

154470

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DIESEL MOTORDA EGZOZ GAZI GERİ
DÖNÜŞÜMÜNÜN ÇEVİRİMSEL FARKLILAŞMAYA
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Makine Müh. Serkut AKGÜN

**F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı

: Yrd. Doç. Dr. Muammer ÖZKAN


Prof. Dr. Metin ERGENEMAN

İSTANBUL, 2004

Prof. Dr. Orhan DENİZ





İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	v
KISALTIMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖNSÖZ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiii
1. GİRİŞ	1
2. EGZOZ GAZI GERİ DÖNÜŞÜMÜ HAKKINDA TEMEL BİLGİLER	3
2.1 Diesel Motorlarda EGR	4
2.2 Diesel Motorda EGR Uygulama Yöntemleri.....	6
2.2.1 Emiş Hava Kütlesine Göre Sınıflandırma.....	6
2.2.2 Silindire Alınan Hava Sıcaklığına Göre Sınıflandırma.....	7
2.2.3 EGR'nin Uygulama Basıncına Göre Sınıflandırma.....	8
2.2.3.1 Düşük Basınç Çevrimli EGR.....	9
2.2.3.2 Yüksek Basınç Çevrimli EGR	10
2.2.3.3 Değişken Geometrilili Türbin Yöntemi	10
2.2.4 Laboratuvar ortamında modellenmiş motor EGR uygulaması	11
2.3 EGR Oranının Matematiksel Tanımları.....	14
2.4 EGR'nin Diesel Motora Etkileri	16
2.4.1 EGR'nin emiş dolgusuna etkisi	17
2.4.1.1 Emiş Dolgusu Kütlesindeki Azalma (Termal Kıasma)	18
2.4.1.2 Emiş Dolgusunun Oksijen Konsantrasyonundaki Azalma (Seyreltme Etkisi).....	18
2.4.1.3 Emiş Dolgusuna Yanma Ürünlerinin Eklenmesi (Kimyasal Etki)	18
2.4.1.4 Emiş Dolgusunun Isıl Absorbsiyon Kapasitesindeki Artış (Termal Etki).....	19
2.4.1.5 Emiş Dolgusu Sıcaklığındaki Artış.....	19
2.4.2 EGR'nin NO _x Emisyonlarına Etkisi :	19
2.4.3 EGR'nin Tutuşma Gecikmesine (TG) Etkisi.....	22
2.4.3.1 Yanma başlangıcı belirlenmesindeki literatür örnekleri:.....	24
2.4.3.1.1 Diesel Spreylerinin Ateşleme Prosesi Hakkında Çalışma	24
2.4.3.1.2 Silindir içi Basınç Değerlerini Kullanarak Nöral Ağ Tabanlı Diesel Motoru Emisyon Modellemesi (SAE 199-01-1532)	25
2.4.3.1.3 Kararlı Halde ve Değişken Halde Çalıştırılmış Direkt Enjeksiyonlu Bir Diesel Motorun Tutuşma Gecikmesi Korelasyonu.....	26
2.4.3.1.4 Direkt Püskürtmeli Bir Diesel Motorda EGR'nin Kendinden tutuşma, Yanma, Emisyonlar ve Aldehitler Üzerindeki Etkisi (SAE 2002-01-1153)	27
2.4.3.2 Egzoz Gazı Geri Dönüşümünün Etkisi:.....	28
2.4.4 EGR'nin Silindir İçi Maksimum Basınca ve Isı Akısına Etkisi.....	30
2.4.5 EGR'nin Motor Gücüne Etkisi	31
2.4.6 EGR'nin Özgül Yakıt Tüketimine Etkisi.....	32
2.4.7 EGR'nin Motor Yapısına Etkisi.....	33
3. DENEYİN YAPILIŞ ŞEKLİ	34
3.1 Giriş.....	34
3.2 Deney düzeneğinde kullanılan cihazlar	35
3.2.1 Deney Kontrol Düzeneği	35

3.2.1.1	Kontrol paneli	35
3.2.1.2	Su Freni	37
3.2.2	Motor.....	37
3.2.3	Dijital sinyal toplama düzeneği	38
3.2.4	Gaz Analiz Cihazı	40
3.3	Deney Prosedürü.....	40
4.	DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	42
4.1	Basınç Eğrisi ve Tutuşma Gecikmesi Değerlerinin Hesaplanması :.....	42
4.1.1	Maksimum Basınç Programı:	43
4.1.2	Tutuşma Gecikmesi Programı:	43
4.2	EGR oranının belirlenmesi:	46
4.3	7/8 Gaz Konumundaki Sabit Çalışma Noktalarının Deney Sonuçları.....	47
4.3.1	7/8 Gaz Konumunda Birinci Çalışma Noktası:	47
4.3.2	7/8 Gaz Konumunda İkinci Çalışma Noktası:	50
4.3.3	7/8 Gaz Konumunda Üçüncü Çalışma Noktası:	53
4.3.4	7/8 Gaz Konumunda Dördüncü Çalışma Noktası:.....	56
4.3.5	7/8 Gaz Konumunda Beşinci Çalışma Noktası:.....	59
4.3.6	7/8 Gaz Konumunda Altıncı Çalışma Noktası:	62
4.3.7	7/8 Gaz Konumunda Yedinci Çalışma Noktası:	65
4.3.8	7/8 Gaz Konumunda Sekizinci Çalışma Noktası:.....	68
4.3.9	7/8 Gaz Konumunda Dokuzuncu Çalışma Noktası:	71
4.3.10	7/8 Gaz Konumunda Onuncu Çalışma Noktası:	74
4.4	7/8 Gaz Konumundaki Deney Sonuçları Değerlendirmesi.....	77
4.5	6/8 Gaz Konumundaki Sabit Çalışma Noktalarının Deney Sonuçları.....	78
4.5.1	6/8 Gaz Konumunda Birinci Çalışma Noktası:	78
4.5.2	6/8 Gaz Konumunda İkinci Çalışma Noktası:	81
4.5.3	6/8 Gaz Konumunda Üçüncü Çalışma Noktası:	84
4.5.4	6/8 Gaz Konumunda Dördüncü Çalışma Noktası:.....	87
4.5.5	6/8 Gaz Konumunda Beşinci Çalışma Noktası:.....	90
4.5.6	6/8 Gaz Konumunda Altıncı Çalışma Noktası:	93
4.5.7	6/8 Gaz Konumunda Yedinci Çalışma Noktası:	96
4.5.8	6/8 Gaz Konumunda Sekizinci Çalışma Noktası:.....	99
4.6	6/8 Gaz Konumundaki Deney Sonuçları Değerlendirmesi.....	102
4.7	5/8 Gaz Konumundaki Sabit Çalışma Noktalarının Deney Sonuçları.....	103
4.7.1	5/8 Gaz Konumunda Birinci Çalışma Noktası:	103
4.7.2	5/8 Gaz Konumunda İkinci Çalışma Noktası:	106
4.7.3	5/8 Gaz Konumunda Üçüncü Çalışma Noktası:	109
4.7.4	5/8 Gaz Konumunda Dördüncü Çalışma Noktası:.....	112
4.7.5	5/8 Gaz Konumunda Beşinci Çalışma Noktası:.....	115
4.7.6	5/8 Gaz Konumunda Altıncı Çalışma Noktası:	118
4.8	5/8 Gaz Konumundaki Deney Sonuçları Değerlendirmesi.....	121
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	122
5.1	Sonuçlar	122
5.2	İleride Yapılacak Olan Çalışmalar İçin Öneriler	124
KAYNAKLAR		126
EKLER.....		127
Ek 1 İndikatör Diyagramı için Osiloskop Ayarları.....		128
Ek 2 Dönüştürücü programı (Donusturucu.m)		129

Ek 3 Maksimum basınç programı (Maksbasinc.m)	131
Ek 4. Tutuşma gecikmesi (Tgecikmesi.m)	138
Ek 5. Data gösterme programı (Gosterici.m).....	144
ÖZGEÇMİŞ	146



SİMGE LİSTESİ

CO	Karbon monoksit
CO_2	Karbon dioksit
HC	Hidrokarbon
H_2O	Su
N_2	Azot
NO_x	Azot oksitleri
NO	Azot oksit
NO_2	Azot dioksit
O_2	Oksijen
ΔP_{emmc}	Nozul girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkı
ΔP_{em-ort}	Nozul çıkışı ile ortam arasındaki basınç farkı
P_{ort}	Ortam basıncı
P_{maks}	Maksimum basınç
ρ_{em}	Emilen havanın özkütlesi
g	Yerçekimi ivmesi
E	Yaklaşma faktörü hızı
V_{em}	Emme hızı
A	Nozul kesit alanı
Q_{em}	Debi
τ_i	Görülebilir alev gecikmesi
τ	Basınç düzelmesi gecikmesi

KISALTMA LİSTESİ

BG	Beygir Gücü
DGT	Değişken Geometrili Türbin
EGR	Egzoz Gazı Geri Dönüşümü
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
PB	Püskürtme Başlangıcı
ppm	Milyondaki Hacimsel Oran (parts per million)
TG	Tutuşma Gecikmesi
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
ÜÖNS	Üst Ölü Nokta Sonrası
YB	Yanma Başlangıcı



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 EGR'nin Diesel motorlarında uygulanışı	4
Şekil 2.2 Diesel ve Otto motorlarında EGR'nin silindir dolgusunun ısı kapasitesine etkisi	6
Şekil 2.4 Egzoz Gazı Geri Dönüşümü (EGR)	9
Şekil 2.5 Düşük basınç çevrimli EGR	9
Şekil 2.6 Yüksek basınç çevrimli EGR	10
Şekil 2.7 Modellenmiş EGR işlemi için gaz ekleme yöntemi	11
Şekil 2.8 Yapay atmosfer metodu	13
Şekil 2.9 Yapay atmosferli Diesel motorunun güç grafiği	13
Şekil 2.10 Sıcak EGR koşullarında EGR_v ve EGR_m arasındaki ilişki ($T_{EGR} = T_{EGZOST}$)	16
Şekil 2.11 %25 sıcak EGR oranında emiş dolgusunun durum analizi	17
Şekil 2.12 Yapay EGR oranı – NO _x	21
Şekil 2.13 Sıcak – Soğuk EGR karşılaştırması	21
Şekil 2.14 Görülebilir alev gecikmesi ve basınç düzelmesi gecikmesi arasındaki ilişki	24
Şekil 2.15 Tutuşma gecikmesi aralıklarındaki basınç eğrilerinin detayı	25
Şekil 2.16 Silindir içi yanma basıncıyla ilgili parametreler (2200 d/d, 200 Nm)	26
Şekil 2.17 Silindir basınç eğrisinin ikinci türevini kullanarak tutuşmayı belirleme	27
Şekil 2.18 EGR'li ve EGR'siz gaz basıncı izlerinin karşılaştırması. (1500 d/d, 400 bar)	28
Şekil 2.19 Şekil 2.18'deki durumlar için iğne kalkıklığı grafik izleri	28
Şekil 2.20 EGR'nin TG üzerindeki etkisi	29
Şekil 2.21 Silindir içi eşitlik oranının TG'ye etkisi	29
Şekil 2.22 Ortalama dolgu sıcaklığının TG'ye etkisi	30
Şekil 2.23 Yanma Karakterleri (Yer değiştirmeli EGR)	30
Şekil 2.24 Yanma Karakterleri (İlaveli EGR)	31
Şekil 2.25 Tam yükte soğuk EGR'nin güce etkisi	32
Şekil 2.26 Değişik devirlerde soğuk EGR'nin özgül yakıt sarfiyatına etkisi	33
Şekil 3.1 Deney Düzeneği	34
Şekil 3.2 Deney kontrol düzeneği	35
Şekil 3.3 Kontrol Paneli	36
Şekil 3.4 Diesel Motor	37
Şekil 3.5 Osiloskop	39
Şekil 4.1 Örnek basınç diyagramı (p-t)	44
Şekil 4.2 TG'nin belirlenemediği basınç eğrisi örneği (p-t)	45
Şekil 4.3 Maksimum Basınç – Olasılık Grafiği (4000 d/d)	48
Şekil 4.4 EGR Oranı – NO _x emisyonu (4000 d/d)	49
Şekil 4.5 P _{maks} – Olasılık Grafiği (3750 d/d)	51
Şekil 4.6 EGR Oranı – NO _x emisyonu (3750 d/d)	52
Şekil 4.7 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (3750 d/d)	52
Şekil 4.8 P _{maks} – Olasılık Grafiği (3500 d/d)	54
Şekil 4.9 EGR Oranı – NO _x emisyonu (3500 d/d)	55
Şekil 4.10 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (3500 d/d)	55
Şekil 4.11 P _{maks} – Olasılık Grafiği (3250 d/d)	57
Şekil 4.12 EGR Oranı – NO _x emisyonu (3250 d/d)	58
Şekil 4.13 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (3250 d/d)	58
Şekil 4.14 P _{maks} – Olasılık Grafiği (3000 d/d)	60
Şekil 4.15 EGR Oranı – NO _x emisyonu (3000 d/d)	61
Şekil 4.16 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (3000 d/d)	61
Şekil 4.17 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2750 d/d)	62
Şekil 4.18 P _{maks} – Olasılık Grafiği (2750 d/d)	63
Şekil 4.19 EGR Oranı – NO _x emisyonu (2750 d/d)	64

Şekil 4.20 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (2750 d/d).....	64
Şekil 4.21 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2500 d/d).....	65
Şekil 4.22 Pmaks – Olasılık Grafiği (2500/d).....	66
Şekil 4.23 EGR Oranı – NOx emisyonu (2500 d/d).....	67
Şekil 4.24 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (2500 d/d).....	67
Şekil 4.25 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2250 d/d).....	68
Şekil 4.26 Pmaks – Olasılık Grafiği (2250 d/d).....	69
Şekil 4.27 EGR Oranı – NOx emisyonu (2250 d/d).....	70
Şekil 4.28 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (2250 d/d).....	70
Şekil 4.29 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2000 d/d).....	71
Şekil 4.30 Pmaks – Olasılık Grafiği (2000 d/d).....	72
Şekil 4.31 EGR Oranı – NOx emisyonu (2000 d/d).....	73
Şekil 4.32 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (2000 d/d).....	73
Şekil 4.33 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (1750 d/d).....	74
Şekil 4.34 Pmaks – Olasılık Grafiği (1750 d/d).....	75
Şekil 4.35 EGR Oranı – NOx emisyonu (1750 d/d).....	76
Şekil 4.36 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (1750 d/d).....	76
Şekil 4.37 Pmaks – Olasılık Grafiği (3500 d/d).....	79
Şekil 4.38 EGR Oranı – NOx emisyonu (3500 d/d).....	80
Şekil 4.39 Pmaks – Olasılık Grafiği (3250 d/d).....	82
Şekil 4.40 EGR Oranı – NOx emisyonu (3250 d/d).....	83
Şekil 4.41 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (3250 d/d).....	83
Şekil 4.42 Pmaks – Olasılık Grafiği (3000 d/d).....	85
Şekil 4.43 EGR Oranı – NOx emisyonu 3000 d/d).....	86
Şekil 4.44 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (3000 d/d).....	86
Şekil 4.45 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2750 d/d).....	87
Şekil 4.46 Pmaks – Olasılık Grafiği (2750 d/d).....	88
Şekil 4.47 EGR Oranı – NOx emisyonu (2750 d/d).....	89
Şekil 4.48 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (2750 d/d).....	89
Şekil 4.49 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2500 d/d).....	90
Şekil 4.50 Pmaks – Olasılık Grafiği (2500 d/d).....	91
Şekil 4.51 EGR Oranı – NOx emisyonu (2500 d/d).....	92
Şekil 4.52 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (2500 d/d).....	92
Şekil 4.53 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2250 d/d).....	93
Şekil 4.54 Pmaks – Olasılık Grafiği (2250 d/d).....	94
Şekil 4.55 EGR Oranı – NOx emisyonu (2250 d/d).....	95
Şekil 4.56 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (2250 d/d).....	95
Şekil 4.57 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2000 d/d).....	96
Şekil 4.58 Pmaks – Olasılık Grafiği (2000 d/d).....	97
Şekil 4.59 EGR Oranı – NOx emisyonu (2000 d/d).....	98
Şekil 4.60 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (2000 d/d).....	98
Şekil 4.61 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (1750 d/d).....	99
Şekil 4.62 Pmaks – Olasılık Grafiği (1750 d/d).....	100
Şekil 4.63 EGR Oranı – NOx emisyonu (1750 d/d).....	101
Şekil 4.64 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (1750 d/d).....	101
Şekil 4.65 Pmaks – Olasılık Grafiği (3000 d/d).....	104
Şekil 4.66 EGR Oranı – NOx emisyonu (3000 d/d).....	105
Şekil 4.67 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2750 d/d).....	106
Şekil 4.68 Pmaks – Olasılık Grafiği (2750 d/d).....	107
Şekil 4.69 EGR Oranı – NOx emisyonu (2750 d/d).....	108
Şekil 4.70 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (2750 d/d).....	108
Şekil 4.71 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2500 d/d).....	109

Şekil 4.72 Pmaks – Olasılık Grafiği (2500 d/d).....	110
Şekil 4.73 EGR Oranı – NOx emisyonu (2500 d/d).....	111
Şekil 4.74 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (2500 d/d).....	111
Şekil 4.75 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2250 d/d).....	112
Şekil 4.76 Pmaks – Olasılık Grafiği (2250 d/d).....	113
Şekil 4.77 EGR Oranı – NOx emisyonu (2250 d/d).....	114
Şekil 4.78 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (2250 d/d).....	114
Şekil 4.79 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2000 d/d).....	115
Şekil 4.80 Pmaks – Olasılık Grafiği (2000 d/d).....	116
Şekil 4.81 EGR Oranı – NOx emisyonu (2000 d/d).....	117
Şekil 4.82 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (2000 d/d).....	117
Şekil 4.83 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (1750 d/d).....	118
Şekil 4.84 Pmaks – Olasılık Grafiği (1750 d/d).....	119
Şekil 4.85 EGR Oranı – NOx emisyonu (1750 d/d).....	120
Şekil 4.86 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (1750 d/d).....	120



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Kontrol paneli cihaz listesi	36
Çizelge 3.2 P 8621 no.' lu motorun Teknik Özellikleri.....	38
Çizelge 3.3 Cussons Technology quartz basınç sinyal dönüştürücüsü özellikleri	39
Çizelge 3.4 Deney Çalışma matrisi.....	41



ÖNSÖZ

Birçok insan gündelik yaşamında çok fazla yararını gördüğü otomobilin hareket etmesini sağlayan motorun nasıl çalıştığı hakkında hiçbir fikre sahip değildir. Fakat makine mühendisleri bu makinenin çalışması sırasında yaptığı her hareketi ve davranışı incelemek için çaba göstermektedir. Bu çalışmada Diesel motorların çevreye verdiği zararı azaltmaya yarayan bir sistem olan EGR (Egzoz Gazı Geri Dönüşümü)'nin, motorun çevrimsel farklılıklarına etkisi incelenmiştir. Bu araştırmanın sonuçlarının, EGR'nin Diesel motorlardaki uygulamaları için ileride yapılacak çalışmalara yardımcı olacağına inanıyorum.

Bu tezi hazırlarken bana birçok konuda yardımcı olan tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Muammer Özkan'a içtenlikle teşekkür ederim.

Tez'in yapılma aşamasında birlikte çalıştığımız ve bana çok yardımcı olan makine mühendisi adayları Aydın Pekin, Hasan Sütçüoğlu ve Çağlar Şahin'e özellikle teşekkür ederim.

Ayrıca Y.Lisans eğitimim sırasında gösterdikleri ilgi ve alakadan dolayı Prof. Dr. İrfan Yavaşhol, Prof. Dr. Orhan Deniz, Araştırma görevlileri Alp Ergenç, Övün Işın ve Tarkan Sandalcı'ya teşekkür ederim.

Son olarak bu tezi hazırlarken bana verdikleri hiç bitmeyen sevgilerinden ve sağladıkları desteklerinden dolayı aileme ve dostlarıma teşekkür ederim.



ÖZET

Diesel motorun egzoz gazı emisyonu içerisinde NO_x adı verilen azot oksit bileşiklerinden oluşan kirleticiler mevcuttur. Artan hava kirliliği ile birlikte bu kirleticilerin doğaya verdiği zararı önlemek için Diesel motorların çalışmasında sınırlamalar getirilmiştir. Egzoz Gazı Geri Dönüşümü (EGR) bu kirletici gazların azaltılması için kullanılan etkili bir yöntemdir.

Diesel motorun çalışması sırasında, arka arkaya devam eden çevrimler, silindir içi koşullarının değişmesi nedeniyle farklı şekilde oluşmaktadır. Bu tezin amacı, EGR yöntemi ile egzoz gazının bir kısmının silindir içi dolgusuna gönderilmesinin bu çevrimsel farklılıklara etkisini incelemektir.

Çevrimsel farklılıkların belirlenmesi için deney motorunda farklı gaz konumlarında ve farklı yüklerde, EGR oranı artırılarak oluşturulan çalışma noktalarında silindir içi basınç değerleri kaydedilmiştir. EGR oranları, motorun çalışması gözle görülebilir şekilde bozulana kadar artırılmıştır ve bu bozulma anı maksimum EGR sınırını belirlemiştir. Ayrıca NO_x emisyonları ve yakıt tüketimi değerleri de ölçülmüştür.

Deneysel çalışmaların sonucunda artan EGR oranlarının maksimum basınç değerlerini düşürdüğü tespit edilmiştir. EGR oranı artırıldıkça çevrimsel farklılıkların, kısmi yük koşullarında azaldığı, orta yük koşullarında değişmediği, tam yüklerde ise arttığı gözlenmiştir. NO_x emisyonları EGR artışıyla belirgin şekilde azalmıştır. Yakıt tüketiminin EGR'den fazla etkilenmediği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: EGR, Çevrimsel Farklılık, Diesel Motor, Egzoz Gazı Emisyonu

ABSTRACT

Exhaust gas emissions of a Diesel engine contain pollutants which are formed by nitrogen oxides called NO_x . As the pollution problems approach, some limitations were applied on Diesel engines to decrease the pollution caused by these pollutants. EGR is a very effective method to decrease these pollutants.

During the operation of the Diesel engine, the ongoing cycles form differently as the conditions in cylinders vary. The aim of this thesis is to observe the effects of the exhaust gases recycled into the intake mixture with the EGR method, on cycle by cycle variations.

To determine the cycle by cycle variations, the research engine was operated on different throttle positions and brake loads, while increasing the EGR ratios; the in-cylinder pressure data was recorded at these operation points. The EGR ratios were increased until the engine operation became noticeably unstable; and this moment of disrupt is determined as the maximum EGR limit. Also, the NO_x emissions and fuel consumption were measured.

As the result of experimental studies, it was determined that increasing the EGR ratios were lowering the maximum pressure values. It was also observed, when the EGR ratio was increased, cycle by cycle variations decreased on partial loads, while remaining constant on medium loads, and increasing on full loads. NO_x emissions were decreased significantly by the increase in EGR. It was also observed that the fuel consumption was not effected excessively by the EGR.

Keywords : EGR, Cycle by Cycle Variations, Diesel Engine, Exhaust Gas Emission

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorların icadı ve bunun otomobillere uygulanarak insanların hizmetine sunulması modern yaşam için büyük bir gelişme olmuştur. Ulaşımında getirdiği büyük kolaylık sayesinde halkın ilgisini çeken bu araç Henry Ford'un imalatında getirdiği çığır açan buluşuyla birlikte yaygınlaşmıştır.

İlk zamanlarda taşıtların egzoz gazlarının çevreye bu kadar zarar vereceği tahmin edilmemişti. Motorların güçlenmesi ve sayılarının giderek artması çevre için büyük bir tehdit oluşturmuştur. Daha sonra egzoz gazları için sınırlandırmalar getirilmeye başlanmıştır. Günümüzde taşıt emisyonlarına çok ciddi kısıtlamalar getirilmiştir. Avrupa Birliği Emisyon Standartları'na göre 2005 yılında EURO 4 standartlarına geçilecektir. Ekim 2005'te EURO 5 adı verilen yeni standartların açıklanması planlanmaktadır ve bu standartlar özellikle ticari araçlardaki NO_x emisyonları için çok sıkı sınırlamalar getirmektedir. Bu standartların da Ekim 2008'de uygulanması planlanmaktadır (European Community, 2002).

Yüksek sıkıştırma oranları nedeniyle, Diesel motorlarının silindirleri içinde oluşan aşırı sıcaklıklarda, silindire alınan hava içindeki azot oksijen ile birleşerek NO_x adı verilen azot oksitleri oluşturur. Bu gazlar havadaki su buharı ile birleşerek nitrik asit oluşumuna neden olurlar ayrıca ciğerlerdeki nemle birleşerek asit oluşturup zehirleyici etki yaparlar. Bu yüksek miktarda oluşan kirleticinin azaltılması için geliştirilmiş etkili yöntemlerden biri *Egzoz Gazı Geri Dönüşümü* (EGR) adı verilen yöntemdir.

Bu sistemin işlevi egzoz gazlarını silindire geri göndererek karışım içerisindeki oksijen konsantrasyonunu azaltıp, silindir gazlarının ısı kapasitesini yükselterek maksimum gaz sıcaklığını azaltmaktır.

Motor çalışması sırasında, birbirini izleyen çevrimlerin her biri, çeşitli etkenlerin etkisi altında farklı oluşmaktadır. Her bir çevrimde oluşan bu değişimler *çevrimsel farklılıklar* olarak adlandırılır. Motorun çalışmasındaki bu etkenler başlangıç fazına ve yanma hızına etki ederek, basınç artış hızını etkilemektedir. Motor kritik koşullarda çalışıyorsa, birbirini izleyen çevrimlerde basınç değerleri çok farklı değerler olarak çevrimsel farklılıklar oluştuğunu işaret eder. Genelde basınç değerlerinin çevrimden çevrime farklı olması tutuşmadaki koşullara bağlıdır.

Bugüne kadar EGR'nin Diesel motorlar üzerindeki etkilerini inceleyen birçok çalışma yapılmıştır. Bu yüksek lisans tez çalışmasında ise Diesel motorda, EGR'nin çevrimsel farklılıklara etkisi incelenmiştir.

İlk bölümde EGR'nin genel prensibi ve motora etkileri üzerinde yazılmış makaleler incelenmiştir. Sonraki kısımlarda ise deneysel çalışma ve sonuçların değerlendirilmesi yapılmıştır. Çevrimsel farklılıkları incelemek için 4 silindirli bölünmüş yanma odalı bir Diesel motorun silindir içi basınç değerleri kaydedilip değerlendirilmiştir. Ayrıca EGR'nin NO_x emisyonları ve yakıt tüketimine etkisi de incelenmiştir. Son olarak bu çalışmada elde edilen sonuçlarla ilerideki çalışmalarda dikkate alınabilecek konular belirtilmiştir.



2. EGZOZ GAZI GERİ DÖNÜŞÜMÜ HAKKINDA TEMEL BİLGİLER

20. yüzyıl başlarında Rudolf Diesel kendi adını verdiği motorunu mükemmel hale getirmeden önce, bir motorun geri dönüşüme sokulmuş egzoz gazlarını içeren yapay bir atmosfer içinde çalıştırılması fikri ilk olarak denizaltıların sualtı itiş sistemlerinde kullanılması için düşünülmüştür. Bu sistemin geliştirilme nedeni, sualtı aracının dayanıklılığı ve hızının, önceki batarya tahrik teknolojisi tarafından sınırlandırılmasıydı. Çevresel endişelerin artması ve otomobil egzoz emisyon sınırlamalarının ortaya çıkmasıyla, aynı konseptteki yapay atmosfer ortamında motoru çalıştırmanın, değerli bir NO_x emisyonu kontrol metodu olduğu fark edilmiştir. Sonuç olarak, egzoz gazlarının bir kısmını yanma odasına geri gönderen sistem artık Egzoz Gazı Geri Dönüşümü (EGR) olarak tanımlanmaktadır ve EGR 1970 başlarında buji ateşlemeli motorlarda (Otto motorları) NO_x kontrolü için ortaya sunulmuştur. EGR sistemi temelde denizaltı itiş sistemleri için geliştirilmiş olan yapay atmosfer ya da havadan bağımsız Diesel motor sisteminin bir çeşididir. Bu iki sistem arasındaki temel fark, EGR için, saf oksijenden çok atmosferik havanın emme karışımında temel oksitleyici bileşen olarak kullanılmasıdır.

EGR'nin uygulanmasına bağlı olarak, motor performansı ve egzoz emisyonu gibi motor karakteristikleri üzerindeki etkisi detaylı araştırmalarla incelenmiştir ve bu incelemeler halen devam etmektedir. Bu araştırmalar sayesinde sistemin optimizasyonuna çalışılmış ve ayrıca geri dönüştürülen egzoz gazlarının NO_x oluşumuna etkisini kavramamız sağlanmıştır. EGR'nin buji ateşlemeli motorlardaki NO_x kontrolü için geliştirilmesine rağmen, Diesel motorlara uygulanmasının mümkün olması 1980'leri bulmuştur. Önceden, Diesel motor egzozunun buji ateşlemeli motor egzozundan daha az etkili olduğuna ve NO_x azaltılmasında aynı değerlerde verimlilik göstermesi için daha geniş geri dönüşüm oranına ihtiyaç duyduğuna inanılmaktaydı. Bununla birlikte, 1990' ların başında bu düşünce değişmeye ve Diesel motorlardaki NO_x kontrolü için EGR kullanımı ciddi bir şekilde dikkate alınmaya kadar Diesel motorlar üzerinde EGR uygulamalarıyla ilgili araştırmalar nadiren yapıyordu. EGR kullanımına duyulan ilginin yenilenmesinin birincil nedeni, daha çok 1990 yılındaki Temiz Hava Sınırlamaları Bildirgesi (Clean Air Act Amendments)'nin taşıt egzoz emisyonlarına getirmiş olduğu belirgin kısıtlamalardır. Diesel motorlarda çok ufak tasarım ve çalışma koşulları değişiklikleriyle o zamana kadar egzoz emisyonları düzenlemelerine uyulabiliyordu. Daha sıkı egzoz emisyonu kısıtlamalarının öngörülen baskısı ve daha fazla NO_x azaltımının sağlamadaki artan zorluk yüzünden, Diesel motorlarda NO_x kontrolü için EGR kullanımının, pratikteki uygulama zorluklarına rağmen birçoğu tarafından gerekli olduğunun

kabul edilmesiyle daha cazip hale gelmiştir (Bowen, 1998).

Diesel motorlarda EGR etkileri ile ilgili dikkat edilmesi gereken iki konu vardır ve bunlar birbirlerine bağlantılıdır:

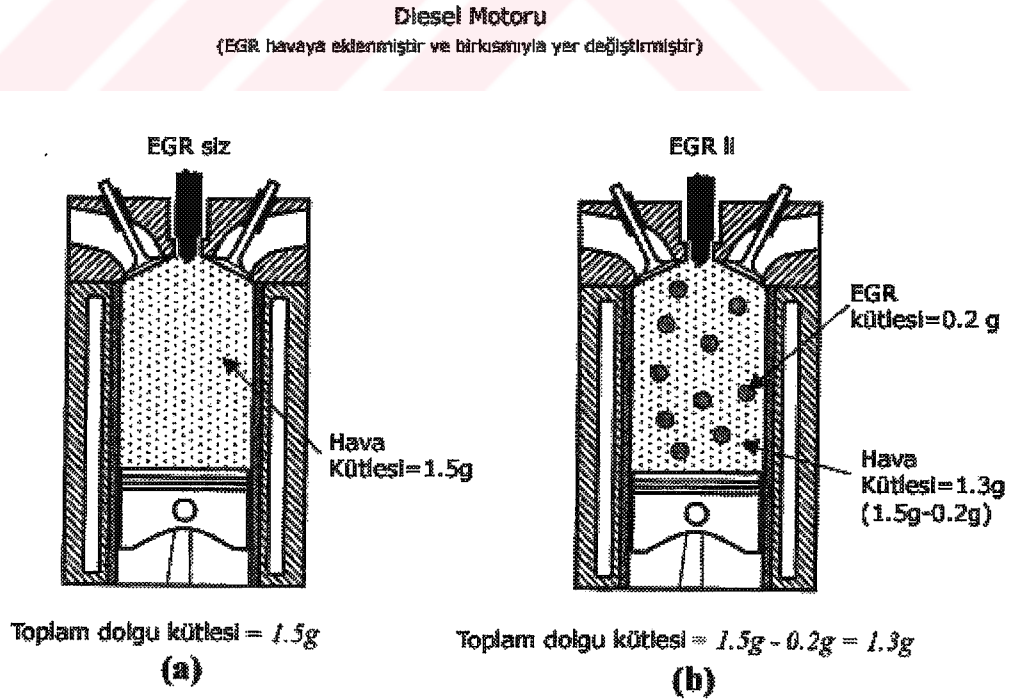
- 1) EGR'nin NO_x ve diğer emisyonlar üzerindeki etkisi
- 2) EGR'nin motor performans karakteristikleri üzerindeki etkisi

Bunların dışında EGR'nin uygulama yöntemleri ve kontrolü gibi konular da önemlidir.

EGR, temelde çok basit bir mekanizma gibi görünse de, sıra analize geldiğinde yukarıda belirtilen konularda uzlaşma sıkıntıları yaşanmaktadır. Birçok makalede EGR'nin analizi değişik açılardan yapılmaktadır ve mekanizmaları açıklayan çeşitli matematiksel ifadeler ve çeşitli teoriler bulunur. Bunun en basit örneği geri dönüştürülen gazın formülasyonundaki çeşitliliklerdir. Bunların dışında geri dönüştürülecek gazın sıcak, soğuk veya kontrolsüz bir şekilde sisteme aktarılması konusunda bile çeşitli fikirler mevcuttur.

2.1 Diesel Motorlarda EGR

Diesel motorlardaki NO_x kontrolü için yapılan EGR uygulamaları, Otto motorlarında yapılanlardan farklıdır. Şekil 2.1 Diesel motorda EGR uygulama yöntemini göstermektedir.

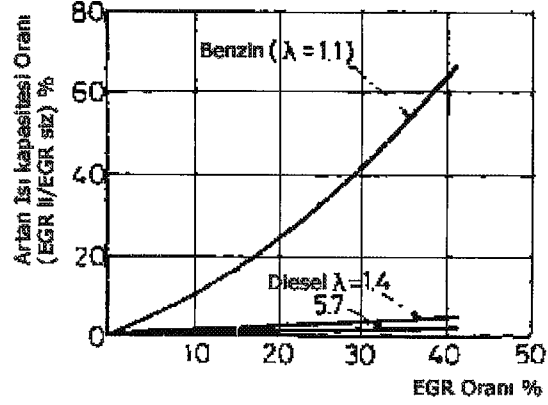


Şekil 2.1 EGR'nin Diesel motorlarında uygulanışı (Ladommatos vd., 2000)

EGR'nin Diesel motorlarda uygulanması Şekil 2.1a ve 2.1b'de görülmektedir. Otto motorlarından farklı olarak, Diesel motorlarda güç çıkışını kontrol için gaz kelebeği kullanılmaz. Bununla birlikte, Diesel motorlarda belirlenen motor çalışma koşullarında silindir içine mümkün olduğunca fazla hava alınması amaçlanır. Şekil 2.1a doğal hava emişi Diesel motoru silindirinin EGR' siz şekilde, örneğin 1.5g hava içerideyken çalıştırılmasını göstermektedir. Örneğin 0.2g'lık bir EGR uygulanması Şekil 2.1b'de olduğu gibi, 0.2g havanın EGR ile yer değişmesi ile sonuçlanmaktadır (hava ile EGR arasındaki yoğunluk farkı ihmal edilmektedir). Bu durum, içerde bulunan temiz havanın azalmasına yol açar; EGR'siz 1.5g olan temiz hava EGR ile 1.3g'a düşmüştür. Ancak, herhangi bir tork ve güç çıkışı için silindire püskürtülen yakıt miktarı sabit kalmalıdır; bu olay düşük hava-yakıt oranında motorun çalışmasına neden olmaktadır. Bu hava-yakıt oranındaki düşüş egzoz emisyonlarında çok önemli etkilere sahiptir (Ladommatos vd., 2000) .

Sonuç olarak, Diesel motorlarında EGR, emme havasındaki oksijeni düşüren ve emme dolgusundaki termal ısı kapasitesini yükselten bir dolgu yer değiştirmesi olarak tanımlanır.

Stokiometrik ya da stokiometrik koşullara çok yakın koşullarda işletilen Otto motorlarında yanma sonucu çıkan egzoz gazları başlıca CO₂, su buharı ve azotu kapsar. Buna karşın Diesel motorlarının egzoz gazlarında, daha düşük CO₂ ve daha yüksek O₂ konsantrasyonları bulunmaktadır. Bunun nedeni ise farklı yakıt formülasyonları, motor emme karakteristikleri ve Diesel motorlardaki fakir karışımli koşullardır. Diesel motorlar ve Otto motorlarındaki egzoz gazlarının kimyasal bileşimlerdeki farklılıklardan dolayı Diesel motorların egzoz gazlarının ısı kapasiteleri, Otto motorundakilerle karşılaştırıldığında belirgin bir azalma görülür. Şekil 2.2 incelendiğinde, aynı EGR oranında Otto motorunun silindir içindeki ısı kapasitesi Diesel motoruyla karşılaştırılırsa belirgin bir büyüklük göze çarpar. Bu bulgular, Diesel motorundaki EGR'nin NO_x oluşumu üzerindeki etkilerinin Otto motorundakinden farklı olduğunu doğrulamaktadır. Bundan dolayı, NO_x üretiminin EGR kullanarak azaltılmasında Otto motorları için geçerli olan ısı kapasitesi hipotezi Diesel motorlara uygulanabilir olmayabilir (Bowen, 1998).



Şekil 2.2 Diesel ve Otto motorlarında EGR'nin silindir dolgusunun ısı kapasitesine etkisi

2.2 Diesel Motorda EGR Uygulama Yöntemleri

Diesel motorlarda EGR uygulama yöntemleri üç şekilde sınıflandırılabilir.

2.2.1 Emiş Hava Kütlesine Göre Sınıflandırma

Bu yöntemlere göre EGR ikiye ayrılır:

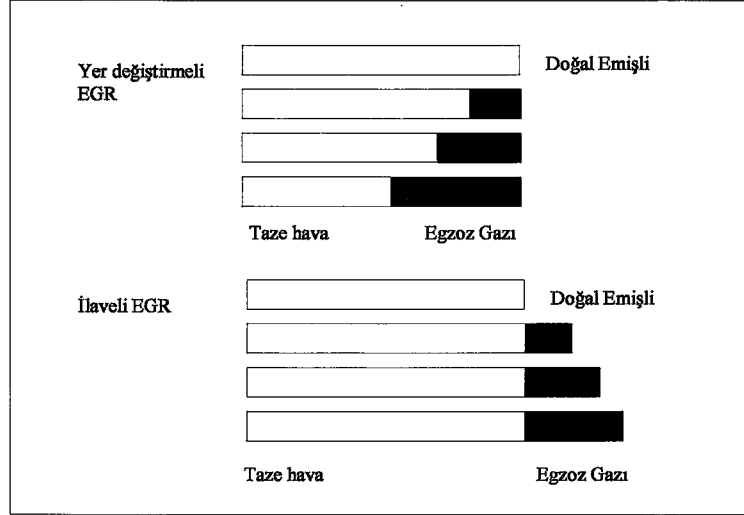
a) İlaveli EGR:

İlaveli EGR yönteminde, sistem emiş hava kütlesini, normaldeki emme hava kütlesiyle eşit tutmaya çalışılır. Daha sonra giriş basıncı EGR oranı ile orantılı olarak artırılır.

b) Yer değiştirmeli EGR:

Yer değiştirmeli EGR yönteminde, sistem emiş debisini, genellikle kütle debisini ve EGR oranını değiştirirken normal emiş durumundaki koşullarla aynı tutmaya çalışılır.

Şekil 2.3'de iki ayrı EGR türü ile elde edilmiş giriş dolgu kompozisyonlarının karşılaştırması verilmiştir. İlaveli EGR turboşarjlı motorlarda en iyi şekilde uygulanırken, yer değiştirmeli EGR daha çok turboşarjsız motorlarda kullanılmaktadır.



Şekil 2.3 İlaveli ve Yer değiştirmeli EGR'nin şematik gösterimi (Bowen, 1998)

2.2.2 Silindire Alınan Hava Sıcaklığına Göre Sınıflandırma

Bu yöntemle göre de EGR ikiye ayrılır:

a) Soğuk EGR

Soğuk EGR'de geri dönüşümü yapılacak olan egzoz gazları soğutulmuş emme sıcaklığının sabit kalması sağlanır. Tipik olarak bu emme sıcaklığı yaklaşık olarak atmosferik koşullardadır.

b) Sıcak EGR

Sıcak EGR'de emme dolgusu yüksek bir sıcaklıktadır ve önemli ölçüde yüksek sıcaklığa sahip egzoz gazının emme havası ile yer değiştirmesine bağlı olan EGR oranı arttıkça aşamalı olarak yükselmektedir. Emme sıcaklığındaki artış düşük EGR oranlarında minimal düzeyde olup yüksek egzoz gazı geri dönüşümlerinde önemli ölçüde artmaktadır.

EGR'nin NO_x düşüşündeki maksimum potansiyeli soğutulmamış geri dönüşüm gazı kullanıldığında elde edilemez, çünkü atmosferik hava koşullarına göre hayli yüksek olan emme dolgusu sıcaklığı yanma sıcaklığın yükselmesine ve dolayısıyla NO_x oluşumuna ve EGR'nin faydasından sapmasına neden olur. Sıcak EGR soğuk EGR'ye göre daha yüksek kurum ile CO , CO_2 ve HC emisyonları oluşturur. Sıcak EGR'nin diğer etkileri :

1. Motor performansındaki aşağıdaki maddelerin azalmasından dolayı kötüleşme
 - i) Motor volümetrik verimi
 - ii) Her bir çevrimdeki dolgu kütlesi
 - iii) Maksimum silindir basıncı
2. Motor sıcaklığının yükselebilirliği
3. Yükselmiş partikül emisyonları, veya daha spesifik olarak partiküllerin karbon isi yüzdesi.

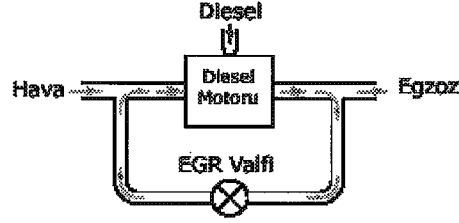
Bu etkileri hafifletmek için soğuk EGR kullanımı daha yararlı görünmektedir :

1. Soğuk EGR'de sıcak EGR'ye göre en düşük NO_x emisyonları elde edilebilmektedir.
2. Soğuk EGR emme akış değerlerini atmosferik koşullarda tutarak düşük volümetrik verim ve olası motor ısınmalarını ortadan kaldırır.
3. Soğuk EGR sıcak EGR'ye göre egzoz ürünlerinin daha fazla akmasını sağlayarak EGR potansiyelini yükseltmektedir.
4. Soğuk EGR sıcak EGR'ye göre emme dolgusunun volümetrik akış değerini sabit tutarak motorun volümetrik verimini dolayısıyla motor performansını artırır.
5. Soğuk EGR motorun volümetrik veriminin yüksek olduğu durumlarda silindir içerisinde bol miktarda oksijen bulunmasına bağlı olarak oluşan partiküllerin artmasını durdurur.

Sonuç olarak geri dönüşüm yapılmış egzoz gazının motor karakteristiğine etkisini inceleyen soğuk EGR'nin motor performansı ve diğer egzoz emisyonları açısından daha kazançlı olduğu söylenebilir (Zheng vd., 2003) .

2.2.3 EGR'nin Uygulama Basıncına Göre Sınıflandırma

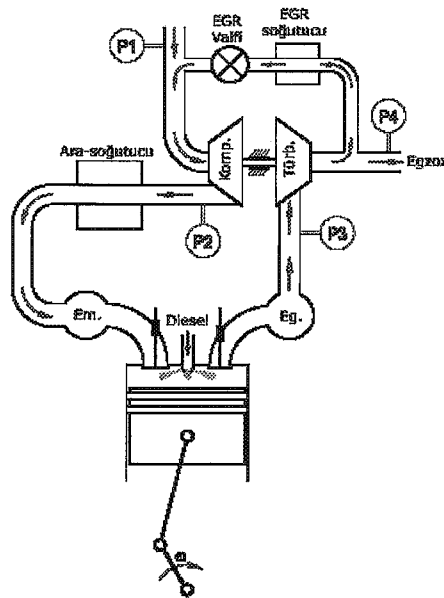
Doğal emişli (atmosferik) Diesel motorlar için EGR, uygulanması karmaşık olmayan bir olaydır, çünkü egzoz borusunun geri basıncı normalde emme basıncından daha yüksektir. Akış yolu egzoz ve emme manifoldları arasında tasarlanırsa ve kısma valfi ile düzenlenirse, Şekil2.4'te görülebilen egzoz gazı geri dönüşümü kurulmuş olur. Basınç farkları genellikle arzu edilen miktarda EGR akışı oluşturmaya yeterlidir. Sadece boşta çalışma sırasında, gerekli basınç farkını oluşturmak için egzoz borusunda kısmi bir kısılma yaratılabilir.



Şekil 2.4 Egzoz Gazı Geri Dönüşümü (EGR) (Zheng vd., 2003)

2.2.3.1 Düşük Basınç Çevrimli EGR

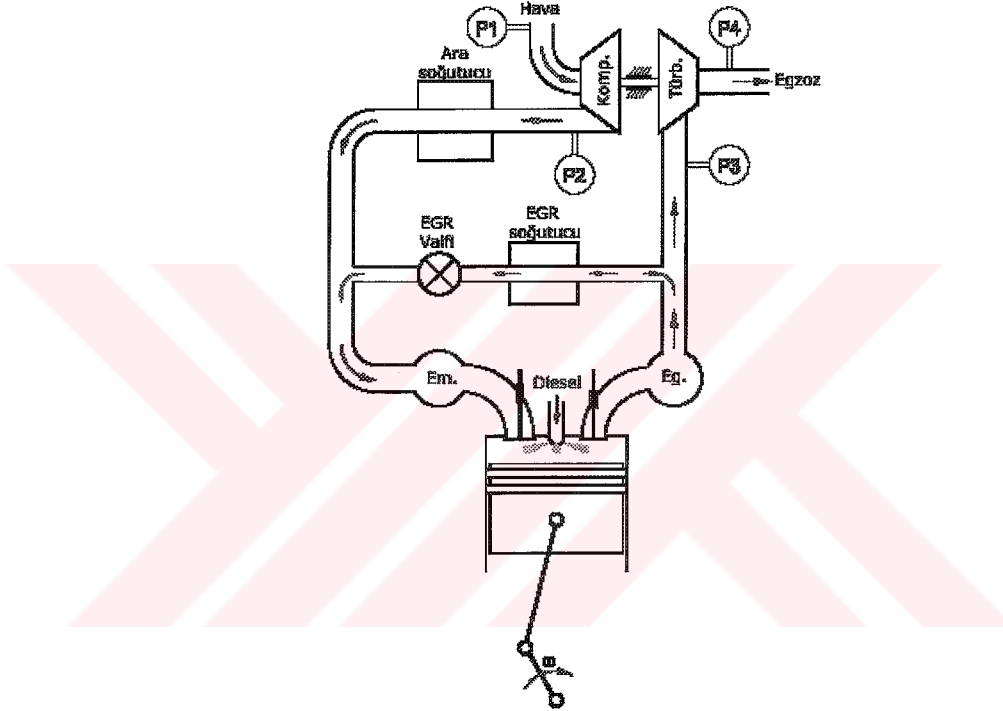
Modern Diesel motorlar genelde turboşarjlıdır ve bu nedenle Diesel motorlara EGR uygulanması daha zordur. *Düşük basınç çevrimli EGR*, bu zorluğu aşmada başarılı olabilir, çünkü türbin çıkışı ve kompresör girişi arasında genelde pozitif bir basınç farkı mevcuttur; (Şekil 2.5). Ayrıca, egzoz borusu basıncı kısmi kısılma ile yükseltilebilir ve bu EGR akışı için yeterli kullanım basıncını sağlar. Ancak, geleneksel kompresörler ve ara soğutucular (inter-cooler) Diesel egzozunun sıcaklığına ve bozuculuğuna dayanmak için tasarlanmamıştır. Sonuçta, EGR'nin düşük basınçla çevrimi yaklaşımı, egzoz gazına göre tasarlanan kompresörler haricinde uygulanabilir değildir. Egzoz gazını, türbin çıkışından, kompresörü atlayarak, ara soğutucu çıkışına doğrudan bağlama çabaları da gösterilmiştir. Bu, egzozun sistemi bozma problemini önlese de itme basıncına (boost pressure) karşı koymak için bağımsız bir EGR pompasının kullanımı zorunlu hale gelmektedir. Özel EGR pompalarının, önemli değerdeki pompalama gücü ihtiyaçları için, egzozun ısı ve kirleticiliğine dayanması gereklidir (Zheng vd., 2003).



Şekil 2.5 Düşük basınç çevrimli EGR (Zheng vd., 2003)

2.2.3.2 Yüksek Basınç Çevrimli EGR

Düşük basınçlı çevrim dışında, tercih edilen uygulama egzoz gazının türbin girişinden kompresör çıkışına (veya uygulanabilirse ara soğutucunun çıkışına) geri çevrilmesidir. Bu işlem *yüksek basınç çevrimli* EGR olarak adlandırılır (Şekil 2.6). Kompresör ve ara soğutucu böylece egzoz etkisinde olmayacaktır. Ancak, böyle bir yüksek basınç çevrimli EGR, sadece türbin giriş basıncı itme basıncından yeterli derecede yüksekse uygulanabilir. Basınç farkının turboşarj ve motor arasında normal orana uymaması durumunda çözüm, türbin giriş basıncını yükseltmek veya itme basıncını düşürmekle elde edilebilir.



Şekil 2.6 Yüksek basınç çevrimli EGR (Zheng vd., 2003)

2.2.3.3 Değişken Geometrilili Türbin Yöntemi

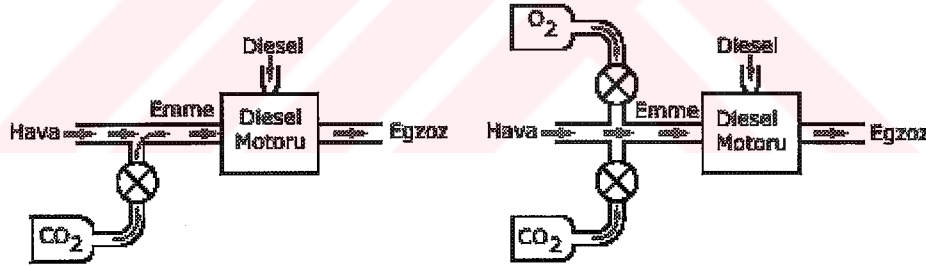
Yukarıdaki yöntemlerle bazı aralıklarda sistemi çalıştırmak mümkün olsa bile, en başta tercih edilen yöntem, değişken geometrilili türbin (DGT - Variable Geometry Turbine, VGT) yöntemi olup, turboşarjlı motorun performansını büyük ölçülerde düşürmeden efektif olarak istenen EGR kullanım basıncını sağlayabilmektedir. Bu çeşit sistemlerde EGR'nin kontrolü, DGT kontrolü ile yakından ilgilidir. Türbin nozullarının akış yolunun küçülmesi, türbin giriş basıncını artırıp itme basıncını azaltacaktır.

EGR akış elemanları, kanalları ve valflerinin itme basıncına dayanabilmesi (genelde 1-2 bar manometrik basınç) ve ayrıca sızıntı serbestliği sağlanması gerektiği unutulmamalıdır. Motor egzozundan ara soğutucuya kadar olan kanal bölümü ayrıca 100-600°C arasında olan egzoz sıcaklığına dirençli olmalıdır. Isıl genişlemeyi absorbe etmek ve mekanik titreşimi azaltmak için, kanal esnek yapıda olmalıdır; örneğin paslanmaz çelik körtükler kullanılabilir. EGR akış oranını kontrol etmek için, EGR valfi açıklığı elektronik kontrollü vakum ile veya basınç diyaframı düzeneği ile ayarlanmalıdır (Zheng vd., 2003) .

2.2.4 Laboratuvar ortamında modellenmiş motor EGR uygulaması

Yukarıdaki gerçek motor EGR uygulama yöntemlerine ek olarak , EGR'nin etkisi, *gaz ekleme* ya da *yapay gaz* yöntemleri ile deneysel olarak modellenebilir; bu işlemler özellikle temel EGR çalışmaları için çok kullanışlıdır.

Modellenmiş EGR işlemlerinde, EGR benzeri emme karışımları, taze hava ve/veya dışarıda depolanan gazlarla sentezlenir. Bu tip modelleme yaklaşımları EGR'nin başlıca karakteristiklerini, kısa süreli olarak sıcaklık, basınç, konsantrasyon ve debisi değişen egzoz gazlarını kullanmadan, kesin ve sürekli olarak ortaya çıkarabilir.



Şekil 2.7 Modellenmiş EGR işlemi için gaz ekleme yöntemi (Zheng vd., 2003)

EGR'nin etkileri, örneğin sıkıştırılmış CO₂ gazı tüpleriyle olabileceği gibi, dış depolama ünitesinden eklenen CO₂ ile de verimli bir şekilde modellenebilir (Şekil 2.7). Birçok durumda hava, emiş dolgusunun esas bileşenidir. CO₂ bileşimi bir CO₂ düzenleyici aygıt sayesinde isteğe göre ayarlanabilir. Eklenen CO₂'nin molar konsantrasyonu arttıkça, emme karışımındaki O₂ ve N₂'nin molar konsantrasyonları doğrusal olarak azalır;

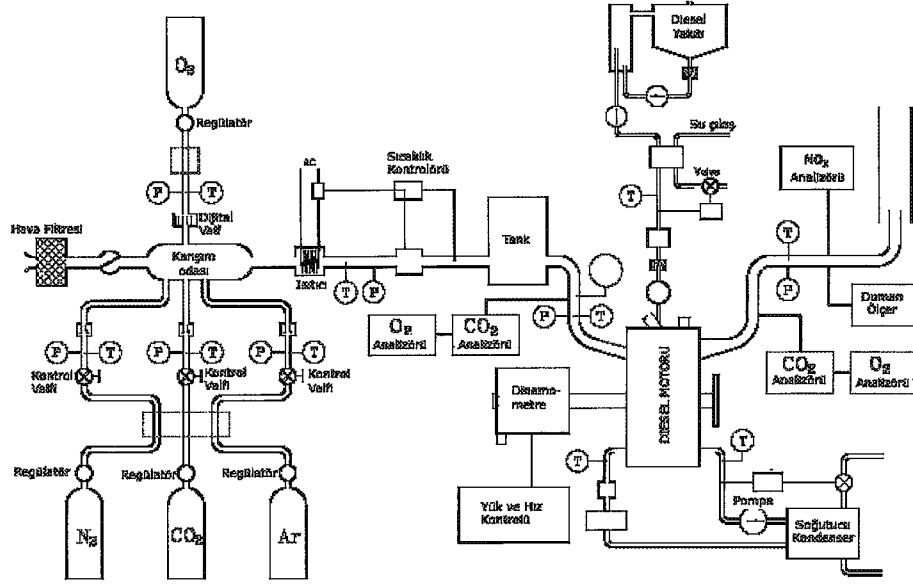
$$\begin{aligned} x_{O_2} &= 0,21.(1 - x_{CO_2}) \\ x_{N_2} &= 0,79.(1 - x_{CO_2}) \end{aligned} \quad (2.1)$$

Emme karışımı, dışarıdan sentezlendiği için motor çalışma koşullarından bağımsızdır, bu olay silindir içi yanma kalitesi ve EGR bileşimi arasında özde olan ilişkiyi etkin olarak kesmektedir. Böylece, egzoz özelliklerinin çevrimsel farklılıkları emilen gazlarda değişikliklere yol açmayacaktır. Bunun sonucunda CO₂ eklenmesinin veya O₂ seyreltmesinin etkileri bağımsızca araştırılabilir. Sistemin çalışması, aşırı derecede yüksek oranlardaki EGR'ye karşın eşit koşullarda daha iyi kontrol edilmektedir, bu da emmedeki yüksek CO₂ ve düşük O₂ bileşenleri açısından EGR'nin limitlerini incelemek için idealdir.

Tek gaz ekleme metodu, ek gazların eklenmesiyle geliştirilebilir. O₂ ikincil eklenen gaz olarak kullanıldığında, CO₂ konsantrasyonu dengeleme gazı N₂ karşısında değişirken O₂ seviyesi sabit tutulabilir. Böylece, motor çalışmasında tek başına CO₂ eklemenin etkileri, örneğin termodinamik etkiler, gösterilebilir.

Ayrıca, yapay atmosfer yaklaşımı kapsamlı EGR araştırmalarına adapte edilebilir. Yapay gaz metodu, tüpte depolanmış gazların maliyetlerinin belirgin artışına rağmen, keyfi olarak tahsis edilen emme basıncı, sıcaklığı ve kompozisyonlarını motor çalışma koşullarından ve ortamdan bağımsız olarak üretebilir. Buna ek olarak, ileri derecede dengesiz koşullarda gerçek geri çevrilen gazlar yüksek konsantrasyonda yanıcı madde içerirken, bu çeşitli modellenmiş EGR hiç yanıcı madde içermez. Yanıcı madde yokluğu gerçek motor EGR uygulamalarındaki sistemlerden temelde ayrılmaktadır, ama bu olay çok yüksek derecede CO₂ eklenmesi ve O₂ seyrelmesi ile motorun kararlı çalışmasına yardımcı olur.

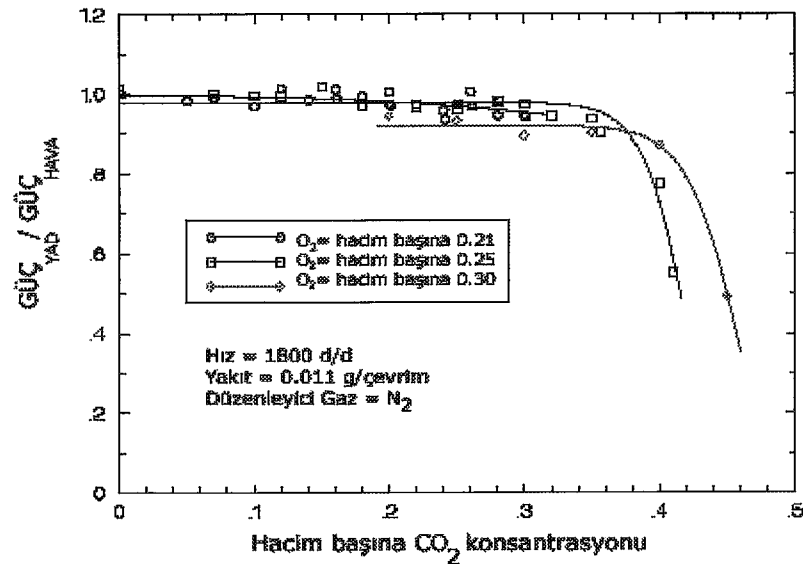
Örnek bir yapay atmosfer motoru test diyagramı Şekil 2.8'de görülmektedir, ve burada çeşitli asal gazlar kullanılarak EGR'nin gerçekte olmayacak çalışma koşullarında incelenme imkanı vardır. Kullanılan asal gazlar arasında, argon en yüksek özgül ısı oranına sahiptir ve yanma sırasındaki oksidasyondan veya disosiasyondan etkilenmemektedir. Buna karşın, karbondioksit en düşük özgül ısı oranına sahiptir ve yüksek sıcaklık altında hafif moleküllerle ayrışmaya yatkındır. Argon, CO₂ tarafından yaratılan termodinamik özellik değişimlerini dengelemede kullanılabilir. Nitrojen gazı havaya benzer termodinamik özelliklere sahiptir ve yüksek sıcaklık altında oksitlenip nitrojen oksitleri oluşturabilir (Zheng vd., 2003) .



Şekil 2.8 Yapay atmosfer metodu (Zheng vd., 2003)

Her asal gazın yalıtılmış etkilerini çalışarak, EGR'nin motorun çalışması ve emisyon kontrolündeki etkileri belirlenebilir. Ancak, modellenmiş EGR'den elde edilen her sonuç su buharı eklenmesi ile ve sonunda gerçek motor EGR testleriyle doğrulanmalıdır.

Birçok makalede , yapay yolla yapılan EGR'nin, gerçek EGR'den daha yüksek EGR oranlarına izin verdiğini göstermiştir. Şekil 2.9 gerçek EGR ile uygulanamayan çalışmada, yüksek CO₂ uygulandığında örnek test düzeninden elde edilen güç eğrilerini göstermektedir. Sonuç olarak, güç kaybı yalnız başına yüksek EGR oranlarını tolere edebilmektedir.



Şekil 2.9 Yapay atmosferli Diesel motorunun güç grafiği (Zheng vd., 2003)

2.3 EGR Oranının Matematiksel Tanımları

Daha önceki bölümde kısaca belirtildiği gibi, geri dönüşümü sağlanan egzoz gazlarının miktarını belirlemede kullanılan çok sayıda matematiksel tanım vardır. Sonuç olarak, egzoz gazı geri dönüşüm miktarını (EGR oranı) veren standart bir EGR denklemi mevcut değildir. Standartlaşmadaki bu eksiklik deney sonuçlarında yanlış anlama ve yanlış yorumlamaya sebebiyet vermektedir ve yayınlanmış makalelerin sonuçlarıyla karşılaştırma yapılarak bir değerlendirme yapmak mümkün olmamaktadır.

Çeşitli analizlere bağlı olarak çıkarılmış çok çeşitli EGR matematik tanımı olmasına rağmen genellikle üç basit denklem üzerinde durulur. Bu denklemler ne kadar egzoz gazının motora geri dönüşümü yapılmış olduğunu vermektedir:

1. Kütle Bazlı EGR:

$$\%EGR_m = \frac{m_{EGR}}{m_{EMME}} \times 100\% = 1 - \frac{m_{HAVA}}{m_{EMME}} \times 100\% \quad (2.2)$$

m_{EGR} = Geri dönüşümü yapılmış egzoz gazının kütlesi

m_{EMME} = EGR'li halde toplam dolgu kütlesi

m_{HAVA} = İçeri alınan hava kütlesi ($m_{EMME} = m_{EGR} + m_{HAVA}$)

2. Hacim Bazlı EGR:

$$\%EGR_v = \frac{\dot{V}_{HAVA_0} - \dot{V}_{HAVA_{EGR}}}{\dot{V}_{HAVA_0}} \times 100\% = \frac{\dot{V}_{EGR}}{\dot{V}_{HAVA_0}} \times 100\% \quad (2.3)$$

\dot{V}_{HAVA_0} = EGR'siz halde içeri alınan hava yüzdesi

$\dot{V}_{HAVA_{EGR}}$ = EGR'li halde içeri alınan hava yüzdesi

\dot{V}_{EGR} = Geri dönüşümü yapılmış egzoz gazı hacmi

3. Karbondioksit Konsantrasyonu Bazlı EGR

$$\%EGR_{CO_2} = \frac{\%CO_{2(emme)} - \%CO_{2(çevre)}}{\%CO_{2(egzost)} - \%CO_{2(çevre)}} \times 100\% \quad (2.4)$$

$\%CO_2$ (emme) = EGR'li emme gazı CO_2 konsantrasyonu (% hacim)

$\%CO_2$ (egzoz) = EGR'li egzoz gazı CO_2 konsantrasyonu (% hacim)

$\%CO_2$ (çevre) = Ortamdaki CO_2 konsantrasyonu (% hacim)

Bu üç formül arasındaki ilişki her zaman eşit değildir. Hacim bazlı EGR tanımı CO_2 konsantrasyonu bazlı tanıma eşit olmasına rağmen kütle bazlı tanıma uygun değildir. Ayrıca bu ilişkiler hem EGR hem de motor çalışma koşullarına (örneğin, hız, yük) bağlıdır:

i. Eğer geri dönüşüm egzoz gazı soğutulmuşsa :

$$T_{EGR} = T_{EMME}$$

$$EGR_m = EGR_v = EGR_{CO_2} \quad (2.5)$$

ii. Eğer geri dönüşüm egzoz gazının yüksek sıcaklığı korunmuşsa:

$$T_{EGR} = T_{EGZOST} \text{ veya } T_{EGR} > T_{EMME} \quad (2.6)$$

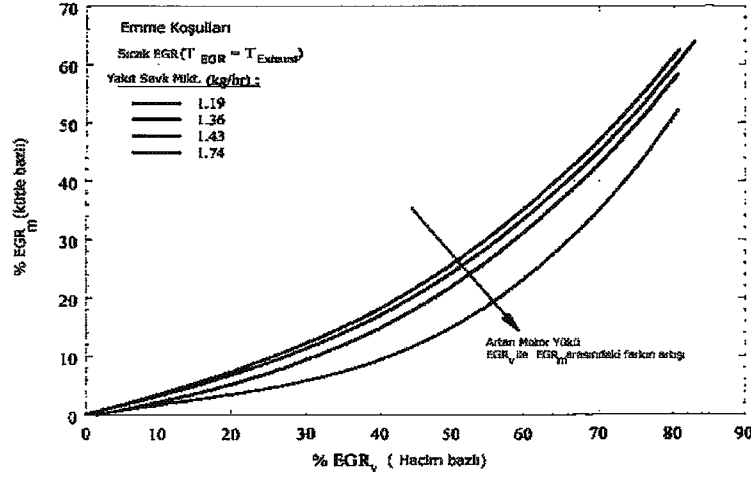
$$EGR_m < EGR_v (= EGR_{CO_2})$$

T_{EMME} = İçeri alınan havanın sıcaklığı

T_{EGZOST} = Egzoz gazı sıcaklığı

T_{EGR} = Geri dönüşümü yapılmış egzoz gazı sıcaklığı

Şekil 2.10'de belirtildiği gibi yüksek EGR sıcaklığında EGR_v ve EGR_{CO_2} büyük ölçüde EGR_m den büyüktür. (genellikle 2 ya da 3 kat büyüktür). Motor yükü arttırıldığında EGR_v ve EGR_m farkının da arttığı görülmektedir. Sonuç olarak, standardizasyonun olmadığı bu durumda, emme çalışma koşullarının ve EGR oranının nicel değerlendirmesine bağlı belirli dokümantasyonlar, deney sonuçlarının doğru değerlendirilmesi ve daha sonraki işlemler için kritik bir önem taşımaktadır (Zheng vd., 2003).



Şekil 2.10 Sıcak EGR koşullarında EGR_V ve EGR_m arasındaki ilişki ($T_{EGR} = T_{EGZOST}$)

2.4 EGR'nin Diesel Motora Etkileri

Günümüzde birçok Diesel motorda, içerisinde büyük oranda N_2 , CO_2 , H_2O ve O_2 bulunan egzoz gazlarının, yüzde 50'ye kadar çeşitli oranlardaki kısmı temiz hava dolgusunu seyrelterek NO_x emisyonu kontrolü için emme kanalına geri gönderilir. EGR'nin motor üzerindeki çeşitli etkilerini inceleyen birçok makale yayınlanmasına rağmen, halen yanıtlanmamış sorular mevcuttur. Özellikle ticari kullanımdaki püskürtme sistemlerinin kullanıldığı, gerçek üretimdeki motor geometrilerine sahip ve gerçeğe uygun yük ve devir koşullarındaki, pratik EGR oranlarının ve kompozisyonlarının belirlenmesinde sorunlar mevcuttur. EGR'nin spreyl oluşumu, yanma, emisyonlar, çevrimsel farklılıklar üzerindeki etkileri aşağıdaki şekilde özetlenebilir (Arcoumanis vd., 1995).

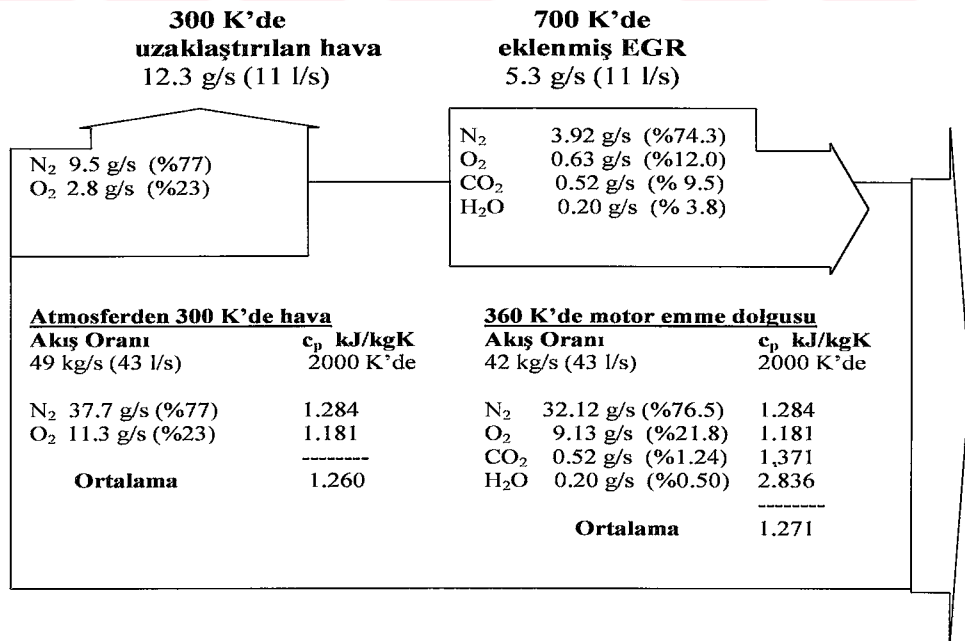
- i. EGR alev sıcaklığını ve sonuçta NO_x emisyonlarını düşürür bununla beraber silindir dolgusunun ısıl kapasitesi artmış olur.
- ii. EGR tutuşma gecikmesine iki karşılıklı mekanizma ile etki eder. Ortalama emiş havası sıcaklığı yükseldiği için tutuşma gecikmesi azalmakta bunun karşısında CO_2 ve N_2 'nin seyreltme etkisiyle O_2 konsantrasyonunun azalması sonucu TG artmaktadır. Genelde araştırmalarda ikinci etkinin daha baskın olduğu ve EGR oranlarının artmasıyla TG' de bir artış gözlemlendiği belirtilmiştir.
- iii. EGR'nin bileşenlerinden olan NO_x , basınç artış oranını (dp/dt_{eta}) arttırırken CO_2 maksimum basınç değerlerini azaltmaktadır.
- iv. EGR'nin genelde partikül emisyonlarını arttırmasına karşın, CO_2 'nin seyreltme etkisi nedeniyle emisyonların azaldığı durumlarda gözlemlenmiştir.
- v. EGR motor aşınmasını arttırır

- vi. EGR'nin düşük devir ve yüklerde özgül yakıt tüketimine az miktarda etkisi vardır.
- vii. EGR, sprey oluşumuna ortalama emiş havası sıcaklığının artması ve dolgu yoğunluğunun artması nedeniyle etki etmektedir.
- viii. EGR, emiş havasındaki O₂ konsantrasyonlarına, stokiometrik alev sıcaklığını ve alev yapısını değiştirerek müdahale eder, bu da yanma süresine etki eder.
- ix. EGR'nin bileşenleri olan NO_x ve CO₂ seyreltme etkisi alev parlaklığını düşürmekte sonuç olarak yanma sıcaklığını ve is oluşumunu azaltır.

Yukarıda belirtilen etkiler ilerideki bölümlerde detaylı şekilde açıklanacaktır. Bunların açıklanmasından önce ilk olarak bu etkilerin oluşmasına asıl sebep olan emiş dolgusundaki değişimler incelenecektir. EGR'nin emiş dolgusundaki etkileri incelendikten sonra bahsedilen konuların kavranması daha kolay olacaktır.

2.4.1 EGR'nin emiş dolgusuna etkisi

EGR'nin bir Diesel motora uygulanması, motorun çalışmasında bir takım etkilere sebep olur. Şekil 2.11, EGR'nin 32:1'lik bir hava-yakıt oranında çalışan varsayımsal bir Diesel motorun emiş dolgusundaki etkilerini özetlemektedir. Şekilde, örnek olarak, emilen hava akım hacim oranının %25'inin çıkarılarak yerine aynı hacim oranında 700 K sıcaklığında EGR'nin yerleştirildiği gösterilmektedir. Şekil 2.11'den anlaşılacağı gibi, aşağıda tartışılacak olan bu olayın motor emiş dolgusuna bir takım etkileri vardır (Ladommatos vd., 2000).



Şekil 2.11 %25 sıcak EGR oranında emiş dolgusunun durum analizi
(32:1 hava-yakıt oranındaki Diesel motoru için) (Ladommatos vd., 2000)

EGR'nin emiş dolgusuna etkilerini aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz:

2.4.1.1 Emiş Dolgusu Kütlesindeki Azalma (Termal Kısma)

Şekil 2.11, EGR'nin emiş dolgusuna yaptığı ilk büyük etkiyi örneklemiştir. Şekil, motora uygulanan sıcak EGR'nin, emiş dolgusunda azalmaya sebep olduğunu göstermektedir. Emiş kütlesi oranındaki bu azalma, daha az yoğunluktaki sıcak EGR'nin görece daha yoğun soğuk havayla değıştirilmesiyle meydana gelen artışın sebep olduğu motor volümetrik verimindeki düşüşten kaynaklanır. Emiş dolgusu kütlesindeki bu azalma EGR'nin *termal kısma etkisi* olarak adlandırılmıştır (Ladommatos vd., 2000).

2.4.1.2 Emiş Dolgusunun Oksijen Konsantrasyonundaki Azalma (Seyreltme Etkisi)

Şekil 2.11, emiş havasının bir kısmının EGR ile değıştirilmesinin, yakıtın yanması için motor silindirlerine giren O_2 'nin kütleel debisindeki önemli bir azalmaya sebep olduğunu göstermektedir. Ancak, O_2 'deki bu azalmanın büyük kısmı volümetrik verimden (termal kısma) kaynaklanmaktadır. Azalmanın diğer kısmının oluşma sebebi ise EGR'nin, yerini aldığı havaya göre O_2 yönünden daha fakir olmasıdır. O_2 konsantrasyonundaki bu sonraki azalma EGR'nin *seyreltme etkisi* olarak adlandırılmıştır. Dikkate değer miktarda yayınlanmış çalışma, emiş dolgusu O_2 konsantrasyonundaki değışmelerin NO_x ve partikül emisyonlarını önemli bir şekilde etkilediğini göstermektedir. Örneğın, emiş dolgusunu O_2 yönünden zenginleştirilmesi NO_x emisyonunun artışına ve partikül emisyonlarının azalmasına sebep olmaktadır (Ladommatos vd., 2000) .

2.4.1.3 Emiş Dolgusuna Yanma Ürünlerinin Eklenmesi (Kimyasal Etki)

Şekil 2.11 EGR'nin, yakıtın yanmasıyla oluşan, CO_2 ve H_2O buharı ihtiva ettiğini göstermektedir. EGR ile, motor emiş dolgusunun yaklaşık %1.24'ü CO_2 , %0.5'i H_2O buharıdır. Bu bileşenlerden ikisi de yanma sırasında geçerli olan yüksek sıcaklıkta ayrışabilir ve ayrışmanın ürünleri muhtemelen yanma işleminde yer alır. Örneğın, Zeldovich mekanizması yoluyla azot oksit üretiminde ve is ve onu oluşturan bileşenlerin okside olmasında rol alabilecek atomal O_2 ve Hidroksil radikalleri üretilebilir. Bu potansiyel etkiye EGR'nin *kimyasal etkisi* denir (Ladommatos vd., 2000).

2.4.1.4 Emiş Dolgusunun Isıl Absorbsiyon Kapasitesindeki Artış (Termal Etki)

şekil 2.11, motor emiş dolgusunun ortalama özgül ısı kapasitesinin EGR ile, havayla karşılaştırıldığında biraz daha fazla (yaklaşık %1) olma eğilimine sahip olduğunu göstermektedir. Ortalama zgl ısı kapasitesindeki bu ufak artış, hem CO₂'nin hem de H₂O buharının özgül ısı kapasitelerinin Azot ve O₂'inkilerden daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Emiş dolgusunun özgül ısı kapasitesindeki bu artışa EGR'nin *termal etkisi* denilmektedir. Geçen süre zarfında EGR'nin, prensipte emiş dolgusu özgül ısı kapasitesini arttırarak NO_x egzoz emisyonunu bastırđıđı ne sürülmüştür. Ancak, Wilson ve arkadaşları bunun emiş dolgusu O₂ konsantrasyonundaki azalmaya göre ikincil bir etken olduğunu göstermiştir (Ladommatos vd., 2000).

2.4.1.5 Emiş Dolgusu Sıcaklığındaki Artış

Son olarak, EGR ile soğutucu emiş havası karıştığında, motora sağlanan emiş dolgusunun sıcaklığı artar. Bunun sebep olduğu volümetrik verim düşüşünden tamamen ayrı olarak, daha yüksek sıcaklıktaki emiş dolgusu sıkıştırma zamanı sonunda ve yanma işlemi sırasında silindir gaz sıcaklığını da arttırır. Sıkıştırılmış dolgu sıcaklığındaki bu genel artış EGR'nin *emiş sıcaklık etkisi* olarak adlandırılmaktadır. Yıllar boyunca, bir takım araştırmacılar, EGR'nin emiş dolgusuyla karıştırılmadan önce soğutulmasının NO_x egzoz emisyonlarını azalttığını gözlemlemiştir. Ancak bu tekniğin yüksek düzeydeki EGR uygulamaları için daha az etkili olduğu görülmüştür (Ladommatos vd., 2000).

2.4.2 EGR'nin NO_x Emisyonlarına Etkisi :

Diesel egzoz gazları, termodinamik açıdan önemli miktarlarda CO₂, H₂O, N₂ ve O₂ ve termodinamik olarak önemsiz ancak çevresel açıdan zararlı miktarlarda CO, HC, NO ve is içerir. Modern Diesel motorlarda, başta bahsedilen ürünlerin miktarı egzozun %99'undan fazlasını oluştururken, sonraki kirletici olanlar %1'den az miktardadır. Bu sebeple amaç, Diesel EGR uygulanmasının prensip nedeni olan g ve verimlilikteki minimum azalmayı korurken, termodinamik özellikleri ve silindir dolgusundaki O₂ konsantrasyonunu kontrol ederek kirleticileri azaltmaktır.

Yanma sonucu ulaşılan yüksek sıcaklıklarda, havanın içerisindeki azotun oksijen ile birleşmesi sonucu azot oksitler meydana gelmektedir. NO_x içerisindeki ana eleman olarak genellikle NO bulunmaktadır. Egzoz gazlarının daha sonra atmosfere atılması sonucu oksijenle temasında NO'nun bir kısmı NO₂ ve teki NO_x'lere dönüşmektedir.

Azot oksit oluşumunun tanımlayan ana denklem,

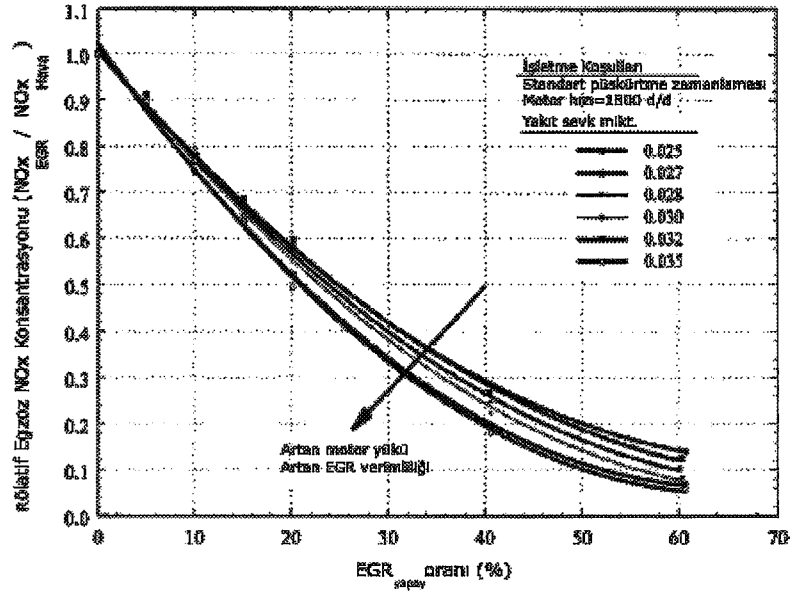


şeklinde Eytzat ve Gubiet tarafından tanımlanmıştır. Ancak bu reaksiyon, olayı tam olarak tanımlanmadığından Newhall ve Starkman tarafından NO oluşumu Zeldovich zincir reaksiyonları ile tanımlanmıştır; ve bundan sonra motor üzerinde yapılan araştırmalarda genel kabul görmüştür (Soruşbay, 1999).



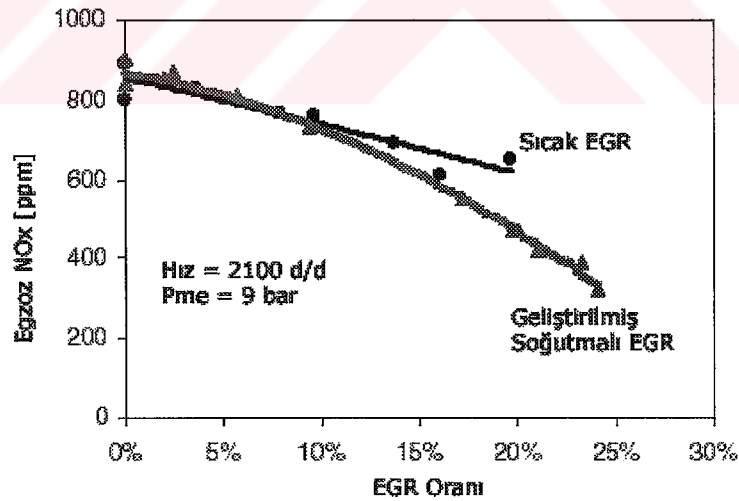
Egzozları farklı yükleme varyasyonlarında çoğunlukla sabit kalan stokiometrik yanma motorlarının tam tersine, Diesel motorun yükleme düzeyleri egzoz içeriğini ve ısısını belirgin olarak etkilemektedir. Yükleme düzeylerinin, Diesel motorlarda zenginleştirme oranıyla, buji ateşlemeli motorlarda ise hava-yakıt karışımı dolgu oranıyla ayarlandığına dikkat edilmelidir. Öyle ki, Diesel motorların egzoz O_2 konsantrasyonları, motor yüküne göre belirgin bir biçimde değişir. Bunun aksine, stokiometrik yanma motorlarının egzozunda eser miktarda O_2 bulunmaktadır. EGR uygulanmadığında, enerji bakımından verimli olan Diesel motorlar, normalde tam yüklemde %5'ten yüksüz halde %20'ye kadar O_2 içeren bir egzoz üretmektedir. Artan motor yüküyle aşırı miktarda O_2 egzozu azalırken, egzozun özgül ısısı yanma ürünü olan CO_2 artışından dolayı yükselmektedir (Bowen, 1998).

Böylece, EGR'nin NO_x oluşumunu azaltmadaki etkinliği yüklemeye göre değişmektedir. Silindir dolgusunun ısı kapasitesi, EGR ile gelen CO_2 artışıyla beraber yükselir. CO_2 'nin artmasıyla alev sıcaklığı ve buna bağlı olarak etkin olan yakıtın sıcaklığı düşecektir. Şekil 2.12'de düşük yüklerde yüksek oranlarda EGR'nin uygulanması gerektiği, yüksek yükler içinse düşük EGR oranlarının yeterli olacağı gösterilmektedir. Düşük yüklerde çalıştıklarında Diesel motorlar genellikle yüksek EGR oranlarını tolere edebilir çünkü egzoz yüksek konsantrasyonda O_2 ve düşük konsantrasyonlarda yanma ürünleri olan CO_2 ve H_2O içermektedir. Yine de yüksek yüklerde dışarı atılan O_2 seyrelir ve asal bileşenler egemen hale gelir.



Şekil 2.12 Yapay EGR oranı – NO_x (Bowen, 1998)

Eğer sıcak egzoz yeniden dolaştırılırsa, silindir dolgusu sıcaklığı, EGR ısıısının değişkenliği yüzünden özellikle yüksek yüklerde düzensizleşerek etkin yakıt sıcaklığını arttıracaktır. Soğutulmuş EGR NO_x üretimini sıcak EGR'den daha etkili bir şekilde azaltır. Şekil 2.13'de, NO_x emisyonu azaltım etkisinin daha az olduğunun görülebildiği sıcak EGR ile bir karşılaştırma da yapılmıştır.



Şekil 2.13 Sıcak – Soğuk EGR karşılaştırması (Zheng vd., 2003)

NO_x oluşumu daha çok silindir içerisindeki bölgesel koşullara bağlıdır. EGR'nin katılımı bu koşulları şu şekilde etkiler ;

- i. Daha büyük miktarda sokulan gazlar, yanma işlemine katılmazlar (seyreltme etkisi) ancak işlemdeki ısıyı çekerler (termal etki) ve

- ii. yakıt ve oksijen moleküllerinin etkileşme ihtimalini düşürürler (seyreltme ve kimyasal etki)

Bununla birlikte, emme karışımındaki ısı kapasitesindeki değişikliklere ek olarak, EGR'nin Diesel motorlarındaki NO_x emisyonlarına etkisi, emmedeki oksijen konsantrasyonuna ve yanma sıcaklığındaki değişimlerle ilişkilendirilebilir. Diesel motorlara uygulanan EGR mekanizmaları olan seyreltme etkileri, kimyasal ve termal etkilerden hangisinin NO_x oluşumuna etki ettiğini nitelemek ve nicellemek amacıyla birçok analitik ve deneysel çalışma yapılmıştır. Pek çok çalışmaya rağmen, bu üç mekanizmadan hangisinin sorumlu olduğu hakkında çeşitli görüşler bulunmaktadır.

2.4.3 EGR'nin Tutuşma Gecikmesine (TG) Etkisi

Püskürtme başlangıcından alevin gözükmesine ve p-V diyagramında basıncın ani olarak artmasına kadar geçen süreye *tutuşma gecikmesi* denir. Diesel motorlarda tutuşma gecikmesi araştırmacıların ve mühendislerin her zaman fazlaca ilgisini çekmiştir çünkü hemen arkasından gerçekleşen kendiliğinden tutuşma olayının yarattığı ısı artışı olayına doğrudan bir etkisi vardır. Ayrıca motor gürültüsüne ve kirlilik oluşumuna da dolaylı yoldan etkisi mevcuttur. Gecikme süresi atomizasyon, buharlaşma ve karışım olaylarından oluşan fiziksel gecikme ve sonra da reaksiyonları içeren kimyasal gecikmedir; sonucunda ortamdaki yakıt hava karışımının kontrolsüz yanması meydana gelir (Safgönül vd.,1995).

Tutuşma gecikmesinin belirlenmesi için sabit hacimli bomba deneyi düzeneklerinde, sürekli akış reaktörlerinde, ani sıkıştırma cihazlarında ve motorlarda çok sayıda çalışma yapılmıştır. Bu konuyla ilgili önemli çalışmalar yürütüp korelasyonlar yayınlamış kişileri belirtmek gerekirse, Wolfer, Stinger, Heywood, Kadota, Henein ve Bolt, Watson, Spadaccini, İkegami, Hiroyasu sayılabilir. Bu çalışmaların sonuçlarında çoğunlukla Wolfer'in 1938 de sunduğu Arrhenius denklemine benzer korelasyonlar elde edilmiştir (Assanis vd., 1999).

$$\tau_{id} = Ap^{-n} \exp\left(\frac{E_a}{R_u T}\right) \quad (2.9)$$

p =basınç, T =sıcaklık, E_a =aktivasyon enerjisi, R_u = gaz sabiti, A, n değiştirilebilir sabitlerdir

Bu çalışmalarda tutuşma gecikmesi korelasyonlarını belirlemek için ilk önce gerçek tutuşma gecikmesi değerlerinin tespit edilmesinin zorunluluğu açıktır. Bunun için ilk önce temel olarak TG'nin nasıl belirleneceğine karar verilmelidir. Tutuşma gecikmesi, püskürtme başlangıcı (PB) ile yanma başlangıcı (YB) arasında geçen zaman dilimi olarak tanımlanır.

Deneysel çalışmalarda püskürtme başlangıcının tespiti için yakıt enjektörünün basınç profili bilinmeli böylece iğnenin kalktığı an bu profilden tespit edilerek PB belirlenmelidir. Basınç profili ise üzerlerine sinyal dönüştürücü monte edilmiş özel imalat enjektörler tarafından kolaylıkla çıkarılabilir.

İkinci ve daha önemli olarak YB tespit edilmelidir. Bunun belirlenmesi için ise literatürlerde çeşitli yöntemlere başvurulmuştur. YB tespitindeki kriterlerden biri silindir basıncı değişim eğilimi veya diğer basınç tabanlı tanılamalardır. Bunların dışında fotoseller yardımıyla ışık yoğunluğu tespiti, yanma sonucu belirli miktarda ısının açığa çıkışı, belirli bir miktarda yakıtın yanmaya katılımı, ısı akısı profilindeki eğim değişimi, iyonizasyon algılanması, kriter olarak ele alınabilir. Bu yöntemlerden genellikle basınç tabanlı değerlendirmeleri içeren YB tespitleri kullanılmıştır.

Çalışmalarda tespitin fotosellerle veya benzer görsel cihazlarla yapıldığı işlemde bulunan gecikme değerine İngilizce olarak 'illumination delay' yani alevlenme gecikmesi olarak adlandırılmıştır. Basınç tabanlı veya ısı değişimi tabanlı gecikme değerlerine ise 'ignition delay' tutuşma gecikmesi olarak adlandırılmıştır. Bu ayrımın yapılma sebebi Diesel motordaki yanma olayının karmaşıklığından ileri gelmektedir. Bilindiği üzere yakıt damlacıkları silindir içerisinde sıcak hava ile karşılaştıklarında bir anda değil kısım kısım yanmaya başlamaktadır (fiziksel gecikme). Yakıt damlacıkları tutuşma için gerekli ısıyı silindir içinden çekerken basınç artışında hafif bir azalma gerçekleşmektedir. Sıcak havayla ilk karşılaşan en ön cephedeki damlacıkların yanmasıyla ilk görülebilir alev oluşmakta fakat bu tutuşma olayı motorun yanma olayı için kayda değer bir enerji açığa çıkartmamakta aynı zamanda basınç eğrisinin artış karakterini de düzeltmemektedir. Bu nedenle genelde tutuşma gecikmesi olarak belirlenen süre ilk görülebilir alevin ortaya çıktığı an değil, diğer kriterlerin(basınç,ısı) sayesinde belirlenen an olarak kabul görmüştür.

Bu çalışmalardan örnek vermek gerekirse Hiroyasu çalışmasında ilk alevin gözlenmesi ve basınç değişimindeki farklılık gibi iki kriteri değerlendirmiş ve sonunda basınç eğrisindeki eğim farklılığını dikkate alan yöntemi uygun görmüştür. Fakat burada basınç eğrisindeki eğim farklılığı olarak bahsedilen unsuru deneysel veriler üzerinde belirlemekte bir yöntem karar verilmelidir (Kwon vd., 1990).

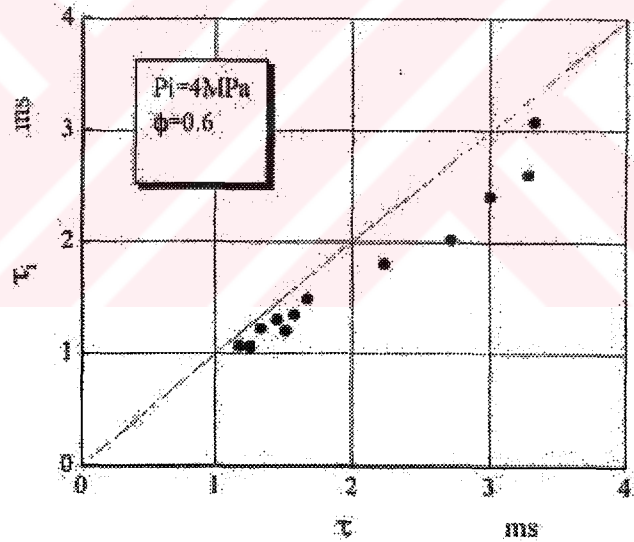
Aşağıda TG belirleme yöntemlerinden bahseden literatürler örnek olarak verilmiştir. Bu örnekler doğrultusunda çalışmamızda kullanılan TG belirleme yöntemi bölüm 4.1.2'de anlatılacaktır.

2.4.3.1 Yanma başlangıcı belirlenmesindeki literatür örnekleri:

2.4.3.1.1 Diesel Spreylerinin Ateşleme Prosesi Hakkında Çalışma

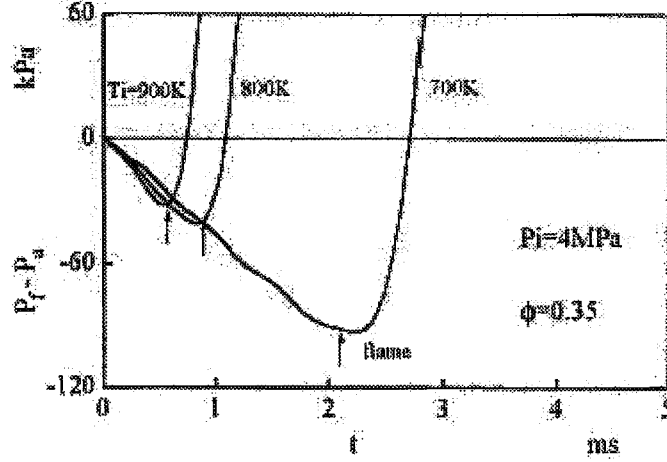
Bu çalışmada 2 çeşit tutuşma gecikmesi kullanılmıştır. Başlangıç anı iğne kalkış zamanı olarak alındıktan sonra, basınç düzeltme gecikmesi τ olarak bahsedilen gecikmede YB için basınç eğrisi piezoelektrik basınç sinyal dönüştürücü yardımı ile elde edilmiştir. YB zamanı P_f-P_a olarak belirlenmiş, burada P_f normal yanma testi sonucu elde edilen basınç değeri, P_a ise püskürtme olmadan sadece hava sıkıştırılmasıyla yapılan test ile elde edilen basınç değeridir. Gecikme P_B 'den başlayıp spreyn ısı absorpsiyonu sonucu negatif değere düştükten sonra P_f-P_a 'nın tekrar pozitif değere ulaştığı anda bitmektedir. Görülebilir alev gecikmesi ise τ_i görünen ışık emisyonunun geniş spektrumlu fototransistör yardımıyla tespit edilmesiyle bulunur (Ishiyama vd.,1994).

Görülebilir alev gecikmesi τ_i ve basınç düzelmesi gecikmesi τ Şekil 2.14'de gösterilmiştir.



Şekil 2.14 Görülebilir alev gecikmesi ve basınç düzelmesi gecikmesi arasındaki ilişki

Görülebilir alev gecikmesi τ_i her zaman basınç düzelmesi gecikmesi τ 'nden kısa olmuştur. Şekil 2.15'da P_f-P_a değerlerinin detayı verilmiştir. İlk görülebilir alev her zaman P_f-P_a minimum değere ulaştığı zaman oluşmuştur.

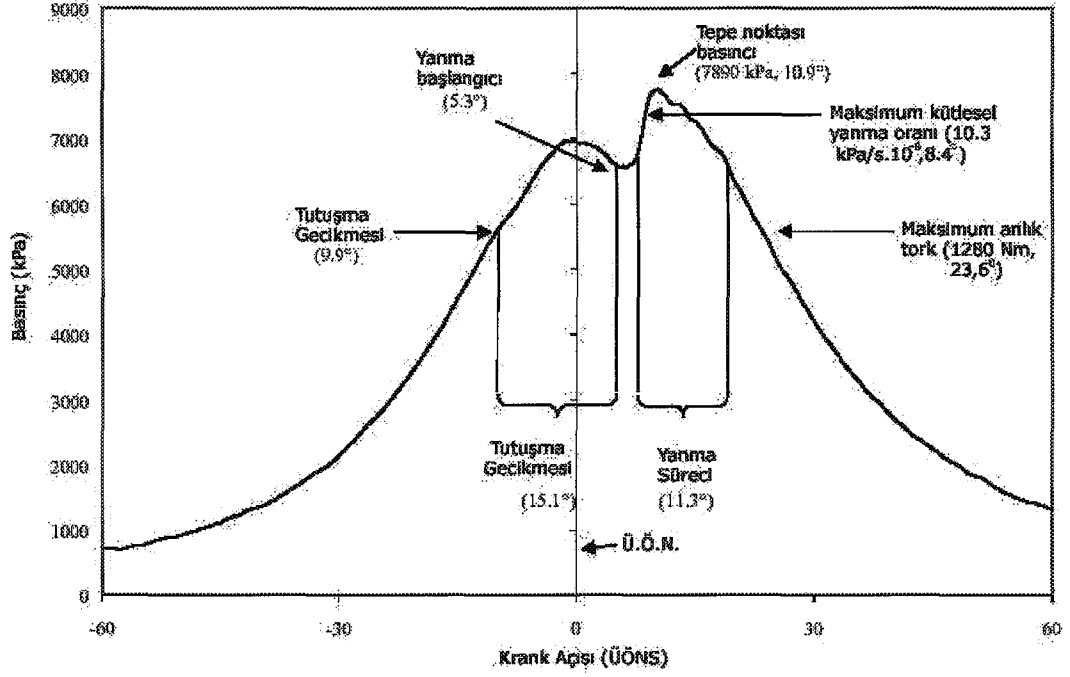


Şekil 2.15 Tutuşma gecikmesi aralıklarındaki basınç eğrilerinin detayı

Not: Yukarıdakinden farklı olarak Heywood 1988'deki çalışmasında basınç değişimlerinin ışık algılayıcısının belirlediği alev görünme anından daha önce olduğunu tespit etmiştir (Assanis vd., 1999; Deniz,).

2.4.3.1.2 Silindir içi Basınç Değerlerini Kullanarak Nöral Ağ Tabanlı Diesel Motoru Emisyon Modellemesi (SAE 199-01-1532)

Bu çalışmada tutuşma gecikmesi yakıtın püskürtülmeye başladığı krank açısından dikkate değer oranda yanmanın gerçekleştiği zamana kadar geçen süredir. Dikkate değer oranda yanma çeşitli şekilde tarif edilebilir; basınç eğrisinin teorik motor eğrisinden ayrıldığı noktada başlayıp araştırmacının tercihinine göre %1 ile %10 oranında kütle bölümünün yandığı ana kadar geçen süredir. TG bu çalışmada püskürtmenin başladığı andan yanma sonucu basınç eğrisinin teorik sıkıştırma eğrisinden saptığı ana kadar geçen süredir. Teorik sıkıştırma eğrisi termodinamiğin birinci kuralına dayanır ve sisteme ısı ilavesi sıfır kabul edilir. Pratikte, algoritma belirli miktarda ısı girişinin olduğu alanı arayarak çalışır. Şekil 2.16'de TG görsel olarak ifade edilmiştir (Traver vd., 1999).



Şekil 2.16 Silindir içi yanma basıncıyla ilgili parametreler (2200 d/d, 200 Nm)

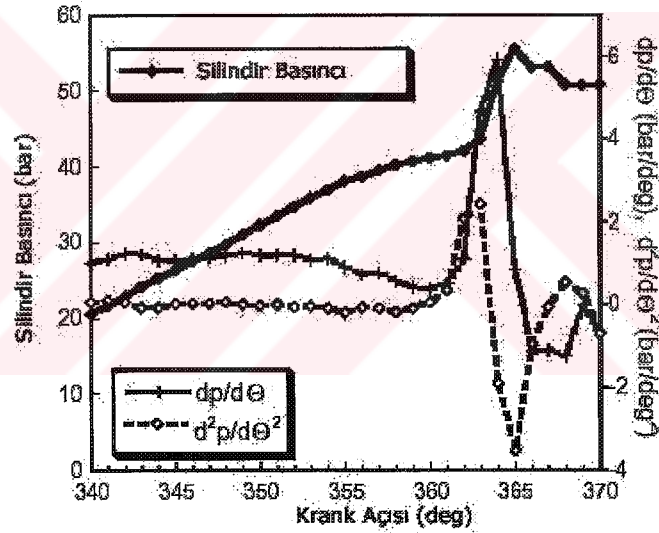
2.4.3.1.3 Kararlı Halde ve Değişken Halde Çalıştırılmış Direkt Enjeksiyonlu Bir Diesel Motorun Tutuşma Gecikmesi Korelasyonu

Bu çalışmada TG başlangıcı olan püskürtme başlangıcını belirlemek için enjektörün külbürtör miline bağlı streyngeyç sinyalleri sayesinde enjeksiyon basınç profili elde edilir.

Yanma başlangıcı (YB) kriteri seçiminde, dikkate alınan nitelik çok sayıda çevrim inceleneceği için ve güvenilirlik ve kesinlik olmuştur. Buji ateşlemeli motorlardaki vuruntu olayını otomatik olarak karakterize eden yöntemler kendinden tutuşma olayı ile benzerlik de içerdiği için dikkate değer görülmüştür. Barton (1970) basınç değişim oranının fonksiyonu olarak vuruntuyu belirlemeye çalışmıştır fakat bu formülasyondaki bazı olumsuzluklardan ötürü çalışmada kullanılamamıştır. Ando(1989) vuruntulu çevrimlerdeki ısı akısı oranlarının türevleri sonucu elde edilen korelasyonların vuruntu değerleriyle iyi şekilde uyumda olduğunu belirlemiştir. Sonuçları aynı zamanda basıncın krank açısına göre ikinci türevinin net ısı akısı oranlarının maksimum ve minimum noktalarını belirttiğini göstermiştir. Bu maksimum ve minimum noktalar sonuç olarak net ısı akısı oranlarının ivmelendiği yani yanmanın başladığı noktalardır. Maksimum eğim kendinden tutuşmadan biraz sonra oluşmakta, minimum eğim ise kendinden tutuşmadan çok az sonra oluşmaktadır. Symiris(1996) vuruntu oranı arttıkça , kendiliğinden tutuşan yakıt miktarının arttığını, kendinden tutuşma nedeniyle net ısı akısı oranının maksimum ivmelendiği yani yanmanın başladığı noktaların arttığını tespit etmiştir (Assanis vd., 1999).

Bunlara alternatif olarak , Checkel ve Dale(1986) üçüncü türevinde vuruntu göstergesi olarak kullanılabileceğini belirtmiştir. Bu değerlendirmeye vuruntunun olduğu kesin olarak belirlenebilmekte fakat bu işlem olayın gerçekleşme anını net olarak göstermemektedir.

Bu çalışmalar eşliğinde Symiris (1996) bütün bu uygun seçenekleri araştırmış ve sonunda basınç eğrisinin ikinci türevinin genellikle kendinden tutuşmanın gerçekleştiği noktada veya biraz sonrasında gerçekleştiğini, Ando (1989)'unda çalışmasındaki benzerlikle karar vermiştir. Bu sinyalin ilk tepe noktasından sonraki dalgalanmaları çabukça sönümlenmekte ve bu ikinci türevi temel alan diagnostiği tutarlı yapmaktadır. Şekil 2.17'de bu tekniğin bir Diesel motorda uygulanmasıyla elde edilen veriler gösterilmiştir. Basıncın ikinci türevinin tepe noktası değeri açıkça basıncın ateşleme nedeniyle aniden yükseldiği noktaya tekabül etmektedir. Şekilde birinci türevde gösterilmiştir fakat bu değerler yük ve hızla değişiklik göstermesi nedeniyle ikinci türev tutarlılığını kanıtlamıştır. Yukarıdaki sebeplerden dolayı bahsedilen çalışmada ikinci türev YB' yi belirlemek için kullanılmıştır (Assanis vd., 1999).

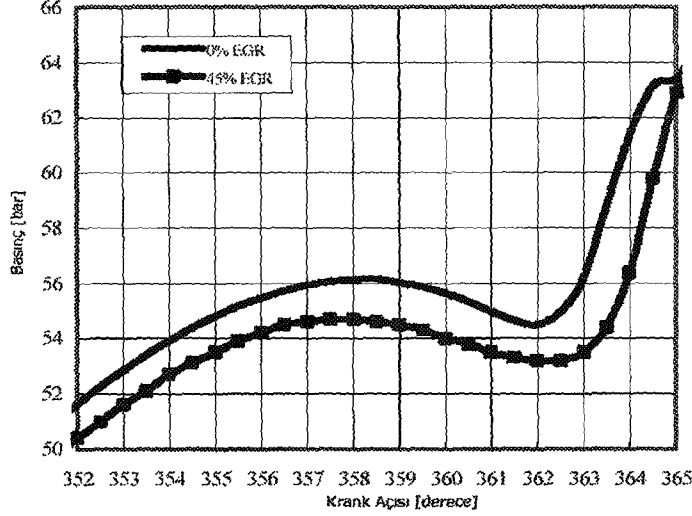


Şekil 2.17 Silindir basınç eğrisinin ikinci türevini kullanarak tutuşmayı belirleme

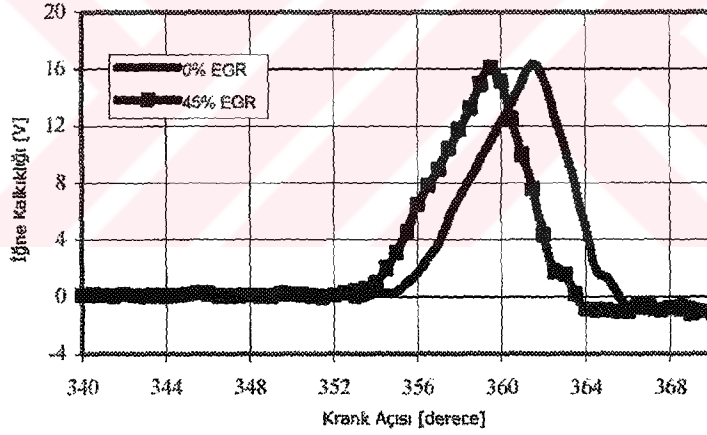
2.4.3.1.4 Direkt Püskürtmeli Bir Diesel Motorda EGR'nin Kendinden tutuşma, Yanma, Emisyonlar ve Aldehitler Üzerindeki Etkisi (SAE 2002-01-1153)

Yanmanın başlamasını tanımlamak için; basınç artışının başlangıcı, ilk alevin görünmesi veya belli bir miktar enerjinin açığa çıkması gibi bir çok kriter kullanılmıştır. Bu çalışmada basınç başlangıcı, yanmanın başlangıcı olarak kabul edilip kullanılmıştır. Şekil 2.18, 0 ve %45 EGR'de, silindir gaz basıncının ve iğne kalkışının simule edilmiş turboşarjlı şartlardaki tipik izlerini göstermektedir. Bu testlerde, püskürtme zamanlamasının, zirve silindir basıncını

ÜON dan 6-7° sonra tutacak şekilde ayarlandığı göz önünde bulundurulmalıdır. Bu sebeple, Şekil 2.19'da gösterildiği gibi, EGR ile birlikte püskürtme, daha önce başlamaktadır (Nitu vd., 2002).



Şekil 2.18 EGR' li ve EGR' siz gaz basıncı izlerinin karşılaştırması. (1500 d/d, 400 bar).

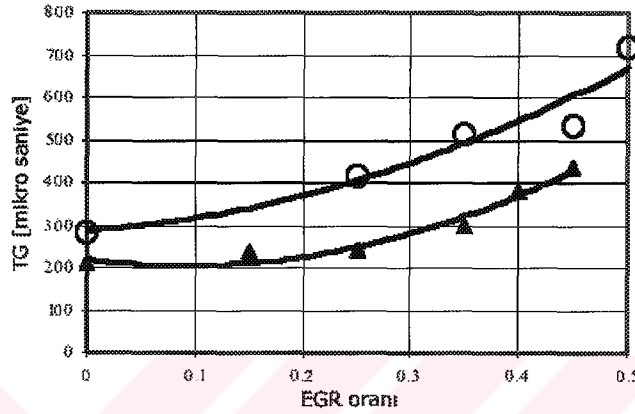


Şekil 2.19 Şekil 2.18'deki durumlar için iğne kalkıklığı grafik izleri (Nitu vd., 2002)

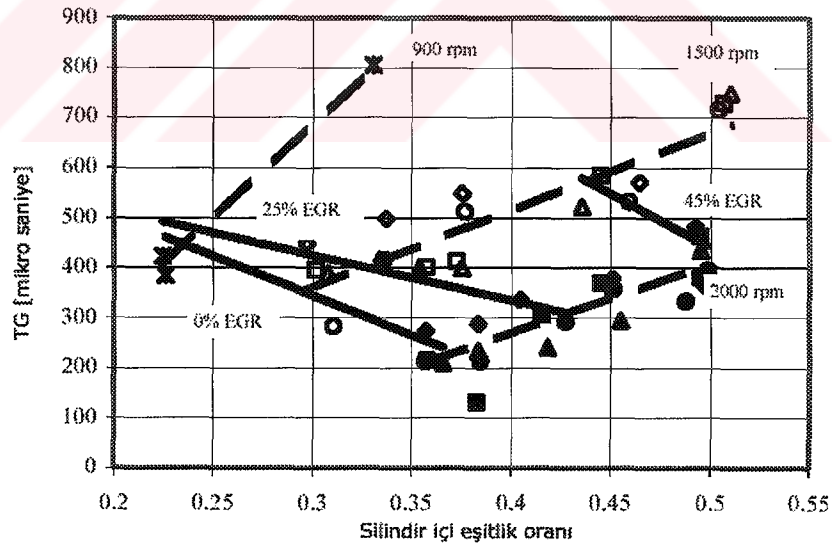
2.4.3.2 Egzoz Gazı Geri Dönüşümünün Etkisi:

Diesel motorlarda EGR'nin TG üzerindeki etkisini Şekil 2.20'de inceleyebiliriz. Şekilde, 1500 ve 2000 d/d için farklı EGR oranları ve 1000 bar'lık bir püskürtme basıncındaki TG grafiği çizilmiştir. Her iki durumda da TG artışı, düşük EGR oranlarında yavaş bir şekilde, yüksek EGR oranlarında ise hızla olmuştur.

EGR ile TG' deki artış, kendinden tutuşma tepkime oranlarını etkileyen iki faktöre bağlanabilir. Bunlardan ilki, dolgudaki O₂ konsantrasyonundaki azalmadır. İkincisi ise dolgu sıcaklığındaki düşüştür (Sıcak EGR uygulamasında artış da olabilir) O₂ konsantrasyonu silindir içindeki hava/yakıt oranıyla bağıntılıdır. Şekil 2.21'de silindir içi hava/yakıt oranlarını dikkate alarak TG üç farklı motor hızında gösterilmiştir. Tahmin edilebileceği gibi motor devrindeki artış TG' yi düşürmüştür. Bunun sebebi sıkıştırma sıcaklığındaki ve basıncındaki artışın yanı sıra düşük kaçak oranları ve yüksek hızlardaki düşük ısı transferi kayıplarıdır.

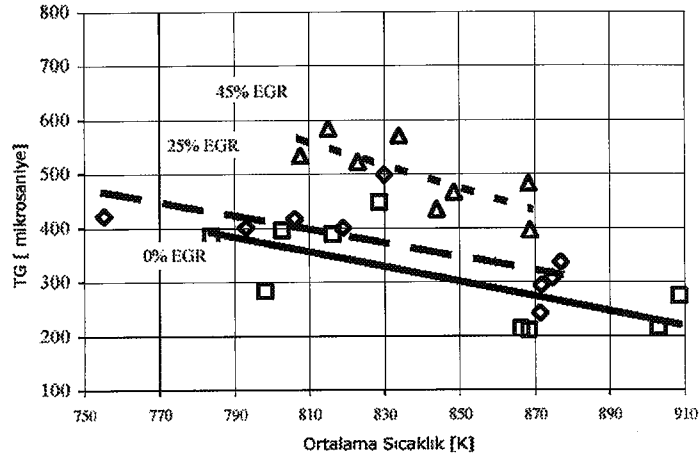


Şekil 2.20 EGR'nin TG üzerindeki etkisi (Nitu vd., 2002)



Şekil 2.21 Silindir içi eşitlik oranının TG'ye etkisi

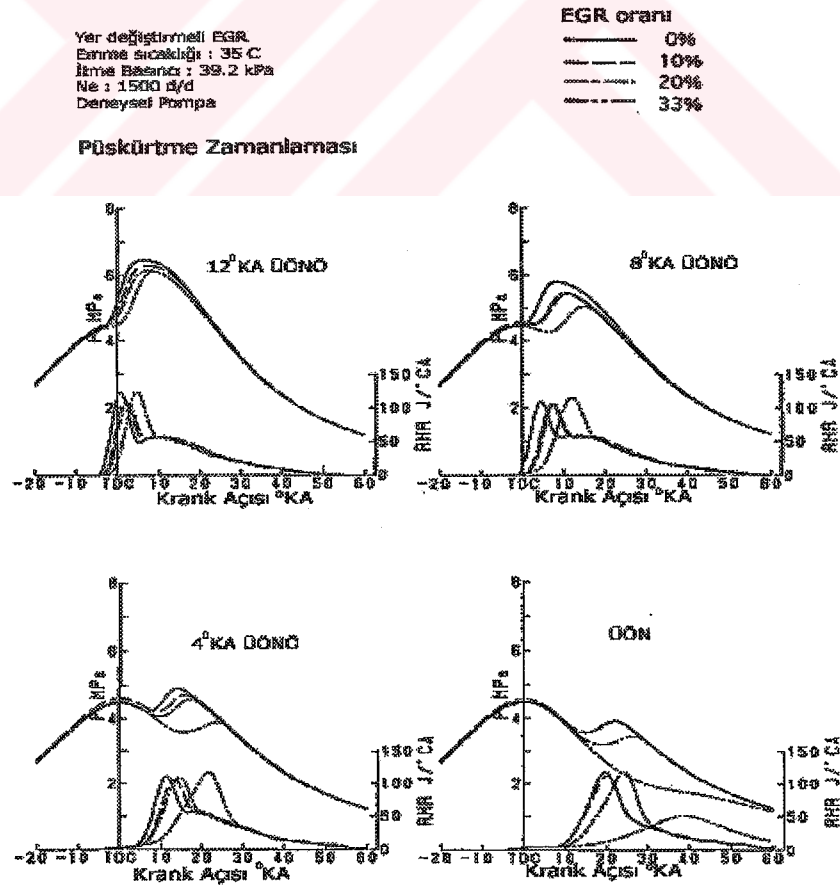
Ortalama dolgu sıcaklığının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi Şekil 2.22'de gösterilmiştir. Aynı dolgu sıcaklığında fiziksel proseslerin işleyiş oranları EGR'den etkilenmemektedir. Bununla beraber, TG' deki artış daha çok yüksek EGR oranlarında O₂ konsantrasyonu düşüşünden kaynaklanmaktadır (Nitu vd., 2002).



Şekil 2.22 Ortalama dolgu sıcaklığının TG'ye etkisi (Nitu vd., 2002)

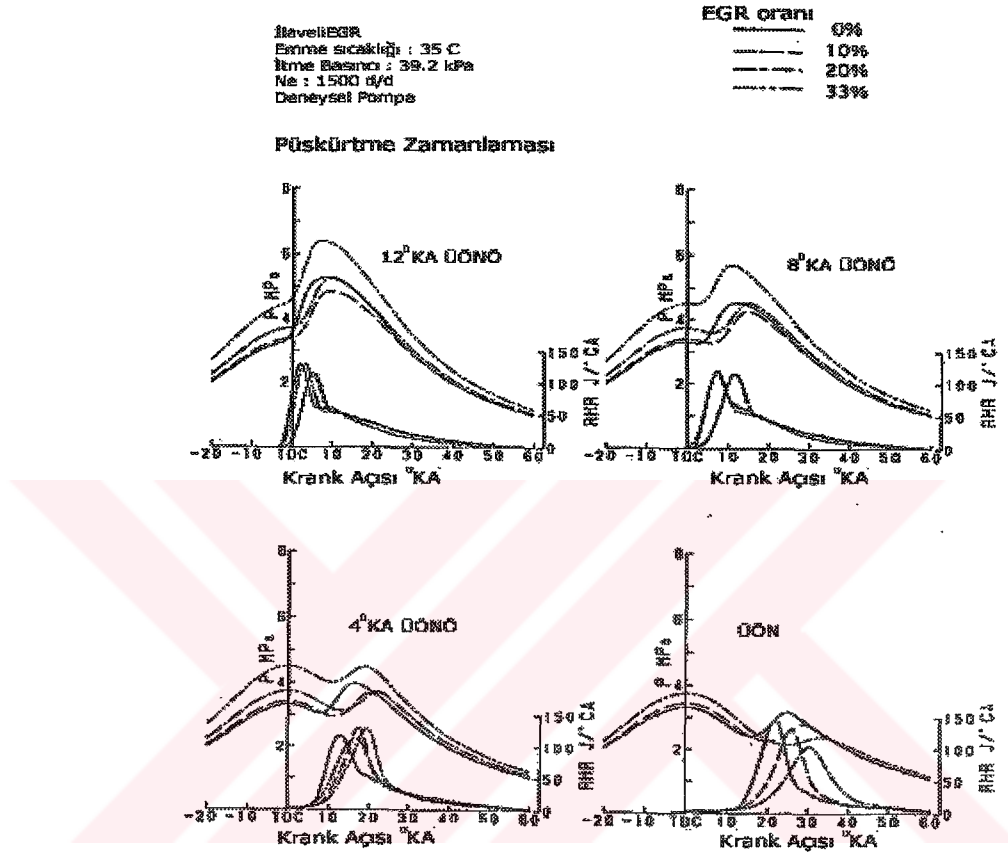
2.4.4 EGR'nin Silindir İçi Maksimum Basınca ve Isı Akısına Etkisi

Diesel motorlarda EGR'nin silindiriçi basınca ve ısı akısına etkisini Şekil 2.23 ve 2.24 sayesinde inceleyebiliriz. Şekil 2.23'de yer değiştirmeli EGR'li çevrimlerin basınç ve ısı akısı eğrileri gösterilmiştir. EGR oranı arttıkça tutuşma gecikmesi artmış olmasına rağmen ilk ısı akısı oranlarında bir artış gözlemlenmemiştir. İlgi çekici olarak ısı akısının EGR artışından etkilenmemesine rağmen basınç değerleri azalma göstermiştir.



Şekil 2.23 Yanma Karakterleri (Yer değiştirmeli EGR)(Uchida vd., 1993)

Şekil 2.24'de ilave EGR 'nin yanma karakteristiklerine etkileri farklı olmuştur. Yüksek EGR oranlarında TG azalmış ve ilk yanma oranları gelişmiştir, ancak TG değerleri düşük EGR oranlarında artmıştır. Bundan başka, difüzyonlu yanma periyodundaki ısı akışı oranları doğal emişli koşula göre bir miktar artmıştır. Ayrıca maksimum basınç değerlerindeki düşüş de artış göstermiştir (Uchida vd., 1993).

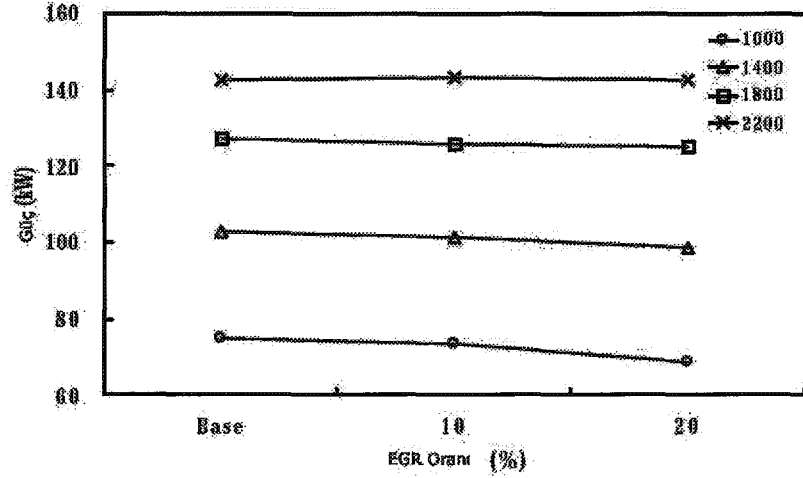


Şekil 2.24 Yanma Karakterleri (İlaveli EGR) (Uchida vd., 1993)

Sonuç olarak bu sonuçlar göstermektedir ki , sabit emiş sıcaklığında ve itme basıncında EGR genel olarak maksimum basınca etki etmekte ve silindir içerisinde oksijenin seyrelmesi ve inert gazların artmasının buna sebep olduğu düşünülmektedir.

2.4.5 EGR'nin Motor Gücüne Etkisi

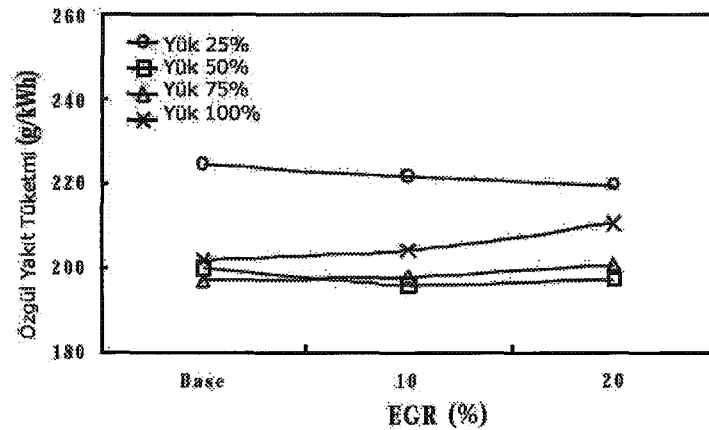
Dolguda değişikliğe sebep olan EGR doğal olarak Diesel motorlardan elde edilen gücüde etkilemektedir. Şekil 2.25'de değişik EGR oranlarını ve farklı devirlerde motor gücünün (KW) değişimi gösterilmiştir. Basit bir analiz yapıldığında EGR oranı arttıkça O₂ konsantrasyonu azalacaktır ve EGR oranı görece olarak yüksek noktalara ulaştığında motor gücünde düşüş yaşanmalıdır fakat bu konsantrasyon düşüşü şekilde gösterdiği gibi motorun gücüne belirgin şekilde etkimemektedir (Baik vd., 2000).



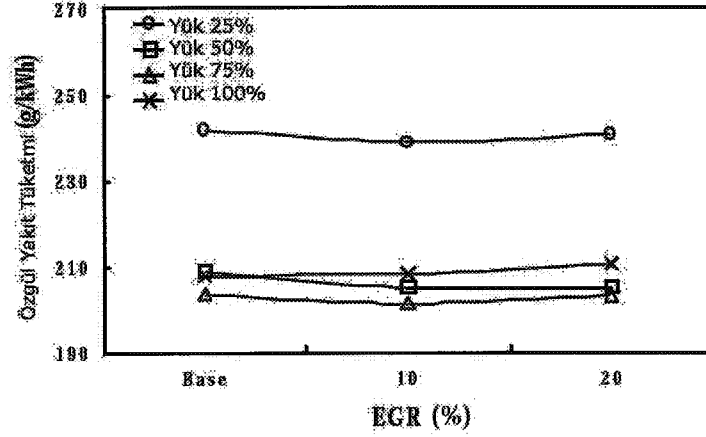
Şekil 2.25 Tam yükte soğuk EGR'nin güce etkisi (Baik vd., 2000)

2.4.6 EGR'nin Özgül Yakıt Tüketimine Etkisi

EGR hava/yakıt oranını etkilediği için Diesel motorun yanma karakteristiğini ve verimini etkilemektedir. Şekil 2.26 farklı yük ve EGR koşullarında yakıt tüketimini göstermektedir. Şekillerde görüldüğü gibi EGR oranları arttıkça özgül yakıt tüketimi düşük yük değerlerinde biraz artış göstermiştir (örn. yük: %25); ancak özgül yakıt tüketimi yüksek yüklerde EGR ile belirgin şekilde artmaktadır (örn. tam yük). Bu durumun analizi şöyle yapılabilir, düşük yük koşullarında içeri giren sıcak egzoz gazları yanmayı iyileştirerek yakıt tüketimini azaltmaktadır. Ancak yüksek yüklerde EGR ile aynı zamanda O_2 konsantrasyonu da azaldığı için tutuşma gecikmesi artmakta, düşük yakıt hava oranı silimdir içi basıncı ve sıcaklıkları azaltmakta ve dolayısıyla yakıt tüketimi artmaktadır. Bu yüzden, bütün durumlarda yakıt tüketimi değişim oranı az görülmüştür ve %20 EGR oranlarına kadar motor performansı etkilenmemiştir.



(a)



(b)

Şekil 2.26 Değişik devirlerde soğuk EGR'nin özgül yakıt sarfiyatına etkisi

(Sırayla, 1400 d/d , 1800 d/d) (Baik vd., 2000)

2.4.7 EGR'nin Motor Yapısına Etkisi

Diesel motorlarında, geri dönüşümü yapılan egzoz gazı miktarı; diğer egzoz kirleticilerinin artışı, motor performansındaki düşüş ve geri dönüştürülen madde özelliklerine bağlı olarak motor aşınması tarafından sınırlanmaktadır.

Egzoz gazı içerisindeki karbon partiküllerin ve sülfatlarının geri dönüşüm yapıldığında motor parçalarında (özellikle silindirler, piston halkaları ve sübap yüzeyleri) aşınmaya ve erozyona neden olduğu bulunmuştur.

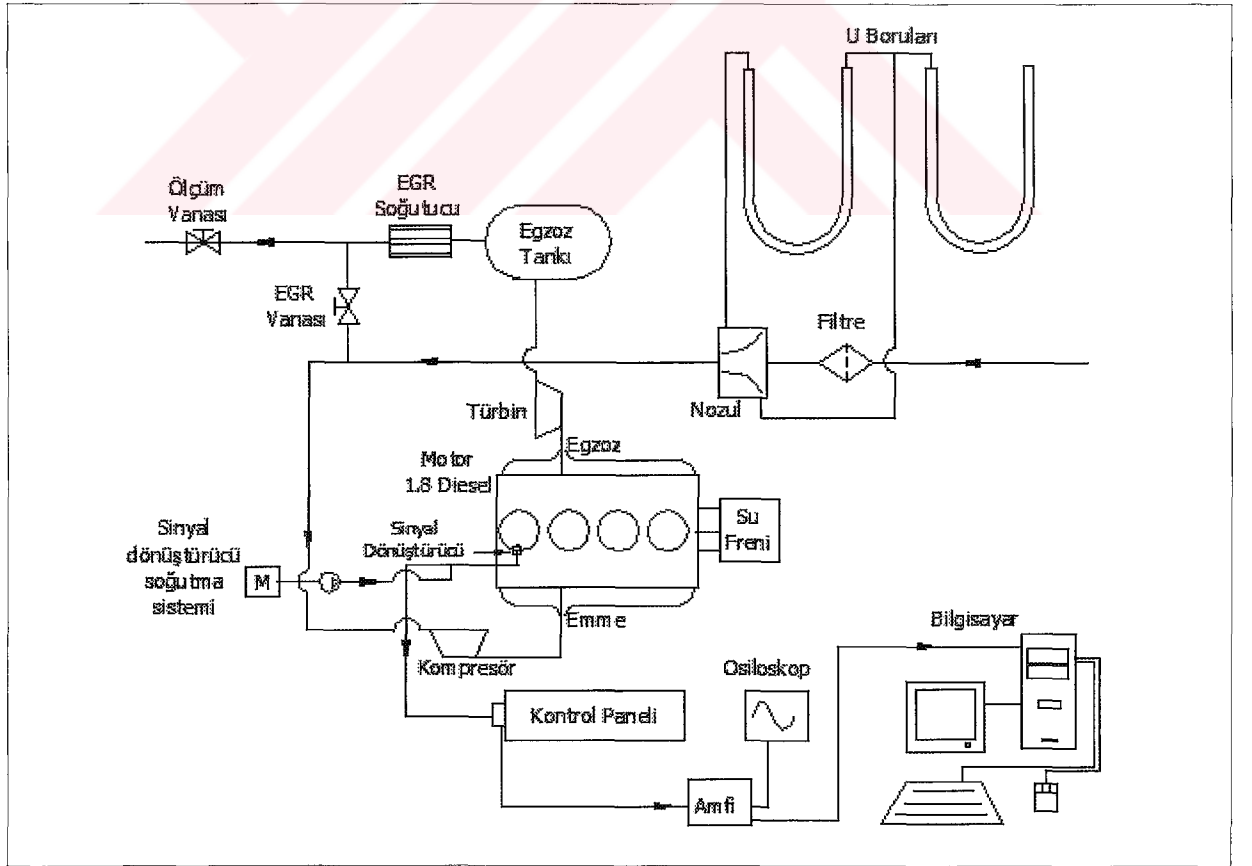
Geri dönüşüm, egzoz gazı içinde bulunan sülfatlar silindir yüzeyinde yoğunlaşmış su ve geri dönüşüm egzoz akışı ile Diesel yakıtı içerisinde bulunan sülfür bileşikleri ile birleşerek sülfürik asit oluşturarak korozyona neden olurlar. Bu korozif aşınma daha çok düşük basınç durumlarında olmaktadır.

Karbon partikülleri ve sülfatların geri dönüşümü yağlama yağında kötüleşmeye dolayısıyla daha yüksek bir sürtünme katsayısı ile sürtünme kaybına neden olur. Yağlama yağındaki bu bozulma emme karışımındaki karbon partikülleri ve sülfatlara bağlı olarak motor parçalarındaki aşınmayı ve erozyonu artırır. Bu yüzden sülfürik asidi nötrleme hızı yüksek olan bir motor yağı kullanılmalıdır. Bu geri dönüşüm partikülleri sübapları ve orifislerini tıkayıp motor performansının kötüleşmesine ve emisyonların yükselmesine neden olur.

3. DENEYİN YAPILIŞ ŞEKLİ

3.1 Giriş

Yapılan deneyin başlıca amacı bir Diesel motorda EGR'nin çevrimsel farklılıklar üzerindeki etkisini incelemektir. Çevrimsel farklılıkların tespiti için deney düzeneğinde en başta motorun silindir içi basınç değerleri tespit edilmiştir. Tespit edilen diğer parametreler deney prosedürü bölümünde anlatılmıştır. Test düzeneğinde, motordan çıkan egzoz gazı soğutma tankında toplanmıştır; tank çıkışından EGR vanası yardımıyla istenilen miktarda egzoz gazı gönderilmiştir. Tanktaki egzoz gazı bir soğutucu fan yardımıyla soğutulduktan sonra bu gazlar emme havasına karıştırılıp, emme kanalından bir kompresör yardımıyla sıkıştırılarak Diesel motora gönderilmiştir. Yapılan EGR'nin oranı EGR vanası ile ayarlanmıştır. EGR oranları, emme kanalındaki debinin, nozul giriş ve çıkışına monte edilmiş U borularıyla belirlenmiştir. Diğer parametreler ise Gaz Analiz Cihazı, Kontrol paneli ve Bilgisayar sayesinde toplanmıştır. Şekil 3.1 'de test düzeneğinin şeması gösterilmiştir. Şekilde, gösterilmiş olan ekipmanların özellikleri ve görevleri ilerideki bölümde detaylı olarak açıklanmıştır.



Şekil 3.1 Deney Düzeneği

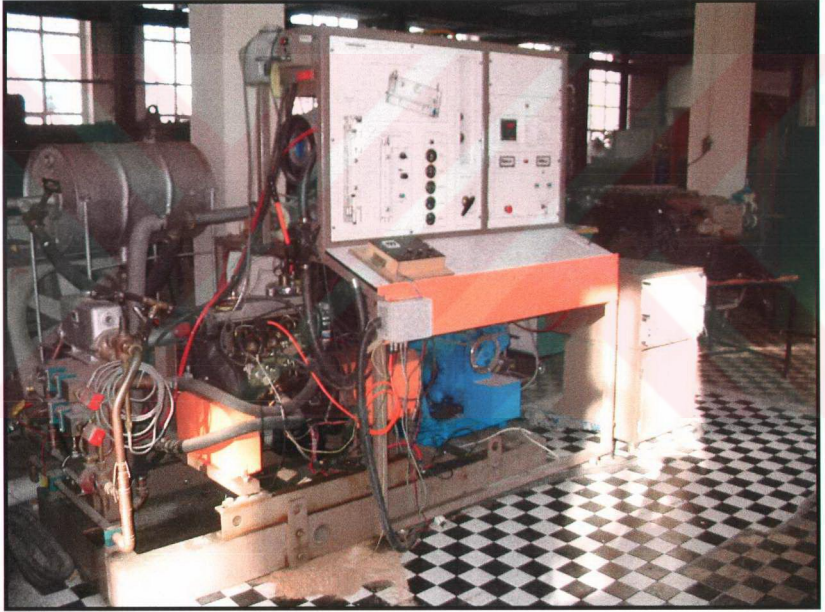
3.2 Deney düzeneğinde kullanılan cihazlar

3.2.1 Deney Kontrol Düzeneği

Deneyde Cussons P8601 marka çok-silindirli motor çalıştırılabilen kontrol düzeneği kullanılmıştır.

Bu düzeneği iki bölüme ayırabiliriz.

- Dinamometreye bağlı ve güvenlik korumalı üniversal shaft, soğutma sistemi, akü, çelik temel plakası.
- Büretli, akış ölçümlü yakıt sistemi, hava akış ölçüm sistemi ve su freni kontrolü için elektrik devreler içeren enstrüman paketi taşıyan üst iskelet.



Şekil 3.2 Deney kontrol düzeneği

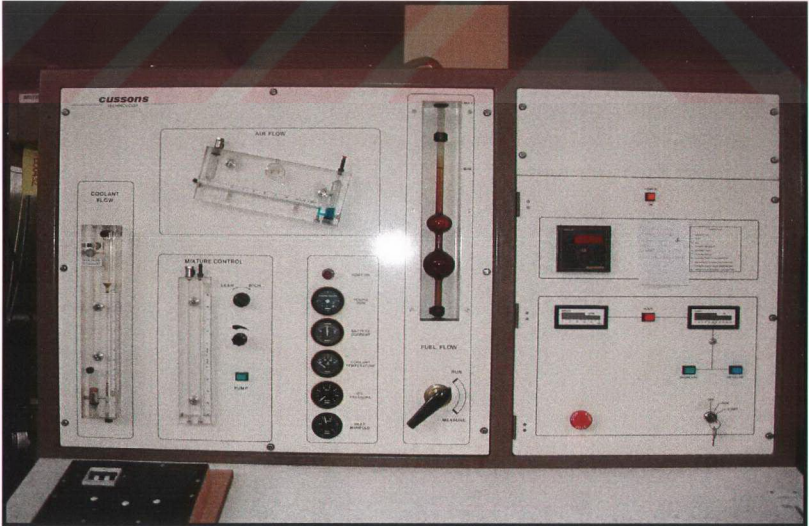
3.2.1.1 Kontrol paneli

Motorun çalışır durumdayken çeşitli işletme değerlerini kontrol veya tespit etmek için deney kontrol düzeneğinde birçok enstrüman ve kontrol aleti bulunmaktadır. Bunların yardımıyla istenilen deney koşulları oluşturulup veriler sağlıklı şekilde toplanabilmektedir, ayrıca deneyin güvenli bir şekilde yapılması da bu cihazlar sayesinde olmaktadır.

Çizelge 3.1 Kontrol paneli cihaz listesi

	Kontrol panelinin sol tarafındaki gösterge ve cihazlar	Kontrol panelinin sağ tarafındaki gösterge ve cihazlar
1	Tutuşma uyarı lambası	Sabitleme özellikli dijital/motor hızı göstergesi (F/V dönüştürücü).
2	Çalışma saati göstergesi	Sabitleme özellikli dijital motor yükü göstergesi.
3	Batarya ampermetresi	Kelvin cinsi ısılıçift bağlantıları için 10 yollu dijital sıcaklık gösterge ünitesi.
4	Soğutucu sıcaklığı göstergesi	Acil durum durdurma düğmesi
5	Yağ basıncı göstergesi	Güç kaynağı göstergesi
6	Emme manifoldu basınç göstergesi	Gaz kolu-tüm gaz oranları seçilebilmektedir
7	Yakıt ölçme büreti, 50/150 ml	Su freni gücünü kontrol eden ışıklı düğmeler
8	Yakıt sevk vanası	
9	Hava akım kontrolü	

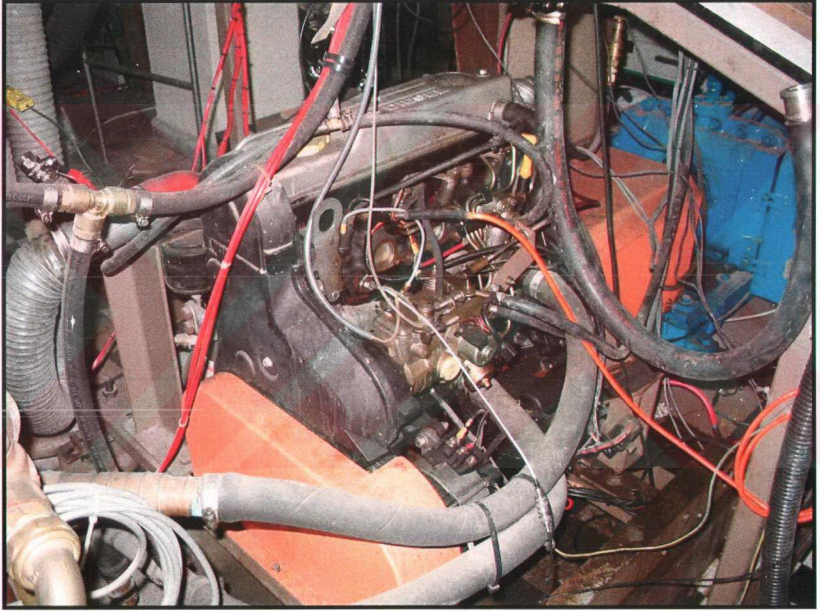
Sıcaklık göstergesinin algılayıcıları çevredeki hava, yakıt, yağ, egzoz manifoldu, soğutucu girişi ve soğutucu çıkışı sıcaklıklarını algırlar, göstergenin altındaki düğme ile bunların değerleri göstergede yansıtılır.



Şekil 3.3 Kontrol Paneli

3.2.1.2 Su Freni

Burada kullanılan su freni, test yatağına monte edilmiş olan, düşük ve orta hızlarda çalışan motorlar tarafından üretilen gücü emmek ve ölçmek için tasarlanmıştır. SG 16 Su freni Güç/Hız Eğrisi için maksimum 164 kW (220 BG)'ye kadar olan güçler ve 7500 d/d' ye kadar olan hızlar göz önünde bulundurulabilir. Emilecek olan güç su freni şaftından rotora aktarılır. Motor şaft bağlantısı muylu yataklarına monte edilmiş bir koruyucu kaplama ile çevrelenmiş ve bir strengyeç yükleme hücresine bağlanmış bir moment kolu sayesinde bağlantının dönmesi engellenmiştir. Moment, moment kolu ve yük ölçme sistemleri yoluyla ölçülür.



Şekil 3.4 Diesel Motor

3.2.2 Motor

Denyde kullanılan motor kauçuk titreşim sönümleyici bağlantılarla test yatağındaki çelik destek yapıya oturtulmuştur. Mevcut 4 silindirli Diesel motorun teknik özellikleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2 P 8621 no.' lu motorun Teknik Özellikleri

Motor Tipi	Ford XLD418, 4 stroklu, su soğutmalı indirekt enjeksiyonlu, CI (sıkıştırma ateşlemeli) motor.
Silindir Sayısı	Sıra tipli, 4 adet
Püskürtme Sırası	1-3-4-2
Çap	82.5 mm
Strok	82 mm
Motor Hacmi	1,753 cm ³
Sıkıştırma Oranı	21.5:1
Maksimum Güç	4800 d/d 'de 44 kW
Maksimum Tork	2500 d/d 'de 110 Nm
Rölanti Devri	850 (+ 20 – 10) d/d
Emme Valfi Açıklığı	0.3-0.4 mm
Egzoz Valfi Açıklığı	0.45-0.55 mm
Yağlama Yağı	A.P.I SF/CD 20/50
Yağ Kapasitesi (Yalnız motor)	5.2 cm ³
Yakıt	Diesel Yakıtı BS 2869/1983 Sınıf A1/A2
Biyel küçük başı ve büyük başı eksenleri arasındaki uzaklık:	130 mm

3.2.3 Dijital sinyal toplama düzeneği

Diesel motorun silindir içi yanma karakteristiklerini belirlemek için en başta silindirdeki basınç farklarını ölçebilecek bir sinyal dönüştürücüye ihtiyaç duyulmuştur. Daha sonra Diesel motorun birinci silindirine monte edilmiş bulunan bu sinyal dönüştürücü sayesinde basınç değerleri elektrik sinyallerine çevrilerek düzenekteki amfiye iletilir. Bu sinyal dönüştürücünün silindir içerisinde oluşan yüksek derecedeki sıcaklıklardan etkilenmemesi için sinyal dönüştürücü bir soğutma sistemiyle korunmuştur. Diesel motorun birinci silindirine monte edilmiş olan sinyal dönüştürücü teknik özellikleri Çizelge 3.3'de verilmiştir.

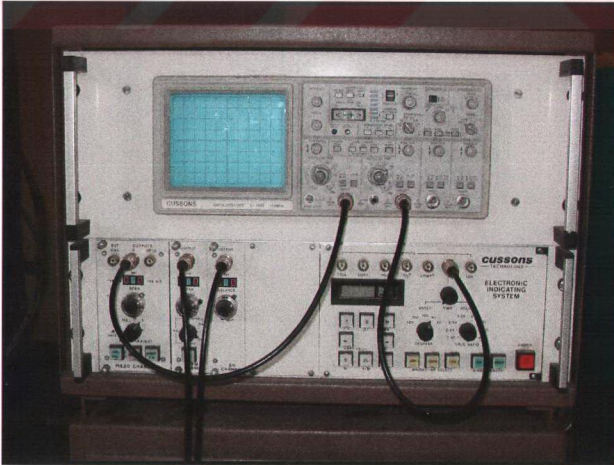
Çizelge 3.3 Cussons Technology quartz basınç sinyal dönüştürücüsü özellikleri

Ölçme aralığı	150 bar
Duyarlılık	11.84 pC/bar
Doğrusallık	< ±0,6%
Doğal frekans	100 kHz
Tork	15 Nm
Conta	Z130

Amfide gürültüden arındırılarak incelemek için uygun hale getirilen sinyaller amfinin üstünde yer alan ve içerisinde bir osiloskopta bulunduran sinyal toplama, görüntüleme ve işleme ünitesine iletilir. Dört kanallı olan bu sistem düzenekteki çeşitli sinyalleri eşzamanlı olarak toplama yeteneğine sahiptir (Cussons P4410).

Deneyde mevcut bulunan osiloskopta verileri gözlemek yerine her test aralığı için toplanan veriler topluca bilgisayara aktarılmıştır. Bu işlem sinyal toplama ünitesinin çıkış kanallarından bir tanesi ile mevcut bilgisayarın mikrofon girişi arasında uygun bir kablo ile ara bağlantı yapılarak mümkün olmuştur.

Bilgisayarın bu sinyalleri değerlendirmesinde ise Mak. Müh. Birkan Hergüner tarafından daha önceki bir çalışma için yazılmış olan *Ossilloscope* programı kullanılmıştır. Bu programla her test aralığı için toplanılan sinyaller dosyalara dönüştürülmüş ve daha sonraki analiz çalışmaları için bilgisayarda saklanmıştır.



Şekil 3.5 Osiloskop

3.2.4 Gaz Analiz Cihazı

Deneyde Rauchgas Analysegerät marka gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Bu analiz cihazına bağlı olan probun dayanabildiği maksimum sıcaklık değeri 1000 °C'dir. Sıcak egzoz gazlarındaki NO_x emisyonlarını ölçmek için kullanılan bu analiz cihazı ile her test aralığındaki NO ve NO₂ emisyonu değerleri ppm cinsinden kaydedilmiştir.

3.3 Deney Prosedürü

Başlangıç prosedürü olarak ekipmanların konum ve bağlantı kontrolü yapılmıştır. Daha sonra motor çalıştırılmış ve motorun rejim sıcaklığına ulaşması sonrası ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Deney sırasında daha sonraki aşamalardaki hesaplamalar ve değerlendirmeler için ölçümü yapılan parametreler şunlardır:

- Emme havası hattındaki nozul giriş çıkış basınç farkları
- Emme havası hattındaki nozul çıkış ve ortam basınç farkları
- NO_x emisyon değerleri
- Yakıt tüketim süresi
- Emme havası sıcaklığı
- Motor yükü
- Motor hızı
- Silindir içi sinyal dönüştürücü voltajları

Deneyde EGR oranı değişimi egzoz tankı ile emme hattı arasındaki EGR vanasının kademeli olarak açılmasıyla sağlanmıştır. EGR oranını tespit etmek için nozul giriş çıkış basınç farkları ile çıkış ve ortam arasındaki basınç farkları U borularından okunmuştur. Vana belirlenen konuma getirildiğinde yakıt sevk vanası açılarak yakıt tüketim süresi ölçülmeye başlanır.

Deneyde sabit olarak her deney aralığı noktasında 50 ml.'lik yakıt tüketilmiştir. Eş zamanlı olarak sinyal dönüştürücüden gelen veriler osiloskop cihazından geçerek bilgisayarda toplanmıştır. NO_x emisyonları gaz analiz cihazı yardımıyla ölçülmüştür. Belirlenen EGR noktasında ölçümler yapıldıktan sonra vana bir miktar daha açılarak işlemler tekrar edilmiştir.

Gaz kolu pozisyonu 7/8 oranındayken yüksüz olarak motor çalıştırılmıştır ve EGR vanası tam kapalı olarak ilk ölçüm egzoz gazı geri dönüşümü olmadan yapılmıştır. EGR vanası kademeli şekilde açılarak farklı ölçüm değerleri toplanmıştır. Bu sabit çalışma noktasında EGR'nin etkisi motorun çalışmasını belirgin bir şekilde etkilemeye başladığı kademede ölçüm durdurulmuştur. Bundan sonra diğer çalışma noktasına gaz kolu sabit tutulup yük artırılarak geçilir. Yük artırılarak devir 250 d/d düşürülür ve yeni çalışma noktasında ölçüm prosedürüne devam edilir. EGR oranlarının kademeli olarak değiştirildiği sabit çalışma noktaları Çizelge 3.4'de listelenmiştir.

Çizelge 3.4 Deney Çalışma matrisi

No:	Gaz Konumu 7/8		Gaz Konumu 6/8		Gaz Konumu 5/8	
	Devir (d/d)	Yük (N)	Devir (d/d)	Yük (N)	Devir (d/d)	Yük (N)
1	4000	150	3500	60	3000	30
2	3750	220	3250	75	2750	55
3	3500	250	3000	100	2500	70
4	3250	280	2750	120	2250	85
5	3000	310	2500	135	2000	105
6	2750	340	2250	155	1750	125
7	2500	355	2000	180		
8	2250	390	1750	200		
9	2000	410				
10	1750	420				

4. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Deneysel çalışmalarına başlamadan önce yapılan literatür araştırmasında EGR'nin Diesel motorlarının egzoz emisyonları, silindir içi yanma karakteristikleri, sprey dağılımları, yakıt sarfiyatı, performansı gibi birçok parametreye etkisini inceleyen deneysel ve modelleme yöntemleriyle birçok çalışma yapıldığı görülmüştür. Bu çalışmalarda genelde spesifik bir özellik detaylı şekilde incelenmiş ve diğer özellikler ise deneyde toplanmış veriler elverdiği oranda ve belirlenen spesifik özelliği değerlendirmede yardımcı olması sebebiyle incelenmiştir. Bu çalışmada ise amaç daha önce belirtildiği gibi motorun çevrimsel farklılıklarını incelemektir. Çevrimsel farklılık, geniş anlamda motorun bütün parametrelerinin değişimleri olarak ele alınabilir. Tahmin edilebileceği gibi bütün parametrelerin deneysel olarak bir seferde incelenmesi mümkün değildir. Bu sebeple bu değişikliklerin varlığını bize fark ettirecek ve bunların ne şekilde değiştiği hakkında yorum yapmamızı sağlayacak bazı değerleri incelemeye karar verilmiştir.

Diesel motorun çevrimsel farklılıklarını incelemek için silindir içi basınç değerleri her çevrim için tespit edilmelidir. Her bir test aralığında, kısa sürelerle toplanan bu basınç değerleri sayesinde silindir içerisindeki çevrimler izlenebilmiştir. Bu basınç eğrileri sayesinde ayrıca tutuşma gecikmesi süreleri de tespit edilmeye çalışılmıştır. Basınç değerleri ve tutuşma gecikmesi sürelerinin yardımıyla, EGR'nin silindir içerisinde meydana gelen olaylara etkisi çıkarılmaya ve bunların sebepleri belirlenmeye çalışılmıştır.

Maksimum basınç ve tutuşma gecikmesi değerleri yanında motorun yakıt sarfiyatı belirlenerek EGR'nin motor performansına etkisi de incelenmiştir. EGR'nin güncel motorlarda kullanılmasının asıl sebebi olan NO_x emisyonları da deney sırasında ölçülmüştür.

Bahsedilen bütün parametreler, her test aralığı için bu bölümde incelenmiştir ve bu parametrelerin değişimindeki sebepler hakkında yorumlar yapılmıştır. Parametrelerin değerlendirilmesine başlamadan önce bu verilerin ölçüm yöntemleri anlatılmalıdır.

4.1 Basınç Eğrisi ve Tutuşma Gecikmesi Değerlerinin Hesaplanması :

Deneysel sırasında her çalışma noktası süresinde çevrimlerin bir kısmının basınç değerleri data olarak bilgisayara kaydedilmiştir. Bu dataların kayıt işleminden sonra bunlar MATLAB programında incelenmiştir. Her bir veri dosyasında, sadece 10'ar saniyelik kısımlarının incelenmesi yeterli görülmüştür. Bu verilerin değerlendirilebilmesi için MATLAB programında 4 adet program yazılmıştır. Bunlar:

1. Dönüştürücü programı (Donusturucu.m) : Bu program Oscilloscope programında hazırlanmış dosyaları MATLAB programına aktarmak için yazılmıştır. Dosyaları *.mat dosyasına dönüştürür.
2. Maksimum basınç programı (Maksbasinc.m) : Bu program basınç verilerini inceleyerek her çevrim aralığı için maksimum basınç değerlerini tespit eder.
3. Tutuşma gecikmesi (Tgecikmesi.m) : Bu program ise her çevrim aralığındaki TG değerlerini tespit eder.
4. Data gösterme programı (Gosterici.m) : Bu program basınç eğrisi değerlerini göstermeye yarar.

Bütün programlar MATLAB' de GUI (Graphical User Interface) tabanlı olarak hazırlanmıştır ve MATLAB 6.5 içerisinde çalışmaktadır. Programlar Ek2'de sunulmuştur.

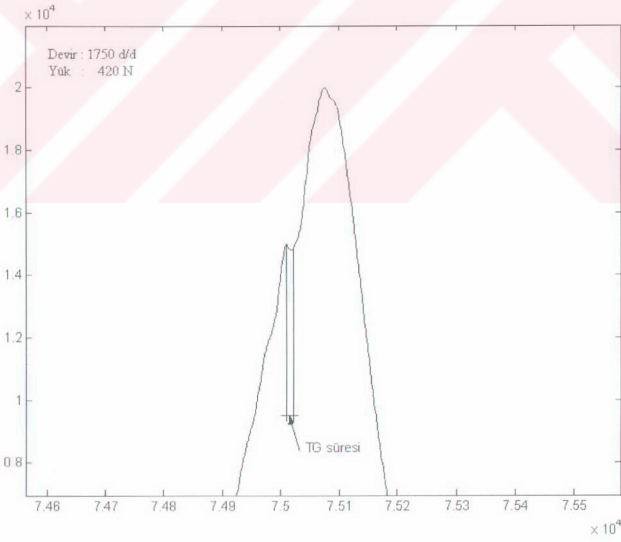
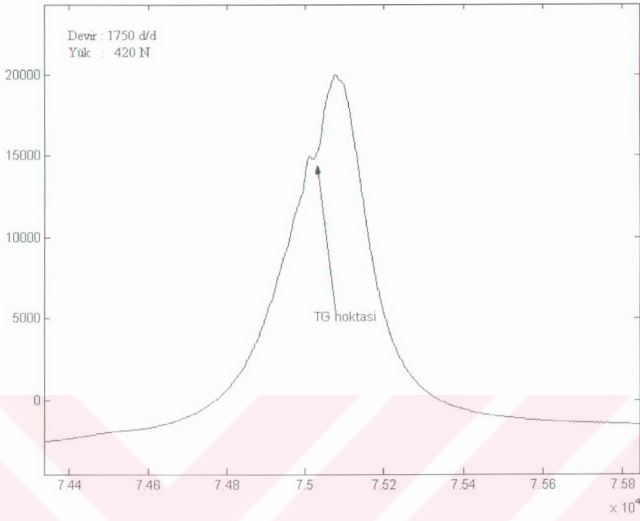
4.1.1 Maksimum Basınç Programı:

Oscilloscope programı bir saniyeyi 44100 parçaya bölerek verileri oluşturur. Bu program verileri sırayla değerlendirip bir çevrimi tespit eder. Daha sonra bu çevrimdeki maksimum basınç değerini bulur. Bu işlem bütün verilere uygulandıktan sonra program bulunduğu değerleri belirli aralıklara toplayarak yüzdeleri hesaplar. Kullanıcının 2 tercihi mevcuttur. Program isteğe göre salt dataların maksimum değerlerini kaydedilebilir veya Ek 1'deki sinyal dönüştürücü katsayılarına göre değerleri *bar* cinsinden gerçek değere dönüştürerek bir dosyaya yazar. Gerçek değerler için basınç aralıkları 0.25 bar olarak sabitlenmiştir. Dosyalar *.csv (Comma Separated Values) formatında hazırlanır. Daha sonra veriler Maksbasinc.xlt hazır dosyasına kopyalanarak sonuçlar incelenir.

4.1.2 Tutuşma Gecikmesi Programı:

Tutuşma gecikmesinin belirlenmesiyle ilgili 2.4.3 bölümünde literatürlere yer verilmiştir. Bu literatürün incelenmesinden ve eldeki verilerin gözden geçirilmesinden sonra TG belirleme yöntemine şu şekilde karar verilmiştir.

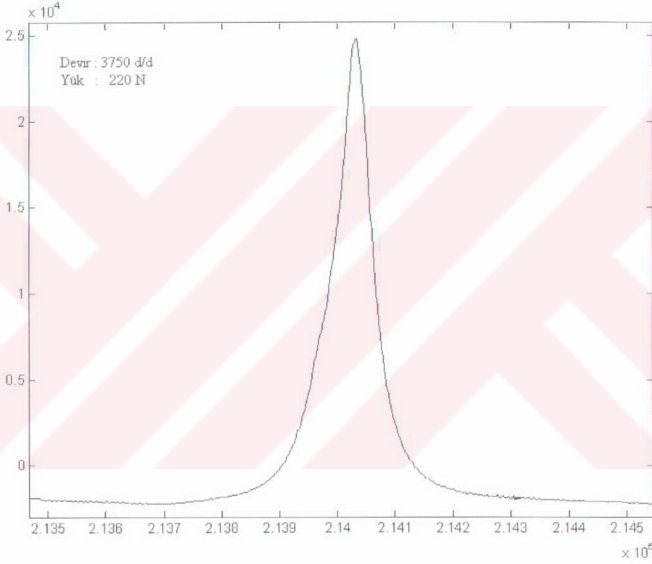
TG başlangıcını belirlemek için genellikle kullanılan yöntem iğne kalkış süresini belirlemektir. Test düzeneğimizde bu anı belirleyebilecek tesisat mevcut olmadığı için basınç eğrisinin(p-t) ilk düşüşe geçtiği nokta PB olarak kabul edilmiştir. YB değerini belirlemek için ise basınç eğrisinin tekrar artışa geçtiği nokta kabul edilmiştir.Şekil 4.1'de örnek bir çevrimde TG süresinin belirlendiği noktalar gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Örnek basınç diyagramı (p-t)
(Gaz kolu pozisyonu 7/8-10. Çalışma noktası)

TG süreleri belirlendikten sonra Maksbasinc.m programında olduğu gibi değerler belirli aralıklara toplanarak yüzdeleri hesaplanır. Buradaki sabit aralık 0.05 ms.'dir.

TG değerlerini bu programla belirlerken bir sorunla karşılaşmıştır. Yüksek devirlere çıktıkça basınç eğrileri dikleşmiştir ve eğriler maksimum noktaya gelene kadar genelde. Bu noktalarda TG gecikmesinin olmadığı kabul edilmiş ve yüzde hesaplarında değerlendirmeye alınmamıştır. Bu durumun oluştuğu bir çevrim örneği Şekil 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 TG' nin belirlenemediği basınç eğrisi örneği (p-t)
(Gaz kolu pozisyonu 7/8-2. Çalışma noktası))

Hangi aralıklarda TG ölçümü yapıldığı, sonuçların değerlendirildiği bölümde belirtilmiştir. Çıkış dosyaları diğer programda olduğu gibi *.csv (Comma Separated Values) formatında hazırlanır. Daha sonra veriler Maksbasinc.xlt hazır dosyasına kopyalanarak sonuçlar incelenir.

4.2 EGR oranının belirlenmesi:

Deneyde Bölüm 2.3'teki anlatılan EGR hesaplama yöntemlerinden kütle bazlı olan kullanılmıştır. EGR oranının belirlenmesi için U tüplerden yararlanılmıştır. Basınç mmH₂O sütunu cinsinden ölçülmüştür. Ölçülen değerlerin birincisi nozul girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkıdır (ΔP_{emme}), ikincisi nozul çıkışı ile ortam arasındaki basınç farkıdır (ΔP_{em-ort}).

$$Emme \text{ Hızı} = \sqrt{\left(\frac{2 \times \Delta P_{em-ort} \times g}{\rho_{em}}\right)} \quad (4.1)$$

Emme hızı formülüyle hesaplanan değerler, yaklaşma faktörü hızı (E) ve akış katsayısı (α_{emme}) çarpılarak V_{emme} değeri hesaplanır.

$$V_{em} = Emme \text{ Hızı} \times E \times \alpha_{em} \quad (4.2)$$

Debi değeri aşağıdaki gibi hesaplandıktan sonra,

$$Q_{em} = A \times \rho_{em} \times V_{em} \quad (4.3)$$

Son olarak kütleli EGR oranı yüzde cinsinden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\% EGR = \frac{\%0 \text{ EGR}'de }{\%0 \text{ EGR}'de } \frac{Q_{em} - Q_{em}}{Q_{em}} \times 100 \quad (4.4)$$

4.3 7/8 Gaz Konumundaki Sabit Çalışma Noktalarının Deney Sonuçları

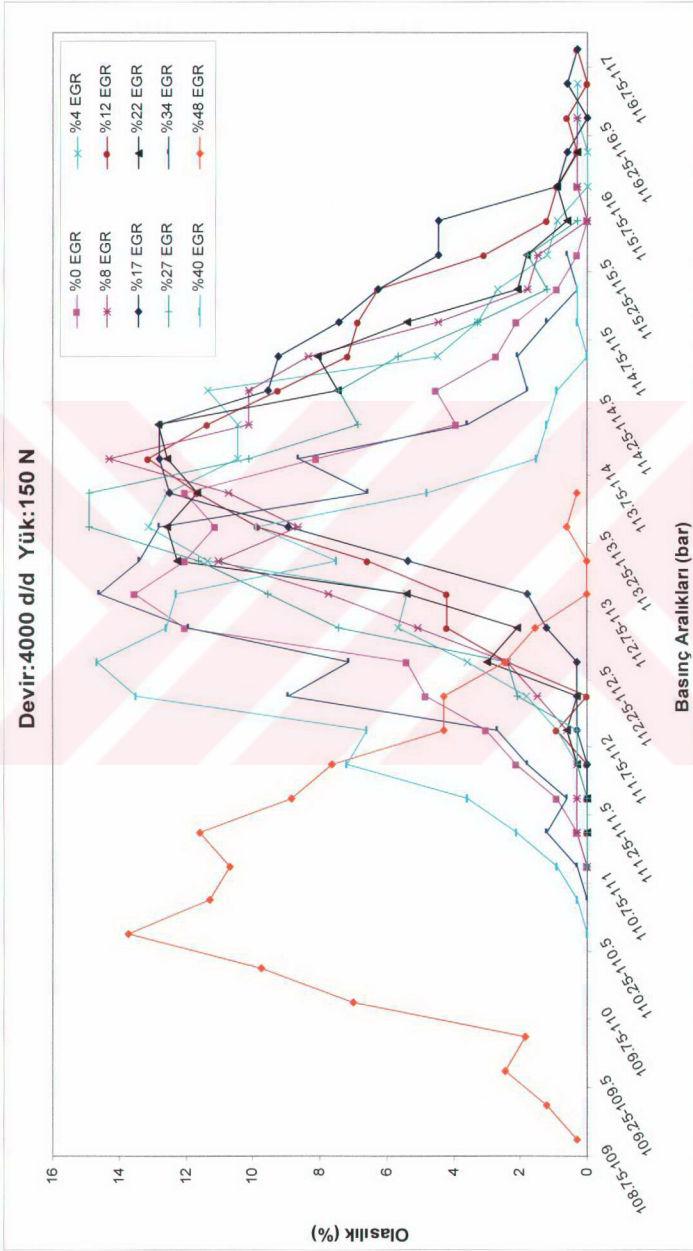
Bu test aralığında motor 4000 d/d' da yüksüz olarak çalıştırılmıştır ve EGR vanası tam kapalı olarak ilk ölçüm yapılmıştır daha sonra EGR vanası kademeli olarak motor çalışma durumu belirgin şekilde bozulana kadar açılmıştır. Bundan sonra diğer çalışma noktasına gaz kolu sabit tutulup yük artırılarak geçilmiştir. Yük artırılarak devir 250 d/d düşürülmüştür ve 1750 devire kadar her bir aralıkta ölçümler yapılmıştır. Bu test aralığında bütün çalışma noktalarının maksimum basınç,özgül yakıt tüketimi ve NO_x emisyonları hesaplamaları ve değerlendirmeleri yapılmıştır sadece, tutuşma gecikmesi hesaplamaları 1750 ile 2750 devir aralığında yapılmıştır. Daha yüksek devirlerde TG belirlemek ise basınç eğrilerinden TG belirleme noktalarının tespit edilememesi nedeniyle mümkün olmamıştır.

4.3.1 7/8 Gaz Konumunda Birinci Çalışma Noktası:

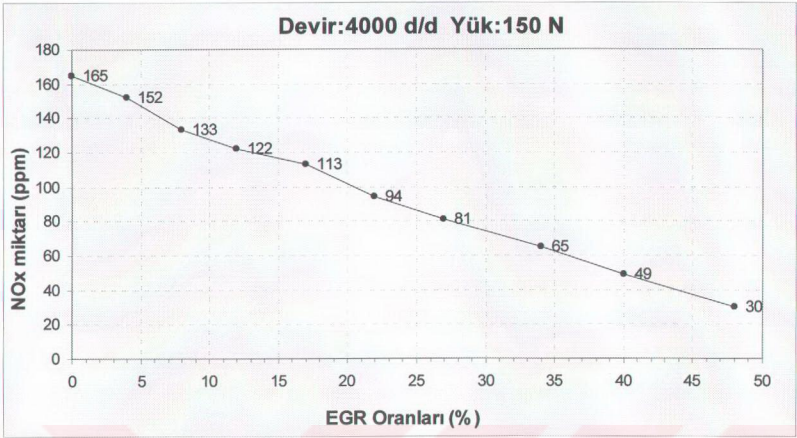
Bu çalışma noktasında maksimum %48 oranında EGR yapılmıştır. Bu yüksek seviyelere gelebilmek motoru yüksüz çalıştırmakla mümkün olmuştur. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 10 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 110.5 bar ile 117 bar arasında değişmiştir. İlk EGR kademelerinde *Pmaks* değerlerinde artış gözlenmiştir. *Pmaks* değerlerinde kontrolsüz yanma fazı etkindir. Eğer TG bir miktar artarsa *Pmaks* değerleri de artar.Burada düşük EGR oranında seyreltme etkisi nedeniyle TG' nin arttığı ve bu nedenle *Pmaks* 'ın arttığı düşünülmektedir. EGR oranları arttıkça seyreltme etkisi fazlalaşır ve ayrıca termal etki ile *Pmaks* düşmeye başlar. EGR çok yüksek oranlara geldiğinde karışım çok fakirleştiği için artık yanma kötüleşir *Pmaks* değerleri belirgin şekilde düşer.

NO_x oranları EGR oranı arttıkça neredeyse lineer olarak azalmıştır. EGR'nin seyreltme ve termal etkisi grafikte rahatça gözlenmiştir. *Pmaks* ilk kısımlarda artmasına rağmen NO_x emisyonları düşmüştür Seyreltme ve termal kısma etkisi NO_x üzerinde oldukça etkili olmuştur.

Bu yüksüz çalışma noktasında özgül yakıt sarfiyatı değerlendirilmesi yapılmamıştır.



Şekil 4.3. Maksimum Basınç – Oslalık Grafiği (4000 d/d)



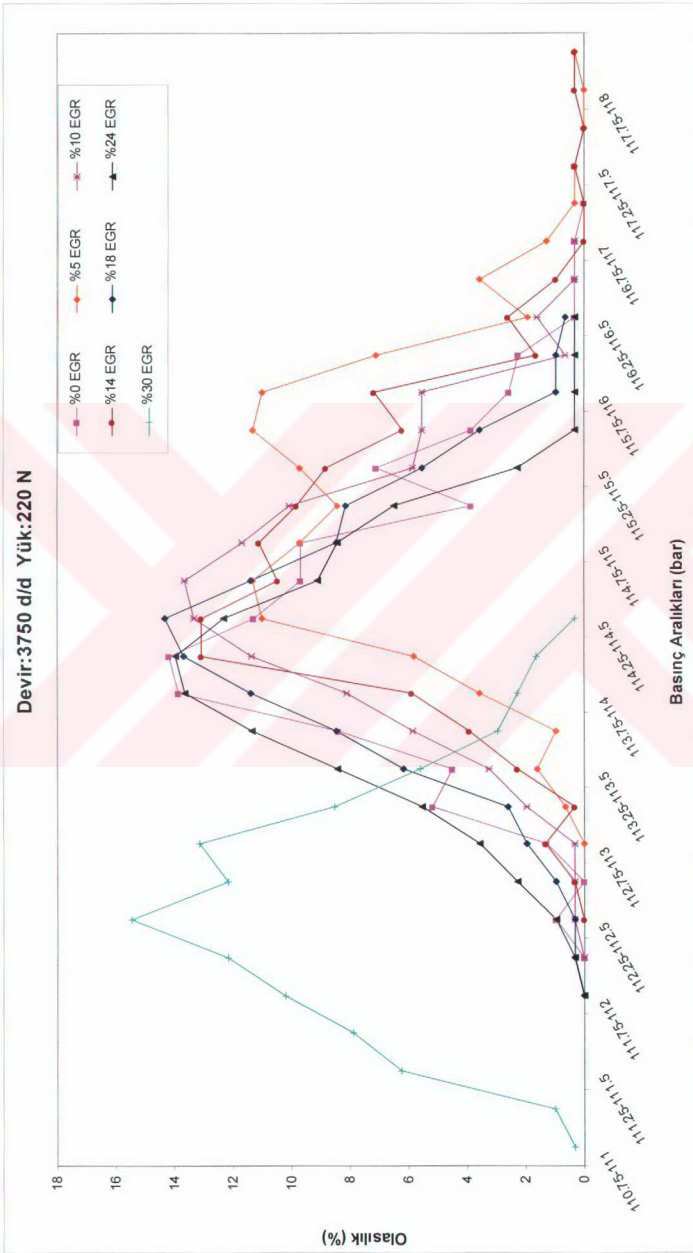
Şekil 4.4 EGR Oranı – NO_x emisyonu (4000 d/d)

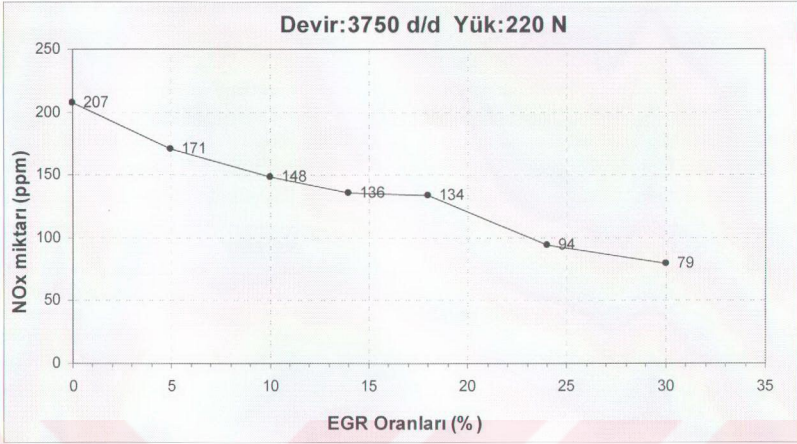
4.3.2 7/8 Gaz Konumunda İkinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %30 oranında EGR yapılmıştır. Bir önceki çalışma noktasına göre motorun performansı düşmeden yapılabilen EGR oranı azalmıştır. Yükün artışı EGR oranını belirgin şekilde etkilemiştir. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 7 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda P_{maks} aralıkları 110.75 bar ile 117.5 bar arasında değişmiştir. Bir önceki noktada olduğu gibi ilk EGR kademelerinde P_{maks} değerlerinin arttığı gözlenmiştir. P_{maks} değerlerinin artışı daha az olmuştur ve %18 EGR'den sonra maksimum basınç değerleri belirgin şekilde azalmıştır.

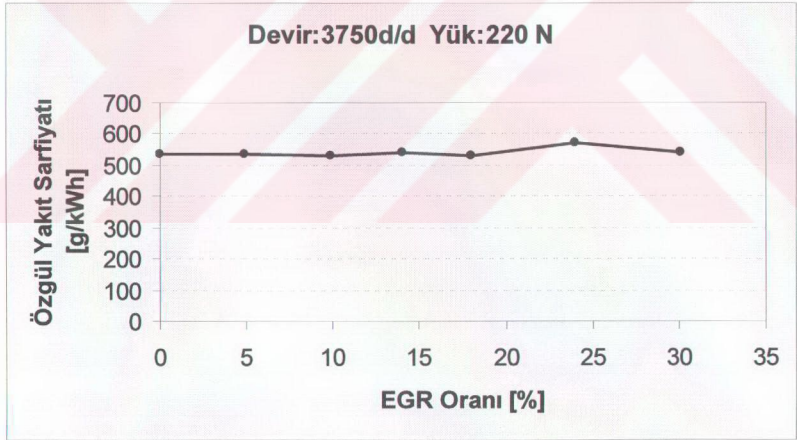
NO_x miktarlarındaki azalma bir önceki noktaya göre benzer gerçekleşmiştir. Yaklaşık %25 oranında EGR yapıldığında NO_x emisyonları yarıdan fazla düşmüştür.

Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranları arttırıldıkça değişme görülmemiştir.

Şekil 4.5 *Pmaks* – Olasılık Grafiği (3750 d/d)



Şekil 4.6 EGR Oranı – NO_x emisyonu (3750 d/d)



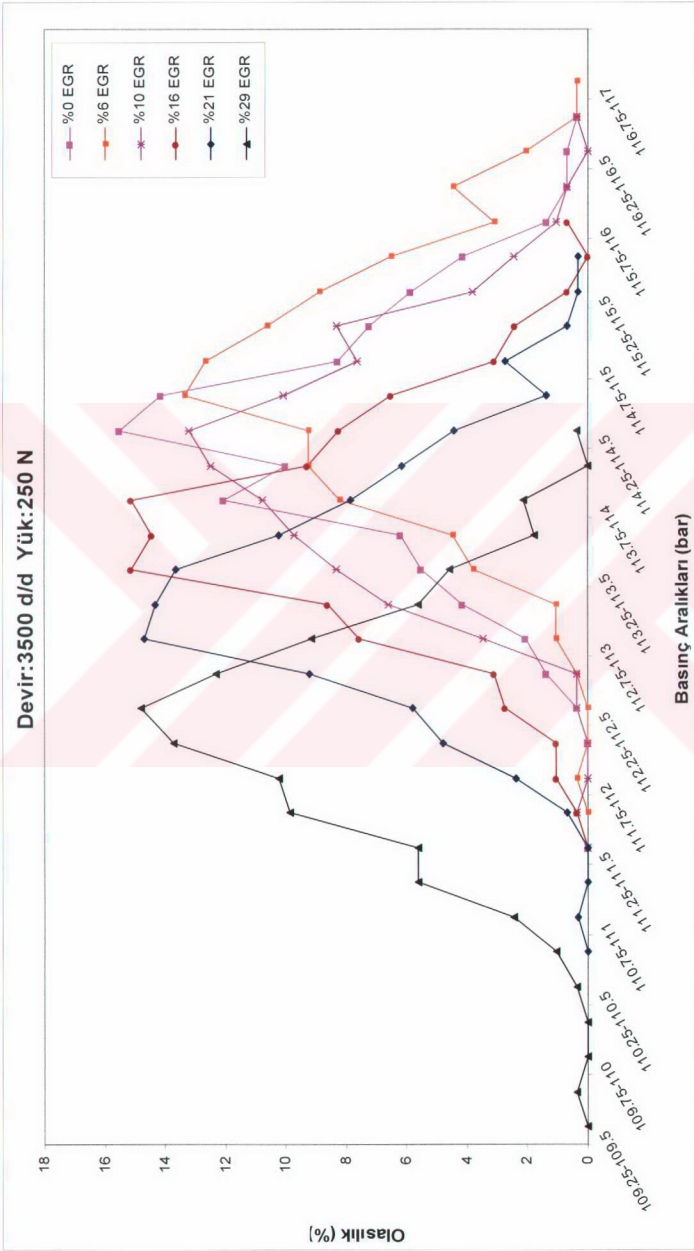
Şekil 4.7 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (3750 d/d)

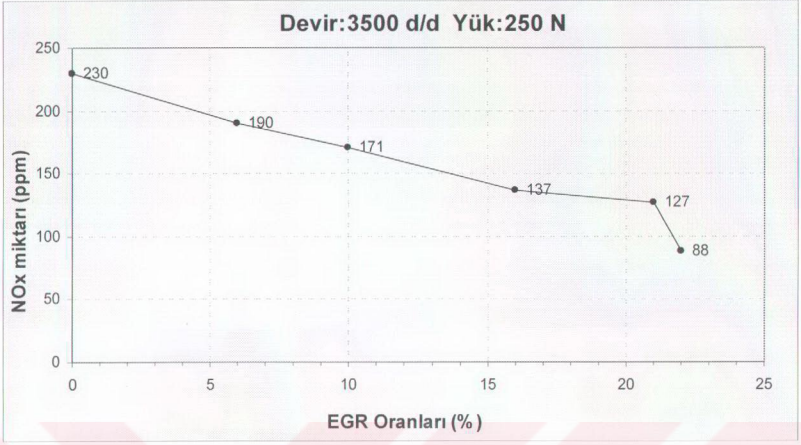
4.3.3 7/8 Gaz Konumunda Üçüncü Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %29 oranında EGR yapılmıştır. *Pmaks* değerleri yük arttıkça doğal olarak yavaşça düşmektedir . Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 6 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda *Pmaks* aralıkları 109.25 bar ile 117 bar arasında değişmiştir. Bu noktada da düşük EGR oranlarında *Pmaks*' da biraz artış olmuş fakat %10 EGR oranına gelindiğinde *Pmaks* değerleri %0 EGR 'deki değerlerin altına düşmüştür .

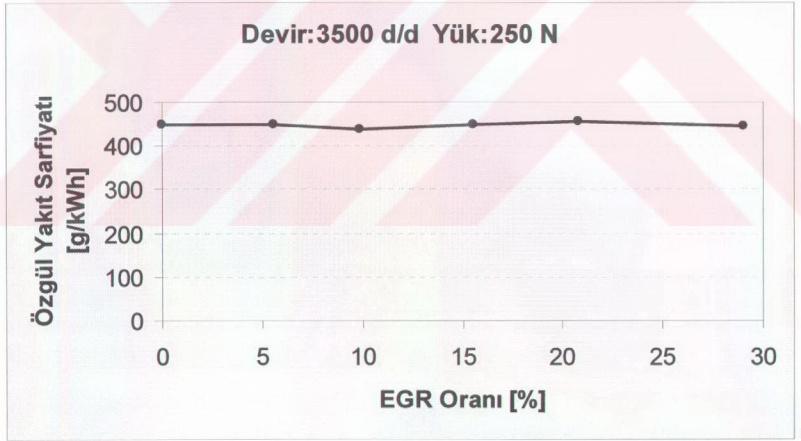
NO_x miktarlarındaki azalma biraz daha hızlı gerçekleşmiştir yaklaşık %50 oranında azalma için %20 miktarda EGR yeterli olmuştur.

Özgül yakıt sarfiyatında yük arttırıldıkça azalma olması rahatlıkla gözlenirken EGR oranları arttırılırken yine sarfiyatta belirgin bir değişme olmamıştır.

Şekil 4.8 P_{maks} – Olasılık Grafiği (3500 d/d)



Şekil 4.9 EGR Oranı – NO_x emisyonu (3500 d/d)



Şekil 4.10 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (3500 d/d)

4.3.4 7/8 Gaz Konumunda Dördüncü Çalışma Noktası:

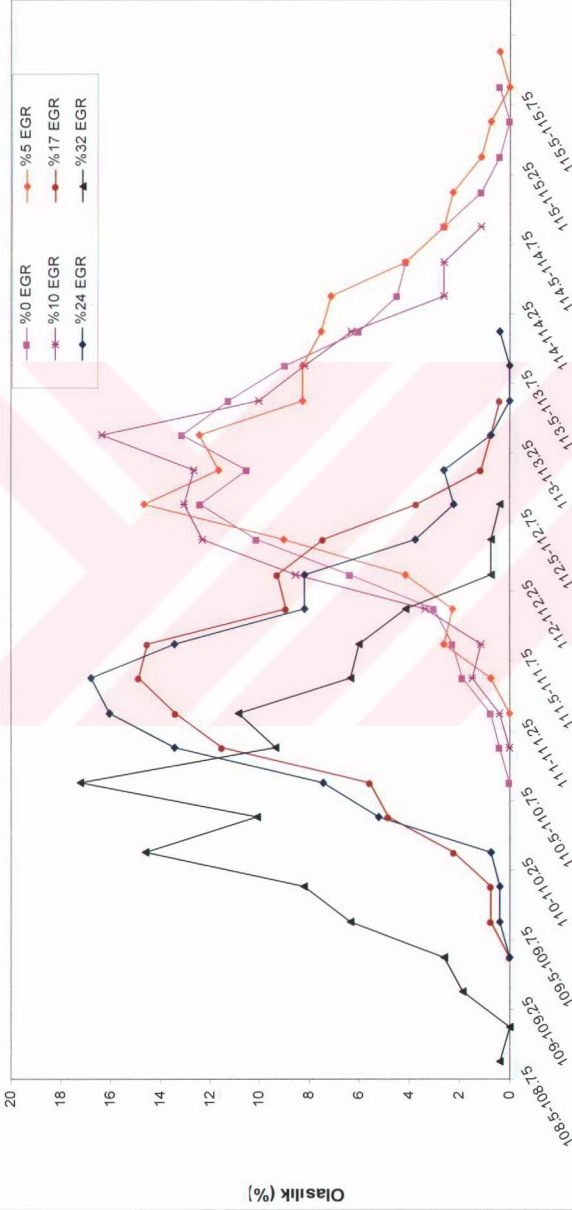
Bu çalışma noktasında maksimum %32 oranında EGR yapılmıştır. EGR oranları yük arttıkça genelde bir önceki noktaya göre yavaşça düşerken burada biraz artmıştır. Bunun sebebi EGR vanasının elle kontrolü olabilir. Elle kontrolde, açılma aralıklarının benzerliği kişinin el becerisine kalmıştır. Eğer bu aralık biraz fazla tutulup, sınır noktalarda motorun dengesiz çalıştığı EGR oranına gelinirse orada ölçüm durdurulup maksimum EGR oranı bir önceki değer olarak alınmıştır. Bu sebeple bazen böyle ufak farklılıkların olması muhtemeldir.

Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 6 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda P_{maks} aralıkları 108.5 bar ile 116 bar arasında değişmiştir. Bu çalışma noktasında ilk EGR kademesinden itibaren P_{maks} değerleri %0 EGR 'deki değerlerin altına düşmüştür. Yük artıkça silindiriçi sıcaklıklar artar ve egzoz gazı içindeki oksijen konsantrasyonu azalır. EGR'nin seyreltme ve termal etkisi daha etkin hale gelir. Sonuç olarak artan yüklerde EGR yanam koşullarını daha fazla etkileyerek P_{maks} 'ın düşüşünde daha etkin hale gelir.

NO_x miktarlarındaki azalma bir önceki noktadakinine benzer olmuştur.

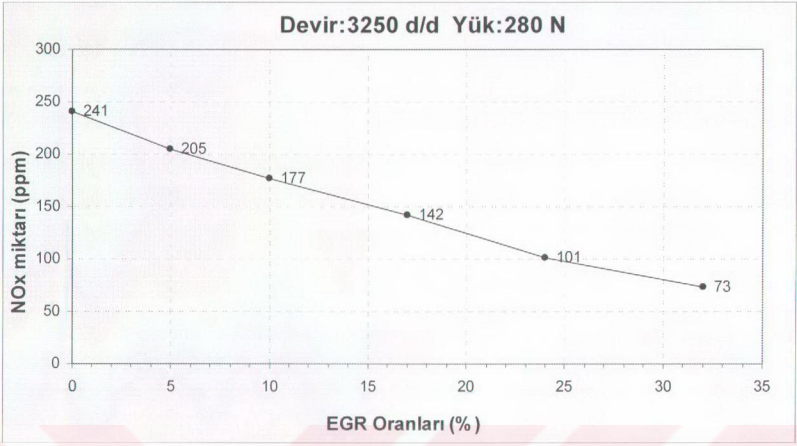
Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranları artırılırken yine sarfiyatta belirgin bir değişme olmamıştır.

Devir:3250 d/d Yük:280N

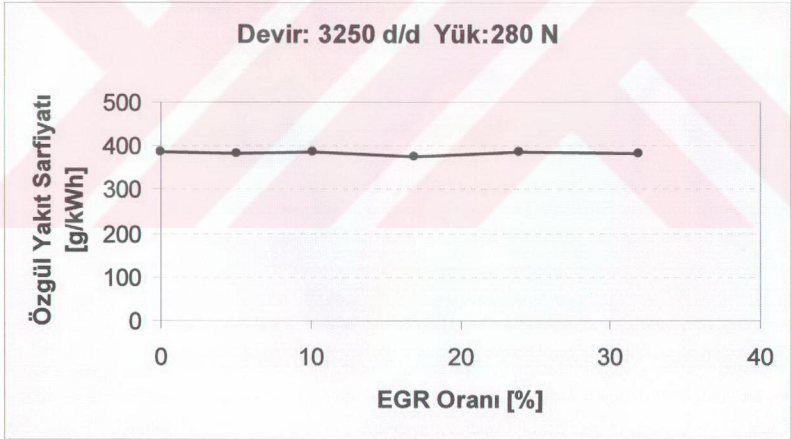


Basınç Aralıkları (bar)

Şekil 4.11 P_{maks} – Olasılık Grafiği (3250 d/d)



Şekil 4.12 EGR Oranı – NO_x emisyonu (3250 d/d)



Şekil 4.13 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfıyatı (3250 d/d)

4.3.5 7/8 Gaz Konumunda Beşinci Çalışma Noktası:

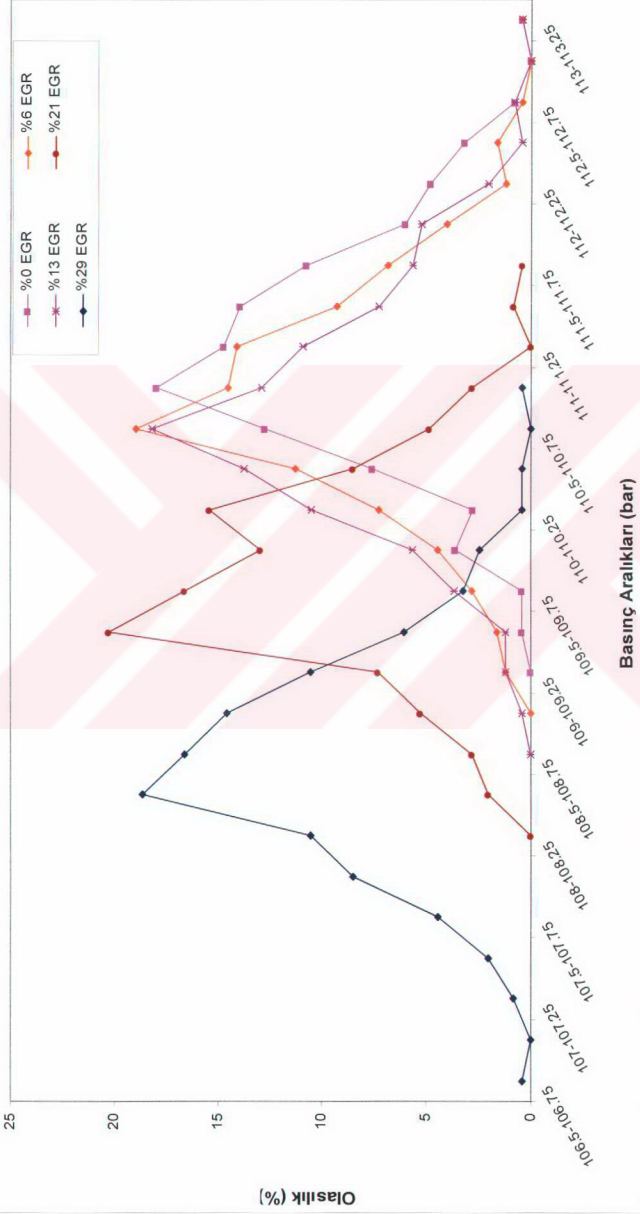
Bu çalışma noktasında maksimum %29 oranında EGR yapılmıştır. EGR oranı bir miktar azalmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 5 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda P_{maks} aralıkları 106.5 bar ile 113.25 bar arasında değişmiştir.

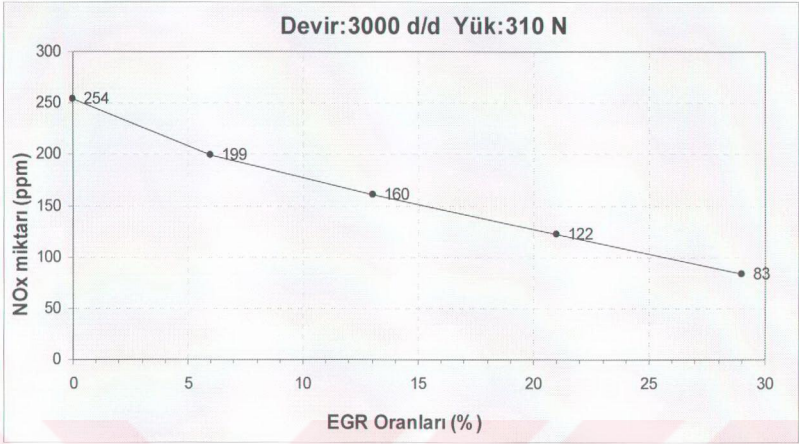
Bu yük ve devir kademesinde P_{maks} değerlerinde bir önceki kademeye göre belirgin düşüş olmuştur. Ayrıca düşük EGR oranlarında bile artık P_{maks} değerleri azalmaya başlamıştır. Kısmi yüklerden orta yüklerle gelindiği için yanma daha verimli olmaktadır.

Yük arttıkça giderek NO_x emisyonu miktarı bir önceki noktalara göre artmaktadır. NO_x 'lerin oluşumunda büyük bir etken olan silindir içi sıcaklıklar yükün artmasıyla yükseldiği için NO_x emisyonlarındaki artış şaşırtıcı değildir. NO_x emisyonunun EGR oranlarının artmasıyla düşüş eğilimi ise aynı şekilde devam etmektedir.

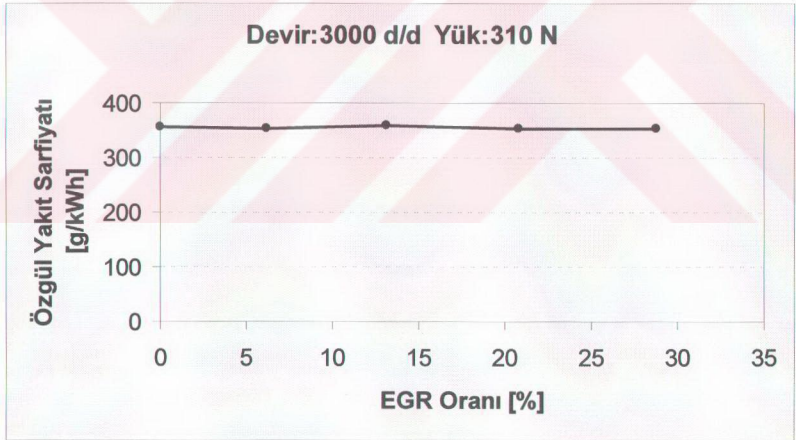
Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranları artırılırken daha önceki noktalarda olduğu gibi sarfiyatta belirgin bir değişme olmamıştır.

Devir:3000 d/d Yük:310 N

Şekil 4.14 P_{maks} – Elastiklik Grafiği (3000 d/d)



Şekil 4.15 EGR Oranı – NO_x emisyonu (3000 d/d)



Şekil 4.16 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfıyatı (3000 d/d)

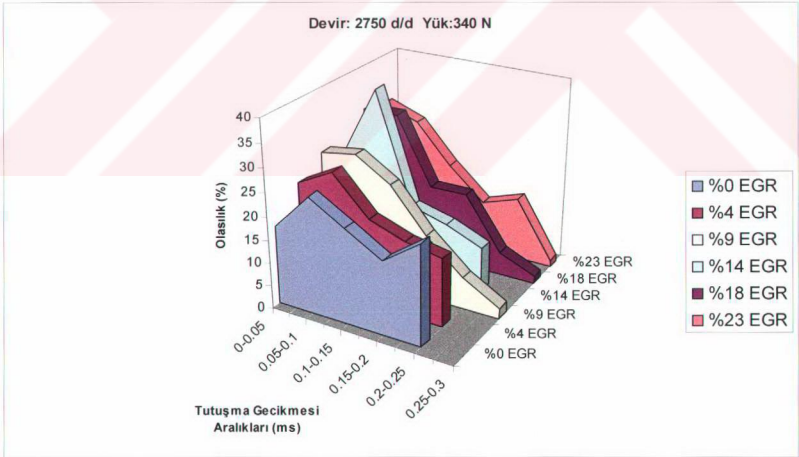
4.3.6 7/8 Gaz Konumunda Altıncı Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %23 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 6 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda P_{maks} aralıkları 93.75 bar ile 105.5 bar arasında değişmiştir. Yükün artırılmasıyla ve devirin düşmesiyle P_{maks} değerlerinde düşüş belirlenmiştir .

Bu noktadan itibaren TG sürelerinin tespitine başlanmıştır. Bu yüksek devirlerde tutuşma gecikmelerini belirlemede zorluk çekilmiştir. 10 saniyelik süredeki çevrimlerin genelde %35 'inde TG değerleri belirlenmiştir. EGR oranı arttıkça düşük TG değerlerinin yüzdesi artarken diğer bir yandan da düşük EGR oranlarında belirlenmemiş olan yüksek TG değerleri bulunur. Kısmi yüklerde düşük EGR oranlarında TG' yi arttırdığı tahmin edilen seyreltme etkisinin bu orta yükte düşük EGR oranında TG' ye etkimediği görülmüştür.

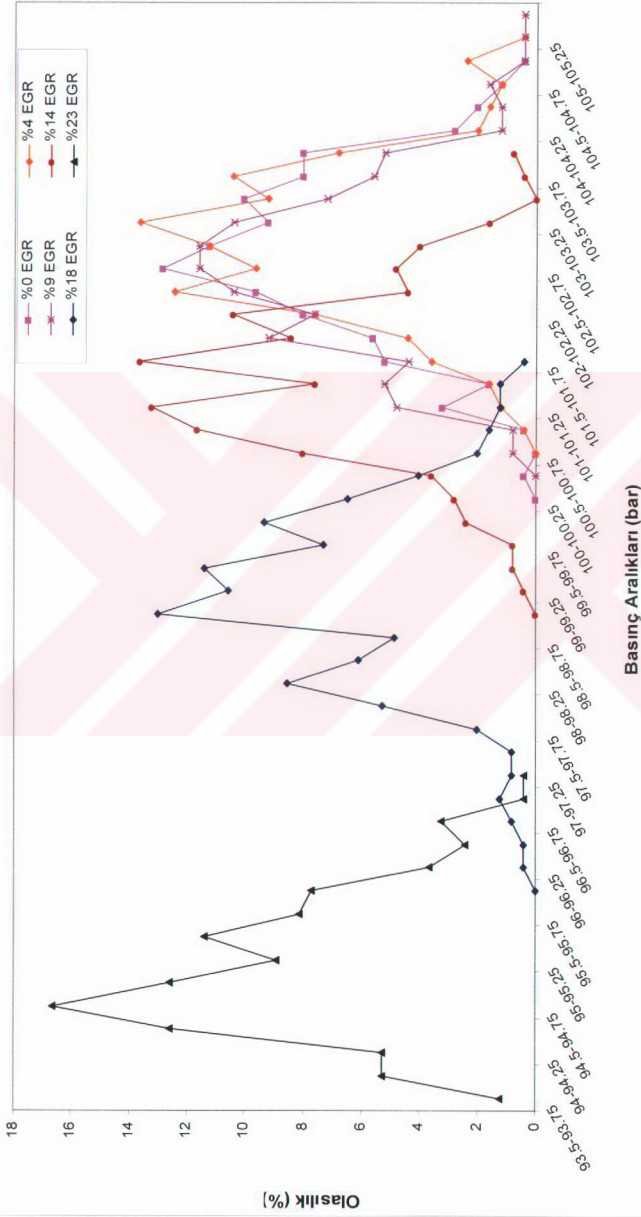
NO_x miktarlarındaki azalma hızı giderek artmaktadır; yaklaşık %50 oranda azalma için %15 miktarda EGR yeterli olmuştur.

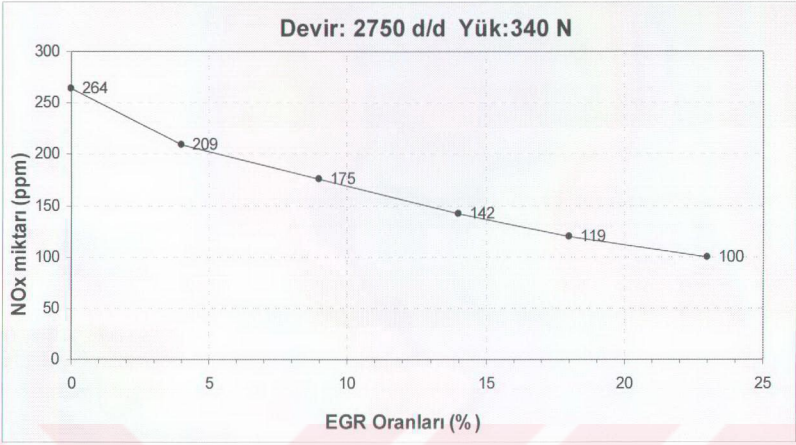
Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranları artırılırken bir miktar azalma olmuştur.



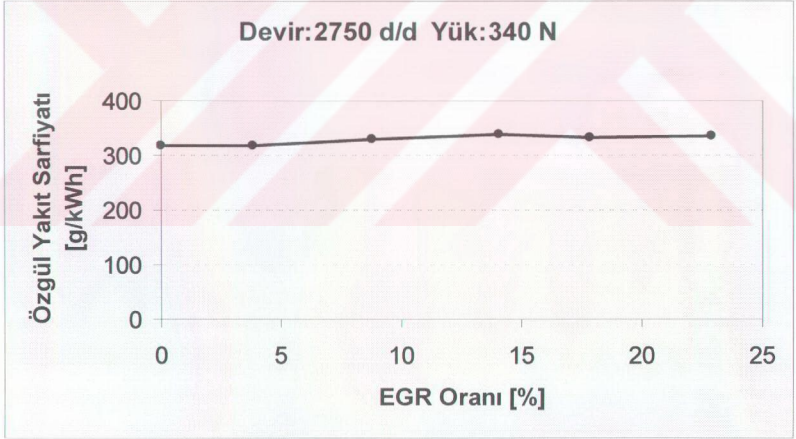
Şekil 4.17 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2750 d/d)

Devir: 2750 d/d Yük: 340 N

Şekil 4.18 P_{maks} – Olasılık Grafiği (2750 d/d)



Şekil 4.19 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2750 d/d)



Şekil 4.20 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (2750 d/d)

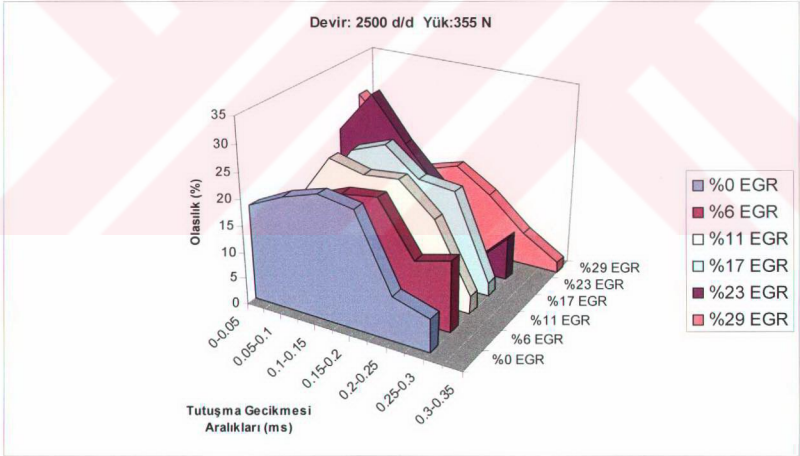
4.3.7 7/8 Gaz Konumunda Yedinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %29 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 6 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda P_{maks} aralıkları 99 bar ile 105 bar arasında değişmiştir.

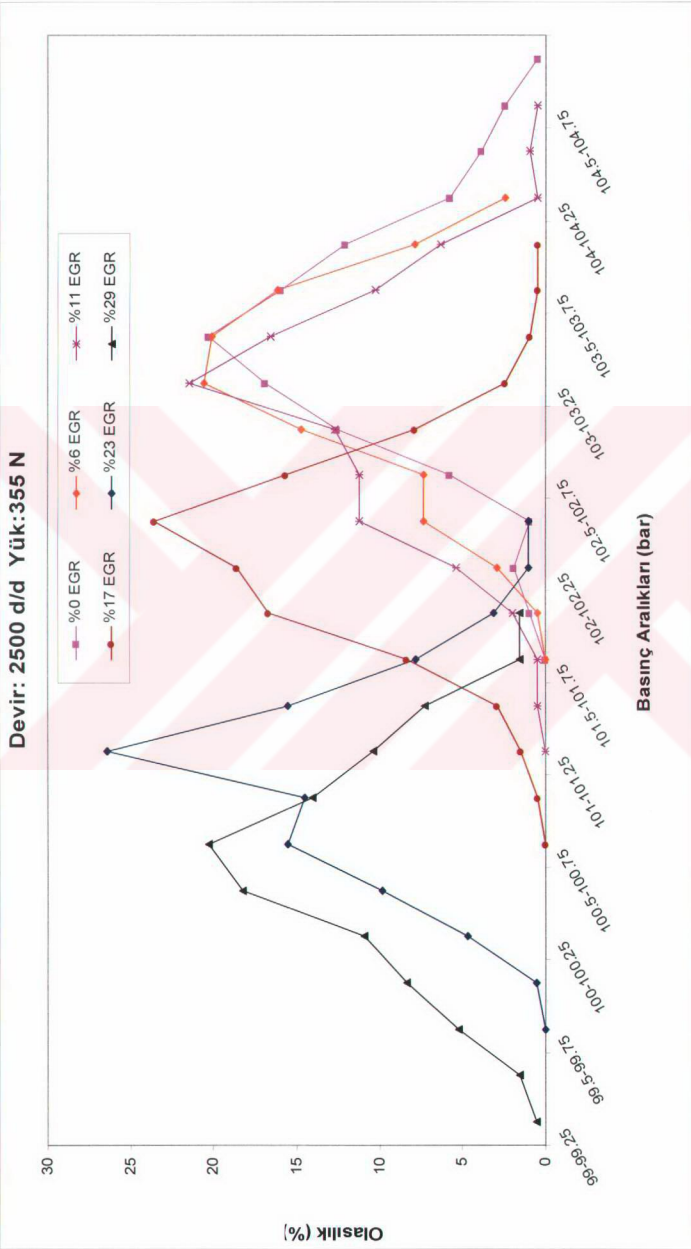
Çevrimlerin genelde %50 'sinde TG değerleri belirlenmiştir. Devir sayısı azaldıkça TG değerlerini belirlemek kolaylaşmıştır. EGR oranı arttıkça TG sürelerinin azaldığı tespit edilmiştir. EGR oranı çok arttığında kısa TG süreleri oluşma olasılığı artarken bir miktarda uzun süreler oluşmuştur. Bunun yüksek EGR oranlarında emme havası konsantrasyonlarındaki farklılıklardan oluşması mümkündür.

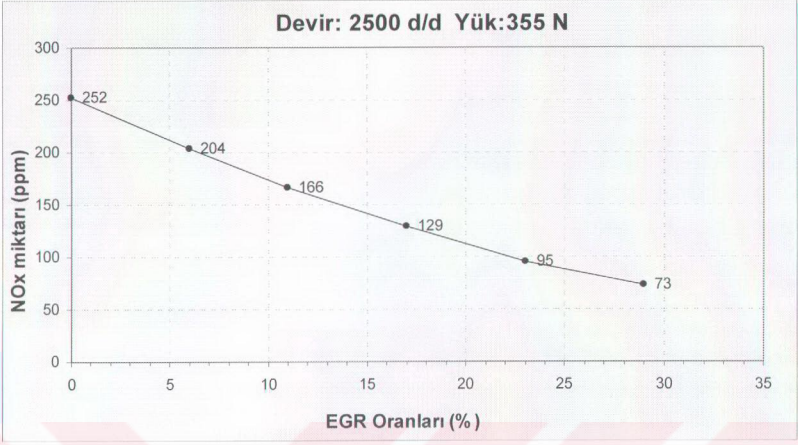
EGR oranı arttıkça NO_x miktarlarındaki azalma rahatça gözlenebilmiştir.

Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranları artırılırken bir miktar azalma olmuştur.

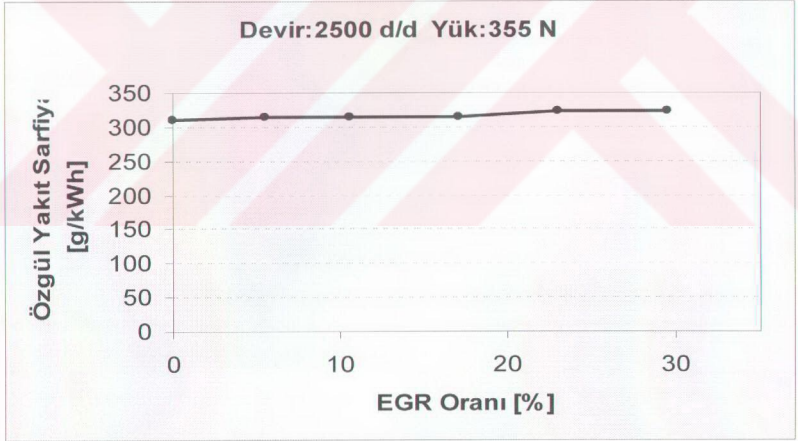


Şekil 4.21 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2500 d/d)

Şekil 4.22 *Pmaks* – Olasılık Grafiği (2500/d)



Şekil 4.23 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2500 d/d)



Şekil 4.24 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfıyatı (2500 d/d)

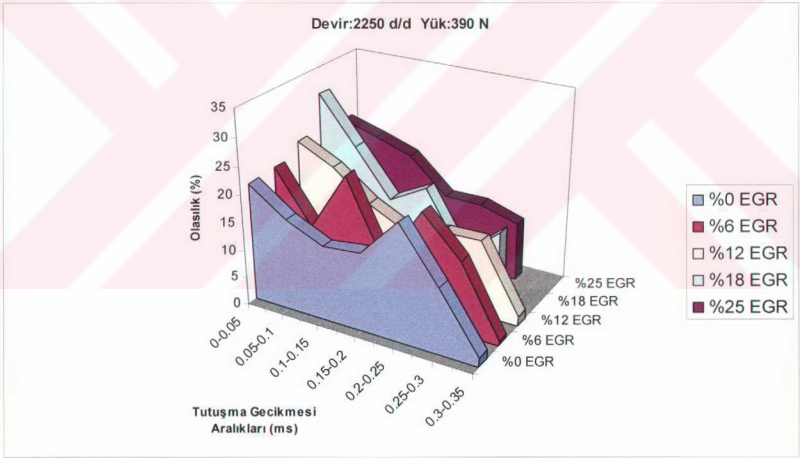
4.3.8 7/8 Gaz Konumunda Sekizinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %25 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 5 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda P_{maks} aralıkları 97 bar ile 101.25 bar arasında değişmiştir. Bu yük değerlerinde P_{maks} değerleri arasındaki farkın azalması belirginleşmiştir. Yük arttıkça P_{maks} değerleri düşmüştür ve yükün artmasıyla maksimum EGR oranları da azalmıştır sonuçta P_{maks} lar arası daralmıştır.

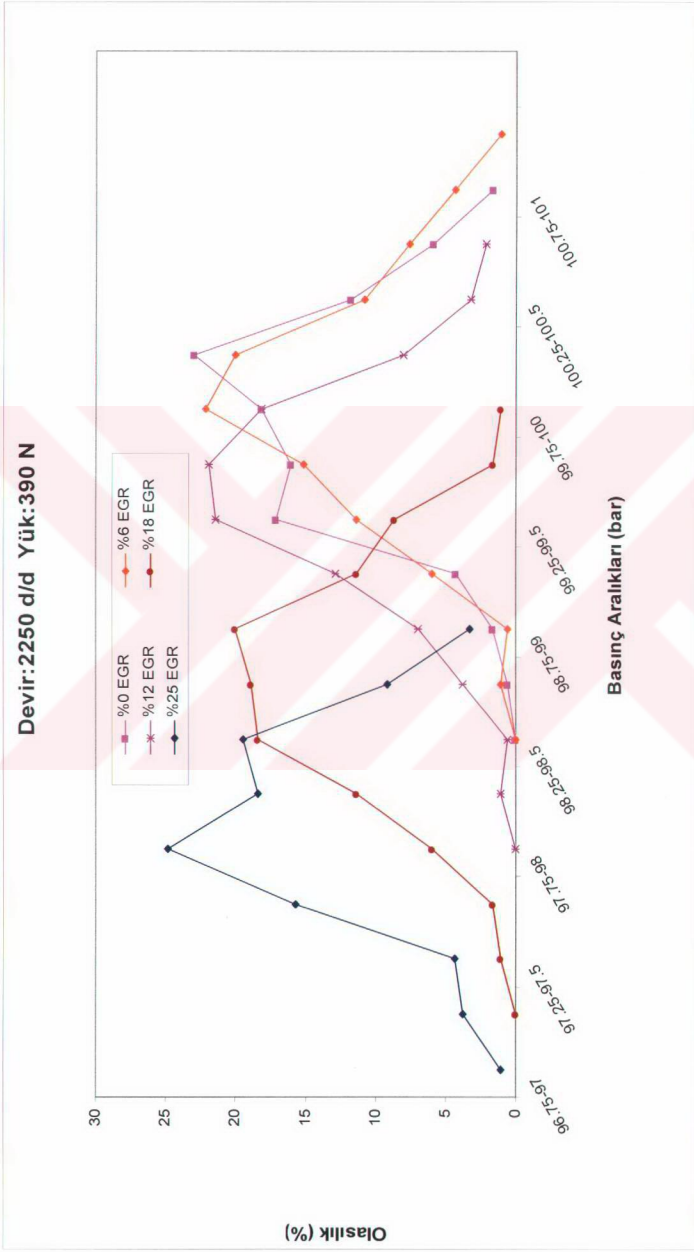
Çevrimlerin genelde %60' ında TG değerleri belirlenmiştir. EGR oranı arttıkça tutuşma gecikmesi sürelerinin azaldığı tespit edilmiştir.

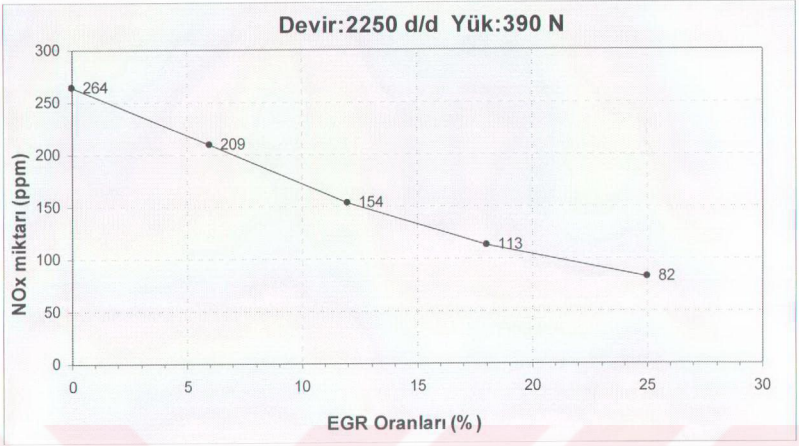
EGR oranı arttıkça NO_x miktarlarındaki azalma rahatça gözlemlenmektedir. % 25 EGR oranına geldiğinde NO_x emisyonları üçte bir oranda azalmıştır.

Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranları artırılırken bir miktar artma olmuştur.

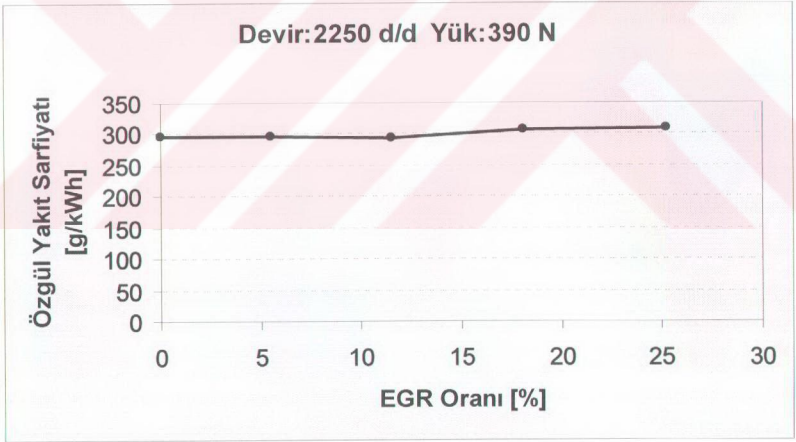


Şekil 4.25 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2250 d/d)

Şekil 4.26 *Pmaks* – Olasılık Grafiği (2250 d/d)



Şekil 4.27 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2250 d/d)



Şekil 4.28 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfıyatı (2250 d/d)

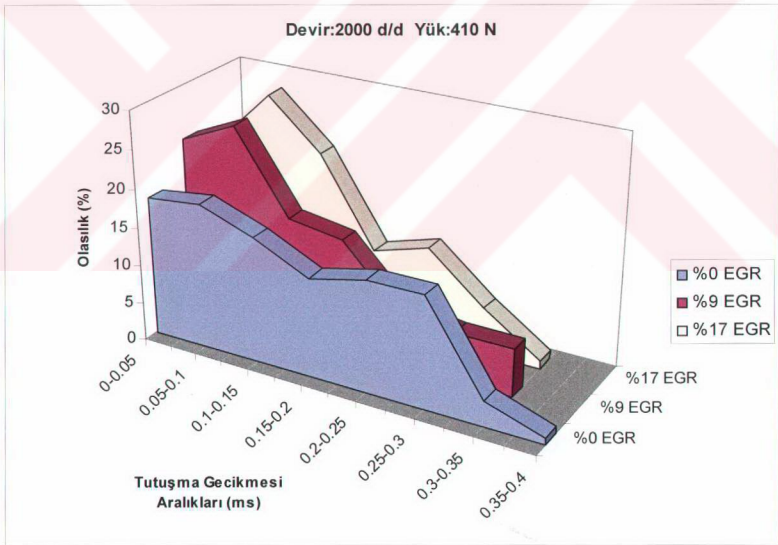
4.3.9 7/8 Gaz Konumunda Dokuzuncu Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %17 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 3 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda P_{maks} aralıkları 94.5 bar ile 97.5 bar arasında değişmiştir.

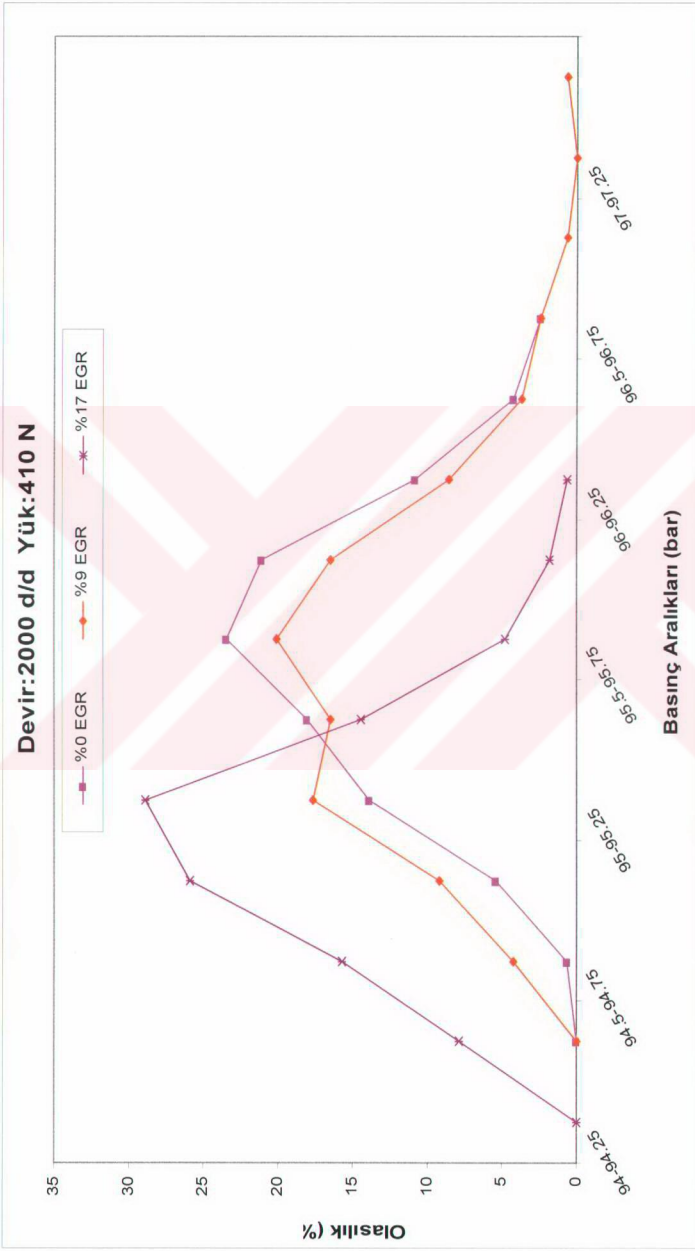
Çevrimlerin genelde %65'inde TG değerleri belirlenmiştir. EGR oranı arttıkça TG' nin azalması görülmüştür. Devir düştükçe belirlenen TG değerleri oranı artmıştır.

Bu noktada NO_x emisyonları artan yükte birlikte daha önce olduğu gibi artmamıştır tam tersine azalmıştır. Yükün belirli bir sınırdan fazla artırılması durumunda NO_x emisyonlarının azalabileceği literatürlerde belirtilmiştir (Soruşbay, 1999). Diesel motordaki düzenli çalışmayı sağlayan hız regülatörünün bu sınır yükte devreye girmesiyle yakıt sevki yapılmış ve karışım zenginleştiği için NO_x emisyonları azalmıştır.

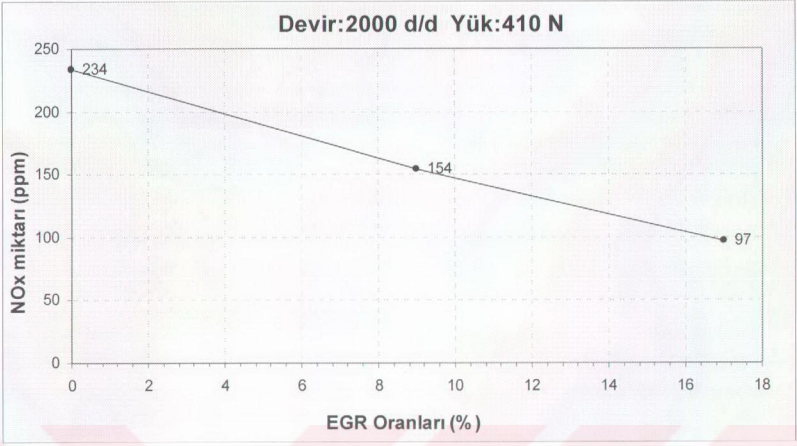
Özgül yakıt tüketiminde bir miktar artış gözlenmiştir.



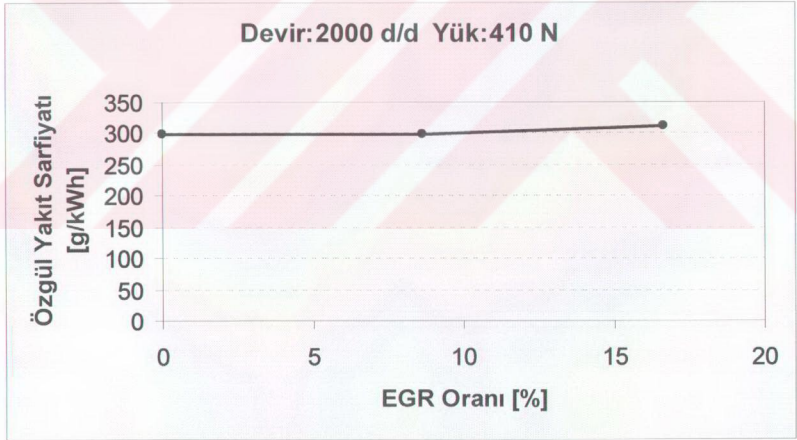
Şekil 4.29 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2000 d/d)



Şekil 4.30 *Pmaks* – Olasılık Grafiği (2000 d/d)



Şekil 4.31 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2000 d/d)



Şekil 4.32 EGR Oranı – Özgül yakıt sarfiyatı (2000 d/d)

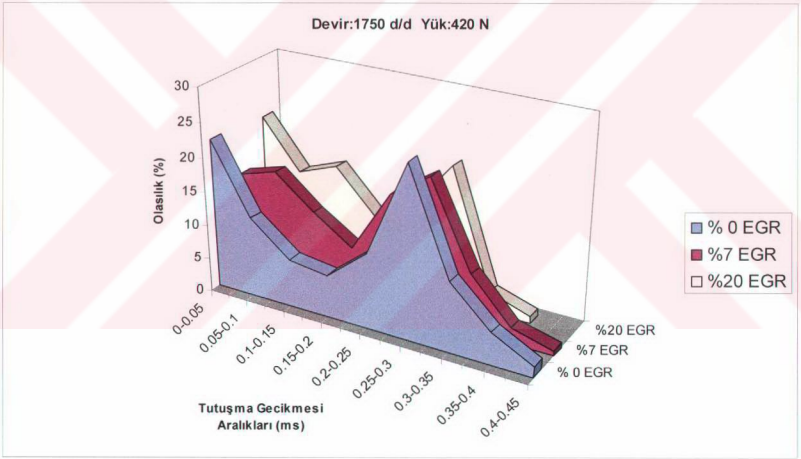
4.3.10 7/8 Gaz Konumunda Onuncu Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %20 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 3 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda P_{maks} aralıkları 92 bar ile 89.5 bar arasında değişmiştir. P_{maks} değerleri en düşük noktaya gelmiştir.

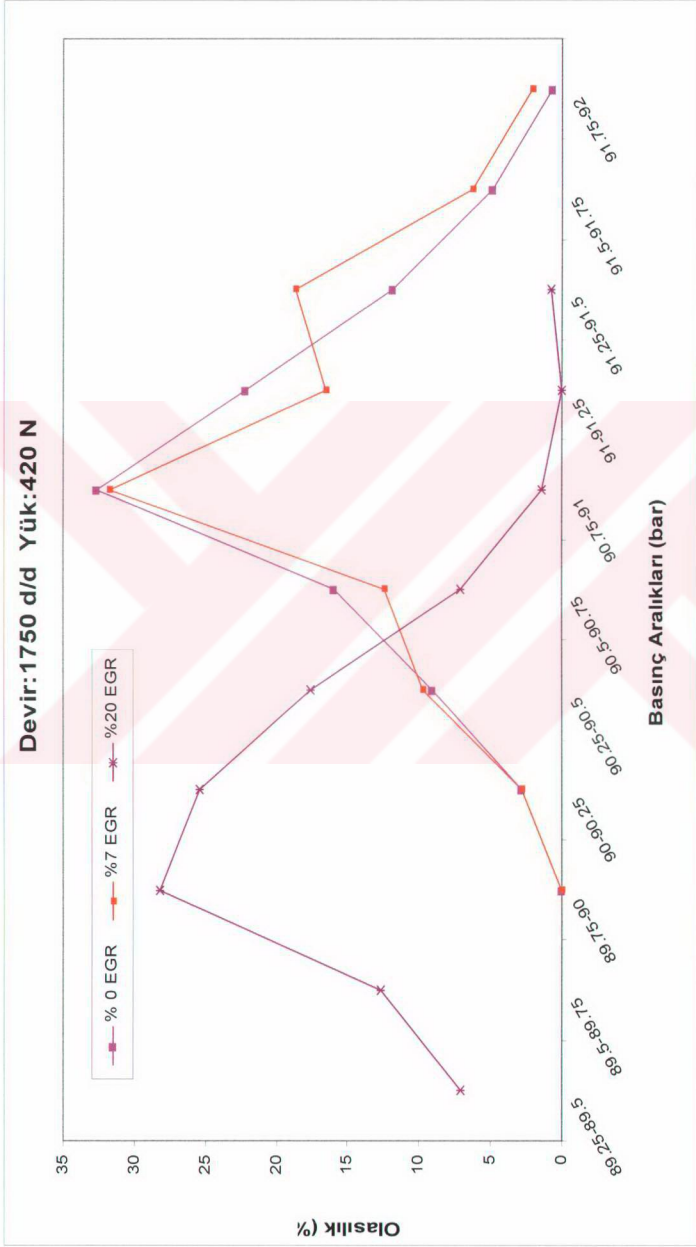
Çevrimlerin genelde %80 'inde TG değerleri belirlenmiştir. Devir düştükçe TG değerlerini belirlemek daha kolay olmuştur. EGR oranı arttıkça TG sürelerinin azaldığı tespit edilmiştir. Önceki noktadaki değerlere göre TG' de artış gözlenmiştir. Devir düştükçe çevrim süreleri ms. cinsinden arttığı için TG 'de ms. cinsinden artmıştır.

NO_x emisyonları bir önceki düşük seviyesini korumuştur. EGR arttıkça azalmıştır.

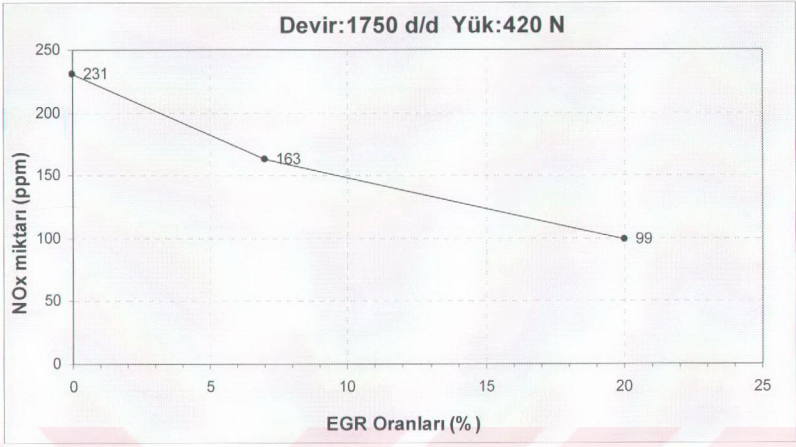
Özgül yakıt tüketimi daha önceki noktala göre daha fazla artış göstermiştir.



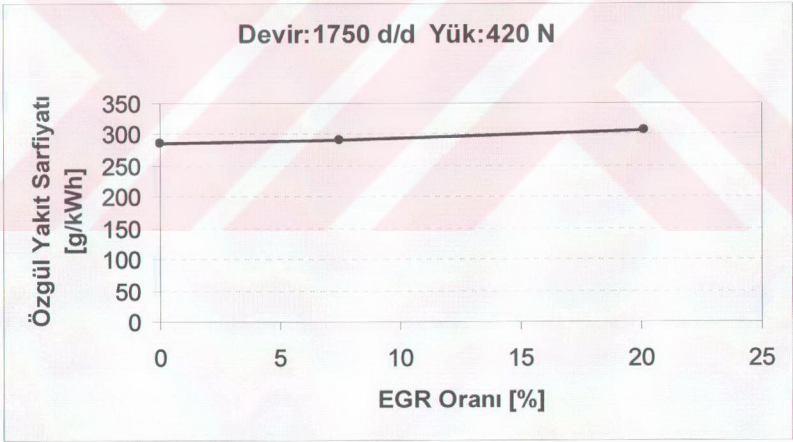
Şekil 4.33 Tutuşma gecikmesi – Olastılık Grafiği (1750 d/d)



Şekil 4.34 P_{maks} – Olasılık Grafiği (1750 d/d)



Şekil 4.35 EGR Oranı – NO_x emisyonu (1750 d/d)



Şekil 4.36 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfiyatı (1750 d/d)

4.4 7/8 Gaz Konumundaki Dency Sonuçları Değerlendirmesi

7/8 gaz kolu pozisyonunda kısmi yükte(yüksek devirde), düşük EGR oranlarında, seyreltme etkisi tahminen TG' nin bir miktar artmasına neden olmuştur ve *Pmaks* değerlerini yükseltmiştir. Yüksek EGR oranlarında ise seyreltme etkisi giderek artmıştır,ayrıca termal etkide ortam sıcaklıklarını düşürerek *Pmaks* değerlerini dşrmştir. Artan yüklerde(düşük devirde) ise silindiriçi sıcaklık daha yüksektir ve egzoz gazı içindeki oksijen miktarı daha azdır, sonuçta seyreltme etkisi ile karışım biraz daha fakirleşir,ayrıca termal etki ile ortamdan bir miktar ısı çekilerek yanma kötüleşir ve *Pmaks* değerleri azalır. TG' nin ölçüldüğü noktalarda fazla olmasa da bir miktar azalma grlmştir. Bunun sebebi EGR'nin emme havası sıcaklığını arttırması olabilir . TG llen noktalarda TG azalsa bile karışım çok fazla seyreldeği için yanma kötüleşir. Fakat bazı noktalarda da EGR oranı arttıa yüksek TG değerleri bulunmuştur. Bu nedenle TG grafiklerinden TG' nin tam olarak arttığı veya azaldığı fikrine varılamamıştır.

Çevrimsel farklılıklar basınç eğrilerinin çevrimden çevrime farklılık göstermesi yoluyla belirlenebilir. Yükler artıp devirler dşke yükleme noktalarındaki EGR kademelerinde *Pmaks* değerlerinin farklılaşmasının azaldığının görülmesi normaldir ve bu çevrimsel farklılaşmanın azaldığının göstergesidir. Bütün yük kademelerinde EGR oranı arttırıldığıa *Pmaks'* lar azalmıştır ve değerlerinin yayılımında belirgin bir değişiklik görülmemiştir. EGR yapılmış çevrimlerde çevrimsel farklılıkların EGR'nin yapılmadığı veya daha az yapıldığı çevrimlere göre çok değiştiği söylenemez. Sadece kısmi yüklerde yüksek EGR oranlarında çevrimsel farklılıkların biraz azaldığı söylenebilir. TG değerlerindeki değişimde buna paralel şekilde olmuştur TG' nin EGR oranının artmasıyla belirin şekilde değişimi gözlenememiştir.

NO_x emisyonları yk arttığıa normalde olması gerektiği gibi artmıştır. 2000 d/d' daki ve sonraki noktada NO_x emisyonları azalmıştır. Bunun sebebi daha öncede belirtildiği gibi yükün çok artması sonucu regülatörün devreye girerek karışımı zenginleştirmesidir. EGR , NO_x emisyonlarını en düşük oranlarda bile seyreltme, termal etki, termal kısma etkileriyle büyük miktarlarda dşrmştir.

Özgül yakıt tüketimi, her yükleme noktasında maksimum EGR oranlarına kadar genelde çok ufak artışlar(bazen hiç artmamıştır) sergilemiştir ve bunlar kabul edilebilir seviyededir.

4.5 6/8 Gaz Konumundaki Sabit Çalışma Noktalarının Deney Sonuçları

Bu test aralığında motor 3500 d/d 'da yüksüz olarak çalıştırılmıştır ve EGR vanası tam kapalı olarak ilk ölçüm yapılmıştır daha sonra EGR vanası kademeli olarak motor çalışma durumu belirgin şekilde bozulana kadar açılmıştır. Bundan sonra diğer çalışma noktasına gaz kolu sabit tutulup yük artırılarak geçilmiştir. Yük artırılarak devir 250 d/d düşürülmüştür ve 1750 devire kadar her bir aralıkta ölçümler yapılmıştır.

Bu test aralığında bütün çalışma noktalarının maksimum basınç,özgül yakıt tüketimi ve NO_x emisyonları hesaplamaları ve değerlendirmeleri yapılmıştır. Sadece tutuşma gecikmesi hesaplamaları 1750 ile 2750 devir aralığında yapılmıştır. Daha yüksek devirlerde TG belirlemek ise basınç eğrilerinden TG belirleme noktalarının tespit edilememesi nedeniyle mümkün olmamıştır.

4.5.1 6/8 Gaz Konumunda Birinci Çalışma Noktası:

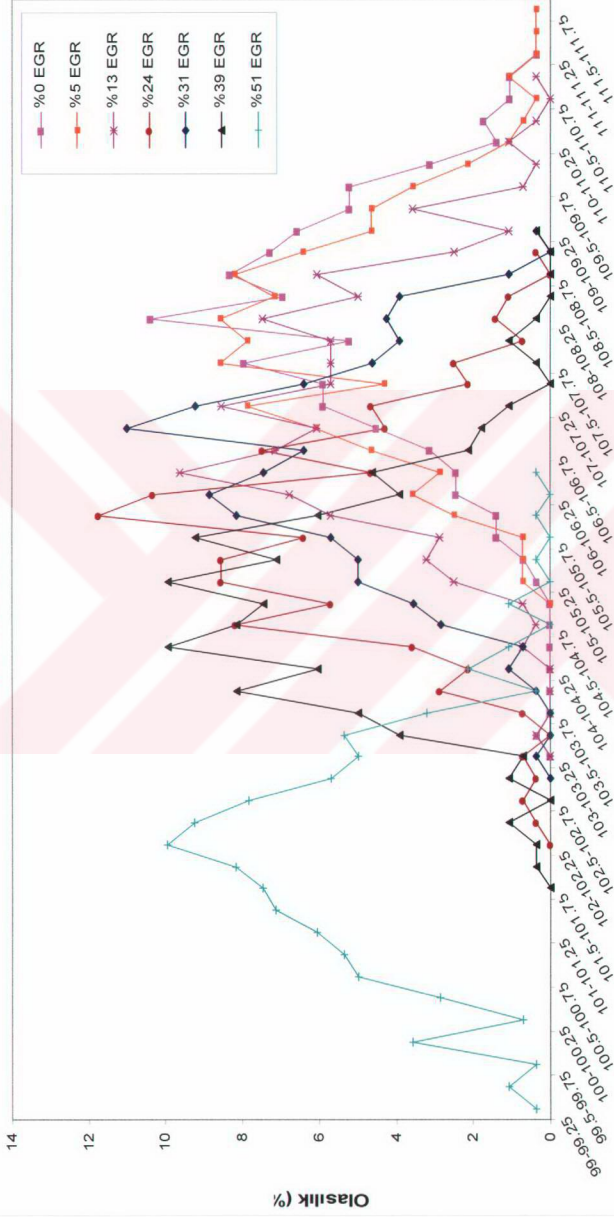
Bu çalışma noktasında maksimum %51 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 7 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 99 bar ile 111.75 bar arasında değişmiştir. EGR oranlarının artmasıyla *P_{maks}* değerlerinde düşüş görülmüştür. EGR'nin seyreltme etkisi ve termal etkisi kontrolsüz yanma fazını kötüleştirerek basınçların düşmesine neden olmuştur

NO_x miktarlarında EGR oranı %31 kademesine geldiğinde %50'den daha az bir düşüş görülmüştür. Kısmi yüklerde EGR yanma sıcaklıklarını düşüren etkilerini yeteri kadar gösterememektedir.

Motorun yüksüz çalıştırıldığı bu noktada özgül yakıt sarfiyatı değerlendirilmesi yapılmamıştır.

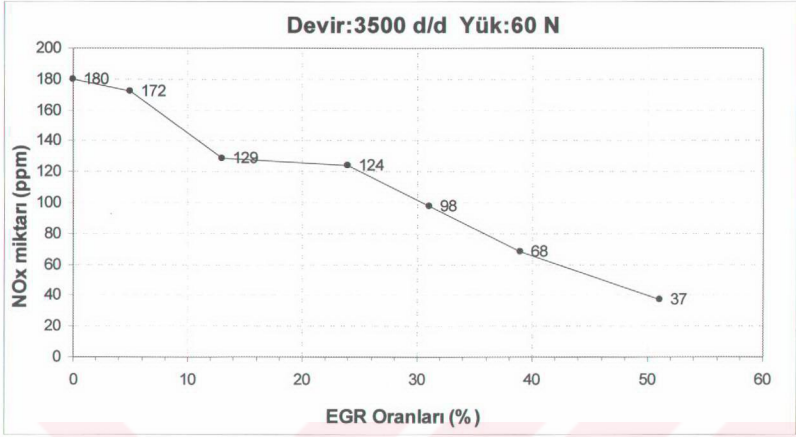
Not: Deney verileri toplanırken buradaki bir Egr kademesinin basınç dosyası kaydedilemediği için değerlendirmeye alınmamıştır.

Devir:3500 d/d Yük:60 N



Basınç Aralıkları (bar)

Şekil 4.37 P_{maks} – Olasılık Grafiği (3500 d/d)



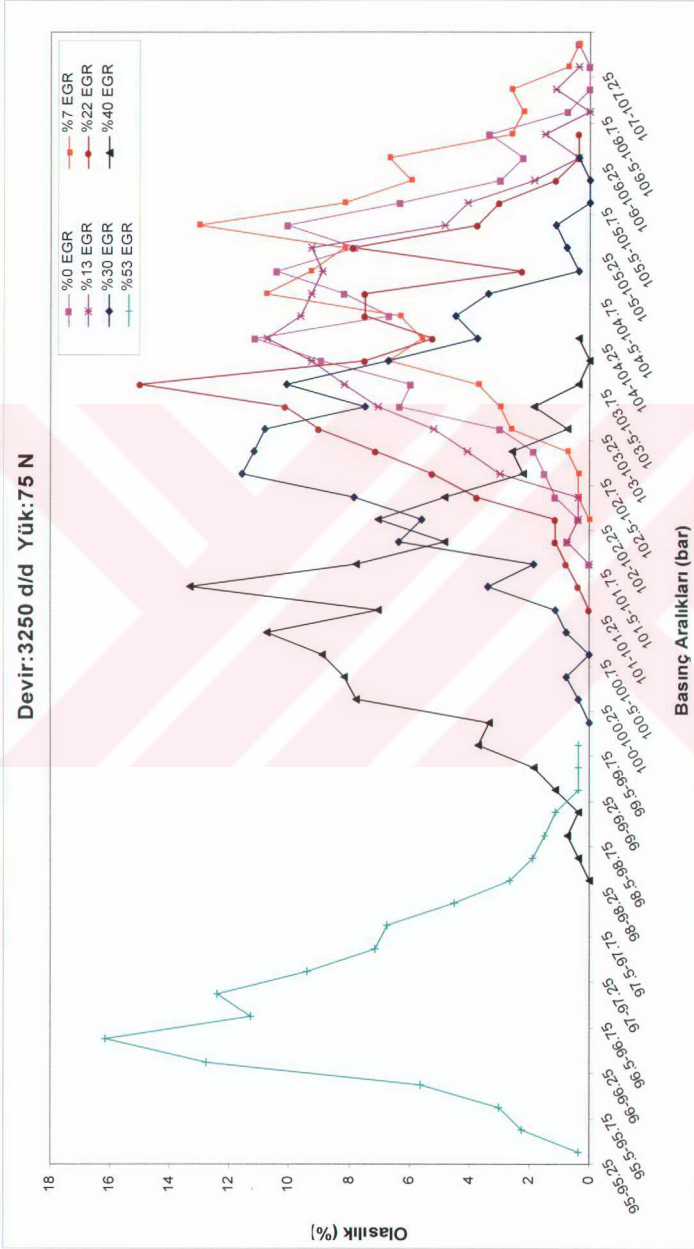
Şekil 4.38 EGR Oranı – NO_x emisyonu (3500 d/d)

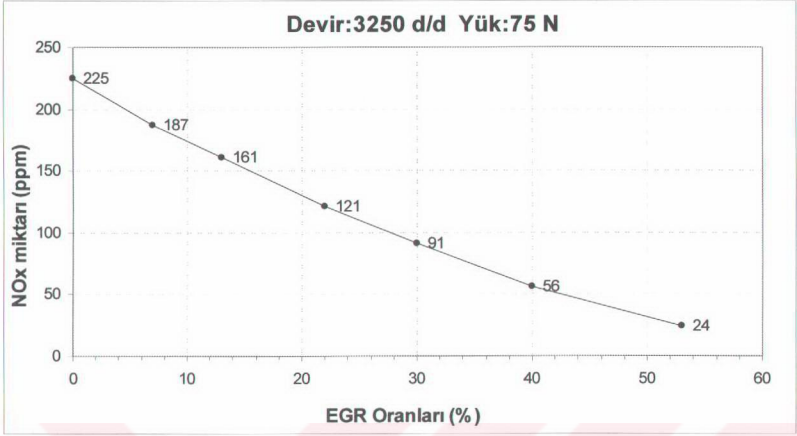
4.5.2 6/8 Gaz Konumunda İkinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %53 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 7 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 95 bar ile 107.5 bar arasında değişmiştir. Bir önceki gaz kol pozisyonundaki noktalara göre daha yüksek EGR oranları mevcuttur. Bunun sebebi devirin düşmesiyle Diesel motorun daha kararlı çalışır hale gelmesidir. Kararlı haldeki motorun EGR'nin bozucu etkileriyle P_{maks} değerleri düşse bile motor düşük yük ve göreceli olarak bir önceki gaz kolu pozisyonuna göre düşük devirde çalışmasını sürdürebilmiştir. EGR'nin artışıyla P_{maks} 'daki düşme rahatça gözlenmiştir.

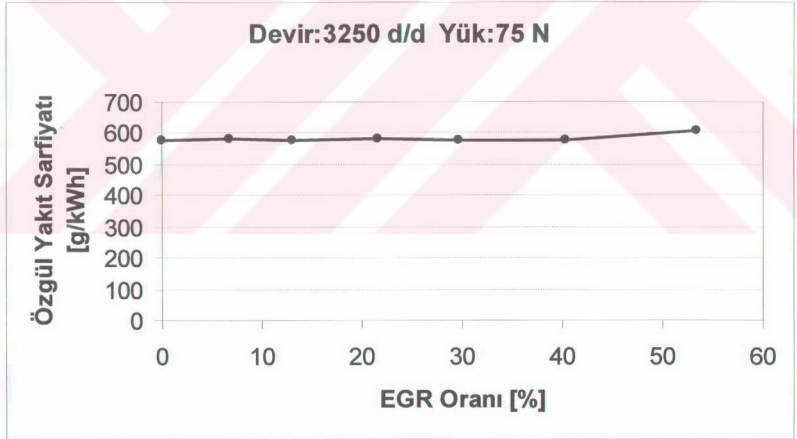
EGR oranı arttıkça NO_x emisyonlarındaki doğrusala yakın şekilde düşüş oluşmuştur. %25 EGR seviyelerinde NO_x emisyonları yarıya düşmüştür.

Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranları arttıkça son EGR kademelerine doğru çok ufak bir artış gözlenmiştir.

Şekil 4.39 P_{maks} – Olasılık Grafiği (3250 d/d)



Şekil 4.40 EGR Oranı – NO_x emisyonu (3250 d/d)



Şekil 4.41 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (3250 d/d)

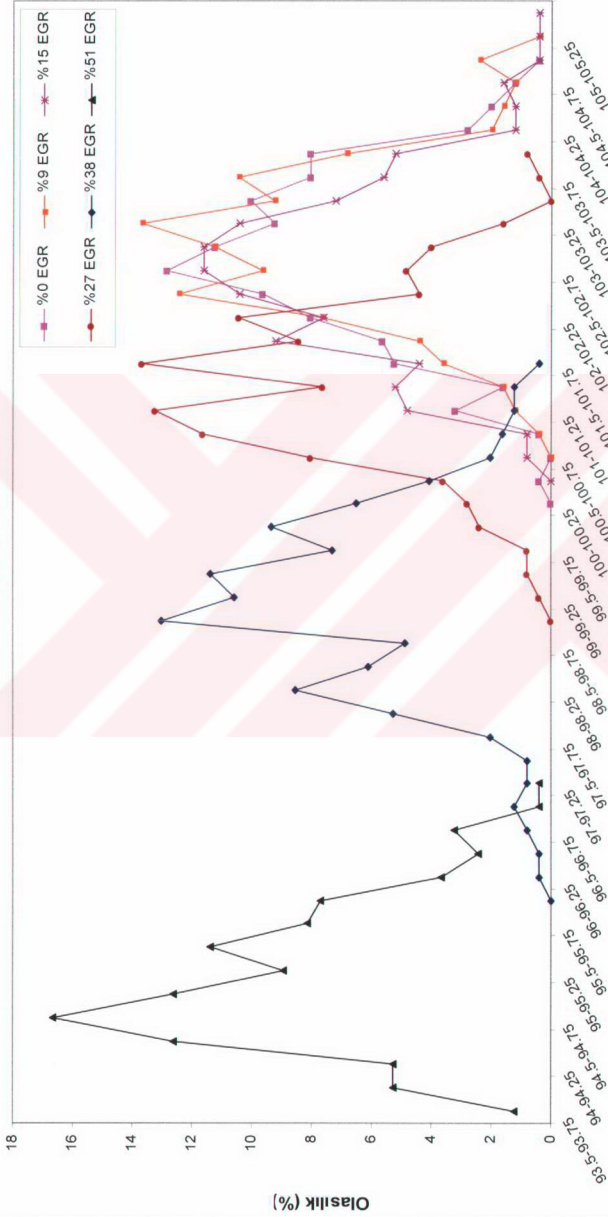
4.5.3 6/8 Gaz Konumunda Üçüncü Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %51 oranında EGR yapılabilmektedir. Yük artıp devir düştükçe bu noktadan sonra maksimum EGR oranları azalacaktır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 6 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 93.75 bar ile 105.5 bar arasında değişmiştir. Artık daha düşük EGR oranlarında P_{maks} değerleri daha belirgin şekilde düşüşe geçmektedir. Yük arttıkça termal etki ve seyreltme etkisi çabuk işlev görüp P_{maks} değerlerini düşürmektedir.

% 30 EGR oranlarına gelindiğinde NO_x emisyonları üçte bir oranında azalmıştır. NO_x emisyonlarının daha etkin düşmesinin sebebi, EGR'nin P_{maks} değerlerine olan belirgin etkisi sayesinde silindir içi yanma sıcaklıklarındaki düşüş olmalıdır.

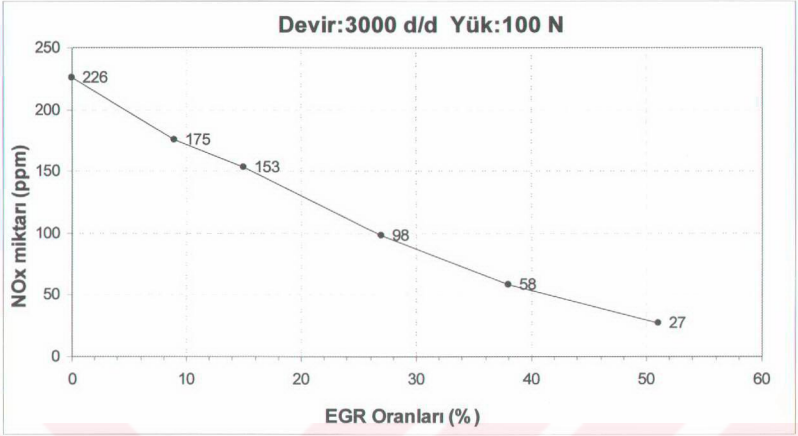
Özgül yakıt sarfiyatı yük arttıkça azalmaya devam etmektedir ve bu çalışma noktasında EGR oranları arttıkça çok ufak bir artış gözlenmiştir.

Devir:3000 d/d Yük:100 N

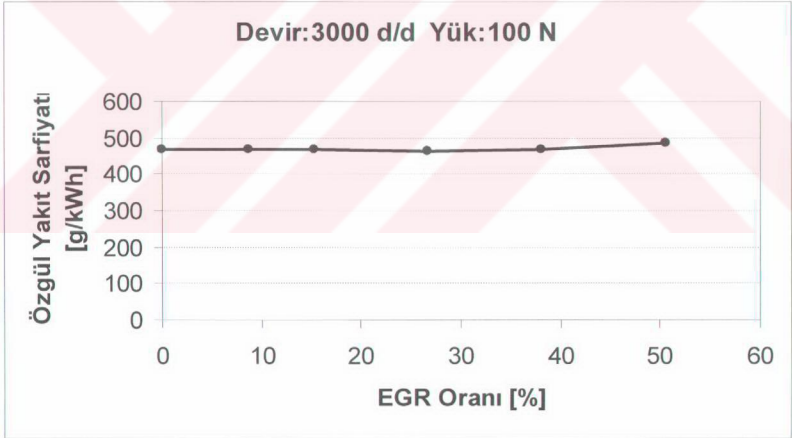


Basınç Aralıkları (bar)

Şekil 4.42 P_{maks} – Olasılık Grafiği (3000 d/d)



Şekil 4.43 EGR Oranı – NOx emisyonu 3000 d/d



Şekil 4.44 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (3000 d/d)

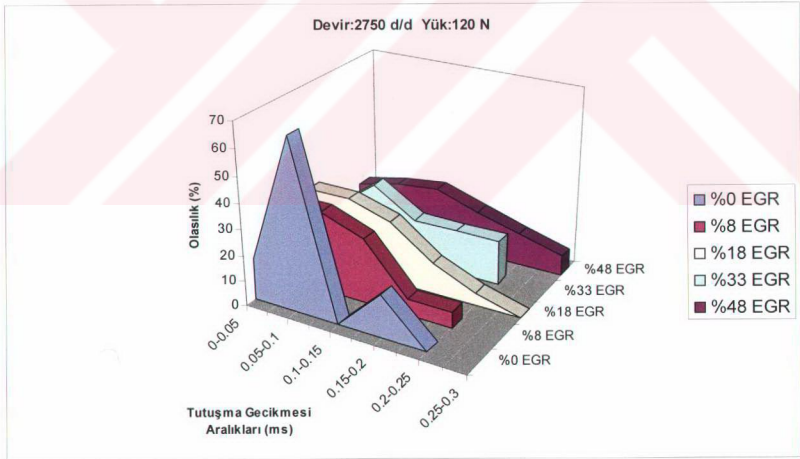
4.5.4 6/8 Gaz Konumunda Dördüncü Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %48 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 5 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 90 bar ile 102.5 bar arasında değişmiştir. P_{maks} değerleri yükünde artmasıyla giderek düşmektedir. Artan EGR oranlarıyla P_{maks} değerlerindeki düşüş daha önceki noktalarındaki gibi olmuştur

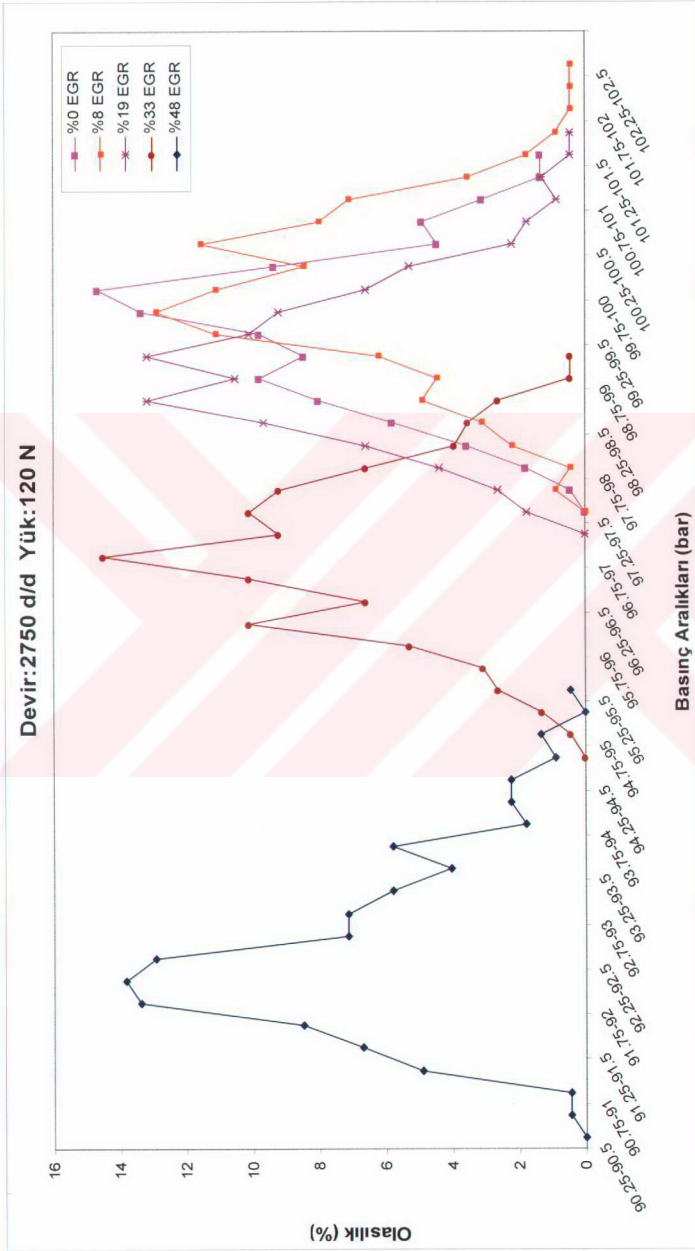
Bu yükleme noktasından itibaren TG değerleri hesaplanmaya başlanmıştır. EGR oranları arttıkça belirlenebilen TG sayısı artmıştır. Bunun sebebi P_{maks} değerleri azaldıkça basınç grafiklerinin daha az diklikte oluşmasıdır. EGR arttıkça TG 'nin artmış olduğu tespit edilmiştir.

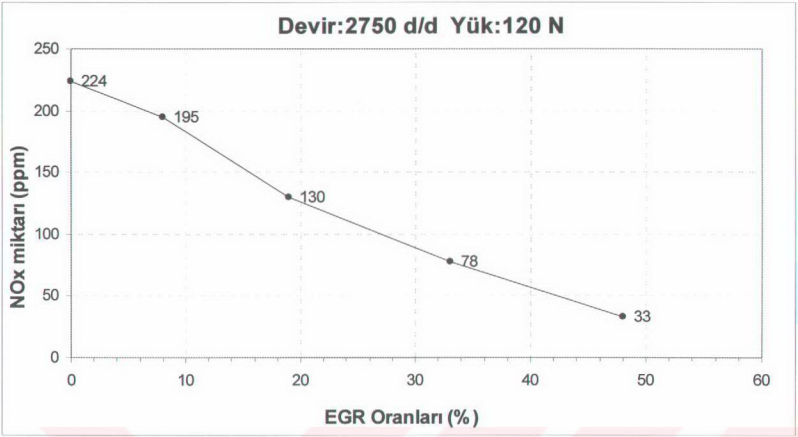
EGR oranı arttıkça NO_x emisyonlarındaki düşüş eğilimde bir değişiklik olmamıştır.

Özgül yakıt tüketimi yüksek EGR oranlarında bir miktar artmıştır.

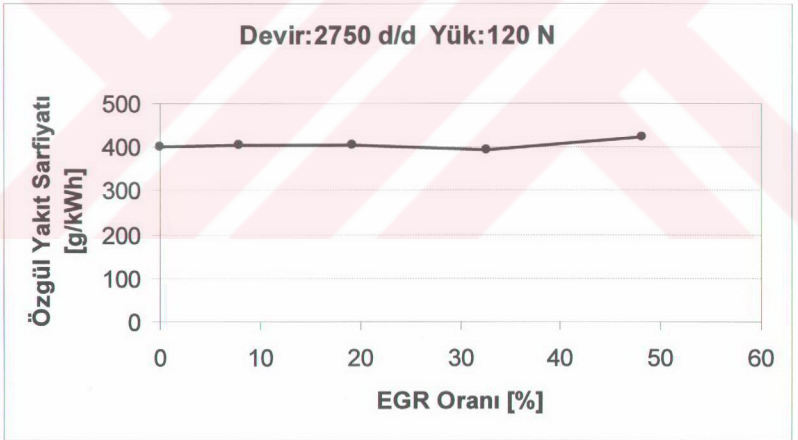


Şekil 4.45 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2750 d/d)

Şekil 4.46 P_{maks} – Olasılık Grafiği (2750 d/d)



Şekil 4.47 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2750 d/d)



Şekil 4.48 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (2750 d/d)

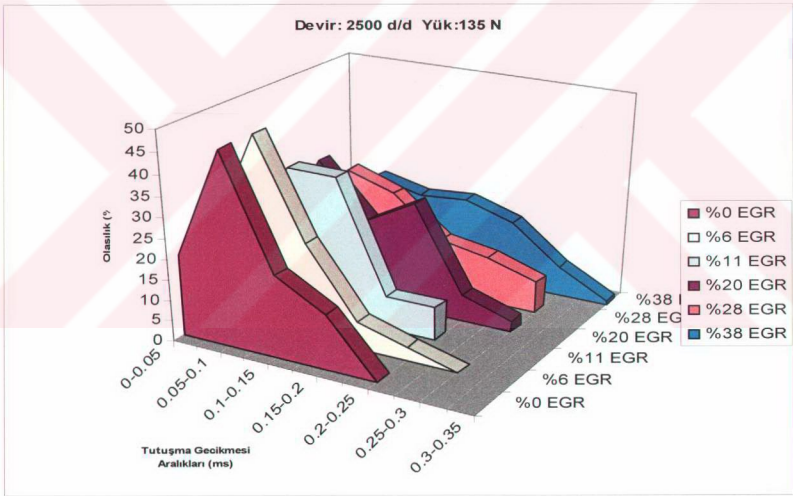
4.5.5 6/8 Gaz Konumunda Beşinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %38 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 6 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 90.25 bar ile 100.75 bar arasında değişmiştir. *Pmaks* değerleri arasındaki fark devirin azalmasıyla giderek düşmektedir.

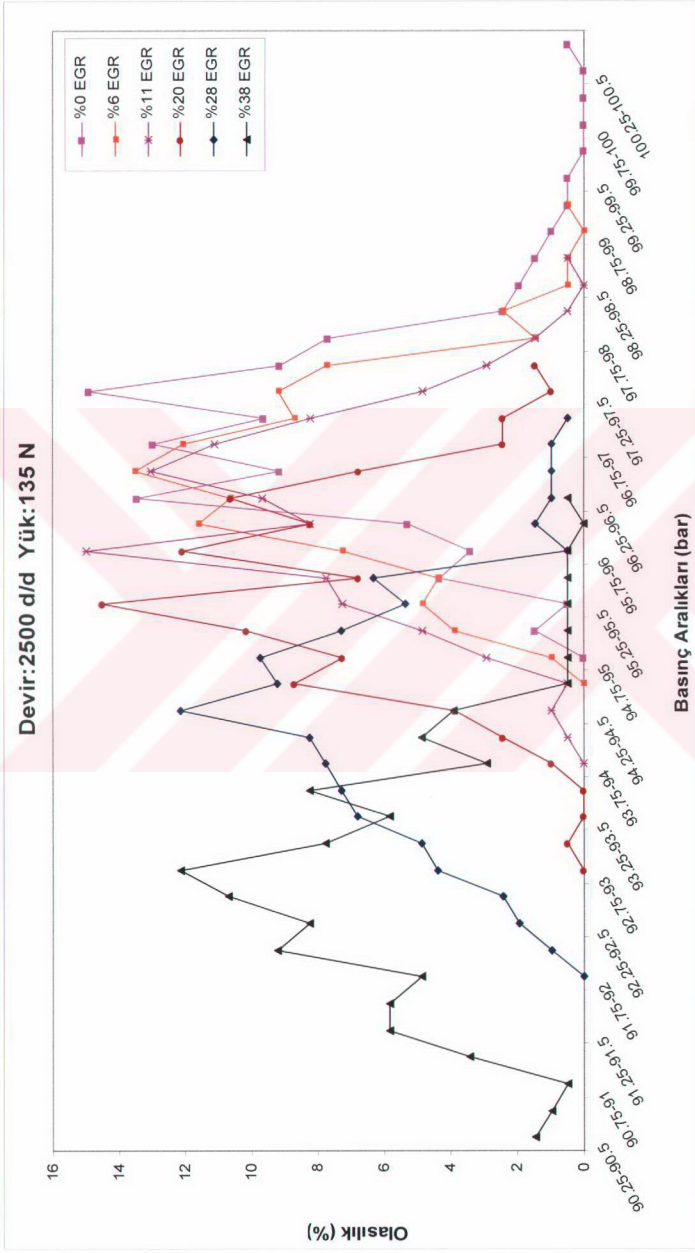
TG değerlerindeki durum önceki noktayla benzerdir. Yine EGR oranları arttıkça değerlendirilebilen veri sayısı %50 oranında artmıştır. EGR oranı arttıkça TG artmıştır

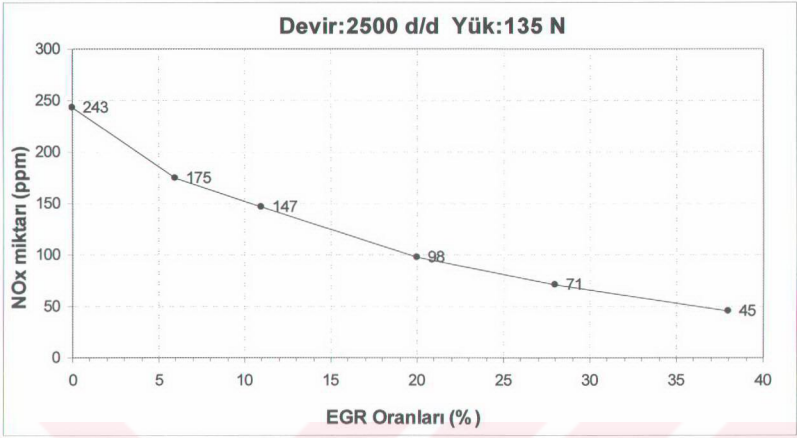
% 15 EGR oranında NO_x emisyonları yarı yarıya düşmüştür. Yük arttıkça EGR'nin NO_x azaltmada daha etkin hale gelmesi belirginleşmiştir.

EGR oranı artışıyla özgül yakıt sarfiyatında az bir miktar artış olmuştur .

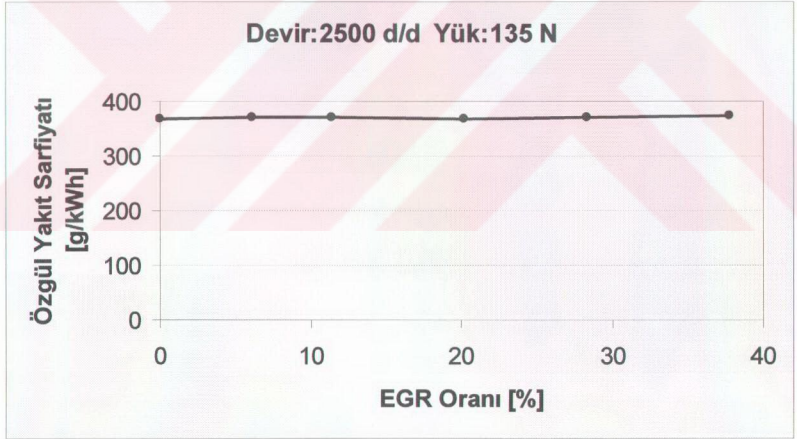


Şekil 4.49 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2500 d/d)

Şekil 4.50 *Pmaks* – Olasılık Grafiği (2500 d/d)



Şekil 4.51 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2500 d/d)



Şekil 4.52 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (2500 d/d)

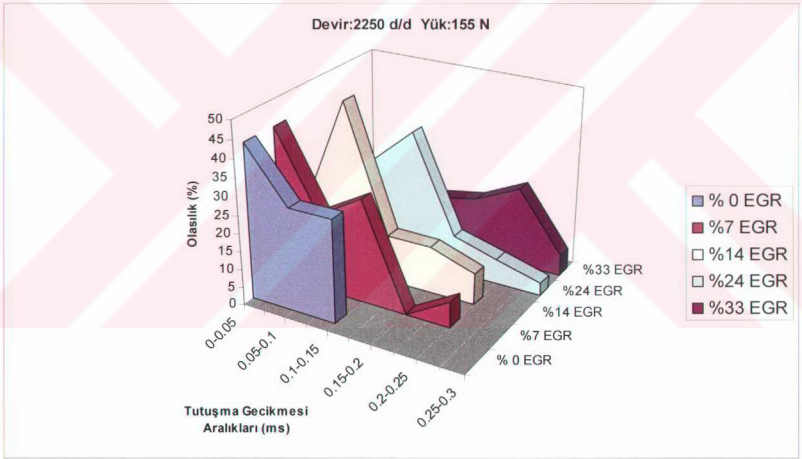
4.5.6 6/8 Gaz Konumunda Altıncı Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %33 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 5 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 88.5 bar ile 98 bar arasında değişmiştir. P_{maks} değerleri arasındaki fark devirin azalmasıyla giderek düşmüştür. Bunun sebebi daha öncede belirtildiği gibi P_{maks} değerlerinin düşmesi ve artan yükte ulaşılabilir EGR oranlarının azalmasıdır.

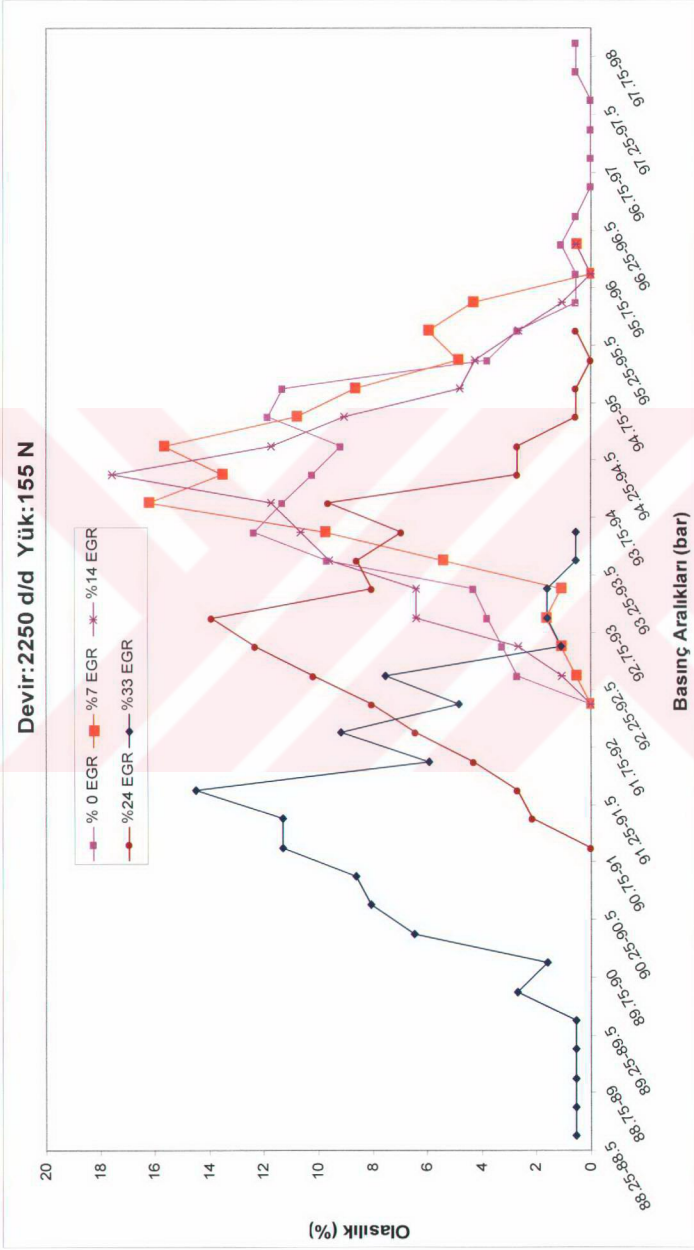
Bu yüklemeye noktası EGR oranı arttıkça TG 'nin arttığını göstermiştir. Bu EGR kademelerinde de öncekiler gibi artan kademelerde daha çok TG süresi belirlenmiştir.

EGR oranı artışıyla NO_x emisyonları düşüş eğilimi sabit kalmıştır

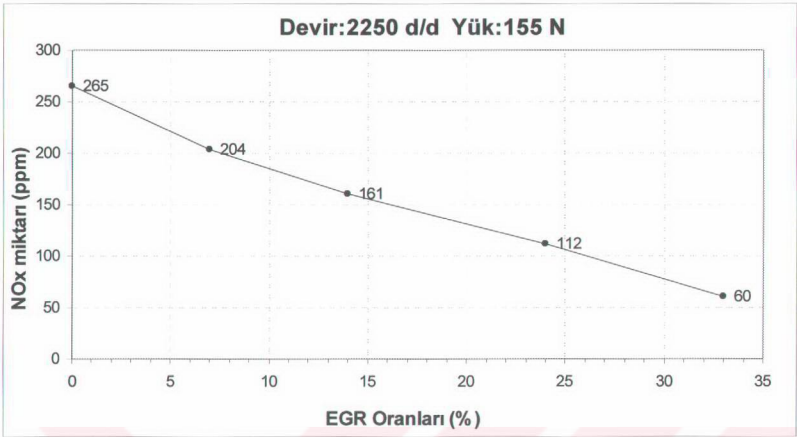
EGR oranı artışıyla özgül yakıt tüketiminde bir değişim olmamıştır.



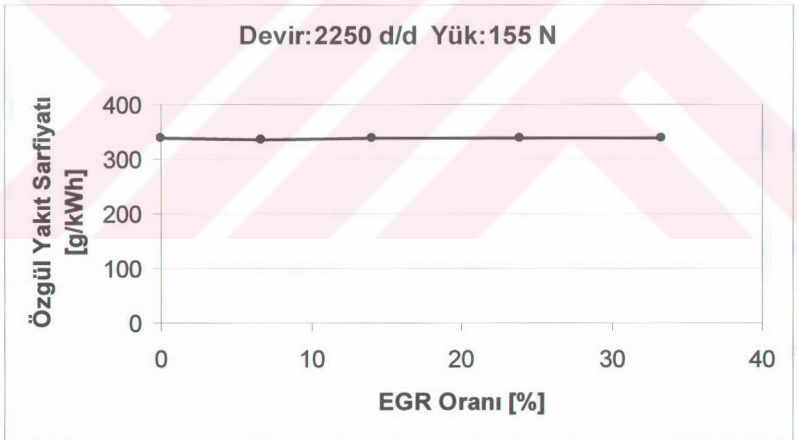
Şekil 4.53 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2250 d/d)



Şekil 4.54 P_{maks} – Olasılık Grafiği (2250 d/d)



Şekil 4.55 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2250 d/d)



Şekil 4.56 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (2250 d/d)

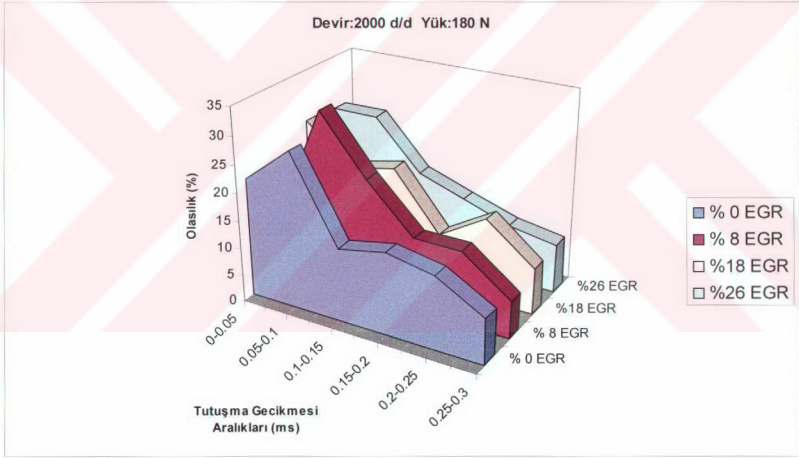
4.5.7 6/8 Gaz Konumunda Yedinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %26 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 4 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 86 bar ile 92.5 bar arasında değişmiştir.

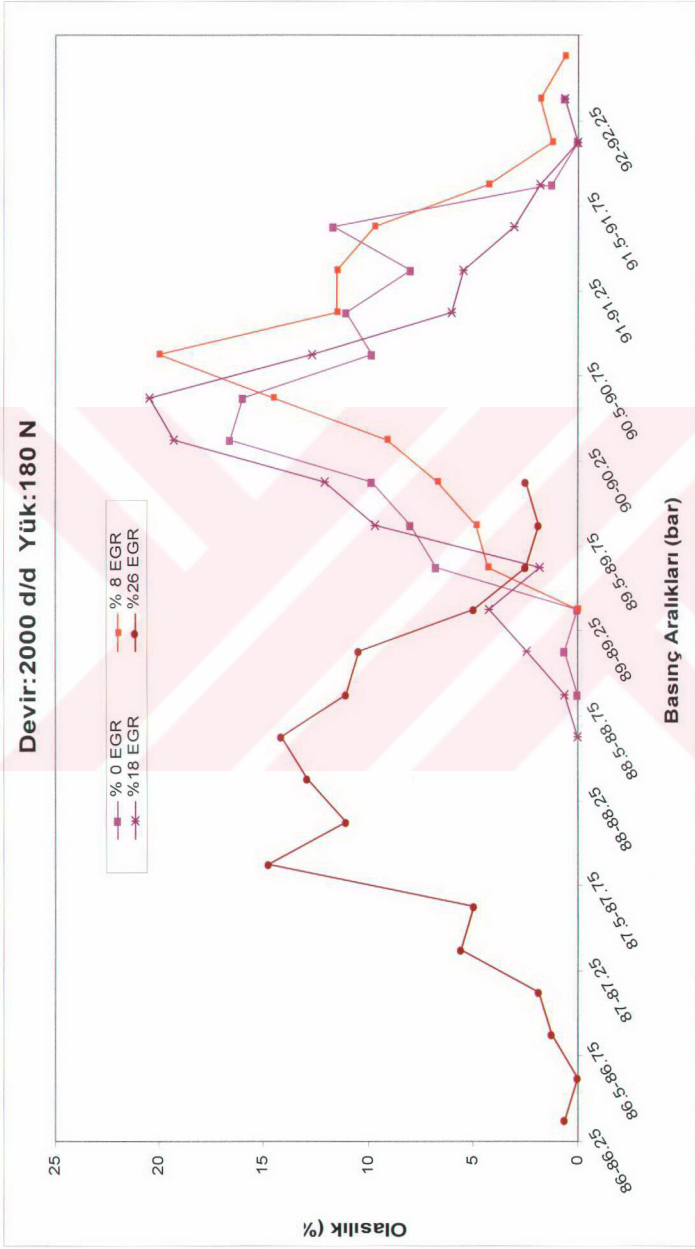
Çevrimlerin yaklaşık %40'ında TG tespit edilmiştir. EGR arttıkça düşük TG değerlerinin yüzdesi bir miktar artmıştır. TG' nin artması burada gözlenmemiştir.

7/8 gaz kolu pozisyonunda olduğu gibi 2000 d/d 'de NO_x emisyonlarında düşme gerçekleşmiştir. Bu noktada regülatörün devreye girdiği tahmin edilmektedir. Karışım zenginleşmiş ve sıcaklık düşüşünden ötürü NO_x azalmıştır

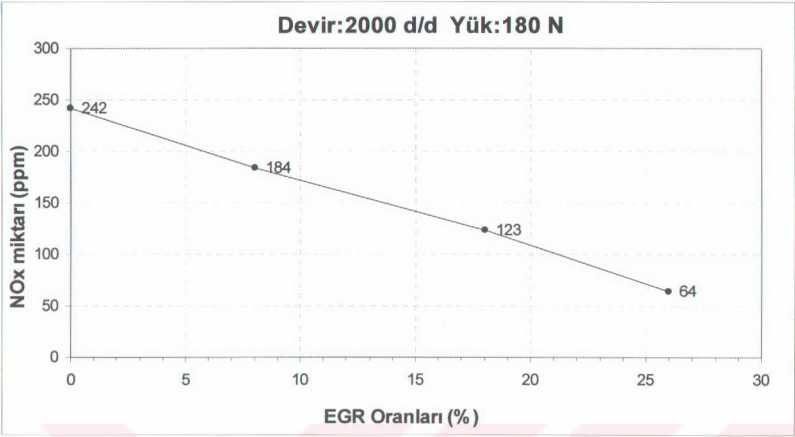
EGR oranı artışıyla özgül yakıt tüketiminde bir değişim olmamıştır.



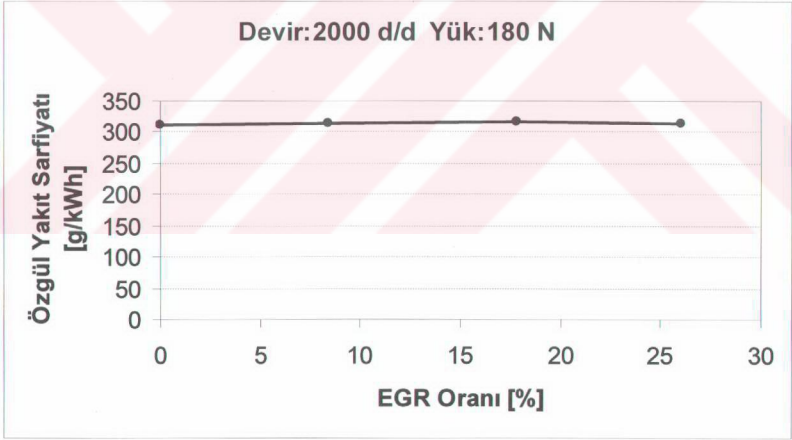
Şekil 4.57 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2000 d/d)



Şekil 4.58 Pmaks – Olasılık Grafiği (2000 d/d)



Şekil 4.59 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2000 d/d)



Şekil 4.60 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (2000 d/d)

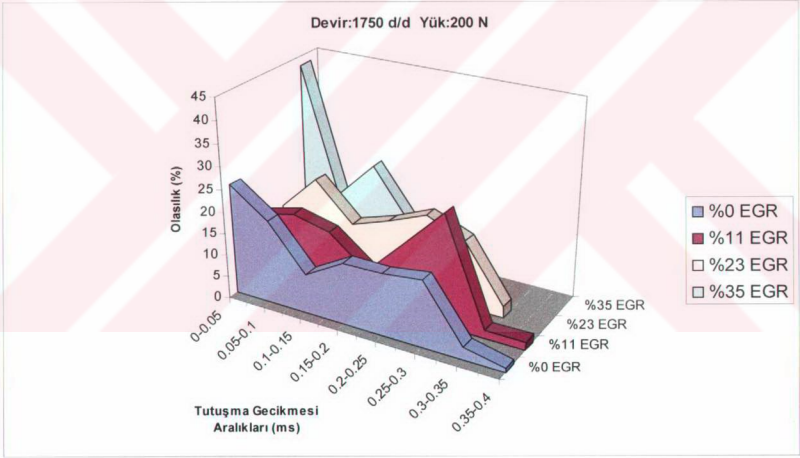
4.5.8 6/8 Gaz Konumunda Sekizinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %35 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 4 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 80 bar ile 87.5 bar arasında değişmiştir. Bu son noktada P_{maks} değerleri en düşük seviyeye gelmiştir.

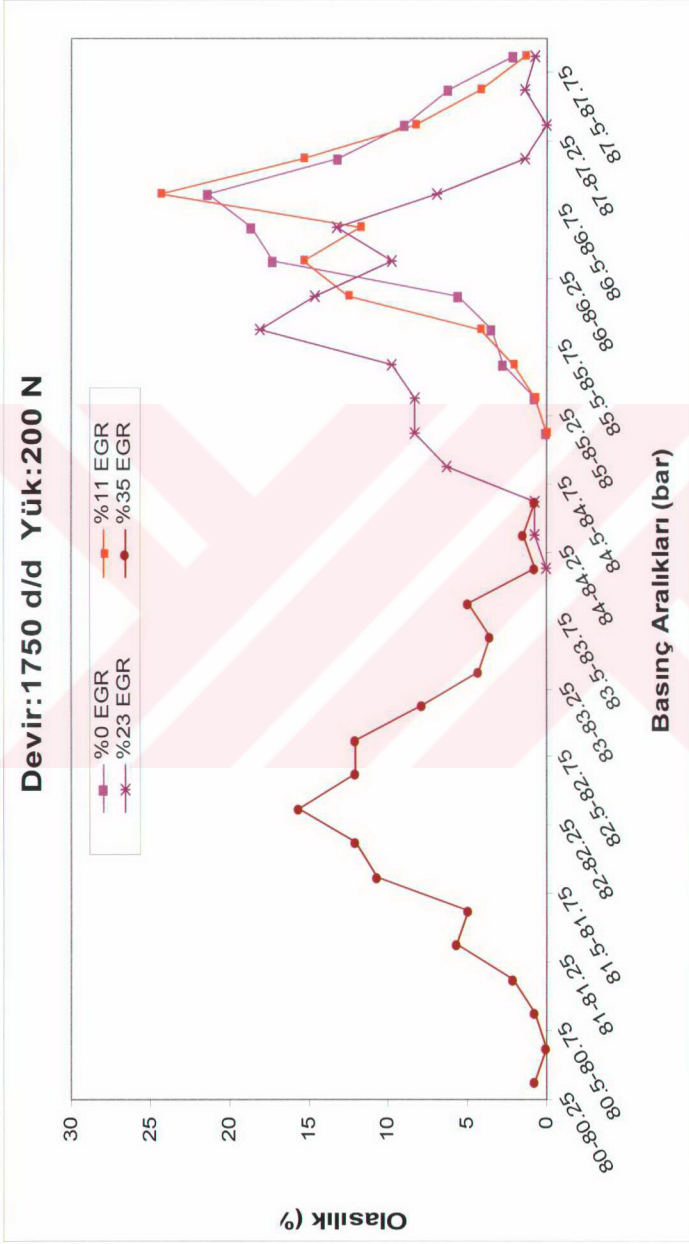
Çevrimlerin yaklaşık %70'inde TG tespit edilmiştir. Son EGR oranını dikkate alınmazsa TG'nin çok fazla değiştiğini söyleyemeyiz.

EGR oranı artışıyla NO_x emisyonlarındaki lineer'e yakın düşüş eğilimi aynı kalmıştır.

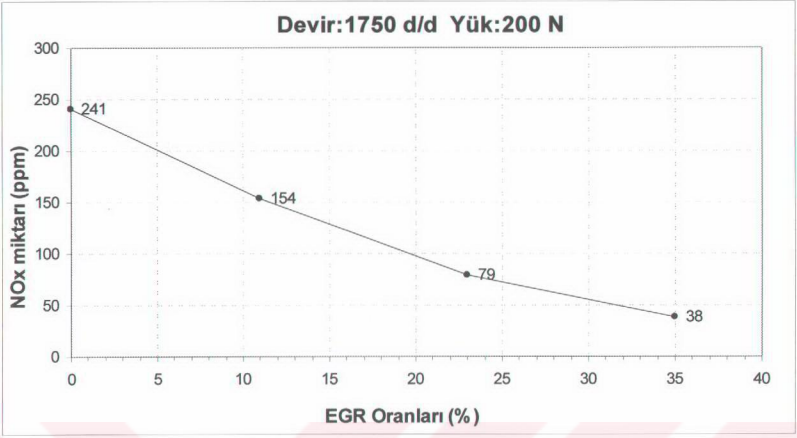
EGR oranı artışıyla son EGR kademesine doğru özgül yakıt tüketiminde ufak bir artış gözlenmiştir.



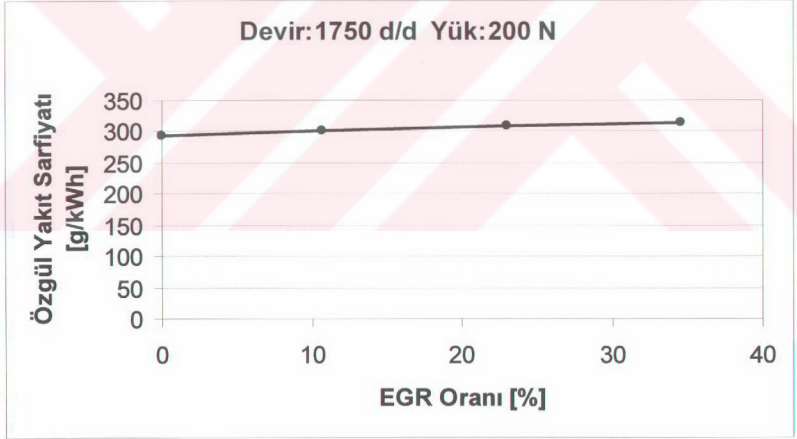
Şekil 4.61 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (1750 d/d)



Şekil 4.62 Pmaks – Olasılık Grafiği (1750 d/d)



Şekil 4.63 EGR Oranı – NO_x emisyonu (1750 d/d)



Şekil 4.64 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (1750 d/d)

4.6 6/8 Gaz Konumundaki Deney Sonuçları Değerlendirmesi

6/8 gaz kolu pozisyonunda kısmi yükte yüksek EGR oranlarına ulaşılabilmektedir. Motor bu yüksek oranlarda devrini çok fazla düşürmeden çalışmıştır. Bu gaz kolu konumunda EGR ilk oranlarından itibaren P_{maks} değerlerinin düşmesine neden olmuştur. Yüksek EGR oranlarında ise seyreltme etkisi giderek artmıştır, ayrıca termal etkide ortam sıcaklıklarını düşürerek P_{maks} değerlerini daha fazla düşürmüştür.

Artan yüklerde(düşük devirde) ise motorun silindir içi sıcaklıkları artmakla birlikte, motor daha fazla zorlandığı için sınır koşullarda çalışmaktadır. Seyreltme etkisi ile karışım oksijen açısından biraz daha fakirleşir, ayrıca termal etki ile ortamdaki bir miktar ısı çekilerek yanma kötüleşir ve P_{maks} değerleri azalır.

TG' nin ölçülebildiği noktalarda bu gaz kolu pozisyonunda TG' nin arttığı gözlenmiştir. Bir önceki gaz kolu pozisyonunda belirgin şekilde görülmeyen bu etki bu test aralığında orta yüklerde belirlenmiştir. Tam yüklerde ise TG' nin azalışı belirgin şekilde gözlenmemiştir. Bu seviyelerde regülatörün devreye girmesiyle karışım daha fazla yanmaya hazır yakıt bulunmuştur ve bunun silindir içi yüksek sıcaklıklarla birlikte TG' ye olumlu etki yapması mümkündür, fakat bu etki gözlenmemiştir.

Çevrimsel farklılıklar maksimum basınç grafiklerinin yardımıyla gözlenmeye çalışılmıştır. Bu gaz kolu pozisyonunda da yüklerin artmasının çevrimsel farklılıklara olumsuz etkisi belirlenebilmiştir. Kısmi yüklerdeki EGR oranı arttıkça basınç değerlerinin yayılımında belirgin bir değişiklik görülmemiştir. Orta yük koşullarında EGR oranı arttıkça ise basınç grafiklerinde bir miktar yayılma görülmüştür. Tam yüklemelerde motorun çalışma zorluğu çekeceği bilindiğinden, bu noktalarda EGR'nin yanmayı kötüleştirici etkisi de bulunarak çevrimsel farklılıkların oluşması mümkündür.

NO_x emisyonları yüklemeye arttıkça artış göstermiştir. 2000 d/d' daki ve sonraki noktada NO_x emisyonları daha önceki gaz kolu pozisyonunda olduğu gibi artmıştır. Bunun sebebi daha öncede belirtilmiştir. EGR, NO_x emisyonlarını en düşük oranlarda bile seyreltme, termal etki, termal kısma etkileriyle büyük miktarlarda düşürmüştür.

Özgül yakıt tüketimi, her yüklemeye noktasında yüksek EGR oranlarına yaklaşırken ufak artışlar sergilemiştir ve bunlar kabul edilebilir seviyededir.

4.7 5/8 Gaz Konumundaki Sabit Çalışma Noktalarının Deneysel Sonuçları

Bu test aralığında motor 3000 d/d 'da yüksüz olarak çalıştırılmıştır ve EGR vanası tam kapalı olarak ilk ölçüm yapılmıştır daha sonra EGR vanası kademeli olarak motor çalışma durumu belirgin şekilde bozulana kadar açılmıştır. Bundan sonra diğer çalışma noktasına gaz kolu sabit tutulup yük artırılarak geçilir. Yük artırılarak devir 250 d/d düşürülmüştür ve 1750 devire kadar her bir aralıkta ölçümler yapılmıştır.

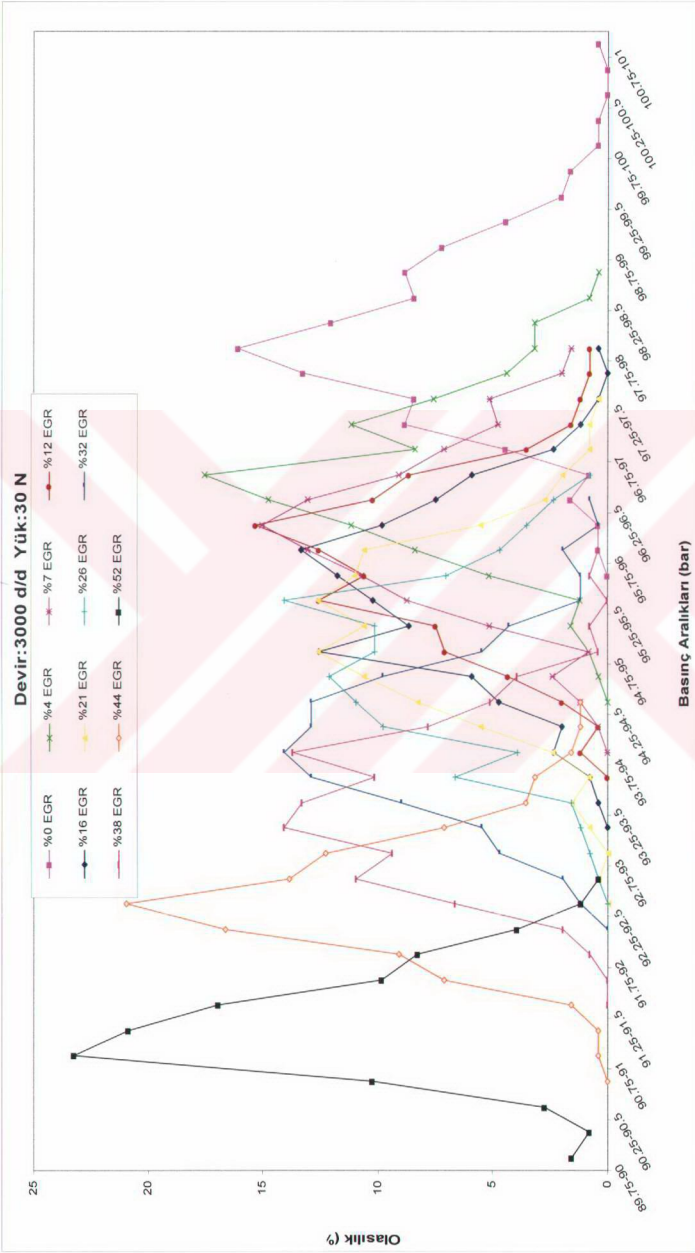
Bu test aralığında bütün çalışma noktalarının maksimum basınç,özgül yakıt tüketimi ve NO_x emisyonları hesaplamaları ve değerlendirmeleri yapılmıştır. Sadece tutuşma gecikmesi hesaplamaları 1750 ile 2750 devir aralığında yapılmıştır. Daha yüksek devirlerde TG belirlemek ise basınç eğrilerinden TG belirleme noktalarının tespit edilememesi nedeniyle mümkün olmamıştır.

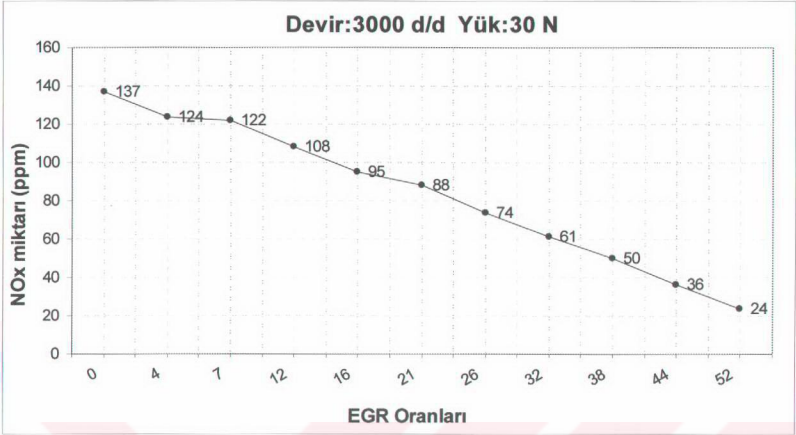
4.7.1 5/8 Gaz Konumunda Birinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %52 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 11 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 89.5 bar ile 101 bar arasında değişmiştir. Bu yüksek devirde ve yüksüz konumunda oldukça yüksek EGR oranlarına ulaşılmıştır. Bu yüklemeye noktasında yüksek EGR oranına ulaşılmasıyla birlikte *P_{maks}* değerleri de belirgin şekilde düşmüştür.

%30 EGR yapıldığında NO_x emisyonunda %50 değerinde düşüş gerçekleşmiştir. NO_x düşme eğilimi her zaman olduğu gibi gerçekleşmiştir.

Bu çalışma noktasında yüksüz çalışan motor için özgül yakıt sarfiyatı değerlendirilmesi yapılmamıştır.

Şekil 4.65 *Pmaks* – Olasılık Grafiği (3000 d/d)



Şekil 4.66 EGR Oranı – NO_x emisyonu (3000 d/d)

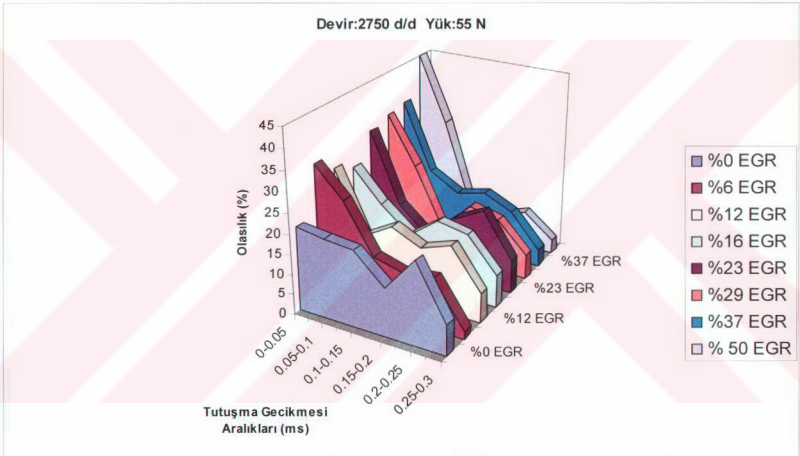
4.7.2 5/8 Gaz Konumunda İkinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %50 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 8 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 88 bar ile 95 bar arasında değişmiştir. EGR oranları arttıkça P_{maks} değerlerinin azaldığı gözlenmiştir.

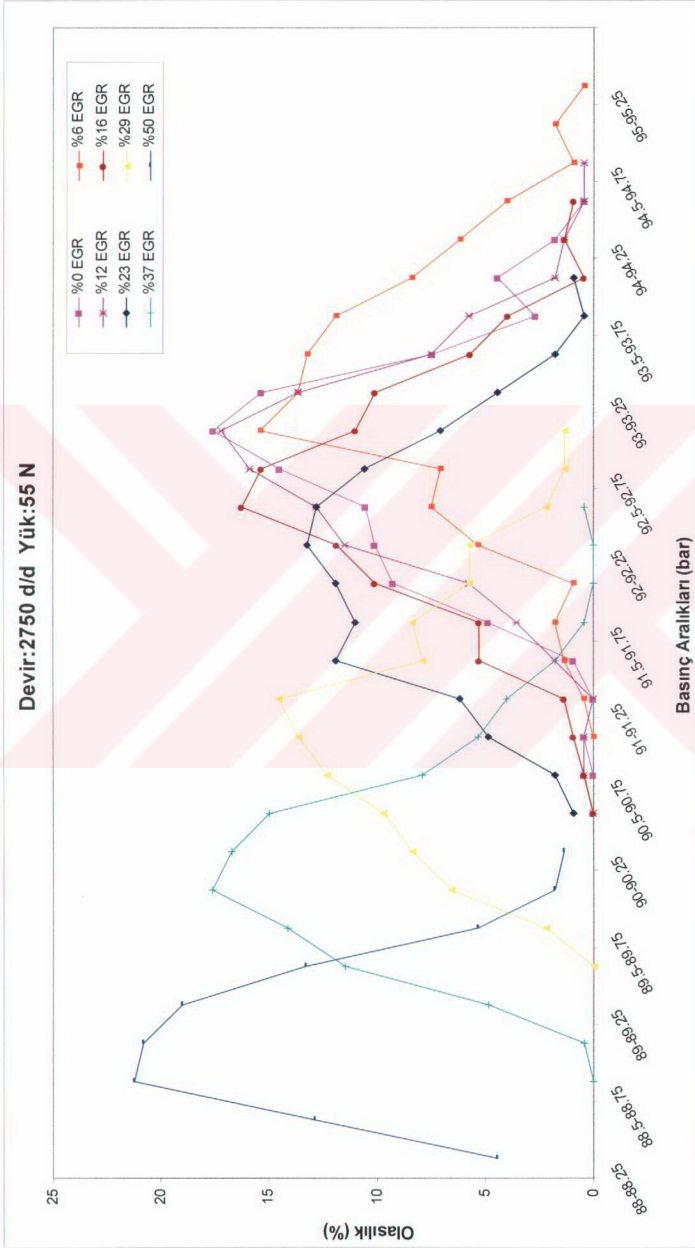
Çevrimlerin yaklaşık %50'inde TG tespit edilmiştir. EGR oranı arttıkça TG biraz azalmıştır.

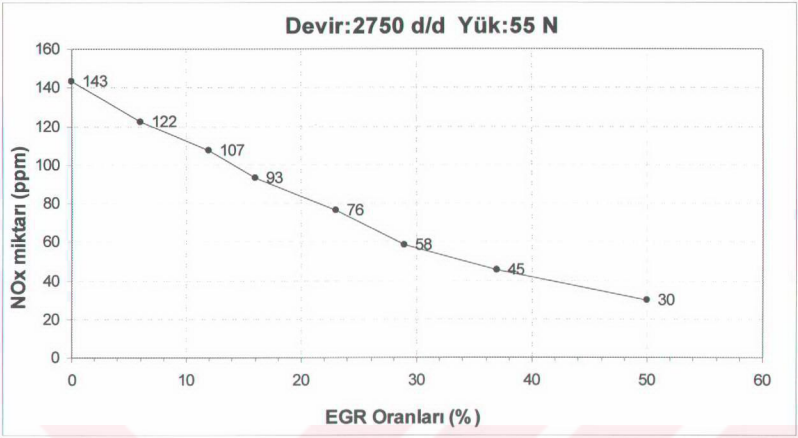
%25 EGR oranlarında NO_x emisyonunda %50 değerinde düşüş gerçekleşmiştir.

Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranı yükseldikçe hafif bir artış gerçekleşmiştir.

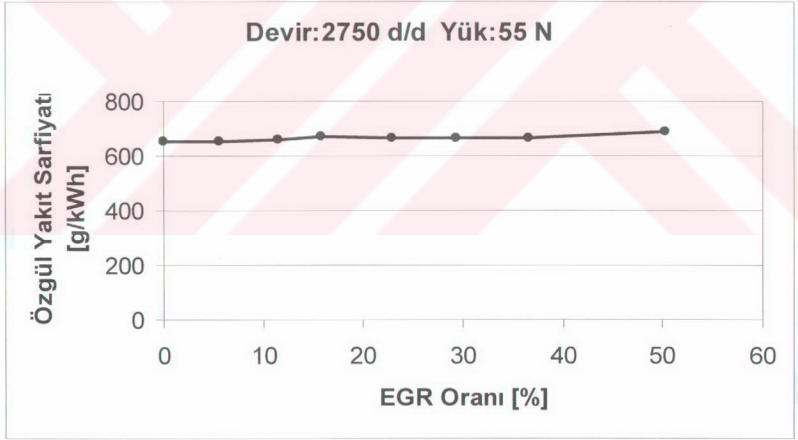


Şekil 4.67 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2750 d/d)

Şekil 4.68 *Pmaks* – Olasılık Grafiği (2750 d/d)



Şekil 4.69 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2750 d/d)



Şekil 4.70 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (2750 d/d)

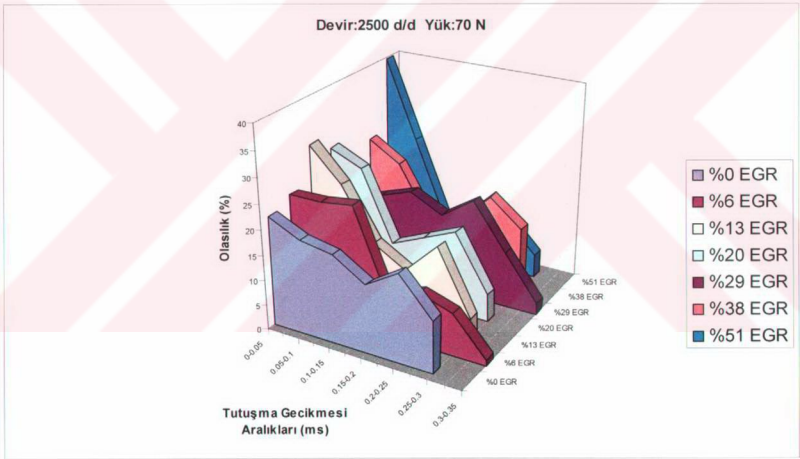
4.7.3 5/8 Gaz Konumunda Üçüncü Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %51 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 7 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 83 bar ile 91.25 bar arasında değişmiştir. Basınç aralıkları daha önceki testlerdeki gibi yük arttıkça azalmıştır

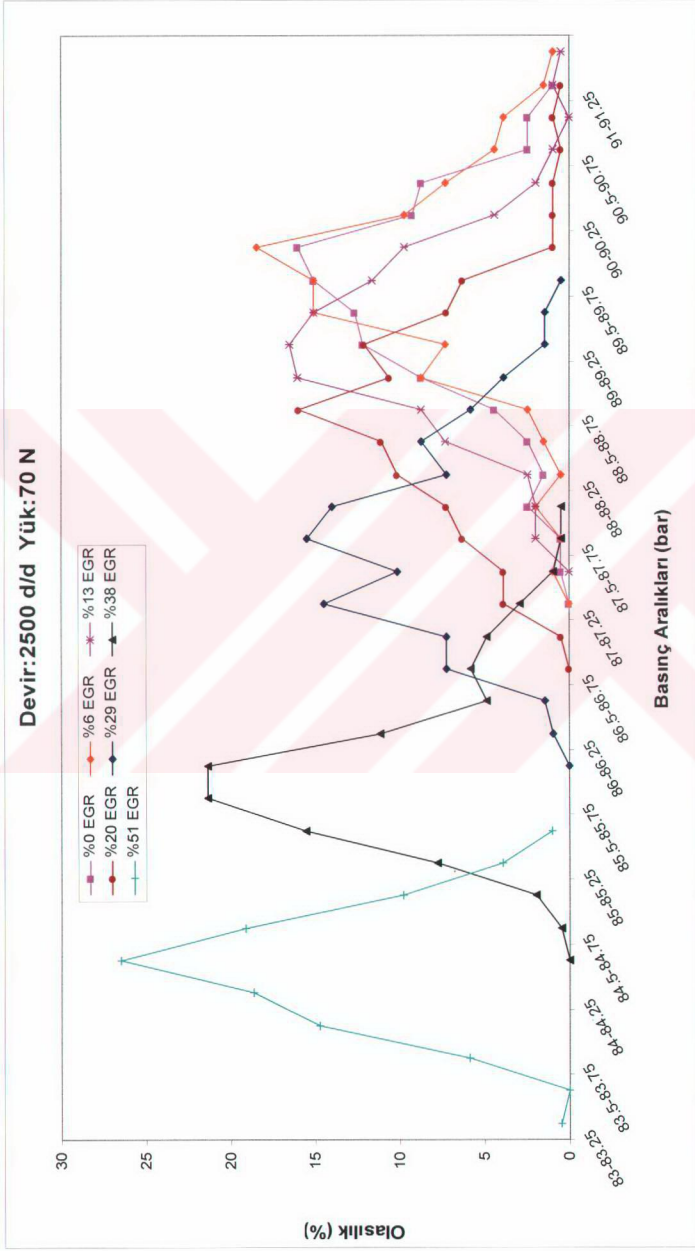
Çevrimlerin yaklaşık %40'ında TG tespit edilmiştir. Bazı EGR oranlarında yüksek TG değerleri tespit edilmesine karşın son EGR oranında TG düşüşü belirgindir.

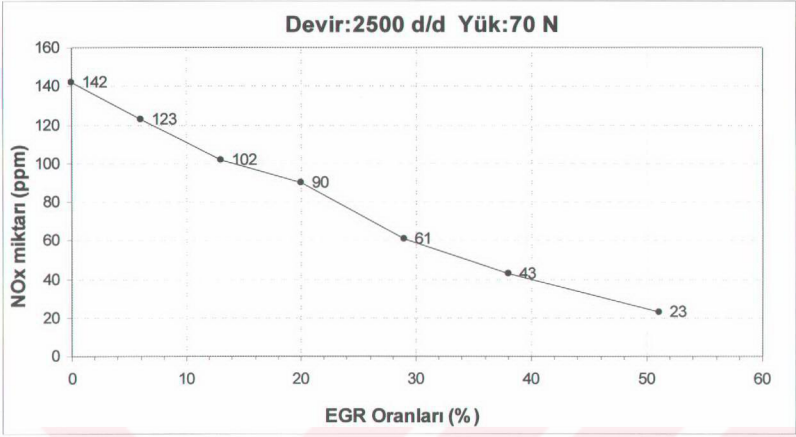
EGR oranı arttıkça NO_x 'in düşme eğilimi bir önceki noktaya benzer şekilde devam etmiştir. Yük arttıkça NO_x emisyonları artmaktadır.

Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranı arttıkça biraz artış olmuştur.

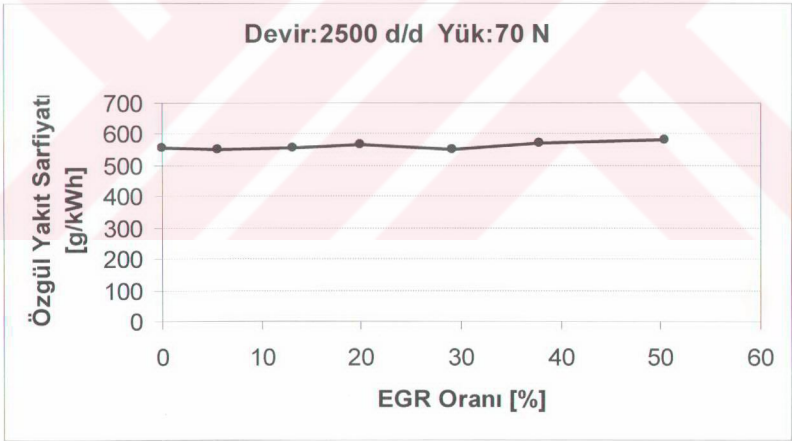


Şekil 4.71 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2500 d/d)

Şekil 4.72 *Pmaks* – Oslalık Grafiği (2500 d/d)



Şekil 4.73 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2500 d/d)



Şekil 4.74 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (2500 d/d)

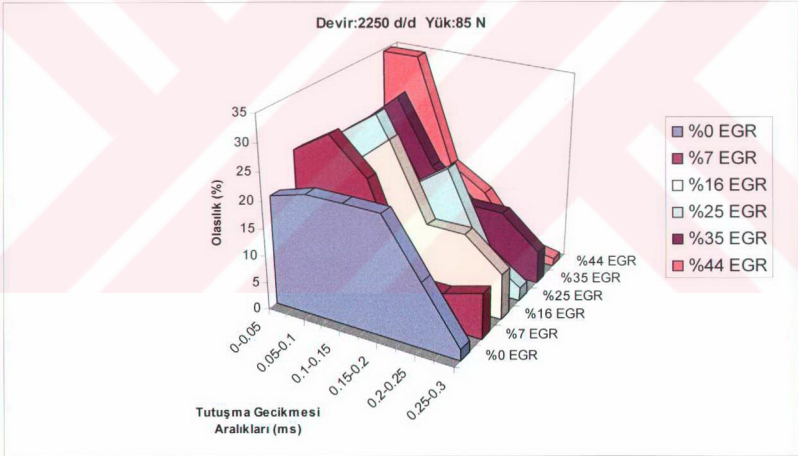
4.7.4 5/8 Gaz Konumunda Dördüncü Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %44 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 6 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 81.5 bar ile 90.25 bar arasında değişmiştir. En yüksek EGR kademesinde maksimum basınç grafiği dikleşmiştir. P_{maks} değerleri düşünce çevrimdeki farklılıklar azalmıştır.

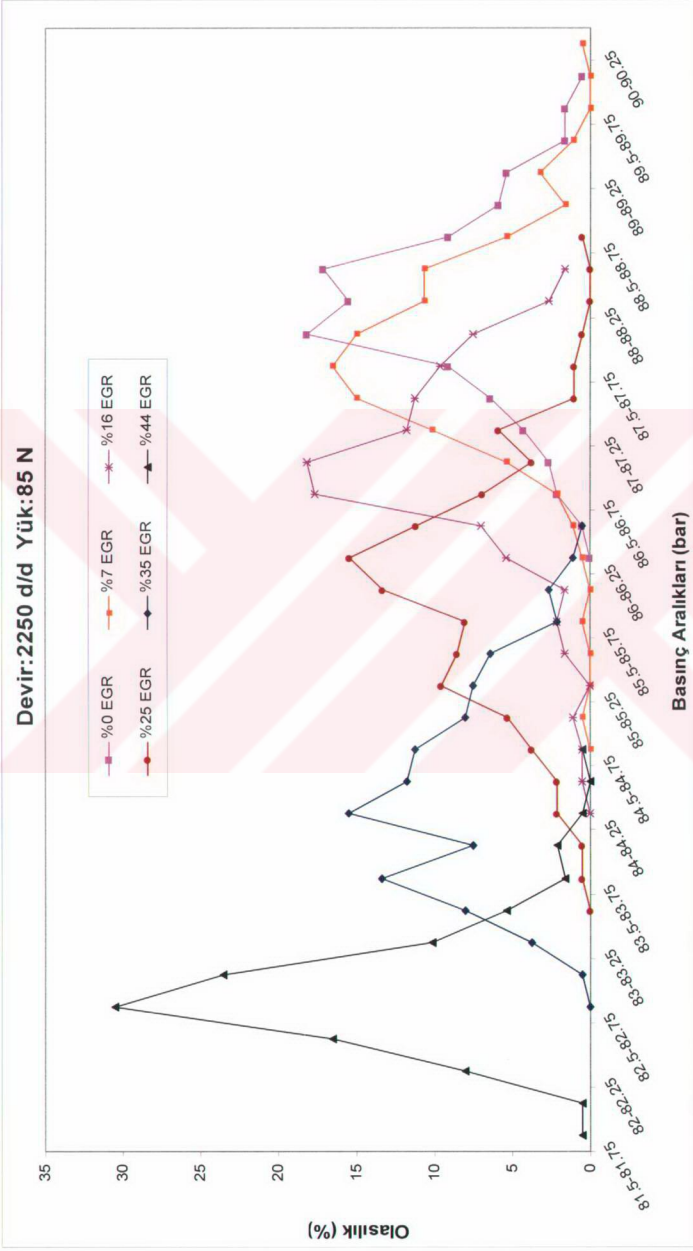
Çevrimlerin yaklaşık %30'unda TG tespit edilmiştir. EGR arttıkça TG değerleri azalmıştır. Bu azalmanın sebebi çevrime giren sıcak gaz karışımı da olabilir. Bunun TG 'yi azalttığı literatürlerde belirtilmiştir.

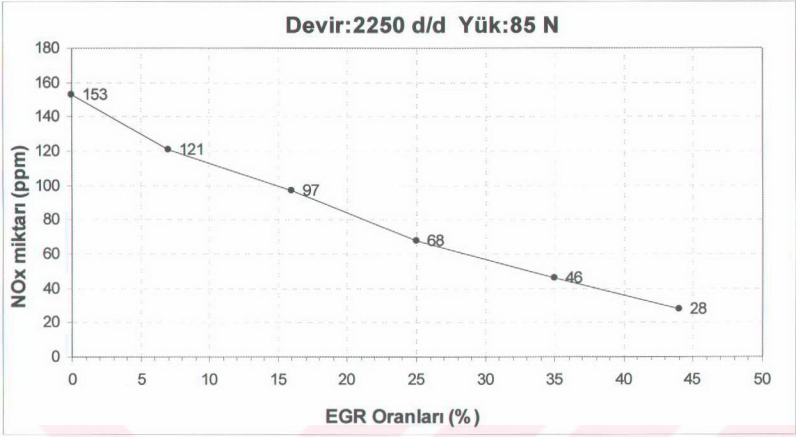
EGR oranı arttıkça NO_x 'in düşme eğilimi bir önceki noktaya benzer şekilde devam etmiştir.

Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranı yükseldikçe değişme olmamıştır.

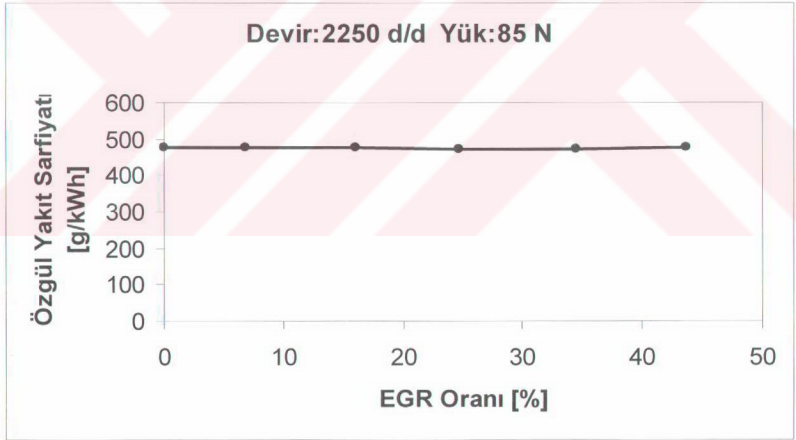


Şekil 4.75 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2250 d/d)

Şekil 4.76 *Pmaks* – Olasılık Grafiği (2250 d/d)



Şekil 4.77 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2250 d/d)



Şekil 4.78 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (2250 d/d)

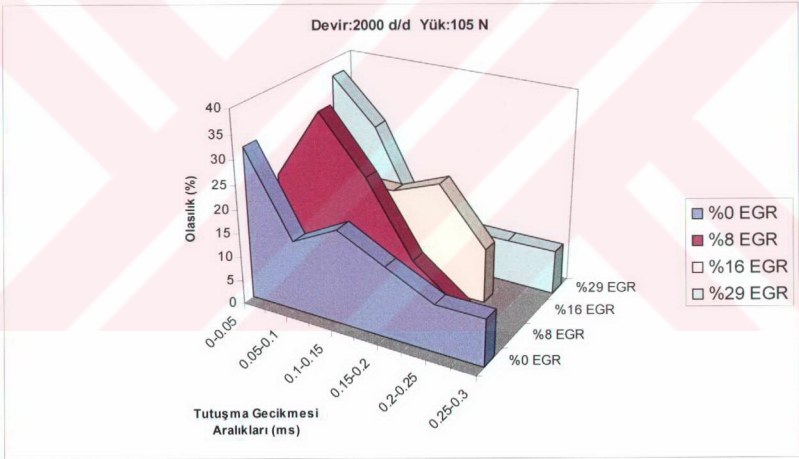
4.7.5 5/8 Gaz Konumunda Beşinci Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %29 oranında EGR yapılabilmiştir. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 4 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 81.25 bar ile 86.75 bar arasında değişmiştir.

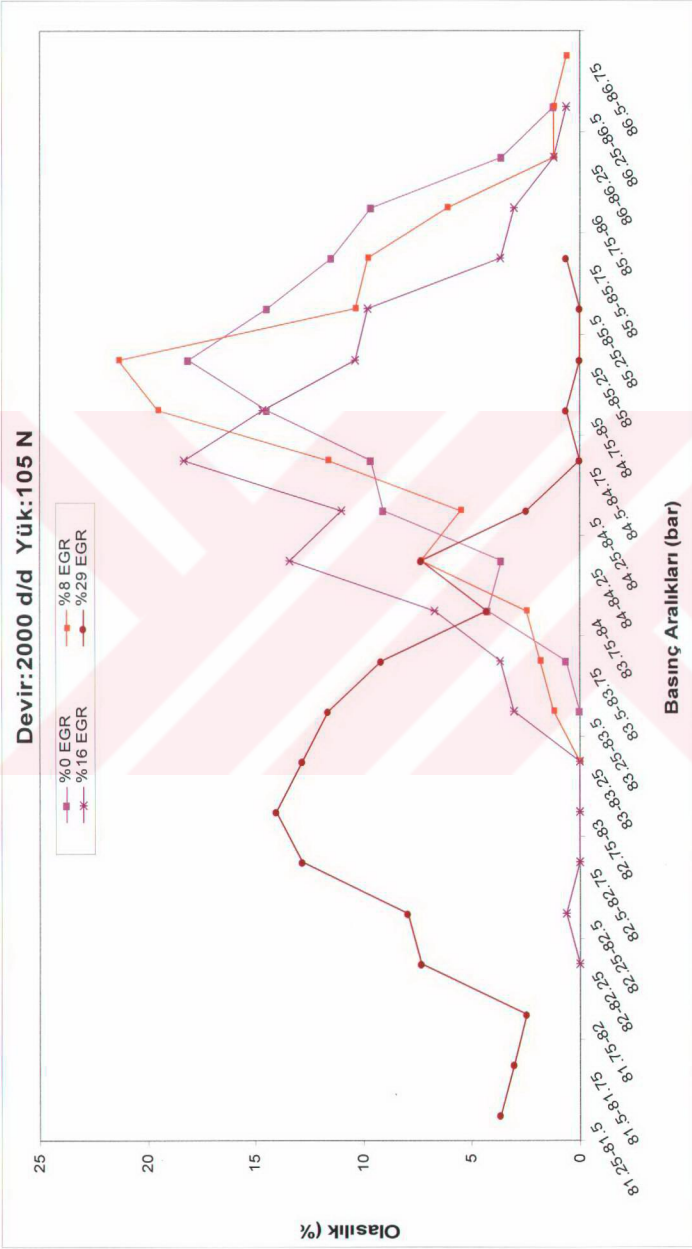
Çevrimlerin yaklaşık %20'sinde TG tespit edilmiştir. Son EGR oranında TG' yi belirlemek zor olmuştur. EGR arttıkça TG değerleri azalmıştır.

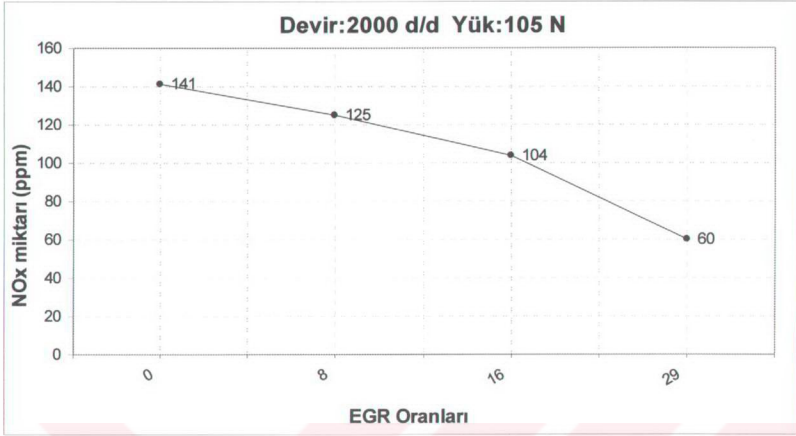
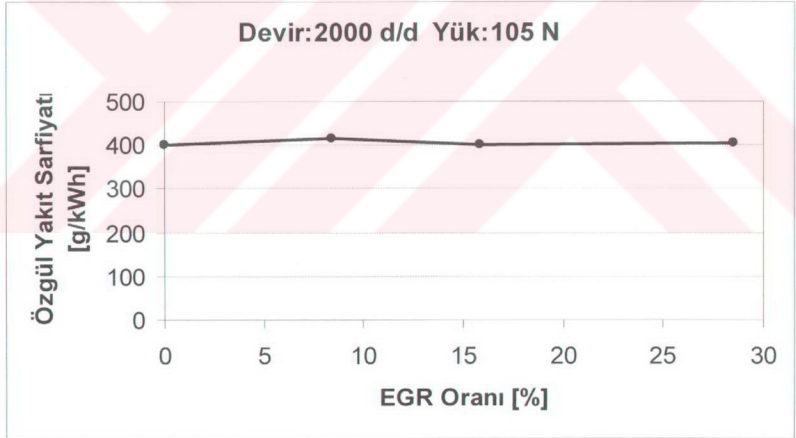
Yine 2000 d/d 'ye gelindiğinde NO_x emisyonunda ufak bir azalma olmuştur. Bunun sebebi daha önceki bezer test noktalarında anlatılmıştır. Azalma yüzde olarak daha az olmuştur bu da olayın regülatörden kaynaklandığını doğrulamaya yardımcı olabilir.

Özgül yakıt sarfiyatında EGR oranı yükseldikçe değişme olmamıştır.



Şekil 4.79 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (2000 d/d)

Şekil 4.80 *Pmaks* – Olasılık Grafiği (2000 d/d)

Şekil 4.81 EGR Oranı – NO_x emisyonu (2000 d/d)

Şekil 4.82 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (2000 d/d)

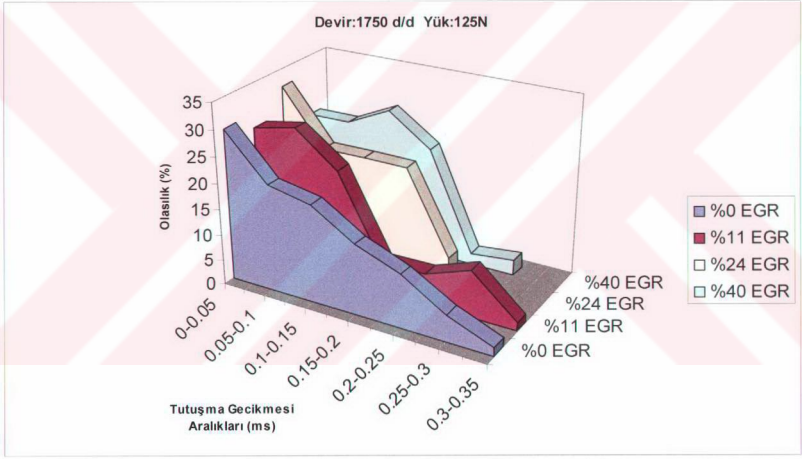
4.7.6 5/8 Gaz Konumunda Altıncı Çalışma Noktası:

Bu çalışma noktasında maksimum %40 oranında EGR yapılmıştır. Tam kapalı durumda dahil olmak üzere toplam 4 EGR kademesi yapılmıştır. Bütün EGR kademeleri sonucunda maksimum basınç aralıkları 76 bar ile 83 bar arasında değişmiştir. Son EGR kademelerinde basınç büyük oranda düşmüştür.

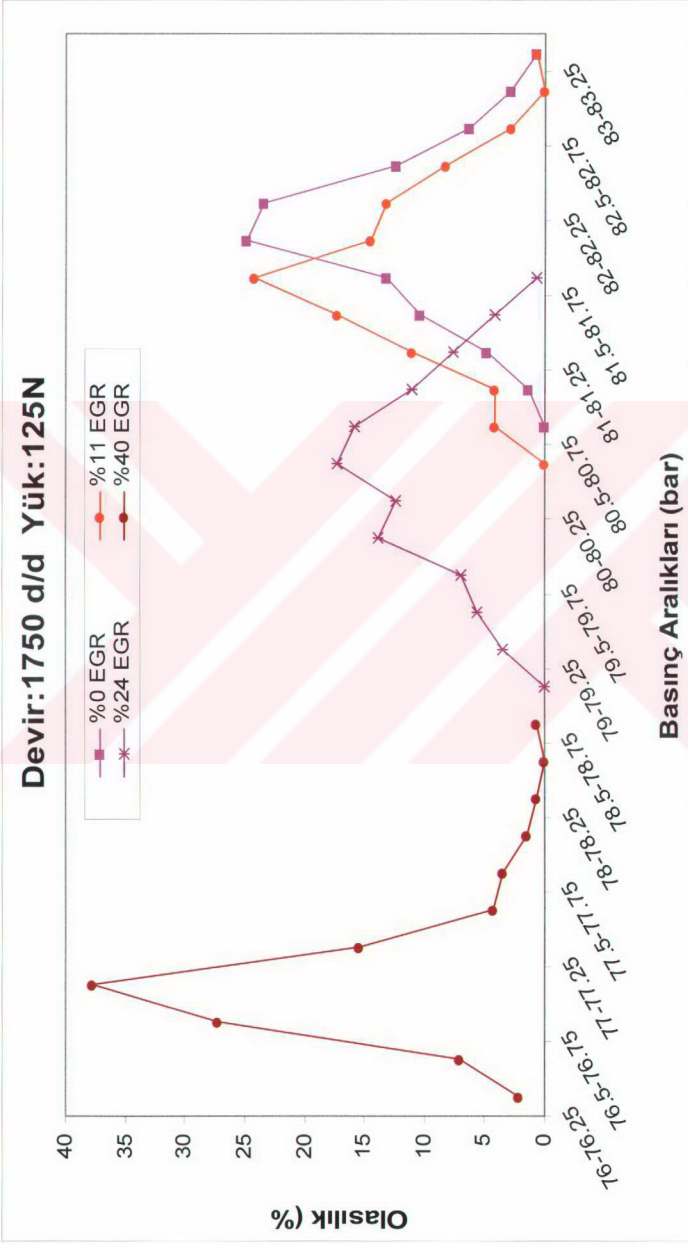
Çevrimlerin yaklaşık %40'ında TG tespit edilmiştir. EGR arttıkça TG değerleri azalmıştır.

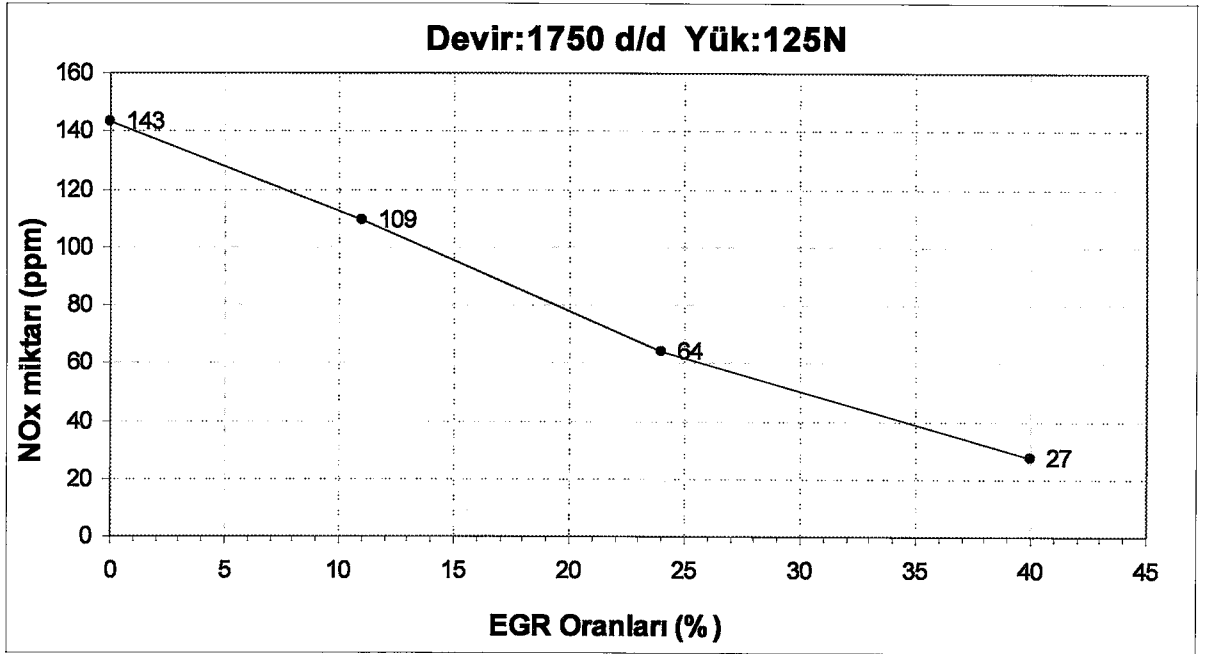
Bir önceki yükleme noktasında düşen NO_x değerleri yaklaşık aynı kalmıştır. EGR oranı arttıkça NO_x emisyonları azalmıştır.

EGR oranı arttıkça özgül yakıt tüketiminde bir miktar artış olmuştur.

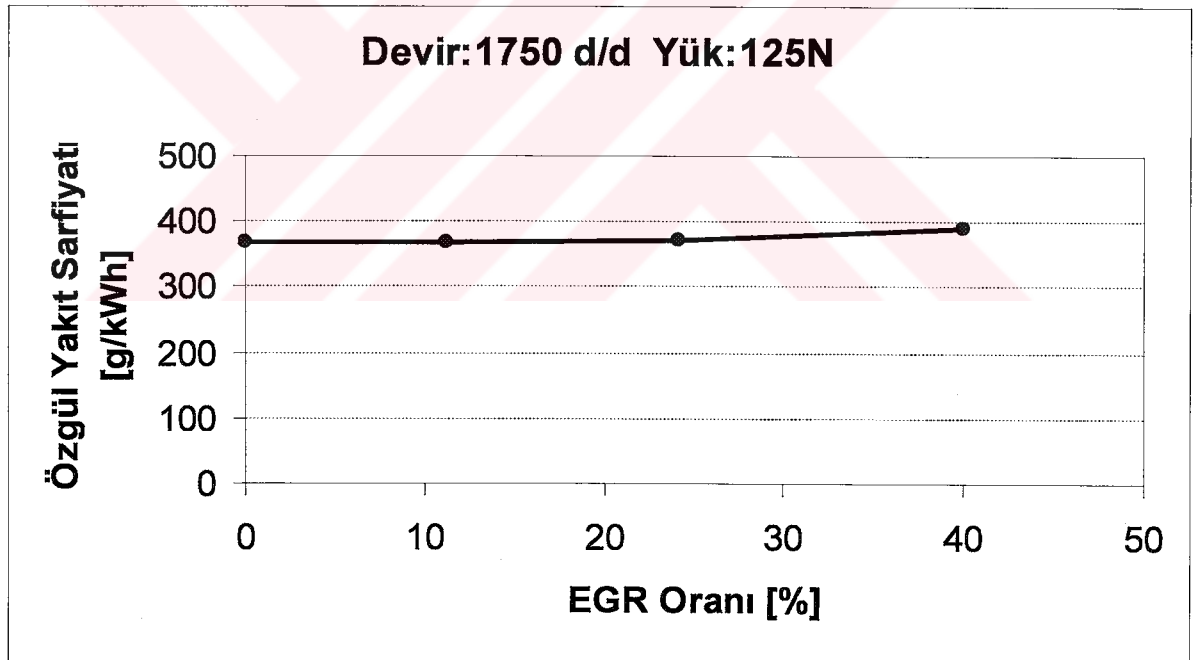


Şekil 4.83 Tutuşma gecikmesi – Olasılık Grafiği (1750 d/d)

Şekil 4.84 P_{maks} – Olasılık Grafiği (1750 d/d)



Şekil 4.85 EGR Oranı – NO_x emisyonu (1750 d/d)



Şekil 4.86 EGR Oranı - Özgül Yakıt Sarfıyatı (1750 d/d)

4.8 5/8 Gaz Konumundaki Deney Sonuçları Değerlendirmesi

5/8 gaz kolu pozisyonunda kısmi yükteki noktalarda, EGR oranı arttıkça *Pmaks*' da düşüş gözlenmiştir. EGR'nin seyreltme etkisi ile O₂ konsantrasyonunda düşüş yaratması ayrıca termal etki ile ısı absorpsiyonu yapması kontrolsüz yanma fazını etkilemiştir. Artan yüklerde *Pmaks*' daki bu etki daha fazlalaşmıştır; oksijen açısından fakirleşen egzoz gazları artan yüklerde düzgün yanmayı zorlaştırmıştır ve seyreltme etkisi daha fazla etkili olmuştur bu nedenle ulaşılabilen EGR oranları da düşmüştür.

TG' nin ölçülebildiği noktalarda bir azalma görülmüştür. Bunun sebebi sıcak egzoz gazı olabilir. TG' nin düşük EGR kademelerinde bazı yükleme noktalarında artış da yarattığı görülmüştür. TG' nin bu farklılaşmaları göstermesi TG grafiklerinden TG' nin tam olarak arttığı veya azaldığı fikrinin verilmesini zorlaştırmıştır.

Maksimum basınç grafiklerinden çevrimsel farklılıklarını belirlemede yararlanılmıştır. Yükler arttıkça çevrimsel farklılıklar azalmıştır. Kısmi yüklerde EGR oranı artırıldıkça *Pmaks* grafikleri başta normal yataylığını korurken EGR oranı yükseldikçe *Pmaks* değerleri belirgin şekilde azalmış ve grafikler dikleşmişlerdir. Bu olay çevrimsel farklılıkların azaldığının bir göstergesi olabilir. Fakat farklılıklar azalsa da *Pmaks* değerleri oldukça düştüğü için bunun motor çalışmasında fazla bir yarar getirmemiştir. TG değerlerinin çok net olmasa da bir miktar azalmasının bu çevrimsel farklılıkların oluşmasının engellenmesinde olumlu yönde etki ettiği söylenebilir.

NO_x emisyonları yük arttıkça normalde olması gerektiği gibi artmıştır. Daha önceki test aralıklarında olduğu gibi 2000 d/d' daki ve sonraki noktada NO_x emisyonları azalmıştır. Bunun sebebi daha öncede belirtildiği gibi yükün çok artması sonucu regülatörün devreye girerek karışımı zenginleştirmesi ve yanma sıcaklıklarını düşürmesidir. Fakat bu seviyede yük daha az olduğu için NO_x emisyonundaki azalma daha az olmuştur. EGR , NO_x emisyonlarını en düşük oranlarda bile seyreltme, termal etki, termal kısma etkileriyle büyük miktarlarda düşürmüştür.

EGR oranlarında artış oldukça özgül yakıt sarfiyatında biraz artış gözlenmiştir. Daha önceki artışlar gibi bu artışlarda kabul edilebilir seviyededir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Yapılan çalışmada bir Diesel motorda egzoz gazı geri dönüşümünün çevrimsel farklılıklara etkisi incelenmiştir. EGR'nin, bu farklılıklara etkisini incelemek için motorun belirli aralıklarda silindir içi basınç değerlerinin tespiti yapılmıştır. Bu basınç değerlerinin çevrimden çevrime farklılığı gözlemlenerek EGR'nin çevrimsel farklılıklara etkisi araştırılmıştır. Basınç değerleri yanında motorun NO_x emisyonları ve özgül yakıt tüketimi de ölçülerek EGR'nin bu değerlere etkisi incelenmiştir.

Deneyde, sırayla 3 farklı sabit gaz kolu pozisyonunda motor yükü kademeli şekilde artırılarak çalışma noktaları belirlenmiş; sonra bu noktalarda artan EGR oranları motora uygulanmıştır. Deney sırasında motorun çalışmasında gözle görülür şekilde bozulma olana kadar EGR kademeli olarak artırılmıştır ve bu sınır maksimum EGR oranını belirlemiştir. Maksimum EGR oranını yükün sınırladığı görülmüştür. Artan yüklerde uygulanabilir EGR oranları azalmıştır. Yapılan deneylerde motorun oldukça yüksek EGR oranlarına düşük yük koşullarında ulaşabildiği göze çarpmıştır.

EGR oranları arttırıldıkça maksimum basınç değerlerinin azaldığı tespit edilmiştir. EGR'nin P_{maks} değerlerine etkisi düşük yük kademelerinde fazla olmamakla birlikte yük değerleri artınca bütün noktalarda P_{maks} azalışı belirginleşmiştir. Bu düşüşün birinci sebebinin egzoz gazının emme havası dolgusuna karıştırılması sonucu dolgudaki O_2 konsantrasyonundaki düşüş (seyreltme etkisi) olduğu düşünülmektedir. İkinci sebebin ise yine dolgudaki karışım değişimiyle CO_2 ve asal gazların dolguda daha fazla yer alması olduğu düşünülmektedir. CO_2 ve asal gazların ısı kapasitesi fazla olduğu için emme havasının ısı kapasitesini arttırıp ortamdaki daha fazla ısı çekilir; böylece yanma sıcaklıkları düşüp P_{maks} ' lar azalır.

Motorun çalışması sırasında arka arkaya devam eden çevrimler, çeşitli etkenler nedeniyle farklılık gösterirler. Bu çalışmada belirlenmek istenen ise EGR'nin bu çeşitli etkenleri ne şekilde değiştirdiğidir. Bu farklılığı belirlemek ise basınç eğrilerini aynı koşullar sürerken belirli bir zaman aralığında inceleyerek, maksimum basınç değerlerindeki farklılıkları bulmakla mümkündür.

Diesel motorlarında sınır koşullar yüksek ve alçak devirlerdir. Bu durumlarda motor dengesiz çalışma eğilimindedir. Deneyde sabit gaz konumlarında artan yükte çevrimsel farklılıkların azaldığı tespit edilmiştir. Yapılan deney sonucunda 7/8 ve 6/8 gaz kolu pozisyonlarında EGR'nin çevrimsel farklılıklara etkisinin pek fazla olmadığı görülmüştür. Sadece motorun çalışmakta zorluk çektiği tam yük koşullarında, EGR bu dengesiz durumu arttırarak, çevrimsel farklılıkların artmasına neden olmuştur. 5/8 gaz kolu pozisyonunda ise EGR oranları arttıkça çevrimsel farklılıkların azaldığı grafiklerden gözlenmiştir. Özellikle düşük yüklerde *Pmaks* eğrilerinin dikleşmesi ile bu belirgin şekilde gözükümüştür. Diesel motorda artan HFK ile motorun verimi artar, Diesel motorlar bu nedenle çok fakir karışımlarda yanma sağlayabilirler. Nispeten daha fakir karışımların olduğu bu gaz kolu pozisyonunda EGR oranının artmasıyla *Pmaks* değerleri daha çabuk düşmüştür. Fakat bu basınç düşmesi yanmanın düzensizleştiğinin göstergesi olmayabilir, sadece silindir içi sıcaklıkların düşebileceği tahmini yapılabilir. Bu noktada elde edilen verilerle yapılabilecek yorum EGR'nin artmasıyla oluşan oksijen açısından fakir karışımlarda yanmanın daha çok difüzyon kontrollü yanma fazında, genişleme strokunun sonlarına doğru, gerçekleşerek daha verimsiz fakat benzer şekilde gerçekleştiğidir.

Çevrimsel farklılıkların oluşması daha çok ilk tutuşmadaki koşullara bağlıdır. İşte bunun için çalışmada TG' nin basınç verilerinden yararlanılarak bulunmasına çalışılmıştır. Deney düzeneğindeki eksiklik nedeniyle TG' nin başlangıcı olarak kabul edilen püskürtme başlangıcı anını enjektör iğnesi kalkıklığından belirlenememiştir. Bunun yerine yakıtın buharlaşması sonucu ortamdan ısı çekmeye başladığı zamanı basınç eğrisinde ilk düşüşün olduğu nokta TG başlangıcı olarak kabul edilmiştir. TG süresi sonu ise bu eğrinin tekrar yükselmeye başladığı nokta olarak kabul edilmiştir. Deney çalışma noktalarının yüksek devirlerinde basınç eğrilerinin çok dik karakter sergilemesi nedeniyle TG belirlenmesi gerçekleştirilememiştir. Ancak düşük devirlerde TG belirlemek mümkün olmuştur. Bu noktalarda da çok kısa olan değerler belirlenememiştir. Bu nedenlerden dolayı TG değerleri tek başına yorum yapmak için pek sağlıklı olmamıştır. Bu değerlerdeki değişimler sadece mertebe olarak değerlendirilmiş ve *Pmaks* grafiklerinin yorumunda yardımcı olarak kullanılmıştır.

İlk gaz kolu kademesinde artan EGR oranlarıyla TG' nin değişmediği, ikinci gaz kolu kademesinde TG' nin arttığı, üçüncü gaz kolu kademesinde ise TG' nin azaldığı gözlenmiştir. Bu çelişkili durum aslında pek şaşırtıcı değildir çünkü yapılan literatür çalışmasında

görüldüğü gibi araştırmacılar arasında da EGR'nin TG üzerindeki etkisi hakkında çeşitli fikirler vardır (Nitu vd., 2002 ; Uchida vd., 1993 ; Ladommatos vd.,1998). Bunun sebebi ise şöyle açıklanabilir. TG üzerinde EGR'nin yaptığı iki zıt etki mevcuttur. Birisi emme havası sıcaklığında artış yaratarak TG değerini azaltması, diğeri ise O₂ konsantrasyonunu azaltarak TG' yi artırması (seyreltme etkisi). Bunların dışında bir etken daha vardır o ise CO₂ ve asal gazların dolgu ısı kapasitesini arttırarak ortamdaki fazla ısı çekmesi, fakat bu etkinin daha az olduğu tahmin edilmektedir. Bu çalışmanın konusu EGR'nin TG üzerindeki etkisini belirlemek olmadığı için daha detaylı bilgi verilmesine gerek yoktur.

EGR'nin motorlarda kullanılmasının asıl sebebi olan NO_x emisyonları da bu deneyde ölçülmüştür. Bütün çalışma noktalarında NO_x emisyonları artan EGR oranlarında hızlıca düşüş göstermiştir. Bunun sebepleri ise EGR'nin seyreltme etkisi, termal etkisi ve termal kısma etkileridir.

Ayrıca deneyde yakıt tüketimi değerleri ölçülmüştür. Bu değerler neredeyse bütün çalışma noktalarında, yüksek EGR oranlarına rağmen çok az artış göstermiş veya hiç artış göstermemiştir. EGR'nin bu verilere göre yakıt tüketimine pek etkisi olmadığı görülmüştür

Sonuç olarak bir genelleme yapmaya çalışırsak EGR oranları arttıkça:

- *P_{maks}* değerlerinin düştüğü
- Çevrimsel farklılıkların düşük yük koşullarında azaldığı, orta yük koşullarında değişmediği, tam yüklerde ise arttığı
- NO_x emisyonlarının azaldığı
- Yakıt tüketiminin değişmediği

söylenbilir.

5.2 İleride Yapılacak Olan Çalışmalar İçin Öneriler

Deney sırasında karşılaşılan en büyük sorunlardan biri deney düzeneğindeki yetersizlikler olmuştur. EGR vanasının açılma oranının sabit olmaması, debi değerlerini ölçmek için kullanılan U borularındaki su seviyelerinin ölçüm anında azalıp-artması, TG süresi başlangıcını belirlemek için gerekli ekipmanın olmaması gibi. Günümüzde dijital ölçümün yaygınlaştığı bu koşullarda deney verilerinden bazılarının halen analog yöntemlerle belirlenmesi sonuçların hassasiyeti konusunda biraz sıkıntı yaratmıştır. Fakat bütün bu

sıkıntılara rağmen basınç değerlerinin, devirin, yükün, ve NO_x emisyonlarının dijital cihazlarla rahatça okunabilmesi sağlıklı yorumlar yapılabilmesini sağlamıştır.

Deney sırasında belirlenmesinde zorlanılan TG değerleri için en uygun çözüm deney çalışma noktalarını daha düşük devirlerde belirlemek olmalıdır. Bu sayede çevrimlerin süresi uzamış olacaktır; sonuçta sinyal dönüştürücüden daha sağlıklı veriler alınabilir ve bilgisayar programıyla hesaplamalar daha kolay yapılabilir. TG belirlemede fotogrametrik yöntemlere başvurulması da bir çözüm olabilir.

Deney sonuçlarında yanmanın nasıl geliştiğini ve değiştiğini sadece basınç değerlerinden yorumlamak mümkün olmuştur. Fakat bunu daha kesin anlamının yolu silindir içi sıcaklıkların değişimini ve HFK değerlerini bilmektir. Böylece ısı akısı belirlenerek kontrolsüz yanma ve difüzyon kontrollü yanma fazları bütünüyle yorumlanabilir. Ayrıca püskürtülen yakıt miktarını iğne kalkıklığı süresiyle net olarak bilmek sonuçların yorumlarını kesinleştirmede yardımcı olabilir.

Deney sonunda incelenecek olan verilerin miktarındaki çokluk bir başka sorun olarak ortaya çıkmıştır. Bu çalışma sırasında MATLAB adı verilen bilgisayar programlama, modelleme ve veri analiz özelliklerine sahip paket program kullanılmıştır. Veriler *Ossilloscope* programı ile toplanmış MATLAB programında yazılan program sayesinde analiz edilip değerlendirilmiş EXCELL programıyla görselleştirilmiştir. Görüldüğü üzere bu çok parçalı bir işlemdir ve bir hayli zaman almıştır. MATLAB programı bu işlemlerin hepsini tek çatı altında yapma yeteneğine sahiptir fakat bu programın yeni öğrenilmesi nedeniyle bu işlem gerçekleşmemiştir. Bu programın daha etkin şekilde kullanılmasıyla, verilerin işlenmesinde kaybedilen zaman azaltılabilir ve değerlendirme için yeterli zaman kazanılabilir.

Sonuçta bir motorun çalışma koşullarının incelenmesinin çok kapsamlı ve detaylı bir olay olduğu bir kez daha göz önüne sunulmuştur. Bu çalışmaların düzenli şekilde yapılabilmesi için yeterli düzeyde ekipman ve iş gücü gerekliliği açıktır. Bunun ise mali imkanlarla sınırlı olması bu araştırmalar için olumsuz bir durumdur. Yapılan çalışmada, tutuşma gecikmesi konusu detaylı ve hassas bir konu olmasıyla dikkati çekmiştir. EGR'nin sadece tutuşma gecikmesi üzerindeki etkilerini incelemek veya tutuşma gecikmesi süresinin matematiksel yöntemlerle belirlenmesi gibi konular araştırılmak için kayda değer bulunmuştur. Ayrıca gerekli teçhizatın sağlanabilmesi durumunda (yapay gaz yöntemi), bu çalışmanın geliştirilerek EGR'nin hangi etkilerinin çevrimsel farklılıkları nasıl etkilediği konusunda bir doktora çalışması yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Assanis, D.N., Filipi, Z.S., Fiveland, S.B. ve Symiris, M., (1999) "A Predictive Ignition Delay Correlation Under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diesel Engine", University of Michigan
- Arcoumanis, C., Bae, C., Nagwaney, W. ve Whitelaw, J.H., (1995), "Effects of EGR on Combustion Development in a 1.9L DI Diesel Optical Engine", SAE Paper 950850
- Baik, D.S., Oh, Y.S. ve Han, Y.C., (2000), A study on Emission Characteristics on Heavy-Duty Diesel Engine with Cooled-EGR", SAE Paper 2000102
- Bowen, C.E. (1998), "An Experimental Investigation in to the Use of Exhaust Gas Recirculation for Diesel Engine NOx Control", University of Calgary
- Deniz, O., "İçten Yanmalı Motorların Modelleme Esasları Ders Notları", Y.T.Ü. Makine Fakültesi Otomotiv A.B.D.
- European Community, (2002) "Current and Future European Community Emission Requirements", European Community Informal Document No.6 - 44th GRPE
- Ishiyama, T., Miwa, K. ve Horikoshi, O., (1994), "A study on Ignition Process of Diesel Sprays", International Symposium COMODIA 94
- ISO Standards Handbook, "ISO 5167-1980 (E)".
- Kwon, S., Arai, M., ve Hiroyasu, H., (1990), "Effects of Cylinder Temperature and Pressure on Ignition Delay in Direct Injection Diesel Engine", M.E.S.J. Vol 18. No.1
- Ladommatos, N., Abdelhalim, S.M. ve Zhao, H., Hu, Z., (1998), "Effects of EGR on Heat Release in Diesel Engine Combustion", SAE Technical Paper Series 980184
- Ladommatos, N., Abdelhalim, S.M. ve Zhao, H., (2000), "The Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Combustion and Emissions", Int J. Engine Research Vol. 1
- Nitu, B., Singh, I., Zhong, L., Badreshany, K., Henein, N. Ve Bryzik, W., (2002), "Effect of EGR on Autoignition, Combustion, Regulated Emissions and Aldehydes in DI Diesel Engine", SAE Technical Paper Series 2002-01-1153
- Safgönlü, B., Ergeneman, M., Arslan H.E., Soruşbay, C., (1995), "İçten Yanmalı Motorlar", Birsen Yayınevi
- Soruşbay, C., (1999), "İçten Yanmalı Motorlarda Egzoz Gazları Emisyonları", İ.T.Ü. Makine Fakültesi Otomotiv A.B.D.
- Traver, M.L., Atkinson, R.J. ve Atkinson, J.M., (1999), "Neural Network-Base Diesel Engine Emission Prediction Using In-Cylinder Combustion Pressure", SAE Technical Paper Series 1999-01-1532
- Uchida N., Daisho Y., Saito T. ve Sugano H., (1993), "Combined Effects of EGR and Supercharging on Diesel Combustion and Emissions", SAE Technical Paper.
- Yavaşlıoğlu, İ., (1988), "İçten Yanmalı Motorlar", Eğitim Yayınları A.Ş.
- Zheng M., Reader G.T. ve Hawley J.G., (2003), "Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation-a review on advanced and novel concepts", Elsevier Ltd. (baskıda)

EKLER

- Ek 1 İndikatör Diyagramı için Osiloskop Ayarları
- Ek 2 Dönüştürücü programı (Donusturucu.m)
- Ek 3 Maksimum basınç programı (Maksbasinc.m)
- Ek 4 Tutuşma gecikmesi (Tgecikmesi.m)
- Ek 5 Data gösterme programı (Gosterici.m)



Ek 1 İndikatör Diyagramı için Osiloskop Ayarları

İNDİKATÖR DİYAGRAMI için OSİLOSKOP AYARLARI

CH1	P _{10x} 10V, DC
CH2	P _{10x} 10V, AC
VERTICAL MODE	CH1
HORIZONTAL MODE	X-Y
SOURCE OR X	CH2
OUTPUTS	X → CH2 ↓ VOLUME

Kalibrasyon değerleri :

Sinyal	: 0.5 Volt
Birim	: ±5000
Ölçek	: Birim/sinyal
Ölçek	: 10.000 birim/500 mV
Ölçek	: 20 birim/mV

Basınç Hesabı

Transducer sensitivity	a (pC/bar)	(a katsayısı sinyal dönüştürücü kutusunda yazılı)
Amfi	b (mV/pC)	(b değeri amfi çıkış bağlantısında yazılı katsayı dikkate alınarak ekrandan okunacak)

$$\text{Basınç} = a.(pC/bar) * b.(mV/pC)$$

$$\text{Basınç} = a.b (mV/bar)$$

Ek 2 Dönüştürücü programı (Donusturucu.m)

```

function varargout = donusturucu(varargin)
%Bu program .txt dosyalarını *.mat dosyasına donusturur.
%DONUSTURUCU M-file for donusturucu.fig
% DONUSTURUCU, by itself, creates a new DONUSTURUCU or raises the existing
% singleton*.
%
% H = DONUSTURUCU returns the handle to a new DONUSTURUCU or the handle to
% the existing singleton*.
%
% DONUSTURUCU('CALLBACK',hObject,eventData,handles,...) calls the local
% function named CALLBACK in DONUSTURUCU.M with the given input arguments.
%
% DONUSTURUCU('Property','Value',...) creates a new DONUSTURUCU or raises the
% existing singleton*. Starting from the left, property value pairs are
% applied to the GUI before donusturucu_OpeningFunction gets called. An
% unrecognized property name or invalid value makes property application
% stop. All inputs are passed to donusturucu_OpeningFcn via varargin.
%
% *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
% instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES

% Edit the above text to modify the response to help donusturucu

% Last Modified by GUIDE v2.5 05-Jan-2004 14:08:35

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name', mfilename, ...
    'gui_Singleton', gui_Singleton, ...
    'gui_OpeningFcn', @donusturucu_OpeningFcn, ...
    'gui_OutputFcn', @donusturucu_OutputFcn, ...
    'gui_LayoutFcn', [] , ...
    'gui_Callback', []);
if nargin & isstr(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT

% -- Executes just before donusturucu is made visible.
function donusturucu_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject handle to figure
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin command line arguments to donusturucu (see VARARGIN)

```

```

% Choose default command line output for donusturucu
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

% UIWAIT makes donusturucu wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);

% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = donusturucu_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject handle to figure
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;

%%%% DONUSTURME SATIRLARININ BASLANGICI %%%

% --- Executes on button press in pushbutton1.
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

[dosyaadi, dosyayolu]=uigetfile({'*.txt','Text File(*.txt)'})
if dosyaadi~=0
    dosya_1=dlmread([dosyayolu dosyaadi], '\t');
end

x1=dosya_1(:,1);
y1=-1.*dosya_1(:,2);

x=x1;
y=y1((length(y1))-1:1);

dosya=[x y];

[dosyaadi, dosyayolu ]=uiputfile({'*.mat','Matlab Veri Dosyasi(*.mat)');})
if dosyaadi~=0
    save([dosyayolu dosyaadi ],'dosya')
end

clear all

%%%% PROGRAM SONU %%%SA%%%%%

```

Ek 3 Maksimum basınç programı (Maksbasinc.m)

```

function varargout = maksbasinc(varargin)
% Bu program bir çevrimdeki basınç değerlerinin maksimum değerlerini
% hesaplar.
% MAKSBASINC M-file for maksbasinc.fig
%   MAKSBASINC, by itself, creates a new MAKSBASINC or raises the existing
%   singleton*.
%
%   H = MAKSBASINC returns the handle to a new MAKSBASINC or the handle to
%   the existing singleton*.
%
%   MAKSBASINC('CALLBACK',hObject,eventData,handles,...) calls the local
%   function named CALLBACK in MAKSBASINC.M with the given input arguments.
%
%   MAKSBASINC('Property','Value',...) creates a new MAKSBASINC or raises the
%   existing singleton*. Starting from the left, property value pairs are
%   applied to the GUI before maksbasinc_OpeningFunction gets called. An
%   unrecognized property name or invalid value makes property application
%   stop. All inputs are passed to maksbasinc_OpeningFcn via varargin.
%
%   *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
%   instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES

% Edit the above text to modify the response to help maksbasinc

% Last Modified by GUIDE v2.5 08-Jan-2004 10:16:33

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',    mfilename, ...
                  'gui_Singleton', gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @maksbasinc_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn', @maksbasinc_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn', [] , ...
                  'gui_Callback', []);
if nargin & isstr(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT

% --- Executes just before maksbasinc is made visible.
function maksbasinc_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to maksbasinc (see VARARGIN)

% Choose default command line output for maksbasinc
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

```



```
% UIWAIT makes maksbasinc wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);
```

```
% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = maksbasinc_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject handle to figure
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
```

```
% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;
```

```
%% %% MAKSİMUM BASINÇLARI HAM DEĞERLER CİNSİNDEN BULMAYA YARAYAN PROGRAM
%% %% SATIRLARI BASLANGICI
```

```
% --- Executes on button press in pushbutton1.
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
```

```
[dosyaadi_1, dosyayolu_1]=uigetfile({'*.mat','Matlab Veri Dosyasi (*.mat)'});
if dosyaadi_1~=0
    Vstruct=load([dosyayolu_1 dosyaadi_1]);
end
```

```
V=Vstruct.dosya;
```

```
x1=V(:,1);
y1=V(:,2);
```

```
x=x1;
y=y1;
```

```
% % x suredir
% % y basinc degerleridir
```

```
% % Altaki satirlar verilerin alindiği sürede yapılmış olan çevrim adedini
% % bulmaya yarar.
```

```
g=1;
```

```
for j=1:(length(y)-1)
```

```
    if y(j)<0 & y(j+1)>=0
```

```
        tspt(g,1)=j;
```

```
    elseif y(j)>0 & y(j+1)<=0
```

```
        tspt(g,1)=j;
```

```
    else
```

```
        continue
```

```
    end
```

```
    g=g+1;
```

```

end

% %%% Çevrim aralıkları tspt vektörüne yazılır . Alttaki satirlar tspt vektorundeki hatali sayilari ayiklamak
icin
% yazildi. Yatayda birbirine yakin sayilardan sonraki silinir , onceki
% kalir.

a=tspt(length(tspt));
n=1;

while tspt(n)<a

    t=(tspt(n+1))-(tspt(n));

    if abs(t)<=25
        tspt(n+1)=[];
        n=n-1;
    end
    n=n+1;

end

end

cvrad=floor((length(tspt))./2) ;% toplam cevrim adedi

% %%% Bundan sonra her cevrimdeki maxksimum noktalar bulunmuştur

m=1; n=1;
for k=1:(cvrad)

% %%% A B C vektorleri cevrim araliginin pozitif kisimlarini ifade ederler

    A=(tspt(m)-1):(tspt(m+1)-1);
    B=y(tspt(m):tspt(m+1));
    C=[A' B];

    f(n)=max(B);

    mx_on=(A(B==f(n)));

    mx(n)=max(mx_on);

    m=m+2;
    n=n+1;

end

% %%% Maksimum noktalar mx inci saniyelerde fler olarak gercekleisir.

maxpoints=[mx' f];

% %%% Altteki satirlar maxpoints grafigini *.xls'de olusturmak icindir.
% % Bu bölümde ham verilerin bulunan maksimum değerleri donusturulmeden
% % 50 birimlik araliklarda sınıflandırılır ve % olarak degerlendirilir.

fmax=26000;
fmin=16500;
fark=fmax-fmin;

```

```

aralik=fark./190;

fara1=fmin;
fara2=fmin;

i=0;
while fara2<=fmax

    fara1=fmin+i.*aralik;
    fara2=fmin+(i+1).*aralik;

    % aralikta 2 tane bulursa birini alir.

fler_on=f(f>=fara1 & f<fara2);

    for k=1:length(fler_on)

        fler((i+1),k)=fler_on(k) ;

    end

    i=i+1;

end

j=size(fler);
j=j(1,1);

    for k=1:j

        fler_x(k)=length(find(fler(k,:)>0));

        fler_xyzd(k)=(fler_x(k)/(cvrad)).*100;

        cikis=[ (fler_x)' (fler_xyzd)' ];

    end

graph_max=[ (fler_xyzd)'];

bar(graph_max)

[dosyaadi, dosyayolu ]=uiputfile({'*.csv','Comma Seperated Values(*.csv)'});
if dosyaadi~=0
    dlmwrite([dosyayolu dosyaadi '.csv' ],cikis, ',' )
end

%%%%MAKSİMUM BASINÇLARI HAM DEĞERLER CİNSİNDEN BULMAYA YARAYAN PROGRAM
%%%%SATIRLARI SONU

%%%%MAKSİMUM BASINÇLARI GERÇEK DEĞERLER CİNSİNDEN BULMAYA YARAYAN
PROGRAM
%%%%SATIRLARI BASLANGICI

% --- Executes on button press in pushbutton2.
function pushbutton2_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to pushbutton2 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

```

```

[dosyaadi_1, dosyayolu_1]=uigetfile({'*.mat','Matlab Veri Dosyasi(*.mat)'})
if dosyaadi_1~=0
    Vstruct=load([dosyayolu_1 dosyaadi_1]);
end

V=Vstruct.dosya;

x1=V(:,1);
y1=V(:,2);

x=x1;
y=y1;

%% x suredir
%% y basinc degerlerinin duzeltilmis halidir.

%% Altteki satirlar verilerin alindigi surede yapilmis olan cevrim adedini
%% bulmaya yarar.

g=1;
for j=1:(length(y)-1)
    if y(j)<0 & y(j+1)>=0
        tspt(g,1)=j;
    elseif y(j)>0 & y(j+1)<=0
        tspt(g,1)=j;
    else
        continue
    end
    g=g+1;
end

%% Çevrim araliklari tspt vektörüne yazilir . Altteki satirlar tspt vektorundeki hatali sayilari ayiklamak icin
%% yazildi. Yatayda birbirine yakin sayilardan sonraki silinir , onceki kalir.

a=tspt(length(tspt));
n=1;

while tspt(n)<a
    t=(tspt(n+1))-(tspt(n));

    if abs(t)<=25
        tspt(n+1)=[];
        n=n-1;
    end
    n=n+1;
end
end

```

```

cvrad=floor((length(tspt))./2) ; % toplam cevrim adedi

%%%Bundan sonra her cevrimdeki maxksimum noktalar bulunmuştur.

m=1; n=1;
for k=1:(cvrad)

%%% A B C vektorleri cevrim araliginin pozitif kisimlarini ifade ederler

    A=(tspt(m)-1):(tspt(m+1)-1);
    B=y(tspt(m):tspt(m+1));
    C=[A' B];

    f(n)=max(B);

    mx_on=(A(B==f(n)));

    mx(n)=max(mx_on);

m=m+2;
n=n+1;

end

%%% Maksimum noktalar mx inci saniyelerde fler olarak gerceklesir.

maxpoints=[mx' f'];

% %% Altteki satirlar maxpoints grafigini *.xls'de olusturmak icindir.
% %% Bu bölümde ham verilerin bulunan maksimum değerleri bar cinsinden gercek
% %% basinc değerlerine donusturulerek
% %% 0.25 bar'lık araliklarda sınıflandırılır ve % olarak değerlendirilir.

fgercek=(f)./220;
fmax=118;
fmin=75;
fark=fmax-fmin;
aralik=fark./172;

fara1=fmin;
fara2=fmin;

i=0;
while fara2<=fmax

    fara1=fmin+i.*aralik;
    fara2=fmin+(i+1).*aralik;

    % aralikta 2 tane bulursa birini alır.

    fler_on=fgercek(fgercek>=fara1 & fgercek<fara2);

    for k=1:length(fler_on)

        fler((i+1),k)=fler_on(k) ;

    end
end

```

```

    i=i+1;

end

j=size(fler);
j=j(1,1);

    for k=1:j

fler_x(k)=length(find(fler(k,:)>0));

fler_xyzd(k)=(fler_x(k)/(cvrad)).*100;

cikis=[ (fler_x)' (fler_xyzd)' ];

end

graph_max=[ (fler_xyzd)'];

bar(graph_max)

[dosyaadi, dosyayolu ]=uiputfile({'*.csv','Comma Seperated Values(*.csv)';})
if dosyaadi~=0
    dlmwrite([dosyayolu dosyaadi '.csv' ],cikis, '; ')
end

%%%MAKSİMUM BASINÇLARI GERÇEK DEĞERLER CİNSİNDEN BULMAYA YARAYAN
PROGRAM
%%%SATIRLARI SONU

clear all

%%% PROGRAM SONU  %%SA%%

```

Ek 4. Tutuşma gecikmesi (Tgecikmesi.m)

```

function varargout = Tgecikmesi(varargin)
% Bu program her çevrimdeki Tutuşma gecikmesi degerlerini hesaplar.
% TGECIKMESI M-file for Tgecikmesi.fig
% TGECIKMESI, by itself, creates a new TGECIKMESI or raises the existing
% singleton*.
%
% H = TGECIKMESI returns the handle to a new TGECIKMESI or the handle to
% the existing singleton*.
%
% TGECIKMESI('CALLBACK',hObject,eventData,handles,...) calls the local
% function named CALLBACK in TGECIKMESI.M with the given input arguments.
%
% TGECIKMESI('Property','Value',...) creates a new TGECIKMESI or raises the
% existing singleton*. Starting from the left, property value pairs are
% applied to the GUI before Tgecikmesi_OpeningFunction gets called. An
% unrecognized property name or invalid value makes property application
% stop. All inputs are passed to Tgecikmesi_OpeningFcn via varargin.
%
% *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
% instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES

% Edit the above text to modify the response to help Tgecikmesi

% Last Modified by GUIDE v2.5 05-Jan-2004 13:53:39

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name', mfilename, ...
    'gui_Singleton', gui_Singleton, ...
    'gui_OpeningFcn', @Tgecikmesi_OpeningFcn, ...
    'gui_OutputFcn', @Tgecikmesi_OutputFcn, ...
    'gui_LayoutFcn', [], ...
    'gui_Callback', []);
if nargin & isstr(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT

% --- Executes just before Tgecikmesi is made visible.
function Tgecikmesi_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject handle to figure
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin command line arguments to Tgecikmesi (see VARARGIN)

% Choose default command line output for Tgecikmesi
handles.output = hObject;
% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

% UIWAIT makes Tgecikmesi wait for user response (see UIRESUME)

```

```

% uiwait(handles.figure1);
% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = Tgecikmesi_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject handle to figure
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;

%%%% TUTUŞMA GECİKMESİ DEĞERLERİNİ HESAPLAYAN SATIRLAR BURADAN BAŞLAMIŞTIR.

% --- Executes on button press in pushbutton1.
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

[dosyaadi_1, dosyayolu_1]=uigetfile({'*mat','Matlab Veri Dosyasi (*.mat)'});
if dosyaadi_1~=0
    Vstruct=load([dosyayolu_1 dosyaadi_1]);
end

V=Vstruct.dosya;

x1=V(:,1);
y1=V(:,2);

x=x1;
y=y1;

%% Alttaki satirlar verilerin alındığı sürede yapılmış olan cevrim adedini
% bulmaya yarar.

g=1;

for j=1:(length(y)-1)

    if y(j)<0 & y(j+1)>=0

        tspt(g,1)=j;

    elseif y(j)>0 & y(j+1)<=0

        tspt(g,1)=j;

    else

        continue
    end
    g=g+1;

end

%%%% Çevrim aralıkları tspt vektörüne yazılır . Altteki satirlar tspt vektorundeki hatali sayilari ayiklamak icin
% yazildi. Yatayda birbirine yakin sayilardan sonraki silinir , onceki
% kalir.

a=tspt(length(tspt));
n=1;

```



```

while tspt(n)<a

    t=(tspt(n+1))-(tspt(n));

    if abs(t)<=25
        tspt(n+1)=[];
        n=n-1;
    end
    n=n+1;

end

cvrad=floor((length(tspt))./2); % toplam cevrim adedi

%%%Bundan sonra her cevrimdeki maxksimum noktalar bulunmuştur.

m=1; n=1;
for k=1:(cvrad)

    %%% A B C vektorleri cevrim araliginin pozitif kisimlarini ifade ederler

        A=(tspt(m)-1):(tspt(m+1)-1);
        B=y(tspt(m):tspt(m+1));
        C=[A' B];

        f(n)=max(B);

        mx_on=(A(B==f(n)));

        mx(n)=max(mx_on);

    m=m+2;
    n=n+1;

end

%%%ALTtaki SATIRLAR ILK MAX NOKTADAN DONUSLERI BULMAK ICINDIR
%Tutusma gecikmesi(Yakit buharlasmasi) baslangici
% degiskenler 0 matrisleriyle olusturuldu matris boyutlari uyusmasi icin.

pusk=zeros(1,cvrad);
zmn1=zeros(1,cvrad);
ates=zeros(1,cvrad);
zmn2=zeros(1,cvrad);
%%%%%%%%%
%Altaki satirlarin hepsi buradaki dongu icinde calisir. son 'end' bu for
%dongusunundur.
% Icice for donguleriyle matrisler olusturularak veriler sirayla incelenir.
% %%%

m=1; n=1;g=1;
for k=1:(cvrad)

    %%% D ve E vektorleri ,cevrimin pozitif kismindan baslayarak max noktalar kadar olan veri araliklaridir.

        D=(tspt(m)-1):(mx(g)-1);
        E=y(tspt(m):mx(g));
        F=[D' E];

        % maks. noktaya gelene kadar ikiser data ilerleyerek egrinin azalisa gectigi nokta bulunur.

```

```

for i=1:(length(E)-2)

    if E(i+2)<=E(i)

        G=D((i-10):(i+2));
        H=E((i-10):(i+2));
        K=[G' H];

        pusk(n)=max(H);

        if pusk(n)>18000

            pusk(n)=0;

            break
        end

        zmn1_on=(G(H==pusk(n)));

        zmn1(n)=max(zmn1_on);
        break

    end

end

%%%%%% bu satirlar E vektoru boyutu tahminden kısa ise isleyecek ender bir
%%%%%% durum.

nokta=i+50;
if nokta>=length(E)

    nokta=length(E);
end

% Alttaki satirlardada egri donusunun olustugu basinc degerine gelindigi veya
% ustune cikildigi 2.an tespit edilir.

for j=(i+2):nokta
    if pusk(n)==0

        break

    elseif E(j)>=pusk(n)

        ates(n)=E(j);
        zmn2(n)=D(j);

        break

    end

end

%%%%%%
% Alttaki satirlarda egrinin yükselmeye basladigi nokta bulunur.
% Aradaki süre TG'dir.

if zmn2(n)==0

    ates2(n)=0;
    zmn3(n)=0;

```

```

else
L=(zmn1(n):zmn2(n))';
M=y((zmn1(n)+1):(zmn2(n)+1));
N=[L M];
ates2(n)=min(M);
zmn3_on=(L(M==ates2(n)));
zmn3(n)=max(zmn3_on);
end
m=m+2;
n=n+1;
g=g+1;
end
delays=[pusk; zmn1;ates2;zmn3];
for i=1:length(delays(1,:))
fark1(i)=(delays(4,i))-(delays(2,i));
end
% Belirlenen sureler ms.'ye donusturulur.
fark2=fark1./44;
fark3=fark2(fark2>0);
hata=(length(fark2))-(length(fark3));
%% %% Alttaki satirlar tutusma grafikelerini .xls'de cizdirmek icindir.
%% %% Bulunan deger 0.5 ms.'lik araliklarda sınıflandırılır ve % olarak değerlendirilir.
dmax=0.5;
dmin=0;
differ=dmax-dmin;
aralik=differ./10;
dara1=dmin;
dara2=dmin;
i=0;
while dara2<=dmax
dara1=dmin+i.*aralik;
dara2=dmin+(i+1).*aralik;
% aralikta 2 tane bulursa birini alır.
dler_on=fark3(fark3>=dara1 & fark3<dara2);
for k=1:length(dler_on)
dler((i+1),k)=dler_on(k);
end
end

```

```

    i=i+1;

end

j=size(dler);
j=j(1,1);

    for k=1:j

dler_x(k)=length(find(dler(k,:)>0));

dler_xyzd(k)=(dler_x(k)/(length(fark3)))*100;

end

boyut=length(dler_x);

hata_vek=zeros(boyut,1);

hata_vek(1)=hata;

    cikis=[ (dler_x)' (dler_xyzd)' hata_vek];

graph_max=[ (dler_xyzd)'];

bar(graph_max)

[dosyaadi, dosyayolu ]=uiputfile({'*.csv','Comma Seperated Values(*.csv)'});
if dosyaadi~=0
    dlmwrite([dosyayolu dosyaadi '.csv' ],cikis, '; ')
end

clear all

%%%%%% PROGRAM SONU   %%%%%% SA%%%%%

```

Ek 5. Data gösterme programı (Gosterici.m)

```

function varargout = gosterici(varargin)
% Bu program Basinc egrilerinin grafiklerini gostermeye yarar.
%GOSTERICI M-file for gosterici.fig
%   GOSTERICI, by itself, creates a new GOSTERICI or raises the existing
%   singleton*.
%
%   H = GOSTERICI returns the handle to a new GOSTERICI or the handle to
%   the existing singleton*.
%
%   GOSTERICI('CALLBACK',hObject,eventData,handles,...) calls the local
%   function named CALLBACK in GOSTERICI.M with the given input arguments.
%
%   GOSTERICI('Property','Value',...) creates a new GOSTERICI or raises the
%   existing singleton*. Starting from the left, property value pairs are
%   applied to the GUI before gosterici_OpeningFunction gets called. An
%   unrecognized property name or invalid value makes property application
%   stop. All inputs are passed to gosterici_OpeningFcn via varargin.
%
%   *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
%   instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES

% Edit the above text to modify the response to help gosterici

% Last Modified by GUIDE v2.5 05-Jan-2004 18:49:38

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',    mfilename, ...
                  'gui_Singleton', gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @gosterici_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn', @gosterici_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn', [] , ...
                  'gui_Callback', []);
if nargin & isstr(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT

% — Executes just before gosterici is made visible.
function gosterici_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to gosterici (see VARARGIN)

% Choose default command line output for gosterici
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

```

```

% UIWAIT makes gosterici wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);

% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = gosterici_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject handle to figure
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;

%%%%%%%% GOSTERME SATIRLARININ YAZILDIGI BOLUM BASLANGICI %%%

% --- Executes on button press in pushbutton1.
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

[dosyaadi_1, dosyayolu_1]=uigetfile({'*.mat','Matlab Veri Dosyasi(*.mat)'})
if dosyaadi_1~=0
    Vstruct=load([dosyayolu_1 dosyaadi_1]);
end

V=Vstruct.dosya;

x=V(:,1);
y=V(:,2);

figure

plot(x,y)

% % x suredir
% % y basinc degerlerinin duzeltilmis halidir.
clear all

%%%%%%%% PROGRAM SONU %%%SA%%

```

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	29.12.1978	
Doğum yeri	İstanbul	
İlkokul	1991-1996	Melahat Şefizade İlköğretim Okulu
Lise	1989-1996	Hüseyin Avni Sözen Anadolu Lisesi
Lisans	1996-2000	İstanbul Teknik Üniversitesi. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2001-(devam ediyor)	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. A.B.D. Enerji Makinaları Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2001-2002

FOSTER WHEELER BIMAS
Birleşik İnş. ve Müh. A.Ş.

2003

TEKNODEN
Yapı Denetim Danışmanlık Ltd.Şti.