

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİZEL MOTORLARINDA ISI SALIMININ AZOT OKSİT EMİSYONLARINA
ETKİSİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

LEVENT YÜKSEK

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD.DOÇ. DR. TARKAN SANDALCI**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORLARINDA ISI SALIMININ AZOT OKSİT EMİSYONLARINA
ETKİSİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Levent YÜKSEK tarafından hazırlanan tez çalışması 08.03.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hakan KALELİ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ertuğrul ARSLAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. İrfan YAVAŞLIOL
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Metin ERGENEMAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün BAPK 2011-06-01-DOP02 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu doktora çalışması Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI yürütücülüğünde, Yıldız Teknik Üniversitesi'nde gerçekleştirilmiştir. Beraber çalıştığımız süreçte yürütücü ve aynı zamanda çok iyi bir destekçi olduğu için kendisine müteşekkirim.

Aynı zamanda tez çalışması ana fikrinin olgunlaştırılmasında ve tezin başlangıcında yürütücü olarak desteğini esirgemeyen merhum hocamız Prof. Dr. Orhan DENİZ'e teşekkürü bir borç bilirim.

Deneysel çalışmanın gerçekleştirilmesinde, tesisin kullanımına izin verdiği için Ford-Otosan Gölcük test merkezi yönetimine, deneylerin yapılması esnasında test mühendisi olarak görev almış olan Makine Yüksek Mühendisi Hasan YILMAZ'a ve kalibrasyon mühendisi olarak görev almış olan Makine Yüksek Mühendisi Hüseyin Barkın ÖZENER'e emeklerinden dolayı teşekkür ederim.

Son olarak, doktora tezi çalışması boyunca benden sabırla desteklerini esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

Ocak, 2013

Levent YÜKSEK

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	iv
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xviii
ABSTRACT	xx
BÖLÜM 1.....	1
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Enerji Gereksinimi ve Taşıt Kaynaklı Emisyonlar	1
1.1.2 İçten Yanmalı Motorlardan Kaynaklanan Kirleticiler	5
1.1.2.1 Egzoz Kaynaklı Karbonmonoksit	5
1.1.2.2 Egzoz Kaynaklı Yanmamış Hidrokarbonlar	6
1.1.2.3 Egzoz Kaynaklı Patikül Madde Emisyonları	6
1.1.2.4 Egzoz Kaynaklı Azot Oksit Emisyonları	6
1.1.2.5 Egzoz Emisyonu Regülasyonları	6
1.1.2.6 Dizel Motorlarında Azot Oksit Emisyonlarının Azaltılması Amacıyla Yapılmış Çalışmalar	7
1.2 Tezin Amacı	12
1.3 Hipotez	13
BÖLÜM 2.....	14
AZOT OKSİT EMİSYONLARI.....	14
.....	14
2.1 Temel Azot Oksit Türleri	16
2.1.1 Azot Monoksit	16

2.1.2	Azot Dioksit	16
2.1.3	Diazot Monoksit	17
2.1.4	N ₄ O Nitrosilazid	17
2.1.5	Nitrat	17
2.1.6	Diazot Trioksit	18
2.1.7	Diazot Tetraoksit	18
2.1.8	Diazot Pentaoksit	18
2.2	Azot Oksit Oluşum Mekanizmaları	18
2.2.1	Termal Azot Oksit Oluşumu Mekanizması	18
2.2.2	Fenimore NO	19
2.2.3	N ₂ O Kaynaklı NO	19
2.2.4	Yakıtın Muhtevastaki N ₂ Kaynaklı NO	20
2.3	Yanma Kaynaklı Azot Oksit Emisyonlarını Azaltma Yöntemleri	20
2.3.1	Yanma Sıcaklığının Düşürülmesi	20
2.3.2	Etki Süresinin Kısaltılması	20
2.3.3	Oksijen veya N ₂ Miktarının Azaltılması	20
2.4	Dizel Motorlarında Azot Oksit Oluşumu	21
BÖLÜM 3		23
TERMODİNAMİK MODEL ve DETAYLARI		23
.....		23
3.1	Doktora Tezinde Geliştirilen Termodinamik Modelin Detayları	24
3.2	Alt Modeller	28
3.2.1	Silindir Hacmi Alt Modeli	28
3.2.2	Isı Transferi Alt Modeli	28
3.2.3	Blow-by Alt Modeli	28
3.2.4	Enjeksiyon Alt Modeli	29
3.2.5	Supap Akış Alanı Değişimi Alt Modeli	32
3.2.6	Adyabatik Alev Sıcaklığı Alt Modeli	35
3.2.7	Yakıt Atomizasyonu ve Damlacık Buharlaşması Alt Modeli	36
3.2.8	Isı Salımı Alt Modeli	37
3.2.9	İki Bölge Yanma Modeli	40
3.3	Strok Modelleri	42
3.3.1	Emme Stroğu Modeli	42
3.3.2	Sıkıştırma ve Genişleme Stroğu Modeli	45
3.3.3	Egzoz Stroğu Modeli	46
BÖLÜM 4		47
DENEY EKİPMANLARI VE DENEYLERİN YAPILIŞI		47
.....		47
4.1	Deney Motoru, Deney Ölçüm Elemanları, Veri Toplama ve Deney Otomasyon Yazılımları	47
4.1.1	Deney Motoru	47
4.1.2	Dinamometre	49

4.1.3	Yakıt Sarfiyatı Ölçümü.....	51
4.1.4	Yakıt Şartlandırıcısı.....	51
4.1.5	İs Ölçer	53
4.1.6	Egzoz Emisyonları Ölçüm Cihazı (CO,CO ₂ ,NO _x ,THC)	54
4.1.7	Basınç Analiz Sistemi.....	56
4.1.8	Emme Havası Debisi Ölçümü	58
4.1.9	Motor Kontrol Ünitesi Kontrolü.....	59
4.1.10	Deney Otomasyon Sistemi.....	59
BÖLÜM 5.....		61
AZOT OKSİT EMİSYONLARININ MODELLENMESİ		61
.....		61
5.1	Azot Oksit Emisyonu Modeli.....	61
BÖLÜM 6.....		64
DENEY VE MODEL ÇIKTILARININ KARŞILAŞTIRILMASI		64
.....		64
6.1	Deney Matrisi ve Sonuçlar	64
6.2	Model Sonuçları	75
6.3	NO _x Minimizasyonu	100
6.3.1	Wiebe parametre araştırması.....	100
6.4	Art Püskürtmenin Etkisinin Modellenmesi	103
SONUÇ ve ÖNERİLER.....		110
KAYNAKLAR.....		114
ÖZGEÇMİŞ.....		119

SİMGE LİSTESİ

a	Wiebe katsayısı
a_{an}	Annand sabiti
af_{stoich}	Stoyikiyometrik hava yakıt oranı
A_{inj}	Yakıt enjeksiyonu kesit alanı
A_{ht}	Isı transferi yüzey alanı
A_m	Supap minimum akış alanı
A_{rc}	Blow-by akış alanı
A_T	Nozül en dar kesit alanı
b_{an}	Annand sabiti
c_v	Sabit hacimde akışkan özgül ısı
C_d	Verdi katsayısı
C_m	Piston ortalama hızı
d_i	Damlacık çapı
d_{noz}	Meme çapı
D	Silindir çapı
D_b	Supap yatak çapı
D_s	Supap boyun çapı
D_p	Port çapı
D_v	Supap tabla çapı
E_{cyl}	Silindir dolgunun enerjisi
E_{plenum}	Plenumdaki akışkanın toplam enerjisi
g	Yer çekimi ivmesi
h	Entalpi
h_c	Taşınım ısı transferi katsayısı
h_{charge}	Dolgu entalpisi
h_{in}	Silindir içerisine emilen dolgunun entalpisi
$h_{in_{plenum}}$	Plenum içerisine giren akışkanın entalpisi
h_f	Yakıt entalpisi
h_{out}	Egzoz stroğunda atılan dolgunun entalpisi
$h_{out_{plenum}}$	Plenumdan çıkan akışkanın entalpisi
k	Adyabatik üs katsayısı
k_{an}	Havanın ısı iletim katsayısı
L_v	Supap kalkış miktarı

m	Wiebe katsayısı
m_{blow}	Blow-by ile kartere geçen kütle miktarı
m_{burned}	Yanmış bölge kütlesi
m_d	Wiebe katsayısı
m_f	Silindir içine enjekte edilen toplam yakıt miktarı
m_{intake}	Emme stroğu boyunca emilen toplam kütle miktarı
m_p	Wiebe katsayısı
m_{plenum}	Plenum içerisindeki akışkan kütlesi
$m_{v_{inj}}$	Enjekte edilen yakıt hacmi
m_{in}	Silindir içine emilen hava miktarı
$m_{in_{plenum}}$	Plenum içine giren akışkan kütlesi
m_{out}	Silindir içinden atılan hava miktarı
$m_{out_{plenum}}$	Plenumdan çıkan akışkan kütlesi
$m_{unburned}$	Yanmamış bölge kütlesi
P	Silindir içi basıncı
P_i	Birinci kompresyon segmanı alt bölgesi basıncı
P_{i+1}	İkinci kompresyon segmanı alt bölgesi basıncı
P_{intake}	Emme stroğu basıncı
P_t	Plenum basıncı
P_T	Nozül en dar kesit alanı basıncı
P_0	Nozül giriş basıncı
P_1	Başlangıç durumunda akışanın basıncı
P_2	Nihai durumda akışanın basıncı
Q	Açığa çıkan ısı miktarı
Q_{ch}	Kimyasal bağ enerjisinin kopması ile açığa çıkan ısı
Q_{conv}	Taşımla gerçekleşen ısı transferi
Q_d	Difüzif fazda giren ısı miktarı
Q_{evap}	Yakıt buharlaşması esnasında dolgudan çekilen ısı
Q_{flow}	Herhangi bir anda akışkan debisi
Q_p	Ön karışımli fazda giren ısı miktarı
Q_{rad}	Radyasyonla gerçekleşen ısı transferi
Q_{valve}	Supap bölgesinden gerçekleşen akış miktarı
Q_{wall}	Cidara transfer edilen ısı miktarı
R	Krank yarıçapı
R_{ideal}	İdeal gaz sabiti
t	Zaman
t_{break}	Kırınım karakteristik zamanı
T_{burned}	Yanmış bölge sıcaklığı
T_g	Gaz sıcaklığı
$T_{unburned}$	Yanmamış bölge sıcaklığı
T_w	Cidar sıcaklığı
T_0	Nozül giriş sıcaklığı
U_{cyl}	Silindir dolgusunun iç enerjisi
V	Krank açısına bağlı toplam silindir hacmi
V_{burned}	Yanmış bölge hacmi
V_c	Ölü hacim

V_{disp}	Piston deplasmanı hacmi
V_m	Herhangi bir anda akışkan hızı
$V_{unburned}$	Yanmamış bölge hacmi
V_{tot}	Toplam silindir hacmi
V_1	Başlangıç durumunda akışanın hızı
V_2	Nihai durumda akışanın hızı
w_v	Supap yatak genişliği
W_{cyl}	Piston sınır tabaka işi
W_{plenum}	Plenum sınır tabaka işi
x	Organik bileşikteki karbon adedi
X_i	Sıkıştırılabilirlik faktörü
y	Organik bileşikteki hidrojen adedi
Z_1	Başlangıç durumunda akışanın yüksekliği
Z_2	Nihai durumda akışanın yüksekliği
β	Annand sabiti
β_v	Supap yatak açısı
ΔKE	Kinetik enerji değişimi
ΔP	Basınç farkı
ΔP_{inj}	Enjeksiyon basınç farkı
ΔPE	Potansiyel enerji değişimi
ΔU	İç enerji değişimi
ΔU_{cyl}	Dolgunun iç enerji değişimi
θ	Krank açısı
θ_{comb}	Yanma uzunluğu
θ_0	Yanma başlangıcı krank açısı
θ_d	Difüzif faz yanma süresi
θ_p	Ön karışımli faz yanma süresi
λ	Biyel oranı
μ	Havanın dinamik viskozitesi
ρ	Yoğunluk
ρ_a	Havanın yoğunluğu
ρ_f	Yakıt yoğunluğu
σ	Havanın Stefan-Boltzman sabiti

KISALTMA LİSTESİ

ABD	Amerika Birleşik Devletleri
AÖN	Alt Ölü Nokta
AÖNÖ	Alt Ölü Noktadan Önce
CLD	Chemiluminescence Detector
CO	Karbonmonoksit
CO ₂	Karbondioksit
EBA	Enjeksiyon Başlangıcı Açısı
ECU	Engine Control Unit
EGR	Egzoz Gazı Resirkülasyonu
FID	Flame Ionisation Detector
IRD	Infrared Detector
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HNO ₃	Nitrik Asit
HNO ₂	Nitrit Asit
FÖYT	Fren Özgöl Yakıt Tüketimi
FSN	Filter Smoke Number
KA	Krank Açısı
MAF	Mass Air Flowmeter
MPD	Magnophneumatic Detector
MPV	Multi-Purpose Vehicle
NASA	National Aeronautics and Space Administration
NDIR	Non-Dispersive Infrared Detector
NO	Azot Monoksit
NO ₂	Azot Dioksit
NO _x	Azot Oksit Emisyonları
N ₂ O	Diazot Monoksit
N ₄ O	Nitrosilazid
NO ₃	Nitrat
N ₂ O ₃	Diazot Trioksit
N ₂ O ₄	Diazot Tetraoksit
N ₂ O ₅	Diazot Pentaoksit
O ₂	Oksijen Molekülü
O ₃	Ozon Molekülü

SUV	Sport Utility Vehicle
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
ÜÖNÖ	Üst Ölü Noktadan Önce
ÜÖNS	Üst Ölü Noktadan Sonra
THC	Toplam Yanmamış Hidrokarbonlar
PM	Partikül Madde Emisyonları
RMSE	Root Mean Square Error
VGT	Variable Geometry Turbocharger

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Yakıt türüne göre dünya enerji tüketimi[1] 1
Şekil 1. 2	Sektörlere göre dünya sıvı yakıt tüketimi[1]..... 2
Şekil 1. 3	Dünya toplam taşıt üretimi[2] 3
Şekil 1. 4	Sektörlere göre CO ₂ salınımı oranı[2] 3
Şekil 1. 5	Avrupa Birliği yeni araç CO ₂ emisyonlarının yıllara göre değişimi[3]..... 4
Şekil 1. 6	Avrupa Birliği'nde satılan dizel araç oranının yıllara göre değişimi [3]..... 4
Şekil 1. 7	Avrupa Birliği'nde satılan araçların segmentlere göre değişimi[3]..... 5
Şekil 2. 1	Gün içerisinde NO _x ve O ₃ konsantrasyonlarının değişimi[32]..... 15
Şekil 3. 1	Termodinamik modelin akış şeması..... 27
Şekil 3. 2	Blow-by modelinde tanımlanmış bölgeler..... 29
Şekil 3. 3	Enjektör iğnesi kalkışı ölçümü ile elde edilen sensör çıktısı..... 30
Şekil 3. 4	İğne kalkışına bağlı akış kesit alanının değişimi 31
Şekil 3. 5	Ham ve işlenmiş enjeksiyon sinyalleri..... 32
Şekil 3. 6	Supap geometrisi 32
Şekil 3. 7	Supap akış alanı modeli sonuçları 34
Şekil 3. 8	Bir boyutlu izentropik, sıkıştırılabilir akış 34
Şekil 3. 9	Bir boyutlu izentropik, sıkıştırılabilir akışın supap çevresine uygulanışı..... 35
Şekil 3. 10	Paket sprey modeli 36
Şekil 3. 11	Wiebe eşitliğindeki “a” değişkeninin farklı değerleri için ısı salımının değişimi.....38
Şekil 3. 12	Wiebe eşitliğindeki “m” değişkeninin farklı değerleri için ısı salımının değişimi.....38
Şekil 3. 13	Çift Wiebe fonksiyonunun sabit şart için uygulanması..... 39
Şekil 3. 14	Örnek deney noktası için model çıktıları..... 40
Şekil 3. 15	İki bölgeli yanma modeli 41
Şekil 3. 16	Deney motorunun emme sisteminin şeması 42
Şekil 3. 17	Manifold sistemi ve hesap edilen büyüklükler 43
Şekil 3. 18	Emme stroğu modelinde silindir kontrol hacmi 44
Şekil 4. 1	Deney motorunun tam yükteki moment ve güç eğrileri 49
Şekil 4. 2	Deneylerde kullanılmış olan AVL APA 204/8 Dinamometresi 49
Şekil 4. 3	Deneylerde kullanılmış olan AVL 735S yakıt sarfiyatı ölçüm ve AVL 753C yakıt sıcaklığı kontrol cihazı kombinasyonu..... 52
Şekil 4. 4	Deneylerde kullanılmış olan AVL 415S is ölçüm cihazı 53

Şekil 4. 5	Deneylerde kullanılmış olan Horiba Mexa 7100 DEGR egzoz emisyon ölçüm cihazı.....	54
Şekil 4. 6	Deneylerde kullanılmış olan silindir içi veri toplama sistemi AVL Indiset 620.....	57
Şekil 4. 7	Deneylerde kullanılmış olan silindir içi veri toplama sistemi yazılımı AVL Indicom ekran görüntüsü.....	58
Şekil 4. 8	Deneylerde kullanılmış olan emme havası debi ölçeri ABB Sensy Flow	59
Şekil 4. 9	Motor Kontrol Ünitesi Parametrelerini değiştirebilmek için kullanılmış olan ATI Vision programı ekran çıktısı	59
Şekil 4. 10	Tüm test sistemini kontrol edebilmek için kullanılmış olan AVL PUMA Open 1.4 400 ekran çıktısı.	60
Şekil 6. 1	Deney motorunun maksimum moment ve güç eğrileri	64
Şekil 6. 2	Deney yükleri	65
Şekil 6. 3	Ön püskürtme miktarları ve avans değerleri	66
Şekil 6. 4	A ve C yükleri için farklı püskürtme avansları ve ön püskürtme oranlarında ısı salımı eğrilerinin değişimi	72
Şekil 6. 5	Ön karışımli fazda silindir içerisine giren ısı oranının ön püskürtme miktarına bağlı değişimi	73
Şekil 6. 6	Difüzyonlu fazda silindir içerisine giren ısı oranının ön püskürtme miktarına bağlı değişimi	73
Şekil 6. 7	Ön karışımli yanma süresinin ön püskürtme oranına bağlı değişimi	74
Şekil 6. 8	Azot oksit emisyonlarının ön püskürtme oranına bağlı değişimi.....	74
Şekil 6. 9	350M-25mg deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model,C-NO _x modeli.....	76
Şekil 6. 10	350M-335P-25mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model,C-NO _x modeli	77
Şekil 6. 11	350M-335P-25mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	78
Şekil 6. 12	350M-335P-25mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO _x modeli	79
Şekil 6. 13	350M-340P-25mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO _x modeli.....	80
Şekil 6. 14	350M-340P-25mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO _x modeli	81
Şekil 6. 15	350M-340P-25mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO _x modeli	82
Şekil 6. 16	350M-38mg deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO _x modeli	83
Şekil 6. 17	350M-335P-38mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO _x modeli.....	84
Şekil 6. 18	350M-335P-38mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	85
Şekil 6. 19	350M-335P-38mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	86
Şekil 6. 20	350M-340P-38mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli.....	87

Şekil 6. 21	350M-340P-38mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	88
Şekil 6. 22	350M-340P-38mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	89
Şekil 6. 23	350M-43mg deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	90
Şekil 6. 24	350M-335P-43mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli.....	91
Şekil 6. 25	350M-335P-43mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	92
Şekil 6. 26	350M-335P-43mg-%15deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	93
Şekil 6. 27	350M-340P-43mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli.....	94
Şekil 6. 28	350M-340P-43mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	95
Şekil 6. 29	350M-340P-43mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO _x modeli	96
Şekil 6. 30	25 mg püskürtme şartında %1-%15 arası ön püskürtme oranı için NO _x modelleme sonuçları	97
Şekil 6. 31	38 mg püskürtme şartında %1-%15 arası ön püskürtme oranı için NO _x modelleme sonuçları	98
Şekil 6. 32	43 mg püskürtme şartında %1-%15 arası ön püskürtme oranı için NO _x modelleme sonuçları	99
Şekil 6. 33	C deney noktası için <i>mp</i> ve <i>md'</i> ye bağlı NO _x minimizasyonu sonucu.....	100
Şekil 6. 34	C deney noktası için <i>mp</i> ve <i>md'</i> ye bağlı efektif güç değerinin değişimi ...	101
Şekil 6. 35	NO _x minimizasyonu <i>mp</i> =0.1 ve <i>md</i> =0.1 çözümlemesi.....	102
Şekil 6. 36	NO _x emisyonu ve efektif güç değerinin değişimi ve optimum çalışma eğrileri.....	102
Şekil 6. 37	Ön püskürtme yapılmayan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO _x emisyonu üzerine etkisi	103
Şekil 6. 38	Kütlece %4 ön püskürtme yapılan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO _x emisyonu üzerine etkisi	104
Şekil 6. 39	Kütlece %8 ön püskürtme yapılan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO _x emisyonu üzerine etkisi	105
Şekil 6. 40	Kütlece %12 ön püskürtme yapılan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO _x emisyonu üzerine etkisi	105
Şekil 6. 41	Kütlece %14 ön püskürtme yapılan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO _x emisyonu üzerine etkisi	105
Şekil 6. 42	Art püskürtmenin 380°KA'nda gerçekleştirildiği koşulda, art püskürtme ve ön püskürtme miktarlarının NO _x emisyonu üzerine etkisi.....	106
Şekil 6. 43	Art püskürtmenin 390°KA'nda gerçekleştirildiği koşulda, art püskürtme ve ön püskürtme miktarlarının NO _x emisyonu üzerine etkisi.....	106
Şekil 6. 44	Art püskürtmenin 400°KA'nda gerçekleştirildiği koşulda, art püskürtme ve ön püskürtme miktarlarının NO _x emisyonu üzerine etkisi.....	107

Şekil 6. 45	Art püskürtmenin 410°KA'nda gerçekleştirildiği koşulda, art püskürtme ve ön püskürtme miktarlarının NO _x emisyonu üzerine etkisi.....	107
Şekil 6. 46	Ön püskürtme gerçekleştirilmeyen şartta, art püskürtmenin motor gücü üzerindeki etkisi	108
Şekil 6. 47	Kütlece % 4 ön püskürtme gerçekleştirilen şartta, art püskürtmenin motor gücü üzerindeki etkisi	108
Şekil 6. 48	Kütlece % 8 ön püskürtme gerçekleştirilen şartta, art püskürtmenin motor gücü üzerindeki etkisi	109
Şekil 6. 49	Kütlece % 12 ön püskürtme gerçekleştirilen şartta, art püskürtmenin motor gücü üzerindeki etkisi	109
Şekil 7. 1	Ön püskürtme miktarının ve avansının mp parametresi üzerindeki etkisi	110
Şekil 7. 2	Ön püskürtme miktarının ve avansının mp parametresi üzerindeki etkisi	111
Şekil 7. 3	Ön püskürtmenin etkisinin azot oksit modeli üzerinde gösterilmesi	112
Şekil 7. 4	Minimum azot oksit emisyonu sonuçlayacak püskürtme stratejisi.....	112

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1. 1	Avrupa Birliği emisyon regülasyonu sınırları.....7
Çizelge 3. 1	Modellemede kullanılan motorun özellikleri.....23
Çizelge 3. 2	Modellemede kullanılan ortam şartları.....25
Çizelge 3. 3	Deney motorunun modellemede kullanılan özellikleri.....25
Çizelge 4. 1	Deney motorunun teknik özellikleri.....46
Çizelge 4. 2	AVL APA 204/8 Dinamometresi özellikleri.....49
Çizelge 4. 3	AVL 735S Yakıt Sarfiyatı Ölçüm Cihazı özellikleri.....50
Çizelge 4. 4	AVL 753C yakıt sıcaklık şartlandırıcısı cihazı özellikleri.....51
Çizelge 4. 5	AVL 415S is ölçer cihazı özellikleri.....52
Çizelge 4. 6	Horiba 7100 DEGR cihazı sensörleri ve ölçüm aralıkları.....53
Çizelge 4. 7	Horiba 7100 DEGR cihazı IRD analizörlerinin teknik özellikleri, hassasiyetleri ve Euro 5 emisyonu regülasyonu (715/2207EC) limitleri karşılaştırılması.....54
Çizelge 4. 8	Horiba 7100 DEGR cihazı CLD analizörlerinin teknik özellikleri, hassasiyetleri ve Euro 5 emisyonu regülasyonu (715/2207EC) limitleri karşılaştırılması.....54
Çizelge 4. 9	Horiba 7100 DEGR cihazı FID analizörlerinin teknik özellikleri, hassasiyetleri ve Euro 5 emisyonu regülasyonu (715/2207EC) limitleri karşılaştırılması.....55
Çizelge 4. 10	Horiba 7100 DEGR cihazı MPD analizörlerinin teknik özellikleri, hassasiyetleri ve Euro 5 emisyonu regülasyonu (715/2207EC) limitleri karşılaştırılması.....55
Çizelge 4. 11	AVL Indiset 620 yanma analiz sistemi özellikleri.....56
Çizelge 4. 12	ABB Sensy Flow hava akış ölçer özellikleri.....57
Çizelge 5. 1	NOx modelinde kullanılan (5.1) ve (5.2) için Arrhenius sabitleri.....60
Çizelge 5. 2	NOx modelinde kullanılan (5.3) ve (5.4) için Arrhenius sabitleri.....61
Çizelge 5. 3	NOx modelinde kullanılan (5.5) ve (5.6) için Arrhenius sabitleri.....61
Çizelge 6. 1	Deney matrisi ve deney noktalarının tanımlamaları..... 66
Çizelge 6. 2	Deney sisteminden elde edilen sonuçlar..... 67
Çizelge 6. 3	Silindir içi basınç analizinden elde edilen sonuçlar.....69

**DİZEL MOTORLARINDA ISI SALIMININ AZOT OKSİT EMİSYONLARINA
ETKİSİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Levent YÜKSEK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI

Dizel motoru ile tahrik edilen taşıtlar, verimlilikleri nedeniyle günümüzde önem kazanmışlardır. Taşıt kaynaklı kirlilik sorunu ise hâlihazırda çözümlenememiş problemler içerisinde birincil düzeydedir. Azot oksitler regülasyonlar ile sınırlanmış kirleticilerdir ve gelecekte Euro-6 emisyon sınırlaması kapsamında, dizel motorlarında azaltılması zorunlu tutulmuştur. Doktora tezinin amacı, dizel motorlarında yanmaya bağlı ısı salım oranının azot oksit emisyonları üzerindeki etkisinin araştırılması ve modellenmesidir. Isı salım oranının değişiminin silindir içi basıncına etkisini elde edebilmek için, boyutsuz ve çok bölgeli bir termodinamik model geliştirilmiştir. Yanmanın simülasyonunda çift Wiebe ısı salımı modeli kullanılmıştır. Azot oksit emisyonlarının simülasyonunda ise genişletilmiş Zeldovich modeli ve kısmi denge yaklaşımı kullanılmıştır. Model kalibrasyonu için, ortak hat yakıt püskürtme sistemine sahip, çok silindri, ticari bir dizel motoru deney motoru olarak tercih edilmiştir. Motor performans değerleri ve emisyonlar, farklı ön püskürtme miktarları ve püskürtme avansları için ölçülmüştür. Isı salım oranının değişimi, her deney şartı için silindir içi basıncı analiz edilerek elde edilmiştir. Model kalibrasyonunun sonrasında, çok bölgeli termodinamik model, deneysel sonuçlarla %97'nin üzerinde uygunluk göstermiştir. Bununla birlikte azot oksit modeli ise yeterli doğrulukta tahminler üretmiştir.

Anahtar Kelimeler: Wiebe ısı salım oranı, Çok bölgeli termodinamik model, Azot oksit oluşum modeli, Ön püskürtme, Art püskürtme

**EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF
HEAT RELEASE RATE ON NITROGEN OXIDES**

Levent YÜKSEK

Department of Mechanical Engineering

PhD. Thesis

Advisor: Asst. Prof. Dr. Tarkan SANDALCI

Diesel engine powered vehicles are gaining importance due to the advantage of thermal efficiency. Vehicle induced pollution is one of the primary problem which has not been solved today. Nitrogen oxides are regulated pollutants and have to be reduced in diesel engines according to upcoming Euro-6 legislation. Investigation and modelling the effect of the rate of heat release on engine-out nitrogen oxides are the main aim of this PhD thesis. A zero-dimensional and multi-zone cylinder model was developed for estimation of the effect of the rate of heat release on performance parameters of diesel engine. Double-Wiebe rate of heat release global model was used to describe fuel combustion. Extended Zeldovich mechanism and partial equilibrium approach were used for modelling the formation of nitrogen oxides. A multi-cylinder, commercialized common-rail diesel engine was selected for the calibration process of model. Engine performance outputs and exhaust emissions were measured for different pre-injection quantities and injection advances. Rate of heat release was obtained by analysing the in-cylinder pressure data. Multi-zone cylinder model showed good relevancy, which is higher than 97% with respect to experimental in-cylinder pressure data, after the model calibration process. Also it was seen that the NO_x formation model greatly predicted the engine-out NO_x emissions.

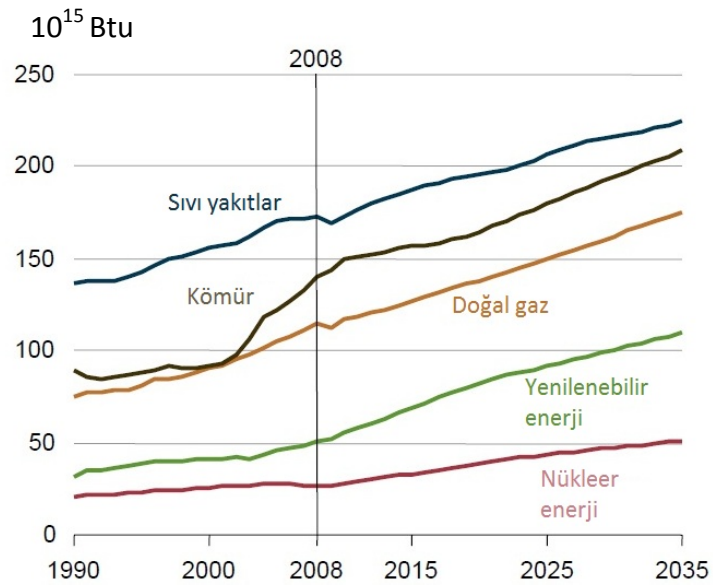
Key words: Wiebe ROHR, Multi-zone thermodynamic model, Nitrogen oxide formation model, Pre-injection, Post-injection

1.1 Literatür Özeti

Enerji, günümüz ekonomisi için vazgeçilemez hale gelmiş olması ile birlikte, yaşamı kolaylaştırması için artan endüstrileşmenin sonucu olarak kirliliğinde başlıca kaynağıdır.

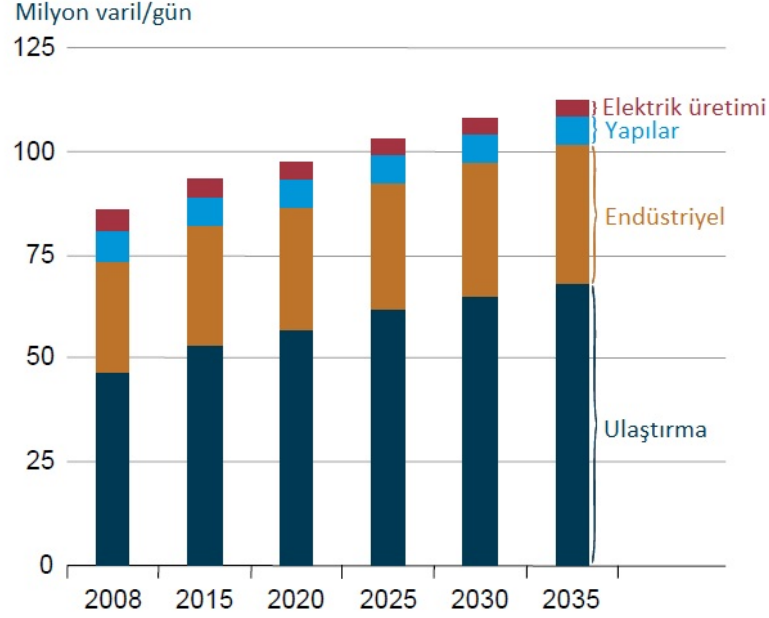
1.1.1 Enerji Gereksinimi ve Taşıt Kaynaklı Emisyonlar

Dünya ekonomisinin 2035 yılı enerji gereksinimi tahmini, 1990 yılında tüketilen miktarın iki katından daha fazla olarak öngörülmektedir[1]. Enerji kaynağı olarak fosil yakıtların kullanımı, toplam kaynaklara oranla azalmakta ise de Şekil 1.1'den görüleceği üzere 2035 yılı projeksiyonunda halihazırda %29 ile en büyük pay sıvı fosil yakıtlara aittir.



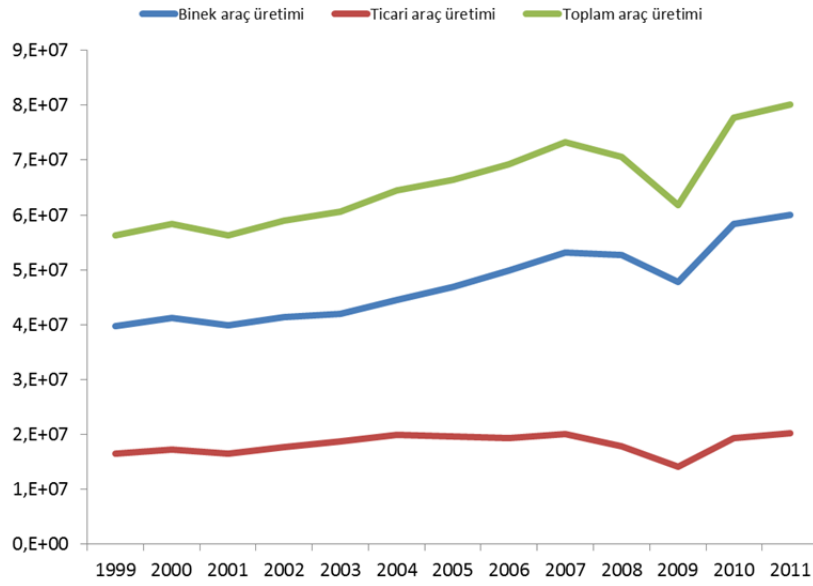
Şekil 1. 1 Yakıt türüne göre dünya enerji tüketimi[1]

Ulaştırma sektörü sıvı fosil yakıtların en fazla kullanıldığı sektördür ve yıllık ortalama %1.4, 2035 projeksiyonunda ise toplamda %46 oranında artışla lider durumdadır. Şekil 1.2’den görüleceği üzere 2035 yılı projeksiyonuna göre yıllık sıvı fosil yakıt üretiminin yarısından fazlası taşıtlarda tüketilecektir.



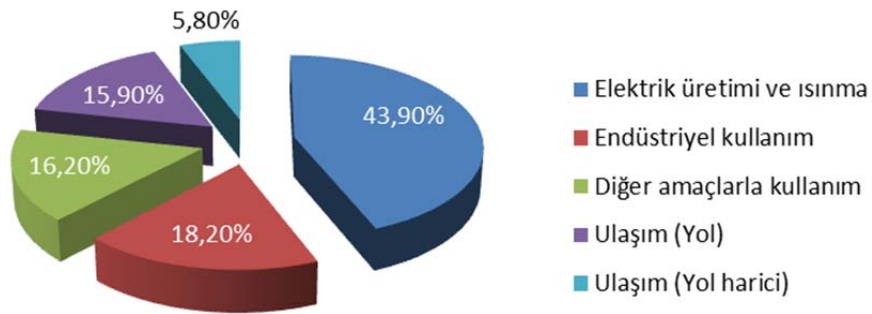
Şekil 1. 2 Sektörlere göre dünya sıvı yakıt tüketimi[1]

Dünya taşıt üretiminin büyük kısmını Şekil 1.3’te görülebileceği gibi binek taşıtlar oluşturmaktadır[2]. Kriz döneminde ortaya çıkan azalmaya rağmen dünya taşıt üretimi lineer biçimde artarak günümüzde yıllık 80 milyon adede ulaşmıştır. Bu artışta önemli payın binek taşıtlara ait olduğu ve ticari araç üretim adedinin yaklaşık sabit kaldığı yine Şekil 1.3’ten anlaşılmaktadır.



Şekil 1. 3 Dünya toplam taşıt üretimi[2]

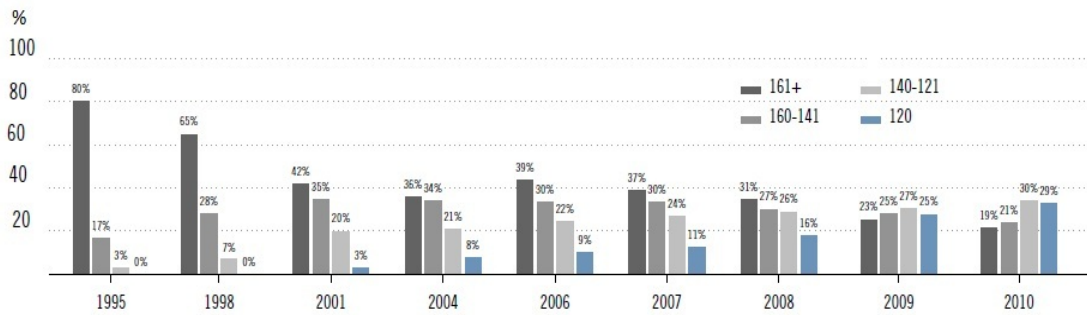
Artan araç üretimi göz önüne alındığında taşıt kaynaklı kirleticilerin çevreye doğrudan veya dolaylı etkisi belirgin hal almaktadır. Yanma sonucu oluşan kirleticilerden CO₂'in küresel ısınma üzerindeki etkisi tüm çevrelerce kabul görmüş durumdadır. İnsan kaynaklı CO₂ salınımı toplam salınımın %5'inden daha azını oluşturuyor olsa da bu değerdeki ufak artış dahi dünyanın doğal dengesini bozmaya yeterli olacaktır[2]. Şekil 1.4'te insan kaynaklı karbondioksit salınımının sektörlere göre dağılımı gösterilmektedir. Taşıt kaynaklı CO₂ salınımı diğer endüstriyel ve taşımacılık faaliyetlerine kıyasla düşük bir oranda ise de dünya CO₂ salınımının yaklaşık % 16'sını oluşturmaktadır.



Şekil 1. 4 Sektörlere göre CO₂ salınımı oranı[2]

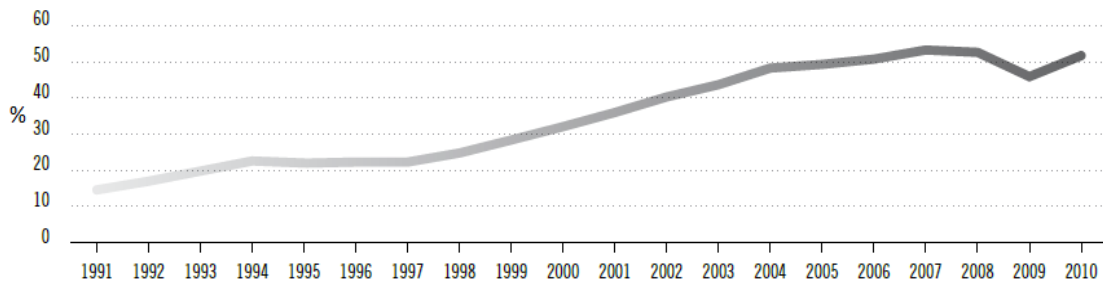
CO₂ salınımının düşürülmesi amacıyla dünya genelinde sürdürülen araştırma geliştirme faaliyetleri ile birlikte özellikle binek taşıt alanında, ciddi bir rekabet ortamı oluşmuş ve başta hibrid ve elektrikli taşıtlar olmak üzere pazarda ürün çeşitliliği artış göstermiştir.

Her yıl gerçekleştirilen yatırımlarla birlikte içten yanmalı motorların daha verimli hale gelmeleri ve taşıt teknolojisinde yapılan ağırlık iyileştirmeleri, düşük sürtünmeli malzeme kullanımı, güç aktarım sistemi optimizasyonu gibi iyileştirmeler ile birlikte taşıt kaynaklı CO₂ salınımı Avrupa Birliği ülkelerinde 120 g/km mertebesine kadar azaltılmıştır. Şekil 1.5'ten de görüleceği gibi 160 g/km değerinden fazla CO₂ salınımı olan yeni araç sayısı 1995'ten günümüze yüzde 80'den yüzde 19'a kadar gerilemiştir [3].



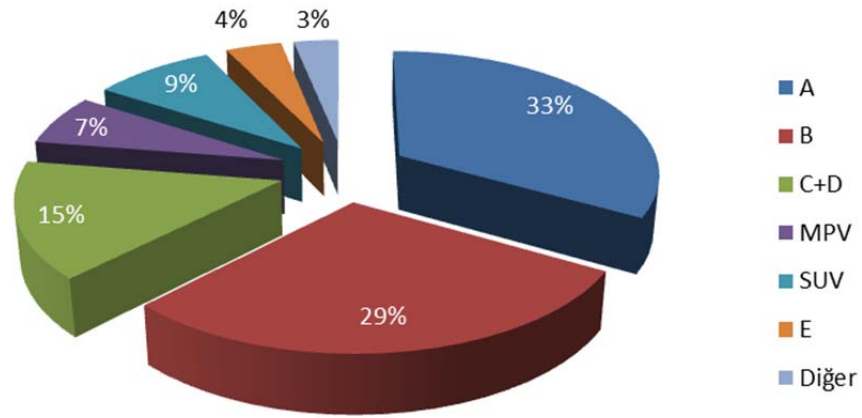
Şekil 1. 5 Avrupa Birliği yeni araç CO₂ emisyonlarının yıllara göre değişimi[3]

Gerek içten yanmalı motor ve taşıt teknolojilerindeki gelişmeler ve gerekse petrol fiyatlarındaki artış ile birlikte daha verimli taşıtlara olan ilgi artmıştır. Avrupa birliği genelinde yeni trafiğe çıkan taşıtlardaki dizel motor oranı Şekil 1.6'da görülmektedir. Dizel motorlu taşıt oranı önemli bir oranda artarak benzin motorlu taşıt sayısına ulaşmıştır[3].



Şekil 1. 6 Avrupa Birliği'nde satılan dizel araç oranının yıllara göre değişimi [3]

Benzer bir durum Şekil 7'den anlaşılabileceği gibi satılan taşıtların segmentlerinde de gözlemlenmektedir. Avrupa Birliği ülkelerinin genelinde küçük ve orta büyüklükteki taşıt segmentleri tercih edilmektedir[3].



Şekil 1. 7 Avrupa Birliği'nde satılan araçların segmentlere göre dağılımı[3]

CO₂ emisyonu küresel ısınma açısından önemli olmakla birlikte, taşıt kaynaklı kirleticiler içerisinde insan sağlığına en az zarar veren gazdır. Taşıt kaynaklı kirleticilerin başlıcaları yanmamış hidrokarbonlar, karbon monoksit, partikül maddeler, aldehitler, ketonlar ve azot oksitler olmak üzere gruplanabilirler. Bahsi geçen emisyon türlerinin oluşum mekanizmaları ve seviyeleri dizel ve benzinli motorlar için farklılık göstermektedir.

1.1.2 İçten Yanmalı Motorlardan Kaynaklanan Kirleticiler

1.1.2.1 Egzoz Kaynaklı Karbonmonoksit

İçten yanmalı motorlarda CO oluşumlarını kontrol eden ana parametre karışımın yakıt/hava oranıdır. Zengin karışımlarda oksijen eksikliği, eksik yanmaya sebep olduğu için CO konsantrasyonu hava fazlalık katsayısı ile ters orantılıdır. Yanma ürünleri arasında karbon monoksit olması yanma sırasında oksijenin yetersiz olduğunu gösterir[4]. Oksijen yetersizliği bazen bölgesel olarak da kendini gösterebilir, yanma odasının herhangi bir bölümünde oksijen tam olarak homojen bir dağılım göstermemiş olabilir[5]. Benzinli motorlarda karışımın homojenliğinin tam bir şekilde sağlanması, karışımın zengin karışımdan uzaklaştırılarak fakir veya stokiyometriye yakın bir karışım oluşturulması, CO emisyonlarının azaltılması için çoğu zaman yeterlidir[4]. Bunun dışında ani yük durumlarında gönderilen yakıt miktarının kontrol edilmesi, CO emisyonlarının azaltılmasında önemli bir rol üstlenir[5]. Dizel motorlarında hava fazlalık katsayısının yüksek oluşu nedeniyle CO emisyonu, benzinli motorlara kıyasla düşüktür.

1.1.2.2 Egzoz Kaynaklı Yanmamış Hidrokarbonlar

Yanmamış hidrokarbonlar, hidrokarbon içeren yakıtların eksik yanmalarından dolayı meydana gelen organik maddelerdir. Yanma sıcaklıklarının yüksek olmayışı ve çoğu zaman bölgesel oksijen yetersizlikleri eksik yanmaya neden olup; egzoz gazları içerisinde yanmamış hidrokarbonların da bulunmasına sebep olur[4]. Bununla birlikte yanmamış hidrokarbon oluşum mekanizmaları sadece eksik yanmayı içermez, alev cephesinin nüfuziyet kabiliyetine bağlı olarak yanma odası içerisinde ulaşamadığı dar bölgeler yanmamış hidrokarbonların bir başka nedenidir. Yağlama yağının absorpsiyonu ve desorpsiyonu da yanmamış hidrokarbon emisyonlarının oluşmasında etkindir. Benzer etki yanma odasında oluşmuş olan tortularda da gözlenir[5].

1.1.2.3 Egzoz Kaynaklı Patikül Madde Emisyonları

Partikül madde 51.7 °C sıcaklığın altında, hava ile seyreltilmesinin ardından önceden belirlenmiş bir filtre üzerinde birikim yapan, yoğunlaşmış su buharı haricindeki tüm maddelere verilen ortak isimdir. Benzinli motorlarda partikül emisyonları üç farklı kaynaktan oluşurlar. Bunlar yakıtın içinde bulunan kükürtten dolayı oluşacak sülfatlar, yakıtın içindeki kurşun ve içlerinde isin de dahil olduğu organik partiküllerdir. Dizel motorlarında partikül madde emisyonları uzun zincirli moleküllerin yetersiz oksijen şartlarında termal kraking işlemine uğramaları sonucunda oluşur[6].

1.1.2.4 Egzoz Kaynaklı Azot Oksit Emisyonları

Azot ve oksijen sekiz farklı bileşik oluşturabilmelerine rağmen, kirletici olarak azot monoksit ve azot dioksit, azot oksitler olarak birlikte anılırlar[7]. Azot oksitler atmosferik azotun yüksek sıcaklıkta oksidasyonu ile oluşur. İnsan solunum sistemi üzerinde olumsuz etkileri vardır, asit yağmurlarının oluşumunda da rol alırlar. Azot oksitlerin detaylı oluşum mekanizması bölüm 2’de açıklanmıştır.

1.1.2.5 Egzoz Emisyonu Regülasyonları

Endüstrileşmiş ülkelerdeki hava kirliliğinin ciddi boyutlara ulaşması ile birlikte gerek endüstri gerekse taşıtlar için kirleticilere sınırlama getirilmesi gerektiği kanaati oluşmuştur. 1960’lardan itibaren Amerika Birleşik Devletleri’nde sorun haline gelen

hava kirliliği nedeniyle, kirleticiler 1968 yılından itibaren sınırlandırmaya başlanmıştır. Sırasıyla 1970, 1977 ve 1981 yıllarında sıkılaştırılan limitler ile ABD genelinde tüm taşıtlarda katalitik konvertör zorunlu hale gelmiş, 1982 yılında dizel taşıtlar için partikül madde emisyonlarına da sınırlama getirilmiş ve 1987 yılında limitler daraltılmıştır. 1985 yılında birleşik ortalama yakıt tüketimi standartı ile birlikte ABD'deki araçların yakıt tüketimlerine sınırlama getirilmiştir[6]. Günümüzde California eyaleti başta olmak üzere çok daha düşük olan emisyon sınırlamaları, sırasıyla faz-1, faz-2, faz-3 olmak üzere gelişmesini sürdürmektedir[8]. Avrupa Birliği 91/441/EEC regülasyonu ile birlikte taşıt kaynaklı emisyonlara ilk sınırlamayı getirmiştir, Euro-1 olarak bilinen bu direktifle birlikte başlayan süreç günümüzde Euro-5 (715/2007EC) ve 2014 yılında ise Euro-6 (715/2007EC) ile gelişerek devam etmektedir[9].

Çizelge 1. 1 Avrupa Birliği emisyon regülasyonu sınırları[9]

Regülasyon	Uygulama	CO	THC	NO _x	THC+NO _x	PM
Dizel						
Euro 1	Temmuz-1992	2,72	-	-	0,97	0,14
Euro 2	Ocak-1996	1	-	-	0,7	0,08
Euro 3	Ocak-2000	0,64	-	0,5	0,56	0,05
Euro 4	Ocak-2005	0,5	-	0,25	0,3	0,025
Euro 5	Eylül-2009	0,5	-	0,18	0,23	0,005
Euro 6	Eylül-2014	0,5	-	0,08	0,17	0,005
Benzin						
Euro 1	Temmuz-1992	2,72	-	-	0,97	-
Euro 2	Ocak-1996	2,2	-	-	0,5	-
Euro 3	Ocak-2000	2,3	0,2	0,15	-	-
Euro 4	Ocak-2005	1	0,1	0,08	-	-
Euro 5	Eylül-2009	1	0,1	0,06	-	0,005
Euro 6	Eylül-2014	1	0,1	0,06	-	0,005

1.1.2.6 Dizel Motorlarında Azot Oksit Emisyonlarının Azaltılması Amacıyla Yapılmış Çalışmalar

Dizel motorlarında yanma kalitesinin hava ve yakıt karışımının niteliğine bağlı olduğu kabul görmüş bir husustur. Yüksek enjeksiyon basıncı ve birden fazla enjeksiyon

uygulanması yakıt ve havanın daha iyi karışması ve spreyin yakıt damlacıklarına kırınımının iyileştirilmesi için günümüzde uygulanmaktadır[10]. Ortak hat yakıt enjeksiyonu sisteminin geliştirilmesi ile performans parametrelerinin iyileştirilmesi hususunda dizel motoru tasarımcısının serbestlik düzeyi artmıştır, ortak hat yakıt enjeksiyonu enjekte edilen yakıtın daha hassas ölçülebilmesi, enjeksiyon zamanının sistemden bağımsız olarak hassas bir biçimde ayarlanması, değişen yük ve hızlarda farklı basınçlarda enjeksiyon yapılabilmesi ve en nihayetinde çevrim başına enjekte edilecek yakıtın birden fazla evrede silindir içerisine gönderilebilmesine imkan tanımaktadır. Yakıt enjeksiyonunun pilot, ana ve art püskürtmelere bölünebilmesi emisyonların iyileştirilmesine olanak tanımaktadır. Ortak hat yakıt püskürtme sistemi günümüzde piezo enjektörler ile donatılarak evvelki nesillere göre daha hızlı iğne kalkışları sağlayacak niteliğe kavuşmuştur, bu sayede fazla püskürtmeler arasındaki zaman kısalabilmiş ve farklı kalkış profilleri ile daha iyi emisyon sonuçları elde edilmiştir[11].

Çoklu enjeksiyonun bağımsız parametreleri, pilot enjeksiyonun miktarı ve zamanlaması, ana enjeksiyonun zamanlaması ile birlikte art enjeksiyonun miktarı ve zamanlamasıdır. Genel olarak çoklu enjeksiyon uygulamasında ana püskürtmenin geciktirilmesi, partikül madde seviyesini sabit tutarken, NO_x emisyonunun azaltılmasına olanak tanımaktadır. Buna ek olarak pilot püskürtme miktarı ve ana püskürtme ile arasında geçen sürenin optimizasyonu, şarta bağlı ideal püskürtme şablonunun oluşturulmasında önemlidir[12].

Han vd.[12], çoklu püskürtme uygulamasının modellenmesi için geliştirdikleri çok boyutlu simülasyonun sonucunda, tekil püskürtme stratejisinde püskürtülen yüksek momentuma sahip yakıtın, spreyin kuyruğundaki, düşük sıcaklıktaki zengin bölgeye yönelmesi nedeniyle, zengin bölgenin sürekli yenilendiğini ve bu nedenle is oluşumuna sebebiyet verdiğini ortaya koymuşlardır. Çoklu püskürtmede ise pilot püskürtmenin yanması nedeniyle oluşan kısmen fakir ve yüksek sıcaklıktaki ortama ikinci enjeksiyonun yapıldığını bu nedenle is oluşumunun ciddi manada azaldığı sonucuna varmışlardır. Aynı zamanda çoklu püskürtme uygulaması ile ana püskürtme avansının azaltılabildiği böylece NO_x emisyonunda, is ile birlikte düşürülebileceğini öne sürmüşlerdir.

Chen[13], ortak hat yakıt enjeksiyonu sistemine sahip dizel motorunda yaptığı deneysel çalışmada, farklı çoklu püskürtme stratejilerinin azot oksit ve partikül madde emisyonlarına etkisini araştırmıştır. Araştırmacı ilk etapta ana püskürtme avansını ÜÖN'ya sabitlemiş ve pilot püskürtme avansını ÜÖNÖ 10°÷50° KA arasında değiştirerek sonuçlarını irdelemiştir. Pilot ve ana püskürtme arasındaki açının artışı ile birlikte NO_x emisyonlarında düşme gözlemlenmiş ancak 30° KA ve üzeri pilot avanslarında HC emisyonunun ve FÖYT'nin arttığı sonucu ortaya çıkmıştır. Ek olarak 30° KA ve üzeri pilot avanslarında ise değerlerinin en yüksek seviyesine ulaştığı bildirilmektedir. Araştırmacı is ve NO_x emisyonunun birlikte düşürülebilmesi için ana püskürtme avansının düşürülmesi hatta ana püskürtmenin ÜÖNS gerçekleştirilmesi gerektiğini yaptığı deneyler neticesinde gözlemiştir. Art enjeksiyon deneylerinde ise özellikle is miktarında elde edilen azalmanın sebebi, genişleme stroğunda gerçekleşen ön karışimli yanma neticesindeki sıcaklık artışı olarak öne sürülmüş ve silindir içi basıncını kullanarak elde edilen sıcaklık grafiğinde 70 K artış gözlemlenmiştir.

Bianchi vd. [14] çok boyutlu akışkanlar dinamiği kullanarak oluşturdukları model çıktılarında, ikinci nesil ortak hat püskürtme sistemi ile uygulanmış çoklu püskürtmenin NO_x emisyonlarını, ana püskürtmeyide ikiye bölerek azalttığı belirtilmişlerdir. Yazarlar ek olarak çoklu püskürtmenin optimisasyonun silindir içerisindeki oksijen dağılımına göre yapılmasının is emisyonlarını önemli ölçüde düşüreceğini, fakat bunun için daha kısa tepki sürelerine sahip enjeksiyon sistemlerine ihtiyaç duyulacağını ortaya koymuşlardır.

Hotta vd. [15] gerçekleştirdikleri çalışmada, silindir içi görüntüleme tekniği ile pilot püskürtmenin evreleri ve ana püskürtme ile olan etkileşimi araştırılmış ve pilot püskürtme avansının artışı ile düşük hız ve tam yük koşullarında motor torkunun arttığı gözlemlenmiştir. Kısmi yük aralığında ise erken gerçekleştirilen pilot püskürtmenin ikiye bölünmesi ile yakıt tüketiminde önemli bir değişiklik olmadan gürültünün azaltılabildiği, aynı zamanda spreyn silindir cidarına ulaşması engellendiği için ana püskürtme öncesinde yanmanın daha yüksek oranda tamamlanmasına sebebiyet verdiği ve dolayısıyla artan sıcaklıkla birlikte ana püskürtmenin tutuşma gecikmesinin düşürüldüğü belirtilmiştir. Düşük pilot püskürtme avanslarında ise HC emisyonlarının

azaldığı ancak isin artış gösterdiği ve 1 mm^3 pilot püskürtme miktarının üzerinde ise NO_x 'un arttığı ortaya konmuştur.

Okude vd. [16] tek silindirli dizel motorunda gerçekleştirdikleri çalışmada, 4 mg ve daha yüksek miktarlardaki pilot püskürtmelerde, NO_x emisyonlarının pilot püskürtme avansına bağlı olmadan düştüğü sonucunu elde etmişler, bu olgunun sebebini ise pilot püskürtmenin yanması ile artan silindir içi sıcaklığına bağlı olarak, ana püskürtmedeki ön karışımli fazın daha kısa sürmesi ve bağlı olarak ortalama silindir içi sıcaklığın tutuşma anındaki artış miktarının tekil püskürtmeye oranla azalması olduğuna kanaat getirmişlerdir. Araştırmacılar ana püskürtmenin tutuşma gecikmesinin, pilot püskürtme avansının azalması ile azaldığını, tutuşma gecikmesini düşürmek için pilot püskürtme miktarını artırma yöntemine gidilmesi yerine avansın azaltılmasının yeterli olacağını ortaya koymuşlardır. Pilot püskürtmeden açığa çıkan ısıya bağlı olarak artan lokal sıcaklık değerinin ana püskürtmeyi tutuşturmaya yeterli olduğunu belirterek, yüksek avansla yapılan pilot püskürtmede ise ortalama sıcaklığın arttığını dolayısıyla tutuşturma eğiliminin göreceli düşük olduğunu öne sürmüşlerdir. Tutuşma gecikmesinin düşürülmesinin genel olarak NO_x emisyonlarını azalttığını belirten yazarlar, bu durumun her şartta geçerli olmadığını ve stratejiye bağlı olarak tekil püskürtmenin üzerine geçen sonuçlar elde ettiklerini belirterek, bu durumun asıl kaynağının artan pilot püskürtme miktarı ile birlikte silindir içi ortalama sıcaklığının daha yüksek değerlere ulaşması ve ek olarak pilot püskürtmenin yanması esnasında açığa çıkan NO_x emisyonu olduğunu ifade etmişlerdir. Pilot püskürtme yanması sonucunda açığa çıkan NO_x miktarının belirlenmesi için haricen yapılan deneysel çalışmada pilot avansının artışı ile birlikte pilot kaynaklı NO_x 'un ana püskürtme NO_x değerine yaklaştığını ortaya koymuşlardır.

Rajkumar vd. [17] tek silindirli deney motorunda gerçekleştirdikleri çalışmada, pilot püskürtme miktarının artışı ile NO_x emisyonlarının arttığını ve isin azaldığını gözlemlemişler, bu durumu ön karışımli fazlardaki ısı salımının artışı ile açıklamışlardır. Yine yazarlar pilot püskürtme uygulaması ile ana püskürtme avansını azalttıkları zaman daha düşük azot oksit emisyonu elde ettiklerini belirtmişlerdir. Uyguladıkları parametrik optimizasyon çalışmasının neticesinde ise pilot püskürtme ile ana püskürtme arasındaki açının artışı ile NO_x emisyonlarının ters orantılı değiştiği

sonucuna ulaşmışlardır, bu optimizasyon ile pilot uygulaması neticesinde elde edilen NO_x değerleri tekil püskürtmeye kıyasla azaltılmıştır. Araştırmacılar azot oksit emisyonlarının partikül madde emisyonlarına kıyasla pilot parametrelerine olan bağlılığının daha az olduğunu, bununla birlikte azot oksitlerin temelde ön karışımli faz yanmasındaki değişikliklerden etkilendiğini iddia etmişlerdir. Partikül madde-azot oksit kesişim eğrisi göz önüne alınarak bu çalışmada optimum pilot püskürtme zamanlamasının ana püskürtmeden evvel 8°KA ve miktarın ise ana püskürtmenin %15'i olduğu belirlenmiştir.

Vanegas vd. [18] pilot püskürtme uygulamasını denedikleri araştırmalarında farklı pilot püskürtme zamanlamaları ve ana püskürtme zamanlarının emisyonlar üzerindeki etkilerini parametrik olarak incelemişlerdir. Yazarlar pilot püskürtmenin tüm uygulamalarında tekil püskürtmeye kıyasla azot oksit emisyonunu düşürdüğünü, özellikle iki püskürtme arasındaki aç farkının 22°KA 'na ulaşması ile azot oksitlerin minimum değere indiğini gözlemlemişler, aynı zamanda ana püskürtme avansının düşürülmesi ile aynı sonucun elde edileceğini belirtmişlerdir. Bu durumun sebebinin pilot püskürtmenin yanmasına bağlı açığa çıkan enerji ile ana püskürtme tutuşma gecikmesinin düşürülmesi olduğunu ve bağlı olarak basınç artış hızının azaltılarak ortalama sıcaklığın düşürülmesi ile düşük NO_x elde edildiğini savunmuşlardır. Azot oksit emisyonlarının düşürüldüğü tüm senaryolarda partikül madde emisyonlarının artış gösterdiği gözlemlenmiştir.

Ön püskürtme ve art püskürtmenin birlikte uygulandığı araştırmalarda, azot oksit emisyonunun art püskürtme uygulaması ile değişik oranlarda azaltıldığı sonucuna ulaşılmıştır[18-20]. Azot oksit emisyonlarındaki azalma temelde ana püskürtmede enjekte edilmesi gereken yakıtın bir kısmının art püskürtmede silindir içersine gönderilmesinden kaynaklanmaktadır. Bu sayede ana püskürtmenin yanması sonucu açığa çıkan ısı ve neticesindeki pik sıcaklıklar düşmektedir. Aynı zamanda art püskürtmenin azot oksit emisyonu üzerinde çok az etkisi olduğu sonucuna ulaşmış çalışmalarda mevcuttur. Araştırmacılar bu durumun birincil sebebinin art püskürtmenin genişleme stroğunda yanması nedeniyle azot oksit oluşturmamasına ve o ana kadar oluşmuş azot oksit konsantrasyonuna etki edememesine bağlamaktadırlar. Bu yönde bulgular elde etmiş çalışmalarda is miktarındaki azalma %40 gibi ciddi

seviyelere erişmektedir. Yazarlar art püskürtme ile isin azalmasının nedenini partikül madde oksidasyonunun iyileşmesine bağlamışlardır ve artan oksidasyon kalitesinin yanma sonucu artan silindir içi ortalama sıcaklığından ve iyileşen hava yakıt karışımından kaynaklandığını ileri sürmüşlerdir[13, 21, 22]. Hotta vd. tarafından yapılmış olan çalışmada silindir içerisinden elde edilen görüntüler neticesinde, is miktarının azalmasının temel sebebi post püskürtme jetinin silindir içi hava hareketlerini iyileştirmesi olarak bulunmuştur[15]. Han vd. tarafından yapılan çalışmada ise is azalmasının sebebi spreyin is oluşturan kuyruk kısmının yenilenmeyişi olarak elde edilmiştir[12]. Ancak çalışmalar bütünüyle değerlendirildiğinde art püskürtme miktarının ve zamanının egzoz emisyonları üzerinde büyük etkisi olduğu görülmektedir. Yine literatürde art püskürtme uygulayan çalışmalarda araştırmacılar is miktarının FÖYT'ini makul seviyelerde etkileyerek azaltılması üzerine odaklanmışlardır.

Çoklu püskürtme uygulamaları ile azot oksit emisyonlarının azaltılması hususunda literatürde benzer deneysel çalışmalar bulunmaktadır[20, 23-27]. Ancak enjeksiyon parametrelerinin, ısı salım modeli parametrelerine etkisini inceleyen çalışmalar sınırlı sayıdadır[28-30].

1.2 Tezin Amacı

Nihai düzenlemede Avrupa Birliği'nin NO_x ve partikül madde emisyonlarının Euro-1 direktifine kıyasla çok düşük seviyelere indirildiği dikkat çekmektedir. Bir başka dikkate değer husus ise azot oksit emisyonlarının hâlihazırda daha düşük seviyelere çekilmesinin arzulanmasıdır. Özellikle dizel motorlarında Euro-6 emisyon regülasyonu azot oksitlerin yarı yarıya azaltılmasını hedeflemektedir. Bu hedefe yanma sonrası egzoz gazı muhtevasının değiştirilmesi ve/veya yanma sürecinin daha düşük azot oksit üretecek şekilde iyileştirilmesi ile ulaşılmaya çalışılmaktadır[7]. Egzoz gazının haricen işleme tabi tutulması ek maliyetler sonuçlamakla birlikte sistemi daha karmaşık hale getirmektedir.[31] Yanma prosesinin azot oksit emisyonunu azaltacak şekilde optimizasyonu daha efektif bir çözüm olarak düşünülebilir. Doktora çalışmasında hedeflenen ana unsur, belirli çalışma şartı altında minimum azot oksit emisyonu elde edecek yanma fazları parametrelerinin belirlenmesidir.

1.3 Hipotez

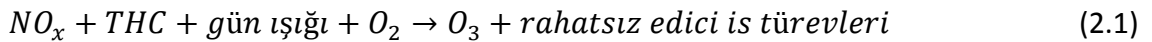
Yanma parametrelerinin değişiminin azot oksit azaltımına ne düzeyde katkı sağlayacağını önceden öngörebilmek amacıyla, vücuda getirilmiş bilgisayar modeli kullanılarak teoride minimumu sonuçlayacak parametrelerin belirlenmesi ve bunların gerçek motor şartına uygunluğunun ispatlanması bu çalışmanın temel hedefidir.

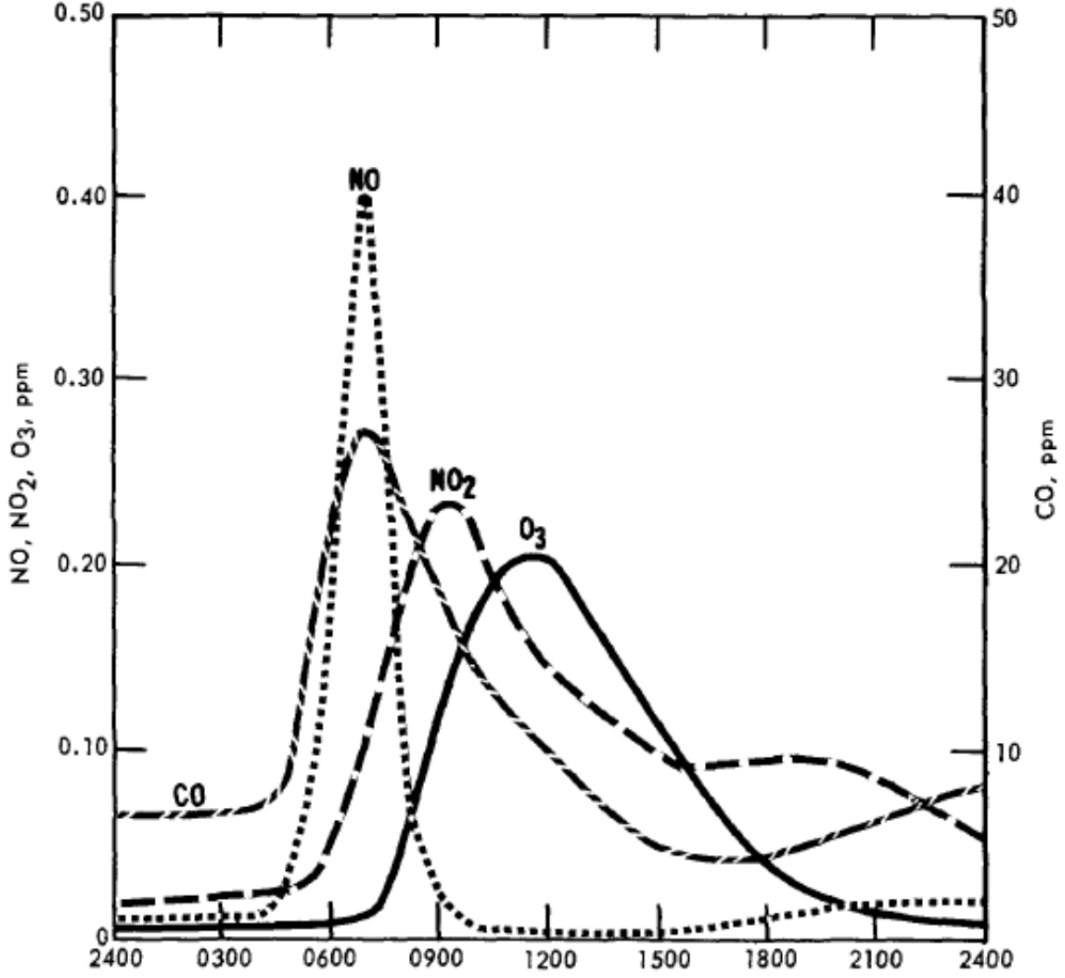
BÖLÜM 2

AZOT OKSİT EMİSYONLARI

Azot ve oksijenin tepkimesinden yediden fazla türde azot oksit türevi bileşik oluşmasına rağmen, hava kirliliği açısından bakıldığında azot monoksit ve azot dioksit önem arz eder. Bununla birlikte diazot monoksit ozon tabakasına verdiği zarar ile küresel ısınmaya olumsuz katkıda bulunuyor olması nedeniyle kirletici olarak değerlendirilmektedir[7]. Fosil yakıt yanması gibi yüksek sıcaklıktaki reaksiyonlar sonucunda NO ve az miktarda NO₂ oluşur. Azot oksitlerin doğadaki oluşum mekanizması bakteriyel aktiviteler ve yıldırımlardır[32, 33]. Doğal süreçler harici olarak kömür, doğal gaz ve petrol gibi yakıtların endüstriyel kazanlar, yakma fırınları, taşıt motorları gibi proseslerde yakılması ile azot oksitler oluşur. Nitrik asit üretiminde ise yanma gerçekleştirilmeden azot oksit üretilmektedir. Bu proseslerden birincil olarak azot monoksit üretilir, daha sonrasında atmosferde NO oksijen ile reaksiyona girerek NO₂ oluşturur. Yüksek sıcaklıkta oluşan ve birincil kirletici olan, NO'nun azaltılabilmesi için oluşum mekanizmasının çok iyi bilinmesi gerekmektedir.

NO atmosferde oksijen molekülü ile reaksiyona girerek NO₂ oluşturur, gerek NO gerekse NO₂ atmosferdeki hidrokarbonlar ile gün ışığında ozon oluşturacak şekilde tepkimeye girmektedir. Ozon özellikle yaz aylarında şehirlerde solunum sistemini ve gözleri rahatsız eden fotokimyasal isin birincil kaynağıdır. Azot oksitlerin, O₃ ile reaksiyonu şu şekildedir;





Şekil 2. 1 Gün içerisinde NO_x ve O_3 konsantrasyonlarının değişimi[32].

Şekil 2.1 günün farklı saatlerinde ölçülmüş azot oksit ve O_3 konsantrasyonlarını göstermektedir, gün ışığı ile birlikte artan O_3 miktarı akşam saatlerinde azalmaktadır. O_3 konsantrasyonu en yüksek değerinin NO_2 konsantrasyonu en yüksek değerinden daha sonra gerçekleşiyor olması, gün içerisinde oluşan ozonun NO_2 kaynaklı olduğunu göstermekle birlikte, azot monoksitin NO_2 'ye dönüşmesinin göreceli yavaş bir reaksiyon seyrettiğinin de kanıtıdır[32]. Azot oksitlerin suda çözünmesi ile nitrik asit (HNO_3) ve nitrit asit (HNO_2) oluşur. Nitrik asit nötralize olduğunda nitrat tuzu, nitrit asit ise nitrit tuzu oluşturur. Bu sebeple azot oksitler gaz fazında iken havadaki diğer gazlar ile reaksiyona girebilirler, suda ise asit veya tuz formunda bulunurlar. Her üç formda asit yağmurlarının oluşumuna katkıda bulunur. Dizot monoksit, NO ve NO_2 atmosferde en fazla bulunan azot oksit türleridir. N_2O troposferik ve stratosferik ozonla reaksiyona girerek ozon miktarının azalmasına neden olur, diazot monoksitin atmosferdeki ömrü 100 ile 150 sene arasında değişmektedir. Diazot monoksit aynı zamanda CO_2 gibi uzun

dalga boyundaki infrared radyasyonu adsorbe ederek yerküreden ısı atımını engellediği için küresel ısınmaya da katkı sağlamaktadır[34].

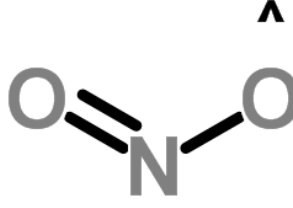
2.1 Temel Azot Oksit Türleri

2.1.1 Azot Monoksit

Renksiz, kokusuz bir gazdır, suda az miktarda çözünebilir. Göz, cilt, burun ve boğaz üzerinde rahatsızlık oluşturur, uyku haline ve bilinç kaybına neden olabilir, methemoglobinemiye sebebiyet verir. Hedef organları göz, solunum sistemi, dolaşım sistemi ve merkezi sinir sistemidir[35]. Yanıcı bir gaz değildir. Su ile reaksiyona girerek nitrik asit oluşturur. Hava ile reaksiyona girerek NO_2 oluşturur. Azot monoksitin birincil kaynağı yanma reaksiyonlarıdır, oluşumunun ardından denge konsantrasyonuna gelene kadar reaksiyona girmeye devam eder, bu durum doğrudan yanma sıcaklığının fonksiyonudur. Eğer oluşumunun ardından denge konsantrasyonuna ulaşacak kadar süre geçmeden aniden soğutulursa mevcut konsantrasyonunu korur ve yanma ürünü olarak atmosfere geçer.

2.1.2 Azot Dioksit

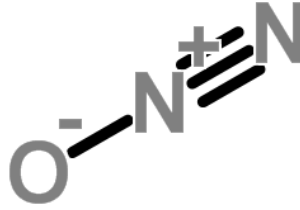
Sıvı fazda sarı-kahve, gaz fazında ise kırmızı-kahverengi olan, acı, asidik kokuya sahip bileşiktir. Kaynama noktası $21,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu için atmosfer koşullarında gaz halinde bulunur. Yanıcı değildir, ancak koroziv ve yakıcı bir gazdır. Suyla reaksiyona girerek nitrik asit oluşturabilir. Solunma, yutulma, göz veya cilt teması yolları ile insan vücuduna nüfuz eder. Göz, burun ve boğazı tahriş eder, öksürüğe neden olur. Akciğer fonksiyonlarının azalmasına ve taşikardiye sebebiyet verir[35]. Azot monoksit ile oksijenin reaksiyonu sonucu olduğu için, sadece yanma esnasında değil yanma sonrasında atmosferik şartlarda da oluşumunu sürdürür.



Şekil 2. 2 Azot dioksitin kimyasal yapısı

2.1.3 Diazot Monoksit

Renksiz, az miktarda kokusu olan ve yanıcı olmayan bir gazdır. Solunum sistemi ve sıvı fazda ise cilt teması ile vücuda nüfuz eder. Soluk alma güçlüğü, uyku hali, baş ağrısı, oksijen yetersizliği oluşturur ve sıvı fazda teması halinde soğuk yanmaya neden olur. İnsan vücudundaki hedef organları solunum sistemi, merkezi sinir sistemi ve üreme sistemidir[35].



Şekil 2. 3 Diazot monoksitin kimyasal yapısı

2.1.4 N₄O Nitrosilazid

Nitrosilazid stabil olmayan bir azot oksit türüdür, sodyum azitin nitrozil klorid ile reaksiyonu sonucu oluşur.

2.1.5 Nitrat

Doğada genel olarak tuz şeklinde bulunur, nitrat bir iyon olduğu için doğada saf halde bulunması zordur. Methemoglobinemiye sebep olduğu için insan sağlığı üzerinde olumsuz etkisi vardır[35]. Kinetik reaksiyonlarda ara ürün olarak oluşur fakat eser seviyededir.

2.1.6 Diazot Trioksit

Azot monoksit ile azot dioksitin -21 °C ve daha düşük sıcaklıklarda birleşmesi ile oluşur. Düşük sıcaklıklarda sıvı fazdadır. Renksiz bir gazdır. Atmosferik şartlarda ara tepkime ürünü olarak oluşabilir ancak ihmal edilebilecek düzeyde düşük konsantrasyonda bulunur. Suda çözüldüğü zaman asit oluşturur[34].

2.1.7 Diazot Tetraoksit

Diazot tetra oksit renksiz bir gazdır. Amonyumun oksidasyonu ile üretilir, çok iyi bir yakıcı olduğu için roketlerde kullanılmıştır. Atmosferde eser miktarda bulunur[32].

2.1.8 Diazot Pentaoksit

Diazot pentaoksit renksiz bir gazdır, yüksek düzeyde yakıcı bir gaz olduğu için tehlikelidir. NO ve NO₂'yi reaksiyona girmeden bir arada tutuyor olması sebebiyle önemli bir azot oksit rezervuarıdır. Organik bileşikler ve amonyum tuzları ile birlikte patlayıcı karışım halini alır. Atmosferik su buharı ile nitrik asit oluşturabilecek şekilde reaksiyona girebilir[34].

2.2 Azot Oksit Oluşum Mekanizmaları

2.2.1 Termal Azot Oksit Oluşumu Mekanizması

İçten yanmalı motorlarda azot oksit oluşumu Zeldovich[36] tarafından önerilmiş olan ve daha sonrasında Heywood vd. tarafından geliştirilmiş mekanizma ile büyük oranda açıklanabilmektedir[37]. Literatüre termal azot oksit formasyonu olarak geçmiş mekanizma sırasıyla (2.2), (2.3) ve (2.4) reaksiyonlarından oluşmaktadır. 2.2 reaksiyonunun aktivasyon enerjisi oldukça yüksek olduğu için belirleyici adım olarak tanımlanır, termal NO_x mekanizmasında nihai konsantrasyonlar sıcaklık artışı ile artmaktadır.





Azot oksitler gerek alev cephesinde ve gerekse yanmış gazların içerisinde oluşumunu sürdürmektedir. İçten yanmalı motorlarda, yanma yüksek basınçta gerçekleştiği için alev cephesi oldukça incedir ve alev cephesinin gaz içerisinde buluma süresi çok kısadır. Yanma esnasında sıkıştırma devam ettiği için yanmış gazların basıncı ve sıcaklığı artmaya devam etmekte bu nedenle alev cephesinde oluşan azot oksit miktarından çok daha fazlası yanmış gaz karışımında açığa çıkmaktadır. Bu sebeple azot oksit formasyonu mekanizması yanma kimyasal kinetik mekanizmalarından bağımsız olarak O, O₂, H, OH ve N türlerinin denge konsantrasyonları için çözülebilir[5].

2.2.2 Fenimore NO

C.P. Fenimore[38] tarafından 1979 yılında öne sürülen ve adı ile anılan NO oluşum mekanizması, termal NO oluşum mekanizmasından daha komplike bir yapıya sahiptir. Fenimore NO, (2.5)'te görüleceği gibi CH radikali ile reaksiyona giren azot gazından azot atomunun oluşması prensibine dayanır[39].



CH radikali, alev cephesindeki yanma reaksiyonlarında oluşan bir ara üründür, havanın azotu ile reaksiyona girerek hidrosiyanik asit oluşturur.

2.2.3 N₂O Kaynaklı NO

Diazot monoksit, oksijen atomunun azot molekülü ile girdiği reaksiyon sonucunda oluşmaktadır. Ancak reaksiyonun başlaması için (2.6)'dan anlaşılacağı gibi radikallere gereksinim vardır. Bu oluşum mekanizmasında açığa çıkan NO miktarı önemsenmeyecek düzeyde olmasına rağmen, özellikle düşük sıcaklıklardaki fakir karışımlarda NO oluşumunun açıklanmasında başarılıdır[39].



2.2.4 Yakıtın Muhtevasındaki N₂ Kaynaklı NO

Sıvı fosil yakıtlarda yeterince düşük olan N₂ muhtevası (%0.07 kütlece [5]), kömür gibi katı yakıtlarda yüksektir (%1 kütlece [39]) N₂ içeren bileşikler kömürün gazlaştırılmasında gaz fazına geçerek NO oluşumuna katkıda bulunurlar.

2.3 Yanma Kaynaklı Azot Oksit Emisyonlarını Azaltma Yöntemleri

Azot oksit emisyonlarını düşürmek amacıyla izlenebilecek yöntemler, oluşum mekanizmasını yavaşlatma prensibi üzerine kurulmuştur.

2.3.1 Yanma Sıcaklığının Düşürülmesi

Yanma sıcaklığının düşürülmesi reaksiyon oranını azalttığı için efektif bir çözümdür. Esasında homojen karışımlarda stoyikiyometrik hava-yakıt oranından uzaklaşılması anlamına gelmektedir. Fakirleştirilmiş karışımların özgül ısı değerleri düşeceği için yanma sonu sıcaklıklarında beraberinde azalacaktır. Aynı zamanda zengin karışımlar stoyikiyometrik karışımlara nazaran daha düşük miktarda oksijen içerdikleri için daha düşük azot oksit emisyonları üretirler[34]. Endüstriyel proseslerde su buharı enjeksiyonu benzer bir etki yarattığı için kullanılmaktadır[40].

2.3.2 Etki Süresinin Kısaltılması

Yüksek yanma sıcaklıklarında çalışan içten yanmalı motorlar gibi azot oksit kaynaklarında alev cephesinin oluşumunun geciktirilmesi veya düşük sıcaklıkta yanmanın başlatılması enjeksiyon zamanlamasının veya ateşlemenin optimizasyonu ile mümkündür.

2.3.3 Oksijen veya N₂ Miktarının Azaltılması

Yanmaya katılan oksijen miktarının azaltılması NO oluşum oranını azaltacağı için etkin bir çözümdür. İçten yanmalı motorlarda egzoz gazının yeniden silindir içerisine gönderilmesi ile azot oksit miktarlarında önemli azalmalar sağlanabilmektedir[41]. Öte yandan oksijen kaynağı olarak hava kullanmayan yanma proseslerinde azotun yanmaya katılmaması sebebiyle azot oksitler oluşmaz ancak yüksek sıcaklık nedeniyle ortam havasında oluşum engellenemez.

2.4 Dizel Motorlarında Azot Oksit Oluşumu

Benzin motorlarına kıyasla dizel motorları, yanmanın başlangıcından hemen evvel silindir içerisine yakıtın gönderilişi, üniform olmayan yakıt hava karışımı ve bağlı olarak sıcaklık dağılımı ve oldukça kompleks yanma süreci ile farklılık göstermektedir. Ön karışımli fazda kontrolsüz olarak yanan yakıt hava karışımında, tutuşma gecikmesi esnasında hazırlanmış dolgu yanarken, karışım kontrollü fazda ise yanma oranı oksijen difüzyonuna bağlı olarak bölgesel farklılıklar gösterir. Dizel motorlarında azot oksit oluşumunun kritik periyodu yanma sıcaklığının maksimuma ulaştığı yanma başlangıcı ile maksimum silindir içi basıncına ulaşılan zaman aralığıdır. Yanma prosesinde ilk yanan dolgu daha sonrasında sıkıştırma ile birlikte sıcaklığını artırdığı için NO oluşumunda önemli paya sahiptir. Maksimum basınca ulaşılmasının hemen ardından sıcaklığın düşmesi ve yanmış gazların kısmen daha soğuk hava ile karışması neticesinde geri yön reaksiyonlar yavaşlar ve azot oksit konsantrasyonu yüksek değerlerde kalır[5].

Kısa süreli, ön karışımli homejen yanma esnasındaki, yüksek sıcaklıklar dizel motorlarında yüksek azot oksit emiyonlarını sonuçlamaktadır. NO_x emisyonu, enjeksiyon başlangıcında püskürtülen yakıt miktarının azaltılmasına bağlı olarak, ön karışımli yanma oranının düşürülmesi ile azaltılabilir. Yine yanma başlangıcındaki sıcaklıkların azaltılması veya yanma esnasındaki maksimum sıcaklıkların düşürülmesi de azot oksitlerin düşürülmesi için kullanılan yöntemlerdir. Partikül madde ve NO_x emisyonlarının beraber düşürülmesi zordur. Dizel motor teknolojileri NO_x-PM kesişim değerine göre iyilik derecesi açısından karakterize edilebilirler. Bu kesişim noktası günümüzde kontrol teknolojisinin kapasitesine bağlıdır. Dizel motorlarında NO_x ve PM emisyonlarının beraber azaltılabilmesi yanmanın uygun şekilde kontrol edilebilmesi ile gerçekleştirilebilir. Bu bağlamda ön karışımli ve difüzif yanma fazlarının optimize edilmesi gerekmektedir[42].

Dizel motorlarında gerçekleşen prosesleri ve azot oksit emisyonlarını modellemek amacıyla oluşturulmuş bilgisayar tabanlı programlar, detaylı üç boyutlu modeller, boyutsuz ve sanki boyutlu modellerden oluşmaktadır. Boyutsuz ve sanki boyutlu olarak adlandırılan tek ve çok bölgeli modeller, hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayanan (HAD) modellere göre basitlikleri, düşük işlem zamanları nedeniyle çeşitli değişken

işletme koşullarının motor parametreleri ve emisyonlar üzerindeki etkilerini modellemede birincil rol oynamaktadırlar. Daha gelişkin bir yaklaşımla bu modeller gerçek zamanlı azot oksit kontrol stratejileri ve çok değişkenli parametre optimizasyonu için gereken temel yapıyı sağlamaktadırlar. Boyutsuz modeller, silindir içi basınç ve sıcaklığının değişimini belirlemede yeterli doğruluğu sunarken bunu sadece enerjinin ve kütlenin korunumu denkleminin zmlmesi ile başarmaktadırlar. Bu gibi efektif fiziksel modellere ek olarak daraltılmış kimyasal kinetik zmlmeler ile birlikte NO_x emisyonları kabul edilebilir bir doğrulukta modellenebilmektedir[43-46].

Üç boyutlu HAD tabanlı modeller, bilgisayar işlem yükü açısından yüksek değerlere sahip olsalar da gerek uzaysal çözümlleme ve gerekse performans çıktılarının modellenmesi açısından başarılıdırlar. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği tabanlı modeller ile akışkan hızı, basıncı ve yanma ürünlerinin konsantrasyonu gibi değişkenler silindir içerinde uzaysal olarak belirlenebilmekle birlikte spreyn enjeksiyonun ardından gerçekleşen yayınımlı, buharlaşması gibi fiziksel prosesler hesaplamanın içerisine dahil edilebilmektedir[12, 47-53].

TERMODİNAMİK MODEL ve DETAYLARI

İçten yanmalı motorların modellemesinde kullanılmakta olan yaklaşımlar, gereken hassasiyet ve bilgisayar işlem gücü göz önüne alınarak üç temel kategoride değerlendirilmektedir. Bunlardan ilki sıfır boyutlu tek bölge termodinamik modellerdir, ikincisi sanki boyutlu yahut fenomenolojik olarak adlandırılan, bölgelerden oluştuğu kabul edilmiş modellerdir. Üçüncü ve nihai kategori ise çok boyutlu kısmi diferansiyel denklemlerin çözümüne dayanan HAD modelleridir[54].

Boyutsuz termodinamik modeller, lokal farklılıklar barındıran içten yanmalı motor prosesini basite indirgeyerek çözümlemeye çalışmaktadırlar, bu bağlamda dolgunun silindir içerisinde ki her noktada ideal olarak karıştığı ve özelliğinin aynı olduğu kabul yapılmaktadır. Bu modeller işlem zamanı açısından oldukça verimlidir ve termodinamik modeller genellikle hava-yakıt karışımının uzaysal çözümlemesi gibi alt olguların çok önemli olmadığı ve hızlı sonuç alınması talep edilen uygulamalarda kullanılır. Termodinamik modeller geniş çaplı parametrik çalışmalarda, içten yanmalı motorların çeşitli parametrelerinin değişimlerinin etkilerini modellemekte tercih edilmektedirler.

Fenomenolojik sprey ve yanma modelleri, yanma odasını birden fazla bölgeye bölerek hesaplama yapmaları nedeniyle tek bölgeli termodinamik modellerden daha komplekstirler. Yanmış ve yanmamış bölge yaklaşımı yapıldığı için ısı salımı ve emisyon modellemelerinde doğruluk oranları daha yüksektir. Buna rağmen yapılan çözümleme

göreceli olarak kaba bir yaklaşım sunar ve türbülansın uzaysal çözümlemesi yapılmadığı için motor geometrisinin etkisini ortaya çıkaramazlar.

Çok boyutlu HAD kodları kütle, enerji ve momentumun korunum denklemlerini sıkı bir nümerik ağ içersinde çözümlemekle birlikte türbülansın etkisini de alt modeller yardımı ile göz önüne almaktadırlar. HAD modellemeleri karışım teşkili ve yanma gibi alt proseslerin simülasyonunda detaylı sonuçlar vermesine rağmen gerekli bilgisayar işlem zamanları diğer modellere göre yüksektir. Özellikle spre ve yanma olgularının araştırılmasında direkt püskürtmeli motorlar için HAD modelleri önem kazanmaktadır, bunun sebebi yanma odası içersindeki gaz hareketleri, buharlaşma, ısı transferi ve bu olguların birbirleri ile etkileşimleri direkt püskürtmeli dizel ve benzin motorlarında önem arz etmesidir.

3.1 Doktora Tezinde Geliştirilen Termodinamik Modelin Detayları

Doktora tezinde geliştirilmiş olan termodinamik model enerjinin ve kütlenin korunumu ilkelerini temel alarak içten yanmalı motorun birbirini izleyen çevrimlerini modellemektedir. Ard arda çalışan çevrimler esnasında bir sonraki çevrimin başlangıç değerleri, önceki çevrimden alınmaktadır bu sebeple model dengeye gelinceye kadar çevrimler çalıştırılmaya devam edilmektedir. Momentumun korunumu termodinamik modellemede göz önüne alınmamıştır ve bu sebeple dolgu içeriğindeki uzaysal değişimler göz ardı edilmiştir. Termodinamik modelleme için kullanılan girdiler sırasıyla Çizelge 3.1, Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3'te listelenmiştir.

Çizelge 3. 1 Deney motorunun modellemede kullanılan özellikleri

Özellik	Birim	Değer
Silindir capı	mm	82.5
Strok	mm	82
Biyel uzunluğu	mm	132
Sıkıştırma oranı	-	18.5:1

Çizelge 3. 1 Modellemede kullanılan motorun özellikleri (devamı)

Duvar sıcaklığı	°C	100
Emme supap sayısı	-	1
Emme supapı açılma avansı ÜÖNÖ	KA	44
Emme supapı açık kalma süresi	KA	255.4
Emme supapı tabla çapı	mm	37.5
Emme supapı koni açısı	°	45
Emme supapı iç yüzey çapı	mm	32.4
Emme supapı maksimum kalkış miktarı	mm	9
Emme supapı boyun çapı	mm	7.8
Egzoz supap sayısı	-	1
Egzoz supapı açılma avansı AÖNÖ	KA	82
Egzoz supapı çapı	mm	31.9
Egzoz supapı koni açısı	°	45
Egzoz supapı iç yüzey çapı	mm	27.8
Egzoz supapı maksimum kalkış miktarı	mm	10
Egzoz supapı açık kalma süresi	KA	265.4
Egzoz supapı boyun çapı	mm	7.8
Emme manifoldu boğaz çapı	mm	40
Simülasyon hassasiyeti	KA	0.1
Enjektör iğne delik çapı	mm	0.12
Enjektör iğne delik sayısı	-	7
Enjektör maksimum iğne kalkış miktarı	mm	0.25
Birinci kompresyon segmanı-silindir boşluğu	mm	0.5
Birinci kompresyon segmanı açıklığı	mm	2

Çizelge 3. 2. Modellemede kullanılan ortam şartları

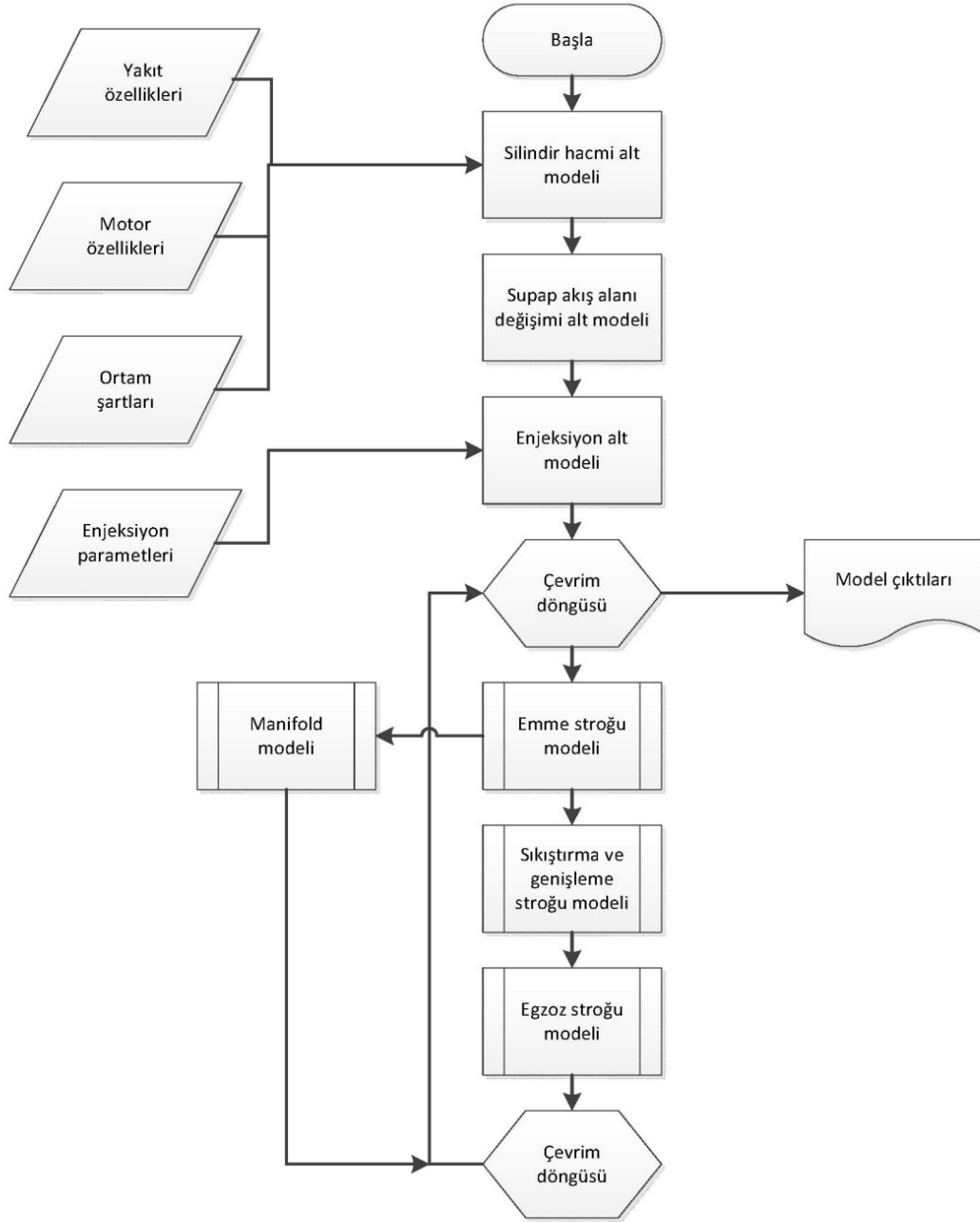
Ortam şartları		
Özellik	Birim	Değer
Dolgu basıncı	kPa	2200
Ortam sıcaklığı	°C	25
Havanın Stefan-Boltzman sabiti	J/sm ² K ⁴	5.67E-08
Havanın dinamik viskozitesi	kg/ms	1.98E-05
Havanın kondüksiyon katsayısı	W/mK	0.0257

Çizelge 3. 3 Modellemede kullanılan yakıt özellikleri

Yakıt özellikleri		
Özellik	Birim	Değer
Yakıt yoğunluğu	kg/m ³	836
Yakıt viskozitesi	mm ² /s	2.771
Yakıtın buharlaşma enerjisi	kJ/kg	250
Yakıtın alt ısı değeri	kJ/kg	44500
Yakıtın setan sayısı	-	54.9

Tüm yanma odasını hacminin yanma başlangıcına kadar homojen olarak karışmış bir dolgu ile dolu olduğu kabul edilerek çözümleme gerçekleştirilmiş, yanma prosesi ısı girişi ile simüle edilmiş ve yanmış bölgenin hacmi ve sıcaklığı ise çok bölgeli model yaklaşımı ile hesap edilmiştir. Dört strok birbirinden bağımsız olarak alt modellerden oluşmaktadır ve strok modellerinin içersinde çalışan hacim değişimi hesabı, supap akış alanı hesabı, yanmada açığa çıkan ısı hesabı gibi alt modeller mevcuttur. Dolgu değişimi emme ve egzoz stroklarında hesap edilmiştir. Sıkıştırma ve genişleme stroklarında ise

kartere olan kütle geçişi bir başka alt model ile hesaplanmıştır. Tüm stroklarda ısı transferi çözümlemesi yapılarak enerji denkleminde dahil edilmiştir. Tüm modelin akış şeması şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3. 1 Termodinamik modelin akış şeması

3.2 Alt Modeller

3.2.1 Silindir Hacmi Alt Modeli

Silindir hacminin krank açısına bağlı değişimini veren (3.1) ve (3.2) Demidov'dan [55] alınarak uygulanmıştır.

$$V_c = V_{tot} - V_{disp} \quad (3.1)$$

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} R \left[(1 - \cos \theta) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (3.2)$$

3.2.2 Isı Transferi Alt Modeli

Silindir içersinden cidara ısı transferinin modellenmesinde Annand'ın[56] geliştirdiği yaklaşım kullanılmıştır. Annand daha önceden yayınlanmış olan deneysel datasına dayanarak geliştirdiği konvektif ısı transferi modelinde (3.3)'ü kullanarak konvektif ısı transferi katsayısını belirlemiştir.

$$\frac{h_c D}{k_{an}} = a_{an} \left(\frac{\rho_a C_m D}{\mu} \right)^{b_{an}} \quad (3.3)$$

Konveksiyonla iletilen ısı miktarı (3.4)'ten faydalanılarak hesaplanmıştır.

$$Q_{conv} = h_c A_{ht} (T_g - T_w) \quad (3.4)$$

Radyasyonla iletilen ısı miktarının hesaplanmasında ise (3.5) kullanılmıştır.

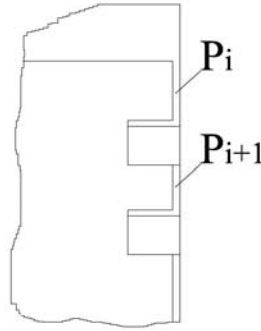
$$Q_{rad} = \beta \sigma (T_g^4 - T_w^4) \quad (3.5)$$

Annand (3.3)'te katsayı olarak kullandığı a için 0.35 ile 0.8 arasında değer alınabileceğini, b için ise sabit 0.7 değerinin kullanılması gerektiğini belirtmektedir.

3.2.3 Blow-by Alt Modeli

Segman-silindir boşluğundan kartere transfer olan dolgu miktarının belirlenmesi için Petris vd. [57] tarafından önerilmiş blow-by modeli uygulanmıştır. Segman boşluğundan kartere transfer olan kütlenin hesabı için sıkıştırılabilirlik faktörünü ifade eden (3.6) ve (3.7) kullanılmıştır. Silindir içi basıncı ile birinci segmanın altındaki hacmin

basıncı arasındaki oranın 0.52'den küçük olması durumunda (3.7) uygulanmıştır. Alt modelde tanımlanmış olan bölgeler Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 2 Blow-by modelinde tanımlanmış bölgeler.

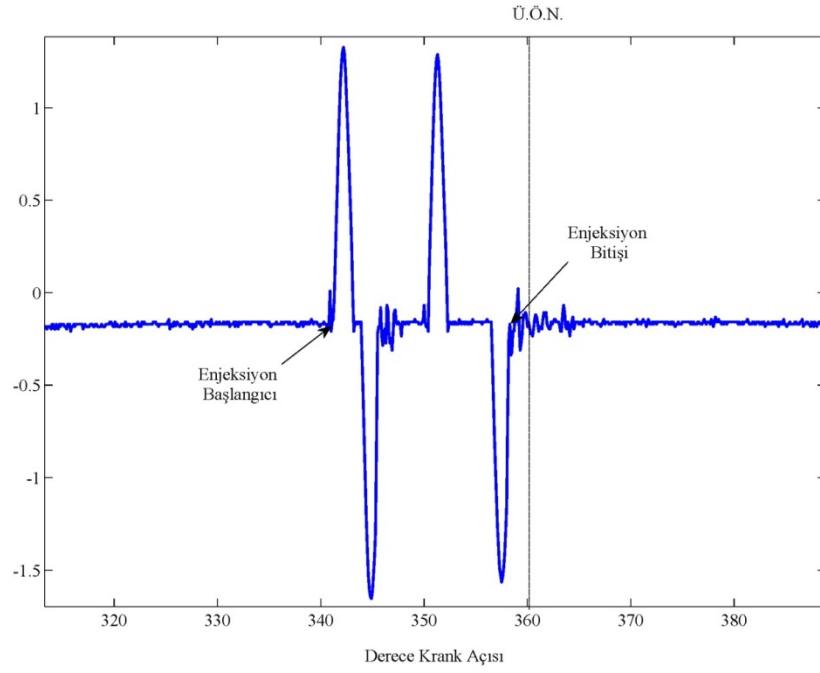
$$Xi = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (3.6)$$

$$Xi = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (3.7)$$

$$m_{blow} = A_{rc} \rho_a \sqrt{k R_{ideal} T_w Xi} \quad (3.8)$$

3.2.4 Enjeksiyon Alt Modeli

Silindir içerisine enjekte edilen yakıtın miktarının krank açısına bağlı olarak belirlenebilmesi için, sıkıştırılamaz akışlarda Bernoulli eşitliğinden faydalanılmıştır. Enjeksiyon modelinde kullanılması amacıyla deneyler esnasında deney motorunun birinci enjektörünün üzerine indüktif etki ile sinyal üreten sensör yerleştirilmiştir. Şekil 3.3'de görülen örnek sinyal çıktısında, ilk artışın görüldüğü 340 °KA, ön püskürtmenin başladığı başka bir deyişle enjektör iğnesinin ilk hareket etmeye başladığı andır, bunu iğnenin yerine oturması olayını gösteren ters yönde bir gerilim artışı takip etmektedir. Ana püskürtmede silindir içersine gönderilen yakıt miktarı daha fazla olduğu için iğne kalkışı ile iğnenin yuvasına oturmasını gösteren ters yönlü pikler arasında yaklaşık 4°KA'na karşılık gelen bir açık kalma periyodu bulunmaktadır.



Şekil 3. 3 Enjektör iğnesi kalkışı ölçümü ile elde edilen sensör çıktısı.

Yakıt enjeksiyon sürecinin hesaplanmasında şu kabuller yapılmıştır:

1. Akışkan yoğunluğu akış esnasında sabittir.
2. Viskoz sürtünme kuvvetleri ihmal edilmiştir.

Bernoulli denklemi

$$\frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} \quad (3.9)$$

Sürekli akış kütleli debisi

$$Q_{flow} = \rho V_m A_{inj} Cd \quad (3.10)$$

Yakıtın memeden çıkış hızının hesaplanması

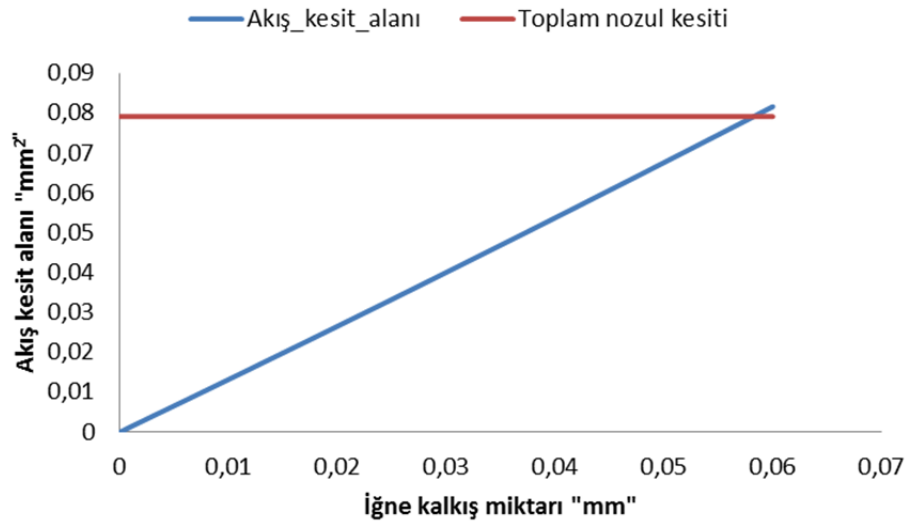
$$\frac{P_1 - P_2}{\rho_f g} = \frac{V_2^2}{2g} \quad (3.11)$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} \quad (3.12)$$

Enjekte edilen yakıt miktarı mg/°KA cinsinden (3.10) ile elde edilmiştir.

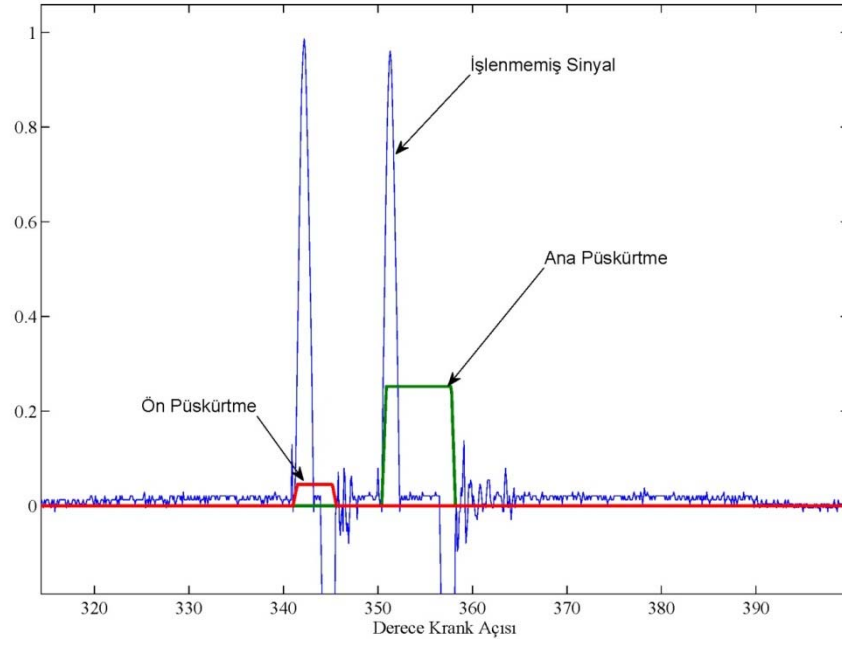
$$\frac{dQ_{flow}}{d\theta} = \sqrt{2\Delta P \rho_f} A_{inj} Cd \frac{dt}{d\theta} \quad (3.13)$$

Enjektör kalkışı esnasında akışkanın aktığı kesitin değişimi, enjektör geometrisinden faydalanarak hesaplanmıştır ve Şekil 3.4'te gösterilmektedir. İğne kalkışı esnasında iğne ile meme arasında kalan kesit alanı, şekilden anlaşılabileceği üzere belirli kalkış miktarına kadar meme üzerindeki deliklerin toplam alanından küçük kalmaktadır. Bu durum enjekte edilen akışkan miktarını sınırlamaktadır. Yakıt miktarı modellenirken akışkanın geçtiği kesit alanının iğne kalkışına göre değişimide göz önüne alınmıştır. Bu sayede hem açılma ve kapanma süresi hem de bu süreye bağlı olarak değişen kesit alanı modele dahil edilmiştir.



Şekil 3. 4 İğne kalkışına bağlı akış kesit alanının değişimi

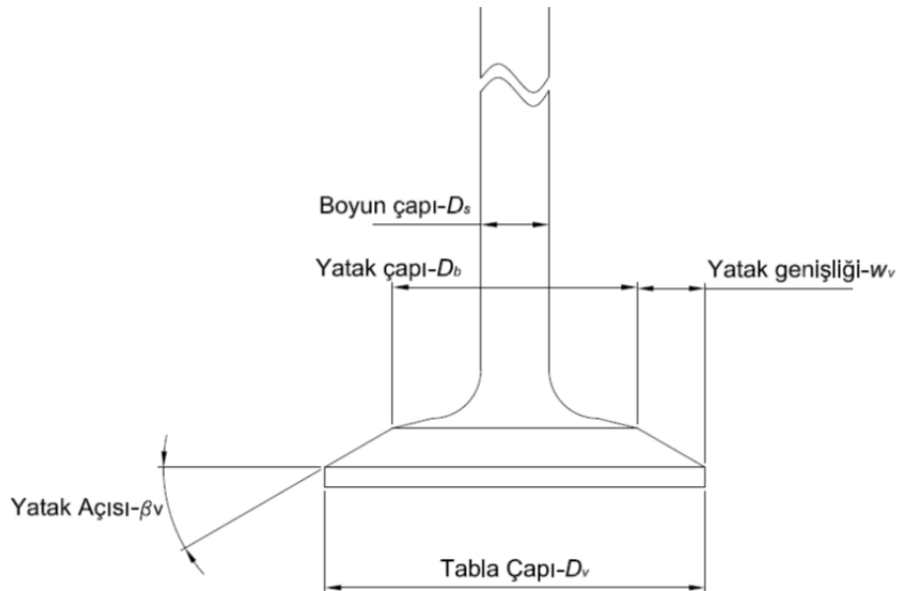
Şekil 3.5'de ham sinyal ve modellenen yakıt enjeksiyonu eğrileri aynı eksen takımında gösterilmiştir.



Şekil 3. 5 Ham ve işlenmiş enjeksiyon sinyalleri

3.2.5 Supap Akış Alanı Değişimi Alt Modeli

Supabın çevresinden akan akışkanın debisinin belirlenebilmesi için, akışkanın aktığı kesitin supap hareketi ile ortaya çıkan geometrik değişimi hesap edebilmek gerekmektedir. Supap çevresindeki akış alanının değişimi, supap geometrisi ve kalkış miktarına bağlıdır. Tipik supap geometrisinin detayları Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3. 6 Supap geometrisi

Bowler[58] tarafından supapın kalkışının farklı aşamalarında 3 farklı akış alanının, kalkma miktarına bağlı olarak etkinleştiği kabul edilmektedir. Düşük supap kalkışlarında minimum akış alanı, supapın yatağa oturan kısmı ile yatak arasında kalan dik konidir. Bu aşama için (3.14)'deki şart sağlanıyorsa minimum akış alanı (3.15)'ten hesaplanabilir.

$$\frac{w_v}{\sin\beta_v \cdot \cos\beta_v} > L_v > 0 \quad (3.14)$$

$$A_m = \pi \cdot L_v \cdot \cos\beta_v \left(D_v - 2w_v + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta_v \right) \quad (3.15)$$

İkinci aşamada koninin diklik açısı $90-\beta_v$ kadar artar. Bu aşamada (3.16) sağlanıyorsa minimum akış alanı (3.17)'den hesaplanabilir.

$$\sqrt{\left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4(D_v - w_v)} \right)^2 - w_v^2 \right]} + w_v \tan\beta_v > L_v > \frac{w_v}{\sin\beta_v \cos\beta_v} \quad (3.16)$$

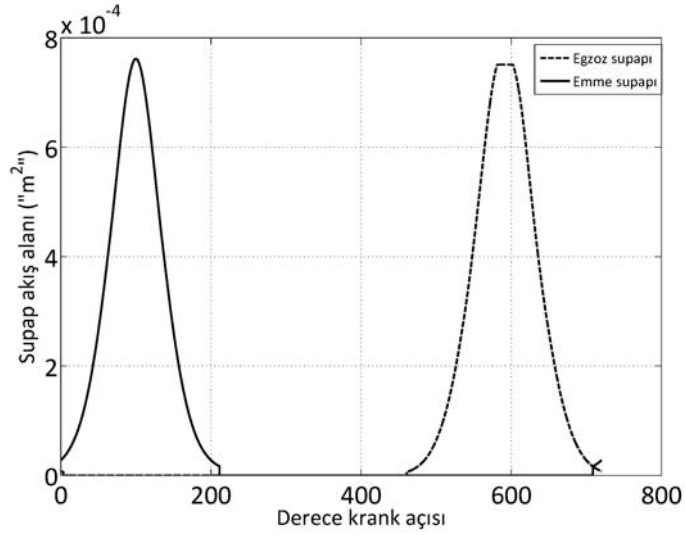
$$A_m = \pi(D_v) \sqrt{[(L_v - w_v \tan\beta_v)^2 + w_v^2]} \quad (3.17)$$

Bowler üçüncü ve son aşamada supap kalkışı yeterince fazla olduğu için, minimum akış alanının hesabında supap yatağı ile yatak oturma yüzeyi arasındaki alanın hesaplanmasına gerek kalmaksızın, doğrudan port alanından boyun alanının çıkarılmasının yeterli olacağını önermektedir. Bu durumda anlık supap kalkış miktarı (3.18)'i sağlamış olur ve minimum akış alanı (3.19)'dan hesaplanır.

$$L_v > \sqrt{\left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4(D_v - w_v)} \right)^2 - w_v^2 \right]} + w_v \tan\beta_v \quad (3.18)$$

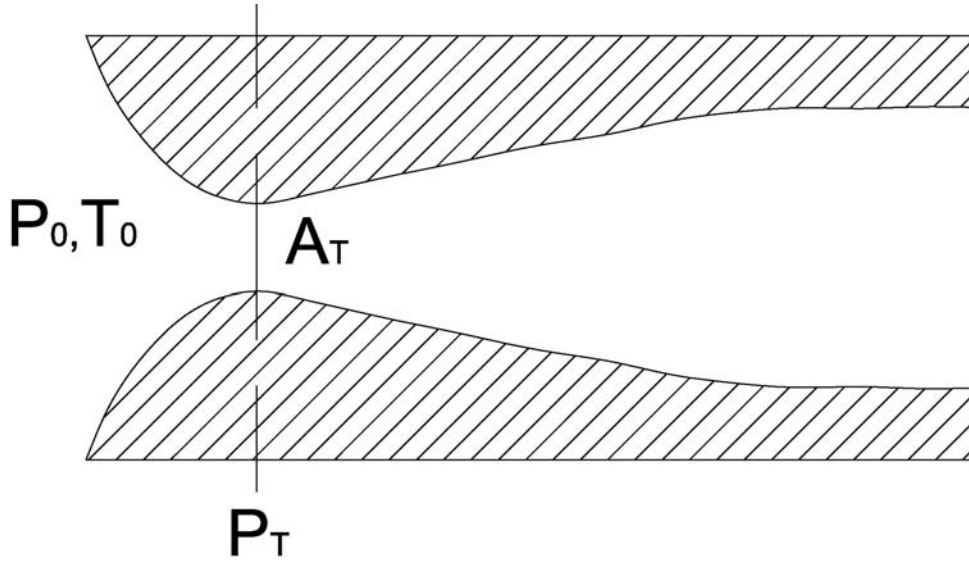
$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2) \quad (3.19)$$

Deney motorunun supap akış alanının belirlenebilmesi için, kam mili ve supapların ölçüsü alınmış, bilgisayar ortamında modellenerek kam açısına bağlı kalkış miktarı belirlenmiştir. Supap akış alanı modeli sonuçları Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 7 Supap akış alanı modeli sonuçları

Akışın gerçekleştiği kesit alanının değişiminin belirlenmesinin ardından, supap çevresindeki gaz akışı, sıkıştırılabilir akışkanın, Şekil 3.8’de görülen lüle, yayıcı veya benzeri bir kapalı kanalda boyutsuz izentropik akışı eşitliklerinden faydalınarak hesap edilmiştir.



Şekil 3. 8 Bir boyutlu izentropik, sıkıştırılabilir akış

Akışın boğulma şartı ve kritik basınç oranı, her derece krank mili açısı için hesap edilerek bulunmuştur, daha sonrasında bağlı olarak kütle debisi hesap edilmiştir. Eşitlik (3.20)’de belirtilmiş boğulma şart sağlanıyorsa maksimum akışkan debisi (3.21)’den bulunur.

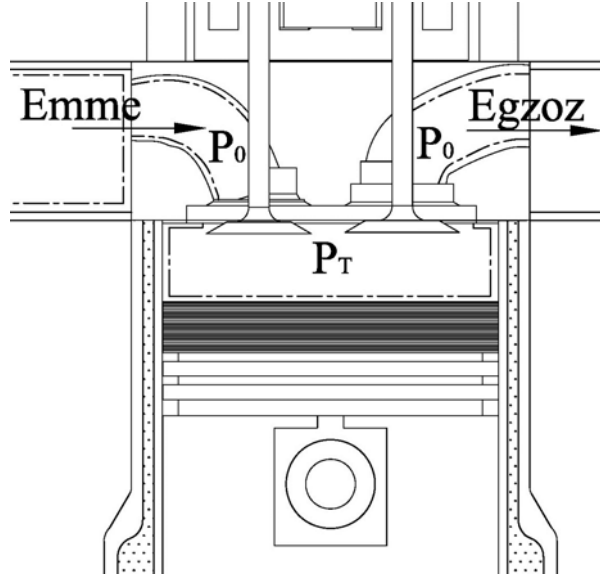
$$\frac{P_T}{P_0} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.20)$$

$$Q_{valve} = \frac{C_D A_m P_0}{\sqrt{R_{ideal} T_0}} \sqrt{k} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (3.21)$$

(3.20)'deki boğulma şartı sağlanmıyorsa maksimum akışkan debisi (3.22)'den faydalanılarak bulunabilir.

$$Q_{valve} = \frac{C_D A_m P_0}{\sqrt{R_{ideal} T_0}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{1/2} \quad (3.22)$$

Supap çevresinden geçen akışkan debisinin bulunmasında açıklanan eşitliklerden yararlanılırken, kesit alanı olarak A_m kullanılmıştır.



Şekil 3. 9 Bir boyutlu izentropik, sıkıştırılabilir akışın supap çevresine uygulanışı

Supap çevresinde akış alt modeli emme ve egzoz stroklarında gerçekleşen dolgu değişimi prosesini modellemede yeterli olmaktadır.

3.2.6 Adyabatik Alev Sıcaklığı Alt Modeli

Yanma sonucunda alev cephesinin ulaşabileceği en yüksek sıcaklık düzeyinin belirlenmesi silindir içersinden cidara ısı transferinin hesaplanmasında gerek duyulan bir büyüklüktür. Adyabatik alev sıcaklığının hesaplanması için kimyasal denge şartının

sağlandığı sabit basınçta tam yanma modeli uygulanmıştır. Ürün molariteleri eşitlik 3.23'te ifade edilen yanma stokiometrisi yardımı ile hesaplanmıştır[5].

$$C_xH_y + \left(x + \frac{y}{4}\right) (O_2 + 3.773N_2) = xCO_2 + \frac{y}{2}H_2O + 3.773 \left(x + \frac{y}{4}\right) N_2 \quad (3.23)$$

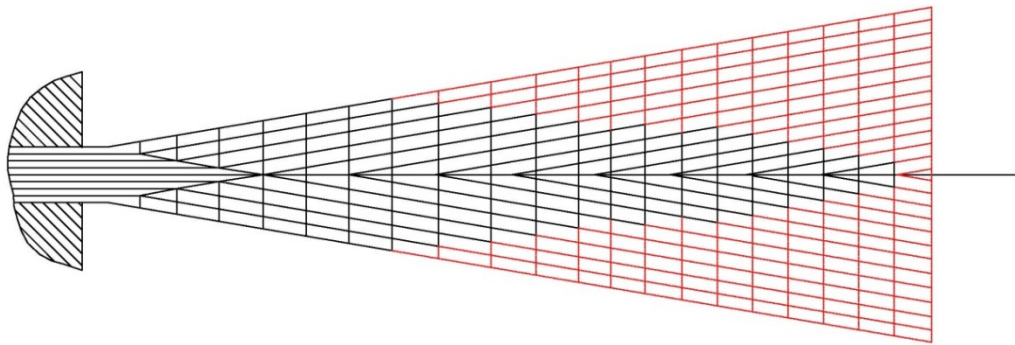
Bu yaklaşımda reaktan entalpileri ile ürün entalpilerinin eşit olduğu sıcaklık adyabatik alev sıcaklığıdır[59]. Yanan yakıt miktarı, ısı salınımı modelinden yararlanılarak hesap edilmiştir.

$$\sum h_{reaktanlar} = \sum h_{ürünler} \quad (3.24)$$

Reaktanların ve ürünlerin sıcaklığa bağlı hissedilebilir ve oluşum entalpilerinin hesap edilmesinde NASA tarafından geliştirilen Thermo build uygulamasının veri tabanından yararlanılmıştır[60].

3.2.7 Yakıt Atomizasyonu ve Damlacık Buharlaşması Alt Modeli

Yakıt atomizasyonu ve damlacık buharlaşması alt modelinde Hiroyasu [61] tarafından geliştirilen yaklaşım kullanılmıştır. Yakıt enjeksiyonunun başlangıcından sonra, yakıtın hava içerisinde ilerleyişine dair Hiroyasu tarafından önerilmiş modelde, enjekte edilen yakıt kümeleri zamana göre paketler halinde değerlendirilmiştir. Bu paket şeklindeki sprej modelinde her paket sıvı formda yakıt taşımaktadır ve karakteristik bir kırınma zamanına kadar hava içerisinde ilerlemeye devam eder. Literatürde “Break-up” zamanı olarak tanımlanmış bu kırınma süresine ulaşıldığı andan itibaren paket içerisindeki sıvı yakıt, birçok ufak damlacığa bölünür ve çevresindeki gaz ile aerodinamik etkileşiminden dolayı yavaşlar[54]. Paket sprej modelinin şematik görünümü Şekil 3.10’da resmedilmiştir.



Şekil 3. 10 Paket sprej modeli

Her paketin zamana bağlı gelişimi enjekte edildiği andan itibaren kırınım, damlacık çapı küçülmesi ve aynı zamanda sıcaklığın fonksiyonu olarak buharlaşma şeklinde ilerlemektedir. Enjeksiyon modelinde aynı anda birden fazla paket birbirinden bağımsız olarak buharlaşma ile sonuçlanan evreleri geçirmektedir, model krank açısına bağlı olarak buharlaşan yakıt miktarını çıktı olarak vermektedir. Modellemede Hiroyasu tarafından önerilmiş ve (3.25)'te belirtilen break-up zamanı kullanılmıştır, spreycikletlerinin kırınımının ardından zamana bağlı damlacık çapı değişimleri eşitlik 3.26'da belirtilen ve yine Hiroyasu tarafından geliştirilmiş Sauter ortalama damlacık çapı eşitliği ve deneysel bulgularla oluşturulmuş (3.27)'deki ampirik ifade ile hesap edilmiştir. Buharlaşma miktarının hesap edilmesinde ise Kowalevicz'in [62] önerdiği sıcaklığa bağlı buharlaşma miktarı hesap yaklaşımı kullanılmıştır.

$$t_{break} = 28.65 \frac{\rho_f d_{noz}}{\sqrt{\rho_a \Delta p_{inj}}} \quad (3.25)$$

$$SMD = \frac{\sum_1^n d_i^3}{\sum_1^n d_i^2} \quad (3.26)$$

$$SMD = 23,9 \cdot 10^{-6} \Delta p_{inj}^{-0,135} \rho_a^{0,12} m v_{inj}^{0,131} \quad (3.27)$$

3.2.8 Isı Salımı Alt Modeli

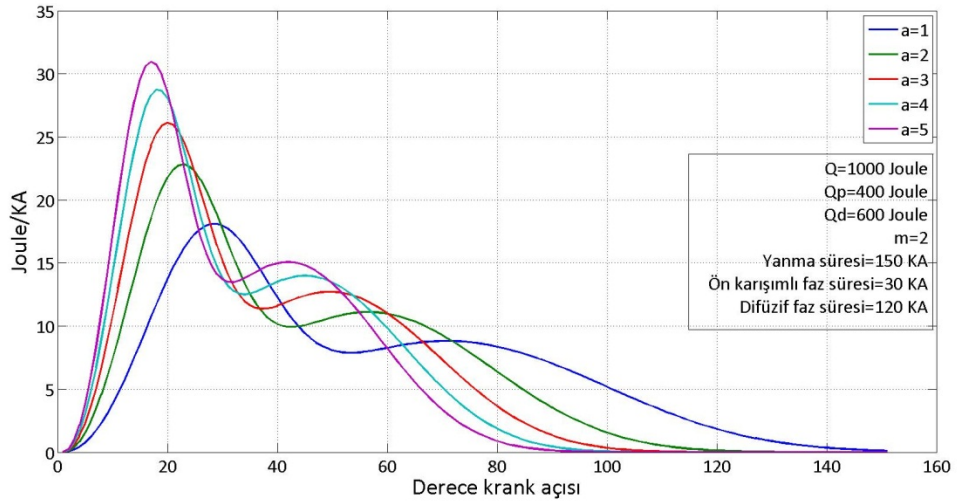
Termodinamik modelde silindir içersine giren yakıtın yanması neticesinde açığa çıkan ısı miktarının belirlenmesinde kabul görmüş bir yanma profili sunan Wiebe fonksiyonu kullanılmıştır[63]. Ivan Wiebe tarafından önerilmiş ısı salımı modeli (3.28)'de ve bu denklemin krank açısına bağlı türevi ise (3.29)'da gösterilmiştir.

$$Q(\theta) = 1 - e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_{comb}} \right)^{m+1}} \quad (3.28)$$

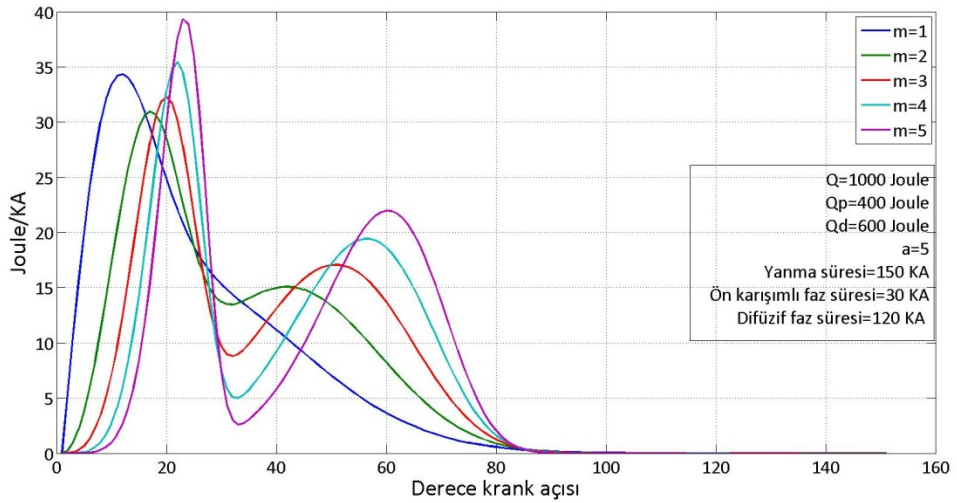
$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{Q}{\theta_{comb}} a(m+1) \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_{comb}} \right)^m e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_{comb}} \right)^{m+1}} \quad (3.29)$$

Wiebe'nin matematik yaklaşımında, farklı yanma profillerini simüle edebilmek için a ve m parametrelerinin değişiminin araştırılması gerekmektedir. Wiebe kendi çalışmasında eğri profilinin değişimine etki edecek tek değişken olan m parametresini kullanmış ve a değerini 6.908 sabiti olarak hesaplamıştır. Silindir içersine enjekte edilen yakıt

miktarının ve fazların yanma sürelerinin bilinmesi durumunda eğrilerin değişimleri bahsi geçen iki değişkene bağlıdır. Şekil 3.11’de a değişkeninin farklı değerleri için ve Şekil 3.12’de ise m değişkeninin farklı değerleri için eğrinin şeklinin değişimi görülmektedir.



Şekil 3. 11 Wiebe eşitliğindeki “a” değişkeninin farklı değerleri için ısı salımının değişimi



Şekil 3. 12 Wiebe eşitliğindeki “m” değişkeninin farklı değerleri için ısı salımının değişimi

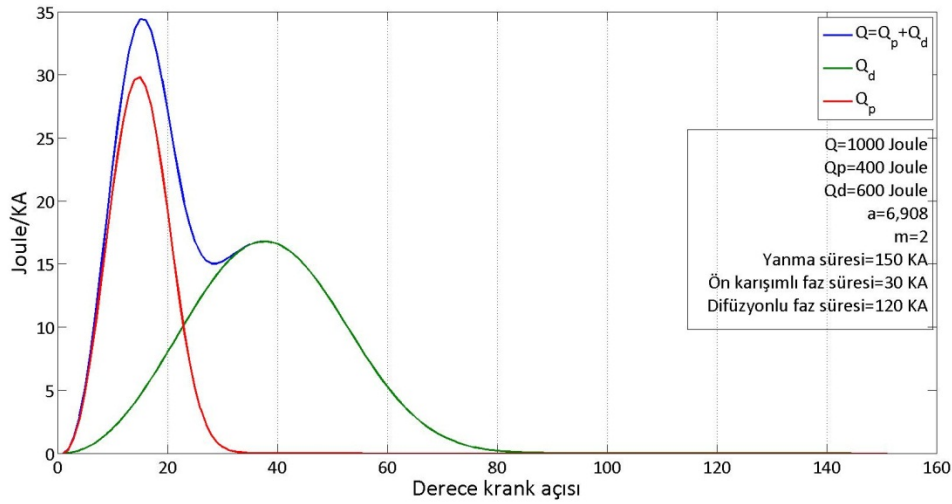
Dizel motorlarındaki iki kısımlı yanma profilinin modellenmesinde ise Miyamoto vd. [64] önermiş olduğu çift Wiebe fonksiyonu oldukça iyi bir yaklaşım sunmaktadır. Bu yaklaşımda Miyamoto ön karışımli ve difüzyonlu yanma fazlarının gelişimini iki farklı eğrinin toplamı olacak şekilde ifade etmektedir. Eşitlik (3.30) ön karışımli fazda açığa çıkan ısı miktarını, (3.31) ise difüzyonlu fazda açığa çıkan ısı miktarını modellemek için

kullanılmıştır. Toplamda açığa çıkan ısı miktarı ise (3.32)'de ifade edildiği gibi iki eğrinin toplamından oluşmaktadır. Çift Wiebe fonksiyonunun sabit şart için uygulaması Şekil 3.13'te görülmektedir.

$$\frac{dQ_p}{d\theta} = \frac{Q_p}{\theta_p} a(m_p + 1) \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_p} \right)^{m_p} e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_p} \right)^{m_p + 1}} \quad (3.30)$$

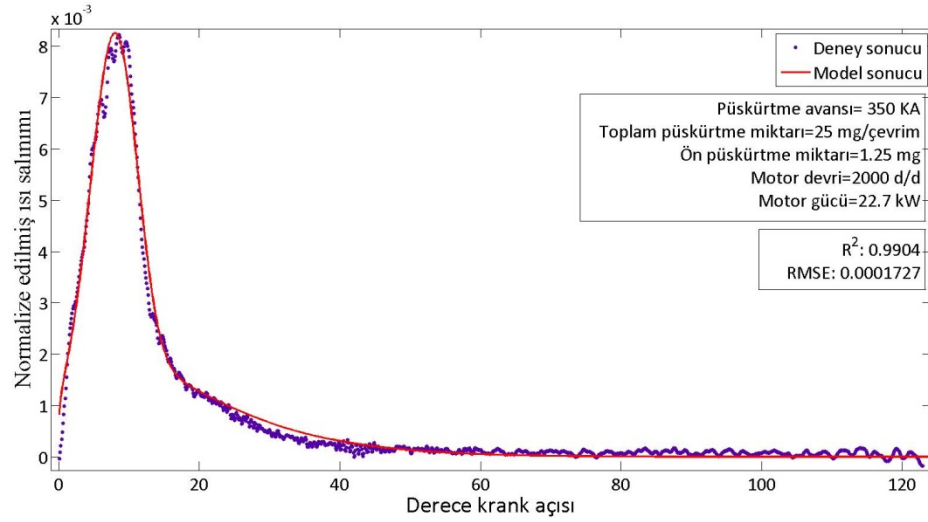
$$\frac{dQ_d}{d\theta} = \frac{Q_d}{\theta_d} a(m_d + 1) \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_d} \right)^{m_d} e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_d} \right)^{m_d + 1}} \quad (3.31)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_p}{d\theta} + \frac{dQ_d}{d\theta} \quad (3.32)$$



Şekil 3. 13 Çift Wiebe fonksiyonunun sabit şart için uygulanması

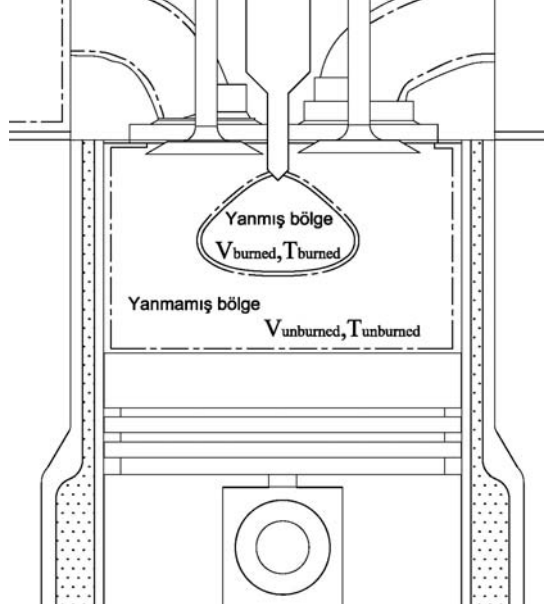
Isı salımının modellenmesinde çift Wiebe fonksiyonu kullanılmıştır. Deneylerde kaydedilen silindir içi basıncı dataları, Kriger-Borman yaklaşımı kullanılarak işlenmiş ve ısı salım eğrileri elde edilmiştir. Miyamoto'nun çift Wiebe fonksiyonu, elde edilmiş olan deneysel ısı salımı eğrilerine uygulanarak m_p ve m_d değerleri farklı ön püskürtme ve avanslar için araştırılmıştır. Modellemede kolaylık sağlaması açısından, Matlab programında mevcut olan eğri uydurma modülüne çift Wiebe fonksiyonu entegre edilmiştir. Şekil 3.14'te örnek deney noktası için model çıktıları görülmektedir.



şekil 3. 14 örnek deney noktası için model ıktıları

3.2.9 İki Bölgeli Yanma Modeli

Yanma esnasında silindir içerisinde sıcaklıkların üniform dağılmayışı ve azot oksit emisyonunun oluşum kinetiğinin sıcaklığa çok yüksek düzeyde bağlı olması nedeniyle reaksiyon oranının hassas biçimde hesaplanabilmesi boyutsuz modeller ile mümkün değildir. Bölgesel sıcaklıklara ek olarak boyutsuz modellerde yanma ürünlerinin silindir içerisinde kapladığı hacim ve muhteviyatının hesap edilmeyişi nedeniyle azot oksit emisyonlarının modellenenebilmesinde yetersiz kalmaktadır. Çok bölgeli modeller ile bahsi geçen hassasiyet sağlanabilmektedir, doktora tezinde Heider ve ark. [65] tarafından önerilmiş iki bölgeli yanma modeli kullanılmıştır. Çok bölgeli yanma modelinde, şekil 3.15'te görüleceği üzere silindir içi dolgu, yanmış ve yanmamış olmak üzere iki farklı bölgeye ayrılmıştır.



Şekil 3. 15 İki bölgeli yanma modeli

Yanmış ve yanmamış bölgelere ait sıcaklık, kütle ve hacim değerlerinin hesaplanmasında yapılan kabuller şu şekildedir:

- a) Her iki bölge için ideal gaz yaklaşımı kabul edilmiştir.
- b) Bölgeler birbirinden sonsuz incelikte bir sınır film tabakası ile ayrılmaktadır.
- c) Bölgeler arasında kütle ve enerjinin korunumu göz önüne alınmaktadır.
- d) Yanma ısısı tamamen yanmış bölgede açığa çıkmaktadır.
- e) Yanmış bölgedeki hava fazlalık katsayısı stoyikiyometrik değerdedir.

Silindir içerisinde kütle korunumu (3.33) ile ifade edilirken, bölgelerin hacimlerinin toplamı ise (3.34)'te belirtildiği gibi anlık silindir hacmine eşittir. Bölgelerin basınçlarının silindir içi basıncına eşit olduğu kabul edilmiştir..

$$m_{unburned} + m_{burned} = m_{intake} + \int_{EBA}^{KA} m f d\theta - \sum m_{blow} \quad (3.33)$$

$$V_{unburned} + V_{burned} = V \quad (3.34)$$

Yanmış bölge kütlesi (3.35)'te belirtildiği gibi, her krank açısı için yanan yakıt miktarı ile stoyikiyometrik olarak yakması için gereken hava miktarının toplamı olarak hesaplanmış, yanmamış bölge kütlesi ise (3.33) yardımıyla bulunmuştur.

$$m_{burned} = m_f * (af_{stoich} + 1) \quad (3.35)$$

Enerjinin korunumu eşitliği kullanılarak bölge sıcaklıkları hesap edilmiştir, ancak (3.36)'daki gibi her iki bölgeyi oluşturan gazların özgül ısılarının aynı olduğu kabulü yapılmıştır.

$$m_{unburned} * T_{unburned} + m_{burned} * T_{burned} = m_{intake} * T \quad (3.36)$$

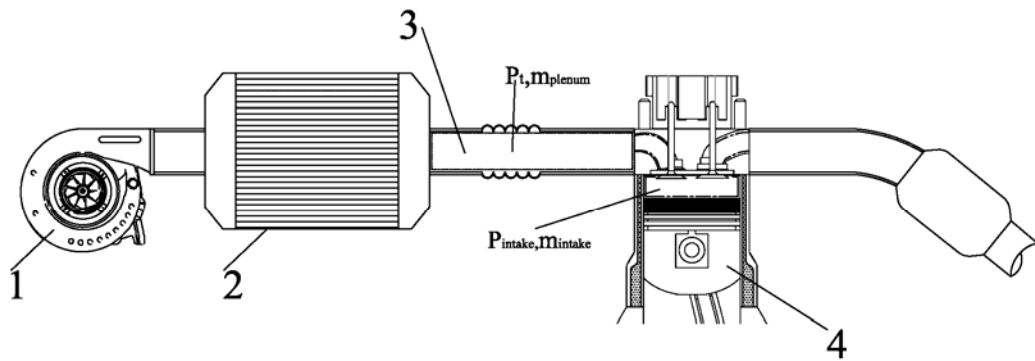
$$V_{burned} = \frac{m_{burned} * R_{ideal} * T_{burned}}{P} \quad (3.37)$$

Sıcaklık ve kütle değişimlerinin krank açısına bağlı olarak çözülmesi ile birlikte ideal gaz denklemi vasıtasıyla bölge hacimleri (3.37) ve (3.34) kullanılarak bulunmuştur.

3.3 Strok Modelleri

3.3.1 Emme Stroğu Modeli

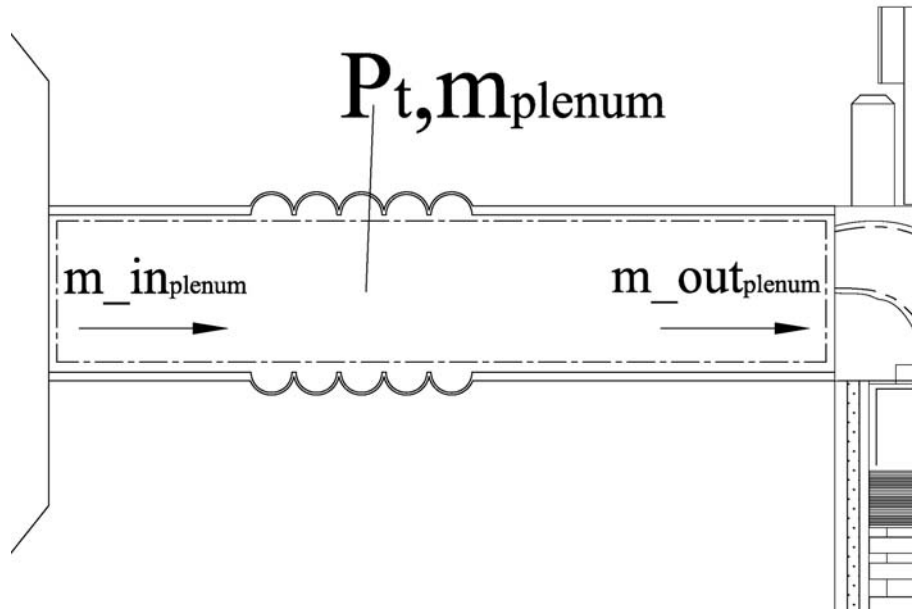
Emme stroğu modelinde pistonun aşağı doğru hareketi neticesinde supaplardan silindir içerisine alınan dolgu miktarı, motorun emme manifoldundaki kütle azalışı ve buna bağlı basınç düşüşü birlikte hesaplanmaktadır. Şekil 3.16'da şematik şekli resmedilen deney motorunun emme sisteminin, türbinli aşırı doldurma ekipmanı ile donatılmış olması nedeniyle silindir içerisine dolgu girişi miktarı aşırı doldurma basıncında bir fonksiyonu olmaktadır. Bahsi geçen etkiyi modele doğru yansıtabilmek açısından turboşarj çıkışı basıncı ve ara soğutucu çıkış sıcaklığı değerleri deneyde alınan ölçüm sonuçlarına eşitlenmiştir. Adyabatik olmayan iki farklı proses modelinde, iki farklı kontrol hacmi için termodinamiğin birinci yasa çözümlemesi yapılarak manifold basıncı, silindir içi basıncı ve emilen hava miktarı her krank açısı için hesaplanmıştır.



1-Turboşarj 2-Ara soğutucu 3-Plenum 4-İçten Yanmalı Motor

Şekil 3. 16 Deney motorunun emme sisteminin şeması

Emme stroğu modelinin ilk kısmında ara soğutucudan manifolda emilen hava miktarı hesap edilmektedir. Silindir içerisine supap bölgesinden emilen hava miktarı hesap edildikten sonra, (3.39)'da ifade edilen termodinamiğin birinci yasa çözümlemesi ile birlikte, (3.38)'te ifade edilmiş kütlenin korunumu göz önüne alınarak manifold basıncı, manifold sistemine giren ve çıkan hava kütleleri hesap edilmektedir.



Şekil 3. 17 Manifold sistemi ve hesap edilen büyüklükler

$$\frac{dm_{plenum}}{d\theta} = \frac{dm_{in_{plenum}}}{d\theta} + \frac{dm_{out_{plenum}}}{d\theta} \quad (3.38)$$

$$\frac{dE_{plenum}}{d\theta} = \frac{dQ_{wall}}{d\theta} + \frac{dW_{plenum}}{d\theta} + \left(\frac{dm_{in_{plenum}}}{d\theta} h_{in_{plenum}} - \frac{dm_{out_{plenum}}}{d\theta} h_{out_{plenum}} \right) \quad (3.39)$$

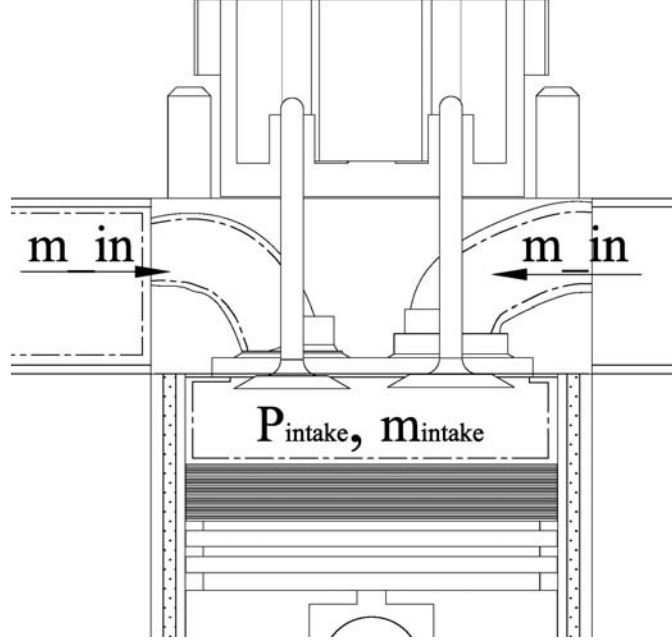
Şekil 3.17'de gösterilen plenumun kontrol hacminin elastik olmadığı kabul edildiği zaman, hacim değişiminden kaynaklanan iş değeri ortadan kalkar ve termodinamiğin birinci yasa çözümü (3.40)'daki şekli alır.

$$\frac{dE_{plenum}}{d\theta} = \frac{dQ_{wall}}{d\theta} + \left(\frac{dm_{in_{plenum}}}{d\theta} h_{in_{plenum}} - \frac{dm_{out_{plenum}}}{d\theta} h_{out_{plenum}} \right) \quad (3.40)$$

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman iç enerji değişimi (3.41) yardımıyla hesaplanabilir.

$$\frac{dU_{plenum}}{d\theta} = \frac{dQ_{wall}}{d\theta} + \left(\frac{dm_{in_{plenum}}}{d\theta} h_{in_{plenum}} - \frac{dm_{out_{plenum}}}{d\theta} h_{out_{plenum}} \right) \quad (3.41)$$

Silindir içersine emilen hava miktarı, plenumdan eksilen kütle miktarına eşit olacağı için silindir hacmini ve portları kapsayan Şekil 3.18'deki gibi ikinci bir kontrol hacmi tanımlanabilir.



Şekil 3. 18 Emme stroğu modelinde silindir kontrol hacmi

İkinci kontrol hacmi içinde (3.42)'de tanımlanan kütle korunumu ve (3.43)'de tanımlanan termodinamiğin birinci yasası uygulanarak emme stroğu boyunca silindir içerisine alınan hava miktarı hesaplanmıştır. Pistonun aşağı doğru hareketi esnasında emme ve egzoz supaplarının efektif kesit alanı değişimi supap alt modeli ile hesaplanarak supap çevresinden akabilecek akışkan miktarı ve kısılma şartı her krank açısı için belirlenmiştir. Emme modelinde emilebilecek akışkan kütlelerine doğrudan etki eden en önemli parametre supap geometrisidir. Manifoldtaki basınç dengelenmesi prosesi emme supapının kapanmasından sonra da devam etmektedir, bu nedenle ard arda çalışan çevrimlerin sonucunda ulaşılan manifold basınçları bir evvelki çevrim manifold basıncına eşitleninceye kadar tüm modelin dengeye ulaşmadığı kabul edilmiştir.

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{in}}{d\theta} \quad (3.42)$$

$$\frac{dE_{cyl}}{d\theta} = \frac{dQ_{wall}}{d\theta} + \frac{dW_{cyl}}{d\theta} + \left(\frac{dm_{in}}{d\theta} h_{in} \right) \quad (3.43)$$

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği ve sınır tabaka işi yerine yazıldığında ikinci kontrol hacmi için termodinamiğin birinci kanunu (3.44)'deki halini alır.

$$\frac{dU_{cyl}}{d\theta} = \frac{dQ_{wall}}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{dm_{in}}{d\theta} h_{in} \right) \quad (3.44)$$

Supaplardan silindir içersine doğru gerçekleşen akış miktarı, supap alt modeli ile hesap edilerek, emme stroğu boyunca silindir içi dolgunun iç enerji değişimi (3.45) ile hesap edilmiştir.

$$\frac{dU_{cyl}}{d\theta} = \frac{dQ_{wall}}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{d}{d\theta} \left(\frac{C_D A_m P_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{1/2} \right) h_{in} \right) \quad (3.45)$$

3.3.2 Sıkıştırma ve Genişleme Stroğu Modeli

Sıkıştırma ve genişleme stroklarında (3.46)'da ifade edilen enerjinin korunumu ilkesi uygulanarak silindir içi basınç değişimi belirlenmiştir. Enjeksiyon başlangıcına kadar, her krank açısında silindir ile cidar arası ısı transferi, segmanlardan kartere kütle geçişi hesaplanmış, enjeksiyon başlangıcından sonra ise ek olarak enjekte edilen yakıtın buharlaşması, dolgudan ısı çekişi, tutuşma gecikmesi ve yanma prosesine bağlı ısı açığa çıkışı belirlenerek termodinamiğin birinci yasa çözümlemesi gerçekleştirilmiştir. Yanmanın başlangıcının ardından alev cephesi sıcaklığı, adyabatik alev sıcaklığı alt modeli ile belirlenmiş ve ısı transferi alt modelinde radyatif ısı transferinin hesabı bu şekilde gerçekleştirilmiştir. Sıkıştırma ve genişleme stroklarında birinci yasa çözümlemesi şu şekildedir;

$$\frac{dQ}{d\theta} + \frac{dW_{cyl}}{d\theta} = \Delta KE + \Delta PE + \Delta U - m_{blow} h_{charge} + m_f h_f \quad (3.46)$$

Kinetik enerji ve potansiyel enerji değişimlerinin olmadığı kabulü ile birlikte yanmada açığa çıkan ısı miktarı, cidardan ısı transferi ve buharlaşmada çekilen ısının eşitlik (3.46)'ya dahil edilmesi ile termodinamiğin birinci yasası (3.47)'deki hale dönüşmektedir.

$$\frac{dQ_{ch}}{d\theta} + \frac{dQ_{wall}}{d\theta} + \frac{dQ_{evap}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} = m c_v \frac{dT}{d\theta} - m_{blow} h_{charge} + m_f h_f \quad (3.47)$$

(3.47)'deki diferansiyel denklemin çözümlenmesi ile sıkıştırma ve genişleme strok modelleri gerçekleştirilmiştir.

3.3.3 Egzoz Stroğu Modeli

Egzoz stroğunun modellenmesinde kullanılan yaklaşım, emme stroğunun modellenmesindeki benzer şekilde geliştirilmiş, silindir içerisinden emme ve egzoz manifoldlarına gerçekleşen kütle geçişleri supap alt modeli ile hesaplanmıştır. Egzoz stroğu boyunca egzoz manifoldu basıncı atmosfer basıncı olarak kabul edilmiş ve ikinci bir kontrol hacmi tanımlaması yapılmamıştır. Egzoz stroğu modelinde supap çevresinden egzoz manifolduna atılan kütle miktarı, eşitlik (3.48)'de ifade edildiği gibi kontrol hacmindeki kütle değişimine eşittir, kartere kütle geçişi ihmal edilmiştir. Termodinamiğin birinci yasa çözümlemesi egzoz stroğu için (3.49)'da ifade edildiği şekli ile düzenlenmiştir.

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{out}}{d\theta} \quad (3.48)$$

$$\frac{dE_{cyl}}{d\theta} = \frac{dQ_{wall}}{d\theta} + \frac{dW_{cyl}}{d\theta} + \left(\frac{dm_{out}}{d\theta} h_{charge} \right) \quad (3.49)$$

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği ve sınır tabaka işi yerine yazıldığında kontrol hacmi için termodinamiğin birinci kanunu eşitlik (3.45-3.50)'deki halini alır.

$$\frac{dU_{cyl}}{d\theta} = \frac{dQ_{wall}}{d\theta} + \frac{dW_{cyl}}{d\theta} + \left(\frac{dm_{out}}{d\theta} h_{charge} \right) \quad (3.50)$$

Akış miktarı supap alt modeli ile hesap edilerek, egzoz stroğu boyunca silindir içi dolgunun iç enerji değişimi hesap edilmiştir.

$$\frac{dU_{cyl}}{d\theta} = \frac{dQ_{wall}}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{d}{d\theta} \left(\frac{C_D A_m P_0}{\sqrt{R_{ideal} T_0}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{1/2} \right) h_{charge} \right) \quad (3.51)$$

(3.51)'deki diferansiyel denkleminin krank açısına bağlı çözümlemesi ile egzoz stroğu boyunca silindir içi basıncı değişimi belirlenmiştir.

BÖLÜM 4

DENEY EKİPMANLARI VE DENEYLERİN YAPILIŞI

Doktora tez çalışması kapsamındaki motor deneyleri Ford Otosan A.Ş. Gölcük tesislerinde bulunan motor test ünitesinde gerçekleştirilmiştir. Deney motoru ve deney esnasında kullanılan ekipmanların özellikleri ile birlikte deney prosedürü bu bölümde özetlenmiştir.

4.1 Deney Motoru, Deney Ölçüm Elemanları, Veri Toplama ve Deney Otomasyon Yazılımları

4.1.1 Deney Motoru

Çalışmada 4 stroklu, 4 silindirli, 1.8 litre silindir hacmine sahip, VGT ve EGR sistemine sahip bir binek araç diesel motoru kullanılmıştır. Motor'un standart kalibrasyonunda maksimum torku olan 250 Nm değeri 1700-2500 d/d motor devirleri arasında sağlanmaktadır. Motorun yakıt püskürtme sistemi Siemens tarafından üretilmiş olan ortak hat yakıt püskürtme sistemidir. Motorun teknik özellikleri Çizelge 4.1'de görülmektedir.

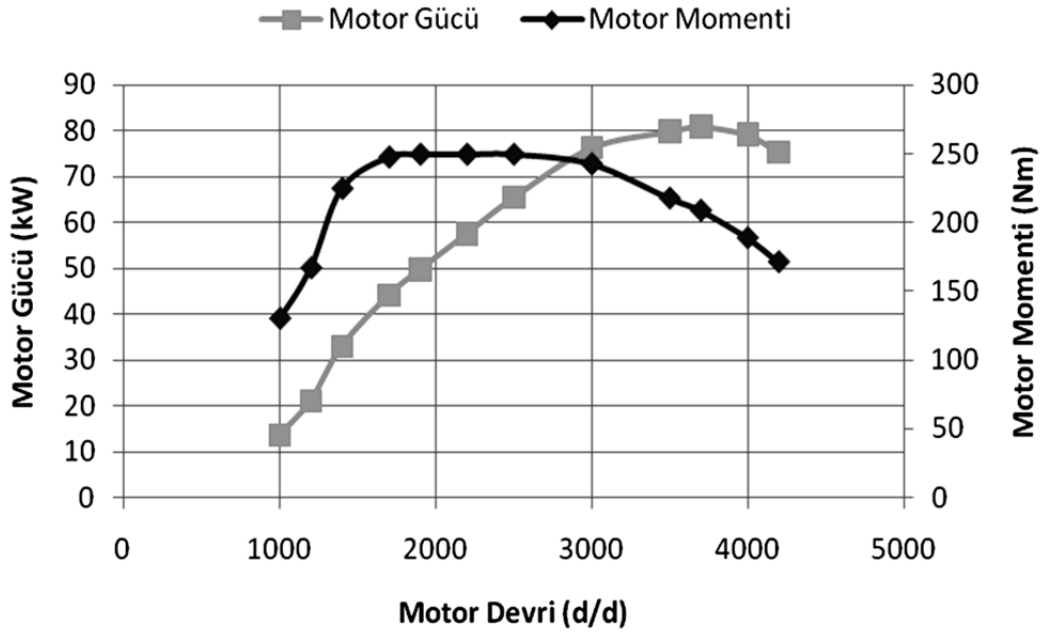
Çizelge 4. 1 Deney motorunun teknik özellikleri

Tipi	Ford 1.8 Lynx TDCI 110 PS VNT cDPF in V227
Silindir hacmi (cm ³)	1753

Çizelge 4. 1 Deney motorunun teknik özellikleri (devamı)

Silindir adedi	4
Silindir çapı (mm)	82.5
Strok (mm)	82
Sıkıştırma oranı	18.5:1
Motor devri (dev/dak)	3750
Motor gücü (kW)	81
Maksimum tork (Nm)	250 Nm @ 1700-2500 d/dak
Püskürtme sistemi	Common rail (Siemens)
Supap adedi	16
Motorun ataleti (kgm ²)	0.2168
Maksimum silindir içi basıncı (Bar)	150
Maksimum turboşarj devri (d/d)	226000
Soğutucu akışkan debisi (l/s)	2.3 l/s@4500 d/d 0.6 l/s@rölanti
Emme supabı boşluğu (mm)	0.35 ± 0.065
Egzoz supabı boşluğu (mm)	0.50 ± 0.065
Enjektör	Siemens 4M5Q-9F593Q-AD 320cm ³ -30s @100bar 7 delikli mikrosac
Yüksek basınç pompası	4M5Q-9B395-AD
Turboşarj	Garret GT17 VGT C224(50)/T213(74)
Rölanti devri (d/d)	850
Maksimum yüksüz devri (d/d)	4800

Deney motorunun ticari kalibrasyonu ile elde edilmiş olan tam yükte güç ve moment eğrileri Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4. 1 Deney motorunun tam yükteki moment ve güç eğrileri

4.1.2 Dinamometre

Gerçekleştirilmiş olan deneylerde kullanılan dinamometrenin tipi AVL Dyno Exact APA 204/8'dir. İlgili dinamometrenin özellikleri ve ölçüm hassasiyeti Çizelge 4.2'de listelenmiştir.



Şekil 4. 2 Deneylerde kullanılmış olan AVL APA 204/8 Dinamometresi

Çizelge 4. 2 AVL APA 204/8 Dinamometresi özellikleri

Tipi	AVL Dyno Exact APa 204/8
Moment	934 Nm @ 0-4000 dev/dak
Güç	220 kW @4000-9000 d/d
Frenleyici tipi	Asenkron
Kontrol şekli	Aktif-Pasif
Bölge sayısı	4
Tork tepki süresi	<3ms
Harmonikler	<%4.5
Koruma sınıfı	IP 23
Soğutma tipi	Fanlı-Cebri
Yatak sıcaklığı ölçüm tipi	PT100
İç sıcaklık ölçüm tipi	PTC Rezistör
Hız ölçümü	1024 Pulse /Optik Enkoder
Çalışma sıcaklık aralığı	+5 /+40 °C
Çalışma nem aralığı	maks.95% (yoğunlaşmamış)
Aşırı yükleme kapasitesi	%25
Yük hücresi	C3 sınıfı
Sıcaklık kayması	
1. Hassasiyette	< %0.008
2. Sıfır noktasında	< %0.012 5
Toplam sistem hassasiyeti	%0.3

4.1.3 Yakıt Sarfiyatı Ölçümü

Deney motorunun özgül yakıt sarfiyatı, coriolis prensibi ile ölçüm yapan, AVL 735S yakıt sarfiyat ölçüm cihazı ile ölçülmüştür. Yakıt sarfiyatı ölçüm cihazının özellikleri ve ölçüm hassasiyeti Çizelge 4.3'te listelenmiştir.

Çizelge 4. 3 AVL 735S Yakıt Sarfiyatı Ölçüm Cihazı özellikleri

Ölçüm aralığı		0...125 kg/h
Çalışma nem aralığı		≤ %80 - 30 °C ≤ %50 - 40 °C
Sistematiik ölçüm hassasiyeti		%0.12
Ölçüm tipi		Coriolis /Kütlesel Akış
Çalışma sıcaklığı		5...55 °C
Yoğunluk ölçüm sapması		± 0.5 kg/m3
Standart sapma	0.1 s	%0.01
	1 s	%0.004
	5 s	%0.0025
	10 s	%0.002
Ölçüm frekansı		20 Hz
Yakıt besleme basıncı		0.1 – 0.8 Bar
Yakıt besleme sıcaklığı		-10... +40 °C
Yakıt çıkış basıncı		0.05 – 0.5 bar (Ayarlanabilir)

4.1.4 Yakıt Şartlandırıcısı

Deneyler esnasında motora gönderilen yakıt, AVL 753C isimli yakıt sıcaklık şartlandırıcısı ile şartlandırılmıştır. Tüm deneyler esnasında yakıt sıcaklıkları $28-29\text{ }^{\circ}\text{C}$ aralığında sabit tutulmuştur. Kullanılmış olan yakıt şartlandırıcısının özellikleri Çizelge 4.4'te listelenmiş ve yakıt sarfiyatı ölçer ile birlikte çalışırken ki genel görünümü Şekil 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4. 4 AVL 753C yakıt sıcaklık şartlandırıcısı cihazı özellikleri

Soğutma kapasitesi	1.6 kW
Isıtma kapasitesi	1.6 kW
Sıcaklık kontrol aralığı	10...80 °C
Sıcaklık stabilitesi	0.02 °C
Standart sapma	Maksimum ± 1 °C
Motor dönüş sıcaklığı	Maksimum 90 °C
Motor besleme sıcaklığı	10...30 °C
Çalışma sıcaklığı	5 °C...40 °C
Yakıt yoğunluğu	> 0.7 g/cm ³
Çıkış besleme basıncı	0...6 bar
Geri dönüş basıncı	0...0.5 bar



Şekil 4. 3 Deneylerde kullanılmış olan AVL 735S yakıt sarfiyatı ölçüm ve AVL 753C yakıt sıcaklığı kontrol cihazı kombinasyonu.

4.1.5 İS Ölçer

Deneyler esnasında is miktarının ölçümünde, egzoz hattı üzerinden emdiği gaz numunesini önce bir filtre üzerinden geçirip daha sonra bu filtrenin opaklığını ölçerek FSN olarak çıkış değeri veren AVL 415S cihazı kullanılmıştır. İS ölçerin özellikleri, ölçüm hassasiyeti Çizelge 4.5’te listelenmiş ve görünümü ise Şekil 4.4’te verilmiştir.

Çizelge 4. 5 AVL 415S is ölçer cihazı özellikleri

Ölçüm prensibi		Kağıt filtre koyulaşması
Çıkış değeri		FSN mg/mm ³ (İs Yoğunluğu)
Ölçüm aralığı	İs değeri	0...10 FSN
	Kirlilik yüzdesi	%0...100
Çalışma sıcaklığı		5...55 °C
Algılama limiti		0.002 FSN – 0.02 mg/m ³
Çözünürlük		0.001 FSN – 0.01 mg/m ³
Tekrarlanabilirlik		≥ 0.05 FSN
Çalışma nem aralığı		≤ %95 yoğunlaşma olmadan
Egzoz gaz basıncı		-100...+400 mbar
Örnekleme noktasındaki Egzoz Sıcaklığı		600 °C –standart prob ile



Şekil 4. 4 Deneylerde kullanılmış olan AVL 415S is ölçüm cihazı

4.1.6 Egzoz Emisyonları Ölçüm Cihazı (CO,CO₂,NO_x,THC)

Deneyler esnasında egzoz gazlarındaki CO, CO₂, NO_x, THC miktarı ölçmek için Horiba MEXA 7100 DEGR cihazı kullanılmıştır. İlgili cihazın özellikleri, ölçüm hassasiyeti Çizelge 4.6’da ve genel görünümü Şekil 4.5’te verilmiştir.

Çizelge 4. 6 Horiba 7100 DEGR cihazı sensörleri ve ölçüm aralıkları

Ölçülen gaz	Kullanılan analizör	Ölçüm aralığı
CO (Düşük)	NDIR	0-2000 ppm
CO (Yüksek)	NDIR	2000-15000 ppm
CO ₂	NDIR	0-20 %hacim
NO / NO _x	CLD	0-15000 ppm
THC	FID	0-15000 ppm
O ₂	MPD	0-5 %hacim

CO, CO₂ ölçümleri NDIR ölçüm prensibi ile çalışan kızıl ötesi analizörler tarafından yapılmıştır. IRD analizöründe ölçümler, gazların farklı dalga boylarına olan ışık geçirgenliklerinin farklı olması prensibinden faydalanılarak yapılmaktadır. THC ölçümünün yapıldığı FID analizörleri ise; THC’nin bir alev içerisinde geçirilmesi sonucu iyonize olmasına bağlı olarak elektrik geçirgenlik oranının değişmesi prensibine göre çalışmaktadır. NO_x ölçümlerinin yapıldığı CLD analizörleri ise NO gazının NO₂’ye dönüşmesi sırasında ışık yayılımı gerçekleşmesi ve bu ışığın ölçülmesi prensibine bağlı olarak çalışmaktadır. Oksijen ölçümü ise MPD analizörü ile oksijenin manyetik alan karşısında hareket yönünde meydana gelen sapmanın ölçülmesiyle gerçekleştirilir.



Şekil 4. 5 Deneylerde kullanılmış olan Horiba Mexa 7100 DEGR egzoz emisyon ölçüm cihazı

Deneyler esnasında kullanılmış olan Horiba Mexa 7100 DEGR cihazının algılayıcı bazında hassasiyetleri Euro 5 emisyon standardında öngörülen ölçüm limitleri ile karşılaştırılmış olarak Çizelge 4.7, Çizelge 4.8, Çizelge 4.9 ve Çizelge 4.10'da listelenmiştir.

Çizelge 4. 7 Horiba 7100 DEGR cihazı IRD analizörlerinin teknik özellikleri, hassasiyetleri ve Euro 5 emisyonu regülasyonu (715/2207EC) limitleri karşılaştırılması

Tanım	Regülasyon limiti	Cihaz limiti
Toplam hata	%2	%2
Tekrarlanabilirlik	155 ppm altı %1	%0.50
	155 ppm üstü %2	
Gürültü	10 saniyede %2 altı	5 saniyede %1 altı
Sıfır kayması	1 saatte %2	1 saatte %1
Span kayması	1 saatte %2	1 saatte %1
Yoğuşan suya tepkisi	<%1	<%1

Çizelge 4. 8 Horiba 7100 DEGR cihazı CLD analizörlerinin teknik özellikleri, hassasiyetleri ve Euro 5 emisyonu regülasyonu (715/2207EC) limitleri karşılaştırılması

Tanım	Regülasyon limiti	Cihaz limiti
Toplam hata	%2	%2
Tekrarlanabilirlik	155 ppm altı %1	%0.50
Gürültü	10 saniyede %2 altı	10 saniyede %2 altı
Sıfır kayması	1 saatte %2	1 saatte %1
Span kayması	1 saatte %2	1 saatte %1
NOx çevirici kontrolü	>%95	>%95
CO ₂ yoğuşma etkisi	<%3	<%1
Kondens etkisi	<%3	<%2

Çizelge 4. 9 Horiba 7100 DEGR cihazı FID analizörlerinin teknik özellikleri, hassasiyetleri ve Euro 5 emisyonu regülasyonu (715/2207EC) limitleri karşılaştırılması

Tanım	Regülasyon limiti	Cihaz limiti
Toplam hata	%2	%2
Tekrarlanabilirlik	155 ppm altı %1	%0.50
	155 ppm üstü %2	
Gürültü	10 saniyede %2 altı	5 saniyede %1 altı
Sıfır kayması	1 saatte %2	1 saatte %1
Span kayması	1 saatte %2	1 saatte %1
CO Interference check	<%1	<%1
O2 interference check	±%5	±%2

Çizelge 4. 10 Horiba 7100 DEGR cihazı MPD analizörlerinin teknik özellikleri, hassasiyetleri ve Euro 5 emisyonu regülasyonu (715/2207EC) limitleri karşılaştırılması

Tanım	Regülasyon limiti	Cihaz limiti
Toplam hata	-	%2
Tekrarlanabilirlik	-	%0.50
Gürültü	-	<%5
Sıfır kayması	-	1 saatte %1
Span kayması	-	1 saatte %1

4.1.7 Basınç Analiz Sistemi

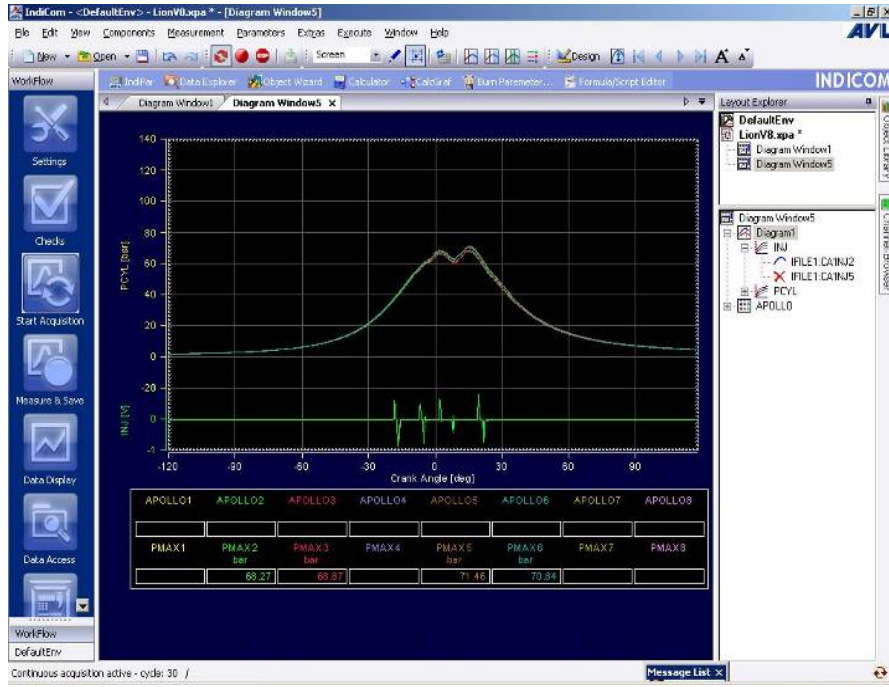
Deneyler esnasında silindir içi basınç ve piston konum verisinin aynı anda eş zamanlı olarak toplanabilmesi için AVL Indiset 620 basınç analiz ve veri toplama sistemi ve Indicom yazılımı kullanılmıştır. Sistemin özellikleri ve hassasiyeti çizelge 4.11’de ve genel görünümü ise Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de verilmiştir.

Çizelge 4. 11 AVL Indiset 620 yanma analiz sistemi özellikleri

Özellik	Değerler
Toplam analog kanal sayısı	8/16
Kanal başına örnekleme oranı	14bit/800kHz-kanal başına
Çözünürlük	0.025/0.05/0.2/0.1/1 °CA
Dahili hafıza	128 Mb-8 Kanal için
Analog giriş	+7- 10 V
Dijital giriş kanalları	2 giriş kanalı/modül
Dijital çıkış kanalı	8 çıkış kanalı/modül
Sinyal giriş tipi (Devir/konum)	Krank açısı sinyali/hall etkili veya indüktif sensör
Gerçek zamanlı ölçümler	Tek değer, Isı Açığa Çıkış Oranı,Ortalama İndike basınç, vuruntu, makismum artışlar vb.
Çalışma sıcaklığı	0°C...50°C
Yazılım	Indicom



Şekil 4. 6 Deneylerde kullanılmış olan silindir içi veri toplama sistemi AVL Indiset 620



Şekil 4. 7 Deneylerde kullanılmış olan silindir içi veri toplama sistemi yazılımı AVL Indicom ekran görüntüsü

4.1.8 Emme Havaşı Debisi Ölçümü

Deneyler esnasında emme havaşı debisi motorun kendi MAF sensörünün haricinde çok hassas bir ölçüm elemanı olan ABB marka Sensy Flow tipi bir hava akış ölçer ile ölçülmüştür. Hava debisi ölçüm cihazının özellikleri Çizelge 4.12’de listelenmiş görseli Şekil 4.8’de verilmiştir.

Çizelge 4. 12 ABB Sensy Flow hava akış ölçer özellikleri

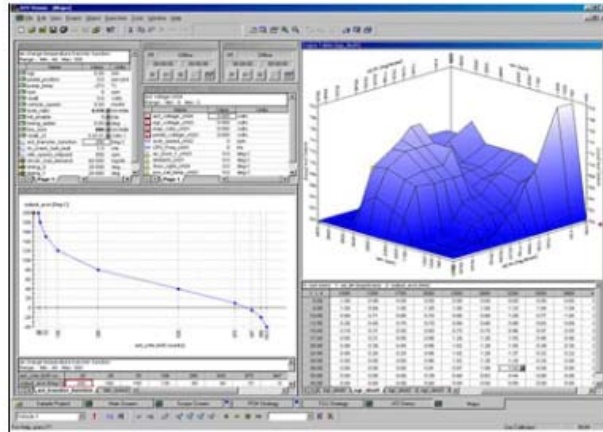
Özellik	Değerler
Sensör	Seramik
Gövde	Paslanmaz çelik
Ölçüm hatası	$\leq \pm 0.9\%$
Tekrarlanabilirlik	$< 0.2\%$
Ortam sıcaklığı etkisi	$< 0.05\%$
Ortam basıncı etkisi	$< 0.2/100\text{kPa}$
Tepki zamanı	0.5s
Çalışma sıcaklık aralığı	-25 °C... 150°C
Ölçüm aralığı	0.....2000 kg/h (DN80)



Şekil 4. 8 Deneylerde kullanılmış olan emme havası debi ölçeri ABB Sensy Flow

4.1.9 Motor Kontrol Ünitesi Kontrolü

Deneyler esnasında motorun ECU'sunu kontrol edebilmek ve kontrol ünitesi içerisinde mevcut durumda bulunan haritaları deney ve kalibrasyon stratejileri doğrultusunda değiştirebilmek için ATI Vision programı kullanılmıştır. Motor parametreleri motor çalışırken değiştirilmiştir. Yazılımın kontrol ekranı Şekil 4.9'da gösterilmiştir.

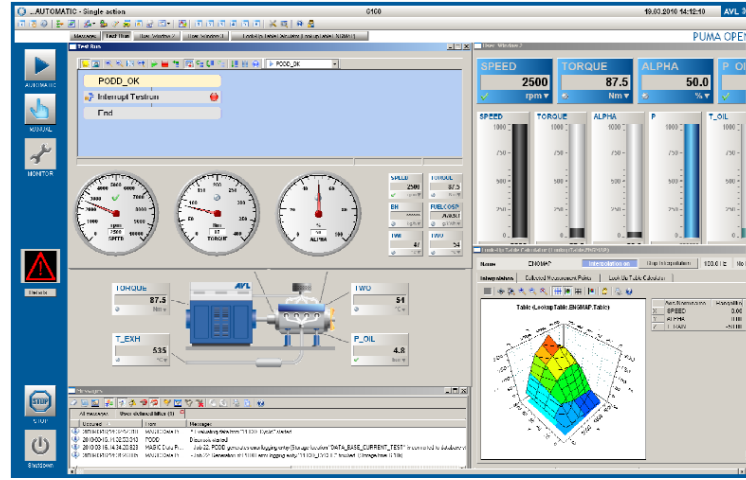


Şekil 4. 9 Motor Kontrol Ünitesi Parametrelerini değiştirebilmek için kullanılmış olan ATI Vision programı ekran çıktısı

4.1.10 Deney Otomasyon Sistemi

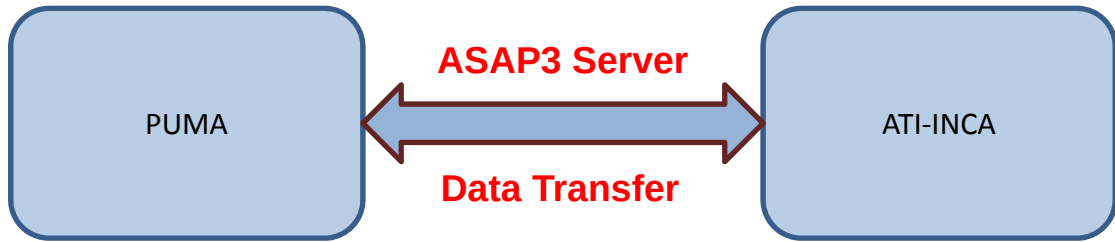
Deneyler esnasında, motor dinamometresi kontrol etmek, tüm ölçüm ekipmanları(basınç, sıcaklık,yanma verileri vb.), yazılımları ve ECU kontrol yazılımından gelen verileri almak, kaydetmek ve belirlenmiş olan deney stratejisi gereği tüm gerekli

olan tüm kontrol sinyal proseslerinin aktarımı sağlamak ve tüm sistemin otomatik olarak çalıştırılabilmesi için AVL Puma OPEN 1.4 400 test otomasyon sistemi kullanılmıştır.



Şekil 4. 10 Tüm test sistemini kontrol edebilmek için kullanılmış olan AVL PUMA Open 1.4 400 ekran çıktısı.

Sistem 1 kHz e kadar gerçek zamanlı veri işleyebilme ve 20.000 değere kadar durağan denge konumunda ölçüm yapabilme kapasitesine sahiptir. Aynı zamanda 1000 kanaldan 100.000 veri değeri akışında sürekli ölçüm yapabilmektedir. ECU kontrol protokolleri olan ASAP3, ASAM-MCD3MC ve iLinkRT protokolleri ile iletişim kurabilmektedir. Motor kontrol ünitesi ve test otomasyon sistemi arasındaki iletişim (PUMA sisteminden -> ECU ya veya ECU dan PUMA'ya) ASAP 3 kontrolcüsü sayesinde gerçekleştirilmektedir.



Şekil 4. 11 Deney sistemi ve Motor Kontrol ünitesi iletişimi

AZOT OKSİT EMİSYONLARININ MODELLENMESİ

5.1 Azot Oksit Emisyonu Modeli

Azot oksitlerin modellenmesinde genişletilmiş Zeldovich mekanizması kullanılmıştır[37, 66]. Sıcaklığa duyarlılığı çok yüksek olan reaksiyon mekanizmasının adımları ve ilgili Arrhenius sabitleri Çizelge 5.1, Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'te listelenmiştir.



Çizelge 5. 1 NO_x modelinde kullanılan (5.1) ve (5.2) için Arrhenius sabitleri[66]

Arrhenius eşitliği	$A \left(\frac{T}{298K} \right)^n \exp \left(\frac{-Ea}{RT} \right)$	
Parametreler	k_{+1}	k_{-1}
Sıcaklık Aralığı (K)	1400-4000	1400-4000
Belirsizlik (%)	1.58	1.58
A (cm ³ /molekül.s)	3.01e-10	7.11e-11
n	0	0
Ea (kJ/mol)	318	6.57



Çizelge 5. 2 NO_x modelinde kullanılan (5.3) ve (5.4) için Arrhenius sabitleri[66]

Arrhenius eşitliği	$A \left(\frac{T}{298K} \right)^n \exp \left(\frac{-Ea}{RT} \right)$	
Parametreler	k_{+2}	k_{-2}
Sıcaklık Aralığı (K)	298-5000	1000-5000
Belirsizlik (%)	1.3	2
A (cm ³ /molekül.s)	4.47e-12	7.14e-13
n	1	1,13
Ea (kJ/mol)	27.19	160

Özelikle stoyikiyometrik ve zengin şartlarda aktif olan mekanizmanın üçüncü reaksiyonu OH radikali ile tepkimeden oluşmaktadır.



Çizelge 5. 3 NO_x modelinde kullanılan (5.5) ve (5.6) için Arrhenius sabitleri[66]

Arrhenius eşitliği	$A \left(\frac{T}{298K} \right)^n \exp \left(\frac{-Ea}{RT} \right)$	
Parametreler	k_{+3}	k_{-3}
Sıcaklık Aralığı (K)	300-2500	1500-4500
Belirsizlik (%)	± 0.1---300 K ± 0.3---2500 K	± 0.5
A (cm ³ /molekül.s)	4.7e-11	3.6e-10
n	0	0
Ea (kJ/mol)	0	207

Her üç temel reaksiyonun literatürdeki reaksiyon sabitleri farklı yazarlar tarafından derlenmiştir[66, 67]. Azot atomunun oksidasyonu için gereken enerji düşüktür, bu sebeple yeterli oksijen bulunması durumunda azot atomunun tüketimi ile oluşumunun oranının eşit olduğu kısmi denge şartı için kabul edilebilir[37].

$$\frac{dN}{dt} = k_{+1}[O][N_2] - k_{+2}[N][O_2] - k_{+3}[N][OH] - k_{-1}[NO][N] + k_{-2}[NO][O] + k_{-3}[NO][H] \quad (5.7)$$

$$[N] = \frac{k_{+1}[O][N_2] + k_{-2}[NO][O] + k_{-3}[NO][H]}{k_{-1}[NO] + k_{+2}[O_2] + k_{+3}[OH]} \quad (5.8)$$

$$\frac{dNO}{dt} = k_{+1}[O][N_2] \left(\frac{\left(1 - \frac{k_{-1}k_{-2}[NO]^2}{k_{+1}[N_2]k_{+2}[O_2]}\right)}{\left(1 + \frac{k_{-1}[NO]}{k_{+2}[O_2] + k_{+3}[OH]}\right)} \right) \quad (5.9)$$

Kısmi denge şartının kabulü ile NO oluşumunu modellemek için O ve OH miktarının belirlenmesi gerekmektedir. Zeldovich yaklaşımında termal azot oksit oluşum mekanizması denge şartındaki stabil O ve OH radikali konsantrasyonlarının bilinmesi halinde, ana yanmadan bağımsız olarak hesaplanabilir. Denge şartında oksijen atomunun konsantrasyonunun hesaplanabilmesi için Westenberg[68] tarafından önerilen ve denge sabitini de içine alan eşitlik şu şekildedir.

$$[O] = 397000 \cdot T^{-0.5} \cdot \sqrt{[O_2]} \cdot e^{-31090/T} \quad (5.10)$$

Kısmi denge şartında ise Warnatz[69] tarafından önerilmiş (5.11) uygulanması kabul görmüş bir yaklaşımdır. Doktora tezinde kısmi denge şartı kabul edilerek modelleme gerçekleştirilmiştir.

$$[O] = 36.64T^{0.5}[O_2]^{0.5}e^{-27123/T} \quad (5.11)$$

Kısmi denge şartında OH konsantrasyonu için Baulch[66] tarafından önerilmiş eşitlik ise 5.12'da verilmiştir. Doktora tezinde kısmi denge şartı için hidroksil konsantrasyonunu veren (5.12) kullanılmıştır.

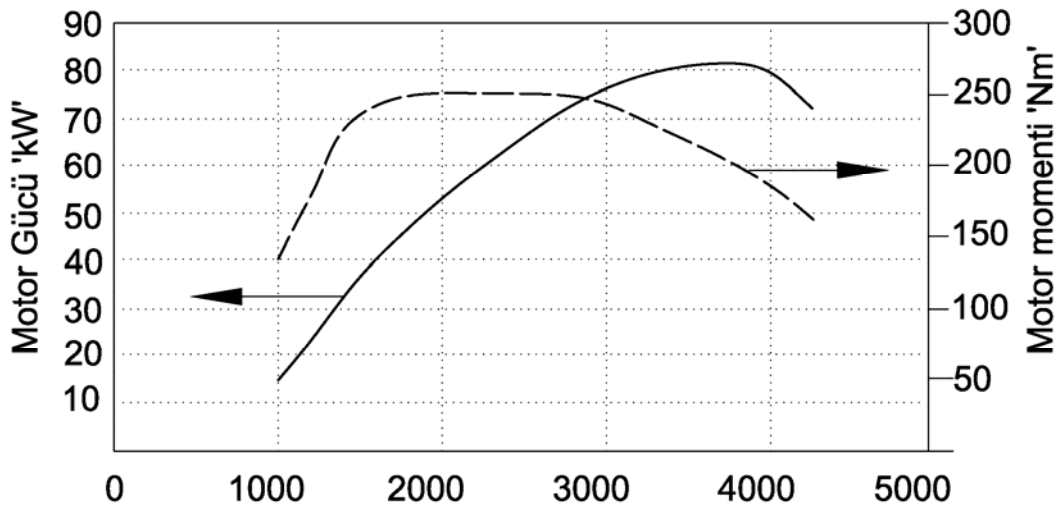
$$[OH] = 212.9T^{-0.57}e^{-4595/T}\sqrt{[O]}\sqrt{[H_2O]} \quad (5.12)$$

DENEY VE MODEL ÇIKTILARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Doktora deneylerinde kullanılan, Ford lisanslı ve ticari adı Duratorq olan içten yanmalı dizel motorunun limitleri göz önüne alınarak Ford test mühendisleri tarafından elde edilmiş olan kalibrasyon haritası üzerinden deney noktaları belirlenmiştir. Belirlenen deney noktaları güncel araştırmalarda ele alınmakta olan stratejilerdir ve motorun emniyetli çalışabileceği limitleri göz önüne alınarak seçilmiştir.

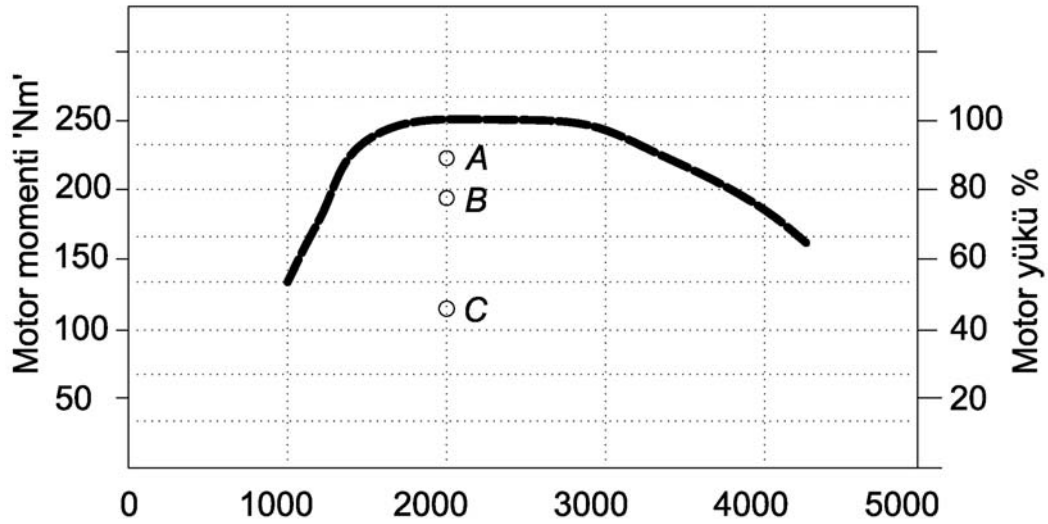
6.1 Deney Matrisi ve Sonuçlar

Deney motoruna ait maksimum moment ve güç karakteristikleri Şekil 6.1’de görülmektedir. Isı salımı karakteristik eğrisinin değişimini analiz edebilmek için farklı ana püskürtme miktarları ve ön püskürtme stratejileri denenmiştir.



Şekil 6. 1 Deney motorunun maksimum moment ve güç eğrileri

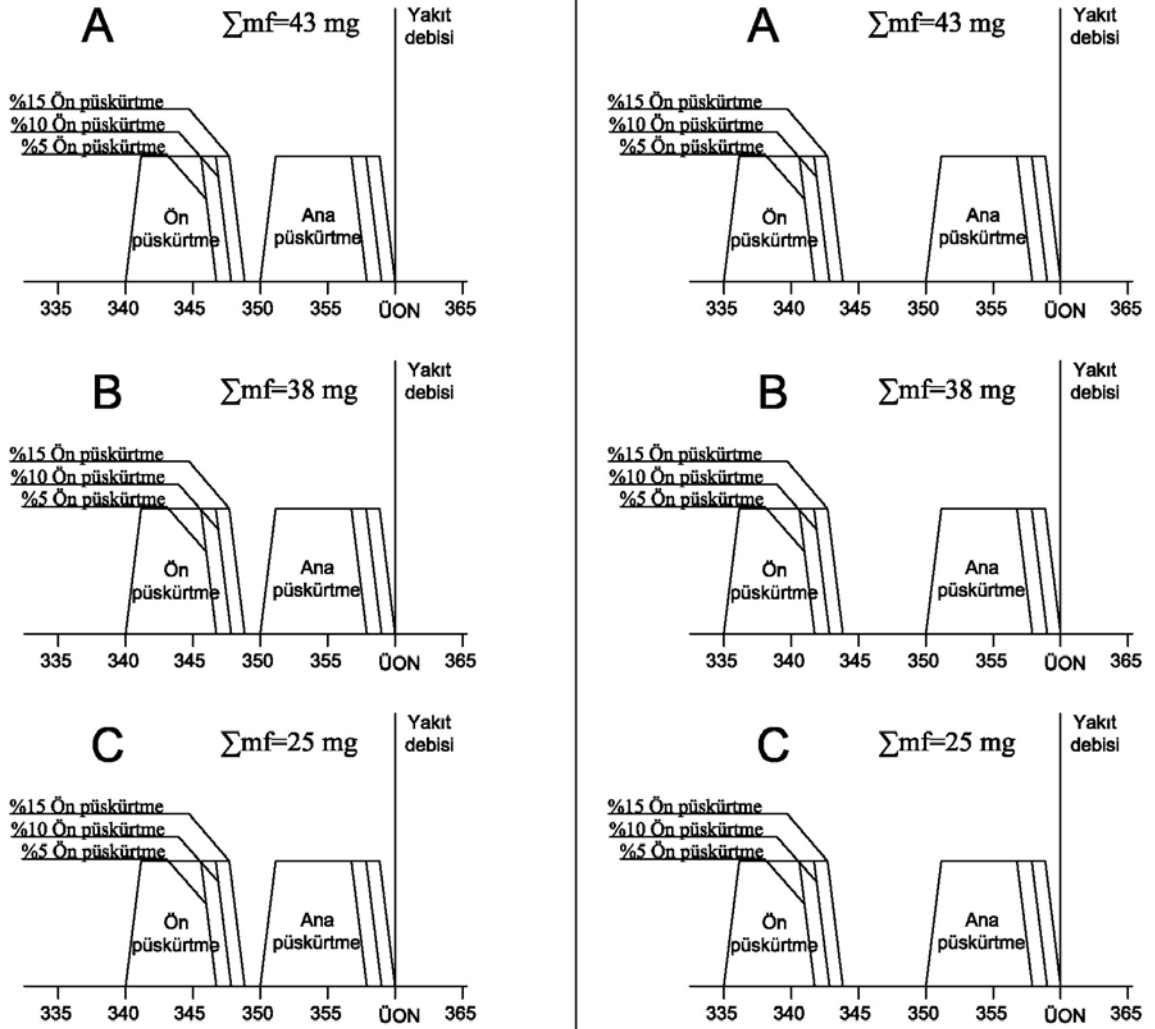
Her deney yükü için, ana ve ön püskürtme olmak üzere üç farklı enjeksiyon oranı ve iki farklı avans denenerek ısı salımı parametrelerinin değişimi araştırılmıştır. Deneyler 2000 devir/dakika motor hızında, %45, %75 ve %90 yük şartına karşılık gelen püskürtme miktarlarında gerçekleştirilmiştir. A, B ve C olmak üzere sınıflandırılan motor yükleri Şekil 6.2’de görülmektedir.



Şekil 6. 2 Deney yükleri

Ana püskürtme avansı 350° KA değerine sabitlenmiş, ön püskürtme zamanı ise 335° KA ve 340° KA olmak üzere iki ana kategoriye bölünmüştür. Her kategoride %5, %10 ve %15 kütleli oranlarında ön püskürtme gerçekleştirilmiştir. Püskürtme avansları ve miktarları Şekil 6.3’te özetlenmiştir.

Farklı enjeksiyon parametreleri ile gerçekleştirilen deneylerin analizinin kolaylıkla yapılabilmesi açısından deneyi tanımlayıcı kısaltmalar kullanılmıştır. Bu kısaltmalarda “M” harfinden önce gelen rakam ana püskürtme zamanını, “P” harfinden önce gelen rakam ön püskürtme avansını, “mg” harflerinden önce gelen rakam miligram cinsinden toplam püskürtme kütleli, “%” ifadesinden önce gelen rakam ise ön püskürtmenin kütleli yüzdesini, ana püskürtmeye oranla ifade etmektedir. Çizelge 6.1’de deney matrisi listelenmiştir.



Şekil 6. 3 Ön püskürtme miktarları ve avans değerleri

Deney sisteminden alınan sonuçlar çizelge 6.2’de listelenmiştir. Deneylerden elde edilen basınç datalarının analizi neticesinde yanma fazlarına ait büyüklükler, maksimum silindir içi basıncı, tutuşma gecikmesi, ısı salım oranları belirlenmiştir. Çizelge 6.3’de basınç datalarının analizi sonucu elde edilen büyüklükler listelenmiştir.

Çizelge 6.1 Deney matrisi ve deney noktalarının tanımlamaları

Deney numarası	Tanımlama	Hız d/d	Ana püskürtme avansı KA	Ön püskürtme avansı KA	Ana püskürtme miktarı mg	Ön püskürtme miktarı mg	Ön püskürtme kütleli yüzdesi
2	350M-25mg	2000	350,00	-	25,00	0,00	0,00
120	350M-335P-25mg-%5	2000	350,00	335,20	23,50	1,25	5,00
126	350M-335P-25mg-%10	2000	350,00	335,20	22,50	2,50	10,00
135	350M-335P-25mg-%15	2000	350,00	335,20	21,25	3,75	15,00
117	350M-340P-25mg-%5	2000	350,00	340,10	23,50	1,25	5,00
127	350M-340P-25mg-%10	2000	350,00	340,10	22,50	2,50	10,00
136	350M-340P-25mg-%15	2000	350,00	340,10	21,25	3,75	15,00
14	350M-38mg	2000	350,00	-	38,00	0,00	0,00
144	350M-335P-38mg-%5	2000	350,00	335,20	36,10	1,90	5,00
153	350M-335P-38mg-%10	2000	350,00	335,20	34,20	3,80	10,00
162	350M-335P-38mg-%15	2000	350,00	335,20	32,30	5,70	15,00
145	350M-340P-38mg-%5	2000	350,00	340,10	36,10	1,90	5,00
154	350M-340P-38mg-%10	2000	350,00	340,10	34,20	3,80	10,00
163	350M-340P-38mg-%15	2000	350,00	340,10	32,30	5,70	15,00
26	350M-43mg	2000	350,00	-	43,00	0,00	0,00
171	350M-335P-43mg-%5	2000	350,00	335,20	40,85	2,15	5,00
180	350M-335P-43mg-%10	2000	350,00	335,20	38,70	4,30	10,00
189	350M-335P-43mg-%15	2000	350,00	335,20	36,55	6,45	15,00
172	350M-340P-43mg-%5	2000	350,00	340,10	40,85	2,15	5,00
181	350M-340P-43mg-%10	2000	350,00	340,10	38,70	4,30	10,00
190	350M-340P-43mg-%15	2000	350,00	340,10	36,55	6,45	15,00

Çizelge 6.2 Deney sisteminden elde edilen sonuçlar

Deney no	Tanımlama	AFR	Püskürtülen yakıt kütlesi mg/çevrim	Fren Momenti Nm	İndike moment Nm	Fren Gücü kW	FÖYT g/kWh	Hava debisi kg/h	Yakıt hattı basıncı Bar	Blok sıcaklığı °C	NOx ppm	FSN	THC ppm
2	350M-25mg	36,62	25	114,9	143,3	24,1	251,2	221	1200	84	1394,908	0,02	999,1
120	350M-335P-25mg-%5	37,59	25	108,8	201,7	22,7	257,9	221	1200	84	1321,005	0,02	74,8
126	350M-335P-25mg-%10	37,69	25	106,1	201,7	22,2	263,5	220	1200	84	1351,642	0,02	86,5
135	350M-335P-25mg-%15	37,68	25	105,8	201,7	22,1	265,1	221	1200	83	1452,522	0,04	79,2
2	350M-25mg	36,62	25	114,9	143,3	24,1	251,2	221	1200	84	1394,908	0,02	999,1
117	350M-340P-25mg-%5	37,27	25	111,8	201,7	23,4	252,8	220	1200	85	1322,111	0,04	79,5
127	350M-340P-25mg-%10	38,01	25	106,3	201,7	22,2	261,5	220	1200	84	1334,836	0,02	85,1
136	350M-340P-25mg-%15	38,03	25	105,2	201,7	22	263,9	221	1200	83	1416,058	0,03	74,2
14	350M-38mg	26,88	38	194,3	148,7	40,7	221,7	242	1300	89	1703,845	0,03	698,5
144	350M-335P-38mg-%5	27,24	38	188,2	281,3	39,3	225,3	241	1300	91	1659,995	0,06	78,9
153	350M-335P-38mg-%10	27,13	38	187,6	281,3	39,3	226,8	241	1300	89	1807,57	0,04	117,6
162	350M-335P-38mg-%15	27,21	38	183,6	281,3	38,4	229,8	240	1300	91	1991,019	0,03	108,4
14	350M-38mg	26,88	38	194,3	148,7	40,7	221,7	242	1300	89	1703,845	0,03	698,5
145	350M-340P-38mg-%5	27,34	38	189,8	281,3	39,7	223,1	242	1300	91	1640,855	0,04	84,0
154	350M-340P-38mg-%10	27,32	38	188	281,3	39,3	224,4	242	1300	89	1740,146	0,04	115,1
163	350M-340P-38mg-%15	27,9	38	180,8	281,3	37,8	228	241	1300	91	1894,816	0,02	102,3
26	350M-43mg	24,84	43	223,1	148,8	46,7	218,1	253	1300	94	1728,488	0,05	1130,8

Çizelge 6.2 Deney sisteminden elde edilen sonuçlar(devamı)

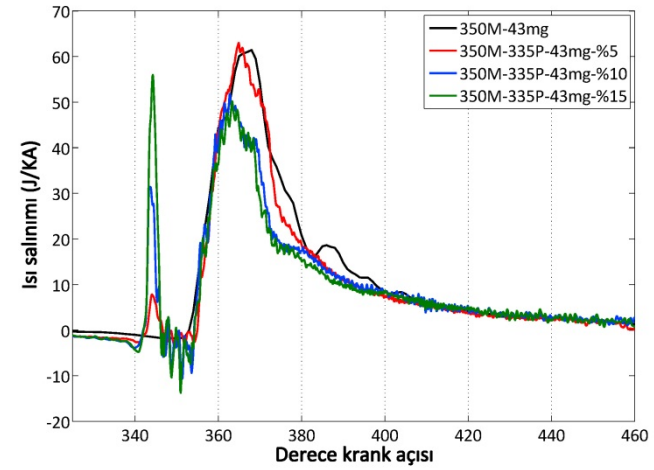
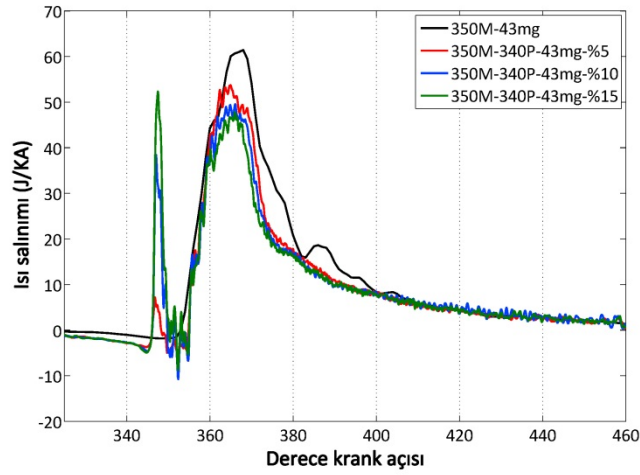
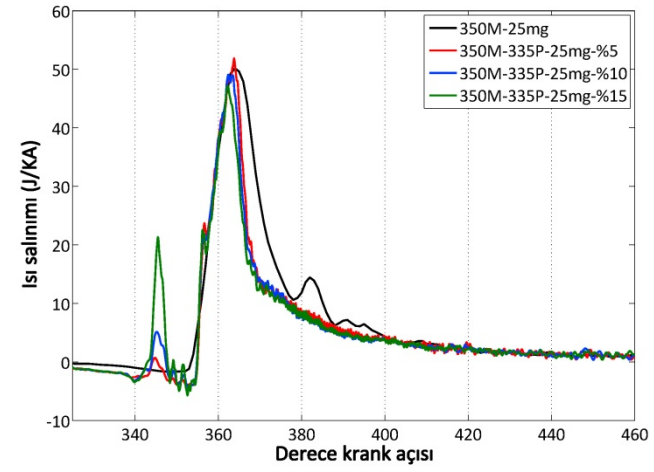
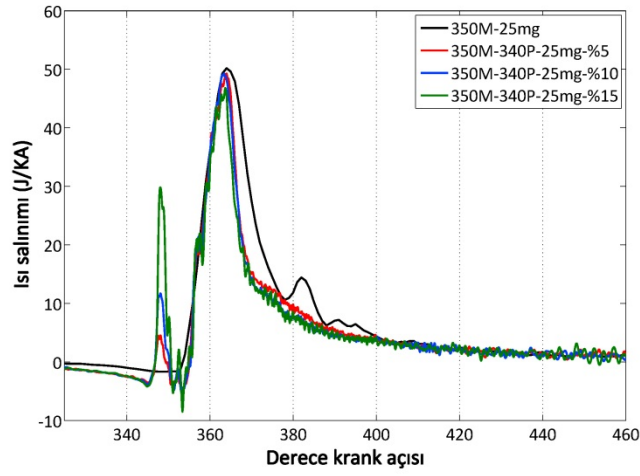
171	350M-335P-43mg-%5	25,08	43	215,5	281,3	45,1	222,8	252	1300	94	1696,971	0,07	101,1
180	350M-335P-43mg-%10	25,04	43	214,5	281,3	44,9	224,1	252	1300	94	1832,083	0,05	117,5
189	350M-335P-43mg-%15	25,25	43	209,8	281,3	43,9	226,8	252	1300	94	2025,631	0,03	111,5
26	350M-43mg	24,84	43	223,1	148,8	46,7	218,1	253	1300	94	1728,488	0,05	1130,8
172	350M-340P-43mg-%5	25,4	43	215,8	281,3	45,2	220,7	253	1300	92	1664,184	0,05	104,1
181	350M-340P-43mg-%10	25,32	43	214,4	281,3	44,9	221,8	252	1300	93	1752,222	0,03	115,2
190	350M-340P-43mg-%15	25,69	43	209	281,3	43,8	224	252	1300	91	1918,995	0,03	107,9

Çizelge 6.3 Silindir içi basınç analizinden elde edilen sonuçlar

Deney no	Tanımlama	Yanma Başlangıcı Zamanı °KA	Tutuşma Gecikmesi °KA	Yanma Bitiş Zamanı °KA	Toplam yanma süresi °KA	Ön karışımli yanma süresi °KA	Difüzyonlu yanma süresi °KA	Q_pre/Qtcal	Q_diff/Qtcal	Pmax Bar	T max K
2	350M-25mg	354	4,01	482	128	14	114	0,498867	0,501133	141,94	1681,00
120	350M-335P-25mg-%5	355,1	5,10	478,8	123,7	10,8	112,9	0,502418	0,497582	144,84	1645,60
126	350M-335P-25mg-%10	354,9	4,90	479,6	124,7	10,6	114,1	0,501045	0,498955	146,49	1657,30
135	350M-335P-25mg-%15	355	5,00	482,9	127,9	10,2	117,7	0,471796	0,528204	148,66	1665,00
2	350M-25mg	354	4,01	482	128	14	114	0,498867	0,501133	141,94	1681,00
117	350M-340P-25mg-%5	355,1	5,10	479,2	124,1	11,2	112,9	0,5117	0,4883	145,74	1669,60
127	350M-340P-25mg-%10	355,5	5,50	481,4	125,9	10,6	115,3	0,499111	0,500889	146,46	1675,80
136	350M-340P-25mg-%15	354,8	4,80	480	125,2	10,8	114,4	0,476286	0,523714	147,18	1666,60
14	350M-38mg	353	3,00	477	124	22	102	0,620461	0,379539	162,96	1900,20
144	350M-335P-38mg-%5	354,7	4,70	479,4	124,7	14,8	109,9	0,526734	0,473266	166,18	1832,20
153	350M-335P-38mg-%10	354,7	4,70	479,6	121,1	14,5	110,2	0,518054	0,481946	170,52	1856,40
162	350M-335P-38mg-%15	354,5	4,50	478,3	123,8	13,5	110,3	0,478609	0,521391	173,24	1861,20
14	350M-38mg	353	3,00	477	124	22	102	0,620461	0,379539	162,96	1900,20
145	350M-340P-38mg-%5	355,1	5,10	477,7	122,6	15	107,6	0,53439	0,46561	165,78	1842,50
154	350M-340P-38mg-%10	355,3	5,30	478,1	122,8	13,4	109,4	0,48926	0,51074	169,06	1843,60
163	350M-340P-38mg-%15	355,4	5,40	479,1	123,7	12,9	110,8	0,478854	0,521146	170,86	1835,90
26	350M-43mg	354	4,00	478	124	21	103	0,583158	0,416842	171,49	1923,60

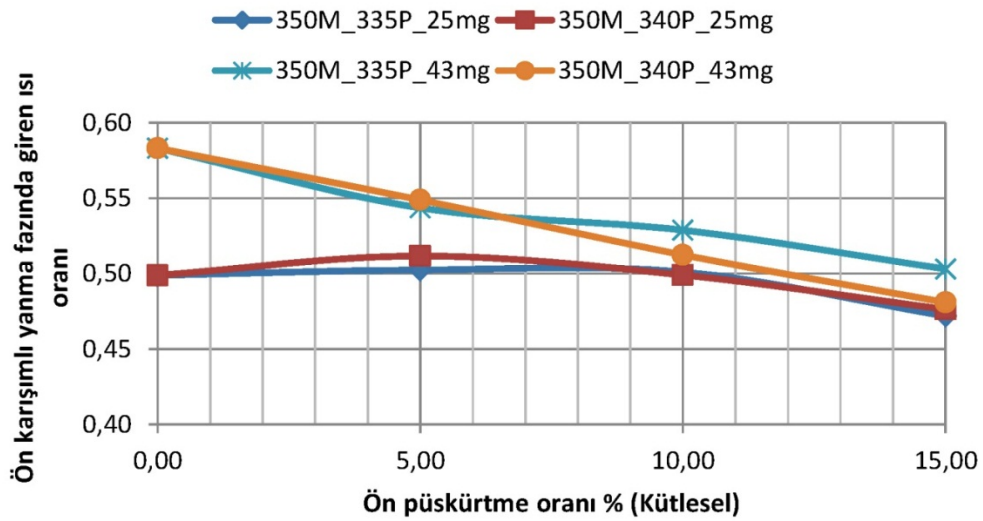
Çizelge 6.3 Silindir içi basınç analizinden elde edilen sonuçlar(devamı)

171	350M-335P-43mg-%5	354,5	4,50	477	122,5	16,9	105,6	0,543571	0,456429	172,05	1888,00
180	350M-335P-43mg-%10	354,3	4,30	477,6	123,3	16,7	106,6	0,528819	0,471181	177,18	1894,00
189	350M-335P-43mg-%15	354,3	4,30	476,9	122,6	15,7	106,9	0,503082	0,496918	180,31	1898,30
26	350M-43mg	354	4,00	478	124	21	103	0,583158	0,416842	171,49	1923,60
172	350M-340P-43mg-%5	354,9	4,90	477	122,1	16,6	105,5	0,548887	0,451113	171,29	1872,30
181	350M-340P-43mg-%10	355,1	5,10	475,8	120,7	15,5	105,2	0,512403	0,487597	175,33	1882,20
190	350M-340P-43mg-%15	355,1	5,10	474,8	119,7	14,4	105,3	0,480917	0,519083	178,13	1889,50

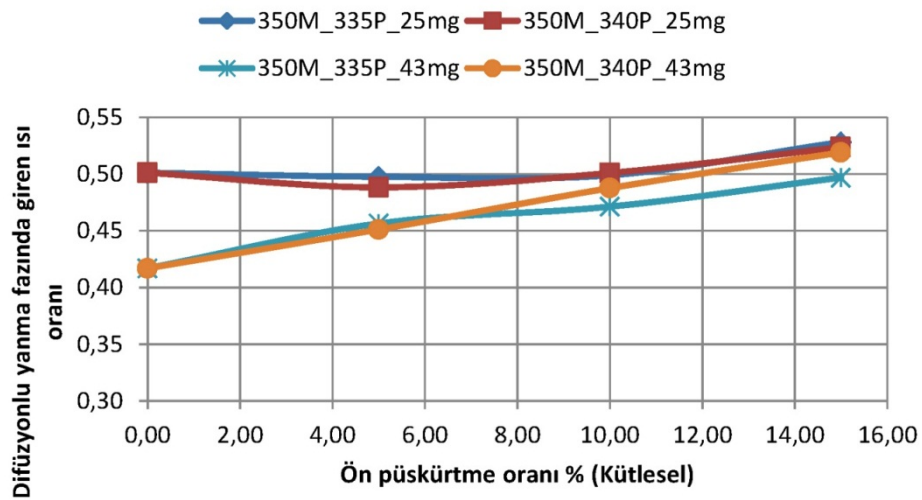


Şekil 6. 4 A ve C yükleri için farklı püskürtme avansları ve ön püskürtme oranlarında ısı salımı eğrilerinin değişimi

Isı salım oranının azot oksit emisyonlarına etkisinin modellenenebilmesi için tüm deney noktalarındaki ısı salım oranları hesap edilmiş ardından Wiebe parametreleri çıkarılmıştır. Şekil 6.4'ten görüleceği üzere, ön püskürtme uygulaması genel olarak ana yanmadaki ön karışimli fazda açığa çıkan ısı miktarını azaltmış ve ısının açığa çıkma süresini kısaltmıştır. Ölçülen değerler Şekil 6.5 ve Şekil 6.6'da görülmektedir.



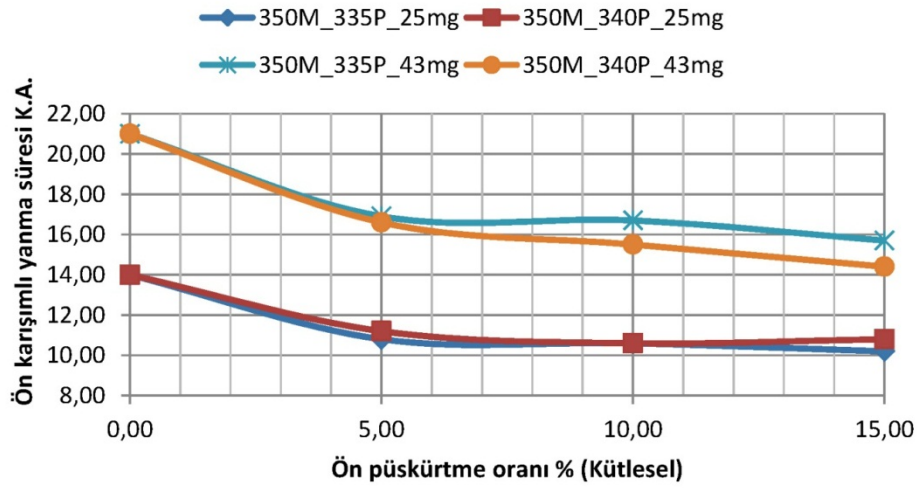
Şekil 6. 5 Ön karışimli fazda silindir içerisine giren ısı oranının ön püskürtme miktarına bağlı değişimi



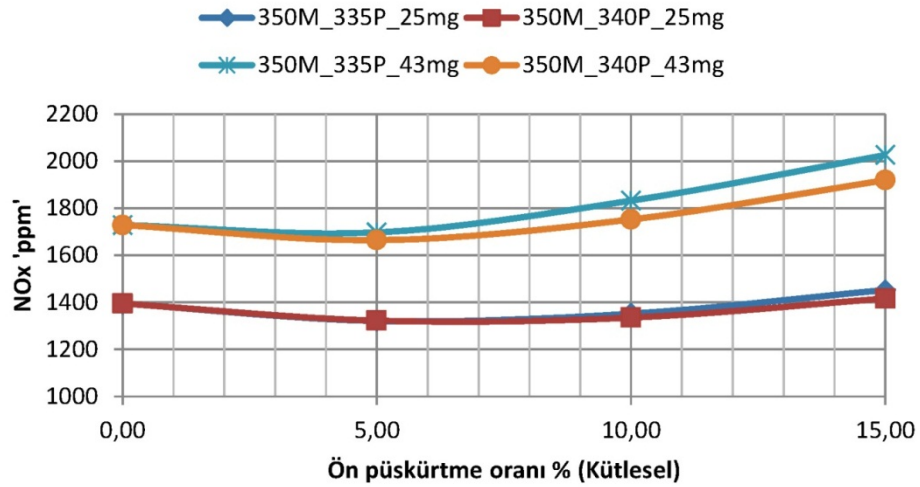
Şekil 6. 6 Difüzyonlu fazda silindir içerisine giren ısı oranının ön püskürtme miktarına bağlı değişimi

Ön karışimli yanma fazında açığa çıkan ısı oranı 25 mg püskürtme için %10 ön püskürtme miktarında en yüksek değerine ulaşmış, ön karışimli yanma süreside Şekil 6.7'den görüleceği gibi, hem düşük hemde yüksek yükler için ön püskürtme miktarı ile orantılı olarak azalmıştır. Azot oksit emisyonları açısından değerlendirildiği zaman bu

etkinin, stoyikiyometriye yakın gerçekleşen ön karışımli fazda açığa çıkan ısının azalışı nedeniyle genel olarak olumlu sonuçlar doğurması teorik açıdan beklenen bir durumdur. Zengin karışımın alev sıcaklığının daha yüksek oluşu bu durumun başlıca sebebidir. Şekil 6.8’den görüleceği üzere azot oksit emisyonları %5 ön püskürtme miktarında minimum değerine ulaşmıştır.



Şekil 6. 7 Ön karışımli yanma süresinin ön püskürtme oranına bağlı değişimi



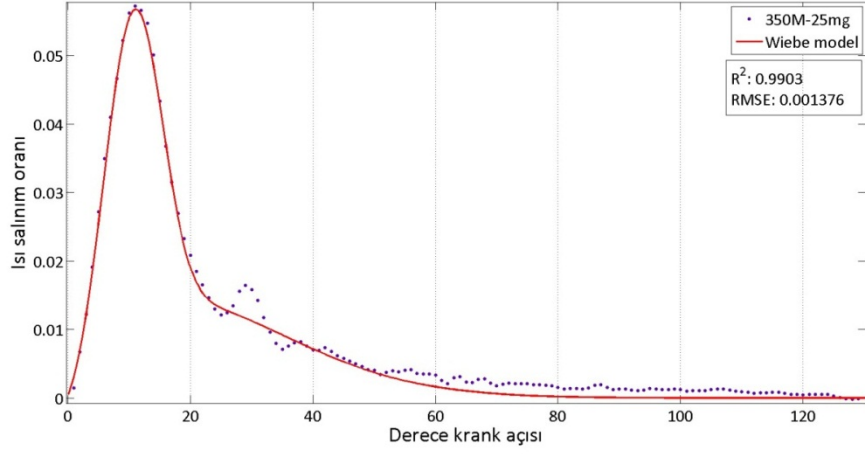
Şekil 6. 8 Azot oksit emisyonlarının ön püskürtme oranına bağlı değişimi

Her iki yük şartı içinde, erken gerçekleştirilen ön püskürtme ile daha düşük ön karışımli faz ısı elde edilirken, avansın NO_x üzerindeki etkisi %5 ön püskürtme değerinden sonra ayırt edilebilir hale gelmektedir. Erken gerçekleştirilen ön püskürtme ile elde edilen değerler %15 ön püskürtme miktarı için referans deneyin üzerinde sonuçlar vermiştir. Ön püskürtme uygulaması ile elde edilen azot oksit artışlarının sebebi, ön

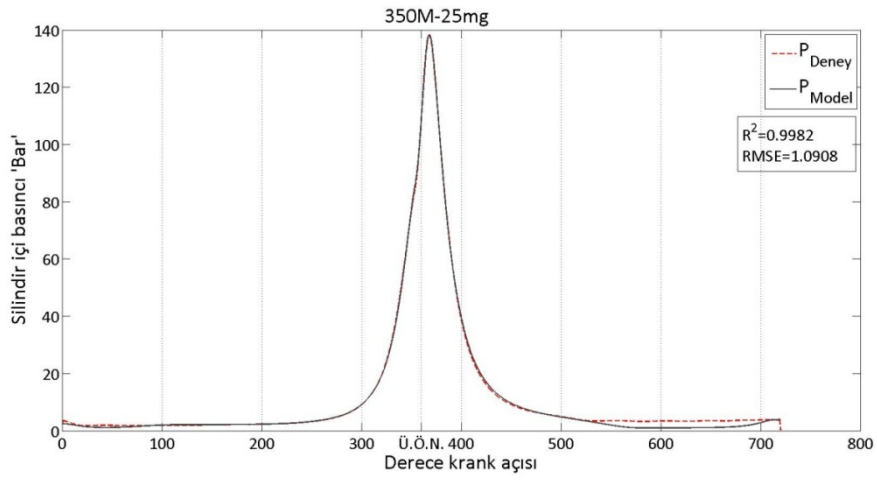
püskürtmede oluşan azot oksitler ve ön püskürtmede silindir içine gönderilen yakıtın tamamen ön karışimli olarak yanması olarak öngörülmüştür. Zira Şekil 6.4'ten görülebileceği üzere, tüm ön püskürtmeye bağlı açığa çıkan ısı salımı yükselişleri ön karışimli yanma şeklindedir. Özellikle artan oranla birlikte 43 mg değerlerinde ulaşılan maksimum değerler ana yanma ile kıyaslanabilir hale gelmiştir.

6.2 Model Sonuçları

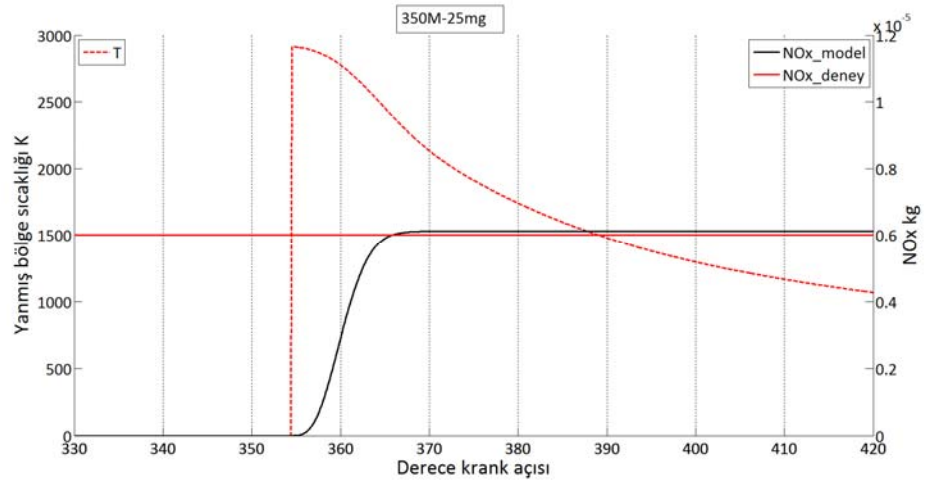
Geliştirilmiş olan termodinamik model, her deney noktası için doğrulanmıştır. Wiebe ısı salımı modeli ile elde edilmiş eğriler, her deney noktası için modellenen silindir içi basınç eğrisi ve NO_x model sonuçları sırasıyla Şekil 6.9 ve Şekil 6.29 arasında verilmiştir. Deney sonuçları ile doğrulanmış model kullanılarak, denenmemiş olan ara ön püskürtme miktarlarının silindir içi basınçları oluşturulmuştur. Ara ön püskürtme değerleri için elde edilen azot oksit sonuçları ve deneysel doğruluk oranları Şekil 6.30, Şekil 6.31 ve Şekil 6.32'de gösterilmiştir. Tüm tekil püskürtme deneyleri ve %2'den %14'e kadar iki farklı püskürtme avansına sahip ön püskürtmeli şart için, art püskürtmenin etkisi modellenmiştir. Şekil 6.9 ve Şekil 6.29 arasında görülen ana püskürtme Wiebe modellemesindeki dik yükselişin nedeni, ısı salımı eğrisinin yanma başlangıcından sonraki kısmının modellenmesi amacıyla eğrinin önceki verilerinin atılmasıdır. Bu işlemde negatif değerlerin alınmaması için ilk pozitif değer işleme alınmakta ve bu nedenle ilk değer sıfır olmamaktadır, dolayısıyla eğrinin eğimi görece fazla gözlemlenmektedir.



A

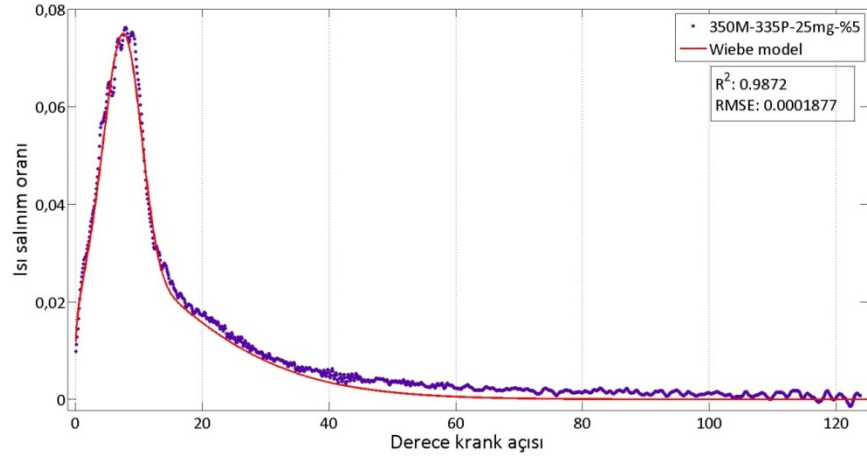


B

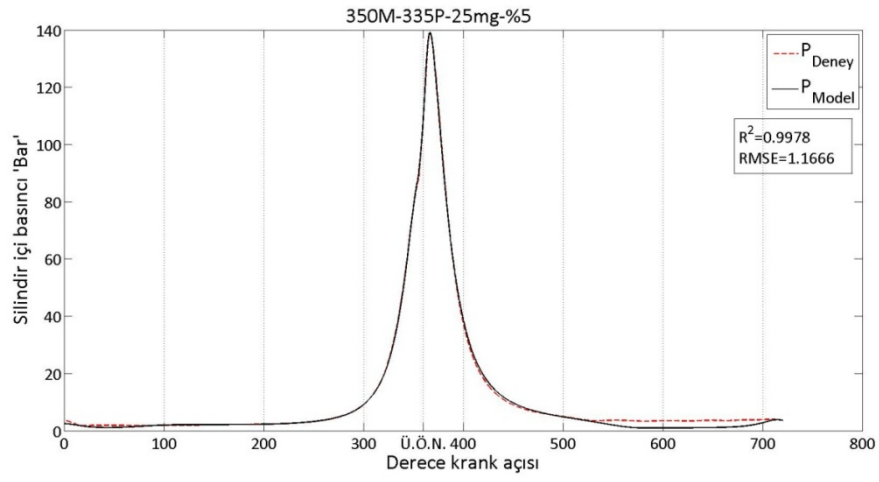


C

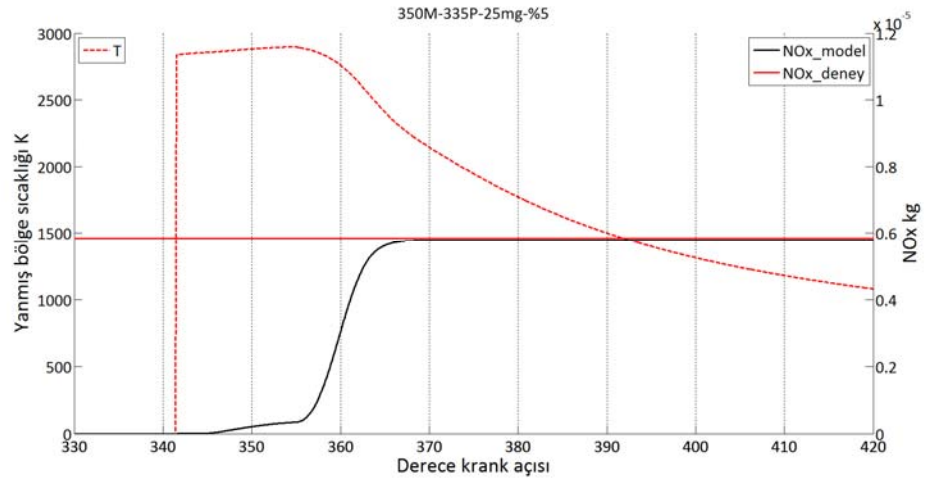
Şekil 6. 9 350M-25mg deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

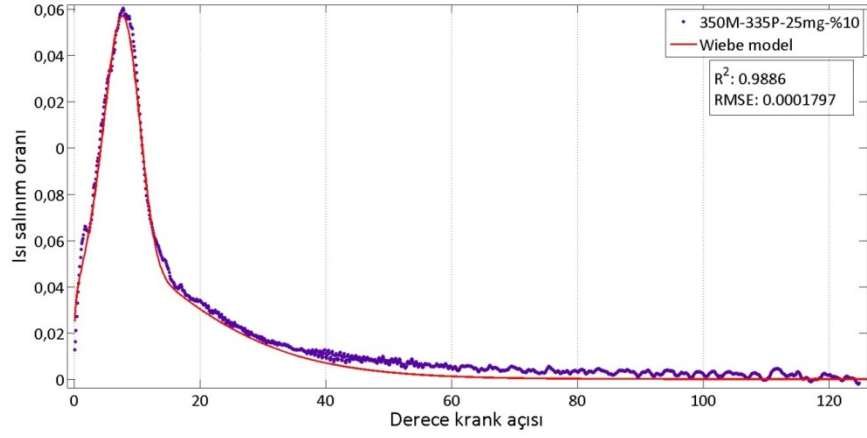


B

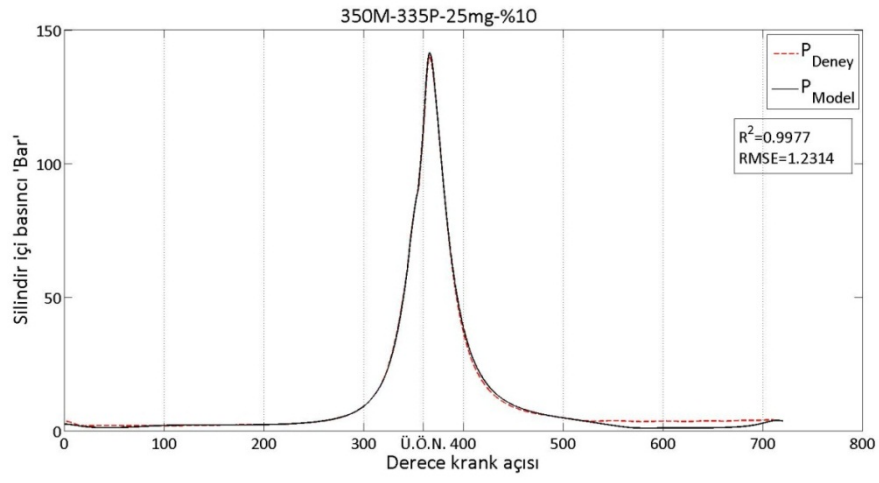


C

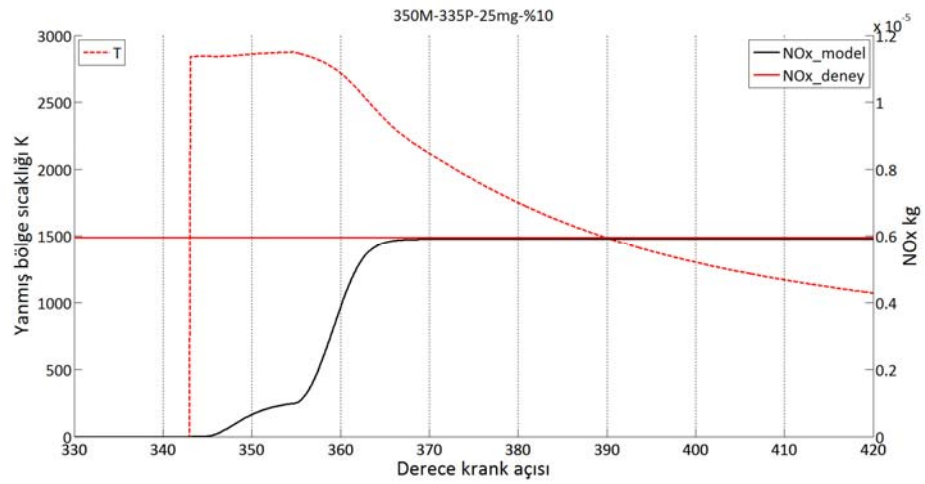
Şekil 6. 10 350M-335P-25mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model,C-NO_x modeli



A

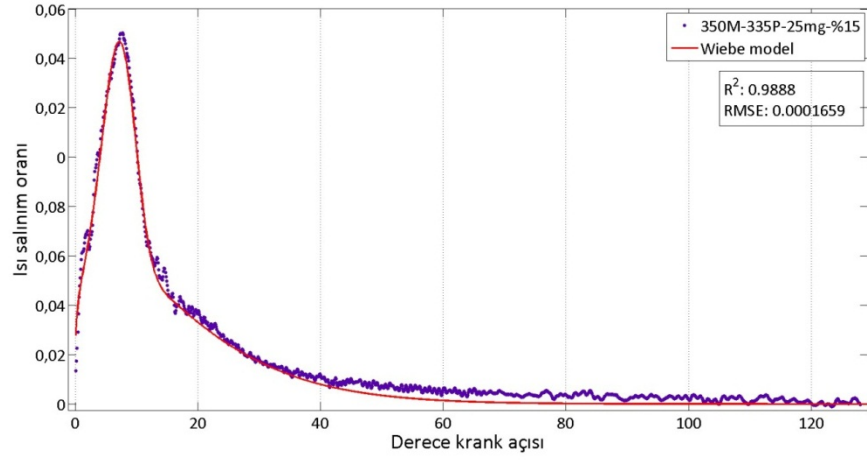


B

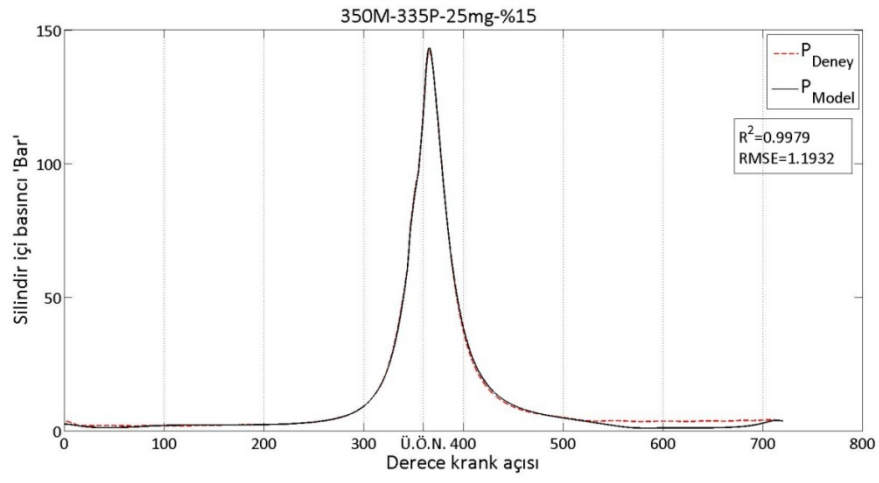


C

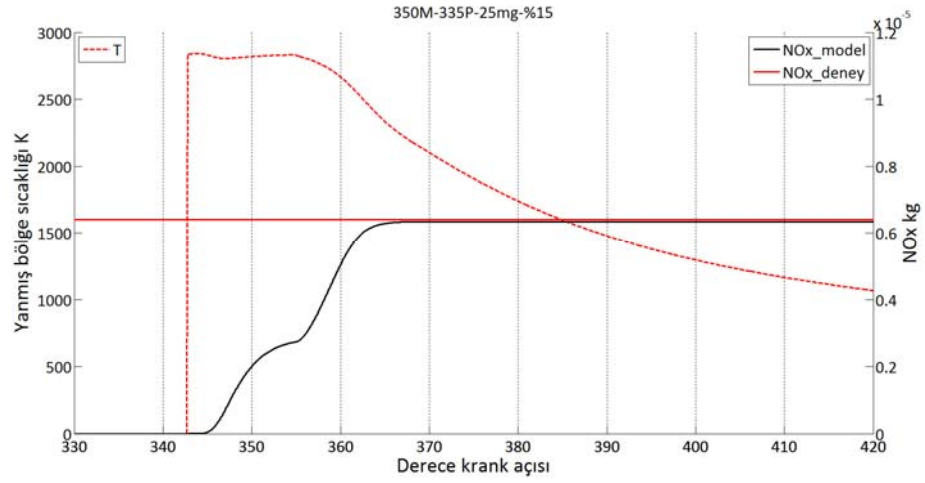
Şekil 6. 11 350M-335P-25mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

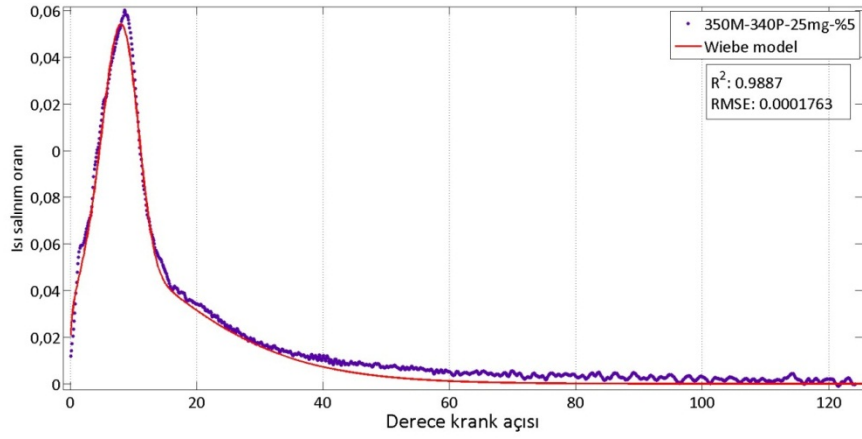


B

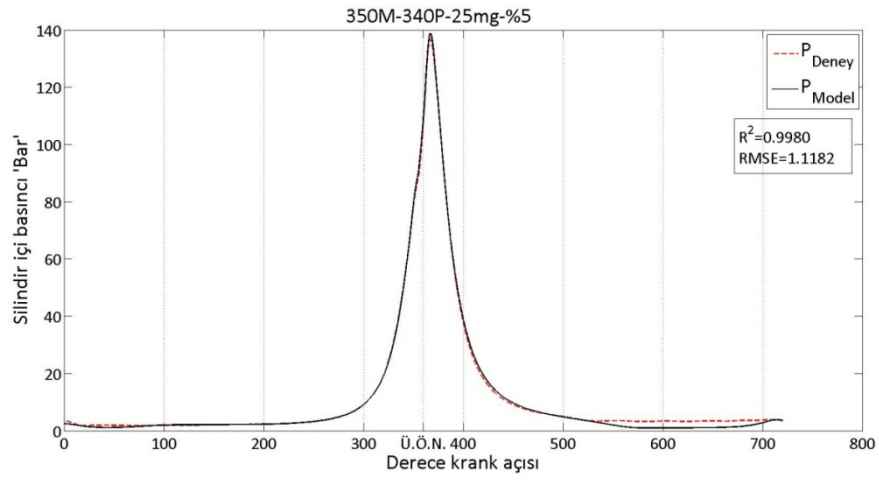


C

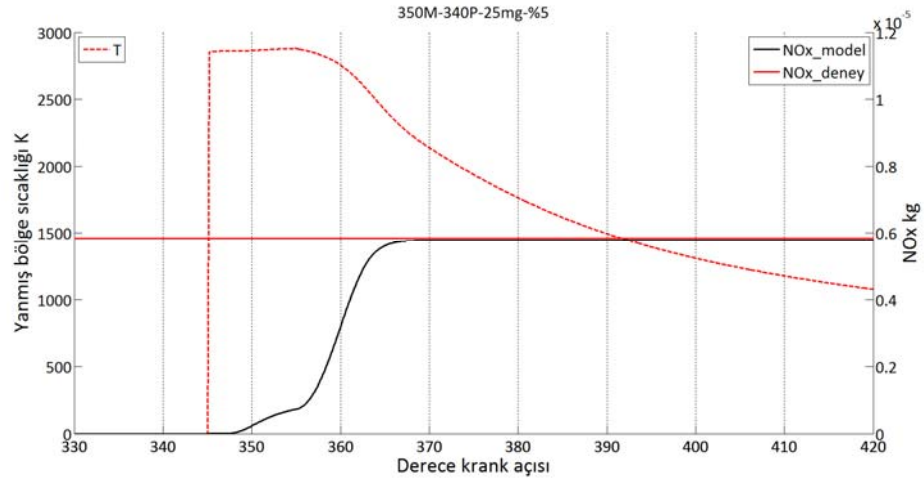
Şekil 6. 12 350M-335P-25mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO_x modeli



A

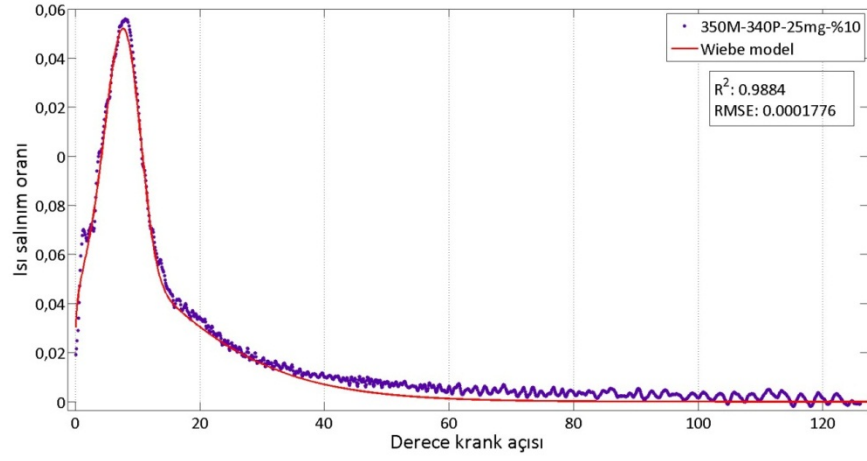


B

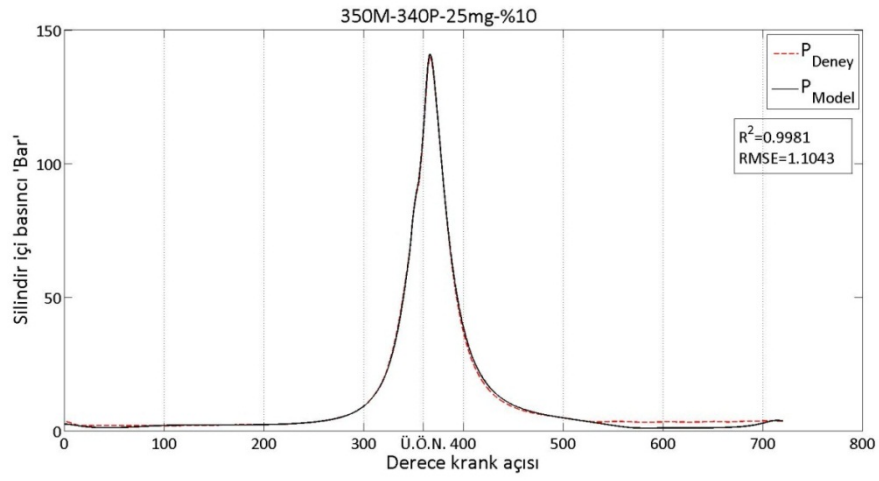


C

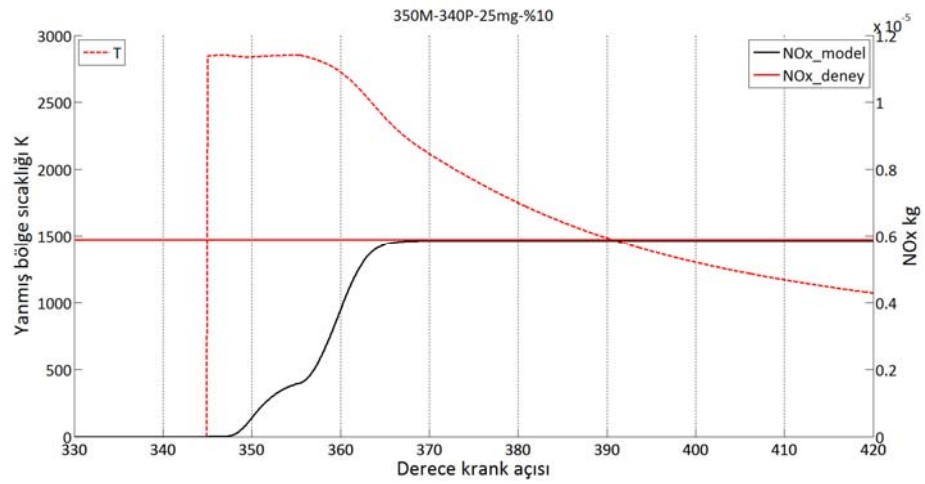
Şekil 6. 13 350M-340P-25mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO_x modeli



A

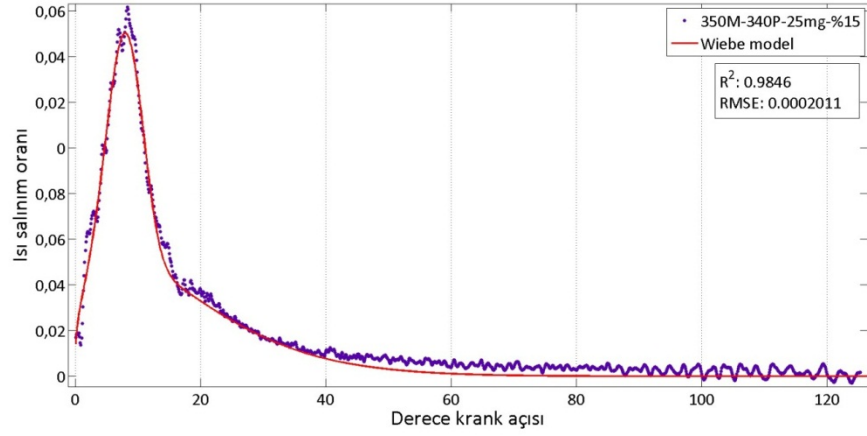


B

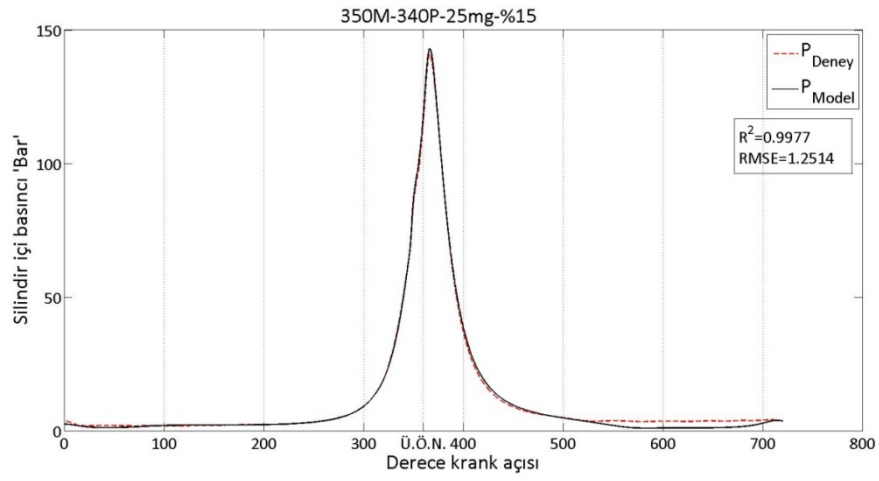


C

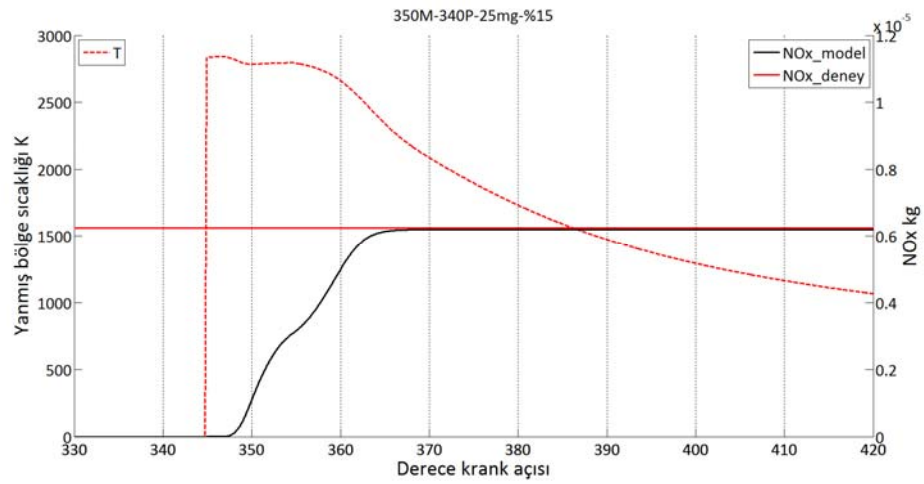
Şekil 6. 14 350M-340P-25mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO_x modeli



A

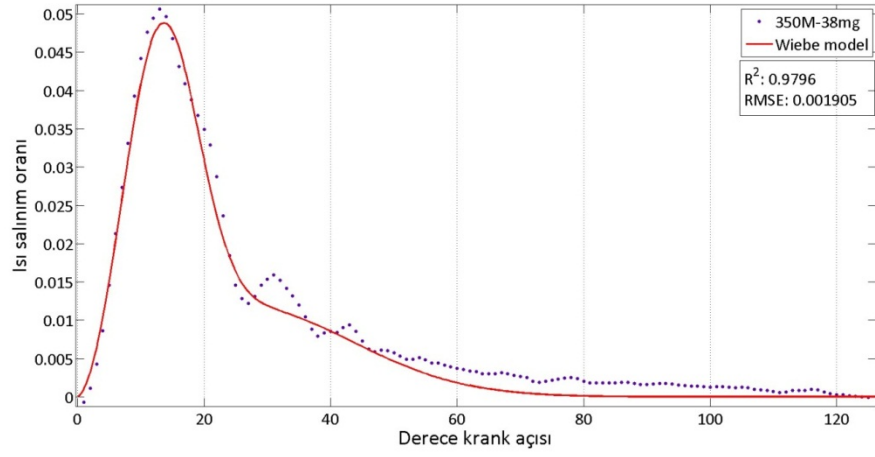


B

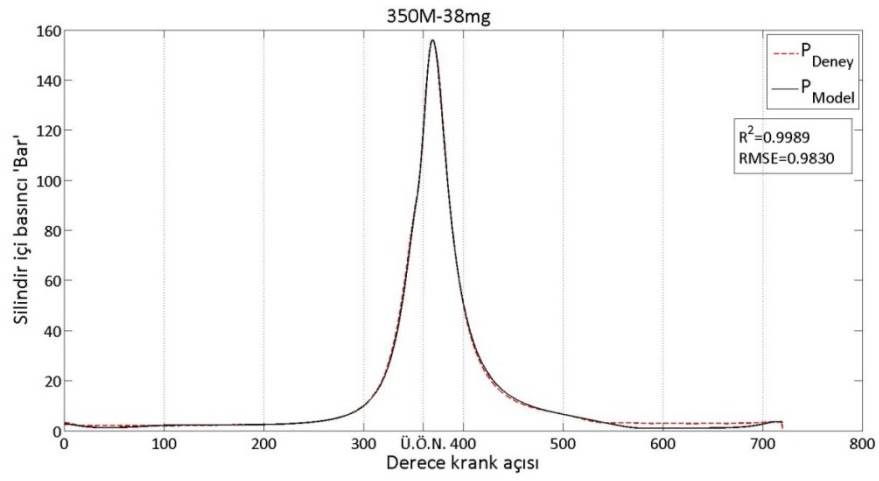


C

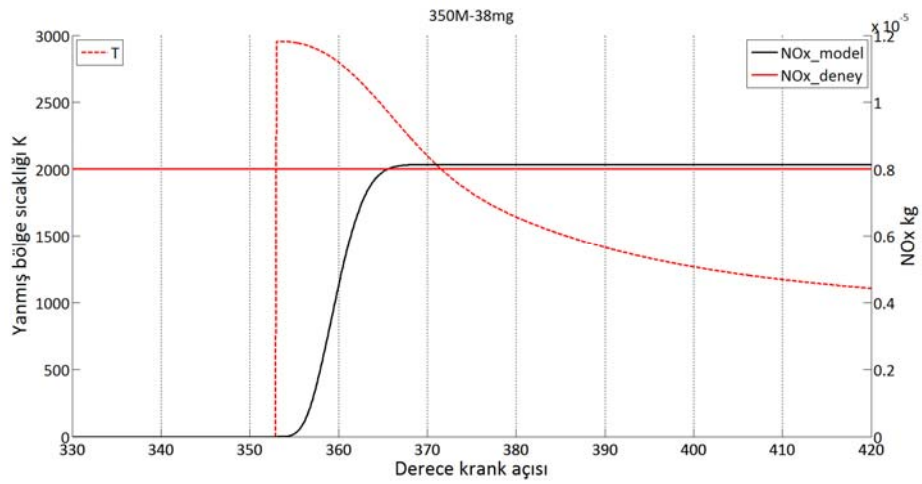
Şekil 6. 15 350M-340P-25mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO_x modeli



A

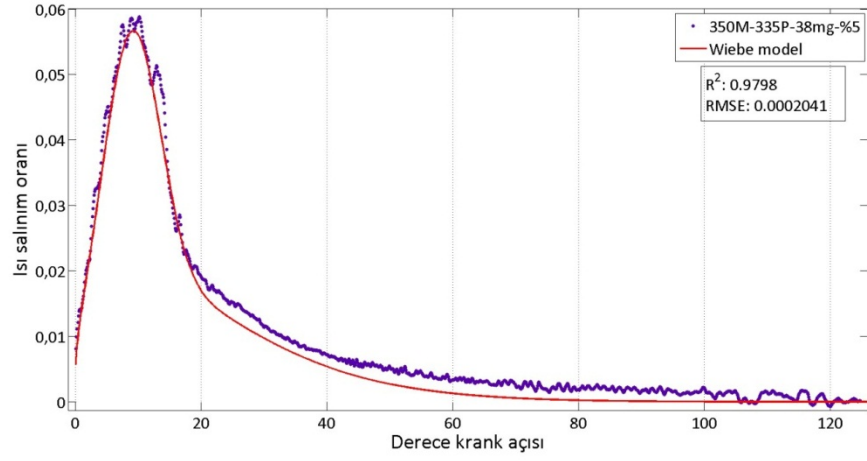


B

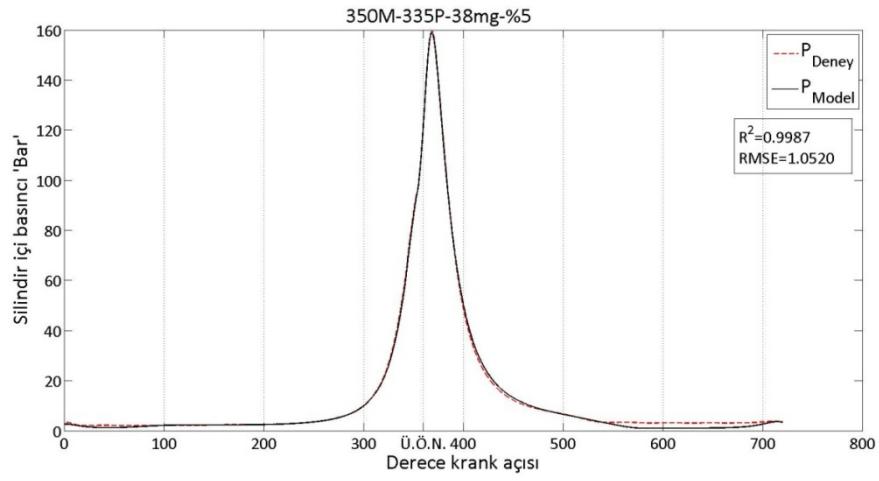


C

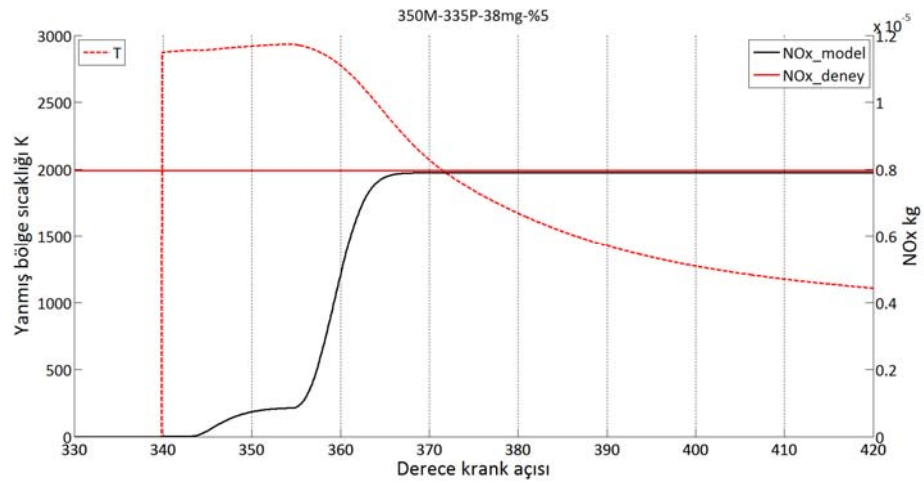
Şekil 6. 16 350M-38mg deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO_x modeli



A

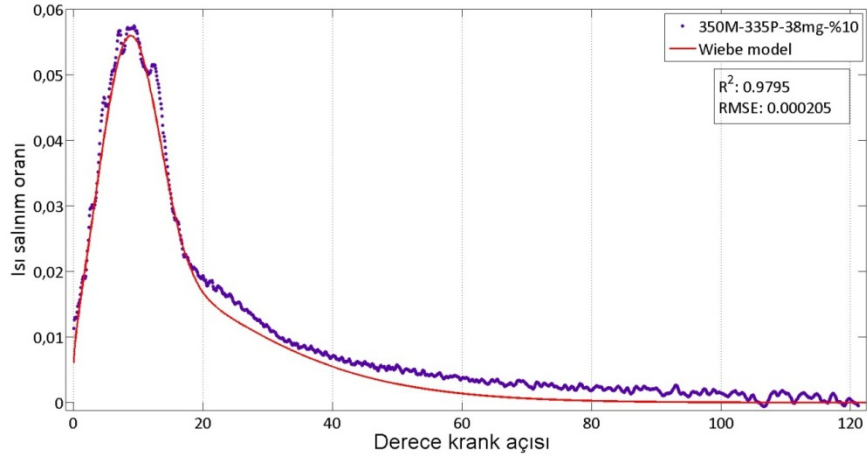


B

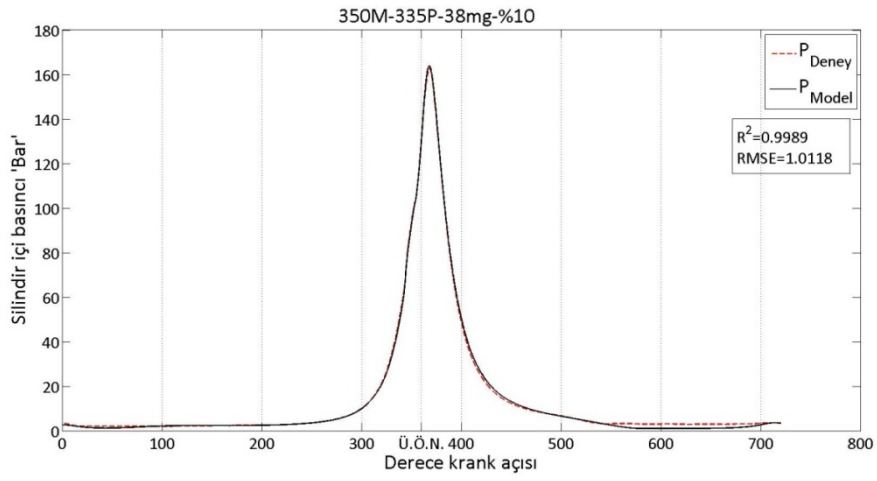


C

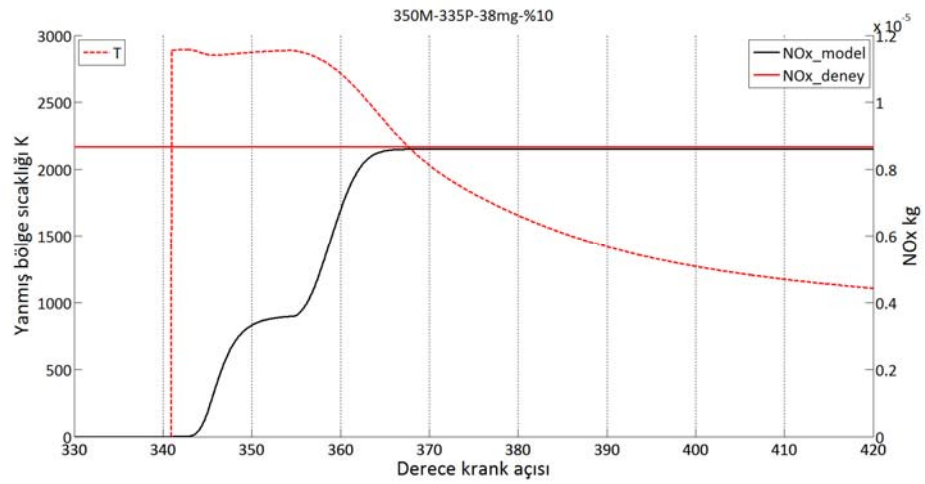
Şekil 6. 17 350M-335P-38mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C- NO_x modeli



A

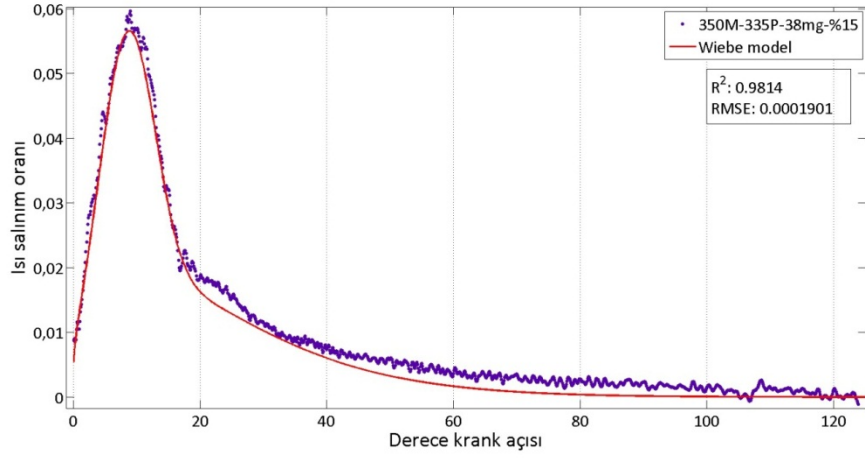


B

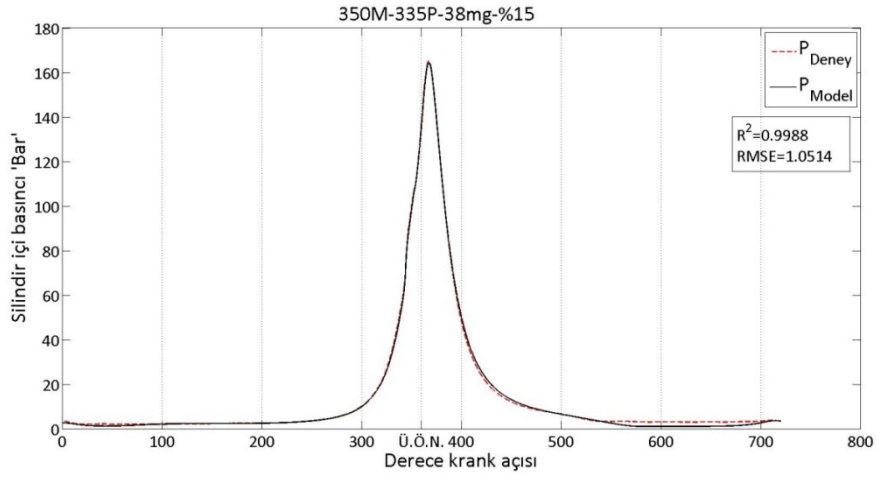


C

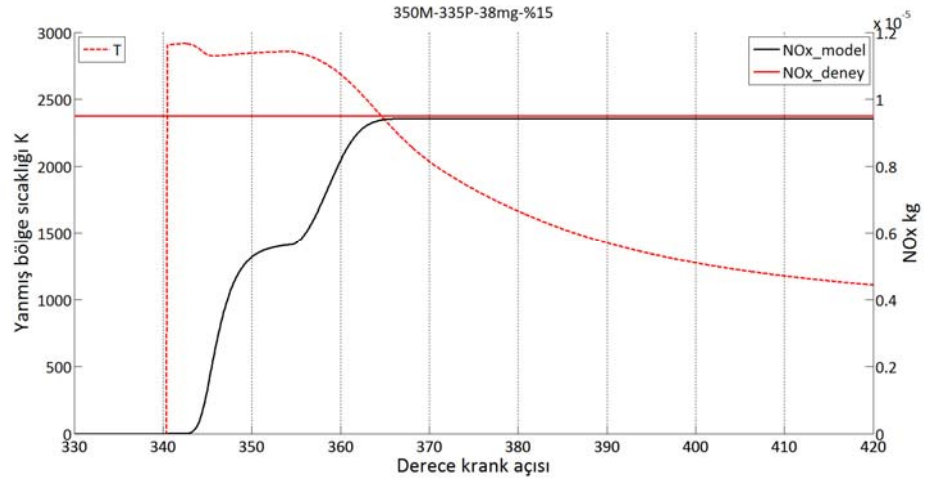
Şekil 6. 18 350M-335P-38mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

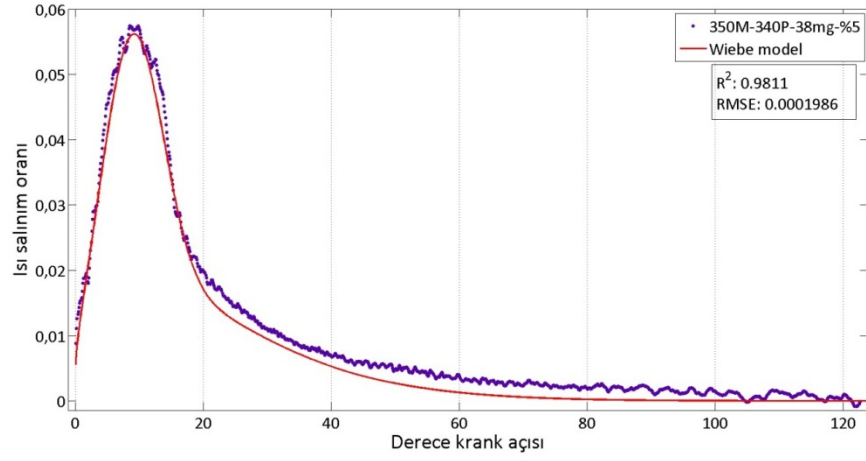


B

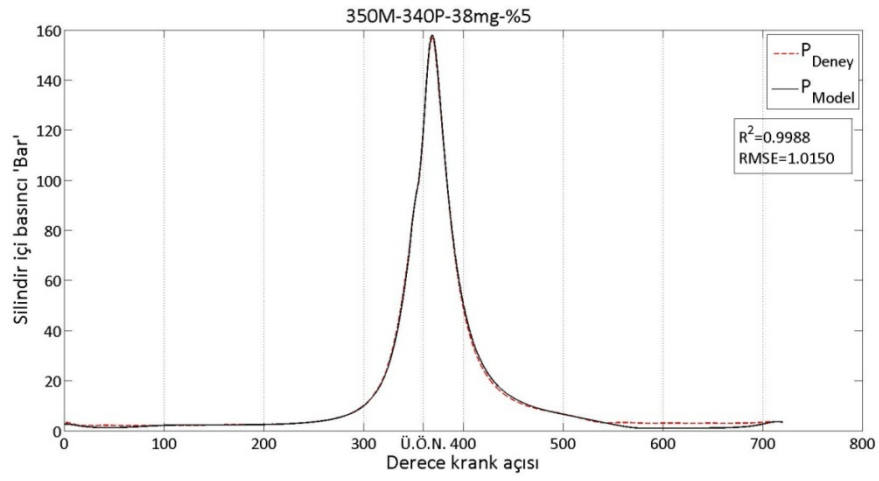


C

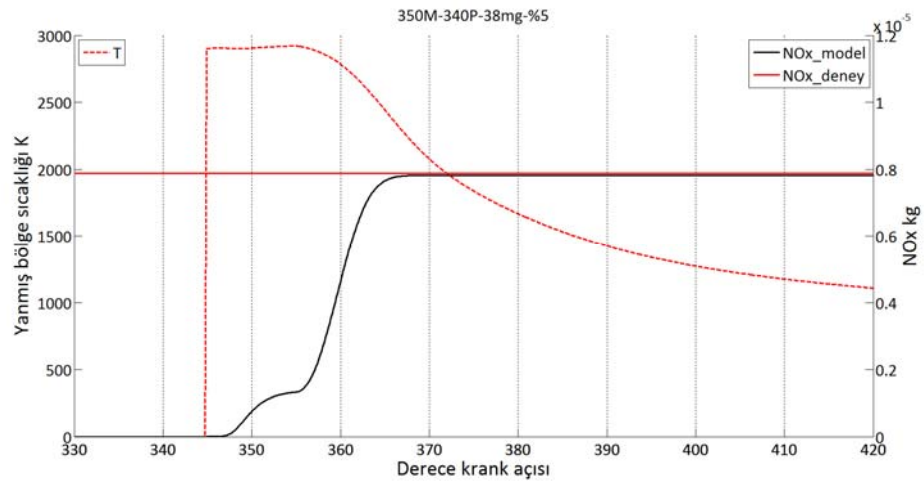
Şekil 6. 19 350M-335P-38mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

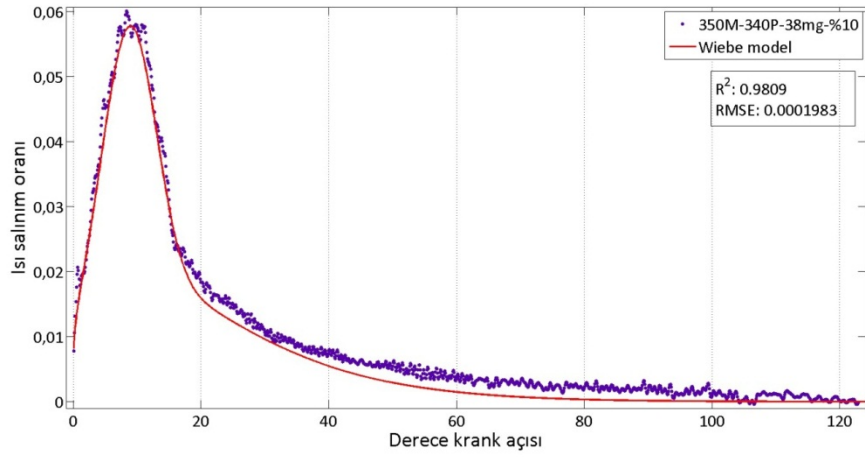


B

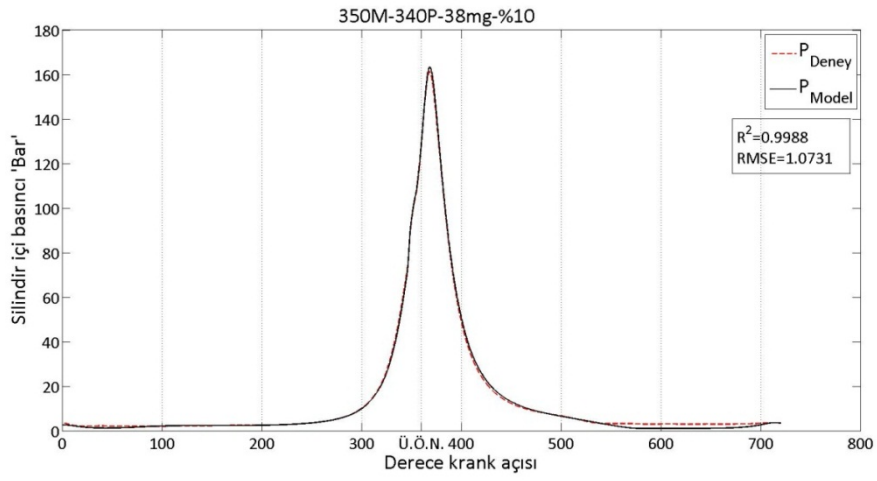


C

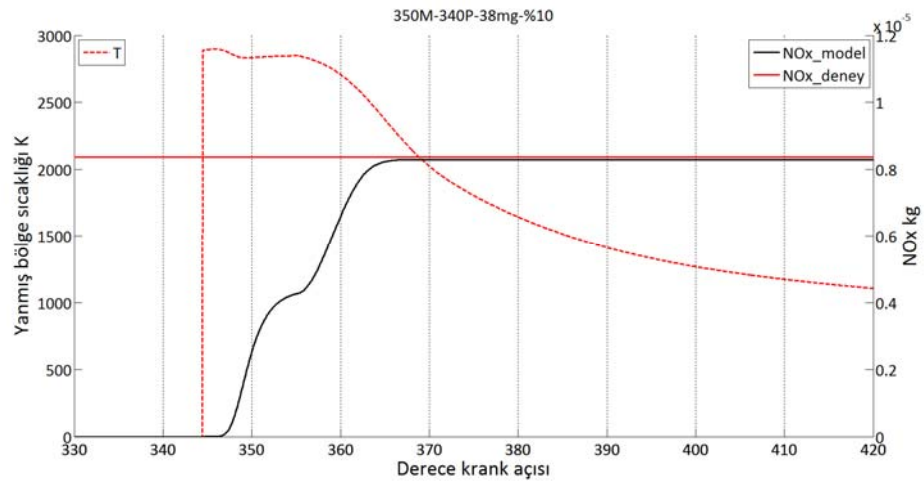
Şekil 6. 20 350M-340P-38mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

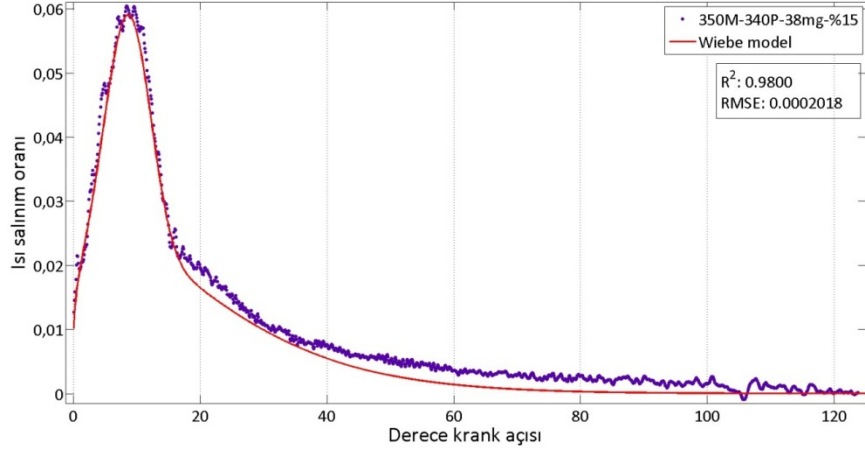


B

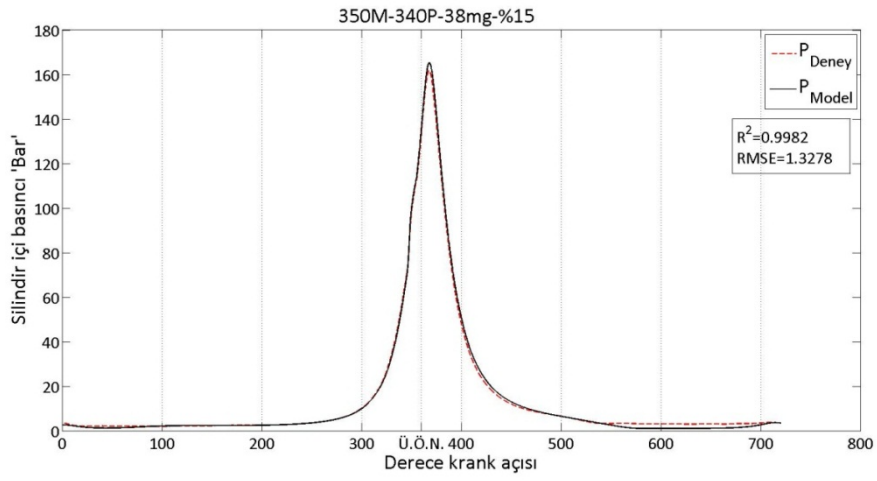


C

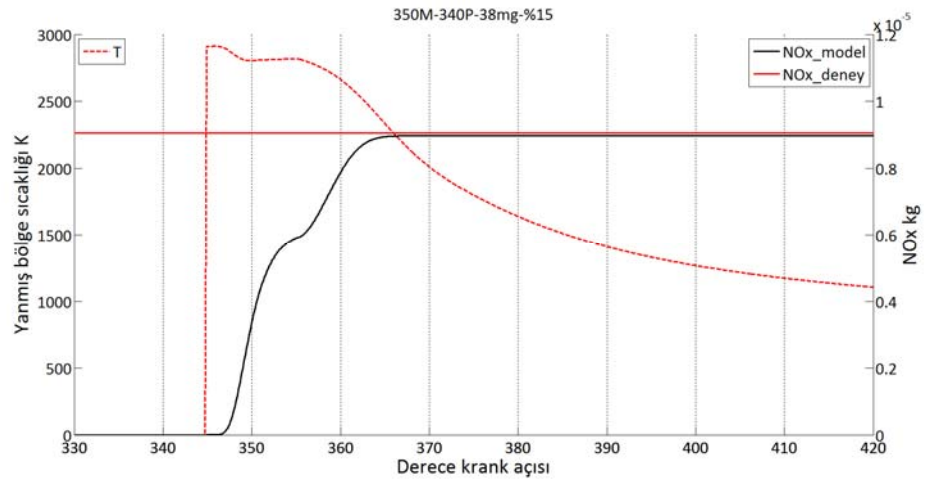
Şekil 6. 21 350M-340P-38mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

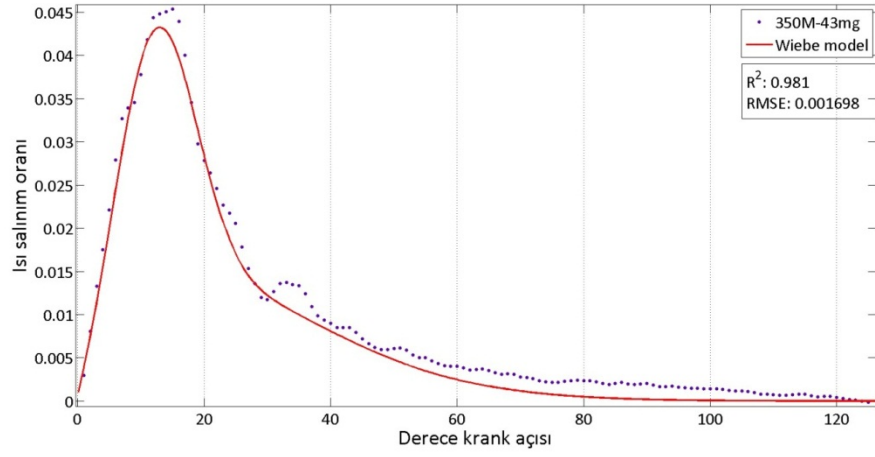


B

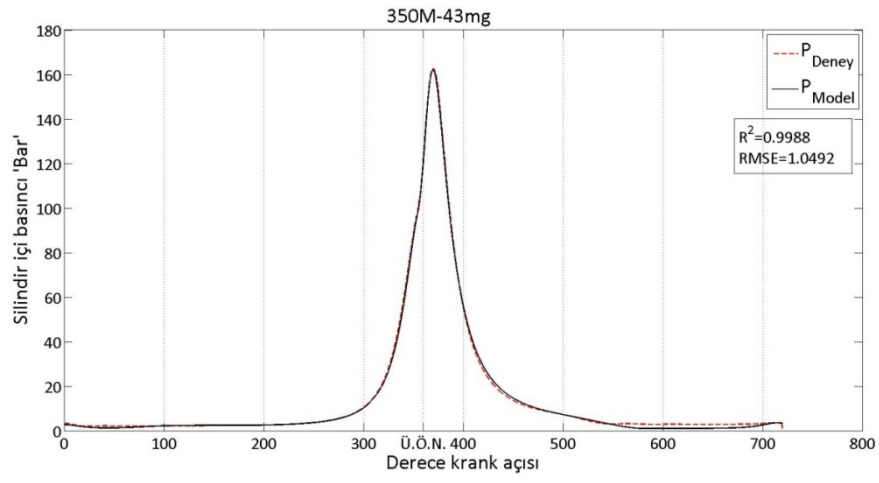


C

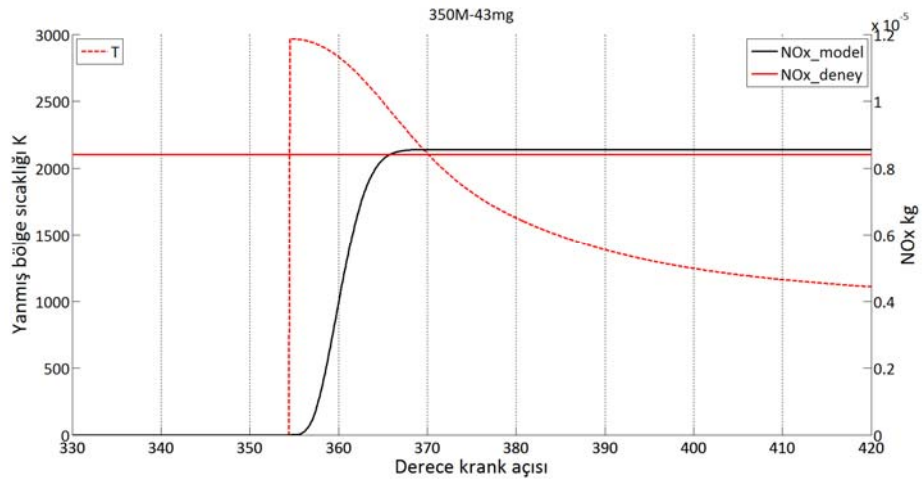
Şekil 6. 22 350M-340P-38mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

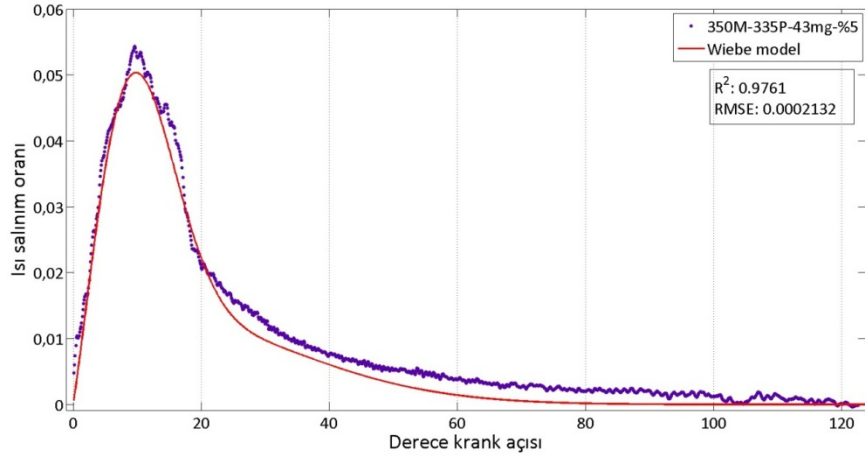


B

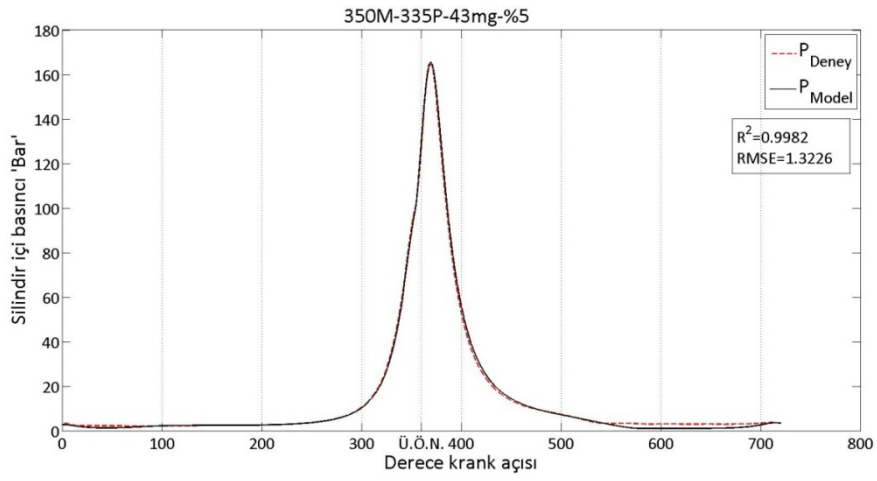


C

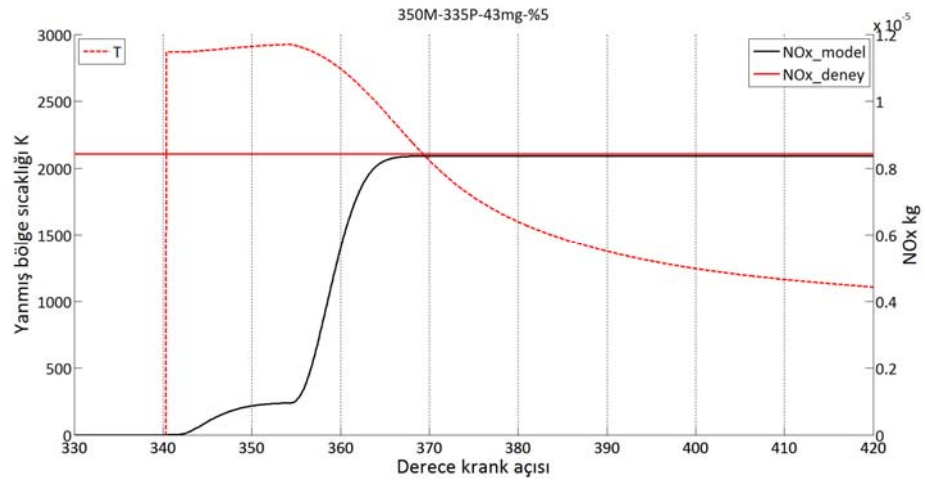
Şekil 6. 23 350M-43mg deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

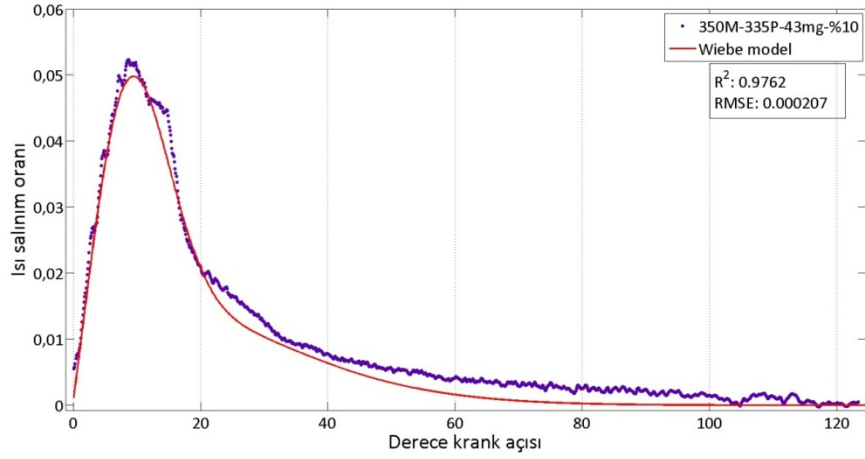


B

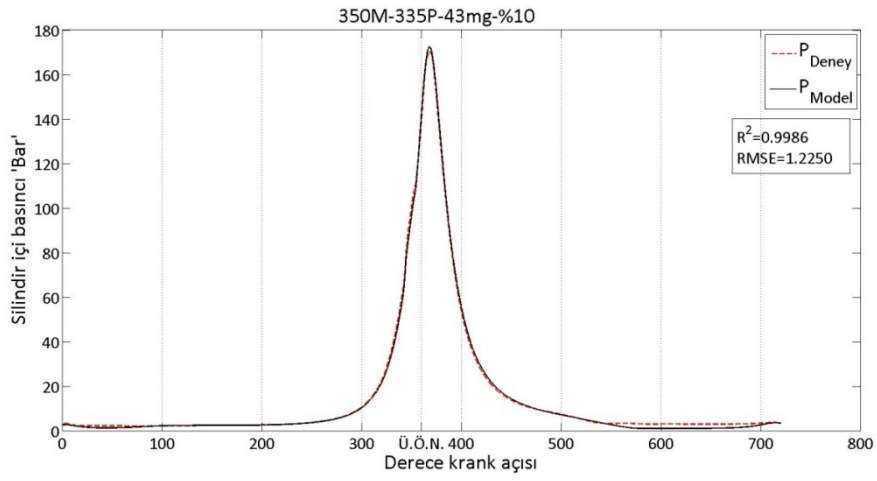


C

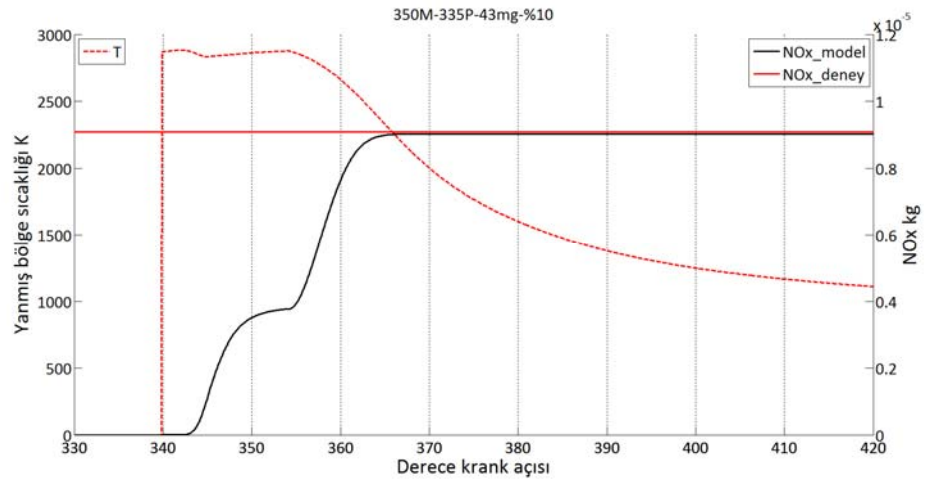
Şekil 6. 24 350M-335P-43mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

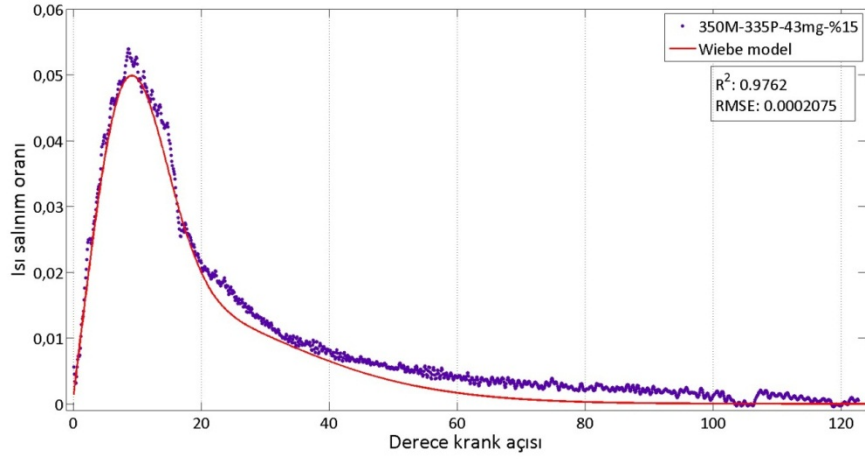


B

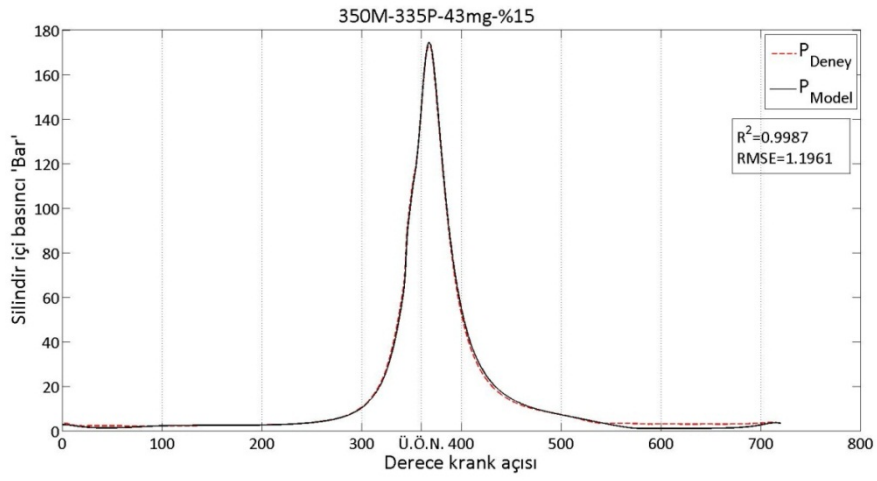


C

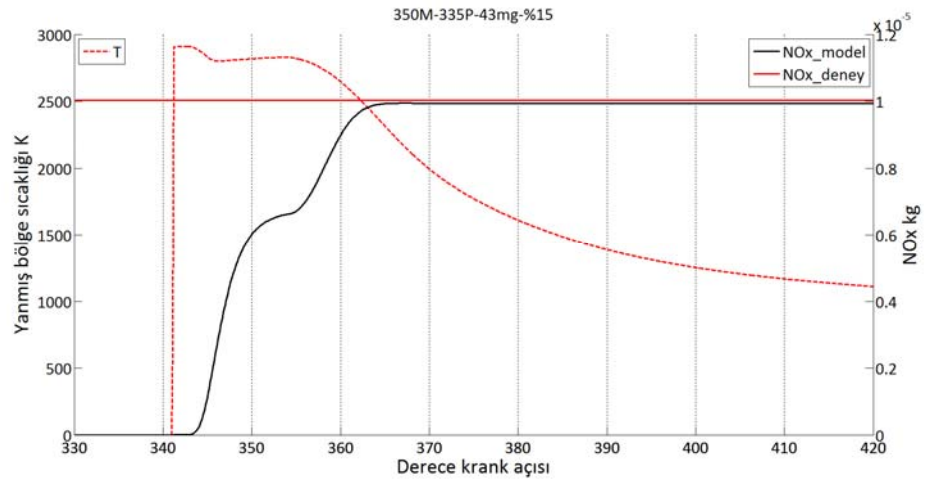
Şekil 6. 25 350M-335P-43mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

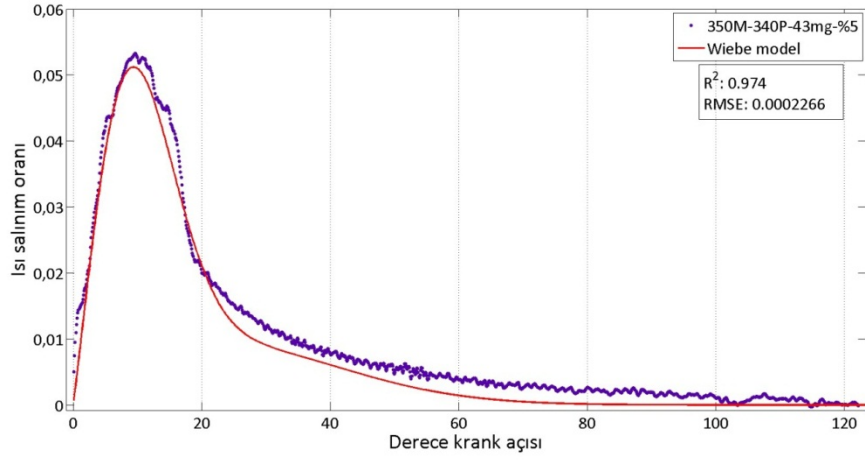


B

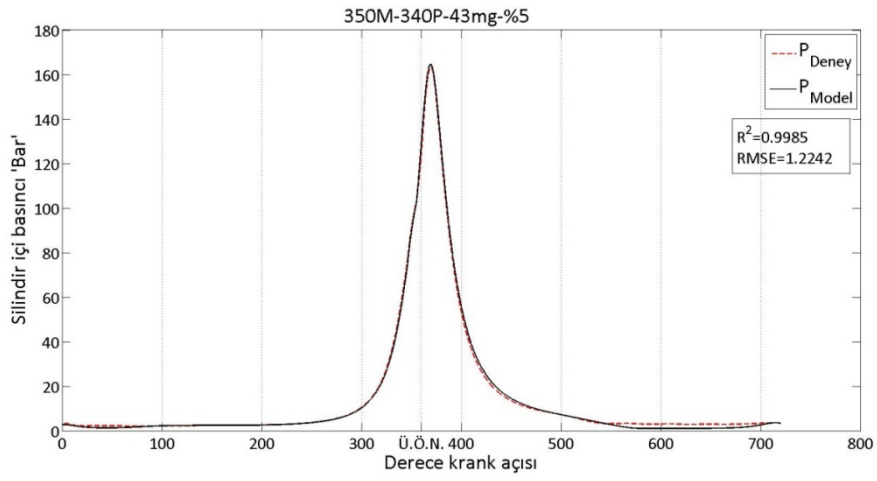


C

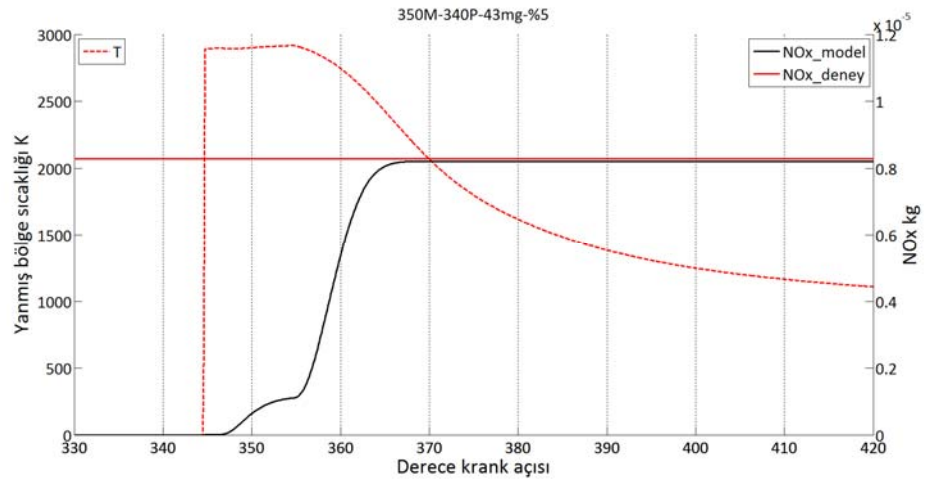
Şekil 6. 26 350M-335P-43mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

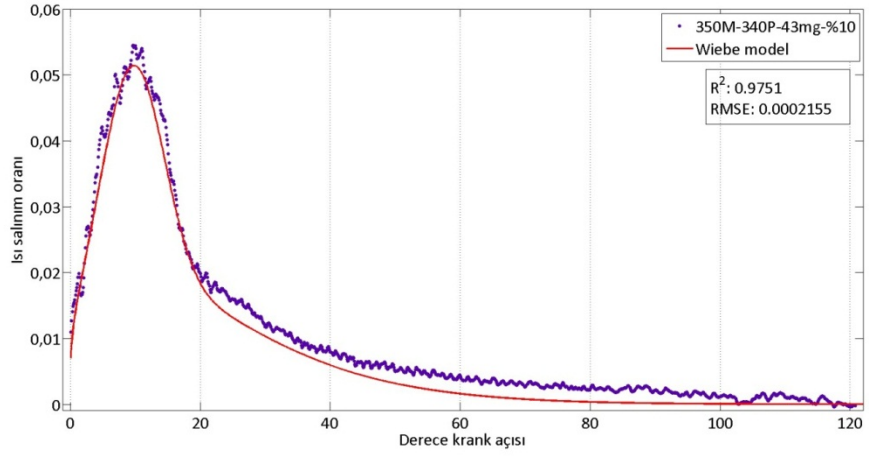


B

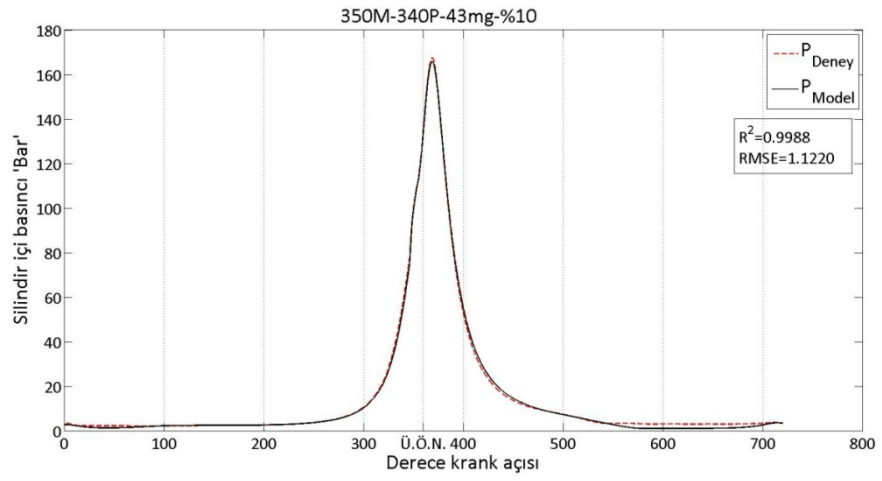


C

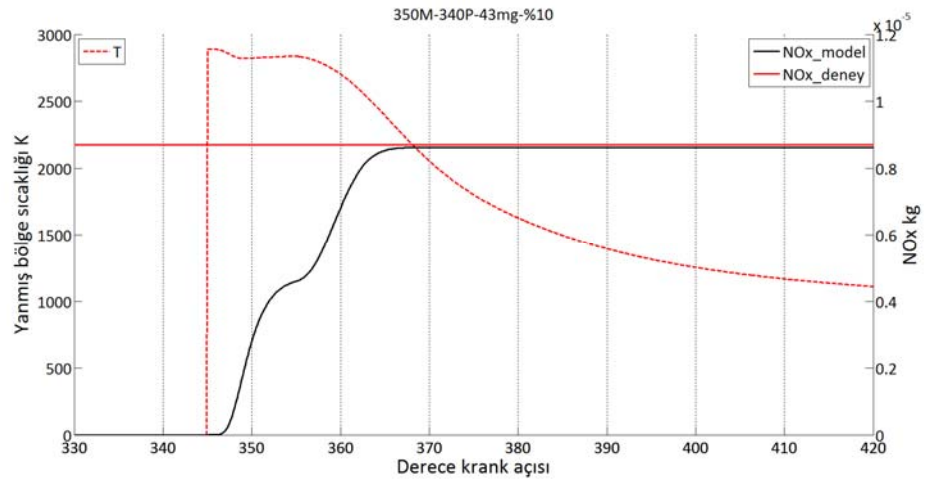
Şekil 6. 27 350M-340P-43mg-%5 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

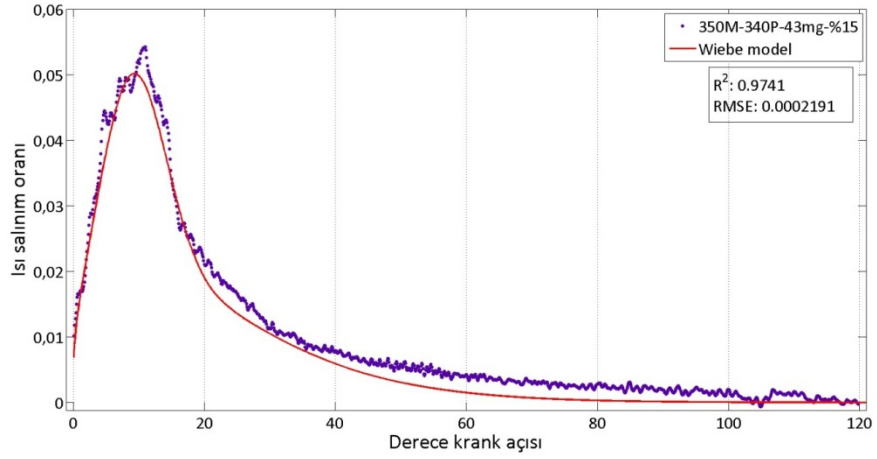


B

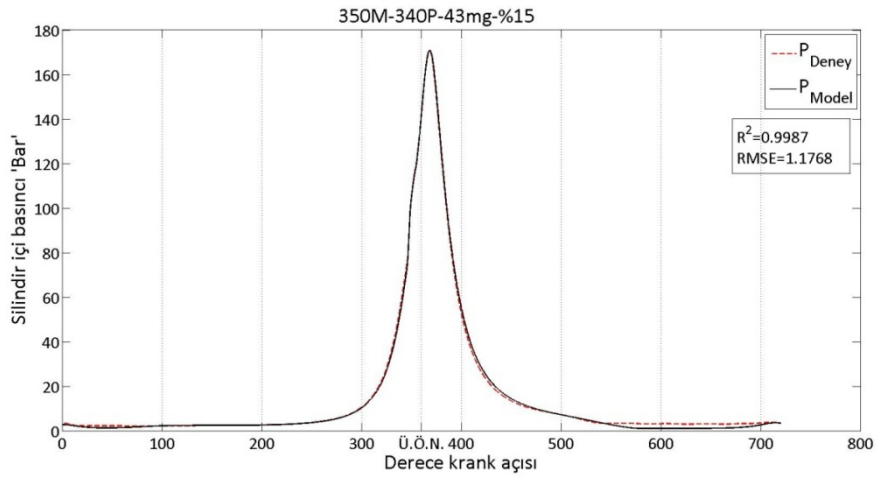


C

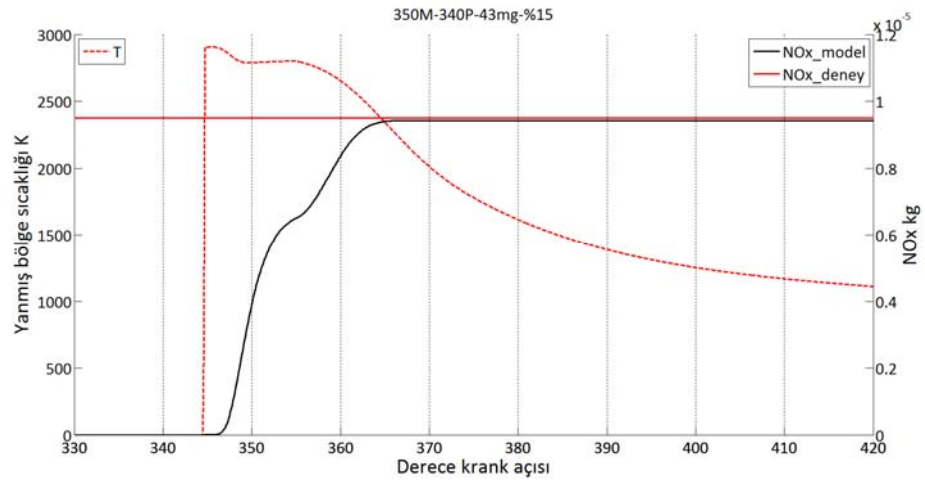
Şekil 6. 28 350M-340P-43mg-%10 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



A

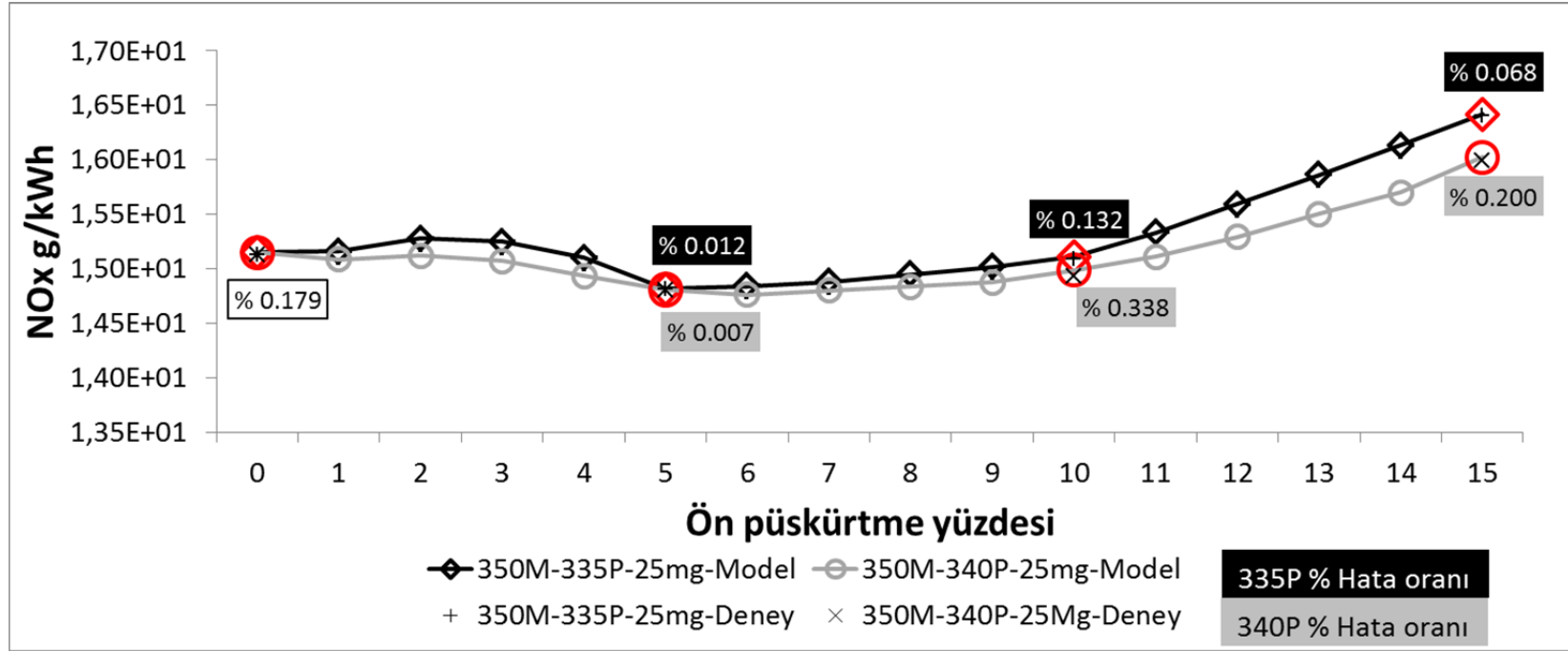


B

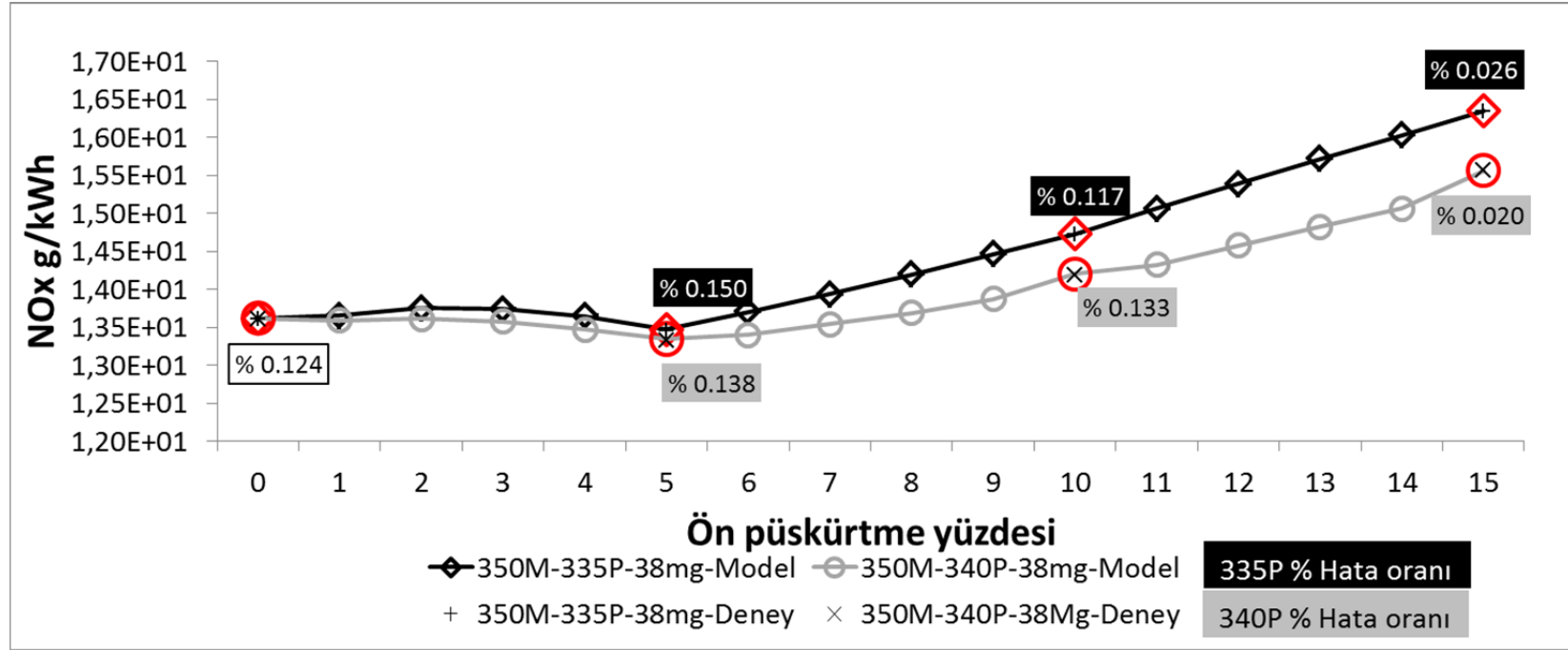


C

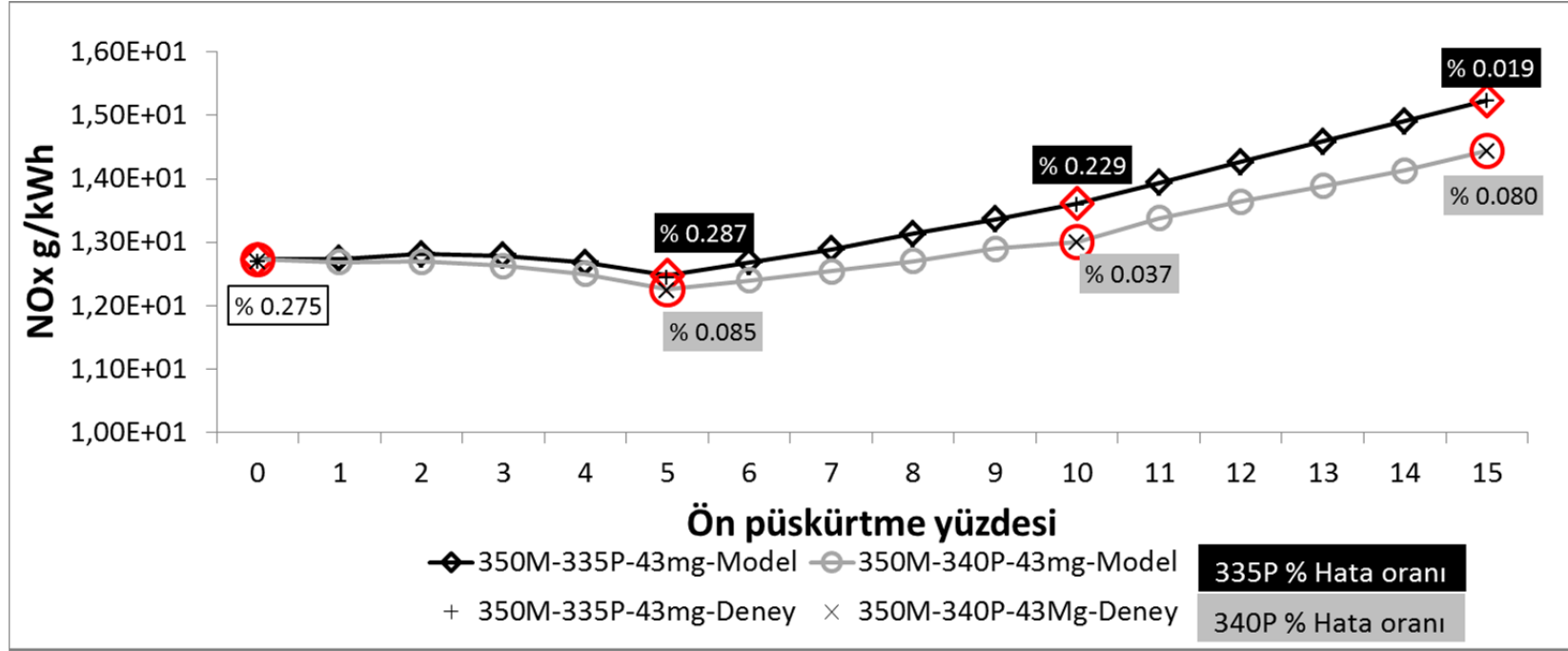
Şekil 6. 29 350M-340P-43mg-%15 deney noktası modelleme sonuçları A-Wiebe modeli, B-Termodinamik model, C-NO_x modeli



Şekil 6. 30 25 mg püskürtme şartında %1-%15 arası ön püskürtme oranı için NO_x modelleme sonuçları



Şekil 6. 31 38 mg püskürtme şartında %1-%15 arası ön püskürtme oranı için NO_x modelleme sonuçları



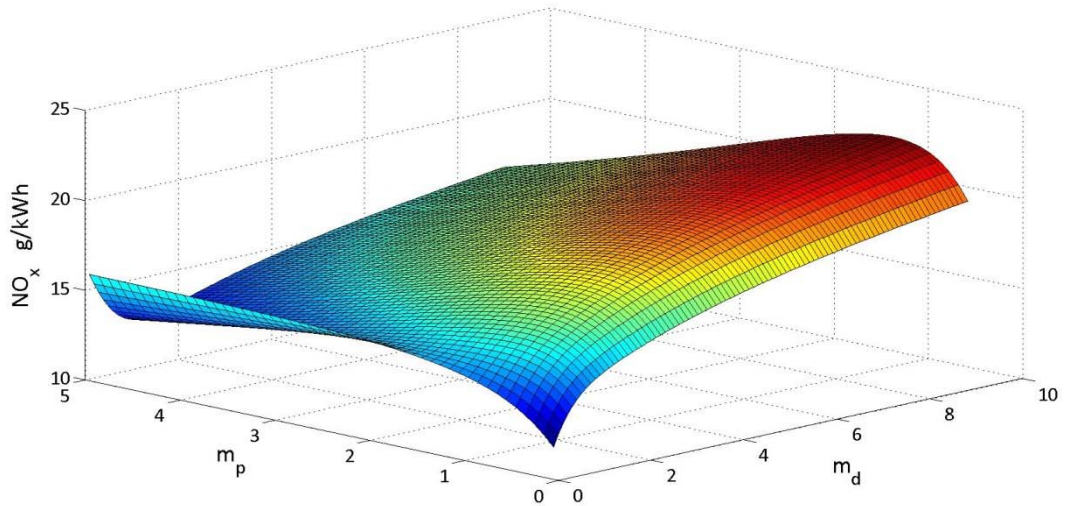
Şekil 6. 32 43 mg püskürtme şartında %1-%15 arası ön püskürtme oranı için NO_x modelleme sonuçları

6.3 NO_x Minimizasyonu

Isı salımının değişimine bağlı olarak en düşük azot oksit emisyonunun elde edileceği püskürtme şartlarının önceden belirlenebilmesi, deneysel yükün çok ciddi miktarlarda azalmasını sağlayacaktır. Oldukça az deneysel veri ile motora özgü bir NO_x minimizasyonu çalışması yapılabilmesi önemli bir tahmin ve model doğruluğu gerektirmektedir. Bu bölümde deney motorunun C deney noktası civarında azot oksit değerinin minimizasyonu araştırılacaktır.

6.3.1 Wiebe parametre araştırması

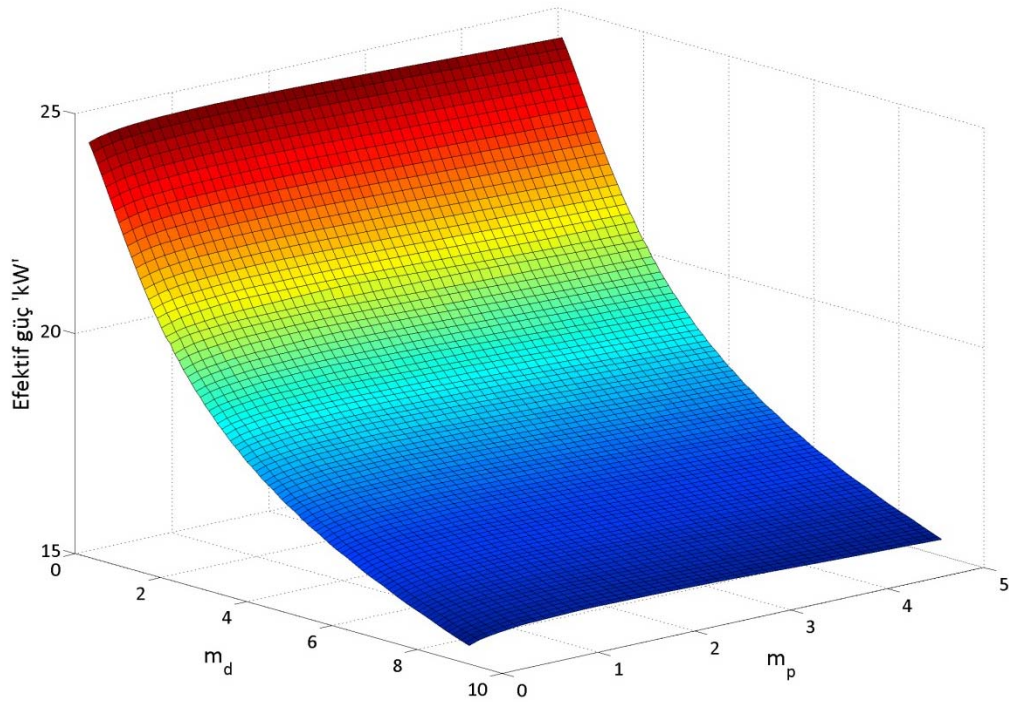
Isı salım modelinin m_p ve m_d parametrelerinin değişimine bağlı olarak azot oksit değerinin minimumu araştırılmıştır, bu bağlamda bahsi geçen parametreler hariç diğer tüm parametreler deneyler sonucunda elde edilen değerinde tutulmuştur. Eşit artımlarla m_p ve m_d değerleri 0'dan başlayarak m_d için 9 değerine, m_p için ise 5 değerine kadar artırılarak ve her araştırma noktası için model çalıştırılarak azot oksit ve efektif güç çıktıları kaydedilmiştir. Şekil 6.33'de görülebileceği gibi azot oksit emisyonları tüm araştırma matrisi boyunca iki noktada minimuma ulaşmıştır.



Şekil 6. 33 C deney noktası için m_p ve m_d 'ye bağlı NO_x minimizasyonu sonucu

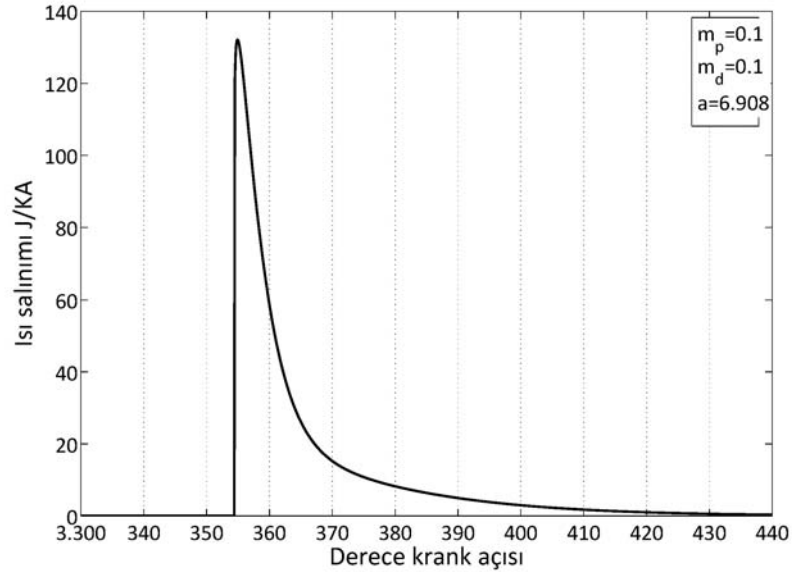
Minimumun elde edildiği bölgelerden ilki her iki parametreninde sıfır civarında olduğu başlangıç noktasıdır. Başlangıç noktasındaki değerlerin düşük olmasının temel sebebi,

tamamı ile ön karışimli yanmaya karşılık gelen model araştırma noktasında, motor gücünün olması gerektiği gibi en yüksek değerini sonuçlamasıdır. Model araştırma noktalarında elde edilen güç değerleri Şekil 6.34’de görülmektedir. Motor gücü m_p değerinin değişiminden az etkilenirken, difüzyonlu fazın yanma oranını belirleyen m_d değerinden fazlasıyla etkilenmektedir. Araştırılan m_d değerinin artışı ile efektif güç, Şekil 6.34’ten anlaşılabileceği gibi üstel bir düşüş sergilemektedir.



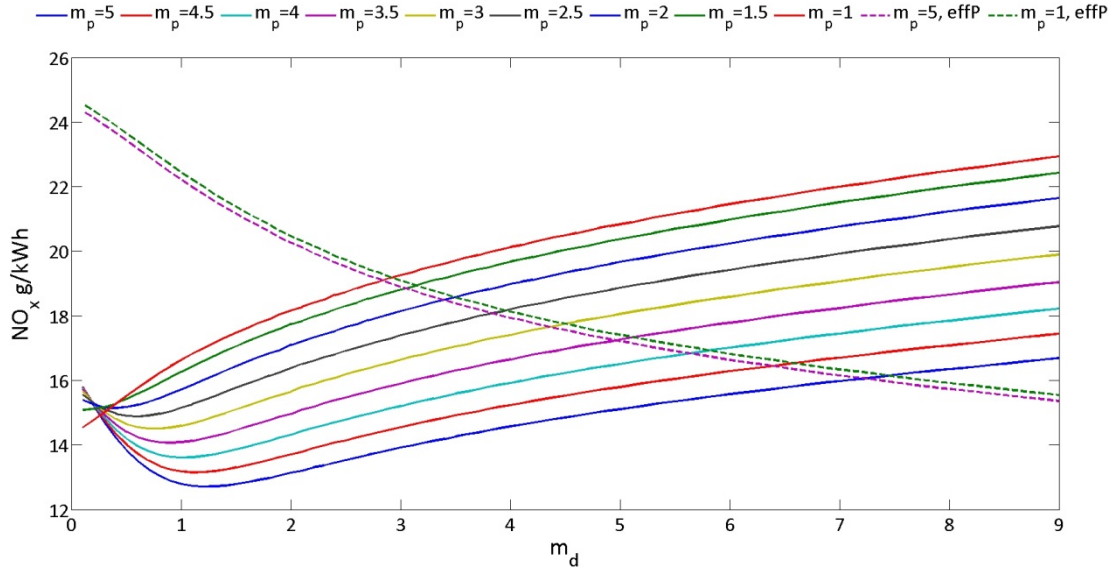
Şekil 6. 34 C deney noktası için m_p ve m_d ’ye bağlı efektif güç değerinin değişimi

En düşük NO_x sonuçlayan ilk araştırma noktasının ısı salım eğrisi, Şekil 6.35’te görülmektedir. Ancak şekilden de anlaşılabileceği gibi bu araştırma noktasındaki çalışma karakteristiği dizel motorundan çok uzaktır. Özellikle yanma başlangıcındaki çok yüksek artış, bütünüyle ön karışimli bir yanmanın gerçekleşmesi gerektiğini göstermektedir ki bu durum uygulanabilir bir şartı göstermemektedir.



Şekil 6. 35 NO_x minimizasyonu $m_p=0.1$ ve $m_d=0.1$ çözümlemesi

Minimizasyon araştırmasında elde edilmiş olan ikinci bölge ise m_p için olabildiğince yüksek m_d için ise 0 ile 2 arasında değişen kısımdır. Bu bölge içerisinde bir optimum yaklaşımı gerçekleştirebilmek için motor gücünden ne oranda feragat edileceği önceden kararlaştırılmalıdır. Bu bağlamda bir optimum çalışma noktası belirlemek yerine Şekil 6.36'da görüldüğü gibi bir bölge yaklaşımı daha doğru olacaktır.

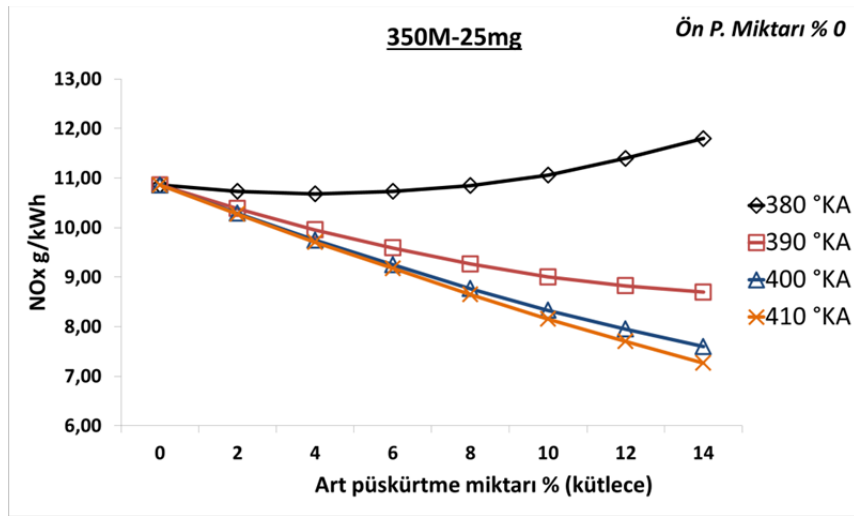


Şekil 6. 36 NO_x emisyonu ve efektif güç değerinin değişimi ve optimum çalışma eğrileri
Motor kalibrasyonu esnasında elde edilebilecek maksimum güç civarında, m_d için 0 ile 1.5 arası değerler ve m_p içinde en yüksek değerin seçilmesi sonucunda minimum azot

oksit emisyonu elde edilecektir. Her ne kadar bahsi geçen çalışma noktası minimum azot oksiti oluşturacak bir yanma eğrisini tanımlıyor olsa da gerçek motor şartı için uygulanabilirliğinin araştırılması gerekmektedir. Bu husus 7. bölümde tartışılmış ve bahsi geçen deney şartı için minimum azot oksit emisyonunu sonuçlayacak çalışma şartı ispatlanmıştır. Deneyler ve modelleme sonucunda m_p 'nin artışı ile azot oksit emisyonlarının ters orantılı seyir izlemesinin temel nedeni püskürtme avansının 350 °KA olarak seçilmiş olmasıdır. Daha erken avanslarda artacak silindir içi sıcaklığı ile m_p 'ye bağlı azot oksit emisyonu doğru orantılı seyir izleyecektir.

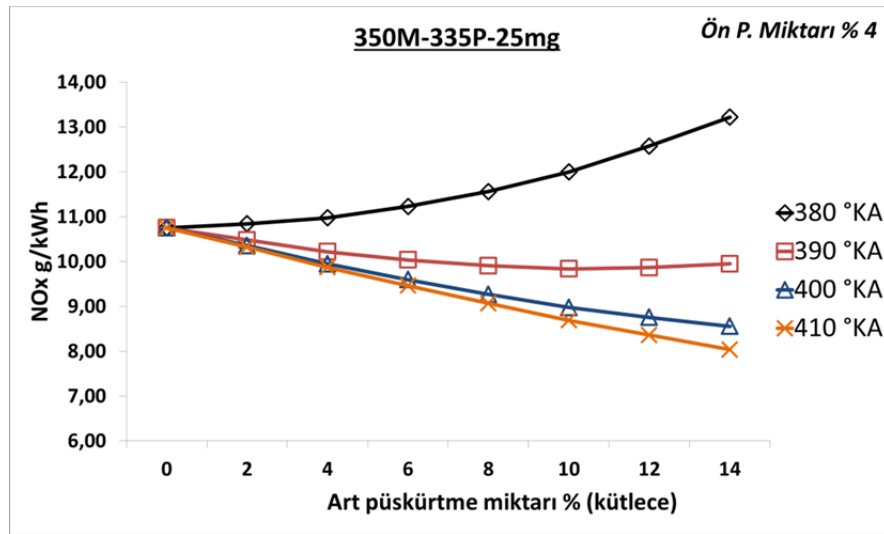
6.4 Art Püskürtmenin Etkisinin Modellenmesi

Doktora çalışması kapsamında geliştirilen modeli kullanarak art püskürtmenin azot oksit emisyonları üzerine etkisi modellenmiştir. Art püskürtme ÜÖNS 380 °KA, 390 °KA, 400 °KA, 410 °KA püskürtme zamanlamalarında gerçekleştirilmiştir. Art püskürtme kütlesi %2 artımla %14'e kadar yükseltilmiş ve her ön püskürtme değeri için tüm art püskürtme kütleleri ve avansları araştırılmıştır. Art ve ön püskürtme kütleleri yüzdesel olarak toplam püskürtme miktarına oranlanarak hesap edilmiştir, dolayısıyla modellenmiş noktaların tamamında toplam püskürtülen yakıt kütlesi sabit kalmıştır. Ön püskürtme gerçekleştirilmeyen koşullarda art püskürtme miktarı ve püskürtme zamanlamasının azot oksit emisyonları üzerine etkisi Şekil 6.37'de görülmektedir.

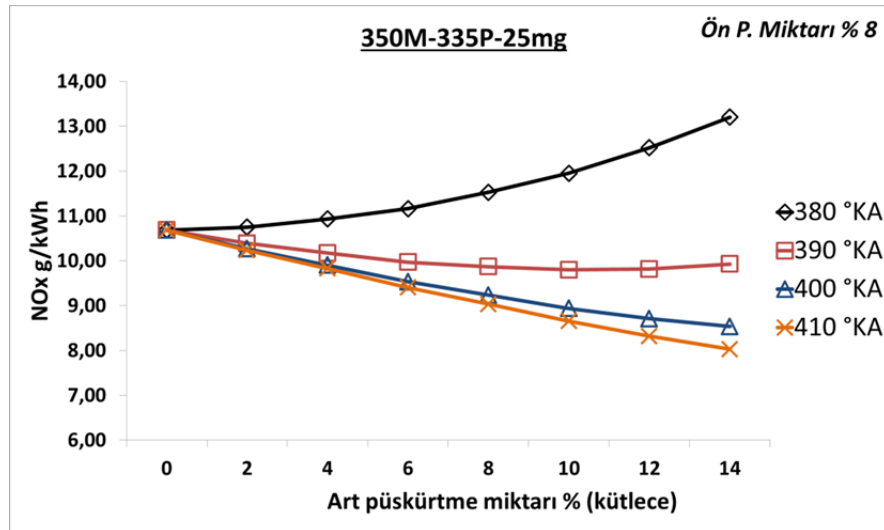


Şekil 6. 37 Ön püskürtme yapılmayan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO_x emisyonu üzerine etkisi

Art püskürtme zamanlamasının 380 °KA olarak uygulandığı şart haricindeki tüm modellenmiş püskürtme zamanlarında, art püskürtme miktarı arttıkça azot oksit emisyonu azalmıştır. Art püskürtme zamanlamasının ÜÖN'dan uzaklaştırılması ile birlikte azot oksitlerde elde edilen iyileşmede başlangıçta artış fakat sonrasında azalma gözlemlenmektedir. Ön püskürtme ile birlikte gerçekleştirilen art püskürtmelerde ise azot oksitlerin değişim trendleri korunmuş olmakla birlikte, ön püskürtme oranının azot oksit miktarına etkisi ile doğru orantılı olarak kütlece %6 ön püskürtme değerinde en düşük değerler yakalanmıştır.

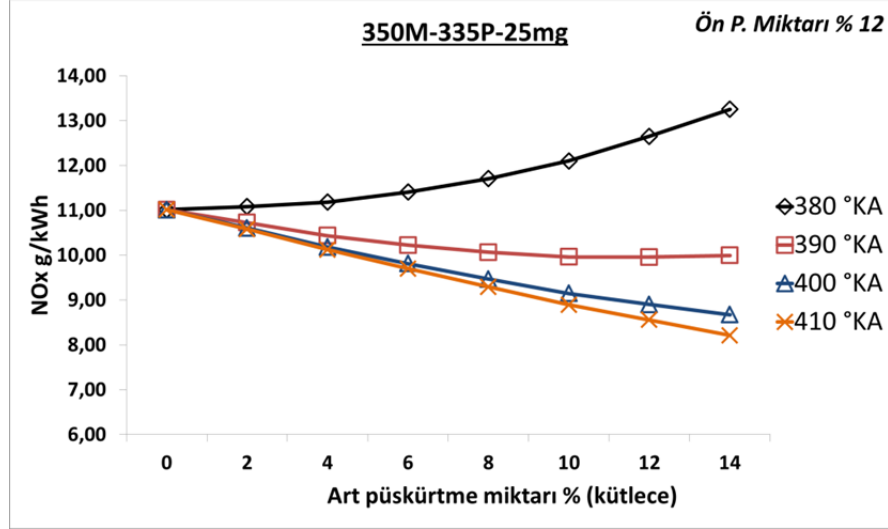


Şekil 6. 38 Kütlece %4 ön püskürtme yapılan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO_x emisyonu üzerine etkisi

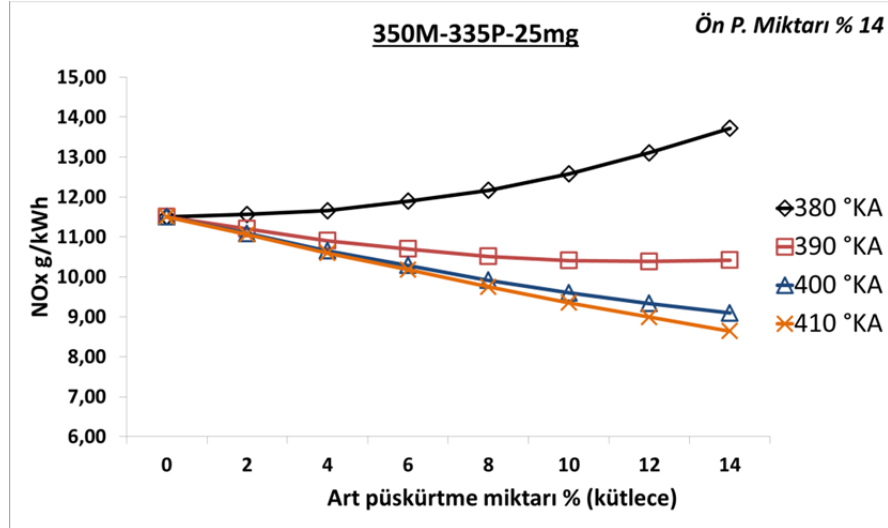


Şekil 6. 39 Kütlece %8 ön püskürtme yapılan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO_x emisyonu üzerine etkisi

Farklı ön püskürtme miktarlarında, art püskürtme miktarının ve zamanlamasının azot oksit emisyonları üzerindeki etkisi Şekil 6.38, Şekil 6.39, Şekil 6.40 ve Şekil 6.41’de gösterilmektedir.

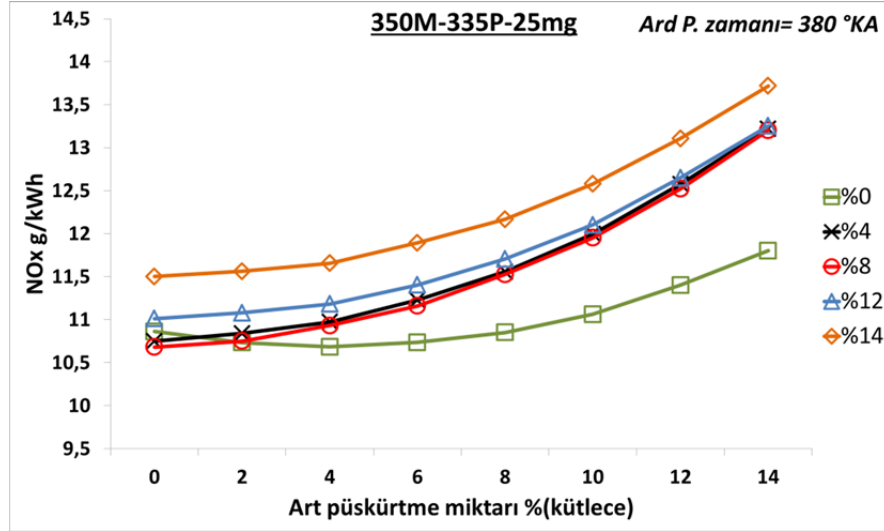


Şekil 6. 40 Kütlece %12 ön püskürtme yapılan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO_x emisyonu üzerine etkisi

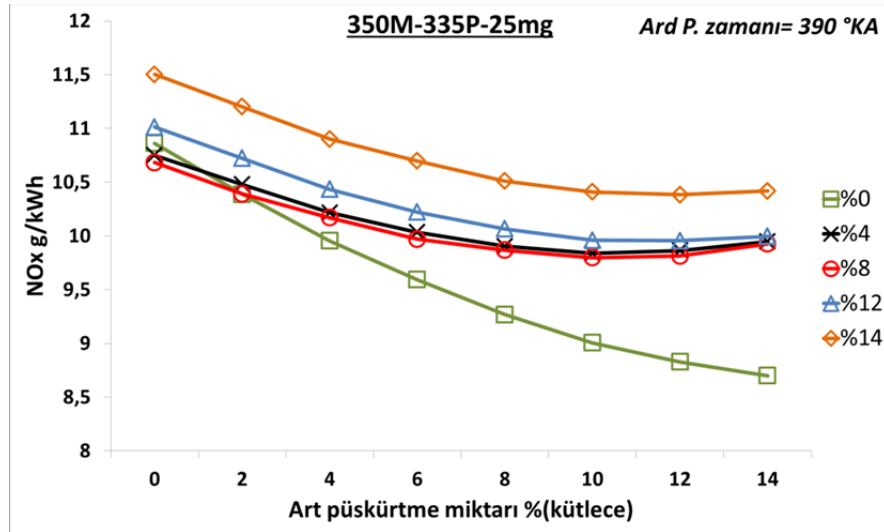


Şekil 6. 41 Kütlece %14 ön püskürtme yapılan koşulda, art püskürtme miktarının ve art püskürtme zamanlamasının NO_x emisyonu üzerine etkisi

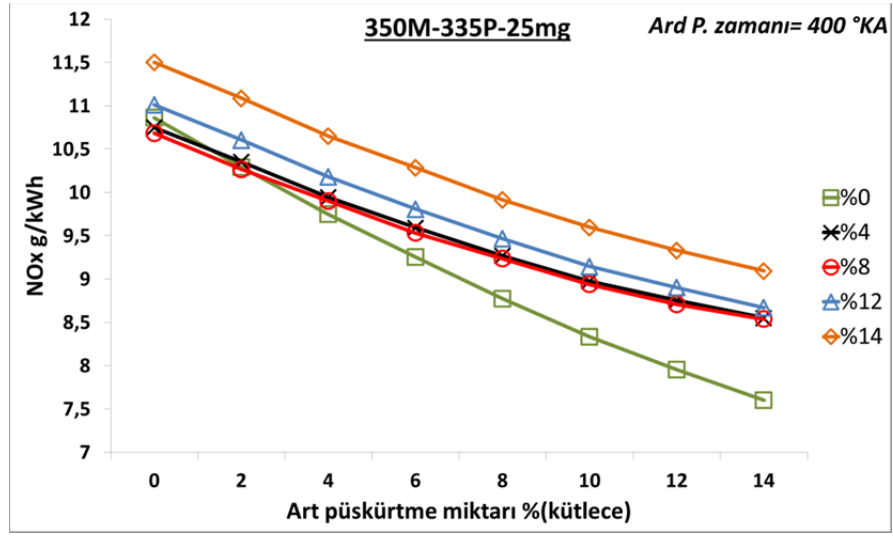
Azot oksit emisyonlarına art püskürtme ve ön püskürtme miktarının etkisini daha yalın görebilmek amacıyla model sonuçları art püskürtme zamanlamasına göre düzenlenerek Şekil 6.42, Şekil 6.43, Şekil 6.44 ve Şekil 6.45'te verilmiştir.



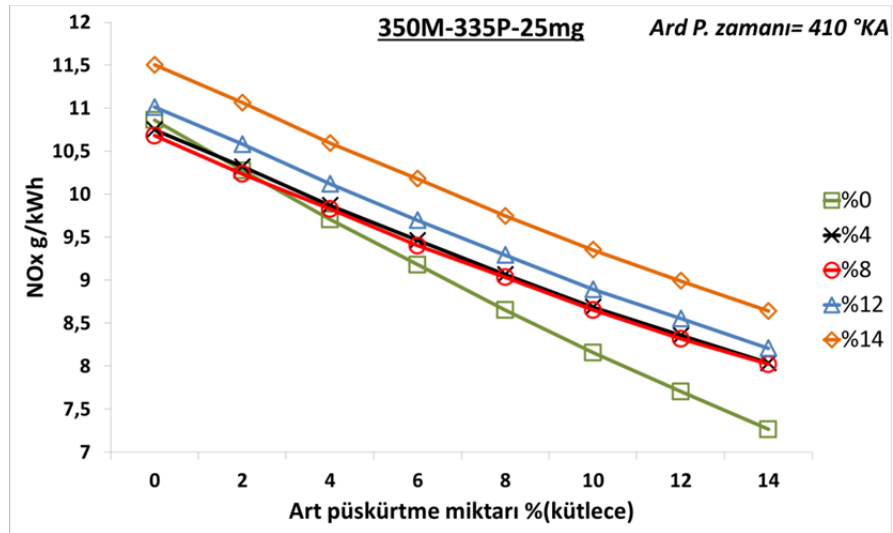
Şekil 6. 42 Art püskürtmenin 380°KA'nda gerçekleştirildiği koşulda, art püskürtme ve ön püskürtme miktarlarının NO_x emisyonu üzerine etkisi



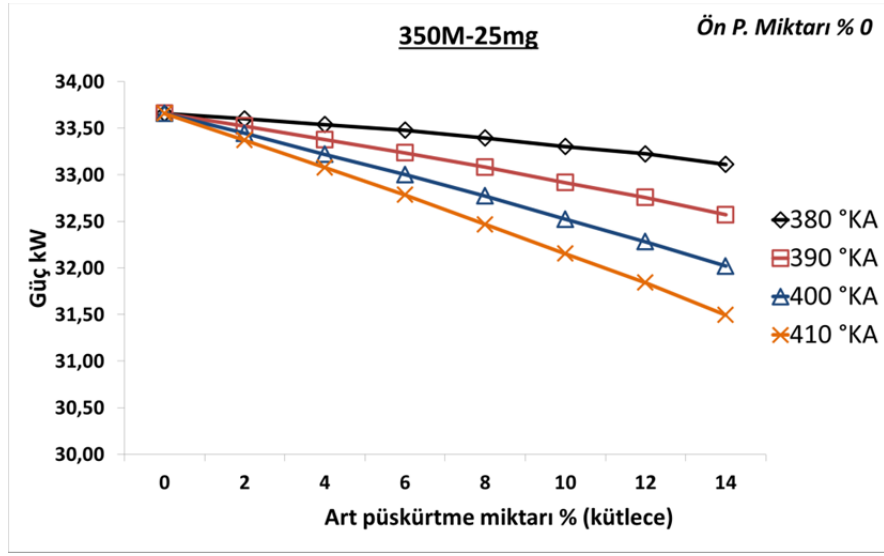
Şekil 6. 43 Art püskürtmenin 390°KA'nda gerçekleştirildiği koşulda, art püskürtme ve ön püskürtme miktarlarının NO_x emisyonu üzerine etkisi



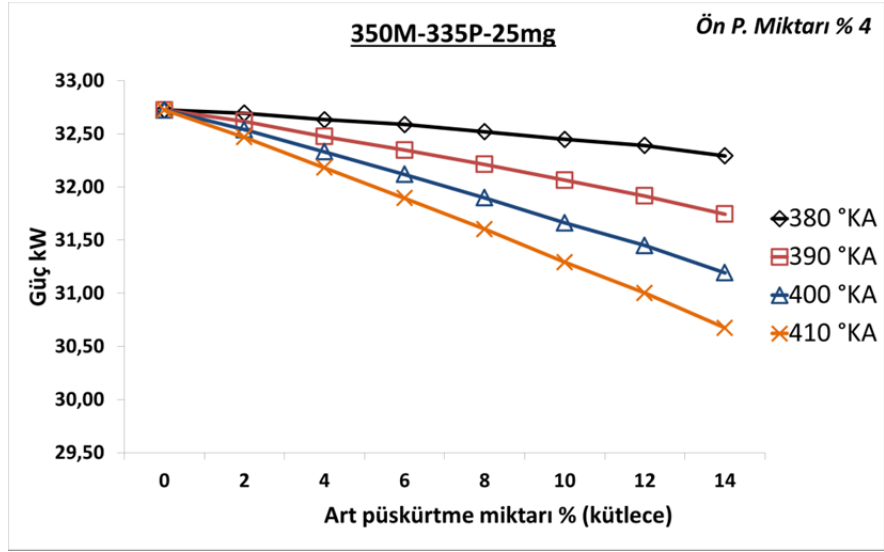
Şekil 6. 44 Art püskürtmenin 400°KA'nda gerçekleştirildiği koşulda, art püskürtme ve ön püskürtme miktarlarının NO_x emisyonu üzerine etkisi



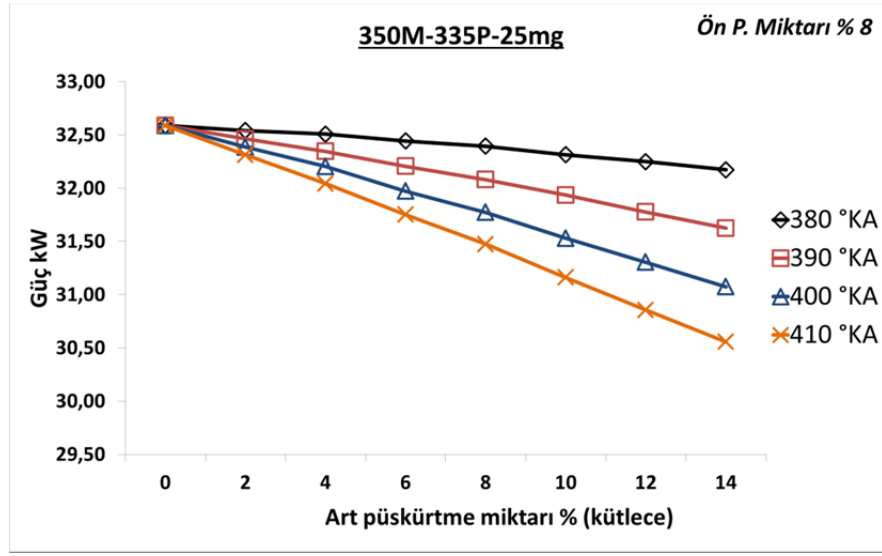
Şekil 6. 45 Art püskürtmenin 410°KA'nda gerçekleştirildiği koşulda, art püskürtme ve ön püskürtme miktarlarının NO_x emisyonu üzerine etkisi



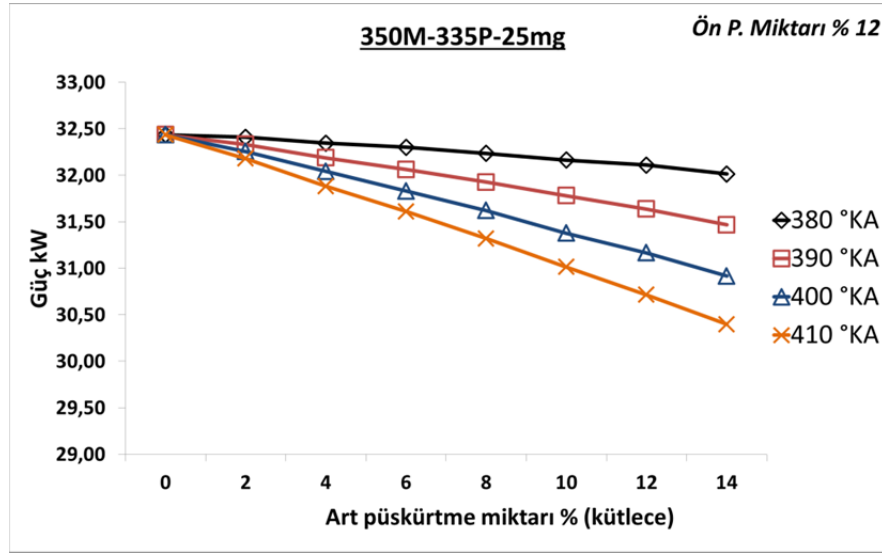
Şekil 6. 46 Ön püskürtme gerçekleştirilmeyen şartta, art püskürtmenin motor gücü üzerindeki etkisi



Şekil 6. 47 Kütlege % 4 ön püskürtme gerçekleştirilen şartta, art püskürtmenin motor gücü üzerindeki etkisi



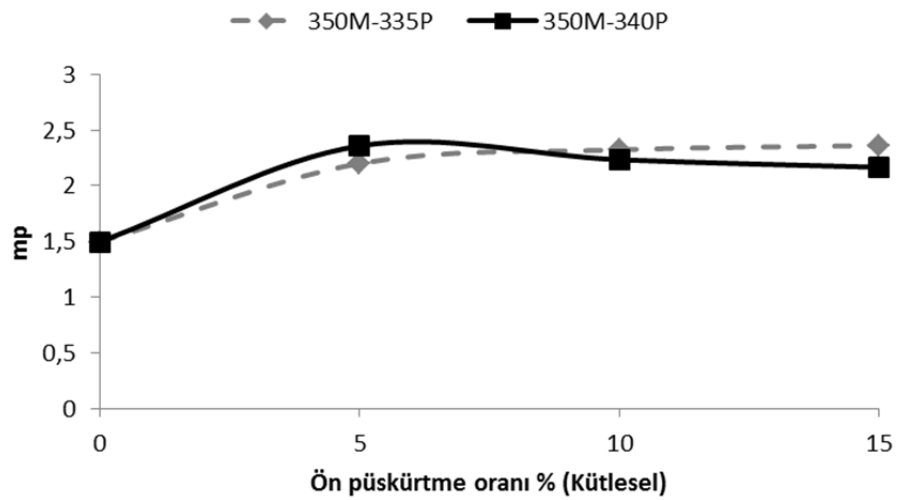
Şekil 6. 48 Kütlece % 8 ön püskürtme gerçekleştirilen şartta, art püskürtmenin motor gücü üzerindeki etkisi



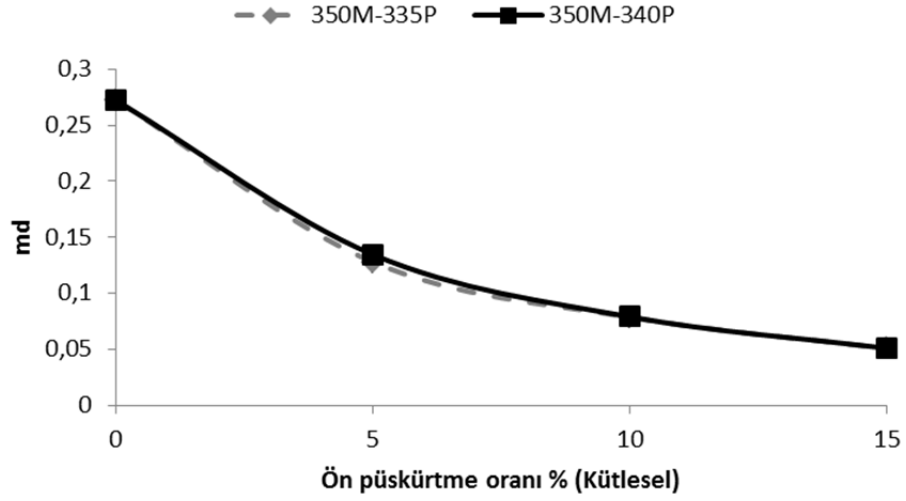
Şekil 6. 49 Kütlece % 12 ön püskürtme gerçekleştirilen şartta, art püskürtmenin motor gücü üzerindeki etkisi

SONUÇ ve ÖNERİLER

Azot oksit emisyonunun oluşum reaksiyonlarını kapsayan boyutsuz bir içten yanmalı motor modelinin geliştirildiği bu çalışmada, üç farklı deney yükü için model validasyonu gerçekleştirilmiştir. Sabit motor devrinde gerçekleştirilmiş olan deneylerden toplamda 25 mg yakıt püskürtülmekte olan deney şartı seçilerek azot oksit açısından minimizasyon araştırması yapılmıştır. Ön püskürtme ve art püskürtme gerçekleştirilmeyen şart için ısı salımının iki parametresi m_d ve m_p 'nin değişimlerinin azot oksit emisyonuna etkisi model yardımıyla hesaplanarak minimum emisyonu sağlayacak değerler kümesi elde edilmiştir. Bu aralık içerisinde kalarak gerçek motor çalışma şartları da göz önünde bulundurulduğunda deney motoru için minimum azot oksit emisyonunu sağlayacak çalışma şartı, motorun konstrüktif parametlerine müdahale etmeden sadece püskürtme stratejisini değiştirerek elde edilmiştir. Şekil 7.1 ve Şekil 7.2'de ön püskürtme miktarına ve avansına bağlı olarak m_d ve m_p 'nin değişimleri görülmektedir.

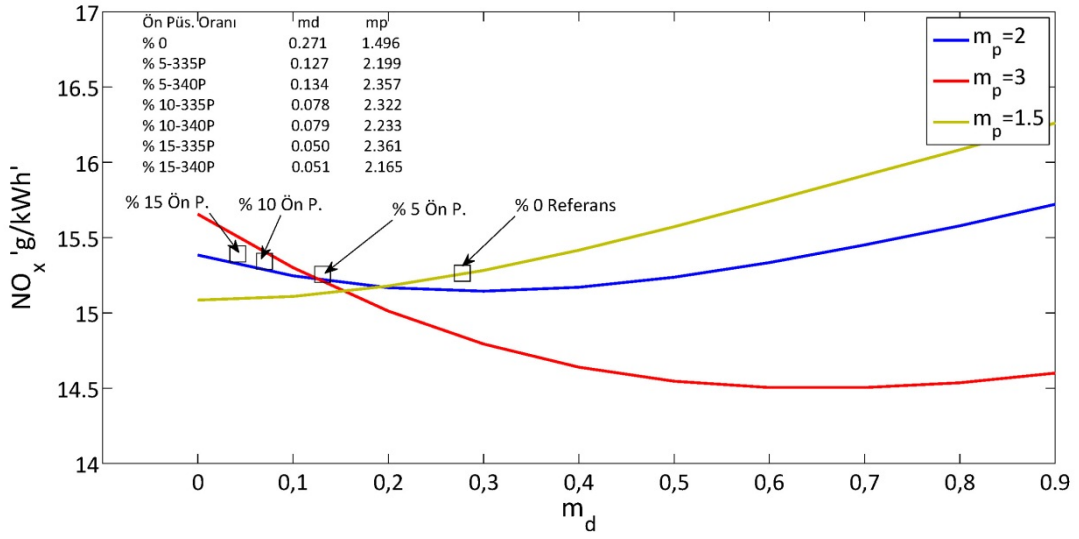


Şekil 7. 1 Ön püskürtme miktarının ve avansının m_p parametresi üzerindeki etkisi



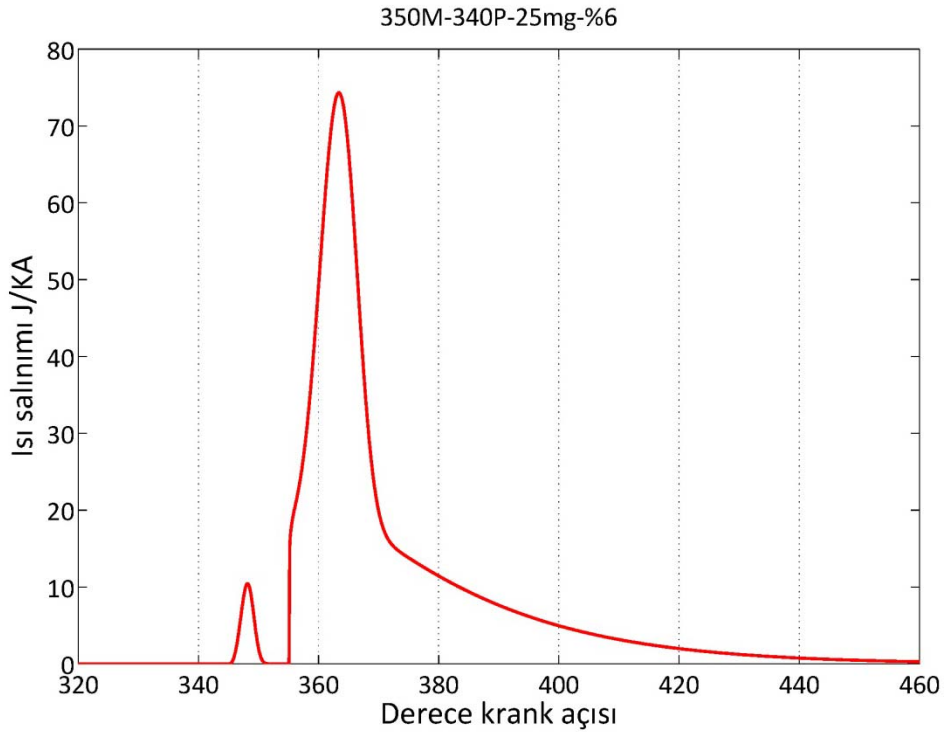
Şekil 7. 2 Ön püskürtme miktarının ve avansının m_p parametresi üzerindeki etkisi

Ön püskürtme avansının her iki Wiebe parametresi üzerinde yorumlanabilir bir etkisi gözlemlenmemektedir. Ön püskürtme kütlesinin artışı ile m_p parametresinde artış görülürken m_d parametresinde ise sürekli düşüş gözlemlenmektedir. Bölüm 6'da bahsedildiği gibi m_p 'nin en yüksek değeri için azot oksit en düşük sonucu almaktadır. Aynı zamanda m_d 'nin 0 ile 1.5 arasındaki değerleri içinde azot oksit emisyonu bir bölgesel minimumdan geçmektedir. Bu bağlamda deney motoru için en düşük azot oksit emisyonunun %6 ön püskürtme değerinde ve ÜÖNÖ 20°KA ön püskürtme avansında elde edileceği Şekil 7.1 ve Şekil 7.2'den kolaylıkla öngörülebilir. Ön püskürtme miktarına bağlı elde edilen değerler, Şekil 7.3'te Wiebe parametrelerine bağlı azot oksit emisyonu değişimi modellemesi grafiği üzerinde gösterilmiştir. Şekil 7.3'ten görüleceği üzere motorun çalışma aralığı konstrüktif açıdan sınırlanmış durumdadır. İdealde hedeflenen çok daha düşük azot oksit emisyonlarına erişilmesi için m_d parametresinin arttırılması başka bir deyişle yanma oranının difüzyonlu fazda azaltılması gerekmektedir, bu durum ise yakıtın daha düşük debide silindir içersine sokulması ile gerçekleştirilebilir. Arzulanan şart enjektör meme çapının yahut delik sayının değiştirilmesi anlamına gelmekle birlikte motorun tasarımı aşamasında müdahale edilebilecek unsurlardandır.



Şekil 7. 3 Ön püskürtmenin etkisinin azot oksit modeli üzerinde gösterilmesi

Deney motoru gibi tasarımı nihayetlendirilmiş bir motordaki iyileştirme çalışması ise Şekil 7.3'ten görülebileceği gibi dar bir band içerisinde kalmaktadır. En düşük azot oksit emisyonunu sağlayacak gerçek şartta uygun püskürtme stratejisine ait ısı salımı grafiği Şekil 7.4'te gösterilmiştir.



Şekil 7. 4 Minimum azot oksit emisyonu sonuçlayacak püskürtme stratejisi

Bu optimizasyon çalışması, farklı püskürtme miktarları ve avansları için geliştirilerek tüm motor haritası için uygulanabilir, böylece daha önceden tasarlanarak ticarileştirilmiş motorlarda emisyon regülasyonlarına uyum için gerçekleştirilen kalibrasyonların sürelerinde kısalma sağlamak mümkün olacaktır. Yeni tasarlanacak motorlar için ise ön hesaplamalar, termodinamik modelin HAD modellere göre çok kısa sürede çözümüyle gerçekleştiriyor olması avantajı kullanılarak kolaylıkla gerçekleştirilebilir. Kalibrasyon mühendisinin çalışma bölgesinin ve sonrasında yol haritasının efektif bir biçimde belirlenebilecek olması sayesinde ürün geliştirme masraflarından tasarruf mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] U.S. Energy Information Administration, (2011), International Energy Outlook 2011, Washington DC
- [2] International Organisation of Motor Vehicle Manufacturers, Production Statics, <http://oica.net/category/production-statistics/>,28.12.2012
- [3] European Automobile Manufacturers Association, (2011), The Automobile Industry Pocket Guide, Brussels
- [4] Ferguson, C. R., 1985, Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, John Wiley&Sons, Indiana.
- [5] Heywood, J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, Mc- Graw Hill, Singapore.
- [6] Schafer, F. ve Basshuysen, R. V., 1995, Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automobile Engines, Springer-Verlag Wien New York, Wien.
- [7] Nevers, N., 1995, Air Pollution Control Engineering, Mc-Graw Hill.
- [8] Environmental Protection Agency, Transpotation and air quality, <http://www.epa.gov/otaq/>,07.10.2012
- [9] EUP, (2007), (EC) No 715/2007 Official Journal of the European Union,
- [10] Liu, Y. ve Reitz, R. D., "Optimizing HSDI Diesel Combustion and Emissions Using Multiple Injection Strategies",2005-01-0212, SAE International,
- [11] Atzler, F. , Kastner, O. , Rotondi, R. ve Weigand, A., "Multiple injection and rate shaping Part 1: Emissions reduction in passenger car Diesel engines",2009-24-0004, SAE International,
- [12] Han, Z. , Uludogan, A. , Hampson, G. ve Reitz, R., "Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple-injection in a Diesel Engine",960633, SAE International,
- [13] Chen, S. K., "Simultaneous Reduction of NOx and Particulate Emissions by Using Multiple Injections in a Small Diesel Engine",2000-01-3084, SAE International,

- [14] Bianchi, G. M. , Pelloni, P. , Corcione, F. E. ve Luppino, F., "Numerical Analysis of Passenger Car HSDI Diesel Engines with the 2nd Generation of Common Rail Injection Systems: The Effect of Multiple Injections on Emissions",2001-01-1068, SAE International,
- [15] Hotta, Y. , Inayoshi, M. , Nakakita, K. , Fujiwara, K. ve Sakata, I., "Achieving Lower Exhaust Emissions and Better Performance in an HSDI Diesel Engine with Multiple Injection",2005-01-0928, SAE International,
- [16] Okude, K. , Mori, K. , Shiino, S. , Yamada, K. ve Matsumoto, Y., "Effects of Multiple Injections on Diesel Emission and Combustion Characteristics",2007-01-4178, SAE International,
- [17] Rajkumar, S. , Mehta, P. S. ve Bakshi, S., "Parametric Investigation for NOx and Soot Emissions in Multiple-injection CRDI Engine using Phenomenological Model",2011-01-1810, SAE International,
- [18] Vanegas, A. , Won, H. , Felsch, C. , Gauding, M. ve Peters, N., "Experimental Investigation of the Effect of Multiple Injections on Pollutant Formation in a Common-Rail DI Diesel Engine",2008-01-1191, SAE International,
- [19] Desantes, J. M. , Arrègle, J. , López, J. J. ve García, A., "A Comprehensive Study of Diesel Combustion and Emissions with Post-injection",2007-01-0915, SAE International,
- [20] Park, C. , Kook, S. ve Bae, C., "Effects of Multiple Injections in a HSDI Diesel Engine Equipped with Common Rail Injection System",2004-01-0127, SAE International,
- [21] Benajes, J. , Molina, S. ve García, J. M., "Influence of Pre- and Post-Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine",2001-01-0526, SAE International,
- [22] Badami, M. , Mallamo, F. , Millo, F. ve Rossi, E. E., "Influence of Multiple Injection Strategies on Emissions, Combustion Noise and BSFC of a DI Common Rail Diesel Engine",2002-01-0503, SAE International,
- [23] Pierpont, D. , Montgomery, D. ve Reitz, R., "Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a D.I. Diesel",950217, SAE International,
- [24] Beatrice, C. , Belardini, P. , Bertoli, C. , Lisbona, M. G. ve Rossi Sebastiano, G. M., "Combustion Process Management in Common Rail DI Diesel Engines by Multiple Injection",2001-24-0007, SAE International,
- [25] Beatrice, C. , Belardini, P. , Bertoli, C. , Del Giacomo, N. ve Migliaccio, M., "Downsizing of Common Rail D.I. Engines: Influence Of Different Injection Strategies on Combustion Evolution",2003-01-1784, SAE International,
- [26] Mingfa, Y. , Hu, W. , Zunqing, Z. ve Yan, Y., "Experimental Study of Multiple Injections and Coupling Effects of Multi-Injection and EGR in a HD Diesel Engine",2009-01-2807, SAE International,

- [27] Fang, T. , Coverdill, R. E. , Lee, C. F. F. ve White, R. A., (2008), "Effects of injection angles on combustion processes using multiple injection strategies in an HSDI diesel engine", *Fuel*, 87(15-16): 3232-3239.
- [28] Hiroyasu, H. , Miao, H. , Hiroyasu, T. , Miki, M. , Kamiura, J. ve Watanabe, S., "Genetic Algorithms Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Efficiency with Air Swirl, EGR, Injection Timing and Multiple Injections", 2003-01-1853, SAE International,
- [29] Mallamo, F. , Badami, M. ve Millo, F., "Application of the Design of Experiments and Objective Functions for the Optimization of Multiple Injection Strategies for Low Emissions in CR Diesel Engines", 2004-01-0123, SAE International,
- [30] Hardy, W. L. ve Reitz, R. D., "An Experimental Investigation of Partially Premixed Combustion Strategies Using Multiple Injections in a Heavy-Duty Diesel Engine", 2006-01-0917, SAE International,
- [31] The International Council on Clean Transportation, (2012), *Estimated Cost of Emission Reduction Technologies for Light-Duty Vehicles*, Washington DC
- [32] Environmental Protection Agency, (1971), *Air Quality Criteria for Nitrogen Oxides*, Wahington D.C.
- [33] Schumann, U. ve Huntrieser, H., (2007), "The global lightning-induced nitrogen oxides source", *Atmospheric Chemistry and Physics*, 7(14): 3823-3907.
- [34] U.S. Environmental Protection Agency, (1999), *Nitrogen Oxides, Why and How They Are Controlled*, North Carolina
- [35] The National Institute for Occupational Safety and Health, NIOSH Pocket Guide to Chemical Hazards, <http://www.cdc.gov/niosh>, 07.10.2012
- [36] Zeldovich, Y. B., (1946), "The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions", *Acta physicochim USSR*, 21: 577.
- [37] Lavoie, G. A. , Heywood, J. B. ve Keck, J. C., (1970), "Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Fonnation in Internal Combustion Engines", *Combustion Science and Technology*, 1: 313-326.
- [38] Fenimore, C. P., (1972), "Formation of nitric oxide from fuel nitrogen in ethylene flames", *Combustion and Flame*, 19: 289-296.
- [39] Warnatz, J. , Maas, U. ve Dibble, R. W., 2001, *Combustion*, Springer-Verlag, Berlin.
- [40] Bauer, F. W., (1994), "Fully Engineered Approach to Acid-Rain Control", *Energy Engineering*, 91(4): 17-32.
- [41] Herzog, P. , Bürgler, L. , Winklhofer, E. ve Zelenka, P., "NO_x Reduction Strategies for DI Diesel Engines", 920470, International Congress & Exposition, SAE International, Detroit, Michigan, February 24-28, 1992
- [42] Ganesan, V., 1994, *Internal Combustion Engines*, Mc-Graw Hill, U.S.A.

- [43] Aithal, S. M., (2010), "Modeling of NO_x formation in diesel engines using finite-rate chemical kinetics", *Applied Energy*, 87(7): 2256-2265.
- [44] Mellor, A. , Mello, J. , Duffy, K. ve Easley, W., "Skeletal Mechanism for NO_x Chemistry in Diesel Engines", 981450, SAE International,
- [45] Payri, F. , Olmeda, P. , Martin, J. ve Garcia, A., (2011), "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines", *Applied Energy*, 88(12): 4632-4641.
- [46] Qi, K. P. , Feng, L. Y. , Leng, X. Y. , Du, B. G. ve Long, W. G., (2011), "Simulation of quasi-dimensional combustion model for predicting diesel engine performance", *Applied Mathematical Modelling*, 35(2): 930-940.
- [47] Atzler, F. , Kastner, O. , Rotondi, R. ve Weigand, A., "Multiple injection and rate shaping Part 2: Emissions reduction in passenger car Diesel engines Computational investigation", 2009-24-0012, SAE International,
- [48] D'Errico, G. , Lucchini, T. , Di Gioia, R. ve Bonandrini, G., "Application of the CTC Model to Predict Combustion and Pollutant Emissions in a Common-Rail Diesel Engine Operating with Multiple Injections and High EGR", 2012-01-0154, SAE International,
- [49] Felsch, C. , Gauding, M. , Hasse, C. , Vogel, S. ve Peters, N., (2009), "An extended flamelet model for multiple injections in DI Diesel engines", *Proceedings of the Combustion Institute*, 32: 2775-2783.
- [50] Ismail, H. M. , Ng, H. K. ve Gan, S. Y., (2012), "Evaluation of non-premixed combustion and fuel spray models for in-cylinder diesel engine simulation", *Applied Energy*, 90(1): 271-279.
- [51] Jayashankara, B. ve Ganesan, V., (2010), "Effect of fuel injection timing and intake pressure on the performance of a DI diesel engine - A parametric study using CFD", *Energy Conversion and Management*, 51(10): 1835-1848.
- [52] Mobasheri, R. ve Peng, Z., "Investigation of Pilot and Multiple Injection Parameters on Mixture Formation and Combustion Characteristics in a Heavy Duty DI-Diesel Engine", 2012-01-0142, SAE International,
- [53] Mobasheri, R. , Peng, Z. J. ve Mirsalim, S. M., (2012), "Analysis the effect of advanced injection strategies on engine performance and pollutant emissions in a heavy duty DI-diesel engine by CFD modeling", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 33(1): 59-69.
- [54] Stiesch, G., 2003, *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*, Springer-Verlag, Berlin.
- [55] Kolchin, A. ve Demidov, V., 1984, *Design of Automotive Engines*, MIR Publishers, Moscow.
- [56] Annand, W. J. D., (1963), "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 117: 973-996.

- [57] De Petris, C. , Giglio, V. ve Police, G., "A Mathematical Model for the Calculation of Blow-by Flow and Oil Consumption Depending on Ring Pack Dynamic Part I: Gas Flows, Oil Scraping and Ring Pack Dynamic",941940, SAE International,
- [58] Bowler, L., "Throttle Body Fuel Injection (TBI) — An Integrated Engine Control System",800164, SAE International,
- [59] Borman, G. L. ve Ragland, K. W., 1998, Combustion engineering, McGraw-Hill.
- [60] NASA Glenn Research Center Chemical Equilibrium with Applications Thermobuild, <http://www.grc.nasa.gov/WWW/CEAWeb/ceaThermoBuild.htm>,31.12.2012
- [61] Nishida, K. ve Hiroyasu, H., "Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a D.I. Diesel Engine",890269, SAE International,
- [62] Kowalewicz, A., 1984, Combustion systems of high-speed piston I. C. engines, Elsevier Science Pub. Co., New York.
- [63] Ghojel, J. I., (2010), "Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research", International Journal of Engine Research, 11(4): 297-312.
- [64] Miyamoto, N. , Chikahisa, T. , Murayama, T. ve Sawyer, R., "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions",850107, SAE International,
- [65] Heider, G. , Zeilinger, K. ve Woschni, G., "Two-zone calculation model for the prediction of NO emissions from Diesel engines. ", 21st CIMAC Cong.
- [66] Baulch, D. L. , Cobos, C. J. , Cox, R. A. , Frank, P. , Hayman, G. , Just, T. , Kerr, J. A. , Murrells, T. , Pilling, M. J. , Troe, J. , Walker, R. W. ve Warnatz, J., (1992), "Evaluated Kinetic Data for Combustion Modeling Supplement-I", Journal of Physical and Chemical Reference Data, 23(6): 847-1033.
- [67] Gardiner, W. C. J. , Hanson, R. K. ve Salimian, S., 1984, Survey of Rate Constants in H/N/O Systems;Combustion Chemistry Springer-Verlag, New York.
- [68] Westenberg, A. A., (1971), "Kinetics of NO and CO in Lean, Premixed Hydrocarbon-Air Flames", Combustion Science and Technology, 4:59.
- [69] Warnatz, J., NOx Formation in High Temperature Processes., University of Stuttgart, Germany.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Levent YÜKSEK
Doğum Tarihi ve Yeri :16.11.1981 İstanbul
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :lyuksek@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği Enerji Makineleri	Yıldız Teknik Üniversitesi	2007
Lisans	Makine Mühendisliği	Pamukkale Üniversitesi	2005
Lise		İstanbul Bahçelievler Lisesi	1997

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2005	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Makale

1. Orkun Özener, Levent Yüksek, Alp Tekin Ergenç, Muammer Özkan, Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics, <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2012.10.081>
2. Levent Yüksek, Orkun Özener, Tarkan Sandalcı, Cycle-skipping strategies for pumping loss reduction in spark ignition engines: An experimental approach, *Energy Conversion and Management*, Volume 64, December 2012, Pages 320–327.
3. Kaleli H, Yuksek L, Hacikadiroglu H, Condition Monitoring of Phosphorous-Containing and NPNA Engine Oils And Their Effect On Three-Way Catalyst, *Journal of The Balkan Tribological Association ASSOCIATION*, Volume: 18, Issue: 3, p. 474-484, 2012
4. Orkun Özener, Levent Yüksek, Muammer Özkan, Artificial Neural Networks Approach in Predicting Engine-Out Emissions and Performance Parameters of a Turbo Charged Diesel Engine, *Thermal Science* 2012 OnLine-First Issue 00, Pages: 220-220, doi:10.2298/TSCI1203212200
5. Yüksek Levent, Kaleli Hakan, Özener Orkun, Özoğuz Berk, The Effect and Comparison of Biodiesel-Diesel Fuel on Crankcase Oil, *Diesel Engine Performance and Emissions*, *FME Transactions*, Volume 37 No 2, 2009.
6. Alp Tekin ERGENÇ, Orkun ÖZENER, Levent YÜKSEK, Onur ACUR, Emission and Performance Investigation of Rapeseed Methyl Ester and Diesel Fuel, *International Virtual Journal for Science, Technics Inovations for The Indusrtly Machines Technologies Materials*, Issue 10-11/2010 ISSN:1313-0226

Bildiri

1. Özkan Muammer, Özener Orkun , Özoğuz Berk, Yüksek Levent, Comparison of Fuel Consumption and Emissions of An Urban Bus Fuelled with Diesel and Biodiesel. pg.49-

67, 3rd International Symposium on Environment ,Athens ,22-25 May 2008

2. Levent Yüksek, Hakan Kaleli, Orkun Özener, Berk Özoğuz, The Effect and Comparison of Biodiesel-Diesel Fuel on Crank Case Oil, Diesel Engine Performance and Emissions, SERBİATRİB-11 International Conference ,2009 Belgrade/SERBIA

3. Övün Işın, Alp Tekin Ergenç, Levent Yüksek, Effect of Gasoline-Toluene Blends on Engine Performance and Exhaust Emissions Otekon 08, 4th Automotive Technologies Congress, 2008 Bursa/TÜRKİYE

4. Alp Tekin Ergenç, Levent Yüksek, Orkun Özener, Övün Işın, An Experimental NOx Reduction Potential Investigation Of The Partial HCCI Application, on a High Pressure Fuel Injection Equipped Diesel Engine by Implementing Fumigation Of Gasoline Port Injection, International Conference on Fuels and Combustion in Engines ,2009 İstanbul.