

154970

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ*FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OKTAN SAYISI ve LPG KARIŞIMININ BUJİ ATEŞLEMELİ
BİR MOTORUN PERFORMANS ve EMİSYONUNA ETKİSİNİN
DENEYSEL İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ
CENK SAYIN**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 03.12.2003

Tezin Savunulduğu Tarih : 14.05.2004

Tez Danışmanı

Doç. Dr. İbrahim KILIÇASLAN

(.....)

Üye

Prof. Dr. H. Rıza GÜVEN

(.....)

Üye

Prof. Dr. Zafer DÜLGER

(.....)

Üye

Prof. Dr. Osman ISIKAN

(.....)

Üye

Yrd. Doç. Dr. Mustafa ÇANAKÇI

(.....)

MAYIS-2004

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OKTAN SAYISI ve LPG KARIŞIMININ BUJİ ATEŞLEMELİ
BİR MOTORUN PERFORMANS ve EMİSYONUNA ETKİSİNİN
DENEYSEL İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Cenk SAYIN

Ana Bilim Dalı: Makine Eğitimi

Danışman: Doç. Dr. İbrahim KILIÇASLAN

MAYIS 2004

OKTAN SAYISI ve LPG KARIŞIMININ BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN PERFORMANS ve EMİSYONUNA ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Cenk SAYIN

Anahtar Kelimeler : Oktan Sayısı, Benzinli Motor, Motor performansı, Egzoz Emisyonu, Kimyasal Damıtma, Çift yakıt

Özet: Benzin içten yanmalı motorların temel yakıtıdır. Benzinin verimini yükseltmek, niteliklerini değiştirmek ve geliştirmek için yapılan çalışmalar otomotiv sektöründeki gelişmelere her zaman öncü olmuştur. Benzinle çalışan motorların yerini başka tür yakıtlar alıncaya kadar bu yakın ilişki devam edecektir.

Günümüzde motorun ihtiyacından yüksek oktanlı benzin kullanımının güç, yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarına etkisi tartışılmaktadır. Bu çalışmada sıkıştırma oranına bağlı olarak 91 oktanlı normal benzin kullanımı öngörülen klasik bir benzin motorunda 91, 93, 95 (süper) ve 95,3 oktanlı (kurşunsuz) benzin denenmiş ve motor performansı ile egzoz emisyonlarına etkileri incelenmiştir. Deneyler sabit yük şartlarında gerçekleştirilmiş ve FIAT DKS tip benzinli motor kullanılmıştır. Deney sonuçları, en iyi performansın 91 oktanlı normal benzinden, en düşük emisyonlar (CO ve HC)'ın ise 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinden elde edildiğini göstermiştir.

Deney sonuçlarına göre en iyi performans (efektif güç ve özgül yakıt tüketimi) üreten 91 oktanlı normal benzin, optimizasyon çalışmaları için referans yakıt kabul edilmiştir. Kimyasal damıtma işlemi uygulanan 91 oktanlı benzinde emisyonların oluşmasında en önemli parametrelerden biri olan yakıtın içeriğindeki kurşun tetra etil miktarı %80 oranında azaltılmıştır. Damıtılmış benzinle yapılan ön deneyler daha iyi emisyon sonuçları vermiştir. Ancak damıtma işlemiyle maliyet yükselmiştir. Bu sonuç damıtılan benzinin daha ekonomik alternatif bir yakıtla birlikte (çift yakıtlı çalışma) kullanımı gerekliliğini ortaya çıkarmıştır. Bu amaçla test motoru LPG+benzin ile çalışabilecek şekilde modifiye edilmiştir.

Sonuçta çift yakıtlı çalışmada özgül yakıt tüketimi ise %5 azalmıştır. Emisyonlarda ise yaklaşık olarak CO'de %13, HC'da ise %5 oranında tek yakıtlı çalışmaya göre azalma sağlanmıştır. Deney motoru için en iyi motor performansı ve en az egzoz emisyonları (HC ve CO) üreten yakıt 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG olarak belirlenmiştir.

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF OCTANE NUMBER and LPG MIXTURE ON THE PERFORMANCE and EMISSIONS OF A SPARK IGNITION ENGINE

Cenk Sayın

Keywords: Octane Number, Gasoline Engine, Engine Performance, Exhaust Emission, Chemical Distillation, Dual Fuels

Abstract: The gasoline is main fuel for internal combustion engine. Studies about for increasing efficiency of gasoline, changing its attributes and progressing features are the major requirement of the automotive industry. The kinds of studies will be continued while an alternative fuel will replace gasoline.

Currently the effects of using higher-octane gasoline then engine requirement on power, fuel economy and exhaust emission is revealed. In this study the engine required 91-octane gasoline (regular) was tested 91, 93, 95 (premium gasoline) and 95,3 octane gasoline (unleaded) and these effects of engine performance and exhaust emission are investigated. Experiments were conducted at constant load and used FIAT DKS type spark ignition engine Experimental results showed that engine performance values of 91-octane gasoline were higher than the others gasoline and emissions (HC and CO) were lower with 95,3-octane gasoline than the others gasoline.

In terms of experimental results, the 91-octane gasoline that reference fuel to optimisation carried out the best performance. The amount of tetra alkyl lead, which is one of the most important parameters in the exhaust emissions of 91-octane gasoline to be subjected to chemical distillation, decreases 80%. Preliminary experiments conducted with distilled gasoline gave better emissions. But distillation process caused excessive operating costs. This results had made necessary distilled gasoline using with together less economical an alternative fuels. For this purpose, the test engine modified to able to operate with gasoline+LPG fuel.

As a result the dual fuel operation when compared with the single operation, brake specific fuel consumption was reduced approximately 5%, HC emission was decreased nearly 5% and CO emission was diminished about 13%. It was been determined that distilled gasoline with 90,725-octane+LPG which produced the best performance and the least for the test engine.

ÖNSÖZ VE TEŞEKÜR

İçten yanmalı motorlar yakıtın kimyasal enerjisini yararlı mekanik enerjiye dönüştürürler. Günümüzde içten yanmalı motorlar üzerine yapılan araştırmaların temel amaçlarından biri, yanma sırasında meydana gelen bu enerji dönüşümü olayının olabildiğince yüksek verimde gerçekleşmesidir. Motorların yapısal özelliklerinin yanı sıra, kullanılan yakıtların özellikleri de motor performansı ve egzoz emisyonları üzerinde son derece etkilidir. Bu nedenle motorları üstün performanslı duruma getirmek için motor tasarımı ile ilgili araştırmalarla birlikte yakıtlarla ilgili çalışmalar da yaygın bir şekilde yapılmaktadır.

Bu çalışmada, benzinli motorlarda yakıt kalitesi (oktan sayısı)'nin performans ve emisyonlar üzerine etkileri deneysel ve teorik olarak incelenmiş ve yapılan mukayese sonunda test motorunda performans ve emisyonlar açısından optimum şartları oluşturan yakıt ve çalışma şartları belirlenmiştir. Yapılan bu çalışmanın faydalı olmasını arzu ederek başka çalışmalara yol göstermesini dilerim.

Tez çalışmasının bütün aşamalarına, gösterdiği yardım ve katkılarından dolayı danışman hocam Sn. Doç. Dr. İbrahim KILIÇASLAN'a, çalışmamın yönlendirilmesi ve ilerlemesi için katkılarını ve yardımlarını esirgemeyen hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. Mustafa ÇANAKÇI'ya teşekkür ederim.

Yapılan çalışmada, kullanılan yakıtların temin edilmesinde yardımcı olan TÜPRAŞ A.Ş. İzmit rafineri müdürlüğüne, kimyasal damıtma işlemini gerçekleştirdiğimiz Kocaeli Üniversitesi Fen Edebiyat Fakültesi Dekanlığına, yakıt analizlerini yaptırdığımız TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi Enerji Sistemleri ve Çevre Araştırma Enstitüsüne teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR.....	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	xi
TABLolar LİSTESİ.....	xiv
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
1.1. Literatür Araştırması.....	2
1.2. Yakıt Kalitesi.....	7
BÖLÜM 2. BENZİNLİ MOTORLARDA GÜNCEL KULLANILAN YAKITLAR	10
BÖLÜM 3. TEORİK ÇALIŞMALAR.....	13
3.1. Amaç.....	13
3.2. Giriş.....	14
3.3. İkili Yakıtlar.....	15
3.4. Stokiyometrik Yanma.....	17
3.4.1. Stokiyometrik Yakıt/Hava Oranı (F/A) _{st}	18
3.4.2. Yakıt Fazlalık Katsayısı (ϕ).....	19
3.4.3. Bir Mol Yakıtın Açığa Çıkardığı Enerji Miktarı	20
3.4.4. Benzin LPG Karışımının Kimyasal Enerjisi.....	21
3.4.5. Bir Mol Benzin İçin Bazı Temel Hesaplamalar.....	25
3.5. Benzinli Motorlarda Kirletici Formasyonu.....	26
3.5.1. NO _x Formasyonu.....	26
3.5.2. NO Formasyonu.....	26

3.5.3. NO ₂ Formasyonu.....	27
3.5.4. CO Formasyonu.....	28
3.5.5. Yanmamış Hidrokarbonlar (HC).....	28
3.5.6. Emisyon Partikülleri.....	29
3.6. Kimyasal Yanma Denkleminin Sonuçları.....	29
3.6.1. I Durum (1 mol C _{6,93} H _{14,58}).....	30
3.6.2. II. Durum (0,95 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,074 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	33
3.6.3. III.Durum (0,9 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,148 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	36
3.6.4. IV. Durum (0,85 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,222 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	39
3.6.5. V. Durum (0,8 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,296 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	42
3.6.6. VI. Durum (1,4755 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	45
3.7. Teorik Çalışmanın Sonuçları.....	48
BÖLÜM 4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	49
4.1. Deneylerde Kullanılan Yakıtların Tanıtılması.....	49
4.1. Deney Tesisatının Tanıtılması.....	54
4.1.1. Deney Motoru.....	54
4.1.2. Dinamometre.....	55
4.1.3 Egzoz Gaz Analiz Cihazı.....	57
4.1.4. Yakıt Debisi Ölçme Donanımı.....	58
4.1.5. Hava Debisi Ölçme Donanımı.....	59
4.1.6. Sıcaklık Ölçüm Donanımı.....	61
4.2. Deneylerin Yapılışı.....	62
4.3. Deneyler Esnasında Hesaplanan Değerler.....	63
4.3.1. Kütleli Hava Debinin Hesaplanması.....	63
4.3.2. Kütleli Yakıt Debinin Hesaplanması.....	63
4.3.3. Motor Efektif Gücünün Hesaplanması.....	64
4.3.4. Özgül Yakıt Sarfiyatının Hesaplanması.....	64
4.3.5. Hava Fazlalık Katsayısının Hesaplanması.....	65
4.4. Deneysel Belirsizlikler ve Hata Analizi.....	65
4.4.1. Sıcaklık Ölçümündeki Belirsizlikler.....	65
4.4.2. Basınç Düşümü Ölçümündeki Belirsizlik.....	66
4.4.3. Kütleli Hava Debinin Hesabında Belirsizlik.....	66

4.4.4. Orifis apının Belirsizliği.....	66
4.4.5. Hava Yoğunluğunun Belirsizliği.....	66
4.4.6. Devir Sayısının Belirsizliği.....	67
4.4.7. Motor Yükü Belirsizliği.....	67
4.4.8. Yakıt Tüketimi lmnn Belirsizliği.....	68
4.4.9. Yakıt Yoğunluğunun Belirsizliği.....	68
4.5. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	69
 BÖLÜM 5. OPTİMİZASYON ALIşMALARI.....	77
5.1. Kimyasal Damıtma.....	78
5.1.2. Damıtma Sonrasında Yakıtın Oktan Sayısının Belirlenmesi.....	80
5.2. Çift Yakıtlı alışma.....	81
5.2.1. Alternatif Yakıt Seçimi.....	82
5.3. Alternatif Yakıt Olarak LPG'nin ift Yakıtlı alışmaya Uyarlanması.....	83
5.4. Çift Yakıtlı alışma İçin Deney Tesisatının Oluşturulması.....	87
5.5. Optimizasyon Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	88
 BÖLÜM 6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	94
 KAYNAKLAR.....	99
 EKLER.....	105
 ZGEMİş.....	114

SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR

A	:	Argon
ASTM	:	American Standards of Testing Materials
ben	:	Benzin
Bsfc	:	Özgöl Yakıt Tüketimi (g/kW-h)
Cp	:	Sabit Basıncıta Özgöl Isı (kJ/kg°C)
C	:	Karbon
C _o	:	Orifis Katsayısı
CARB	:	California Air Resources Board
CO	:	Karbon Monoksit
CO ₂	:	Karbon Dioksit
CNG	:	Sıkıştırılmış Doğal Gaz
d	:	Çap (m)
DIN	:	Deutsche Industrie Normen
EGR	:	Egzoz Gazı Resirkülasyonu
F	:	Kuvvet (N)
h	:	Hava
H	:	Entalpi (kJ)
HC	:	Hidro Karbon
Hu	:	Alt Isıl Değer (kJ/kg)
HFK	:	Hava Fazlalık Katsayısı
H/Y	:	Hava Yakıt Oranı
H ₂ O	:	Su
j	:	Benzinin Karbon Atom Sayısı
k	:	Benzinin Mol Sayısı (mol)
l	:	LPG'nin Mol Sayısı (mol)
KMA	:	Kam Açısı (derece)
LPG	:	Likit Petrol Gazı
m	:	Kütle (kg)

$\dot{m}$	:	Kütlesel Debi (kg/s)
M	:	Mol Ağırlığı (kg/mol)
Md	:	Motor Torku (Nm)
n	:	Devir Sayısı (d/d)
NO	:	Nitrik Oksit
NO _x	:	Nitrojen Oksit
NO ₂	:	Azot Dioksit
N ₂	:	Azot
O ₂	:	Oksijen
ppm	:	Particulate Per Million
p	:	LPG'nin Karbon Atom Sayısı
P	:	Basınç (kPa)
Pe	:	Efektif Güç (kW)
q	:	LPG'nin Hidrojen Atom Sayısı
$\dot{Q}$	:	Birim Zamandaki Isı Akışı (kJ/s)
Q	:	Hacimsel Debi (m ³ /s)
s	:	Benzinin Hidrojen Atom Sayısı
st	:	Stokiyometrik
S	:	Entropi (kJ/kgK)
SO ₂	:	Kükürt Dioksit
t	:	Zaman (s)
T	:	Sıcaklık (K)
U	:	İç Enerji (kJ/kg)
ÜÖN	:	Üst Ölü Nokta
V	:	Hacim (m ³)
X	:	Emisyon Ürünü
y	:	Yakıt
Y	:	Genişleme Katsayısı
Y/H	:	Yakıt Hava Oranı
Φ	:	Yakıt Fazlalık Katsayısı
η	:	Verim
λ	:	Hava Fazlalık Katsayısı

v	:	Hız (m/s)
ρ	:	Yoğunluk (kg/m ³)
ℓ	:	Uzunluk (m)
Γ	:	Ölçüm Değeri
Γ_{bel}	:	Genel Değerin Belirsizliği
$\Gamma\delta$	:	Mutlak Ölçüm Hatası



ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 1.1. Vuruntulu yanma.....	8
Şekil 1.2. Normal ve vuruntulu çalışan bir benzin motoru silindir basıncının osiloskop ekranındaki görüntüsü.....	8
Şekil 1.3. Uzun süreli vuruntulu çalışmaya maruz kalmış bir motorun pistonu.....	9
Şekil 2.1. Fosil yakıtların kullanım eğilimi.....	10
Şekil 3.1. Sabit açığa çıkan enerji'de H ₂ O'nun mol sayıları.....	23
Şekil 3.2. Sabit açığa çıkan enerji'de N ₂ 'in mol sayıları.....	24
Şekil 3. 3. Sabit açığa çıkan enerji'de CO ₂ 'in mol sayıları.....	24
Şekil 3.4. Sabit açığa çıkan enerji'de O ₂ 'in mol sayıları.....	24
Şekil 3.5. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (1 mol C _{6,93} H _{14,58}).....	31
Şekil 3.6. NO _x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (1 mol C _{6,93} H _{14,58}).....	32
Şekil 3.7. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (0,95 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,074 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	34
Şekil 3.8. NO _x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (0,95 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,074 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	35
Şekil 3.9. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (0,9 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,148 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	37
Şekil 3.10. NO _x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (0,9 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,148 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	38
Şekil 3.11. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi. (0,85 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,222 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	40
Şekil 3.12. NO _x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (0,85 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,222 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	41
Şekil 3.13. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (0,8 mol C _{6,93} H _{14,58} + 0,296 mol C _{3,7} H _{9,4}).....	43
Şekil 3.14. NO _x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi	

(0,8 mol $C_{6,93}H_{14,58} + 0,296$ mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	44
Şekil 3.15. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (1,4755 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	46
Şekil 3.16. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi (1,4755 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	47
Şekil 4.1. Deneylerde kullanılan farklı oktanlı benzinler.....	51
Şekil 4.2. Deneylerde kullanılan motor.....	55
Şekil 4.3. Dinamometre.....	56
Şekil 4.4. Dinamometre II.....	56
Şekil 4.5. Bilsa motor test cihazı.....	57
Şekil 4.6. Motor test cihazıyla ölçülen niteliklerin detaylı gösterimi.....	58
Şekil 4.7. Yakıt debisi ölçüm donanımı.....	59
Şekil 4.8. Hava debisi ölçüm donanımı.....	60
Şekil 4.9. Orifis ve U manometrenin detaylı gösterimi.....	60
Şekil 4.10. Sıcaklık ölçüm donanımı.....	61
Şekil 4.11. Deney tesisatı.....	62
Şekil 4.12. Havanın yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi.....	67
Şekil 4.13 Yakıtın yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi.....	68
Şekil 4.14. 20 Nm sabit yükte özgül yakıt sarfiyatının devir sayısı ile değişimi....	69
Şekil 4.15. 30 Nm sabit yükte özgül yakıt sarfiyatının devir sayısı ile değişimi....	69
Şekil 4.16. 40 Nm sabit yükte özgül yakıt sarfiyatının devir sayısı ile değişimi....	70
Şekil 4.17. 20 Nm sabit yükte CO emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.....	72
Şekil 4.18. 30 Nm sabit yükte CO emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.....	72
Şekil 4.19. 40 Nm sabit yükte CO emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.....	73
Şekil 4.20. 20 Nm sabit yükte HC emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.....	74
Şekil 4.21. 30 Nm sabit yükte HC emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.....	75
Şekil 4.22. 40 Nm sabit yükte HC emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.....	75
Şekil 5.1. Hidrolik damıtma cihazı.....	78
Şekil 5.2. Hidrolik damıtma cihazı çalışma şeması.....	79
Şekil 5.3. Damıtılmış yakıt ve kalan tortu.....	80
Şekil 5.4. Karbüratör birleşim braketine konuşlandırılan LPG yakıt nozulu.....	86
Şekil 5.5. Deneysel çalışmalar için oluşturduğumuz çift yakıtlı çalışma sistemi..	87
Şekil 5.6. Deneysel çalışmalarda kullanılan LPG tesisat şekli.....	87

Şekil 5.7. 20, 30 ve 40 Nm sabit yükte özgül yakıt tüketiminin devir sayısı ile değişimi.....	89
Şekil 5.8. 20, 30 ve 40 Nm sabit yükte CO emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.....	90
Şekil 5.9. 20, 30 ve 40 Nm sabit yükte HC emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.....	92



TABLÖLER DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 3.1. 1300 kg'dan hafif benzinli taşıtlar için uygulanacak EURO IV emisyon standartları (EURO IV-2005 emisyon standartları).....	13
Tablo 3.1. Dizel harici yakıt kullanılan motorların emisyon standartları.....	16
Tablo 3.2. Benzin ve LPG'nin özelliklerinin karşılaştırılması.....	18
Tablo 3.3. Kuru havadaki gazların bazı özellikleri.....	17
Tablo 3.4. Açığa çıkan sabit yakıt enerjisi için, benzin+LPG'nin stokiyometrik yanma ürünleri ve reaktantların mol sayıları.....	23
Tablo 3.5. CO (g/kW-h) emisyon değerleri (1 mol $C_{6,93}H_{14,58}$).....	31
Tablo 3.6. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri(1 mol $C_{6,93}H_{14,58}$)	32
Tablo 3.7. CO (g/kW-h) emisyon değerleri (0,95 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,074 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	34
Tablo 3.8. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri (0,95 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,074 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	35
Tablo 3.9. CO (g/kW-h) emisyon değerleri (0,9 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,148 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	37
Tablo 3.10. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri (0,90 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,148 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	38
Tablo 3.11. CO (g/kW-h) emisyon değerleri (0,85 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,222 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	40
Tablo 3.12. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri (0,85 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,222 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	41
Tablo 3.13. CO (g/kW-h) emisyon değerleri (0,8 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,296 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	43
Tablo 3.14. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri (0,8 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,296 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	45
Tablo 3.15. CO (g/kW-h) emisyon değerleri (1,4755 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	46
Tablo 3.16. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri (1,4755 mol $C_{3,7}H_{9,4}$).....	47
Tablo 4.1. Değişik oktanlı benzinlere ait fiziksel ve kimyasal özellikler.....	50

Tablo 4.2. Avrupa ülkelerinde yaz ve kış aylarında LPG içerisindeki propan ve bütan oranları.....	52
Tablo 4.3. Normal benzin ve LPG (bütan ve propan)'nin özelliklerinin karşılaştırılması.....	53
Tablo 4.3. Deney motoruna ait karakteristik özellikler.....	54
Tablo 5.1. Benzinli motorlarda kullanılan alternatif yakıtlar	83
Tablo A.1. Motorun 91 oktanlı benzinle çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	105
Tablo A.2. Motorun 91 oktanlı benzinle çalışması durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	105
Tablo A.3. Motorun 91 oktanlı benzinle çalışması durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	106
Tablo A.4. Motorun 93 oktanlı benzinle çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	106
Tablo A.5. Motorun 93 oktanlı benzinle çalışması durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	107
Tablo A.6. Motorun 93 oktanlı benzinle çalışması durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	107
Tablo A.7. Motorun 95 oktanlı benzinle çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	108
Tablo A.8. Motorun 95 oktanlı benzinle çalışması durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	108
Tablo A.9. Motorun 95 oktanlı benzinle çalışması durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	109
Tablo A.10. Motorun 95,3 oktanlı benzinle çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	109
Tablo A.11. Motorun 95,3 oktanlı benzinle çalışması durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	110
Tablo A.12. Motorun 95,3 oktanlı benzinle çalışması durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	110
Tablo A.13. Motorun 90.7 oktanlı damıtılmış benzin+LPG ile çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	111
Tablo A.14. Motorun 90.7 oktanlı damıtılmış benzin+LPG ile çalışması	

durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	111
Tablo A.15. Motorun 90.7 oktanlı damıtılmış benzin +LPG ile çalışması	
durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.....	112



1. GİRİŞ

İnsan yaşamının vazgeçilmez bir parçası olan enerji, geçmişte olduğu gibi bugün de dünya ve Türkiye gündeminde tartışılan konuların en başında yer almaktadır. Tarihsel gelişimi içerisinde birincil enerji kaynaklarının türleri ve tüketim miktarlarının artması yanında teknolojik gelişmelerin günlük yaşama yansıması sonucu enerji kaynakları toplum hayatında vazgeçilmez hale gelmiştir. Günümüz dünyasında enerji politikaları; çevre bilinciyle birlikte insanların refahı içinde kullanılacak şekilde ve ulusal çıkarlar göz önüne alınarak belirlenmelidir (Altın 1998).

İçten yanmalı motorlar günümüz endüstrisinde çok önemli yer tutmaktadır. İçten yanmalı motorların önemi üstlendikleri fonksiyonlardan kaynaklanmakta ve taşımacılık başta olmak üzere çok geniş bir kullanım alanı bulmaktadır (Thring 1983, Clancy ve Dunn 1988).

İçten yanmalı motorlar yakıtın kimyasal enerjisini yararlı mekanik enerjiye dönüştürürler. Motorlar üzerine yapılan araştırmaların temel amaçlarından biri yanma sırasında meydana gelen bu enerji dönüşümü olayının olabildiğince yüksek verimde gerçekleşmesidir. Motorlar yapısal özelliklerinin yanı sıra, kullanılan yakıtların özellikleri de motor performansı ve egzoz emisyonları üzerinde son derece etkilidir. Bu nedenle motorları üstün performanslı duruma getirmek için motor tasarımları ile ilgili araştırmalarla birlikte yakıtlarla ilgili çalışmalar da yaygın bir şekilde yapılmaktadır (Bayraktar 1997).

Hava kirliliğine neden olan hidrokarbon esaslı yakıtların yanması sonucu ortaya çıkan CO, HC, NO_x ve partikül emisyonları atmosferi kirleterek ciddi bir sağlık problemi oluşturmaktadırlar. Diğer karbon ihtiva eden yakıtları yakan sabit motorlar, endüstriyel motorlar ve evsel kazanlar gibi kaynaklardan çıkan atık gazların hava kirliliğinin oluşmasındaki katkıları her ne kadar büyükse de, yapılan istatistikler

sonucunda büyük şehirlerde motorlu taşıtlardan hava kirliliğinin toplam hava kirliliği içindeki payının %50'lere ulaştığını göstermektedir (Keck 1982).

Motorlu taşıt kullanımı ve üretimi ulaştırma politikalarına, sosyoekonomik duruma ve diğer bir çok şartlara rağmen artmaktadır. Bu artışla beraber motorlu taşıtların petrol üretimindeki payı artmakta, dolayısıyla trafik kazaları, gürültü gibi sorunların yanında hava kirliliğini de önemli sorun haline getirmektedir. Hava kirliliğinin önlenmesindeki en öncelikli seçenek ise, egzoz emisyonlarının azaltılması için gerekli önlemlerin (emisyon kontrol sistemleri v.b.) alınmasıdır (Kummer 1980, Balcı 1983a).

İçten yanmalı bir motorun performansını artırabilmek için, toplam yakıt enerjisinin mümkün mertebe faydalı enerji haline dönüştürmek gerekir. Çünkü motorlarda yanma sonucu açığa çıkan kullanılabilir enerjinin ancak %30-40 kadarı işe dönüşmekte, geri kalanı ise atmosfere atılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda ise yanma karakteristikleri egzoz emisyonlarını, motor gücünü, yakıt sarfiyatını etkileyen en önemli faktördür (Balcı 1983b).

Bu çalışmada; benzin motorlarında yakıt kalitesi (oktan sayısı)'nin motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerinin deneysel ve teorik olarak ayrıntılı bir şekilde incelenmesi amaçlanmıştır. Deney sonuçları, teorik çalışmalar ve bilgisayar modeliyle elde edilen sonuçlarla karşılaştırarak test motorunda optimum çalışma şartlarını oluşturan yakıt belirlenmiştir.

1.1. Literatür Araştırması

Literatürde oktan sayısı (yakıt kalitesi) üzerine bir çok çalışma bulunmaktadır. Nagai ve Seko (2000) çalışmalarında Japonya da son on dokuz yıl içerisinde kullanılan yakıtların (benzin ve mazot) oktan sayısı, setan sayısı, Reid buhar basıncı, sülfür miktarı, kinematik vizkozite gibi özelliklerini inceleyerek dünyadaki yakıt standartlarıyla karşılaştırılması yapmışlardır. Sonuç olarak, oktan sayısı ve reid buhar basıncı özelliklerinin hemen hemen hiç değişmediğini, sülfürün ise yakıtın kimyasal yapısında yapılan revizyonlarla normal benzinde %30 süper benzinde %7 oranında

azaldığını belirtmişlerdir. Fakat yaptıkları bu çalışma, sadece literatür araştırması kapsamında kalmıştır. Yakıt özelliklerinin performans ve emisyon etkilerini deneysel ya da teorik olarak incelememişlerdir.

Chong ve Conn (2000) çalışmalarında iki farklı yakıt (izooktan ve n-heptan)'ın değişken oranlarında karıştırılmasıyla elde edilen yakıt kompozisyonunun motor ve araştırma oktan sayısının belirlenmesi için matematiksel bir model oluşturulmuşlardır. Sonuç olarak, güncel olarak kullanılan benzin yakıtının oktan sayısının bulunması için teorik bir model geliştirmişlerdir. Ancak bu çalışma yalnızca oktan sayısının belirlenmesi kapsamındadır. Oktan sayısının yanma karakteristikleri (performans, yakıt tüketimi, egzoz emisyonları) üzerine etkileri deneysel ve teorik olarak incelenmemiştir .

Altıparmak ve İçingür (2001) deneysel çalışmalarında dizel yakıtı setan sayısının emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Ölçümler dört farklı setan sayılı dizel yakıtı ile dört silindirli, dört zamanlı, direk püskürtmeli dizel motorunda gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, setan sayısının artmasıyla NO_x, SO₂, ve CO emisyonlarında %10-25 oranında azalma olduğunu gözlenmiştir. Fakat setan sayısının artmasıyla duman miktarında ortalama %6 oranında artış olduğu belirlenmiştir. Setan sayısının değişmesiyle oluşan tüm emisyon değerleri grafiksel olarak sunmuşlardır. Bu çalışmada da dizel yakıt kalitesi (setan sayısı)'nin sadece emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir, motor performansı üzerindeki etkilerine değinilmemiştir.

Wusz (1997)'un çalışmasında oktan sayısı, motorun oktan ihtiyacı, detenasyon ve vuruntu sensörleri üzerine bilgi verilmiştir. Yapılan bu çalışma literatür araştırmasıdır. Motorun ihtiyacı olan oktan sayısının belirlenmesi için deneysel bir çalışma yapılmamıştır.

Waters ve Trippe (1982) deneysel çalışmalarında oktan sayısının artırılmasında polimerler kullanılmıştır. 1990 model Briggs & Stratton marka iki zamanlı, tek silindirli ve 245 cc'lik benzin motoru üzerinde yapılan deneysel çalışmalarda oktan sayısını artırmak için kullanılan polimerlerin egzoz emisyonları ve motor gücü

üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak, motor gücünün %2 arttığı, özgül yakıt tüketiminin %4 azaldığı, HC ve CO emisyonlarında (HC:%61, CO:%84) düşme olduğu grafiksel olarak gösterilmiştir. Bu çalışmada deneyler, sabit çıkış gücü üreten ve genellikle çim biçme makinalarında kullanılan bir benzin motorunda yapılmıştır. Otomotiv sektöründe kullanılan gerçek motorlar üzerinde çalışılmadığı için bilimsel ölçülerde geçerliliği de sınırlı kalmaktadır.

Sakaguchi (2000) çalışmasında, son yıllarda düşük yakıt tüketimli araçların geliştirilmesi çabalarının direk enjeksiyonlu ve hibrit araçların oluşmasını sağladığı, fakat bu araçlarda kullanılan yakıt özelliklerinin geleneksel kullanılan araçlardakinden daha iyi olması gerektiğini belirtilmiştir. Bu çalışmada araç sahiplerinin hangi tip yakıtları tercih ettiği sorgulanmıştır. Yapılan araştırmada araç sahiplerinin %55'inin araçlarına uygun yakıt seçimi konusunda yeterli bilgiye sahip olmadıkları görülmüştür. Sonuç olarak yapılan istatistiki çalışmada tüketicilerin hangi tip yakıtları tercih ettiği grafiksel olarak sunulmuştur. Bu çalışmada karbüratörlü araçlarla ilgili araştırma yapılmamıştır.

“Setting National Fuel Quality Standarts (2000)” raporunda yakıt kalitesini artırmak için kullanılan metanol, etanol, tetriary bütıl alkol, isopropil alkol, metil tetriary ve bütıl eter'in araçta kullanım koşulları ve emisyon etkileri üzerine araştırma yapılmıştır. Sonuç olarak oktan sayısını artırmak için hangi tip ürünün kullanılabileceği hangisinin yasaklandığı “Avusrtalya Çevre Komisyonu” ile yapılan ortak çalışmalarla belirlenmiştir. Yapılan çalışmada, yakıt kalitesini artırmak için kullanılan kimyasalların sadece egzoz emisyonlarına etkileri incelemiş olup yanma performansına etkileri araştırılmamıştır. Türkiye’de ise kurşun tetraetil kullanılarak oktan sayısının artırılması yöntemi sürdürülmektedir.

Çetinkaya ve Çelik (1998) deneysel çalışmalarında metanol-benzin karışımlarında görülen faz ayrışması sorununu çözmek amacıyla çift şamandıralı bir karbüratör geliştirilerek, metanol ve metanol-benzin karışımı yakıtların, performans etkileri ile mevcut bir taşıtta kullanılabilirliği incelenmiştir. Sonuç olarak, metanol ve metanol-benzin karışımları kullanıldığında, emme dolgusunun sıcaklığı (metanolün buharlaşma ısısı;1167,7 kJ/kg, benzinin buharlaşma ısısı;490 kJ/kg) düşmekte ve

volümetrik verimin artması ile motorun gücünde ortalama %10 artmaktadır. Fakat metanolün alt ısı değeri (20110 kJ/kg) benzinin (39800 kJ/kg) alt ısı değerinin yaklaşık yarısı olması nedeniyle özgül yakıt tüketimi %14 artmıştır. Uygulanan çift yakıtlı çalışmada motor gücü artmasına karşın, özgül yakıt tüketimi de artmıştır. Sonuç olarak, test motoru için optimizasyonu oluşturacak yakıt kombinasyonu gerçekleştirilememiştir.

Literatürde ikili yakıtların motorlarda kullanımı üzerine yapılmış çeşitli çalışmalar mevcuttur. Gümüş ve Tekin (2001), çift yakıt (doğalgaz+dizel) ile çalışan bir motorun doğal gaz kullanım oranına bağlı olarak yanma ürünlerinin hacimsel kesirlerinin değişimini hesaplayan bir bilgisayar programı hazırlamışlardır. Program BASIC programlama dilinde hazırlanmıştır. Programda kullanılan datalar DELTEC dönüşüm kiti ile çift yakıtlı sisteme dönüştürülen RABA MAN 2156 HM6UT marka motora aittir. Doğal gazın fiziksel özelliklerine uygun olarak, mazotun yerine yaklaşık %80 doğal gaz kullanılmıştır. Mazot yerine kullanılan doğal gaz miktarı motorun yüküne göre değişmektedir. Sistemin özelliği olarak, doğalgazla çalışmaya geçiş ancak 950 d/d'dan sonra olmakta ve relantide %100 mazot kullanılırken tam yükte yaklaşık %20 mazot kullanılmaktadır. Bilgisayar kullanımında elde edilen sonuçlara göre, doğal gaz kullanım oranının artışına bağlı olarak yanma ürünlerindeki CO₂, CO, N₂ ve O₂'nin hacimsel kesirlerinde azalma gözlenirken; H₂O ve H₂'in hacimsel kesirlerinde artma gözlenmiştir.

Farklı oranlardaki benzin ve etanol karışımlarının, motor performansı ve egzoz gazları emisyonları üzerindeki etkilerinin teorik olarak incelenmesi üzerine doktora çalışması yapan Şahin (2002), bir dizel motoru için termodinamiğin 1. kanununa dayanan bir matematiksel model geliştirmiştir. Söz konusu model demetin oluşumu, yakıt hava karışımı, girdap, ısı transferi ve emisyon modelleri gibi alt modellerden oluşan sanki boyutlu çok bölgeli yanma modeli kavramlarını içermektedir. Saf dizel yakıtı ve farklı oranlardaki dizel yakıt-benzin/etanol karışımlarının yakıt olarak kullanıldığı dört ve altı silindirli türboşarjlı iki farklı dizel motorunun performans parametreleri ve egzoz gazları emisyonları teorik olarak hesaplanmıştır. Değişken yakıt fazlalık katsayısı oranlarında benzin oranı arttıkça efektif güç, özgül yakıt tüketimi ve CO oranı artmaktadır. Öte yandan efektif verim ve NO konsantrasyonu

azalmaktadır. Sabit yakıt fazlalık katsayısı oranlarında bezin oranı arttıkça efektif güç, efektif verim ve CO oranı artmaktadır. Bununla birlikte, özgül yakıt tüketimi ve NO konsantrasyonu azalmaktadır.

Bayındır (1996), deneysel çalışmasında, saf normal benzin ve farklı oranlardaki metanol-kurşunsuz benzin karışımlarının yakıt olarak kullanıldığı dört silindirli benzin motorunun yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları incelenmiştir. Sonuç olarak, metanol-kurşunsuz benzin karışımları kullanılan çalışma şartlarında metanolün içeriğindeki oksijen nedeniyle CO emisyonlarında azalma gözlemlenmiştir. metanol'ün alt ısı değeri (20110 kJ/kg) benzinin alt ısı değerinin (39800 kJ/kg) yaklaşık yarısı olması nedeniyle özgül yakıt tüketiminde artış olmuştur.

Tek silindirli, iki zamanlı bir dizel motorunda %2, 4, 6, 8, 10 benzin+dizel ve saf dizel yakıtlı çalışma şartlarının efektif güç ve özgül yakıt tüketimine etkisini inceleyen Durgun (1996), optimum çalışma şartlarının %6 benzin+dizel yakıtı olduğunu belirlemiştir. Bu çalışma şartlarına efektif gücün saf dizel yakıtı kullanılan çalışma şartları ile karşılaştırıldığında ortalama %5 oranında azaldığını özgül yakıt tüketiminde %2,17 azaldığını belirtmişlerdir.

Çanakçı (1996) yüksek lisans çalışmasında; izooktanın kimyasal yanma denklemini referans nokta olarak almıştır. Değişken yakıt fazlalık katsayısı (0,6, 0,7, 0,8, 0,9 ve 1) ve reaktant sıcaklıkları (1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500)'na bağlı olarak farklı oranlardaki hidrojen ve benzinin CO ve NO_x emisyon miktarları hesaplanmıştır. Kimyasal yanma eşitliğindeki emisyonları hesaplamak için Stanjan bilgisayar programı kullanılmıştır. Sonuç olarak, 21,04 mol H₂+0 mol benzinin kullanıldığı çift yakıtlı çalışma şartlarında en düşük emisyonlar (CO ve NO_x) elde edilmiştir.

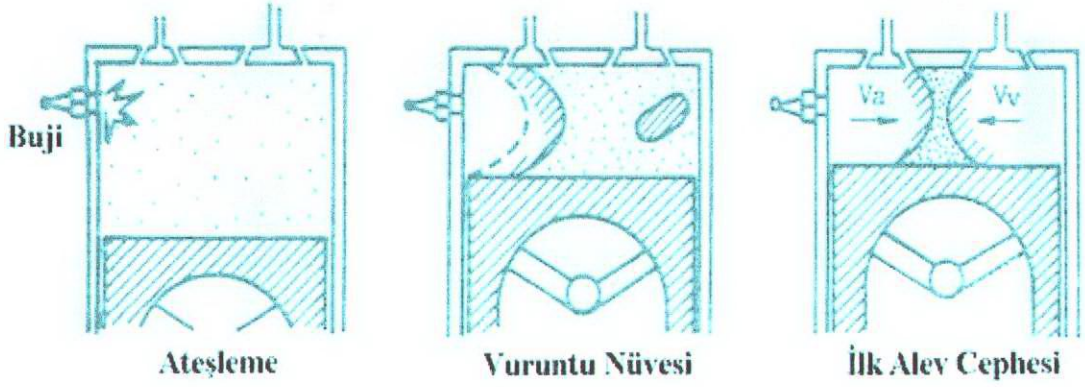
Türkiye'deki benzinli araçların ortalama %60'ı karbüratörlüdür (TMMOB 19999). Karbüratörlü sistemlerde oktan sayısı ve LPG karışımının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkisi araştırılmadığı için bu çalışmaya ihtiyaç duyulmuştur.

1. 2. Yakıt Kalitesi (Oktan Sayısı)

Yakıt kalitesi olarak da bilinen oktan sayısı, vuruntu davranışları çok farklı olan iki hidrokarbona dayanır. Bunlar, vuruntuya karşı çok dirençli olan ve bu yüzden oktan sayısı için 100 verilen izooktan (C_8H_{18}) ve vuruntuya çok meyilli olduğu için 0 oktan sayısı verilen normal heptan (C_7H_{16})'dır. Bu referans yakıtların karışımları bu iki sınır arasındaki oktan sayılarını belirler. Örneğin, hacimce %7 normal heptan ve %93 izooktandan oluşan karışımın oktan sayısı 93'dür. Bir yakıtın oktan sayısı, referans yakıtların hangi karışımının ölçülecek yakıt ile aynı vuruntu özelliklerine sahip olduğu tespit edilerek yapılır. Bu amaçla sıkıştırma oranı değiştirilebilen bir test motoru kullanılır. Bu motor standart ve sabit emme sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı, motor hızı, ateşleme avansı ve yakıt fazlalık katsayısı değerlerinde çalıştırılır. Oktan sayısı ölçülecek yakıtın kullanıldığı test motorunun sıkıştırma oranı artırılarak belirlenmiş bir şiddette vuruntu oluşturulur. Daha sonra çeşitli oranlarda karıştırılan referans yakıtları da aynı şekilde test edilerek hangi orandaki karışımın test edilen yakıt ile aynı sıkıştırma oranında aynı vuruntu şiddetini verdiği tespit edilir. Karışımın içindeki izooktanın yüzdesi yakıtın oktan sayısını verir (Dülger 1999).

Benzin-hava karışımlarının sıkıştırma sonu basıncı ile yanma odasındaki en yüksek sıcaklığın artırılması yakıtın vuruntu mukavemetine bağlıdır. Yakıtın vuruntu mukavemeti kendi fiziko-kimyasal özellikleri yanında motorun konstruktif ve işletme özelliklerine de bağlıdır.

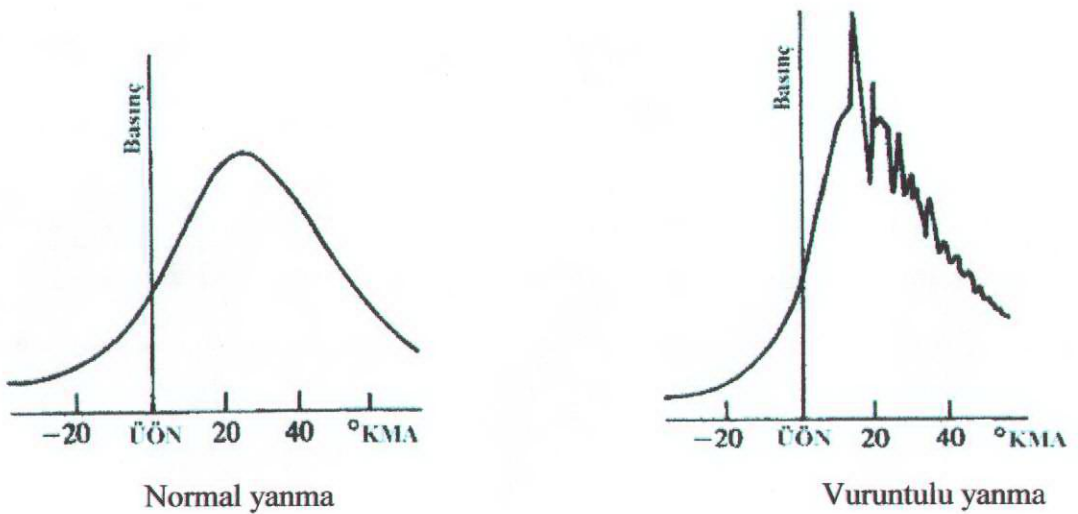
Benzin motorunda dolgu sıkıştırılıp buji tarafından ateşlendikten sonra; bir taraftan pistonun henüz sıkıştırmaya devam etmesi diğer taraftan da ilerleyen alev cephesinin taradığı bölgelerdeki yanmış gazların genişleyip yanmamış bölgeyi sıkıştırmaları sonucu yanmamış dolgu kısmının ısınmasına ve oradaki ön reaksiyonların hızlanmasına yol açar. Eğer normal alev cephesi ulaşmadan yanmamış kısım tutuşma gecikmesi süresini tamamlarsa kendi kendine tutuşma olur ve şekil 1'1 de görüldüğü gibi ikinci bir alev cephesi oluşur.



Şekil 1.1. Vuruntulu yanma

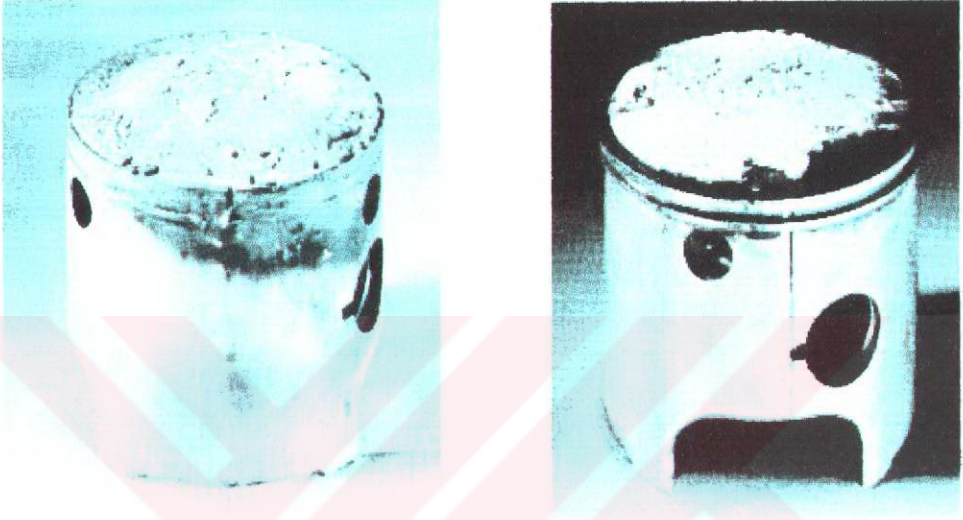
Vuruntu nüvesi çok kısa bir sürede yanmamış kısma yayılmaktadır. Vuruntulu kısmın alev hızı $V_v = 500-700 \text{ m/s}$ 'dir. Halbuki normal alev hızı $V_a = 25-40 \text{ m/s}$ mertebesinde kalmaktadır. Bu nedenle vuruntulu halde enerji çok büyük bir hızla açığa çıkmakta ve basınç çok dik bir şekilde yükselmektedir. Böylece motorun cidarları ve diğer parçaları titreşime maruz bırakmaktadır (Borat ve diğ. 1992).

Şekil 1.2'de normal ve vuruntulu çalışan 381 cm^3 silindir hacmi ve 8/1 sıkıştırma oranına sahip motora ait basınç zaman diyagramı görülmektedir. Vuruntusuz halde basınç eğrisi maksimum noktayı yumuşak bir şekilde dönerken vuruntulu halde çok şiddetli basınç değişimleri gözlenebilmektedir. Ayrıca ulaşılan maksimum basınç değeri de vuruntulu halde daha yüksektir (Crouse ve Anglin 1998).



Şekil 1.2. Normal ve vuruntulu çalışan bir benzin motoru silindir basıncının osiloskop ekranındaki görüntüsü

Vuruntu oluşumu sırasında, basınç 180 atmosfere kadar yükselir ve basınç değişimi 5-10 kHz sınırına ulaşır. Normal yanma olayının dışında anormal yanma olarak da adlandırılan vuruntu uygulamada çok önemlidir. Çünkü bu olayın şiddeti yüksek olduğu zaman motor tahrip olabilir veya şiddetli olmadıkları halde de kabul edilemez değerde gürültü oluşturur. Şekil 1.3 vuruntulu çalışmanın piston üzerindeki olumsuz etkisini göstermektedir (Heywood 1988, Lee ve Schaefer 1983).

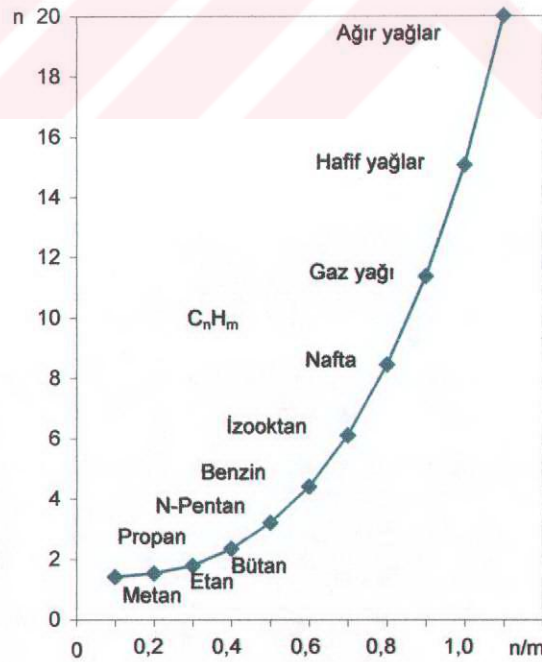


Şekil 1.3. Uzun süreli vuruntulu çalışmaya maruz kalmış bir motorun pistonu

BÖLÜM 2. BENZİNLİ MOTORLARDA GÜNCEL KULLANILAN YAKITLAR

Günümüzde ekonomik olması ve kolay bulunabilirliği nedeniyle petrol ürünleri ulaşım alanında tercih edilen ve kullanılan enerji kaynağıdır. Petrol kaynaklarının yavaş yavaş tükenmeye başlaması nedeniyle alternatif enerji kaynaklarının araştırılmasına hız verilmiştir. Ancak bugüne kadar denenen bir çok alternatif enerji kaynağı pahalı olması nedeniyle de petrolün yerini alamamıştır (Safgönül ve diğ. 1995).

İçten yanmalı motorlarda, en bilinen yakıtlar ham petrolün işlenmesiyle elde edilen ve çok farklı bileşenlerden oluşan karışımlardır (benzin, motorin). Fosil yakıtların kimyasal kompozisyonları şekil 2.1’de görülmektedir.



Şekil 2.1. Fosil yakıtların kimyasal kullanım eğilimi (Nelson 1984)

Fosil yakıtlar C_nH_m olarak ifade edilmektedir, burada n sayısındaki C atomları m sayısındaki H atomları ile birleşmektedir. $n=0$ olduğunda $m=2$ 'dir. Bazı fosil yakıtların kullanım eğilimi şekil 1'de verilmiştir.

Şekil 2.1'de karbon atomları y ekseninde ve karbon atomlarının hidrojen atomlarına oranı (n/m) x ekseninde grafiklendirilmiş olup n 'in artışı ile n/m oranı da artmaktadır. Bu şekilde görülen yüksek karbon içeren fosil yakıtlar sülfür gibi yüksek seviyede kirleticiler içerirler ve yanma sırasında kirletici gazları oluştururlar. İkinci olarak yüksek-karbonlu hidrokarbonlar hayli viskozdur bunun sonucu olarak da ellenmesi ve kullanılması zordur. n/m oranı düştüğünde çevresel problemlerin minimuma indiği görülür (Nelson 1984).

İçten yanmalı motorlar, yakıtın içerdiği kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürürler. Bu dönüşümde en önemli aşama kuşkusuz motor devir sayısına bağlı olarak 0,01-0,001 s. gibi çok kısa bir süre ayrılan yanma işlemidir (Newton et al 1999). Yakıtın bu süre içinde etkin bir şekilde yanması gerekir. Ayrıca karbüratörlü motorlar için ideal bir yakıt, başlıcaları aşağıda sıralanan bir çok özelliği sağlamalıdır. Uygun bir karbüratörlü motor yakıtı; basit tanklarda depolanabilmesi için normal ortam basınç ve sıcaklıklarda sıvı durumda olmalı, buhar tıkaçı ve karbüratör buzlanmasına neden olmamak için yeterli uçuculuk özelliklerine sahip olmalı soğukta çalışmaya uygun olması için düşük sıcaklıklarda kolay buharlaşmalı, yüksek enerji yoğunluğuna yani birim kütle başına yüksek ısı değere sahip olmalı, düşük düzeylerde egzoz emisyonları verebilmesi ve yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmaya uygun olabilmesi için yüksek oktan sayısına sahip olmalıdır (Taylor 1985).

Karbon atomu sayısı 4 ile 10 arasında değişen benzin HC bileşenlerinden oluşan bir sıvıdır. Az miktarda hafif ve ağır HC'lar, çok az miktarda ham petrolden gelen kükürt ve azot gibi istenmeyen elementler ve bazı özelliklerini iyileştirmek için az miktarda ilave edilen katkı maddeleri benzinin içinde bulunan diğer bileşenlerdir (Newton, Steeds ve Garrett, 1990) Benzinin verimini yükseltmek, niteliklerini değiştirmek ve geliştirmek için yapılan çalışmalar otomotiv sanayiindeki gelişmelere

her zaman öncü olmuştur. Benzinle çalışan motorların yerini başka tür yakıtlar alıncaya kadar bu yakın ilişki devam edecektir.



BÖLÜM 3. TEORİK ÇALIŞMALAR

3.1. Amaç

Hava kirliliği bu yüzyılın başlıca sorunu olmaktadır. Bu problemin en önemli kaynağı taşıma sektöründeki enerji kullanımudur. Örneğin atmosferdeki CO₂ emisyonlarının %30'unun bu kullanımdan oluştuğu tahmin edilmektedir (Seifritz 1990). Araçlardaki emisyonlar; yanmamış hidrokarbonlar, CO ve NO_x'lerden oluşmaktadır. Avrupa birliği emisyon standartları tüm yanmalı motorlar için ciddi bir şekilde düzenlenmiştir. Sonuç olarak, otomobil motor üreticileri düzenlenen emisyon standartlarına bağlı olarak, yeterli güç üretebilen yakıt sistemleri ve alternatif yakıtlı motorlar üzerine çalışmaktadırlar. Egzoz emisyonlarını azaltmak için yapılan araştırmalarda, hidrojen, sıkıştırılmış doğal gaz (CNG), likit petrol gazı (LPG) ve metan kombinasyonları kullanılarak çift yakıtlı motorlarda test edilmişlerdir (Gou et al 1990, North 1992, Latusek ve Borman 1993).

Avrupa birliği çevre emisyonları komisyonu güncel kullanılan küçük motorların, toplam taşıt emisyonlarının HC olarak %5 ve CO olarak %4'ünü ürettiğini hesaplamışlardır. Bu bilgilerin ışığı altında güncel kullanılan küçük motorların hava kirliliğinin en önemli sorunu olduğuna karar vermişlerdir. 2005 yılında 1300 kg'dan hafif benzinli taşıtlar için uygulamaya konulacak EURO IV emisyon standartları tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1. 1300 kg'dan hafif benzinli taşıtlar için uygulanacak EURO IV emisyon standartları (EURO IV-2005 emisyon standartları).

HC+NO _x (g/km)	CO (g/km)
0,15	1,00

Tablo 3.1'de görüldüğü gibi motorların emisyon standartları, NO_x+HC'nin toplam miktarı 0,15 g/km ve CO'nin miktarı 1,00 g/km ile sınırlandırılmıştır. Güncel

kullanılan küçük motorların üretici firmaları bu emisyon standartlarına uymak için motorlarda değişiklik yapmaya ihtiyaç duymaktadırlar. Bu değişikliklerin bazılarının kapsamı daha donanımlı karbüratörler ve motorun iç yapısındaki değişimlerdir. 1999'da bu ihtiyaçları karşılamak için yakıt enjeksiyonları, egzoz gaz geri dönüşümü (EGR), hava enjeksiyonu, katalizör ve bu kombinasyonlara uygun yada LPG gibi alternatif yakıt kullanımını gerekli hale getirmiştir.

Taşıma ve depolama zorluğu gibi dezavantajları olmasına karşın likit petrol gazı içten yanmalı motorlarda hem çok temiz hem de daha ekonomik bir yakıttır. Sadece benzin yakıtı kullanılan motorlarla karşılaştırıldığında likit petrol gazının motorlarda kullanımında çok daha az CO ve HC emisyonları görülmektedir.

Bu çalışmada teorik olarak, değişken likit petrol gazı ve benzin kullanılarak emisyon miktarları hesaplanmıştır. Fortran bilgisayar programı kullanılarak, yanma karakteristikleri, hesaplama ve grafiksel olarak sunulmuştur. Silindirdeki LPG oranının değişimiyle egzoz emisyonu oranları değişmiştir. Bu çalışmada emisyon oranları sıcaklık, hava fazlalığı ve LPG oranının fonksiyonu olarak değişmiştir.

Deneysel çalışmada, çift yakıtlı çalışma (benzin+LPG) için emisyon miktarları ölçüldü. Teorik çalışmada, kimyasal yanma denklemi referans olarak seçildi. Açığa çıkan sabit enerji şartlarında I. yakıt benzinin azaltıldığı miktarda II. yakıt LPG eklendi ve çift yakıt çalışma için emisyon miktarları hesaplandı. Uygulanan her bir iterasyon için emisyon miktarları (CO ve NO_x) bulundu ve g/kW-h olarak sunuldu. Sonuç olarak, deneysel ve teorik çalışmada elde edilen emisyon miktarlarındaki değişimler karşılaştırıldı.

3.2. Giriş

Avrupa birliğinin düzenlediği otomobillerin emisyon standartları bu araçların yakın bir gelecekte emisyonlarını önemli ölçüde azaltmaları gerekliliğini ortaya koymaktadır. Bu emisyon standartları oldukça ciddi tedbirler içerdiği için LPG gibi alternatif yakıtların kullanımının gerekliliğini ortaya çıkardı.

Eğer yanma işlemi güvenli bir şekilde yapılabilirse, fakir karışımla çalışan benzinli motorların verim ve egzoz emisyonları (HC ve CO da çok belirgin olmasa bile özellikle NO_x emisyonları için) iyi sonuçlar vermektedir. Bununla birlikte güncel kullanılan küçük kapsamlı benzinli motorların 0,85-0,9 yakıt fazlalık katsayısı oranından daha fakir karışımlarda kullanımları zordur (Warde 1981). Fakir karışımlarda motorların çalıştırılabilmesi yöntemi için çok fakir yakıt fazlalık katsayısı özelliklerine sahip bir yakıtın benzin hava karışımına eklenmesi gerekir. LPG yakıtı benzinle kıyaslandığında daha fakir karışım oluşturur ve daha zengin alevlenebilme limitlerine sahiptir.

Sonuç olarak LPG katkısı, fakir karışımlı benzinli motorların kullanımı için en uygun çalışma şartları oluşturmaktadır (TMMOB 1999).

3.3. İkili Yakıtlar

Çift yakıtlı motorlar fikrinin oluşmasının en önemli nedeni dünyadaki petrol rezervinin azalmasıdır. 1980'de petrol rezervi miktarının 4,18.10¹² GJ olacağı hesaplanmaktadır (Just 1987). Teknik ve ekonomik olarak elde edilen veriler ham petrolün yaklaşık olarak 2030 yılında tükeneceğini ortaya koymaktadır. Ortalama 30 yıl içerisinde yeni enerji sistemlerinin tasarımı, geliştirilmesi ve araştırılmasının gereğini açık bir şekilde ortaya çıkarmıştır.

Benzinli motorlarda çift yakıt kullanımının diğer bir nedeni de atmosferin içerisine bırakılan zararlı emisyon miktarını azaltmasıdır (Walsh 1989, Cotton 1992, Kukkonen 1994). Global hava kirliliği ciddi bir problemdir ve bu kirliliğin çoğuna taşımacılık için kullanılan fosil yakıtlar neden olur. Fosil yakıtlar yandığında bazı kimyasal bileşikler üretirler. Bunlar NO_x, CO, CO₂ ve SO₂'yi kapsar. Şüphesiz yanmamış hidrokarbonlar (HC) da benzer ürünlerden biridir. Sülfür dioksit'in asit yağmurlarını oluşumun en önemli nedeni olduğu, bunun sonucu olarak da doğal hayat sistemlerini ve insan sağlığını tehdit ettiği kabul edilebilir (Barbir et al 1990). CO₂ aşırı derecede üretildiğinde atmosferde yukarı doğru hareketlenerek sera etkisi oluşturmakta ve iklimlerin değişmesine neden olmaktadır.

Diğer bir zararlı kirletici hidrokarbonların yanmasıyla oluşan NO_x'lerdir. Bu oksitler kimyasal olarak biospher'in ozon tabakasına zarar verdiği için tehlikeli olduğu düşünülmektedir.

Tablo 3.2. Benzin ve LPG'nin özelliklerinin karşılaştırılması (TMMOB 1999).

Özellikler	LPG	BENZİN
Kimyasal formülü	C _{3,7} H _{9,4}	C _{6,93} H _{14,58}
Maksimum laminar yanma hızı (m/s)	0,4	0,35
Stokiyometrik hava yakıt oranı (kütleli)	15,8/1	14,6/1
Stokiyometrik yakıt hava oranı (kütleli)	0,0638	0,0685
Stokiyometrik oranda karışımı yakmak için min. tutuşma enerjisi (MJ)	0,4	0,35
Kütleli alt ısı değeri (MJ/kg)	45,84	44,00
Atmosfer basıncında buharlaşma sıcaklığı (°C)	-42	20-200
Araştırma oktan sayısı	111	96
Stokiyometrik karışımın birim hacmindeki kimyasal enerjisi (MJ/m ³)	3,49	3,58

Deneylerimizde kullanılan LPG yakıtı %30 propan ve % 70 butan'dan oluşmaktadır. LPG'nin kimyasal formülü denklem 3.1 ile bulunmuştur.

$$\%30 \text{ C}_3\text{H}_8 + \%70 \text{ C}_4\text{H}_{10} = \text{C}_{0,9}\text{H}_{2,4} + \text{C}_{2,8}\text{H}_7 = \text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4} \text{ olmaktadır.} \quad (3.1)$$

Deneylerimizde kullanılan 91 oktanlı damıtılmış benzinin kimyasal formülü ise 91 oktanlı benzinin kimyasal formülü olan C_{6,93}H_{14,58} olarak kabul edilmiştir.

Tablo 3.2'de görüldüğü gibi LPG yüksek oktan sayısı, soğukta çalışmaya uygun olma gibi elverişli özelliklere sahiptir. Ayrıca LPG katkısı içten yanmalı motorların fakir karışımla çalışabilmeleri için temel yakıttır. LPG katkısının diğer bir olumlu etkisi de yüksek alev hızı nedeniyle yanma işleminin optimum şartlara ulaşmasına ve düşük devirlerdeki basınç değişimlerine yardımcı olmasıdır.

Bununla birlikte LPG yakıtı benzine oranla birim hacim başına daha düşük bir enerjiye sahiptir. Bunun sonucu olarak da benzin-LPG karışımıyla çalışan motorun, eşit çapta yalnız benzinle çalışan bir motordan daha az güç üretebileceği

düşünülebilir. Motor dizaynında çok az değişiklikler yapılarak çıkış gücü artırılabilir (Ergeneman ve Soruşbay 1999).

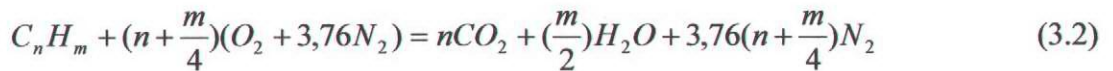
3.4. Stokiyometrik Yanma

İçten yanmalı motorlarda yakıtlar hava ile yakılırlar. Yanma prosesi boyunca oksijen havanın reaktif bir bileşenidir. Kuru hava %20,95 oksijen, %70,89 nitrojen %0,93 argon ve %0,03 oranında CO₂, neon, helyum vs. gazlardan oluşan bir karışımdır (Heywood 1988). Hava genellikle hacimsel olarak %21 oksijen ve %79 nitrojenden meydana gelir. Havadaki oksijenin bir molü için nitrojenin mol sayısı 3,76 dır. Tablo 3.3. kuru havadaki gazların bazı özelliklerini göstermektedir.

Tablo 3.3. Kuru havadaki gazların bazı özellikleri (Çanakçı 1996).

Gaz	ppm (Hacimsel)	Molekül ağırlığı	Mol fraksiyonu	Mol oranı
O ₂	209,500	31,998	0,21	1
N ₂	780,900	28,012	0,79	3,76
A	9,300	38,948	-	-
CO ₂	300	40,009	-	-
Hava	1.000,000	-	-	-

Hidrokarbon yakıtların hava ile tam yanması aşağıdaki reaksiyonla tanımlanır.

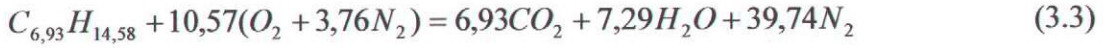


Bir yakıtın tam olarak yanması için gerekli en az hava miktarına stokiyometrik veya teorik hava adı verilir. Böylece bir yakıt teorik havayla tam olarak yandığı zaman yanma sonu ürünleri arasında serbest oksijen bulunmaz. Teorik hava aynı zamanda kimyasal olarak gerekli hava miktarı veya %100 teorik hava diye de adlandırılır. Teorik havadan daha az havayla gerçekleşen bir yanma işleminin tam olması mümkün değildir. Yakıtın teorik havayla tam olarak yandığı ideal bir yanma işlemi, yakıtın stokiyometrik veya tam yanması diye bilinir. Stokiyometrik yanmada, yakıt oksijen ile tam olarak yandığında su ve karbondioksit döner. Kimyasal

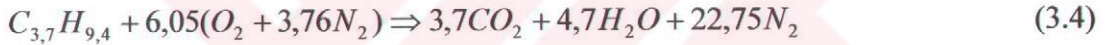
reaksiyonların çoğunda nitrojenin inert gaz olduğu düşünülür ve reaksiyona katılmaz. Denklem 3.2'ye bakıldığında, yanma sonu ürünleri arasında yanmamış HC, C, CO, OH ve serbest O₂ yoktur.

Bir hidrokarbon yakıtın tam yanması için gerekli hava miktarı, ürün ve reaktantlara ait farklı atomların dengesiyle hesaplanabilir. Benzinin kimyasal formülü C_{6,93}H_{14,58} olduğuna göre, benzinin hava ile stokiyometrik yanması için oluşturulan reaksiyon denklemi aşağıda gösterilmiştir (Borat ve Balcı 1992).

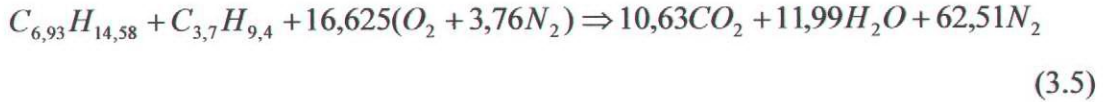
Benzinin tam yanması:



LPG'nin tam yanması (Borat ve Balcı 1992):



Benzin ve LPG'nin tam yanması (her bir yakıtında 1'er mol olduğu düşünülürse):



3.4.1 Stokiyometrik yakıt/hava oranı (Y/H)_{st}

Stokiyometrik yakıt/hava ve hava/yakıt oranı aşağıdaki gibi hesaplanır.

Benzin:

$$\left(\frac{Y}{H}\right)_{st_{C_{6,93}H_{14,58}}} = \frac{[(12 * 6,93) + 14,58]}{10,57[32 + 3,76 * 28]} = 0,067 kg_{C_{6,93}H_{14,58}} / kg_{hava} \quad (3.6)$$

$$\left(\frac{H}{Y}\right)st_{C_{6,93}H_{14,58}} = 14,92 kg_{hava} / kg_{C_{6,93}H_{14,58}} \quad (3.7)$$

LPG:

$$\left(\frac{Y}{H}\right)st_{C_{3,7}H_{9,4}} = \frac{[(12 * 3,7) + 9,4]}{6,05[32 + (3,76 * 28)]} = 0,064 kg_{C_{3,7}H_{9,4}} / kg_{hava} \quad (3.8)$$

$$\left(\frac{H}{Y}\right)st_{C_{3,7}H_{9,4}} = 15,63 kg_{hava} / kg_{C_{3,7}H_{9,4}} \quad (3.9)$$

Benzin ve LPG (her bir yakıttan birer mol olduğu düşünülürse)

$$\begin{aligned} \left(\frac{Y}{H}\right)st_{C_{6,93}H_{14,58}+C_{3,7}H_{9,4}} &= \frac{[(12 * 6,93) + 14,58 + (12 * 3,7) + 9,4]}{16,625[32 + (3,76 * 28)]} = \\ &= 0,066 kg_{C_{6,93}H_{14,58}+C_{3,7}H_{9,4}} / kg_{hava} \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$\left(\frac{H}{Y}\right)st_{C_{6,93}H_{14,58}+C_{3,7}H_{9,4}} = 15,15 kg_{hava} / kg_{C_{6,93}H_{14,58}+C_{3,7}H_{9,4}} \quad (3.11)$$

3.4.2. Yakıt fazlalık katsayısı (ϕ)

Yanma ürünlerinin kompozisyonu kullanılan hava miktarına bağlı olduğundan ve stokiyometrik hava miktarı da yakıt kompozisyonunun bir fonksiyonu olduğundan, yanma olayının gerçekleştiği gerçek yakıt/hava oranının stokiyometrik yakıt/hava oranına olan oranı yanma ürünleri kompozisyonunu belirleyen çok önemli bir parametredir. Bu parametre “yakıt fazlalık katsayısı” olarak tanımlanır.

$$\Phi = \frac{\left(\frac{Y}{H}\right)_{gerçek}}{\left(\frac{Y}{H}\right)_{stokiyometrik}} \quad (3.12)$$

3.4.3. Bir mol yakıtın açığa çıkardığı enerji miktarı

Motora gönderilen 1 mol yakıtın yakıt enerjisi (molar alt ısı değeri) $= M_y * Hu$ 'dır. Burada Hu ; yakıtın kütleli alt ısı değeri (MJ/kg), M_y ise yakıtın bir molünün ağırlığıdır (kg/mol).

1 mol benzinin yakıt enerjisini bulacak olursak,

Benzinin kütleli alt ısı değeri; $Hu_{ben} = 44 \text{ MJ / kg}$ (Borat ve Balcı 1992). (3.13)

Benzinin mol ağırlığı $M_{ben} ; C_{6,93}H_{14,58} = [(6,93 * 12) + 14,58] = 97,74 \text{ g / mol}$

Sonuç olarak benzinin yakıt enerjisi;

$$0,097 \text{ kg / mol} * 44 \text{ MJ / kg} = 4,27 \text{ MJ / mol} \text{ 'dür.} \quad (3.14)$$

1mol LPG'nin yakıt enerjisini bulursak:

$$\text{LPG'nin alt ısı değeri, } Hu_{LPG} = 45,84 \text{ MJ / kg} \quad (3.15)$$

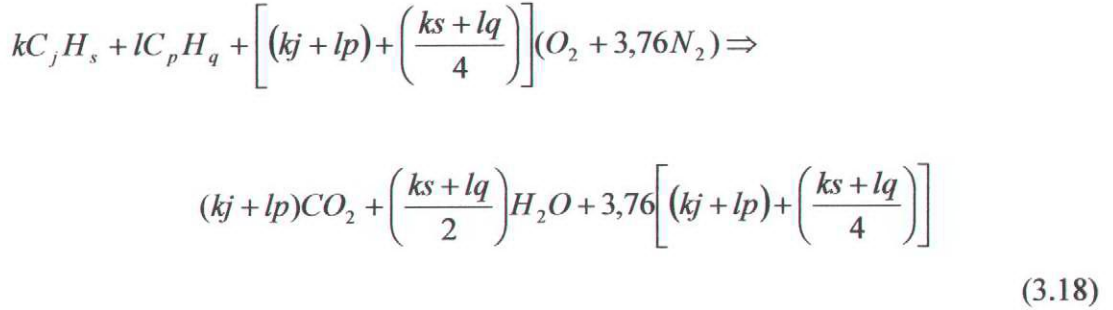
LPG'nin mol ağırlığı, $M_{LPG} ; C_{3,7}H_{9,4} = [(3,7 + 12) + 9,4] = 53,8 \text{ gr / mol}$ (Borat ve Balcı 1992). (3.16)

Sonuç olarak LPG'nin yakıt enerjisi;

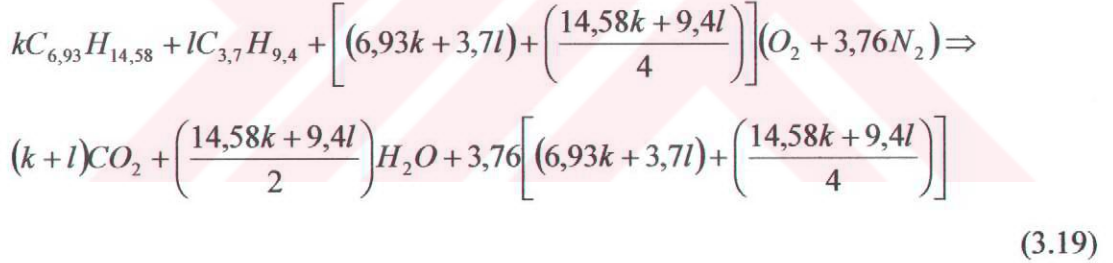
$$0,0538 \text{ kg / mol} * 45,84 \text{ MJ / kg} = 2,894 \text{ MJ / mol} \text{ 'dür.} \quad (3.17)$$

3.4.4. Benzin LPG karışımının kimyasal enerjisi

Stokiyometrik karışımlar için (HFK=1) benzin-LPG karışımının genel denklemi:



Denklem 3.18, benzinin ($C_{6,93}H_{14,58}$) karbon atom sayısı $j=6,93$, hidrojen atom sayısı $s=14,58$ ve LPG'nin ($C_{3,7}H_{9,4}$) karbon atom sayısı $p=3,7$, hidrojen atom sayısı $q=9,4$ alınarak düzenlendiğinde stokiyometrik benzin LPG karışımının genel kimyasal denklemi ;



Karışımın yakıt enerjisi; I. yakıt benzinin azaltıldığı miktarda II. yakıt LPG eklendiğinde (%90 benzin+%10 LPG v.b) azalır. Sonuç olarak denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$k4,27 + l2,89 = 4,27MJ$$
(3.20)

Burada 4,27 ve 2,89 sırasıyla benzin ve LPG'nin her bir molünün yakıt enerjileri (alt ısı değerleri)'dir. LPG'nin mol sayısını hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılır.

$$l = \frac{4,27 - (k4,27)}{2,89} \quad (3.21)$$

Örneğin benzin miktarı %10 oranında azaltılırsa, 0,15 mol LPG eklenir.

$$l = \frac{4,27 - (0,9 * 4,27)}{2,89} = 0,15 \text{ mol} \quad (3.22)$$

Benzin LPG karışımının genel kimyasal denkleminde CO_2 , H_2O ve N_2 hesaplanabilir. Reaksiyon ürünleri ise,

Havanın mol sayısı;

$$6,93k + 3,7l + \frac{14,58k + 9,4l}{4} \Rightarrow \left[(6,93 * 0,9) + (3,7 * 0,15) + \frac{(14,58 * 0,9) + (9,4 * 0,15)}{4} \right] = 10,425 \text{ mol} \quad (3.23)$$

CO_2 'nin mol sayısı:

$$6,93k + 3,7l = 6,93 * 0,9 + 3,7 * 0,15 = 6,79 \text{ mol} \quad (3.24)$$

H_2O 'nun mol sayısı:

$$\left(\frac{14,58k + 9,4l}{2} \right) \Rightarrow \frac{(14,58 * 0,9) + (9,4 * 0,15)}{2} = 7,266 \text{ mol} \quad (3.25)$$

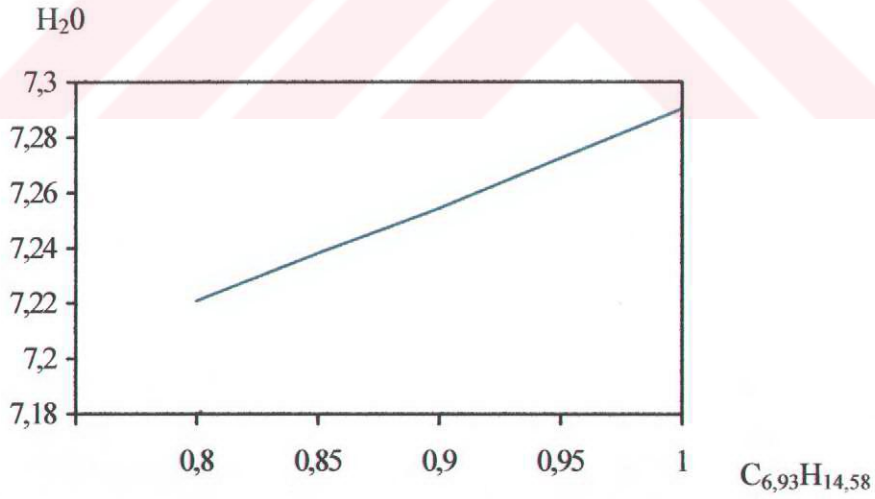
N_2 'nin mol sayısı:

$$3,76(6,93k + 3,7l) \left(\frac{14,58k + 9,4l}{4} \right) \Rightarrow 3,76 \left[(6,93 * 0,9) + (3,7 * 0,15) + \frac{(14,58 * 0,9) + (9,4 * 0,15)}{4} \right] = 39,20 \text{ mol} \quad (3.26)$$

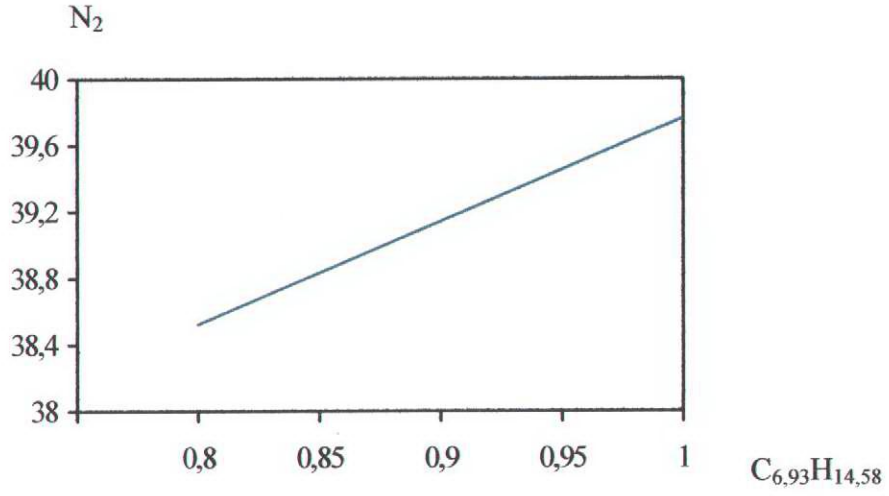
Tablo 3. 4 ve şekil 3.2’de görüldüğü gibi LPG’nin miktarının artması ile su ve CO₂’nin mol sayısı azalır. Karbon atomlarının sayısı LPG katkısıyla azalır ve sonuçta CO₂ miktarı düşer.

Tablo 3.4. Açığa çıkan sabit yakıt enerjisi için, benzin+LPG’nin stokiyometrik yanma ürünleri ve reaktantların mol sayıları

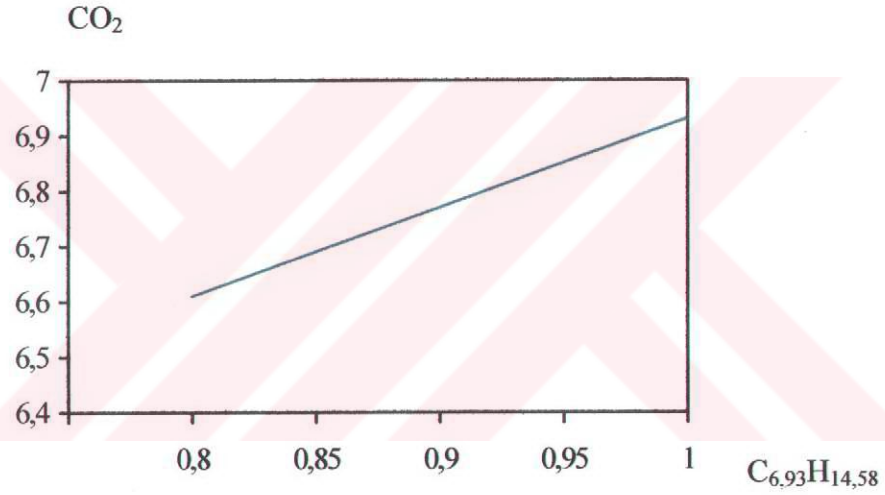
Reaktantların mol sayısı				Ürünlerin mol sayısı		
C _{6,93} H _{14,58}	C _{3,7} H _{9,4}	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	N ₂
1	0	10,57	39,76	6,93	7,29	39,76
0,95	0,07	10,49	39,45	6,85	7,27	39,45
0,9	0,14	10,41	39,14	6,77	7,25	39,14
0,85	0,21	10,33	38,83	6,69	7,23	38,83
0,8	0,28	10,25	38,52	6,61	7,21	38,52



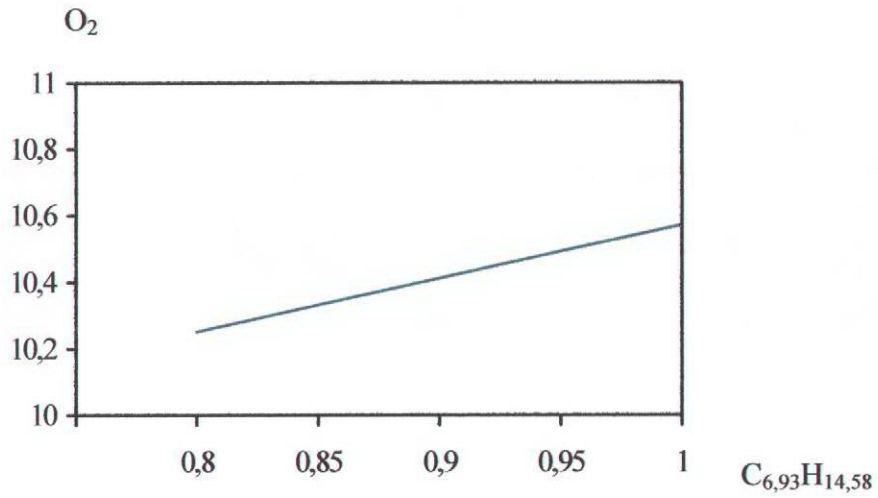
Şekil 3.1. Sabit açığa çıkan enerji’de H₂O’nun mol sayıları



Şekil 3.2. Sabit açığa çıkan enerji’de N₂’in mol sayıları



Şekil 3. 3. Sabit açığa çıkan enerji’de CO₂’in mol sayıları



Şekil 3.4. Sabit açığa çıkan enerji’de O₂’in mol sayıları

3.4.5. Bir mol benzin için bazı temel hesaplamalar

Bu çalışmada, Wisconsin Üniversitesinden Prof. Olikara/Borman tarafından yapılan yanma (Combustion) kimyasal denklem çözüm programı, yanma eşitliğindeki emisyonları hesaplamak için kullanıldı (Olikara ve Borman 1992). Bu bilgisayar programı, bir yada daha fazla fazdan oluşan bir sistemin denge denklemini hesaplamaktadır. Gaz fazı ideal gazların bir karışımı, yoğunlaşma fazı ise ideal çözümler için ele alınır.

Bu program yanma analizinin tüm özelliklerini kapsamaktadır. Özellikler seçildikten sonra bilgisayar iki konumda çalıştırılabilir. Reaktantların çözümü için; reaktantların her birinin mol sayısı gerekmektedir. Program farklı sıcaklıkta reaktant fazların entropi (S), hacim (V), iç enerji (U) ve toplam entalpisini (H) hesaplar. Bir önceki girilen verilere bağlı olarak yanma ürünleri reaktantların inputtaki değişimine göre farklı ürünler olmaktadır.

Olikara/Borman benzin ($C_{6,93}H_{14,58}$)'in termodinamik özellikleri kullanmıştır.

Benzinin kütlesele alt ısı değeri $Hu_{ben} = 44 MJ / kg$

Benzinin mol ağırlığı M_{ben} ; $C_{6,93}H_{14,58} = [(6,93 * 12) + 14,58] = 97,74 g / mol$

Sonuç olarak; benzinin yakıt enerjisi (molar alt ısı değeri);

$$0,097 kg / mol * 44 MJ / mol = 4,27 MJ / mol \text{ 'dür.}$$

LPG için denklem 3.16 ve 3.17'de belirtildiği gibi mol ağırlığı 53,8 g/mol ve kütlesele alt ısı değeri 45,84 MJ/kg olduğuna göre yakıt enerjisi (molar alt ısı değeri) 2,894 MJ/mol'dür.

Stokiyometrik bir karışım için ($\phi=1$) LPG+benzin karışımının kimyasal genel denklemi 3.18'de yazılmıştır.

$$kC_jH_s + lC_pH_q + \left[(kj + lp) + \left(\frac{ks + lq}{4} \right) \right] (O_2 + 3,76N_2) =$$

$$(kj + lp)CO_2 + \left(\frac{ks + lq}{2} \right) H_2O + 3,76 \left[(kj + lp) + \left(\frac{ks + lq}{4} \right) \right] \quad (3.18)$$

3.5. Benzinli Motorlarda Kirletici Formasyonu

İçten yanmalı motorların neden olduğu emisyonlar; hidrokarbon (HC), karbon monoksit (CO) ve nitrojen oksit (NO_x)'dir. Yanma ürünlerinin çoğu motorun içindeki yanma prosesinin sonucu olarak ortaya çıkar ve bu istenmeyen emisyonlar atmosfere terk edilir. Emisyon ürünlerinin miktarı yakıt/hava oranı, hız, yük ve ateşleme zamanı gibi çalışma şartlarına bağlı olarak değişkenlik gösterir. Normal şartlarda çalışan bir motorun emisyon değerleri ise;

NO _x = 500-1000 ppm,	20 g/kg _{fuel}
CO = % 1-2 ,	200 g/kg _{fuel}
HC = 3000 ppm,	25 g/kg _{fuel} [20]

3.5.1.NO_x formasyonu

İçten yanmalı motorlarda, NO_x (Nitrojen Oksit) terimi nitrik oksit (NO) ve az miktarda NO₂'nin toplam konsantrasyonun göstermektedir. Bu iki gazın formasyonu daha sonra tartışılacaktır.

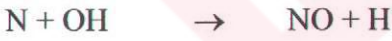
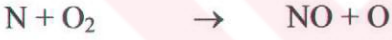
3.5.2. NO formasyonu

Normal şartlar altında havanın içerisindeki azot (N₂) yanma sonucu reaksiyona girmez. Ancak, motor içindeki yanmada oluşan yüksek sıcaklıklarda (1600 °C'nin üstünde), havanın içindeki oksijen ile reaksiyona girmesi sonucu azot oksitler meydana gelmektedir. NO_x'ler içinde ana eleman olarak genellikle NO bulunmaktadır. Sonuç olarak, azot oksit oluşumunu silindir içindeki sıcaklığın büyük ölçüde etkilediği, sıcaklık arttıkça azot oksitin hızla arttığı anlaşılmaktadır. Bununla

birlikte yüksek oksidasyon konsantrasyonları da yüksek NO formasyon oranı ile sonuçlanır.

NO oluşumunu etkileyen bir parametre de hava fazlalık katsayısıdır (HFK). HFK=1,1 civarında iken (yani azot ile birleşecek oksijenin bulunması durumu) azot oksit oluşumu en fazla olmaktadır. Ancak, hava fazlalık katsayısı 1,1'den büyük olursa, yani daha fakir karışım halinde silindir içi sıcaklık, reaksiyona giren gaz miktarının azalması ile düşecek ve NO emisyonunda hızlı bir azalma gözlenecektir (Ergeneman ve Arslan 1988).

Stokiyometrik yakıt hava karışımının yanması ile oluşan NO formasyonunu gösteren kimyasal eşitlik aşağıdaki gösterilmiştir.



3.5.3. NO₂ formasyonu

Nitrojen dioksit alev cephesindeki NO'nin NO₂'ye dönüşmesiyle oluşur. NO'nin NO₂'e dönüşümü aşağıda gösterilen iki farklı reaksiyonla gerçekleşir (Heywood 1988).



Benzinli motorlarda NO₂/NO oranı çok küçük olduğundan ihmal edilebilir. Bununla birlikte nitrojen oksit emisyonlarının toplamı (NO₂+NO) önemlidir. Bunun nedeni de emisyon standartlarının yalnız NO yada NO₂ değil NO_x olarak alınmasındandır.

NO₂ formasyonunda; yakıt/hava oranı, artık gaz miktarı ve ateşleme zamanı, çok önemli parametrelerdir. Yakıt/hava oranı artık gazların oluşumunu etkileyecek ve artık gazların miktarı da silindirdeki oksijen konsantrasyonunu değiştirecektir. Ateşleme zamanı maksimum sıcaklık ve basıncı etkileyecektir.

3.5.4. CO formasyonu

İçten yanmalı motorların neden olduğu emisyonlarını en önemlisi CO'dır. Yanma ürünleri arasında CO bulunmasının ana nedeni oksijenin (O_2) yetersiz olmasıdır. İçten yanmalı bir motorun egzozundaki CO emisyonlarının değeri hava/yakıt oranının sonucu olarak değişir. Eğer HFK, 1'den küçük ise, yani yakıt-hava karışımı içinde gerekenden daha az hava var ise, yanma yetersiz oksijen ortamı içinde olacak ve yakıtın karbonunun tümü CO_2 'e dönüşemeyerek CO olarak kalacaktır (Heywood 1988).

Motorda silindir içinin tümü ele alındığında, oksijen genel olarak yetersiz olabileceği gibi, karışımın tam homojen (silindir içinde her yerde aynı yakıt/hava oranı) olmaması durumunda da silindir içinde belli bir konumda yerel olarak da yetersiz olabilir. Buradan anlaşılacağı gibi CO oluşumu büyük ölçüde hava fazlalık katsayısına bağlıdır.

3.5.5. Yanmamış hidrokarbonlar (HC)

İçten yanmalı motorların neden olduğu bir diğer önemli emisyon yanmamış hidrokarbonlardır. Hidrokarbon oluşumunun ana nedeni sıcaklık veya oksijenin yetersiz olması sonucunda ($YFK > 1$, zengin karışım) yanmanın tamamlanamamasıdır (Soruşbay 1999). Bu durum;

1. Silindir içinde bazı bölgelerde yakıt/hava karışım oranının çok zengin veya çok fakir olması sonucu oksidasyon reaksiyonlarının yavaşlaması ve yanmanın tamamlanmaması,
2. Silindir içindeki soğuk cidarlara (silindir, silindir kafası ve piston üst yüzeyi) ısı kayıpları nedeniyle bu bölgeye ulaşan alevin anında sönmesi,
3. Piston-silindir arası gibi dar bölgelerde alevin ilerleyemeyerek sönmesi nedeniyle oluşmaktadır.

3.5.6. Emisyon partikülleri

Benzinli motorlarda üç çeşittir emisyon partikülü vardır. Bunlar kurşun, organik partiküller (duman kapsamlı), ve sülfattır.

Kurşunsuz benzin kullanımı ile kurşun artık sorun olmaktan çıkmıştır. Sülfat emisyonlarının düzeyi yakıtın sülfür içeriğine bağlıdır. Tipik bir motorda sülfat emisyonları oranı 20 mg/km'dır (Kummer 1988). Soğuk çalışma şartlarında emisyon partikülleri önemli bir şekilde artacak ve egzoz sıcaklığı emisyon seviyesini önemli ölçüde etkileyecektir. Günümüzde benzinli motorların egzozundaki partikül emisyonları artık önemli bir sorun değildir.

3.6. Kimyasal Yanma Denkleminin Sonuçları

Bölüm 3.4.5'de açıklanan Olikara/Borman bilgisayar programı bu bölümün sonuçlarını üretmek için kullanılmıştır. Bu program kg/mol cinsinden yanma ürünlerini vermektedir. Olikara/Borman programında yanma ürünlerinin birimlerini g/kW-h'e dönüştürmek için denklem 3,27 kullanılmaktadır (Çanakçı 1996).

$$\frac{g}{kW-h}(x) = \frac{kg}{kmol}(x) \frac{M_{kar}}{M_{yak}} * \frac{1 + (Mc_{3,7H_{9,4}} / Mc_{6,93H_{14,58}})}{(\eta LHV_{C_{6,93H_{14,58}}}) [1 + (Mc_{3,7H_{9,4}} / Mc_{6,93H_{14,58}}) (LHV_{C_{3,7H_{9,4}}} / LHV_{C_{6,9H_{14,6}}})]} (dön.fak.) \quad (3.27)$$

Denklem 3.27'de 3,6 sayısal değerine eşit olan dönüşüm faktörü MJ'ü, kW-h'e çevirmek için kullanılmıştır. x, emisyon ürününü ve M alt indisle gösterilen verinin kütlesini ifade eder. η , ortalama %25 olarak kabul edilen motorun ısı verimidir. LHV ise alt indisle gösterilen yakıtın alt ısı değeridir.

Yanma ürünleri farklı sıcaklıklarda g/kW-h biriminde hesaplanırken, M_{kar} , M_{yak} , $Mc_{3,7H_{9,4}}$ ve $Mc_{6,93H_{14,58}}$, yakıt fazlalık katsayısı ve benzin ($Mc_{6,93H_{14,58}}$)'in yüzdesine

bağlı olarak değişmektedir. Bu bilgisayar programı 1000-3500 °K sıcaklık sınırları arasında çalışmaktadır.

3.6.1. I durum (1 mol $C_{6,93}H_{14,58}$)

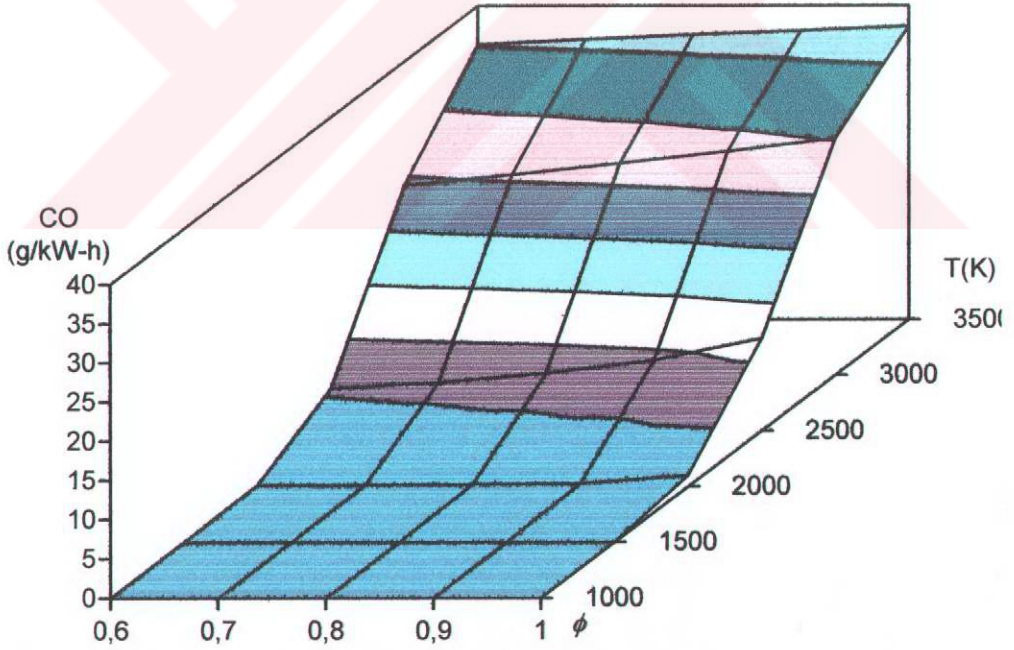
Bu çalışmada, $C_{6,93}H_{14,58}$ (benzin)'in yanma denklemi referans nokta olarak alındı. $C_{6,93}H_{14,58}$ için CO ve NO_x değerleri altı farklı sıcaklık ve beş farklı yakıt fazlalık katsayısı (Φ) değerinde hesaplandı.

I.durumda CO'nun miktarı YFK'nın azalması ile düşmekte fakat, sıcaklığın artışı ile artmaktadır. Örnek olarak; 3000 K sıcaklıkta ve stokiyometrik yanma ($\Phi=1$) şartlarında CO'nun değeri 30,185 g/kW-h iken, aynı sıcaklıkta ve 0,6 YFK'da 24,276 g/kW-h'a düşmektedir. 0,6 YFK'da ve 2000 K'de CO'in değeri 0,215 g/kW-h'dir. Benzer şekilde; 0,6 YFK ve 3500 K sıcaklıktaki CO değeri 35,079 g/kW-h olmaktadır. Aynı sıcaklıktaki CO değerleri, karışım fakirleştikçe azalmaktadır. Yukarıda belirtilen durumlar tablo 3.5 ve şekil 3.6'da görülmektedir.

NO_x emisyonları sıcaklık artışı ve YFK'nın azalması ile artmaktadır. Örnek olarak; 3000 K sıcaklık ve stokiyometrik yanmada, NO_x emisyon değeri 7,152 g/kW-h iken, aynı sıcaklık ve 0,6 YFK'da 16,932 g/kW-h olmaktadır. 0,6 YFK ve 2000 K sıcaklıkta NO_x değeri 3,052 g/kW-h iken aynı YFK ve 3500 K sıcaklıkta 21,454 g/kW-h olmaktadır.

Tablo 3.5. CO (g/kW-h) emisyon değerleri
(1 mol $C_{6,93}H_{14,58}$)

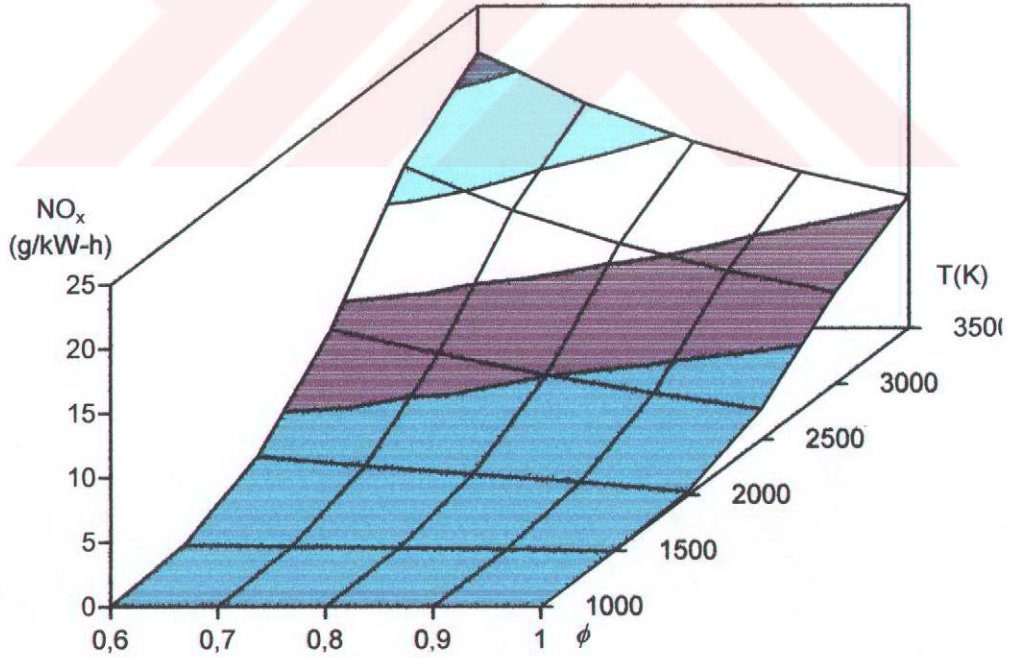
	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0	0	0	0	0
1500	0,0007	0,0009	0,0011	0,0016	0,021
2000	0,215	0,256	0,322	0,463	1,466
2500	5,410	6,201	7,330	9,009	11,786
3000	24,276	25,605	27,093	28,570	30,186
3500	35,079	35,740	36,330	36,832	37,399



Şekil 3.5. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi.
(1 mol $C_{6,93}H_{14,58}$)

Tablo 3.6. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri
(1 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$)

	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0,013	0,009	0,007	0,004	0,003
1500	0,505	0,382	0,277	0,177	0,0125
2000	3,052	2,306	1,673	1,069	0,309
2500	8,754	6,702	5,047	3,647	2,408
3000	16,931	13,513	10,904	8,822	7,152
3500	21,455	17,480	14,501	12,156	10,312



Şekil 3.6. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi
(1 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$)

3.6.2. II. Durum (0,95 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,074 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

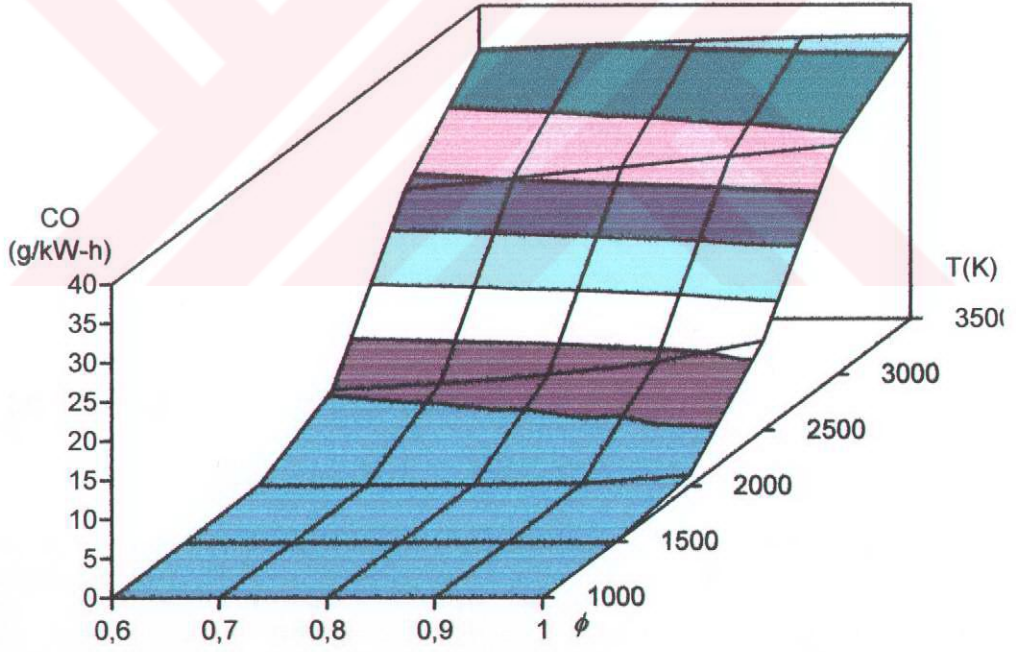
Sıcaklık ve YFK'nın değişimine bağlı olarak 1 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ 'nin emisyonları bulunduğundan sonra, II. Durum (0,95 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ +0,074 mol $C_{3,7}H_{9,4}$) için bilgisayar programı kullanılarak emisyon verileri elde edilmiştir. Farklı sıcaklık ve YFK'a ait emisyon sonuçları tablo 3.7 ve 3.8'de görülmektedir.

Bu durumda, sabit bir sıcaklıkta CO miktarı YFK'nın düşmesi ile azalmaktadır. Örneğin; 2000 K ve stokiyometrik yanmada CO miktarı 1,417 g/kW-h'dır. Bununla birlikte aynı sıcaklık değerinde 0,6 YFK'da CO'nin değeri 0,212 g/kW-h olmaktadır. Sıcaklığın değişmesi ile CO miktarının değişimi tablo 3.7'de görülmektedir. Örnek olarak; 0,7 YFK ve 1500 K sıcaklıkta CO miktarı $9,162 \cdot 10^{-4}$ iken aynı YFK ve 3000 K sıcaklıkta CO 25,120 g/kW-h olmaktadır.

Bu durumda NO_x değerleri şüphesiz sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişecektir. YFK'nın düşmesi ve sıcaklığın artması ile NO_x miktarı artmaktadır. Tablo 3.8'de bu sonuçlar açık bir şekilde görülmektedir. I ve II durum karşılaştırıldığında, II. Durumdaki emisyon miktarlarının daha az olduğu açık bir şekilde görülmektedir.

Tablo 3.7. CO (g/kW-h) emisyon değerleri
(0,95 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,074 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

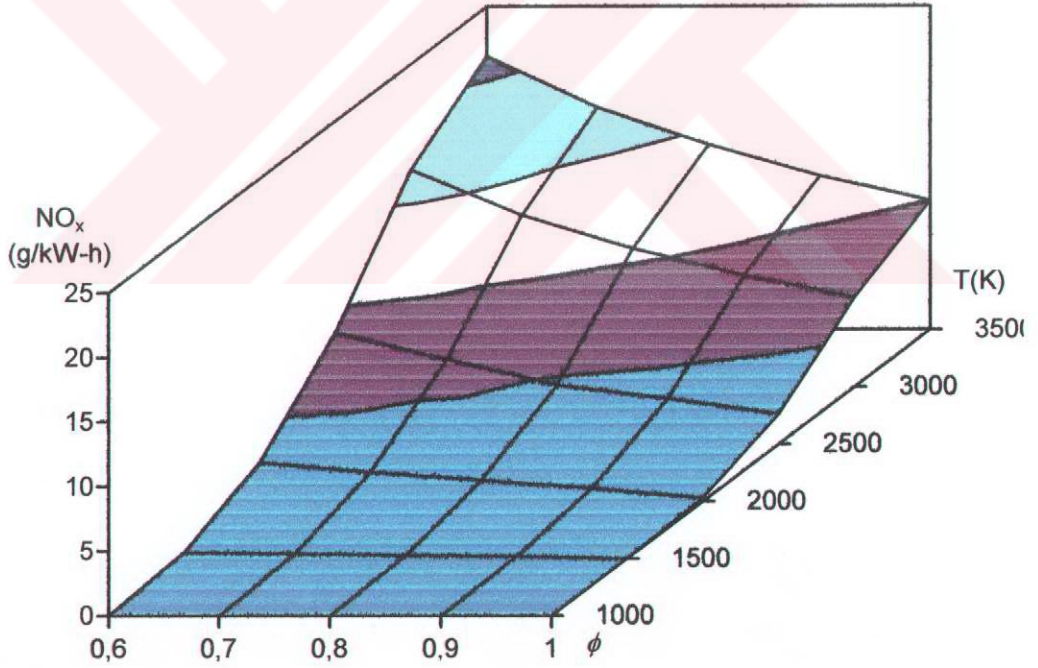
	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0	0	0	0	0
1500	0,0007	0,0009	0,0011	0,0016	0,021
2000	0,212	0,250	0,314	0,451	1,418
2500	5,318	6,084	7,164	8,785	11,390
3000	23,863	25,120	26,478	27,812	29,152
3500	34,474	34,975	35,482	35,883	36,092



Şekil 3.7. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi
(0,95 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,074 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

Tablo 3.8. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri
(0,95 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$ + 0,074 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0,013	0,009	0,006	0,004	0,002
1500	0,497	0,375	0,272	0,173	0,012
2000	3,007	2,267	1,644	1,047	0,300
2500	8,626	6,591	4,952	3,550	2,334
3000	16,822	13,287	10,700	8,632	6,934
3500	21,183	17,186	14,299	11,898	10,001



Şekil 3.8. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi
(0,95 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$ + 0,074 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

3.6.3. III.durum (0,9 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,148 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

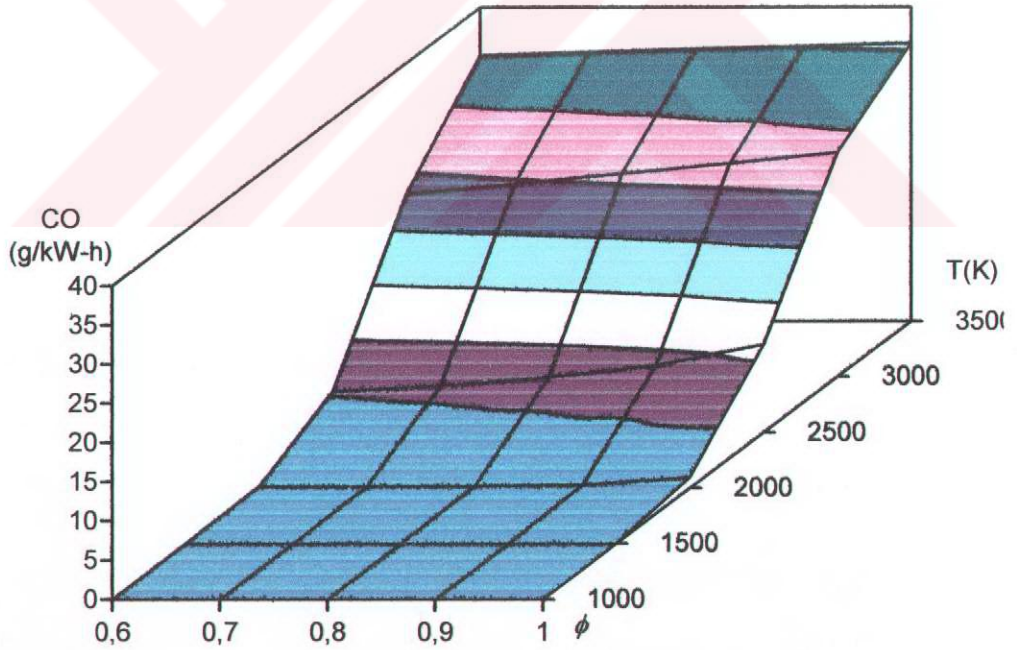
Bu III. durumda 0,9 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ ve 0,148 mol $C_{3,7}H_{9,4}$ kullanılmıştır ve CO ve NO_x değerleri tablo 3.9 ve 3.10'da görülmektedir.

Yanma ürünleri içerisindeki CO miktarı bundan önceki iki duruma benzer davranışlar göstermektedir. YFK ve sıcaklık azaldığında CO miktarı da azalmaktadır. Stokiyometrik yanma şartlarında, 1500 K sıcaklıkta CO değeri 0,021 g/kW-h iken 3000 K'de 28,638 g/kW-h olmaktadır. 2500 K sabit sıcaklıkta, 0,6 ve 0,9 YFK'da CO miktarı sırasıyla 5,222 g/kW-h ve 8,584 g/kW-h'dır.

Tablo 3.10 NO_x sonuçlarını göstermektedir. Yanma ürünlerindeki NO_x değerleri sıcaklığın artması ve YFK'nın düşmesi ile artmaktadır. Örnek olarak, stokiyometrik yanma şartlarında, 1500 ve 3000 K sıcaklıklarında NO_x değerleri sırasıyla 0,012 g/kW-h ve 6,826 g/kW-h'dır. 2000 K sabit sıcaklıkta, 0,6 ve 0,9 YFK'da NO_x değerleri sırasıyla 2,963 g/kW-h ve 1,026 g/kW-h'dır. III. Durum diğer durumlarla karşılaştırılırsa, yanma ürünleri olarak daha az CO ve NO_x içermektedir

Tablo 3.9. CO (g/kW-h) emisyon değerleri
(0,9 mol C_{6,93}H_{14,58} + 0,148 mol C_{3,7}H_{9,4})

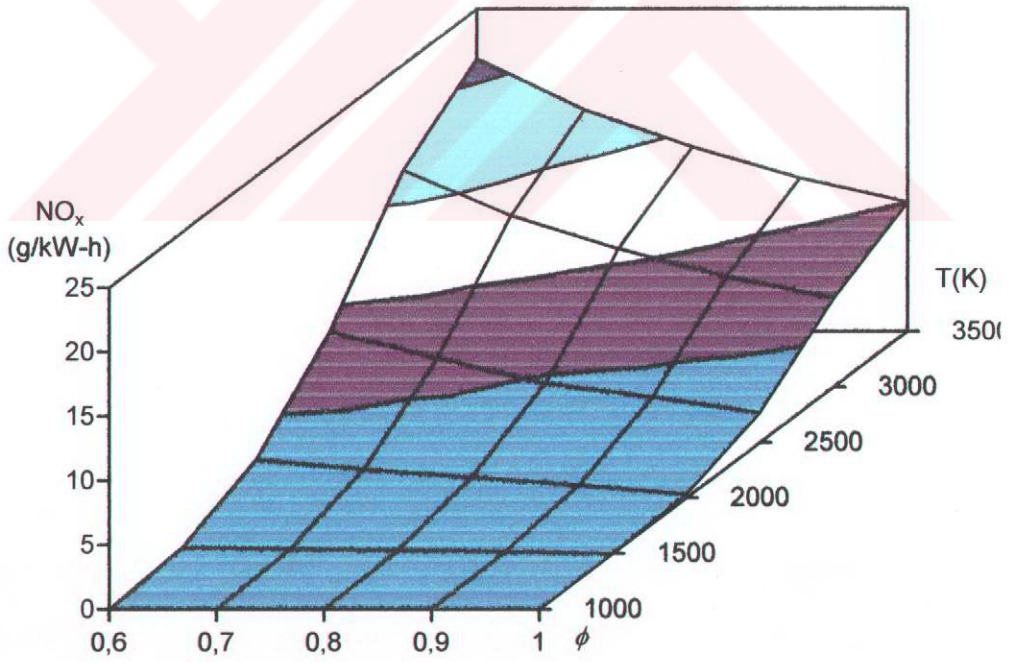
	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0	0	0	0	0
1500	0,0007	0,0009	0,00012	0,0016	0,021
2000	0,208	0,246	0,307	0,441	1,393
2500	5,222	5,966	7,012	8,584	11,192
3000	23,451	24,635	25,917	27,209	28,638
3500	33,869	34,289	34,718	35,041	35,441



Şekil 3.9. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi
(0,9 mol C_{6,93}H_{14,58} + 0,148 mol C_{3,7}H_{9,4})

Tablo 3.10. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri
(0,90 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$ + 0,148 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0,013	0,009	0,006	0,004	0,002
1500	0,490	0,369	0,267	0,170	0,012
2000	2,963	2,229	1,613	1,026	0,295
2500	8,499	6,480	4,859	3,440	2,297
3000	16,433	13,060	10,497	8,451	6,826
3500	20,822	16,893	13,960	11,652	9,630



Şekil 3.10. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi
(0,9 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$ + 0,148 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

3.6.4. IV. durum (0,85 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,222 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

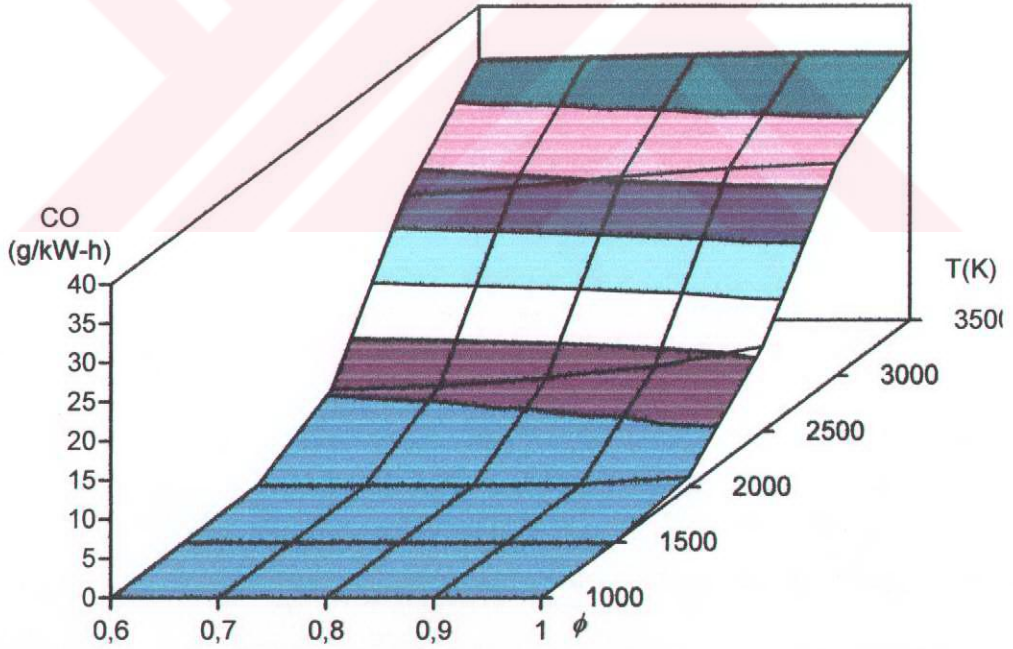
Bu durumda, yanma sonunda açığa çıkan sabit enerji için, $C_{6,93}H_{14,58}$ 'in miktarı %15 azaltılıp $C_{3,7}H_{9,4}$ 'in miktarı 0,222 mol artırıldı. CO ve NO_x 'in miktarı bilgisayar programıyla hesaplanmıştır. CO ve NO_x değerleri tablo 3.11 ve 3.12'de görülmektedir.

Bu durumda, yanma ürünleri arasındaki CO'nin sıcaklık ve YFK ile ilişkisi bundan önceki üç duruma paralellik göstermektedir. Sıcaklık ve YFK'nın azalması ile CO değeri azalmaktadır. Örnek olarak 0,8 YFK'da sıcaklıklar 3000 ve 2000 K ise; CO miktarı sırasıyla 6,847 g/kW-h ve 0,301g/kW-h'dir. Sıcaklık 2500 K'de sabit tutulursa ve YFK'sı 0,9'dan 0,6'ya düşürülürse CO miktarı 8,631 g/kW-h'den 5,130 g/kW-h'a düşecektir. Bu oranlarda sıcaklık YFK'dan daha etkin bir parametredir.

Bu durumdaki NO_x değerleri tablo 3.12 ve şekil 3.13'de görülmektedir. NO_x 'in miktarı YFK'nın düşmesi ve sıcaklığın artması ile artmaktadır. Bu eğilim şekil 3.13'de görülmektedir. Örneğin stokiyometrik yanma şartlarında, 2000 ve 2500 K sıcaklıkta NO_x miktarı 0,295 g/kW-h'den 2,297 g/kW-h'e yükselmektedir. 2500 K sabit sıcaklıkta, YFK 0,9'dan 0,6'ya düşürülürse NO_x emisyon seviyesi 3,440 g/kW-h'dan 8,499 g/kW-h'a yükseldiği görülmektedir. Bununla birlikte, bu durumdaki yanma ürünleri (CO ve NO_x) önceki üç durumdan daha azdır.

Tablo 3.11. CO (g/kW-h) emisyon değerleri
(0,85 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,222 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

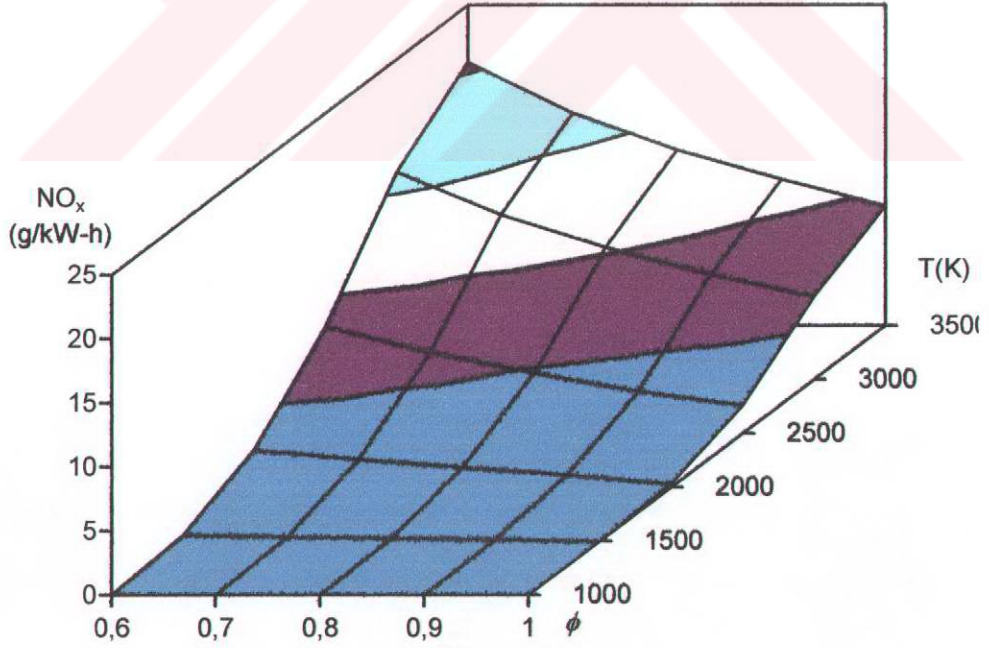
	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0	0	0	0	0
1500	0,0007	0,0009	0,00011	0,0015	0,020
2000	0,205	0,242	0,301	0,429	1,344
2500	5,310	5,849	6,847	8,361	10,795
3000	23,039	24,150	25,366	26,451	27,605
3500	33,267	33,524	33,871	34,092	34,136



Şekil 3.11. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi.
(0,85 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,222 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

Tablo 3.12. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri
(0,85 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$ + 0,222 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0,013	0,009	0,006	0,004	0,0002
1500	0,482	0,362	0,261	0,167	0,011
2000	2,919	2,190	1,583	1,004	0,286
2500	8,371	6,369	4,764	3,307	2,223
3000	16,184	12,834	10,293	8,261	6,498
3500	20,506	16,599	13,688	11,394	9,326



Şekil 3.12. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi
(0,85 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$ + 0,222 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

3.6.5. V. Durum ($0,8 \text{ mol C}_{6,93}\text{H}_{14,58} + 0,296 \text{ mol C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

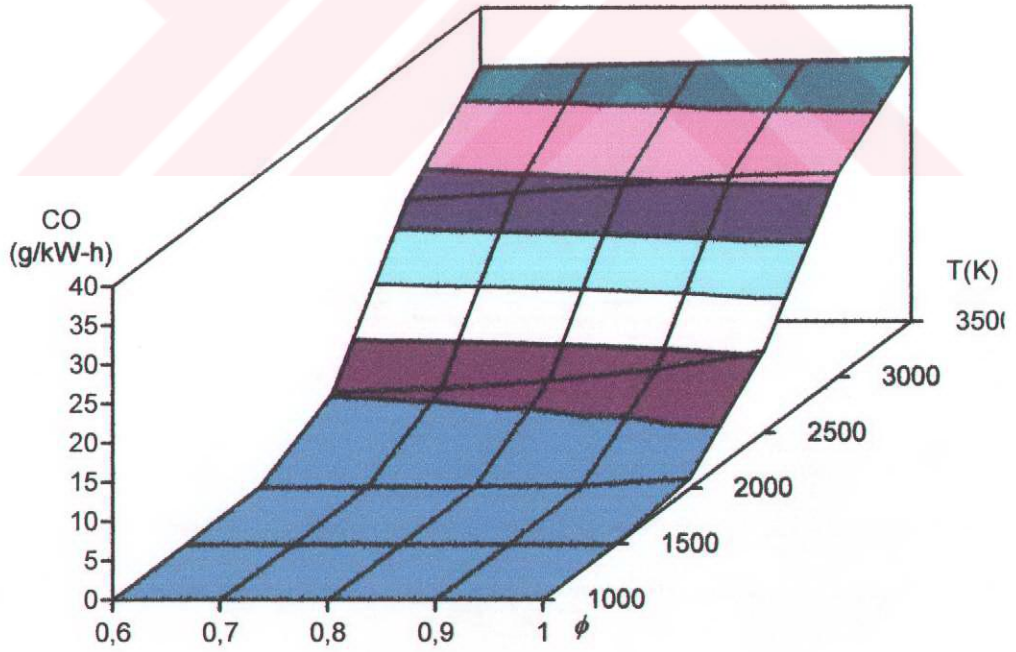
Bu durumda, yanma sonunda oluşan enerjinin sabit kalması için $0,296 \text{ mol C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$ ilave edildi. CO ve NO_x değerleri, farklı sıcaklık ve YFK'da hesaplanmıştır. Bu sonuçlar tablo 3.13 ve 3.14'de gösterildi.

Aynı şekilde, CO'nin miktarı, YFK'nın düşmesiyle azalmakta, sıcaklığın artması ile artmaktadır. Örneğin, stokiyometrik yanma şartlarında 1500 ve 3500 K sıcaklıkta CO değeri sırasıyla $0,0193 \text{ g/kW-h}$ ve $32,181 \text{ g/kW-h}$ 'dir. 2500 K sabit sıcaklıkta 0,9 ve 0,6 YFK'da CO değeri sırasıyla $8,138$ ve $0,202 \text{ g/kW-h}$ 'dir.

NO_x emisyonları incelendiğinde benzer nitelikler göze çarpmaktadır. NO_x 'in miktarı sıcaklığın artışı ve YFK'nın düşmesi ile azalmaktadır. Örneğin stokiyometrik yanmada 1500 ve 3000 K sıcaklıkta emisyon değerleri sırasıyla $0,0112 \text{ g/kW-h}$ ve $2,149 \text{ g/kW-h}$ 'dir. 2500 K sabit sıcaklıkta 0,9 ve 0,6 YFK'da NO_x miktarı sırasıyla $3,209 \text{ g/kW-h}$ ve $8,243 \text{ g/kW-h}$ olmaktadır. Sonuç olarak, bu değerlerin (CO ve NO_x) önceki dört durumdan daha az olduğu söylenebilir.

Tablo 3.13. CO (g/kW-h) emisyon değerleri
(0,8 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,296 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

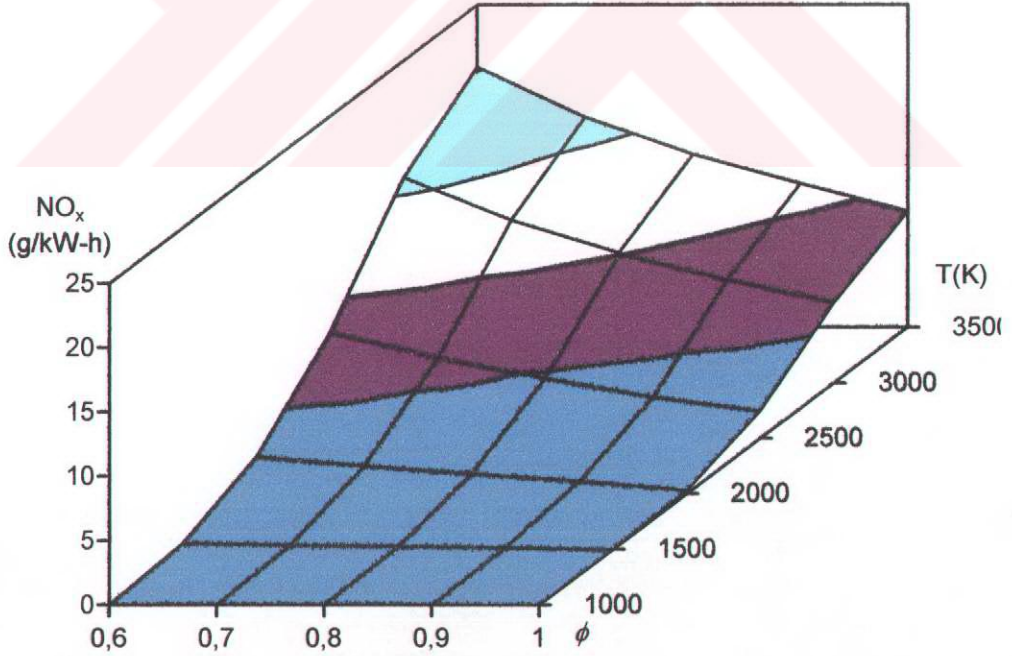
	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0	0	0	0	0
1500	0,0007	0,0009	0,0011	0,0015	0,0019
2000	0,202	0,236	0,294	0,417	1,295
2500	5,215	5,732	6,691	8,138	10,398
3000	22,760	23,665	24,571	25,693	26,031
3500	32,502	32,759	33,024	33,243	33,531



Şekil 3.13. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi
(0,8 mol $C_{6,93}H_{14,58}$ + 0,296 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

Tablo 3.14. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri
(0,8 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$ + 0,296 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0,012	0,008	0,006	0,004	0,0002
1500	0,473	0,355	0,256	0,163	0,011
2000	2,875	2,150	1,554	0,982	0,274
2500	8,243	6,257	4,669	3,209	2,149
3000	15,934	12,607	10,089	8,071	6,281
3500	20,190	16,304	13,396	11,136	9,014



Şekil 3.14. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi
(0,8 mol $\text{C}_{6,93}\text{H}_{14,58}$ + 0,296 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

3.6.6. VI. Durum (1,4755 mol $C_{3,7}H_{9,4}$)

Daha önceki durumlardaki gibi açığa çıkan enerji miktarının sabit olması için bu durumda 1,4755 mol $C_{3,7}H_{9,4}$ kullanıldı. Bu yakıttaki (LPG) karbon ve hidrojen katsayıları önceki durumlara kıyasla çok daha az olduğu için emisyonlarda önemli azalmalar kaydedildi. Bu sonuçlar tablo 3.15 ve 3.16'da görülmektedir.

Sadece $C_{3,7}H_{9,4}$ 'nin yanmasında sıcaklık ve YFK'nın artması ile CO miktarı da artmaktadır. Örneğin, stokiyometrik yanma şartlarında 2000 ve 3500 K'de CO'in miktarı sırasıyla 0,965 g/kW-h ve 27,079 g/kW-h'dır. 2500 K sabit sıcaklıkta 0,9 ve 0,6 YFK'da CO'in değeri 6,605 g/kW-h ve 4,035 g/kW-h'dır.

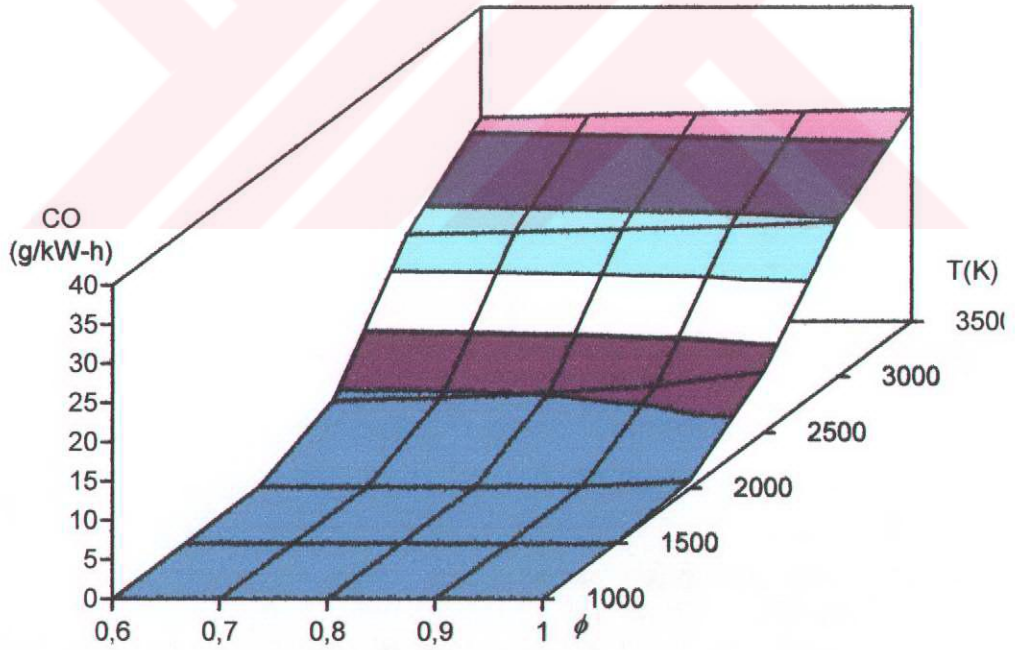
NO_x emisyonlarındaki artış ise sıcaklığın artması ile doğru YFK'nın artması ile ters orantılı olarak değişmektedir. Örneğin stokiyometrik yanma şartlarında 2500 ve 3500 K'de NO_x miktarı sırasıyla 4,937 g/kW-h ve 7,176 g/kW-h'dır. 3500 K sabit sıcaklıkta 0,7 ve 0,9 YFK'da NO_x değeri sırasıyla 13,334 g/kW-h ve 8,649 g/kW-h'dır.

Sadece LPG ($C_{3,7}H_{9,4}$) kullanımındaki CO ve NO_x emisyonlarının, farklı oranlardaki iki yakıt ($C_{6,93}H_{14,58}$ ve $C_{3,7}H_{9,4}$) karışımının emisyonlarından her durumda daha az olduğu görülmektedir.

Sonuç olarak günümüz araçlarında LPG ve benzin ($C_{6,93}H_{14,58}$) kullanımı emisyonlar açısından karşılaştırılacak olursa, LPG kullanımıyla emisyonlarda önemli iyileşmeler sağlanacağı kesindir.

Tablo 3.15. CO (g/kW-h) emisyon değerleri
(1,4755 mol C_{3,7}H_{9,4})

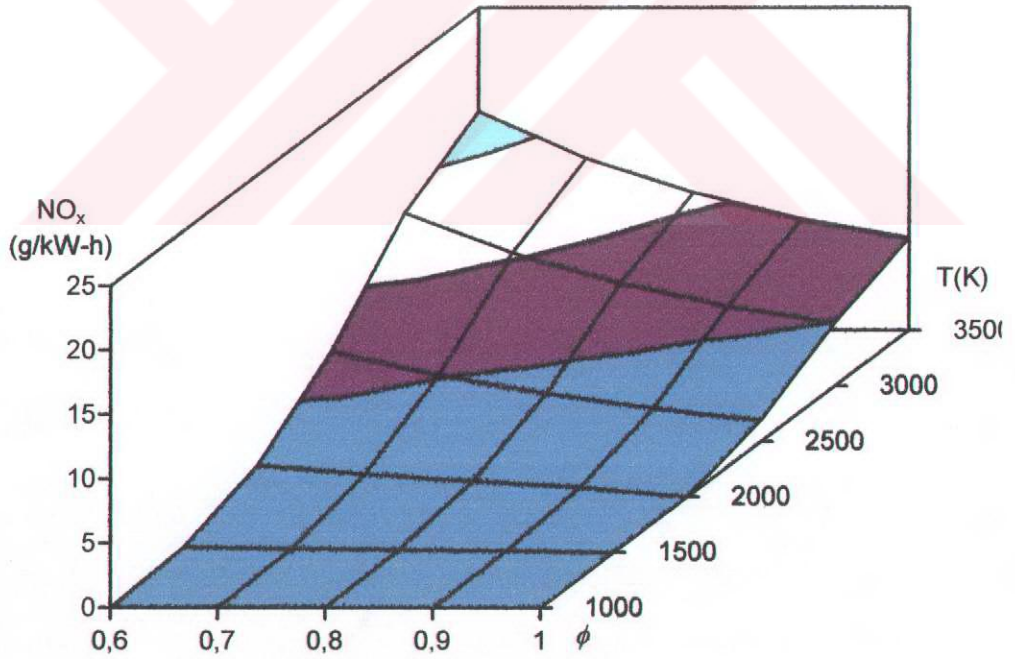
	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0	0	0	0	0
1500	0,0005	0,0006	0,0007	0,0011	0,014
2000	0,161	0,184	0,222	0,307	0,969
2500	4,035	4,467	5,101	6,053	7,785
3000	18,102	18,437	18,808	19,143	19,785
3500	25,996	26,253	26,513	26,772	27,029



Şekil 3.15. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi.
(1,4755 mol C_{3,7}H_{9,4})

Tablo 3.16. NO_x (g/kW-h) emisyon değerleri
(1,4755 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

	Yakıt fazlalık katsayısı, ϕ				
T(K)	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1000	0,010	0,007	0,005	0,003	0,0002
1500	0,401	0,290	0,204	0,126	0,007
2000	2,421	1,766	1,236	0,764	0,27
2500	6,946	5,125	3,721	2,572	1,655
3000	13,385	10292	8,011	6,240	4,937
3500	16,959	13,334	10,685	8,649	7,167



Şekil 3.16. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi
(1,4755 mol $\text{C}_{3,7}\text{H}_{9,4}$)

3.7. Teorik Çalışmanın Sonuçları

Benzin ve LPG kullanılan altı yanma denklemi, farklı sıcaklık ve YFK'da yanma ürünlerini hesaplamak için kullanıldı. Tüm durumlar Olikara/Borman bilgisayar programı ile hesaplandı. İlk olarak stokiyometrik yanma şartlarında ve altı farklı sıcaklıktaki 1 mol benzinin yanması incelenerek elde edilen sonuçlar referans olarak alındı. Adım adım benzinin miktarı azaltılarak yakıt enerjisini sabit bir değerde tutabilmek için LPG miktarı artırıldı.

Teorik çalışmada sunulan tüm durumlar ele alınırsa; LPG miktarının artırılmasıyla CO'nın azaldığı belirgin bir şekilde görülmektedir. CO değeri aynı zamanda sıcaklık ve YFK'na bağlıdır. Bu emisyonun en az miktarı 1,4755 mol $C_{3,7}H_{9,4}$ için hesaplandı.

NO_x miktarı LPG ilavesiyle azalmaktadır. İkili yakıtları (benzin+LPG) kapsayan her durum için en iyi sonuçlar %0 benzin+1,4755 mol $C_{3,7}H_{9,4}$ şartlarında elde edildi.

Sonuç olarak, çift yakıt kullanımında LPG miktarının artmasıyla emisyon (CO ve NO_x) değerlerinde belirgin bir azalma kaydedildi.

BÖLÜM 4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1. Deneylerde Kullanılan Yakıtların Tanıtılması

Benzin satıldığı ülkenin koşullarına göre üretilir. Burada önemli olan ülke iklimi ve ülkedeki otomobil motorlarının ihtiyaçlarıdır. Genel olarak normal ve süper benzin olmak üzere iki tür benzin üretimi yaygındır. Aralarındaki tek fark oktan sayısıdır. Normal benzin 86-91 oktan, süper benzin 95-100 oktan arasında olup, üretildikleri ülke koşullarına göre farklılık gösterir (Çanakçı 1996).

Benzin, bileşiminde 40-200 °C arası kaynayan hidrokarbonlar içeren, normal koşullarda sıvı olan bir petrol ürünüdür. Bu karışımda C₅-C₁₂ hidrokarbonları bulunur. Belli bir kaynama noktası yoktur, kaynama aralığı vardır (Borat ve diğ. 1992).

Benzin motor çalışma koşullarında alev alabilen bir karışımdır. En önemli özelliği uçuculuktur. Bir sıvı düşük sıcaklıkta buharlaşabiliyorsa bu sıvının uçuculuk yeteneği yüksektir. Benzinin suya göre uçuculuk yeteneği çok daha fazladır. Bu nedenle benzinin uçuculuk yeteneği motorun değişik koşullarına uyabilen bir yakıt olmasını sağlar. Soğuk bir motorun kolayca harekete geçebilmesi için benzinin uçuculuk yeteneğinin yüksek olması istenir. Böylece hava-yakıt karışımının sıcaklığı düşük olsa bile karbüratör ve emme manifoldundan hızla geçerken kolayca buharlaşır ve silindirlere buhar halinde girerek iyi bir karışım oluşturur. Ancak benzin çok düşük sıcaklıklarda fazla uçucu olursa, motor ısısı benzin pompası veya yakıt borularındaki benzinin buharlaşmasına neden olur. Bu olaya buhar tamponu denir ve buhar tamponu oluşunca yakıt pompasının normal çalışması önlendiğinden karbüratöre yeterli yakıt gönderilemez. Bu nedenle benzinin uçuculuk yeteneği belli sınırlar içinde olmalıdır. (Bayraktar 1997). Tablo 4.1'de görüldüğü gibi üç farklı oktanlı benzinin de buhar basınç değerleri birbirine yakındır.

Deneylerde üç farklı oktanlı (91 oktan normal, 95 oktan süper, 95,3 kurşunsuz) benzin ve sıvılaştırılmış petrol gazı kullanıldı. Benzin yakıtları TÜPRAŞ A.Ş. İzmit Rafineri Müdürlüğünden temin edildi. Ayrıca hacimsel olarak %50 normal ve %50 süper benzin karıştırılarak deneysel çalışmalarda kullanıldı. Bu yakıtlara ait fiziksel ve kimyasal özellikler tablo 4.1’de belirtilmiştir

Tablo 4.1. Değişik oktanlı benzinlere ait fiziksel ve kimyasal özellikler (TÜPRAŞ 2001).

Benzinin özellikleri	Normal benzin (91oktan)	Süper benzin (95 oktan)	Kurşunsuz ben. (95,3 oktan)
Formülü	$C_{6,93}H_{14,58}$	$C_{6,97}H_{14,01}$	$C_{6,97}H_{14,02}$
Renk	Mavi	Turuncu	Sarı
Yoğunluk (g/l)	0,7380	0,7450	0,7657
Destilasyon (%) 70 °C’de	33,7	27,7	31,2
100 °C’de	58,5	53,2	47
180 °C’de	97,2	97	97,4
Reid buhar basıncı	59,34	60,03	60,03
Araştırma oktan sayısı	91	95	95,3
Motor oktan sayısı	82,5	85,7	85,1
Kurşun tetra etil miktarı (g Pb/l)	0,104	0,340	0,00048
Sulfür (%)	0,045	0,058	0,0102
Hu (ısııl değer), kJ/kg	44000	43304	43961

Deneylerde kullanılan farklı oktan sayılı benzinler şekil 4.1’de görülmektedir. LPG, benzin v.b sıvı yakıtlardan farklı olarak, emme zamanında tamamen buharlaştıktan sonra yanma odasına gaz fazında gönderilmektedir. Bu nedenle benzine oranla silindir içerisinde daha fazla hacim kaplamakta ancak sıvı yakıtlara oranla daha homojen bir karışım elde edilmektedir. LPG’nin silindir dışında buharlaşması nedeniyle motor çevrimi yakıtın buharlaşma gizli ısısından etkilenmez.



Şekil 4.1. Deneylerde kullanılan farklı oktanlı benzinler

LPG; Propan (C_3H_{10}) ve Bütan (C_4H_{10})’ın belirli oranlardaki karışımından oluşup, “Liquified Petroleum Gases” kelimelerinin baş harfleri ile ifade edilen sıvılaştırılmış bir petrol gazıdır. Propan ve bütanın farklı kaynama noktalarına sahip olması, diğer bir deyişle atmosfer basıncı altında gaz fazından sıvı fazına geçiş sıcaklıklarının farklı olması nedeniyle depolamada iklim koşullarına göre farklı karışım oranları uygulanmaktadır. Atmosfer basıncında, propan $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta sıvı fazında bulunurken, bütan $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta sıvı fazında bulunmaktadır. Bu nedenle özellikle soğuk iklimlerde ve soğuk mevsimlerde karışım içindeki propan oranı artırılarak sıvı fazından gaz fazına geçiş kolaylaştırılmaktadır. Tablo 4.2’de çeşitli Avrupa ülkelerinde uygulanan yaz ve kış aylarındaki propan/bütan oranları görülmektedir. Karışım oranındaki bu değişime bağlı olarak yakıtın özellikleri de değişim gösterir (Ergeneman ve Soruşbay 1999).

Her sıvının sıcaklıkla değişen bir buhar basıncı vardır. Buhar basıncı petrol sektöründe “psig” ile tanımlanır. Bu basınç atmosfer basıncına eşit olduğu zaman kaynama olur. Bir sıvının buhar basıncı, bu sıvının buharlarının kapalı bir kaptaki meydana getirdiği basınç ile ölçülür. Benzin buhar basıncı “Reid

buhar basıncı” yöntemiyle saptanır. Bu aygıt iki çelik kaptan oluşmuştur. Bu kapların birinde benzin diğerinde hava bulunur. Aygıtın üst kısmında manometre bulunur. Hava kabı benzin kabına bağlanarak, 38,7 °C’lik bir banyoya daldırılır. Bir süre beklenerek manometreden basınç kg/cm² olarak okunur (Erol 1997).

Tablo 4.2. Avrupa ülkelerinde yaz ve kış aylarında LPG içerisindeki propan ve bütan oranları (Ergeneman ve Soruşbay 1999).

Ülke Adı	Propan/ Bütan oranları	
	Yaz	Kış
Belçika/Türkiye	30/70	50/50
Almanya/İsviçre/İngiltere	Propan	Propan
Avusturya	20/80	80/20
Danimarka/Hollanda	30/70	70/30

LPG’nin önemli özelliklerinden biri buhar basıncının yüksek olmasıdır. Buhar basıncına bağlı olarak yakıt deposundaki yakıtın sıvı ve buhar fazları arasında belli bir denge durumu sağlanmaktadır. Sıcaklıktaki artışla birlikte sıvı fazındaki propanın ve bütanın hacmi azalmakta ve basıncı artmaktadır. Bu husus yakıt tanklarında emniyet açısından önem taşır.

Benzin ve dizel yakıtının kaynama noktasının normal ortam sıcaklıklarının üzerinde olmasına karşın, LPG 0 °C’nin altındaki sıcaklıklarda da buharlaşmaktadır. Bu nedenle konvansiyonel yakıtlar taşıt üzerinde atmosfer basıncı altında sıvı fazında saklanabilirken, LPG’nin yakıt deposunda sıvı fazında saklanabilmesi için yüksek basınca gerek duyulmaktadır (TMMOB 1999).

LPG’nin birim kütle başına alt ısı değeri benzinden daha yüksektir (44000 kJ/kg’a karşın 45840 kJ/kg). Bu nedenle özgül yakıt tüketimi (g/kW-h) bakımından LPG yakıtı benzine göre daha avantajlıdır (%5 kadar). Ancak hacimsel açıdan karşılaştırıldığında özgül kütlesi daha düşük olduğundan, LPG’nin avantajlı olmadığı görülmektedir. Teorik olarak hacimsel yakıt tüketimi, LPG bünyesindeki propan/bütan oranına bağlı olarak, benzine oranla

1,22 ile 1,38 kat daha fazladır. Ancak gaz yakıtların hava ile daha iyi karışma özelliği nedeniyle, daha homojen bir karışım sağlandığından silindirler arasındaki farklılıklar azalmakta, motor performansı %10 oranında iyileşmektedir. Bu nedenle gerçek hacimsel yakıt tüketim oranları teorik olarak belirtilen oranların altında kalmaktadır (TMMOB 1999).

LPG yakıtı egzoz emisyonları yönünden diğer yakıtlara göre daha temizdir. CO emisyonları benzine oranla düşük değerlere inerken HC ve NO_x'deki azalma ise daha az olmaktadır. LPG yakıtı içinde, benzine oktan sayısını artırmak için katılan kurşun tetra etil bulunmamaktadır. Bu durum LPG yakıtının egzozdaki kirletici emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır. Yakıt içerisinde kükürt olmaması nedeniyle kükürt oksit emisyonu da söz konusu değildir. Ayrıca dizel motorlarında görülen is ve partikül emisyonları da oluşmaz (Ergeneman ve Soruşbay 1999).

Tablo 4.3. Normal benzin ve LPG (bütan ve propan)'nin özelliklerinin karşılaştırılması (TMMOB 1999).

Özellikler	Propan	Bütan	Benzin
Kimyasal formülü	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C _{6,9} H _{14,6}
Maksimum laminar yanma hızı (m/s)	0,4	0,4	0,35
Stokiyometrik hava yakıt oranı (kütleli)	15,1/1	15/1	14,6/1
Stokiyometrik oranda karışımı yakmak için minimum tutuşma enerjisi (MJ)	0,3	0,3	1
Alt ısı değeri (MJ/kg)	46,4	45,6	44,0
Atmosfer basıncında buharlaşma sıcaklığı (°C)	-43	0	20-200
Araştırma oktan sayısı	111	103	91
Stokiyometrik karışımın birim hac. kimyasal enerjisi (MJ/m ³)	3,49	3,45	3,58
Buhar basıncı (38 °C'de, bar)	12,1	3,6	0,5-0,9
Özgül ağırlığı (kg/l, 15 °C'de)	0,508	0,584	0,74
Tutuşma noktası (°C)	470	365	450

Ülkemizde bu yakıt türünün seçilmesinin nedeni günümüzdeki LPG fiyatının benzine nazaran oldukça düşük olmasıdır. Mayıs 2004 itibarıyla benzin fiyatı yaklaşık 1,161 \$/l ve LPG fiyatı 0,586 \$/l'dir (Shell 2004).

LPG kullanımının desteklenmesi, taşıtlardan kaynaklanan çevre kirliliği ve buna bağlı problemlerin azaltacağı gibi, petrol ve petrol ürünlerini büyük miktarda ithal eden ülkemizin dışarıya ödeyeceği döviz miktarını da azaltacaktır (İçingür ve Haksever 1998).

Testlerde kullanılan yakıtlar karşılaştırıldığında, benzin yakıtının enerji değerinin LPG'den kısmen daha yüksek olmasına karşın LPG'nin hem ekonomik olması hem de çok daha az emisyon üretmesi nedeniyle tercih edilmektedir

4.2. Deney Tesisatının Tanıtılması

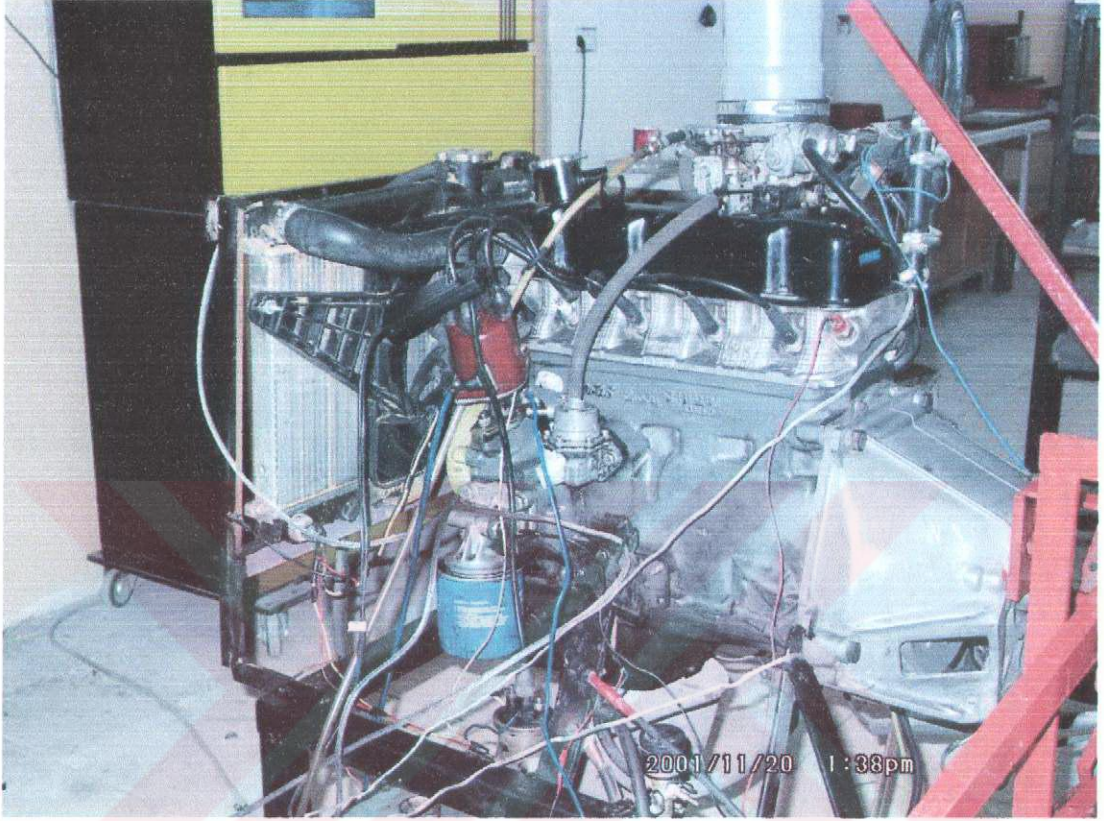
4.2.1. Deney motoru

Deneyde kullanılan motora ait karakteristik özellikler tablo 4.4'de verilmiştir.

Tablo 4.4. Deney motoruna ait karakteristik özellikler (TOFAŞ 1999).

Motor cinsi	Fiat DKS
İmalat tarihi	1998
Çalışma türü	4 zamanlı karbüratörlü
Silindir sayısı	4 silindirli, sıra tipi
Toplam silindir hacmi	1600 cc
Rölanti devri	950 d/d
Silindir çapı	84 mm
Piston strok boyu	71,5 mm
Sıkıştırma oranı	8:1
Maksimum moment	117,72 Nm (3400 d/d'da)
Maksimum güç	80 kW (5400 d/d'da)
Soğutma şekli	Su soğutmalı
Ateşleme sırası	1-3-4-2
Süpap boşlukları (Soğuk)	Emme ve egzoz: 0,20 mm
Emme süpabı açılması	ÜÖN'dan 10 derece önce
Egzoz süpabı açılması	AÖN'dan 50 derece önce

Deneylerde kullanılan motor şekil 4.2’de görölmektedir.

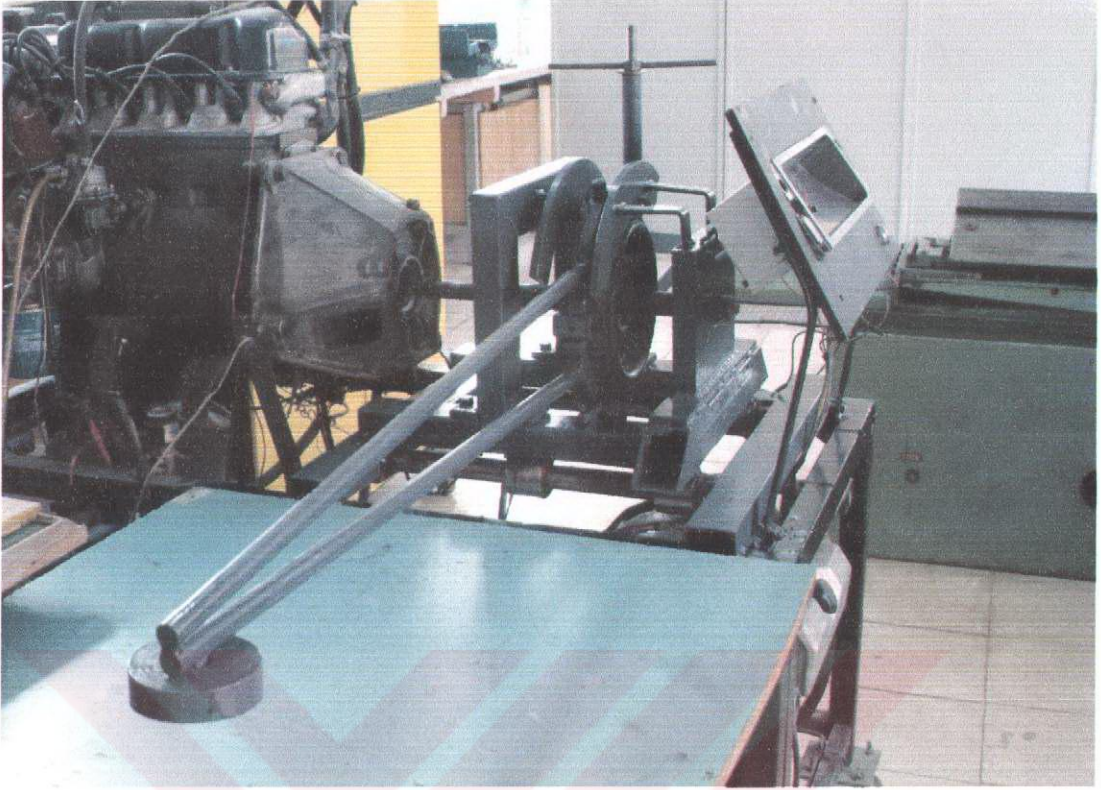


Şekil 4.2. Deneylerde kullanılan motor

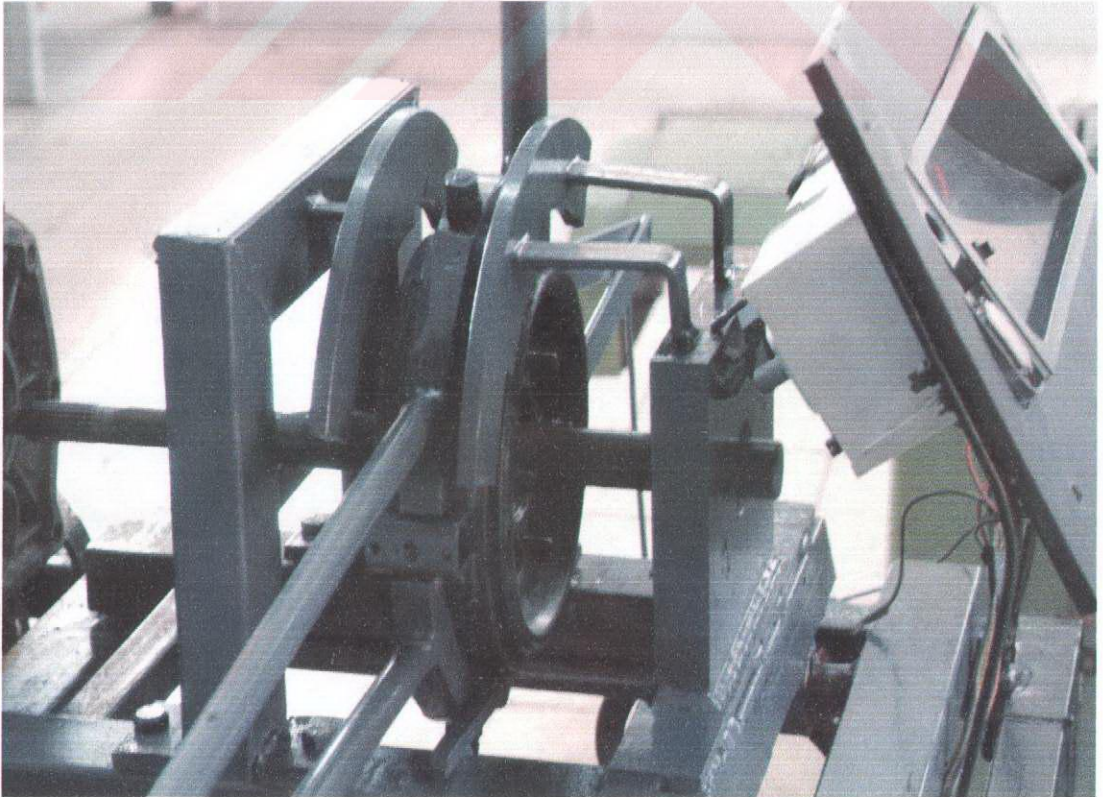
4.2.2 Dinamometre

Prony freni olarak da ifade edilen bu cihaz, motorun çeşitli yük kademelerinde yüklenmesini sağlayarak, yük ve devir parametrelerine bağlı olarak performans özelliklerinin tespitini sağlar. Dinamometre; motor miline bağlı dönen bir silindir ve silindir çerçevesine sarılan bir fren çemberinden oluşmaktadır. Fren çemberi üzerindeki bir cıvata somun tertibatıyla frenleme yapılmaktadır. Yine frenleme çemberi üzerindeki kuvvet kolu dijital terazi üzerine basarak, motor belirli bir yük (Nm) kademesi için sabit bir yükü yüklenmektedir. Bu sabit yükte karbüratörden devir istenen şekilde ayarlanabilmektedir (Ganesan 1996).

Deneylerde kullanılan dinamometre şekil 4.3 ve 4.4’de görölmektedir.



Şekil 4.3. Dinamometre



Şekil 4.4. Dinamometre II.

4.2.3. Egzoz gaz analiz cihazı

Egzoz emisyonlarının ölçümünde Bilsa bilgisayarlı motor test cihazı kullanılmıştır. Egzoz gaz analiz cihazı her ne kadar; CO, HC ve CO₂ gibi üç ayrı bileşeni ölçebiliyor ise de deneyler esnasında sadece bu bileşenlerden CO ve HC göz önüne alındı. Ayrıca motor devri, hava fazlalık katsayısı ve hava yakıt oranı da gaz analiz cihazıyla ölçüldü. Cihazın ölçüm aralıkları aşağıda görülmektedir (Bilsa 1996).

CO = 0-100 (%) O₂ = 0-25 (%)
CO₂ = 0-20 (%) HC = 0-9999 (ppm)

Şekil 4.5 ve 4.6'da Bilsa motor test cihazı görülmektedir.



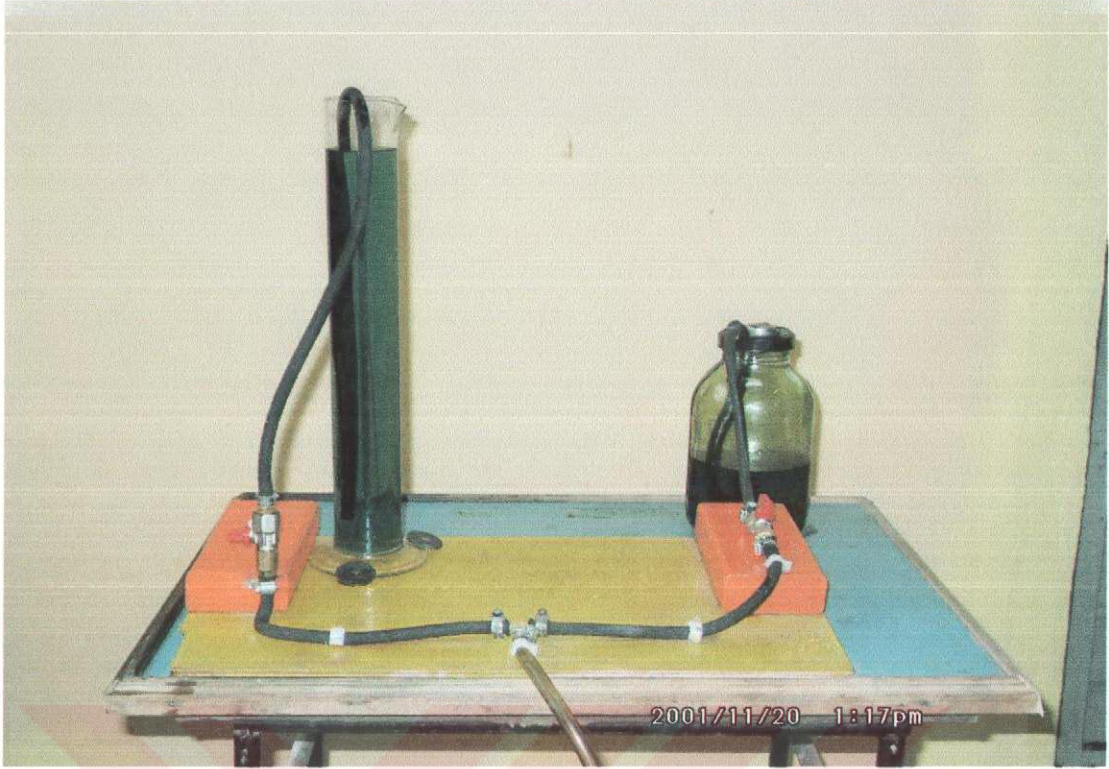
Şekil 4.5. Bilsa motor test cihazı



Şekil 4.6. Motor test cihazıyla ölçülen niteliklerin detaylı gösterimi.

4.2.4. Yakıt debisi ölçme donanımı

Yakıt debisinin hesaplanması için hacimsel tipte ve mekanik kontrollü 1000 cc hacme sahip ölçekli kap kullanıldı. Ölçümün yapılabilmesi için kap üzerinde başlangıç ve bitiş noktaları ince çizgilerle belirtildi. Ölçüm işlemine geçilmeden önce motorun istenilen rejim şartlarına ulaşması sağlandı. Bu esnada ölçekli kap yakıtla dolu olmakla beraber motorun ihtiyacı olan yakıt, yakıt tankı vazifesi gören bir beherden sağlandı. Motorun yük ve devir sayıları ayarlandıktan sonra iki yollu bir vana sayesinde beherden gelen yakıt kesilerek ölçekli kaptaki yakıtı yol verilir. 120 saniye süresince kullanılan yakıt ölçekli kaptan okunur (Korkmaz 1996). Ölçümler esnasında, sıcaklık değişiminin yakıt yoğunluğu üzerine etkisi dikkate alınmamıştır. Şekil 4.7’de yakıt debisi ölçme donanımı görülmektedir.

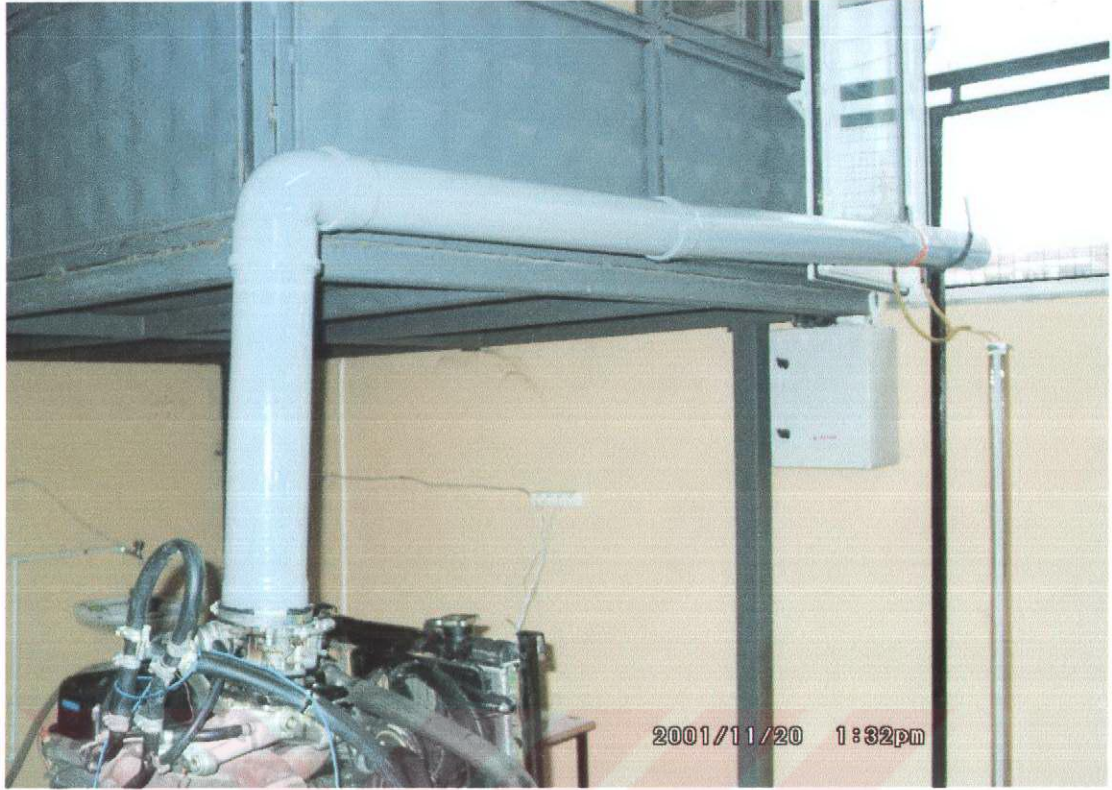


Şekil 4.7. Yakıt debisi ölçüm donanımı

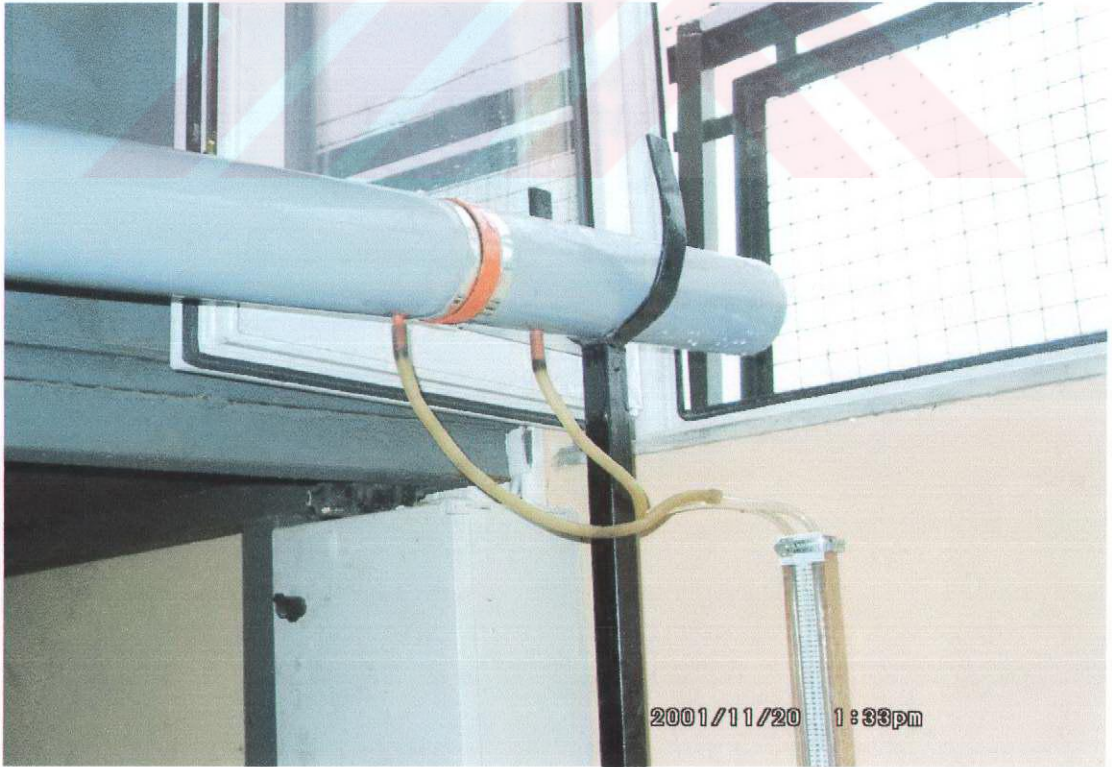
4.2.5. Hava debisi ölçme donanımı

Motora giren hava debisini ölçmek için, karbüratör hava giriş kısmına monte edilen borular, boru çapına uygun ebatlarda dizayn edilen orifis ve giriş ve çıkıştaki basınç farklarını ölçen bir U manometresi kullanıldı. Ölçümlerde yoğunluğu 1000 kg/m^3 olan su kullanılarak motorun yük ve devir sayılarına bağlı olarak U manometredeki sapma miktarı ölçüldü. Ölçümler esnasında, sıcaklık değişiminin hava yoğunluğu üzerine etkisi dikkate alınmadı.

Hava debisi motorun performans ve emisyon karakteristiklerinin belirlenmesinde en önemli unsurdur. Hava yakıt oranı, hava fazlalık katsayısı, hacimsel verim gibi yanma olaylarının detayları, emisyon özellikleri ve müsaade edilebilir çalışma sınırları hususunda yeterli bilgi elde edebilmek için hava debisinin mutlaka bilinmesi gerekir. Dolayısıyla hava miktarının hassas bir şekilde ölçülmesi deney sonuçlarının gerçekçi olması bakımından oldukça önemlidir (Bilsa 1996). Şekil 4.8 ve 4.9'da hava debisi ölçüm donanımı görülmektedir.



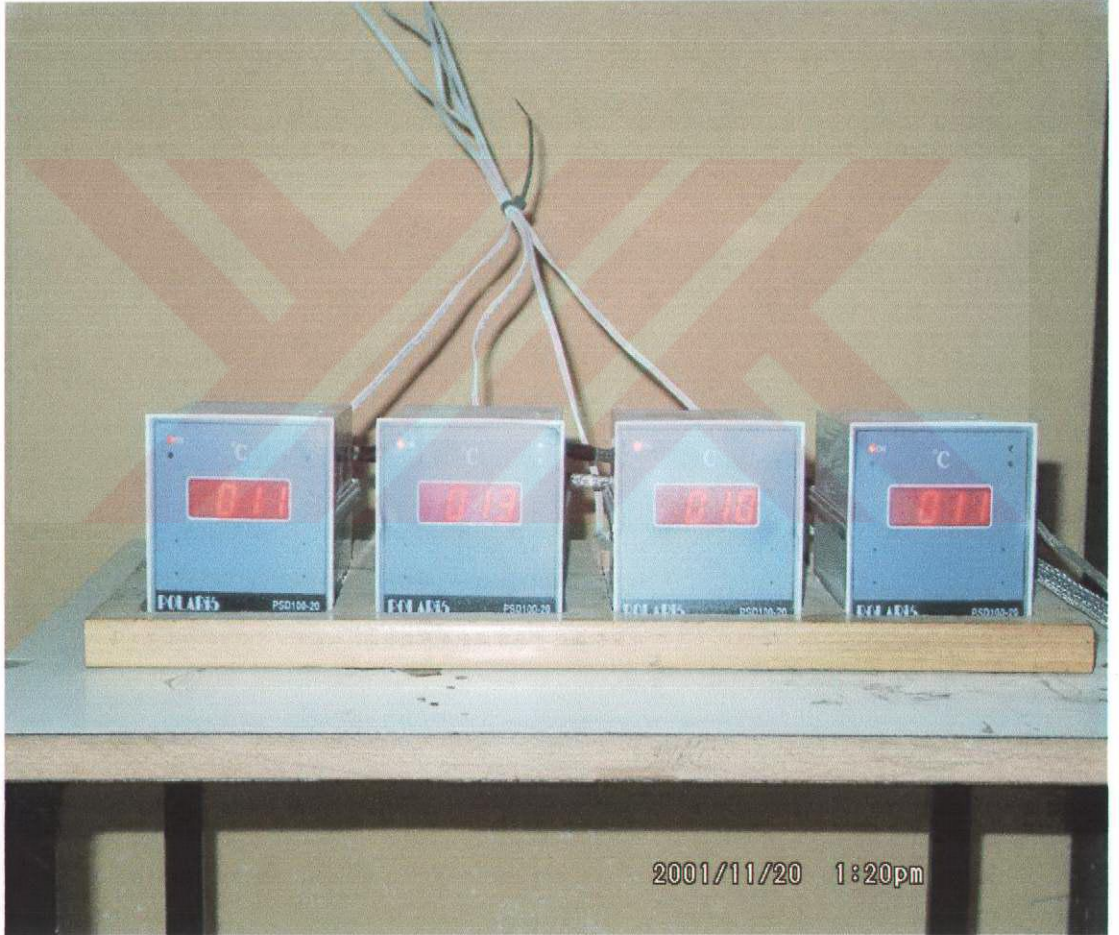
Şekil 4.8. Hava debisi ölçüm donanımı



Şekil 4.9. Orifis ve U manometrenin detaylı gösterimi

4.2.6. Sıcaklık ölçüm donanımı

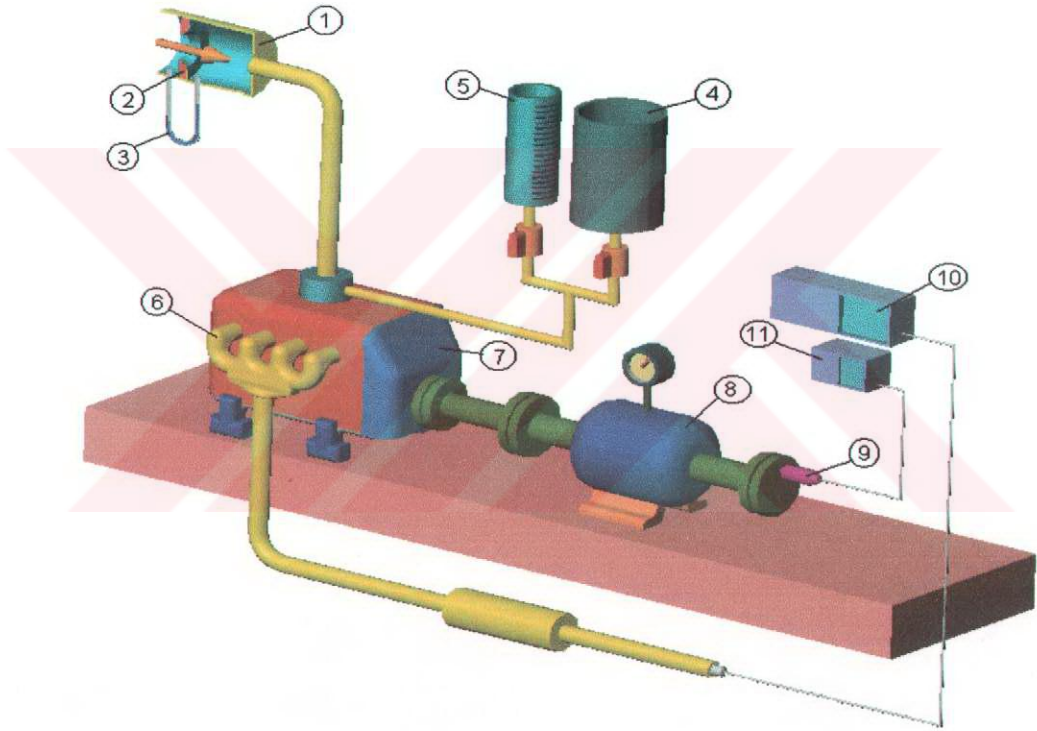
Deneylerde 1 adet dijital termometre ve Ni-Cr-Ni elemanlı 4 adet dijital göstergeli termokoupl kullanıldı. Dijital termometre $\pm 0,01$ °C hassasiyetli olup 0 ile 120 °C arasında ölçüm yapabilmektedir. Termometre motor karterine monte edilerek motor yağının çalışma sıcaklığı ölçüldü. Dijital termokoupl'lar ise $\pm 0,01$ °C hassasiyetli olup 0-1200 °C arasında ölçüm yapabilmektedir. Dijital termokouplarla radyatör giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları, emme ve egzoz manifoldu sıcaklıkları ölçüldü. Sıcaklık ölçüm donanımı şekil 4.10'da görülmektedir



Şekil 4.10. Sıcaklık ölçüm donanımı

4.3. Deneylerin Yapılışı

Deneyler şekil 4.11’de görülen deney tesisatında yapılmıştır. Ön deneylerin yapılmasından sonra; motorun supap ayarları, platin açıklık ayarı, buji tırnak aralığı ayarı, avans ayarı, her bir silindirin kompresyon basınçlarının ölçümü motorun katalog değerlerine göre yapıldı ve bu değerler deney çalışmaları boyunca sık sık kontrol edilerek deney şartlarına uygun düzeltmeler yapıldı. Deneyler esnasında motor soğutma suyunun motora giriş ve çıkış sıcaklıkları, karterdeki motor yağının sıcaklığı, her bir silindire giren dolgu sıcaklıkları, egzoz gazlarının sıcaklığı değişik ölçüm aralığına sahip, hassas termometre ve değişik termokoupllar ile ölçüldü.



- 1.Karbüratörün giriş kısmına monte edilen borular 2. Orifis 3. U manometre 4.Yakıt deposu
5. Ölçekli beher 6. Emme manifoldu 7. Motor 8.Dinamometre 9. Devir sayısı algılayıcısı
10. Egzoz gaz analiz cihazı 11. Devir saati

Şekil 4.11. Deney tesisatı

Tüm avans değerleri 91 oktanlı benzine göre yapıldı ve 93, 95, 95,3 oktanlı benzinler için yeni bir ayar yapılmadı. Yüksek devirlerde motor yağında görülen aşırı ısınmanın motora vereceği zararı önlemek için yağ sıcaklığı devamlı kontrol edilmiş ve gerektiğinde motorun yükü boşaltılarak motor rölanti devri üzerinde ve boşta çalıştırılarak dinlenmeye terk edildi.

Önce dört farklı oktan sayılı benzinle deneyler yapıldı. Motor üç sabit yük (20, 30, 40 Nm) kademesinde yüklenerek, her bir yükleme durumu için sekiz farklı devir (1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400 d/d) sayısında ölçümler yapıldı. Her bir ölçüm 120 saniye süresince yapıldı. Yükleme şartlarında motorun rejime girmesine özellikle dikkat edilmiş ve rejim şartlarına ulaşıldığında, motora ve sisteme monte edilen ölçüm cihazlarından gerekli değerler okunarak kaydedildi. İleride açıklandığı gibi; test motorunda egzoz emisyonları ve performans açısından optimizasyonu elde etmek için motor konstrüksiyonunda değişiklikler ve deney tesisatına ekler yapıldı. Deneyler bu şartlar altında, aynı yük ve devir sayılarında tekrar gerçekleştirildi.

Motorun normal çalışma davranışı gösterdiği aralıklarda; taze dolgu, egzoz, motor yağı ve su giriş çıkış sıcaklıkları, U manometrenin sapması, yakıt debisi motor devir sayısı, egzoz emisyon cihazının gösterdiği emisyon değerleri okundu ve kaydedildi. Ölçüm sonucu elde edilen değerler ekler kısmında tablolar halinde sunuldu.

4.4. Deneyler Esnasında Hesaplanan Değerler

Ölçülen değerler referans alınarak motora giren havanın debisi, yakıt debisi, hava fazlalık katsayısı, özgül yakıt sarfiyatı, motor efektif gücü aşağıdaki hesaplama yöntemleri kullanılarak bulundu.

4.4.1. Kütleli hava debisinin hesaplanması

$$Q_h = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot C_o \cdot Y \sqrt{2 \frac{P_{man}}{\rho_h}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.1)$$

$$P_{man} = \rho_{su} \cdot g \cdot \Delta h \quad [\text{N}/\text{m}^2] \quad (4.2)$$

$$m_h = Q_h \rho_h \quad (\text{NECC 1998}) \quad [\text{kg}/\text{s}] \quad (4.3)$$

$$C_o \text{ (Orifis katsayısı)} = 0,62 \text{ (Figliola and Beasley)} \quad [-]$$

$$Y \text{ (Genişleşme katsayısı)} = 0,96 \text{ (k=1,4 için)} = 0,96 \text{ (ASME)} \quad [-]$$

$$d = \text{Orifis çapı} \quad [\text{m}]$$

4.4.2. Kütlesel yakıt debisinin hesaplanması

$$\dot{m}_y = \rho_y \frac{V_y}{t} \quad (\text{Sinanoğlu ve Sayın 1997}) \quad [\text{kg/s}] \quad (4.4)$$

$$\rho_y = \text{Yakıtın yoğunluğu} \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$V_y = \text{Kullanılan yakıtın hacmi} \quad [\text{m}^3]$$

$$t = \text{Yakıt tüketim süresi} \quad [\text{kg/s}]$$

4.4.3. Motor efektif gücünün hesaplanması

$$Md = F \cdot \ell$$

$$F = \text{Dijital terazide okunan kuvvet} \quad [\text{N}]$$

$$\ell = \text{Frenleme çemberi merkezi ile dijital terazi arasındaki uzaklık} \quad [\text{m}]$$

$$P_e = \frac{Md \cdot n}{9549} \quad (\text{Sayın ve Dizdar 2000}) \quad [\text{kW}] \quad (4.5)$$

$$Md = \text{Motor torku} \quad [\text{Nm}]$$

$$n = \text{Devir sayısı} \quad (\text{d/d})$$

Frenleme çemberi merkezi ile dijital terazi arasındaki dik uzaklık 1 m'dir. Hesaplanan efektif gücü bir örnekle açıklayacak olursak; 91 oktanlı normal benzinle yapılan testlerde 40 Nm sabit yük ve 2200 d/d test şartlarında motorun efektif gücü;

$$P_e = \frac{40 \cdot 2200}{9549} = 9,215 \text{ kW'dır.}$$

4.4.4. Özgül yakıt sarfiyatının hesaplanması

$$Bsfc = 3,6 \cdot 10^6 \frac{\dot{m}_y}{P_e} \quad (\text{Yavaşhoğlu 1988}) \quad [\text{g/kW-h}] \quad (4.6)$$

Hesaplanan özgül yakıt sarfiyatını bir örnekle açıklayacak olursak; 91 oktanlı normal benzinle yapılan deneyde 40 Nm sabit yük ve 2200 d/d'da efektif güç 9,215 kW ve tüketilen yakıt debisi $9,215 \cdot 10^{-4}$ kg/s ise özgül yakıt tüketimi, 362 g/kW-h'dır

$$Bsfc = 3,6.10^6 \frac{9,215.10^{-4}}{9,215} = 362 \text{ g / kW} - h$$

4.4.5. Hava fazlalık katsayısının hesaplanması

$$HFK = \left[\frac{HYO_{Gerçek}}{HYO_{Teorik}} \right] \quad [-] \quad (4.7)$$

$$HYO_{Gerçek} = \left[\frac{m_h}{m_y} \right] \quad [-] \quad (4.8)$$

Benzinli motorlar için teorik hava yakıt oranı 14,9 alınabilir (Heywood 1988).

4.5. Deneysel Belirsizlikler ve Hata Analizi

Deneylerin en yüksek güvenilirliğini sağlamak için, deney düzeneğindeki belirsizlikleri bilmek çok önemlidir. Belirsizlik, mutlak ölçüm hatasının gerçek ölçüm değerine bölünmesiyle elde edilir. Burada; Γ_{bel} , genel değer belirsizliğini, $\delta\Gamma$ mutlak ölçüm hatasını gösterir Γ sıcaklık, basınç, kütleli debi gibi diğer ölçülen parametrelerdir (Uzun 1988).

$$\Gamma_{bel} = \frac{\delta\Gamma}{\Gamma} \quad (4.9)$$

4.5.1. Sıcaklık ölçümündeki belirsizlikler

Laboratuardaki kalibrasyona bağlı olarak, kullanılan termometrenin hassasiyeti $\pm 0,01$ °C dir. Sıcaklık ölçümünün minimum değeri yaklaşık 20 °C'dir. Denklem 4.9 tanımından daimi sıcaklık ölçümündeki belirsizlik;

$$T_{bel} = \frac{\delta T}{T} = \frac{0,01}{20} = \% 0,05 \quad (4.10)$$

4.5.2. Basınç düşümü ölçümündeki belirsizlik

Basınç düşümü U-manometresindeki sıvı yüksekliğinden elde edilir. Okuma hatası yaklaşık U manometresi için yaklaşık 0,25 mm'dir (Uzun 1998). Basınç düşümündeki yaklaşık belirsizlik:

$$\Delta P_{bel} = \frac{\delta(\Delta P)}{\Delta P} = \frac{0,25}{\Delta h} \text{ 'dir} \quad (4.11)$$

4.5.3. Kütsel hava debisinin hesabında belirsizlik

Orifisten geçen kütsel debi 4.3. eşitliği ile verilmiştir. Bu denklemdeki değişkenler birbirinden bağımsız değildir. Bu denklemdeki değişkenlerin diğerine fonksiyonel bağımlılığı tamamen belirsizlik analizi için hesap edilmelidir (Sözbir et al 1995).

$$\dot{m}_{bel} = \frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} = \left[\left(\frac{\delta C}{C} \right)^2 + \left(\frac{\delta Y}{Y} \right)^2 + \left(\frac{\delta(\Delta P)}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\delta \rho_h}{\rho_h} \right)^2 \right] = \%2,6 \quad (4.12)$$

4.5.4. Orifis çapının belirsizliği

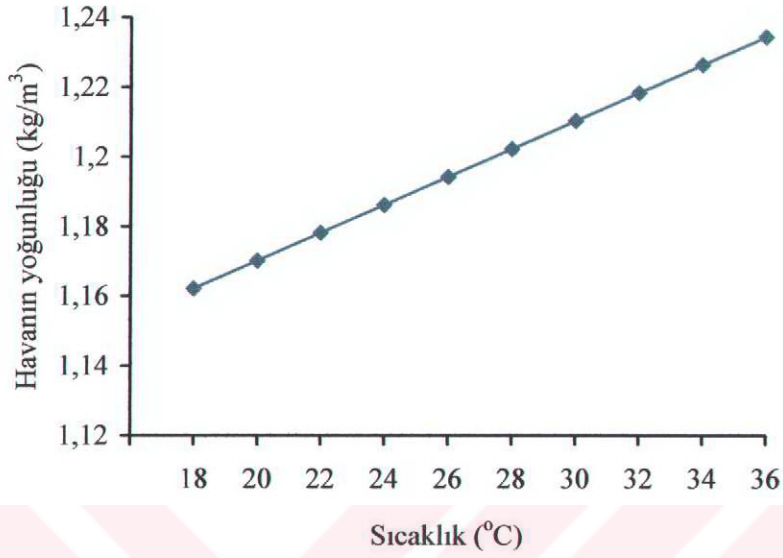
Orifis çapının maksimum belirsizliği parçanın imalatında $\pm \%0,07$ olarak verilmiştir (Sözbir et al 1995).

$$d_{bel} = \frac{\delta d}{d} < \%0,07 \quad (4.13)$$

4.5.5. Hava yoğunluğunun belirsizliği

Hava yoğunluğunun belirlenmesinde sıcaklık değerleri 20 °C - 35 °C alınmıştır. Şekil 4.12'de bu sıcaklık değerlerinde hava yoğunluğu sırasıyla 1,170-1,230 kg/m³'dür (Soğukoğlu, 2000). Havanın yoğunluğunun belirsizliği maksimum %5'dir.

$$\rho_{bel} = \frac{\delta\rho}{\rho} = \frac{1,230 - 1,170}{(1,230 + 1,170)/2} = \pm \%5 \quad (4.14)$$



Şekil 4.12. Havanın yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi

4.5.6. Devir sayısının belirsizliği

Devir sayısı dijital takometre ile ölçülmüştür. Ölçüm hatası yaklaşık 0,01'dir.

$$n_{bel} = \frac{\delta n}{n} = \frac{0,01}{n} \quad (4.15)$$

4.5.7. Motor yükü belirsizliği

Motor yükü mekanik dinamometre terazisinde ölçülmüştür. Ölçüm hatası %0,1'dir.

$$F_{bel} = \frac{\delta F}{F} = \% 0,1 \quad (3.16)$$

4.5.8. Yakıt tüketimi ölçümünün belirsizliği

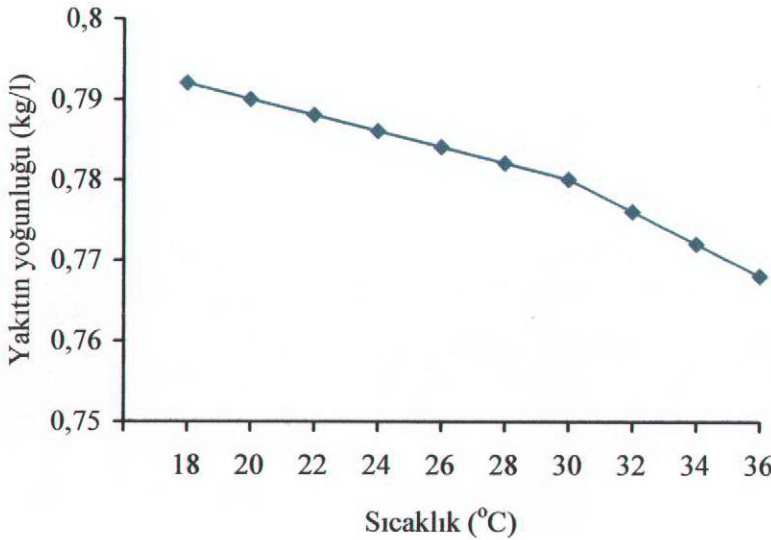
Yakıt tüketimi, hacimsel tipte ve mekanik kontrollü ölçekli beherler ile yapılmıştır. Ölçüm hatası % 0,2'dir.

$$V_{bel} = \frac{\delta V}{V} = \% 0,2 \quad (4.17)$$

4.5.9. Yakıt yoğunluğunun belirsizliği

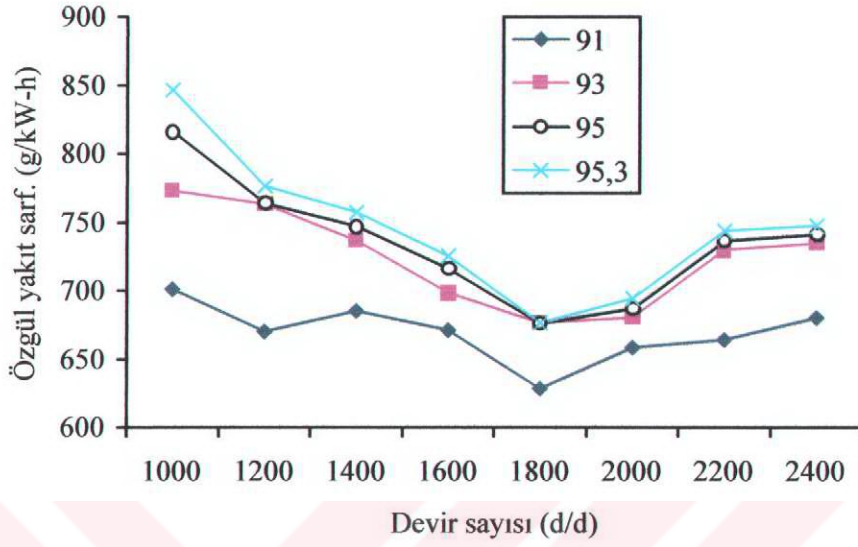
Yakıt yoğunluğunun belirlenmesinde hava sıcaklık değerleri 20 °C - 35 °C alınmıştır. Bu sıcaklık değerlerinde yakıt basıncı ve ağırlığı belli bir kaba doldurulup tartılarak yoğunluk değerleri laboratuarda elde edilmiştir (Özgür 1983). 91 oktanlı normal benzin için yoğunluk değerleri şekil 4.13'de sırasıyla 0,790 kg/l ve 0,770 kg/l'dir. Havanın yoğunluğunun belirsizliği maksimum %2'dir.

$$\rho_{bet} = \frac{\delta \rho}{\rho} = \frac{0,790 - 0,770}{(0,790 + 0,770) / 2} = \%2 \quad (4.18)$$

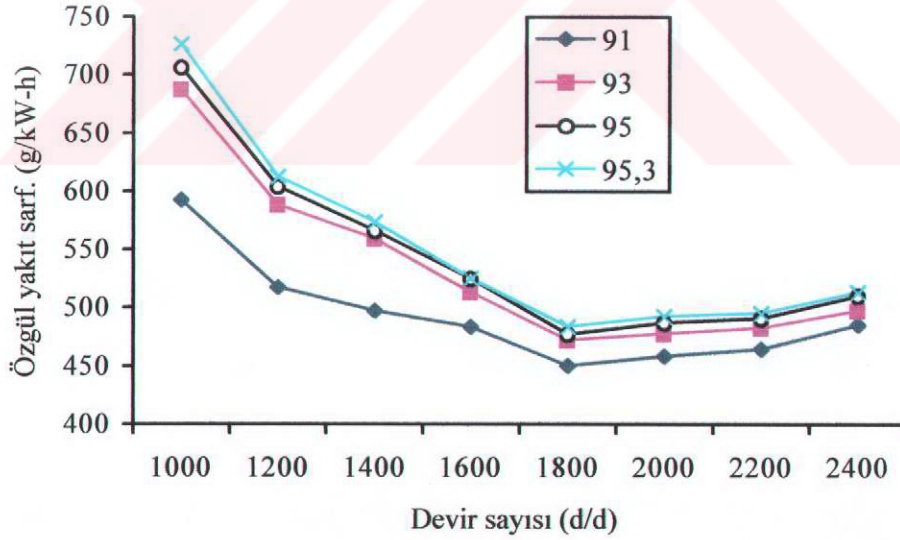


Şekil 4.13. Yakıtın yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi

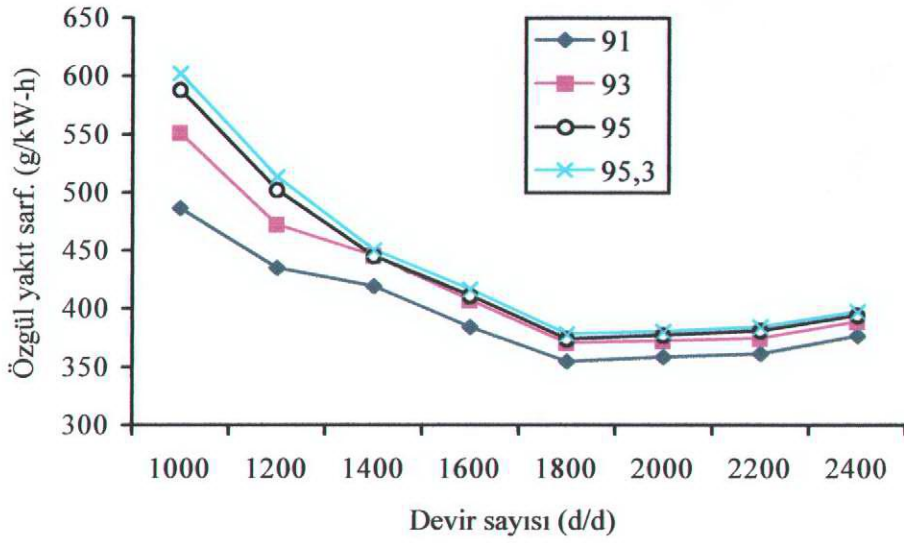
4.6. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi



Şekil 4.14. 20 Nm sabit yükte özgül yakıt sarfiyatının devir sayısı ile değişimi



Şekil 4.15. 30 Nm sabit yükte özgül yakıt sarfiyatının devir sayısı ile değişimi



Şekil 4.16. 40 Nm sabit yükte özgül yakıt sarfiyatının devir sayısı ile değişimi

Şekil 4.14, 4.15 ve 4.16'da özgül yakıt tüketiminin devir sayısı ile değişimi görülmektedir. İçten yanmalı motorlarda en yüksek tork'un elde edildiği nokta volümetrik verimin maksimum olduğu değerdir (Aydın ve Karaduman 1997). Özgül yakıt tüketimi denklem 4.6'da verildiği gibi efektif güç ve kütleli yakıt debilerinin fonksiyonudur. Deneyler sabit yük şartlarında gerçekleştirildiği için, şekil 4.14, 4.15 ve 4.16'da görüldüğü gibi en düşük özgül yakıt tüketimi (birim çıkış gücü başına yakıt tüketimi) değerleri volümetrik verimin en yüksek olduğu 1800 d/d'da gözlenmektedir.

Motorun ihtiyacından düşük oktanlı benzin kullanılıyor ise, tutuşma sıcaklığı motorun ihtiyaç duyduğu oktanlı benzinin tutuşma sıcaklığından daha düşük olacaktır. Bunun sonucu olarak da, ateşleme ile yanmanın başlaması arasında geçen süre (tutuşma gecikmesi) çok kısa olup, yanma oranı (alevin yayılma oranı) yüksektir. Bu nedenden dolayı maksimum yanma basıncı aşırı yüksek olup istenenden daha önce (ÜÖN'dan sonra 10°) meydana gelir. Silindir içindeki basıncın çok yükselmesi karışımın kendiliğinden tutuşmasına neden olarak vuruntu oluşturur.

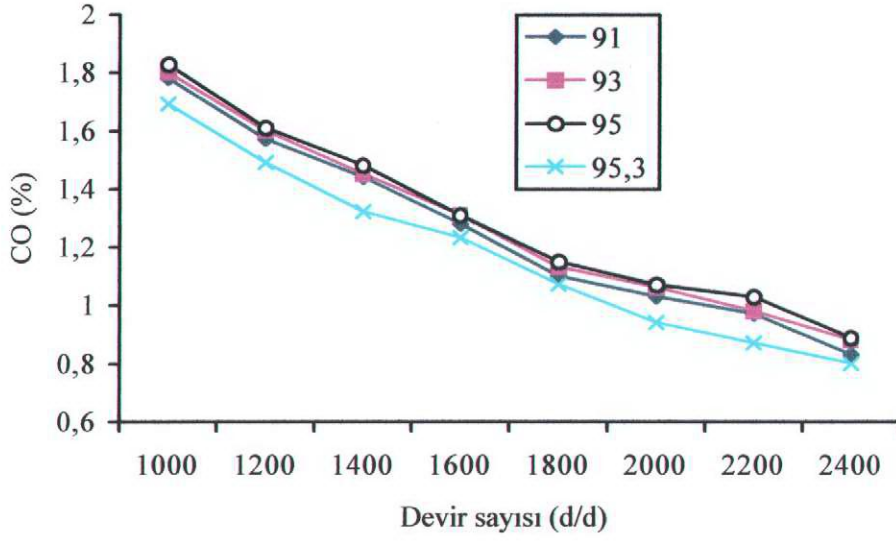
Motorun ihtiyacından yüksek oktanlı benzin kullanıldığında ise, tutuşma sıcaklığı motorun ihtiyaç duyduğu oktanlı benzinin tutuşma sıcaklığından daha yüksek

olacaktır. Sonuç olarak ateşleme ile yanmanın başlaması arasında geçen süre (tutuşma gecikmesi) uzayacak ve yanma oranı (alevin yayılma oranı) düşecektir. Bu nedenden dolayı maksimum yanma basıncının oluşabilmesi için daha uzun bir süreye ihtiyaç duyulacak ve bu basınç piston ÜÖN'yu 10° geçtikten sonra meydana gelecektir. Bu durumda maksimum yanma basınç değeri düşük bir değer olup motorun çıkış gücünde azalacaktır (TOYOTA A.Ş. 2002).

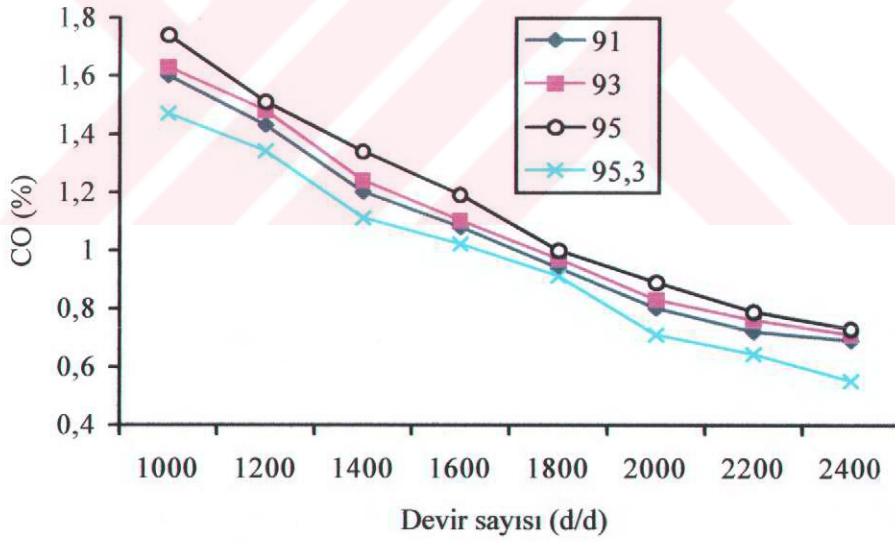
Şekil 4.14, 4.15 ve 4.16'da görüldüğü gibi en düşük özgül yakıt tüketimi 91 oktanlı normal benzinde elde edildi. Örnek olarak, 20 Nm sabit yük ve 2000 d/d şartlarında 91 oktanlı benzinin özgül yakıt sarfiyatı değeri 658 g/kW-h iken, 93, 95 ve 95,3 oktanlı benzinde ise sırasıyla 680, 687 ve 694 g/kW-h'dır. Benzer şekilde 40 Nm sabit yük ve 1600 d/d şartlarında 91 oktanlı benzinden elde edilen özgül yakıt tüketimi değeri 698 g/kW-h iken, 93, 95 ve 95,3 oktanlı benzinde ise sırasıyla 407, 411 ve 416 g/kW-h'dır.

Özgül yakıt tüketiminin en düşük değeri 40 Nm sabit yük ve 1800 d/d test şartlarında elde edildi. Bu durumdaki özgül yakıt tüketimi değerleri ise; 91 oktanlı benzinde 354 g/kW-h iken, 93, 95 ve 95,3 oktanlı benzinde sırasıyla 370, 374 ve 378 g/kW-h'dır.

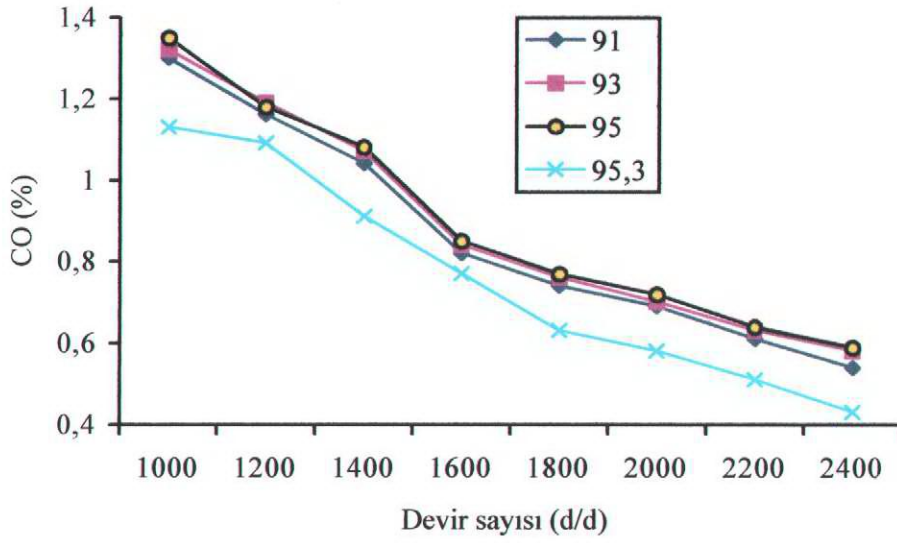
Özgül yakıt tüketimini en yüksek değeri, motordan en düşük gücü elde ettiğimiz 20 Nm sabit yük ve 1000 d/d deney şartlarıdır. Bu konumdaki özgül yakıt tüketimi değerleri ise; 91 oktanlı benzinde 701 g/kW-h iken, 93, 95 ve 95,3 oktanlı benzinde sırasıyla 773, 816, 846 g/kW-h'dır.



Şekil 4.17. 20 Nm sabit yükte CO emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.



Şekil 4.18. 30 Nm sabit yükte CO emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.



Şekil 4.19. 40 Nm sabit yükte CO emisyonlarının devir sayısı ile değişimi

Egzoz emisyonları arasında CO bulunmasının ana nedeni oksijenin yetersiz olmasıdır. 1 kg benzin veya dizel yakıtının yanması için yaklaşık 14,5 kg hava gereklidir. Eğer hava fazlalık katsayısı 1'den küçük ise, yani yakıt hava karışımı içinde gerekenden daha az hava var ise yanma yetersiz oksijen ortamı içinde olacak ve yakıtın karbonunun tümü CO₂'ye dönüşemeyerek CO olarak kalacaktır.

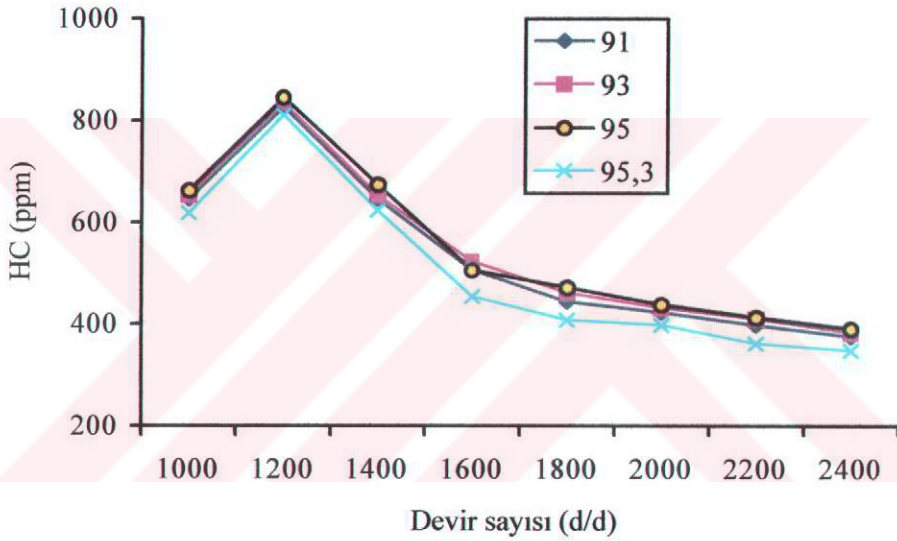
Yanma esnasında, silindirin tümü düşünüldüğünde, oksijen; genel olarak yetersiz olabileceği gibi, karışımın tam homojen olmadığı durumda da silindir içinde belli bir konumda kısmi olarak da yetersiz olabilir. Sonuç olarak, CO oluşumu büyük ölçüde hava fazlalık katsayısına bağlıdır [Borat ve Balcı 1992, Latusek ve Burrham 1992, Crouse ve Anglin 1998].

Şekil 4.17, 4.18 ve 4.19'da CO miktarının devir sayısı ile değişimi görülmektedir. Devir sayısının yükselmesi ile yanma odasında türbülans artacağından daha homojen bir karışım oluşacaktır. Bunun sonucu olarak da Şekil 4.17, 4.18 ve 4.19'da görüldüğü gibi CO emisyonları azalma eğilimi gösterecektir.

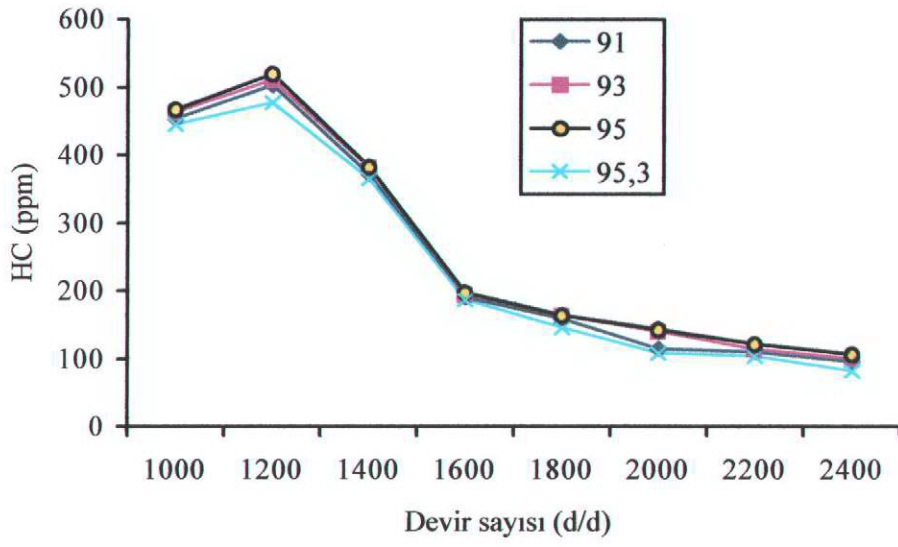
Yükün artması ile, yanma ürünlerinin egzoz sisteminde kalış süreleri azalmaktadır. Sonuç olarak silindirlere daha fazla hava alma imkanı oluşmakta ve CO emisyonları

motor yükünün artması ile şekil 4.17, 4.18 ve 4.19’da görüldüğü gibi azalmaktadır [Crouse ve Anglin 1998].

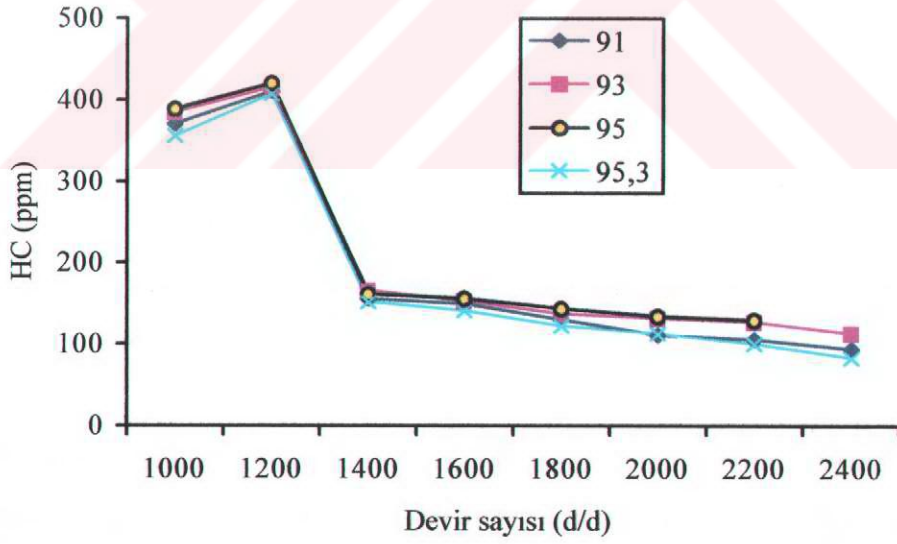
Şekil 4.17, 4.18 ve 4.19’da görüldüğü gibi en düşük CO emisyonları 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinde elde edildi. Örnek olarak; 20 Nm sabit yük ve 2000 d/d şartlarında 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinin CO değeri %0,87 iken, 91, 93 ve 95 oktanlı benzinde ise sırasıyla %0,94, %0,98, %1,03’dür. Benzer şekilde 30 Nm sabit yük ve 1400 d/d şartlarında 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinin CO değeri %1,11 iken, 91, 93 ve 95 oktanlı benzinde ise sırasıyla %1,20, %1,24, 1,34’dür.



Şekil 4.20. 20 Nm sabit yükte HC emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.



Şekil 4.21. 30 Nm sabit yükte HC emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.



Şekil 4.22. 40 Nm sabit yükte HC emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.

Egzoz gazları içindeki hidrokarbon bulunması yakıtın tam olarak yakılamadığını gösterir. Hidrokarbon oluşumunun ana nedeni sıcaklıkların yada oksijenin yetersiz olması sonucunda (HFK 1'den küçük-zengin karışım) yanmanın tamamlanamamasıdır [Borat ve Balcı 1992, Crouse ve Anglin 1998].

Motorun dönme hızının artması, yanma odasındaki akışkan hareketlerini hızlandıracak ve türbülansı artıracaktır. Bunun sonucu olarak da benzin motorlarında cidarların yakınındaki alev sönme bölgeleri azalacak ve alevin ilerlemesinde karşılaşılan sorunlar ortadan kalkacaktır. Sonuç olarak şekil 4.20, 4.21 ve 4.22'de görüldüğü gibi motor dönme sayısının artması ile yanmamış HC'lar da azalma görülecektir [Crouse ve Anglin 1998].

Yükün artması ile, alev sönme bölgesi küçülecek ve egzoz sıcaklığı artacaktır. Bu etkenler HC emisyonunu azaltıcı yöndedir. Sonuç olarak motor yükünün artması ile şekil 4.20, 4.21 ve 4.22'de görüldüğü gibi HC emisyonunun azalır [Crouse ve Anglin 1998].

Şekil 4.20, 4.21 ve 4.22'de görüldüğü gibi en düşük HC emisyonları 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinde elde edildi. Örnek olarak; 20 Nm sabit yük ve 1800 d/d şartlarında 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinin HC değeri 407 ppm iken, 91, 93 ve 95 oktanlı benzinde ise sırasıyla 447, 461 ve 472 ppm'dir. Benzer şekilde; 40 Nm sabit yük ve 2200 d/d şartlarında 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinin HC değeri 99 ppm iken, 91, 93 ve 95 oktanlı benzinde ise sırasıyla 105, 126 ve 129 ppm'dir.

BÖLÜM 5. OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI

Kirleticiler, modern teknolojinin yaşantımıza getirdiği en önemli sorunlardandır. Dünyadaki mevcut enerjinin %30'u hidrolik ve nükleer kaynaklardan sağlanmaktadır. Geriye kalan %70 enerji fosil yakıt adı verilen petrol kömür v.b. yakılmasıyla elde edilir (Guibet 1999).

Motorlu taşıtların neden olduğu kirleticiler, motordaki yanma sonucu oluşan egzoz gazları içerisindeki bileşenlerle, karter havalandırma, yakıt sistemindeki buharlaşmalar şeklindedir. Kirleticiler motorun yapısal özelliklerine, çalışma şartlarına, taşıt üzerindeki emisyon tedbirlerine ve kullanılan yakıtın kimyasal özelliklerine bağlıdır (Ergeneman ve Arslan 1988).

Benzine oktan sayısını yükseltmek amacıyla katılan kurşun tetraetil'in insan sağlığı üzerindeki önemli etkileri bilinmektedir. Soluma yoluyla direk kana karışan kurşun insan sağlığı üzerinde çok önemli tahribatlar yapmaktadır. Kanserojen etkisi bunlardan biridir. Ayrıca gelişme çağındaki çocuklar üzerinde de olumsuz mental ve fiziksel etkiler bırakmaktadır. Bu nedenle tüm dünyada yakıtlardaki kurşun miktarını minimuma indirmek için yoğun çabalar sürmektedir (MECA 1998).

Kurşunlu benzin kullanımı, araçlardaki bakım masraflarını önemli ölçüde artırmaktadır. Kurşun tetraetilin yapısal özelliğinden dolayı, yanma sonucunda korrosif etkiler oluşturmaktadır. Bunun sonucunda yanma odasında, egzoz sisteminde, susturucuda tıkanıklıklar oluşmakta ve HC, CO ve NO_x emisyonları artmaktadır (Soruşbay 1990).

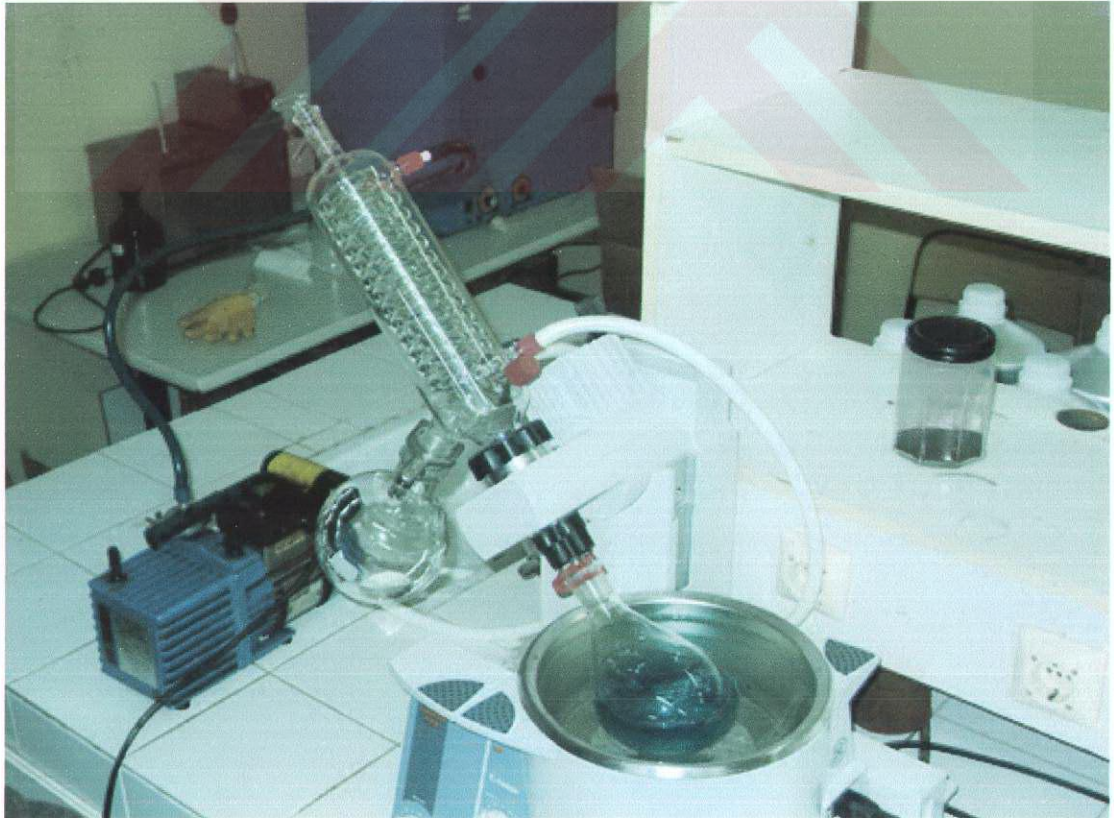
Bölüm 4'deki Deneysel çalışmalar referans alındığında; seçilen deney motorunda en iyi performans 91 oktanlı normal benzinde elde edildi. Egzoz emisyonları açısından da 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinde en iyi şartlar elde edildi.

Bu çalışmalara ek olarak tüm test şartlarında en iyi performans elde edilen 91 oktanlı normal benzinde egzoz emisyonlarını da minimuma indirmek hedeflendi. Bu şartlar test motorunda LPG ve benzinin birlikte kullanımını (ift yakıtlı çalışma) gerektirdi.

5.1. Kimyasal Damıtma

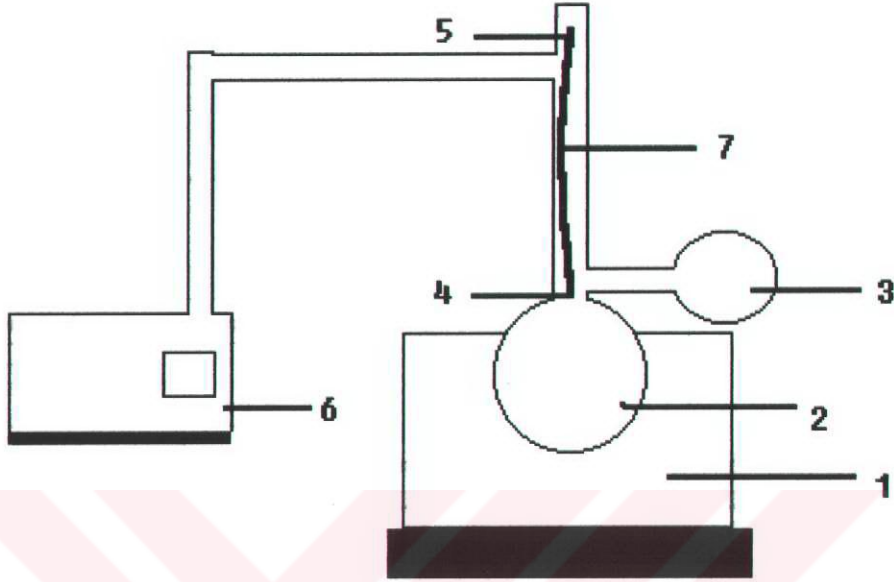
Egzoz emisyonlarının oluşmasında en önemli parametrelerden biri olan kurşun tetra etil miktarını azaltmak için, 91 oktanlı normal benzine kimyasal damıtma işlemi uygulandı.

Damıtma işlemi bir sıvı veya bir sıvı çözeltisini kaynatıp buharlarını ayrı bir yerde yoğuşturma işlemidir. rnek verilecek olursa saf su şehir suyunun damıtılmasıyla elde edilir. Çünkü şehir suyu içerisinde çözünmüş gazlar, bazı tuzlar bulunduğu için laboratuvar deneylerinde kullanılması uygun değildir (Nelson 1984, Hazer 1997, Banchemo ve Badge 1987).



şekil 5.1. Hidrolik damıtma cihazı

Damıtma işlemi üniversitemizin Fen Edebiyat Fakültesi Kimya laboratuvarında gerçekleştirildi. Kullanılan hidrolik damıtma cihazını şekil 5.1’de görülmektedir.



1. Isıtma kabı 2. Damıtma beheri 3. Toplanma beheri
4. Şebeke suyu girişi 5. Şebeke suyu çıkışı 6. Hidrolik pompa 7. Spiral cam boru

Şekil 5.2. Hidrolik damıtma cihazı çalışma şeması

İçinde su olan 1 No’lu ısıtma kabı görülmektedir. 2 No’lu damıtma beheri içerisine işlem yapılacak 91 oktanlı normal benzini koyduktan sonra ısıtma kabı çalıştırıldı. Güvenli çalışma sıcaklığı olarak benzinin tutuşma sıcaklığının (220 °C) altında bir değer seçildi (70 °C). Buharlaşma işlemi başladıktan sonra yakıt buharları 6 No’lu hidrolik pompa ile üst kısma doğru çekildi. Bir taraftan da sisteme 7 No’lu spiral boru içerisine şebeke suyu soğutucu olarak (4 no) girmekte ve yakıt buharlarının yoğunlaşp 3 No’lu toplama kabına inmelerini sağlar.

Şekil 5.3’de damıtılan yakıt ve kalan tortu görülmektedir.



Şekil 5.3. Damıtılmış yakıt ve kalan tortu.

TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi, Enerji Sistemleri ve Çevre Araştırma Enstitüsünde damıtılan yakıtın kurşun miktarı analizi yaptırıldı. TÜBİTAK'dan alınan raporlar sonucunda 91 oktanlı normal benzindeki kurşun miktarını 0,15 g/l'den damıtma sonucunda 0,0297 g/l'ye (%80 oranında) düştüğü görüldü (TÜBİTAK dan alınan rapor ekte kısmında sunulmuştur).

5.1.2. Damıtma işlemi sonrasında yakıtın oktan sayısının belirlenmesi

DIN 51788 veya ASTM D-2699 ve ASTM D-2670 standartları yakıtın oktan sayısını belirlemek için kullanılmaktadır. Buna göre denenen yakıtla aynı vuruntuyu verecek şekilde izooktan'a kurşun katılmaktadır. Bir litre izooktana isabet eden gram kurşun tetra etil miktarı, yakıtın oktan sayısını belirtmektedir.

Örneğin 1 litre izooktan'a 4,54 gram kurşun tetra etil eklendiğinde; oktan sayısı 111 olmaktadır (Borat ve diğ. 1992).

Damıtma işlemi öncesinde 91 oktanlı normal benzindeki kurşun miktarı; 0,15 g/l,

Damıtma işlemi sonrasında: 0,0297 g/l'dir.

4,54 gram kurşun tetra etil'in benzinin oktan sayısını 11 artırdığına göre;

91 oktanlı normal benzinin damıtma sonrasındaki oktan sayısı 90,725 olarak hesaplandı. Damıtılmış benzinle yapılan ön deneyler daha iyi emisyon sonuçları vermesine karşın olumsuz bir ekonomik maliyet ortaya çıkardı. Damıtma işlemi sonucunda ortaya çıkan maliyeti ortadan kaldırmak için, damıtılan benzinin daha ekonomik alternatif bir yakıtla birlikte kullanımı gerekmektedir.

5.2. Çift Yakıtlı Çalışma

Günümüzde içten yanmalı motorlarda kullanılan petrol ürünü yakıtların zararlı egzoz gazları hava kirliliğine neden olmaktadır. Hava kirliliğinin kalıcı önlemler gerektiren bir çevre sorunu haline gelmesi ve mevcut enerji kaynaklarının hızla tükenmekte olması, taşıtlarda kullanılabilecek alternatif yakıt tipleri konusunda araştırmalar yapılmasını gerektirmiştir.

Son yıllarda artan çevre bilincine ve mevcut enerji kaynaklarının biteceği kuşkuvarına paralel olarak özellikle gelişmiş ülkelerde hükümetlerin yatırımları, üniversitelerin yönlendirmeleri üretici firmaları çevreyi kirletmeyen, alternatif yakıtlı ve tahrikli ürünlerin imalatına sevk etmiştir. Bu nedenle otomotiv sektörü egzoz emisyonlarını aşağıya çekecek tedbirler almaya ve alternatif yakıtları kullanabilecek motorlar üretmeye başlamışlardır (Gümüş ve Tekin 2001, Jonathan ve Vasavada 2000).

Çift yakıtlı motorlarda ilk pratik uygulama doğalgaz+dizel motoru ile gerçekleştirilmiştir. Çift yakıtlı bu motorda, emme zamanı boyunca silindire emilen ön karışımın (doğalgaz+hava karışımı) tutuşması bir miktar dizel yakıtının silindire püskürtülmesi ile sağlanmaktadır. Silindire püskürtülen dizel yakıtı miktarı, tam yük durumundaki toplam yakıtın %5-25 kadarını oluşturmakta ve motorun çalışma koşullarında bağımsız olarak sabit tutulmaktadır (Soruşbay ve Soyhan, 1999).

5.2.1. Alternatif yakıt seçimi

Dünyada son yıllar içinde büyük bir hızla artan enerji kullanımı sebebiyle iki önemle karşılaşmıştır. Bu problemlerden birincisi; çevre kirlenmesi, ikincisi; enerji fiyatlarının yüksek olmasıdır. Özellikle büyük kentlerde, kent içi ulaşımında kullanılan motorlu taşıtlardan kaynaklanan hava kirliliğinin artması, egzoz emisyon standartlarını yükseltmiş ve egzoz emisyonları temiz olan yakıtların kullanılması ihtiyaç olmuştur. Bu problemleri azaltmak için yapılan çalışmaları hükümetler teşvik etmektedirler. Şehir içi trafiğinde sürekli hareket halinde olan ve kazançlarının büyük bir bölümünü yakıt parası olarak geri ödeyen araç sahipleri, her zaman daha ucuz yakıt arayışında olmuşlardır. Özellikle Benzinli motorlarda kullanılan alternatif yakıtlar tablo 5.1’de görülmektedir.

Motorlu taşıtlarda kullanılan sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) benzin ve dizele göre daha temiz egzoz emisyonu verdiği için bir çok ülkede kullanılmakta ve kullanımı teşvik edilmektedir. LPG, bazı ülkelerde benzin ve dizel yakıtı fiyatlarına göre daha ucuz olması nedeniyle, kullanıcılar tarafında tercih edilmektedir (Ergeneman ve Soruşbay 1999).

Bölüm 4.1’de belirtildiği gibi LPG, benzin v.b. yakıtlardan farklı olarak, emme manifolduna tamamen gaz fazında gelir. Bu nedenle benzine oranla silindir içerisinde daha çok hacim kaplar, bu da volümetrik verimin düşmesine neden olur. Fakat gaz fazındaki yakıt hava ile daha homojen bir karışım meydana getirerek her silindirde azami ölçüde eşit yoğunlukta bir dolgu meydana getirir (Ergeneman ve Soruşbay 1999, İçingür ve Haksever 1998).

Tablo 5.1. Benzinli motorlarda kullanılan alternatif yakıtlar (TMMOB 1999).

Yakıtın ismi	Doğal gaz	Metanol	Etanol	LPG	
				%30 Propan	%70 Bütan
Hava yakıt oranı	17/1	6,5/1	9/1	15,1/1	15/1
Alt ısı değeri (MJ/kg)	50	19,9	26,8	46,4	45,6
NŞA fiziksel hali	Gaz	Sıvı	Sıvı	Gaz	Gaz
Atmosfer basıncında buh. sic. (°C)	-162	65	78	-42	-0,5
Buharlaştırma gizli ısı (kJ/kg)	509	1103	840	426	385
Laminer alev hızı (m/s)	0,37	0,44	-	0,4	0,4
Oktan sayısı (RON)	120	103	106	111	103

Tablo 5.1’de görüldüğü gibi doğal gaz, metanol ve etanol’ün oktan sayıları oldukça yüksektir. Alternatif yakıtlar incelendiğinde, kullanılabilir en uygun oktan sayılı yakıtın LPG olduğu açıktır.

5.3. Alternatif Yakıt Olarak LPG’nin Çift Yakıtlı Çalışmaya Uyarlanması

Karbüratörden motora yakıt geçişini sınırlayan yakıt memeleri %10 oranında küçültülüp eksik kalan bu yakıt ihtiyacı şekil 5.4’de gösterilen LPG yakıt memesi ile sağlanmaktadır. Ancak LPG motora gaz olarak girdiği için emilen hava içinde benzine oranla daha fazla yer tutarlar. Bu nedenle gaz yakıtların kullanılması durumunda, motorların volümetrik verimlerinin ve bunun sonucu olarak da güçlerinin düşmesi beklenebilir (Korkmaz 1996).

Karbüratör ana yakıt memesi %10 küçültülürken; **motordan aynı yük ve devir şartlarında her iki yakıtla çalışma durumunda da aynı gücün elde edilmesi mantığından hareket edilmiştir.** LPG yakıtının enerji değerinin benzine kıyasla daha yüksek olmasına karşın, silindirlere gaz olarak girmeleri sonucu volümetrik verimin düşmesine neden olurlar. Sonuç olarak LPG’nin %10’dan fazla gönderilmesi gerektiği aşıkardır. Benzin ve benzin+LPG çalışmalarında motorun eşit devir ve yük sayılarında aynı güç hedeflenirse;

$$\dot{Q}_{ben} = \dot{Q}_{LPG} \quad (5.1)$$

yazılabilir. Birim zamanda motorun ihtiyacı olan enerjiyi yakıtın kütleli debisi ve alt ısı değeri cinsinden ifadesinin,

$$\dot{Q} = \dot{m} Hu \quad (5.2)$$

olduğu bilinmektedir. Buradan hareketle;

$$\left[\dot{m} Hu \right]_{ben} = \left[\dot{m} Hu \right]_{LPG} \quad (5.3)$$

$$\dot{m}_{ben} = \dot{m}_{LPG} \frac{Hu_{LPG}}{Hu_{ben}} \quad (5.4)$$

yazılabilir. Benzin ve LPG için alt ısı değerlerinin sayısal karşılıkları yerine konulur ve gerekli işlemler yapılırsa, her iki yakıtın kütleli debileri arasında (TMMOB 1999),

$$\dot{m}_{ben} = 1,03 \dot{m}_{LPG} \quad (5.5)$$

bağıntısı olduğu görülür. Eşit yük ve devir sayılarında eşit güç hedeflenmektedir. Manifold vakumunun her iki durumda (benzin ve benzin+LPG) da eşit olduğu kabul edilebilir. Bernoulli denklemi gereği her iki durumda benzin ve benzin+LPG yakıtlarının venturi boğazına giriş hızları eşit olacaktır.

$$\dot{m} = \rho \cdot Q \quad (5.6)$$

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v \quad (5.7)$$

$$\dot{m} = \rho \frac{\pi D^2}{4} v \quad (5.8)$$

Bu ifade denklem 5.5’de yerine konulup gerekli düzeltmeler yapılır ise LPG nozul delik çapını ifade eden denklem,

$$D_{lpg} = \sqrt{0,97 \frac{\rho_{ben}}{\rho_{LPG}}} . D_{ben} \quad (5.9)$$

Benzin ve LPG' nin yoğunluk değerleri sırasıyla 0,74 ve 0,56 kg/l olarak alınabilir [28]. Bu değerler denklem 5.9' da yerine konulup gerekli düzeltmeler her iki çalışma durumunda karbüratör ana yakıt memesi ve LPG nozul delik çapı arasındaki bağıntını;

$$D_{LPG} = 1,14 D_{ben} \text{ 'dir} \quad (5.10)$$

Karbüratör ana yakıt memesi çapı 2,4 mm'dir. Bu çapın %10 oranında (0,24 mm) küçültülmesine karşılık gelen LPG nozul delik çapı 0,27 mm olarak hesaplanmıştır.

Testlerde, saf benzin kullanıldığında ve karbüratör ana yakıt meme çapı = 2,4 mm iken geçen benzinin hızı 0,45 m/s olarak ölçülmüştür. Benzer şekilde %90 benzin kullanıldığında ve yakıt meme çapı 2,1 mm iken geçen benzinin hızı ise 0,42 m/s olarak ölçülmüştür. LPG nozulundan geçen yakıtın hızı ise;

$$\left[\dot{m} \right]_{ben} = \% 90 \left[\dot{m} \right]_{ben} + \left[\dot{m} \right]_{LPG} \quad (5.11)$$

denkleminde bulunabilir. Denklem 5.8'deki veriler denklem 5.11'de yerine konur ve gerekli düzenlemeler yapılır ise;

$$v_{LPG} = 0,551 \text{ m/s olarak bulunur.}$$

Emme manifolduna püskürtülen LPG yakıtının basıncını ifade eden denklem,

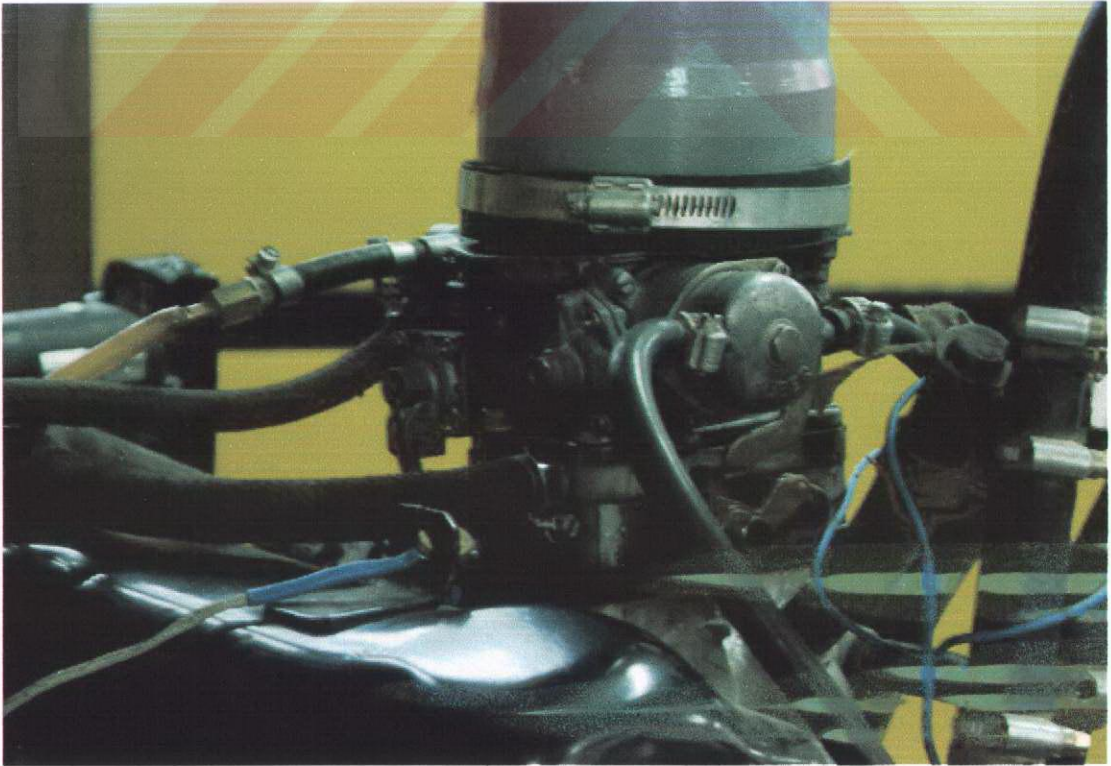
$$P_{LPG} = \rho_{LPG} \frac{v_{LPG}^2}{2} \text{ 'dir (Borat ve diğ. 1992).} \quad (5.12)$$

Burada hesaplanan $8,5 \cdot 10^{-4}$ bar manometrik basınç değeridir. LPG yakıt basıncı yaklaşık olarak 1,1 bar (mutlak basınç) değerindedir.

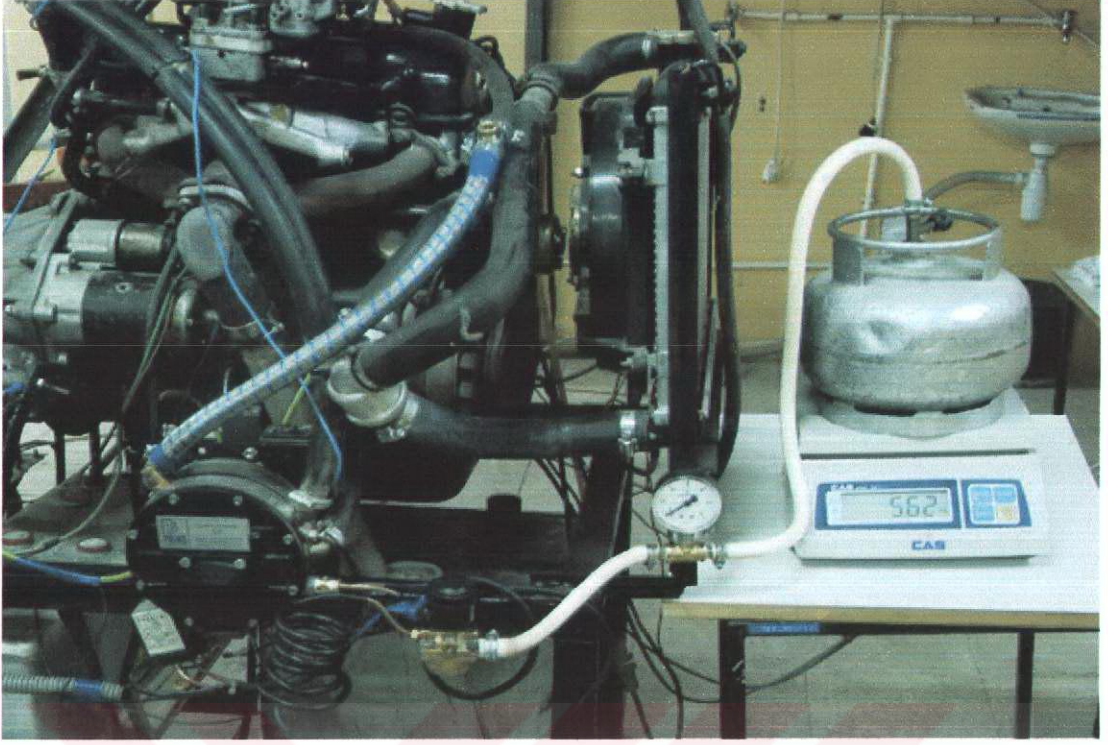
5.4. Çift yakıtlı çalışma için deney tesisatının oluşturulması

Karbüratörden motora yakıt geçişini sınırlayan yakıt memeleri %10 oranında küçültülüp eksik kalan bu yakıt ihtiyacı resim 5.4'de gösterilen LPG yakıt nozulu ile sağlanmaktadır. Ancak motorun yük ve devir şartlarına göre ihtiyacı olan yakıt miktarları LPG ve benzin için ayrı ayrı ölçülerek, yakıt debisi ve özgül yakıt sarfiyatı hesaplanmıştır. Karbüratörle emme manifoldunun birleşim braketine konuşturılan LPG memesinden 1,1 bar basınçla gelen yakıt tahrikiyle emme manifoldunda türbülans artırılması ve hava yakıt karışımlarının daha iyi atomize (homojen bir karışım oluşturulması) olması amaçlanmıştır.

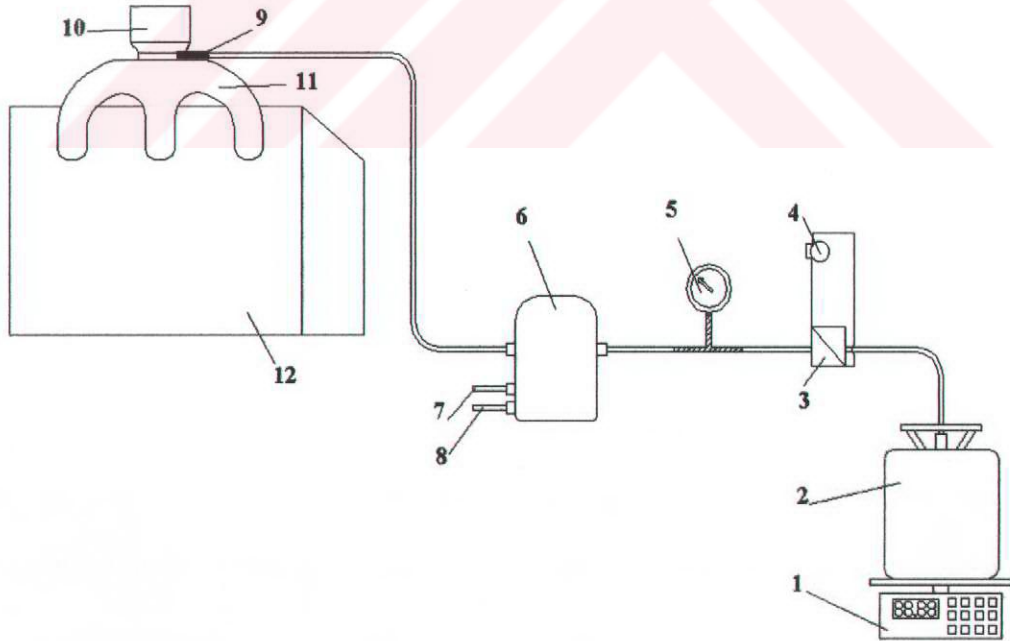
Çift yakıtlı bu motorda, emme zamanı boyunca karışım (benzin+LPG+hava karışımı) silindire emilmektedir. Emme manifoldu girişine püskürtülen LPG miktarı, toplam yakıtın yaklaşık %10 kadarını oluşturmakta ve motorun çalışma koşullarından bağımsız olarak sabit tutulmaktadır. Deneysel çalışmalar için oluşturduğumuz çift yakıtlı çalışma sistemi şekil 5.5'de görülmektedir.



Şekil 5.4. Karbüratör birleşim braketine konuşturılan LPG yakıt nozulu



Şekil 5.5. Deneysel çalışmalar için oluşturduğumuz çift yakıtlı çalışma sistemi



- | | | | |
|---------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------|
| 1. Dijital terazi | 2. LPG tüpü | 3. Elektronik devre kesici | 4. Kontak anahtarı |
| 5. Basınç ölçer | 6. Buharlaştırıcı-regülatör | 7. Sıcak su girişi | 8. Sıcak su çıkışı |
| 9. LPG yakıt nozulu | 10. Karbüratör | 11. Emme manifoldu | 12. Motor |

Şekil 5. 6. Deneysel çalışmalarda kullanılan LPG tesisat şekli.

Şekil 5.6'da deneysel çalışmalarda kullanılan LPG tesisat şekli görülmektedir 3 no ile gösterilen elektronik devre kesici 2 no'lu LPG tüpü ve 6 no'lu buharlaştırıcı arasında bulunan elektromanyetik kumandalı bir valf'dir. Motor çalışmadığı zaman LPG akışını kesmektedir.

LPG tankından gelen, 6 mm kalınlığındaki izoleli boru, gaz valfinin girişine, 6 mm kalınlığındaki izoleli bakır boru da regülatör gaz girişine, havşa açılıp sızdırmazlığı sağlanarak monte edilmiştir. Regülatörde buharlaşan gazın mikser aracılığıyla motora gönderilmesi için üstü metal kaplı hortum kullanılmaktadır.

Regülatörün 7 ve 8 no'lu sıcak motor suyu içinden geçen, giriş ve çıkışına basınca dayanıklı su hortumları kelepçeler vasıtası ile monte edilmiştir. Bu sıcak su sayesinde likit olan LPG, regülatör içinde bulunan bir elektro manyetik valf aracılığıyla motora gaz olarak gönderilir.

Buharlaştırıcıdan gönderilen LPG 9 no'lu LPG yakıt nozulundan geçerek 10 no'lu karbüratörün alt kısmındaki 11 no'lu emme manifoldu girişine 1,1 bar basınçta püskürür ve karbüratörden gelen yakıt-hava karışımının türbülansını artırarak silindirlerde daha homojen bir karışım oluşturur.

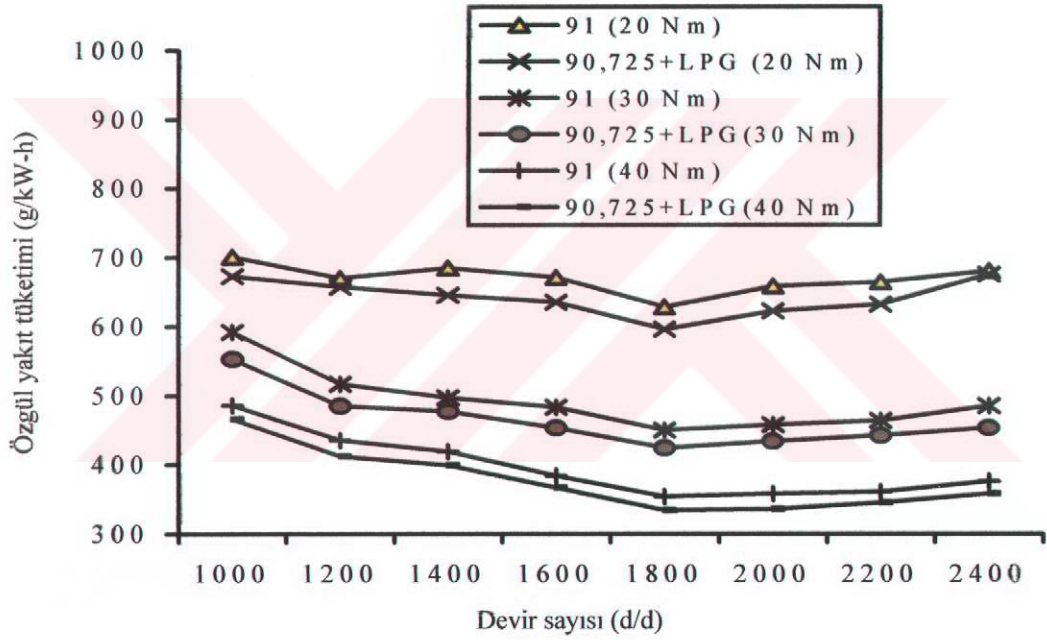
LPG çalışma basıncı 5 no ile gösterilen basınç ölçerle sürekli kontrol edilerek kullanımdan dolayı basıncın 1,1 bar'ın altına düştüğü durumlarda LPG tüpü değiştirilerek sabit basınç altında çalışma sağlanmıştır. 1 no'lu dijital terazi (2 g hassasiyetli) ile 120 sn çalışma süresinde kullanılan yakıt tüpündeki eksilme miktarı gözlemlenmiştir.

5.5. Optimizasyon Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Bölüm 4.5'de belirtildiği gibi en iyi performans (özellik yakıt tüketimi) elde ettiğimiz 91 oktanlı normal benzine kimyasal damıtma işlemi uygulanmıştır. Bölüm 5.1'den hatırlanacağı gibi, kimyasal damıtma işlemiyle egzoz emisyonlarının oluşmasında en önemli etkenlerden biri olan kurşun tetra etil miktarı 91 oktanlı benzinde %80

oranında azaltılmıştır. 91 oktanlı normal benzinin damıtma sonrasındaki oktan sayısı bölüm 5.1.2’de açıklandığı gibi 90,725 olarak hesaplanmıştır.

Damıtma işlemi sonucundaki ekonomik maliyeti minimuma indirmek için 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzinin daha ekonomik alternatif bir yakıtla birlikte kullanımı gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu çift yakıtlı çalışma ile en iyi performansın elde edildiği 91 oktanlı normal benzinde egzoz emisyonları da azaltılarak optimum şartları oluşturan yakıtın belirlenmesi amaçlanmıştır. Aşağıda 91 oktanlı normal benzin ve çift yakıtlı çalışma (90,725 oktanlı normal benzin+LPG) sonrasında elde edilen test sonuçları görülmektedir.

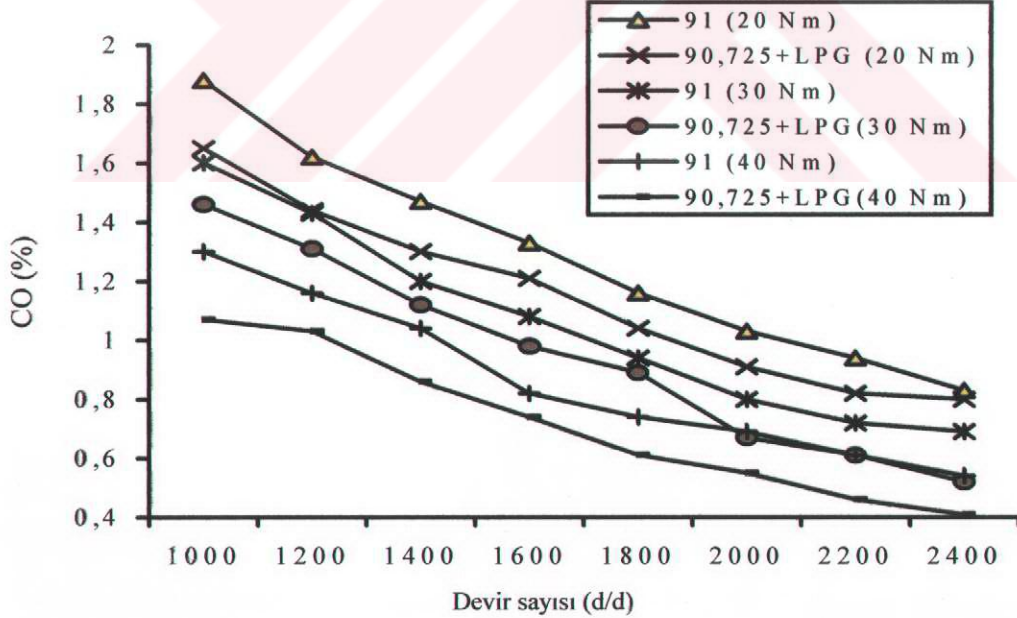


Şekil 5.7. 20, 30 ve 40 Nm sabit yükte özgül yakıt sarfiyatının devir sayısı ile değişimi.

91 oktanlı normal benzin ve 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG'nin motor yükü ve devrine bağlı olarak özgül yakıt tüketimleri şekil 5.7’de görülmektedir. Yakıt tüketim eğrilerini benzer seyir izlemeleri istenen bir durumdur.

Deney sonuçları, çift yakıtlı çalışma (91 oktanlı normal benzin ve 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG)'nin özgül yakıt tüketimi değeri 91 oktanlı normal benzinin özgül yakıt tüketimi değerinden ortalama %5 daha az olduğu görülmektedir. Örnek olarak; 20 Nm sabit yük ve 1800 d/d'da çift yakıtlı çalışmanın özgül yakıt tüketimi değeri 596 g/kW-h iken, 91 oktanlı normal benzin ile elde edilen motor gücü 628 g/kW-h dır. Benzer şekilde; 40 Nm sabit yük ve 2000 d/d'da çift yakıtlı çalışmanın özgül yakıt tüketim değeri 336 g/kW-h iken, 91 oktanlı normal benzinin özgül yakıt tüketim değeri 358 g/kW-h' dir.

Özgül yakıt tüketimi her iki yapılan testte efektif güç başına yakıt tüketiminin en düşük olduğu noktada, minimum olmuştur. 91 oktanlı normal benzin ile yapılan testlerde minimum özgül yakıt tüketimi 40 Nm sabit yük ve 1800 d/d'da 354 g/kW-h, 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG ile yapılan testlerde 334 g/kW-h olarak belirlenmiştir. Bu devirlerin her iki tarafında ise özgül yakıt tüketiminde artış gözlenmektedir.



Şekil 5.8. 20, 30 ve 40 Nm sabit yükte CO emisyonlarının devir sayısı ile değişimi

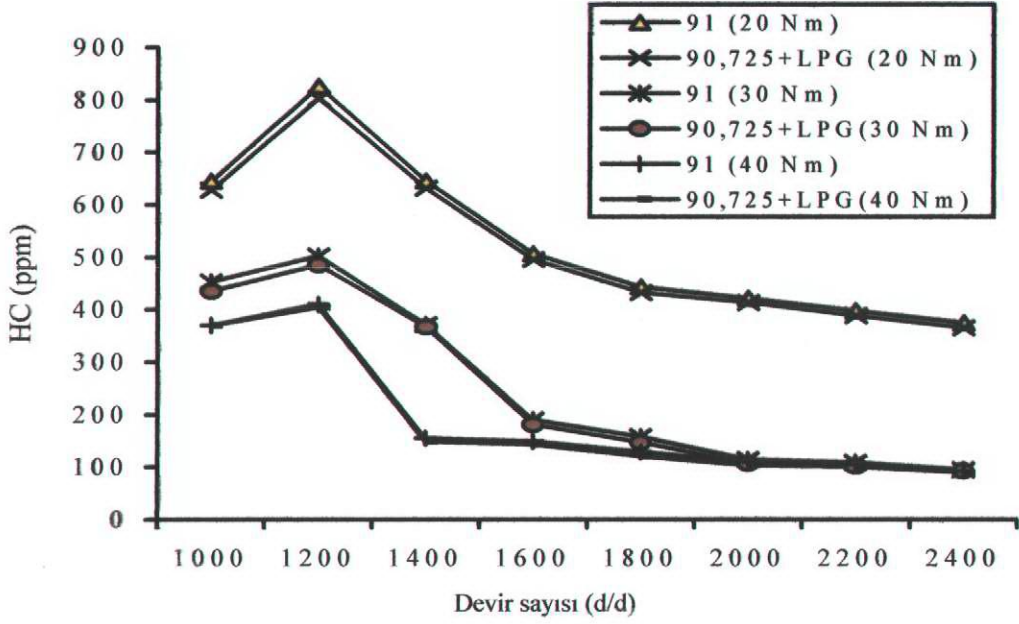
Şekil 5.8'de üç farklı sabit yük konumundaki CO miktarının devir sayısı ile değişimi görülmektedir.

Yapılan testler sırasında tüm motor yük ve devirlerinde, 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG'nin ürettiği CO emisyon miktarının 91 oktanlı normal benzin yakıtının ürettiği emisyon miktarından ortalama %13 oranında daha az olduğu görüldü. Bunun nedeni hem emisyonların oluşmasında en önemli parametrelerden biri olan benzindeki kurşun miktarının %80 oranında azaltılması hem de LPG yakıtının benzine kıyasla daha az CO emisyonu üretmesidir (TMMOB 1998, Soruşbay 1990). Örnek olarak; 20 Nm sabit yük ve 1200 d/d'da 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG'nin ürettiği CO emisyon miktarı %1,44 iken, 91 oktanlı normal benzinin ürettiği CO emisyon miktarı %1,62 olmaktadır. Benzer şekilde; 30 Nm sabit yük ve 2200 d/d'da 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG'nin ürettiği CO emisyon miktarı %0,61 iken, 91 oktanlı normal benzinin ürettiği CO emisyon miktarı %0,72 olmaktadır.

Yapılan ölçümlerde her iki yakıt içinde minimum CO değeri maksimum moment ve maksimum devir şartlarında elde edildi. En düşük CO değeri 40 Nm sabit yük ve 2400 d/d'da 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG için %0,41 iken 91 oktanlı normal benzin için %0,54 olmaktadır.

Her iki yakıt içinde yüksek motor devirlerinde CO miktarının az oluşu dikkat çekicidir. Bunun nedeni, devir sayısının yükselmesi ile yanma odasında artan türbülansın daha homojen bir karışım oluşturması sonucu CO emisyonlarının azalma eğilimi göstermesidir (Soruşbay 1999).

Yük artışı yanma ürünlerinin egzoz sisteminde kalış süreleri azalmaktadır. Sonuç olarak, emme zamanında silindirlere daha fazla hava alınması CO emisyonlarını azaltmaktadır (Çanakçı 1996, Soruşbay 1999).



Şekil 5.9. 20, 30 ve 40 Nm sabit yükte HC emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.

Elde edilen deneysel sonuçlar, 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG'nin ürettiği HC emisyon miktarının 91 oktanlı normal benzin yakıtının ürettiği emisyon miktarından ortalama %5 oranında daha az olduğunu göstermektedir. Örnek olarak; 20 Nm sabit yük ve 2200 d/d'da 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG'nin ürettiği HC emisyon miktarı 387 ppm iken, 91 oktanlı normal benzinin ürettiği HC emisyon miktarı 399 olmaktadır. Benzer şekilde; 40 Nm sabit yük ve 1200 d/d'da 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG'nin ürettiği HC emisyon miktarı 404 ppm iken, 91 oktanlı normal benzinin ürettiği HC emisyon miktarı 410 ppm olmaktadır.

Yapılan ölçümlerde her iki yakıt içinde minimum HC değeri, CO emisyonlarına benzer şekilde maksimum moment ve maksimum devir şartlarında elde edildi. En düşük HC değeri 40 Nm sabit yük ve 2400 d/d'da 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG için 90 ppm iken 91 oktanlı normal benzin için 93 ppm olmaktadır

Devir sayısının artması yanma odasındaki türbülansı artıracaktır. Bunun sonucu olarak da benzin motorlarında cidarların yakınındaki alev sönme bölgeleri azalacak ve alevin ilerlemesinde karşılaşılan sorunlar ortadan kalkacaktır. Sonuç olarak, şekil

5.9'daki veriler devir sayısının artması ile yanmamış HC'lar da azalma görüleceği düşüncesi desteklemektedir (Soruşbay 1999).

Yükün artması ile, alev sönme bölgesi küçülecek yanma sonu sıcaklığı artacaktır. Bu etkenler HC emisyonunu azaltıcı niteliktedir. Sonuçlar (şekil 5.9'da görüldüğü gibi), motor yükünün artması ile HC emisyonunun azalacağı gerçeğine (Soruşbay 1999) paralellik göstermektedir.

Çift yakıtlı çalışmalarda elde edilen HC emisyonlarının normal benzinli çalışma değerlerine göre düştüğü görülmektedir. LPG katkılı çift yakıtlı çalışmalarda, LPG yakıtı ve silindire havaya homojen bir şekilde karışarak girmesi ve kimyasal ترکیبی nedeniyle temiz yanmaktadır. LPG yakıtının içinde katkı maddelerinin bulunmaması yanma sonucu kirletici egzoz bırakmamasına neden olmaktadır (Durgun 1996).

Gerek CO ve gerek HC değerlerine göre çift yakıtlı çalışma şartlarının normal benzine göre iyi olduğu görülmektedir. Ancak dikkat çekici bir nokta CO emisyonlarına azalma miktarı %13 iken, HC emisyonlarına azalma miktarı %5 olmaktadır. Bu, LPG yakıtı kullanımında CO emisyonları daha düşük değerlere inerken, HC'da ki azalma ise daha az olmakta görüşünü desteklemektedir (Ergeneman ve Soruşbay 1999).

Bizim çalışmamızda; 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG'de 91 oktanlı normal benzine kıyasla, özgül yakıt tüketiminde %5, CO emisyonlarında %13 ve HC emisyonlarında %5 azalma gözlemlenmiştir. Umulduğu gibi optimum şartlar, özgül yakıt tüketiminde maksimum momentin elde edildiği 1800 d/d'da olurken, efektif güç, HC ve CO emisyonları için maksimum devir sayısında olmaktadır.

BÖLÜM 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yakıt kalitesi (oktan sayısı)'nin buji ile ateşlemeli motorların performans ve egzoz emisyonlarına etkileri üzerine yapılan deneysel ve teorik çalışmaların sonucunda elde edilen veriler aşağıda değerlendirilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalarda; sıkıştırma oranına bağlı olarak 91 oktanlı normal benzin kullanımı önerilen test motorunda, normal (91 oktan), süper (95 oktan), kurşunsuz (95,3 oktan) ve hacimsel olarak %50 normal ve %50 süper benzin karıştırılarak elde edilen ara oktanlı (93) benzin kullanıldı. Deney sonuçları, 91 oktanlı normal benzinle çalışma durumunda motorun sahip olduğu performans değerlerinin 93, 95 ve 95,3 oktanlı benzinli çalışmaya göre daha yüksek olduğunu göstermektedir.

Özgül yakıt tüketiminin en düşük değeri 40 Nm sabit yük ve 1800 d/d (deney şartları için ekonomi bölgesi) test şartlarında elde edildi. Bu durumdaki özgül yakıt tüketimi değerleri ise; 91 oktanlı benzinde 354 g/kW-h iken, 93, 95 ve 95,3 oktanlı benzinde sırasıyla 370, 374 ve 378 g/kW-h'dir.

Motorun ihtiyacından yüksek oktanlı benzin kullanıldığında olumsuzluklar kendisini açıkça göstermektedir. Bu durumda, tutuşma sıcaklığı motorun ihtiyaç duyduğu oktanlı benzinin tutuşma sıcaklığından daha yüksektir. Sonuç olarak ateşleme ile yanmanın başlaması arasında geçen süre (tutuşma gecikmesi) uzamakta ve yanma oranı (alevin yayılma oranı) düşmektedir. Bu nedenden dolayı maksimum yanma basıncının oluşabilmesi için daha uzun bir süreye ihtiyaç duyulacak ve bu basınç piston ÜÖN'yu 10° geçtikten sonra meydana gelecektir. Bu durumda sıkıştırma oranı azaldığından maksimum yanma basınç değeri düşük bir değer olup motorun çıkış gücünde azalmaktadır.

Egzoz emisyonlarını açısından 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinde en düşük değerler elde edilmektedir. 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinli çalışma durumunda en düşük CO değeri %0,43 iken 91, 93 ve 95 oktanlı benzinde ise sırasıyla %0,54, %0,58, %0,59'dur.

Ölçümler sırasında dört farklı oktan sayılı yakıt için CO değerlerinin motor yükü ve hızına göre azalması ve maksimum yük ve devir sayısında en düşük değerlerine ulaşmasının temel nedeninin bu şartlardaki yanma odasındaki türbölansın artması ve daha homojen bir karışım elde edilmesidir.

HC emisyonlarına bakıldığında, benzer şekilde en düşük HC emisyonları 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinde elde edilmiştir. 95,3 oktanlı kurşunsuz benzinli çalışma durumunda en düşük HC değeri 80 ppm iken 91, 93 ve 95 oktanlı benzinde ise sırasıyla 107, 112, 115 ppm'dir.

Devir sayısının artması, yanma odasındaki akışkan hareketlerini hızlandıracak ve türbölansı artıracaktır. Bunun sonucu olarak benzin motorlarında soğuk cidarlara (silindir, silindir kafası, ve piston üst yüzeyi) yakın bölgelerde alev sönme bölgeleri azalacak ve alevin ilerlemesinde karşılaşılan problemler ortadan kalkacaktır. Sonuç olarak motor hızının artması ile yanmamış HC'lar da azalacaktır.

Yükün artması ile alev sönme bölgesi küçülecek ve egzoz sıcaklığı artacaktır. Bu etkenler HC emisyonunu azaltıcı yöndedir. Sonuç olarak motor yükünün artması, HC emisyonlarını azaltmıştır.

Yapılan testler sırasında tüm motor yük ve devirlerinde, kurşunsuz benzinin ürettiği CO ve HC emisyon miktarının diğer benzinlerin ürettiği HC ve CO emisyonlardan daha az olduğu görüldü. Bunun nedeni, emisyonların oluşmasında en önemli parametrelerden biri olan benzindeki kurşun tetra etil miktarının, kurşunsuz benzinde normal benzine kıyasla 0,10 gPb/l ve süper benzine kıyasla 0,34 gPb/l daha az olmasıdır.

Yanma ürünleri arasındaki kurşun çevre ve insan sağlığı açısından zararlı bir madde olduğundan, oktan sayısını artırmak için benzine kurşun katılması olayına sınırlandırma getirilmiştir. Ayrıca hava kirliliğini önlemek için egzoz sistemine eklenen katalitik reaktörlerde kurşundan zarar görmekte, tıkanmaktadır. Bu nedenle A.B.D ve Avrupa’da kurşun tetra etil miktarına sınırlandırma getirilmiştir .

Ülkemiz koşullarında mevcut taşıt parkının büyük bölümünü oluşturan eski araçlarda tamamen kurşunsuz benzin kullanımı problemler oluştursa bile konunun hayati önemi dikkate alınarak ülkemizde de yaygın olarak kurşunsuz benzin uygulamasına tümüyle en kısa sürede geçilmelidir.

Tüm çalışma şartlarında deney motorunda en iyi performansı elde ettiğimiz 91 oktanlı normal benzinin oluşturduğu egzoz emisyonlarını da minimuma indirmek ve sonuç olarak test motorunda optimum şartları oluşturan yakıt ve çalışma şartlarının bulunması gerekliliği optimizasyon çalışmalarının başlangıç noktası olmuştur. Bu bağlamda, egzoz emisyonlarının oluşmasında en önemli parametrelerden biri olan kurşun miktarını azaltmak için 91 oktanlı normal benzine kimyasal damıtma işlemi uygulanarak kurşun tetra etil miktarı 0,15 g/l 0,0297 g/l’ye (%80 oranında) düşürülmüştür. 91 oktanlı normal benzinin damıtma sonrasındaki oktan sayısı 90,725 olarak hesaplanmıştır.

Damıtma işlemi sonucunda ortaya çıkan maliyeti ortadan kaldırmak için en uygun yöntemin damıtılan benzinin daha ekonomik alternatif bir yakıtla birlikte kullanımını sağlayan çift yakıtlı çalışma ihtiyacı ortaya çıkmıştır.

Alternatif yakıt olarak benzin ve dizel yakıtına göre daha temiz egzoz emisyonu vermesi nedeniyle sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) tercih edilmiştir.

Çift yakıtlı çalışmaya uyarlanan test motorunda, karbüratörden motora yakıt geçişini sınırlayan yakıt meme çapları (24 mm) %10 oranında küçültülüp eksik kalan bu yakıt ihtiyacı LPG yakıt nozulu ile sağlanmıştır. Bununla birlikte LPG, benzin v.b. yakıtlardan farklı olarak, emme manifolduna tamamen gaz fazında gelir. Bu nedenle benzine oranla silindir içerisinde daha çok hacim kaplar, bu da volümetrik verimin

düşmesine neden olur. Motorun eşit devir sayılarında aynı gücün alınması için, birim zamanda gönderilen LPG miktarının %10'un üzerine çıkarılması gerekmektedir. Bu nedenle LPG yakıt nozulu çapı 0,27 mm ve emme manifolduna püskürtülen LPG yakıt basıncı 1,1 bar olarak hesaplandı.

Deneyisel çalışmanın sonucunda, özgül yakıt sarfıyatı incelenecek olursa, çift yakıtlı çalışma (91 oktanlı normal benzin ve 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG)'nin özgül yakıt tüketimi değeri, 91 oktanlı normal benzinin özgül yakıt tüketimi değerinden ortalama %5 daha az olduğu belirlendi.

Deneylerin sonunda, tüm motor yük ve devirleri için 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG ve 91 oktanlı normal benzinin ürettiği emisyonlar karşılaştırıldığında; 90,725 oktanlı damıtılmış normal benzin+LPG' nin ürettiği CO emisyon miktarının ortalama %13, HC emisyon miktarının ise ortalama %5 oranında daha az olduğu görüldü. Bunun sebebi, hem emisyonların oluşmasında en önemli parametrelerden biri olan benzindeki kurşun miktarının %80 oranında azaltılması hem de LPG yakıtının benzine kıyasla daha az egzoz emisyonu üretmesidir.

CO ve HC değerlerine göre çift yakıtlı çalışma şartlarının normal benzine göre iyi olduğu görülmektedir. Göze çarpan bir nokta CO emisyonlarına azalma miktarı %13 iken, HC emisyonlarına azalma miktarı %5 olmaktadır. Bu sonuç, LPG yakıtı kullanımında CO emisyonları daha düşük değerlere inerken, HC'da ki azalmanın ise daha az olduğu gerçeğini bir kez daha ortaya koymaktadır.

Teorik olarak hesaplamalar ile deneysel olarak ölçülen CO konsantrasyonları karşılaştırıldığında benzer eğilimler dikkat çekmektedir. Tek ve çift yakıtlı çalışmalar karşılaştırıldığında; çift yakıt kullanımıyla CO emisyonlarındaki azalmanın, teorik hesaplamalar ve deneysel ölçümlerde paralellik göstermektedir. Deneysel ölçümlerde, tek yakıtlı çalışma ile çift yakıtlı çalışma karşılaştırılacak olursa; çift yakıtlı çalışmada CO değerlerinin daha az olduğu görülmektedir. Benzer şekilde teorik hesaplamalarda tek yakıtlı çalışma (tablo 3.5) ile çift yakıtlı çalışma (tablo 3.9) karşılaştırıldığında; çift yakıtlı çalışma ile CO emisyonlarında belirgin azalmaların olduğu açıktır.

İçten yanmalı motorların neden olduğu egzoz emisyonlarını minimuma indirme çabaları, çift yakıtlı motor düşüncesinin başlangıç noktasını oluşturmaktadır. Günümüzde dizel motorlarında, çift yakıtlı motor (dizel+doğal gaz) üretimi ile egzoz emisyonlarında önemli iyileşmeler sağlanmıştır.

Sonuç olarak, benzin kullanılan taşıtlarda, çift yakıtlı (benzin+LPG) motor kullanımının egzoz emisyonlarını önemli ölçüde azalttığı görüldü.

Türkiye'deki benzinli araçların ortalama %60'ı karbüratörlüdür. Karbüratörlü sistemlerde her bir silindire eşit oranda hava yakıt karışımı verilememesi nedeniyle hem yakıt tüketimi hem de egzoz emisyonları artmaktadır. Yapılan bu çalışmada emme manifolduna giren benzin hava karışımının yüksek basınçlı LPG yakıtı tahriki ile türbülansı artırılarak daha homojen bir karışım elde edilmiştir. Bu çalışma devlet tarafından desteklenecek olursa yakıt tüketiminde ortalama %5, egzoz emisyonlarında ise ortalama %10 azalma sağlanacaktır.

İleriye dönük çalışmalar aşağıdaki başlıklar altında ifade edilebilir.

- Uygun avanslar seçilerek, kullanılacak farklı oktanlı yakıtların motor performans ve emisyonları üzerine etkileri incelenmelidir.
- Farklı oranlarda LPG kullanılarak motor performansı üzerine optimum değerlerin elde edilmesi konusunda çalışma yapılmalıdır.
- LPG'nin oluşturduğu türbülans değişimi araştırılmalıdır.
- Farklı sıkıştırma oranlarında çalıştırılabilen bir motor (CFR motoru)'da, yüksek oktanlı benzin+LPG'nin motor performansı ve emisyonları üzerine etkileri araştırılmalıdır.

KAYNAKLAR

- 1- KUMMER, T. 1980. Catalysts for Automotive Emission Control. Prog. Energy Combustion Sci. 6. pp.177-199.
- 2- WARDE, K.S. 1981. Combustion Characteristics of small Spark Ignition Engines Using Hydrogen Supplemented Fuel Mixtures. SAE Paper 810921.
- 3- KECK, J. 1982. Turbulent Flame Structure And Speed in SI Engines. Nineteenth Symposium on Combustion/The Combustion Institute. pp.1451-1466.
- 4- WATERS, P. and THRIÏPPE, C. 1982. New Concept in Octane Boosting of Fuels for International Conference on Reactive Processing of Polymers, pp.11-22, Pittsburgh.
- 5- LEE, W., and SCHAEFER, H.. 1983. Analysis of Local Pressures, Surface, Temperatures and Engine Damages under Knock Conditions. SAE paper 830508. vol. 92.
- 6- BALCI, M. 1983. The Development of Automotive Exhaust Catalysts-Selected American Histories. ACS Symposium Series 222.
- 7- BALCI, M. 1983. Heat Release Characteristics of A Diesel Type Combustion Chamber's, Thesis, School of Mechanical Engineering, The University of Bath, England.
- 8- ÖZGÜR, D. 1983. Ölçü Tekniğı. Yıldız Üniversitesi Yayınları, s.115-116, Ankara.
- 9- THRING, R. 1983. Alternative Fuels For Spark Ignition Engines. SAE paper no:831685.
- 10- NELSON, W. L. 1984. Petroleum Refinery Engineering. Mc Graw-Hill International Editions, pp.13-16, USA.
- 11- TAYLOR, F. C. 1985. The Internal Combustion Engine Theory and Practice. Massachusetts Institute of Technology, pp.128-129, USA.
- 12- JUST, E. W. 1987. A Solar-Hydrogen Energy Systems. pp.44-52, New York
- 13- CLANCY, J. and DUNN, P. 1988. Ethanol As Fuel in Small Stationary Spark Ignition Engines Use in Developing Countries. FIEE, FI Mech, C67/88.

- 14- ERGENEMAN, H. ve ARSLAN, H. 1988. Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler. Birsen Yayınevi, s.14-15, İstanbul.
- 15- HEYWOOD, J. 1988. International Combustion Engines. Mc Graw-Hill, pp.65-66, 452-453.
- 16- NATIONAL ENERGY CONSERVATION CENTER. 1988. Energy Measurement and Instrumentation Techniques. pp.54-58, Pakistan.
- 17- WALSH, M. P. 1989. Global Warning: The Implication for Alternative Fuels. SAE Paper 891114.
- 18- BARBIR, F. VEZİROĞLU, T. N. and PLASS, J. 1990. Environmental Damage due to Fossil Fuels Use. International Journal of Hydrogen Energy. Vol.15, No:10, pp.739-749.
- 19- GOU, M. DETUCG, B. GUERNIER, C. and GERMAIN, P. 1990. Performance of A Single Cylinder Engine Fuelled by A Mixture of Natural Gas and Gasoline. SAE Paper 900585.
- 20- SEİFRİTZ, W. 1990. A New Hydrogen/Gasoline Driven Motor-Car with ACO₂ Trap. International Journal of Hydrogen Energy, Vol.15, No:10, pp.757-762.
- 21- SORUŞBAY, C. 1990. Otomobillerde Kurşunsuz Benzin Kullanımı. Bilim ve Teknik Dergisi, s.192-196.
- 22- BORAT, O. ve BALCI, M. 1992. Yanma Bilgisi. Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Yayınları, s.35-36, 51-52, Ankara.
- 23- BORAT, O., BALCI, M. ve SÜRMEN, A. 1992. İçten Yanmalı Motorlar. Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Yayınları, s.182, Ankara.
- 24- COTTON, K. J. 1992. A Study of The Potential of Propane Fuel to Reduce Utility Engine Exhaust Emissions. SAE Paper 921696.
- 25- NORTH, D.C. 1992. An Investigation of Hydrogen as An Internal Combustion Fuel. Internal Journal of Hydrogen Energy, Vol.17, No:7, pp.509-512.
- 26- OLİKARA, C. and BORMAN, G. L. 1992. A Computer Program for Calculating Properties Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines. SAE Paper 750468.
- 27- LATUSEK, J.P. and BURRHAM, R. 1993. Conversion of Two Small Utility Engines to LPG fuel. SAE Paper 932447.
- 28- BOYLESTAD, R. and NASHELSKY, L. 1994. Elektronik Elemanlar ve Devre Teorisi. MEB Yayınları, s.43-44, Ankara.

- 29-KUKKONEN, C. A. 1994. Hydrogen as An Alternative Automotive Fuel. SAE Paper 940766.
- 30-SAFGÖNÜL. B., ERGENEMAN, M., ARSLAN. E. ve SORUŞBAY, C. 1995. İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, s.43-44, İstanbul.
- 31-SÖZBİR, N. BROWN, D. M. SANTOS, C. and KAKAÇ, S. 1995. Experimental Investigation of Unsteady Forced Convection in A Channel with and without Arrays of Rectangular Protruding Surfaces, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt: 17, No:4, s.35-49.
- 32-BAYINDIR, H. 1996. Effects of Spark Timing and Air Fuel Ratio Consumption in Gasoline Engines Using Methanol-Gasoline Blends. Proceedings of The First Trabzon International Energy and Environment Symposium, s.1189-2000, Trabzon.
- 33-BİLSA A.Ş. 1996. Bilgisayarlı Motor Test Cihazı Kullanım Kitapçığı, s.26-28, İstanbul.
- 34-ÇANAKÇI, M. 1996. Çanakçı. M. (1996). Idealized Engine Emissions Resulting from The Combustion of Isooctane Supplemented with Hydrogen. Tennessee, Ms Thesis, Vanderbilt University.
- 35-DURGUN, O. 1996. The Use of Diesel Fuel-Gasoline Blends in Engine. Proceedings of The First Trabzon International Energy and Environment Symposium, s.905-915, Trabzon.
- 36-GANESAN, W. 1996. Internal Combustion Engines. Mc Graw-Hill, pp.399-400.
- 37-FIGLIOLA, S. R. and BEASLEY, E. D. 1996. Theory and Design for Mechanical Measurements. Wiley&Sons, pp.381, New York.
- 38-KORKMAZ, İ. 1996. Benzin ve Metanol Yakıtlı Buji Ateşlemeli Motorlarda Performans Karakteristiklerinin İncelenmesi. Doktora Tezi (yayımlanmış), s.32-33, İstanbul.
- 39-DURGUN, O. 1996. The Use of Diesel Fuel-Gasoline Blends in Engine. Proceedings of The First Trabzon International Energy and Environment Symposium, s.905-915, Trabzon.
- 40-EROL, M. 1997. Petrol Teknolojisi. Ankara Üniversitesi Yayınları, s.13-14, Ankara.
- 41-AYDIN, K. ve KARADUMAN, Z. 1997. Metil Alkol-Benzin Karışımlarının Benzinli Motorlarda Performans ve Emisyonlara Etkisi. 1. Uluslararası Katılımlı Otomotiv Teknolojisi Kongresi, s.75-86, Adana.

- 42- BANCHERO, J. T. 1997. Introduction to Chemical Engineering. Mc Graw-Hill, pp.281-288.
- 43- BAYRAKTAR, H. 1997. Benzin-Etanol Karışımlarının Benzin Motorlarında Yanma ve Motor Çevrimi Üzerindeki Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi. Karadeniz Teknik Üniversitesi, doktora tezi (yayınlanmamış), Trabzon.
- 44- HAZER, B. 1997. Genel Kimya. Akademik Ltd. Ştd. Yayınları, s.400-410, Ankara.
- 45- SİNANOĞLU U. ve SAYIN, C. 1997. Benzinli Motorlarda Yakıt Enjeksiyon Sistemi. 1. Uluslararası Katılımlı Otomotiv Teknolojisi Kongresi, s.280-287, Adana.
- 46- WUSZ, T. 1997. How Much Octane. Reprinted with Permission from National Dragster, USA.
- 47- ALTIN, R. 1998. Haşhaş Yağının Dizel Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Kullanılmasının Araştırılması. Politeknik Dergisi, Cilt:1, Sayı:3-4 s.83-89, Ankara.
- 48- CROUSE, W. and ANGLIN, D. 1998. Automotive Engines. Mc Graw-Hill, pp.116-118, USA.
- 49- ÇETİNKAYA, S. ve ÇELİK, B. 1998. Buji ile Ateşlemeli Motorlarda Yakıt Olarak Metanol-Benzin Karışımlarının Kullanılması. 5. Uluslararası Yanma Sempozyumu, s.252-264, Bursa.
- 50- İÇİNGÜR, Y. ve HAKSEVER, R. 1998. Benzinli Motorlarda Sıvılaştırılmış Petrol Gazının Kullanımının Performans ve Emisyonlara Etkisinin Deneysel Analizi. Politeknik Dergisi, Cilt.1, Sayı:34, s.69-76, Ankara.
- 51- THE MANUFACTURERS of EMISSION CONTROL ASSOCIATION. 1998. The Case for Banning Lead in Gasoline. pp.4-5, Washington, USA.
- 52- UZUN, A. 1998. Aşırı Doldurmalı Bir Dizel Motorunda Ara Soğutmanın Motor Performansına Etkisi. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi (yayınlanmamış), s.101-102, Sakarya.
- 53- YAVAŞLIOĞLU, İ. 1988. İçten Yanmalı Motorlar. Eğitim Yayınları, s.12-16, İstanbul.
- 54- DÜLGER, Z. 1999. İçten Yanmalı Motorlar. Kocaeli Üniversitesi Yayınları, No:11 S.57, Kocaeli.
- 55- ERGENEMAN, M. ve SORUŞBAY, C. 1999. Benzinli Motor Taşıtlarının LPG Kullanımına Dönüştürülmesi. Mühendis Makine Dergisi, Cilt:37, Sayı:441, s.26-30.

- 56- GUIBET, B. 1999. Fuels&Engines, Edition Technip, pp.276-277, Portland, USA.
- 57- NEWTON, K., STEEDS, W. and GARRET, T. 1999. The Motor Vehicle. SAE International Inc., 400, Commonwealth Drive Warren dale PA, pp.506-507.
- 58- SORUŞBAY, C. 1999. İçten Yanmalı Motorlarda Egzoz Gazları Emisyonları, İTÜ Makine Fakültesi Ders Notları, İstanbul.
- 59- SORUŞBAY, C. ve SOYHAN, S. 1999. Doğal Gaz Motorlarında Egzoz Emisyonu, Doğal Gaz Dergisi, Sayı:37, s.156-163.
- 60- TMMOB. 1999. Araçlarda LPG Dönüşümü. s.1-3, 19-26, Ankara.
- 61- TOFAŞ OTO A.Ş. 1999. DKS Otomobil Katologu. İstanbul.
- 62- BOSCH. 2000. Automotive Handbook. SAE 400, Commonwealth Drive Warren dale PA, pp.458-459, USA.
- 63- SOĞUKOĞLU, M. 2000. Akışkanlar Mekaniği. Birsen Yayınevi, s.15. İstanbul.
- 64- CHONG, T. and COON, J. 2000. A Generalized Interaction Method for The Prediction of Octane Numbers for Gasoline Blends. Simulation Sci. Inc. paper no.92621, USA.
- 65- JONATHAN, A. ve VASAVADO, N. 2000. Optimising the University of Wisconsin's Parallel Hybrid-Electric Aluminium Intensive Vehicle. SAE Paper 2000-01-0593.
- 66- NAGAI, K. and SEKO, T. 2000. Trends of Motor Fuel Quality in Japan. JSAE Review 21 pp.457-462.
- 67- POLAT, İ., YÜCEL, N. ve DİNLER, N. 2000. Bir Benzin Motorunun LPG ile Çalışacak Şekle Dönüşümü Yapılarak Performans ve Emisyon Davranışlarının İncelenmesi. 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, s.400-408, Sakarya.
- 68- SAKAGUCHI, T. 2000. Influence of Diffusion of Fuel-Efficient Motor Vehicles on Gasoline Demand for Individual User Owned Passenger Cars. Energy Policy, pp.895-903.
- 69- SAYIN, C. ve DİZDAR, H. 2000. Bir Dizel Motorunda Aşırı Doldurmanın Motor Performansına Etkisinin İncelenmesi. 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, s.673-676, Sakarya.
- 70- SETTING NATIONAL FUEL QUALITY STANDARDS. 2000. Proposed Management of Petrol Octane Enhancing Additives/Products, Australia.

- 71- ALTIPARMAK, D. ve İÇİNGÜR, Y. 2001. Influence of Cetane Number on Exhaust Emission in A DI Engines. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, Cilt:14, No:3, Ankara.
- 72- GÜMÜŞ, M. ve TEKİN, M. 2001. Çift Yakıtlı (Dizel+Doğal Gaz) Dizel Motorunun Yanma Ürünleri Analizi. TMMOB VII. Otomotiv ve Yan Sanayi Sempozyumu, s.96-103, Bursa.
- 73- TÜPRAŞ A.Ş. 2001.Ürün Test Raporu, İzmit.
- 74- ŞAHİN, Z. 2002. Dizel Motorlarında Dizel Yakıtı Hafif Yakıt Karışımlarının Kullanılmasının Yanmaya ve Performansa Etkisi. İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi (yayınlanmış), s.4-5, İstanbul.
- 75- TOYOTA A.Ş. 2002. Ateşleme Sistemi. Yayın No:TR-0009-E20391, İstanbul.
- 76- Shell Petroleum Company, 2004. Ürün Fiyat Raporu.
- 77- EURO IV, 2005. EU Emission Standards for Light Commercial Gasoline Engine

EKLER

Tablo A.1. Motorun 91 oktanlı benzinle çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	20	20	20	20	20	20	20	20
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	2,094	2,513	2,932	3,351	3,770	4,188	4,607	5,026
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	49	58	67	75	79	92	102	114
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	701	670	685	671	628	658	664	680
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	58	60	60	62	64	65	67	68
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	129	132	139	144	151	163	165	166
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	49	58	67	74	80	83	84	85
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	41	52	62	64	71	72	72	73
Motor yağı sıcaklığı (°C)	49	54	58	66	69	74	75	77
CO emisyon değerleri (%)	1,88	1,62	1,47	1,33	1,16	1,03	0,94	0,83
HC emisyon değerleri (PPM)	645	826	645	506	443	421	397	374
Hava yakıt oranı (HYO)	14,2	14	14	14	13,9	13,5	13,7	13,6
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,96	0,95	0,95	0,95	0,94	0,92	0,92	0,92
U manometre sapması (mm)	2	2	3	4	4	5	6	8

Tablo A.2. Motorun 91 oktanlı benzinle çalışması durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	30	30	30	30	30	30	30	30
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	3,141	3,770	4,398	5,026	5,655	6,28	6,911	7,540
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	62	65	73	81	85	96	107	122
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	592	517	497	483	450	458	464	485
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	64	67	69	69	68	69	70	71
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	158	161	162	164	167	170	172	174
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	78	79	81	84	85	86	87	89
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	70	70	72	72	76	79	80	80
Motor yağı sıcaklığı (°C)	73	76	77	79	81	84	86	87
CO emisyon değerleri (%)	1,6	1,43	1,2	1,08	0,94	0,8	0,72	0,69
HC emisyon değerleri (PPM)	453	502	371	190	158	114	109	95
Hava yakıt oranı (HYO)	14,0	14,3	14,1	14,0	13,9	13,9	13,7	13,6
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,95	0,96	0,95	0,95	0,94	0,92	0,92	0,91
U manometre sapması (mm)	2	3	3	4	5	6	7	8

Tablo A.3. Motorun 91 oktanlı benzinle çalışması durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	40	40	40	40	40	40	40	40
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	4,188	5,026	5,864	6,702	7,540	8,377	9,215	10,053
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	68	73	82	86	89	100	111	126
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	486	435	419	384	354	358	361	376
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	72	72	71	72	73	73	74	75
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	159	62	166	171	175	182	184	187
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	85	86	84	83	82	83	89	90
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	77	76	77	77	74	75	78	79
Motor yağı sıcaklığı (°C)	82	83	84	84	89	91	92	93
CO emisyon değerleri (%)	1,3	1,16	1,04	0,82	0,74	0,69	0,61	0,54
HC emisyon değerleri (PPM)	370	410	155	149	129	110	105	93
Hava yakıt oranı (HYO)	14,2	13,9	13,9	13,9	13,9	13,8	13,6	13,7
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,96	0,94	0,95	0,94	0,95	0,93	0,93	0,90
U manometre sapması (mm)	3	3	4	5	5	6	7	9

Tablo A.4. Motorun 93 oktanlı benzinle çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	20	20	20	20	20	20	20	20
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	2,094	2,513	2,932	3,351	3,770	4,188	4,607	5,026
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	54	64	72	78	85	95	112	123
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	773	763	736	698	676	680	729	734
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	60	62	64	64	65	65	68	69
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	120	125	133	139	153	155	157	159
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	48	57	68	83	85	84	85	87
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	40	50	60	72	77	78	79	80
Motor yağı sıcaklığı (°C)	57	59	65	67	70	78	79	81
CO emisyon değerleri (%)	1,8	1,6	1,45	1,31	1,13	1,06	0,98	0,88
HC emisyon değerleri (PPM)	652	833	652	522	461	430	409	382
Hava yakıt oranı (HYO)	14,2	14,0	14,0	14,0	13,9	13,5	13,7	13,6
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,96	0,95	0,95	0,95	0,94	0,95	0,96	0,97
U manometre sapması (mm)	2	3	3	4	4	5	7	9

Tablo A.5. Motorun 93 oktanlı benzinle çalışması durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	30	30	30	30	30	30	30	30
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	3,141	3,770	4,398	5,026	5,655	6,283	6,911	7,540
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	72	74	82	86	89	100	111	125
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	687	588	559	513	472	477	482	497
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	66	68	68	68	68	67	69	71
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	151	146	149	155	159	165	167	168
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	83	83	80	84	85	86	88	88
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	78	76	75	73	77	80	81	82
Motor yağı sıcaklığı (°C)	79	80	82	84	85	86	87	89
CO emisyon değerleri (%)	1,63	1,48	1,24	1,1	0,97	0,83	0,76	0,71
HC emisyon değerleri (PPM)	462	510	381	193	162	139	113	99
Hava yakıt oranı (HYO)	14,1	14,1	14,0	13,9	13,8	13,8	13,7	13,5
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,94	0,95	0,94	0,94	0,93	0,93	0,93	0,93
U manometre sapması (mm)	3	3	4	4	5	6	7	9

Tablo A.6. Motorun 93 oktanlı benzinle çalışması durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	40	40	40	40	40	40	40	40
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	4,188	5,026	5,864	6,702	7,540	8,377	9,215	10,053
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	77	79	87	91	93	104	115	130
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	551	472	445	407	370	372	374	388
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	74	75	75	75	75	75	76	76
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	149	152	155	162	169	174	176	177
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	85	86	87	84	86	88	90	91
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	78	79	80	77	78	79	81	81
Motor yağı sıcaklığı (°C)	84	85	86	87	88	89	92	93
CO emisyon değerleri (%)	1,32	1,19	1,07	0,84	0,76	0,7	0,63	0,58
HC emisyon değerleri (PPM)	384	415	165	152	136	131	126	112
Hava yakıt oranı (HYO)	14,3	14,2	14,2	14,0	13,8	13,9	13,7	13,5
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,97	0,96	0,96	0,95	0,95	0,94	0,95	0,96
U manometre sapması (mm)	4	4	5	5	5	6	8	10

Tablo A.7. Motorun 95 oktanlı benzinle çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	20	20	20	20	20	20	20	20
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	2,094	2,513	2,932	3,351	3,770	4,188	4,607	5,026
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	57	64	73	80	85	96	113	124
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	816	764	747	716	676	687	736	741
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	65	65	64	64	65	65	67	68
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	144	142	143	144	147	153	156	157
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	50	59	68	81	86	87	88	89
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	44	50	61	75	79	80	81	82
Motor yağı sıcaklığı (°C)	68	70	71	72	73	76	79	82
CO emisyon değerleri (%)	1,78	1,63	1,48	1,31	1,09	1,07	1,03	0,91
HC emisyon değerleri (PPM)	662	845	673	505	472	438	413	386
Hava yakıt oranı (HYO)	13,8	13,6	14,2	14,0	13,9	13,8	13,7	13,6
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,94	0,94	0,95	0,96	0,94	0,94	0,94	0,94
U manometre sapması (mm)	2	3	3	4	4	6	7	9

Tablo A.8. Motorun 95 oktanlı benzinle çalışması durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	30	30	30	30	30	30	30	30
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	3,141	3,770	4,398	5,026	5,655	6,283	6,911	7,540
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	74	76	83	88	90	102	113	128
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	706	604	566	525	477	487	491	510
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	70	71	70	70	70	71	72	72
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	173	170	168	167	165	168	169	171
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	84	82	80	83	84	85	87	88
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	79	77	76	78	77	79	81	83
Motor yağı sıcaklığı (°C)	79	80	81	82	82	83	85	88
CO emisyon değerleri (%)	1,74	1,51	1,34	1,19	1,0	0,89	0,79	0,73
HC emisyon değerleri (PPM)	467	519	382	197	163	143	121	103
Hava yakıt oranı (HYO)	14,2	14,1	14,1	14,1	14,0	13,8	13,6	13,5
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,97	0,96	0,96	0,96	0,96	0,94	0,92	0,93
U manometre sapması (mm)	3	4	4	5	5	6	7	9

Tablo A.9. Motorun 95 oktanlı benzinle çalışması durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	40	40	40	40	40	40	40	40
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	4,188	5,026	5,864	6,702	7,540	8,377	9,215	10,053
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	82	84	87	92	94	105	117	132
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	588	502	445	411	374	377	381	394
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	78	78	77	74	72	72	74	74
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	180	177	173	171	182	188	183	185
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	86	84	87	88	86	86	88	89
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	84	82	85	86	86	86	88	89
Motor yağı sıcaklığı (°C)	83	84	85	87	89	91	92	94
CO emisyon değerleri (%)	1,35	1,18	1,08	0,85	0,77	0,72	0,64	0,59
HC emisyon değerleri (PPM)	389	420	161	156	143	134	129	115
Hava yakıt oranı (HYO)	14,4	14,2	14,2	13,8	13,8	13,8	13,7	13,6
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,98	0,97	0,96	0,94	0,94	0,94	0,93	0,91
U manometre sapması (mm)	4	5	5	5	5	7	8	10

Tablo A.10. Motorun 95,3 oktanlı benzinle çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	20	20	20	20	20	20	20	20
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	2,094	2,513	2,932	3,351	3,770	4,188	4,607	5,026
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	59	65	74	81	85	97	114	125
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)	846	776	757	725	676	694	743	747
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)	66	64	61	60	76	74	73	72
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)	140	142	148	157	159	162	163	165
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)	53	62	71	80	85	86	89	90
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)	43	44	55	70	80	81	82	84
Motor yağı sıcaklığı (°C)	72	73	76	79	78	77	79	83
CO emisyon değerleri (%)	1,69	1,49	1,32	1,23	1,07	0,94	0,87	0,8
HC emisyon değerleri (PPM)	617	810	622	453	407	397	360	346
Hava yakıt oranı (HYO)	13,6	13,5	14,0	14,1	14,3	14,2	14,1	14,0
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,92	0,93	0,94	0,95	0,97	0,95	0,97	0,98
U manometre sapması (mm)	2	2	3	4	5	6	8	9

Tablo A.11. Motorun 95,3 oktanlı benzinle çalışması durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	30	30	30	30	30	30	30	30
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	3,141	3,770	4,398	5,026	5,655	6,283	6,911	7,540
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	76	77	84	88	91	103	114	129
Özgül yakıt sarfıyatı (g/kW-h)	726	612	573	525	483	492	495	513
Emme manifoldu sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	68	68	67	66	65	64	65	66
Egzoz manifoldu sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	141	147	148	156	166	178	181	183
Soğutma suyu giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	84	84	85	84	86	86	87	87
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	82	81	82	82	83	84	95	84
Motor yağı sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	79	80	81	82	83	85	86	88
CO emisyon değerleri (%)	1,47	1,34	1,11	1,02	0,91	0,71	0,64	0,55
HC emisyon değerleri (PPM)	444	476	364	186	145	107	102	81
Hava yakıt oranı (HYO)	13,9	14,1	14,2	14,2	14,2	14,1	14,2	14,2
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,95	0,95	0,95	0,96	0,97	0,96	0,97	0,99
U manometre sapması (mm)	3	4	4	5	5	7	8	10

Tablo A.12. Motorun 95,3 oktanlı benzinle çalışması durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)	40	40	40	40	40	40	40	40
Devir sayısı (d/d)	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)	4,188	5,026	5,864	6,702	7,540	8,377	9,215	10,053
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	84	86	88	93	95	106	118	133
Özgül yakıt sarfıyatı (g/kW-h)	602	513	450	416	378	380	384	397
Emme manifoldu sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	69	69	70	71	71	71	72	72
Egzoz manifoldu sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	153	154	157	162	167	174	177	179
Soğutma suyu giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	84	85	84	85	86	86	89	88
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	83	84	83	84	84	84	84	84
Motor yağı sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	85	86	87	87	88	89	90	89
CO emisyon değerleri (%)	1,13	1,09	0,91	0,77	0,63	0,58	0,51	0,43
HC emisyon değerleri (PPM)	355	407	151	140	121	112	99	80
Hava yakıt oranı (HYO)	14,3	14,2	14,3	14,4	14,2	14,1	14,2	14,2
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	0,98	0,97	0,97	0,98	0,97	0,96	0,97	0,96
U manometre sapması (mm)	4	5	5	6	6	7	9	11

Tablo A.13. Motorun 90,7 oktanlı damıtılmış benzin+LPG ile çalışması durumunda 20 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)		20	20	20	20	20	20	20	20
Devir sayısı (d/d)		1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)		2,094	2,513	2,932	3,351	3,770	4,188	4,607	5,026
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	Benzin	43	50	57	65	68	78	85	98
	LPG	4	5	6	6	7	9	12	15
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)		673	657	645	635	596	622	632	675
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)		88	83	91	88	88	88	87	87
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)		106	150	149	145	152	164	166	169
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)		85	93	94	92	91	90	91	91
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)		70	70	71	68	66	63	63	64
Motor yağı sıcaklığı (°C)		72	75	77	78	81	84	85	86
CO emisyon değerleri (%)		1,65	1,44	1,3	1,21	1,04	0,91	0,82	0,80
HC emisyon değerleri (PPM)		628	803	631	495	387	215	201	191
Hava yakıt oranı (HYO)		13,7	13,4	14,0	14,2	14,3	14,3	14,3	14,2
Hava fazlalık katsayısı (HFK)		0,93	0,94	0,94	0,96	0,97	0,96	0,97	0,98
U manometre sapması (mm)		2	2	2	3	4	5	6	8

Tablo A.14. Motorun 90,7 oktanlı normal benzin+LPG çalışması durumunda 30 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)		30	30	30	30	30	30	30	30
Devir sayısı (d/d)		1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)		3,141	3,770	4,398	5,026	5,655	6,283	6,911	7,540
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	Benzin	53	55	64	67	71	81	92	102
	LPG	5	6	6	9	9	10	10	12
Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW-h)		553	485	477	453	424	434	442	453
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)		91	91	89	88	90	89	90	91
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)		156	159	159	162	165	168	169	172
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)		91	94	92	90	91	92	92	91
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)		79	78	75	75	68	66	65	65
Motor yağı sıcaklığı (°C)		83	85	86	86	88	89	90	91
CO emisyon değerleri (%)		1,46	1,31	1,12	0,98	0,89	0,67	0,61	0,52
HC emisyon değerleri (PPM)		435	485	367	181	147	137	111	98
Hava yakıt oranı (HYO)		14,0	14,2	14,4	14,3	14,3	14,2	14,3	14,3
Hava fazlalık katsayısı (HFK)		0,96	0,98	0,96	0,97	0,97	0,97	0,98	0,99
U manometre sapması (mm)		2	2	3	4	4	5	7	8

Tablo A.15. Motorun 90,7 oktanlı damıtılmış benzin+LPG ile çalışması durumunda 40 Nm sabit yük için ölçülen ve hesaplanan değerler.

Tork (Nm)		40	40	40	40	40	40	40	40
Devir sayısı (d/d)		1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Efektif güç (kW)		4,188	5,026	5,864	6,702	7,540	8,377	9,215	10,053
120 s. çalışma süresinde tüketilen yakıt (g)	Benzin	59	62	70	74	75	84	95	108
	LPG	6	7	8	8	9	10	11	12
Özgül yakıt sarfıyatı (g/kW-h)		466	412	399	367	334	336	345	358
Emme manifoldu sıcaklığı (°C)		91	90	90	90	90	91	91	91
Egzoz manifoldu sıcaklığı (°C)		169	165	170	172	174	179	181	182
Soğutma suyu giriş sıcaklığı (°C)		94	92	92	92	92	92	92	92
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (°C)		76	74	70	68	68	67	68	67
Motor yağı sıcaklığı (°C)		89	89	90	91	92	92	93	93
CO emisyon değerleri (%)		1,07	1,03	0,86	0,74	0,61	0,55	0,46	0,41
HC emisyon değerleri (PPM)		370	404	308	143	120	103	100	90
Hava yakıt oranı (HYO)		14,4	14,2	14,5	14,5	14,4	14,3	14,3	14,3
Hava fazlalık katsayısı (HFK)		0,99	0,98	0,97	0,99	0,98	0,97	0,98	0,97
U manometre sapması (mm)		3	3	4	4	5	6	7	9

EK B. Kurşun analiz raporu



TÜBİTAK
MARMARA ARAŞTIRMA MERKEZİ
Posta Adresi: P.K. 21, 41470 GEBZE-KOCAELİ
Tel.: (0262) 641 23 00 Faks: (0262) 641 23 09



Rapor No : 475

1819

Kocaeli Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi Dekanlığı tarafından gönderilen bir adet benzin örneğinde kurşun tayini yapılmıştır..

Tablo 1

Numune No ve Tanımı	TEST / ANALİZ PARAMETRESİ / (BİRİM)
	Kurşun gPh/l
02/302/1	0,0297

Tablo 2

PARAMETRE	KULLANILAN YÖNTEM
Toplam Kükürt	IP 352

Analizi Yapan	Analizi Yapan	Kontrol Eden
 Zeliş Demirdag Araştırma Teknisyeni	 Yıldız Sucu Uzman Teknisyen	 Dr.Çiğdem Tiris Uzman Araştırmacı

Bu rapor ve analiz sonuçları Enstitünün yazılı izni olmadan ticaret ve reklam amaçları ile tamamen veya kısmen çoğaltılamaz veya yayımlanamaz.
Ayrıca bu rapor hukuki işlemlerde delil olarak kullanılamaz.

Bu rapor 1 asıl ve 3 kopya halinde hazırlanmıştır.

Sayfa 3 / 3

ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında İzmit'te doğdu. İlk ve orta okulu İzmit'te bitirdikten sonra 1988 yılında İzmit Endüstri Meslek Lisesi Motor Bölümünde mezun oldu. 1992 yılında, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Bölümünde lisans öğrenimini tamamladı. 1992-1994 yılları arasında Tofaş Aydınlar/İZMİT yetkili servisinde servis müdürü olarak görev yaptı. 1998 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsünde yüksek lisansını tamamladı. Halen Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde çalışmaktadır..



DOKTORA SÜRESİNCE YAYINLANAN BİLDİRİ VE MAKALELER

1. Sayın. C., Çanakçı. M., Kılıçaslan. İ., Özsezen. N., **“Çift Yakıtlı (Benzin+Sıvılaştırılmış Petrol Gazı) Bir Benzin Motorunun İdeal Emisyon Ürünleri”**, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, Kabul Yazısı ektedir (**Hakemli Dergi-Makale**).
2. Sayın. C., Kılıçaslan. İ., Çanakçı. M., Özsezen. N., **“Benzinli Motorlarda Kurşunsuz Benzin Kullanımının Egzoz Emisyonlarına Etkisi”**, Termodinamik Dergisi, Eylül, 2003, sf:98-102 (**Ulusal Dergi- Makale**).
3. Sayın. C., Kılıçaslan. İ., **“The Effect of Lead Ratio on Exhaust Emission in a Gasoline Engine”**, Journal of Naval Science, Volume:1 Number.1, January 2003, pp.110-118 (**Hakemli Dergi-Makale**).
4. Sayın. C., Kılıçaslan. İ., **“Influence of The Octane Number on Exhaust Emission in A Spark Ignition Engine”**, The First International Exergy, Energy and Environment Symposium, 13-17 July, 2003 İzmir, pp.919-923, (**Uluslararası Bildiri**).
5. Sayın. C., Kılıçaslan. İ., **“Emme Manifoldundaki Türbülans Artışının Motor Performansına Etkisi Üzerine Deneysel Bir Çalışma”**, Teknoloji Dergisi, Yıl:5, Sayı:3-4, Temmuz-Aralık, 2002, sf:113-119, (**Hakemli Dergi-Makale**).
6. Sayın. C., Kılıçaslan. İ., **“An Experimental Study of The Effect on Engine Performance”**, 7TH, International Combustion Symposium, July, 17-18, 2002, pp.12-19, (**Uluslararası Bildiri**).



DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ
FEN ve MÜHENDİSLİK DERGİSİ

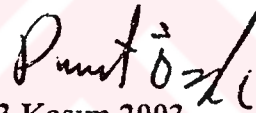


Sayın Cenk SAYIN, Mustafa ÇANAKÇI, İbrahim KILIÇARSLAN, Necati ÖZSEZEN,

Fakültemizin “Fen ve Mühendislik Dergisinde” yayınlanmak üzere göndermiş olduğunuz, “ÇİFT YAKITLI (BENZİN+SIVILAŞTIRILMIŞ PETROL GAZI) BİR BENZİN MOTORUNUN İDEAL EMİSYON ÜRÜNLERİ” adlı makaleniz değerlendirilmek üzere gönderilen iki ayrı hakemin olumlu görüşleri bize ulaşmış ve makalenizin dergimizde yayınlanması uygun görülmüştür.

Çalışmalarınızda başarılar dilerim.

Prof.Dr. Davut ÖZDAĞLAR
Fen ve Mühendislik Dergisi Koordinatörü


13 Kasım 2003

This study discusses the result of dual fuel (gasoline + LPG) emissions that calculated using a computer program.

Key words Dual fuel, exhaust emission, gasoline engine

1. GİRİŞ

Dünya nüfus artışına paralel olarak artan enerji tüketimi 21. yüzyılın ortalarına kadar ihtiyacı karşılayabileceği konusunda, bilim dünyasında derin endişelere neden olmaktadır. Mevcut enerji kaynaklarının hızla tükenmekte olması, taşıtlarda kullanılabilecek alternatif yakıt tipleri konusunda araştırmalar yapılmasını gerektirmiştir [1, 2].

Hava kirliliğine neden olan hidrokarbon esaslı yakıtların yanması neticesinde açığa çıkan; CO, HC ve NO_x ve partikül emisyonları atmosferi kirleterek ciddi bir sağlık problemi oluşturmaktadırlar. Karbon ihtiva eden yakıtları yakan sabit motorlar, endüstriyel motorlar ve evsel kazanlar gibi kaynaklardan çıkan atık gazların hava kirliliği oluşturmaındaki katkıları her ne kadar büyükse de, yapılan istatistikler sonucunda büyük şehirlerde motorlu taşıtlardan kaynaklanan hava kirliliğinin toplam hava kirliliği içindeki payının %50'lere ulaştığı bilinmektedir [3, 4].

Son yıllarda artan çevre bilincine ve mevcut enerji kaynaklarının biteceği kuşkuına paralel olarak özellikle gelişmiş ülkelerde hükümetlerin yaptırımları, üniversitelerin yönlendirmeleri üretici firmaları çevreyi kirletmeyen, alternatif yakıtlı ve tahrikli

ürünlerin imalatına sevk etmiştir. Bu nedenle otomotiv sektörü egzoz emisyonlarını aşağıya çekecek tedbirler almaya ve alternatif yakıtları kullanabilecek motorlar üretmeye başlamıştır [1, 5].

2. SIVILAŞTIRILMIŞ PETROL GAZI (SPG)' NİN ÖZELLİKLERİ VE KULLANIMI

Motorlu taşıt yakıtları içinde; sıvılaştırılmış petrol gazı (SPG) benzin ve dizele göre daha temiz egzoz emisyonu verdiği için bir çok ülkede kullanılmakta ve kullanımı teşvik edilmektedir. Ayrıca SPG, bazı ülkelerde benzin ve dizel yakıt fiyatlarına göre daha ucuz olması nedeniyle, kullanıcılar tarafından tercih edilmektedir [6, 7].

SPG; Propan (C_3H_{10}) ve Bütan (C_4H_{10}) 'ın belirli oranlardaki karışımından oluşup, Liquefied Petroleum Gases kelimelerinin baş harfleri ile ifade edilen sıvılaştırılmış bir petrol gazıdır. Dünyadaki SPG üretiminin %61'i doğal gaz, %39'u ise rafineri üretiminden elde edilmektedir. [8]

SPG yakıtı emisyonları yönünden diğer yakıtlara göre daha temizdir. Özellikle CO emisyonları benzine göre daha düşük değerlere inerken HC ve NO_x miktarındaki düşüş daha az olmaktadır. SPG yakıtı içinde, benzin ve kurşunsuz benzine, oktan sayısını artırmak için katılan kurşun tetra etil bulunmamaktadır. Bu durum SPG yakıtının egzozdaki kirlenici emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır. Yakıt içerisinde kükürt olmaması nedeniyle, kükürt oksit emisyonu da söz konusu değildir. Ayrıca dizel motorlarında görülen is ve partikül emisyonları da oluşmaz [6].

Latusek, P., ve Burrham, R., yaptıkları çalışmada iki ve dört zamanlı motorlarda, benzin ve sıvılaştırılmış petrol gazı yakıtını deneyerek emisyon değerlerini karşılaştırmışlardır. HC+NO_x emisyonları %19.6 ve CO emisyonları %27.4 oranında azalmıştır. Propan ve bütanın kendiliğinden tutuşma sıcaklığı benzine göre yüksektir. Bu nedenden dolayı, SPG yakıtının uygun emisyon değerleri için daha fazla ateşleme avansı gerektirmiştir. Ateşleme zaman ayarı ile NO_x emisyonları artış eğilimi göstermiştir [8].

İçingür, Y., ve Haksever, R., dört silindri, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli benzinli bir motorda SPG yakıt sistemi dönüşümü yapmış ve emisyon karakteristikleri incelemiştir [6]. Bu çalışmada, gerek CO ve gerekse HC değerlerine göre SPG yakıtlı çalışma şartlarının benzine göre daha iyi olduğu görülmektedir. Fakat SPG dönüşüm sistemlerinin kendi aralarındaki farklılıklardan dolayı emisyonlar arasında da farklılıklar oluşmuştur.

Bayraktar, H., ve Durgun, O., çalışmalarında, buji ile ateşlemeli motorlarda yanma olayının motor performansı ve motor elemanlarına olası etkilerini teorik olarak incelemiştir [9]. Motor çevriminin, benzin ve SPG yakıtları için çeşitli çalışma koşullarında hesaplanabildiği bir termodinamik çevrim modeli geliştirilmiştir. Çevrim modelinde yanma işlemi; bir türbülanslı alev yayılması matematik modeli kullanılarak hesaplanmıştır. Benzin ve SPG' nin aynı ekivalans oranında bir taşıt motorunda kullanılması durumunda, çeşitli çalışma koşulları için yapılan hesaplar sonucu; SPG ile elde edilen CO ve NO mol oranları benzin ile elde edilenlerden daha düşük çıkmıştır.

3. LPG KULLANIM ORANINA BAĞLI OLARAK YANMA ÜRÜNLERİNİN BELİRLENMESİ

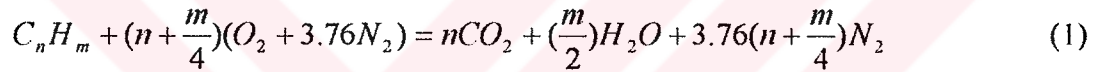
Bu bölümde çift yakıt (benzin+SPG) ile çalışan bir motorun SPG kullanım oranına bağlı olarak yanma ürünlerindeki değişim Olikara/Borman' ın hazırladığı kimyasal yanma programı [10] kullanılarak hesaplanmıştır. Program Fortran programlama dilinde hazırlanmıştır. Bu bilgisayar programı, bir yada daha fazla fazdan oluşan bir sistemin denge denklemini hesaplamaktadır. Gaz fazı; ideal gazların bir karışımı, yoğunlaşma fazı ise ideal çözümler için ele alınmıştır. Program hakkında ayrıntılı bilgi Ref [10] dan elde edilebilir.

Kullanılan SPG oranına bağlı olarak oluşan karma yakıtın kapalı formülü, sıvı ve gaz yakıtın mol oranlarına bağlı olarak tespit edilmiş ve kapalı formüle göre yanma ürünler hesaplanmıştır. Benzin ve SPG kullanılan dört yanma denklemi, farklı sıcaklık (1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 K) ve yakıt fazlalık katsayısı (0.6, 0.7, 0.8, 0.9 ve 1)' da yanma ürünlerini hesaplamak için kullanılmıştır. Aşağıda açıklanacağı gibi, ilk olarak 1 mol benzinin yanması incelenerek elde edilen sonuçlar referans olarak alınmıştır. Benzinin miktarı her adım için %10 oranında azaltılarak yakıt enerjisini sabit bir değerde tutabilmek için SPG miktarı artırılmıştır.

3.1. Stokiyometrik Yanma

Bir yakıtın tam olarak yanması için gerekli en az hava miktarına stokiyometrik veya teorik hava adı verilir. Böylece bir yakıt teorik havayla tam olarak yandığı zaman;

yanma sonu ürünleri arasında serbest oksijen bulunmaz. Teorik hava aynı zamanda kimyasal olarak gerekli hava miktarı veya % 100 teorik hava diye de adlandırılır. Teorik havadan daha az havayla gerçekleşen bir yanma işleminin tam olması mümkün değildir. Yakıtın teorik havayla tam olarak yandığı ideal bir yanma işlemi, yakıtın stokiyometrik veya tam yanması diye bilinir. Stokiyometrik yanmada, yakıt oksijen ile tam olarak yandığında su ve karbondioksit dönuşür. Kimyasal reaksiyonların çoğunda nitrojenin inert gaz olduğu düşünülür ve reaksiyona katılmaz. Denklem 1'e bakıldığında, yanma sonu ürünleri arasında yanmamış HC, C, CO, OH ve serbest O₂ yoktur [11, 12, 13].

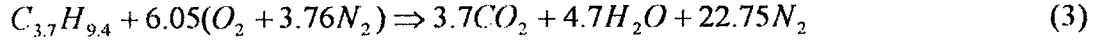


Bir hidrokarbon yakıtın tam yanması için gerekli hava miktarı, ürün ve reaktantlara ait farklı atomların dengesiyle hesaplanabilir. Benzinin kimyasal formülü C_{6.93}H_{14.58} olduğuna göre, benzinin hava ile stokiyometrik yanması için oluşturulan reaksiyon denklemi aşağıda gösterilmiştir.

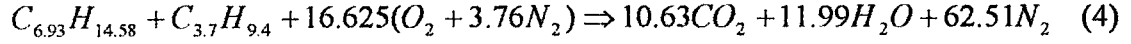
Benzinin tam yanması:



SPG'nin tam yanması :



Benzin ve SPG'nin tam yanması (her bir yakıtında 1'er mol olduğu düşünülürse):



3.2. Bir mol yakıtın açığa çıkardığı enerji miktarı

Motora gönderilen 1 mol yakıtın enerjisi = $M_f * Q_{LHV}$ 'dir. Burada Q_{LHV} ; yakıtın alt ısı değeri (MJ/kg), M_f ise yakıtın bir molünün ağırlığıdır (kg/mol).

1 mol benzinin yakıt enerjisini bulacak olursak,

$$\text{Benzinin alt ısı değeri } Q_{LHV} = 44 \text{ MJ / kg [14, 15]} \quad (5)$$

$$\text{Benzinin mol ağırlığı } M_f ; C_{6.93}H_{14.58} = [(6.93 * 12) + 14.58] = 97.74 \text{ g / mol}$$

Sonuç olarak 1 mol benzinin yakıt enerjisi;

$$0.097 \text{ kg / mol} * 44 \text{ MJ / kg} = 4.27 \text{ MJ / mol} \text{ 'dür.} \quad (6)$$

1mol SPG'nin yakıt enerjisini bulursak:

$$\text{SPG'nin alt ısı değeri, } Q_{LHV} = 45.84 \text{ MJ / kg [16]} \quad (7)$$

$$\text{SPG'nin mol ağırlığı, } M_f; C_{3.7}H_{9.4} = [(3.7 + 12) + 9.4] = 53.8 \text{ g/mol} [15] \quad (8)$$

Sonuç olarak SPG'nin yakıt enerjisi;

$$0.0538 \text{ kg/mol} * 45.84 \text{ MJ/kg} = 2.894 \text{ MJ/mol} \text{ 'dür.} \quad (9)$$

3.3. Benzin SPG Karışımının Kimyasal Enerjisi

Stokiyometrik karışımlar için (HFK=1) benzin+SPG karışımının genel denklemi:

$$kC_nH_m + lC_pH_q + \left[(kn + lp) + \left(\frac{km + lq}{4} \right) \right] (O_2 + 3.76N_2) =$$

$$(kn + lp)CO_2 + \left(\frac{km + lq}{2} \right) H_2O + 3.76 \left[(kn + lp) + \left(\frac{km + lq}{4} \right) \right] \quad (10)$$

Denklem 10, benzinin ($C_{6.93}H_{14.58}$) karbon atom sayısı $m=6.93$, hidrojen atom sayısı $n=14.58$ ve SPG'nin ($C_{3.7}H_{9.4}$) karbon atom sayısı $p=3.7$, hidrojen atom sayısı $q=9.4$ alınarak düzenlendiğinde stokiyometrik benzin SPG karışımının genel kimyasal denklemi ;

$$kC_{6.93}H_{14.58} + lC_{3.7}H_{9.4} + \left[(6.93k + 3.7l) + \left(\frac{14.58k + 9.4l}{4} \right) \right] (O_2 + 3.76N_2) =$$

$$(k + l)CO_2 + \left(\frac{14.58k + 9.4l}{2} \right) H_2O + 3.76 \left[(6.93k + 3.7l) + \left(\frac{14.58k + 9.4l}{4} \right) \right] \quad (11)$$

Karşının yakıt enerjisini sabit tutmak için denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$k4.27 + 12.89 = 4.27MJ \quad (12)$$

Burada 4.27 ve 2.89 sırasıyla benzin ve SPG'nin her bir molünün yakıt enerjileri (molar alt ısı değerleri) dir. SPG'nin mol sayısını hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılır.

$$I = \frac{4.27 - (k4.27)}{2.89} \quad (13)$$

Örneğin benzin miktarı %10 oranında azaltılırsa, 0.15 mol SPG eklenir.

$$I = \frac{4.27 - (0.9 * 4.27)}{2.89} = 0.15 \text{ mol} \quad (14)$$

Olikara /Borman programı yanma ürünlerini hacimsel kesirler olarak vermektedir. Yanma ürünlerinin birimlerini g/kW-h'e dönüştürmek için denklem 15 kullanılmıştır [11].

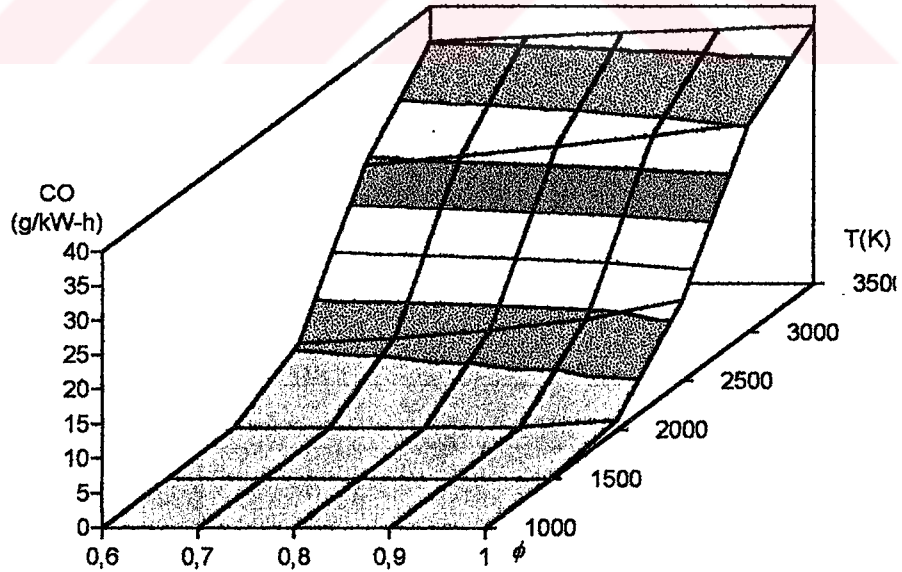
$$\frac{g}{kW-h}(x) = \frac{kg}{kmol}(x) \frac{M_{kar}}{M_{yak}} * \frac{1 + (Mc_{3.7H_{9.4}} / Mc_{6.93H_{14.58}})}{(\eta LHV_{c_{6.93H_{14.58}}}) [1 + (Mc_{3.7H_{9.4}} / Mc_{6.93H_{14.58}}) (LHV_{c_{3.7H_{9.4}}} / LHV_{c_{6.9H_{14.6}}})]} (dön.fak.) \quad (15)$$

Denklem 15'de MJ'ü, kW-h'e çevirmek için 3.6 sayısal değerine eşit olan dönüşüm faktörü kullanılmıştır. x , emisyon ürününü ve M alt indisle gösterilen verinin kütlesini ifade eder. η , ortalama %25 olarak kabul edilen motorun ısı verimidir. LHV ise alt indisle gösterilen yakıtın alt ısı değeridir.

Yanma ürünleri farklı sıcaklıklarda g/kW-h biriminde hesaplanırken, M_{kar} , M_{yak} , $Mc_{3,7H_{9,4}}$ ve $Mc_{6,93H_{14,58}}$, yakıt fazlalık katsayısı ve benzin ($Mc_{6,93H_{14,58}}$)'in yüzdesine bağlı olarak değişmektedir. Bu bilgisayar programı yukarıda belirtildiği gibi 1000-3500 °K sıcaklık sınırları arasında çalıştırılmıştır.

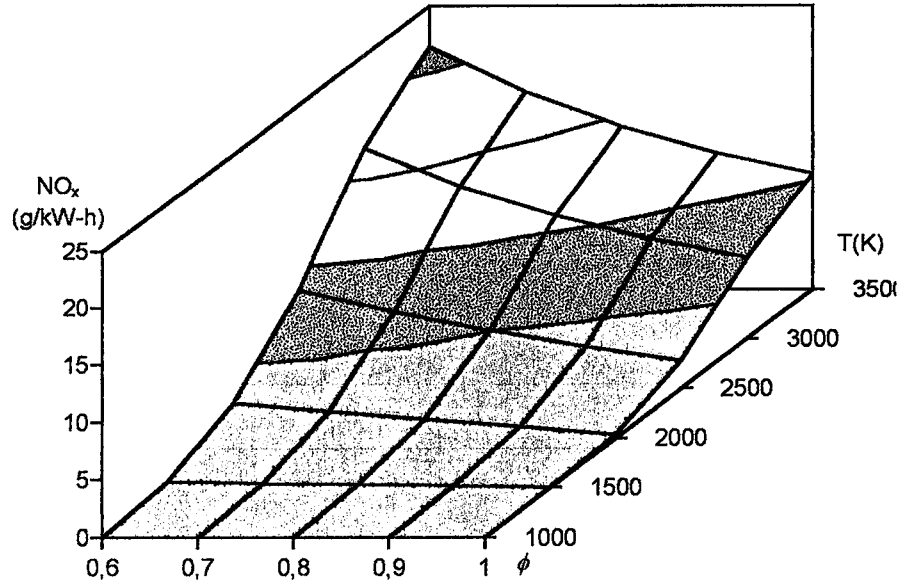
4. SONUÇLAR

4.1. I durum (1 mol $C_{6,93H_{14,58}}$)



Şekil 1. CO miktarının sıcaklık ve YFK' nın fonksiyonu olarak değişimi.

(1 mol $C_{6,93H_{14,58}}$)



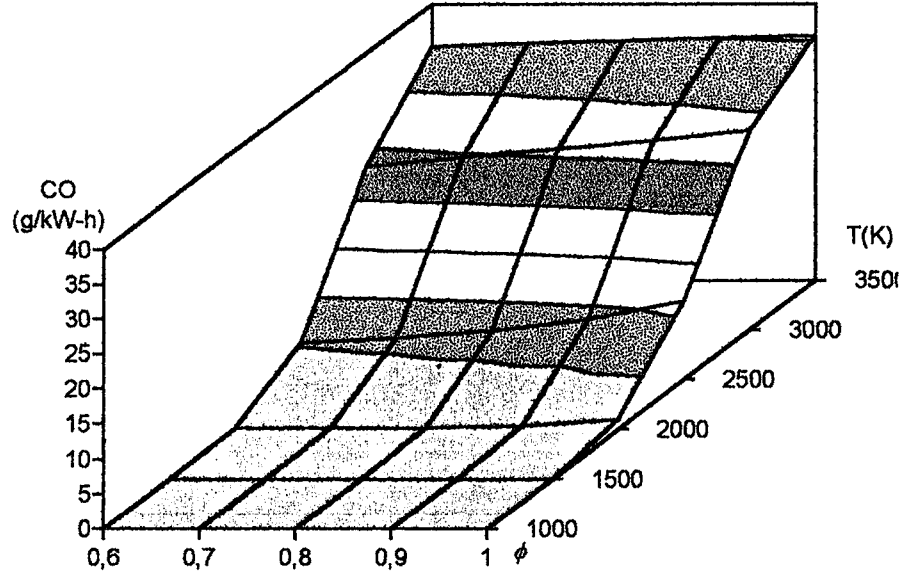
Şekil 2. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi.

(1 mol $\text{C}_{6.93}\text{H}_{14.58}$)

I.durumda CO'nun miktarı YFK'nın azalması ile düşmekte fakat, sıcaklığın artışı ile artmaktadır. Örnek olarak; 3000 K sıcaklıkta ve stokiyometrik yanma ($\Phi=1$) şartlarında CO'nun değeri 30.185 g/kW-h iken, aynı sıcaklıkta ve 0.6 YFK'da 24.276 g/kW-h' a düşmektedir. 0.6 YFK'da ve 2000 K' de CO'in değeri 0.215 g/kW-h'dir. Benzer şekilde; 0.6 YFK ve 3500 K sıcaklıktaki CO değeri 35.079 g/kW-h olmaktadır. Aynı sıcaklıktaki CO değerleri, karışım fakirleştikçe azalmaktadır. Yukarıda belirtilen durumlar şekil 1'de görülmektedir.

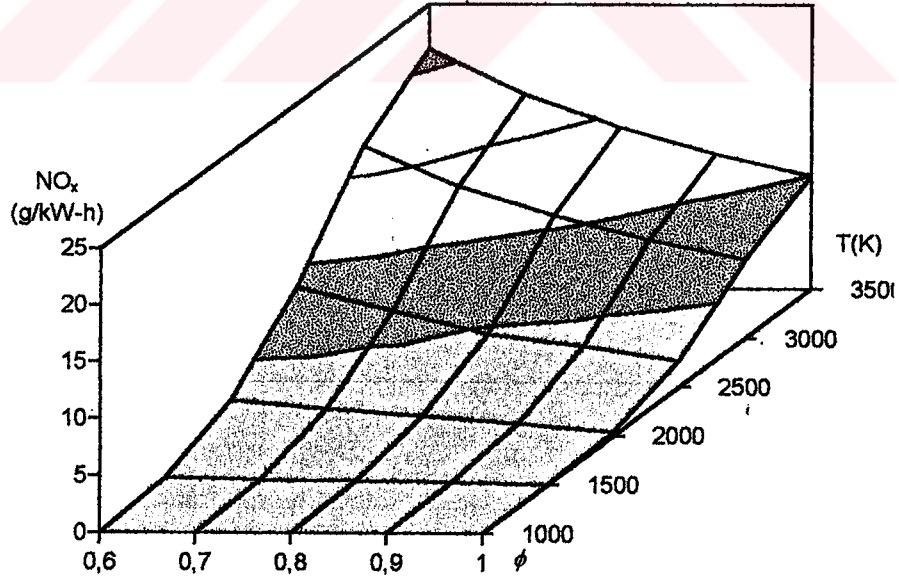
NO_x emisyonları sıcaklık artışı ve YFK'nın azalması ile artmaktadır. Örneğin; 3000 K sıcaklık ve stokiyometrik yanmada, NO_x emisyon değeri 7.152 g/kW-h iken, aynı sıcaklık ve 0.6 YFK'da 16.932 g/kW-h olmaktadır. 0.6 YFK ve 2000 K sıcaklıkta NO_x değeri 3.052 g/kW-h iken aynı YFK ve 3500 K sıcaklıkta 21.454 g/kW-h olmaktadır.

4.2. II.durum (0.9 mol $C_{6.93}H_{14.58}$ + 0.148 mol $C_{3.7}H_{9.4}$)



Şekil 3. CO miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi.

(0.9 mol $C_{6.93}H_{14.58}$ + 0.148 mol $C_{3.7}H_{9.4}$)



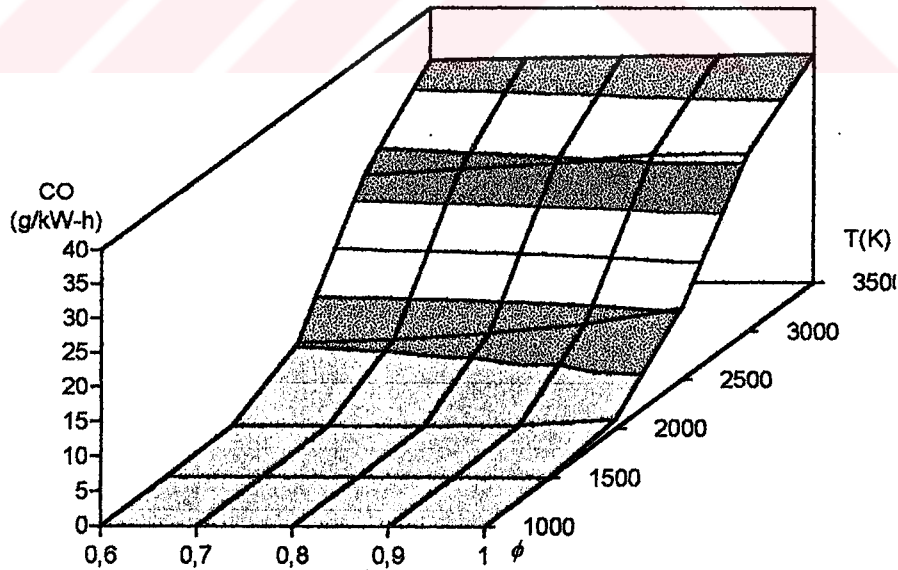
Şekil 4. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK'nın fonksiyonu olarak değişimi

(0.9 mol $C_{6.93}H_{14.58}$ + 0.148 mol $C_{3.7}H_{9.4}$)

Bu II. durumda 0.9 mol $C_{6.93}H_{14.58}$ ve 0.148 mol $C_{3.7}H_{9.4}$ kullanılmıştır ve CO ve NO_x değerleri şekil 3 ve 4'de görülmektedir. Yanma ürünleri içerisindeki CO miktarı bundan önceki duruma benzer davranışlar göstermektedir. YFK ve sıcaklık azaldığında CO miktarı da azalmaktadır. Stokiyometrik yanma şartlarında, 1500 K sıcaklıkta CO değeri 0.021 g/kW-h iken 3000 K' de 28.638 g/kW-h olmaktadır. 2500 K sabit sıcaklıkta, 0.6 ve 0.9 YFK'da CO miktarı sırasıyla 5.222 g/kW-h ve 8.584 g/kW-h 'dır.

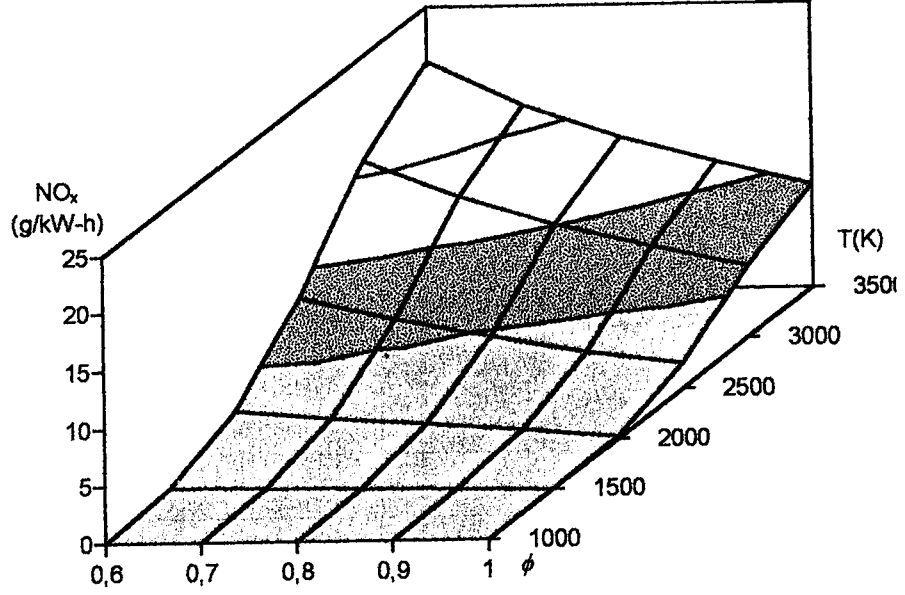
Şekil 4 NO_x sonuçlarını göstermektedir. NO_x değerleri sıcaklığın artması ve YFK'nın düşmesi ile artmaktadır. Örneğin; stokiyometrik yanma şartlarında, 1500 ve 3000 K sıcaklıklarında NO_x değerleri sırasıyla 0.012 g/kW-h ve 6.826 g/kW-h'dır. 2000 K sıcaklıkta, 0.6 ve 0.9 YFK'da NO_x değerleri sırasıyla 2.963 ve 1.026 g/kWh'dir. II. durum yanma ürünleri arasında daha az CO ve NO_x içermektedir.

4.3. III. Durum (0.8 mol $C_{6.93}H_{14.58}$ + 0.296 mol $C_{3.7}H_{9.4}$)



Şekil 5. CO miktarının sıcaklık ve YFK' nın fonksiyonu olarak değişimi

(0.8 mol $C_{6.93}H_{14.58}$ + 0.296 mol $C_{3.7}H_{9.4}$)



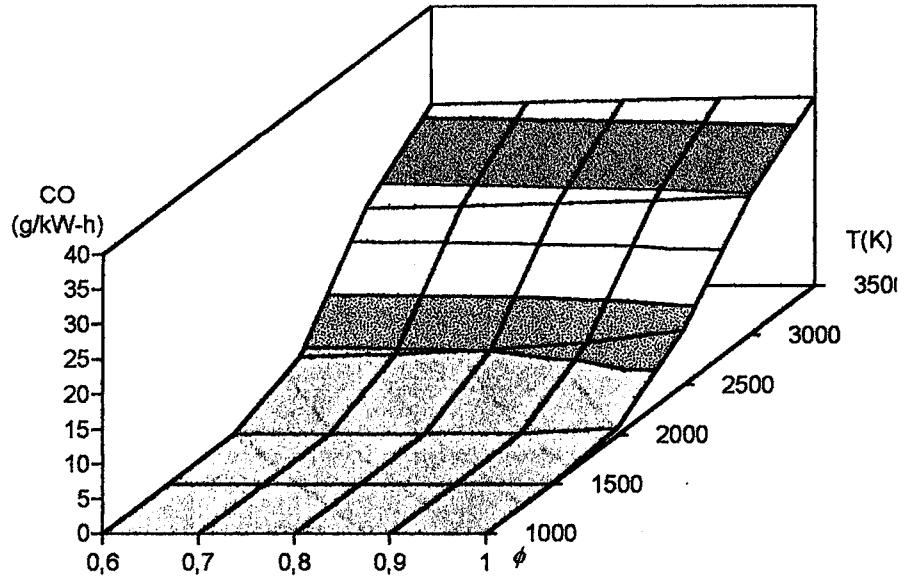
Şekil 6. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK' nın fonksiyonu olarak değişimi

$$(0.8 \text{ mol } \text{C}_{6.93}\text{H}_{14.58} + 0.296 \text{ mol } \text{C}_{3.7}\text{H}_{9.4})$$

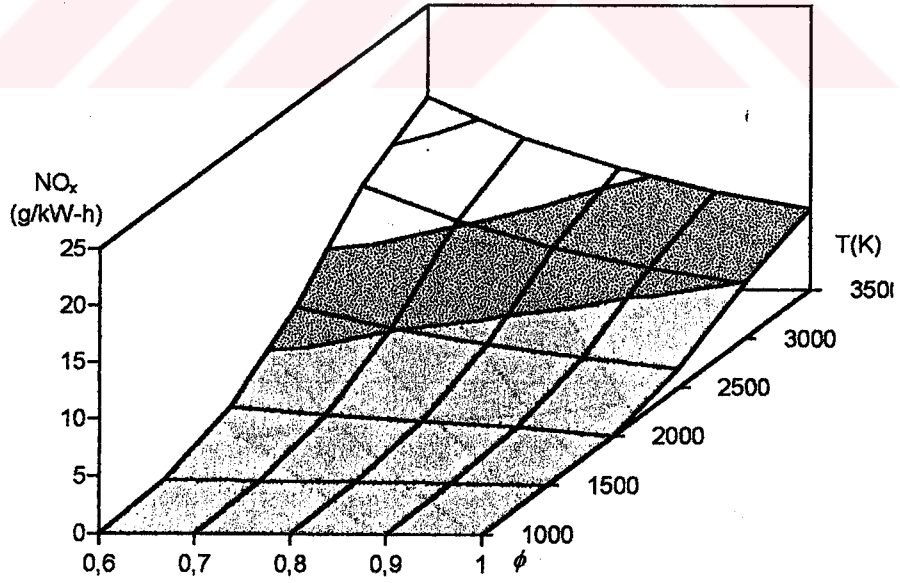
Bu durumda, yanma sonunda oluşan enerjinin sabit kalması için 0.296 mol $\text{C}_{3.7}\text{H}_{9.4}$ ilave edilmiştir. CO ve NO_x değerleri, farklı sıcaklık ve YFK'da hesaplanmıştır. Aynı şekilde, CO'nin miktarı, YFK' nın düşmesiyle azalmakta, sıcaklığın artması ile artmaktadır. Örneğin, stokiyometrik yanma şartlarında 1500 ve 3500 K sıcaklıkta CO değeri sırasıyla 0.0193 g/kW-h ve 32.181 g/kW-h' dir. 2500 K sabit sıcaklıkta 0.9 ve 0.6 YFK'da CO değeri sırasıyla 8.138 ve 0.202 g/kW-h' dir.

NO_x emisyonları incelendiğinde benzer nitelikler göze çarpmaktadır. NO_x ' in miktarı sıcaklığın artışı ve YFK' nın düşmesi ile azalmaktadır. Örneğin stokiyometrik yanmada 1500 ve 3000 K' de emisyon değerleri sırasıyla 0.0112 g/kW-h ve 2.149 g/kW-h' dir. 2500 K sabit sıcaklıkta 0.9 ve 0.6 YFK'da NO_x miktarı sırasıyla 3.209 g/kW-h ve 8.243 g/kW-h olmaktadır. Sonuç olarak, emisyon değerlerinin önceki üç durumdan daha azdır.

4.4. VI. Durum (1.4755 mol $C_{3.7}H_{9.4}$)



Şekil 7. CO miktarının sıcaklık ve YFK' nın fonksiyonu olarak değişimi
(0.1.4755 mol $C_{3.7}H_{9.4}$)



Şekil 8. NO_x miktarının sıcaklık ve YFK' nın fonksiyonu olarak değişimi
(1.4755 mol $C_{3.7}H_{9.4}$).

Daha önceki durumlardaki gibi açığa çıkan enerji miktarının sabit olması için bu durumda 1.4755 mol $C_{3.7}H_{9.4}$ kullanılmıştır. Bu yakıttaki (SPG) karbon ve hidrojen katsayıları önceki durumlara kıyasla çok daha az olduğu için emisyonlarda önemli azalmalar kaydedilmiştir. Bu sonuçlar şekil 7 ve 8’de görülmektedir.

Sadece $C_{3.7}H_{9.4}$ ’ nin yanmasında sıcaklık ve YFK’nın artması ile CO miktarı da artmaktadır. Örneğin, stokiyometrik yanma şartlarında 2000 ve 3500 K’ de CO’ in miktarı sırasıyla 0.965 g/kW-h ve 27.079 g/kW-h’ dir. 2500 K sabit sıcaklıkta 0.9 ve 0.6 YFK’ da CO’ in değeri 6.605 g/kW-h ve 4.035 g/kW-h’ dir.

NO_x emisyonlarındaki artış ise sıcaklığın artması ile doğru YFK’nın artması ile ters orantılı olarak değişmektedir. Örneğin stokiyometrik yanma şartlarında 2500 ve 3500 K’ de NO_x miktarı sırasıyla 4.937 g/kW-h ve 7.176 g/kW-h’ dir. 3500 K sabit sıcaklıkta 0.7 ve 0.9 YFK’da NO_x değeri sırasıyla 13.334 g/kW-h ve 8.649 g/kW-h’ dir.

Sadece SPG ($C_{3.7}H_{9.4}$) kullanımındaki CO ve NO_x emisyonları, farklı oranlardaki iki yakıt ($C_{6.93}H_{14.58}$ ve $C_{3.7}H_{9.4}$) karışımının emisyonlarından her durumda daha az olduğu görülmektedir.

Sonuç olarak günümüz araçlarında SPG ve benzin ($C_{6.93}H_{14.58}$) kullanımı emisyonlar açısından karşılaştırılacak olursa, SPG kullanımıyla emisyonlarda önemli iyileşmeler sağlanacağı kesindir.

Benzin ve SPG kullanılan 4 yanma denklemi, farklı sıcaklık ve YFK' da yanma ürünlerini hesaplamak için kullanılmıştır. Tüm durumlar Olikara/Borman bilgisayar programı ile hesaplanmıştır. İlk olarak stokiyometrik yanma şartlarında ve altı farklı sıcaklıktaki 1 mol benzinin yanması incelenerek elde edilen sonuçlar referans olarak alınmıştır. Adım adım benzinin miktarı azaltılarak yakıt enerjisini sabit bir değerde tutabilmek için SPG miktarı artırılmıştır.

Sunulan bu çalışmada tüm durumlar ele alınırsa; SPG miktarının artırılmasıyla CO' in azaldığı belirgin bir şekilde görülmektedir. CO değeri aynı zamanda sıcaklık ve YFK' da bağlıdır. Bu emisyonun en az miktarı 1.4755 mol $C_{3.7}H_{9.4}$ için hesaplanmıştır.

NO_x miktarı SPG ilavesiyle azalmaktadır. İkili yakıtları (benzin+SPG) kapsayan her durum için en iyi sonuçlar %0 benzin +1.4755 mol $C_{3.7}H_{9.4}$ şartlarında elde edilmektedir.

KAYNAKLAR

1. Gümüş, M., Tekin, M., "Çift Yakıtlı (Dizel+Doğal Gaz) Dizel Motorunun Yanma Ürünleri Analizi", TMMOB Makine Mühendisleri Odası VII. Otomotiv ve Yan Sanayi Sempozyumu", sf: 96-101, Bursa, 26-27 Ekim 2001.
2. Schoenmaker, P., "LPG: Alternative to Urban Public Transportation in The Future", 1. Ulusal Ulaşım Sempozyumu, İstanbul, 6-7 Mayıs 1996.
3. Sharma, P., Khara, M., "Modeling of Vehicular Exhaust-A Review", Transportation Research Part pp. 179-198, 2001.
4. Şen, Z., Şahin A., "Future Prospects of Fossil and Alternative Energy Sources", Proceedings of The First International Energy and Environment Symposium, pp.37-43 Trabzon, July 29-31, 1996.
5. Nichols, R., "Application of Alternative Fuels", SAE paper 821573, USA, 1982

6. İçingür, Y., Haksever, R., “Benzinli Motorlarda Sıvılaştırılmış Petrol Gazının Performans ve Emisyonlara Etkisinin Deneysel Analizi”, Politeknik Dergisi, Cilt: Sayı:3, sf:67-76, 1998.
7. Ergeneman, M., Soruşbay, C., “Benzin Motorlu Taşıtların LPG Kullanımına Dönüşümü”, Mühendis Makine, Cilt:37, Sayı:441,sf:25-36, 1996.
8. Latusek, P., ve Burrham, R., “Key Success Factors for Automotive Use of LPG”, “The 6th World LPG Conference, Japan, 1993.
9. Bayraktar. H., Durgun., O., “Buji İle Ateşlemeli Motorlarda Gaz Yakıtların Kullanımının Yanma ve Motor Performansı Üzerine Etkileri”, 6. Uluslar Arası Yanma Sempozyumu, sf: 273-280, İstanbul, 1999.
10. Olikara, C., Borman, G., “A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to the Engines”, SAE paper 750468, 1990.
11. Çanakçı. M., “Idealized Engine Emissions Resulting from The Combustion of Isooctane Supplemented with Hydrogen”, Ms Thesis, Vanderbilt University, Tennessee, August, 1996.
12. Dölger. Z., “İçten Yanmalı Motorlar”, Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Faköltesi Yayınları, No:11, sf:28-29, Kocaeli,1999.
13. Çengel, Y., Boles, M., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, McGraw-Hill, sf:661-665, USA, 1996.
14. Borat, O., Balcı, M., “Yanma Bilgisi”, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Faköltesi Yayınları, sf:92-94, Ankara,1996.
15. Heywood. J. B., “Internal Combustion Engines”, McGraw-Hill, International Editions, ISBN:0-07-100499, pp.452-653, USA,1988.
16. Borat, O., Balcı, M., “İçten Yanmalı Motorlar”, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Faköltesi Yayınları, sf:18-19, Ankara,1996.

TERMODİNAMİK

ISITMA SOĞUTMA HAVALANDIRMA KLİMA YALITIM VE DOĞALGAZ TEKNOLOJİSİ • AYLIK BİLİMSEL SEKTÖR'DERGİSİ

EYLÜL 2003

YIL 12

SAYI 133

4.000.000 TL



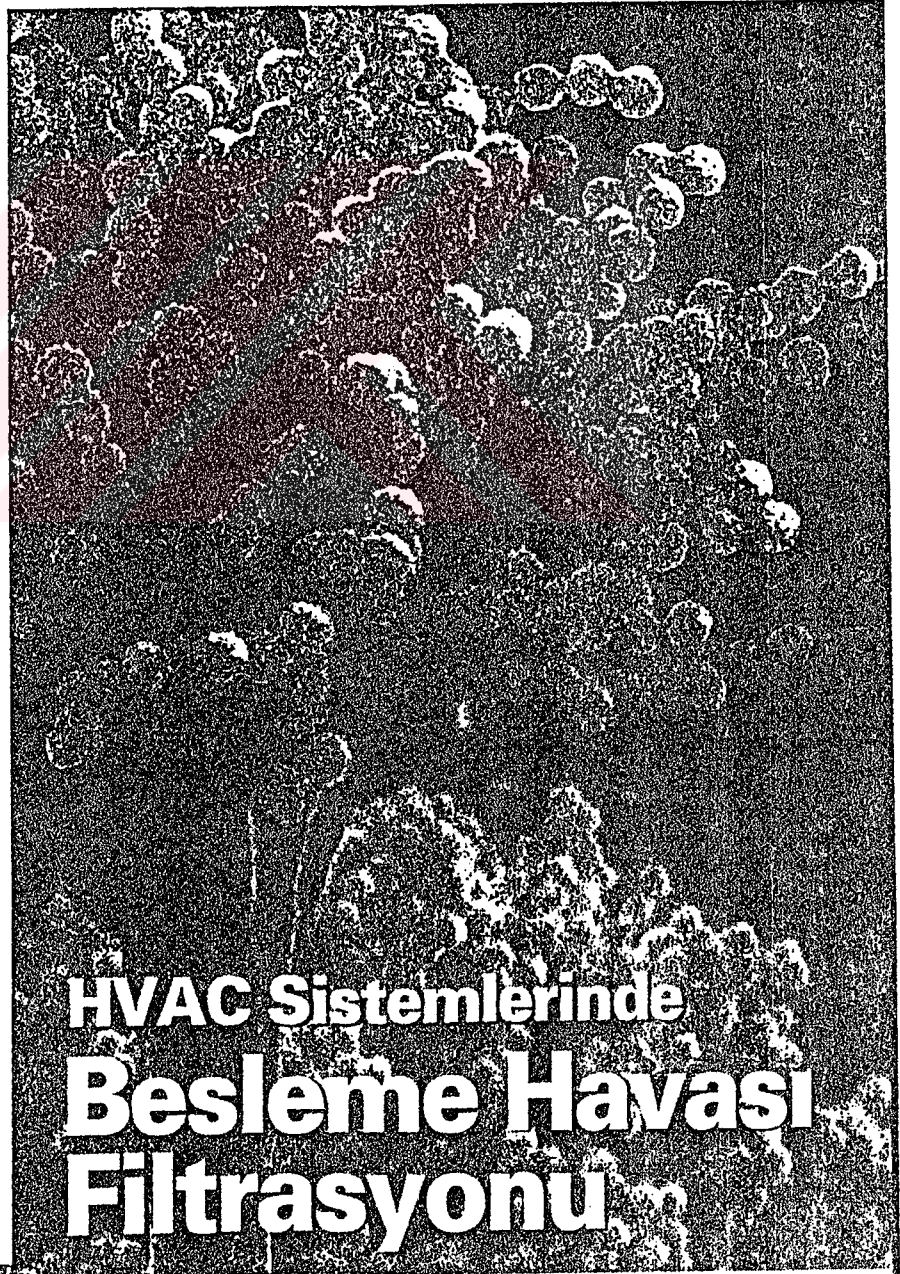
**Soğutucu Üretiminde
Mikro Kanal
Teknolojisine Doğru**

**Hipermarket
Soğutma ve Klima
Sistemlerinde
Enerji Optimizasyonu**

**Evlerde Kullanılan
Su İyileştirme
Cihazları**

09

**HVAC Sistemlerinde
Besleme Havası
Filtrasyonu**



09/2003

İçindekiler

ONURSAL YAYIN KURULU
Bedil KORUN
Dr. Sedat ÖZKOL

YAZI KURULU
Enis BURKUT
İrfan ÇELİMLİ
Fahs KAYMAKCI
Tunç KORUN
Emre OĞUZ
Dr. Hüseyin ONBAŞIOĞLU
Nural TUNCER
Orhan TURAN
Cafer ÜNLÜ

AKADEMİK DANIŞMANLARIMIZ
Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU
Prof. Dr. Nilüfer EGRİCAN
Doç. Dr. Hurdil ESKİN
Prof. Dr. Mehmet Cem ECE
Doç. Dr. Ahmet CİHAN
Prof. Dr. Abdurrahman KILIÇ
Prof. Dr. Olcay KINCAY
Doç. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU
Prof. Dr. Sadriye KÜÇÜKBAYRAK OSKAY
Prof. Dr. Rüknettin OSKAY
Doç. Dr. Recep ÖZTÜRK
Prof. Dr. Akşel ÖZTÜRK
Doç. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU
Prof. Dr. Macit TOKSOY
Prof. Dr. Murat TUNÇ
Prof. Dr. Semra ÜLKÜ
Prof. Dr. Mustafa Özcan ÜLTANIR
Prof. Dr. Tuncay YILMAZ

YAYIN DANIŞMANLARIMIZ
Güven AKÇİÇEK
Mustafa ARSLANCAN
Tuncay AYHAN
Mustafa BAYGAN
Metin BILGIÇ
Erdoğan BOZ
Hayri ÇALIŞKAN
Dr. Celalettin ÇELİK
Muzaffer DANIŞMAN
Hüseyin DEDEOĞLU
Kazım DEMİR
A. Metin DURUK
Mustafa DURUKAN
Haldun EKAL
Vural EROĞLU
Nuri ERTOKAT
Ersin GÜRDAL
Serdar GÜREL
Ahmet H. GÖKSİN
Cengiz HEPERGİL
Atr İMARET
Hirant KALATAŞ
Mustafa Cemal KARAKAPICI
Yüksel KÖKSAL
Atilla ODABAŞI
Turgay ÖKSÜZOĞLU
Ender ÖZGÜL
Tekin PARLAK
Dr. Metin SAGULAR
Ziya ŞEFTALIOĞLU
Levent TAŞKIN
Lale ULUTEPE
Mehmet ÜZER
Cengiz YILDIZ

Haberler

Dünyadan yeni ekipmanlar

- Patent Bekleyen Yeni "OAM Purjör"
- Değişken Frekanslı Sürücüler
- Gazlı Nemlendiriciler

IKK 2003

Endüstri Uzmanlarının Amiral Gemisi;
IKK 2003 Hannover

H₂O köşesi

ENİS BURKUT

Evlerde Kullanılan Su İyileştirme Cihazları

Not defterimden

ORHAN TURAN

Enerjide Finansman ve Mevzuat

Teknik

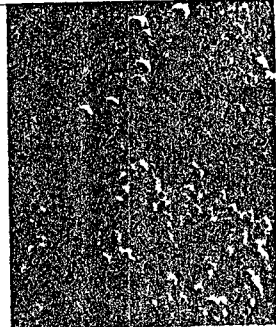
NACİ ŞAHİN

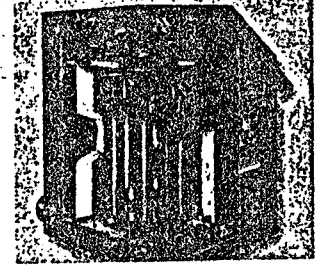
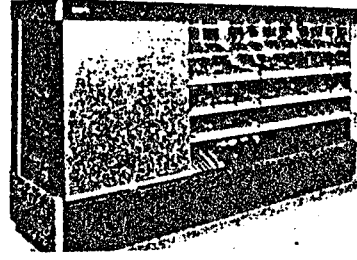
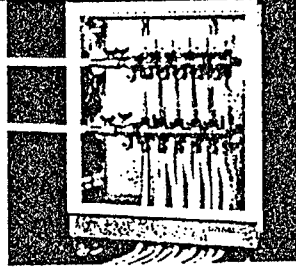
Konvansiyonel Odalarda Havalı Şok Dondurma Uygulamaları-1

Çeviri

MEHTAP ERMEK

HVAC Sistemlerinde
Besleme Havasının
Filtrasyonu





60

Teknik

ERAY ÜRKMEZ

Hipermarket Soğutma ve Klima Sistemlerinde
Enerji Optimizasyonu-1

68

Sistem tanıtımı

Daikin VRV Klima Sistemleri



74

Ürün tanıtımı

ITT-Lowara SSV Serisi Komple
Paslanmaz Çelik Pompalar

76

Ürün tanıtımı

Tabandan Isıtma Sistemleri İçin
Oventrop Armatürleri

78

Ürün tanıtımı

AFS'den İzolesiz Alüminyum
Flexible Hava Kanalları

88

Bilimsel

SEYHAN UYGUR ONBAŞIOĞLU

Soğutucu Üretiminde Mikro Kanal Teknolojisi

98

Bilimsel

CENK SAYIN-İBRAHİM KILIÇASLAN MUSTAFA ÇANAKÇI-NECATİ ÖZSEVEN

Benzinli Motorlarda Kurşunsuz Benzin Kullanımının
Egzoz Emisyonlarına Etkisi

REKLAM DİZİNİ

Firma	Sayfa
AAF	55
AFS	61
AKANTEL	51
AKDENİZ SOĞUTMA	77
AKNUR	96
ALARKO-CARRIER	11
ALDAG	41
ATC	29-31
AYVAZ	17
AQUATHERM-MOSCOW	93
BAYKAN GRUP	87
BAYMAK	7
CONTEK	89
ÇUKUROVA ISI	49
DEVI	63
DİZAYN TEKNİK-SAMSUNG	85
DOĞU ISITMA	85
DSYG	82-84
ECA	57
EDVAN	24
ELCO	15
ENER SİSTEM	44
ERBAY	66
ESEN PLASTİK	79
ETNA SÜPERMATİK	75
ETKİN SERVİS	19
EUROVENT	45
EZİNÇ METAL	37
FEDERAL SOĞUTMA	18
FORM A.Ş.	25-27
FRIGODUMAN	83
GELİŞİM TEKNİK	65
GENTAFORM	21
HAVAK	48
ISISAN	Arka kapak-9
ISK-SODEX 2004	86
IŞIK ENDÜSTRİYEL	1
IMAS	91
İM MAKİNA	81
INTERVALF	72-73
LG-VIESSMANN	32-33
MAKRO TEKNİK	69-71
MAS POMPA	2
OVENTROP	23
PAMKA	80
SHRAMA	67
SYSTEMAIR	59
TEKNOSA	Arka kapak içi
UZMAN HAVALANDIRMA	40
VENCO	38
VISSMANN	13
WILO	On kapak içi

Benzinli Motorlarda Kurşunsuz Benzin Kullanımının Egzoz Emisyonlarına Etkisi

Cenk SAYIN, İbrahim KILIÇASLAN, Mustafa ÇANAKÇI, Necati ÖZSEVEN
Kocaeli Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitim Bölümü

Bu çalışmada, kurşunsuz benzin kullanımının dört silindirli, dört zamanlı bir benzin motorunun egzoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Bu amaçla motor ilk önce süper benzin daha sonra kurşunsuz benzin ile test edilmiştir. Sonuçlar, benzinin içindeki kurşun miktarının egzoz emisyonlarının içeriğini etkileyen çok önemli bir parametre olduğunu ortaya koymaktadır.

1. GİRİŞ

Günümüzde hızlı sanayileşme bir çok problemleri de beraberinde getirmiştir. İnsanlar bir taraftan sanayileşmenin getirdiği refah ve kolaylıklardan yararlanırken diğer yandan da doğal dengenin alt üst edilmesi ve çevrenin tahrip edilmesi, kirletilmesi gibi onarılmayacak bir bedel ödemekle karşı karşıya kalmıştır [1].

Hava kirliliğine neden olan hidrokarbon esaslı yakıtların yanması neticesinde açığa çıkan, CO, HC, NO_x ve partikül emisyonları atmosferi kirleterek ciddi bir sağlık problemi oluşturmaktadır. Sabit motorlar, endüstriyel motorlar ve evsel kazanlar gibi kaynaklardan çıkan atık gazların hava

kirliliğinin oluşmasındaki katkıları her ne kadar büyükse de, yapılan istatistikler büyük şehirlerde motorlu taşıtlardan kaynaklanan hava kirliliğinin toplam hava kirliliği içindeki payının % 50'lere ulaştığını göstermektedir. Bu sebeple, taşıtlardan kaynaklanan kirletici emisyonların azaltılmasına yönelik çalışmalar önem kazanmıştır [2].

Taşıt motorlarında, sıkıştırma oranının artırılması ile ısı veriminde ve dolayısı ile motorun maksimum gücünde artış sağlamak mümkündür. Ancak benzin motorlarında sıkıştırma oranı, vuruntu olayı ile sınırlandırılmıştır. Bu nedenle daha yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlarda kullanılmak

üzere yüksek oktan sayılı yakıtlara ihtiyaç vardır. Benzinin oktan sayısının artırılması, benzini oluşturan hidrokarbon türlerine ilişkin yapının düzenlenmesi ile sağlanabilmektedir. Örneğin, benzin içindeki aromatik bileşenlerin artırılması oktan sayısını artıracaktır. Yüksek oktan sayılı, vuruntu ya dayanıklı benzin elde etmekte kullanılan yöntemlerden biri yakıtı sonradan kurşun tetra etil eklenmesidir. Kurşun tetra etil dışında diğer metalik bileşenlerden veya etil alkol, metil alkol v.b. alkollerden oluşan katkı maddelerinin belirli oranlarda benzine katılması ile de oktan sayısının yükseltilmesi mümkündür. Ancak belirtilen bu yöntemler arasındaki mevcut maliyet

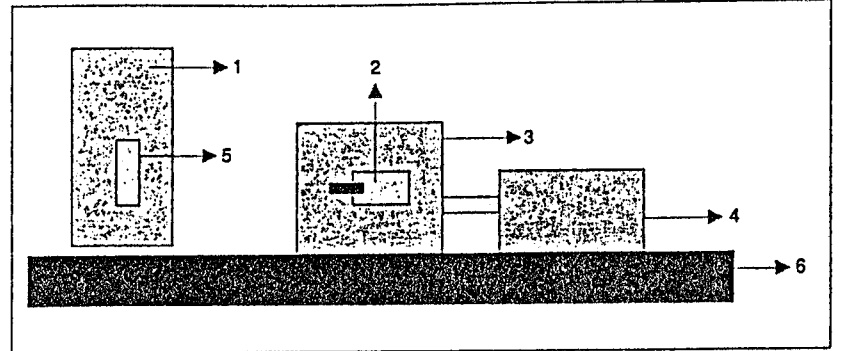
Tablo 1. Deneylerde Kullanılan Motora Ait Teknik Özellikler [6]

Motor tipi	131 A 1016
Silindir hacmi	1600 cc
Silindir çapı	84 mm
Strok	71.5
Sıkıştırma oranı	8:1
Azami güç	89 HP
Maksimum tork	117 Nm
Maksimum devir	5400 d/dak

farklılıkları nedeniyle kuşun tetra etilinin katkı maddesi olarak kullanımı tercih edilmektedir [3].

Benzine oktan sayısını yükseltmek amacıyla katılan kurşun tetraetil'in insan sağlığı üzerindeki etkileri bilinmektedir. Solunma yoluyla direk kana karışan kurşun, insan sağlığı üzerinde çok önemli tahribatlara neden olmaktadır. Kanserojen etkisi bunlardan biridir. Ayrıca gelişme çağındaki çocuklar üzerinde olumsuz mental ve fiziksel etkiler bırakmaktadır [4]. Bu nedenle tüm dünyada yakıtlardaki kurşun miktarını minimuma indirmek için yoğun çabalar sürmektedir.

Kurşunlu benzin kullanımı, araçlardaki bakım masraflarını önemli ölçüde artırmaktadır. Kurşun tetra etilin yapı-



Şekil 1. Deney düzeneği.

1. Emisyon test cihazı - 2. Egzoz manifoldu - 3. Test motoru
4. Dinamometre - 5. Emisyon ve devri algılayıcı sensör - 6. Platform

sal özelliğinden dolayı, yanma sonucunda korozif etkiler oluşturmaktadır. Bunun sonucu olarak da motor, buji, emisyon kontrol ve egzoz sistemlerinin kullanımı ömrü kısaltmakta, bakım masrafları artmaktadır. Kurşunlu benzinin kullanımı; HC, CO ve NO_x bileşenlerinin % 10-20 oranına kadar artmasına neden olabilmektedir [5].

2. DENEY YÖNTEMİ VE ÖLÇÜMLER

Deneyler, Kocaeli Üniversitesi Otomotiv laboratuvarında yapılmıştır. Deneylerde dört silindirli, dört zamanlı, 1998 model, bir benzin motoru kullanılmıştır. Test motorunun teknik özellikleri

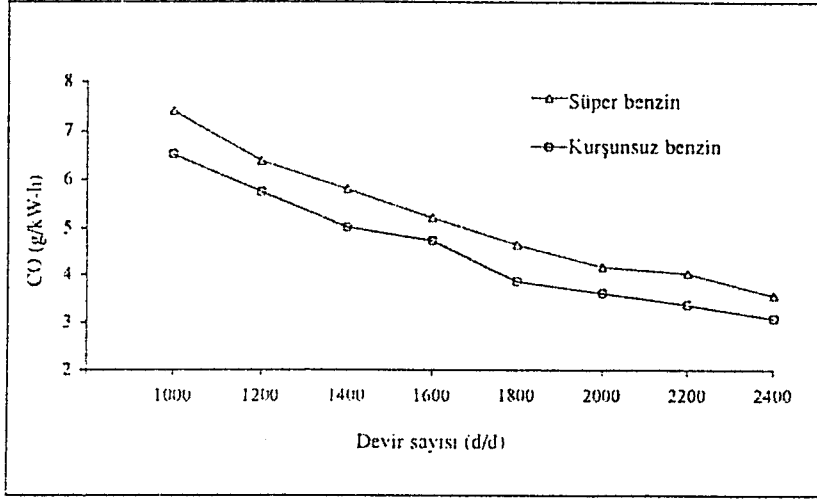
Tablo 1'de verilmiştir.

Deneylerde süper ve kurşunsuz olmak üzere iki farklı tipte yakıt kullanılmıştır. Bu yakıtların kimyasal ve fiziksel özellikleri Tablo 2'de verilmiştir. Motorun yüklenmesi için dinamometre kullanılmıştır. Egzoz emisyonları ve devir sayısı ölçümü ise Bilsa bilgisayarlı motor test cihazı ile gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneği Şekil 1'de görülmektedir.

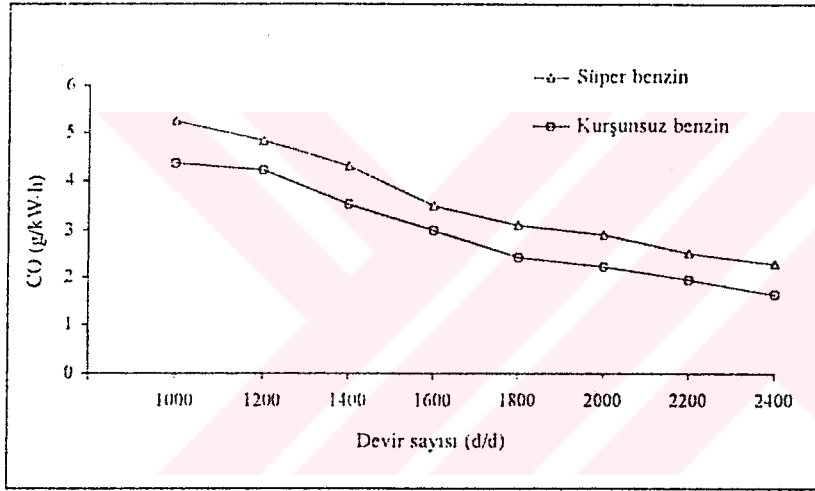
Ön deneylerin yapılmasından sonra; motorun süpap ayarları, platin açıklık ayarı, ateşleme avansının ayarı, buji tırnak aralığı ayarı, yapılan her deney için katalog değerlerine uygun olacak şekilde düzeltilmiştir. Deneyler yapılmadan önce termostat açılma sıcaklığına kadar motor çalıştırılmış ve daha sonra ölçümlere başlanmıştır. Yüksek devirlerde motor yağında görülen aşırı ısınmanın motora vereceği zararı önlemek için yağ sıcaklığı devamlı kontrol edilmiş ve gerektiğinde motor yükü boşaltılarak motor rölanti devri üzerinde ve boşta çalıştırılarak dinlendirmeye terk edilmiştir. Motora taze hava dolgusunu alabilmek için hava emişi atmosfere açık hale getirilmiştir. Deneyler sırasında, öncelikle motorun süper benzinle çalışması belirlenmiştir. 20 ve 40 Nm sabit yük konumlarında motor dönme sayısı 1200 ile 2400 d/d arasında değiştirilerek, emisyon test

Tablo 2. Deneylerde Kullanılan Yakıtların Fiziksel ve Kimyasal Özellikleri [7]

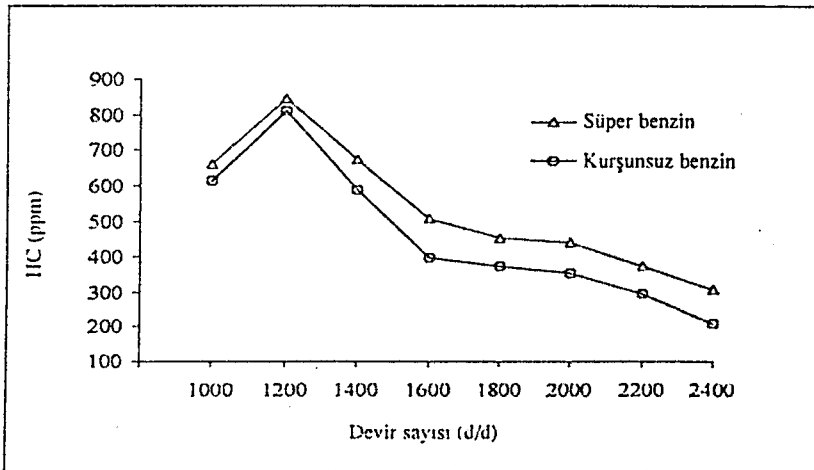
Benzinin Özellikleri	Süper Benzin	Kurşunsuz Benzin
Formülü	C _{6.97} H _{14.01}	C _{6.97} H _{14.02}
Renk	Turuncu	Sarı
Yoğunluk (g/l)	0.7450	0.7657
Destilasyon (%)	(%)	(%)
70 °C'de	27.7	31.2
100 °C'de	53.2	47
180 °C'de	97	97.4
Reid buhar basıncı (kPa)	60.03	60.03
Arastırma oktan sayısı	95	95.3
Motor oktan sayısı	85.7	85.1
Kurşun tetra etil miktarı (g Pb/l)	0.340	0.00048
Sulfür (%)	0.058	0.0102
Benzene (%)	1.72	0.56
Hu (ısı değeri), kJ/kg	43304	43961



Şekil 2. 20 Nm sabit yükte CO (g/kW-h) emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.



Şekil 3. 40 Nm sabit yükte CO (g/kW-h) emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.



Şekil 4. 20 Nm sabit yükte HC (ppm) emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.

cihazında bunlara karşılık gelen HC ve CO değerleri okunmuştur. Egzoz emisyonlarının süper benzin kullanılarak belirlenmesinden sonra, motor kurşunsuz benzin ile çalıştırılarak deneyler yapılmıştır.

3. DENEYSEL SONUÇLAR

Şekil 2 ve 3'de iki farklı sabit yük konumundaki CO miktarının devir sayısı ile değişimi görülmektedir. Öncelikle her iki yakıtla (kurşunsuz benzin ve süper benzin) elde edilen güç eğrilerinin benzer olması olumlu bulunmuştur. Egzoz emisyonları arasında CO bulunmasının ana nedeni oksijenin yetersiz olmasıdır. Teorik olarak 1 kg benzin veya dizel yakıtının yanması için yaklaşık 14.5 kg hava gereklidir. Eğer hava fazlalık katsayısı 1'den küçük ise, yani yakıt hava karışımı içinde gerekenden daha az hava var ise yanma yetersiz oksijen ortamı içinde olacak ve yakıtın karbonunun tümü CO₂'ye dönüşemeyerek CO olarak kalacaktır.

Yanma esnasında, silindirin tümü düşünülüğünde, oksijen; genel olarak yetersiz olabileceği gibi, karışımın tam homojen olmadığı durumda da silindir içinde belli bir konumda kısmi olarak da yetersiz olabilir. Sonuç olarak, CO oluşumu büyük ölçüde hava fazlalık katsayısına bağlıdır [8, 9, 10].

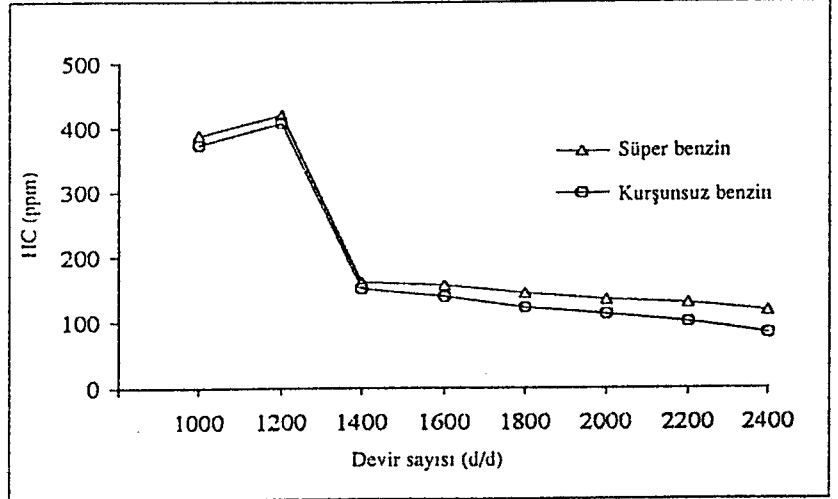
Yapılan testler sırasında tüm motor yük ve devirlerinde, kurşunsuz benzinin ürettiği CO emisyon miktarının süper benzinin ürettiği emisyon miktarından ortalama %15 oranında daha az olduğu görülmüştür. Bunun nedeni, emisyonların oluşmasında en önemli parametrelerden biri olan benzindeki kurşun miktarının, kurşunsuz benzinde süper benzine kıyasla 0.33 gPb/l daha az olmasıdır [3]. Örnek olarak; 20 Nm sabit yük ve 1200 d/d'da kurşunsuz benzinin ürettiği CO emisyon miktarı 5.01 g/kW-h iken, süper benzinin ürettiği CO emisyon miktarı 5.79 g/kW-h olmak-

tadır.

Yapılan ölçümlerde, her iki yakıt için de minimum CO değeri beklenildiği gibi maksimum moment ve maksimum devir şartlarında elde edilmiştir. En düşük CO değeri 40 Nm sabit yük ve 2400 d/d'da kurşunsuz benzin için 1.95 g/kW-h iken süper benzin için 2.31 g/kW-h olmaktadır.

Her iki yakıt için de yüksek motor devirlerinde CO miktarının az oluşu dikkat çekicidir. Bunun nedeni, devir sayısının yükselmesi ile yanma odasında artan türbülansın daha homojen bir karışım oluşturması sonucu CO emisyonlarının azalma eğilimi göstermesidir [10].

Yük artışı ile yanma ürünlerinin egzoz sisteminde kalış süreleri azalmaktadır. Sonuç olarak, emme zamanında silindirlere daha fazla hava alınması CO emisyonlarını azaltmaktadır [10, 11]. Volumetrik verim, emme zamanında bir çevrimde bir silindire giren hava miktarının ideal durumda (atmosfer basıncı ve sıcaklığında) girebilecek hava miktarına oranı olarak tanımlanır. Volumetrik verim, ortalama olarak motorun maksimum devrinin 2/3 oranına kadar artma gösterir [12,13]. Deney motorunun maksimum devri 5400 d/d (tablo 2) olduğuna göre, şekil 2 ve 3'de görüldüğü gibi volümetrik verimin artması da CO emisyonlarının azalmasında önemli bir etkindir. Şekil 3 ve 4'de HC miktarının yük ve devir sayısı ile değişimi görülmektedir. CO emisyonlarında olduğu gibi HC emisyon eğrilerinin benzer seyir izlemeleri istenen bir durumdur. Egzoz gazları içerisindeki hidrokarbon bulunması, yakıtın tam olarak yakılmadığını gösterir. Hidrokarbon oluşumunun ana nedeni sıcaklıkların yada oksijenin yetersiz olması sonucunda (HFK 1'den küçük-zengin karışım) yanmanın tamamlanamamasıdır [8, 9]. Elde edilen deneysel sonuçlar, kurşunsuz benzinin ürettiği HC emisyon miktarının süper benzinin ürettiği



Şekil 5. 40 Nm sabit yükte HC (ppm) emisyonlarının devir sayısı ile değişimi.

emisyon miktarından ortalama %11 oranında daha az olduğunu göstermektedir. Örnek olarak; 40 Nm sabit yük ve 1600 d/d'da kurşunsuz benzinin ürettiği HC emisyon miktarı 140 ppm iken, süper benzinin ürettiği HC emisyon miktarı 156 ppm olmaktadır. Yapılan ölçümlerde her iki yakıt için de minimum HC değeri, CO emisyonlarına benzer şekilde maksimum moment ve maksimum devir şartlarında elde edilmiştir. En düşük HC değeri 40 Nm sabit yük ve 2400 d/d'da kurşunsuz benzin için 93 ppm iken süper benzin için 112 ppm olmaktadır.

Devir sayısının artması yanma odasındaki türbülansı artıracaktır. Bunun sonucu olarak da benzin motorlarında cidarların yakınındaki alev sönme bölgeleri azalacak ve alevin ilerlemesinde karşılaşılan sorunlar ortadan kalkacaktır. Sonuç olarak şekil 4 ve 5'de görüldüğü gibi devir sayısının artması ile yanmamış HC'lar da azalma görülecektir [10].

Yükün artması ile, alev sönme bölgesi küçülecek yanma sonu sıcaklığı artacaktır. Bu etkenler HC emisyonunu azaltıcı niteliktedir. Sonuç olarak motor yükünün artması ile şekil 4 ve 5'de görüldüğü gibi HC emisyonunu azalır [10]. Yukarıda belirtildiği gibi volümetrik verim, motorun maksimum

devrinin yaklaşık 2/3 oranına kadar artırmaktadır. Bunun sonucu olarak da, CO emisyonlarına benzer şekilde HC emisyonları azalma eğilimi göstermektedir [12,13].

4. SONUÇ

Yapılan testlerde kurşunsuz benzin-den elde edilen tüm emisyon değerleri, süper benzine göre düşük olduğunu göstermiştir. Değerlerin düşük olması, kurşunsuz benzin yakıtı içerisindeki kurşun tetra etil miktarının az olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Yanma ürünleri arasındaki kurşun çevre ve insan sağlığı açısından zararlı bir madde olduğundan, oktan sayısını artırmak için benzine kurşun katılması olayına sınırlandırma getirilmiştir. Ayrıca hava kirliliğini önlemek için egzoz sistemine eklenen katalitik reaktörlerde kurşundan zarar görmekte, tıkanmaktadır. Bu nedenle A.B.D ve Avrupa'da kurşun tetra etil miktarına sınırlandırma getirilmiştir. Ülkemiz koşullarında mevcut taşıt parkının büyük bölümünü oluşturan eski araçlarda tamamen kurşunsuz benzin kullanımı problemler oluştursa bile konunun hayati önemi dikkate alınarak ülkemizde de yaygın olarak kurşunsuz benzin uygulamasına tümüyle en kısa sürede geçilmelidir.

5. KAYNAKLAR

1. Waters. P., "New Concept in Octane Boosting of Fuels for Internal Combustion Engines", Energy Policy 28, pp.895-903, 2000.

2. Kummer. J., "Catalysts for Automotive Emission Control", Prog. Energy Combustion Sci. 6. pp 177-199, 1980.

3. Soruşbay. C., "Otomobillerde Kurşunsuz Benzin Kullanımı", Bilim ve Teknik, Sayı:192, 1990.

4. Twu. C., Coon. J., "Enhancement of the Twu-Coon Method for Blending Octane Numbers", Smulation Sciences Inc, CA 92621, USA, 1999.

5. The Manufacturers of Emission

Controls Association, "The Case for Banning Lead in Gasoline, Washington, November, 1998.

6. Tofaş Oto A.Ş., "DKS Otomobil Katoloğu, İstanbul, 1999.

7. Türkiye Petrol Rafinerileri A.Ş. İzmit Rafineri Müdürlüğü, "Ürün Test Raporu", İzmit, 2001.

8. Heywood. J. B., "Internal Combustion Engines", McGraw-Hill, International Editions, ISBN:0-07-100499, pp.452-653, USA,1988.

9. Çanakçı. M., "Idealized Engine Emissions Resulting from The Combustion of Isooctane Supplemented with Hydrogen", Master of Thesis Vanderbilt

University, Tennessee, August, 1996.

10. Soruşbay. C., "İçten Yanmalı Motorlarda Egzoz Emisyonları", İTÜ Makine Fakültesi Ders Notları, İstanbul, 1999.

11. Kutlar. A., Ergeneman, M., Arslan. H., "Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler", Birsan Yayınevi, sf:38-40, İstanbul, 1998.

12. Dülger. Z., "İçten Yanmalı Motorlar", Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yayınları, No:11, sf:28-29, Kocaeli,1999.

13. Kodah. Z., Soliman. S., "Combustion in A Spark Ignition Engine", Applied Energy 66 pp. 237-250, 2000. I



TTMD Teknik Yayın No: 9

Tesisat Mühendisliği Uygulama Kitabı

Editör

BEKİR ERDİNÇ BOZ

Mak. Yük. Müh.

almadıysanız acele edin...

Kitap istekleriniz için

Tel : 0216 327 80 10

Faks : 0216 327 79 25

E-posta : info@dogayayin.com

Web : www.dogayayin.com

25.000.000 TL





**7. ULUSLAR ARASI
YANMA SEMPOZYUMU**



**7TH INTERNATIONAL
COMBUSTION SYMPOSIUM**

TEMMUZ/JULY 17-18, 2002
GÖLBAŞI, ANKARA

**PROF. DR. MUSTAFA BALCI
EDİTÖR**

**Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi
ANKARA / TÜRKİYE**

İÇİNDEKİLER/CONTENTS

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
TEŞEKKÜR / ACKNOWLEDGEMENTS	vi
ONUR KURULU / HONORARY COMMITTEE	vii
DÜZENLEME KURULU / ORGANIZING COMMITTEE	viii
YÜRÜTME KURULU / STEERING COMMITTEE	viii
BİLİM KURULU / SCIENTIFIC COMMITTEE	ix
OTURUM BAŞKANLARI / SESSION CHAIRMAN	ix
1. Smart Performance Control in CI Engines Oğuz BORAT, M. Zafer GÜL, Gültekin ÇETİNER	1
2. An Experimental Study of Octane Rating Effect on Engine Performance Cenk SAYIN, İbrahim KILIÇASLAN	12
3. Gaz Türbinli Tahrir Sistemlerinde Optimal Rejeneratör Boyutlarının Alternatif Performans Kriterlerine Göre Belirlenmesi Aykut SAFA, Bahri ŞAHİN	20
4. İçten Yanmalı Motorlarda Kendi Kendine Tutuşma Gecikmesini Etkileyen Faktörlerin İncelenmesi Metin GÜMÜŞ, A. Korhan BİNARK	32
5. Tersinmez Bir Karma Çevrimde Basınç Artma Oranı Ve Püskürtme Oranının Maksimum Güç ve Isı Verim Kriterine Göre Optimizasyonu Adnan PARLAK, Bahri ŞAHİN	42
6. Otto Motorlarında Yakıt Sistemlerinin Optimizasyonunun Yanma Olayına Etkisinin İncelenmesi Özer AYDIN, Nuri CEYLAN, Ramazan KÖSE, Oğuzhan ERBAŞ	53
7. Spatial Errors in Species Concentration Measurements and a Remedial Convolution Procedure D. BRADLEY, M. LAWES, Nazım USTA	63
8. Numerical Solution of Turbulent Separated Flow Past Backward-Facing Steps Tahir KARASU	76
9. Application And Assessment of Transient Laminar Flamelet Model For Partially Premixed Flames Semin PETROVIĆ, Izet SMAJEVIĆ, Juerg GASS	87
10. Computer Simulation of Complex Turbulent Recirculating Flow in Axisymmetric Sudden Expansions Tahir KARASU	100

11. Investigation Of Effect Of Variation Of Secondary-Air Feed Rate On Thermochemical Field In The Combustion Chamber With A Fixed Bed Atilla BIYIKOĞLU, Mecit SIVRIOĞLU	115
12. Ayçiçek Yağı Metil Esteri İle Dizel Yakıtı Karışımının Farklı Enjeksiyon Basınçlarında Motor Performansına Etkisinin İncelenmesi Cumali İLKILIÇ, H. Serdar YÜCESU	129
13. Crossing Frequency Analysis of Flame Images Captured From a Methane Fuelled Spark Ignition Engine Dinçer BURAN	140
14. Hidrojenin İçten Yanmalı Motorlarda Alternatif Yakıt Olarak Kullanılma Olanaklarının İncelenmesi Yakup İÇİNGÜR, İhsan BATMAZ, Ahmet MURCAK	148
15. Yüksek Verimli Yeni Tip Siklon Tasarımı ve Siklonda Akışın İncelenmesi Ali SÜRME, Atakan AVCI, Ömer ÖZKOCA	160
16. Dizel Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Yağ Esterlerinin Kullanımı Hasan YAMIK, Yakup İÇİNGÜR	172
17. Değişik Enjeksiyon Basınçlarında Ayçiçek Yağı Metil Esteri ile Dizel Yakıtı Karışımının Dizel Motoru Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi Cumali İLKILIÇ, H. Serdar YÜCESU	182
18. Ön Yanma Odalı Dizel Motorun Alkol Motoruna Dönüştürülmesi Fikret YÜKSEL, Murat ÇETİN, Bedri YÜKSEL, Akif CEVİZ	194
19. Benzine MTBE Katılmasının Motor Performansına Etkisi İsmet SEZER, Atilla BILGIN	205
20. Dizel Motorlarında Emme Manifoldundaki Karbondioksit (CO ₂) Konsantrasyonu Değişiminin Egzoz Emisyonlarına Etkileri Murat CİNİVİZ, Can HAŞIMOĞLU, Can ÇINAR, Tolga TOPGÜL	217
21. Seramik Kaplı Bir Dizel Motorunda Püskürtme Avansı Değişiminin NO _x Emisyonlarına Etkisi Adnan PARLAK	225
22. Yakıt Enjeksiyonlu Benzin Motorlarında Isınma Periyodunda Katalitik Konvertörün Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi Can ÇINAR, Tolga TOPGÜL	236
23. Benzin ve Lpg Kullanılarak İki Farklı Motorun Egzoz Emisyon Davranışının DeneySEL İncelenmesi Nureddin DINLER, Nuri YÜCEL	242

24. Kombine Isı ve Güç Sistemlerinin Ekolojik Performansı Yasin ÜST, Bahri ŞAHİN	250
25. Gövde-Borulu Isı Değiştiricilerinin Tasarımı İçin Bir Paket Programın Geliştirilmesi Yasin VAROL ve Asım BALBAY	265
26. Isı Depolamada Glauber Tuzunun Etkinliğinin Deneysel ve Sayısal Olarak Araştırılması Yasin VAROL, Ahmet KOCA	275
27. Konveksiyonla Isı Transferinde Elektronik Ekipmanların Soğutulması Yasin VAROL, Ahmet KOCA	282
28. Enerji Üretimde Biokütle Kullanımın Çevresel Ve Ekonomik Boyutunun Analizi Yakup İÇİNGÜR, İhsan BATMAZ	290
29. 2010 Yılına Kadar Türkiye’de Motorlu Taşıtlarda Kullanılacak Yakıt Satış Miktarlarının Tahmini Değişimleri İsmet ÇELIKTEN	300
30. Rafineri Emisyonlarının Değerlendirilmesi M. Emin AKAY, Defne ÖZELER, Veli ÇELİK	309
31. Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi Kullanarak Doğalgazdan Karbon Ayırıştırma İzzet KARABAY, İsmail EKMEKÇİ, Serakan KELEŞER, Ahmet YETİK	319
32. Model Bir Pistona Isı Geçişinin Simülasyonu ve Etkilerinin İncelenmesi Recep YENİTEPE, Mehmet KARALI	326
33. Yanma Olayının Bilgisayar Programı İle Analizi ve Örnek Bir Isıtıcı Tasarımı A.Kemal YAKUT, Arzu ŞENCAN, Ömer KAAAN	332
34. Yakıt Püskürtmeli Güç Santrallerinde Yanma Sorunları ve Çözümleri Metin GÜRÜ, Ahmet ALICILAR, Atilla MURATHAN, Şükrü DURSUN	338
35. Enerji Tüketiminde Fieldbus Teknolojisi İle Enerjinin Kontrolü Selçuk ATİŞ, Gültekin BASMACI	346
36. Kojenerasyon Sistemlerinin Alternatif Performans Kriterlerine Göre İncelenmesi Ahmet ERDİL, Tamer YILMAZ	352
37. Üç Farklı Yüzey Geometrisine ve Farklı Akış Yoluna Sahip Havalı Kollektörlerde Kollektör Verimi ve Ekserji Analizi Aydın DURMUŞ, İrfan KURTBAŞ, Fevzi GÜLÇİMEN	359
38. Doğal Gazlı Kojenerasyon Sistemlerinde Ekserji Analizi İlhan ARPACI, A. Korhan BİNARK	368

39. An Integral Approach to a Vertical Plate Immersed into Constant Property Fluid Levent YALÇIN, İbrahim ÖZKOL	376
40. Değişik Sıcaklıklarda Oksitlenmiş Kömürlerin Oksijen Fonksiyonel Grup İçeriği ve Kendiliğinden Yanma Eğilimlerinin İncelenmesi Yücel (Yaşar) KADIOĞLU, Samih BAYRAKÇEKEN, M.Şahin GÜLABOĞLU, Ayfer KÜÇÜK	391
41. Kömürden Uçucu Madde Ayrılmasına Karıştırmanın Etkisi Neslihan DURANAY, Dursun PEHLIVAN	396
42. HNO ₃ Çözeltileriyle İşlem Görmüş Kömürlerin Oksijen Fonksiyonel Grup İçeriği ve Kendiliğinden Yanma Eğilimlerinin İncelenmesi Yücel (Yaşar) KADIOĞLU, Samih BAYRAKÇEKEN	405
43. Kütahya'da Hava Kirliliğinin Nedenleri Ve Azaltılmasına Yönelik Çözüm Önerileri Oğuzhan ERBAŞ, Ramazan KÖSE, Arif ÖZGÜR, Özer AYDIN	413
44. Kömürdeki Yanabilir Kükürdün Giderilmesinde Thiobacillus Mikroorganizmalarının Etkinliği Meltem ÇUBUK, Metin GÜRÜ, Ahmet ALICILAR	426
45. Combustion Properties Of Laminated Wood Materials Impregnated With Some Chemicals Yalçın ÖRS, Ayhan ÖZÇİFCİ, Burhanettin UYSAL	433
46. Borlu Bileşikler ve Doğal Sepi Maddeleriyle Emprenye Edilen Sarıçam Odununun Yanma Özellikleri Ergün BAYSAL	444
47. Plastik Parçaların Tasarımına Yanmazlık ve Alev Alma Özelliklerinin Etkileri Oğuz GIRIT, Ö. Şaban KAMBER	454
48. Design and Analysis of a Tunnel Ventilation System M. ALHAZMY, Oğuz BORAT	468
49. Karayolu Tünellerinde Yangın Reaksiyonu, Yangın Direnci ve Yangın Yalıtımı Sedef AKKAPLAN, Kurtuluş BORAN, Ulvi ŞEKER	477
50. Karayolu Tünellerinde Yangın Güvenliği İçin Alınacak Tedbirler Sedef AKKAPLAN, Kurtuluş BORAN, Ulvi ŞEKER	490
51. Maliyet Bölümlerinin Ağırlıkları İle Elektrik Üretim Teknolojilerinin Yük-Süre Eğrisindeki Sıralamasının Belirlenmesi Hasan Hüseyin ERDEM, Süleyman Hakan SEVİLGİN	503

TEŞEKKÜR

7. Uluslar arası Yanma Sempozyumu'na

- Gazi Üniversitesi Rektörlüğü
- Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Dekanlığı
- Sanayi ve Ticaret Bakanlığı
- Ankara Sanayi Odası

maddi katkılarda bulunmuşlardır.

Düzenleme Kurulu kendilerine teşekkürlerini sunar.

Düzenleme Kurulu

ACKNOWLEDGEMENTS

The Seventh International Combustion Symposium was partially sponsored by

- Gazi University
- Gazi University Technical Education Faculty
- Sanayi ve Ticaret Bakanlığı
- Ankara Chamber of Commerce

Organizing Committee is thankful to them

Organizing Committee

ONUR KURULU / HONORARY COMMITTEE

Prof. Dr. Rıza AYHAN
Prof. Dr. K. Turay YARDIMCI
Prof. Dr. Fevzi BİNGÖL
Prof. Dr. Ramazan ÖZEN
Prof. Dr. Yalçın ÖRS
Prof. Dr. İrfan GÜNEY

DÜZENLEME KURULU / ORGANIZING COMMITTEE

Oğuz BORAT
Mustafa BALCI
İhsan GÖK
Duran ALTIPARMAK
Ali SÜRMEN
Mustafa KURT
Atilla KOCA
M. Sahir SALMAN
H. Serdar YÜCESU
Yakup İÇİNGÜR
İhsan BATMAZ
İsmet ÇELİKTEN
Kemal ERŞAN

YÜRÜTME KURULU / STEERING COMMITTEE

Can ÇINAR
Tolga TOPGÜL
Melih OKUR
Mesut DÜZGÜN

BİLİM KURULU / SCIENTIFIC COMMITTEE

Atakan AVCI
Ahmed Y. AL-BOKHARY
Oğuz BORAT
Veli ÇELİK
Osman ISIKAN
İbrahim KADI
İrfan KARAGÖZ
Zahit MECİTOĞLU
Bahri ŞAHİN
İsmail TEKE
Selim ÇETİNKAYA
Kadir AYDIN
Halit KARAULUT
Ahmet ALICILAR
Metin GÜRÜ
Gültekin ÇETİNER

OTURUM BAŞKANLARI / SESSION CHAIRMAN

Prof. Dr. A. Korhan BİNARK
Prof. Dr. Mustafa BALCI
Prof. Dr. Duran ALTIPARMAK
Prof. Dr. Selim ÇETİNKAYA
Doç. Dr. M. Sahir SALMAN
Prof. Dr. Veli ÇELİK
Prof. Dr. Ali SÜRMEN
Prof. Dr. Tahir KARASU
Prof. Dr. Yalçın ÖRS
Prof. Dr. Ahmet GÜRSES

AN EXPERIMENTAL STUDY OF OCTANE RATING EFFECT ON ENGINE PERFORMANCE

Cenk SAYIN

İbrahim KILICASLAN

Kocaeli University, Technical Education Faculty, 41100, İzmit/Kocaeli Turkey

ABSTRACT

In the experimental work, effect of octane number of gasoline fuel on the engine performance was investigated. The measurements of four different gasoline fuels which with 91, 93, 95 and 95,3 octane number were conducted in a four cylinder, four stroke, 1600 cc spark ignition engine. The results showed that using octane ratings higher than required by the vehicle engine numbers don't increase engine performance.

Key words: Octane number, gasoline fuel, engine performance.

OKTAN SAYISININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Bu deneysel çalışmada, benzin yakıtı oktan sayısının motor performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ölçümler, dört farklı benzin yakıtı (91, 93, 95 ve 95,3) ile dört silindirli dört zamanlı, 1600 cc'lik benzin motorunda gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, motorun ihtiyacından daha yüksek oktanlı benzin kullanımının performansı artırmadığını ortaya koymaktadır.

Anahtar kelimeler: Oktan sayısı, benzin yakıtı, motor performansı.

1. INTRODUCTION

Refiners and automotive manufacturers are interested in the octane number requirement of engines or vehicles on the road. The octane number requirement of an engine or vehicles-engine combination is defined as the minimum fuel octane number that will resist knock throughout the engine's operating speed and load range. The octane number requirement of single engine or vehicle does not usually provide adequate information for that particular model; every model has a range of requirements due to production tolerances and variations in engine and vehicle condition (1).

The engine design and compression ratio determine the octane it requires. However, this requirement changes with weather, driving conditions, and mechanical condition of the engine. For example combustion-chamber deposits reduce clearance volume. They also increase octane requirements and the possibility of detonation. Reduced cooling efficiency, fuel system or ignition troubles, and failure of emission controls may also change octane requirements. Octane requirement will be lower if the driver does not demand rapid acceleration and high-speed wide-open throttle (2).

Liquid hydrocarbons and rarely alcohols are used for in the internal combustion engine. Gasoline quality is indicated by octane rating. The octane number of a gasoline is a

measure of its resistance to detonation. Detonation occurs when the octane number is too low for the engine and its operation conditions. When the spark-plug fires, flame moves through the air/fuel mixture, burning it very rapidly. Detonation occurs if a portion of the unburned air/fuel mixture gets raised to a temperature and pressure, it cannot tolerate and ignites before the flame fronts gets to it. Detonation causes the maximum pressure in the combustion chamber to be reached before the piston reaches top dead centre and pushes down the piston before it reaches the top of its travel. Much of the gasoline's energy is wasted in trying to move the piston up while the high-pressure gasses are trying to push it down. During normal combustion, the flame front sweeps across the combustion chamber. This produces a smooth pressure. After the spark occurs at the spark plug, the flame starts across the combustion chamber. However, before the flame reaches the gas, the heat and pressure acting on this last part of unburned air/fuel mixtures cause it to explode (3).

In practice, motorists have strong believes that higher octane rating, better engine performance and fuel economy. This leads to popular use of higher-octane gasoline than engines requirement and causes extra expense to produce high-octane fuel. Although campaign to use corrected gasoline grades has been launched through televisions, radios, and newspaper for period of time, the amount of high-octane gasoline sold still greater than expectation. It is expected that further information including test results of using higher-octane gasoline than engine requirement will clarify to motorists concerning their misconception and believes (4).

In this experimental study, it was investigated engine performance and exhaust emission in order to optimise gasoline quality effects on engine. For this reason 1998 model and 1600 cc spark ignition engine was chosen as an experimental engine. Four different octane ratings (91 regular, 93 middle, 95 premium, 95.3 unleaded) were tested and measured by dynamometer. Experiments were performed by using three load (1300, 1600 and 1900 rpm) and eight revolutions (1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400 rpm).

2. THEORETICAL ANALYSIS OF EXPERIMENTAL INSTRUMENTATION

After each experimental run, raw data consisting of temperature readings from the thermocouples and pressure drop reading in mm of water column from the manometer are recorded. From this raw data, mass flow rate, Reynolds numbers and temperature are calculated.

2.1. Mass Flow Rate

Mass flow rate has been measured by means of an orifice plate. The operating principle of orifice plates is based on relation between the velocity and pressure of a flowing fluid. When a restriction, such as small diameter orifice plate, is inserted in a stream, fluid velocity must increase when passing through it. A proportional drop in pressure based on Bernoulli's equation accompanies the rise in velocity.

Mass flow rate through the PVC pipe is calculated by the following expressions given by ASME standards (5).

$$\dot{m} = C \cdot \epsilon \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot \rho_a \cdot \Delta P}{1 - \Phi^4} \right) \quad (1)$$

where ϵ is the expansion factor, which can be assumed as the unity under our experimental conditions, d is the orifice plate diameter, Φ is the orifice plate diameter ratio, ρ_a is the density air, ΔP is the pressure drop across the orifice plate, and C is the charge coefficient expressed according to ASME standards (5) as;

$$C = 0,5959 + 0,0312\Phi^{2,1} + 0,1840\Phi^8 + 0,039\Phi^4(1 - \Phi^4)^{-1} - 0,01584\Phi^3 + 91,71\Phi^{2,5} Re_p^{-3/2} \quad (2)$$

The Reynolds number, Re_p in the PVC pipe is then calculated as:

$$Re_p = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot D_p} \quad (3)$$

where μ is the viscosity of air, D_p the PVC pipe diameter.

2.2. Fuel Mass Flow Rate

Fuel mass flow rate has been measured by means of scaled container, which depends on time shown in the equation below:

$$\dot{m}_f = \frac{\rho_f \cdot V_f}{t} \quad (4)$$

where ρ_f is the density of fuel, V_f is the volume of consumed fuel, t is fuel consumption period.

2.3. Specific Fuel Consumption Rate

Specific fuel consumption related to effective power and fuel mass rate as shown in the equation below:

$$bsfc = 3,6 \cdot 10^6 \frac{\dot{m}_f}{Pe} \quad (5)$$

where $\dot{m}_f$ is fuel mass flow rate and Pe is effective power, which directly obtained from a digital dynamometer.

2.4. Experimental Uncertainties

The measurement done with K-type thermocouples usually have a maximum uncertainty of $\pm 0,2$ °C within the temperature range of 0 °C to 100 °C. The uncertainty associated with the mass flow rate was affected by all of the parameters in the experiments, such as pressure drop across the orifice plate, the calculations of all factors and coefficients and

the thermal properties of the working fluid. The maximum value of the uncertainty in the mass flow rate was found as $\pm 1,03 \%$ and $\pm 2,63 \%$ for laminar and turbulent flows (5).

3. THE EXPERIMENTAL SETUP

In our study four cylinder, a 1998 model 1600 cc spark ignition engine was used for experiments. The engine technical specifications are given in Table 1.

Table 1. The technical specifications of the experimental engine.

Engine type	131 A 1016
Cylinder number	4
Cylinder bore	84 mm
Stroke	71.5 mm
Total cylinder vol.	1600 cc
Compression ratio	8:1
Maximum torque	117,2 Nm/3400 rpm
Maximum power	58.88 kW
Value of valve adjustment	Cold (+20 °C): Intake:0, 30 Exhaust:0, 45

The properties of the 91,93, 95 and 95,3 gasoline specifications are given in Table 2.

Table 2. Properties of regular, middle premium, and unleaded gasoline.

	91	93	95	95,3
Density at 15 °C, kg/lit	0,738	0,741	0,745	0,765
Reid vapour pres. kPa	59,34	59,72	60,03	60,03
Boiling temp. °C	198,9	201	209	210
Lower heating val. kJ/kg	43932	43642	43304	43961
Benzene, % volume	5	5	5	5

The experimental apparatus is shown in Figure 1. Engine load is measured by a dynamometer. Exhaust gas pollutants such as CO, CO₂, HC, are measured by an exhaust gas analyser (Bilsa 320). Fuel consumption is quantified by combined container method and air ratio is determined by orifice-meter. Pressure drop is determined by inclined manometer. Cooling water entrance/exit temperature, oil temperature, intake manifold and exhaust gas temperature are measured by K (Ni-Cr-Ni) type thermocouple.

The test engine rpm started with 1000 and was raised to 2400-rpm intervals. The load phases on the other hand began with 1300 rpm and rose to 1900 rpm with 300-rpm intervals. The values at the working point, specific fuel consumption, and the ones like effective power, cooling water entrance, and exit temperatures, oil temperatures were taken at every point. In addition, the values of the testing medium were obtained. The ones like air pressure in the test cabin humidity ratio and the returning water temperature of the brake testing showing the reliability of the test were also taken.

After every point during the test, the engine rpm and the amount of the load were kept constant after adjustment; because the values to be taken later were depend on them.

Especially the specific fuel consumption values taken at every point were changed into corresponding specific fuel consumption graphs after the test. Similarly the exhaust gas temperatures were obtained with the use of mean effective pressure and rpm values. They were corrected.

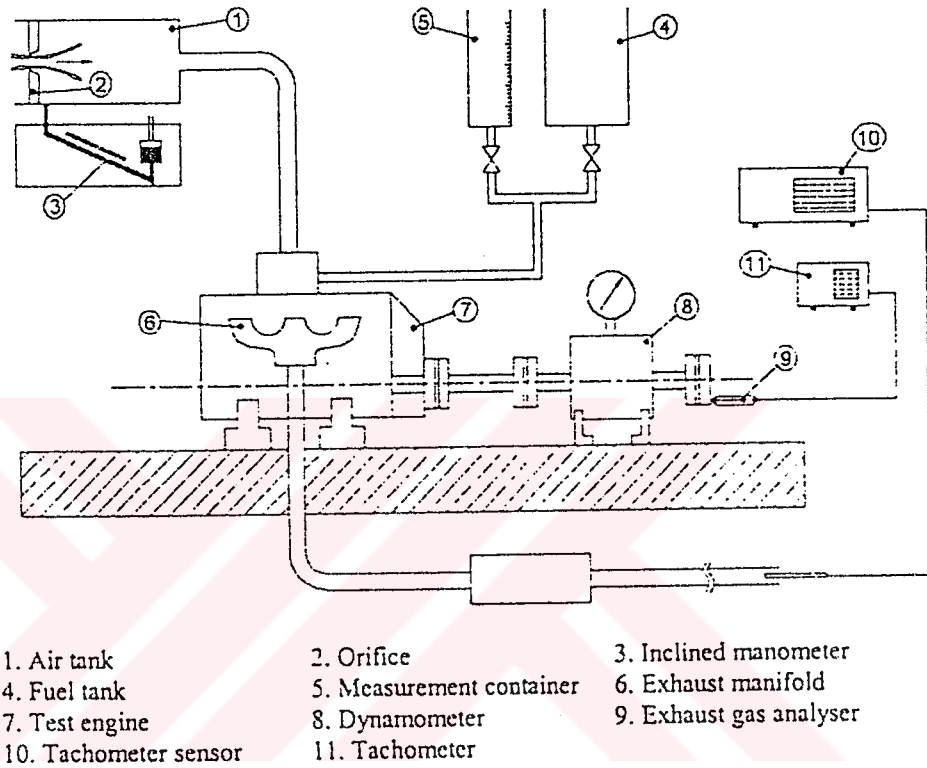


Figure 1. Experimental apparatus.

The experimental apparatus is shown in figure 1. Engine load is measured by a dynamometer. Exhaust gas pollutants such as CO, CO₂, HC, are measured by an exhaust gas analyser (Bilsa 320). Fuel consumption is quantified by combined container method and orifice meter determines air ratio. Cooling water entrance and exit temperature, oil temperature, intake manifold and exhaust gas temperature by K (Ni-Cr-Ni element) type thermocouples.

Effective power various revolutions for three different loads are shown in figure 2.3.4.

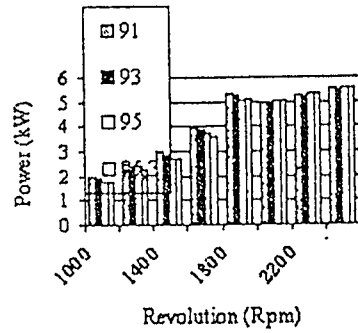


Figure 2. Effective power varies with revolutions at 1300-rpm load.

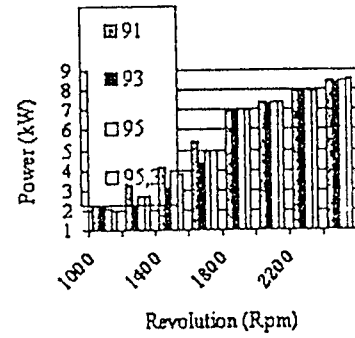


Figure 3. Effective power varies with revolutions at 1600-rpm load.

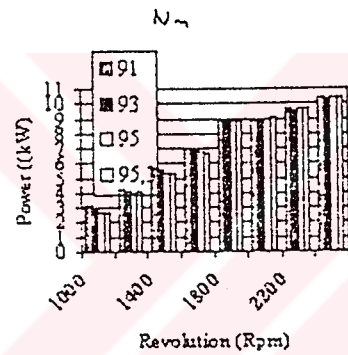


Figure 4. Effective power varies with revolutions at 1900-rpm load.

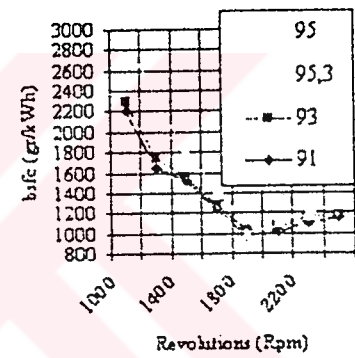


Figure 6. Specific fuel consumption varies with revolution at 1600 rpm load.

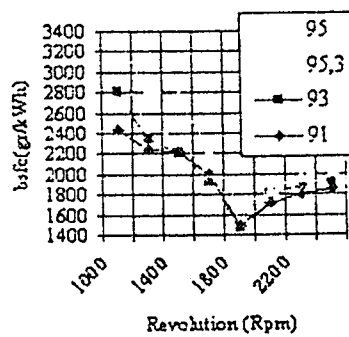


Figure 5. Specific fuel consumption varies revolution at 1300 rpm load.

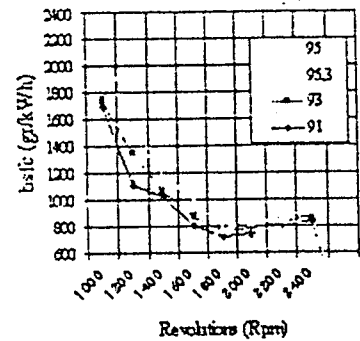


Figure 7. Specific fuel consumption varies with revolution at 1900 rpm load.

Specific fuel consumption varies revolutions for three different loads are shown in figure 5, 6, and 7.

4. CONCLUSION

Fuel quality and some properties of gasoline fuels affects in engine performance. The experimental results showed that;

It is found that effective power is higher in low revolution in regular gasoline (Figure 1.2.3).

After 1800 rpm premium and unleaded gasoline are slightly better than the others. But these types of gasoline costs are expensive than regular gasoline.

Therefore: using regular gasoline is more advantageous than the others in low compression ratio engine.

Specific fuel consumption is in the same trend with effective power.

NOMENCLATURE

$\dot{m}$	Mass flows rate, kg/s
$\dot{m}_f$	Fuel mass flow rate, kg/s
d	diameter of the orifice plate, m
D_p	diameter of PVC pipe, mm
Re_p	Reynolds number in the PVC pipe
ϵ	Expansion factor
Φ	Orifice plate diameter ratio, d/D_p
ρ_a	Air density, kg/m ³
ρ_f	Fuel density, kg/m ³
P_e	Effective power, kW
μ	Dynamic viscosity
ΔP	Pressure drop across the orifice plate, Pa
V_f	Volume of consumed fuel, m ³
t	Fuel consumption period
$bsfc$	Specific fuel consumption, gr/kWh

ABBREVIATIONS

HC (ppm)	Hydrocarbon group
CO	Carbon monoxide
CO ₂	Carbon dioxide
NO	Nitrogen oxide
SO	Sulphur oxide
rpm	Revolution per minute
vol	Volume, cm ³

REFERENCES

- (1). K. Nagai., T. Seko., "Trends of Motor Fuel Quality in Japan", JSAE Review 21, Japan 2000.
- (2). W.H. Crouse., "Automotive Engines", USA, McGraw-Hill, 1997. .
- (3). J.B. Heywood, Combustion in Spark-Ignition Engine, "Internal Combustion Engine Fundamentals", USA, McGraw-Hill, 1984.
- (4). S. Chanchaowna., "Using Higher Octane Rating Than Engine Requirement: Loss or Gain", Thailand , Petroleum authority of Thailand, 1998.
- (5). ASME Standards, "Measurement of Fluid Flow in Pipe Using Orifice, Nozzle and Venture", USA, MCF-3M, 1984.

INFLUENCE OF OCTANE NUMBER ON EXHAUST EMISSION IN A SPARK IGNITION ENGINE

C. Sayin, I. Kilicaslan
Kocaeli University, Technical Education Faculty
Anitpark Yani Izmit/Turkey
sayincenk@yahoo.com; ibrkilicaslan@hotmail.com

ABSTRACT

In the experimental work, the effect of octane number of gasoline fuel on the emissions was investigated. Forming pollutants in the exhaust gases are not avoidable but they can be reduced by either improving fuel properties and by developing the design of engine. The measurements of four different gasoline fuels, which with 91, 93, 95 and 95,3 octane number were conducted in a four cylinder, four-stroke, spark ignition engine. The results obtained from experimental study show that increasing in octane number reduces CO, HC emissions by 5-10 % percent.

INTRODUCTION

Liquid hydrocarbons and rarely alcohols are used for internal combustion engine. Gasoline quality is indicated by octane rating. During the past two decades the risk and reality of environmental damage have become more remarkable. Fossil fuels combustion products are causing the global problems, such as the greenhouse effect, ozone layer depletion, acid rains and pollution, which are great dangers for environment [1].

Exhaust gases seriously cause air pollution. One of the reasons to form exhaust pollutant is insufficient combustion in the engine cylinder. Fuel properties play also significant role to increase or decrease exhaust pollutants [2].

Various investigations clearly reported that octane number is effective on exhaust emissions. Researchers tested different gasoline fuels and found about 5 percent CO reduction when the octane number is increase 87 to 91. Although some researchers state that reduction in exhaust pollutants is not only fuel dependent, it also depends on the design of engine. Many studies confirm that the fuel properties are very important parameter affecting emissions [3]. In this experimental study, the effect of gasoline octane number on the exhaust emissions from a spark ignition engine has been investigated. For this reason; 1998 model and 1600 cc spark Ignition engine was chosen as an experimental engine. Four different octane ratings (91, 93, 95, 95.3) were tested. Experiments were performed by using three load (1300, 1600, and 1900 rpm) and eight revolutions (1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400 rpm). The test engine specifications are given in Table 1.

THE EXPERIMENTAL SET UP METHOD OF EXPERIMENTS

The experimental apparatus is shown in Figure 1. The test equipment consists of three units; one is dynamometer, second unit is a four-stroke, four-cylinder spark ignition engine and third one is Bilisa gas analyzer.

The dynamometer is capable of measuring engine load, speed, power output and torque. Chosen gasoline fuels with the octane numbers of 91, 93, 95 and 95,3 were tested respectively. Exhaust gas emissions for each gasoline fuel were measured in different engine speeds [4].

The load phases on the other hand began with 1300 rpm and rose to 1900 rpm with 300-rpm intervals. The values at the working point cooling water entrance/exit temperatures were taken at every point. In addition, the values of the testing medium were obtained. The ones like air pressure in the test cabin humidity ratio and the returning water temperature of the brake testing showing the test were also taken.

Exhaust gas emissions were measured for each speed and octane number. The results were compared with each other to show the differences and effects of octane number on the emissions. In the experimental study, different gasoline fuels were tested to determine their effects the exhaust emissions. Gasoline fuels properties used in the experiments are given in Table 2.

RESULTS AND DISCUSSION

Gasoline fuel with 91 octane number is the regular gasoline in the market. First, regular gasoline fuel with 91 octane number was tested in the engine and then fuels with increased octane numbers of 93, 95 and 95.3 were used. The measurements of CO, HC are indicated in Figure 2, 3, 4, 5, 6, 7 and Figure 8 respectively.

It is shown in Figure 2,3 and 4 that increasing octane numbers reduces CO emission. This is because of improving combustion process. Increase in octane number could probably change ignition delay and hence ensure better combustion. The highest reduction in CO was obtained for octane number 95,3.

Increasing octane numbers of the fuel in the same also reduces HC. Figure 5, 6 and 7 shows HC (ppm) variations with the gasoline octane number. When the octane number is increased, HC is formed during the combustion process. Therefore the rate HC component is reduced in exhaust gases.

CONCLUSION

Fuel quality and some properties of gasoline fuels affect the combustion in an engine and cause to change the exhaust emissions. In order to reduce the exhaust emissions it is necessary to improve the spark ignition engine design and fuel properties.

In our experimental study, it is found that;

- Increasing octane number of gasoline reduces CO emissions up to 4 percent and HC emissions up to 6 percent.
- Since commercial vehicles powered by spark ignition engine are widely used in the world, the regulations about the fuel quality and emission should be applied and inspection on the fuel and emissions should be carried out regularly.

ABBREVIATIONS

HC (ppm) hydrocarbon group
CO Carbon monoxide
rpm revolution per minute

REFERENCES

1. J.B. Heywood, *Internal combustion Engine*, McGraw-Hill, 1984.
2. Borat, O., Balci, M., "Air Pollution and Control Techniques", Technical Education Fund Publishings - 3, 1995, Ankara (In Turkish).
3. S. Chanchaowna., *Using higher octane rating than engine requirement: loss or gain*, Petroleum authority of Thailand, 1998, Thailand.
4. K. Nagai., T. Seko., *Trends of motor fuel quality in Japan*, JSAE Review 21, 2000, Japan.

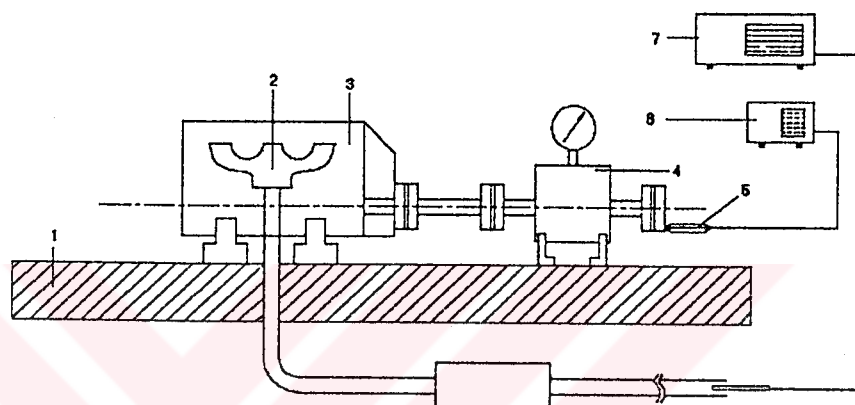


Fig.1. Experimental apparatus (1. Platform; 2. Exhaust manifold; 3. Test engine; 4. Dynamometer; 5. Tachometer sensor; 6. Tachometer; 7. Exhaust gas analyzer).

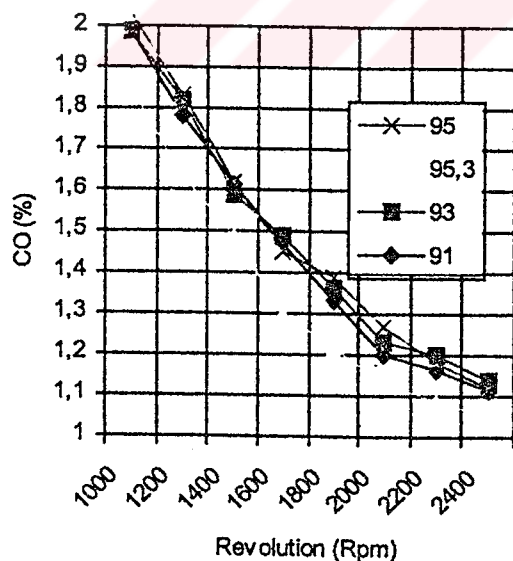


Fig.2. CO emission various with revolution at 1300 rpm load.

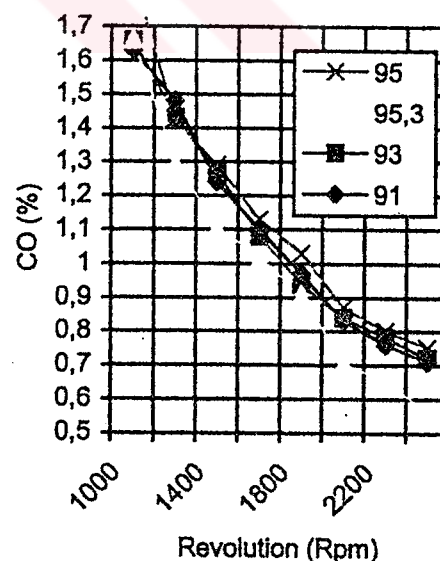


Fig.3. CO emission various with revolution at 1600 rpm load.

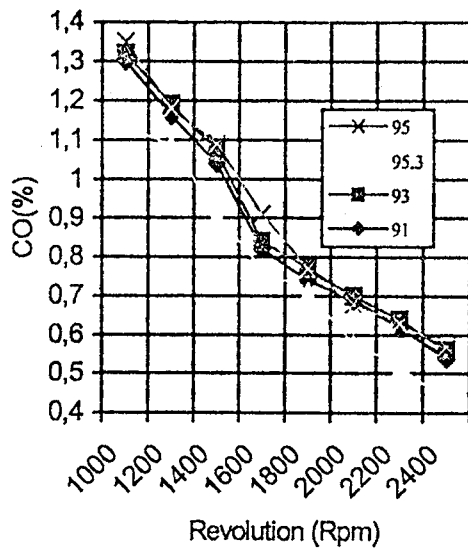


Fig.4. CO emission various with revolution at 1900 rpm load.

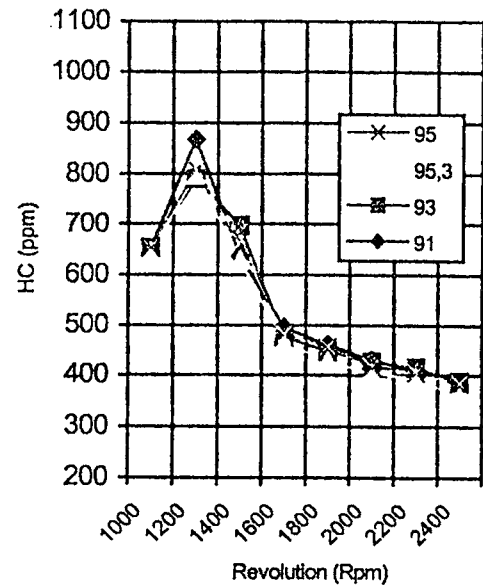


Fig.5. HC emission various with revolution at 1300 rpm load

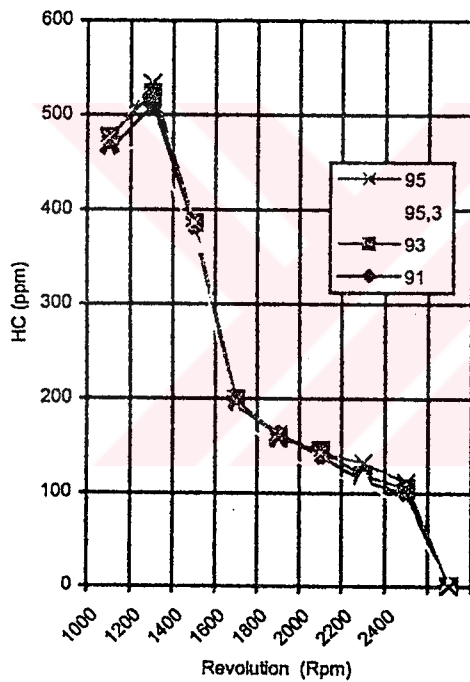


Fig.6. HC emission various with revolution at 1600 rpm load.

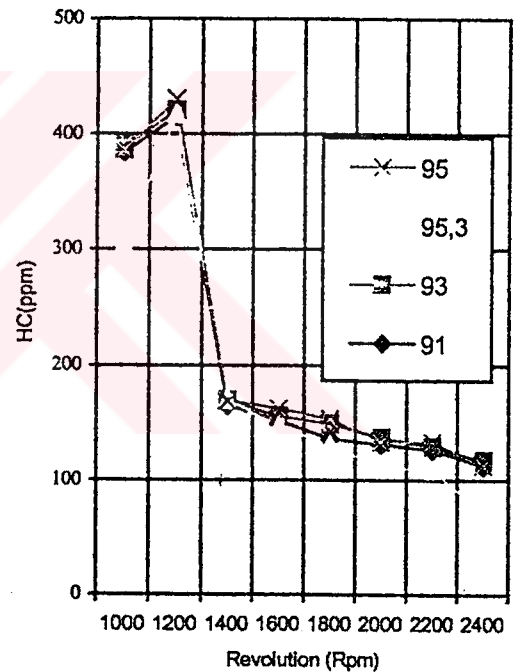


Fig.7. HC emission various with revolution at 1900 rpm load.

Table 1. The technical specifications of the experimental engine.

Engine type	131 A 1016
Cylinder number	4
Cylinder bore	84 mm
Stroke	71.5 mm
Total cylinder vol.	1600 cc
Compression ratio	8:1
Maximum torque	117,2 Nm/3400 rpm
Maximum power	58.88 kW
Value of valve adjustment	Cold (+20 °C): Intake:0, 30 Exhaust:0, 45

Table 2. Properties of 91, 93, 95 and 95,3 octane gasoline.

	91	93	95	95,3
Density, 15°C, kg/lt.	0,738	0,741	0,745	0,765
Reid pressure, kPa	59,34	59,72	60,03	60,03
Boiling temp, °C	198,9	201	209	210
Lower heating value, Kj/kg	43932	43642	43304	43961
Benzene vol. , %	5	5	5	5



TURKISH NAVAL ACADEMY

**Journal of
Naval Science and
Engineering**

Volume 1

Number 1

January 2003

Editor-in-Chief

Assoc. Prof.Dr. Süleyman ÖZKAYNAK (Navy Capt.)

Editorial Advisory Board

Prof.Dr. Cumhur FERMAN	Işık University
Prof.Dr. Hasbi YAVUZ	İstanbul Technical University
Prof.Dr. M. Yahya KARSLIĞİL	Yıldız Technical University
Prof.Dr. Emin ANARIM	Boğaziçi University
Prof.Dr. Ali AKDEMİR	Kocaeli University

Editorial Board

Asst. Prof. Dr. Vedat COŞKUN (Navy Cmd.)
Asst. Prof. Dr. Erkut AKKARTAL (Navy Lt. Cmd.)
Dr. Adalet ÖNER (Navy Lt. Cmd.)

Journal of Naval Science and Engineering is a peer reviewed, international, inter-disciplinary journal in science and technology. The technological and scientific aspects of **computer** (Software Engineering, Computer Networks, Security, Algorithms, Robot Technology, Artificial Intelligence) **mechanical engineering** (Thermodynamics and Heat Transfer, Energy Technologies, Naval Engineering, Control Systems), **electronics** (Channel Estimation, Synchronization and Equalization, Modulation, Coding and Detection, Antennas and Smart Antennas, Signal Processing, Synthetic Aperture Techniques, Signal Processing, Applications in Electromagnetic and Acoustic), and **industrial engineering** (Programming Techniques, Decision Support Systems, Operational Research and Military Applications, System Simulation, Costing Systems, TQM, Econometrics) issues are addressed in the Journal. It is published semi-annually (January and July).

© 2003 Copyright by Naval Science and Engineering Institute

Published by Naval Science and Engineering Institute

Journal of Naval Science and Engineering presents a variety of viewpoints. The views expressed or implied in this publication, unless otherwise noted, should not be interpreted as official positions of the Institute.

Subscription and Correspondence Address:

Assoc. Prof.Dr. Süleyman ÖZKAYNAK
Enstitü Müdürü
Deniz Harp Okulu Komutanlığı
Tuzla 34942 ISTANBUL
Turkey

Phone: +90 (216) 395 50 67
e-mail: sozkaynak@dho.edu.tr

JOURNAL OF NAVAL SCIENCE AND ENGINEERING

Number 1

Volume 1

January 2003

CONTENTS

Computer Science and Engineering:

<i>Fuzzy Modelling of A Production System.....</i>	<i>1</i>
<i>Osman Taylan and Harun Taşkın</i>	
<i>Related-Point Ratio Invariants of a Sixth Degree Algebraic Curve.....</i>	<i>15</i>
<i>Ömer Kayaaltı and Mustafa Ünel</i>	
<i>Cluster Based Power Aware Data Dissemination in Mobile Sensor Networks...</i>	<i>37</i>
<i>Erdal Çayırıcı</i>	
<i>Querying Sensor Field by Using Task Sets of Sensor Nodes.....</i>	<i>69</i>
<i>Çağhan Çimen and Vedat Coşkun</i>	
<i>Wireless Networks Composed of Underwater Devices with Acoustic Communication Capability</i>	<i>83</i>
<i>Ayhan Erdoğan and Vedat Coşkun</i>	
<i>ISO 9000 Applied to Software Processes in Defense R&D Industry.....</i>	<i>97</i>
<i>Umut Durak and Ömer Anlağan</i>	
<i>Debugging Methods Used in Embedded Software.....</i>	<i>105</i>
<i>Hüseyin Türkoğlu</i>	

Mechanical Engineering:

<i>The Effect of Lead Ratio on Exhaust Emission in A Gasoline Engine.....</i>	<i>111</i>
<i>Cenk Sayın and İbrahim Kılıçaslan</i>	
<i>Power Density Analysis of An Endoreversible Braysson Cycle.....</i>	<i>119</i>
<i>Tamer Yılmaz, Yasin Ust, and Ahmet Erdil</i>	
<i>An Overview of Alternative Refrigerants for R-22.....</i>	<i>133</i>
<i>Selahattin Göktun</i>	

The Effect of Lead Ratio on Exhaust Emission in A Gasoline Engine

Cenk Sayın

*Ph.D. Candidate, Machine Department, Technical Education Faculty,
Kocaeli University, Anıtpark Yanı İzmit, Kocaeli, TURKEY
e-mail: sayincenk@yahoo.com*

İbrahim Kılıçaslan

*Associate Professor, Machine Department, Technical Education Faculty,
Kocaeli University, Anıtpark Yanı İzmit, Kocaeli, TURKEY
e-mail: ikaslan@kou.edu.tr*

Abstract

In this experimental study, it was investigated the effect of lead ratio in gasoline on exhaust emission. The measurements of two different lead ratio gasoline (0.15 g/l, 0.0297 g/l), which are the same octane number (91-octane) were conducted in a four-cylinder, four-stroke SI engine. The results showed that the ratio of lead in gasoline is a very important parameter influencing the content of exhaust emission.

Key words: Lead Ratio, Gasoline Fuel, and Exhaust Emission.

I. Introduction

Exhaust emission from spark ignition engines is known to have very close relationship to lead ratio in gasoline. Lead in gasoline also severely limits exhaust emissions control options because it completely destroys the effectiveness of catalytic converters, the most commonly used exhaust emissions control system. For both reasons, a growing number of nations

The Effect of Lead Ratio on Exhaust Emission in A Gasoline Engine

around the world have moved, or are moving, to completely eliminated lead in gasoline. Although the negative impact on health and emission control is well known, leaded gasoline is still widely used in a number of countries worldwide. Leaded gasoline remains a transportation fuel partly because several easy and cost effective ways to quickly switch to unleaded gasoline are not fully understood

Scientific studies have confirmed the seriousness of the threat posed by lead. These studies have reported several significant health threats resulting from both low and high blood levels, including neurodevelopment effects in children and increase blood pressure and related cardiovascular conditions in adults. Lead in has also been identified as a possible carcinogen. Of these three effects, health experts as the most significant public health hazard view the neurodevelopment effects of lead exposure to unborn children and small children [1].

Lead in gasoline has serious negative effects on health and the environment. The accumulation of lead in the body, known as the human lead burden, has been found to pose a significant risk to humans even at very low levels. The major source of human lead accumulation in developing countries was found to be airborne lead, 90 % of which come from leaded gasoline. The world Health Organisation recently has determined that 1.9 million humans still suffer health problems due to lead [2].

Leaded gasoline increases vehicle maintenance costs in the range of \$ 0.05 per gallon (\$ 0.13 per litre) of gasoline. The components formed in leaded fuel combustion are corrosive and harm engines, spark plugs, and exhaust systems. Additives used to prevent the accumulation of lead in the combustion chamber cause lead to stick to active catalyst sites, deactivating them. Unleaded gasoline is a clean fuel that does not produce corrosive compounds. The vehicle maintenance savings from unleaded gasoline used outweigh any negative side effects, such as potential for valve-wear, if any, on some older susceptible pre-1980 engines [3].

Various investigations clearly reported that lead rating is effective on exhaust emissions. Chanchowna et al. tested two different gasoline (premium and unleaded) and found about 10 percent CO (Carbon monoxide) lower in unleaded gasoline than the other [4].

The use of MTBE (Methyl tertiary butyl ether) in the petrol results in decreased vehicle emission of HC (ppm- Hydrocarbon group) and CO, with little changes in NO (RMIT, 1994) [5]. However, recent research completed by the University of California (Keller et al. 1998) found that MTBE and the other oxygenates had no significant effect on exhaust emissions in advanced technology vehicles [6].

II. The Experimental Setup

In our study four cylinder, a 1998 model 1600-cc four cylinders. four-stroke spark ignition engine was used for experiments. In the spark ignition engines, at the end of compression stroke, the air fuel mixture compressed in the combustion chamber is ignited with the spark from the spark plugs. The test engine specifications are given in table 1.

Engine type	131 A 1016
Cylinder number	4
Cylinder bore	84 mm
Stroke	71.5 mm
Total cylinder vol.	1600 cc
Compression ratio	8:1
Maximum torque	117,2 Nm/3400 rpm (Revolution per minute)
Maximum power	58.88 kW
Value of valve adjustment	Cold ($\pm 20^{\circ}\text{C}$): Intake:0. 30 Exhaust:0. 45

Table 1. The Technical Specifications of the Experimental Engine.

The Effect of Lead Ratio on Exhaust Emission in A Gasoline Engine

The experimental apparatus is shown in Figure 1. Engine load is measured by a dynamometer. Exhaust gas pollutants such as CO, CO₂, HC, are measured by an exhaust gas analyser (Bilsa 320). Fuel consumption is quantified by combined container method and air ratio is determined by orifice-meter. Pressure drop is determined by inclined manometer. Cooling water entrance/exit temperature, oil temperature, intake/exhaust manifold gas temperature is measured by K type thermocouple.

In the experimental study; it was investigated two different lead ratings gasoline were tested and measured by dynamometer at two loads (5 Nm, 10 Nm) and eight revolutions (1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400 rpm) The values at the working point, specific fuel consumption, and the ones like effective power, cooling water entrance, and exit temperatures, oil temperatures were taken at every point. In addition, the values of the testing medium were obtained.

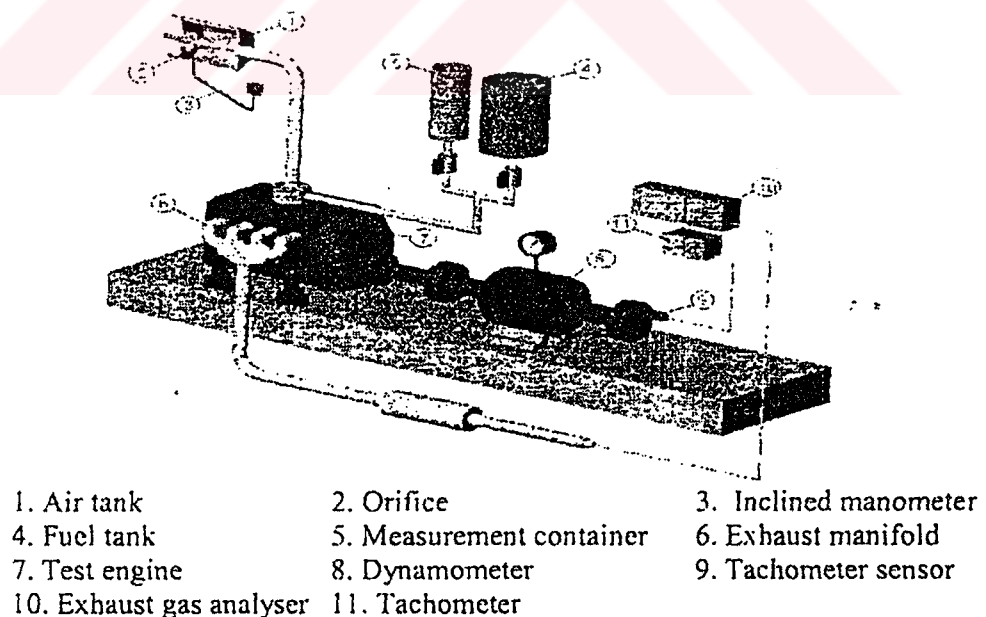


Figure 1. Experimental Apparatus.

After every point during the test, the engine rpm and the amount of the load were kept constant after adjustment; because the values to be taken later were depend on them. Especially the specific fuel consumption values taken at every point were changed into corresponding specific fuel consumption graphs after the test. Similarly the exhaust gas temperatures were obtained with the use of mean effective pressure and rpm values. They were corrected.

III. Results

91-octane gasoline contains species which 0.15 gPb/l is the normal gasoline fuel in the market. First, normal gasoline fuel was tested in engine and then 91-octane gasoline contains species which 0.0297 gPb/l were used. CO emissions as function of revolution at two different loads are shown in Fig. 2 and 3, while HC emissions are shown in Fig. 4 and 5.

It is shown in Figure 2.3 that increasing lead ratio in gasoline augmented CO emission. The highest increasing in carbon monoxide was obtained 1000 rpm.

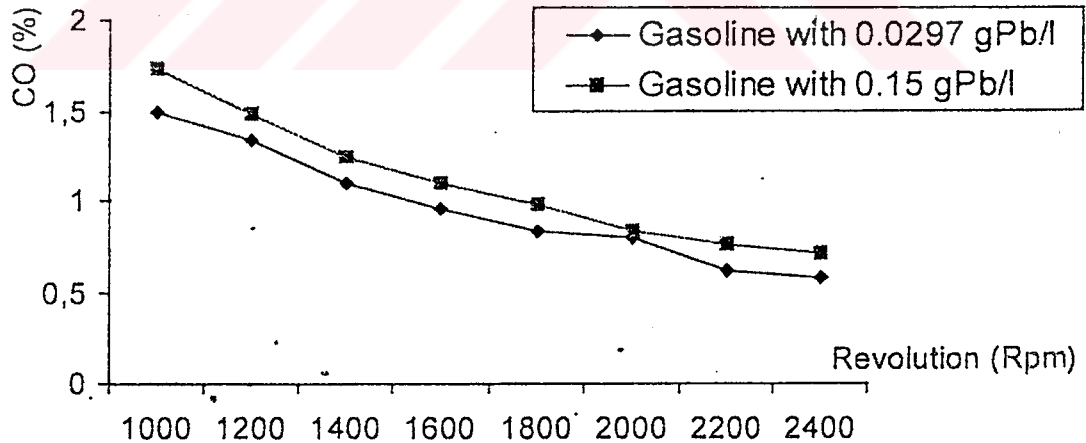


Figure 2.CO emission various with revolution at 5 Nm load.

The Effect of Lead Ratio on Exhaust Emission in A Gasoline Engine

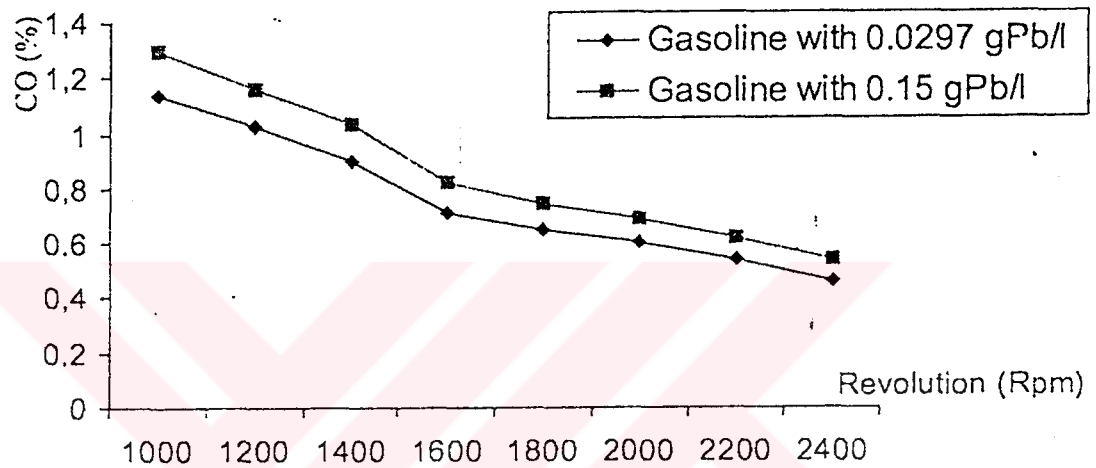


Figure 3.CO emission various with revolution at 10 Nm load.

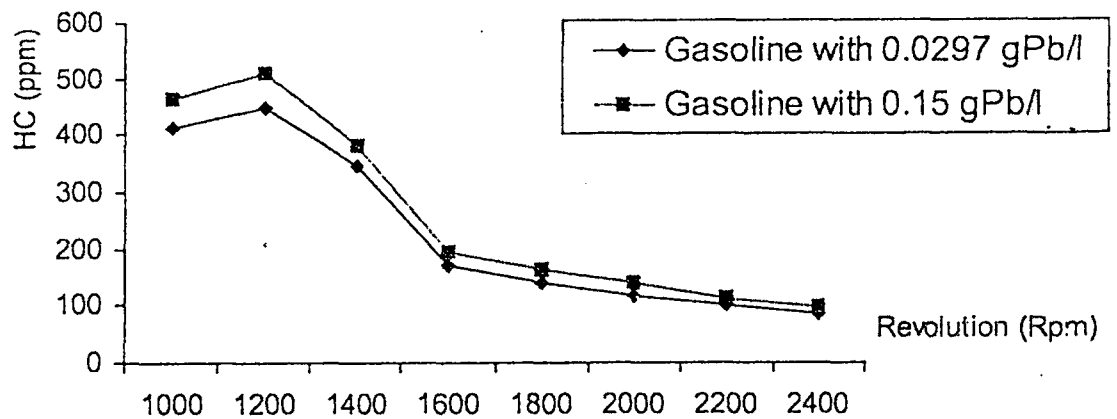


Figure 4. HC emission various with revolution at 5 Nm load.

Increasing lead ratio of the gasoline in the same manner also augmented HC. Figure 5 shows HC variations with the fuel lead ratio. The highest increasing in HC was emerged for revolution number between 1000 and 1200. From the above test results of HC and CO, they all confirm that augmenting lead in gasoline produces increasing emissions.

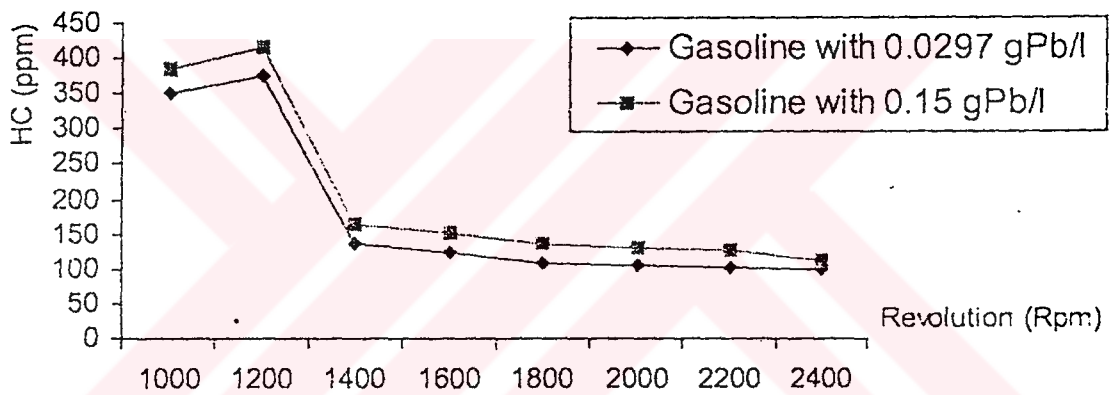


Figure 5. HC emission various with revolution at 10 Nm load.

IV. Conclusion

In the literature, Unleaded gasoline is used as fuel, it is stated that the amount of CO decrease. For increasing octane number is used to MTBE substitute for lead. When the experimental results for two additives (MTBE and lead) were compared, it showed that MTBE more advantageous than lead with respect to emission.

The experimental results showed that;

1. It is found that CO emissions in gasoline containing 0.0297 gPb/l are lower in comparison with the other gasoline in every rpm.

The Effect of Lead Ratio on Exhaust Emission in A Gasoline Engine

2. HC emission is also quite lower in gasoline containing 0.0297 gPb/l than the other.

The nature of chemical components resulting from the combustion of leaded gasoline cause emissions. In order to reduce exhaust emission, it is necessary to diminish amount of lead in gasoline.

Our experimental study is in the same trend with literature. The results showed that the ratio of lead in gasoline is a very important parameter influencing the content of exhaust emission.

It is very clear that unleaded gasoline has more advantageous in every working condition from the environmental point of view. The ban of leaded gasoline provides immediate and significant human health benefits and reduces vehicle maintenance costs. From the points started above it can be concluded that leaded gasoline usage must be reduced up to minimise levels [7].

References

- [1] The Manufacturers of Emission Controls Association (1998). *The Case for Banning Lead in Gasoline*. SAE Technical Paper Series Washington. pp:213-217.
- [2] Nagai, Nagai.. Seko. Toshiyuki (2000). *Trends of Motor Fuel Quality in Japan*. JSAE Review 21, Japan .pp:457-562.
- [3] Seiicki. Chanchaowna (1998). *Using Higher Octane Rating than Engine Requirement: Loss or Gain*, Petroleum Authority of Thailand, Thailand.
- [4] Seiicki, Chanchaowna (1999). *The effect of gasoline octane number on engine performance*, King Monkut's University of Technology, SAE Paper No:912 394, Thonburi, pp: 345-354.
- [5] Royal Melbourne Institute of Technology (1994). *Octane Enhancers*, Prapered by the Department of Chemical and Metallurgical Engineering, Melbourne.
- [6] Keller, A., Fronies, J (1998). *Health and Environmental Assessment of MTBE*, Report to the Governor and Legislature of the State of California by SB 521, California, Volume 1, pp 134-145.
- [7] Setting National Fuel Quality Standards (2000). *Proposed Management of Petrol Enhancing Additives/Products*, ISBN 0 642 29492 0, Australia.