayısı
n_z	: Su buharının mol sayısı
n	: Motor devri, devir/dakika
NH_3	: Amonyak
N	: Tekrarlı ölçmelerin sayısı
N_2	: Azot
NO	: Azot monoksit
NO_2	: Azot dioksit
NO_x	: Azot oksit
O_2	: Oksijen
ppm	: Milyonda bir partikül
P_{me}	: Ortalama efektif basınç
P_i	: İndike güç
P_{mi}	: Ortalama indike basınç
P_g	: Suyun 25 °C' deki doyma basıncı
P_z	: Su buharının basıncı
P_x	: Havanın basıncı
$P_{x,v}$: Atmosferik hava içerisindeki nemin kısmi basıncı
$P_{x,a}$: Kuru havanın kısmi basıncı
P_e	: Efektif güç
R_u	: Evrensel gaz sabiti

S	: Stroke boyu, m
SO_2	: Kükürt dioksit
$S_{\bar{x}}$: Ölçüm yapılan büyüklüğün ortalamasındaki belirsizlik
$\pm t_{v,99} S_{\bar{x}}$: Ölçümün ortalamasındaki rasgele belirsizlik
t_a	: Enjektör açılma gecikmesi zamanı
t_k	: Enjektör kapanma gecikmesi zamanı
t_s	: Enjektöre uygulanan sinyal süresi
t_p	: Enjektör püskürtme süresi
T_x	: Havanın sıcaklığı
T_z	: Su buharının sıcaklığı
T_{ϕ}	: Karışımın sıcaklığı
$t_{1-derece}$: Motorun 1 dereceyi alma zamanı, ms
t	: Serbestlik derecesi
u_R	: Toplam belirsizlik
U	: Giren havanın hızı
V_H	: Toplam silindir hacmi
W_e	: Bir çevrimdeki iş
z	: Silindir sayısı
α	: Basınç artış oranı
β	: Ön genişleme oranı
ρ	: Çevre şartlarındaki havanın yoğunluğu
ρ_y	: Yakıtın yoğunluğu
μ	: Moleküler değişim katsayısı
ζ_z	: Isı kullanım katsayısı
ξ	: Hidrodinamik basınç katsayısı
θ	: Bağlı nem
ε	: Sıkıştırma oranı
δ	: Genişleme üst katsayısı
ω	: Özgül nem
ω_{hu}	: Açısal hız
η_y	: Yanma verimi

λ	: Hava fazlalık katsayısı
η_v	: Volümetrik verim
ΔV	: Tüketilen yakıt hacmi
Δt	: Yakıt tüketme süresi
Δh_H	: Manometredeki akışkan yüksekliği (mmSS)
Δp_{mi}	: Emme ve egzoz süresince pompalama kayıplarının ortalama basıncı
v	: Teorik çevrimi gerçek çevrime yaklaştırmak için kullanılan katsayısı
σ	: Ölçümün standart sapması
ρ_y	: Yakıt yoğunluğu
AÖN	: Alt ölü nokta
ADC	: Analog-dijital çevirici
BAM	: Buji ateşlemeli motor
BPO	: Buhar püskürtme oranı
EES	: Engineering Equations Solver
EKBPS	: Elektronik kontrollü buhar püskürtme sistemi
EGR	: Egzoz gazı resürkilasyonu
HCCI	: Homojen karışımli sıkıştırma ateşlemeli motor
HFk	: Hava fazlalık katsayısı
H/Y	: Hava-yakıt oranı
KMA	: Krank mili açısı
ÖYS	: Özgül yakıt sarfıyatı
PM	: Partikül madde
STD	: Standart motor
SCR	: Seçici katalitik dönüştürücü
TG	: Tutuşma gecikmesi
ÜÖN	: Üst ölü nokta

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Püskürtme avansının kirletici emisyonlara ve özgül yakıt sarfiyatına etkisi.....	4
Şekil 2.1.	Dizel motorunda yanma safhaları.....	15
Şekil 2.2.	Silindir içi sıcaklığın NO oluşumuna etkisi.....	22
Şekil 2.3.	Krank açısına bağlı olarak NO değişimi.....	23
Şekil 2.4.	H/Y oranının NO oluşumuna etkisi.....	24
Şekil 2.5.	Dolgu sıcaklığının NO _x emisyonu oluşumuna etkisi.....	25
Şekil 2.6.	Dolgu basıncının NO _x emisyonu oluşumuna etkisi.....	26
Şekil 2.7.	Motor giriş havası konsantrasyonu değişiminin NO miktarına etkisi.....	28
Şekil 2.8.	NO _x emisyonunu kontrol etmek için uygulanan yöntemler	28
Şekil 2.9.	EGR ve diğer seyrelticiler ile giriş havası oksijen konsantrasyonunun değişiminin bir dizel motorunda NO _x emisyonlarına etkisi	29
Şekil 2.10.	EGR oranının NO değişimine etkisi.....	30
Şekil 2.11.	Bir dizel motoruna gönderilen su oranının NO üzerine etkisi.....	31
Şekil 2.12.	Silindir içerisine gönderilen su oranına bağlı olarak yanma sonu maksimum sıcaklık ve NO miktarlarındaki değişim.....	32
Şekil 2.13.	Motor yükü ve su oranına bağlı olarak efektif verimdeki değişim	33
Şekil 2.14.	Emülsife yakıt kullanımında mikro patlamaların oluşumu	34
Şekil 2.15.	Emme havası içerisine suyun enjeksiyonu.....	35
Şekil 2.16.	Suyun ayrı bir enjektör ile yanma odasına enjeksiyonu.....	36
Şekil 2.17.	Yakıt enjektörü vasıtasıyla suyun yanma odasına direkt enjeksiyonu.....	36
Şekil 2.18.	Suyun yakıt enjektörü ile silindire kademeli olarak gönderilmesi	37
Şekil 2.19.	Kademeli yakıt-su enjeksiyonu.....	37
Şekil 3.1.	Püskürtülen buhar miktarına bağlı olarak bağıl nemin değişimi.....	45
Şekil 3.2.	Püskürtülen buhar miktarına ve ortam sıcaklığına bağlı olarak bağıl nemin değişimi.....	45

Şekil 3.3.	Dizel çevriminin emme periyodu.....	47
Şekil 3.4.	Dizel çevriminin sıkıştırma süreci.....	49
Şekil 3.5.	Dizel çevriminin yanma süreci.....	52
Şekil 3.6.	Dizel çevriminin genişleme süreci	55
Şekil. 3.7.	Teorik model ile deneysel çalışmanın döndürme momenti açısından karşılaştırılması	59
Şekil. 3.8.	Teorik model ile deneysel çalışmanın efektif güç açısından karşılaştırılması.....	59
Şekil. 3.9.	Teorik model ile deneysel çalışmanın ÖYS açısından karşılaştırılması	60
Şekil 3.10.	Teorik model ile deneysel çalışmanın efektif verim açısından karşılaştırılması	60
Şekil.4.1.	Enjektör parametrelerinin tespiti için kurulmuş deney düzeneğinin şematik şekli.....	62
Şekil 4.2.	Enjekör açılma gecikme zamanının tespiti için yürütülen işlem adımları.....	63
Şekil 4.3.	Enjektörün birim zamanda püskürttüğü buhar miktarının tespiti için bir deney aşamasında yapılan işlemler.....	64
Şekil 4.4.	Enjektörün devir sayısına göre püskürttüğü buhar miktarı	65
Şekil 4.5.	Enjektöre uygulanan püskürtme sinyali	65
Şekil 4.6.	2400 d/d ve BPO' da enjektörün püskürtme açıları.....	66
Şekil 4.7.	B20 ve test devirlerinde enjektörün püskürtme açıları.....	67
Şekil. 4.8.	Devir ve açı ölçer (Encoder).....	68
Şekil 4.9.	Gaz kolu konum sensörü.....	69
Şekil 4.10.	Üst ölü nokta sensörü.....	69
Şekil 4.11.	Kontrol düzeneğine ait blok diyagram.....	70
Şekil 4.12.	Tasarlanan bulanık denetleyici.....	71
Şekil 4.13.	Sistem için tasarlanan arayüz.....	74
Şekil 4.14.	Deney düzeneği.....	75
Şekil 4.15.	Test düzeneğinin şematik görünümü.....	75
Şekil 4.16.	Deney motoru.....	76
Şekil 4.17.	Deneyleerde kullanılan dinamometre ve yük hücresi.....	77
Şekil.4.18.	Yakıt ölçüm düzeneğinin akış diyagramı.....	78
Şekil.4.19.	Yakıt ölçüm cihazı şematik şekli.....	79

Şekil 4.20.	Yakıt ölçüm cihazı ve kontrol panosu.....	80
Şekil 4.21.	Hava debi ölçüm düzeneği.....	81
Şekil 4.22.	Sıcaklık ölçüm düzeni.....	81
Şekil 4.23.	Emisyon ölçüm cihazı (MRU Delta 1600L).....	82
Şekil 4.24.	Devir ölçer.....	83
Şekil 4.25.	Atık ısı kazanı ve üzerindeki ekipmanlar	83
Şekil 4.26.	Silindir kapağına açılmış enjektör yuvası (a) ve enjektör yuvasına takılmış buhar enjektörü (b).....	84
Şekil 4.27.	Basınç ölçüm ara yüzü.....	85
Şekil 4.28.	Silindir içi basınç ölçüm düzeneği.....	85
Şekil 5.1.	Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki değişim.....	99
Şekil 5.2.	Buhar oranına bağlı olarak döndürme momentinin STD duruma göre değişimi.....	100
Şekil 5.3.	Döndürme momenti için faktörlerin ortalama değerleri.....	101
Şekil 5.4.	Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak efektif güçteki değişim.....	102
Şekil 5.5.	Püskürtülen buhar oranına bağlı efektif gücün STD duruma göre değişimi.....	103
Şekil 5.6.	Efektif güç için faktörlerin ortalama değerleri.....	103
Şekil 5.7.	Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak ÖYS' daki değişim.....	104
Şekil 5.8.	Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak ÖYS' nin STD duruma göre değişimi.....	105
Şekil 5.9.	Özgül yakıt sarfiyatı için faktörlerin ortalama değerleri.....	105
Şekil 5.10.	Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak efektif verimdeki değişim...	106
Şekil 5.11.	Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak efektif verimin STD duruma göre değişimi.....	107
Şekil 5.12.	Efektif verim için faktörlerin ortalama değerleri.....	107
Şekil 5.13.	Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak egzoz gaz sıcaklığındaki değişim.....	108
Şekil 5.14.	Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak hacimsel verimdeki değişim	109
Şekil 5.15.	Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak basıncın KMA göre değişimi.....	110
Şekil 5.16.	Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak basıncın hacme göre değişimi.....	111
Şekil 5.17.	Standart durumda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi.....	112

Şekil 5.18.	B10 durumda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi.....	113
Şekil 5.19.	B20 durumda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi.....	113
Şekil 5.20.	B30 durumda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi.....	114
Şekil 5.21.	B40 durumda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi.....	114
Şekil 5.22.	Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak NO _x emisyonundaki değişim.....	115
Şekil 5.23.	Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak NO _x ' un STD duruma göre değişimi.....	116
Şekil 5.24.	Buhar oranına bağlı olarak yanma sonu maksimum sıcaklığındaki değişim.....	117
Şekil 5.25.	NO _x emisyonları için faktörlerin ortalama değerleri.....	118
Şekil 5.26.	Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki değişim.....	119
Şekil.5.27.	Duman koyuluğu emisyonu için faktörlerin ortalama değerleri.....	119
Şekil 5.28.	Motor devri ve buhar oranına bağlı olarak ölçülen HC değerlerindeki değişimler.....	120
Şekil 5.29.	HC emisyonu için faktörlerin ortalama değerleri.....	121
Şekil 5.30.	Buhar oranı ve motor devrine bağlı olarak ölçülen CO değerlerindeki değişimler.....	121
Şekil. 5.31	CO emisyonu için faktörlerin ortalama değerleri.....	122
Şekil 5.32.	Buhar oranı ve motor devrine bağlı olarak ölçülen CO ₂ emisyonundaki değişimler.....	122
Şekil.5.33.	CO ₂ emisyonu için faktörlerin ortalama değerleri.....	123
Şekil 5.34.	Deney motorunun çalışma bölgeleri.....	124
Şekil 5.35.	STD şartlarda elde edilen eş özgül yakıt sarfiyat eğrisinin B10 durumuna göre karşılaştırılması	125
Şekil 5.36.	STD şartlarda elde edilen eş özgül yakıt sarfiyat eğrisinin B20 durumuna göre karşılaştırılması.....	126
Şekil 5.37.	STD şartlarda elde edilen eş özgül yakıt sarfiyat eğrisinin B30 durumuna göre karşılaştırılması.....	127
Şekil 5.38.	STD şartlarda elde edilen eş efektif verim eğrisinin B10 durumuna göre karşılaştırılması.....	128

Şekil 5.39.	STD şartlarda elde edilen eş efektif verim eğrisinin B20 durumuna göre karşılaştırılması.....	129
Şekil 5.40.	STD şartlarda elde edilen eş efektif verim eğrisinin B30 durumuna göre karşılaştırılması.....	130
Şekil 5.41.	STD şartlarda elde edilen eş NO _x eğrisinin B10 durumuna göre karşılaştırılması.....	131
Şekil 5.42.	STD şartlarda elde edilen eş NO _x eğrisinin B20 durumuna göre karşılaştırılması.....	132
Şekil 5.43.	STD şartlarda elde edilen eş NO _x eğrisinin B30 durumuna göre karşılaştırılması.....	133

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1.	Dizel motorları avrupa birliği emisyon standartları, g/kWh (is emisyonu: m ⁻¹)	3
Tablo 1.2.	Dizel motoruna farklı Şekillerde su g3nderilmesi durumunda yapılan çalışmaların NO _x emisyonundaki değişim açısından karşılaştırılması.....	12
Tablo 4.1.	Eğitim seti (Yük min:190 max:600, Gaz Kolu min:580, max:290).....	72
Tablo 4.2.	Bulanık denetleyiciden okunan veriler	73
Tablo 4.3.	Deney motorunun teknik 3zellikleri.....	76
Tablo 4.4.	Basınç sens3r ve şarj amplifikat3rn teknik 3zellikleri.....	86
Tablo 4.5.	Motor testlerinde 3llen parametreler ve 3lm cihazları.....	87
Tablo 4.6.	Deneysel bulguların atılması için Chauvenet kriteri.....	90
Tablo 4.7.	Sistematik ve rasgele hatalara g3re hesaplanmış toplam belirsizlikler (%99 güvenirlik aralığında)	90
Tablo 5.1.	Varyans analizi (ANOVA) tablosu.....	98
Tablo 5.2.	Ortalama efektif basınç değerlerinin motor d3ndrme momenti olarak eşdeğerini.....	124

ÖZET

Anahtar Kelimeler: Dizel motoru, NO_x, Is, Emisyon, Su buharı enjeksiyonu, Atık ısı kazanı

NO_x emisyonlarının oluşma nedeni yüksek sıcaklıklardır ve özellikle yanma odası sıcaklığının 1800 °C' yi geçtiği anda NO_x oluşum hızı artmaktadır. Dolayısıyla NO_x emisyonunu azaltmanın ana mekanizması yanma odası sıcaklığının düşürülmesine dayanır. Ancak NO_x emisyonunun azaltılması yanma odasında oluşan is emisyonlarını olumsuz etkilemektedir. Düşen yanma odası sıcaklığı oksidasyon hızını azalttığından NO_x emisyonu düşerken is emisyonu bir miktar artar. Bu durumda NO_x, is emisyonu ve yakıt sarfiyatı arasında optimal bir noktanın bulunması gerekir.

NO_x emisyonlarının azaltılması için uygulanan yöntemler: SCR (Selective Catalytic Reduction), sıcak ve soğuk EGR, püskürtme avansının azaltılması, su-yakıt emülsiyonu, doğrudan veya emme manifolduna su püskürtme sayılabilir. Katı emisyon sınırlarına ulaşabilmek için günümüzde özellikle gemilerde emme manifoldu ve yanma odasına direk su püskürtme yöntemleri yaygınlaşmaya başlamıştır. Ancak kara taşıtlarında kullanılan dizel motorlarında bu yöntemler yeteri kadar yaygınlaşmamıştır. Gerek düşük hızlı gemi dizel motorlarında gerekse yüksek hızlı kara taşıt motorlarında, emme periyodunda buhar enjeksiyonunun NO_x emisyonu ve performans parametreleri üzerine etkilerine dair mevcut literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Bu çalışmada, buhar enjeksiyonunun su soğutmalı direkt enjeksiyonlu bir dizel motorundan salınan NO_x emisyonları üzerine etkisi araştırılmıştır. Buhar eldesi için egzoz devresi üzerine monte edilen ısı eşanjörü kullanılmıştır. Isı eşanjöründen elde edilen buhar ortak hatta toplanarak emme periyodu esnasında farklı oranlarda püskürtülmüştür. Buhar enjeksiyonu neticesinde NO_x ve is emisyonlarındaki değişimler standart motor verileriyle karşılaştırılmıştır. Ayrıca, püskürtülen buharın çevrim boyunca yoğunlaşma sınırına ulaşmadan egzozdan atılması için termodinamik olarak püskürtülebilecek buhar yüzdesi (termodinamik sınır) teorik olarak hesaplanmıştır.

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF STEAM INJECTION INTO THE DIESEL ENGINE ON NO_x AND PM EMISSIONS

SUMMARY

Key Words: Diesel engine, Steam injection, NO_x, Smoke, Emissions, Steam injection, Waste heat boiler

The main reason of NO_x formation is higher temperatures in the combustion chamber of the internal combustion engines. When the flame temperature exceeds 1800 °C in the cylinder, rate of NO_x formation considerably increases. However, the mechanism, which diminishes NO_x formation, adversely affects smoke emissions since the rate of oxidation reaction decreases with the flame temperature. In that case, optimal point must be found in terms of NO_x, smoke emissions and specific fuel consumption.

The primary methods of NO_x reduction are Selective Catalytic Reduction (SCR), hot and cold EGR, reduction of injection timing, water-fuel emulsion, direct water injection into the cylinder or water injection into manifold. To achieve strict EURO emission regulations, direct water injection and water injection to manifold methods for NO_x control commonly used in marine diesel engines. However, water injection methods are not used yet in high speed diesel engines which are used in trucks, in mobile no road diesel engines and passenger cars. However, steam injection is not widely used in land vehicles equipped with diesel engines. In the open literature there is no significant study on the effects of using steam injection during inlet period of both low and high speed diesel engines used on ship and road vehicles.

In this study, the effect of steam injection on the reduction of NO_x emission from the water cooled diesel engine with direct injection system is investigated. In order to generate water steam, a heat exchanger mounted into exhaust line has been used. The steam has been collected in a common rail and injected into the cylinder of different amounts during inlet period. The NO_x and smoke emissions generated as a result of using steam injection have been compared with that of standard diesel engines. In addition, the maximum amount of steam that presents the condensation through the whole engine cycle has been theoretically calculated based on thermodynamics principles.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Son yıllarda, otomotiv sanayinin gelişmesi, nüfus artışı ve yaşam seviyesinin büyük gelişme göstermesi sonucunda, motorlu taşıtların sayısı hızla artmaktadır. Bunun sonucu olarak, özellikle büyük kentlerde, motorlu taşıtlardan kaynaklanan kirleticilerin diğer kirleticilere göre oranı gittikçe artmaktadır. Bu durum, çevre sağlığını bölgesel ve küresel ölçekte tehdit etmeye başlamıştır [1].

Motorlu taşıtlar; egzoz emisyonu, yakıt-yağ buharı, kurşun bileşikleri, asbest ve lastik tozları, aşınma paslanma ve korozyon sonucu oluşan gaz, sıvı ve katı atıklarla çevreyi kirletmektedir. Özellikle sanayileşmiş bölgelerdeki hava kirliliğinin yaklaşık % 60–70' nin motorlu taşıtlardan kaynaklandığı tahmin edilmektedir [2]. Motorlu taşıt kirletici emisyonlarının büyük bir bölümü yanma sonucu oluşmaktadır [3]. Benzin ve dizel motorlarda kullanılan hidrokarbon (HC) kökenli yakıtların, ideal koşullarda hava ile tam yanması sonucu oluşan ürünler arasında karbondioksit (CO_2), su buharı (H_2O) ve azot bileşikleri (NO_x) bulunmaktadır. Ancak uygulamada ideal koşulların sağlanamaması nedeniyle tam yanma gerçekleşmemekte ve kirletici bileşenler oluşmaktadır. Motorlu taşıtlardan kaynaklanan toplam kirleticilerin büyük bir bölümünü oluşturan egzoz gazlarının bileşiminde; parafinler, olefinler ve aromatikler gibi yanmamış hidrokarbonlar, aldehitler, ketonlar, karboksilik asitler gibi kısmen yanmış hidrokarbonlar, CO, NO_x , SO_2 , kurşun bileşikleri ve partikül maddeler bulunmaktadır. Egzoz gazında bulunan en etkin, zararlı ve yoğun bileşenler karbonmonoksit (CO), hidrokarbon (HC), NO_x ve partikül maddelerdir [4,5].

Buji ateşlemeli motorlardan (BAM) çevreye salınan kirletici bileşenlerin miktarları ile dizel motorlarından salınan kirletici bileşenlerin miktarları farklıdır. Buji ateşlemeli motorlarda kısmi eksik yanma ürünleri CO ve HC emisyonları önemli iken, dizel motorlarında yanma buji ateşlemeli motorlara göre daha fakir karışımlarda gerçekleştiğinden en önemli kirletici bileşenler NO_x ve partikül madde

emisyonlarıdır. Dizel motorlarından açığa çıkan NO_x emisyonları buji ateşlemeli motorlara göre oldukça yüksektir [6-11].

Türkiye’ de 4.5 milyon otomobil olmak üzere toplam motorlu araç parkı 2002 yılında 6.1 milyon adede ulaşmıştır. Türkiye’ de dizel yakıtla çalışan ticari araçların sayısı her geçen gün artmaktadır. Dizel araçların ticari amaçla kullanılmasının yakıt tüketimi ve çevre açısından önemi büyüktür. Yapılan araştırmalara göre ülkemizde dizel yakıtı tüketimi, tüm petrol ürünleri içinde yaklaşık olarak % 30 dur [12]. Benzin motorlarına kıyasla özgül yakıt tüketiminin düşük olması, daha fakir karışımla çalışabilmeleri ve yüksek sıkıştırma oranı sebebiyle bütün yüklerde daha verimli çalışması, orta ve ağır hizmet tipi araçlar için dizel motorlarını cazip kılmaktadır [8]. En ekonomik güç kaynaklarından biri olan dizel motorları, tarım, endüstri ve otomotiv uygulamalarında birçok alanda farklı amaçlarla kullanılmaktadır [6].

Dizel motorlarında genel hava/yakıt oranı stokiometrik karışım oranından büyük olmasına rağmen, karışımın heterojen yapısı nedeniyle silindir içinde zengin karışım bölgeleri oluşabilmektedir. Bu durumda yakıt damlacıkları çevresinde yeterli miktarda hava bulunmadığından eksik yanma ürünü olan is oluşmaktadır [13].

İçten yanmalı motorlarda fosil yakıtların yanması sonucu oluşan kirletici emisyonların azaltılması ve verimin artırılması yönündeki çalışmalar 1970’ lerde başlamış ve günümüzde de kapsamlı olarak devam etmektedir [5,14,15].

Çevreye salınan zararlı emisyonların azaltılması konusunda Avrupa Birliği ve ABD’ de yürürlüğe giren katı yasal düzenlemeler, otomotiv üreticilerini egzoz kaynaklı kirletici bileşenlerin azaltılması konusunda önlem almaya zorlamaktadır. Dolayısıyla, üretici firmalar bir taraftan emisyonların azaltılması konusunda önlemler alırken diğer taraftan rekabet edebilirlik açısından motor performansında artma ve yakıt sarfiyatında iyileşmeleri sağlayacak teknolojileri de geliştirmek zorunda kalmaktadırlar [16]. Tablo 1.1’ de dizel motorlarından çevreye salınabilecek kirletici emisyon bileşenlerinin üst sınırları ve yürürlük tarihleri görülmektedir. Tablodan da görüldüğü gibi Avrupa Birliğinde dolaşıma çıkan dizel araçlarında NO_x üst limiti

1992 yılında 8.0 g/kWh iken 2008 yılında yürürlüğe giren Euro V standartlarında NO_x üst limiti 2.0 g/kWh' a düşmüştür. 16 yıllık zaman periyodunda üst limit 4 kat azaltılmıştır.

Tablo 1.1. Dizel motorları avrupa birliği emisyon standartları, g/kWh (is emisyonu: m⁻¹)

	TARİH	CO	HC	NO _x	PM	İs
Euro I	1992, < 85 kW	4.5	1.1	8.0	0.612	
	1992, > 85 kW	4.5	1.1	8.0	0.36	
Euro II	1996.10	4.0	1.1	7.0	0.25	
Euro III	2000.10	2.1	0.66	5.0	0.10	0.8
					0.13*	
Euro IV	2005.10	1.5	0.46	3.5	0.02	0.5
Euro V	2008.10	1.5	0.46	2.0	0.02	0.5
* silindir başına strok hacmi 0.75 dm ³ ün altındaki araçlar içindir.						

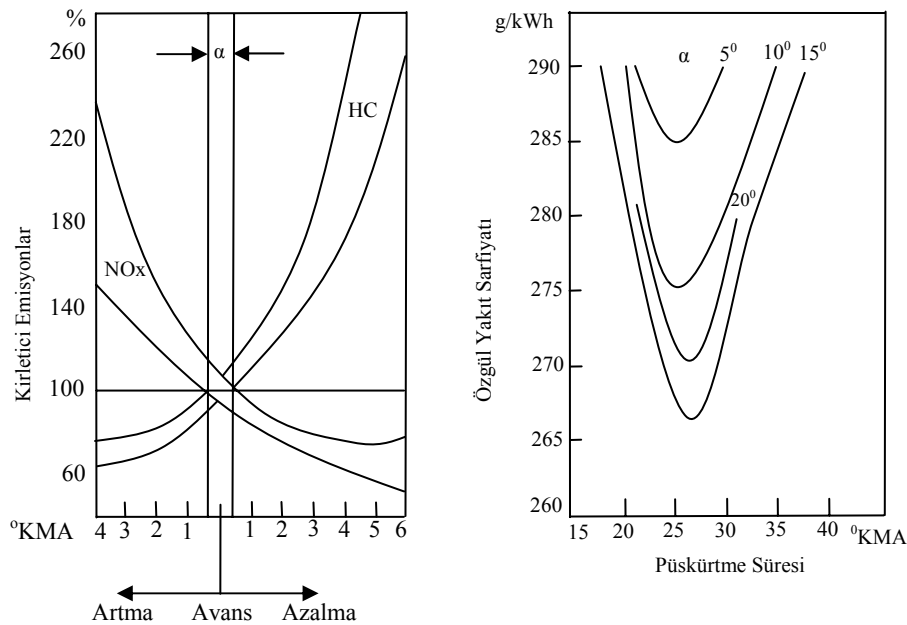
Kirletici emisyonları sınırlandırmak amacıyla çıkarılan kurallar, üretici firmaları önlem almaya zorlamaktadır. Dizel motorları ile tahrik edilen araçlardan çevreye salınan en önemli kirletici bileşenlerden birisi NO_x dur. Bu emisyonların azaltılması için pek çok yöntem önerilmiştir [17]. Genel olarak NO_x emisyonlarının azaltılması yönünde alınan önlemler niteliklerine göre üçe ayrılmaktadır. Bunlar yanma öncesi alınan önlemler, yanma sırasında alınan önlemler ve yanma sonrası alınan önlemler olarak sınıflandırılabilir [18].

- Yanma öncesi önlem: Kullanılan yakıt bileşiminin kirletici emisyonları azaltıcı yönde hazırlanması (Katkı maddeleri, emülsife yakıt, oksijene yakıtlar vs.)
- Yanma esnasında önlem: Kirletici bileşenlerin motorda yanma sırasında ve diğer motor içi kaynaklarda oluşumunu azaltmak (Yanma odası şekli, EGR, su püskürtme, Püskürtme avansının düşürülmesi, vb.).
- Yanma sonrası önlem: Oluşumuna engel olunamayan kirletici bileşenleri daha sonra egzoz gazı içerisinde temizlemek (Termik reaktör, katalitik konvertör, Seçici Katalitik Dönüştürücü (SCR), vb.).

Yanma esnasında NO_x emisyonlarının azaltılması için uygulanan yöntemler silindir içi sıcaklığın düşürülmesi esasına dayanır. NO_x oluşumu yüksek yanma sıcaklıklarında artmaktadır. $d[NO]/dt$ ' nin Denklem 1.1' deki eksponansiyel ifadedeki T' ye kuvvetle bağlı olduğu görülmektedir [19].

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \cdot 10^{16}}{T^{1/2}} \exp\left(\frac{-69,090}{T}\right) [O_2]_e^{1/2} [N_2]_e \quad \text{mol/cm}^3 \cdot \text{s} \quad (1.1)$$

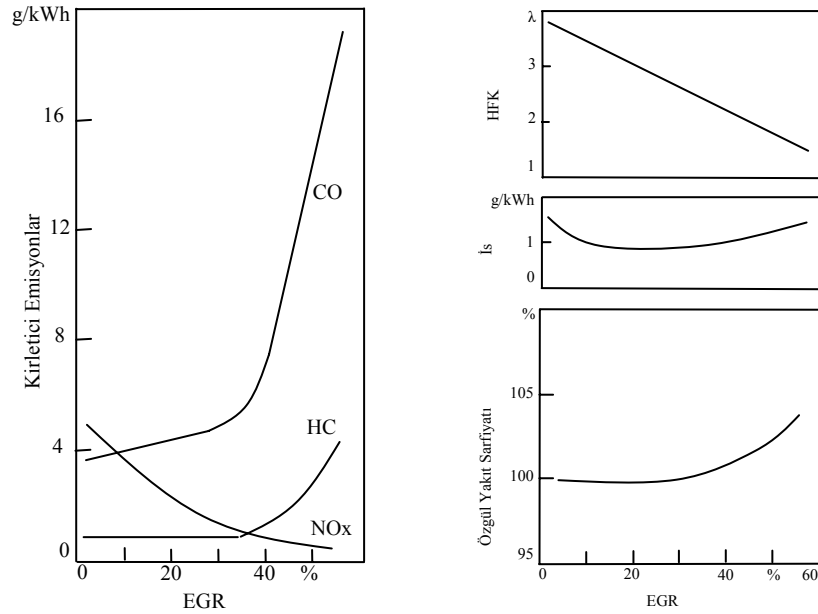
Teorik ve gerçek dizel çevrim analizleri ısıl verimin yanma sıcaklığının yükselmesi ile arttığını göstermektedir [20,21]. Buna karşılık, NO_x emisyonlarının azaltılması için sıcaklığın düşürülmesi zarureti verim artışını sınırlandırmakta, hatta zaman zaman verimin düşmesine neden olmaktadır [17,22]. Silindir içi sıcaklığın artışı diğer kirletici bileşenlerden CO, HC ve is emisyonlarının oksidasyon reaksiyonlarını hızlandırmaktadır. Ancak, silindir içi NO_x emisyonlarını azaltmaya yönelik yöntemler yukarıda bahsedilen emisyonların oksidasyon hızlarını yavaşlatmaktadır. Dolayısıyla NO_x' u azaltmaya yönelik olarak uygulanan yöntemlerin bir yandan verimin düşmemesine diğer yandan da diğer kirletici bileşenlerin artışına neden olmaması gerekir.



Şekil 1.1. Püskürtme avansının kirletici emisyonlara ve özgül yakıt sarfiyatına etkisi [19]

Silindir içindeki önlemlerden birisi püskürtme avansının azaltılmasıdır [23]. Şekil 1.1’ de püskürtme avansının kirletici emisyonlara ve özgül yakıt sarfiyatına etkisi görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi NO_x emisyonlarını minimum yapan püskürtme avansı ile HC ve özgül yakıt sarfiyatını minimum yapan püskürtme avansı farklıdır. Bu durum püskürtme avansının NO_x , özgül yakıt sarfiyatı ve HC emisyonlarını optimum yapacak şekilde ayarlanması gerektiğini ortaya koymaktadır.

Yukarıda bahsedilen benzer sebepler EGR uygulamasında da geçerli olduğu için EGR yüzdesi % 30 ile sınırlanmıştır (Şekil. 1.2) [19].



Şekil 1.2. EGR oranının kirletici emisyonlara ve özgül yakıt sarfiyatına etkisi [19]

Yukarıda sayılan nedenlerden dolayı, silindir içi önlemler silindir dışındaki önlemlerle birlikte yürütülür. Silindir dışında alınan başlıca önlemler ise SCR, partikül tutucu ve oksidasyon katalizörü kullanmaktır. Su veya buhar püskürtme yöntemi silindir içerisinde (yanma esnasında) alınan en etkili NO_x azaltma yöntemlerindedir. Son 20 yılda su, farklı şekillerde pek çok araştırmacı tarafından, içten yanmalı motorlarda yanma verimini arttırmak ve NO_x emisyonlarını azaltmak için oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır [24–48].

Suyun yanma odasına sevki emülsiyon halinde gönderilmesi, doğrudan veya emme manifolduna püskürtme şeklinde gerçekleştirilmektedir [31,49].

Katı emisyon sınırlarını aşabilmek için günümüzde özellikle gemilerde manifolda ve yanma odasına direkt su püskürtme yöntemleri yaygınlaşmaya başlamıştır [25]. Ancak kara taşıtlarında kullanılan dizel motorlarında bu yöntemler yeteri kadar yaygınlaşmamıştır.

Kaynaklarda dizel yakıtı ile birlikte su kullanımı durumunda maksimum alev sıcaklığının düştüğü ve NO_x emisyonlarında dikkate değer oranda azalmaların meydana geldiği ifade edilmektedir [50–61]. Yapılan bazı çalışmalarda ise yakıt-su karışım oranı arttıkça is ve PM emisyonlarında artmanın meydana geldiği ifade edilmektedir [62]. Bedford ve ark [50]. ile Lin ve Wang [63], düşük yüklerde farklı hacimsel su/yakıt oranlarında NO_x ve özgül yakıt sarfiyatında azalmanın meydana geldiğini buna karşılık, yüksek yüklerde aynı karışım oranlarında, su/yakıt karışım oranları artırıldığında NO_x emisyonunda büyük ölçüde düşme gözlenirken, özgül yakıt sarfiyatında büyük oranda kötüleşmenin gözlemlendiğini ifade etmişlerdir.

Greeves ve ark, [64] teorik çalışmalarında, su damlacıklarının buharlaşması için yakıttan daha fazla ısı çektiğini ve bu sebepten dolayı NO_x emisyonlarını düşürdüğünü fakat is ve PM emisyonlarını arttırdığını ileri sürmüşlerdir. Emülsife yakıt kullanan çalışmacılardan bir kısmına göre ise is ve PM emisyonlarında azalmaların olduğu ifade edilmiştir [58,65]. Çalışmalarda meydana gelen bu değişime, test edilen motorun çalışma şartlarının [33,58,66,67] ve püskürtme sistemindeki farklılıkların etkili olduğu düşünülmektedir.

Literatürde dizel motorlarında NO_x emisyonlarının azaltılması için dört farklı su gönderme yönteminin kullanıldığı görülmektedir. Bu yöntemler:

- Stabilizatör aracılığıyla emülsiyon haline getirilmiş su-dizel yakıtının enjektör kanalıyla yanma odasına gönderilmesi [68–71],

- Suyun ayrı bir enjektör vasıtasıyla yanma odasına direkt püskürtülmesi [50,70],
- Su ve dizel yakıtının birbirine karışmadan kademeli olarak (su-yakıt-su şeklinde) tek bir enjektör üzerinden yanma odasına püskürtülmesi [70],
- Püskürtme yoluyla (fumigasyon) suyun emme manifolduna gönderilmesi [69,72,73].

Emülsiyon halindeki yakıt-su karışımları NO_x emisyonlarının azaltılmasında yaygın olarak kullanılan yöntemlerden birisidir [29,34–37,44–47,74,75].

Abu-Zaid, [76] tek silindirli direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunda yaptığı çalışmada, yakıtta belirli oranlarda su katılarak oluşturulan emülsife yakıtların yanma verimini iyileştirdiğini; döndürme momentinde artma, yakıt sarfiyatında ise azalmaların olduğunu tespit etmiştir. Maksimum döndürme momenti, efektif güç ve verimin % 20 emülsife yakıt kullanımı durumunda elde edildiğini ve bu karışım oranında efektif verimde ortalama % 3.5 artmanın olduğunu tespit etmiştir. Egzoz gaz sıcaklığının karışımdaki su miktarına bağlı olarak azaldığını bulmuştur. Maksimum verimin elde edildiği % 20 emülsife yakıt karışımında egzoz sıcaklığındaki azalmanın miktarını % 5.17 olarak bulmuştur. Yanma veriminin iyileşmesiyle ilgili olarak Lif ve Holmberg, [70] sıkıştırma esnasında buhar haline gelen suyun yakıt ile temasında yüzey gerilmesinin çok küçük olmasının yakıtın çok daha küçük damlacık çaplarına bölünmesine neden olduğunu; artan yüzey alanı nedeniyle yanma esnasında yakıtın hava ile çok daha iyi karıştığını iddia etmiştir.

Wang ve Chen, [77] farklı yakıtların su ile emülsife edilmesi durumunda, damlacık çapları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmalarında, yanma hızının saf yakıtlara göre emülsife yakıtlarda önemli ölçüde arttığını tespit etmişlerdir. Bunun nedeninin suyun mikro patlamalarla yakıtı parçalayarak tutuşma gecikmesini kısalttığını iddia etmektedirler.

Hang ve ark., [78] tarafından yüksek hızlı kameralarla yapılan çalışmada, emülsife yakıtın saf hidrokarbon yakıtı göre çok daha iyi atomize olduğunu tespit etmişlerdir.

Bazı çalışmalarda ise tam tersi olarak, yanma odasında sıcaklığın dengesiz olarak aşırı düştüğü bölgelerin oluştuğu ve bu durumun, tutuşma gecikme süresinin artmasına ve dolayısıyla vuruntulu çalışmaya neden olduğu iddia edilmektedir [70]. Ancak Lif ve Holmberg, [70] bunun karışımdaki su miktarının arttığı şartlar için doğru olduğunu; emülsife yakıt kullanılması durumunda karışımdan maksimum faydanın alınması için püskürtme avansının da artırılması gerektiğini iddia etmektedir. Emülsife yakıtın en büyük kısıtlarından birisi karışım yüzdesinin sabit olması ve soğuk çalışma ve geçici çalışma koşullarına göre değiştirilememesidir.

Canfield, [68] çalışmasında, 2 zamanlı direkt enjeksiyonlu 4 silindirli bir dizel motorunda % 30, % 40 ve % 45 oranlarında stabilize emülsife yakıt kullanmıştır. Yapmış olduğu tam yük deneyleri sonucunda karışım içerisindeki su oranı arttıkça NO_x emisyonları ve egzoz sıcaklıklarında azalmaların olduğunu, CO emisyonlarında ise artmaların olduğunu tespit etmiştir. Yaptığı teorik çalışmada % 30 emülsife yakıt kullanımı durumunda adyabatik alev sıcaklığının % 5.7 azaldığını göstermiştir.

Weibiao ve ark., [79] % 30 emülsife yakıt ile yaptıkları deneysel çalışmada, Lif ve Holmberg, [70]' in iddialarının aksine yanma verimindeki iyileşme ve özgül yakıt sarfiyatındaki azalmanın nedeninin mikro patlamalardan kaynaklanmadığını, suyun buharlaşma oranının dizel yakıtından yüksek olmasından dolayı, su damlalarının küçük damlacıklar haline gelmesinden kaynaklandığını ileri sürmüşlerdir.

Armas ve ark., [65] deneysel çalışmalarında, turbo dolduruculu ara soğutmalı direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunda yakıt olarak % 10 emülsife yakıtın motor performansı ve ana kirletici emisyonları üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Çalışmaları sonucunda, yakıtı su katılması durumunda efektif verimin arttığını ve NO_x emisyonlarında % 46 oranında, is, HC, CO ve PM emisyonlarında ise dikkate değer oranda azalmaların olduğunu tespit etmişlerdir.

Samec ve ark., [58] emülsife yakıtın yanma karakteristiklerinin kimyasal ve fiziksel özelliklerini nümerik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarını 4 silindirli, hava soğutmalı, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunda hacimsel olarak % 10 ve % 15 oranlarında emulsife yakıt kullanarak yapmışlardır. Kirletici emisyonlardaki maksimum azalmanın % 10 emülsife yakıt kullanımında elde edildiğini ifade etmişlerdir. Bu karışım oranında NO_x' da % 20, THC' de % 52 ve is emisyonlarında % 75 azalmanın olduğunu tespit etmişlerdir.

Lin ve Wang, [63] deneysel çalışmalarında, 4 silindirli, 4 zamanlı ve su soğutmalı bir dizel motorunda saf dizel ve farklı oranlarda emulsife (% 10 ve % 20) yakıt kullanmışlardır. Emisüfe yakıt kullanımı durumunda, karışımdaki su miktarı artırıldığında, yakıt sarfiyatında artma, NO_x' da dikkata değer ölçüde azalma fakat CO emisyonunda artmalar olduğunu tespit etmişlerdir. NO_x emisyonundaki azalmanın % 10 emülsife yakıt karışımında % 8, % 20 karışım oranında ise % 19–24 civarında olduğunu tespit etmişlerdir.

Selim ve Elfeky, [80] ön yanma odalı, tek silindirli, bir dizel motorunda, % 2, % 4, % 6 ve % 8 hacimsel oranlarda emülsife yakıtların motor performansı, ısı transferi ve ısıl gerilmelere etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmaları sonucunda, % 8 emülsife yakıtın motorda kullanılması durumunda, standart yakıt ile çalışma durumuna göre sıcaklık değerlerinde yaklaşık olarak % 8 azalmanın olduğunu, ısıl gerilmelerin azalmasından dolayı motorun servis süresinin uzadığını ve yakıt sarfiyatında iyileşmelerin olduğunu ileri sürmüşlerdir.

NO_x emisyonlarının azaltılmasında kullanılan yöntemlerden birisi de fumigasyon yöntemidir. Bu yöntemde, su emme supabı yakınından, emme manifolduna püskürtülmektedir.

Ishida, [81] ve Donahue, [82] yapmış oldukları çalışmalarında, düşük yüklerde fumigasyon yapıldığında NO_x, is ve özgül yakıt sarfiyatında azalma meydana gelirken, yüksek yüklerde yapılan fumigasyonda NO_x emisyonunda önemli ölçüde düşme olmasına karşın, is emisyonunda ve özgül yakıt sarfiyatında artmanın olduğunu ifade etmektedirler.

Christensen ve Johanson, [52] fumigasyonu homojen karışimli sıkıştırarak ateşlemeli motorlarda (HCCI) yanma hızını kontrol etmek amacıyla kullanmışlardır. Christensen, sınırlı çalışma aralıklarında fumigasyon yöntemiyle yanmanın başarılı bir şekilde uygulandığını göstermiştir.

Nazha ve ark., [49] fumigasyon, emülsife yakıt ve EGR' nin NO_x emisyonlarına etkisini 4 zamanlı direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunda deneysel olarak incelemişlerdir. Emme manifolduna kütleli olarak 1/1 su/yakıt oranında fumigasyon yapıldığında, NO_x emisyonlarında % 60 azalmanın olduğunu, is emisyonlarında ise yüksek yüklerde çok az bir artmanın olduğunu tespit etmişlerdir. % 10 emülsife yakıt kullanımında NO_x emisyonlarında bir miktar azalma, is emisyonlarında ise bir miktar artmanın olduğunu gözlemişlerdir. % 12 ve % 16 EGR oranlarında, NO_x emisyonlarında % 50 azalma tespit edilmesine karşılık, yüksek yüklerde is emisyonlarında büyük oranlarda artmanın olduğunu saptamışlardır. Tam yük şartlarında emme manifolduna 1.5:1 oranda su püskürtme ile EGR' nin etkisini ve % 20 su içerikli emülsife yakıt kullanımı ile EGR' nin etkisini ayrı ayrı incelemişlerdir. Sonuç olarak; EGR ile birlikte su fumigasyonunda, NO_x emisyonlarında % 70 azalma, is emisyonlarında ise % 60 artmanın olduğunu belirlemişlerdir. EGR ile emülsife yakıt birlikte kullanıldığında ise, NO_x ve is emisyonlarında sırasıyla % 55 ve % 45 oranında azalmaların olduğunu tespit etmişlerdir.

Fumigasyon yönteminde, NO_x emisyonlarında önemli miktarda azalma olmakla birlikte bir takım problemler ortaya çıkmaktadır. Bu yöntemde, NO_x emisyonlarının direkt su püskürtmeli sisteme göre aynı oranda azaltılabilmesi için, gönderilecek su miktarının yaklaşık 2 kat artırılması gerekmektedir. Bunlara ilave olarak Bedford ve diğ., [50] yanma sonucunda yoğunlaşan suyun yağlama yağı içerisinde biriktiğini ve yağın özelliğini bozarak motordaki çalışan aksamaların aşınma hızlarını artırdığını ifade etmektedir.

Direkt püskürtme yönteminde suyun, alev cephesi üzerine püskürtülmesi bir avantajdır. Bu sayede su maksimum yanma bölgesine doğrudan püskürtüldüğü gibi silindir cidarına çarparak yoğunlaşma riskide azaltılmış olmaktadır. Emülsife yakıt

kullanımı durumunda ortaya çıkan soğuk çalışma ve geçici çalışma koşullarına göre karışım ayarlama problemi direkt püskürtme yöntemiyle ortadan kalkmaktadır.

Sarvi ve diğ., [83] ortak hatlı yakıt enjeksiyon sistemine sahip orta devirli bir dizel motoruna direkt su püskürtme yöntemini denemişlerdir. Çalışmaları sonucunda, NO_x emisyonlarında % 50' ye varan, HC emisyonlarında ise bir miktar azalmanın olduğunu, fakat is ve CO emisyonlarında ise artmanın olduğunu tespit etmişlerdir.

Chadwell ve Dingle, [84] ağır hizmet tipi bir dizel motoruna elektronik kontrollü direkt su püskürtme sistemi geliştirmişler ve motora farklı oranlarda su püskürtmenin etkilerini incelemişlerdir. Çalışmaları sonucunda, tam yük şartlarında % 30 su püskürtme oranında maksimum performans elde etmişlerdir. Maksimum performansın elde edildiği şartlarda NO_x emisyonlarında % 42, CO ve PM emisyonlarda dikkate değer oranda azalmalar, HC emisyonlarında ise, bir miktar artmanın olduğunu tespit etmişlerdir.

Bedford ve ark., [50] direkt enjeksiyonlu bir dizel motoruna kütleli olarak dizel yakıtının % 30 ve % 45' i oranlarında direkt su püskürtülmesinin NO_x ve ÖYS üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında; % 44 yük şartlarında ve belirtilen su püskürtme oranlarında, NO_x emisyonunda sırasıyla % 24.1 ve % 39.4 azalmanın olduğunu, % 86 yük şartlarında ve aynı su püskürtme oranında NO_x emisyonundaki azalmaların ise sırasıyla % 46.1 ve % 71.1 olduğunu tespit etmişlerdir.

Direkt püskürtme yönteminin dezavantajı ise, ileri ve çok hassas teknoloji gerektirdiğinden maliyetinin yüksek olmasıdır. Bu sistemde kullanılan enjektör klasik sistemden tamamen farklıdır [49,85].

Tablo 1.2' de NO_x emisyonlarını azaltmak için içten yanmalı motorlara farklı şekillerde su göndererek yapılan çalışmaların NO_x emisyonuna etkisi görülmektedir.

Tablo 1.2. Dizel motoruna farklı şekillerde su gönderilmesi durumunda yapılan çalışmaların NO_x emisyonundaki değişim açısından karşılaştırılması

Yazarlar	Su Gönderme Şekli	Oran	NO _x ' daki değişim	Efektif verim
Abu-Zaid[76]	Emulsife	% 20	Azalma	% 3.5 Artma
Canfield[68]	Emulsife	%30 %40 %45	Azalma	-
Armas ve ark.[65]	Emulsife	%10	%46 azalma	Artma
Samec ve ark.[72]	Emulsife	%10	%20 azalma	-
Lin ve Wang[70]	Emulsife	%10 %20	%8 azalma %19-24 azalma	Azalma
Nazha ve ark.[49]	Emulsife	%10	Bir miktar azalma	-
Ishida[81]	Fumigasyon	-	Önemli ölçüde azalma	Düşük yüklerde artma, Yüksek yüklerde azalma
Donahoe[82]	Fumigasyon	-	Önemli ölçüde azalma	Düşük yüklerde artma, Yüksek yüklerde azalma
Nazha ve ark.[49]	Fumigasyon	% 100	% 60 azalma	-
Sarvi ve ark.[83]	Direkt su püskürteme	-	% 50 azalma	-
Chadwell ve Dingle[84]	Direkt su püskürteme	% 30	% 42	Artma
Bedford ve ark.[50]	Direkt su püskürteme	% 30 % 45	% 24,1- 46,1 % 39,4- 71,1	-

Bu çalışmada, dizel motorlarından kaynaklanan NO_x emisyonlarının azaltılması üzerine buher enjeksiyonun etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla, emme havası içerisine su buharı püskürme yöntemi direkt enjeksiyonlu, su soğutmalı bir dizel motorunda denenmiştir. Çalışmada, egzoz gazının ısısından elde edilen su buharının, emme periyodunda (emme süpüğü açık iken) değişen yük ve devir durumlarına bağlı olarak elektronik kontrollü enjektör vasıtasıyla silindire gönderilmesi durumunda performans, NO_x ve is emisyonlarındaki değişimler standart motor verileri ile

karşılaştırılmıştır. Ayrıca, püskürtülen buharın çevrim boyunca yoğuşma sınırına ulaşmadan egzozdan atılması için termodinamik olarak püskürtülebilecek buhar yüzdesi (termodinamik sınır) teorik olarak hesaplanmıştır. Bu teorik modelde egzoz gazının atık ısısı kullanılarak entalpisi yükseltilecek su buharının yanma odasına sevkinin performans ve ısı verime etkisi de hesaplanmıştır.

BÖLÜM 2. YANMA VE KİRLETİCİ EMİSYONLAR

İçten yanmalı motorlar, geride bıraktığımız yüzyıl içerisinde kapsamlı araştırma ve geliştirme çalışmaları sonucunda yakıt ekonomisi ve egzoz emisyonu karakteristikleri açısından hızla gelişme göstermiştir. Ayrıca, küresel ısınma ve çevresel yaklaşım katı kuralların getirilmesine neden olmaktadır. Bu yöndeki gelişmeler ise, yanma ve kirletici oluşumunun ayrıntılı anlaşılmasını gerektirmektedir.

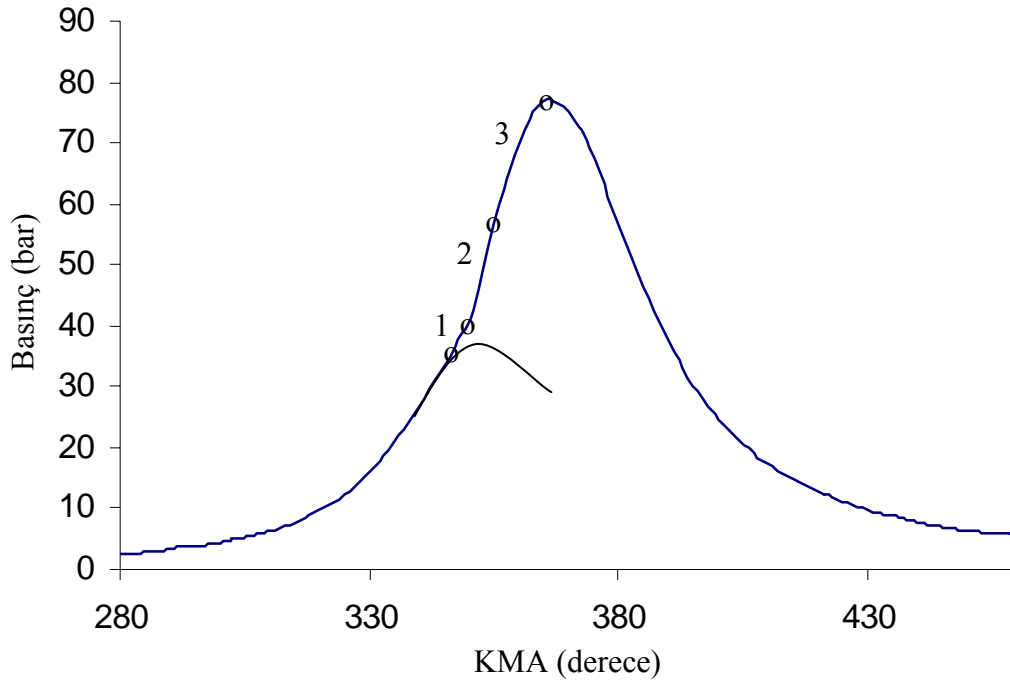
2.1. Dizel Motorlarında Yanma

Dizel motorlarında hava, emme zamanında herhangi bir kısılmaya maruz bırakılmadan silindirlere doldurulur. Sıkıştırma oranı 12:1 – 20:1 arasında olduğundan sıkıştırma strokunun sonuna doğru silindirde hava sıcaklığı oldukça yükselir. Yakıt, sıkıştırmak suretiyle sıcaklığı ve basıncı yükseltelen hava içerisine ÜÖN' dan önce püskürtülmeye başlanır ve yüksek sıcaklığın etkisiyle silindire püskürtülen yakıt tanecikleri küçük moleküllere parçalanmakta, buharlaşmakta ve kimyasal reaksiyonlar başlamaktadır. Ricardo; yanma olayının üç ayrı safha halinde incelenebileceğini ileri sürmüştür [86]. Bunlar; tutuşma gecikmesi, ani yanma ve kontrollü yanma safhalarıdır [87]. Şekil 2.1' de dizel motoruna ait yanma safhaları görülmektedir.

Tutuşma Gecikmesi (1. Aşama)

Yakıtın püskürtülmeye başladığı an ile kimyasal reaksiyonların başlayarak ilk alev çekirdeğinin oluşması arasında geçen süreçtir. Püskürtülen yakıt damlacıklarının buharlaşması belli bir süre almaktadır. Damlacıkların etrafında püskürtmenin hemen ardından bir buhar tabakası oluşmakta ve yanma bu buhar tabakasında başlamaktadır.

Tutuşma gecikmesini etkileyen en önemli etkenler; yakıt kalitesi, buhar fazındaki yakıt tabakasını çevreleyen havanın oksijen konsantrasyonu, basınç ve sıcaklıktır [89].



Şekil 2.1. Dizel motorunda yanma safhaları

Yanmanın iyi olması için TG' nin mümkün olduğu kadar kısa olması gerekir, bunu sağlayan şartlar arasında püskürtme basıncının artması ve enjektör memesinin çapının küçültülmesi, silindir hacminin küçültülmesi, yanma odasında bulunan sıkıştırılmış havanın sıcaklık ve basıncının artırılması, sıkıştırma sonunda havanın içinde bulunan oksijen yoğunluğunun artırılması ve yakıtın setan sayısının artırılması sayılabilir [90,91].

Yakıt içerisinde bulunan hidrokarbonlar tek veya gruplar halinde yanma olayını etkiler. Özellikle yakıtta bulunan parafinik hidrokarbon miktarı arttıkça yakıtın setan sayısı artar, dolayısı ile TG azalır ve motor yumuşak çalışır.

Motor hızı arttıkça TG süresi zaman birimi cinsinden azalır, fakat kam mili açısı olarak artar. Motor devir sayısı arttıkça yakıtın parçalanması iyileşmekte, silindire emilen havanın türbülans hareketi artmaktadır [92,93]. Yakıt demetinin etkisi ise

püskürtme hızı artırılıp enjektör memesi çapı küçültüldüğünde, yakıtın parçalanması sonucu oluşan damlacıkların çapı küçülecektir. Küçük çaplı damlacıklar daha kolay buharlaştığı için TG ve yanma olayları iyileşmektedir.

Dizel motorlarda püskürtme avansı, motor performans ve egzoz emisyonlarını etkileyen temel parametrelerden birisidir. Püskürtme avansı, tutuşma gecikmesini, maksimum basıncın oluşma yeri ve basınç artma hızını dolayısıyla yanma periyodunu doğrudan etkilemektedir. Püskürtme avansının belirli noktaya kadar artması ile tutuşma gecikmesi kısalırken daha da artırılması tutuşma gecikmesi periyodunun uzamasına neden olmaktadır. Püskürtme avansının optimum değeri motor hızına, sıkıştırma oranına, püskürtme karakteristiğine ve motor yapısına bağlıdır [90-92]. Püskürtmenin erken olması halinde TG uzun sürer çünkü bu süre zarfında basınç ve sıcaklık düşüktür. Geç püskürtme durumunda tutuşma da geç olacağından piston ÜÖN' dan uzaklaşmış olur ve basınç yükselme hızı yüksek olmasına rağmen maksimum ve ortalama efektif basınçlar düşük olur verim düşer, bu durumda motor sert çalışır [90,93].

Ani yanma (2. aşama)

Tutuşma gecikmesi süresince silindirlere gönderilen yakıt buharlaşmaktadır. Ani yanma safhasında buharlaşmış olan yakıt zerrecikleri daha küçük parçalara bölünür yanma başladığı zaman ise oksijenle temas etmekte olan yakıt büyük bir hızla yanar. Bu yanma hızı silindir içerisindeki basınç artma hızını da belirler. Basınç artma miktarı esas olarak püskürtülen yakıt miktarına bağlıdır. Yanmanın bu safhası tutuşma gecikmesine oranla çok daha kısa olduğundan yakıtın büyük bir kısmı tutuşma gecikmesi süresince püskürtülmektedir. Dolayısıyla maksimum basıncı tutuşma gecikmesi tayin etmektedir.

Kontrollü yanma (3. aşama)

Tutuşma gecikmesinde püskürtülen yakıtın tamamen yanması ile bu safhaya geçilir. Ani yanma süresi sonundaki basınç ve sıcaklık çok yüksek olduğundan bu safhayı takiben püskürtülen yakıt oksijen bulunca hemen yanar. Yanmaya hazır karışım

miktarı ile yanma kontrol edilir. Bu safhadaki yanma hızı, yakıt buharı ile havanın karışmasına bağlıdır. Verimin yüksek olması için yanmanın ÜÖN' ya mümkün olduğunca yakın tamamlanması istenir [88].

Kontrollü yanma ile egzoz supabının açılmasına kadar geçen süre, yakıtın küçük bir kısmı henüz yanmadığından, art yanma olarak kabul edilebilir. Yakıtça zengin yanma ürünleri ve is içindeki enerji hala açığa çıkabilir. Bu safhada yanma tamamlanmakta, silindir hacminin artması sebebiyle de basınç ve sıcaklık düşmektedir [19,94].

2.2. Dizel Motorlarında Kirletici Emisyonlar

İçten yanmalı motorlarda fosil kökenli yakıtların kullanımı ve tam yanmanın gerçekleşmemesi nedeni ile egzoz emisyonlarında kirleticiler bulunur. Bu kirleticiler vasıtasıyla zehirli gazlar ve partiküller atmosfere karışarak insanlara ve çevreye zarar verirler. Başta büyük yerleşim birimleri olmak üzere hava kirliliğinin ana kaynağını taşıtlar oluşturmaktadır. Taşıtlardaki kirletici emisyonun en büyük kaynağı motor içinde, yanma sonucu oluşan egzoz gazlarıdır. Hidrokarbon emisyonunun (HC) yaklaşık % 60' ı ve karbon monoksit (CO), azot oksitler (NO_x), kükürt dioksit (SO₂), partiküller (is) ve kurşun bileşiklerinin (Pb) tümü yanma sonucu oluşmakta, egzoz gazları ile atmosfere atılmaktadır [12,95,96].

Motor özelliklerine bağlı olarak dizel motorlarında CO ve HC üretiminin benzin motorlarına göre daha düşük düzeyde olduğu, buna karşın dizel motorları tarafından üretilen kirletici bileşenlerin esas kaynağının partiküller ve NO_x' lar olduğu bilinmektedir. Argon ve karbon dioksit gazlarının yanı sıra insan tarafından meydana getirilen CO, NO_x, HC, SO₂ vb. gibi birçok arzu edilmeyen gaz vardır [91,97].

Dizel motorlarda yanma sonucu egzozdan çevreye salınan emisyonlar ve oluşum mekanizmaları aşağıda açıklanmıştır.

2.2.1. Hidrokarbonlar (HC)

Hidrokarbonlar, yakıtların eksik yanması veya tutuşamaması sonucu meydana gelirler ve yaklaşık olarak motora giren yakıt miktarının % 1–1.5' ini oluştururlar. Yanma odasını çevreleyen dar boşlukların sıkıştırma esnasında yakıt-hava karışımı ile dolması, yakıtın yağ tabakaları içinde absorpsiyonu, kalıntıların yağ filmi etkisi göstermesi, silindir içinde sıvı yakıt kalması ve supap yatak boşluklarında karışım sızması şeklindeki mekanizmalar en önemli HC kaynaklarıdır. HC' lerin oluşmasının ana nedeni sıcaklığın veya oksijenin yetersiz kalmasıdır. Yani hava fazlalık katsayısı (HFK)<1 ise yanma tamamlanamakta ve HC meydana gelmektedir [96,98].

Genel olarak motorlarda HC oluşumunun büyük kısmı motorun ilk hareketi sırasında soğuk çalışma şartlarında ortaya çıkmaktadır [100–102]. Dizel motorlarında yanma sonucu açığa çıkan HC miktarı silindire gönderilen karışım fakir olduğu için benzinli motorlara kıyasla oldukça azdır. HC emisyonları özellikle motor yükünden fazlasıyla etkilenmektedir. Tam yükte çalışan motor boşta veya kısmi yükte çalışan motora göre daha az HC üretir. Çünkü yükün artışı ile birlikte silindire giren yakıt miktarı artmakta, sıcaklıkların artması ile reaksiyon hızlanmakta ve sonuçta yanmamış HC azalmaktadır [88].

2.2.2. Karbonmonoksit (CO)

Karbon monoksit, yakıt içindeki karbon tamamen yanmadığında oluşan renksiz, kokusuz ve zehirli bir gaz olup ülke çapındaki bütün CO emisyonlarının yaklaşık % 60' ı, şehirlerde ise % 95' i karayolu taşıtlarından atmosfere salınmaktadır [103]. Egzoz emisyonunda CO bulunmasının ana nedeni O₂' nin yetersiz olmasıdır. Dizel motorlarında, karışım oranı motorun yük durumuna ve dönme sayısına göre değiştirilmekte ve motor genelde fakir karışımlarda çalışmaktadır. Özellikle direkt enjeksiyonlu dizel motorlarında CO oluşumu HFK ile önemli ölçüde değişmektedir. Düşük yüklerde motor oldukça fakir karışım ile çalıştığı ve sıcaklıklar düşük olduğu için CO oksidasyonu az olmaktadır. Motor yükü arttırıldıkça, sıcaklıklarda arttığından CO' nun dönüşümünü sağlayan reaksiyonlar hızlanmakta ve CO emisyonunda azalma olmaktadır. Ancak yükün ve buna bağlı olarak HFK' nın belirli

bir değerin üzerine çıkması durumunda, sıcaklıklar yüksek olmasına karşın, oksijen konsantrasyonu az olduğundan ve reaksiyon için zaman kısıtlı kaldığı için CO emisyonu tekrar artış göstermektedir. [104,105].

İçten yanmalı motorlarda silindir içerisinde CO oluşmasının sebeplerinden biri de ‘ayrışma’ ya da ‘disosiasyon’ olayıdır. Yüksek yanma sıcaklıklarında yanma ürünleri olan CO₂ ve H₂O parçalanarak element durumuna dönüşürler ve bu dönüşme sırasında ısı emerler. 1800 °C’ nin üzerindeki sıcaklıklarda disosiasyon ve ardından CO oluşumu başlar.

2.2.3. İs (Duman) emisyonu

İçten yanmalı motorlar tarafından üretilen katı taneciklerin büyük bir bölümünü is oluşurmaktadır. İs yanmamış karbon partikülleridir. Dizel motorlarında silindir içinde bulunan yakıt damlasının içindeki H₂ molekülleri, hızlı bir şekilde reaksiyona girmekte ve geriye kalan C yeterli O₂ bulamadığından yanamayarak is partikülleri halinde dışarı atılmaktadır [96]. İs oluşumunun temel nedeni dizel yakıtının silindir içinde yeterli hava bulamaması veya zamanında hızla hava ile karışamaması ve buharlaşamamasıdır.

2.2.4. Azot oksitler (NO_x)

Azot oksitler, motorlarda yanma sırasında ulaşılan yüksek sıcaklıklarda havanın içindeki azotun (N₂), oksijen (O₂) ile reaksiyona girmesi sonucu oluşurlar [19,106]. Motordan salınan egzoz gazları içerisindeki azot oksitlerin hacimsel olarak % 90’ ını NO, % 5’ ini NO₂ ve geri kalan % 5’ ini ise N₂O, N₂O₃ ve N₂O₅ oluşurmaktadır [107].

Azot oksitlerin çevreye ve insan sağlığına çeşitli olumsuz etkileri bulunmaktadır. Ancak en önemli zehirleyici etkisi ciğerlerde nemle birleşerek nitrik asit oluşturmasıdır. Oluşan asit miktarının konsantrasyonunun azlığı nedeniyle etkisi de az olmaktadır. Ancak zamanla birikme özelliği bulunduğundan özellikle solunum hastalıkları bulunan kişiler için tehlike oluşurmaktadır. Ayrıca, fotokimyasal sis

oluşumu tepkimelerine katılmakta, stratosferdeki ozon konsantrasyonunu etkilemekte, asit yağmurlarına ve sera etkisine neden olmaktadır [104,108–111].

İçten yanmalı motorlarda yanma sırasında NO oluşumu, prompt (ani) NO, yakıt esaslı NO ve ısı (termal) NO olmak üzere üç biçimde gerçekleşmektedir.

Prompt NO, hava içerisindeki moleküler azotun, serbest hidrokarbon radikalleriyle tepkimeye girmesi sonucu oluşmaktadır. Prompt NO oluşumunda, sıcaklığın etkisi zayıftır. Hava fazlalık katsayısı ise oldukça etkilidir. Oksijen miktarının fazla olduğu durumlarda Prompt NO oluşumu artmaktadır [112].

Yakıt esaslı NO, yakıt içerisindeki kimyasal bağlı azotun oksitlenmesi sonucu oluşmaktadır [113]. Yakıtın alev bölgesine girmesinden önce, içerisindeki azot siyanür grubu bileşiklere ya da radikallere dönüşmektedir. Ardından kısmen oksitlenerek alev bölgesinde NO oluşturmaktadır. Yakıt esaslı NO oluşumu hava/yakıt oranına kuvvetle bağlıdır [114]. Termal NO oluşumundan farklı olarak fakir ve stokiyometrik karışımlarda daha yüksektir. Yakıt esaslı NO oluşumunda sıcaklığın etkisi düşüktür. Havanın içerisinde bulunan moleküler azot çok karardır ve bu molekölün bağ parçalama enerjisi 940 kJ/mol' dür. Yakıt içerisindeki azot için ise bağ parçalama enerjisi 250–627 kJ/mol arasında değişmektedir. Yakıtla bağlı azotun aktivasyon enerjisi moleküler azota göre oldukça düşük olduğu için oksijenle, sıcaklığa bağlı olmaksızın hızla birleşebilmektedir [115]. Yaygın kullanılan dizel yakıtlardaki azot içeriği oldukça az miktardadır. Dolayısıyla, yakıt esaslı NO oluşumu hesaplamalarda istenildiğinde ihmal edilmektedir. Araştırmalardan çıkan ortak sonuç, ısı NO oluşumu esas mekanizma ve prompt NO oluşumu ise, ikinci öneme sahip mekanizmadır.

Isıl NO, yanma havasında bulunan oksijen atomlarıyla moleküler azotun yüksek sıcaklıklarda tepkimeye girmesiyle oluşur. Aktivasyon enerjisi çok önemli bir etkiye sahip olduğundan bu oluşum, sıcaklığın etkili bir fonksiyonudur ve yüksek alev sıcaklıklarında gerçekleşmektedir [113]. Dizel motorlarında NO oluşumunun kritik periyodu, yanmanın başladığı anla maksimum basıncın görülmesinden hemen sonraki nokta arasında kalan zaman dilimidir. Yanma prosesinde erken yanan

karışım, özellikle önem arz etmektedir. Zira, yanma devam ettiği ve silindir basıncı arttığı için, yanmış gazların sıcaklığı daha yüksek bir değere çıkar ve NO oluşum hızının artmasına neden olur [19]. Isıl NO oluşumu yakıt hava karışımına oldukça bağlıdır. NO oluşum oranı yakıt fazlalık katsayısının 0.85 –1.1 arasında maksimum seviyeye çıkmaktadır [114].

Isıl NO oluşumuna ilişkin tepkime kinetiği Zeldovich mekanizması ile aşağıdaki gibi açıklanmıştır [115].



1956’ da Fenimore ve Jones bu iki reaksiyona ek olarak üçüncü bir reaksiyon daha ileri sürmüşlerdir;



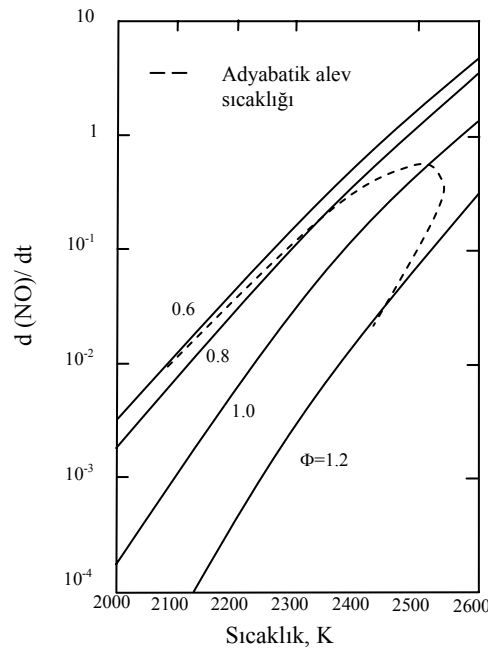
Burada alev içerisinde O_2 ' nin ayrışması ile serbest kalan oksijen atomları azot molekülleri ile zincirleme reaksiyona girerek NO oluşturmaktadır [116].

Yanma esnasında meydana gelen NO_x konsantrasyonu üzerinde iki faktörün ağırlıklı etkisi bilinmektedir. Bunlar, yanma odasında ulaşılan maksimum sıcaklık ve hava-yakıt oranıdır [117]. Yanma sonu sıcaklık $1800\text{ }^\circ\text{C}$ ' e ulaştığında, karışım içindeki hava iyonize olmakta ve açığa çıkan azot tekrar oksijen ile birleşerek NO_x emisyonlarını oluşturmaktadır. İçten yanmalı motorlar ve özellikle de dizel motorlarında yanma sonu sıcaklığı $1800\text{ }^\circ\text{C}$ ' nin üzerine çıktığından önemli miktarda NO_x oluşmaktadır. Kimya kinetiği çalışmalarında, NO ve diğer azot oksitlerin alev sıcaklığındaki artışa bağlı olarak arttığı belirtilmiştir [118,119]. Şekil 2.2’ de silindir içi sıcaklık değişiminin NO miktarına etkisi görülmektedir.

NO_x oluşumu üzerinde kimyasal reaksiyonların hızları da etkili olmaktadır. Ancak bu hızlar da sıcaklığa bağlıdır. Bu sebeple NO_x gazlarını azaltmanın en etkili yolu

yanma odası içindeki sıcaklığın 1800 °C' nin üzerine çıkmasını önlemek veya yüksek sıcaklıklarda kalınan süreyi mümkün olduğunca kısa tutmaktır [19,120,121].

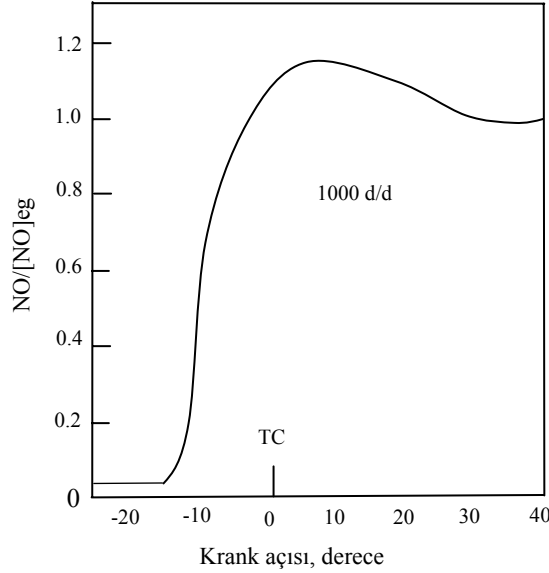
Kimyasal denge hesapları sonucu saptanan NO_x miktarı, motordaki yanma koşullarında elde edilen miktar ile uyuşmamaktadır, çünkü motor koşullarında yanma ürünlerinin kimyasal dengeye ulaşması için yeterli zaman bulunmamaktadır [1].



Şekil 2.2. Silindir içi sıcaklığın NO oluşumuna etkisi [19]

Kimyasal denge durumunda diğer bir sapma da yanmış gazların soğuması sırasında gerçekleşir. Sıcaklığın düşmesinin iki nedeni vardır. Birincisi genişleme, diğeri ise yüksek sıcaklıktaki gazın hava veya daha soğuk yanmış gaz ile karışmasıdır [19]. Sıcaklığın düşmesi ile NO_x' ların tekrar N₂ ve O₂' ye ayrışması beklenirken, reaksiyon hızının düşük sıcaklıklarda çok düşük olması nedeniyle bu reaksiyonlar da yavaşlar. Böylece daha yüksek sıcaklıklarda elde edilmiş olan NO_x miktarları dondurulmuş olur. Başlangıçta, NO_x miktarı reaksiyon hızlarının denge durumundaki koşulları sağlayacak kadar fazla olmaması (reaksiyon hızının sonlu olması) nedeniyle denge durumuna göre düşük olmaktadır. Belli bir zaman aralığından sonra ise, sıcaklıkların düşmesi sonucunda reaksiyonlar donar ve egzoz gazları içerisindeki miktar daha önce erişilen maksimum sıcaklık miktarına orantılı

bir seviyede kalır. Çünkü azot oksitlerin oluşumu ayrıca reaksiyon hızına ve reaksiyonların tamamlanması için mevcut zamana bağlıdır. Şekil 2.3’ de krank açısına bağlı olarak NO değişimi görülmektedir.



Şekil. 2.3. Krank açısına bağlı olarak NO değişimi [19]

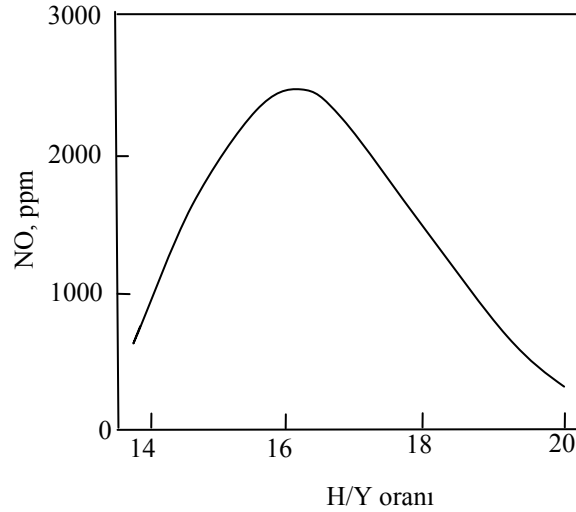
2.3. Motor Çalışma Karakteristiklerinin ve Yapısal Özelliklerinin NO_x Emisyonları Üzerine Etkisi

Dizel motorlarda motor çalışma karakteristiği ve yapısal özelliklerine ilişkin bazı parametrelerin değişimi egzoz gazı içerisindeki NO_x miktarını önemli ölçüde etkilemektedir. Bu parametreler aşağıda verilmiştir.

2.3.1. Hava fazlalık katsayısı

Dizel motorlarında silindir içerisinde sıfırdan sonsuza kadar değişen değerlerde hava yakıt oranları mevcuttur [94]. Hava yakıt oranının (H/Y) değişimi yanma esnasında ulaşılan sıcaklıkları etkilerken aynı zamanda yanma odasında mevcut oksijen miktarını da belirlemektedir. NO_x' ların oluşumu hem sıcaklığın hem de mevcut oksijen miktarının fonksiyonu olduğu için H/Y' nin önemli ölçüde etkilenir [122]. Şekil 2.4' de H/Y oranının NO oluşumuna etkisi görülmektedir. H/Y oranı arttıkça reaksiyona giren karışımdaki yakıt miktarı azaldığı için silindir içi sıcaklık düşer ve

NO_x oluşum hızı yavaşlar. Teorik orandan daha zengin karışımlarda NO' nun azalmasının nedeni, oksijen miktarının azalması, fakir karışımlarda azalmasının nedeni ise yanmanın yavaş olması ve buna bağlı olarak maksimum yanma sıcaklığının düşmesidir [123].



Şekil 2.4. H/Y oranının NO oluşumuna etkisi [19]

Dizel motorlarında güç ayarı motora emilen havanın içine püskürtülen yakıt miktarının değiştirilmesi ile yapılır. Motor gücü azaltılmak isteniyorsa, püskürtülen yakıt miktarı azaltılır. Böylece karışım oranı yük durumuna göre değiştirilmektedir ve motor genelde fakir karışım ile çalışmaktadır. Emisyonlar bakımından ana sorun is ve NO_x üretiminden kaynaklanmaktadır. NO_x emisyonları artan yüke bağlı olarak artış gösteren sıcaklıklar nedeniyle artmaktadır [105].

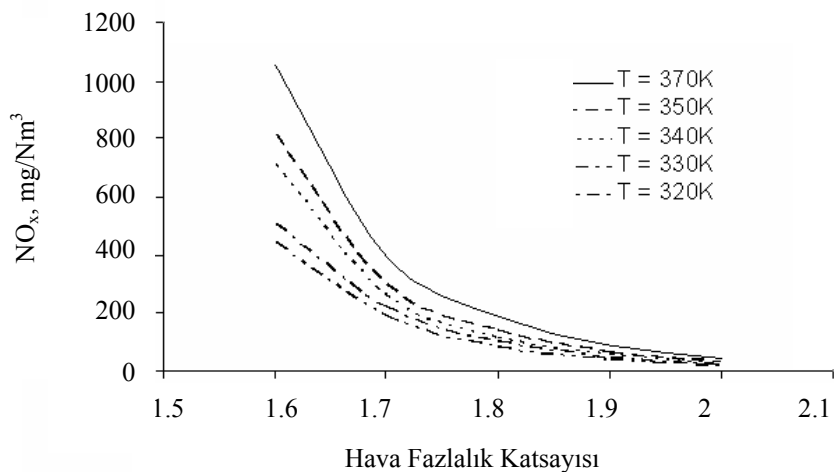
2.3.2. Yakıt püskürtme sisteminin yapısı

Dizel motorlarda yakıt püskürtme sisteminin yapısı, püskürtmenin zamanı, yanma odasına birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı, enjektör açılma basıncı ve enjektör konumu gibi özellikler yanma performansını ve NO_x emisyon miktarını önemli ölçüde etkiler. Püskürtme basıncı arttıkça yakıtın enjektörden çıkış hızı da artar ve tanecik çapı küçülür. Çap dağılım aralığı daralır, daha üniform tanecikler oluşur. Küçük taneciklerin ataleti daha düşük olduğundan nüfuz mesafeleleri daha kısadır. Bunun sonucunda tutuşma gecikmesi kısaldığından NO_x oluşumu azalır [94,124].

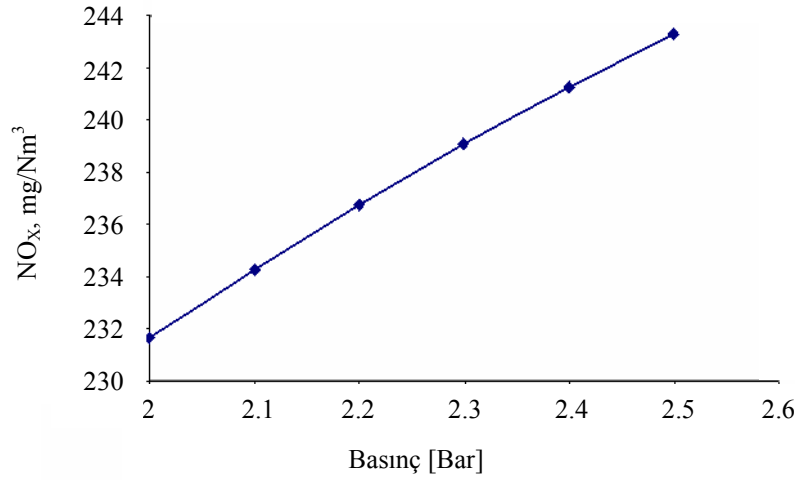
Püskürtme zamanının değişimi NO_x emisyon miktarını önemli ölçüde etkilemektedir. Direkt püskürtmeli bir dizel motorunda püskürtme başlangıcının bir miktar öne alınması (avansın artması) tutuşma gecikmesini arttıracığından bu safhada silindirlere daha fazla yakıt püskürtülür. Tutuşma ile birlikte dizel motoru yanma süreçlerinden biri olan ani yanma periyodunda basınç artış hızı ($dp/d\alpha$) aşırı derecede arttığından çevrimin maksimum sıcaklığı ve basıncı da yükselmektedir. Buna bağlı olarak da NO_x emisyonları artmaktadır. Püskürtme avansın azaltılması silindir içi maksimum basıncı düşürdüğünden NO_x emisyonları azalır [125–127].

2.3.3. Dolgu sıcaklığı ve basıncı

Dolgu sıcaklık ve basıncının NO_x emisyonuna etkileri sırasıyla Şekil 2.5 ve Şekil 2.6’ da görülmektedir. Düşük dolgu sıcaklığı ve basıncında NO_x emisyonları düşüktür. Dolgu basınç ve sıcaklığının artırılması tutuşma gecikmesini kısaltır. Yakıtın püskürtülmesi sırasında silindir içi sıcaklığının daha fazla olmasına, dolayısıyla NO_x emisyonlarının artmasına sebep olur. Dolgu havasının soğutulması NO_x emisyonlarının azaltılmasını sağlar. Dolgu basıncının artması NO_x ’ ların artmasına neden olur. Basıncın artması ile NO_x oluşumunu arttıran faktörler; yerel oksijen ve azot miktarının ve yakıt demetinin sınır tabakalarındaki oksijen konsantrasyonunun artmasıdır. Bu etki alev alanını arttırarak birim zamanda yanan kütle miktarını arttırmakta ve buna bağlı olarak da NO_x oluşumunu olumsuz etkilemektedir [128].



Şekil 2.5. Dolgu sıcaklığının NO_x emisyonu oluşumuna etkisi [15]



Şekil 2.6. Dolgu basıncının NO_x emisyonu oluşumuna etkisi [15]

2.3.4. Devir sayısı

Motor dönme sayısı, yanma odası hava hareketlerini ve bölgesel karışım oranlarını etkilediğinden NO_x miktarını da etkiler. Motorun dönme sayısının artması, yanma odasındaki akışkan hareketlerini hızlandırarak türbülansı artırır. Türbülans oranındaki artış, yakıtın buharlaşma hızını ve bölgesel hava yakıt karışım oranını etkilemektedir. Artan türbülans miktarı alev hızını da arttırmakta olduğundan, ısı kayıpları artan yanma hızıyla aynı oranda artmadığı için azalmakta ve sonuç olarak da yanma odası sıcaklıkları ve basıncı yükselmektedir. Bu durum, NO_x miktarını olumsuz etkilemektedir [129]. Dolgu hareketinin azaltılması püskürtülen yakıtın hava ile karışmasını azaltır. Yanan karışım bölgesindeki yanmamış karışım miktarını artırır. Sonuçta NO_x emisyonlarını azaltmaktadır [130].

2.3.5. Yanma odası yüzey / hacim oranı

Yanma odası yüzey hacim oranı yüzey sıcaklıklarını, alev sönme bölgesinin kalınlığını etkileyerek NO_x emisyonunu etkilemektedir. Yanma odası yüzeyi ve hacmi pistonun ÜÖN' da bulunduğu konumdaki değerlerdir. Yanma odası cidarlarının alanı büyüdükçe, soğutma suyuna olan ısı transferi artacağından silindir içi sıcaklıklarda azalma dolayısıyla NO_x emisyonunda düşme olmaktadır [12]. Motora ait çap, strok gibi büyüklüklerin oranları aynı tutularak motor boyutları küçültüldüğünde, yüzey/hacim oranı artacaktır. Aynı şekilde, sıkıştırma oranının artırılması, silindir

sayısının artırılması, strok hacminin azaltılması durumunda yüzey/hacim oranı da artacaktır [104].

2.3.6. Sıkıştırma oranı

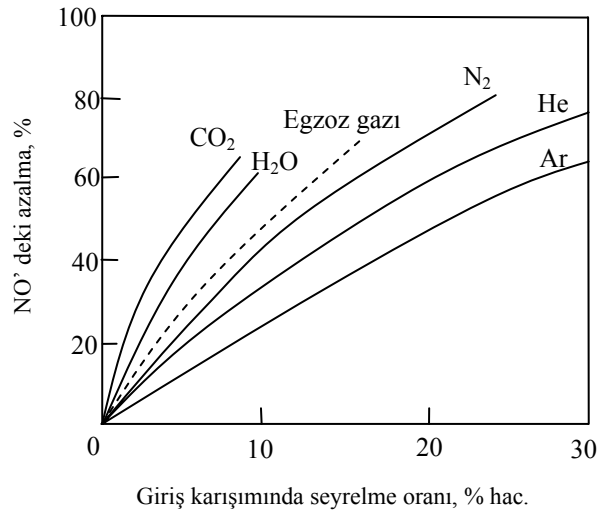
Sıkıştırma oranının artırılması, yanma odasında havanın sıkıştırma sonundaki sıcaklığını artıracığından ısı veriminin artmasını sağlamaktadır. Bu artış yakıtın ısı enerjisinin daha yüksek oranda faydalı güce dönüşmesi demektir. Bu durumda motorun özgül yakıt tüketimi azalmakta, maksimum gücü artmaktadır. Sıkıştırma oranının artışı ile yanma odası sıcaklıkları arttığından NO_x ' da artmaktadır.

2.3.7. Supap zamanlaması

Emme ve egzoz supaplarının açılma kapanma zamanlamasında motorun çalışma koşullarını en çok etkileyen parametrelerden biri egzoz supabının kapanma ve emme supabının açılma zamanıdır. Egzoz ve emme supaplarının birlikte açık kalma süresi de (supap bindirmesi) emisyonları büyük ölçüde etkilemektedir. Supap bindirme süresinin uzaması yüksek devirlerde egzoz gazlarının atımını kolaylaştırır ve motor gücünü artırır [96,120]. Egzoz supabının standart zamanlamaya göre daha erken açılması motor gücünü düşürecektir. Güçte meydana gelecek düşmeyi önlemek için dolgunun artırılması gerekmektedir. Dolgunun artırılması sonucu silindir içi sıcaklık ve basınç artacağından NO_x emisyonunda artar. Emme supabının erken açılması durumunda, egzoz sıcaklığı düşmektedir. Bu durumda HFK artacağından NO_x emisyonu azalır.

2.3.8. Havadaki nem oranı

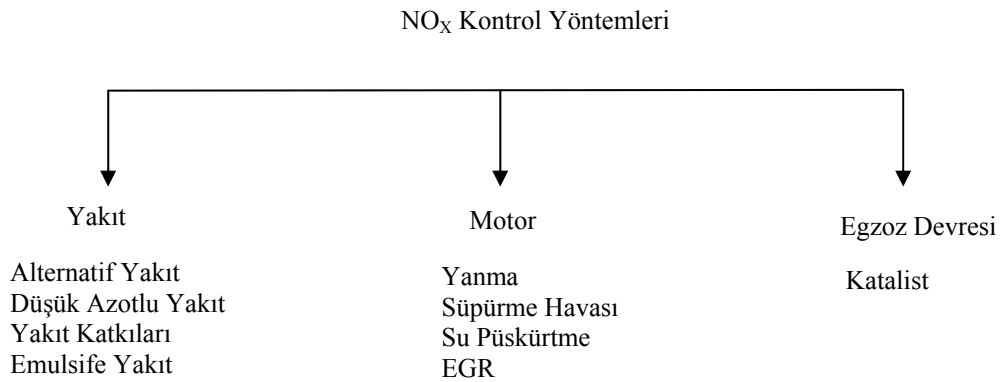
Havanın içerisindeki nem miktarı giriş havasının ısı yutma kapasitesini attığından yanma sonucu ulaşılan maksimum sıcaklığın düşmesine neden olmaktadır. Bu durum yanma sonunda açığa çıkan NO_x miktarını azaltır. Şekil 2.7' de motora giren hava içerisindeki su oranı değişiminin NO oluşumu üzerine etkisi görülmektedir.



Şekil 2.7. Motor giriş havası konsantrasyonunun değişiminin NO miktarına etkisi [19]

2.4. Dizel Motorlarında NO_x Kontrol Yöntemleri

NO_x emisyonlarını kontrol etmek amacıyla içten yanmalı motorlarda uygulanan yöntemler Şekil 2.8' de görülmektedir. Kontrol yöntemleri üç ana başlık altında değerlendirilebilir. Bunlar, yakıt özelliklerinin iyileştirilmesi, yanmanın ve yanma odasının modifikasyonu ve egzoz devresinde alınacak önlemler olarak toplanabilir.



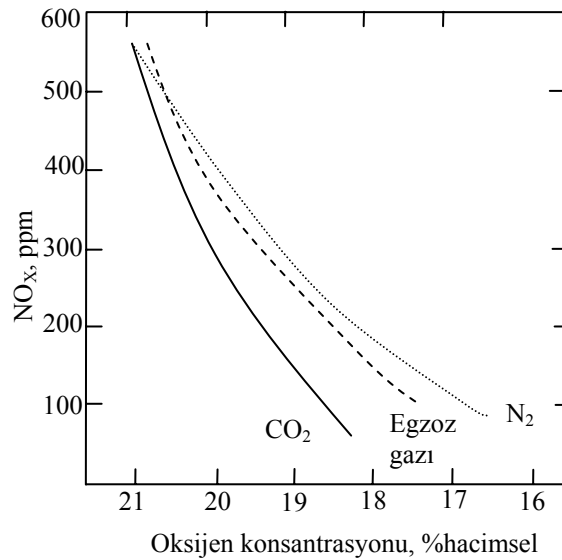
Şekil 2.8. NO_x emisyonunu kontrol etmek için uygulanan yöntemler [108]

2.4.1. Egzoz gazlarının silindire geri sevki (EGR)

Egzoz gazının silindire geri sevk sistemi (EGR) yanma sonucu oluşan ürünlerden bir kısmının tekrar silindire gönderilerek yanmaya iştirakinin sağlandığı bir işlemdir.

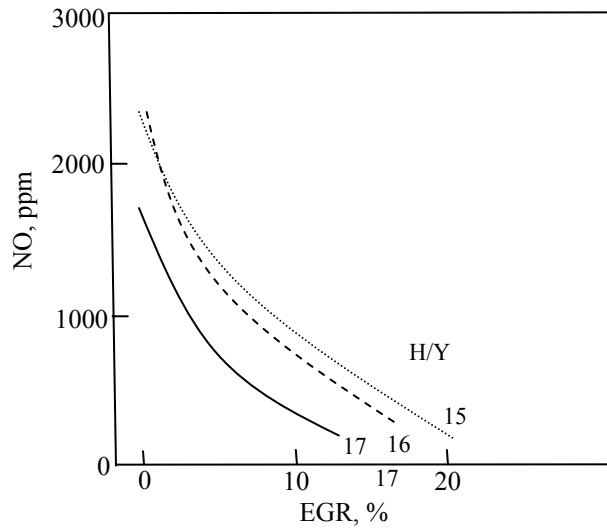
EGR ile silindir içerisine giren oksijenin bir kısmının yerini atık gazlar aldığından lokal oksijen konsantrasyonu azalmaktadır. Bu durum yakıt ve oksijen moleküllerinin reaksiyona girme ihtimalini azaltır. Buna bağlı olarak reaksiyon hızı ve lokal alev sıcaklığı düşerek, NO_x oluşumu azaltmaktadır. Şekil 2.9’ da atık egzoz gazlarının motor emme havasına eklenmesi durumunda oksijen konsantrasyonunda ve buna bağlı olarak da NO_x emisyonundaki değişim görülmektedir.

Abd-Alla [131], çalışmasında bir dizel motoruna % 25 sıcak EGR uygulanması durumunda hacimsel verimdeki azalmadan dolayı motora giren hava miktarında % 14, hava içerisindeki N_2 ve O_2 konsantrasyonlarında ise sırasıyla % 15 ve % 19 azalmanın olduğunu ileri sürmüştür.



Şekil 2.9. EGR ve diğer seyrelticiler ile giriş havası oksijen konsantrasyonunun değişiminin bir dizel motorunda NO_x emisyonlarına etkisi [19]

EGR sistemi aynı zamanda, motora giren hava içerisine oksijenden özgül ısısı daha yüksek egzoz gazlarının eklenmesiyle, yanma ürünlerinin ısı kapasitelerini arttırmakta ve daha düşük yanma sonu sıcaklığının oluşmasına neden olmaktadır [132]. Şekil 2.10’ da EGR oranına bağlı olarak NO emisyonundaki değişim görülmektedir.



Şekil 2.10. EGR oranının NO değişimine etkisi [19]

EGR, motordan salınan NO_x emisyonlarının azaltılmasında etkili bir yöntemdir. Ancak, NO_x emisyonlarını azaltırken motor performansını ve dizel motorları için önem arz eden partikül madde emisyonlarında kötüleşmelere sebebiyet vermektedir [108]. Bu sebeple EGR oranı çok yüksek tutulmamaktadır.

2.4.2. Seçici katalitik dönüştürücü (SCR)

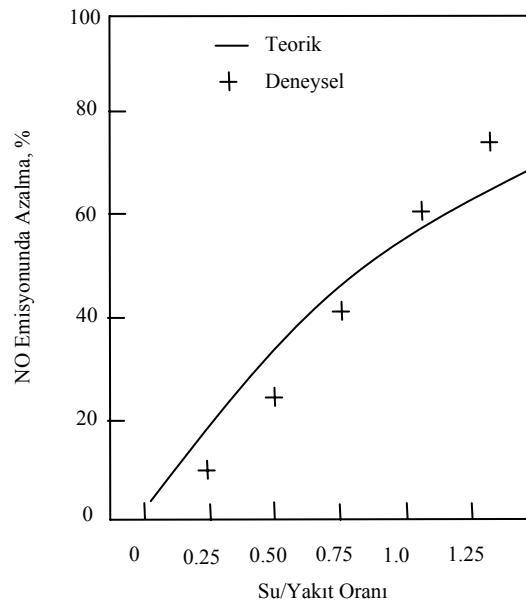
SCR sistemi dizel motorlarından çevreye salınan NO_x emisyonlarını azaltmak için geliştirilmiş bir sistemdir. Burada amaç, egzoz gazı bileşiğindeki partikülleri katalitik yüzey kaplamalı bir filtrede temizledikten sonra, NO_x emisyonu için seçici dönüştürücü sağlamaktır. Motordan çıkan egzoz gazları ilk aşamada partikül filtreden geçerler ve partiküllerin % 70 kadarı burada tutulur. Katalizörlü kaplama sayesinde yaklaşık $450\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkta karbon tanecikleri sürekli olarak yanar. Egzoz gazları daha sonra $350\text{--}380\text{ }^\circ\text{C}$ arasındaki sıcaklığa soğutulur. Bu durumdaki egzoz gazlarının içine stokiyometrik karışım sağlanacak şekilde amonyak (NH_3) enjekte edilir. Enjekte edilen amonyak ile azot oksitler reaksiyona girer ve bu sayede katalizörde NO_x yüksek oranlarda azaltılır. NO_x ' un amonyokla reaksiyonu sonucunda ürün olarak N_2 ve H_2O çıkmaktadır. Aşağıdaki denklemlerde SCR sisteminde meydana gelen kimyasal reaksiyonlar görülmektedir [104].



2.4.3. Motora su gönderilmesi

Motora su ilavesi yakıt-hava karışımını ve silindire doldurulan yanma ürünlerinin özelliklerini değiştirdiğinden yanma olayına ve buna bağlı olarak performans parametrelerine ve emisyon oluşumuna etki etmektedir.

İçten yanmalı motorlardan özellikle dizel motorlarından çevreye salınan zararlı NO_x emisyonlarının azaltılması için kullanılan yöntemlerden biride motor silindirine su gönderilmesidir. Dizel motoruna su gönderilmesi durumunda NO_x emisyonlarında ciddi oranda azalmalar meydana gelmektedir. Şekil 2.11' de bir dizel motoruna gönderilen su oranının bağlı olarak NO_x emisyonlarındaki değişim görülmektedir.

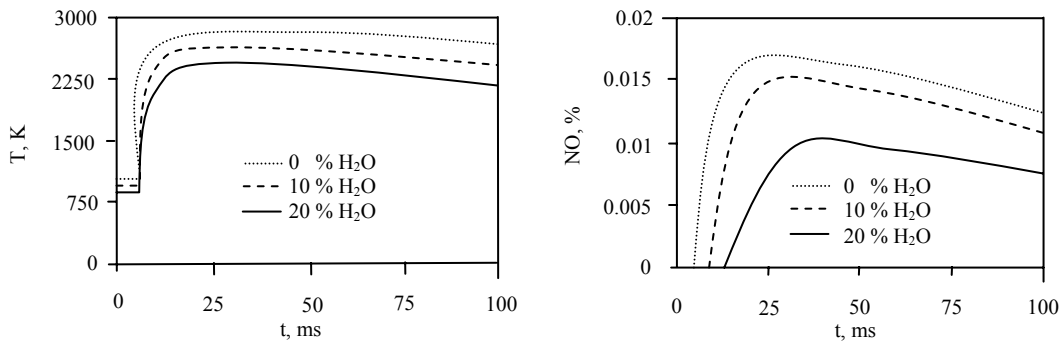


Şekil 2.11. Bir dizel motoruna gönderilen su oranının NO üzerine etkisi [104]

EGR uygulamasında motora giren hava içerisinde oksijenden özgül ısısı daha yüksek egzoz gazlarının eklenmesi yanma ürünlerinin ısıl kapasitelerini artırmakta ve daha düşük yanma sonu sıcaklığı oluşmasına sebep olarak NO_x emisyonlarını düşürmektedir. Motor silindirine suyun sevk edilmesi de EGR uygulamasındaki gibi

silindir içerisindeki yanma ürünlerinin ısı kapasitesini arttırmaktadır. Standart şartlarda çalışan motorda, silindir içerisine doldurulan ideal gaz kabul edilen atmosfer havasıdır. Su püskürtülmesi durumunda ise yanma ürünleri hava ve su karışımından oluşmaktadır. Suyun özgül ısısı havanın özgül ısısından yaklaşık olarak dört kat büyüktür. Özgül ısı birim miktardaki maddenin sıcaklığını bir derece arttırmak için gerekli ısı miktarı şeklinde tanımlanmaktadır. Bu tanımdan yola çıkarak yanma karışımına suyun dahil edilmesi durumunda, özgül ısı değişimine bağlı olarak yanma sonu maksimum sıcaklıklarda azalmanın olacağı açıktır. Yanma sonu sıcaklığının düşmesi NO_x oluşum reaksiyonlarını yavaşlattığından su gönderilmesi durumunda motordan salınan NO_x emisyonunda azalmalar olmaktadır. Şekil 2.7' de silindire su gönderilmesi durumunda karışımın ısı kapasitesindeki değişim görülmektedir [19].

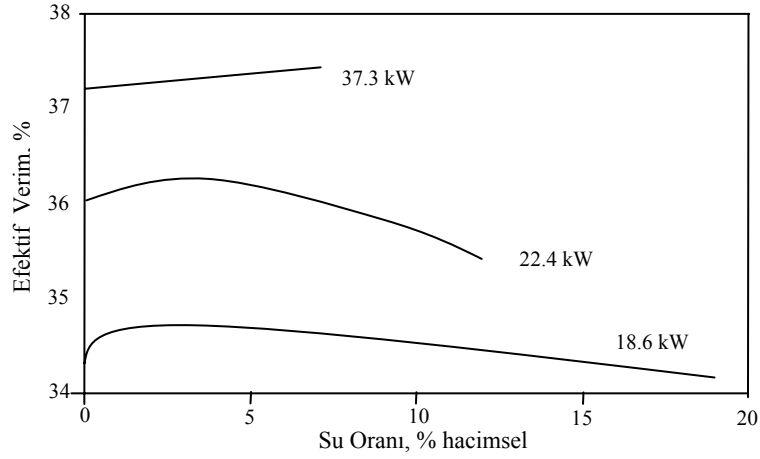
Greeves ve ark., [64] teorik çalışmalarında, su damlacıklarının buharlaşması için yakıttan daha fazla ısı çektiğini ve bu sebepten dolayı yanma sonu maksimum sıcaklığın düştüğünü ve buna bağlı olarak da NO_x emisyonlarının azaldığını ifade etmişlerdir. Şekil 2.12' de silindire farklı oranlarda su gönderilmesi durumunda yanma sonu maksimum sıcaklık ve NO değerlerinin değişimi görülmektedir.



Şekil 2.12. Silindir içerisine gönderilen su oranına bağlı olarak yanma sonu maksimum sıcaklık ve NO miktarlarındaki değişim [58]

Motor silindirine suyun sevk edilmesi durumunda, sıkıştırma esnasında buhar haline gelen su, yakıt ile temasında yüzey gerilmesinin çok küçük olmasından dolayı, yakıtın çok daha küçük damlacık çaplarına bölünmesine neden olmaktadır. Yakıtın daha küçük damlacık çaplarına bölünmesi yüzey alanını arttırmakta ve yüzey alanının artması da yanma esnasında yakıt ile havanın çok daha iyi karışmasını

sağlamaktadır [70]. Silindir içerisinde karışımın daha iyi olması motor yanma veriminin artmasına ve buna bağlı olarak motor performansının iyileşmesini sağlamaktadır. Şekil 2.13' de yük durumu ve su miktarına bağlı olarak efektif verimdeki değişim görülmektedir.



Şekil 2.13. Motor yükü ve su oranına bağlı olarak efektif verimdeki değişim [133]

Suyun motora gönderilmesi yaygın olarak üç şekilde gerçekleştirilmektedir. Bunlar;

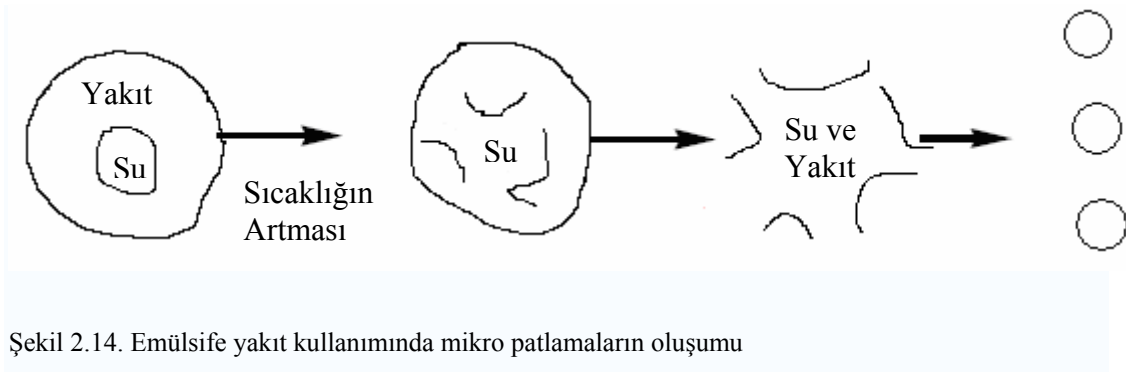
- Su - dizel karışımı (emülsife yakıt),
- Suyun giriş havasına fumigasyonu
- Suyun silindir içersine direkt enjeksiyonu, şeklindedir.

2.4.3.1. Emulsife (su-yakıt karışımı) yakıt

Dizel motorlarında emulsife yakıt kullanımı NO_x emisyonlarının azaltılmasında kullanılan etkili yöntemlerden birisidir. Emulsife yakıtlar, dizel yakıtı ile suyun belirli kütleli veya hacimsel oranlarda karıştırılması ile elde edilir. Emulsife yakıtlar motorun yakıt sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmadan kullanılabilir.

Emülsife yakıtın hazırlanması iki şekilde olmaktadır. Birincisi, yakıt ile suyun belirli oranlarda doğrudan karıştırılması, diğeri ise yakıt ve suyun bir stabilizatör ya da surfektant (Span, Tween vb.) kullanılarak karıştırılması şeklindedir.

Emulsife yakıtlarda stabilizatör maddelerinin kullanılması, yakıt ile suyun yoğunluk farkından dolayı meydana gelecek faz ayrışmasını ve suyun yakıt sisteminde yol açabileceği korozyon ve aşınma problemlerini ortadan kaldırmaktadır. Stabilizatör kullanımı durumunda su yakıt içerisine hapsedilmektedir. Bu şekilde hazırlanan emulsife yakıtın püskürtme öncesi ve yanma esnasındaki davranışı Şekil 2.14' de şematik olarak verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, stabilizatör maddesi su ile yakıt damlacıklarını, merkezde su, dışında stabilizatör ve en dışta da yakıt olacak şekilde birbirine bağlamaktadır. Bu şekilde hazırlanan emulsife yakıtın silindir içerisine gönderilmesi durumunda sıcaklığın artması ile birlikte merkezde bulunan su damlacıkları buharlaşmakta ve mikro patlamalarla yakıtı daha küçük parçacıklara bölmektedir [77]. Silindir içerisinde yanma esnasında meydana gelen bu mikro patlamalar yanma verimini arttırmaktadır.



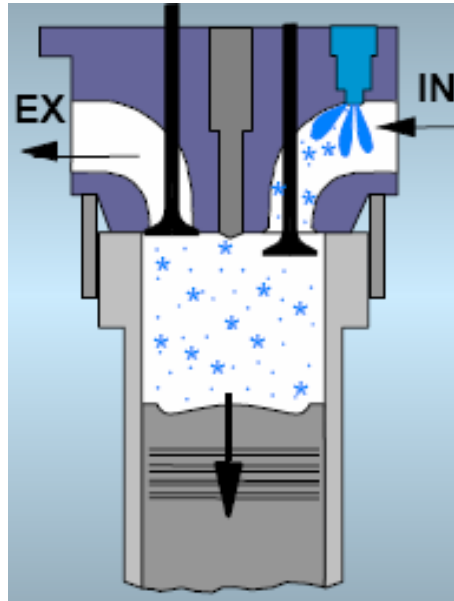
Şekil 2.14. Emulsife yakıt kullanımında mikro patlamaların oluşumu

Dizel motorunda yakıt sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmadan emulsife yakıt kullanımı durumunda yakıt içerisindeki su oranı belirli bir değeri geçmemektedir. Yakıt içerisindeki su miktarı arttırıldığında silindire gönderilen yakıtın ısı değeri düştüğü için motor performansında azalma meydana gelmektedir. Dolayısıyla emulsife yakıt kullanımında NO_x emisyonlarındaki azalma sınırlı olmaktadır. Emulsife yakıt kullanımının dezavantajlarından biri de, karışım içerisindeki su yüzdesi sabit olduğundan soğuk ilk hareket zorluğuna ve yük geçişlerinde sarsıntılı çalışmaya neden olmasıdır.

2.3.4.2. Emme havası içerisine suyun fumigasyonu

Motor emme havası içerisine su ilavesi anlamına gelen fumigasyon içten yanmalı motorlarda NO_x azaltmak için kullanılan su gönderme yöntemlerindedir. Ishida ve

ark.[81] motor emme manifolduna püskürtülen su miktarı, birim hava başına kütle olarak % 1 artırıldığında NO_x emisyonlarında % 20 civarında azalmanın olduğunu ifade etmektedirler. Ancak, bu yöntemde emme manifolduna gönderilen suyun miktarı önemlidir. Püskürtülen suyun tamamı emme havası içerisinde buharlaşmadığı takdirde, sıvı haldeki su silindir yüzeylerine çarparak yağ filminin bozulmasına yol açmaktadır [81,82]. Bu durum, emme supabında korozyona, silindir cidarında ise aşınmaların hızlanmasına neden olabilmektedir [75]. Fumigasyon yönteminde suyun emme subapı açık olduğu zaman diliminde yapılması önemli bir unsurdur. Eğer, emme subapı kapalı durumda su püskürtülürse, subap arkasında su birikmesi ve buna bağlı olarak korozyon olacaktır. Şekil 2.15’ de emme hattına yerleştirilen su enjektörü ve püskürtme zamanı görülmektedir.

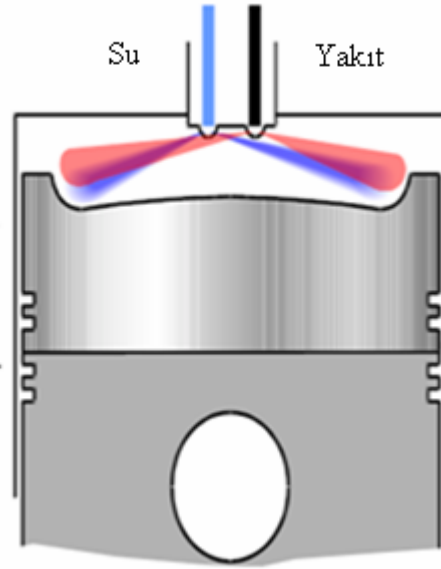


Şekil 2.15. Emme havası içerisine suyun enjeksiyonu [134]

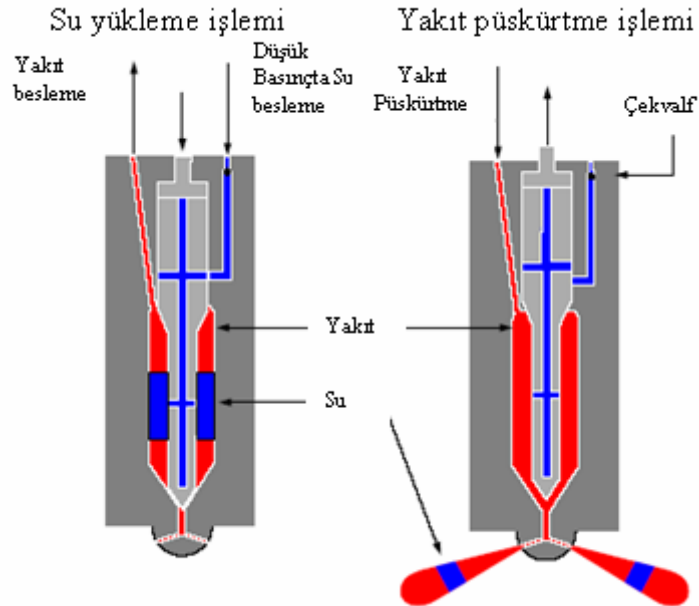
2.3.4.3. Suyun silindire direkt enjeksiyonu

Bu metot, suyun direkt olarak yanma odası içerisine bir enjektör tarafından püskürtülmesi ile gerçekleşmektedir. Direkt enjeksiyon sisteminde su silindire farklı şekillerde gönderilmektedir. Bunlardan biri ayrı bir enjektörle suyun yanma odasına püskürtülmesi, diğeri ise mevcut yakıt enjektörü kullanılarak suyun

püskürtülmesidir. Şekil 2.16' da ayrı bir enjektör ile suyun yanma odasına püskürtülmesi görülmektedir.



Şekil 2.16. Suyun ayrı bir enjektör ile yanma odasına enjeksiyonu [135]

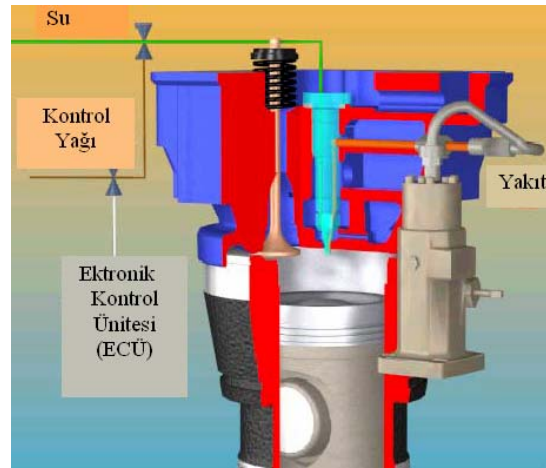


Şekil 2.17. Yakıt enjektörü vasıtasıyla suyun yanma odasına direkt enjeksiyonu [50]

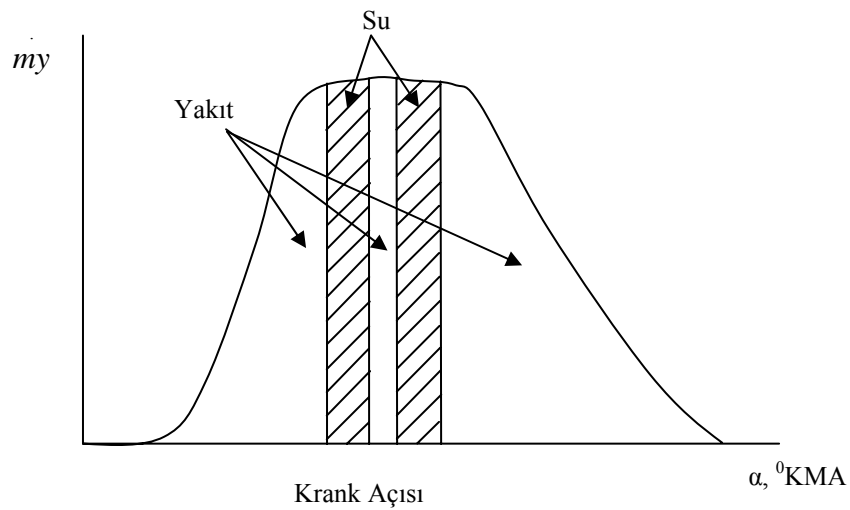
Suyun mevcut yakıt enjektörü kullanılarak silindire püskürtülmesi farklı şekillerde yapılabilmektedir. Bunlardan biri Şekil 2.17' de görülen sistemdir [50]. Burada su enjektöre, yakıt pompasının enjektöre yakıt göndermediği durumda ayrı bir pompa

ile gönderilmektedir. Yüksek basınç pompasından gelen yakıt enjektöre yüklenen suyu şekilde görüldüğü ü silindire püskürtmektedir.

Diğer yöntem ise yakıt püskürtme anında elektronik olarak yakıt ve su hattının kontrol edilmesidir (Şekil 2.18). Burada, silindire püskürtme kademeli olarak (yakıt-su-yakıt gibi) yapılabilmektedir. Sistemde yakıtın basılması için yüksek basınç pompasından hariç, su içinde yüksek basınca sahip ayrı bir pompa mevcuttur. Elektronik siviçlerle yakıt ve su akışı elektronik kontrol ünitesi ile kontrol edilmektedir. Şekil 2.19’ da kademeli yakıt – su enjeksiyonunun şematik şekli görülmektedir.



Şekil 2.18. Suyun yakıt enjektörü ile silindire kademeli olarak gönderilmesi [135]



Şekil 2.19. Kademeli yakıt-su enjeksiyonu

Direkt enjeksiyon sisteminde suyun yanma esnasında silindire gönderilmesi bir avantajdır. Dizel motorlarında NO oluşumunun kritik periyodu, yanmanın başladığı anla maksimum basıncın görülmesinden hemen sonraki nokta arasında kalan zaman dilimidir [19]. Bu süre zarfında silindire suyun enjekte edilmesi NO_x emisyonlarının oluşumuna neden olan maksimum yanma sıcaklığının diğer su gönderme yöntemlerine göre daha fazla düşmesine neden olacak ve açığa çıkan NO_x emisyon miktarını azaltacaktır.

Motorda emulsife yakıt kullanımı sırasında yakıt sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmaz ise, su yüzdesi belirli bir değerin üzerine çıkarılmamakta ve NO_x seviyesindeki azalma miktarı sınırlı olmaktadır.

Fumigasyon yönteminde ise, su emme periyodunda motora enjekte edilmektedir. Bu durumda püskürtülen su oranının motora giren hava içerisinde tamamının buharlaşabileceği miktarda ayarlanması gerekir. Aksi takdirde su silindir içerisinde ve supab mekanizmasında aşınma ve korozyona neden olacaktır. Direkt enjeksiyon sisteminde suyun yanma odasına gönderilmesi aşınma ve korozyon problemlerini ortadan kaldırmaktadır.

Direkt enjeksiyon sistemi dizel motorlarında NO_x emisyonunu azaltmak için kullanılan en etkili yöntemdir. Ancak, sistemin oluşturulması ileri teknoloji gerektirdiğinden dolayı maliyetinin çok yüksek olması dezavantajdır.

2.4.4. Buhar püskürtmenin diğer sistemlere göre üstünlükleri

Ishida, [81] ve Donahue, [82]' nin fumigasyon yöntemiyle yaptıkları çalışmada düşük motor devirlerinde NO_x, is ve özgül yakıt sarfiyatında iyileşmenin olduğunu, yüksek devirlerde ise NO_x' deki ciddi düşmeye karşın is ve yakıt sarfiyatında artmaların meydana geldiğini ifade etmektedirler. Bunlara ilave olarak, Bedford ve diğ., [50] yanma sonucunda yoğuşan suyun yağlama yağı içerisinde biriktiğini ve yağın özelliğini bozarak motorda çalışan aksamaların aşınma hızlarını artırdığını ifade etmektedir. Suyun yanma odasına buhar fazında gönderilmesi ve yoğuşma sınırı

dikkate alınarak buharın silindire püskürtülmesi bu problemleri ortadan kaldırmaktadır.

Yanma odasına ortam sıcaklığında su püskürtmek, NO_x emisyonunun azaltılmasında önemli olmakla birlikte, püskürtülen suyun yanma odası girişinde ve yanma odasında homojen olarak dağılmama, yağ filmine ve bölgesel korozyona neden olma ve aşırı sıcaklık farkının neden olduğu termal şokun malzemelerin dayanımını azaltma gibi riskleri söz konusudur. Ancak gönderilen su, buhar haline getirildiğinde, yanma odasına emme esnasında homojen olarak dağılacığından su birikmesi, yağ filminin bozulması ve korozyon riski de ortadan kaldırılmış olacaktır.

BÖLÜM. 3. TEORİK MODEL

Dizel motorunun gerçek çevriminin termodinamiğinin modellenmesi dahilinde kabuller yapılmıştır. Bu kabuller;

- Silindir içindeki iş gazı (yakıt-hava karışımı ve yanma ürünleri) özgül ısısı sıcaklığa bağlı olarak değişen, aralarında reaksiyona girmeyen ideal gazlar karışımıdır,
- İdeal çevrimlerde olduğu gibi yanma veya ısı giriş sürecinin kısmen sabit hacim ve kısmen de sabit basınçta gerçekleşmektedir,
- Sıkıştırma ve genişleme süreçlerindeki ısı kayıpları politropik süreçlerin istatistik olarak belirlenmiş üst değerleri (n_1 ve n_2) ile, yanma süreci ısı kayıpları ise tecrübelerle belirlenmiş olan ısı kullanım katsayısı (ζ_z) dikkate alınarak hesaplanmıştır.

3.1. Karışımın Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

3.1.1. Havanın termodinamik özellikleri

- Havanın bağıl nem oranı (θ) ;
- Havanın basıncı (P_x) ;
- Havanın sıcaklığı (T_x)
- Havanın kütleli debisi (\dot{m}_x)

$$\dot{m}_x = \dot{m}_y \cdot \lambda \cdot \left(\frac{H}{Y} \right) \quad \text{kg/s} \quad (3.1)$$

3.1.2. Püskürtülen su buharının termodinamik özellikleri

- Su buharının sıcaklığı (T_z);
- Su buharının basıncı (P_z);
- Yakıtın kütleli debisi (\dot{m}_y) kg/s
- Su buharının kütleli debisi yakıt miktarının yüzdesi olarak (\dot{m}_z);

$$\dot{m}_z = \dot{m}_y \cdot x \quad \text{kg/s} \quad (3.2)$$

3.2. Karışımın Termodinamik Özelliklerinin Hesabı

Karışımın termodinamik özelliklerinin belirlenebilmesi için, karışım içerisindeki nemli havayı oluşturan su buharı ve kuru havanın kütleli debilerinin bilinmesi gerekmektedir. Bunun için ilk önce nemli hava içerisindeki su buharının ve kuru havanın kısmi basınçları hesaplanır. Burada P_g suyun 25 derecedeki doyma basıncıdır [136].

$$P_{x,v} = P_g \cdot \theta \quad \text{kPa} \quad (3.3)$$

$$P_{x,a} = P_x - P_{x,v} \quad \text{kPa} \quad (3.4)$$

Nemli hava içerisindeki su buharı ve kuru havanın kütleli debileri, özgül nem (ω) yardımıyla hesaplanır [136].

$$\omega_x = \frac{\dot{m}_{x,v}}{\dot{m}_{x,a}} = 0,622 \cdot \frac{P_{x,v}}{P_{x,a}} \quad \text{kg buhar/kg kuru hava} \quad (3.5)$$

Atmosferik hava içerisindeki su buharının kütleli debisi;

$$\dot{m}_{x,v} = \dot{m}_{x,a} \cdot \omega_x \quad \text{kg/s} \quad (3.6)$$

Havanın kütleli debisi;

$$\dot{m}_x = \dot{m}_{x,v} + \dot{m}_{x,a} \quad (3.7)$$

Denklem (3.6), denklem (3.7)' da yerine konularak karışımın kütleli debisi;

$$\dot{m}_x = (\dot{m}_{x,a} \cdot \omega_x) + \dot{m}_{x,a} \quad \text{kg/s} \quad (3.8)$$

olur. Motora giren atmosferik havanın entalpisi, kuru hava ve havadaki su buharının entalpileri toplamına eşittir. Atmosferik hava içerisindeki kuru hava miktarı sabit olmakla birlikte su buharı miktarı değişkendir. Bu yüzden, atmosferik havanın entalpisi birim kuru hava kütlesi başına tanımlanır [136]. Atmosferik havanın entalpisi;

$$H_x = H_{x,a} + H_{x,v} = (m_{x,a} \cdot h_{x,a}) + (m_{x,v} \cdot h_{x,v}) \quad (3.9)$$

Eşitlik (3.9)' u kuru hava kütlesine ($m_{x,a}$) bölersek atmosferik havanın (nemli hava) özgül entalpisi;

$$h_x = \frac{H_x}{m_{x,a}} = h_{x,a} + \left(\frac{m_{x,v}}{m_{x,a}} \cdot h_{x,v} \right) = h_{x,a} + (\omega_x \cdot h_{x,v}) \quad (\text{kJ/kg kuru hava}) \quad (3.10)$$

Su buharının doyma sıcaklığındaki entalpisi $h_{x,v} \cong h_g$ olduğundan atmosferik havadaki su buharının sıcaklığa bağlı entalpisi;

$$h_{x,v} = h_g \cong 2501,3 + 1,82 \cdot T_x \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.11)$$

Formülünden hesaplanır. Burada T_x , °C cinsinden girilmelidir. -10 °C ile 50 °C sıcaklıkları arasında su buharının ve kuru havanın özgül ısıları yüzde 0.2' den daha küçük bir hatayla sabit kabul edilir [136]. Benzer şekilde kuru havanın entalpisi;

$$h_{x,a} = C_p \cdot T_x = 1,005 \cdot T_x \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.12)$$

Eşitlik (3.10) yeniden düzenlenirse nemli havanın entalpisi;

$$h_x = h_{x,a} + (\omega_x \cdot h_{x,v}) = (C_p \cdot T_x) + [\omega_x \cdot (2501,3 + 1,82 \cdot T_x)] \quad (\text{kJ/kg kuru hava}) \quad (3.13)$$

Atmosferik havanın içerisine su buharı püskürtüldüğünde karışımın sıcaklığının hesabı için emme manifoldunda enerji denkliği aşağıdaki gibi yazılır.

$$\sum E_g = \sum E_\zeta \quad (3.14)$$

$$(\dot{m}_x \cdot h_x) + (\dot{m}_z \cdot h_z) = \dot{m}_\zeta \cdot h_\zeta \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_\zeta = \dot{m}_x + \dot{m}_z \quad (3.16)$$

Eşitlik (3.13), eşitlik (3.15)'de yerine konursa, enerji denklemi (3.17) aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\left[(C_p \cdot T_x) + \omega_x (2501,3 + 1,82 \cdot T_x) \right] + \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_{x,a}} \cdot h_z = \left[(C_p \cdot T_\zeta) + \omega_\zeta (2501,3 + 1,82 \cdot T_\zeta) \right] \quad (3.17)$$

Bilinen değerler eşitlik (3.17)' de yerine konulursa karışımın sıcaklığı (T_ζ) bulunur. Karışımın basıncı ise, karışımı oluşturan atmosferik havanın ve püskürtülen su buharının mol sayıları hesaplandıktan sonra ideal gaz denkleminde yararlanılarak aşağıdaki gibi bulunur. Atmosferik havanın mol sayısı;

$$n_x = n_{x,a} + n_{x,v} \quad (3.18)$$

Atmosferik hava ve püskürtülen su buharından oluşan karışımın mol sayısı;

$$n_\zeta = n_x + n_z \quad (3.19)$$

$$\frac{P_x}{P_\zeta} = \frac{n_x \cdot (T_x + 273,15)}{n_\zeta \cdot (T_\zeta + 273,15)} \quad \text{kPa} \quad (3.20)$$

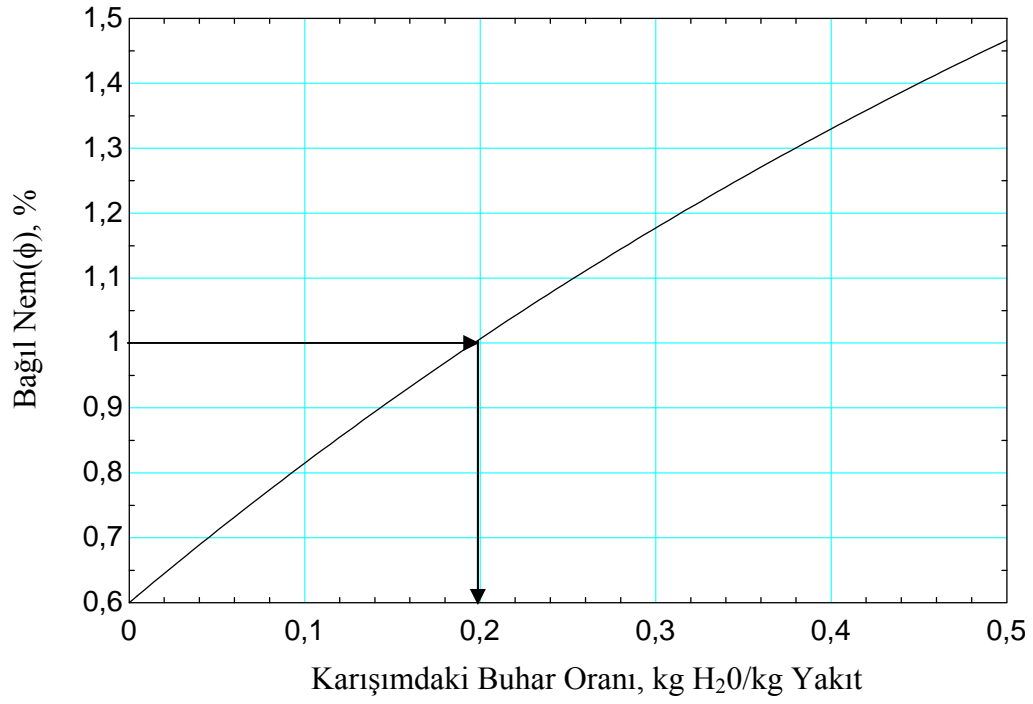
Karışımı oluşturan atmosferik hava (n_x) ve karışımın mol miktarları (n_ζ) aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$n_x = \frac{\dot{m}_{x,a}}{M_a} + \frac{\dot{m}_{x,v}}{M_v} \quad \text{kmol} \quad (3.21)$$

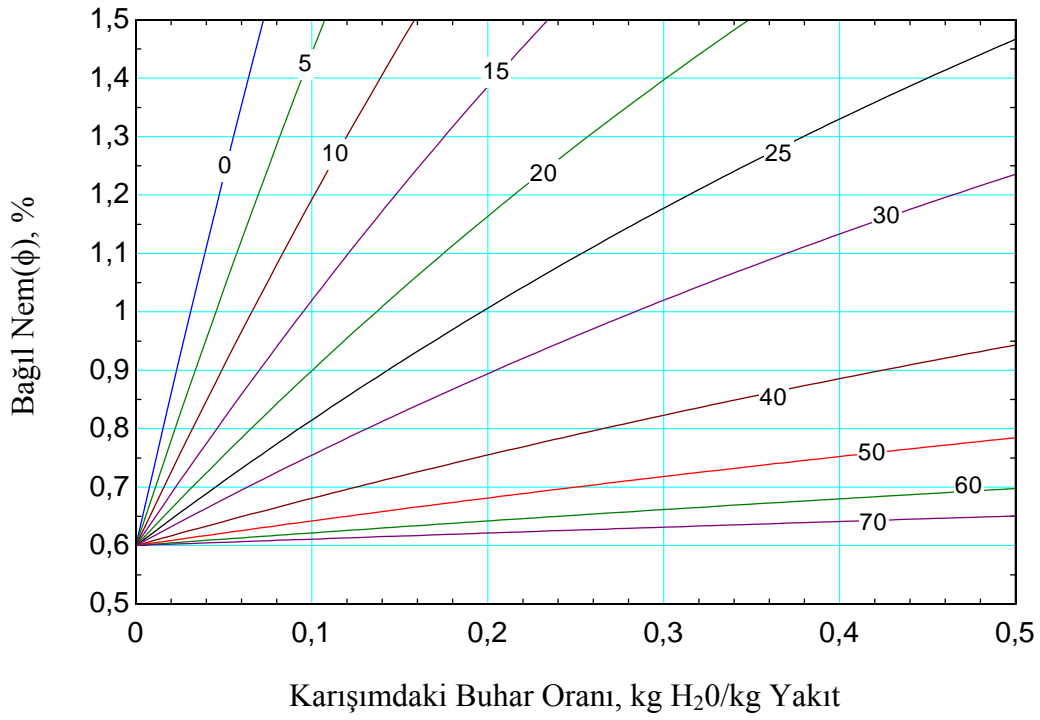
$$n_\zeta = \frac{\dot{m}_{x,a}}{M_a} + \frac{\dot{m}_{x,v}}{M_v} + \frac{\dot{m}_z}{M_v} \quad \text{kmol} \quad (3.22)$$

3.3. Karışımın Yoğuşma Sınırının Hesabı

Yoğuşma sınırının hesabında EES (Engineering Equations Solver) adlı bilgisayar programından yararlanılmıştır. Bilindiği gibi bağıl nem, havanın içinde var olan nemin havanın taşıyabileceği maksimum nem miktarına oranıdır ve bu oran hiçbir zaman 1'den büyük olamaz. Bu grafik çizdirilirken püskürtülen buhar miktarı x yüzdesine bağlı yazılarak 0–0,5 arasında değiştirilmiştir. Bağıl nem miktarı da, karışımın sıcaklığına, basıncına ve özgül nem miktarına bağlı olarak bilgisayar programında tanımlanmıştır. Bağıl nemin 1'e eşit olduğu yer yoğuşmanın başladığı buhar yüzdesidir. Dizel motor çevrimi düşünüldüğünde en düşük sıcaklık ve basıncının olduğu nokta emme şartlarındadır. Yoğuşma sınırının hesabı çevrimin 1 noktası için 25 °C ve 101.325 kpa basınç değeri için hesap edilmiştir. Şekil 3.1' de 25 °C ve 101.325 kpa şartlarında püskürtülen buhar miktarına bağlı olarak bağıl nemin değişimini görülmektedir. Şekil 3.2' de ise sıcaklık değişimi ve püskürtüle buhar oranına bağlı olarak bağıl nemin değişimini göstermektedir.



Şekil 3.1. Püskürtülen buhar miktarına bağlı olarak bağıl nemin değişimi, (25°C 101.325 kpa)



Şekil 3.2. Püskürtülen buhar miktarına ve ortam sıcaklığına bağlı olarak bağıl nemin değişimi, (101.325 kpa)

3.4. Motor Çevriminin Termodinamiği

3.4.1. Termodinamik hesaplarda verilmiş olan ve seçilen parametreler

- Silindir çapı; B, m
- Strok boyu; S, m
- Sıkıştırma oranı; ϵ
- Devir sayısı; n, d/d
- Hava-yakıt oranı; H/Y
- Yanma verimi; η_y
- Hava fazlalık katsayısı; λ
- Volümetrik verim; η_v

3.4.2. Teorik hava miktarının hesaplanması

1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı kütleli ve hacimsel olarak aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanır.

$C + H + O = 1$ kg, Burada C, H ve O sırasıyla karbondioksit, hidrojen ve oksijenin 1 kg yakıttaki kütleli kesirleridir [137].

$$m_{C_{12}H_{26}} = (12 \cdot 12) + (26 \cdot 1) = 170 \quad \text{kg/kmol} \quad (3.23)$$

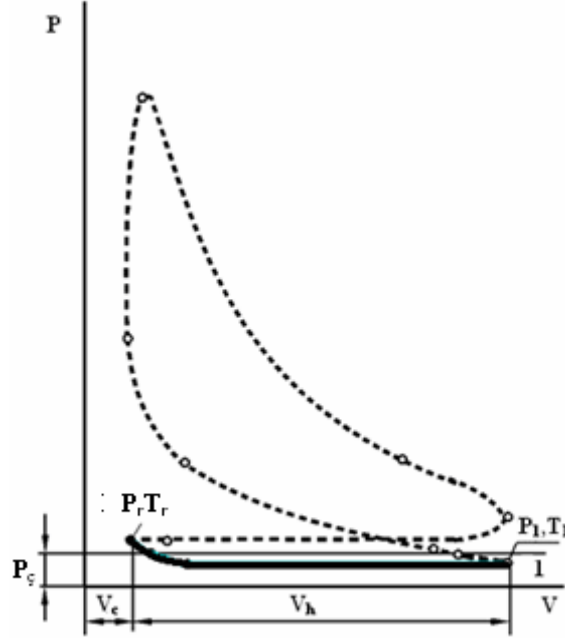
$$C = \frac{144}{170} = 0,847058823 ; H = \frac{26}{170} = 0,152941176 \quad (3.24)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H \right) \quad \text{kg hava/kg yakıt} \quad (3.25)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad \text{kmol hava/kg yakıt} \quad (3.26)$$

3.4.3. Emme süreci

Dizel çevriminin emme süreci Şekil 3.3' de görülmektedir.



Şekil 3.3. Dizel çevriminin emme periyodu

Emme sonu iş gazının basıncının ve sıcaklığının hesaplanabilmesi için, egzoz süreci sonunda silindir içersinde kalan artık gazın basıncının ve sıcaklığının bilinmesi gerekmektedir. Artık gaz parametreleri aşağıdaki ampirik formüllerden hesaplanır [137].

$$P_r = P_\zeta (1 + 0,55 \cdot 10^{-4} \cdot n) \quad \text{kPa} \quad (3.27)$$

$$T_r = 1302403,5 \cdot \lambda + 0,037 \cdot n - 7,38 \cdot \varepsilon \quad \text{K} \quad (3.28)$$

Motorun volümetrik verim hesabı aşağıdaki formül yardımıyla yapılır [138].

$$\eta_v = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \right) \left(\frac{T_\zeta}{T_1} \right) \left(\frac{P_1}{P_\zeta} \right) \left(\frac{1}{1 + \gamma_r} \right) \quad (3.29)$$

Emme süreci sonu iş gazı basıncı (P_1) aşağıdaki formül ile hesaplanır [138].

$$P_1 = P_\zeta - P_{kayıp} \quad \text{kPa} \quad (3.30)$$

$$P_{kayıp} = \rho \frac{U^2}{2} (1 + \xi) \quad \text{kPa} \quad (3.31)$$

$$U = \frac{F_{sil} \cdot C_m}{f_{sub}} \quad \text{m/sn} \quad (3.32)$$

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} \quad \text{m/sn} \quad (3.33)$$

Burada, U giren havanın hızı, C_m ortalama piston hızı, ρ çevre şartlarındaki havanın yoğunluğu, ξ emme periyodunda sistemin hidrodinamik basınç katsayısı, F_{sil} ve f_{sub} sırasıyla silindir kafası ve sübap kafası yüzey alanlarıdır.

Egzoz süreci sonunda silindir içerisinde kalan artık gaz katsayısı ve emme süreci sonu iş gazı sıcaklığı aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanır [137].

$$\gamma_r = P_r (T_\zeta + \Delta T) / T_r (\varepsilon \cdot P_1 - P_r) \quad (3.34)$$

$$T_1 = (T_\zeta + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r) \quad \text{K} \quad (3.35)$$

Burada ΔT taze dolgunun emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ısıdan kaynaklanan sıcaklık artışıdır ve $\Delta T = 30 - 0,006 \cdot n$ ampirik formülünden hesaplanır.

Motora emilen gerçek hava debisi ve püskürtülen buhar miktarı çevrim için hesaplanırsa, emme süresi sonunda silindire emilen taze dolgu kütlesi ve mol miktarları, artık gazların ve iş gazının mol miktarı aşağıdaki gibi bulunur.

$$m_{\zeta} = m_e = \frac{\dot{m}_{\zeta}}{n \cdot i} = \frac{\dot{m}_{\zeta} \cdot 120}{n} \quad \text{kg} \quad (3.36)$$

$$n_{\zeta} = n_e = (n_{x,a} + n_{x,v}) \cdot \frac{120}{n} \quad \text{kmol} \quad (3.37)$$

Silindir içerisinde bir önceki çevrimden kalan artık gazın mol sayısı;

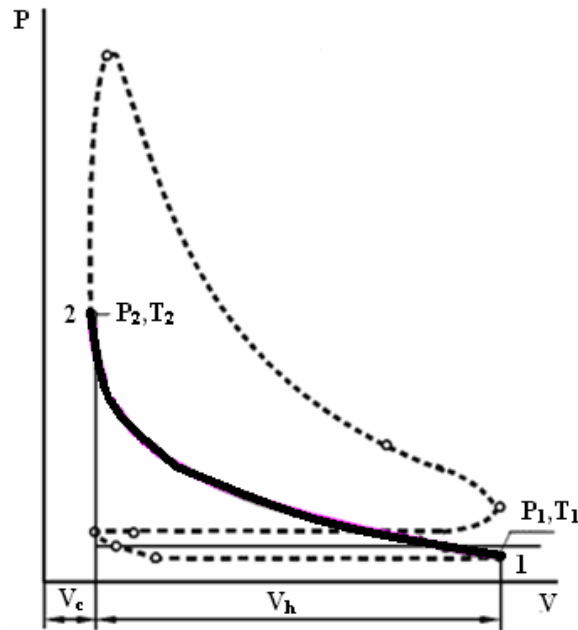
$$n_r = n_e \cdot \gamma_r \quad \text{kmol} \quad (3.38)$$

Sıkıştırma başlangıcında silindir içerisinde iş gören gazın mol sayısı şu şekilde bulunur;

$$n_1 = n_{i\zeta} = n_e (1 + \gamma_r) \quad \text{kmol} \quad (3.39)$$

3.4.4. Sıkıştırma süreci

Dizel çevriminin sıkıştırma süreci Şekil 3.4' de görülmektedir.



Şekil 3.4. Dizel çevriminin sıkıştırma süreci

Teorik hesaplamalarda işlemleri kolaylaştırmak için genellikle sıkıştırma süreci boyunca sıkıştırma üst katsayısının (n_1) ortalama bir değerde ve sabit olduğu kabul edilir. Ancak, sıkıştırma üst katsayısı, iş gazının sabit hacim özgül molar ısısına bağlı olarak hesaplanabilir. Bunun için ilk olarak, iş gazı içerisinde bulunan artık gazların ve taze dolgunun sabit hacim özgül molar ısıları hesaplanır. Daha sonra iş gazının sabit hacim özgül molar ısısı, iş gazı bileşenlerinin mol kesirlerine göre hesaplanır.

Taze dolgunun ve artık gazı oluşturan yanma gazlarının mol miktarları ve mol kesirleri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$n_{CO_2} = \frac{C}{12} \cdot m_f \quad \text{kmol}$$

$$n_{O_2} = 0,208(\lambda - 1)L_0 \cdot m_f \quad \text{kmol}$$

$$n_{H_2O} = \frac{H}{2} \cdot m_f \quad \text{kmol}$$

$$n_{N_2} = 0,792 \cdot \lambda \cdot L_0 \cdot m_f \quad \text{kmol} \quad (3.40)$$

$$n_{buhar} = \frac{m_{buhar}}{M_v} \quad \text{kmol}$$

$$n_{k.hava} = \frac{m_{k.hava}}{M_a} \quad \text{kmol}$$

$$n_{yü} = n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O} + n_{buhar} \quad \text{kmol}$$

Yukarıdaki eşitliklerde bulunan m_f silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarı olup, aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$m_f = \frac{\dot{m}_y \cdot 120}{n} \quad \text{kg} \quad (3.41)$$

Yanma ürünlerinin mol kesri aşağıdaki gibi bulunur.

$$\begin{aligned}
x_{CO_2} &= \frac{n_{CO_2}}{n_{yü}} \\
x_{O_2} &= \frac{n_{O_2}}{n_{yü}} \\
x_{N_2} &= \frac{n_{N_2}}{n_{yü}} \\
x_{buhar} &= \frac{n_{H_2O} + n_{buhar}}{n_{yü}}
\end{aligned} \tag{3.42}$$

İş gazının oluşturan gazların mol kesri aşağıdaki gibi bulunur.

$$\begin{aligned}
x_{k.hava} &= \frac{n_{k.hava}}{n_{iş}} \\
x_r &= \frac{n_r}{n_{iş}} \\
x_{buhar} &= \frac{n_{buhar}}{n_{iş}}
\end{aligned} \tag{3.43}$$

$$\begin{aligned}
C_{v,CO_2} &= 22,345 + 219959 \cdot 10^{-7} \cdot T - 5487 \cdot 10^{-9} \cdot T^2 \\
C_{v,H_2O} &= 23,48993 + 5359 \cdot 10^{-6} \cdot T \\
C_{v,N_2} &= 19,7155 + 25 \cdot 10^{-4} \cdot T \\
C_{v,O_2} &= 19,7256 + 509964 \cdot 10^{-8} \cdot T - 84 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \\
C_{v,k.hava} &= 19,8798 + 2638 \cdot 10^{-6} \cdot T
\end{aligned} \tag{3.44}$$

Artık gazların ve bir noktası için özgül molar ısılar aşağıdaki gibi bulunur.

$$C_{v,r} = (C_{v,CO_2} \cdot x_{CO_2}) + (C_{v,H_2O} \cdot x_{buhar}) + (C_{v,N_2} \cdot x_{N_2}) + (C_{v,O_2} \cdot x_{O_2}) \tag{3.45}$$

$$C_{v,1} = (C_{v,r} \cdot x_r) + (C_{v,k.hava} \cdot x_{k.hava}) + (C_{v,H_2O} \cdot x_{buhar}) \tag{3.46}$$

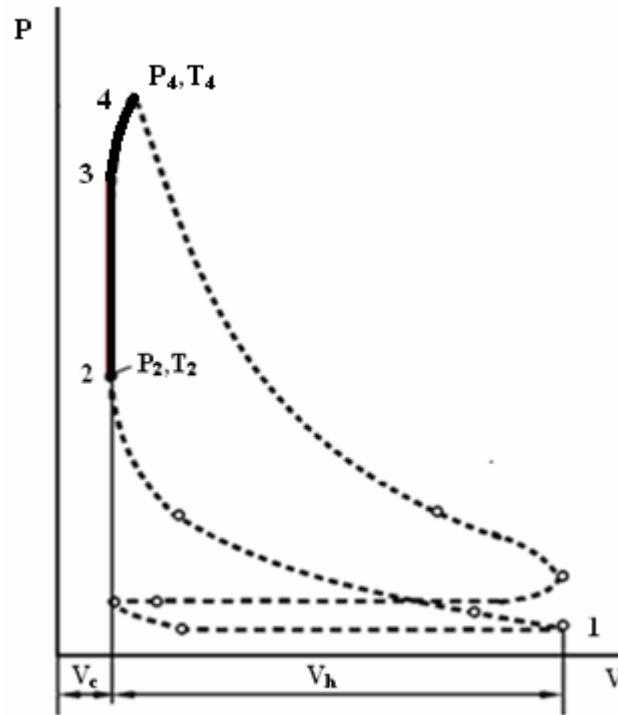
$$n_1 = \frac{C_{v,1} + R_u}{C_{v,1}} \quad (3.47)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (3.48)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (3.49)$$

3.4.5. Yanma süreci

Gerçek dizel çevriminin yanma süreci Şekil 3.5' de görülmektedir.



Şekil 3.5. Dizel çevriminin yanma süreci

Yanma sürecinin termodinamik hesabı, termodinamiğin birinci kanunu ve ideal gaz denkleminin kullanılmasıyla yapılmaktadır. Termodinamiğin birinci kanununa göre yanma denklemi [138],

$$\eta_y \cdot H_u \cdot m_f = U_4 - U_2 + W_{3,4} \quad (3.50)$$

$$U_4 = C_{v,y\ddot{u}}(n_{y\ddot{u}} + n_r)T_4 \quad \text{kJ} \quad (3.51)$$

$$U_2 = (C_{v,e} \cdot n_e + C_{v,r} \cdot n_r)T_2 \quad \text{kJ} \quad (3.52)$$

Burada $C_{v,e}$ ve $C_{v,r}$ sırasıyla taze dolgunun ve artık gazların sabit hacimde özgül molar ısılarıdır.

$W_{3,4}$, 3 – 4 noktaları arasındaki iştir. $V_2 = V_3$ olduğundan, $W_{2-3} = 0$ olur;

$$W_{3,4} = P_4V_4 - P_3V_3 \quad (3.53)$$

$$P_3 = \alpha \cdot P_2 \quad (3.54)$$

alınarak;

$$W_{3-4} = P_4V_4 - P_3V_2 = P_4V_4 - (\alpha \cdot P_2)V_2 \quad (3.55)$$

Burada α basınç artma oranını ifade etmektedir. Genel gaz denklemi $PV = nRT$ kullanılarak;

$$4 \text{ noktası için } P_4V_4 = (n_{y\ddot{u}} + n_r)RT_4 \quad (3.56)$$

$$2 \text{ noktası için } P_2V_2 = (n_e + n_r)RT_2 \quad (3.57)$$

Buna göre 3.56 ve 3.57' deki ifadeler 3.50' de yerine konursa, yanma denklemi aşağıdaki gibi olur.

$$\eta_y \cdot H_u \cdot m_f = C_{v,y\ddot{u}}(n_{y\ddot{u}} + n_r)T_4 - (C_{v,e}n_e + C_{v,r}n_r)T_2 + (n_{y\ddot{u}} + n_r)RT_4 - \alpha(n_e + n_r)RT_2 \quad (3.58)$$

Burada C_v değerleri sıcaklığa bağlı olarak düzenlenir ve denklem çözüldüğünde yanma sonu sıcaklığı (T_4) bulunur.

Yanma sonu basıncı, ideal gaz denklemi kullanılarak hesaplanır. 4 ve 2 noktası için genel ideal gaz denklemleri;

$$P_4V_4 = (n_{yü} + n_r)RT_4 \quad \text{ve} \quad P_2V_2 = (n_e + n_r)RT_2 \quad (3.59)$$

olduğuna göre bu denklemler taraf tarafa oranlandığında;

$$\frac{P_4V_4}{P_2V_2} = \frac{(n_{yü} + n_r)T_4}{(n_e + n_r)T_2} \quad (3.60)$$

$\frac{P_4}{P_2} = \alpha$ basınç artış oranı yada patlama oranını , $\frac{V_4}{V_2} = \beta$ ön genişleme oranı ve

$\frac{(n_{yü} + n_r)}{(n_e + n_r)} = \mu$ moleküler değişim katsayısı olduğundan yanma sonu basınç aşağıdaki

gibi bulunur.

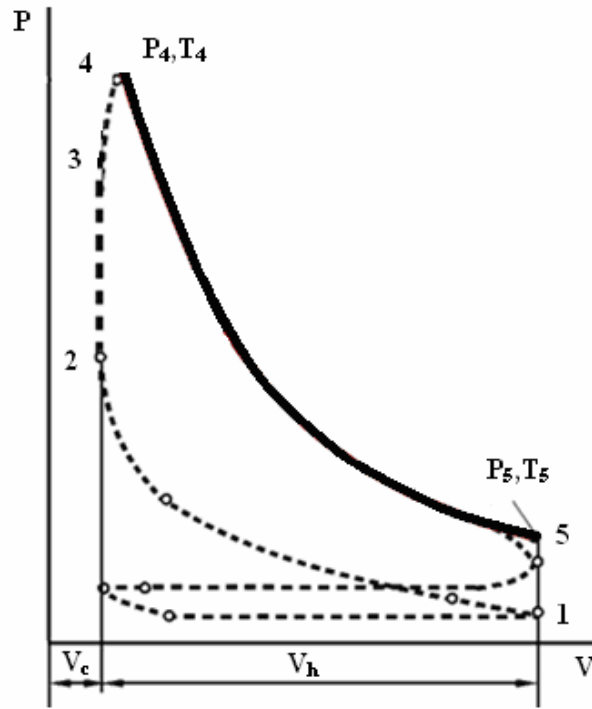
$$P_4 = \frac{\mu T_4}{\beta T_2} P_2 \quad \text{kPa} \quad (3.62)$$

$$\beta = \frac{\mu T_4}{\alpha T_2} \quad (3.63)$$

3.4.6. Genişleme süreci

Dizel çevriminde genişleme süreci Şekil 3.6' da görülmektedir.

Genişleme süreci boyunca genişleme üst katsayısı (n_2) ortalama bir değerde ve sabit olduğu kabul edilir. Genişleme üst katsayısı, genişleme sonu sıcaklığı ve basıncı aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanabilir.



Şekil 3.6. Dizel çevriminin genişleme süreci

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\beta} \quad (3.64)$$

$$n_2 \approx \frac{\log P_4 - \log P_5}{\log \delta}, \quad [139] \quad (3.65)$$

$$P_5 = P_4 \frac{1}{\delta^{n_2}} \quad \text{kPa} \quad (3.66)$$

$$T_5 = T_4 \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad (3.67)$$

3.5. İndike Parametrelerin Hesabı

Motorun indike parametreleri; ortalama indike basıncı P_{mi} , indike gücü P_i , indike verimi η_i ve indike özgül yakıt tüketimi b_i dir.

Dizel motorlarda ortalama indike basıncın teorik değeri aşağıdaki gibi bulunur.

$$P_{mi}' = \frac{P_2}{\varepsilon - 1} \left[\alpha(\beta - 1) + \frac{\alpha\beta}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad \text{kpa} \quad (3.68)$$

Emme ve egzoz süresince pompalama kayıplarının ortalama basıncı (p_i);

$$\Delta p_i = P_r - P_1 \quad \text{kpa} \quad (3.69)$$

Gerçek çevrimin ortalama indike basıncı;

$$P_{mi} = v \cdot P_{mi}' - \Delta p_i \quad \text{kPa} \quad (3.70)$$

Burada, v teorik çevrimin 1, 2, 3, 4 ve 5 geçiş noktalarında yuvarlatarak gerçek çevrime yaklaştırmak için kullanılan yuvarlatma katsayısıdır ve 0,92–0,95 arasında değişir.

İndike güç;

$$P_i = \frac{P_{mi} \cdot V_H \cdot z \cdot n \cdot i}{60} \quad \text{kW} \quad (3.71)$$

Burada; V_H toplam silindir hacmi, z silindir sayısı, n devir sayısı ve i devirdeki çevrim sayısıdır (4 stroklu motorlar için $i=0,5$, 2 stroklu motorlar için $i=1$). İndike verim ve indike özgül yakıt tüketimi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m} \quad (3.72)$$

$$b_i = \frac{3600000}{H_u \cdot \eta_i} \quad \text{g/kWh} \quad (3.73)$$

3.6. Efektif Parametrelerin Hesabı

Motorun efektif parametreleri; ortalama efektif basınç P_{me} , efektif güç P_e , döndürme momenti M_d , mekanik verim η_m , efektif verim η_e ve efektif özgül yakıt tüketimidir b_e 'dir.

Ortalama efektif basınç;

$$P_{me} = P_{mi} - P_m \quad \text{kPa} \quad (3.74)$$

Burada, $P_m = P_m' + \Delta p_i$ mekanik (sürtünme ve yardımcı mekanizmalara giden) ve pompalama kayıpları içeren ortalama mekanik basınçtır. İlk tasarım hesaplarında, motor silindir sayısı, strok/çap oranı ve ortalama piston hızına bağlı olarak ampirik ifadelerden hesaplanır.

$$P_{mi} = v \cdot P_m' \quad \text{kPa} \quad (3.75)$$

Efektif güç aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$P_e = \frac{P_{me} \cdot V_H \cdot z \cdot n \cdot i}{60} \quad \text{kW} \quad (3.76)$$

Döndürme momenti;

$$M_d = \frac{P_e}{\omega_{hu}} = \frac{P_e}{2\pi n} = 9554,14 \frac{P_e}{n} \quad \text{Nm} \quad (3.77)$$

Mekanik verim;

$$\eta_m = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_m}{P_{mi}} \quad (3.78)$$

Efektif verim;

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (3.79)$$

Efektif özgül yakıt tüketimi;

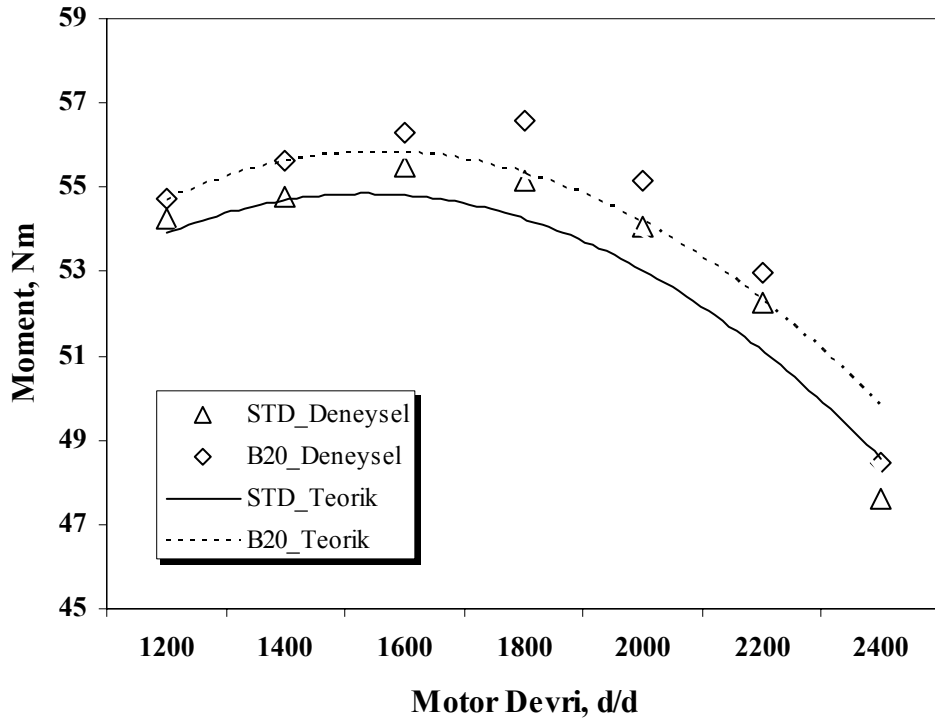
$$b_e = \frac{3600000}{H_u \cdot \eta_e} \quad \text{g/kWh} \quad (3.80)$$

Saatteki yakıt tüketimi;

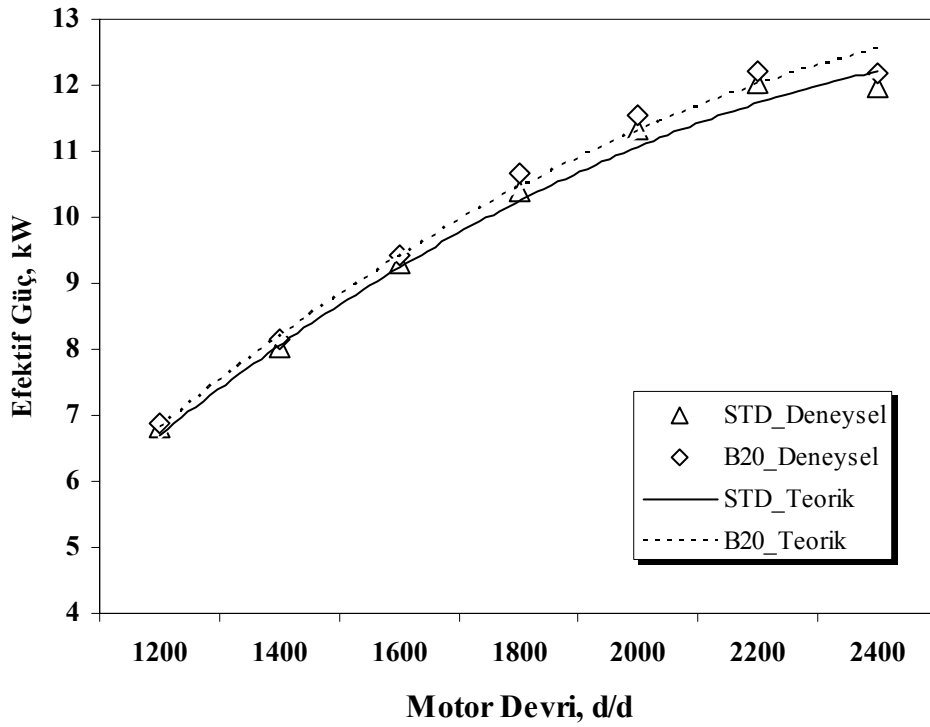
$$\dot{m}_y = P \cdot b_e \cdot 10^{-3} \quad \text{kg/h} \quad (3.81)$$

3.7. Teorik Modelin Deneysel Verilere Uygunluğunun Test Edilmesi

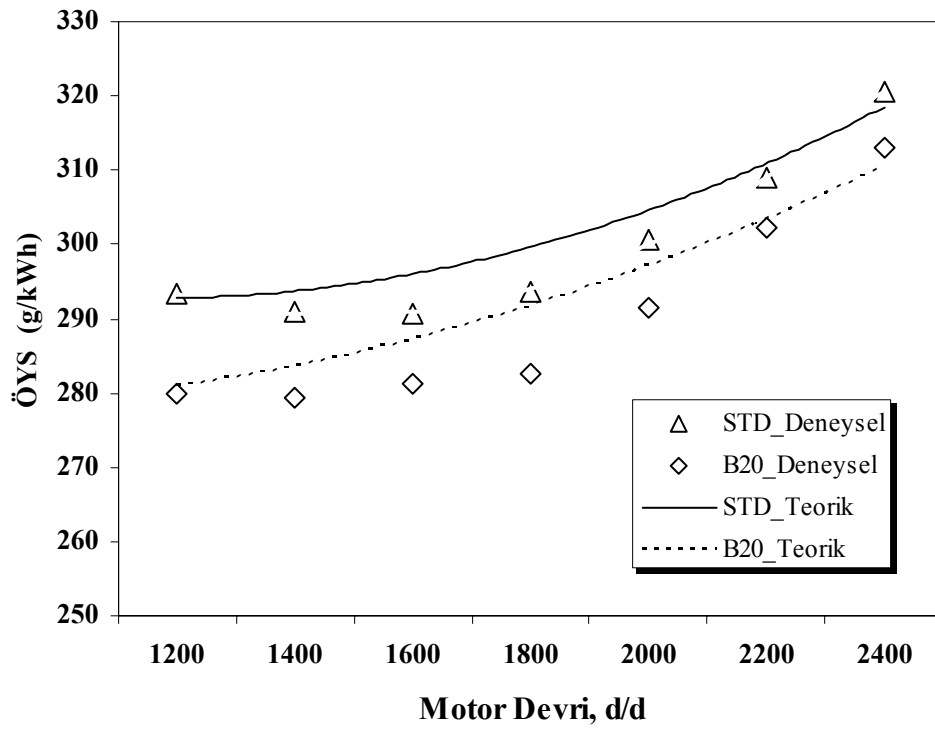
Teorik model neticesinde atık egzoz ısıdan elde edilen buhar emme manifolduna püskürtüldüğünde buhar oranına bağlı olarak motora ilave bir entalpi girişi olmaktadır. Motora gönderilen buhar, enjektör çıkışına kadar 133 °C sıcaklıktadır. Enjektörde sabit entalpide kısılan doymuş su buharı 0.9 bar da kızgın buhar haline gelmekte ve bu şekilde hava ile karışarak silindire dolmaktadır. Buharın sahip olduğu enerjiden dolayı motor performansında artmalar görülmüştür. Teorik modelden elde edilen efektif parametreler deneysel çalışma ile karşılaştırıldığında, geliştirilen modelin deneysel yolla elde edilen değerlere % 5 hata payı ile uyduğu görülmüştür. Şekil 3.7 ile 3.10 arasında teorik model ve deneysel olarak elde edilen motor performans parametrelerindeki değişimler karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



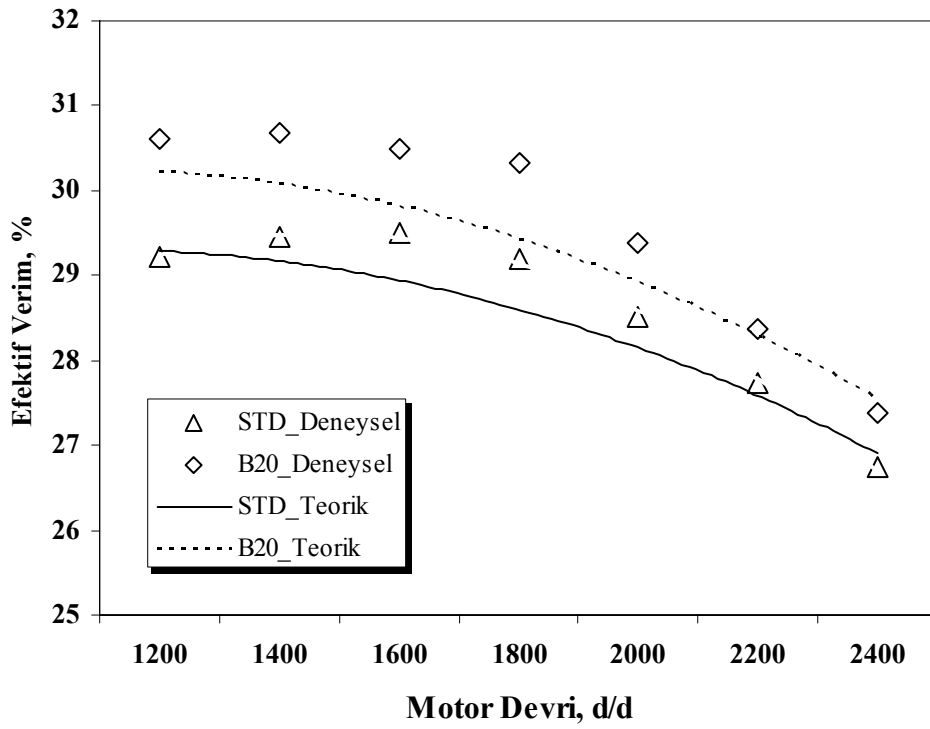
Şekil. 3.7. Teorik model ile deneysel çalışmanın döndürme momenti açısından karşılaştırılması



Şekil. 3.8. Teorik model ile deneysel çalışmanın efektif güç açısından karşılaştırılması



Şekil. 3.9. Teorik model ile deneysel çalışmanın ÖYS açısından karşılaştırılması



Şekil. 3.10. Teorik model ile deneysel çalışmanın efektif verim açısından karşılaştırılması

BÖLÜM 4. MATERYAL VE METOD

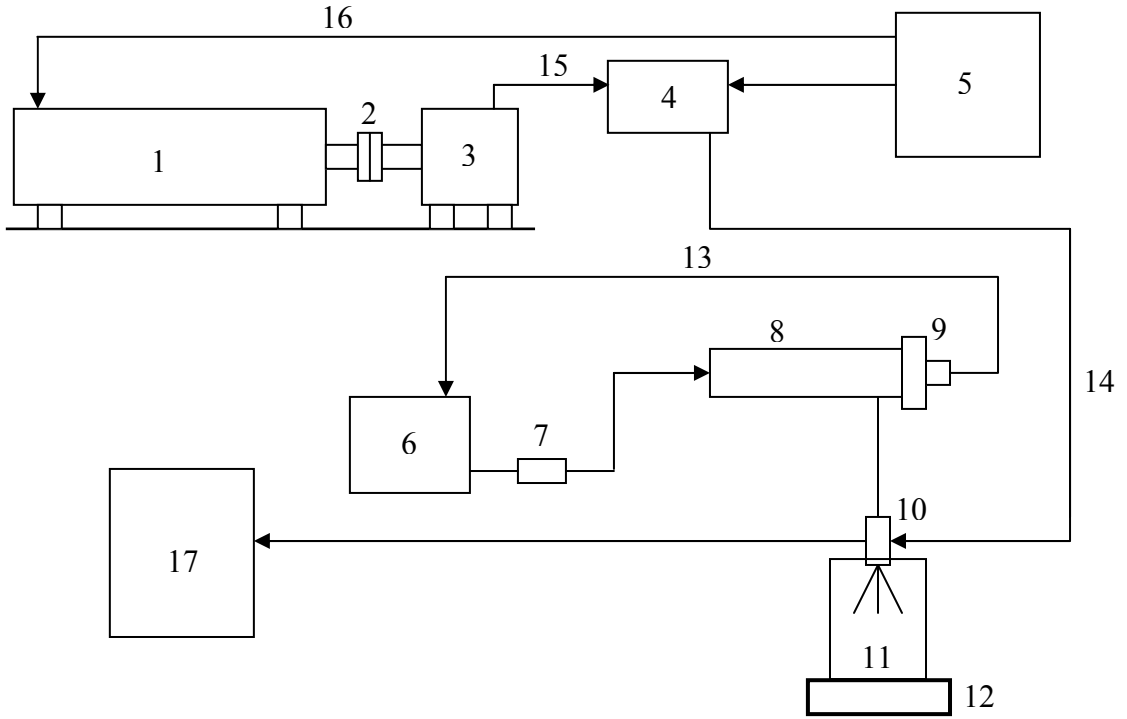
4.1. Elektronik Devre Tasarımı ve Püskürtme Yazılımının Geliştirilmesi

4.1.1. Elektronik kontrollü buhar püskürtme sisteminin tasarımı

Elektronik kontrollü buhar püskürtme sistemin (EKBPS) tasarımında kullanılan ekipmanların karakteristiklerini ortaya çıkarmak için bir dizi ön çalışma yapılmıştır. Yapılan ön çalışmalar neticesinde algılayıcıların ve kontrol elemanlarının karakteristikleri tespit edilerek düzeltme faktörleri mikrodenetleyiciye yazılım yoluyla yüklenilmiştir. Böylece enjektörün açılma ve kapanma gecikmesi, potansiyometrenin gerçek çalışma aralığı, yük hücresinin minimum yüksüz ve maksimum yük durumundaki voltaj değerleri belirlenerek deney motorunda kullanılacak EKBPS tasarımına geçilmiştir.

4.1.1.1. Enjektör parametreleri tespiti

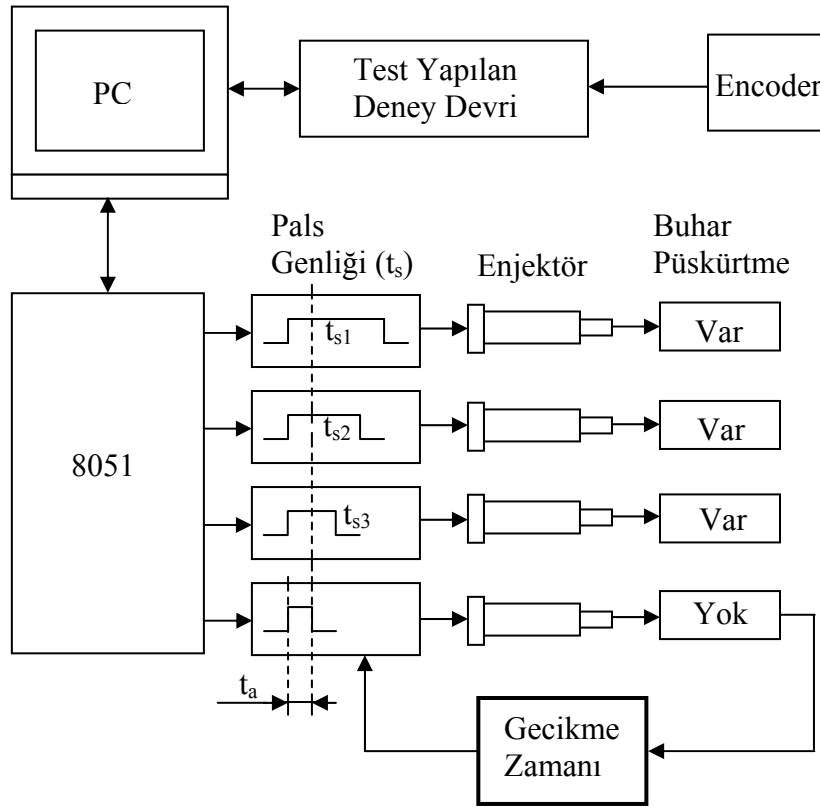
EKBPS' de, buharın püskürtülmesi amacıyla bobin sargılı enjektör kullanılmıştır. Bobin sargılı enjektörler akım uygulandıktan sonra belirli bir gecikme ile açılmaktadır. Sinyalin uygulanmasından enjektörün açılması anına kadar geçen bu süreye enjektörün gecikme zamanı (t_a) adı verilir. Enjektörden püskürtülen buhar miktarının hassas bir şekilde yapılabilmesi için bu zamanın tespit edilmesi gerekmektedir. Gecikme zamanının tespiti için Şekil 4.1' de şematize edilen düzenek kurulmuştur. Bu düzenek; DC elektrik motoru, absolute encoder, 8051 mikrodenetleyici, ortak hat, 3 bara ayarlı regülatör, dijital osiloskop ve 0.0001 g hassasiyetli AND marka hassas teraziden oluşmaktadır. Enjektörün gecikme zamanının ve motor deneyleri için belirlenen kütleli buhar oranlarına göre pals süresinin tespiti için C dilinde bir yazılım geliştirilmiştir.



1. Elektrik motoru, 2. Bağlantı kaplini, 3. Encoder, 4. Mikrodenetleyici, 5. Ayarlana bilir güç kaynağı, 6. Depo, 7. Pompa, 8. Ortak hat, 9. Regülâtör, 10. Enjektör, 11. Ölçme kabı, 12. Hassas terazi, 13. Su geri dönüş hattı, 14. Enjektör kontrol bağlantısı, 15. Encoder- mikrodenetleyici bağlantısı, 16. Elektrik motoru güç bağlantısı, 17. Osiloskop

Şekil.4.1. Enjektör parametrelerinin tespiti için kurulmuş deney düzeneğinin şematik şekli

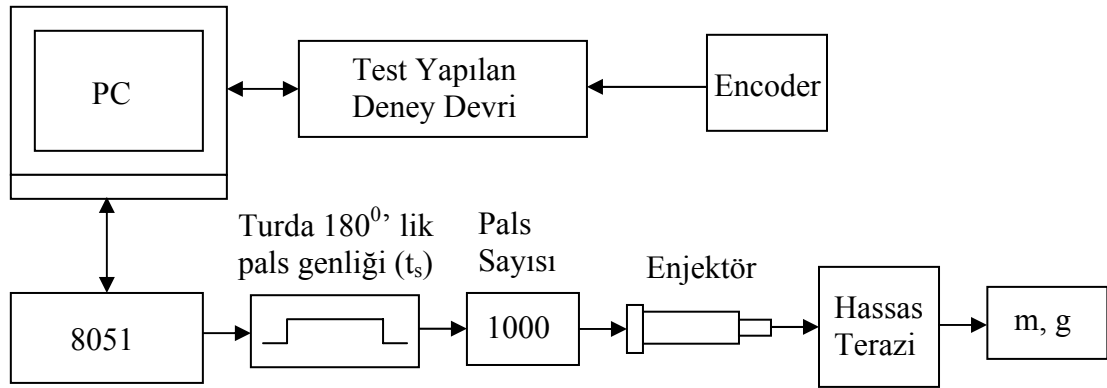
Gecikme zamanının tespitinde motorun test edildiği devir aralıkları dikkate alınmıştır. Deneyler 500–3000 d/d arasında 100 d/d aralıklarla gerçekleştirilmiştir. Enjektörün açma gecikmesinin tespiti için püskürtme sinyali genliği (t_s) yüksek değerden başlayarak yakıtın kesildiği noktaya kadar küçültülmüştür. Püskürtmenin kesildiği genlik değeri enjektörün belirlenen devirdeki açılma gecikmesi (t_a) olarak tespit edilmiştir. Deneysel hatayı minimize etmek için aynı adım her devirde 1000 kez tekrarlanmıştır. Bu işlemler her devir için aynı şekilde tespit edilerek tüm devirlerde bulunan gecikme sürelerinin ortalaması alınmıştır. Böylece motorun tüm çalışma aralığında geçerli olan ortalama bir gecikme sabiti (t_a) belirlenmiştir. Şekil 4.2' de gecikme zamanının tespiti için izlenen adım görülmektedir.



Şekil 4.2. Enjektör açılma gecikme zamanının tespiti için yürütülen işlem adımları

Tespit edilen gecikme zamanından daha küçük bir sürede pals gönderildiğinde enjektörden hiç buhar gelmediği gözlemlenmiştir. Enjektörün gecikme süresi 0.167 ms olarak saptanmıştır. Kapanma gecikmesi süresinin tespitinin zorluğu nedeniyle yazılıma enjektörün açılma gecikmesi ile kapanma gecikme (t_k) süresi sabit olarak eklenmiştir.

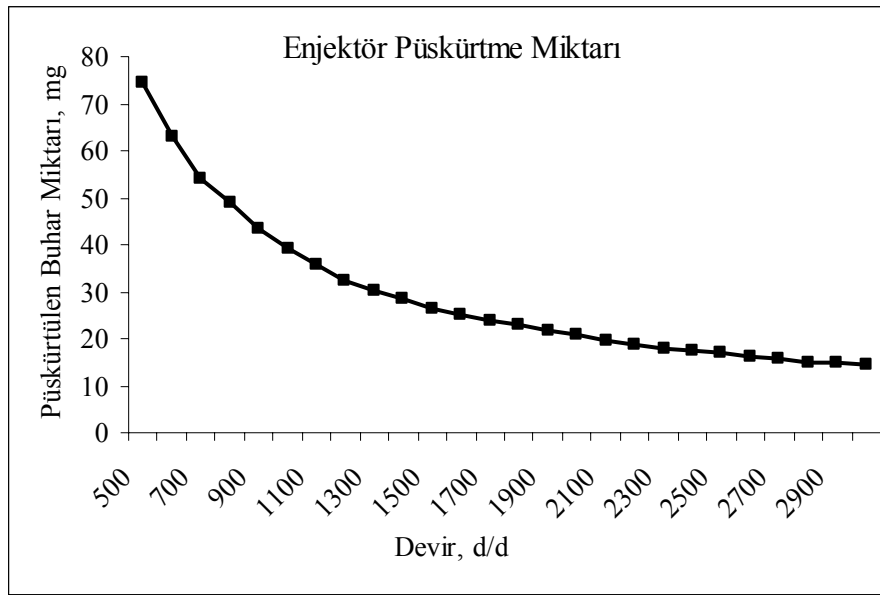
Taşıtlardaki elektronik kontrollü yakıt püskürtme sistemlerinde motor çalışma sırasında silindire gönderilecek yakıt miktarı sensörlerden gelen anlık değerlere göre hesaplanmaktadır. Tasarlanan buhar püskürtme sistemi motorun her çevriminde tükettiği yakıt miktarıyla orantılı olarak silindire püskürtülecek buhar miktarını hesaplamaktadır. Enjektörün birim zamanda püskürttüğü buhar miktarını tespit etmek için enjektör gecikme zamanları da dikkate alınarak belirlenen motor test devirlerinde bir dizi deney yapılmıştır. Şekil 4.3' de enjektörün püskürttüğü buhar miktarını tespit etmek için bir deney adımı şematik olarak verilmiştir.



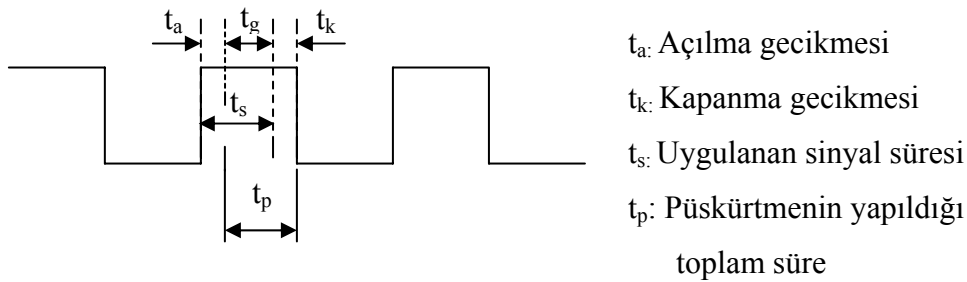
Şekil 4.3. Enjektörün birim zamanda püskürttüğü buhar miktarının tespiti için bir deney aşamasında yapılan işlemler

Test yapılan devirde enjektöre her turda (360 derecede) 180 derece püskürtme yapacak şekilde pals uygulanmıştır. Deneysel hataları minimize etmek için püskürtmenin gerçekleştiği 180 derecelik pals süresi her devirde 1000 kez tekrarlanmıştır. Bu işlemler esnasında püskürtülen buhar miktarı ($M_{buhar, testdevri}$) hassas teraziyle ölçülmüştür. Motorun emme periyonda, püskürtülecek buhar yüzdelерinin krank açısı cinsinden, pals sürelerinin tespit edilebilmesi için bir dizi ön çalışma gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada 180 derecede püskürtmeyi tamamlayacak şekilde tüm devirlerde püskürtülen buhar miktarları bulunmuştur. Şekil 4.4' de 180 derecelik püskürtme baz alınarak, farklı devirlerdeki püskürtme sürelerine bağlı buhar miktarları görülmektedir.

İkinci aşamada, bir derecelik krank açısında, mg cinsinde buhar miktarının elde edildiği pals süresi bulunmuştur. Enjektör açılma gecikmesi süresi (t_a) esnasında buharın püskürtülmediği, buna karşılık kapanma gecikmesi esnasında (t_k) püskürtmeye devam ettiği göz önüne alınarak her devirde krank açısına bağlı gerçek zamanlı püskürtme süreleri tespit edilmiştir. Şekil 4.4' de enjektöre uygulanan sinyale göre püskürtme karakteristiği görülmektedir. Şekil 4.5' de ise enjektöre uygulanan püskürtme sinyali görülmektedir.



Şekil 4.4. Enjektörün devir sayısına göre püskürttüğü buhar miktarı



Şekil 4.5. Enjektöre uygulanan püskürtme sinyali

Püskürtülen buhar miktarı ve krank açısı başına uygulanan pals süreleri Denklem 4.1 ve 4.2 vasıtasıyla hesaplanmıştır.

$$m_{buhar,1-derece} = \frac{M_{buhar,testdevri}}{180 * 1000} \quad \text{mg} \quad (4.1)$$

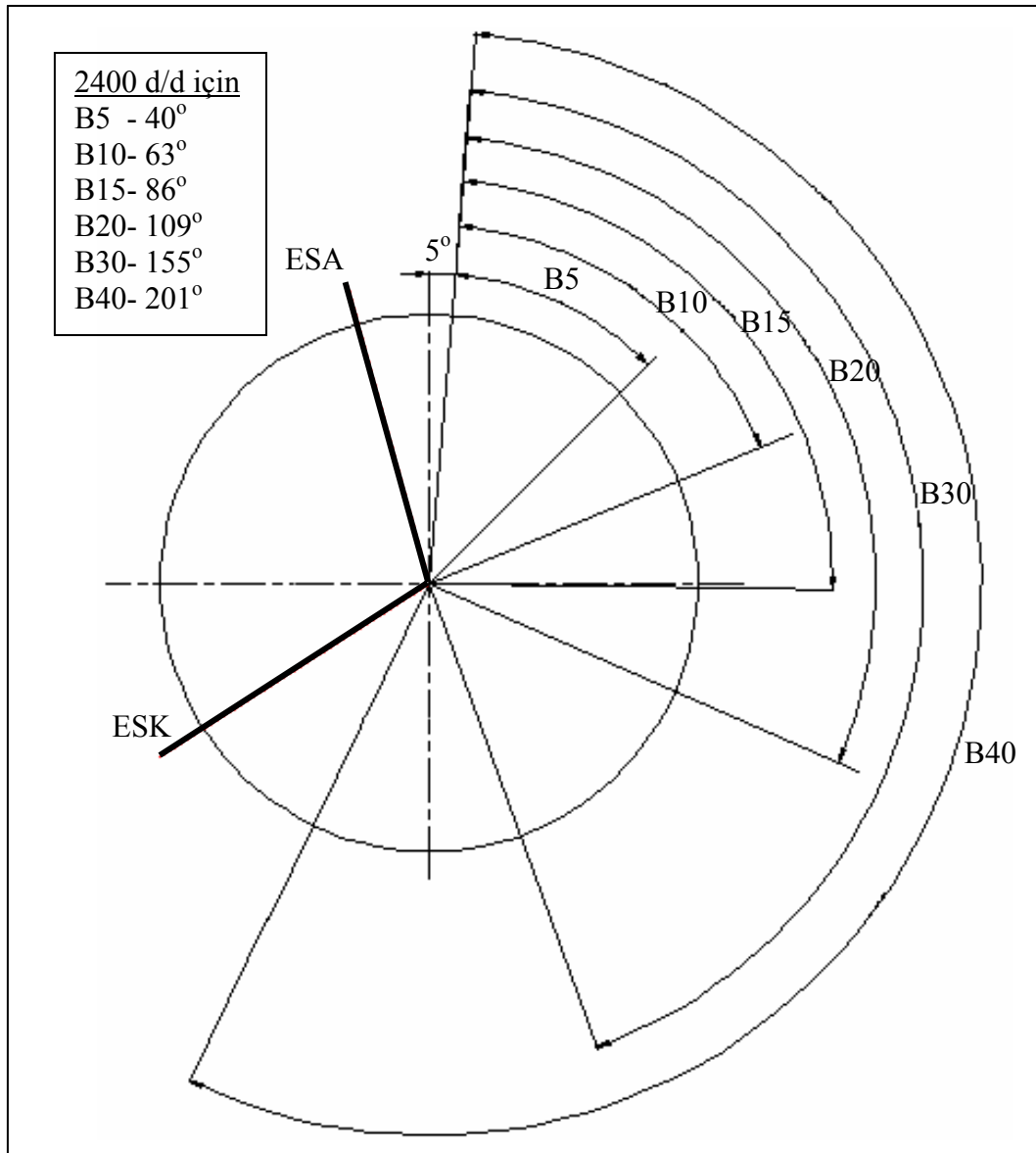
$$t_{1-derece} = \frac{Testdevri(d/d)}{60000 * 360} \quad \text{ms} \quad (4.2)$$

Burada; $m_{buhar,1-derece}$; test yapılan devir için enjektörün bir derecede püskürttüğü buhar miktarı, mg

$M_{buhar,testdevri}$; test yapılan devirde hassas teraziden okunan buhar miktarı, mg

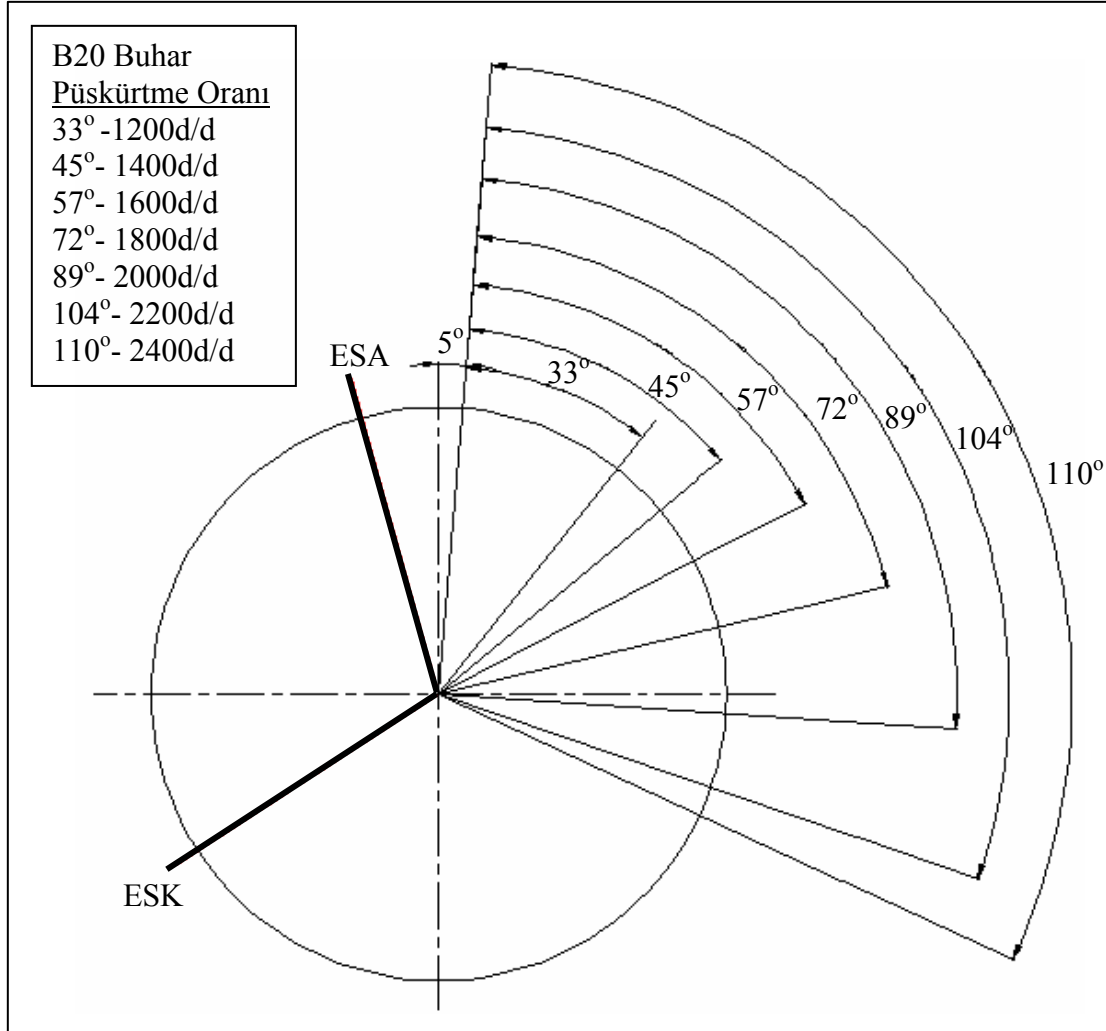
$t_{1-derece}$; test yapılan devirde 1 dereceyi alma zamanı, ms

Yapılan çalışmada buharın emme zamanı içerisinde püskürtülmesi dikkate alınarak maksimum buhar oranı belirlenmiştir. Şekil 4.6' da deney motorunun maksimum yakıt sarfiyatının ve buna bağlı maksimum buhar püskürtmenin yapıldığı 2400 d/d' da buhar oranlarına göre enjektörün püskürtme yaptığı açıyı gösteren supap ayar diyagramı görülmektedir.



Şekil 4.6. 2400 d/d ve BPO' da enjektörün püskürtme açıları

Şekil 4.7' de ise, % 20 buhar püskürtme oranı ve test yapılan devir sayılarına göre enjektörün püskürttüğü açılar gösteren supap ayar diyagramı görülmektedir.



Şekil 4.7. B20 ve test devirlerinde enjektörün püskürtme açıları

4.1.1.2. Algılayıcı ve sensör karakteristiklerinin belirlenmesi

EKBPS için motor üzerinden devir bilgisi, gaz kolu konumu ve motora uygulanan yük değerleri ölçülerek püskürtülen buhar miktarları kontrol edilmiştir. Giriş parametrelerinin ölçülmesi için kullanılan algılayıcıların ölçüm sınırları ve temel karakteristiklerinin belirlenmesi gerektiği bilinmektedir. Bulanık kontrol dizaynı sırasında kontrolör giriş sınırları ve bulanık mantık kurallarının uygun şekilde

belirlenebilmesi için algılayıcıların gerekli karakteristikleri ölçüm ve deney yoluyla tespit edilmiş ve bu değerler dikkate alınarak tasarım yapılmıştır.

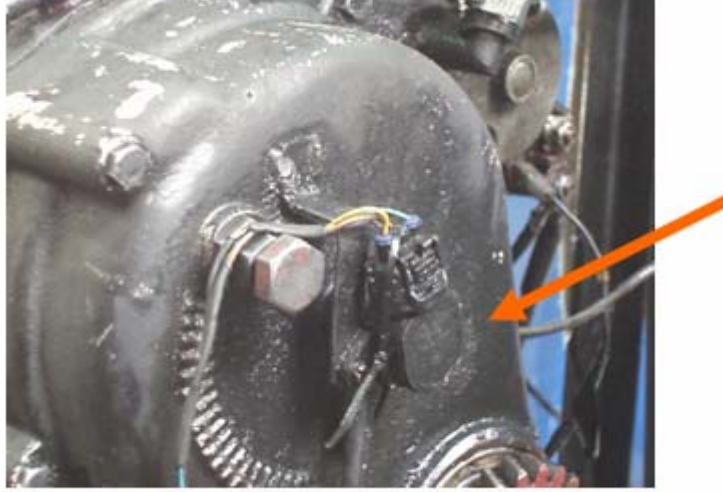
Motor devir bilgisinin algılanması için absolute encoder kullanılmıştır. Aynı zamanda kullanılan encoder ile anlık açı değeri ölçülebilmektedir. Çalışma sırasında üst ölü nokta tespiti ve buhar püskürtme avansının doğru şekilde kontrolü aynı encoder sayesinde sağlanmıştır. Şekil 4.8’ de motor çıkış miline bağlanmış olan encoder görülmektedir.



Şekil. 4.8. Devir ve açı ölçer (Encoder)

Motor gaz kolu konumunun ölçülmesi için gaz kolu potansiyometresi kullanılmıştır. Gaz kolu potansiyometresi analog çıkış voltajı, gaz kolu konumuna göre lineer olarak değişmektedir. Kontrol düzeneği tasarım aşamasından önce motor üzerinden gaz kolu konumu alt ve üst sınırları tespit edilmiştir. Şekil 4.9’ da motor gaz koluna bağlanmış durumdaki potansiyometrenin resmi görülmektedir.

Motora uygulanan yük bilgisi dinamometre moment kolu üzerine bağlanan loadcell vasıtasıyla ölçülmüştür. 8051 işlemciye analog olarak giren gaz kolu konum ve yük bilgisi, işlemci üzerindeki analog-dijital çevirici (ADC) vasıtasıyla ile dijital forma çevrilerek işlenmektedir.



Şekil 4.9. Gaz kolu konum sensörü

Deneylerin gerçekleştirildiği dizel motorunda bir çevrim iki krank turunda gerçekleştiği için emme periyodundaki üst ölü noktanın tespiti için krank mili devrini yarıya düşürecek bir dişli düzeneği geliştirilmiştir. Dişli düzeneği üzerine yerleştirilen sensörden alınan sinyal, mikro işlemcide encoder' den gelen üst ölü nokta bilgisiyle eşleştirilerek emme periyodundaki üst ölü nokta bilgisi belirlenmektedir. Şekil 4.10' da motor emme zamanının tespiti için yapılan dişli düzeneği ve üst ölü nokta sensörü görülmektedir.



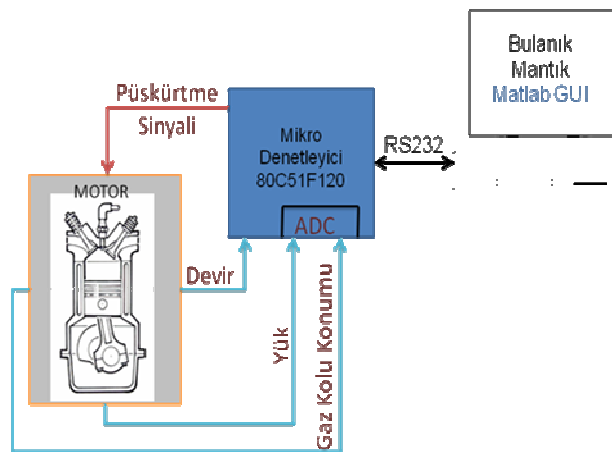
Şekil 4.10. Üst ölü nokta sensörü

4.1.1.3. Elektronik kontrol ünitesinin tasarımı

Yapılan çalışmada, püskürtme sinyali değerinin anlık kontrolünün gerçekleştirilmesinde elektriksel işaretleri okumak ve kontrol işaretini üretmek için 8051 çekirdeğine sahip 80C51F120 mikrodenetleyicisi kullanılmıştır. Püskürtülecek yakıt miktarının ara değerlerinin hesaplanmasında bulanık mantık yöntemi kullanılmıştır. Bulanık kontrolörü içeren bilgisayar yazılımı ile mikrodenetleyicinin haberleşmesi RS-232 seri protokolü kullanılarak sağlanmıştır. Kontrol düzeneğine ait blok diyagram Şekil 4.11’de görülmektedir.

Kontrol düzeneğinin bir kontrol adımı şu şekilde gerçekleşmektedir;

- Giriş değerlerinin mikrodenetleyici ile okunması, ardından RS232 ile bilgisayara gönderilmesi,
- Bilgisayar tarafından çıkış değerinin hesaplanması ve püskürtme süresinin mikrodenetleyiciye gönderilmesi,
- Mikrodenetleyici tarafından encoder ile okunan açı bilgisine uygun olarak püskürtme sinyalinin oluşturulması.



Şekil 4.11. Kontrol düzeneğine ait blok diyagram

Uygulamada kullanılan bulanık denetleyici Mathworks MATLAB ortamında tasarlanarak eğitilmiş, yine Matlab programlama ortamında hazırlanan kullanıcı ara

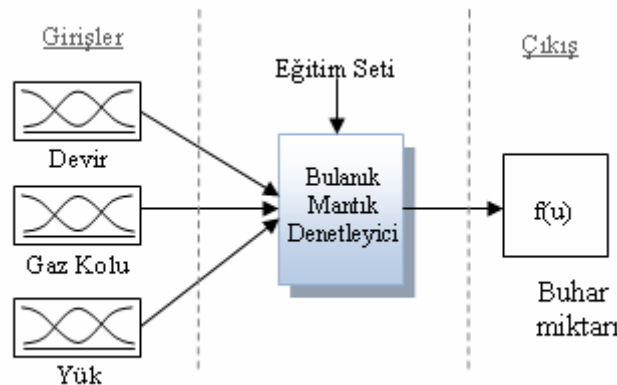
yüzü ile entegre çalışması sağlanmıştır. Sistemin kontrolünün sağlayan 80C51F120 mikrodenetleyicisinin programı için C programlama ortamı tercih edilmiştir.

4.1.2. Bulanık kontrolör tasarımı

EKBPS için Mamdani bulanık kontrolör kullanıldığında bulanık kuralların belirlenmesinde güçlük çekildiğinden Sugeno tipinde bir bulanık mantık denetleyicisi seçilmiş ve kontrolör parametreleri adaptif ağ yapısına dayalı bulanık çıkarım sisteminde (ANFIS) eğitilmiştir. Eğitim için gerekli olan bilgiler (eğitim seti) kontrolör performansını arttırmak için teorik hesaplamalar yerine kontrol edilen motorda adım adım yapılan gerçek deneysel verilerle yapılmıştır.

EKBPS' nin eğitim setinin oluşturulması sırasında motora gönderilecek buhar miktarının belirlenmesi için yazılım öncesi deneyler yapılmıştır. Deneyler tam yük ve kısmi yüklerdeki motor devirlerinde gerçekleştirilmiştir. Örneğin motor tam gaz konumunda yüklenerek 1000 d/d çalışma koşulu elde edilmiştir. Bu durumda motorun tükettiği yakıt miktarı, gaz kolu konum ve yük bilgisi kayıt edilmiştir. Benzer işlemler tüm devirler için gerçekleştirilerek eğitim seti elde edilmiştir.

Sugeno bulanık çıkarım metoduyla oluşturulmuş olan bulanık denetleyicide devir girişi için üç, gaz kolu konumu girişi için üç, yük girişi için ise dört adet üyelik fonksiyonu kullanılmıştır (Şekil 4.12). Oluşturulan bulanık denetleyici ANFIS ile Tablo 4.1' de görülen eğitim seti kullanılarak eğitilmiştir.



Şekil 4.12. Tasarlanan bulanık denetleyici

Tablo 4.1. Eğitim seti (Yük min:190 max:600, Gaz Kolu min:580, max:290)

Devir	Gaz Kolu	Yük	Püskürte (mg)	Devir	Gaz Kolu	Yük	Püskürtme (mg)	Devir	Gaz Kolu	Yük	Püskürtme (mg)
800	301	558	35	1600	324	597	65	1579	420	405	35
1000	301	565	40	1800	328	597	75	1592	415	352	30
1200	299	574	50	2000	339	579	80	1604	415	302	25
1400	296	586	55	2090	332	269	30	800	502	515	25
1600	296	592	65	800	372	548	30	900	502	538	30
1800	298	595	80	1000	371	550	40	1000	501	542	35
2000	300	590	95	1200	374	564	45	1100	500	434	25
2200	298	578	100	1400	376	588	60	1190	503	203	10
800	318	554	30	1500	377	459	40	800	577	210	5
1000	318	556	40	1660	378	238	20	900	573	235	10
1200	322	574	45	1568	425	438	57,5	1050	571	197	10
1400	324	592	55								

Eğitim setinde kullanılan gaz kolu konumu ve yük bilgisi mikrodenetleyici ADC birimi tarafından okunan sayısal değerleri göstermektedir.

Yük bilgisi için loadcell üzerinden tespit edilen en düşük değer 1.6 kg sayısal olarak 190 en yüksek değer olarak 18.5 kg sayısal olarak 600 dür. Gaz kolu potansiyometresinin çalışma aralığı 115° olarak tespit edilmiştir. Potansiyometrenin rölanti konumunda verdiği sayısal değer 580, tam gaz konumunda ise 290 olarak ölçülmüştür.

Yapılan eğitim sonucunda elde edilen veriler Tablo 4.2' de görülmektedir. Eğitim seti ile bulanık mantık denetleyicisinden elde edilen veriler karşılaştırıldığında 2×10^{-2} ortalama mutlak hata ile çalışan bir denetleyici elde edilmiştir. Eğitilen denetleyicinin eğitim setine dahil edilmeyen deneysel verileri (ara değerler) 0,02 ortalama mutlak hata ile takip ettiği gözlemlenmiştir. Yukarıda anlatılanların ışığında elde edilen denetleyicinin püskürtme sinyalini kontrol edebilecek yeterliliğe ve hata oranına sahip olduğu gözlemlenmiştir.

Tablo 4.2. Bulanık denetleyiciden okunan veriler

Devir	Gaz Kolu	Yük	Püskürte (mg)	Devir	Gaz Kolu	Yük	Püskürtme (mg)	Devir	Gaz Kolu	Yük	Püskürtme (mg)
800	301	558	35,03	1600	324	597	65,48	1579	420	405	35,00
1000	301	565	40,84	1800	328	597	75,01	1592	415	352	30,00
1200	299	574	49,89	2000	339	579	80,18	1604	415	302	24,99
1400	296	586	55,37	2090	332	269	29,99	800	502	515	24,99
1600	296	592	64,56	800	372	548	30,13	900	502	538	29,99
1800	298	595	80,32	1000	371	550	40,61	1000	501	542	35,00
2000	300	590	94,05	1200	374	564	46,27	1100	500	434	25,00
2200	298	578	100,06	1400	376	588	60,18	1190	503	203	10,00
800	318	554	29,43	1500	377	459	39,98	800	577	210	5,00
1000	318	556	39,63	1660	378	238	20,00	900	573	235	9,99
1200	322	574	44,57	1568	425	438	57,49	1050	571	197	9,99
1400	324	592	54,47								

4.1.2.1. Kullanıcı ara yüzü

Sistem için tasarlanan ara yüzün temel işlevi bulanık mantık denetleyicisi ile mikrodenetleyiciyi haberleştirmek ve kullanıcıya pratik, görsel bir kullanım imkanı sunmaktır. Bu amaçla tasarlanan kullanıcı ara yüzü Şekil 4.13’ de görülmektedir.

Ara yüz, işlevselliğini ve kullanıcı etkileşimini arttırmak amacı ile giriş ve çıkış değerlerinin anlık değişimini grafiksek olarak göstermektedir. Bu grafikler, çalışma esnasında her giriş verisi alınması anında ve çıkış değerinin bulunması anında güncellenmektedir.

Hazırlanan ara yüzde bulanık denetleyiciyi çıkış değerini sisteme göndermeden test edebilmek amacı ile test bölümü yer almaktadır. Püskürtülecek buhar miktarı motor çalışma sırasında püskürtme değeri girilerek sabit püskürtme yapılabilmektedir. Eğitim seti oluşturmak için anlık çalışma koşuluna göre optimum püskürtme miktarı elde edildiğinde kayıt düğmesi kullanılarak eğitim setinin bir örneği alınmakta ve bu şekilde alınan örnekler tamamlandığında “Dosyaya Kaydet” düğmesi vasıtası ile toplanan eğitim seti bulanık kontrolörün yeniden eğitilmesi için bilgisayarda saklanmaktadır. Kullanıcının Bağlan butonunu tıklaması ile arayüz ile

mikrodenetleyici arasında RS232 üzerinden bağlantı kurularak karşılıklı veri akışıyla gerçek zamanlı buhar kontrolü sağlanmaktadır. Otomatik kontrol sırasında okunan veriler ve hesaplanan değer dosyaya saklanarak deney sonrası kullanıcıya verileri değerlendirme imkanı sunmaktadır.

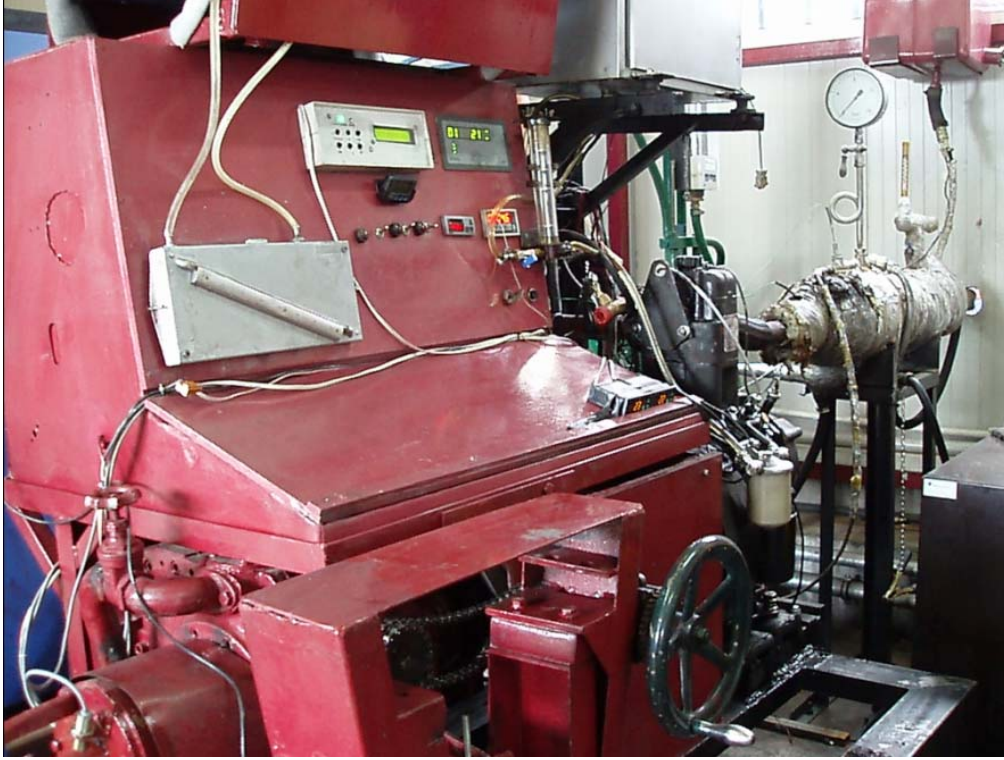
Şekil 4.13. Sistem için tasarlanan arayüz

4.2. Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarının Belirlenmesi

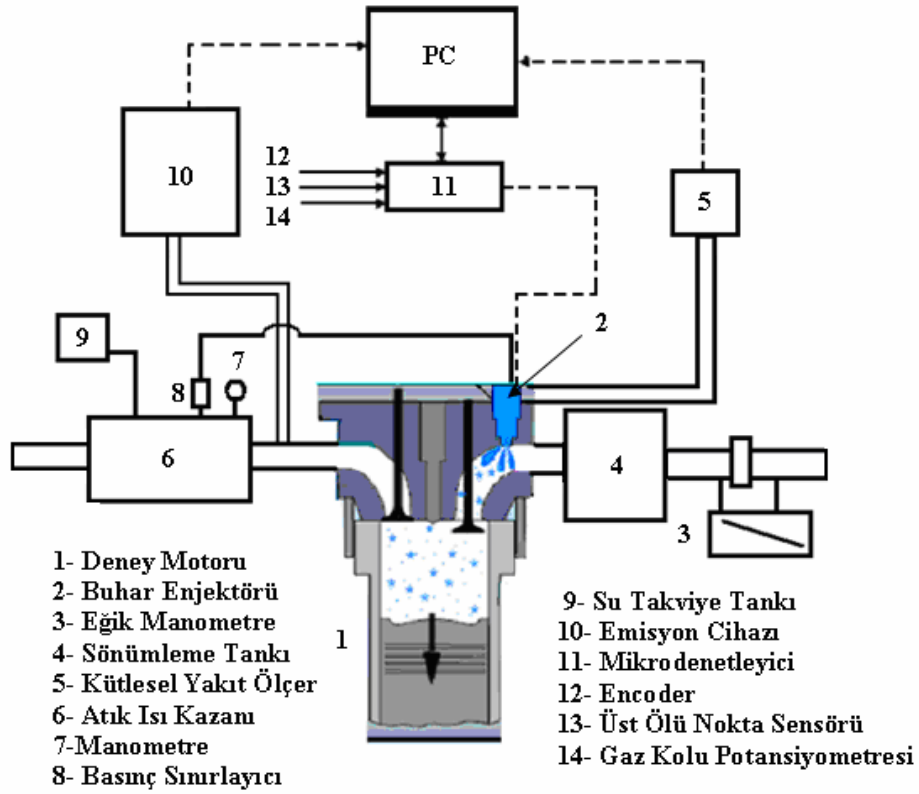
4.2.1. Araştırmada kullanılan ölçme donanımları

4.2.1.1. Deney düzeneği

Deneyler Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı Deney Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneği Şekil 4.14' de ve Şekil 4.15' de görülmektedir.



Şekil 4.14. Deney düzeneği



Şekil 4.15. Test düzeneğinin şematik görünümü

4.2.1.2. Deney motoru

Deneyleerde tek silindirli, direk püskürtmeli, doğal emişli, dört stroklu, su soğutmalı ve çanak pistonlu SüperStar marka bir dizel motor kullanılmıştır. Tablo 4.3' de, deney motorunun teknik özellikleri, Şekil 4.16' da deney motorunun Şekli verilmiştir.

Tablo 4.3. Deney motorunun teknik özellikleri

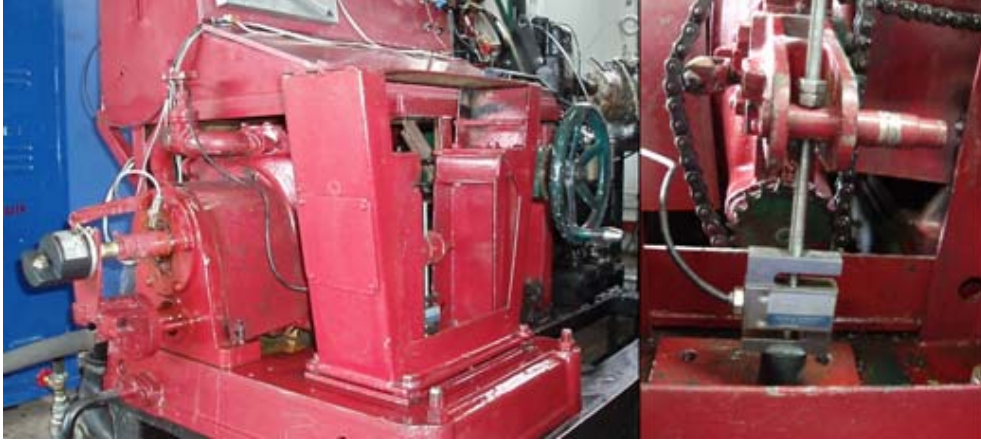
Motor Tipi	Süper Star
Piston apı [mm]	108
Strok [mm]	100
Silindir Sayısı	1
Strok Hacmi [dm ³]	0,92
Güç, 1500 d/d, [kW]	13
Enjektör Açma Basıncı [bar]	175
Püskürtme Avansı [Krank Açısı]	35
Sıkıştırma Oranı	17
Maksimum Devir [d/d]	2500
Soğutma Tipi	Su
Püskürtme Tipi	Direk Enjeksiyon
Piston Tipi	anak Piston



Şekil 4.16. Deney motoru

4.2.1.3. Dinamometre

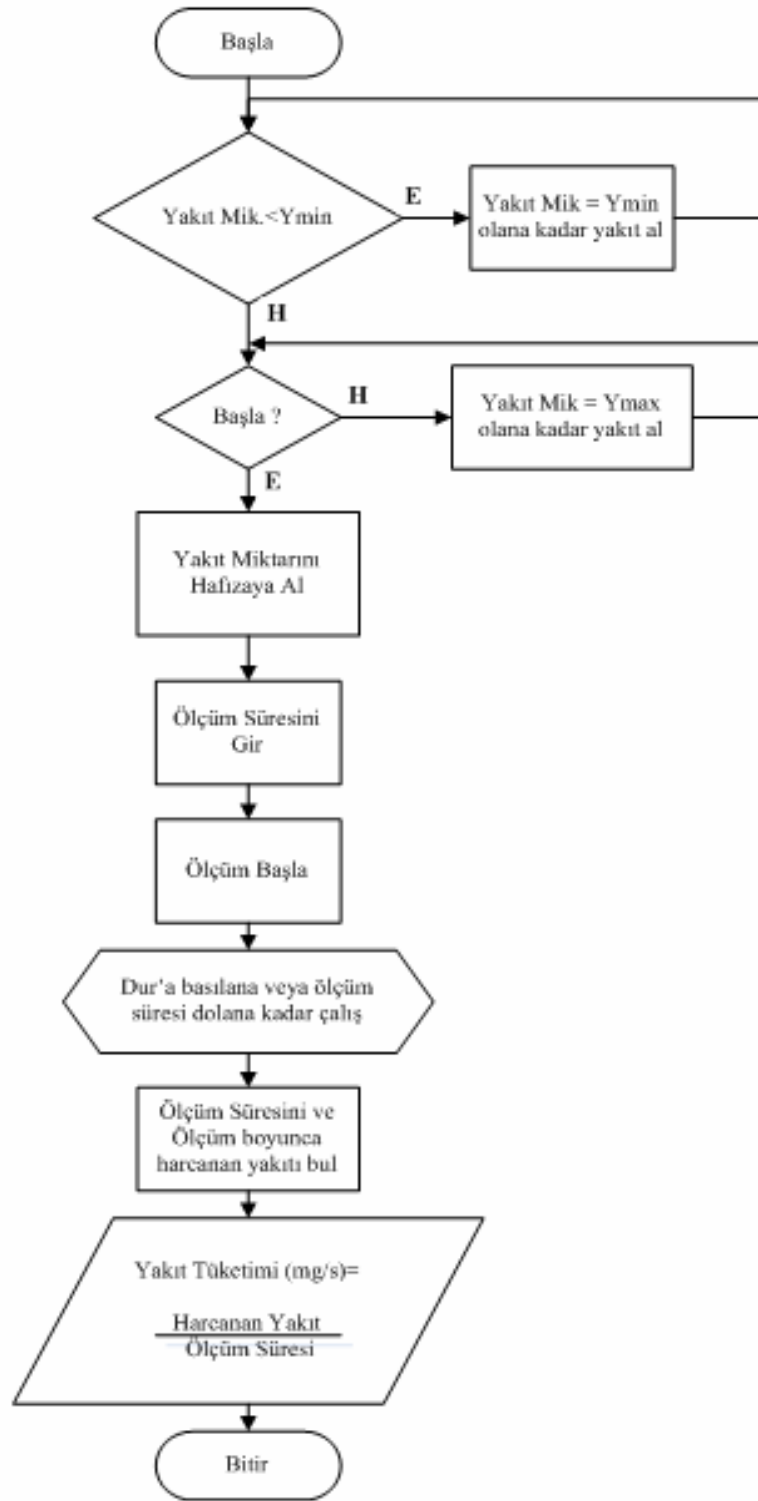
Deneyleer esnasında motor Baturalp-Taylan marka hidrolik dinamometre ile yüklenmiştir. Yüklemeler esnasında hata oranını minimize etmek için dinamometre su giriş basıncı 3 bar da sabit tutulmuştur. Motor tarafından üretilen gücün tespiti için dinamometre koluna 0,1 kg hassasiyetinde S tipi Loadcell bağlanmış ve deneyleere başlamadan önce Loadcelin kalibrasyonu hassas bir şekilde yapılmıştır. Şekil 4.17' de dinamometrenin ve dinamometre koluna bağlantısı yapılan Loadcelin şekli görülmektedir.



Şekil 4.17. Deneyleerde kullanılan dinamometre ve loadcell

4.2.1.4. Yakıt sarfiyatının ölçülmesi

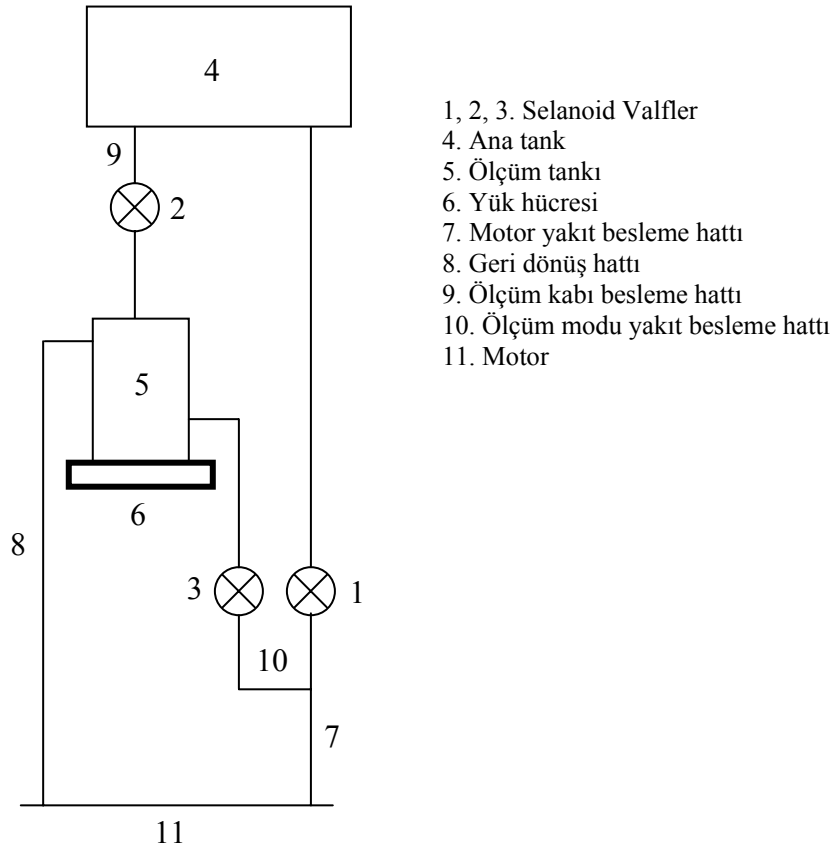
Deneyleer esnasında her bir test noktasındaki yakıt tüketim miktarının tespiti önem arz etmektedir. Motor yakıt sarfiyatının hassas olarak ölçülebilmesi için elektronik olarak kontrol edilebilecek bir sistem oluşturulmuştur. Şekil 4.18' de yakıt ölçüm düzeneğine ait programın akış diyagramı görülmektedir. Bu sistem, yakıtın konulduğu ana tank, deneyleer esnasında yakıtın kullanıldığı ölçüm kabı, üç adet selanoid valf, çek valf, programlanmış kontrol kutusu, yük hücresi ve göstergesinden oluşmaktadır. Sistemin şematik şekli Şekil 4.19' da görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi bir numaralı selanoid valf ana tankla motor yakıt pompası arasında bağlanmış ve ölçüm yapılmadığı takdirde motor yakıtının bu tanktan verilmesine müsaade etmektedir.



Şekil.4.18. Yakıt ölçün düzeneğinin akış diyagramı

Yakıt Mik: Depoda bulunan yakıtın ağırlığı,
 Ymin: Depoda bulunabilecek en az yakıt,
 Ymax: Depoda bulunabilecek en çok yakıt

İki numaralı selonoid valf yakıt ölçüm tankı ile ana tank arasındadır. Ölçüm tankında yakıt miktarının azalması durumunda, ölçüm yapılmaz iken ana tanktan ölçüm tankına yakıt akışını sağlamaktadır. Elektronik yazılım ölçüm kabındaki yakıt miktarı belirli bir değerin altına düştüğünde ikaz vermekte ve ölçüm yapmamaktadır. Üç numaralı selonoid valf ise ölçüm esnasında ölçüm tankından motora yakıt girişini sağlamaktadır. Ölçüm esnasında bir ve iki numaralı selonoidler kapalı durumdadır. Yakıt ölçüm kontrol düzeneğine test esnasında kaç saniyelik bir ölçüm yapılacağı girilmekte ve motor test şartları gerçekleştiğinde ölçüme başla butonu ile yakıt ölçümüne başlanmaktadır. Girilen test süresi sonunda ekranda anlık yakıt tüketimi ve ortalama yakıt tüketimi görülmektedir. Yazılım geliştirilirken selonoidlerin açılma ve kapanma zamanındaki gecikmeler dikkate alınmıştır. Bu amaçla ölçüme 3 nolu selenoidin açılmasından sonra başlanmakta ve selenoidin kapanmasından önce son verilmektedir. Şekil 4.20' de yakıt ölçüm düzeneği görülmektedir.



Şekil. 4.19. Yakıt ölçüm cihazının şematik görünümü



Şekil 4.20. Yakıt ölçüm cihazı ve kontrol panosu

4.2.1.5. Hava debisinin ölçümü

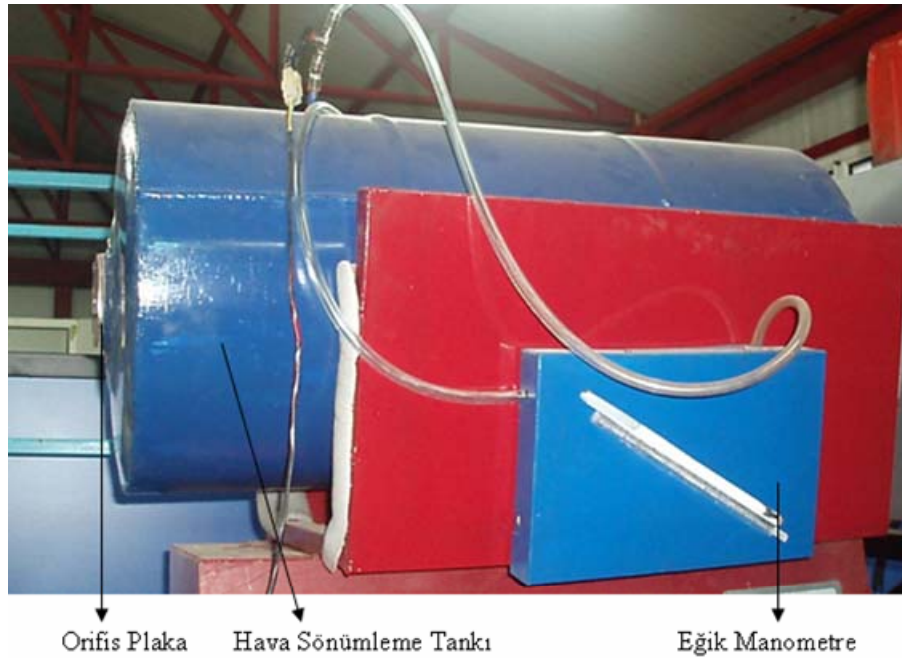
Deneysel sırasında emme havasının ölçülmesinde akışın daimi olabilmesi için hava sönümlenme tankı, keskin kenarlı lüle ve eğik manometreden oluşan sistem kullanılmıştır. Sistemin görünüşü Şekil 4.21’ de görülmektedir.

Motor hava debisinin tayini, motor deneylerinin en çok değişken ihtiva eden ve dikkat isteyen ölçümlerden biridir. Gerçekten böyle bir ölçümde atmosfer şartları, sistem geometrisi ve motorun düzenli çalışmasına kadar birçok faktör ölçme ve hesaplama detaylarına dahil edilmektedir. Buna karşılık hava debisi, motorun performansını ve emisyon karakteristiklerinin belirlenmesinde en önemli unsur olmaktadır [140].

Hava-yakıt oranı, hava fazlalık katsayısı ve hacimsel verim gibi yanma olayının detayları, emisyon özellikleri ve müsaade edilebilir çalışma sınırları hususunda yeterli bilgi elde edebilmek için hava debisinin mutlaka bilinmesi gerekir. Dolayısıyla hava miktarının hassas bir şekilde ölçülmesi deney sonuçlarının gerçekçi olması bakımından son derece önemlidir [94, 139].

Akışın daima olması kaydıyla hava debisinin ölçümünde en sıhhatli netice keskin kenarlı lüle ve eğik manometreden oluşan sistemle alınmaktadır. Deneyde kullanılacak olan hava tankının kapasitesi motor hacminin 50 katından daha az

olmamalıdır [141]. Darbelerin daha fazla olması sebebiyle tek silindirli motorlarda iki ayrı tankın; 2 silindirli motorlarda 100×silindir toplam hacmi büyüklüğünde bir tankın kullanılması tavsiye edilmektedir.



Şekil 4.21. Hava debi ölçüm düzeneği

4.2.1.6. Sıcaklık ölçümleri

Deneyler sırasında ortam sıcaklığı, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığı, egzoz gaz sıcaklığının ölçülebilmesi için NiCr-Ni tip termokupullar kullanılmış ve bunlar Şekil 4.22' de görülen Elimko 680 marka 8 kanallı bir sıcaklık göstergesine bağlanmıştır.



Şekil 4.22. Sıcaklık ölçüm düzeni

4.2.1.7. Emisyon ölçümü

Çalışmada emisyon ölçümü için Şekli 4.23' de görülen MRU Delta 1600 L marka egzoz gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Cihaz CO, CO₂, NO, NO_x ve HC gazlarının egzozdaki miktarlarını yüzde (%) ve ppm (milyonda bir) olarak vermektedir.

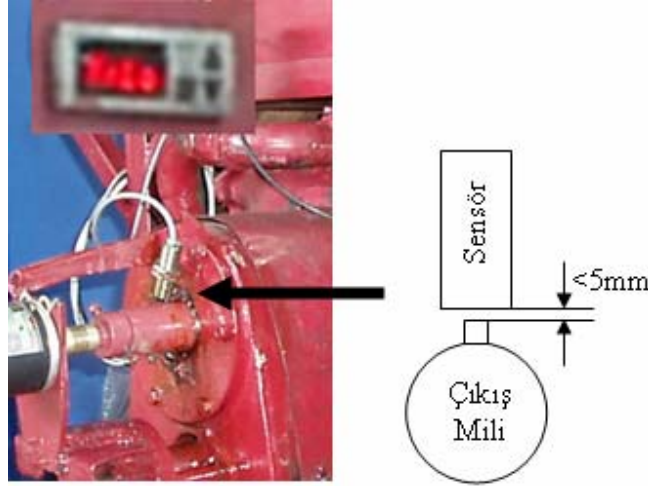
Duman yoğunluğunun ölçülmesinde teknik özellikleri Tablo 4.4' de verilen BİLSA Mode 5000 marka opacimeter kullanılmıştır. Cihaz yüzde veya K faktörü şeklinde ölçüm yapabilmektedir. Deneylerden önce, emisyon ve duman ölçer cihazlarının kalibrasyonları yapılmıştır.



Şekil 4.23. Emisyon ölçüm cihazı (MRU Delta 1600L)

4.2.1.8. Motor hızı ölçümü

Deneyler esnasında motor devrini ölçmek için Şekil 4.24' de görülen sensör ve göstergesi kullanılmıştır. Sensör 5mm' den daha az bir mesafede ölçüm yapmaktadır. Mil üzerine bu amaçla bir civata kaynatılmıştır. Sensörün civatayı (çıkıntıyı) dakikadaki görme sayısı 1 d/d hassasiyetinde gösterge tarafından verilmektedir.

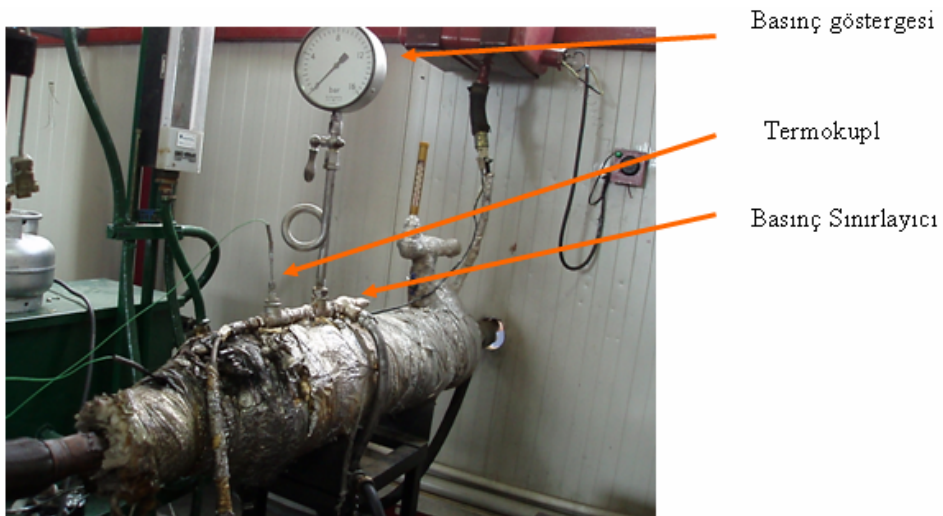


Şekil 4.24. Devir ölçer

4.3. Egzoz Enerjisinden Buhar Eldesi İçin Yapılan İşlemler

4.3.1. Atık ısı kazanı (Eşanjör)

Egzoz kayıp ısısından buhar elde etmek amacı ile motorun egzoz devresine Şekil 4.25' de görülen karşıt akışlı ısı değiştiricisi bağlanmıştır. Isı değiştiricinin boyutları motor egzoz enerjisi ve egzoz debisi hesaplanarak bulunmuştur. Hesaplar neticesinde imal edilen ısı eşanjörü 15 mm iç çapında uken dizili 24 adet bakır borudan oluşmakta olup 1 m boyunda ve 16 litre su tutma kapasitesinde imal edilmiştir.



Şekil 4.25. Atık ısı kazanı ve üzerindeki ekipmanlar

4.3.2. Motor emme hattına buhar enjektörünün konumlandırılması

Çalışmada, buhar motora emme periyodunda enjekte edilmiştir. Bu sebeple buhar enjektörünün konumu ve yerleştirilmesi çalışma açısından önem arz etmektedir. Enjektör, emme manifoldu üzerine püskürtülen buharın emme supabının hemen arkasına gelecek şekilde konumlandırılmıştır. Buhar enjektörünün motor üst kapağına takılmış hali ve buhar enjektörü Şekil 4.26' da görülmektedir.



a)



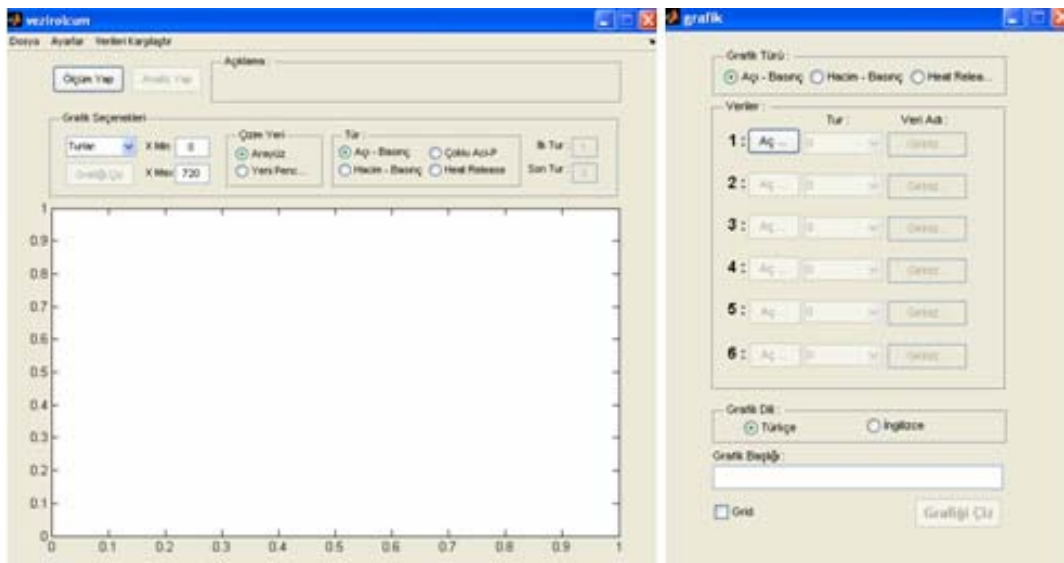
b)

Şekil 4.26. Silindir kapağına açılmış enjektör yuvası (a) ve enjektör yuvasına takılmış buhar enjektörü (b)

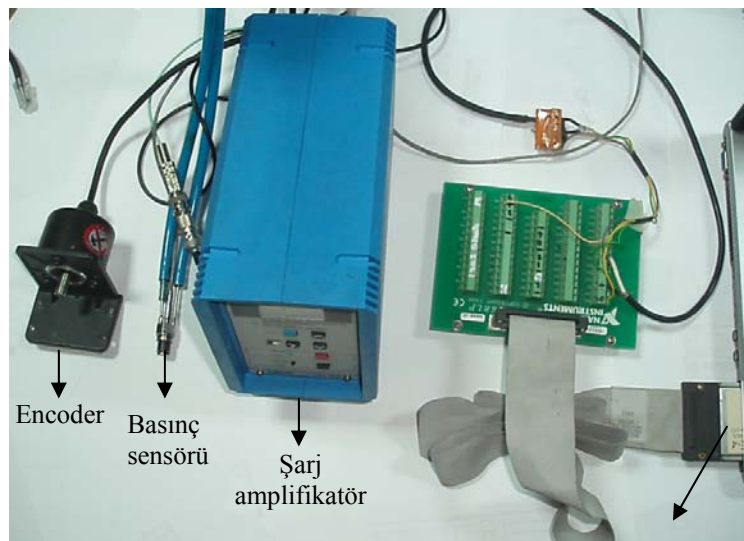
4.4. Silindir İçi Basıncın Ölçülmesi

Silindir basıncı ölçümünde Kistler marka 6061B model su soğutmalı piezo-elektrik sensör ve Kistler 5011B model şarj amplifikatör kullanılmıştır. Veri aktarımı için tek kanaldan 500 kHz hızla veri aktaran National Instrument marka AI-16E-4 model veri aktarma kartı, açısal konumun ölçümü için Koyo TRD J1000-RZ model 1000

pals/tur özelliğine sahip encoder kullanılmıştır. Basınç ve konum bilgilerinin örnekleme ve analizi için Matlab R2007b ortamında yazılım geliştirilmiştir. Program 5 s süre ile örnekleme yapmakta ve toplam 400000 örnekleme yaparak otomatik olarak sonlanmaktadır. Örneklenen dosyalar “mat” uzantılı Matlab dosyası olarak saklandığı gibi aynı zamanda “csv” formatında saklanarak Excel ortamında da verilerin analizine imkan sağlamaktadır. Şekil 4.27’ de basınç ölçüm ara yüzü görülmektedir. Şekil 4.28’ de ise silindir içi basınç ölçme sistemi elamanlarının şekli görülmektedir.



Şekil 4.27. Basınç ölçüm ara yüzü



Şekil 4.28. Silindir içi basınç ölçüm düzeneği

Sensör deney motorunun silindir kapağından yanma odasına açılan yuva üzerine montaj edilmiştir. Sensörün ve sinyal şartlandırıcının teknik özellikleri, Tablo 4.4' de verilmiştir.

Tablo 4.4. Basınç sensörü ve şarf amplifikatörün teknik özellikleri

Silindir İçi Basınç Sensörü (6061-B su soğutmalı, piezo-elektrik	
Ölçüm Aralığı (bar)	0-250
Hassasiyeti	-26.09 pC/bar ve +/- %0.3
Kararlı Çalışma Aralığı (°C)	0-350
Doğal Frekans (kHz)	90
Aşırı Yükleme (bar)	300
Şarf Amplifikarö (5011B)	
Çıkış Gerilimi (V)	+/- 10
Maksimum Filtreleme (kHz)	30
Sapma (pC/s; mV/s)	-0.02
Ölçüm Adımı (mV)	0.5

4.5. Deney Yöntemi

Deneylere başlamadan önce motorun supap ayarı kontrol edilerek, enjektör püskürtme basıncı 175 bar'a ayarlanmıştır. Enjeksiyon pompası ayarları referans değerlerinde kontrol edilmiştir. Püskürtme avansının optimum olabilmesi için deneyler öncesi farklı Püskürtme avansı değerlerinde (26, 29, 32, 35, 38 °KMA) yapılmış ve optimum statik avans 35 derece olarak tespit edilmiştir. Motor çalıştırılmadan önce soğutma kulesi şebeke suyu ile tamamen doldurulmuştur. Ölçüme başlamadan önce motor önce 10 dk. rölantide, daha sonra 2/3 yükte yarım saat çalıştırılarak rejim sıcaklığına getirilmiştir. Frenleme yükü, motor devri, yakıt sarfiyatı ve egzoz emisyonlarının ölçümüne geçilmeden önce motorun kararlı hale gelmesi beklenmiştir. Motor kararlı hale geldikten sonra ölçüm gerçekleştirilmiştir. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı 70 °C' de sabit tutulmuştur. Su debisi rotometre vasıtasıyla ölçülmüştür.

Deneylerde motorun performans haritasının çizilmesi amacıyla tam yük değişik devir testleri ile sabit devir değişik yük testleri yapılmıştır. Tam yük deneyleri 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200 ve 2400 d/d' da gerçekleştirilmiştir. Sabit devir değişik yük testlerinde ise ölçümler aynı devirlerde ve loadcell göstergesinden okunan değerlere göre motor yükü 3, 6, 9, 12 ve 15 kg iken gerçekleştirilmiştir.

Karşılaştırma açısından deneyler ilk önce dizel yakıtı ile gerçekleştirilmiştir. Daha sonra egzoz atık ısısından elde edilen su buharı motor emme zamanında, emme manifolduna ve emme supabı açık iken motor yakıt sarfiyatının kütleli olarak % 5, % 10, % 15, % 20, % 30 ve % 40 oranlarında motora enjekte edilmiştir. Her bir buhar püskürtme oranı için deneyler tekrarlanarak motor performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür.

Tablo 4.5. Motor testlerinde ölçülen parametreler ve ölçüm cihazları

Ölçülen parametreler	Birim	Ölçüm aralığı	Ölçme aleti	Ölçüm hassasiyeti
Motor Devri	dev/dak	0-9999	Dijital takometre	1 dev/dak
Egzoz sıcaklığı	°C	0-1000	Ni-Cr-Ni	1 °C
Soğutma suyu giriş-çıkış ve ortam sıcaklığı	°C	0-999	Fe-Konst.	1 °C
Buhar sıcaklığı	°C	0-999	Fe-Konst.	1 °C
Yakıt tüketim zamanı	s	-	Mikrodenetleyici	0,001s
Fren terazi kuvveti	Kg	0-100	Su freni	0,1 Kg
Hava tüketim miktarı	mmSS	0-100	Eğik manometre	1 mm
Karbon monoksit (CO)	%	% 0-15,0	MRU Delta 1600 L	% ± 0,055
Karbon dioksit (CO ₂)	%	% 0-20,0	MRU Delta 1600 L	% 0,5-5
Hidrokarbon (HC), ppm	ppm	0-20000	MRU Delta 1600 L	±12 ppm
Azot oksit (NO), ppm	ppm	0-2000	MRU Delta 1600 L	± 5 ppm
Duman Koyuluğu	%	0-99	Bilsa Mod5000	%1

Deneyler 35 derece statik avansta gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda deneyler buhar enjeksiyonunun etkisinin araştırılması için tam yük şartlarında 32 ve 38 derece statik avans değerlerinde de tekrarlanmıştır. Deney yapılan tüm noktalarda motor devri,

frenleme yükü, yakıt tüketimi, hava debisi ölçümü, ortam sıcaklığı ve nemi, soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları ve debisi, egzoz gazı sıcaklığı ve emisyon ölçümü, ayrıca buhar enjeksiyonlu deneylerde bunlara ilave olarak buhar basıncı ve sıcaklığı ölçülmüştür. Ölçülen bu değerlere göre motor performans ve emisyon karakteristikleri belirlenmiştir. Tablo 4.5' de motor testlerinde ölçülen parametreler ve ölçüm cihazlarına ait özellikler verilmiştir.

Ölçümlerden kaynaklanan hatalar ve hataların neden olduğu toplam belirsizlikler ise aşağıda verilmiştir.

4.6. Belirsizlik analizi

Deneyler esnasında hesaplanan ana büyüklüklerin doğruluğu, ölçüm cihazlarının hassasiyetleri olduğu kadar ölçümler esnasında ortaya çıkan farklı faktörlerden kaynaklanabilir. Bu çalışmada, ölçüm esnasında kullanılan cihazların belirsizlikleri ve ölçümden kaynaklanan belirsizlikler belirsizlik analizi ile hesaplanmıştır.

Deneyler esnasında her ölçüm noktasında 5 deneyin ortalaması alınmıştır. Elde edilen ortalamaların standart sapması hesaplanarak şüpheli verilerin atılması ya da tekrar edilerek güvenilir limiti içerisinde sokulabilmesi için *Chauvenet kriterine* tabi tutulmuştur.

Tek bağımsız parametrenin ölçümünde ölçümün ortalamasındaki belirsizlik,

$$S_{\bar{x}} \approx \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada N tekrarlı ölçmelerin sayısını, σ ölçümün standart sapmasını, $S_{\bar{x}}$ ölçüm yapılan büyüklüğün ortalamasındaki belirsizliğini ifade etmektedir. Sistemik belirsizliğin olmadığı durumda sonlu sayıdaki verinin ortalaması

$$x_i = \bar{x}_m \pm t_{v,95} S_{\bar{x}} = x_m \pm B_{xi} \quad (4.4)$$

olarak verilmektedir. Burada, $\pm t_{v,99} S_{\bar{x}}$ ölçümün ortalamasındaki rasgele belirsizliği göstermektedir. Başka bir ifade ile verilen güvenilirlik aralığındaki kesinliği ifade etmektedir. t , serbestlik derecesi v ye bağlı $P\%$ güvenilirlik aralığının bir göstergesidir. Serbestlik derecesi $v=N-1$ bağıntısıyla ifade edilir.

Performans parametreleri pek çok bağımsız değişkenler içerdiğinden ortalamadaki belirsizlik artar. Değişkenlerin ortalama üzerindeki etkileri toplam belirsizlik olarak verilir.

x_i bağımsız değişkenin sistematik belirsizliği A_{xi} ve ölçüm esnasında ortaya çıkan rastgele belirsizlik B_{xi} olmak üzere toplam belirsizliği içeren doğru ortalama değer,

$$R = \bar{R} \pm u_R \quad (4.5)$$

olur. Burada \bar{R} ölçümün ortalama değerini göstermektedir. Sistematik ve rastgele belirsizlik birlikte dikkate alındığında toplam belirsizlik u_R ,

$$u_R = \pm [A_x^2 + (t_{v,99} B_x)^2]^{1/2} \quad (4.6)$$

olur. Üretim esnasında ortaya çıkan sistematik belirsizliklerin toplamı A_x ,

$$A_x = \left(\sum_{i=1}^N [\theta_i A_{xi}]^2 \right)^{1/2} \quad (4.7)$$

Burada θ_i duyarlılık indeksidir. Deneyler esnasında ortaya çıkan rastgele belirsizlikler toplamı B_x ise aşağıdaki gibi olur.

$$B_x = \left(\sum_{i=1}^N [\theta_i B_{xi}]^2 \right)^{1/2} \quad (4.8)$$

Şüpheli verilerin kontrolü için tekrar sayısına göre hazırlanmış Chauvenet kriteri Tablo 4.6' da görülmektedir.

Tablo 4.6. Deneysel bulguların atılması için Chauvenet kriteri

Tekrarlı ölçüm sayısı	$ d_i / \sigma$
3	1,38
4	1,54
5	1,65
6	1,73
7	1,80
10	1,96
15	2,13
25	2,33
50	2,57
100	2,81

Kriterin kullanılabilmesi için, öncelikle yapılan deneye ait σ standart sapma ve bütün bulgulara ait d_i sapmaları bilinmelidir. Bundan sonra her bir deneysel bulgu, Tablo 4.6' daki kriter değeri ile karşılaştırılmalıdır. Eğer eldeki deneysel bulgulara ait oranlardan bazıları bu kriter değerinden büyük ise, bu bulgular değerlendirme dışı bırakılmalıdır.

Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler birbirinden bağımsız olduğunda, bağımlı değişkenin toplam belirsizliği kısmi diferansiyel yöntemine göre hesaplanabilir. Tablo 4.7' de hesaplanan toplam belirsizlikler görülmektedir.

Tablo 4.7. Sistemik ve rasgele hatalara göre hesaplanmış toplam belirsizlikler (% 99 güvenirlilik aralığında)

Parametreler	Sistemik belirsizlikler, \pm
Yük, N	0.1
Devir, d/d	1.0
Zaman, s	0.1
Sıcaklık, $^{\circ}\text{C}$	1
Yakıt tüketimi, g	0.1
NO _x , ppm	5
CO, %	0.06
HC, ppm	12
Duman sayısı, %	1
	Toplam Belirsizlik, %
Özgül Yakıt sarfiyatı, g/kWh	1.5
Moment, Nm	1.0
Efektif güç, kW	1.5

Hesaplanan tüm parametrelerdeki toplam belirsizlik benzer şekilde hesaplanır. Yapılan ölçümde tüm değerler Chauvenet kriteri' ne uymaktadır.

4.7. Hesaplamalarda Kullanılan Formüller

Dizel motorlarda, krank mili devrine bağlı olarak ölçülen güç, moment ve yakıt sarfiyat değerlerine motor karakteristikleri denilmektedir. Değişik yük ve devirlerde bu değerlerde meydana gelen değişimler eğrilerle gösterilir. Bu değişimleri gösteren eğriye karakteristik eğri adı verilir. Bu eğriler motorun gerçek çalışma şartlarındaki performansı hakkında önemli bilgiler verir. Motor performansının tespiti amacı ile yapılan deneysel çalışmalarda doğrudan bulunamayan değerler, performans karakteristiklerini veren denklemlerle hesaplanır. Motor deneylerinde ölçülen büyüklükler genellikle döndürme momenti, devir sayısı, yakıt debisi, emme havası debisi, ortam sıcaklığıdır. Bu büyüklükler vasıtasıyla hesaplanan en önemli performans karakteristikleri ise efektif güç, döndürme momenti, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt sarfiyatıdır [142].

4.7.1. Döndürme momenti ve efektif güç

Motor döndürme momenti ve güç hesaplamalarında aşağıdaki eşitlikler kullanılmıştır. Motor tarafından oluşturulan döndürme momenti;

$$M_d = F.L \quad (4.9)$$

Motor tarafından üretilen güç aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır [3].

$$P_e = \frac{2\pi.F.L.n}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (4.10)$$

Burada;

M_d = Döndürme momenti (Nm),

F = Fren terazi kuvveti (N),

L = Moment kolu uzunluğu (m),

P_e = Efektif güç(kW),

n = Motor devri (devir/s).

4.7.2. Efektif verim

Efektif verim, motor milinden alınan işin silindire verilen enerjiye oranı şeklinde tarif edilir;

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_y \cdot H_u} \quad (4.11)$$

4.7.3. Ortalama efektif basınç

Ortalama efektif basınç motorun gerçek çevrimdekine eşdeğer bir P_e gücünü vermesi için bir strok boyunca pistonu etkimesi gereken sabit basınç olarak ifade edilir. W_e (Nm/çev.), çevrim işi ve V_H (m^3), toplam strok hacmi olmak üzere ortalama efektif basınç [3]:

$$P_{me} = \frac{W_e}{V_H} = \frac{P_e}{n_\ç \cdot V_H} \quad (4.12)$$

Burada;

P_{me} = Ortalama efektif basınç (N/m^2),

P_e = Efektif güç (kW),

$n_\ç$ = İş yapan devir sayısı, $n_\ç = n \cdot i$ (çevrim/s),

4.7.4. Özgül yakıt sarfiyatı

Birim zamanda birim güç başına harcanan yakıt miktarına özgül yakıt sarfiyatı denir. Laboratuar şartlarında bir motorun yakıt sarfiyatını deney tesisatında hacimsel olarak ölçmek mümkündür. Belli çalışma şartlarında motorun Δt (s) zaman aralığında

tükettiği yakıtın hacmi $\Delta V(\text{cm}^3)$ olsun. Yakıtın yoğunluğu $\rho_y (\text{g/cm}^3)$ ise, Özgül yakıt sarfiyatı, b_e ; [3].

$$b_e = \frac{3600 \cdot \Delta V \cdot \rho_y}{P_e \cdot \Delta t} = \frac{3600 \cdot \dot{m}_y}{P_e} \quad (4.13)$$

olarak bulunur.

4.7.5. Volümetrik verim

Motorun belli çalışma şartlarında emdiği gerçek hava miktarının pistonun yer değiştirdiği hacme (teorik hava miktarı) oranıdır. Strok hacmi $V_h (\text{m}^3)$, silindir sayısı z olan ve n (devir/s) hızla dönen bir motorun volümetrik verimi;

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{H,g}}{\dot{m}_{H,t}} = \frac{2\dot{m}_{H,g}}{z \cdot \rho_{H,g} \cdot V_H \cdot n} = \frac{2\dot{V}_{H,g}}{z \cdot V_H \cdot n} \quad (4.14)$$

ifadesinden hesaplanabilir [3].

4.7.6. Hava fazlalık katsayısı

Birim ağırlıktaki yakıtı yakmak için gerekli olan hava miktarına kimyasal olarak doğru veya stokiyometrik hava miktarı denilir ve $h_{\min} = (m_{\text{hava}} / m_{\text{yakıt}})_{\text{teorik}}$ olarak ifade edilir. Gerçek çalışma durumunu ifade eden oran, $h = (m_{\text{hava}} / m_{\text{yakıt}})_{\text{gerçek}}$ olarak ifade edilirse hava fazlalık katsayısı için;

$$\lambda = \frac{(\dot{m}_H / \dot{m}_Y)_g}{h_{\min}} \quad (4.15)$$

ifadesi yazılabilir [3].

4.7.7. Hava debisi ölçümü

Motorun çalışması sırasında hava/yakıt oranını bulabilmemiz için motora giren hava miktarını bilmemiz gerekmektedir. Hava debisi ölçümü için, hava sönümleme tankı, orifis ve eğik manometre kullanılmaktadır. Testin yapılan motora hava girişi ile sönümleme tankının bağlantı şekli, servis halindeki motorun hava giriş bağlantı şekline mümkün olduğu kadar benzemelidir. Bu, hem volümetrik verim hem de pompalama kayıpları açısından, girişteki basınç plakalarının motor performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Hava sönümleme tankı motorun dalgalı çalışmasını önler, eğik manometre ve orifis basınç farkından dolayı motora giren hava miktarını verir [3].

$$\dot{m}_H = 7,182d_H^2 \sqrt{(\Delta h_H)} \quad (4.16)$$

Burada;

d_H : Orifis çapı (mm)

Δh_H : Manometredeki akışkan yüksekliği (mmSS).

4.7.8. Silindir içi basıncın istatistiksel analizi

Çevrimsel değişimlerin etkilerini görebilmek amacıyla istatistiksel analiz yapılmıştır. İstatistiksel analizde 67 çevrimin ortalaması alınmıştır. Ortalama basınç değerine göre standart sapma ve varyans katsayısı hesaplanmıştır. Çevrimin ortalama basıncı;

$$\bar{P} = \frac{\sum_i^N P_i}{N} \quad (4.17)$$

Burada;

\bar{P} : Ortalama basınç (bar)

P_i : i. çevrimdeki basınç değeri (bar)

N : Çevrim sayısı

Standart sapma;

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_i^N (P_i - \bar{P})^2}{(N-1)}} \quad (4.18)$$

formülünden hesaplanır. Burada;

σ : Standart sapma

P_i : i. çevrimin basıncı (bar)

Varyans katsayısı ise;

$$\delta_{\bar{p}} = \frac{\sigma}{\bar{P}_i} \quad (4.19)$$

formülünden bulunur.

BÖLÜM 5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Deneylere başlamadan önce standart motorun maksimum torku veren avans değeri araştırılmıştır. Fabrika verilerinden farklı olarak performans yönünden en uygun avansın Üst Ölü Noktadan 29 derece önce değil 35 derece olduğu tespit edilmiştir. Buhar püskürtme durumunda püskürtme avansının performans etkisini araştırmak amacıyla 32, 35 ve 38 derece için deneyler gerçekleştirilmiştir. En uygun avans değerinin buhar püskürtme durumunda da 35 derece olduğu tespit edilmiştir. Farklı avans değerlerinin performans ve emisyon parametreleri üzerine etkileri varyans analizi ve Ki Kare testlerinde tablo ve grafikler halinde gösterilmiştir. Farklı oranlardaki buhar püskürtme durumlarında en uygun değerler 35 derecelik avans değerinde elde edildiği için standart değerlerle farklı oranlardaki buhar püskürtmenin etkilerini gösteren grafikler sadece 35 derece avans değerleri için verilmiştir.

Deneylerde püskürtülen buhar miktarları, kütleli olarak motorun tükettiği yakıt miktarının % 5 (B5), % 10 (B10), % 15 (B15), % 20 (B20), %30 (B30) ve % 40 (B40)' ı olarak belirlenmiştir.

Deneyisel çalışmalar neticesinde elde edilen veriler % 95 ile % 99,9 güven aralığı dikkate alınarak Ki Kare Testi' ne tabi tutulmuştur. Çalışma sonucunda, motor performans ve emisyon değerleri dikkate alınarak optimum buhar püskürtme oranını ve püskürtme avansını veren şartlar belirlenmiştir.

5.1. Tam Yük Şartlarında Optimum Çalışma Koşullarının Ki Kare Testi İle Tespiti

Tam yük şartlarında gerçekleştirilen motor performans ve emisyonları açısından optimum “motor devri, püskürtme avansı ve buhar oranı” nı veren deney şartlarının

belirlenmesinde Ki Kare yöntemi kullanılmıştır. Tablo 5.1 varyans analizi (ANOVA) sonuçlarını göstermektedir.

Varyans analizi sonuçlarına göre, % 99.9 güven aralığında, döndürme momenti, efektif güç, ÖYS üzerine motor devri, püskürtme avansı ve buhar oranının etkili olduğu anlaşılmıştır. Motor devrinin etkisi performans deneyleri dikkate alındığında beklenen bir sonuçtur.

Emisyon karakteristikleri açısından varyans analizi sonuçları incelendiğinde, % 99.9 güven aralığında buhar oranının ve püskürtme avansının NO_x emisyonları üzerinde etkili olduğu görülmektedir. NO_x emisyonları yanma sonucu ulaşılan yüksek sıcaklıklarda meydana gelmektedir. Silindir içerisine buharın gönderilmesi yanma ürünlerinin ısı kapasitesini arttırmakta ve dolayısıyla yanma sonucu oluşan maksimum sıcaklığın azalmasına neden olmaktadır. Maksimum sıcaklığın azalması ise NO_x oluşum hızını yavaşlatmaktadır. Bu sebeple buhar oranı NO_x emisyonları açısından önemli bir parametredir. % 99.9 güven aralığında su buharının HC, CO, ve duman emisyonları üzerine buhar oranının etkisinin az olduğu, CO₂ üzerinde ise etkili olmadığı anlaşılmıştır.

Tablo 5.1. Varyans Analizi (ANOVA) Tablosu

	Değişim Kaynağı	Kareler Toplamı S	Serbestlik Derecesi f	Kareler Ortalaması	F _{teorik}
MOMENT	[A] Devir	608,16	6	101,36	584,14***
	[B] Püskürtme Avansı	50,25	2	25,13	144,81***
	[C] % Buhar Oranı	8,81	4	2,20	12,69***
	Toplam	667,22	12,00	55,60	
	e	15,96	92,00	0,17	
GÜÇ	[A] Devir	371,82	6	61,97	12460,20***
	[B] Püskürtme Avansı	1,68	2	0,84	168,68***
	[C] % Buhar Oranı	0,30	4	0,08	15,10***
	Toplam	373,80	12,00	31,15	
	e	0,46	92,00	0,0049734888	
ÖYS	[A] Devir	13299,89	6	2216,65	85,13***
	[B] Püskürtme Avansı	411,50	2	205,75	7,90***
	[C] % Buhar Oranı	604,74	4	151,18	5,81***
	Toplam	14316,13	12,00	1193,01	
	e	2395,55	92,00	26,04	
EFEKTİF VERİM	[A] Devir	116,87	6	19,48	68,45***
	[B] Püskürtme Avansı	1171206,28	2	585603,14	154,83***
	[C] % Buhar Oranı	4,98	4	1,25	4,38**
	Toplam	125,63	12,00	10,47	
	e	26,18	92,00	0,28	
NO _x	[A] Devir	147474,68	6	24579,11	6,50***
	[B] Püskürtme Avansı	1171206,28	2	585603,14	154,83***
	[C] % Buhar Oranı	326759,76	4	81689,94	21,60***
	Toplam	1645440,72	12,00	137120,06	
	e	347963,85	92,00	3782,22	
HC	[A] Devir	4824,73	6	804,12	32,05***
	[B] Püskürtme Avansı	3073,79	2	1536,89	61,25***
	[C] % Buhar Oranı	1049,91	4	262,48	10,46***
	Toplam	8948,43	12,00	745,70	
	e	2308,42	92,00	25,09	
CO	[A] Devir	0,41	6	0,07	3,86**
	[B] Püskürtme Avansı	0,26	2	0,13	7,56***
	[C] % Buhar Oranı	0,41	4	0,10	5,92***
	Toplam	1,08	12,00	0,09	
	e	1,61	92,00	0,02	
CO ₂	[A] Devir	12,46	6	2,08	11,77***
	[B] Püskürtme Avansı	5,45	2	2,73	15,45***
	[C] % Buhar Oranı	1,22	4	0,31	1,73
	Toplam	19,14	12,00	1,59	
	e	16,23	92,00	0,18	
Duman	[A] Devir	9122,93	6	1520,49	238,25***
	[B] Püskürtme Avansı	62,30	2	31,15	4,88**
	[C] % Buhar Oranı	329,75	4	82,44	12,92***
	Toplam	9514,99	12,00	792,92	
	e	587,14	92,00	6,38	

* % 95 Güven aralığı.

**% 99 Güven aralığı.

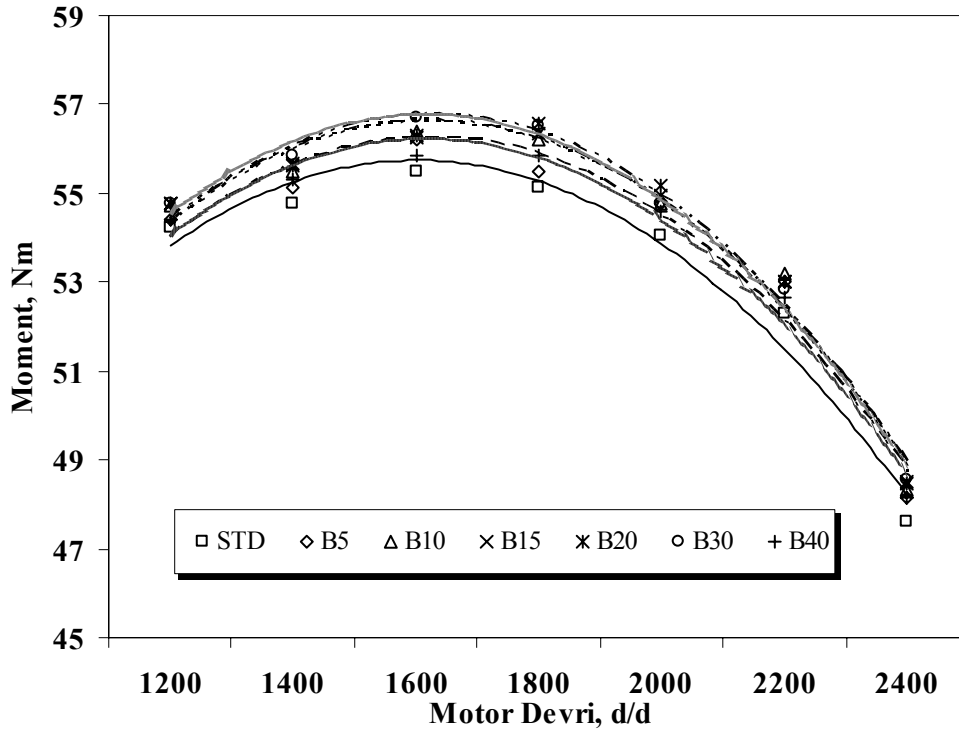
***% 99,9 Güven aralığı.

5.1.1. Tam yük şartlarında buhar püskürtmenin motor performans karakteristikleri üzerine etkisi

5.1.1.1. Buhar püskürtmenin döndürme momenti üzerine etkisi

Egzoz enerjisinden elde edilen buharın bir dizel motoruna, emme periyodunda yakıt sarfiyatının % 5, % 10, % 15, % 20, % 30 ve % 40 oranlarında püskürtülmesinin motor döndürme momenti üzerine etkileri Şekil 5.1' de görülmektedir. Şekil 5.2' de ise aynı şartlarda çalışan motorda moment değerlerinin standart motor verilerine göre yüzde değişimleri görülmektedir.

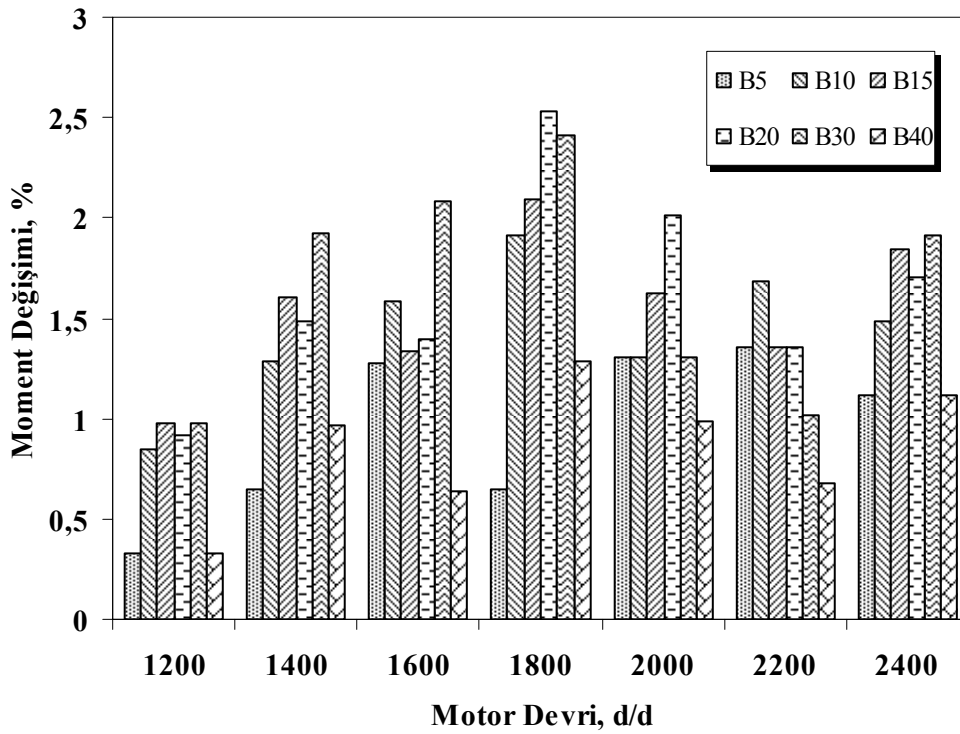
Motora farklı oranlarda buhar püskürülmesi durumunda elde edilen döndürme momenti değerleri tüm motor devirlerinde standart değere göre daha yüksektir.



Şekil 5.1. Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki değişim

Motorun standart şartlarda çalışması durumunda maksimum moment 1800 d/d' da 55.5 Nm olarak ölçülmüştür. Motora buhar püskürtülmesi durumunda maksimum momente 1800 d/d' da % 20 buhar oranında ulaşılmış ve bu şartlardaki moment

değeri 56.6 Nm olarak ölçülmüştür. Buhar püskürtülmesi durumunda momentteki artışların maksimum değerleri % 5 buhar oranında 2200 d/d' da % 1.4, % 10 buhar oranında 1800 d/d' da % 1.9, % 15 buhar oranında 1800 d/d' da % 2.1, % 20 buhar oranında 1800 d/d' da % 2.5, % 30 buhar oranında 1800 d/d' da % 2.4 ve % 40 buhar oranında 1800 d/d' da % 1.3 olarak kaydedilmiştir. Motor deneylerinde momentteki maksimum belirsizlik % 1.1 olarak belirlenmiştir. Bu durumda buhar püskürtülmesi ile elde edilen moment değişimleri belirsizlik sınırının üzerindedir.



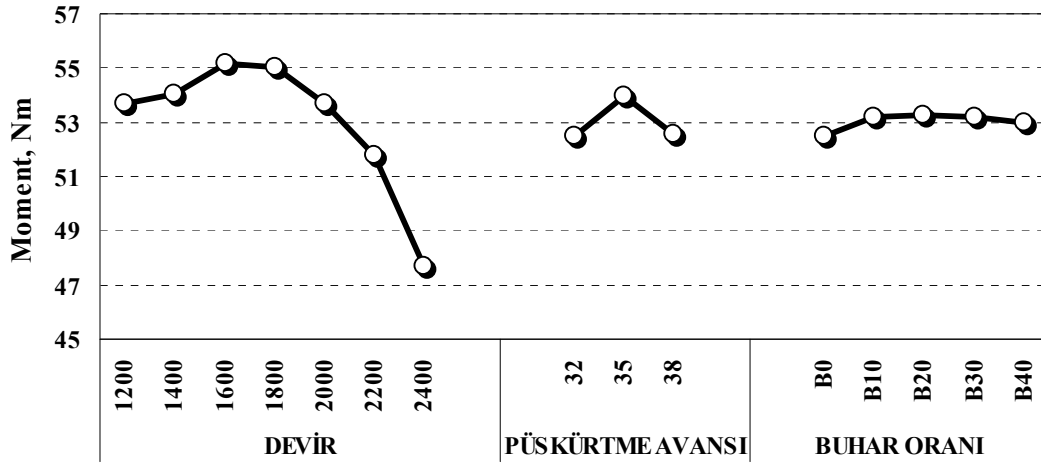
Şekil 5.2. Buhar oranına bağlı olarak döndürme momentinin STD duruma göre değişimi

Çalışmada, motora emme periyodunda gönderilen buharın eldesi için gerekli enerji egzoz atılan kayıp enerjisinden sağlanmaktadır. Egzoz devresindeki suyun 3 bar basınç altında ısı alması esnasında entalpisi artmaktadır. Buharın motora gönderilmesi esnasında entalpi artmasından dolayı ilave ısı girişi olmaktadır. Bu durum motordan alınan efektif güç ve momentin artmasına neden olmaktadır.

Lif ve ark.[70] ve Wang ve ark.[77] silindir içerisine gönderilen su damlacıklarının yakıt ile teması esnasında yüzey gerilmesinin çok küçük olması dolayısıyla, mikro patlamalarla yakıtın çok daha küçük damlacıklara bölünmesine neden olduğunu ifade

etmektedirler. Damlacık çaplarının küçülmesine bağlı olarak yanmaya iştirak eden toplam damlacık yüzey alanı arttığı için yanma veriminin iyileştiğini ve dolayısıyla motorun döndürme moment ve gücünde artmaya neden olduğunu iddia etmektedirler. Çalışmada, motordaki güç ve moment artışının diğer nedeni olarak mikro patlamalara bağlı olarak yanma verimindeki iyileşmelerin neden olduğu söylenebilir.

Şekil 5.3 Ki Kare testi sonuçlarına göre, motor devri, püskürtme avansı ve püskürtülen buhar oranlarının motor döndürme momenti üzerine etkileri görülmektedir.



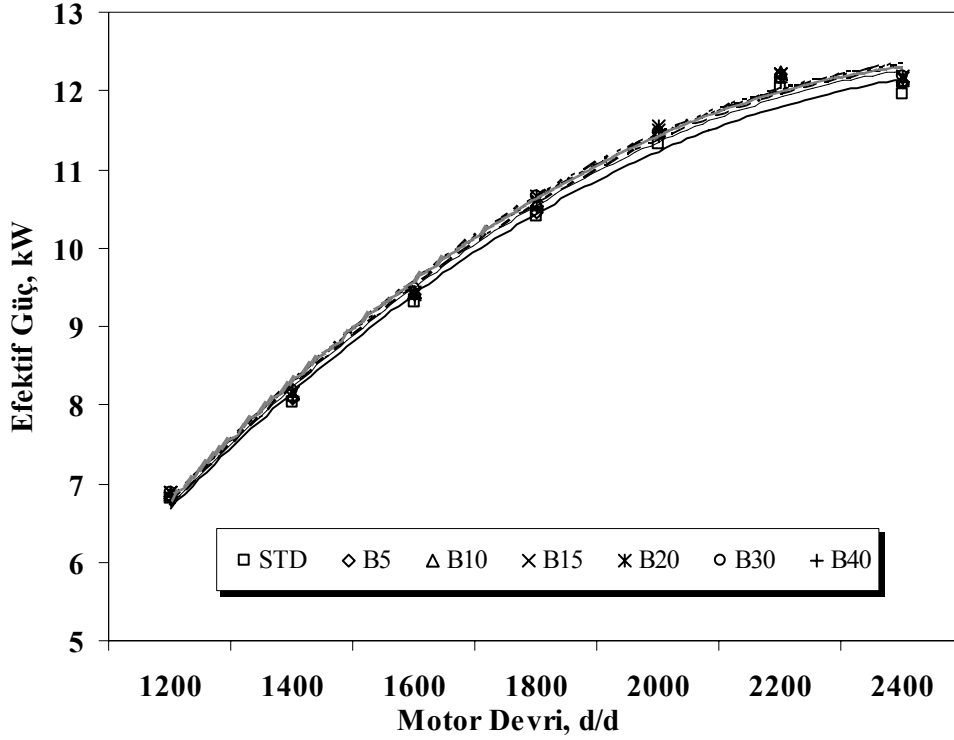
Şekil 5.3. Döndürme momenti için faktörlerin ortalama değerleri

Momenti maksimum yapan en iyi sonuç % 99.9 güven aralığında 1600 d/d, 35 derece püskürtme avansı ve B20 şartlarında elde edilmiştir.

5.1.1.2. Buhar püskürtmenin efektif güç üzerine etkisi

Motora emme periyodunda yakıt sarfiyatının kütesel olarak % 5, % 10, % 15, % 20, % 30 ve % 40 oranlarında buhar püskürtülmesinin efektif güce etkileri Şekil 5.4' de görülmektedir. Şekil 5.5' de ise aynı şartlarda çalışan motorda güç değerlerinin standart motor verilerine göre yüzde değişimleri görülmektedir.

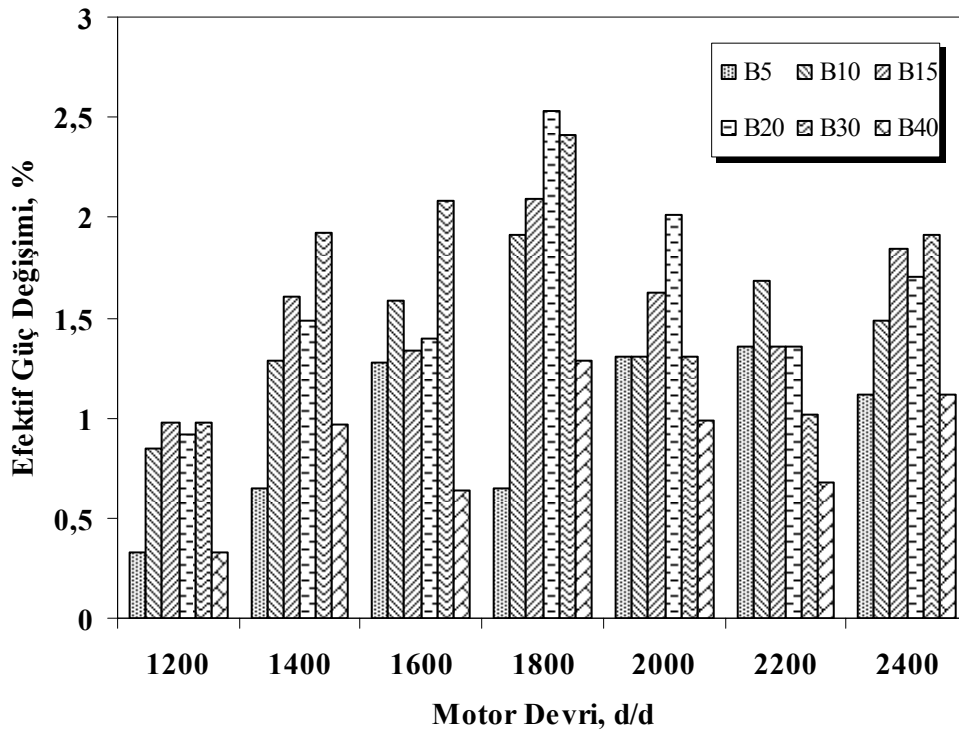
Motorla farklı oranlarda buhar püskürülmesi durumunda elde edilen efektif güç değerleri tüm motor devirlerinde standart değere göre daha yüksektir.



Şekil 5.4. Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak efektif güçteki değişim

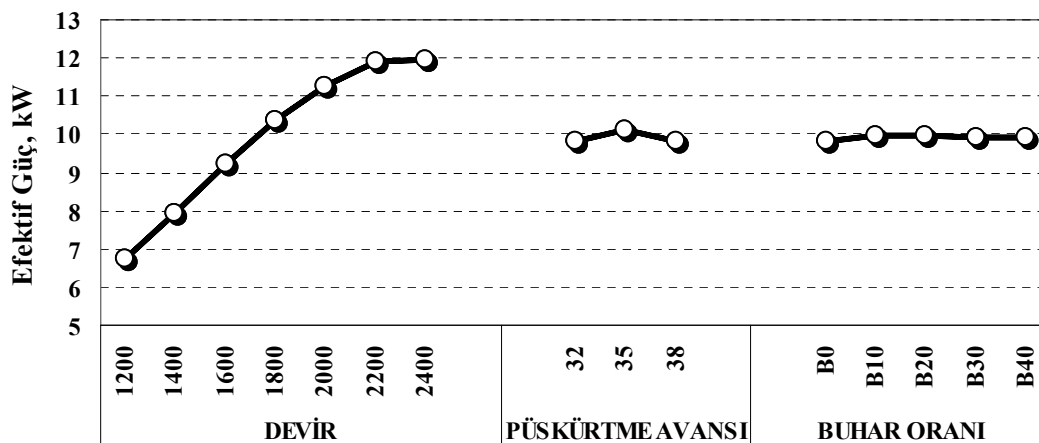
Motorun standart şartlarda çalışması durumunda maksimum güç 2200 d/d' da 12 kW olarak ölçülmüştür. Motora buhar püskürtülmesi durumunda maksimum güçte 2200 d/d' da % 20 buhar oranında ulaşılmış ve bu şartlardaki güç değeri 12.2 kW olarak ölçülmüştür. Buhar püskürtülmesi durumunda güçteki artışların maksimum değerleri % 5 buhar oranında 2200 d/d' da % 1.4, % 10 buhar oranında 1800 d/d' da % 1.9, % 15 buhar oranında 1800 d/d' da % 2.1, % 20 buhar oranında 1800 d/d' da % 2.5, % 30 buhar oranında 1800 d/d' da % 2.4 ve % 40 buhar oranında 1800 d/d' da % 1.3 olarak ölçülmüştür. Buhar enjektörü durumunda motor efektif gücündeki artma değerleri hesaplanan belirsizlik değerinin (% 1.3) üzerindedir.

Buhar püskürtülmesi durumunda döndürme momentinin artmasına neden olan benzer sebeplerden dolayı motor efektif gücünde de artmalar meydana gelmiştir.



Şekil 5.5. Püskürtülen buhar oranına bağlı efektif gücün STD duruma göre değişimi

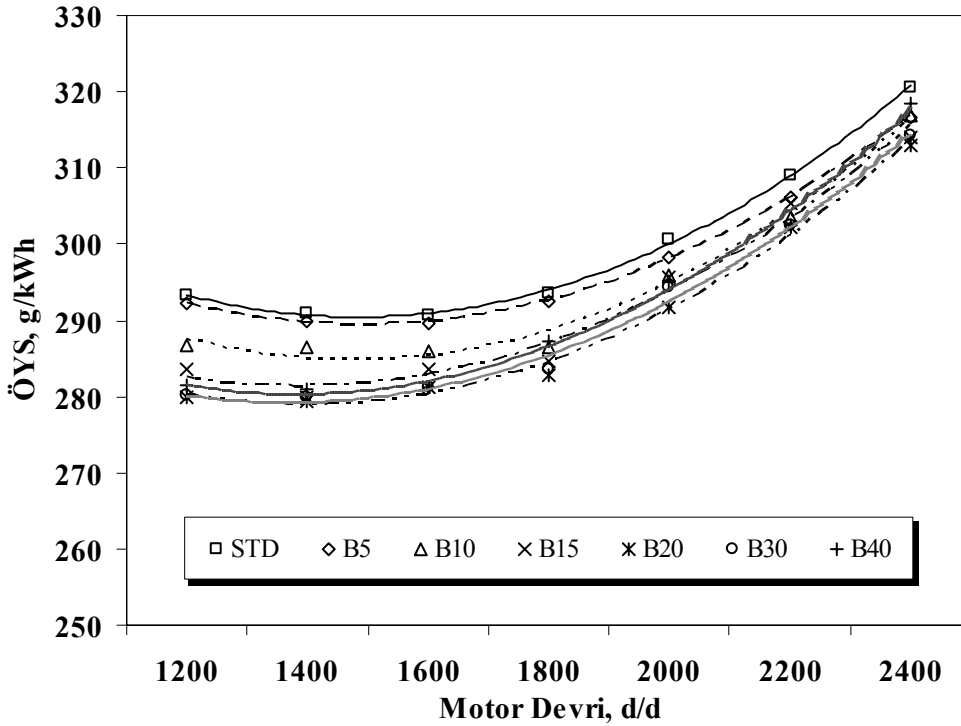
Ki Kare yöntemi kullanılarak optimum çalışma şartlarının belirlenmesi amacı ile yapılan deneysel tasarımda % 99.9 güven aralığına göre, faktör değerlerinin efektif güç üzerine etkileri Şekil 5.6' da görülmektedir. Efektif gücü maksimum yapan en iyi sonuç % 99.9 güven aralığında 2200 d/d, 35 derece püskürtme avansı ve B20 şartlarında elde edilmiştir.



Şekil 5.6. Efektif güç için faktörlerin ortalama değerleri

5.1.1.3. Buhar püskürtmenin özgül yakıt sarfiyatı üzerine etkisi

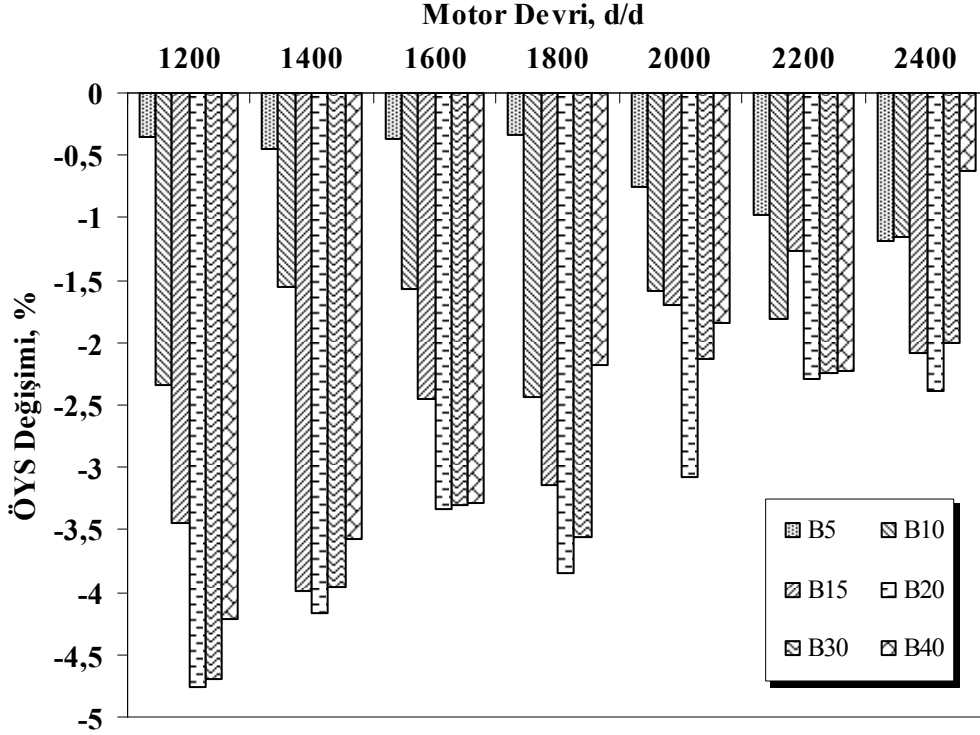
Motora emme periyodunda buhar gönderilmesinin özgül yakıt sarfiyatına etkileri şekil 5.7’ de görülmektedir. Şekil 5.8’ de ise aynı şartlarda çalışan motorda özgül yakıt sarfiyatı değerlerinin standart motor verilerine göre yüzde değişimleri görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi, motora buhar püskürtülmesi durumunda özgül yakıt sarfiyatında tüm buhar oranlarına azalmalar görülmektedir. ÖYS’ deki maksimum azalma % 20 buhar püskürtme oranında gerçekleşmiştir. Standart motor en düşük özgül yakıt sarfiyatı 1600 d/d’ da 290.5 g/kWh iken % 20 buhar püskürtme oranında 1400 d/d’ da 279.4 g/kWh olarak elde edilmiştir.



Şekil 5.7. Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak ÖYS’ daki değişim

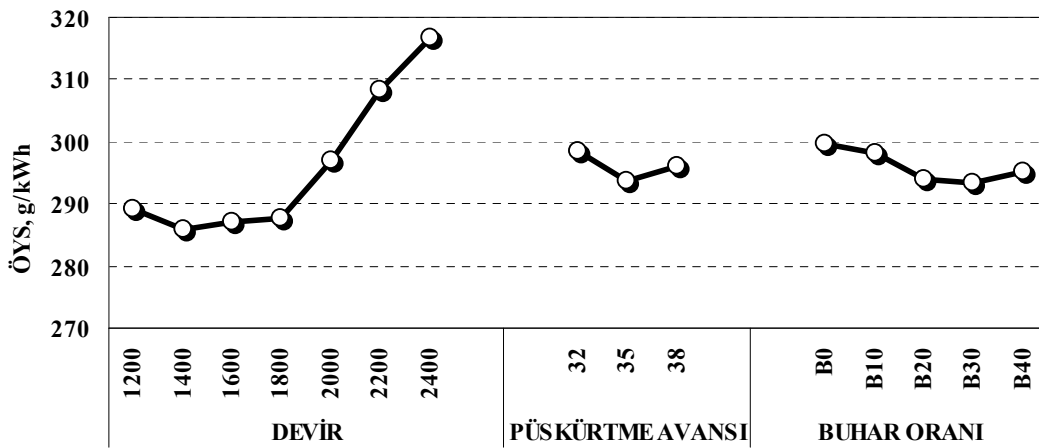
Motora farklı oranlarında buhar püskürtülmesi durumunda ÖYS’ daki maksimum azalma miktarları, B5–1400 d/d’ da % 0.4, B10–1800 d/d’ da % 2.4, B15–1400 d/d’ da % 4, B20–1200 d/d’ da % 4.8, B30–1200 d/d’ da % 4.7 ve B40–1200 d/d’ da % 4.2 olarak ölçülmüştür. ÖYS için hesaplanan belirsizlik değeri % 1.5 tur. Buhar püskürtme oranlarına bağlı olarak ÖYS’ deki standart değere göre azalama miktarı % 5 buhar oranındaki azalma miktarı hesaplanan belirsizlik değeri içerisinde

olduğundan bu buhar oranında ÖYS' deki azalma anlamlı değildir. Diğer buhar püskürtme oranlarında elde edilen değişimler belirsizlik değerinin üzerindedir.



Şekil 5.8. Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak ÖYS' nin STD duruma göre değişimi

Şekil 5.9' da ÖYS üzerine etki eden faktörlerin ortalama değerleri görülmektedir.



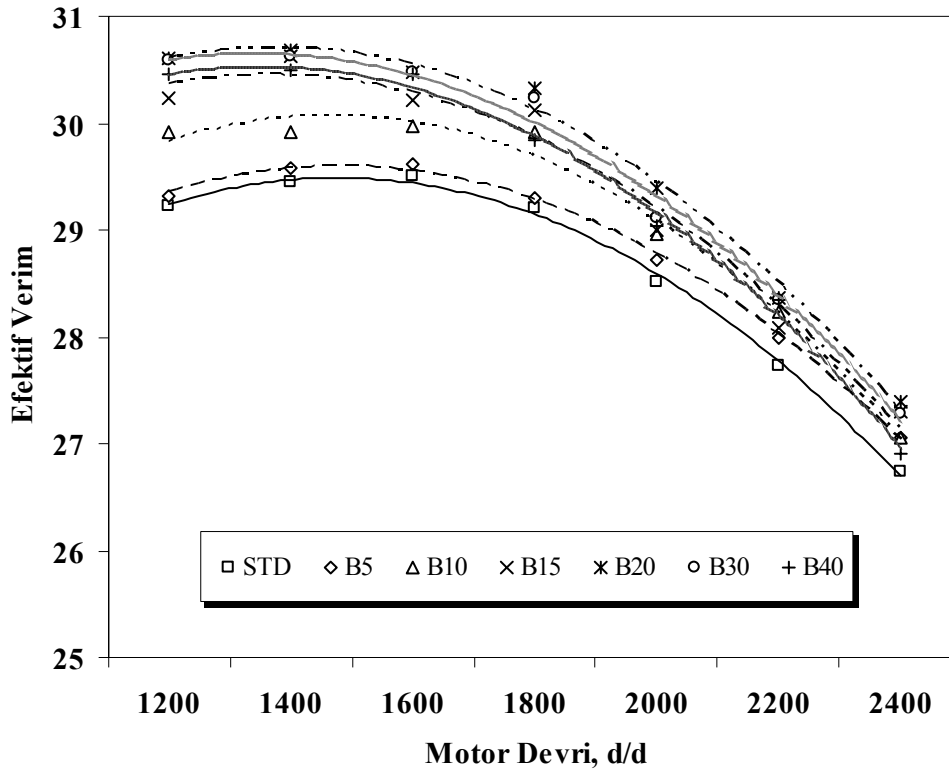
Şekil 5.9. Özgül yakıt sarfıyatı için faktörlerin ortalama değerleri

Motor devri, püskürtme avansı ve buhar oranı dikkate alınarak yapılan Ki kare testine göre, % 99.9 güven aralığı dikkate alındığında 1400 d/d, 35 derece statik

avans ve B20 püskürtme oranı ÖYS açısından optimum olarak bulunmuştur. Ancak B20 ile B30 arasında ÖYS açısından ciddi bir farklılık yoktur.

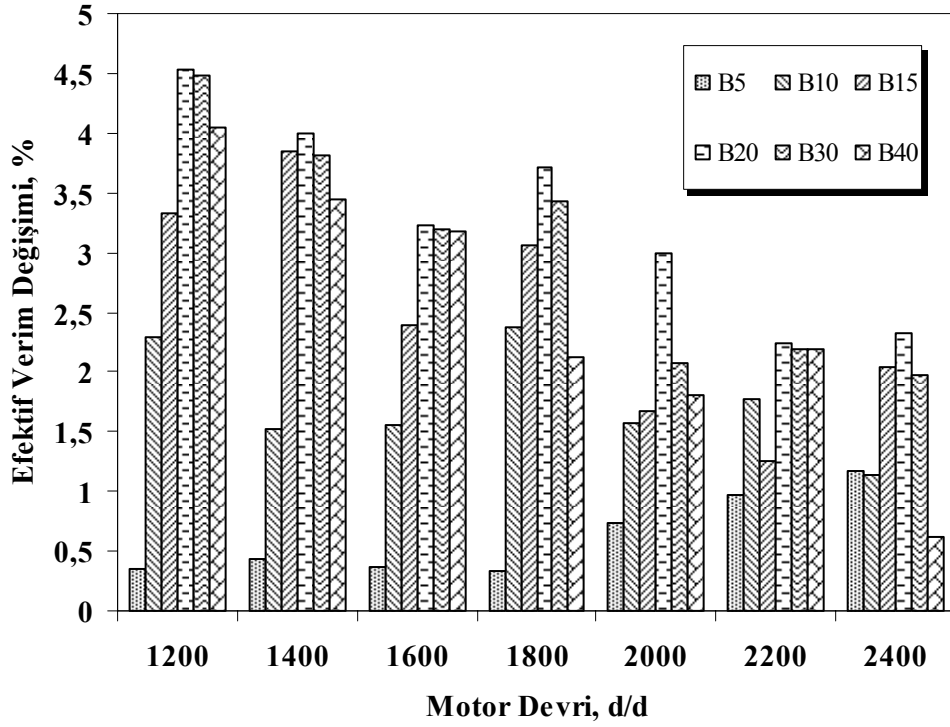
5.1.1.4. Buhar püskürtmenin efektif verim üzerine etkisi

Şekil 5.10' da motora farklı oranlarda buhar püskürtülmesinin tam yük şartlarında efektif verime etkileri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekil 5.11' de ise buhar püskürtme durumunda efektif verimdeki değişimin standart verim değerlerine göre değişimi görülmektedir.



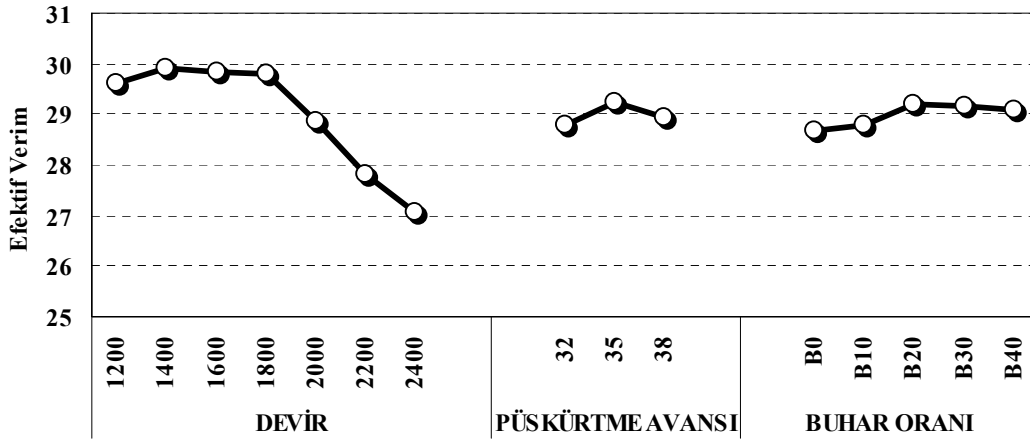
Şekil 5.10. Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak efektif verimdeki değişim

Deneylerin gerçekleştirildiği devirlerde püskürtülen tüm buhar oranlarında efektif verimde standart değerlere göre artmalar olmuştur. Efektif verimde düşük motor devirlerinde daha fazla artmalar olurken motor devri arttıkça verimdeki artma oranında azalmalar görülmüştür. Efektif verimdeki maksimum artma % 20 buhar püskürtme oranında ve 1200 d/d' da % 4,5 olarak saptanmıştır. Standart motor efektif verimi 1600 d/d' da % 29.5 olarak hesaplanırken, efektif verimi maksimum yapan B20' de 1400 d/d' da % 30.7 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.11. Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak efektif verimin STD duruma göre değişimi

Buhar oranlarına bağlı olarak efektif verimdeki maksimum artma oranları, B5' de 2200 d/d' da % 1, B10' da 1800 d/d' da % 2.4, B15' de 1400 d/d' da % 3.8, B20' de 1200 d/d' da 4.5, B30' da 1200 d/d' da % 4.4, B40' da 1200 d/d' da % 4 şeklinde hesaplanmıştır.



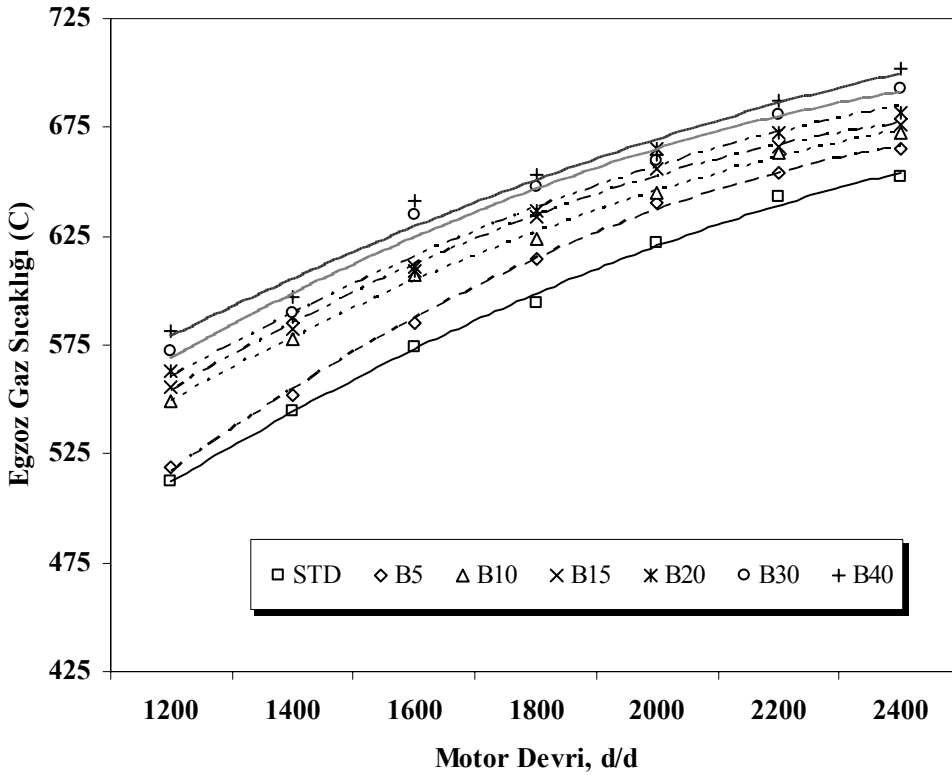
Şekil 5.12. Efektif verim için faktörlerin ortalama değerleri

Optimum çalışma şartlarının belirlenmesi amacı ile yapılan Ki Kare testinde, % 99.9 güven aralığına göre faktörlerin ortalama değerlerinin efektif verime etkileri Şekil 5.12' de görülmektedir. Motor Efektif verimini maksimum yapan sonucun % 99.9

güven aralığında, 1400 d/d, 35 derece püskürtme avansı ve B20 buhar oranında gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

5.1.1.5. Buhar püskürtmenin egzoz gaz sıcaklığı üzerine etkisi

Tam yük şartlarında farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda egzoz gaz sıcaklığındaki değişim motor devrine bağlı olarak Şekil 5.13' de verilmiştir. Motora püskürtülen tüm buhar oranlarında egzoz gaz sıcaklığında standart verilere göre artmalar görülmüştür.

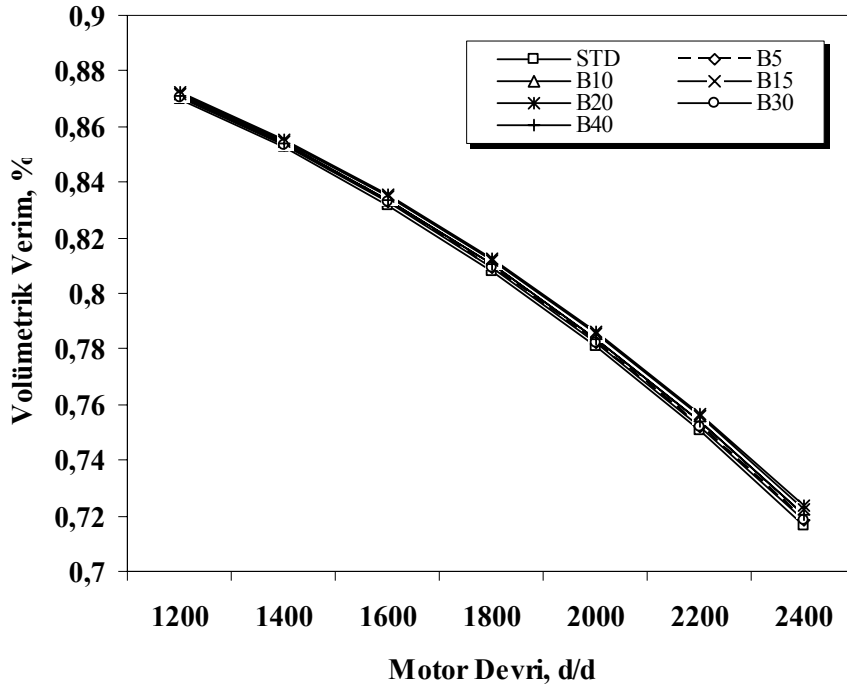


Şekil 5.13. Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak egzoz gaz sıcaklığındaki değişim

Motora püskürtülen buhar yüzdesi arttıkça egzoz sıcaklığının artmasının nedeni; Yanma ürünleri içerisindeki su buharının yüzdesine bağlı olarak maksimum yanma sıcaklığı düşmektedir. NO_x emisyonlarının azalmasına neden olan yanma sonu sıcaklık düşüşü aynı zamanda yanma hızını yavaşlattığından toplam yanma süresi standart motora göre uzamaktadır. Buhar oranı arttıkça yanma sürecindeki uzamanın da arttığı anlaşılmaktadır. Bu artışa bağlı olarak egzoz sıcaklıkları artmıştır.

5.1.1.6. Buhar püskürtmenin volümetrik verim üzerine etkisi

Şekil 5.14' de motora farklı oranlarda buhar püskürtülmesinin tam yük şartlarında hacimsel verime etkileri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Deneylerin gerçekleştirildiği devirlerde püskürtülen tüm buhar oranlarında volümetrik verimde standart değerlere göre artma ya da azalma yönünde gözlenebilir bir değişim meydana gelmemiştir.

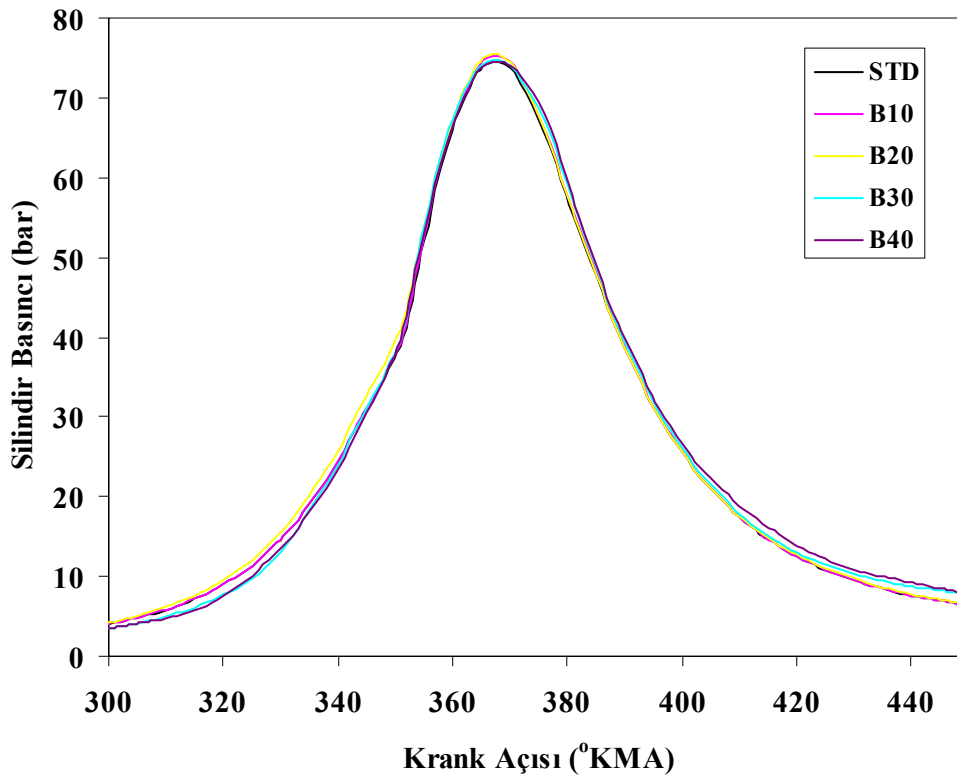


Şekil 5.14. Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak volümetrik verimdeki değişim

Standart şartlarda ölçülen maksimum volümetrik verim 1200 d/d' da % 87 dir. Buhar püskürtme durumunda da verim değeri aynı devirde % 87 olarak bulunmuştur. Çalışmada buhar emme kanalına 3 bar basınç altında püskürtülmüştür. Volümetrik verimi etkilememesi için emme supabının hemen arkasına ve emme supabı açık durumda iken püskürtme gerçekleştirilmiştir. Bu sebeplerden dolayı volümetrik verimde dikkate değer bir değişim meydana gelmemiştir.

5.1.2. Tam yük şartlarında buhar püskürtmenin silindir içi basınç değişimine etkisi

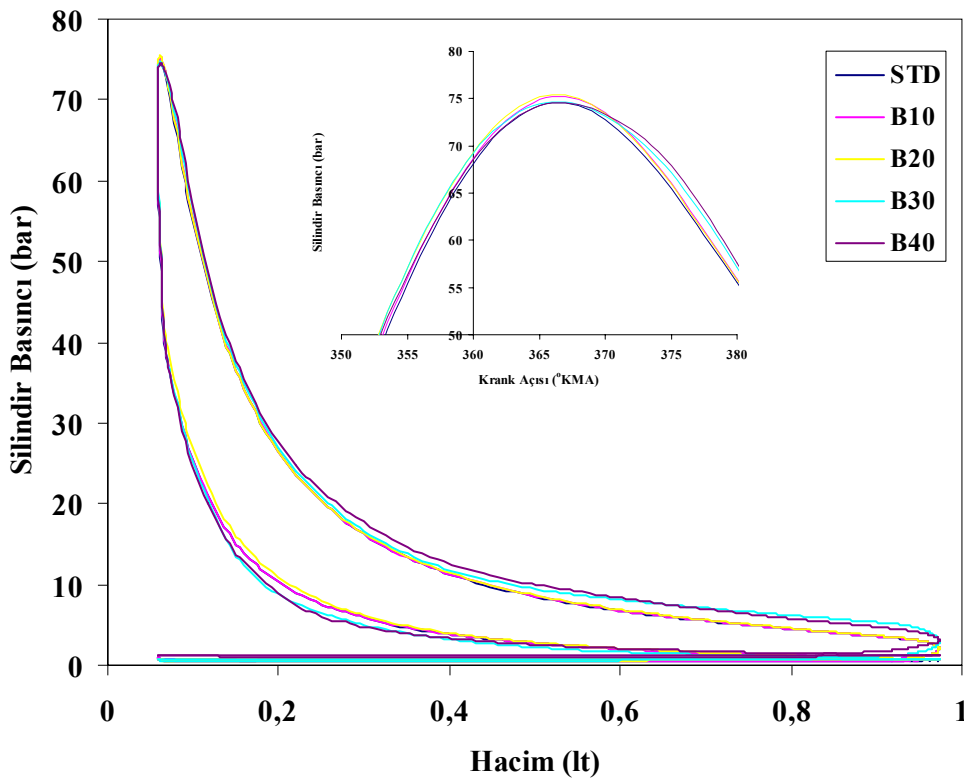
Motora farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda elde edilen basınç değerlerinin krank açısına bağlı olarak değişimi Şekil 5.15' de, basıncın hacme göre değişimi ise Şekil 5.16' da görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi maksimum efektif gücün elde edildiği B20 buhar oranında maksimum basınç değeri elde edilmiştir. Maksimum basınç ÜÖN' dan 8 °KMA' dan sonra meydana gelmiştir.



Şekil 5.15. Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak basıncın KMA göre değişimi

Kaynaklarda [70,77] silindir içerisine gönderilen su damlacıklarının mikro patlamalarla yakıtın standart duruma göre çok daha küçük damlacıklara bölünmesiyle yanma veriminin iyileştiği vurgulanmaktadır. Basınç grafikleri incelendiğinde B20 buhar oranında bu etkinin sonucu olarak basıncın standart duruma göre arttığı görülmektedir. Motor efektif güç ve verimindeki artışın nedeni bu karışım oranında mikro patlamalara bağlı olarak yanma veriminde meydana gelen iyileşmeden kaynaklandığı söylenebilir. Buhar oranındaki artışa bağlı olarak efektif

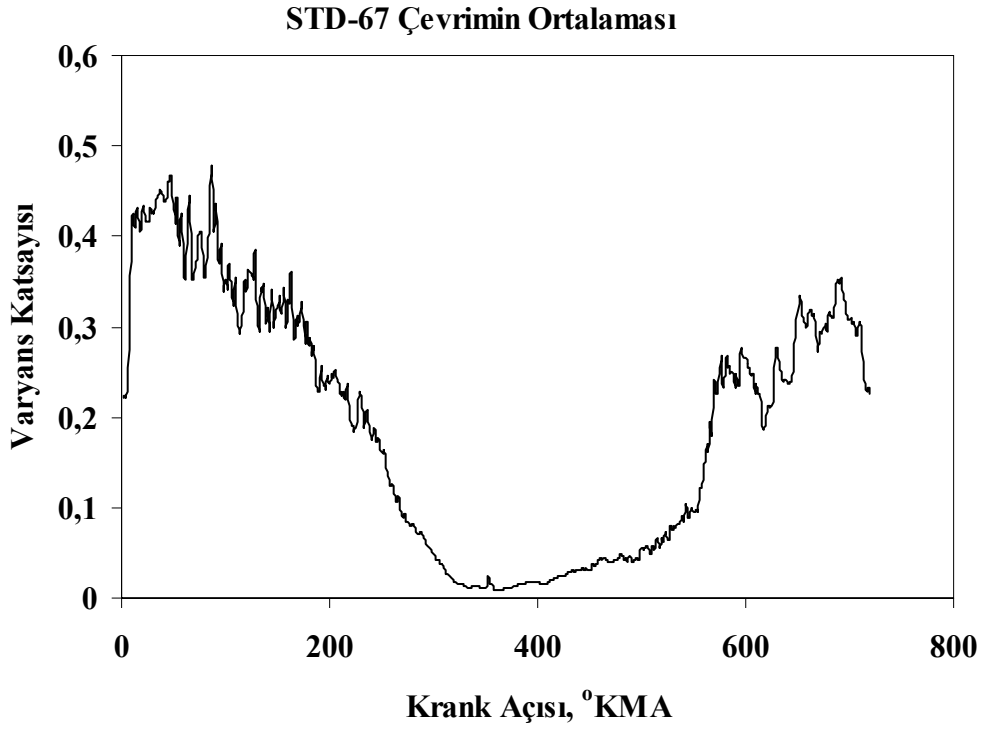
güçteki artışla birlikte egzoz sıcaklığındaki artışın nedeni şu şekilde açıklanabilir: Maksimum yanma basıncından sonra buharla çalışma koşullarında standart motora kıyasla basınç artışının yüksek seyretmesi pozitif işte artışa neden olduğu için efektif güç artmaktadır. Ancak grafiklerden toplam yanma süresinin de uzadığı anlaşılmaktadır. Şekil 5.16' da artan buhar oranlarında maksimum basıncın gerçekleştiği krank açılarından sonra basınç eğrisinin standart motor basınç eğrisine göre yukarıda seyrettiği görülmektedir. Bu seyir, egzoz işlemine kadar bu şekilde sürdüğü için egzoz sıcaklığı da artan buhar oranlarıyla birlikte artma göstermektedir.



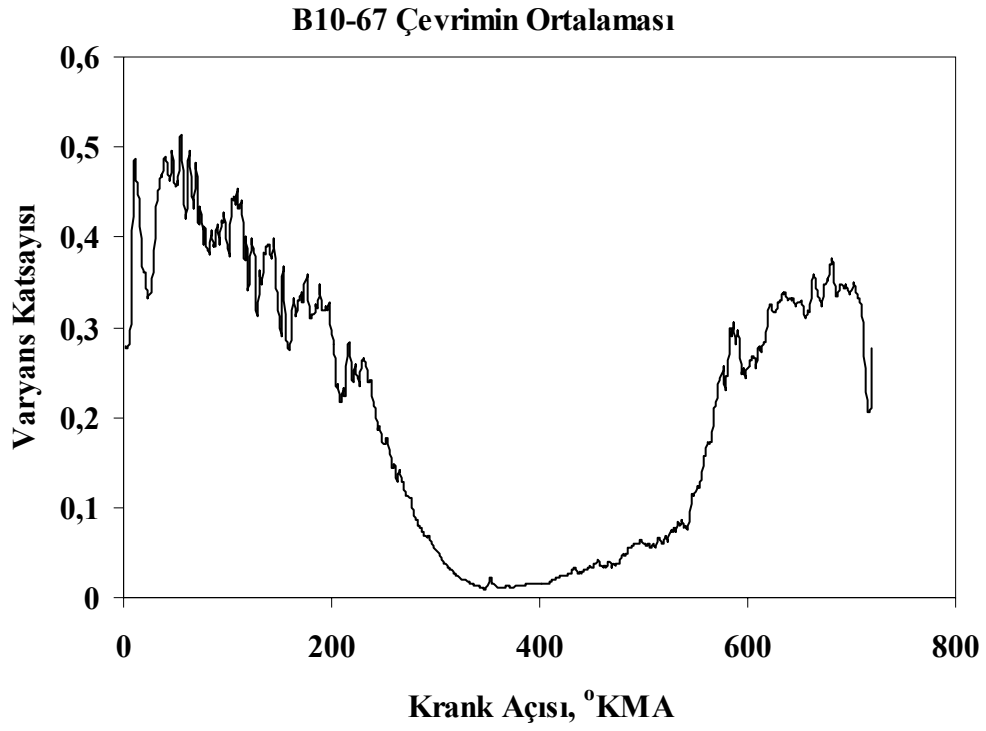
Şekil 5.16. Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak basıncın hacme göre değişimi

B0, B10, B20, B30 ve B40 buhar oranlarında 67 çevrimin ortalama basıncındaki değişimleri varyans katsayısının krank açısına göre değişimi Şekil 5.17 – 5.21 arasında görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi varyans katsayısı değişimi emme ve egzoz süreçlerinde daha yüksek, yanma sürecinde ise çok küçük değerlerdedir. B10 ve B20 buhar oranlarında elde edilen varyans katsayısının krank açısına göre değişim eğrisi, standart motor değerleriyle uygunluk göstermektedir. B30 ve B40 buhar püskürtme oranlarında ise, yanma esnasındaki varyans katsayısı

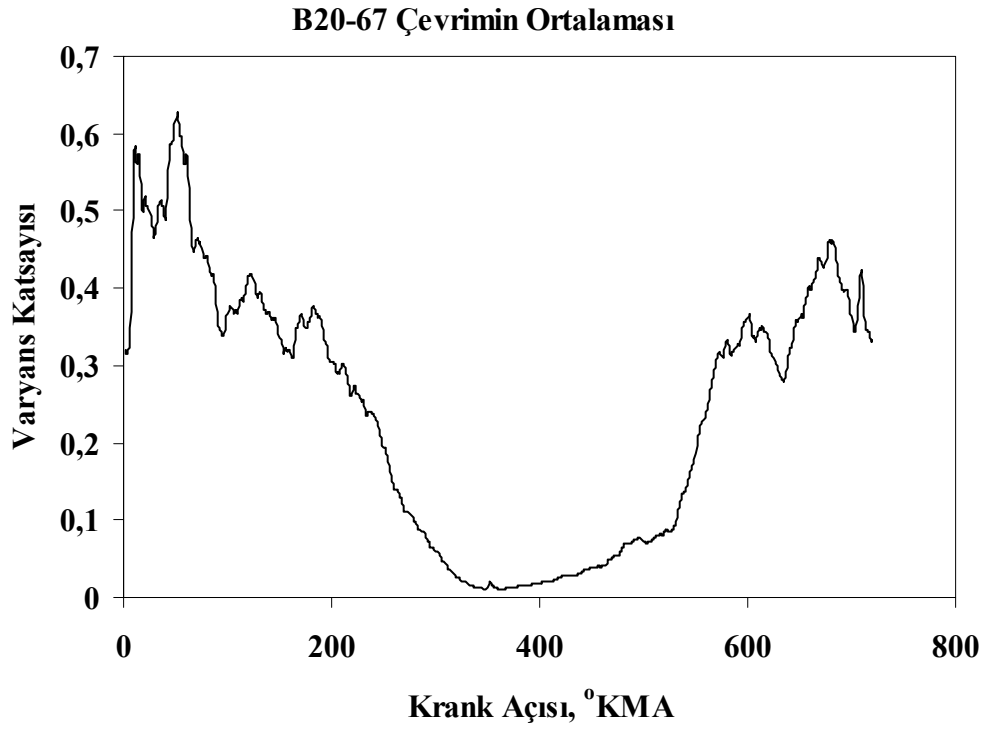
değişimi standart motor değerlerine göre artış göstermektedir. Dolayısıyla maksimum efektif verimin elde edildiği B20 buhar oranından sonraki oranlarda çevrimsel farklılıklar bir miktar artış göstermektedir. Ancak, varyans katsayısı değişimi B30 ve B40 buhar oranlarında artış gösterse de, değişimler çok küçük aralıkta gerçekleştiğinden motorun çevrimsel çalışması üzerine buharın etkisi dikkate değer oranda değildir.



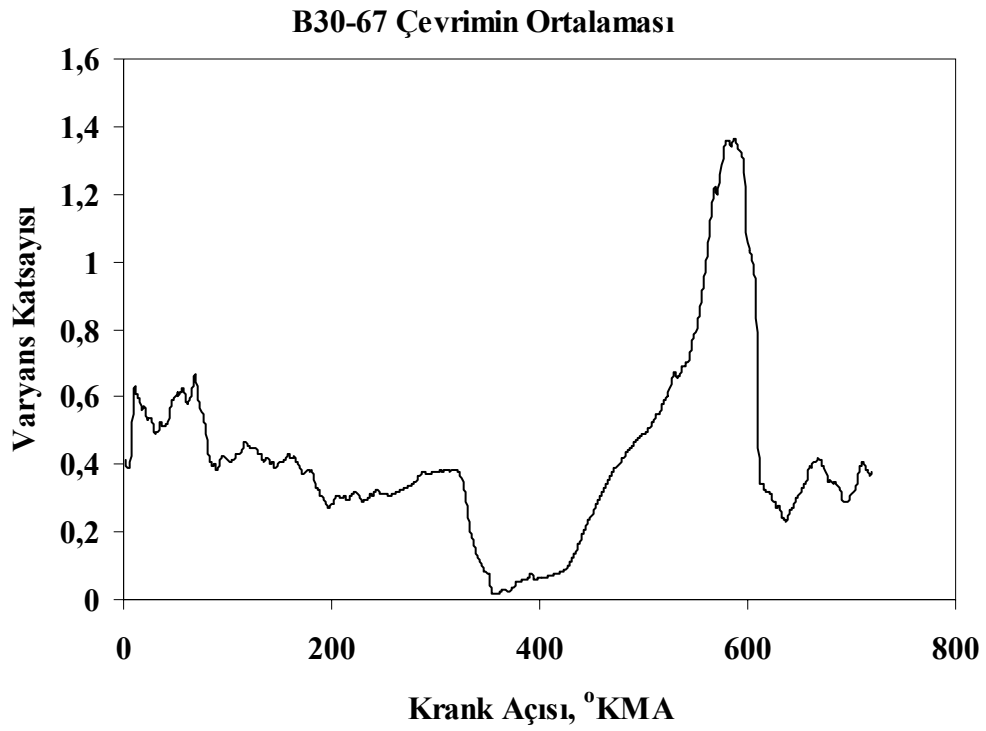
Şekil 5.17. Standart durumda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi



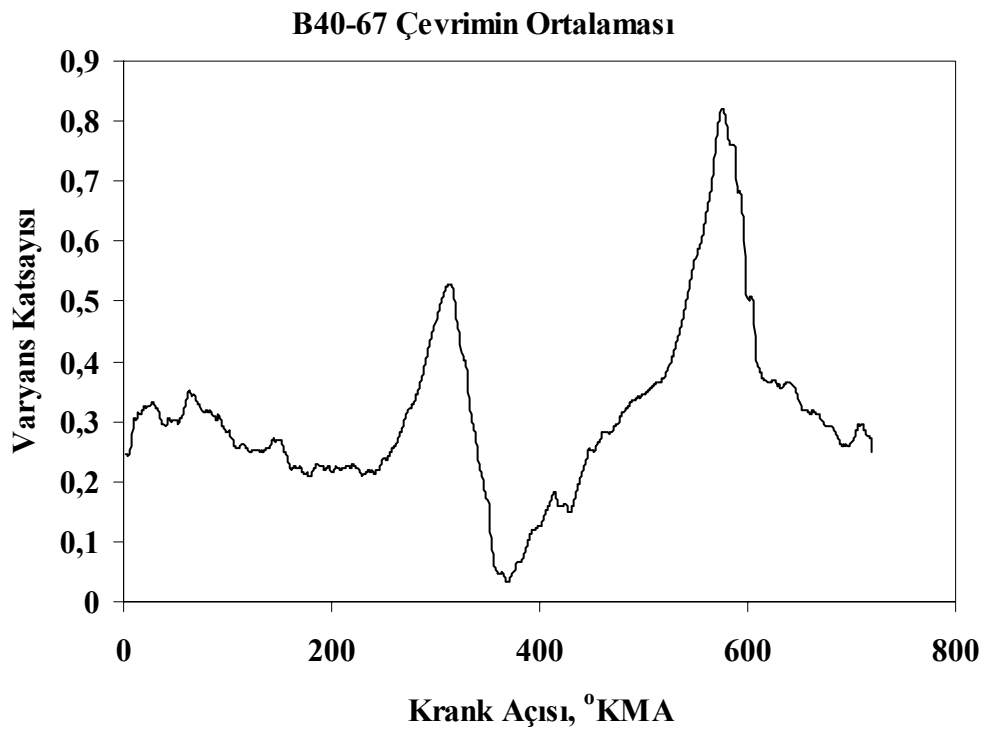
Şekil 5.18. B10 durumunda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi



Şekil 5.19. B20 durumunda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi



Şekil 5.20. B30 durumda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi

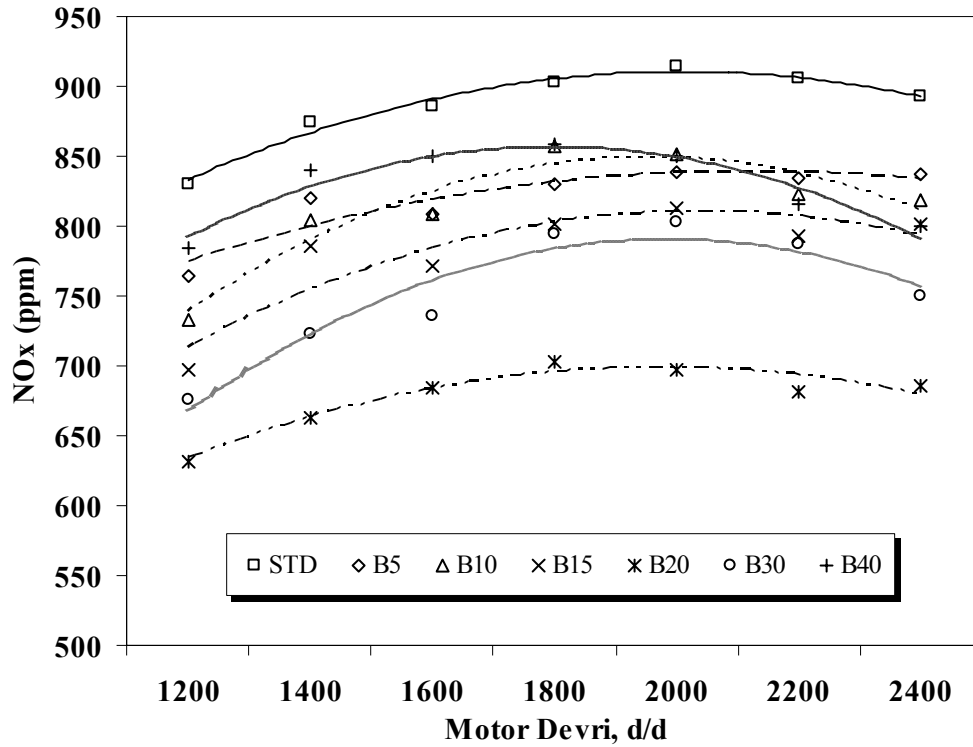


Şekil 5.21. B40 durumda varyans katsayısının krank açısına göre değişimi

5.1.3. Tam yük şartlarında buhar püskürtmenin motor emisyon karakteristikleri üzerine etkisi

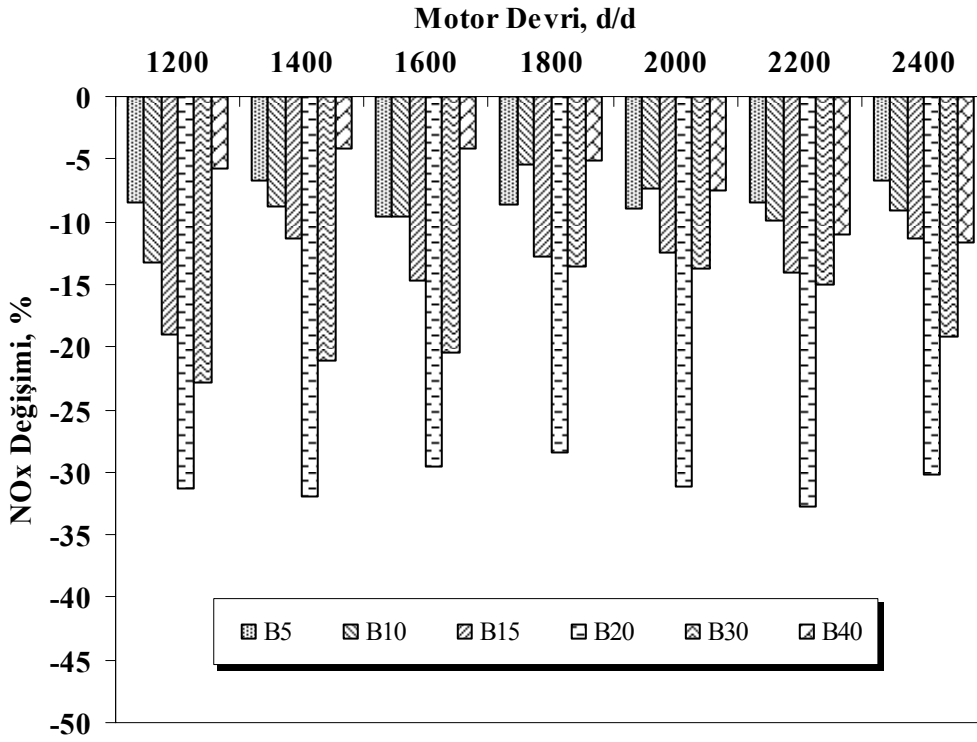
5.1.3.1. Buhar püskürtmenin NO_x emisyonları üzerine etkisi

Tam yük şartlarında dizel yakıtı ve emme manifolduna farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda ölçülen NO_x emisyonundaki değişimler Şekil 5.22' de görülmektedir. Şekil 5.23' de ise farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda ölçülen NO_x emisyonunun standart değerlere göre yüzde değişimleri görülmektedir. Motora buhar püskürtülmesi durumunda NO_x emisyonlarında standart değerlere göre dikkate değer oranda azalmalar kaydedilmiştir. NO_x emisyonundaki maksimum azalma 2200 d/d' da % 20 buhar püskürtme oranında % 33 olarak ölçülmüştür. Bu motor devrindeki diğer buhar püskürtme oranlarındaki azalmalar ise; B5' de % 9, B10' da %10, B15' de % 14, B30' da % 15 ve B40' da % 11 olarak ölçülmüştür. Standart motor maksimum NO_x değeri 2000 d/d' da 915 ppm iken B20 durumunda maksimum değer 1800 d/d' da 703 ppm olarak ölçülmüştür.



Şekil 5.22. Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak NO_x emisyonundaki değişim

Motora emme periyodunda farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda standart motordaki NO_x değerlerine göre maksimum azalma oranları B5' de 1600 d/d' da % 10; B10' da 1200 d/d' da % 13; B15' de 1200 d/d' da % 19; B20' de 2200 d/d' da % 33; B30' da 1200 d/d' da % 23 ve B40' da 2400 d/d' da % 12 olarak ölçülmüştür.

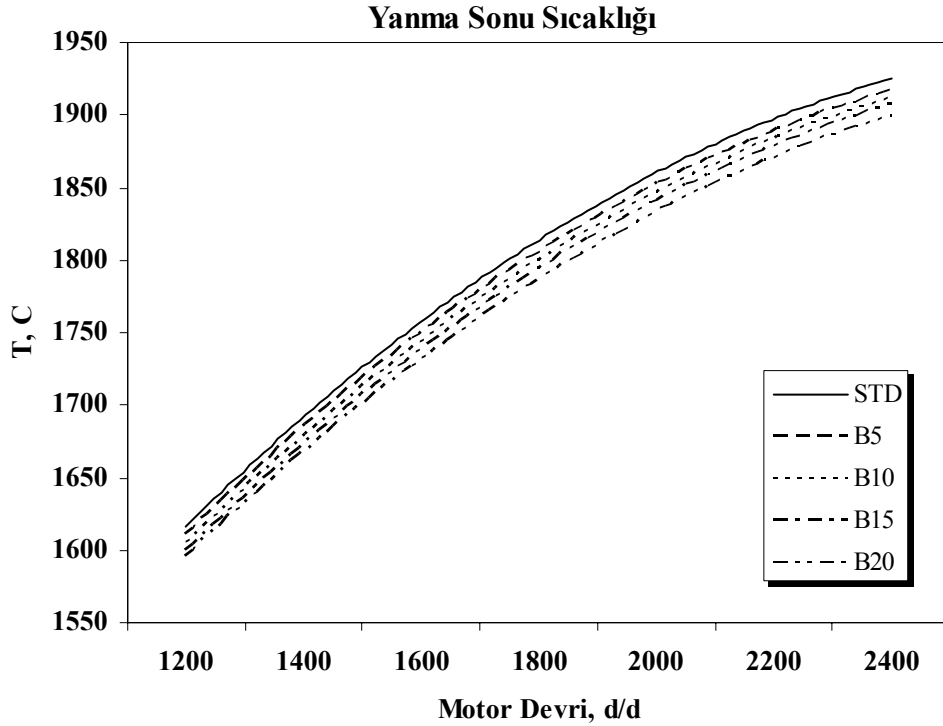


Şekil 5.23. Püskürtülen buhar oranına bağlı olarak NO_x ' un STD duruma göre değişimi

İçten yanmalı motorlarda NO_x emisyonu reaksiyonları HFK ve yanma sonucu ulaşılan yüksek sıcaklıklardan oldukça etkilenmektedir. Motora buhar püskürtülmesi durumunda hacimsel verimde dikkate alınmayacak kadar az değişimlerin olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.14 farklı oranlarda buhar püskürtülmesine bağlı olarak hacimsel verimdeki değişimi göstermektedir. Buharın emme supabının hemen gerisine, emme supabının açık olduğu zamanda püskürtülmesi nedeni ile hacimsel verimde gözlenebilir bir değişim görülmemiştir. Bu durumda NO_x emisyonlarının azalmasına neden olan tek faktörün püskürtülen su buharının ısı kapasitesinin yüksek olmasıdır. Suyun özgül ısısı yaklaşık olarak havanın özgül ısısından dört kat yüksektir. Silindire dolun esnasında motora giren havanın içerisine buhar püskürtülmesi durumunda yanma ürünleri karışımının standart duruma göre özgül ısılarına bağlı olarak ısı kapasiteleri atmaktadır. Yanma ürünlerinin ısı kapasitesinin

artması motor silindir içi maksimum yanma sıcaklığının düşmesine neden olmaktadır. Yanma sonu maksimum sıcaklığın düşmesi NO_x emisyonu oluşum hızını yavaşlattığından dolayı buhar enjektörü durumunda motordan salınan NO_x emisyon değerlerinde azalmalar görülmüştür.

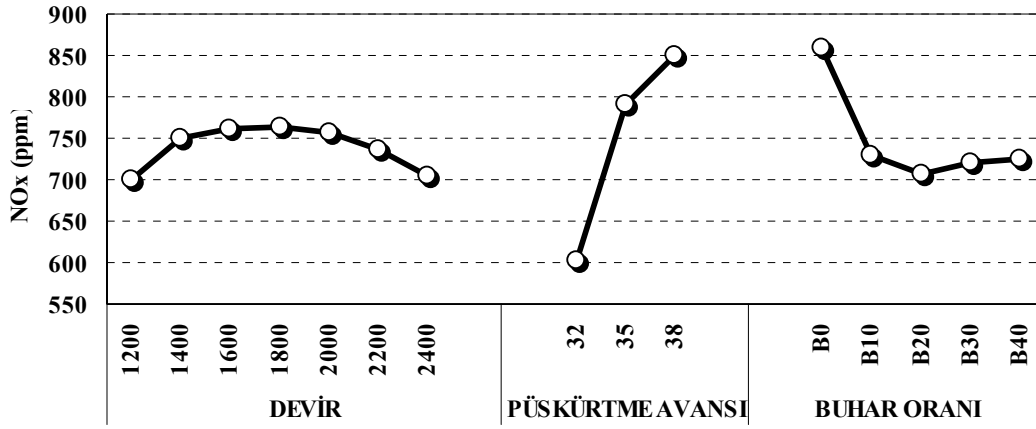
Geliştirilen teorik modelde, motora farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda yanma sonucu ulaşılan maksimum sıcaklık değişimi hesaplanmıştır. Su buharı yanma havası içerisine karıştırıldığında teorik modelde karışımının mol miktarı ve buna bağlı olarak özgül ısıları hesaplanmıştır. Buhar yüzdesi arttıkça, özgül ısıların değişiminin yanma sonu sıcaklığını etkilediği görülmektedir. Kurulan teorik model vasıtasıyla buhar yüzdesine bağlı olarak hesaplanan yanma sonu sıcaklık değerleri Şekil 5. 24' de görülmektedir. Şekil incelendiğinde yanma sonu maksimum sıcaklığının püskürtülen buhar oranı arttıkça azaldığı görülmektedir.



Şekil 5.24. Buhar oranına bağlı olarak yanma sonu maksimum sıcaklığındaki değişim

Şekil 5.25' de NO_x emisyonu üzerine faktörlerin ortalama değerlerinin etkisi göstermektedir. En iyi sonuç 1200 ve 2400 d/d, 32 derece statik avansı ve B20

şartlarında gözlenmiş, bu şartlara göre % 99.9 güven aralığı için buhar oranının etkisi 21.6 (F tablo değeri) dir.

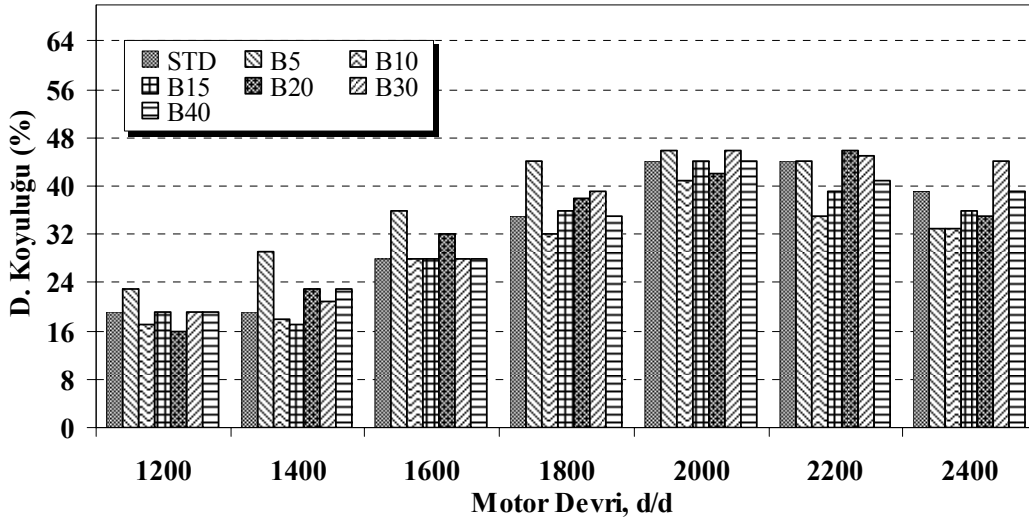


Şekil 5.25. NO_x emisyonları için faktörlerin ortalama değerleri

Şekil 5.25' den de görüldüğü gibi püskürtme avansının azaltılması NO_x emisyonlarını düşürmektedir. Ancak avansın düşürülmesi motor performansını olumsuz etkilemektedir. Bu sebeple test edilen motor için optimum püskürtme avansı 35 derecedir. Bu avans değerinde NO_x emisyonu için en uygun çalışma şartları, 1200 ve 2400 d/d ve B20 durumunda elde edilmektedir.

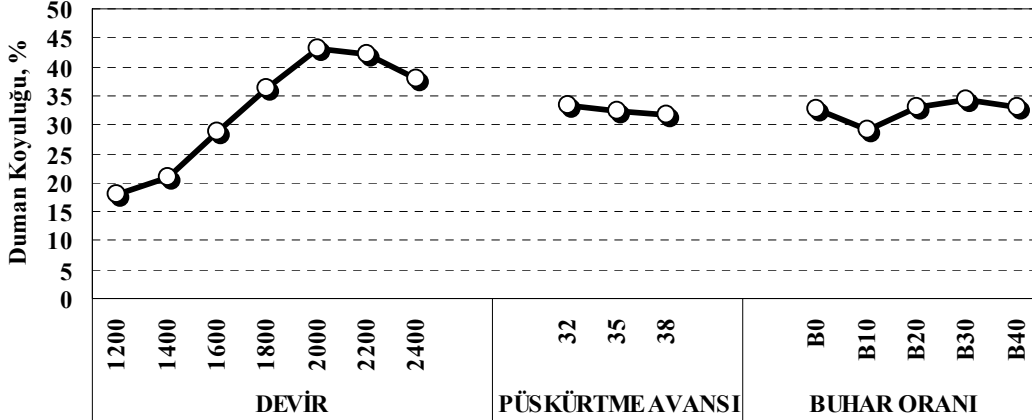
5.1.3.2. Buhar püskürtmenin duman koyuluğu üzerine etkisi

Şekil 5.26' da tam yük şartlarında farklı buhar püskürtme oranlarında açığa çıkan duman koyuluğu emisyonlarının standart şartlarda ölçülen değerlerle karşılaştırması görülmektedir. Buhar püskürtülmesi durumunda duman koyuluğunda dikkate değer bir değişim gözlenmemekle birlikte % 10 buhar püskürtme oranında duman koyuluğunda bir miktar azalma olduğu tespit edilmiştir. Standart şartlarda ölçülen maksimum duman koyuluğu 2000 d/d' da % 44, % 10 buhar püskürtülmesi durumunda ölçülen maksimum değer ise 2000 d/d' da % 41 dir.



Şekil 5.26. Buhar oranına ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki değişim

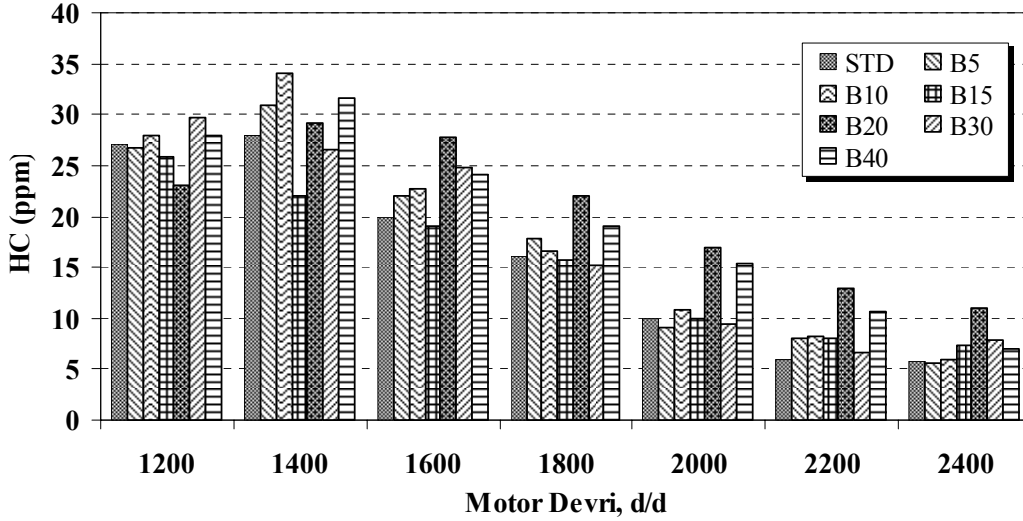
Şekil 5.27' de açığa çıkan duman koyuluğu üzerine faktörlerin ortalama değerleri görülmektedir. Duman koyuluğu için optimum çalışma şartları 1200 d/d, 38 derece püskürtme avansı ve % 10 buhar püskürtme oranında elde edilmiştir.



Şekil. 5.27. Duman koyuluğu emisyonu için faktörlerin ortalama değerleri

5.1.3.3. Buhar püskürtmenin hidrokarbon (HC) emisyonu üzerine etkisi

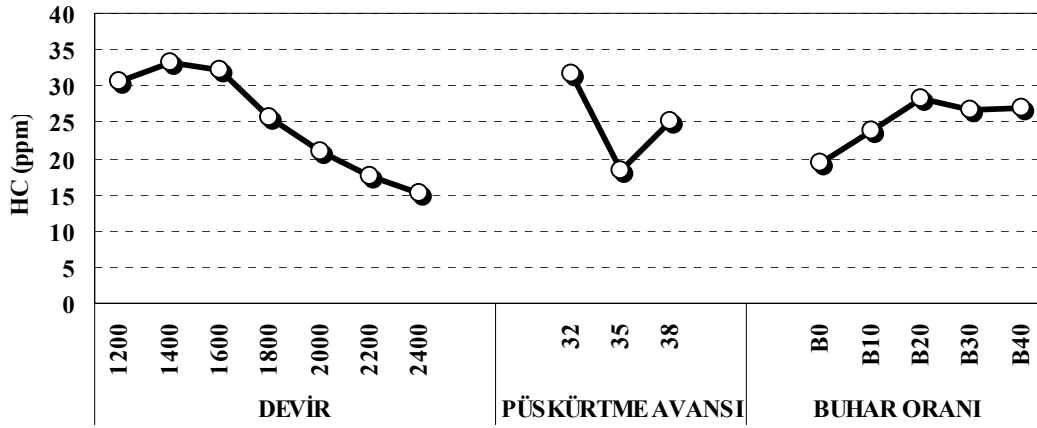
Motora farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda ölçülen HC emisyonları ile standart şartlarda ölçülen HC değerlerinin karşılaştırılması Şekil 5.28' de görülmektedir.



Şekil 5.28. Motor devri ve buhar oranına bağlı olarak ölçülen HC değerlerindeki değişimler

Buhar enjektisi durumunda motordan salınan HC emisyonu değerlerinde standart duruma göre dikkate değer bir değişim görülmemiştir. Standart şartlarda maksimum HC değeri 1400 d/d' da 28 ppm dir. Maksimum değişimin olduğu durumda ise; 1400 d/d ve % 10 buhar püskürt oranında 34 ppm olarak ölçülmüştür. Aynı devir şartlarında % 15 buhar oranında ise HC emisyon değeri 22 ppm olarak ölçülmüştür. Değerlerdeki bu değişimlere baktığımızda buhar püskürtme durumunda HC emisyonlarında artma ya da azalma yönünde dikkat edilecek bir değişim gözlenmemiştir. Tablo 4.5' de HC için emisyon cihazının belirsizlik değeri ± 12 ppm dir. Genel olarak standart durumda ve farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda ölçülen HC değerlerinin belirsizlik sınırı içerisinde kaldığı görülmüştür. Dolayısıyla HC emisyonlarında artma ya da azalmadan bahsetmek ölçüm cihazının belirsizlik sınırları dikkate alındığında anlamsız kalmaktadır. Belirsizlik limitleri de dikkate alındığında HC emisyonunda ciddi bir değişim olmaması su buharı püskürtülmesinden HC emisyonlarının etkilenmediği sonucu çıkarılabilir.

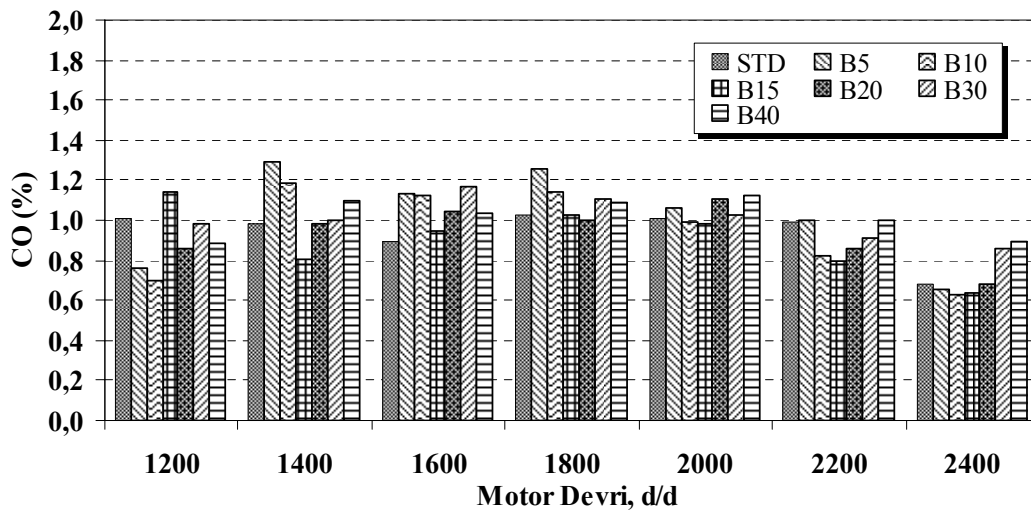
Şekil 5.29' da HC emisyonu üzerine faktörlerin ortalama değerleri görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi HC emisyonu için en uygun şartlar 2400 d/d, 35 derece püskürtme avansı ve buhar püskürtme durumunda B30 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.29. HC emisyonu için faktörlerin ortalama değerleri

5.1.3.4. Buhar püskürtmenin karbon monoksit (CO) emisyonu üzerine etkisi

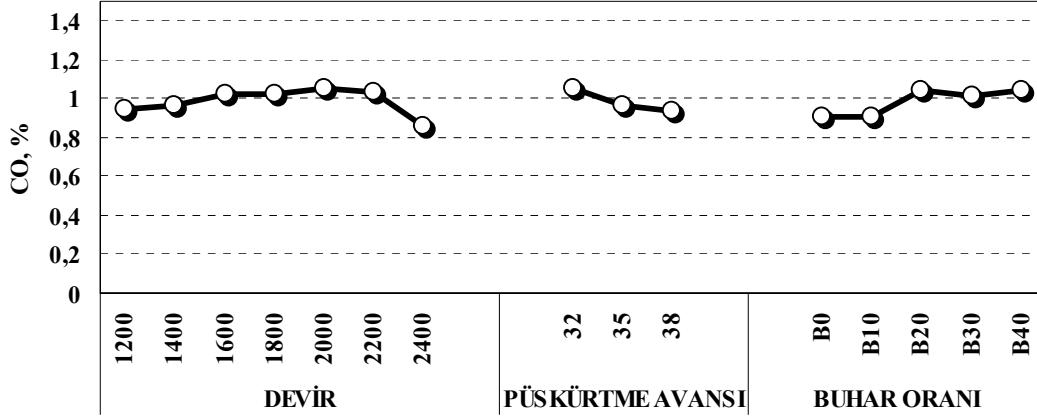
Şekil 5.30' da tam yük şartlarında farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda açığa çıkan CO emisyonlarının standart şartlarda ölçülen değerlerle karşılaştırması görülmektedir. Buhar püskürtülmesi durumunda CO emisyonlarında dikkate değer bir değişim gözlenmemiştir. Standart şartlarda ölçülen maksimum CO değeri 1800 d/d' da % 1.02, buhar püskürtülmesi durumunda ölçülen maksimum CO değeri ise 1400 d/d' da % 1.29 dur.



Şekil 5.30. Buhar oranı ve motor devrine bağlı olarak ölçülen CO değerlerindeki değişimler

Şekil 5.31' de CO emisyonu üzerine faktör seviyelerinin ortalama değerleri görülmektedir. Yapılan Ki Kare testi sonucunda CO emisyonu için optimum çalışma

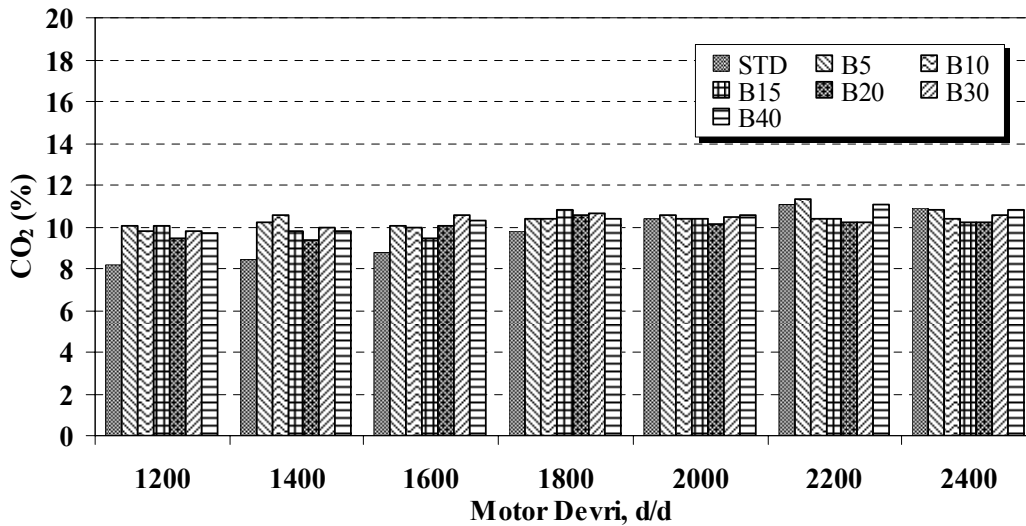
şartlarının 2400 d/d, 38 derece püskürtme avansı ve % 10 buhar püskürtme oranında elde edildiği gözlenmiştir.



Şekil. 5.31. CO emisyonu için faktörlerin ortalama değerleri

5.1.3.5. Buhar püskürtmenin karbon dioksit (CO₂) emisyonu üzerine etkisi

Şekil 5.32' de tam yük şartlarında farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda açığa çıkan CO₂ emisyonlarının standart şartlarda ölçülen değerlerle karşılaştırması görülmektedir.

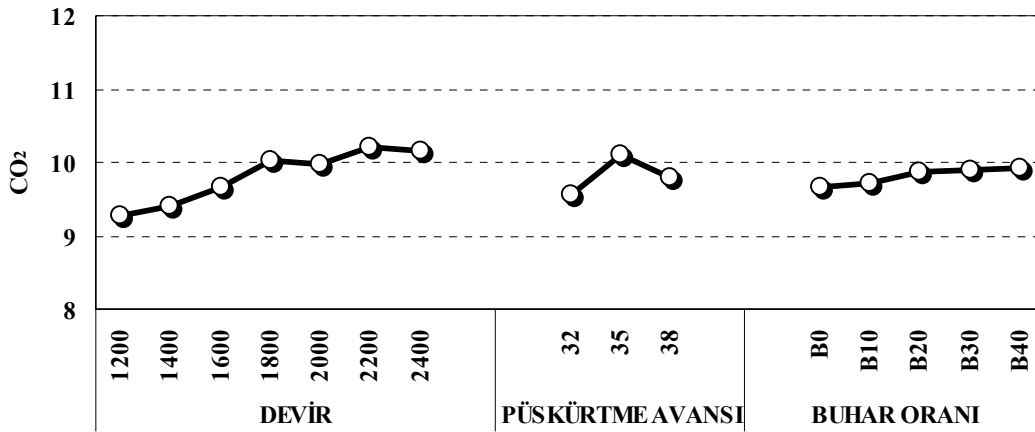


Şekil 5.32. Buhar oranı ve motor devrine bağlı olarak ölçülen CO₂ emisyonundaki değişimler

Ölçümler esnasında kullanılan cihazın çalışma hatası dikkate alındığında, buhar püskürtülmesi durumunda CO₂ emisyonlarında dikkate değer bir artmanın olmadığı

görülmektedir. Dolayısıyla, CO₂ emisyonundaki değişimler ihmal edilebilecek seviyededir. Standart şartlarda ölçülen maksimum CO₂ değeri 2200 d/d' da % 11.08, buhar püskürtülmesi durumunda ölçülen maksimum CO₂ değeri ise 2200 d/d' da % 11.30 dur.

Şekil 5.33' de CO₂ emisyonu üzerine faktör seviyelerinin ortalama değerleri görülmektedir.



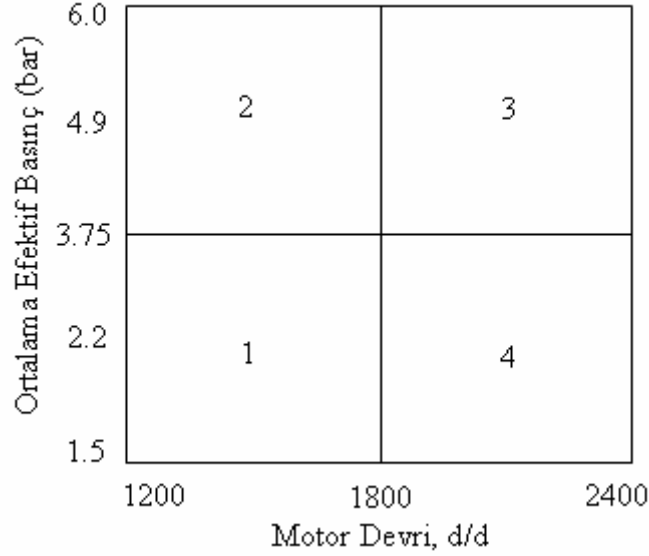
Şekil. 5.33. CO₂ emisyonu için faktörlerin ortalama değerleri

Ki kare istatistik yöntemi ile yapılan çalışma neticesinde elde edilen varyans analizi sonuçları tüm parametreler için Tablo 5.1' de verilmiştir. Tablo incelendiğinde motora püskürtülen buhar oranının CO₂ emisyonu üzerine % 95, % 99 ve % 99.9 güven aralıklarında etkisi görülmemiştir. CO₂ emisyonu için belirlenen optimum çalışma şartları 1200 d/d, 32 derece püskürtme avansı ve buhar püskürtme durumunda B10 şartlarında elde edilmiştir.

5.2. Kısmi Yük Şartlarında Buhar Püskürtmenin Motor Performans Parametreleri ve NO_x Emisyonu Üzerine Etkisi

Egzoz enerjisinden elde edilen buharın farkı oranlarda motora püskürtülmesi durumunda özgül yakıt sarfiyatı, efektif verim ve NO_x emisyonundaki değişimler motor yükü ve devir değişimine bağlı olarak Şekil 5.35–5.43 arasındaki yumurta eğrilerinde standart motor verileriyle karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Detaylı bir inceleme için yumurta eğrileri Şekil 5.34' de gösterilen 4 ayrı bölgede incelenmiştir.

Bu bölgeler; 1. bölge düşük yük düşük devir, 2. bölge yüksek yük düşük devir, 3. bölge düşük yük yüksek devir, 4. bölge yüksek yük yüksek devirdir.



Şekil 5.34. Deney motorunun çalışma bölgeleri

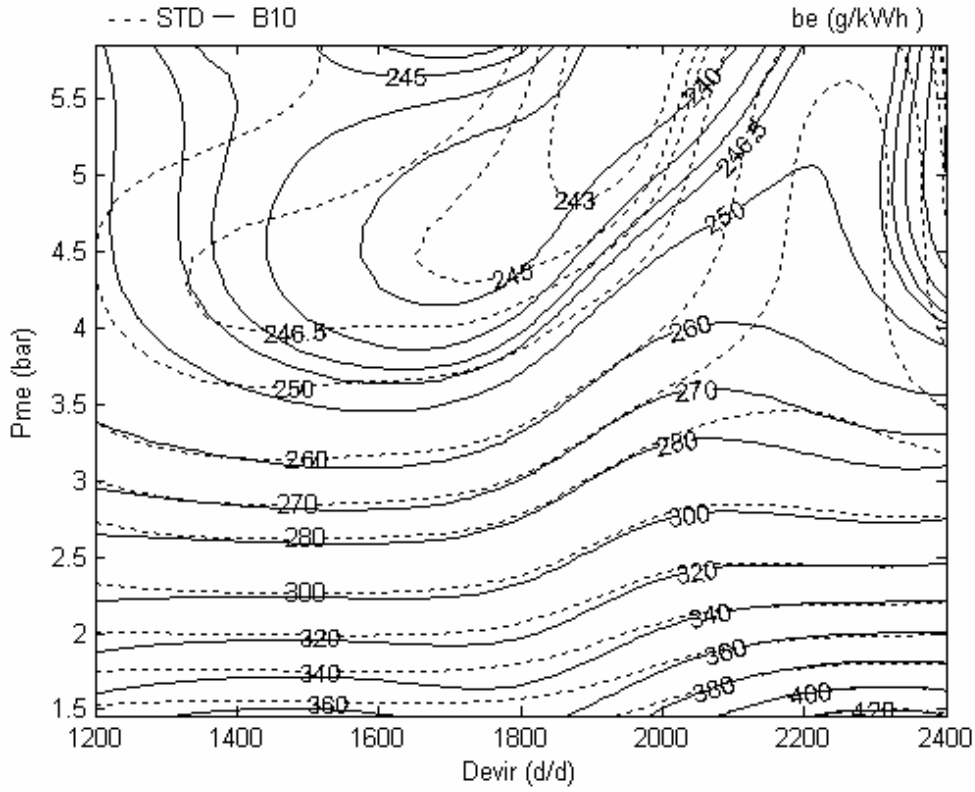
Tablo 5.2. Ortalama efektif basınç değerlerinin motor döndürme momenti olarak eşdeğeri

Ortalama Efektif Basınç (P_{me} , bar)	Moment (M_d , Nm)
5.86	42.96
4.39	32.22
2.93	21.48
1.46	10.74

5.2.1. Buhar püskürtmenin ÖYS üzerine etkisi

Şekil 5.35 ile 5.37 arasında emme manifolduna % 10, % 20 ve % 30 buhar püskürtülmesi durumunda özgül yakıt sarfiyatında meydana gelen değişimler standart motor verileri ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Yumurta eğrileri incelendiğinde buhar püskürtülmesi durumunda özgül yakıt sarfiyatında tüm bölgelerde azalmaların olduğu görülmektedir. Özgül yakıt sarfiyatı açısından tüm buhar püskürtme oranlarında 2 numaralı bölge en uygun bölgelerdir. Şekil 5.28' de B10 ile standart durum özgül yakıt sarfiyatı karşılaştırma yumurta eğrisi görülmektedir.

Motora % 10 buhar püskürtülmesi sonucunda alınan veriler ile standart veriler özgül yakıt sarfiyatı açısından karşılaştırılması yapıldığında, B10 durumunda 1200–1800 d/d ve 3.75–6 bar ortalama efektif basınç aralığındaki bölgede 240 g/kWh'lık özgül yakıt sarfiyatına karşılık standart durumda 245 g/kWh'lık sarfiyat görülmüştür.

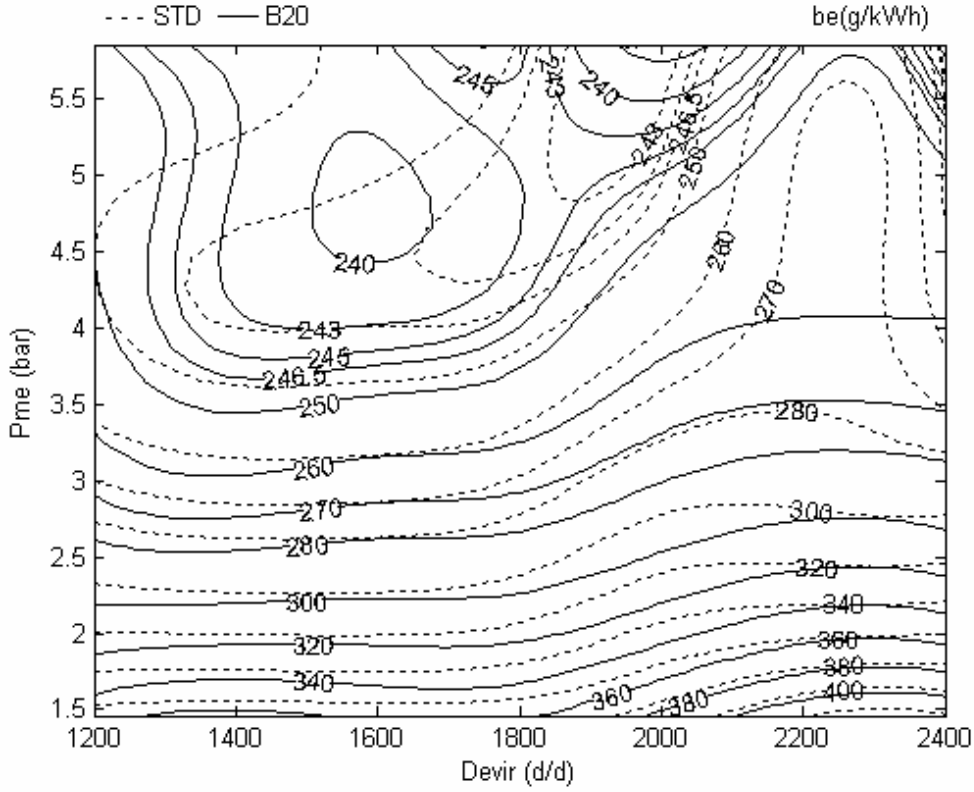


Şekil 5.35. STD şartlarında elde edilen eş özgül yakıt sarfiyat eğrisinin B10 durumuna göre karşılaştırılması

B10 püskürtme oranında standart duruma göre motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatında, 5.86 bar ortalama efektif basınç değerinde, % 0.23–6.51, 4.39 bar' da % 0.63–7.41, 2.93 bar' da % 0.097–1.39, 1.46 bar' da % 0.12–2 arasında azalma meydana gelmiştir.

Şekil. 5.36' da B20 şartlarında elde edilen özgül yakıt sarfiyatı değerlerinin standart şartlarda ele edilen sarfiyat değerleriyle karşılaştırmalı yumurta eğrisi görülmektedir. Motora % 20 buhar püskürtülmesi sonucunda alınan veriler ile standart veriler özgül yakıt sarfiyatı açısından karşılaştırılması yapıldığında, B20 durumunda 1200–1800 d/d ve 3.75–6 bar ortalama efektif basınç aralığındaki bölgede minimum 240 g/kWh'

lık özgül yakıt sarfiyatına karşılık standart durumda 246 g/kWh'lık sarfiyat görülmüştür. B20 durumunda motorun özgül yakıt sarfiyatı açısından en iyi çalışma aralığı 1500 – 1700 d/d devir aralığı ve 4.3-5.4 bar ortalama efektif basınç değerleri arasında meydana gelmiştir.

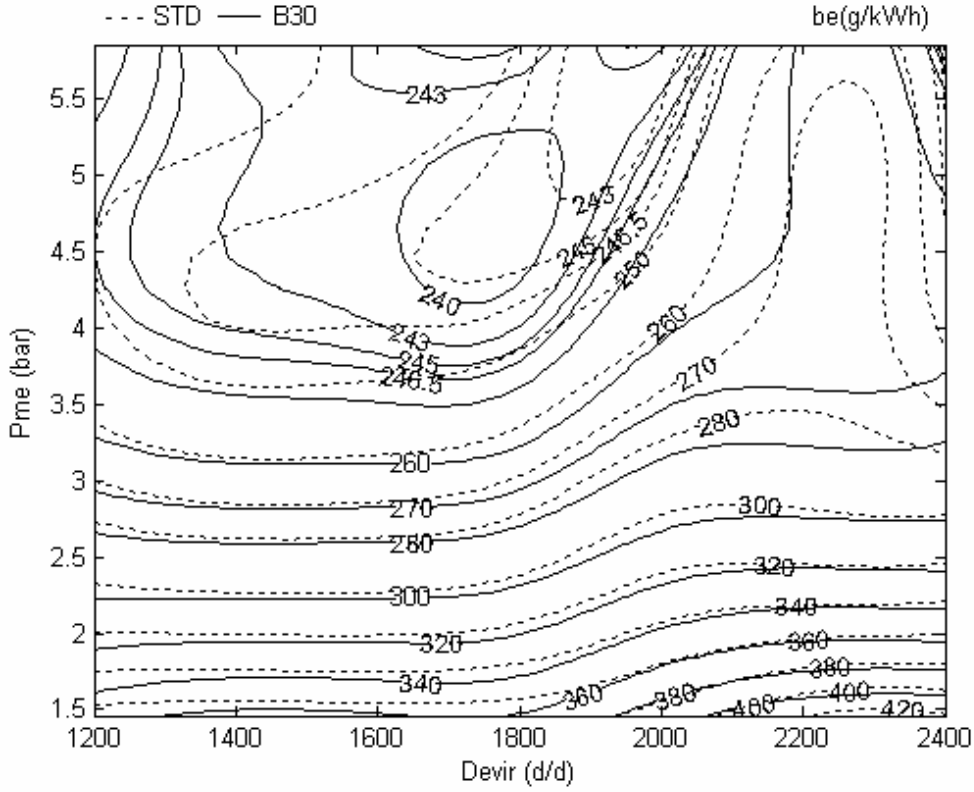


Şekil 5.36. STD şartlarında elde edilen eş özgül yakıt sarfiyat eğrisinin B20 durumuna göre karşılaştırılması

B20 durumunda standart duruma göre motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatında 5.86 bar ortalama efektif basınç değerinde % 0.28–6.48, 4.39 bar' da % 0.17–5.97, 2.93 bar' da % 0.07–3.88, 1.46 bar' da % 0.86–4.19 arasında azalmaların olduğu tespit edilmiştir.

Şekil. 5.37' de B30 şartlarında elde edilen özgül yakıt sarfiyatı değerlerinin standart şartlarda ele edilen sarfiyat değerleriyle karşılaştırmalı yumurta eğrisi görülmektedir. Motora % 30 buhar püskürtülmesi sonucunda alınan veriler ile standart veriler özgül yakıt sarfiyatı açısından karşılaştırılması yapıldığında, B30 durumunda 1200–1800 d/d ve 3.75–6 bar ortalama efektif basınç aralığındaki bölgede minimum 240 g/kWh'

lık özgül yakıt sarfiyatına karşılık standart durumda 246 g/kWh' lik sarfiyat görülmüştür. B30 durumunda motorun ÖYS açısından optimum çalışma aralığı 1600–1900 d/d ile 4.2–5.4 bar ortalama efektif basınç değerlerinde meydana gelmiştir.



Şekil 5.37. STD şartlarında elde edilen eş özgül yakıt sarfiyat eğrisinin B30 durumuna göre karşılaştırılması

B30 durumunda standart şartlara göre motor devrine bağlı olarak ÖYS' da, 5.86 bar ortalama efektif basınç değerinde % 0.33 – 4.44, 4.39 bar' da % 1.12–4.25, 2.93 bar' da % 0.07–3.87, 1.46 bar' da % 0.7–4.1 arasında azalmalar meydana gelmiştir.

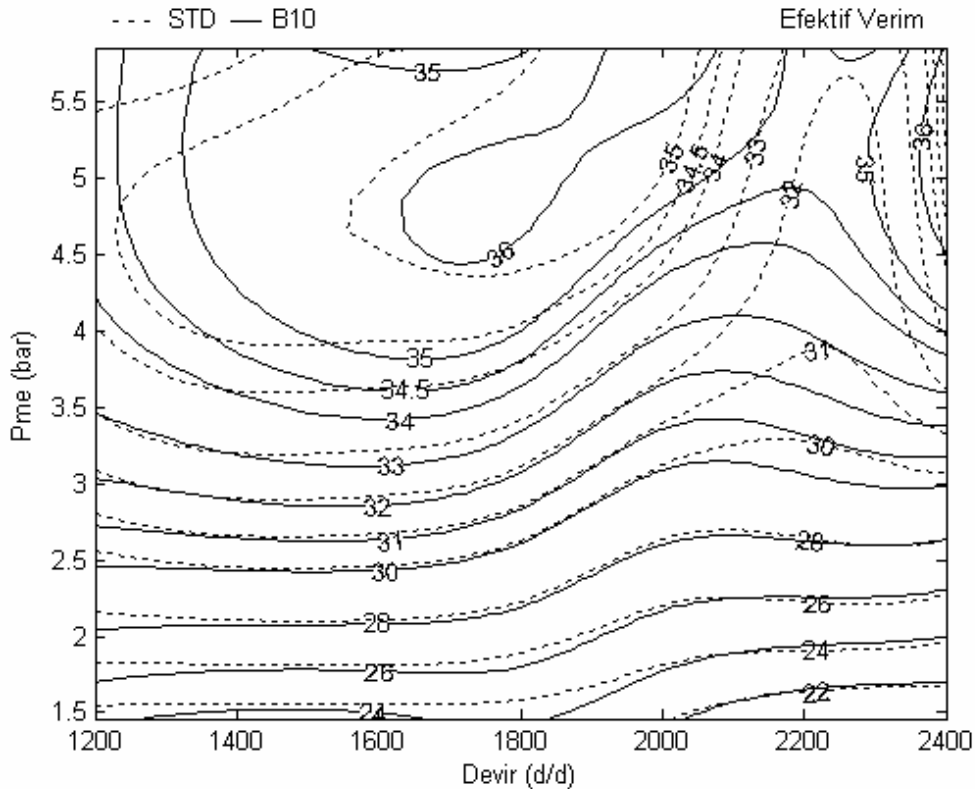
5.2.2. Buhar püskürtmenin efektif verim üzerine etkisi

Egzoz enerjisinden elde edilen buharın motora emme periyodunda enjeksiyonunun değişken yük ve devir durumuna bağlı olarak efektif verim üzerine etkileri standart motor verim değerleri ile karşılaştırmalı olarak Şekil 5.38 ile 5.40 arasında verilmiştir. Şekillerde verilen yumurta eğrileri incelendiğinde, buhar püskürtmeli

durumlarda motor efektif veriminde standart koşullara göre tüm bölgelerde artmaların olduğu görülmektedir.

Efektif verim açısından % 10 ve % 30 buhar püskürtme oranlarında 2 ve 3 numaralı bölgeler, % 20 buhar püskürtme oranında ise 2 numaralı bölge en uygun bölgedir.

Şekil 5.38’ de B10 ile standart durum efektif verim karşılaştırma yumurta ergisi görülmektedir. Motora % 10 buhar püskürtülmesi sonucunda alınan veriler ile standart veriler efektif verim açısından karşılaştırılması yapıldığında, B10 durumumda 1600–2100 d/d ve 4–6 bar ortalama efektif basınç aralığındaki bölgede maksimum efektif verim % 36 ölçülmesine karşılık standart durumda % 35 olarak ölçülmüştür. B10 durumunda elde edilen maksimum efektif verim çalışma bölgesi diğer buhar püskürtme oranlarından daha geniş bir yer işgal etmektedir.

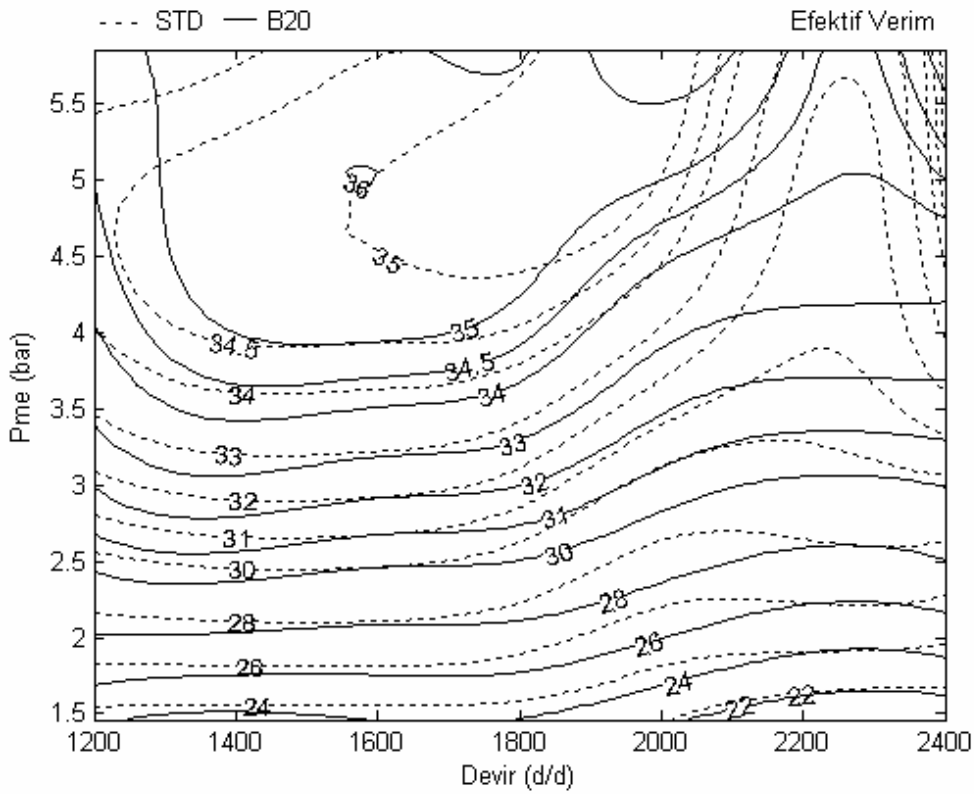


Şekil 5.38. STD şartlarında elde edilen eş efektif verim eğrisinin B10 durumuna göre karşılaştırılması

% 10 buhar püskürtülmesi durumunda standart şartlara göre motor devrine bağlı olarak efektif verimde, 5.86 bar ortalama efektif basınç değerinde; % 0.23 – 6.11,

4.39 bar ortalama efektif basınç değerinde; % 0.48–6.91, 2.93 ortalama efektif basınç değerinde; % 0.09–1.37, 1.46 ortalama efektif basınç değerinde; % 0.12–4.45 arasında artmalar meydana geldiği tespit edilmiştir.

Şekil. 5.39’ da B20 şartlarında elde edilen efektif verim değerlerinin standart şartlarda ele edilen verim değerleriyle karşılaştırmalı yumurta eğrisi görülmektedir. B20 püskürtülmesi sonucunda alınan veriler ile standart veriler efektif verim açısından karşılaştırılması yapıldığında, B20 şartlarında 2. bölgede maksimum efektif verim % 36 ölçülmesine karşılık standart durumda % 35 olarak ölçülmüştür. B10 durumunda elde edilen maksimum efektif verim çalışma bölgesi standart motor optimum çalışma bölgesine göre çok daha küçük bir bölümde elde edilmiştir.

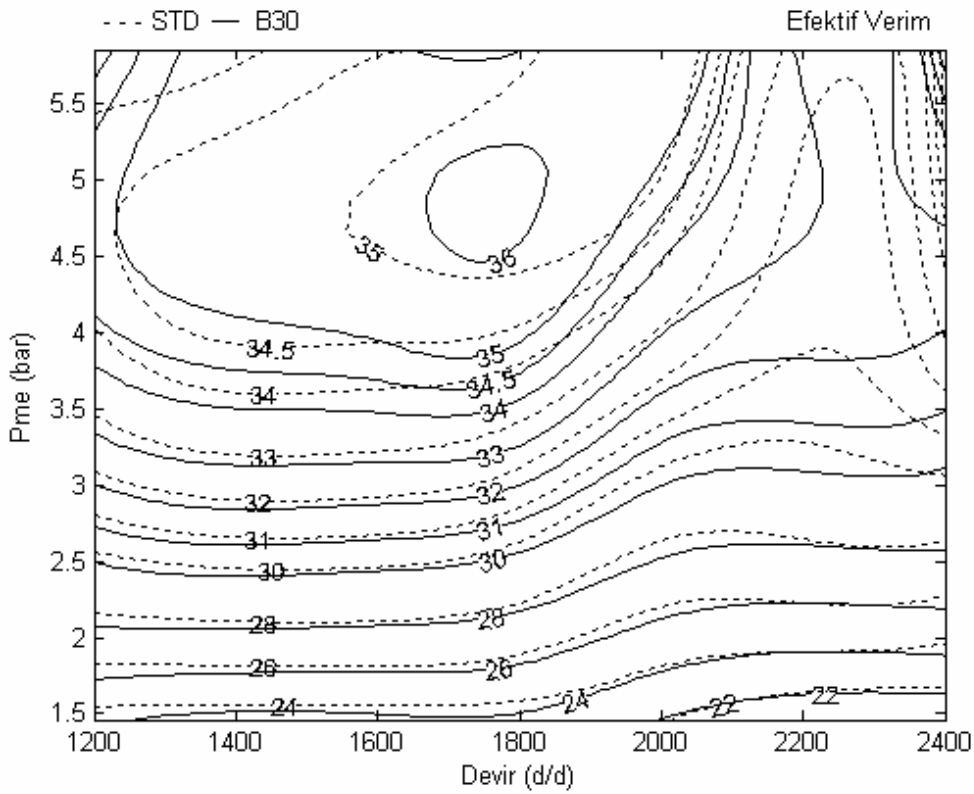


Şekil 5.39. STD şartlarında elde edilen eş efektif verim eğrisinin B20 durumuna göre karşılaştırılması

B20 püskürtülmesi durumunda standart şartlara göre motor devrine bağlı olarak efektif verimde, 5.86 bar ortalama efektif basınç değerinde; % 0.28 – 6.08, 4.39 bar ortalama efektif basınç değerinde; % 0.17–5.6, 2.93 ortalama efektif basınç

değerinde; % 0.07–3.7, 1.46 ortalama efektif basınç değerinde; % 0.85–3.47 arasında artmalar meydana geldiği tespit edilmiştir.

Şekil. 5.40’ da B30 şartlarında elde edilen efektif verim değerlerinin standart şartlarda ele edilen verim değerleriyle karşılaştırmalı yumurta eğrisi görülmektedir. Motor emme hattına % 30 buhar enjektresi şartlarında elde edilen veriler ile standart şartlarda elde edilen veriler efektif verim açısından karşılaştırılması yapıldığında, B30 şartlarında 1600–1900 d/d ve 4–6 bar ortalama efektif basınç aralığındaki bölgede maksimum efektif verim % 36 ölçülmesine karşılık standart durumda % 35 olarak ölçülmüştür. Efektif verim açısından B30 durumunda elde edilen optimum çalışma bölgesi B20 şartlarında elde edilen çalışma durumuna göre daha geniştir.

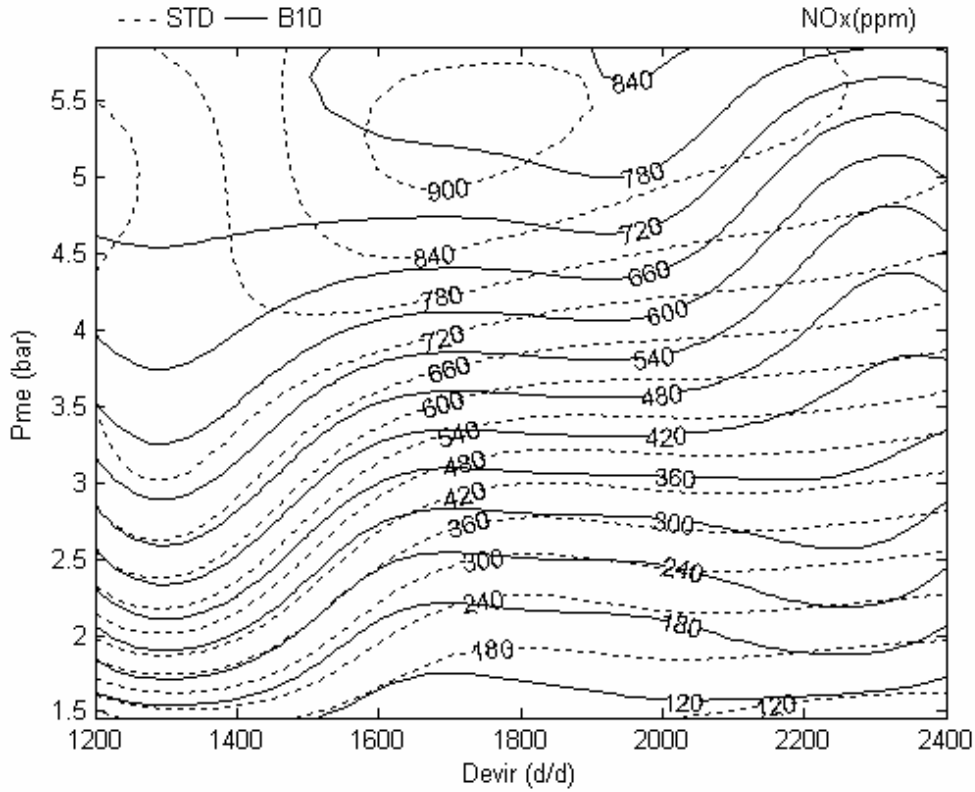


Şekil 5.40. STD şartlarında elde edilen eş efektif verim eğrisinin B30 durumuna göre karşılaştırılması

B30 püskürtülmesi durumunda standart şartlara göre motor devrine bağlı olarak efektif verimde, 5.86 bar ortalama efektif basınç değerinde % 0.33 – 4.25, 4.39 bar’ da % 1.11–4.08, 2.93 bar’ da % 0.08–1.67, 1.46 bar’ da % 0.72–3.94 arasında artmaların meydana geldiği tespit edilmiştir.

5.2.3. Buhar püskürtmenin NO_x emisyonları üzerine etkisi

Motora farklı oranlarda (% 10, % 20 ve % 30) buhar püskürtülmesi sonucunda ölçülen NO_x emisyonu miktarları ile standart şartlarda ölçülen emisyon değerleri motor devir ve gücüne bağlı olarak Şekil 5.41 – 5.42 arasında eş eğrilerle karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekillerde verilen eş eğriler incelendiğinde motora püskürtülen tüm buhar oranlarında standart değerlere göre NO_x emisyonlarında dikkate değer oranda azalmaların olduğu görülmektedir. Buhar püskürtülmesi durumunda NO_x açısından optimum çalışma aralığı standart duruma göre daha geniş bir alana sahiptir. NO_x emisyonları silindir içi sıcaklığın yüksek olduğu yük şartlarında daha fazla açığa çıkmaktadır. Yumurta eğrileri incelendiğinde bu sonuç rahatlıkla görülebilmektedir.

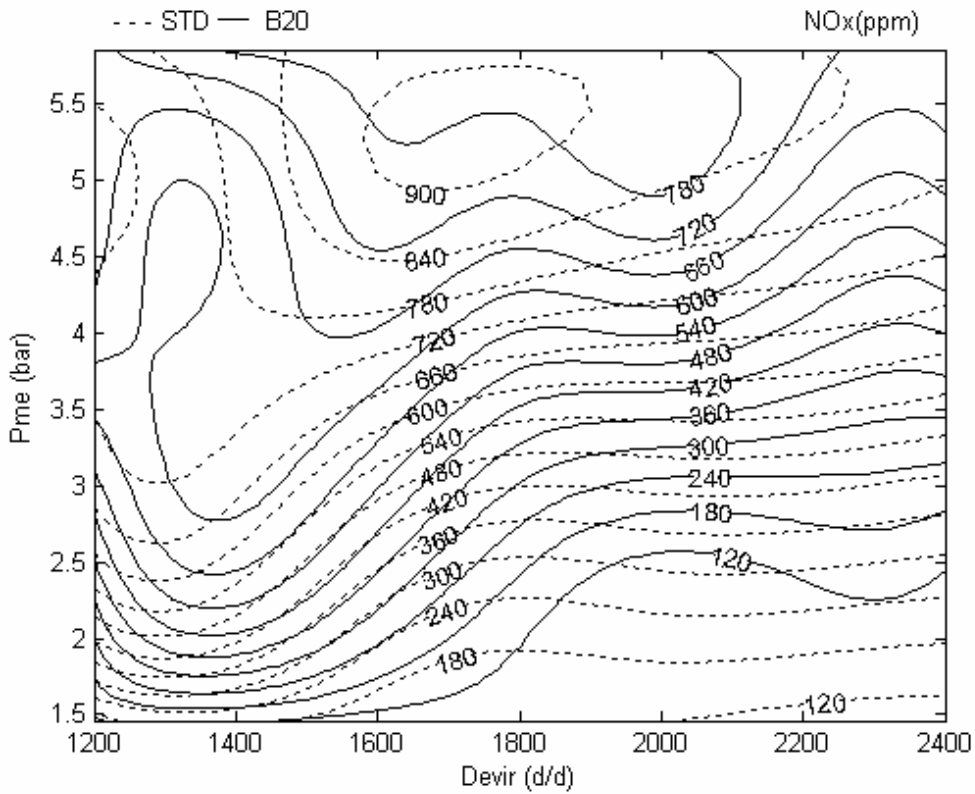


Şekil 5.41. STD şartlarında elde edilen eş NO_x eğrisinin B10 durumuna göre karşılaştırılması

Şekil 5.41' de B10 ile standart durumda ölçülen NO_x emisyonu değerleri karşılaştırma yumurta eğrisi görülmektedir. Standart şartlarda 1600–2000 d/d ile 4.8-5.7 bar ortama efektif basınç değerleri arasında maksimum NO_x miktarı 900 ppm

iken, B10 püskürtme oranında 1500-2300 d/d ile 5-5.8 bar ortalama efektif basınç değerleri arasında ölçülen değer 780 ppm dir.

Şekil 5.41' de verilen eş eğri incelendiğinde standart şartlara göre, motor yükünün azalmasına bağlı olarak B10 püskürtme oranında NO_x emisyonundaki azalma oranının düştüğü görülmektedir. Kısmi yük şartlarında B10 oranında NO_x emisyonunda maksimum azalma % 10,29 olarak saptanmıştır.

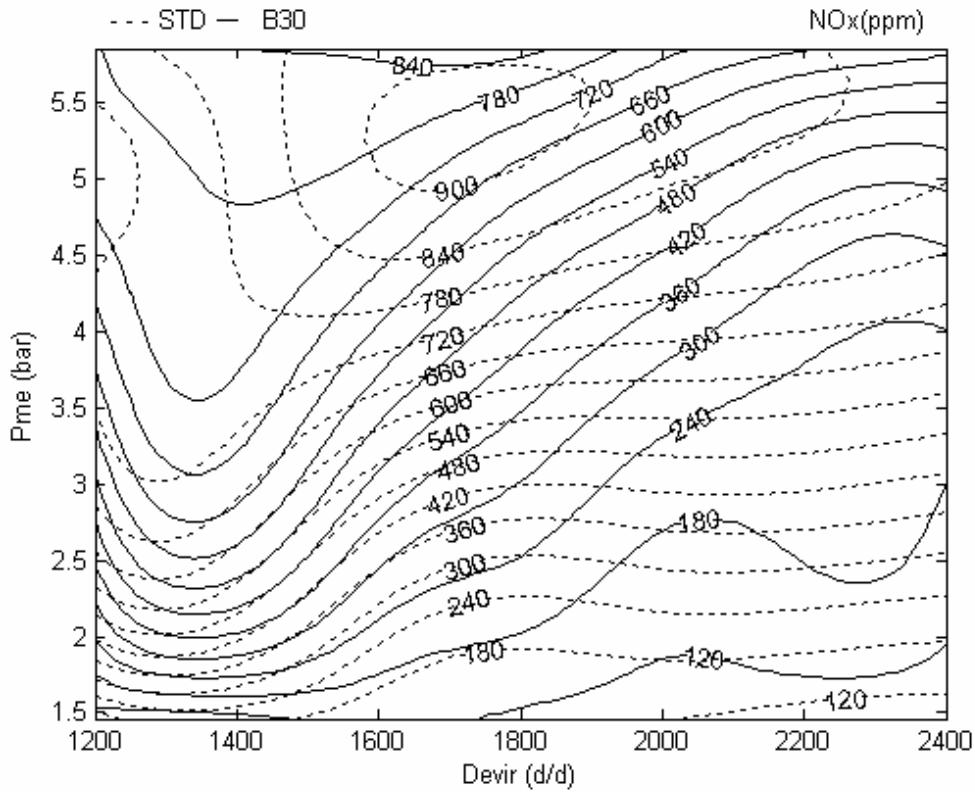


Şekil 5.42. STD şartlarında elde edilen eş NO_x eğrisinin B20 durumuna göre karşılaştırılması

Şekil 5.42' de % 20 oranında buhar püskürtülmesi şartlarında okunan NO_x emisyonu değerleri ile standart şartlarda elde edilen emisyon değerlerinin karşılaştırma eş eğrisi görülmektedir. Tam yük şartlarında NO_x emisyonundaki maksimum azalma B20 şartlarında elde edilmiştir. Kısmi yüklerde de % 20 buhar oranı NO_x emisyonu için diğer buhar oranlarından daha iyi sonuç vermiştir. Standart şartlarda motordan salınan maksimum NO_x miktarı 1600 – 2000 d/d ile 4.8 – 5.7 bar ortalama efektif basınç değerleri arasında 900 ppm iken, B20 şartlarında salınan maksimum NO_x

miktarı 1300 – 2200 d/d ile 4.7 – 5.8 bar ortalama efektif basınç değerinde 780 ppm olarak ölçülmüştür.

Şekil 5.43’ de % 30 oranında buhar püskürtülmesi şartlarında okunan NO_x emisyonu değerleri ile standart şartlarda elde edilen emisyon değerlerinin karşılaştırma eş eğrisi görülmektedir. Standart şartlarda motordan salınan maksimum NO_x miktarı 1600 – 2000 d/d ile 4.8 – 5.7 bar ortalama efektif basınç değerleri arasında 900 ppm iken, B30 şartlarında salınan maksimum NO_x miktarı 2. bölgede 780 ppm olarak ölçülmüştür. Standart değerlere göre % 30 buhar oranında NO_x emisyonlarında maksimum % 25.3 oranında azalma olmuştur.



Şekil 5.43. STD şartlarında elde edilen eş NO_x eğrisinin B30 durumuna göre karşılaştırılması

NO_x emisyonu açısından standart duruma göre motora farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda motorun optimum çalışma bölgelerinde genişlemeler olmuştur.

BÖLÜM 6. GENEL DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, dizel motorlarından kaynaklanan NO_x emisyonlarının azaltılması üzerinde durulmuştur. Bu amaçla, emme havası içerisine su buharı püskürme yöntemi direkt enjeksiyonlu, su soğutmalı bir dizel motorunda denenmiştir. Çalışmada, egzoz gazının ısısından elde edilen su buharının farklı oranlarda (% 5, % 10, % 15, % 20, % 30 ve % 40), emme periyodunda değişen yük ve devir durumlarına bağlı olarak elektronik kontrollü enjektör vasıtasıyla silindire gönderilmesi durumunda performans parametreleri ve emisyon karakteristiklerindeki değişimler, standart motor verileri ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca avans değişiminin buhar püskürtme üzerine etkisi 3 farklı avans değeri için araştırılmıştır. Deneyler sonucunda elde edilen veriler Ki Kare Yöntemi ile analiz edilmiştir.

Motora püskürtülen tüm buhar oranlarında elde edilen moment ve güç değerleri tüm motor devri ve yük durumunda standart motor verilerinden daha yüksek bulunmuştur. Moment ve efektif güçte maksimum artma % 20 buhar oranında ve % 2.5 olarak saptanmıştır.

Optimum çalışma şartlarının belirlenmesi için Ki Kare testi uygulanmış ve % 99.9 güven aralığına göre, efektif gücün 2400 d/d, 35 derece püskürtme avansı ve B20 deney şartlarında; momentin ise 1600 d/d, 35 derece püskürtme avansı ve B20 deney şartlarında maksimuma ulaştığı görülmüştür.

Yapılan tüm buhar püskürtme oranlarında özgül yakıt sarfiyatında test edilen tüm devir ve yük şartlarında standart motor özgül yakıt sarfiyatına göre azalmalar meydana gelmiştir. Maksimum azalma % 20 buhar püskürtme oranında 1200 d/d' da % 4.8 olarak tespit edilmiştir.

Özgül yakıt sarfiyatı açısından Ki Kare testi sonuçları, % 99.9 güven aralığında incelendiğinde optimum çalışma şartlarının 1200 d/d, 35 derece püskürtme avansı ve B20 püskürtme oranında elde edildiği görülmüştür.

Deneylerin gerçekleştirildiği tüm şartlarda, motora buhar püskürtülmesi durumunda efektif verimde standart motor verim değerlerine göre artmalar görülmüştür. Maksimum artma oranı 1200 d/d ve % 20 buhar oranında görülmüştür.

Ki Kare testi yönteminde % 99.9 güven aralığında efektif verim açısından saptanan optimum çalışma şartlarının 1400 d/d, 35 derece püskürtme avansı ve B20 püskürtme oranında gerçekleştiği görülmüştür.

Motora emme periyodunda buhar püskürtülmesi durumunda standart duruma göre egzoz gaz sıcaklıklarında buhar yüzdesine bağlı olarak artmalar görülmüştür. Buharın yanma sonu sıcaklığını düşürmesinden dolayı reaksiyon hızları yavaşladığı ve toplam yanma süresi uzadığı için yanma egzoz zamanına kadar uzamaktadır. Bu durum egzoz sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. Buhar yüzdesindeki artmaya bağlı olarak egzoz sıcaklığının artması bu görüşü doğrulamaktadır.

Emme havası içerisine farklı oranlarda buhar püskürtülmesi durumunda hacimsel verimde gözlenebilir bir değişim olmamıştır. Buharın emme supabının hemen arkasına ve supabının açık olduğu zaman dilimi içerisinde gönderilmesiyle hacimsel verim kaybının önüne geçildiği anlaşılmaktadır.

Çalışmanın temelini teşkil eden NO_x emisyonları açısından genel bir değerlendirme yapıldığında buhar püskürtülmesi sonucunda dikkate değer sonuçlar elde edilmiştir. Literatürde [19,23], dizel motorlarından salınan NO_x emisyonlarının azaltılması üzerine yapılan çalışmalarda, NO_x emisyonları genel olarak azalmasına karşılık motor performansında kötüleşme ve is emisyonlarında artmalar meydana gelmektedir. Buhar püskürtülmesi durumunda ise NO_x emisyonları ciddi oranda azalırken efektif güç, döndürme momenti ve efektif verim artmaktadır. Bunlara ilave olarak HC, CO, CO₂ ve duman koyuluğu emisyonlarında kötüleşme yönünde kayda değer bir değişim gözlenmemiştir. Belirtilen emisyon değerlerindeki değişimler

ölçümde kullanılan emisyon cihazının belirsizlik değerlerinin sınırları içerisinde kalmaktadır.

NO_x emisyonlarında maksimum azalma % 20 buhar püskürtme oranında 2200 d/d' da % 33 olarak ölçülmüştür. Bu buhar oranında tam yük şartlarında tüm motor devirlerinde standart değerlere oranla % 30' lara varan azalmalar meydana gelmiştir.

NO_x emisyonlarının buhar püskürtme durumunda en düşük emisyonların gerçekleştiği çalışma şartları Ki Kare testine göre, % 99.9 güven aralığında 1200 ve 2400 d/d, 32 derece püskürtme avansı ve B20 püskürtme oranında elde edilmiştir. Motor püskürtme avansının düşürülmesi NO_x emisyonlarını azaltmasına karşılık motor performansını düşürmektedir. Motor performansı ve NO_x açısından optimum püskürtme avansı 35 derece bulunmuştur. Bilindiği üzere, NO_x emisyonunun azalması yanma sıcaklığının azaltılmasıyla sağlanmaktadır. Ancak, sıcaklıktaki azalma oksidasyon hızının yavaşlamasına neden olduğundan is emisyonlarında artma meydana gelmektedir. Buhar enjeksiyonu yapıldığında her ne kadar sıcaklık düşüyorsa da bu düşme su püskürtme veya diğer NO_x emisyonlarını kontrol yöntemlerine göre hızlı bir şekilde gerçekleşmemektedir. Yanma hızı çok yavaş olmadığı için is emisyonundaki artma B20 püskürtme oranındaki duman emisyonlarına oranla oldukça küçüktür. Ayrıca, mikro patlamaların yanma verimini iyileştirmesi maksimum yanma sıcaklığının gerçekleştiği zaman sürecinden sonraki aşamada oksidasyon reaksiyonlarının hızındaki azalmayı önlediği söylenebilir. Ancak, duman emisyonları açısından en uygun püskürtme oranı B10 ve püskürtme avansı 38 derece olarak bulunmuştur. Bu şartlarda NO_x azalma % 13 olmaktadır. Duman emisyonlarında B10 püskürtme oranı ve 38 derece avans şartlarında meydana gelen azalma B20 püskürtme oranı ve 35 derece püskürtme avansına göre deneysel belirsizlikler dikkate alındığında oldukça düşüktür. Dolayısıyla Performans artışı ve NO_x emisyonlarında % 30 azalmaya neden olan B20 ve 35 derece avans şartları motor için en uygun şartlar olarak değerlendirilmiştir.

Buhar püskürtülmesi durumunda standart değerlere göre HC emisyonlarında dikkate değer bir değişim gözlenmemiştir. % 99.9 güven aralığına göre Ki Kare testi

sonuçlarında HC emisyonu için optimum çalışma şartları 2400 d/d, 35 derece püskürtme avansı ve % 10 buhar püskürtme oranında elde edilmiştir.

Motora emme periyodunda buhar püskürtülmesi durumunda ölçülen CO emisyonlarında standart şartlarda ölçülen değerlere göre gözlenebilir bir değişim olmamıştır. Ki Kare testi sonuçları % 99.9 güven aralığına göre değerlendirildiğinde CO emisyonu için optimum çalışma şartları 2400 d/d, 38 derece püskürtme avansı ve % 10 buhar püskürtme oranı değerlerinde elde edilmiştir.

CO₂ emisyonu açısından motora buhar püskürtülmesi durumunda standart şartlara göre artma ya da azalma yönünde bir değişiklik gözlenmemiştir. Ki Kare testi varyans analizi sonuçlarına göre motora buhar püskürtmenin CO₂ emisyonu üzerine % 95, % 99 ve % 99.9 güven aralığında etkisi yoktur.

Dizel motoruna buhar püskürtülmesi durumunda motor performans parametrelerindeki değişimleri hesaplamak için matematik model geliştirilmiştir. Buhar püskürtmenin dizel motoruna etkilerini araştırmak için kurulan matematik modelde hesaplamaların çözümünde EES (Engineerig Equation Solver) programı kullanılmıştır. Geliştirilen matematik modelle motor indike ve efektif parametreler hesaplanarak gerçek değerlerle uygunluğu test edilmiştir. Teorik modelde, değişen ortam sıcaklığına bağlı olarak çevrim boyunca yoğuşmanın meydana geldiği kritik noktalar belirlenmiştir. Yapılan hesaplamada, püskürtülen buharın buharlaşma sınırı dikkate alındığında emme manifoldunun kritik olduğu anlaşılmıştır.

Teorik model neticesinde atık egzoz ısıdan elde edilen buhar emme manifolduna püskürtüldüğünde, buhar oranına bağlı olarak motora ilave bir entalpi girişi olmaktadır. Motora gönderilen buhar, enjektör çıkışına kadar 133 °C sıcaklıktadır. Enjektörde sabit entalpide kısılan doymuş su buharı 0.9 bar emme manifold basıncında kızgın buhar haline gelmektedir. Emme manifolduna püskürtülen kızgın buharın yoğuşma sınırına ulaşmadan silindire girebilmesi için püskürtülecek buharın üst sınırı (yoğuşma sınırı) motorun test edildiği 25 °C, % 60 bağıl nem ve 101.325 kPa şartlarında B20 olarak bulunmuştur.

Bu oran aynı zamanda motor performansı ve NO_x emisyonları açısından en uygun orandır. Hava sıcaklığının düşmesi ve bağıl nemin artması durumunda aynı buhar oranında püskürtme yapabilmek için atık ısı kazanındaki su buharı basıncının artırılması yada emme manifoldunun ısı iletimi düşük bir malzeme ile kaplanarak manifoldtan dış ortama transfer edilen ısının azaltılması gerekir.

Teorik modelden elde edilen efektif parametreler deneysel çalışma ile karşılaştırıldığında, geliştirilen modelin deneysel yolla elde edilen değerlere % 5 hata payı ile uyduğu görülmüştür.

Kurulan model aracılığı ile püskürtülen buhar oranına bağlı olarak silindir içi maksimum yanma sıcaklığının standart şartlara göre değişimi hesaplanmıştır. NO_x emisyonlarının oluşum hızını etkileyen silindir içi maksimum yanma sıcaklığının püskürtülen buhar oranına göre azaldığı görülmüştür. Teorik modelde maksimum sıcaklığın hesaplanmasında özgül ısıların değişiminden yola çıkılarak hesaplamalar yapılmıştır. Normal şartlarda çalışma durumunda silindir içerisine atmosfer havası doldurulmaktadır. Motora buhar püskürtülmesi durumunda ise silindire atmosfer havası + su buharı karışımı doldurulmaktadır. Suyun özgül ısısı yaklaşık olarak havanın 4 katıdır. Bu durumda buhar oranına bağlı olarak yanma ürünlerinin özgül ısıları buhar püskürtme durumunda artmaktadır. Özgül ısıdaki bu artış reaksiyon esnasında su buharının diğer elemanlara göre 4 kat daha fazla ısı çekmesine neden olmaktadır. Bu ısı çekimi yanma odasından sağlandığından silindir içi sıcaklığın düşmesine neden olmaktadır. Yapılan hesaplamada yoğunlaşma sınırındaki % 20 buhar oranında maksimum yanma sıcaklığındaki düşme ortalama 25 °C olarak hesaplanmıştır.

Buhar püskürtme yöntemi ile yapılan çalışma sonuçları dikkate alındığında aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

1- Emülsife yakıt kullanılması durumunda karışım yüzdesinin sabit olması nedeniyle, soğuk çalışma ve geçici çalışma koşullarına göre değişiklik yapılamamaktadır. Buhar püskürtme sisteminde püskürtülecek buhar miktarı

elektronik olarak esnek bir şekilde kontrol edilebildiğinden geçici çalışma koşullarındaki olumsuzluklar ortadan kaldırılmıştır.

2- Bedford ve diğ., [50] yanma sonucunda yoğuşan suyun yağlama yağı içerisinde biriktiğini ve yağın özelliğini bozarak motordaki çalışan aksamaların aşınma hızlarını artırdığını ifade etmektedir. Buhar enjeksiyon sisteminde, yanma odasına gönderilen suyun emme periyodunda iken buhar fazında gönderilmesi sağlanmıştır. Buhar enjeksiyonunun emme supabının açılmasından 50–100 derece sonra gerçekleşmesi nedeniyle pistonun yeteri kadar AÖN' ya ilerlemesi nedeniyle yoğuşma probleminin ortadan kalkacağı rahatlıkla söylenebilir. Ayrıca emme koşullarında gönderilen buharın yoğuşma sınırı sıcaklığa bağlı olarak hesaplandığından yoğuşma problemi ortadan kaldırılmıştır. Aynı zamanda geliştirilen sistem elektronik olarak kontrol edildiğinden soğuk çalışma koşullarında yanma kararlılığı açısından ve motorun yüksüz çalışması nedeniyle buhar enjeksiyonunu tamamen kesilebilme esnekliği sunmaktadır.

3- Yanma odasına ortam sıcaklığında su püskürtmek, NO_x emisyonunun azaltılmasında önemli olmakla birlikte, püskürtülen suyun yanma odası girişinde ve yanma odasında homojen olarak dağılmama, yağ filmine ve bölgesel korozyona neden olma ve aşırı sıcaklık farkının neden olduğu termal şokun malzemelerin dayanımını azaltma gibi riskleri söz konusudur. Ancak gönderilen su, buhar haline getirildiğinde, buhar yanma odasında homojen olarak dağılacığından su birikmesi, yağ filminin bozulması ve korozyon riski de ortadan kaldırılmıştır. İlaveten buharlaşma için gerekli enerji egzoz enerjisinden sağlandığı için suyun buharlaştırılması için harici enerji kaynağına ihtiyaç duyulmamaktadır

DeneySEL çalışmalar neticesinde elde edilen veriler dikkate alındığında yeni çalışmalara yol göstermesi açısından aşağıdaki öneriler yapılabilir.

Yoğuşma sınırı bu çalışmada 25 °C ve 101.325 kPa şartlarında % 20 buhar oranı olarak hesaplanmıştır. Kullanılacak motor tipine bağlı olarak buhar oranı arttırılmak istenirse yoğuşma sınırını arttırmak için şu işlemler yapılabilir;

- Emme manifoldunu ve emme supapının üst yüzeyini ısı iletim katsayısı düşük seramik malzemeler ile kaplanması,
- Emme manifolduna yerleştirilecek ısıtıcılarla giriş havasının (volümetrik verim dikkate alınarak) ısıtılması,
- Soğuk çalışma koşullarında püskürtülen buhar miktarını rejim sıcaklığına ulaşmaya kadar kesmek.

KAYNAKLAR

- [1] HAŞİMOĞLU, C., İÇİNGÜR, Y., Dizel Motorlarda Azot Oksit (NO_x) Kontrol Yöntemleri, Selçuk Teknik Online Dergisi, ISSN-1302-6178, Vol. 1, No:2, Konya, 2000.
- [2] BORAT, O., BALCI, M., SÜRME, A., Hava Kirlenmesi ve Kontrol Tekniği, T.E.V. Yayınları-3, s., 60-92, Ankara, 1992.
- [3] AYHAN, V., Metanol-Benzin Karışımlarının MgO-ZrO₂ Termal Bariyer Çemberli Bir Motorda Performans ve Emisyonlara Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Temmuz, 2006.
- [4] CİNİVİZ, M., HAŞİMOĞLU, C., ÇINAR, C., TOPGÖL, T., Dizel Motorlarındaki Emme Manifoldundaki (CO₂) Konsantrasyonunun Egsoz Emisyonlarına Etkileri, 7. Uluslararası Yanma Sempozyumu, s. 217- 224 Ankara, 2002.
- [5] WANG, Y., LIN, L., ROSKILLY, A. P., ZENG, S., HUANG, J., HE, Y., HUANG X., HUANG, H., WEI, H., SHANGPING, L. S., YANG, J., An Analytic Study of Applying Miller Cycle to Reduce NO_x Emission from Petrol Engine, Applied Thermal Engineering 27, p., 1779–1789, 2007.
- [6] DLUSKA, E., HUBACZ, R., WRONSKI, S., Simple and Multiple Water Fuel Emulsions Preparation in Helical Flow, Turkish J. Eng. Env. Sci. TÜBİTAK, 30, p., 175 – 182, 2006.
- [7] ALKAYA, B., YILDIRIM, M., Taşıt Kaynaklı Kirleticilerin Azaltılma Yöntemleri, Çev. Kor. Dergisi, Cilt 9, Sayı 34, s. 15–20, Mart 2000.
- [8] BAN-WEISS, G. A., CHEN, J.Y., BUCHHOLZ B. A., DIBBLE, R. W., A Numerical Investigation into the Anomalous Slight NO_x Increase When Burning Biodiesel; A New (old) Theory, Elsevier, Fuel Processing Technology 88, p., 659–667, 2007.
- [9] ABU-QUDAIS, M. and AL-WIDYAN, M., Performance and Emissions Characteristics of a Diesel Engine Operating on Shale-Oil, Energy Conversion and Management, Vol. 43, pp. 673–682, 2002.
- [10] EDGAR, B., Dimethyl Ether and Other Oxygenated Fuels for Low Emission Diesel Engine Combustion, PhD. Thesis, University of California, 1997.

- [11] WATANABE, S., KINOSHITA, K., OHASHI, A., UCHIDA, Y., DYKES, D. and TOUCHARD, G., An Experiment to Purify Diesel Exhaust Gas Using an Electric Trap and Three Types of Catalyses, *J. Electrostatics*, pp. 40–41, 1997.
- [12] ÇANAKÇI, M., Production of Biodiesel from Feedstocks with High Free Fatty Acids and its Effect on Diesel Engine Performance and Emissions, Ph.D. Dissertation, Iowa State University, 2001.
- [13] BALCI, M., Motorlu Taşıtlarda Kirletici Denetimi, 4. Yanma Sempozyumu, Bursa, s. 437-447, 1995.
- [14] BLUDSZUWEIT, S., JUNGMICHEL, H., BUCHHOLZ, B., Today's Targets & Technologies for Reducing Emissions from Large Marine Diesel Engines, Motor Ship Conference, Athens, March 1999.
- [15] SAFA, A., İçten Yanmalı Motorlarda Proses ve Emisyon Modellemesi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kasım 2006.
- [16] AYHAN, V., CESUR, İ., PARLAK, A., BORU, B., Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun Performansa ve NO_x Emisyonlarına Etkilerinin Araştırılması, Uluslararası 10. Yanma Sempozyumu, Sakarya, 9-10 Ekim 2008.
- [17] U.S. Environmental Protection Agency, Nitrogen Oxides (NO_x), Why and How They Are Controlled, EPA, November, 1999.
- [18] KUTLAR, O., ERGENEMAN, M., ARSLAN, H. ve MUTLU, M., Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1998.
- [19] HEYWOOD, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Inc., New York, 1988.
- [20] PARLAK, A., The effect of Heat Transfer on Performance of The Diesel Cycle and Exergy of The Exhaust Gas Stream in a LHR Diesel Engine at The Optimum Injection Timing, *Energy Conversion and Management* 46, p., 167–179, 2005.
- [21] PARLAK, A., Comparative Performance Analysis of Irreversible Dual and Diesel Cycles Under Maximum Power Conditions, *Energy Conversion and Management* 46, p., 351–359, 2005.
- [22] ALDAJAH, S., AJAYI, O. O., FENSKE, G.R., GOLDBLATT, I.L., Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) Contamination of Diesel Engine Oil on Wear, Elsevier, *Wear*. 12. 055, 2006.

- [23] IIDA, N., and SATO, G.T., Temperature and Mixing Effects on NO_x and Particulates, Society of Automotive Engineers, Paper No. 880424, Detroit, 1988.
- [24] DRAYER, F.L., Water Addition to Practical Combustion Systems-Concepts and Application, 16th Symposium on Combustion, Cambridge MA, Combustion Institute, Aug., 1976.
- [25] LANZAFAME, R., Water Injection Effects In a Single-Cylinder CFR Engine, SAE, Paper No. 01-0568, 1999.
- [26] LESTZ, S.J., MELTON, R.B., RAMBI, E.J., Feasibility of Cooling Diesel Engines by Introducing Water Into the Combustion Chamber, SAE Paper No. 750129.
- [27] LI, Z., SANO, H., TSUKAHARA, M., YOSHIMOTO, Y., NO_x Reduction with EGR in a Diesel Engine Using Emulsified Fuel, SAE Paper No. 982490.
- [28] ANDREWS, G.E., BARTLE, K.D., PANG, S.W., NUREIN, A.M., and WILLIAMS P.T., The Reduction in Diesel Particulate Emissions Using Emulsified Fuels, SAE Paper No. 880348.
- [29] BROWN, K.F., CHADDERTON, J., DALY, D.T., LANGER, D.A., DUNCAN, D., Opportunity for Diesel Emission Reductions Using Advanced Catalysts and Water Blended Fuel, SAE Paper No. 2000-01-0182.
- [30] TSUKAHARA, M., YOSHIMOTO, Y., MURAYAMA, T., W/O Emulsion Realizes Low Smoke and Efficient Operation of DI Engines without High Pressure Injection, SAE Paper No. 890449.
- [31] VALDMANIS, E., WULFHORST, D.E., The Effects of Emulsified Fuels and Water Induction on Diesel Combustion, SAE Paper No. 700736.
- [32] TSAO, T.C., WANG, C.L., MILLER, E.M., Performance of Gasoline-Water Fuel in a Modified SI Engine, SAE Paper, 841399 1984.
- [33] PARK, J.W., HUH, K.Y., PARK, K.H., Experimental Study on the Combustion Characteristics of Emulsified Diesel in Rapid Compression and Expansion Machine, Proc Instn. Engrs. 214, Part D, Imech E, 2000.
- [34] CHEN, Z., ISHIDA, M., An Analysis of the Added Water Effect on NO Formation in D.I. Diesel Engines, SAE Paper No. 941691.
- [35] CROOKES, R.J., NAZHA, M.A.A., JANOTA, M.S., STOREY, T., Investigation into the Combustion of Water/Diesel Fuel Emulsions, SAE Paper No. 800094.

- [36] DEC, J.E., CANAAN, R.E., TREE, D.R., The Effect of Water-Emulsified Fuel on Diesel Soot Formation, Presentation at 219th American Chemical Society National Meeting, San Francisco, CA, March 26-31, 2000.
- [37] DEVITA, A., Multi-Cylinder D.I. Diesel Engine Tests with Unstabilized Emulsion of Water and Ethanol in Diesel Fuel, SAE Paper No. 890450.
- [38] LANGER, D.A., PETEK, N.K, SCHIFERL, E.A., Maximizing the Effectiveness of Water Blended Fuel in Reducing Emissions by Varying Injection Timing or Using After-Treatment Device, SAE Paper No. 2001-01-0513.
- [39] MIYAMOTO, N., OGAWA, H., WANG, J., and OHASHI, H., Significant NO_x Reductions with Direct Water Injection into the Sub-Chamber of an IDI Diesel Engine, SAE Paper No. 950609.
- [40] MODAK, A., CARETTO, L.S., Engine Cooling by Direct Injection of Cooling Water, SAE Paper No. 700887.
- [41] NICHOLLS, J.E., EL-MESSIRI, I.A., NEWHALL, H.K., Inlet Manifold Water Injection for Control of Nitrogen Oxides- Theory and Experiment, SAE Paper No. 690018.
- [42] SAWA, N., KAJATINA, S., Physical Properties of Emulsion Fuel (Water/Oil-Type) and Its Effect on Engine Performance under Transient Operation, SAE Paper No. 920198.
- [43] SHENG, H., CHEN, L., WU, C., The Droplet Group Micro-Explosions in W/O Diesel Fuel Emulsion Sprays, SAE Paper No. 950855, 1995.
- [44] DUNCAN, D.A., LANGER, D.A., MARSHALL, J.C., Emulsion Fuels-Improving the Environment Today, SAE Conference Presentation, Vienna, Austria, April, 2001.
- [45] HENNINGSEN, S., Influence of the Fuel Injection Equipment on NO_x Emissions and Particulates on a Large Heavy-Duty Two-Stroke Diesel Engine Operating on Water-in-Fuel Emulsion, SAE Paper No. 941783.
- [46] KHAN, N., GOLLAHALLI, S.R., Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine Burning Unstabilized Emulsions of Diesel Fuel with Water, Methanol, and Ethanol, SAE Paper No. 811210.
- [47] LANGER, D.A, DALY, D.T., Low Emission Water Blend Diesel Fuel, Presentation at Future Fuels and Fuel Additives for Vehicles Emissions Control- 219th American Chemical Society National Meeting, San Francisco, CA, March 26-31, 2000.

- [48] LANGER, D.A., PETEK, N.K., Field and Lab Testing of Emissions Control System Using Water- Blended Fuel, presentation at Mining Diesel Emissions Conference, Toronto, Canada, November 15, 2000.
- [49] NAZHA, M. A. A., RAJAKARUNA, H., WAGSTAFF, S. A., The Use of Emulsion, Water Induction and EGR for Controlling Diesel Engine Emission, SAE, Technical Paper Series, 01-1941, May 2001.
- [50] BEDFORD, F., RUTLAND, C., DITTRICH, P., RAAB, A., and WIRELEIT, F., Effects of Direct Water Injection on DI Diesel Engine Combustion, SAE paper 01-2938, 2000.
- [51] MELO, J.P., MELLOR, A.M., NO_x Emissions from Direct Injection Diesel Engines with Water/Steam Dilution, SAE paper 1999-01-0836, 1999.
- [52] CHRISTENSEN, M., JOHANSSON, B., Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection, SAE paper 1999-01-0182, 1999.
- [53] DUFFY, K.P., MELLOR, A.M., Further Developments on a Characteristic Time Model for NO_x Emissions from Diesel Engines, SAE paper 982460, 1998.
- [54] PSOTA, M.A., EASLEY, W.L., FORT, T.H., MELLOR, A.M., Water Injection Effects on NO_x Emissions for Engines Utilizing Diffusion Flame Combustion, SAE Trans. J. Engines 106, PN. 1835–1843, 1997.
- [55] KOHKETSU, S., MORI, K., SAKAI, K., Reduction of Exhaust Emission with New Water Injection System in a Diesel Engine, SAE paper 960033, 1996.
- [56] YOSHIMOTO, Y., TSUKAARA, M., KURAMOTO, T., Improvements of BSFC by Reducing Diesel Engine Cooling Losses with Emulsified Fuel, SAE paper 962022, 1996.
- [57] ANDRWEWS, E., BARTLE, K.D., PANG, S.W., NUREIN, A.M., Diesel/water Emulsions: Influence on Ignition Delay and Emissions, Proceedings of the International Center for Heat and Mass Transfer, Hemisphere Publication Corp., New York, pp. 613–625, September 1987.
- [58] SAMEC, N., KEGL, B., DIBBLE, R.W., Numerical and Experimental Study of Water/Oil Emulsified Fuel Combustion in a Diesel Engine, Fuel 81, 2035–44, 2002.
- [59] ANDREWS, G.E., NO_x Control Using Water SCR and SNCR, Diesel Particulates and NO_x Emissions Course, (University of Leeds), Ann Arbor, MI, October 2001.

- [60] http://www.wartsila.com/english/pdf/en_Direct_Water_Inj.pdf ., 2009.
- [61] SATPOV, E.B., and LUKSHO, B.A., A Study on the Effect of Water in Fuel on the Performance of SI Engine, Published in Engine Manufacturing in Russian, 1982.
- [62] Dieselnets, 2009. <http://www.dieselnets.com>
- [63] LIN, C.Y., and WANG, K.H., Effects of Diesel Engine Speed and Water Content on Emission Characteristics of Three-Phase Emulsions, Journal of Environmental Science and Health, Part A 39, No 5, pp. 1345-1359, 2004.
- [64] GREEVES, G., KHAN, I.M., ONION, G., Effects of Water Introduction on Diesel Engine Combustion and Emissions, Proceedings of the 16th Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, p. 321–36, 1977.
- [65] ARMAS, O., BALLESTEROS, R., MARTOS, F.J., AGUDELO, J.R., Characterization of Light Duty Diesel Engine Pollutant Emissions Using Water-Emulsified Fuel, Fuel 84, 1011-1018, 2005.
- [66] HARBACH, J.A., AGOSA, V., Effects of Emulsified Fuel on Combustion in a Four-Stroke Diesel Engine, J Ship Res, 35(4):356–63, 1991.
- [67] HEINRICH, G., PRESCER, K., FINSTERWALDER, G., Diesel Combustion Adding Water and Methanol, MTZ 45(5), 183–8, Almany, 1984.
- [68] CANFIELD, C.A., Effects of Diesel-Water Emulsion Combustion on Diesel Engine NO_x Emission, Master of Science, University Of Florida, 1999.
- [69] RIDEOUT, G., and MEYER, N., A Study of the Effects of Multiple Emissions Reduction Technologies on the Exhaust Emissions of Marine Diesel Engines, Marine Vessel Exhaust Emission Program, Transportation Development Center, Canada, April, 2003.
- [70] LIF, A., and HOLMBERG, K., Water-in-Diesel Emulsions and Related Systems, Advances in Colloid and Interface Science, 231-239, 2006.
- [71] MIYAMO, H., YASUEDA, S., TAYAMA, K., TABEISHI, M., TOSA, Y., NAGOE, Y., Development of Stratified Fuel–Water Injection System for Low-NO_x Diesel Combustion, SAE, 24.
- [72] SAMEC, N., DIBBLE, R.W., CHEN, J.Y., PAGON, A., Reduction of NO_x and Soot Emission by Water Injection During Combustion in a Diesel Engine, FISITA Seoul, Korea, 2000.

- [73] SAMEC, N., DIBBLE, R.W., The Strategies for Reducing Emission from Heavy Duty Diesel Vehicles, Urban Transport 2000, Cambridge, UK, 2000.
- [74] ANDREWS, G.E., BARTLE, K.D., PANG, S.W., NUREIN, A.M., and WILLIAMS, P.T., The Reduction in Diesel Particulate Emissions Using Emulsified Fuels, SAE Paper No. 880348.
- [75] ISHIDA, M., CHEN, Z., An Analysis of the Added Water Effect of NO Formation in D.I. Diesel Engines, SAE Paper No. 941691.
- [76] ABU-ZAID, M., Performance of Single Cylinder, Direct Injection Diesel Engine Using Water Fuel Emulsions, Energy Conversion and Management 45, p, 697-705. 2004.
- [77] WANG, C.H., CHEN, J.T., An Experimental Investigation of the Burning Characteristics of Water-Oil Emulsions, Int. Common Heat Mass Transfer 23(6), p., 823-34, 1996.
- [78] HANG, X., YUNBIA, O.S., CHONGJI, Z., YUANJI, M., Proceeding of the 5th International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Natl Inst of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, p. 307, USA, 1991.
- [79] WEIBIAO, F. U., GONG, J., and HOU, L., There is No Mixro-Explosion in The Diesel Engines Fueled with Emulsified Fuel, Chinese science Bulletin, No. 10, Vol. 51, Pn. 1261–1265, 2006.
- [80] SELİM, M.Y., ELFEKY, S.M.S., Effects of Diesel/Water Emulsion on Heat Flow and Thermal Loading in a Precombustion Chamber Diesel Engine, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, Pages: 1565–1582, October, 2001.
- [81] IHSIDA, M., UEKI, H., SAKAGUCHI, D., Prediction of NO_x Reduction Rater Due to Port Water Injection in a DI Diesel Engine, SAE 972961, 1997.
- [82] DONAHUE, R., Controlling Combustion Using in Cylinder Mixture Preparation, PhD. Thesis, Mechanical Engineering, UW Madison, 2000.
- [83] SARVI, A., KILINEN, P., ZEVENHOVER, R., Emissions from Large-scale Medium-speed Diesel Engines: 3. Influence of Direct Water Injection and Common rail, Fuel Processing Technology 90, S. 222-231, 2009.
- [84] CADWELL, C.J., DINGLE, P.J.G., Effect of Diesel and Water Co-injection with Real-Time Control on Diesel Engine Performance and Emissions, SAE, Technical Paper Series, 01-1190, 2008.

- [85] VALDMANIS, E., WULFHORST, D.E., The Effects of Emulsified Fuels and Water Induction on Diesel Combustion, SAE Paper No. 700736.
- [86] STONE, R., Introduction to Internal Combustion Engines, 3rd ed., SAE International, Warrendale, PA, 2003.
- [87] OWEN, K., COLEY, T., Automotive Fuels Reference Book, 2nd ed., SAE International, Warrendale, PA, 1999
- [88] HAŞİMOĞLU, C., Düşük Isı Kayıplı Bir Dizel Motorunda Biyodizel Kullanımının Performans ve Emisyon Parametrelerine Etkisi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Eylül, 2005.
- [89] PICKETT, L.M., SIEBERS, D.L., and IDICHERIA, C.A., Relationship between ignition processes and the lift-off length of diesel fuel jets, SAE Paper 2005-01-3843.
- [90] AGARWAL, A.K., DAS, L.M., Biodiesel Development and Characterization For use as Fuel in Compression Ignition Engines, Transactions of the AS ME., 123: 440-447. 2001.
- [91] AGARWAL, A.K., Biofuels (alcohols and biodiesel) Applications as Fuels for Internal Combustion Engines, Progress in Energy and Combustion Science, 33 :233–271. 2007.
- [92] ULUSOY, Y., ALİBAŞ. K., Dizel Motorlarda Biyodizel Kullanımının Teknik ve Ekonomik Yönden İncelenmesi, Uludağ Ün., Ziraat Fakültesi, (16):37-50, 2002.
- [93] ACAROĞLU, M., Alternatif Enerji Kaynakları, Atlas Yayın Dağıtım, 2003, İstanbul.
- [94] BORAT, O., BALCI, M. ve SÜRMEEN, A., İçten Yanmalı Motorlar, Cilt 1, DAYM Matbaası, Ankara, 1992.
- [95] DORADO, M.P., BALLESTEROS, E., ARNAL, J.M., GOMEZ, J., LOPEZ, F.J., Exhaust Emissions from a Diesel Engine Fueled with Transesterified Waste Olive Oil, Fuel, 82:1311-1315, 2003.
- [96] YAMIK, H., Dizel Motorlarında Alternative Yakıt Olarak Yağ Esterlerinin Kullanılma İmkanlarının Araştırılması, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2002.
- [97] MCDONALD, J.F., PURCELL, D.L., MCCLURE, B.T., KITTELSON, D.B., Emission Characteristics of Soy Methyl Ester Fuels in an IDI Compression Ignition Engine, SAE paper no. 950400, 1995.

- [98] KAPSIZ, M., Bir Buji Ateşlemeli Motorda Segman Üst Boşluklarından Kaynaklanan HC Emisyonlarının Azaltılması, SAÜ, FBE, Yüksek Lisans Tezi, Temmuz, 2004.
- [99] PARLAK, A., Katalitik Konverterli Benzin Motorunda Soğuk İlk Hareket Emisyonlarının İncelenmesi, SAÜ, FBE, Yüksek Lisans Tezi, 1996.
- [100] PARLAK, A., AYHAN, V., Effects of Using Piston with Thermal Barrier Layer in Spark Ignition Engine on Performance at WOT and Cold Start HC Emission at Idle, Journal of Energy Institute, Vol. 80, No.4, 2007.
- [101] KAPSIZ, M., PARLAK, A., AYHAN, V., Hava Soğutmalı Bir Benzin Motorunda Segman Boşluklarından Kaynaklanan HC Emisyonlarının Azaltılması, 4. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu, 28-30 Eylül 2005, Konya, Türkiye.
- [102] AYHAN, V., KAPSIZ, M., PARLAK, A., Buji Ateşlemeli Motorlarda Termal Bariyer Kaplamanın Motor Performans ve Emisyonlarına Etkisi, 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, 16-17 Kasım 2006, Kırıkkale, Türkiye.
- [103] ERDURANLI, P., SEKMEN, Y., ÇINAR, C., Buji İle Ateşlemeli Değişken Sıkıştırma Oranlı Motorların Egzoz Emisyonları Açısından İncelenmesi, Selçuk-Teknik Online Dergisi / Issn 1302- 6178, Volume 2, Number: 1, Konya, 2001.
- [104] SORUŞBAY, C., İçten Yanmalı Motorlarda Egzoz Gazları Emisyonu, Ders Notları, İ.T.Ü., 1999.
- [105] ERGENEMAN, M., ARSLAN, H., MUTLU, M., Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1998.
- [106] STONE, R., Motor Vehicle Fuel Economy, Macmillan Educational Ltd., Houndsmills, 1989.
- [107] KARIMI, E.R., JANE, A.H., A Combustion System Investigation to Achieve Low Emissions on a Heavy Duty Diesel Engine, Imech, MEP, pp: 143-149, London.
- [108] HAŞİMOĞLU, C., Dizel Motorlarında Egzoz Gazları Resirkülasyonunun (EGR) Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Konya, 2000.
- [109] KENTY, K.L., POOR, N.D., KRONMILLER, K.G., Mc. CLENNY, W., KING, C., ATKESON, T., CAMPBELL, S.W., Application of CALINE 4 to Roadside NO/NO₂ Transformations, Atmospheric Environment 41 Pn. 4270–4280, 2007.

- [110] BOSCH, H., BONGERS, A., ENOCH, G., SNEL, R., ROSS, J.R.H., Lithium–Vanadium Bronzes as Model Catalysts for the Selective Reduction of Nitric Oxide, *Catal Today*, 4(2) pn: 139–54, 1989.
- [111] VICENTE, S.E., MONTANARI, T., BUSCA, G., Low Temperature Selective Catalytic Reduction of NO_x by Ammonia over H-ZSM-5: an IR Study, *Appl Catal B*; 58(8):19–231, 2005.
- [112] VELZEN, D., Sulphur Dioxide and Nitrogen Oxides in industrial Waste Gases, Emission, Legislation and Abatement, Kluwer Academic Publishers, 1991.
- [113] KARATEPE, N., YAVUZ, R., MERİÇBOYU, A.E., ÖZTÜRK, M., Kömürün Yakılmasından Kaynaklanan Kirleticiler ve Emisyon Değerleri, *Enerji, Çevre ve Hukuku Ders Notları*.
- [114] EPA, Sourcebook, NO_x Control Technology Data, 1991.
- [115] MERİÇBOYU, A., BEKER, Ü.G., KÜÇÜKBAYRAK, S., Kömür ve Çevre İlişkileri, *Enerji, Çevre ve Hukuku Ders Notları*.
- [116] TÜRK, C., Sabit Kaynaklardan Yayılan Azotoksitlerin Azaltılması ve Giderilmesi, Lisans Tezi, İTÜ Kimya-Metalurji Fakültesi, Kimya Müh. Bölümü, 1998.
- [117] WANG, Y., LIN, L., ROSKILLY, A.P., ZENG, S., HUANG, J., HE, Y., HUANG, X., HUANG, H., WEI, H., LI, S., YANG, J., An Analytic Study of Applying Miller Cycle to Reduce NO_x Emission from Petrol Engine, *Applied Thermal Engineering*, 27. Pp. 1779–1789, 2007.
- [118] FERGUSON, C.R., *Internal Combustion Engines*, John Wiley & Sons Inc., Singapur, 1986.
- [119] CIPOLAT, D., Analysis of Energy Release and NO_x Emissions of a CI Engine Fuelled on Diesel and DME, *Applied Thermal Engineering* 27, Pn. 2095–2103, 2007.
- [120] MARSHALL, W., SCHUMACHER, L.G., HOWELL, S., Engine Exhaust Emissions Evaluation of a Cummins I10 when Fueled with a Biodiesel Blend, Society of Automotive Engineers, Paper No.952363, SAE, Warrendale, PA, 1995.
- [121] KHAN, I.M., WANG, C.H.T., Factors Affecting Emissions of Smoke and Gaseous Pollutants From Direct Injection Diesel Engines, *Lucas Engineering Review*, Vol. 6, No 2, 1973.
- [122] MERKER, G.P., HOHLBAUM, B., RASCHER, M., Two-Zone Model for Calculation of Nitrogen-Oxide Formation in Direct-Injection Diesel Engines, SAE Paper No: 932454, 1993.

- [123] LIDA, M., SATO, G.T., Temperature and Mixing Effects on NO_x and Particulate, SAE Paper No: 880424, 1988.
- [124] HORROCHS, R.W., Light Duty Diesels-An Update on The Emissions a Challenge, Proc. Inst. Mec. Eng. Vol.208, 1994.
- [125] CHAN, M., DAS, S., REITZ, R.D., Modeling Multiple Injection and EGR Effects on Diesel Engine Emissions, SAE Paper No: 972864, 1997.
- [126] AUSTION, E.W., LYN, W.T., Relation Between Fuel Injection and Heat Release in a Direct Injection Engine and the Nature of the Combustion Processes, Proceedings Institution of Mechanical Engineers (A.D.), London, Vol. 1, 1960-61, pp 47-62.
- [127] NEEDHAN, J.R., NICOL, A.J., SUCH, C.H., Low Emission Heavy Duty Diesel Engine for Europe, SAE Paper No: 932959, 1993.
- [128] HRRZOG, P.L., BÜRGLER, L., WINKLOFER, E., ZELENKA, P., CARTELLIERI, W., NO_x Reduction Strategies for DI Diesel Engines, SAE Paper No: 920470, 1992.
- [129] FURUHAMA, S., TATEISHI, Y., Gases in Piston Top-Land Space of Gasoline Engine, Trans. SAEJ NO: 1972.
- [130] THIEN, G.E., Development Work on Intake and Exhaust Ports of Four Stroke Diesel Engines, Österreichische Ingenieur-Zeitschrift, Heft 9, 1965.
- [131] ABD-ALLA, G.H., Using Exhaust Gas Recirculation in Internal Combustion Engines: a review, Energy Conversion and Management 43 1027–1042, 2002.
- [132] TURST, S.R., An Introduction to Combustion; Concepts and Applications, McGraw-Hill, Inc., New York, NY, 1996.
- [133] SEKAR, R.R., MARR, W.W., COLE, R.L., and MAMINIAK, T.J., Experimental Evaluation of Oxygen-Enriched Air and Emulsified Fuels in a Single-Cylinder Diesel Engine, Work Sponsored by United States Department of Energy, Assistant Secretary for Conservation and Renewable Energy, Office of Industrial Technologies, November, 1991.
- [134] PARO, D., Technical Improvement for Ship, The Haagen-Smit Symposium, April 18 to 21, 2005.
- [135] BROMAN, C., The Diesel Engine & The Environment, PowerPoint Sunumu, Warstsila N.A. Inc.
- [136] ÇENGEL, A.Y., TUMER, H.R., Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences, 2nd Ed., McGraw-Hill International Series, Singapore.

- [137] MEHDİYEYEV, R., İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi, Ders Notları 1, İTÜ, İstanbul.
- [138] DENİZ, O., İçten Yanmalı Motorlar, Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [139] PLINT, M., and MARTYR, A., Engine Testing Theory and Practice, Butterworth-Heinemann Ltd. Linarce House, Jordon Hill, Oxford, 1995.
- [140] KASTNER, L.J., The Air box Method of Measuring Air Consumption, proc. I. Mich. E., s. 157, 1947.
- [141] WENTWORTH, J.T., Combustion Science and Technology, 1971;4;97.
- [142] PARLAK, A., Aşırı Doldurmalı Seramik Kaplı Bir Dizel Motorunda Optimum Püskürtme Avansı ve Sıkıştırma Oranının Deneysel Olarak İncelenmesi, SAÜ, FBE, Doktora Tezi, 2000.

ÖZGEÇMİŞ

Vezir AYHAN, 1981 yılında Zonguldak, Ereğli’de doğdu. İlk ve orta öğrenimini K.d.z. Ereğli’de tamamladı. K.d.z. Ereğli Teknik Lisesi Makine Bölümünden 2000 yılında mezun oldu. Lisans Eğitimini 2004 yılında Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Öğretmenliğinde tamamladı. 2005 yılında Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. Yüksek Lisans Öğrenimini 2006 yılında Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Enstitü Ana Bilimde tamamladı. Aynı yıl SAÜ, FBE.’ de Doktora Öğrenimine başladı. Halen Sakarya Üniversitesi’nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmalarına devam etmektedir. Evlidir ve bir çocuk babasıdır.