

**T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**LPG İLE ÇALIŞAN BENZİNLİ BİR MOTORA KADEMELİ DOLGU YAPILMASININ
PERFORMANS ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

İbrahim CAN

Anabilim Dalı: Makine Eğitimi

Programı: Otomotiv

ARALIK-2009

ÖNSÖZ

Beni bu konuya yönlendiren, çalışmalarım süresince değerli bilgilerinden faydalandığım ve manevi desteğini esirgemeyen danışman hocam sayın Yrd.Doç.Dr. Cengiz ÖNER'e, Laboratuar çalışmalarında bana yardımcı olan F.Ü. Makine Eğitimi Bölümü araştırma görevlileri Engin ÜNAL, Faruk KARACA, Ulaş ÇAYDAŞ'a ve emeği geçen tüm mesai arkadaşlarıma ayrı ayrı teşekkür ediyorum.

Çocukluğumdan itibaren beni büyüten, eşsiz deneyimler kazanmamı sağlayan değerli anne ve babama, beraber büyüdüğümüz ve desteklerini her daim hissettiğim kardeşlerime teşekkür ediyorum.

Oldukça stresli, yoğun ve tempolu çalışma süresi boyunca sabır ve hoş görülerini bir an olsun eksiltmeden yanımda olan kıymetli eşime ve biricik oğlum A.Demir CAN'a teşekkür ediyorum.

İbrahim CAN
ELAZIĞ-2009

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	IX
TABLolar LİSTESİ	XI
SEMBOLLER LİSTESİ.....	XII
KISALTMALAR LİSTESİ	XIII
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	7
2.1. Kademeli Dolgu Sistemleri İle İlgili Yapılan Çalışmalar	7
2.2. Akış Karakteristikleri Çalışmaları	9
2.3. LPG İle İlgili Yapılmış Çalışmalar	14
3. BENZİNLİ MOTORLARDA KARIŞIM HAZIRLAMA VE YANMA....	17
3.1. Benzinli Motorlarda Karışım Hazırlama Sistemleri	17
3.1.1. Karbüratörlü Sistemler	18
3.1.2. Benzin Püskürtmeli Sistemler	20
3.1.2.1. Emme Manifoldu Girişine Yakıt Püskürtme.....	22
3.1.2.2. Supap Kanalına Yakıt Püskürtme	22
3.1.2.3. Yanma Odasına Yakıt Püskürtme.....	25
3.1.2.4. Benzin Püskürtme Sisteminin Faydaları.....	26
3.2. Direkt Püskürtmeli Benzinli Motorlar	26
3.2.1. Direk Püskürtmeli Benzinli Motorların Performansı.....	29
3.3. Benzin Yakıtlı HCCI Motorlar	30
3.4. Benzin Motorlarında Yanma	31
3.4.1. Yanma İşleminde Girdap Etkisi.....	37
3.4.2. Motor Performansına Girdap Etkisi.....	37
3.4.3. Egzoz Emisyonlarına Girdap Etkisi.....	37
3.4.4. Eksik Yanma Sebepleri	38
3.4.5. Benzin Motorlarında Yanmanın Fiziksel Etüdü.....	38
3.4.6. Yanma Hızı.....	39

	<u>Sayfa No</u>
4. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILAN YAKITLAR	41
4.1. Sıvı Yakıtlar.....	41
4.2. Gaz Yakıtlar.....	43
4.3. Benzin'in Genel Özellikleri.....	44
4.3.1. Buharlaştırma (Kaynama) Eğrisi.....	44
4.3.2. Buhar basıncı	45
4.3.3. Isıl Değeri	45
4.3.4. Alevlenme ve Yanma Sıcaklığı	45
4.3.5. Kendiliğinden Tutuşma Sıcaklığı	46
4.3.6. Oktan Sayısı.....	46
4.3.6.1. Benzinin Oktan Sayısını Yükseltmek İçin Kullanılan Katkılar	46
4.4. LPG'nin Genel Özellikleri	47
4.4.1. Ticari Propan	49
4.4.2. Ticari Bütan	49
4.4.3. Ticari Propan – Bütan Karışımı	49
4.4.4. Özel Hizmet Propanı.....	49
4.4.5. LPG'nin Özellikleri	49
4.4.6. Buhar Basınç Eğrisi	50
4.4.7. LPG'nin Isıl Değeri.....	51
4.4.8. Buharlaştırma Gizli Isısı.....	51
4.4.9. Kaynama Noktası.....	52
4.4.10. LPG' nin Vuruntuya Karşı Mukavemeti.....	52
4.4.11. LPG'nin Yoğunluğu.....	53
4.4.12. LPG'nin Oktan Sayısı	53
4.4.13. LPG'nin Çevreye Etkisi ve Egzoz Emisyonları	53
4.4.14. LPG nin Fiziksel Özellikleri	54
5. LPG'NİN BENZİNLİ MOTORLARDA KULLANIMI	56
5.1 Otomotiv Sektöründe LPG'nin Kullanımı	56
5.2. LPG Dönüşüm Sistemleri.....	57
5.2.1. Birinci Kuşak Basit Karıştırıcı Sistemler	58
5.2.2. İkinci Kuşak Elektronik Kontrollü Sistemler	59
5.2.3. Üçüncü Kuşak LPG Püskürtmeli Sistemler	59
5.2.4. Dördüncü Kuşak Sıralı Sistem LPG Püskürtmeli Sistemler	60

	<u>Sayfa No</u>
6. BENZİNLİ MOTORLARDA DOLGU SİSTEMLERİ.....	63
6.1. Homojen Dolgulu Benzinli Motorlar.....	63
6.2. Kademeli Dolgulu Benzinli Motorlar	66
7. TEST MATERYALLERİ VE METODLAR.....	77
7.1. Deney Seti	78
7.2. Dinamometre ve Deney Motoru	78
7.3. Dinamometrede Kullanılan Suyun Soğutulması	81
7.4. Sıcaklık Ölçümleri	84
7.5. Emilen Hava Debisinin Ölçülmesi	84
7.6. Motorun Yüklenmesi	85
7.7. Yakıt Tüketiminin Ölçülmesi	86
7.8. Egzoz Emisyonlarının Ölçülmesi	87
7.9. Motor Modifikasyonu	88
7.9.1. Silindir Kapağı Çalışmaları	88
7.9.2. Supap ve Supap Yuvaları	89
7.9.3. Silindir Kapağının Hazırlanması	94
7.9.4. Karışım Rampasının Hazırlanması	94
7.9.5. Karışım Yönlendiricilerinin Hazırlanması	96
7.9.6. Emme Manifoldu ve Karışım Yönlendiricileri.....	99
7.9.7. LPG Dönüşüm Sistemi ve Ekipmanları	100
8. DENEYSEL BULGULAR VE TARTIŞMA.....	103
8.1. Motor Performans Testlerinin Değerlendirilmesi.....	103
8.1.1. Motor Momenti.....	103
8.1.2. Efektif Güç	106
8.1.3. Özgül Yakıt Tüketimi	109
8.1.4. Efektif Verim.....	110
8.1.5. Hava Fazlalık Katsayısı.....	112
8.1.6. Hava Yakıt Oranı	114
8.1.7. Egzoz Gazı Sıcaklığı.....	115
8.2. Egzoz Emisyon Değerleri ve Değerlendirilmesi	117
8.2.1. HC Emisyonu Değişimi	117
8.2.2. CO Emisyonu Değişimi	120
8.2.3. CO2 Emisyonu Değişimi	122

	<u>Sayfa No</u>
9. SONUÇLAR VE ONERİLER.....	125
KAYNAKLAR.....	128
ÖZGEÇMİŞ.....	137

ÖZET

Doktora Tezi

LPG İLE ÇALIŞAN BENZİNLİ BİR MOTORA KADEMELİ DOLGU YAPILMASININ PERFORMANS ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

İbrahim CAN

Fırat Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalı

2009, Sayfa:137

İçten yanmalı motorlarda hava yakıt karışımının hazırlanması, tutuşmanın başlaması ve yanma olayları karmaşık bir işlemdir. Bu süreç motor performansı ve egzoz emisyonu üzerinde oldukça etkilidir. Yanmanın iyileştirilmesi için yakıt özelliklerinin iyileştirilmesi yönünde çalışmalar yapılmaktadır. Bunun yanı sıra yakıt cinsi ve motor çevrimine göre hava ile yakıtın silindirlere gönderilme şekli üzerinde çeşitli çalışmalar yapılmaktadır.

Bu çalışmada, benzinli bir motorda LPG dönüşümü yapıp sıralı yakıt püskürtme sistemi kullanılmıştır. Motorun hava geçiş yolu ve yakıt enjeksiyon sistemi modifiye edilip kademeli dolgu uygulaması yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda, homojen dolgu sistemlerinden farklı olarak ateşleme bujisinin etrafı stokiyometrik karışım, yanma odasının diğer bölgeleri ise aşırı fakir hava-yakıt karışımı ile doldurulmuştur. Böylece, buji etrafında hazırlanan zengin karışımın buji tarafından tutuşturulmasıyla yanma başlatılmış ve oluşan alev yanma odasındaki fakir bölgelere doğru ilerleyip buradaki karışımı tutuşturmuştur. Sonuç olarak, kademeli dolgu yöntemi kullanılarak çok fakir karışımlarla bile motorun çalışmasının mümkün olduğu görülmüştür. Performans deneyleri sonucunda, uygulanan kademeli dolgu sisteminin hem kısmi yükler altında hem de rölanti devrinde daha az yakıt tükettiği, motor performansının ve egzoz emisyonunun ise homojen dolgulu motorlara nazaran daha iyi olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Kademeli Dolgu, LPG, Benzinli Motorlar, Yanma

SUMMARY

PhD Thesis

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF STRATIFIED CHARGING SYSTEM ADOPTED TO GASOLINE ENGINE RUNNING WITH LPG ON THE ENGINE PERFORMANCE

İbrahim CAN

Fırat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Education

2009, Page:137

The preparation of air-fuel mixture, ignition and combustion is a complex process for internal combustion engine. These processes are very effective on engine performance and emission. Some studies have been conducted to improve the fuel properties for a better combustion. Additionally, some differently studies have also been focused on the principles of air and fuel transfer into the cylinder according to fuel type and engine cycle.

In this study, LPG transformation was made in a gasoline engine and sequent fuel injection system was used. The air passing path and fuel injection system of the engine was modified for the stratified charge application. For this purpose, differently from the homogeneous charging systems, the around of spark plug was charged with stockhyometric mixture while the other areas of combustion chamber were charged with over poor air-fuel mixtures. Thus, the combustion was started by the ignition of rich mixtures around the spark plug and this flame lead to ignite the poor mixtures in the other parts of the combustion chamber. As a result, it is observed that the stratified charge application could run the engine with a very poor mixture. At the end of the performance experiments, the stratified charge application was showed better performance and emission, lower fuel consumption under loading and idle running conditions than homogeneous charging systems.

Keywords: Stratified charge, LPG, Gasoline Engine, Combustion

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Emme supabının simetrik olmayan durumları için akış yapıları.....	11
Şekil 3.1. Basit bir karbüratör şeması.....	19
Şekil 3.2. Karbüratörlü bir motorun emme manifoldundaki karışımın dağılımı	20
Şekil 3.3. Yakıtın püskürtme yerlerine göre motor tipleri.....	21
Şekil 3.4. Çok nokta enjeksiyon sistemi.....	24
Şekil 3.5. direk püskürtmeli motorlardaki yakıt püskürtme şekilleri.....	28
Şekil 3.6. Benzinli motorun P- θ diyagramı	32
Şekil 3.7. Karışım oranı ile ateşleme ve zaman arasındaki ilişki.....	40
Şekil 4.1. Benzinin Buharlaşıma Eğrisi.....	44
Şekil 4.2. Propan, Normal Bütan ve İzobütanın Sıcaklığa Bağımlı Buharlaşıma Basınç Değişimi.....	50
Şekil 5.1. Birinci Kuşak Basit Karıştırıcılı Sistem.....	58
Şekil 5.2. İkinci Kuşak Elektronik Kontrollü Sistemler.....	59
Şekil 5.3. Üçüncü Kuşak Lpg Püskürtmeli Sistemler	60
Şekil 5.4. Sıralı sistem LPG dönüşüm prensibi	61
Şekil 6.1. Kademeli dolgulu otto motorlarının ilk uygulamaları	68
Şekil 6.2. 1960-1970 yıllarında geliştirilen kademeli dolgulu otto motorları	69
Şekil 6.3. Toyota dört supaplı kademeli dolgulu fakir karışımlı otto motoru	70
Şekil 6.4. Spiegel ve spicher in deneysel çalışmalarda kullandığı direk püskürtmeli Fakir karışımlı otto motoru.....	72
Şekil 6.5. Mitsubishi firması tarafından geliştirilen direk püskürtmeli fakir karışımlı otto motoru	72
Şekil 6.6. silindirin dışında karışım hazırlanan kademeli dolgulu benzin motoru.....	74
Şekil 6.7. İki döngülü yanma odası (MR-process) ve yanmanın gidişinin görüntüsü .	76
Şekil 7.1. Test düzeneğinin basit şematik gösterimi	79
Şekil 7.2. Deney düzeneğinin genel görünümü	79
Şekil 7.3. Soğutma kulesi hava emiş fanı imalat görüntüsü	82
Şekil 7.4. Su kulesinin içine yerleştirilen çıta ve kalasın görünüşü	82
Şekil 7.5. Soğutma kulesinin genel görünüşü.....	83
Şekil 7.6. Hava debisinin belirlenmesinde kullanılan durultma tankı ve eğik manometre	85

Şekil 7.7. Dinamometrenin hidrolik kavraması	86
Şekil 7.8. LPG ve Benzin için yakıt tüketim miktarlarının belirlenmesinde kullanılan düzenekler.....	87
Şekil 7.9. Deneylerde kullanılan Sun 1500 emisyon test cihazı	88
Şekil 7.10. Büyük çaplı supaptan karışımın silindir içerisine girişinin görünümü	90
Şekil 7.11. Küçük çaplı supaptan karışımın silindir içerisine girişinin görünümü	91
Şekil 7.12. Supap yuvalarının çaplarının büyütülmesi işlemi	92
Şekil 7.13. Supabın yeniden boyutlandırılması	93
Şekil 7.14. Modifiye edilen supapların ve yuvaların kaçak testlerinin yapılması	93
Şekil 7.15. Emme supaplarına bağlı kanalların ikiye ayrılmış görünümü	94
Şekil 7.16. Yakıt hazırlama rampası	95
Şekil 7.17. Karışım hazırlama rampasının imalat görüntüsü.....	96
Şekil 7.18. Emme kanallarına yerleştirilen karışım yönlendiricilerinin görüntüsü	97
Şekil 7.19. Karışım yönlendiricilerin silindir kapağına yerleştirilmiş görüntüleri	98
Şekil 7.20. Yanma odası, supaplar ve emme kanallarının genel görünümü.....	98
Şekil 7.21. LPG regülatörü	100
Şekil 7.22. LPG enjektörleri	101
Şekil 7.23.LPG ECU'su.....	101
Şekil 7.24. LPG dağıtıcısı.....	102
Şekil 8.1. Moment değişim grafiği.....	104
Şekil 8.2. Efektif güç değişimi.....	107
Şekil 8.3. Özgül yakıt tüketimi değişimi	110
Şekil 8.4. Efektif verim değişimi	112
Şekil 8.5. Hava Fazlalık Katsayısının Değişimi	114
Şekil 8.6. Egzoz gazı sıcaklıkları	117
Şekil 8.7. Deneyler sonucu ölçülen HC sonuçları.....	119
Şekil 8.8. Deneyler sonucu ölçülen HC sonuçları.....	119
Şekil 8.9. Deney sonucu ölçülen CO sonuçları.....	121
Şekil 8.10. Deney sonucu ölçülen CO sonuçları.....	122
Şekil 8.11. Deney sonucu ölçülen CO2 sonuçları.....	124

TABLÖLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1. Ham petrol ürünleri	42
Tablo 4.2. LPG'nin Yaklaşık Özellikleri.....	48
Tablo 4.3. Bazı gazların alt ısı değerleri.....	51
Tablo 4.4. Propan ve Bütanın Buharlaştırma Gizli Isıları	52
Tablo 4.5. LPG'nin Fiziksel Özellikleri	54
Tablo 5.1. LPG ve Benzinin Karşılaştırılması	56
Tablo 7.1. Deney motorunun teknik özellikleri	80
Tablo 8.1. Moment değişimleri.....	104
Tablo 8.2. Efektif güç değişimi.....	107
Tablo 8.3. Özgül yakıt tüketimi değişimi	109
Tablo 8.4. Efektif verim değişimi	112
Tablo 8.5. Hava Fazlalık Katsayısının Değişimi	114
Tablo 8.6. Egzoz gazı sıcaklıkları	116
Tablo 8.7. Deney sonucu ölçülen HC sonuçları.....	118
Tablo 8.8. Deney sonucu ölçülen CO sonuçları.....	121
Tablo 8.9. Deney sonucu ölçülen CO ₂ sonuçları	123

SEMBOLLER LİSTESİ

A_p	: Piston kesit alanı,
A_s	: Toplam supap açıklığı kesit alanı
b_e	: Özgül yakıt tüketimi
C_p	: Ortalama piston hızı,
C_g	: Ortalama gaz hızıdır.
CO	: Karbon monoksit
CO_2	: Karbon dioksit
HC	: Hidrokarbon
H_u	: Yakıt alt ısı değeri
m_h/m_y	: Hava - Yakıt kütleli oranını
m_y	: Yakıt debisi
M_d	: Motor momenti
NO_x	: Azot oksit
n	: Motorun devir sayısı
O_2	: Oksijen
Pb	: Kurşun
P_{me}	: Efektif basınç
Q_e	: Yanma sonu açığa çıkan ısı değeri
Q_h	: Motor içerisine alınan havanın debisi
S	: Kükürt
Δt	: Ölçüm zaman aralığı
λ	: Hava fazlalık katsayısı
η_e	: Efektif verim
η_y	: Yakıtın verimi

KISALTMALAR

LPG	:Licit Petroleum Gas
CNG	:Compressing National Gas
YO	:Yanma odası
EFI	:Electronic Fuel Injection
HFK	:Hava Fazlalık Katsayısı
HCCI	:Homogeny Charge Compression Ignition
DI	:Direct Injection
CFD	:Computation Fulid Dinamic
KMA	:Krank Mili Açısı
ÜÖN	:Üst Ölü Nokta
AÖN	:Alt Ölü Noktaya
EGR	:Egzoz Gaz Resirkülasyon
ECU	:Electronic Control Unit
SCR	:Selective Catalytic Reduction
DP	:Direk Püskürtme
SI	:Spark Ignition
IC	:Internal Combustion
AP	:Basınç farkı
AO	:Açı farkıdır.
MTBE	:Metil Tersiyer Butil Etilen
RON	:Araştırma Oktan Sayısı
MON	:Motor Oktan Sayısı
TSE	:Türk Standartları Enstitüsünden
GDI	:Gasoline Direct Injection
IFP	:Instute Francais de Petrol
WIPO	:World Intellectual Property Organization
CNC	:Computer Numerik Control
KDL	:Kademeli dolgu LPG
HDL	:Homojen dolgu LPG
HDB	:Homojen dolgu benzin

1.GİRİŞ

Günümüzde otomobiller ağırlıklı olarak benzinli motora sahiptirler ve bunların toplam kullanım süresinin büyük bir kısmı şehir içi trafiğinde geçmektedir. Şehir içi yollarda maksimum hız sınırlamaları, sık durup kalkmalar, motor ve taşıt hızının değişkenliği otomobil motorunun daha çok kısmi yüklerde çalışmasına yol açmaktadır. Bu nedenle, benzin motorlarının kısmi yüklerde daha ekonomik ve düşük emisyonlu olmaları istenir. Benzin motorları, hava-yakıt karışımı oluşturma yöntemine göre karbüratörlü ve püskürtmeli, kullanılan yakıtlara göre benzin ve LPG (Likit Petrol Gazı)'li ve karışım yapısına göre ise homojen dolgulu ve kademeli dolgulu olarak sınıflandırılmaktadır.

Karbüratörlü içten yanmalı motorların silindirlerine alınan benzin-hava karışımını karbüratör hazırlamaktadır. Motorun bütün çalışma koşullarında isteğe uygun karışım tam olarak sağlanamadığından günümüzde terk edilmiştir. Modern benzinli motorlarda karışım; emilen hava içerisine yakıt püskürtülerek hazırlanmaktadır. Bu tip sistemlere enjeksiyonlu sistemler denilmektedir ve sistemin çalışması tamamen elektronik kontrollüdür. Enjeksiyonlu yakıt sistemleri genel olarak elektronik kontrol ünitesi, sensörler, enjektörler, enjektörlerin bağlı bulunduğu ortak yakıt manifoldu, yakıt regülatörü, yakıt boruları ve elektrikli yakıt pompasından oluşmaktadır. Sensörlerden elektronik kontrol ünitesine iletilen (motor sıcaklığı, emme manifolduna giren havanın sıcaklığı, emme manifold vakumu, yanma odasına giren havanın miktarı, motor devri, egzoz gazları içerisindeki oksijen miktarı, gaz keleşi pozisyonu) bilgiler elektronik kontrol ünitesinde değerlendirilir ve bu verilere bağılı olarak anlık püskürtülecek yakıt miktarı ve ateşleme avansı aralıkları belirlenir. Bu doğrultuda kontrol ünitesinden enjektörlere ve ateşleme elemanlarına sinyal gönderilerek püskürtme ve ateşleme gerçekleşir. Enjektörler benzini zerrecikler halinde hava içerisine püskürtür. Motorun çalışma koşullarına uygun karışım teşkili, ateşleme avansı düzenlemesi ve yakıt miktarı isteğe uygun olarak sağlanabilmektedir [1]. Bunun sonucunda performansın yüksek, yakıt tüketiminin düşük ve egzoz gazları emisyon değerlerinin de daha düşük seviyelerde olması amaçlanır.

Günümüz otomotiv sektöründe motor teknolojisi üzerindeki gelişmeler büyük ölçüde motor hızını, gücünü ve performansını arttırmak amacıyla yapılan çalışmalarla sınırlıdır [2]. Bu tip çalışmalar beraberinde birçok sorunu da ortaya çıkarmaktadır. Motorlu taşıtların hepsi fonksiyonlarını yerine getirebilmesi için gerekli olan enerjiyi büyük ölçüde petrolden

almaktadır. Dünyadaki petrol rezervlerinin sınırlı olması ve günümüz motorlarının petrole bağımlı olarak çalışmasından dolayı motor teknolojisinde yakıt ekonomisi çok önem kazanmaktadır. Bu yüzden bütün motor üretici firmalar motordan en yüksek verimi alabilmek için araştırmaya ve gelişmeye büyük yatırımlar yapmaktadırlar. Bunun yanı sıra motordan dışarıya atılan egzoz gazları havanın kirlenmesine ve ekolojik dengenin bozulmasına sebep olmaktadır. Bu kirliliğin insan sağlığını ciddi boyutlarda etkilediğini göz önünde bulundurursak motor üreticilerinin ne kadar ciddi sorunlarla karşı karşıya kaldığını görebiliriz.

Benzin motorlarında yakıt, emme zamanı sırasında emme havasına karıştırılmakta ve yakıt karışımından oluşan dolgu, pistonun yer değiştirmesi sırasında silindirlerde oluşan alçak basınç nedeniyle emme manifoldundan silindirlere emilmektedir. Karışımın oluşturulmasında amaç, benzinin küçük damlacıklara ayrılarak hızlı bir şekilde buharlaştırılması ve hava ile homojen bir şekilde karıştırılmasıdır [3].

Emilen hava ile yakıtın karbüratörde karışımı esnasında her noktada homojenlik sağlanamaz. Emme manifoldunda yakıt, hava içinde optimum şartlarda atomize olmadığından her bir silindir başına eşit ölçüde yakıt gönderilemez ve performans düşer. Bu durum özellikle gaz kelebek açıklığının sınırlı olduğu düşük devirlerdeki çalışma şartlarında belirgin bir şekilde ortaya çıkar. Bu eksiklik çok noktalı enjeksiyon sistemleri ile büyük ölçüde giderilmiştir.

Günümüz benzin motorlarında motor performansı üzerine yapılan çalışmalarda, emme manifoldu ve yanma odasındaki türbülansın arttırılması ümit verici sonuçlar ortaya koymaktadır. Tannaka ve Ktayamo deneysel çalışmalarında, emme supabı arkasına yakıtın püskürtülmesiyle sağlanan türbülansın % 15-20 oranında yakıt ekonomisi sağladığını belirtmişlerdir [4].

Hammamoto ve arkadaşları, aynı test motoru üzerinde farklı yanma odası tipleri kullanarak türbülans değişimini incelemiştir. Belli bir sınıra kadar türbülans artırımının motor performansını olumlu yönde etkilediğini, aşırı türbülans oluşumunda ise yakıtın hava içerisinde farklı noktalarda tekrar yoğunlaşarak homojenliğini kaybetmesi ile performansı olumsuz olarak etkilediğini belirtmişlerdir [5].

Karbüratörlü motorlarda homojen karışım sağlamak ve yakıtı daha iyi atomize etmek için emme manifoldundaki türbülansın artırılması gerekir.

İçten yanmalı motorlarda hava-yakıt karışımının hazırlanması, tutuşması, yanması, motor performansı ve egzoz emisyonu üzerinde oldukça etkilidir. Yakıtın hava ile kısa

sürede karışabilmesi ve birim hacimde yüksek enerji sağlayabilmesi karışımın tutuşma özellikleri, laminar yanma hızının uygunluğu vb. özellikler önemlidir.

İyi ve kontrollü yanmanın ekonomiklik ve motor performansını artırmasının yanında getireceği önemli faydalardan birisi de egzoz gazları emisyonunun daha düşük seviyede kalmasıdır. Motorlu taşıtların egzozlarından kaynaklanan kirleticilerinin en önemlileri NO_x (azot oksitler), CO (karbon monoksit) ve HC (hidrokarbonlar) ile partiküllerdir. Çevre ve insan sağlığına zararlı olan bu kirleticiler motorun çalışma şartlarına bağlı olarak değişik davranışlar göstermektedirler [6].

Silindir içerisindeki gaz hareketi; dizel motorlarda hava yakıt karışımı ve yanma işlemini, buji ateşlemeli motorlarda yanma hızını kontrol eden önemli faktörlerden biridir. Ayrıca ısı transferi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Artık egzoz gazları ve taze dolgunun hareketi ve akışın türbülans karakteristiği, tutuşma ve yanma olayında önemlidir. Silindir içerisindeki ilk akım modeli emme işlemi ile kurulabilir ve sıkıştırma esnasındaki hareket değiştirilebilir.

Motorlardaki emme işlemi, silindir içerisindeki akım ve dolgu miktarını düzenler. 4 zamanlı motorlarda giriş ya da emme supabı akım için minimum bölgedir ve supap açılma kesitinden geçişteki gaz hızı, emme işlemi sürecindeki en yüksek değerdedir. Gaz silindir içerisine konik bir püskürtme şeklinde akar ve dağılır. Bu kesitteki eksenel ve radyal hız, piston hızından yaklaşık 10 kat daha fazladır [7]. Özellikle jikle benzeri karakterlere sahip akım, piston hareket ederken silindir duvarları ile etkileşerek silindirde büyük ölçüde rotasyon akım modelleri oluşturur. Bu akımların detayları, silindir kafası geometrisi, supap ve giriş borusundan önemli ölçüde etkileşir. Bu akımlar hem sıkıştırma işlemi hem de emme işlemi sırasında değişikliğe uğrar ve üç boyutlu türbülans hareketine dönüşerek bozulurlar.

Türbülanslı düfüzyon yada yayılım, akım sahası içerisindeki yerel dalgalanmaların sonucudur. Bu durum momentum, ısı ve kütle transferinin artan oranlarına yol açar. Bu; sıkıştırma ateşleme (dizel) ve kıvılcım ateşleme operasyonları için gereklidir. Türbülanslı akımlar sürekli olarak hava içerisinde yakıtın dağılmasını sağlar. Yakıt huzmesi ve taneciklerde deformasyon oluşumları ile türbülansın kinetik enerjisi tüketilir, enerji verilmezse türbülans bozulur. Ana akımdaki kesiklik; türbülans hız dalgaları için enerjinin ortak kaynağıdır. Girdap kuvvetinin dalgalanmaları hız dalgalanmalarının üç boyutlu olması halinde devam eder.

Türbülanslı bir akımın karakteri onun çevresine bağlıdır. Motor silindirindeki akım; sınır katmanlar, yeniden sirkülasyona uğrayan bölgeler ve türbülanslı kesik katmanların karmaşık bir bileşimini gerektirir. Devirden devire önemli dalgalanmalar gösterebilir. Silindire dolgunun girişi sırasında her bir krank açısında giren havanın açısal momentumu, arta kalan giriş işlemleri boyunca azalmaktadır. Bunun sebebi duvarlarda meydana gelen sürtünme ve akışkan içerisindeki aşırı kayıplardır. 1/5'ten 1/3'e kadar olan silindir eksenindeki momentumun değeri sıkıştırma işlemi esnasında kaybolur. Yanma odası tarafından sağlanan basınçla anafor hızları arttırılabilir. Dizel motorunda anaforun oluşmasından önceki karışımdan daha hızlı karışım sağlamak için hava anaforu kullanılır.

Türbülanslı gaz karışımları; alev hızını laminar akış haline kıyasla önemli ölçüde artırır. Laminar alev hızı 1-2 m/s mertebesinde iken türbülanslı alev hızı 15-20 m/s civarında olabilmektedir. Bu artış, türbülans olayında alev cephesinin şeklini girintili çıkıntılı şekilde bir görünüm vermesine bağlanmaktadır. Böylece alev cephesi yanmamış gaz temas yüzeyi laminar duruma göre çok daha fazla artacaktır, yanmamış gazlar ile yanmış gazlar arasındaki ısı değişimi ve difüzyon olayı daha yoğun hale gelecektir. Dolayısı ile her iki durumla ilgili temas alanları oranı arttıkça alev hızı da artacaktır. Özellikle benzinli motorlarda alev cephesinin bütün karışıma sirayet etme süresini ifade eden yanma süresi, yanma verimi bakımından son derece önemlidir.

Benzinli motorlarda karışım hazırlama sistemlerinin yanı sıra alternatif yakıt kullanımı da araştırma konularında yerini almıştır. Bunlardan en yaygın olanları; LPG, CNG (Compressing Natural Gas), Biobenzin dir. İlk olarak A.B.D. San Diego Gas-Electric Company tarafından denenen LPG, benzine alternatif bir yakıt olarak kullanılmaya başlanmış ve tüm dünyada kullanımı çok hızlı bir şekilde yayılmıştır. 1975 yılında Rusya da LPG ile çalışan ilk aracı piyasaya sürmüştür. Halen A.B.D ve Avrupa ülkelerinde kullanımı teşvik edilen ve benzinin alternatifi bir yakıttır. Başta A.B.D, Hollanda, İtalya, Japonya, Fransa, Belçika olmak üzere birçok gelişmiş ülkede milyonlarca araç LPG oto gaz sistemine sahiptir [7].

Benzinli motorlarda kullanılan yakıtın fiyatı LPG ile kıyaslandığında ekonomik değildir, egzoz gazı emisyon değerleri de yüksektir. Emisyon değerlerini düşürmek ve Avrupa standartlarına çekebilmek için üç yollu katalizörler (katalitik konverter) kullanılması zorunluluğu vardır. Kullanılan dönüştürücü sistemler hem taşıt fiyatını arttırmakta hem de işletme koşullarında daha fazla probleme sebep olmaktadır. Bunun yanı sıra motorların bütün çalışma koşullarında egzoz gazı emisyonunun belirtilen sınırlar

içerisinde kalabilmesi için performans düşüklüğüne sebep olan birtakım düzenlemeler yapılmaktadır. Bu nedenle otomotiv sektörü egzoz emisyonlarını aşağıya çekecek alternatif yakıtları kullanabilecek motorlar üretmeye yönelmiştir. LPG li araçlarda silindirlere gönderilen gazın yanmasından sonra motor içerisinde asit ve karbon kalıntıları azaldığından aracın motor yağı daha uzun ömürlü olmaktadır. Motor yağının azalması ya da kirlenmesi silindirlerdeki aşınmayı hızlandırdığından LPG li araçlarda temiz kalan motor yağı motor ömrünü uzatmaktadır.

LPG'nin yakıt olarak benzinli motorlarda etkin olarak kullanılması ülkemizde de yaygınlaşmıştır. LPG yakıtı egzoz emisyonları yönünden diğer yakıtlara göre daha temizdir. Özellikle CO emisyonları benzine göre daha düşük değerlere inerken HC ve CO₂ (Karbon Dioksit) miktarındaki düşüş az olmaktadır. Benzinli motorlarda kullanılan yakıtın oktan sayısını artırmak için bir takım kimyevi maddeler katılmaktadır. Bunlar çevre ve insan sağlığı açısından zararlı bileşiklerdir. LPG'nin oktan sayısının yüksek olması nedeniyle uygulamada çoğu kez oktan sayısını artırıcı kimyasal madde katılmasına ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu da egzozdaki kirlenici emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır. Yakıt içerisinde kükürt olmaması nedeniyle, kükürt oksit emisyonu da söz konusu değildir. Ayrıca is ve partikül emisyonları da oluşmamaktadır. Bunların yanı sıra LPG dönüşüm sistemindeki teknolojik gelişmeler LPG kullanımının motor performansı üzerindeki olumsuz etkisini azaltmaktadır. Yakıt püskürtmeli benzin motorlarında kullanılan sıralı tip LPG oto gaz sistemleri ile motor performans değerleri benzin kullanımına çok yakın çıkmaktadır.

Performans arttırmak için yakıt sistemlerinde yapılan değişiklikler ve kullanılan farklı yakıtların dışında dolgu yapısıyla ilgili farklılıklar da görülmektedir. Bunlar homojen dolgu sistemler ve kademeli dolgu sistemler diye ikiye ayrılmaktadır. Homojen dolgu sistemlerde karışım emme manifoldunda hazırlanarak motor içerisine alınır. Burada esas olan karışımın stokiyometrik olması ve silindir içerisindeki her noktada homojenliği korumasıdır. Günümüz benzinli motorlarının tamamına yakını homojen dolgu yöntemi ile doldurularak çalışacak şekilde tasarlanmıştır [8].

Kademeli dolgulu benzin motoru konusundaki çalışmalar çok önceleri başlamış olup, birbirinden farklı çeşitli tasarımlar geliştirilmiştir. Kademeli dolgulu benzinli motorlarda karışım buji etrafında stokiyometrik, bujiden uzaklaştıkça fakirleşen bir karışım hazırlanmaktadır. Yanma odasındaki karışımın toplam hava fazlalık katsayısı ise fakir bölgededir. Böylece dizel motorlarda olduğu gibi, kademeli dolgulu benzinli motorlarda

yük ayarı kısmen gaz keleşbeği olmaksızın karışımın kalitesi değiştirilerek ayarlanmaktadır (yük azaldıkça karışım fakirleştirilmektedir). Bu ise dolgu değişimi sırasındaki gaz keleşbeğinin kısılmasından kaynaklanan kayıpları ortadan kaldırmakta ve kısmi yüklerdeki verimi arttırmaktadır. Kademeli dolgulu motorlar karışımın hazırlandığı yere göre ikiye ayrılır. Kademeli dolgulu motorlarda karışım ya silindir dışında hazırlanır ya da dizel motoruna benzer olarak karışım silindir içinde hazırlanır [7].

Bu çalışmada; benzinli bir motorun silindir kapağı ve emme manifoldunda bir takım değişiklikler yapılarak mevcut motorun dolgu akış karakteristiği değiştirilmiştir. Yapılan yeni tasarım ile LPG/Hava karışımının motor yanma odasına kademeli olarak doldurulması sağlanmıştır. Yapılan yeni tasarımın motor performansı, yakıt tüketimi ve egzoz gazları emisyon değerleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yeni tasarımın, farklı benzinli motor tiplerine uygulanabilirliği araştırılmıştır.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

Kademeli dolgulu benzin motorlarında, motoru daha verimli çalışır hale getirmek ve emisyon değerlerini dünyada kabul gören sınırların altına çekebilmek için konu farklı açılardan ele alınmış ve farklı tasarımlar ile bir çok çalışma yapılmıştır. Son 30 yılda yapılan çalışmalar değerlendirilerek aşağıdaki şekilde özetlenmiştir.

2.1. Kademeli Dolgu Sistemleri İle İlgili Yapılan Çalışmalar

Motor performansını arttırmak, yakıt tüketimini azaltmak ve egzoz emisyon değerlerini iyileştirmek için benzinli motorlarda kademeli dolgu uygulanarak motorun fakir karışımla çalışmasına olanak sağlamıştır.

R.Mehdiyev ve arkadaşları; yapmış oldukları çalışmada çift döngülü YO (yanma odası) olarak adlandırılan yeni bir yanma mekanizması geliştirmişlerdir. Bujinin yerleştirildiği ve YO hacminin yaklaşık %50'ni kapsayan bölge buharlaşmış yakıtla havanın oluşturduğu zengin ($\lambda=0,6-0,8$) karışımın, diğer bölgede ise sadece havanın yer almasıyla karışım en yüksek kademeleştirilme durumuna getirilerek iki aşamada yakılmıştır. Motor dinamometresi deneyleri sonuçlarına bakarak performans ve yakıt tüketiminde %10-15'e varan iyileşmeler ve egzoz gaz emisyonları ise EURO-4 standartlarına uygun sonuçlar elde ettiklerini belirtmişlerdir [9].

TOYOTA firmasının geliştirdiği D-4, Elektronik direkt yakıt püskürtme sistemi ile sürüş koşullarına bağlı olarak rölantide ve ani hızlanmanın olmadığı, motora çok yüklenilmediği durumlarda aşırı fakir bir karışım olan 50/1 oranı elde edilebilmiştir. Homojen dolgulu EFI (Electronic Fuel Injection, “Elektronik yakıt püskürtme”) motorların bu oranlarda çalışması mümkün değildir. Motorun bu şekilde çalışabilmesi için emme manifoldunda değişiklik yapılmıştır. Her bir silindir için iki emme manifoldu ve iki emme supabı kullanılmıştır. Emme manifoldlarının birinden hava yakıt karışımı geçerek bujinin etrafına yönlendirilmiştir. Diğerinden ise fakir karışımı ayarlayabilmek için sadece hava girişi sağlanmıştır. Yapılan testler sonucunda %30 civarında egzoz emisyonlarında iyileşmeler olduğu, %20 civarında yakıt tasarrufu elde edildiği ve %10 civarında yüksek tork elde edildiği belirtilmiştir [10].

H.Arslan ve arkadaşları; iki aşamalı yanma mekanizmasına sahip kademeli dolgulu motorun teorik minimum yakıt tüketimi karakteristiklerini stokiometrik bileşimli

‘homojen karışımli yanma’ mekanizmasına sahip klasik otto motorun karakteristiği ile karşılaştırmışlardır. Böylece otto ve dizel motorun avantajlarını tek bir motorda birleştirmek için bir teorik çözüm sunmuşlardır [11].

İ.Çelikten benzinli motorlarda fakir karışım yoluyla özgül yakıt tüketiminin ve egzoz emisyonlarının azaltılarak performansının arttırılabilmesi için yapılan çalışmaları ele almıştır. Sonuç olarak; motorun fakir karışım ile çalıştırılmasının en uygun olduğu dolgu sisteminin kademeli dolgulu motorlar olduğu kanaatine varmıştır. Homojen dolgulu motorlarda fakir karışım uygulamasının sonucunda CO ve NO_x oluşumlarında azalma görülürken HC de bir miktar artma olduğunu belirtmiştir. Fakat HFK=1,4 (Hava Fazlalık Katsayısı) üzerine çıkınca emisyon değerlerinde önemli değişiklikler gözlemlendiğini belirtilmiştir [12].

O.A.Kurtlar ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; kademeli motorların çalışmasını, mevcut tiplerini, avantajlarını ve dezavantajlarını incelemişlerdir. Sonuç olarak; çok supaplı kademeli dolgulu motorların kullanımı ile yakıt tüketimi %5-13 oranında, mitsubishi’nin ikinci tip fakir karışımli kademeli motorlarında %35’e varan oranlarda azalma olduğunu belirtmişlerdir [8].

R.İ.Mehdiyev ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; kademeli dolgulu motorlar hakkında bilgi vermişler ve çift döngülü yanma odası tasarımı ile ilgili 1.6 litrelik dört zamanlı bir motorun modernizasyon çalışmalarından bazı deney sonuçları sunmuşlardır. Elde ettikleri deney verilerine göre bu yanma mekanizmasının motor performans ve verimini arttırmasının yanı sıra egzoz gaz emisyonlarının önemli ölçüde azalmasında önemli derecede etkin olduğunu belirtmişlerdir [13].

Ö.Can ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; ön karışımli motorda, benzinin yakıt olarak kullanılmasının yanma ve egzoz emisyonları üzerine etkileri tek silindirli bir HCCI-DI (Homogeny Charge Compression Ignition - Direct Injection) motorunda incelemişlerdir. Çalışmalar sonucunda, iki aşamalı yanma ön karışımli HCCI yanması ve difüzyon yanması gözlemlenmiştir. İlk aşama yanma kısmında, silindir içi basınç ve ısı dağılımında artış görülmüş, ikinci aşama yanma kısmında ise, ön karışımli benzin yakıtı ile daha düşük difüzyon yanması gerçekleşmiştir. Çevrimden çevrime farklılıklar dizel yakıtı ve % 10 ön karışımli benzin yakıtında oldukça azalmış, % 30 ön karışımli benzin yakıtında duyulabilir miktarda vuruntu gerçekleşmiştir. NO_x - is zıt eğilim karakteristiği değişmiş ve her iki emisyonda iyileşmeler eş zamanlı olarak sağlanmıştır. Egzoz gaz sıcaklığı % 22 oranında

azalırken, NO_x ve is emisyonlarında % 16 ve % 65 oranında azalma sağlanmıştır. Diğer yandan HC ve CO emisyonlarında artış görüldüğü belirtilmiştir [14].

R.Mehdiyev ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; Benzin motorlarında NO_x, HC ve CO gibi zararlı gazların salınım miktarlarının yanı sıra CO₂ içinde yasal sınırların 2-3 kat azaltılmasından dolayı benzin motorunu dizel motorunda olduğu gibi çok fakir karışımlarla çalıştırma düşüncesinde olmuşlardır. Bunun için kademeli dolgu bir benzin motoru geliştirip bir takım testler yapmışlar ve test sonuçlarını çalışmalarında sunmuşlardır [15].

H.Zaho ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; dört silindirli dört zamanlı bir benzin motoru üzerinde modifikasyonlar yaparak iki emme bir tane egzoz supabı olacak şekilde düzenlemişlerdir. Bu emme supaplarının birinden hava geçerken diğerinden hava/yakıt karışımı geçmektedir. Bu şekilde silindire iki farklı yapıda karışım alınmakta ve silindir içerisinde zengin ve fakir karışım bölgeleri oluşturulmuşlardır. Ayrıca her karışım bölgesi için bir tane ateşleme bujisi yerleştirmişlerdir. Bu şekilde kısmi yüklerde motorun fakir karışımla çalışmasını sağlamışlardır. Böylece yakıt tüketiminde gözle görülür azalmayla birlikte düşük oktanlı benzinle çalışma durumunda vuruntu meyilinin azaldığını belirtmektedirler [16].

M.C.Drake ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; dört zamanlı, tek silindirli ve dört supaplı buji ateşlemeli motoruda modifikasyonlar yaparak yakıtı direk silindir içersine iki kademedede püskürtmüşlerdir. Emme supaplarının hava girişlerini ayırarak karışım dengesini ayarlamışlardır. CFD (Computation Fluid Dinamic) yöntemi ile yakıt tüketimini ve egzoz emisyonunu optimum değerleri belirlemek için yakıt püskürtme, yanma ve hava-yakıt karışımının hazırlanmasının modellemesini yapmışlardır. Motorun gerçek şartları ile CFD model sonuçlarını sayısal olarak karşılaştırmışlardır. Çalışmanın sonuç bölümünde hazırlanan model ile deneysel çalışmanın sonuçlarının birbirini karşıladığını belirtmişlerdir [17].

2.2. Akış Karakteristikleri Çalışmaları

Silindir içerisindeki hava akım karakteristiklerinin yanmaya ve egzoz emisyonlarına olan etkileri üzerine yapılan deneysel çalışmalar günümüzde hız kazanmıştır. Son yıllarda da silindir içi hareketleri üzerinde birçok çalışma yapılmış, fakat silindir içi hareketin karmaşık olması ve birçok parametrenin bu hareketi etkilemesi sebebiyle hız alanlarının

incelenmesi güç olmakta ve değişik yöntemler uygulanmaktadır. Silindir içi akış karakteristiklerinin belirlenmesi konusunda yapılan çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

Witze, faz ortalama yöntemini kullanmış ve türbülans şiddetinin, sıkıştırma zamanında organize hıza benzer şekilde arttığını bulmuştur. Sıkıştırma zamanın birçoğunda türbülanstaki artışın organize akışkan hareketi ve sıkıştırma etkileri olduğunu yorumlamıştır [18].

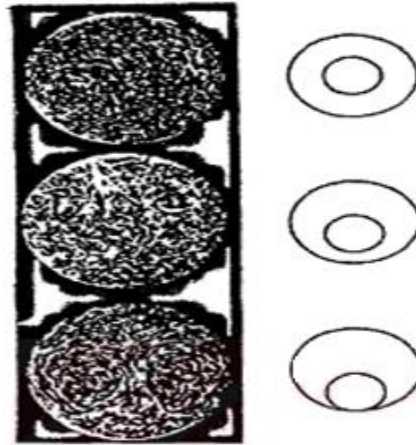
Semenov sıcak tel anemometresi kullanarak yanmasız motorda türbülansı ölçmüş türbülansı üreten hız gradyenlerinin emme zamanında oluştuğunu tespit etmiştir[31]. Ayrıca emme zamanı esnasında üç boyutlu hız gradyenleri yanma odası içindeki konumla büyük miktarda değişmektedir. 360° KMA (Krank Mili Açısı)'da emme jet hızı ve türbülans şiddeti, ilk olarak motor hızıyla ve ikinci olarak ise kelebek konumu ve sıkıştırma oranları sebebiyle değiştirilmektedir. Semenov un diğer iki önemli sonucu ise sıkıştırma zamanı sonu ile iş zamanı başlangıcında türbülans şiddeti zamana bağlı olarak nispeten sabit ve türbülansın yanma odası içerisindeki farklı noktalarda değişmediğidir [19].

Winsor ve Pallerson 13 kHz'lik frekanslarda silindirin ilerisinde türbülansın olduğunu gözlemiştir [20].

Lancaster faz ortalama yöntemini kullanarak, yaptığı çalışma sonucunda sıkıştırma sonu türbülansın izotopik olduğunu emme sonucu oluşturulan jet akışa bağlı olduğu ve sıkıştırma zamanı sonu türbülans şiddetinin emilen hacimsel debinin fonksiyonu olduğunu bulmuştur. Sıkıştırma zamanı sonu türbülans ölçeğinin hacimsel debinin fonksiyonu olduğu ve böylece türbülans şiddetinden bağımsız olduğu bulunmuştur. Ayrıca, türbülans enerji spektrumu 360° KMA' dan önce, perdeli supap için incelenmiş ve -5/3 ile -2 eğimli doğruya uygun olduğu görülmüştür. Sıkıştırma zamanı sonundaki türbülans enerji dağılımı motor devir sayısı hariç, motorun diğer çalışma şartlarında değişmemektedir. Fakat motor devir sayısı arttırıldığında türbülans enerjisi yüksek frekanslara değiştirilmektedir. Bu değişimi birkaç faktör etkilemektedir. Bunların birincisi, emme zamanı esnasında, artırılan jet hızı daha büyük hız gradyenlerini üretmektedir, ikincisi, yüksek hızlarda türbülans gecikmesi için daha az zaman vardır. Üçüncü olarak ise, daha büyük motor hızlarında, hızdaki artış sabit büyüklüklere neden olmaktadır. Lancaster ve ark. başka çalışmasında benzinli motorlarda türbülansın yanmaya etkisini araştırmıştır. Tamamen geliştirilmiş türbülanslı alev için alev hız oranı türbülans şiddetinin lineer fonksiyonu olduğu tespit etmiştir [21].

Liou ve arkadaşlarının çalışmasında; çevrim çözümlü veri analizi ve faz ortalama yöntemleri kullanılarak iki zamanlı bir motorun ÜÖN (Üst Ölü Nokta) yakınında türbülansın nispeten homojen ve teğetsel hız ile veya teğetsel hız olmadığı durumda şiddetinin azaldığı bulunmuştur. Belirli devir sayısı için türbülans şiddetinin büyüklüğü teğetsel hız ile % 25-50 daha büyük olduğu belirlenmiştir. Türbülans enerjisi teğetsel hızın olduğu ve olmadığı durumda artırılan devir sayısı ile daha yüksek frekanslara değiştirildiği tespit edilmiştir. Ayrıca sabit devirde daha yüksek frekanslarda, teğetsel hızın olduğu durumda teğetsel hızın olmadığı durumdakinden çok enerji olduğu bulunmuştur [22].

Ekchian ve arkadaşlarının çalışmasında; silindirin düşey kesitindeki akış yapısını, silindir merkezi ile merkezleri aynı olacak şekilde yerleştirilmiş emme portu basitleştirilmiş bir model kullanarak incelemişlerdir. Silindirdeki karışımın emme girdabını oluşturmak için su kullanılmış ve esas akış yapısını elde etmek için girdap dikkatle incelenmiştir. Bu akış yapısının hava ile olan uygunluğundan emin olmak için emme port biçimleri ve yanma arasındaki ilişki de açıklanmıştır. İlk olarak silindirden geçen sabit bir akışın piston kullanılmadan ki durumu gözlenmiş ve sonuç olarak silindirde bir çift girdabın olduğu görülmüştür. Emme portunun silindir merkezi dışında olmasından dolayı iki girdabın olduğu kabul edilmiş ve basitleştirilmiş bir model oluşturularak bunun doğruluğu ispat edilmiştir. Şekil 2.1'de değişik supap pozisyonları için akış yapıları gösterilmektedir [23].



Şekil 2.1 Emme supabının simetrik olmayan durumları için akış yapıları [23]

Hirotsu ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; benzer bir düzenekte hava kullanılarak silindir içerisindeki girdap oluşumu gözlenmiş, oluşturulan iki girdabın

mukavemeti ve değişimi silindir içerisinde lmştr. Böylece üniform akışta, silindir içerisindeki değişiklikler ve iki girdabın akış yapısı açıklanmıştır. Bu işlemler, farklı biçimlerde tasarlanmıştır emme portları ve değişik supap açıklıkları göz önünde tutularak yapılmıştır. Hava-yakıt karışımını iyileştirmek ve emme strokunun ilk ve daha sonraki durumlarında akış-hız dağılımını dengelemek için hızlı bir girdabın arzu edildiği sonucuna varılmıştır. Oluşan iki girdabın bir taneye göre tercih edilebileceği düşünülmektedir. iyi bir yanma işlemi için iki girdaba sahip olunması gerektiği ve emme strokunun sonraki evrelerinde birbiri içerisinde kaybolmasının ideal bir karışım oluşumunu sağlayacağı, ayrıca bir tek girdap oluşumunun yanma işleminin uzamasına neden olduğu Hirotomi ve ark. tarafından gösterilmiştir [24].

Willis ve ark. silindir içerisine gönderilen hava-yakıt karışımı yerine su kullanarak girdap oluşumunu sağlamış ve kafalı supap kullanılarak her silindirin bir kesitindeki akış yapısını gözlemlemişlerdir [25].

White ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada; emme supabı etrafındaki akış alanı basit bir pitot probu kullanılarak ölçülmüş olup, elde edilen sonuçlardan, probun ucuz ve akış değişikliklerini analiz etmede uygulanabilir bir yol olduğu, supap ve port optimizasyonuna imkan sağladığı gösterilmiştir [26].

Kang ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada; dört supaplı ağır taşıt bir dizel motorda silindire girişteki akış yapısı, değişik port geometrileri kullanılarak incelenmiştir. DeneySEL neticeler aynı port biçimleri kullanılarak teorik sonuçlarla karşılaştırılmış olup, ölçülen girdap düzeylerinin teorik neticelerle de uyum içerisinde olduğu gösterilmiştir [27].

Khalighi ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; içten yanmalı bir motorda, emme supabının çıkış düzleminde hızın üç bileşeni tarafından llmştr. Bu hızlar, kararlı akış durumunda kızgın tel anemometresi kullanılarak ölçülmüş olup, akış oranının etkisi, supap açıklığı, silindir çapı ve emme supabı etrafındaki hız dağılımında ve giriş düzenlemelerinde bir değerlendirme yapılmıştır. Kararlı bir akış oranında, supap çevresindeki akış yapısının silindir kafasına olan mesafeye bağlı olduğu bulunmuş ve silindir kafasına olan yakın mesafede ise akışın düzensiz bir hal aldığı gösterilmiştir. Bununla birlikte, silindir kafasından olan mesafe arttıķa akış yapısının daha düzenli bir şekil aldığı gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlardan, hız profillerinin supap eksenine, silindir kafasına olan mesafeye, supap açıklığına ve supap geometrisine bağlı olduğu gösterilmiştir [28].

Arcoumanis ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; düz ve çanaklı pistonlarda emme supabının simetrik ve simetrik olmayan durumlarında, sıkıştırma oranı 7.7:1 ve dakikadaki devir sayısı 800 olan bir silindir içerisinde üç bileşeni Lazer Doppler Anemometre'si kullanılarak ölçülmüştür. Silindire girişin ilk aşamasında emme supabından geçen akışın, piston geometrisi ve pistonun silindir kapağına olan mesafesi ile doğrudan ilişkili olduğu gösterilmiştir [29,30].

Rask ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada; düşük hızlı motorların silindir modellerinde, çeşitli emme portu ve supabı ile emme kanalı ve supabında oluşturulan akış ve emme supabının kapanmasından sonraki akışın gelişimi, deneysel ve teorik olarak detaylı bir şekilde incelenmiştir. Çeşitli piston geometrisi ve motor hızları için bu araştırmaların çoğu, helisel ve karalı supap portlarıyla oluşturulan hız dağılımı ve girdapta yoğunlaştırılmıştır. Dakikada 2400 devire kadar türbülans yoğunluğunun, bazı motor geometrileri için doğrusallıktan sapan ortalama hızın aksine, motor hızıyla doğrusal olduğunu bulmuşlardır [31,32].

Brandstatter ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada; hem dizel hem de benzinli motorlarda yaygın olarak kullanılan helisel bir port yardımıyla emme kanalı ve supabında üretilen akışı, teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Bir dizel motorda, helisel port yardımıyla üretilen akış, sabit şartlar altında 900 dev/dakika'da ve 8:1 sıkıştırma oranında Lazer Doppler Anemometresi kullanılarak incelenmiştir. Supap çıkışındaki akış yapısının, supap çevresindeki eksenel hız dağılımıyla üniform olmadığı ve daha çok supap açıklığına bağlı olduğu bulunmuştur [29,33].

Stone ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmada; benzinli motorlarda emme supabının yanmaya, girdaba ve egzoz emisyonlarına olan etkisi incelenmiştir. Benzinli motorlarda hızlı bir yanma işleminin eksenel ve silindir eksenine normal bir düzlemde, bir eksen etrafında dönen girdabın oluşturulması ile sağlandığı gösterilmiştir. EGR'ın (Egzoz Gaz Resirkülasyon) kısmi yükte veya NOx kontrolünde kullanıldığı ve bu durumda hızlı yanma sistemlerinin egzoz gaz resirkülasyonunun bir sonucu olduğu gösterilmiştir [34].

Collins ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmada; Eksenel girdap genellikle dizel motorlarda görülmektedir. Fakat benzinli motorlarda da etkilidir. Silindir eksenine normal bir düzlemde, bir eksen etrafında dönme ile oluşturulan girdap, genellikle iki adet emme supabının bulunduğu yanma odalarında görülmektedir. İki supap kullanımı geniş akış alanı sağlamaktadır. Sonuçta yüksek hızlarda bile yüksek volümetrik verim elde edilmektedir. Emme işlemi süresince bu girdap silindir içerisinde üretilmektedir. Sıkıştırma süresince

hacimdeki azalma, öncelikle girdap oranındaki artışa momentum korunumundan dolayı neden olmaktadır. Sonuçta, hacimdeki daha fazla azalma, türbülansı dağıtacak girdaba neden olmaktadır. Bu ise, daha sonra yakılacak fakir hava-yakıt karışımlarına olanak tanımakta ve bu nedenle de ekonomik yakıt kullanımı ve düşük emisyon elde edilmektedir [35].

Kyriakides ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmada; eksenel girdap ve silindir eksenine normal bir düzlemde, bir eksen etrafında dönen girdabın karşılaştırılması yapılmış olup, oluşturulan girdabın disk biçimindeki bir yanma odasında yüksek türbülans oluşturduğu gösterilmiştir. Yanma işleminde bu girdabın etkisi ayrıntılı bir şekilde Boer ve arkadaşları tarafından çalışılmıştır. Deneyler, giriş jetinde düzenlemeler yapılarak çeşitli hava-yakıt oranlarında yapılmış ve aşağıdaki sonuçlara varılmıştır. Yüksek türbülans derecelerinde alev gecikmesinde, yanma süresinde ve çevrimden çevrime olan değişikliklerde azalmalar ve daha az egzoz emisyonu değerleri ölçülmüştür. Bununla birlikte, çok fazla girdabın yanmamış HC emisyonlarında ve özgül yakıt tüketiminde de artışa neden olduğu gösterilmiştir [36,37].

Mikulic ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmada; daha yüksek girdap düzeylerinde akış enerjisinin genellikle dala büyük basınç kayıplarıyla sonuçlandığını göstermişlerdir. Bunun tam yüklemde volimetrik verimde bir azalmaya, kısmi yüklemde ise gaz keleşi boyunca daha az basınç kaybına neden olduğu gözlenmiştir [38].

2.3. LPG İle İlgili Yapılmış Çalışmalar

C.Çınar ve arkadaşları, 4 zamanlı 4 silindirli bir motorda $\frac{1}{2}$ ve $\frac{3}{4}$ gaz keleş açıkliğında benzin ve LPG kullanılarak deneyler yapmışlar. LPG nin motor momenti, motor gücü, volümetrik verim, özgül yakıt tüketimi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak LPG nin benzinli motorlarda tüm şartlarda uygun bir yakıt olduğu kanaatine varmışlardır [39].

C.Sayın ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; içten yanmalı benzinli bir motoru (benzin ve LPG) çift yakıt mekanizması ile çalışacak şekilde modifiye etmişlerdir. Sonuçta çift yakıtlı çalışma ile özgül yakıt tüketiminde %4, CO'da %13 partikülde ise %5 azalma sağladıklarını belirtmişlerdir [40].

K. Yeom ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; LPG ve benzin kullanarak hem homojen dolgulu motorda hem de kademeli dolgulu motorda egzoz emisyonu ve

performans değerleri incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre HC emisyonu kademeli dolgulu motorda homojen dolgulu motora nazaran düşük çıkmış, CO ve NO_x emisyonları ise çok az yüksek çıkmıştır. Kademeli dolgu sisteminin de motorun ilk çalıştırmada vuruntuya meyili homojen dolgulu sisteme göre daha düşük olduğunu belirtmişlerdir [41].

Selim M.Y.E ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; çift yakıtlı motorlarda gaz yakıtı tipinin motor parametreleri üzerine etkisini incelemiştir. Motor tasarım parametrelerinin yanma gürültüsünü etkilediğini bulmuştur [42].

Soruşbay'ın yapmış olduğu çalışmasında, benzin motorlu taşıtların LPG kullanımına dönüşümünü standartlarda tanımlanan kirletici emisyonlar ve karbondioksit emisyonu açısından incelemiştir. LPG'yi yakıt ekonomisi ve fiyat politikaları bakımından ayrıca değerlendirmiştir [43].

Yamin ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; özellikle genişleme prosesinde motorun ısı kaybını azaltmak için çalışma yapmışlardır. alışmalarında benzinli motorda yakıt olarak LPG kullanılmış, karışım oranı, sıkıştırma oranı, bujinin yeri ve farklı hızlardaki yanma süresinin ısı kayıpları üzerine etkisini incelemişlerdir [44].

Yoong ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; LPG bileşiminin fiziksel ve kimyasal özelliklerini, ani buharlaşma modelinin gelişimini ve yanmanın laminar alevlenme modeli uygulamasını yapmışlardır [45].

Chen ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; LPG ile az miktarda dimetil esteri karıştırarak, dizel motoruna uygulamışlardır. Yanma zerine yapılan deneysel ve analitiksel çalışmalarda, motor performansı ve egzoz karakteristiklerini incelemişlerdir. Sonuçta, motorun bu yakıtla geniş bir yük aralığında yüksek bir verimle çalışabileceği ve NO_x emisyonun azaltılabileceği gösterilmiştir [46].

Yücel ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; 60' lik ateşleme avansı değerinde LPG'nin ve katalitik konvertörün motor performansı ve egzoz emisyonlarına olan etkisini incelemişlerdir. LPG ile yapılan deneylerde motor veriminin daha yüksek olduğu bulunmuştur [47].

Dinler ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada; silindir hacimleri farklı iki motorda LPG'nin egzoz emisyonunu deneysel olarak incelemişlerdir. Motorların her ikisinde de aynı marka LPG dönüşüm kiti monte edilmiştir. Emisyon deneyleri 40 dev / sn sabit motor hızında motor yükü % 0 (yüksüz), % 100 (tam yük) arasında % 20 değiştirilerek yapılmış ve sonuçlar grafiksel olarak gösterilmiştir. Sonuçta, her iki yakıt kullanımında da egzoz

emisyollarının hava fazlalık katsayısına baēlı olarak deēiřim g sterdiēini bulmuşlardır [48].

Emen yaptıēı çalışmasında; 1994 model Lada Samara marka aracı şasi dinamometresinde deēiřik devir kademelerinde teste tabi tutmuştur. Aracın 70 ve 90 km/h hızda motor gücü ve yakıt sarfiyatı belirlenmiş, LPG ile çalışmada egzoz emisyonu ve motor gücünün düşük olduēu sonucuna varılmıştır [49].

3. BENZİNLİ MOTORLARDA KARIŞIM HAZIRLAMA VE YANMA

Benzin ile çalışan motorlarda yanma; emme periyodunda hazırlanan karışımın sıkıştırma zamanı sonunda yanma odasına yerleştirilmiş bujinin ateşlemesi ve HCCI (homojen dolgulu sıkıştırma tutuşmalı) benzin motorlarında homojen karışımın sıkıştırma yolu ile dizel motorlarda olduğu gibi buji kullanmaksızın kendi kendine tutuşması ile başlar. Günümüzde benzinli motorlarda karbüratörlü ve yakıt püskürtmeli (Enjeksiyonlu) olmak üzere başlıca iki farklı tipte karışım hazırlama sistemi kullanılmaktadır. Sistemlerde, karışımın oluşturulmasında dikkate alınan temel ilke, yakıtın kolayca parçacıklara ayrılarak hızlı bir şekilde buharlaşması ve hava ile kolay tutuşabilecek şekilde karışmasıdır. Tümüyle fiziksel koşullarda gerçekleşen bu süreçte, karışımdaki yakıt ve hava miktarı, HFK bağlı olarak ayarlanır [50].

3.1. Benzinli Motorlarda Karışım Hazırlama Sistemleri

Benzin motorlarında yakıt, emme zamanı sırasında emilen havaya karıştırılmakta ve yakıt – hava karışımından oluşan dolgu, pistonun yer değiştirmesi sırasında silindirde oluşan alçak basınç nedeni ile silindire emilmektedir. Yakıt ile havanın karıştırılması iki şekilde gerçekleştirilmektedir.

- ❖ Karbüratörlü sistem
- ❖ Benzin püskürtmeli sistem

Her iki şekilde de karışımın oluşturulmasındaki amaç, benzinin küçük damlacıklara ayrılarak hızlı bir şekilde buharlaştırılması ve hava ile homojen bir şekilde karıştırılmasıdır. Karışımın oluşturulması sırasında yalnız fiziksel olaylar meydana gelmektedir. Bu karışım içerisindeki yakıt ve havanın miktarları, her motor imalatçısı tarafından belirlenen HFK'nı sağlayacak değerlerdedir. HFK'nın değerini ise motorun kullanma yerine bağlı olarak, yüksek güç, düşük özgül yakıt tüketimi ve düşük egzoz emisyonu gibi seçimler belirlemektedir.

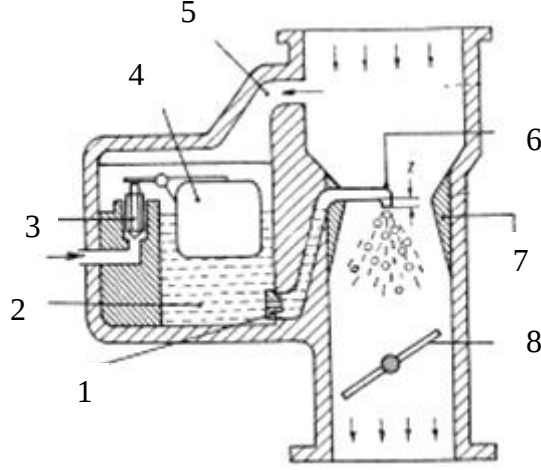
Karışımın oluşturulmasını sağlayan sistemlerden istenilen en önemli özellik motorun, rölantide çalışma ve tam yükte çalışma bölgeleri dışında kalan, geniş çalışma aralığında m_h/m_y (hava - yakıt kütleli oranını) veya HFK'nı (λ) sabit tutabilmesidir. Gerek P_{me} (Ortalama efektif basınç) gerekse motorun bir saatte birim güç başına tükettiği yakıt

miktarı olan b_e (özgül yakıt tüketimi) HFK'na bağlı olduğundan karbüratörlü veya benzin püskürtmeli sistemlerin yukarıdaki özelliğe sahip olması çok önemlidir. P_{me} ve b_e dışında, egzoz gazlarının kirletici bileşen miktarları da HFK'na bağlıdır. Yüksek güç için $HFK=0,9 - 0,95$ ekonomik çalışma için $HFK= 1,05 - 1,10$ ve optimum kirletici miktarı için $HFK= 1,1 - 1,2$ civarında tutulmalıdır [3].

3.1.1. Karbüratörlü Sistemler

Karbüratörlü sisteme sahip bir motorda; piston, silindir içerisinde ÜÖN' dan AÖN' ya (Alt Ölü Noktaya) doğru hareket ederken emme supabı açılır. Hava, silindir içerisinde oluşan alçak basınç etkisi ile, emme manifoldu üzerine yerleştirilmiş karbüratör içerisinden geçerken, karbüratör memelerinden gelen yakıt ile karşılaşır. Hazırlanan hava - yakıt karışımının silindir içerisine girişi piston AÖN' yı belirli bir miktar geçinceye kadar devam eder. Emme supabı kapandıktan sonra piston ÜÖN' ya doğru harekete başlar, silindir içerisine alınan karışım sıkıştırılır ve piston ÜÖN' ya varmadan önce bujinin ateşlemesiyle yanma başlar. Yanma sonucu silindir içinde meydana gelen yüksek basınç etkisiyle piston üzerinde itme kuvveti oluşur ve piston AÖN' ya doğru hareket eder. Egzoz zamanında ise egzoz supabı açılarak silindir içerisindeki yanmış gazlar dışarı atılır.

Basit bir karbüratör; gaz kelebeği ve küçük çaplı yakıt besleme borularının yerleştirildiği bir ventüriden ibarettir. Genelde motorun ihtiyacı olan havanın tümü bu ventüriden geçecek şekilde emme manifoldunun üzerine yerleştirilir. Karbüratöre giriş öncesinde havanın temizlenmesi için hava filtresi olması gerekmektedir. Şekil 3.1.'de görüldüğü gibi; sabit seviye kabı, ana meme, rölanti memesi ve hava kelebeği (jigle) karbüratörün diğer ana parçalarıdır [51].



- | | |
|--------------------------------|------------------|
| 1- Ana yakıt memesi | 2- Yakıt haznesi |
| 3- Şamandıra iğnesi | 4- Şamandıra |
| 5- Yakıt haznesi hava girişi | 6- Ana yakıt |
| 7- Ventüri (Karbüratör boğazı) | 8- Gaz kelebeği |

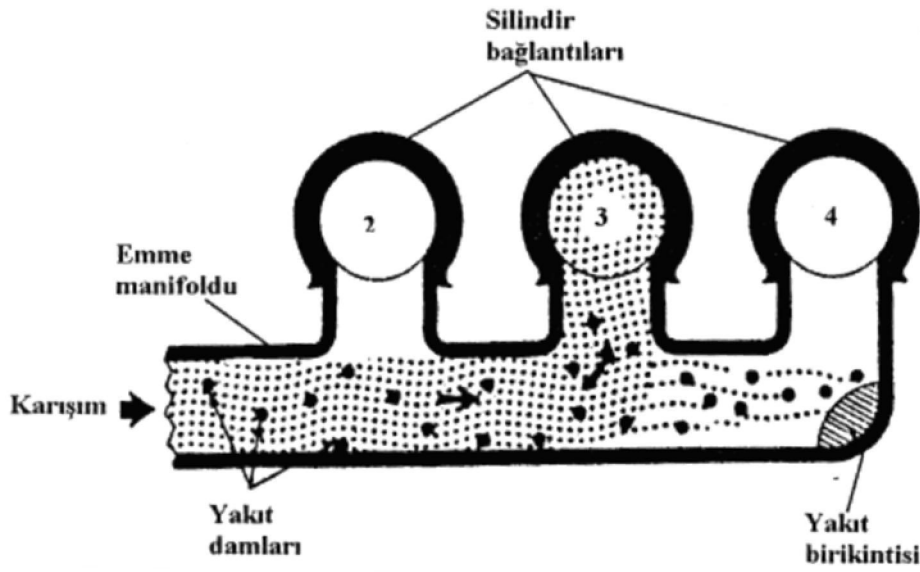
Şekil 3.1 Basit bir karbüratör şeması [52].

Emme zamanı süresince, silindir içerisindeki basınç dış ortamdan daha düşük olduğundan dolayı hava, ventüri boğazından geçerken ivmelenerek yüksek hıza ulaşmaktadır. Bernoulli prensibine göre bu hız artışı ventüri boğazında basıncın, dış ortam basıncından daha düşük bir değere düşmesine neden olmaktadır. Sabit seviye kabının çevreyle bağlantısının olması sebebiyle yakıt yüzeyine etki eden basınç atmosfer basınca eşittir. Böylece besleme borusunda basınç farkı oluşur, bu da yakıtın ventüri boğazına akmasını sağlar. Yakıt, besleme borusundan dışarı akarken yüksek hızdaki havayla sürüklenerek parçalanıp çok küçük damlacıklara dönüşür. Bu damlacıklar buharlaşarak havayla karışırlar ve emme manifolduna taşınırlar. Motorun devri arttıkça ventüri boğazındaki hava debisi artışı basınç düşüşüne sebep olur, dolayısıyla borulardaki yakıt debisi de artarak motorun ihtiyacı olan karışımı ayarlar [11].

Karbüratörlü sistemlerde emme manifoldu kesiti her çalışma aralığı için uygun yapılamamaktadır. Kesit dar olursa, hacimsel verim düşük olur buna bağlı olarak da güç düşük olur. Kesit büyük tutulursa, motorun düşük devirlerde çalışması sırasında hava akış hızı düşük olacağından karışım kalitesi bozulur. Karbüratörlü sistemler sürekli rejimlerde başarılı olmasına rağmen ani hızlanma ve kısmi yüklerde yetersiz kalmaktadır.

Karbüratörlü sistemlerde yakıt dağılımı da eşit değildir. Şekil 3.2’de görüldüğü gibi hava yoğunluğu düşük olduğu için köşelerden ve çeşitli şekillerdeki bölümlerden kolayca akar. Benzinin yoğunluğu havaya göre yüksek olduğundan dolayı köşelerden kolayca

dönemez. Yakıt zerreciklerinin bir kısmı kıvrımlı noktalara takılarak yakıt birikintilerinin oluşmasına sebep olurlar. Böylece en baştaki ve en sondaki silindire giden karışım zengin olur ve yakıt tüketimi artar. Ayrıca egzoz emisyonları da yüksek olacağından hava kirliliğini de olumsuz etkiler [52]. Karbüratörlü sistemler maksimum gelişme sınırına ulaşmış olmasına rağmen günümüzde uyulması gereken emisyon sınırlarını sağlayamamaktadır. Egzoz gazlarının emisyonun azaltılması için üç yollu katalizatör sistemi kullanması gündeme geldiğinde karbüratörlü sistemler kullanım dışı kalmıştır.



Şekil 3.2 Karbüratörlü bir motorun emme manifoldundaki karışımın dağılımı

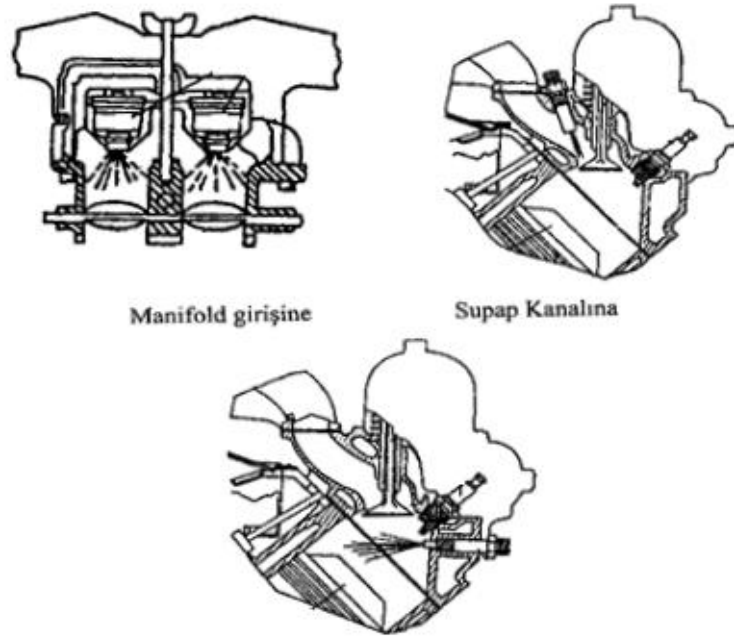
3.1.2. Benzin Püskürtmeli Sistemler

İçten yanmalı benzin motorlarında, karışım hazırlamada, dizel motorlarda olduğu gibi benzin püskürtme sistemleri geliştirilmiştir. Benzin püskürtme sistemini dizel püskürtme sisteminden ayıran en önemli fark, püskürtme işleminin emme işlemi sırasında, dizelerde ise sıkıştırma sonunda gerçekleşmesidir. İkinci önemli fark ise benzinli motorlarda püskürtmenin düşük basınçta (ortalama 2,5 bar) dizelerde ise yüksek basınçta (50 barın üzerinde) yapılmasıdır. Sistem önceleri motorların performansını arttırmak amacıyla tasarlanmıştır. Günümüzde daha çok yakıt ekonomisi sağlama ve egzoz gazı kirleticilerini azaltma yönünde gelişmektedir. 1970'li yılların başında, yakıt ekonomisi ve hava kirliliği konularında kalkınmış ülkelerin belirlediği standart ve sınırlamalar ile elektronikteki gelişmeler yakıt püskürtme sistemlerinin kullanımını yaygınlaştırmıştır. Benzinli

motorlarda kullanılan yakıt püskürtme sistemleri yapısal özelliklerine göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler.

1. Yakıtın Püskürtülme Yerine Göre:

- a) Emme manifoldu girişine püskürtme
- b) Supap kanalına püskürtme
- c) Yanma odasına püskürtme



Şekil 3.3 Yakıtın püskürtme yerlerine göre motor tipleri

2. Yakıtın Püskürtülme Şekline Göre

- a) Sürekli püskürtme; Hidromekanik sistemlerde kullanılmıştır. Emme supabı arkasına veya manifolda sürekli benzin püskürtmektedir. Günümüz de artık yerini kesikli düzeneklere bırakmıştır.
- b) Kesikli püskürtme; Hidroelektromekanik bir sistemdir. Yakıtın istenilen zaman ve miktarda püskürtülmesine olanak vermektedir. Günümüzde en çok tercih edilen bir yakıt püskürtme sistemidir.

3. Kumanda Biçimine Göre

- a) Mekanik kumandalı püskürtme sistemleri
- b) Elektronik kumandalı püskürtme sistemleri

4. Püskürtme Noktalarına Göre

- a) Tek noktadan püskürtme sistemleri; Bu tipler birinci nesil enjeksiyon sistemleridir. Karbüratörle püskürtme sistemleri arasındaki geçiş evresinde kullanılmıştır. Teknoloji gelişimi ile birlikte yerini bugünkü sistemlere bırakmıştır.

b) Çok noktadan püskürtme sistemleri; Her silindir için bir enjektör bulunmaktadır. Enjektörler ise elektronik kontrol ünitesi aracılığı ile denetlenmektedir

3.1.2.1. Emme Manifoldu Girişine Yakıt Püskürtme

İlk benzin püskürtmeli motorların çoğunda gaz kelebeği gövdesine monte edilmiş tek noktadan püskürtmeli sistemler vardır. Şekil 3.3a'da görüldüğü gibi bu sistemlerde bir veya birkaç enjektör emme manifoldu girişine, genelde de gaz kelebeğin hemen önüne yerleştirilir. Böylece yakıt, silindirlere emme manifoldu aracılığı ile ulaştırılır. Çok noktadan püskürtmeli sisteme göre bu sistem daha basit, daha az sayıda, daha kaba enjektörlere sahiptir ve üretim maliyeti biraz daha düşüktür. Yakıtın buharlaşması ve hava ile karışması için gerekli olan süre daha uzundur ve bu nedenle yakıtın yüksek basınçta çok ince püskürtülmesine gerek yoktur. Diğer taraftan silindirler arası hava-yakıt oranı, karbüratörlü sistemde olduğu gibi farklılık gösterir. Ayrıca motorda tek noktadan püskürtmeli sistem gaz kelebeğine cevap süresi çok noktadan püskürtmeliye göre daha yavaş, karbüratörlüye göre ise daha hızlıdır. Fakat yakıt ekonomisi ve egzoz gazlarının seviyesi gereksinimleri tam olarak karşılayamadığından dolayı yerini çok noktadan püskürtmeli sisteme bırakmıştır [3].

3.1.2.2. Supap Kanallına Yakıt Püskürtme

Günümüzde modern buji ateşlemeli motorlar çok noktalı püskürtme sistemine sahiptirler. Bu sistemlerde Şekil 3.3.b de görüldüğü gibi yakıt emme supabının arkasına püskürtülür [55]. Yakıtın supap ile doğrudan teması buharlaştırmayı artırmakta, bununla birlikte supabın da soğutulmasına yardımcı olmaktadır. Enjektörler yakıtı genelde emme supabının açılmasından hemen önce, statik haldeki havanın içine püskürtecek şekilde ayarlanırlar. Püskürtme emme supabı açılmasından önce başladığı için o anda hava akışında anlık bir durgunluk vardır ve bu nedenle hava hızının sağladığı karışım ve buharlaşma artışından yararlanılamamaktadır. Supap açıldığında ise çoğu kez enjektör püskürtmeye devam ederek havanın ve yakıt buharının silindire hücum etmesiyle yakıt damlacıklarını silindirin içine sürüklemektedirler. Emme supabının açılmasıyla bir artık gaz ters akımı oluştuğunda yakıt damlacıklarının buharlaşması artmaktadır. Çok noktadan

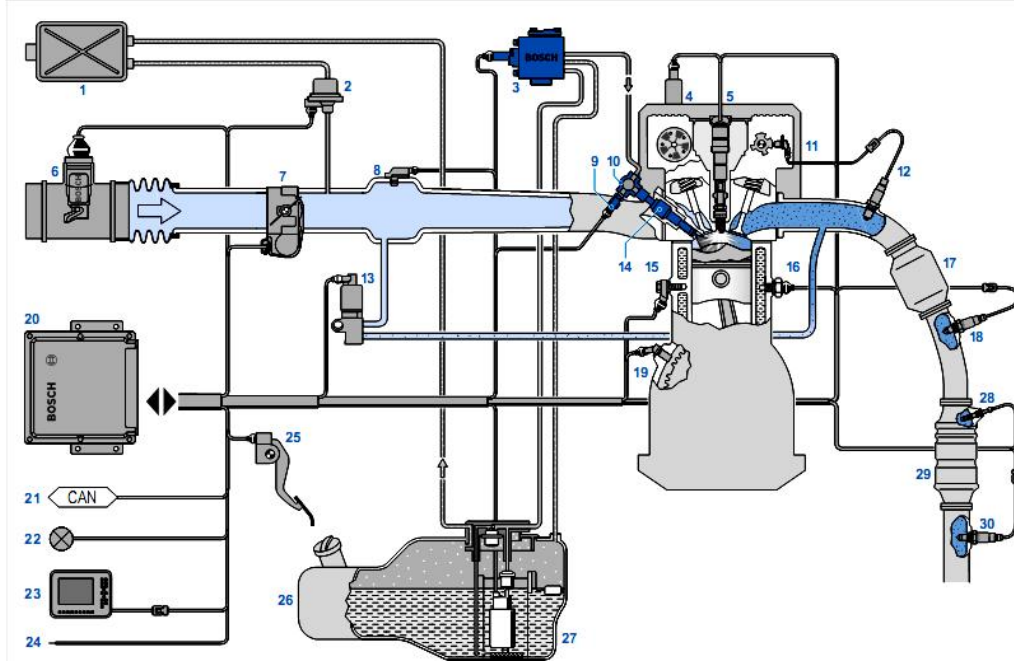
püskürtmeli sistemlerde her bir silindirin emme kanalında en az bir enjektör bulunmaktadır. Enjektör parçalarının üretim kalitesine bağlı olarak, çevrimden çevrime ve silindirden silindire püskürtülen yakıt miktarı farkı yok denilecek kadar azdır. Mükemmel bir yakıt debisi kontrolü olsa bile, çevrimden çevrime veya silindirden silindire hava debisi eşitsizliğinden dolayı hava-yakıt oranındaki değişimler olabilmektedir. Çok noktalı püskürtme, tek noktalı ve karbüratörlü sistemlerden hava-yakıt oranı dağılımı tutarlılığı açısından daha iyidir. Bazı çok noktadan püskürtmeli motorların ilk harekete geçirme, rölanti, ivmelenme veya yüksek devirlerde zengin karışım gereksinimi olduğunda ek yakıt verebilmek için emme manifoldu girişine yerleştirilen ek yardımcı enjektör veya enjektörler vardır. Yakıt püskürtüldükten sonra buharlaşma ve karışım oluşması için çok kısa bir süre vardır. Bu sebeple emme supabı arkasındaki enjektörlerinin yakıtı çok küçük damlacıklarla püskürtmeleri önem kazanmaktadır. İdeal halde püskürtülen yakıt damlacık çaplarının motor hızına bağlı olarak değiştirilmeleri gerekir. Örneğin yüksek hızlarda gerçek zaman kısa olduğunda yakıt daha küçük damlacıklarla püskürtülmesi gerekmektedir.

Çok noktadan yakıt püskürtme sistemleri şekil 3.4’de görüldüğü üzere tek yakıt pompası, ortak hazne (common rail), enjektörler, yardımcı sistemler ve kontrol ünitesinden ibarettir. Bu sistemde enjektörler sadece ölçme görevini üstlenerek yakıtı yüksek basınçta silindirlere püskürtürler. Motorun silindirlerine her çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı ve basıncı ECU (Electronic Control Unit, “Elektronik Kontrol Ünitesi”) ile kontrol edilmektedir. Püskürtme mutlak basıncı genelde 0,2 – 0,3 MPa’dır. Çevre şartları bilgileri ile motor ve egzoz sistemindeki sensörlerden alınan bilgiler, hava-yakıt oranını, püskürtme basıncı ve süresini, sürekli ayarlamak için kullanılır.

Yakıt pompaları yakıtı hacimsel olarak dağıtırlar ve yakıtın farklı sıcaklıklarda ısıl genişlemesi ve farklı basınçlarda sıkıştırılabilirliğini telafi edecek şekilde kontrol edilmeleri gerekir. Farklı çalışma şartlarında ortalama yakıt akış süresi 50 kata varan değişim gösterebilmektedir.

Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı 1,5 – 10 ms mertebesinde olan püskürtme süresi ile ayarlanabilir. Motorun anlık çalışma şartlarına bağlı olarak püskürtme süresi 10 – 300 KMA karşılık gelmektedir. Püskürtme süresi; motor, dış ortam ve egzoz sensörleri geri beslemesiyle belirlenir. Uygun hava-yakıt oranı açısından püskürtme süresini ayarlamak için gerekli olan geri beslemelerden en önemlisi egzoz gazındaki oksijen miktarı bilgisidir. Egzoz gazındaki oksijen miktarını belirlemede egzoz manifoldundaki oksijenin kısmi

basınç değeri kullanılmaktadır. Diğer geri besleme parametreleri; motorun devir sayısı, sıcaklıklar, hava debisi, emme supaplarının konumu ve gaz keleşi konumudur. Motoru ilk harekete geçirmede gerekli olan ek yakıt miktarı, soğutucu sıcaklığı ve marşı basmayla belirlemektedir [53].



- | | | |
|-------------------------------|----------------------------|---------------------------|
| 1. Filtre | 11. Kam konum algılayıcı | 21. Arıza kontrol |
| 2. Geri dönüşüm valfi | 12. Lamda sensörü | 22. Arıza lambası |
| 3. Yüksek basınçlı pompa | 13. EGR | 23. Gösterge |
| 4. Supap pozisyon sensörü | 14. Enjektör | 24. Immobilazer |
| 5. Buji | 15. Vuruntu sensörü | 25. Gaz ped. konum alg. |
| 6. Hava debisi sensörü | 16. Sıcaklık algılayıcısı | 26. Yakıt deposu |
| 7. Keleş konum sensörü | 17. 1. Katalitik konvektör | 27. Yakıt pompası |
| 8. Em. manifoldu bas. Sensörü | 18. Lamda sensörü | 28. Egzoz gaz sıc. Sen. |
| 9. Yakıt basınç sensörü | 19. Devir algılayıcı | 29. 2.katalitik konvektör |
| 10. Ortak yakıt manifoldu | 20. ECU | 30. 2.lamda sensörü |

Şekil 3.4 Çok nokta enjeksiyon sistemi

Farklı türde yakıt enjektörleri mevcuttur. Meme yay veya mıknatıs kuvvetinin iğne supabının yuvasına oturmasını sağlamasıyla kapalı tutulmaktadır. Düşük basınçlı

memelerde püskürtme, basınç artışıyla supap itilerek açılmasıyla gerçekleşir. Yüksek basınçlı memelerde püskürtme, elektrikli bir solenoidin iğne supabını açmasıyla gerçekleşmekte. Püskürtme süresi ve bazı uygulamalarda basınçta genelde elektronik olarak kontrol edilmektedir.

2009 Eylül tarihi itibarı ile Avrupa birliği ülkelerinde Euro-5 standardı yürürlüktedir. 2014 Eylül de ise Euro 6 yürürlüğe girecektir. Bu standartların öngördüğü sınırların sağlanması çok noktadan benzin püskürtmeli sistem ile üç fonksiyonlu katalitik konvertör, EGR ve SCR (Selective Catalytic Reduction “Seçici Katalitik İndirgeme”) yardımı ile gerçekleştirilmektedir. Yukarıda belirtildiği gibi, günümüzde uygulanmakta olan tüm standartlar egzoz gazlarındaki NO_x , HC ve CO gibi zararlı bileşenlerin miktarlarını sınırlamaktadır. Kyoto protokolüne uygun olarak Avrupa ülkeleri taşıtlardan kaynaklanan karbon dioksit (CO_2) gaz miktarını 2010 yılına kadar 1990 verilerine göre kademeli olarak %30 oranında azaltma taahhüdünde bulunmuşlardır [54].

NO_x , HC ve CO bileşenlerinin yanı sıra CO_2 miktarının düşürülmesi ancak tüketilen yakıt miktarının azaltılması ile mümkündür. Dolayısıyla üç fonksiyonlu katalizatörün verimli çalıştırılması için uygulanmakta olan HFK $\lambda = 1$ 'de tutularak çalıştırma yerine motoru tüm yük rejimlerinde fakir karışımla, yani birden büyük HFK'lar ile ($\lambda > 1$) çalıştırılması gerekmektedir. Buji ateşlemeli motorların çok fakir karışımlarda ($\lambda = 1,35-3,5$) çalışmasını sağlamak için kademeli dolgu prensibi kullanılır.

3.1.2.3. Yanma Odasına Yakıt Püskürtme

Günümüzde taşıtların tahrikinde kullanılmakta olan benzin ve dizel motorları yüz yılı aşan bir geçmişe sahiptir. Bu süreç içerisinde benzin motorlarının sağladığı yüksek performans özelliklerini, dizel motorlarının özellikle kısmi yüklerdeki yüksek verim özellikleri ile bir araya getirebilecek bir motor tasarımının gerçekleştirilmesi motor üreticilerinin üzerinde durduğu bir konu olmuştur. Taşıtların yakıt tüketiminin azaltılması ve çevre kirliliğine neden olan yanma ürünlerinin kontrol altına alınabilmesi konusundaki güncel çabalar, motor teknolojisinde yenilik arayışlarını son dönemde daha da hızlandırmıştır. Alışlagelmiş benzin motorlarındaki yakıtın emme kanalına püskürtülmesi uygulaması yerine, benzinin emme zamanında veya sıkıştırma zamanında direkt olarak silindir içerisine püskürtülmesi şeklindeki uygulama direkt püskürtmeli (DP) benzin motorlarının temel yapısını oluşturmaktadır. Kademeli dolgulu bu motorlar, dizel motoru

çalışma prensibine benzer şekilde, motorun yük durumuna göre hava-yakıt karışım oranını ayarlamaktadır. Dolayısı ile kısmi yüklerde aşırı fakir karışım oranlarında $\lambda > 1$ çalışmakta, tam yükte ise oldukça homojen dağılıma sahip stokiyometrik karışım hazırlanmaktadır ($\lambda = 1$). Bu uygulamada, özgül yakıt tüketiminde %25 düzeyine varan azalma sağlamak mümkün olmaktadır [16]. Ayrıca motorda ilk hareket kolaylığı, motorun hızlı cevap verme yeteneğinin sağlanması, düşük CO₂ emisyonları, vurunu direncinin artması, yüksek volümetrik verim gibi üstünlükler sağlanmaktadır. Ancak yanma olayının ve püskürtme zamanının gereken hassasiyette kontrolü, gelişmiş kontrol sistemleri ve hassas püskürtme donanımı ile gerçekleştirilebilmektedir. Kısmi yüklerde yanmamış HC emisyonlarındaki artış ve genelde NO_x emisyonlarının yüksek oluşu direkt püskürtmeli benzin motorlarının geliştirilmeye açık olan sorunları arasında yer almaktadır. Ayrıca bu motorların üç-yollu katalitik konvektör sistemlerinin uygulanmasında düşük dönüştürme verimi söz konusudur.

3.1.2.4. Benzin Püskürtme Sisteminin Faydaları

- ❖ Yakıt püskürtme sisteminde, havanın basıncını düşüren dar kesitli ventüri ve emme manifoldu yoktur. Sistemde silindirlere, daha geniş kesitli kanal ve manifold kollarından emilir.
- ❖ Bu sistemde yakıt, her silindire doğrudan ya da emme kanalına püskürtüldüğünden, silindirler arasında dengeli bir dağılım olur.
- ❖ Sistemde yakıt genellikle silindir içerisinde buharlaştığı için karışımın sıcaklığı düşer ve erken ateşleme olasılığı azalmış olur, vurunu oluşumu engellenmiş olur. Bunun sonucu olarak, vurunuyu önlemek için yüksek oktanlı benzin kullanmaya gerek duyulmaz.
- ❖ Püskürtme ve elektronik ateşlemenin birleşimi ile daha temiz egzoz gazı emisyonu açığa çıkmaktadır.
- ❖ Sistemde yüksek püskürtme basıncı nedeniyle yakıtın parçalanması ve hava içinde dağılımı daha iyi olduğundan motorun çalışması daha düzgün olur ve soğukta ilk hareket kolay olur.

3.2. Direkt Püskürtmeli Benzinli Motorlar

Karbüratörlü motorların yarattığı zorlukları gidermek amacıyla, benzinin direkt olarak silindire püskürtülmesi şeklindeki uygulamalar 1930'lu yıllarda uçak motorlarında kullanılmaya başlanmıştır. Daimler-Benz tarafından 1934-1945 yılları arasında DP (Direkt püskürtme) yönteminin uygulandığı, sayısı 70,000 civarına ulaşan uçak motoru üretilmiştir. Aynı dönemde otomobil motorlarında da bu yaklaşımın kullanılmış olduğu görülmektedir. Ancak karmaşık püskürtme sistemlerine gerek duyulması, silindir aşınması vb sorunlar o dönemde yakıtın emme manifolduna püskürtülmesine ilişkin çalışmaların yoğunlaşmasına neden olmuştur [55].

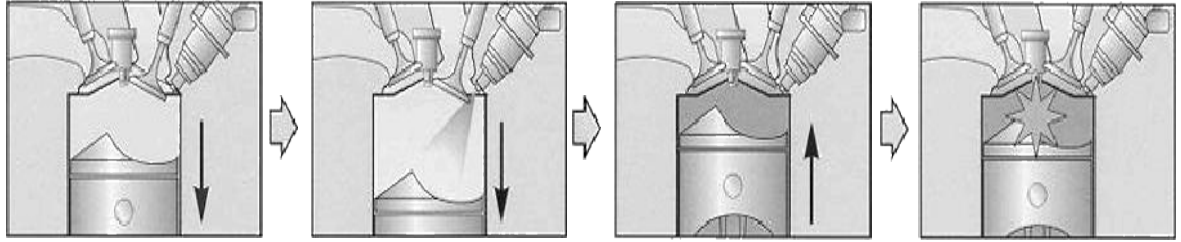
İki ve dört-zamanlı benzinli motorlarda direkt püskürtme uygulaması 1950-1960 yılları arasında da devam etmiştir. Bu dönemde spor otomobillerde ve yarış otomobillerinde dört zamanlı motorlara DP uygulamasının başarılı örnekleri bulunmaktadır.

Enerji krizinin 1973 yılında gündeme gelmesiyle, içten yanmalı motorlarda yakıt ekonomisi düşüncesi de tekrar önem kazanmıştır. Bu dönemde ayrıca A.B.D.'de egzoz gazları emisyonunun kontrolü konusundaki uygulamaların gündeme gelmesi, benzin motorlarının dizel motorlarına benzer şekilde, kısmi yüklerde fakir karışımla çalıştırılması düşüncesi kademeli dolgu motorların geliştirilmesine sebep olmuştur. Dizel motorlarından esinlenerek geliştirilen ön yanma odalı benzin motorlarında emme havasının ataletinden yararlanılarak oluşturulan çevrim hareketlerinin de karışımın oluşturulmasına katkıda bulunması sağlanmıştır. Ancak bu uygulamalarda, pompalama kayıplarının ve ısı kayıplarının yüksek olması amaçlanan yakıt ekonomisinin gerçekleştirilmesini engellemiştir.

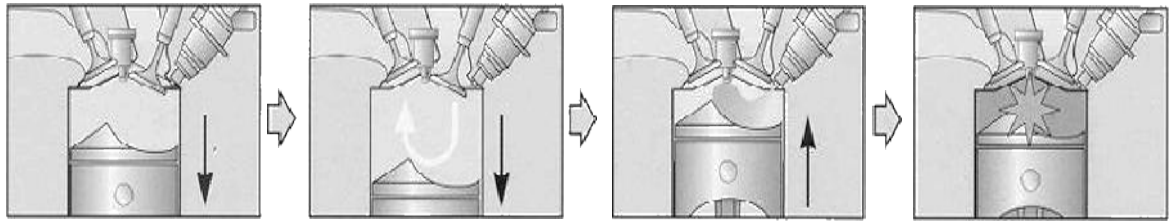
Motor elemanlarının elektronik donanımlarla kontrolünde günümüz teknolojisinde ulaşılan nokta 1980'lerde mevcut olan kısıtlamaların ve engellerin aşılmasını mümkün kılmış ve yüksek teknolojiye sahip püskürtme sistemlerinin de kullanımı ile 1990'lı yıllarda DP benzin motorlarının seri üretimi mümkün olmuştur.

DP sisteminin özellikleri, dizel motorlarında olduğu gibi karışım kalitesi ve dolayısı ile motor performansı açısından benzin motorlarında da önem taşımaktadır. Standard benzin püskürtme sistemlerinde, emme manifolduna yapılan püskürtme işleminde 0.20 - 0.45 MPa püskürtme basıncı uygulanırken, silindir içine yapılan püskürtmede basınç 5 - 15 MPa değerlerine ulaşmaktadır. Bazı uygulamalarda ise 45 MPa püskürtme basıncı kullanılmıştır [56]. Ancak bu değerler günümüz dizel motorlarına oranla çok düşük kalmaktadır.

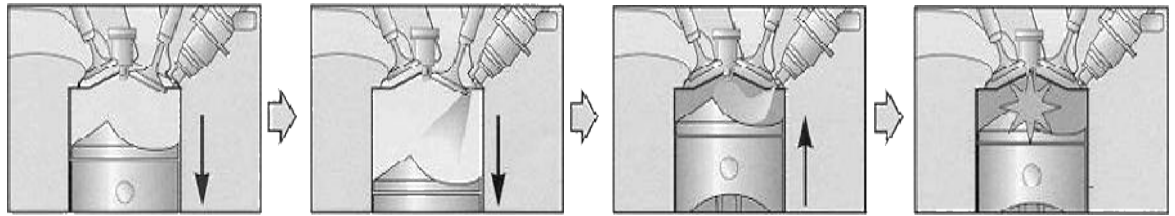
Enjektör yapısı ve açılma basıncına ilişkin araştırmalar ise, açılma basıncının artışı ile HC emisyonlarında hızlı bir düşüş sağlandığını, ancak aynı zamanda NO_x emisyonlarında az bir artış gerçekleştiğini göstermiştir. Bu nedenle çevrim hareketine sahip, içi boş konik yakıt demetleri oluşturulmakta ve emisyonlar açısından optimum açılma basıncı değerinde (yaklaşık 12 MPa) püskürtme yapılmaktadır.



a Emme zamanında püskürtme



a Sıkıştırma zamanında püskürtme



c İki-kademeli püskürtme

Şekil 3.5 Direk püskürtmeli motorlardaki yakıt püskürtme şekilleri

DP benzin motorları üzerinde çalışmalar gün geçtikçe önem kazanmakta ve her geçen gün farklı modellemelerin ve tasarımların ortaya çıktığı söylenebilir. Bu sebeple piyasada kullanılan şekil 3.5.a.b.c.'de görüldüğü gibi püskürtme zamanına göre, püskürtme yerine göre, püskürtme basıncına göre, gibi çok sayıda farklı DP motor bulunmaktadır.

DP benzin motorlarında, motorun yük durumuna göre hava-yakıt karışım oranı ayarlanabilmektedir. Böylece tam yükte stokiometrik karışım oranı sağlanırken, kısmi

yüklerde $\lambda=3$ mertebelerine kadar karışımın fakirleştirilmesi mümkün olmaktadır. Bu fakir karışımın tutuşturulabilmesi, buji civarında tutuşabilen karışım oranlarının sağlandığı kademeli dolgulu sistemlerle gerçekleştirilebilmektedir. Bujiden uzak konumlarda ise aşırı fakir karışımın bulunması vuruntu olasılığını azalttığı için, sıkıştırma oranını 12:1 - 15:1 mertebelerine kadar arttırarak ısı verimi de arttırma olanağı ayrıca mevcuttur.

Tam yükte motorun stokiyometrik karışım oranlarında çalışıyor olması ise, bu çalışma koşullarında vuruntu meyilini arttıracaktır. Bu nedenle günümüzdeki uygulamalarda sıkıştırma oranı 12:1 mertebesinde tutulmaktadır. Ayrıca değişken sıkıştırma oranlı benzin motorlarının tasarımı, kısmi yüklerde yüksek sıkıştırma oranlarına izin vereceğinden, verimde ek artış sağlayacaktır.

Püskürtme sistemi, tam yükte stokiyometrik karışım oranında, homojen yakıt-hava karışımı sağlanabilecek şekilde emme zamanında silindir içine püskürtme yapabilmeli, kısmi yüklerde ise sıkıştırma zamanı başlangıcındaki püskürtme işlemi ile oldukça fakir karışım oranları sağlayabilmelidir. Bu nedenle hem püskürtme zamanlamasının yük durumuna göre gerçekleştirilmesi gerekmektedir, hem de HFK ve karışımın yapısının ayarlanması gerekmektedir. Bu talepler ise ancak elektronik donanımlarla kontrol edilen sistemlerle karşılanabilmektedir. Püskürtme işleminin iki kademeli olarak emme ve sıkıştırma zamanlarında selonoid kontrollü enjektörlerle yapılması ve "common-rail" sisteminin benzin motorlarına uygulanması da mümkündür. İki kademeli püskürtme sistemleri, vuruntu kontrolü dışında kısmi yükten tam yüke geçişte sürüş kolaylığı sağlamaktadır.

3.2.1. Direk Püskürtmeli Benzinli Motorların Performansı

DP benzin motorlarında, tüketilen yakıt miktarı değişmeden ortalama efektif basınçtaki artış sonucu, motor performansı iyileşmekte, motorun özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Hava - Yakıt karışım oranı stokiyometrik değerden, 40:1 mertebesine ulaştığında yakıt ekonomisindeki iyileşme %25 düzeyine ulaşmaktadır [57]. Ayrıca vuruntu meyilinin azalması sıkıştırma oranının arttırılmasına izin vermektedir. Tam yük durumunda yakıtın emme zamanında silindir içerisine püskürtülmesi, yakıtın erken buharlaşmasını sağlayarak soğutma etkisi yaratmakta ve vuruntu meyili buna bağlı olarak azalmaktadır.

Fakir karışımlı motorlarda genelde ilk tutuşma zorlaşmakta ve yanma kararlılığı azalmakta, çevrimden-çevrime farklılıklar artarak motor performansını olumsuz

etkilemektedir. Ortalama indike basınç değerinin standart sapmasının, ortalama değerin oranı olarak tanımlanan basınç değişim katsayısı pratikte %10 düzeyini aştığında taşıtın sürüş yeteneği de olumsuz olarak etkilenmektedir. Bu nedenle fakir karışimli yanmada genelde bazı önlemlerin alınması gereklidir. Benzinin direkt olarak silindir içerisine püskürtülmesi ve kademeli dolgu elde edilmesi kararlı yanma ortamı sağlamaktadır [58]. Emme manifoldu tasarımına bağlı olarak, silindir içerisinde yaratılan gaz hareketleri de yanma kararlılığına ayrıca olumlu katkıda bulunmaktadır.

Motorun tam yük civarında çalışması durumunda, istenilen yüksek performans stokiyometrik karışım oranında sağlanabilecektir. Kademeli dolgu uygulandığında, zengin karışım bölgesinde is oluşacaktır. Bu nedenle, özellikle fakir karışım oranlarından stokiyometrik karışımla çalışma bölgesine gelindiğinde karışımın tam homojen olması önem taşımaktadır. Kademeli dolgulu yanmada, zengin karışım bölgeleri yerel olarak yüksek sıcaklıkların elde edilmesini sağlayacak ve azot oksit emisyonları da artacaktır. Yüksek oranlarda (%40-50) EGR uygulanması sonucu NO_x emisyonunda azalma sağlanabilmektedir. Ancak DP benzin motorlarının günümüz teknolojisindeki sorunu NO_x emisyonları olarak görülmektedir. Mevcut durumu ile sağladığı yakıt ekonomisi yanında, özellikle fakir karışimli yanmada kullanılacak NO_x katalizörlerinin geliştirilmesi ile ikinci nesil DP benzin motorlarının uygulanması söz konusu olacaktır. Bu konudaki araştırmalar otomobil üreticisi kuruluşlar ve araştırma kuruluşları tarafından hızla sürdürülmektedir.

3.3. Benzin Yakıtlı HCCI Motorlar

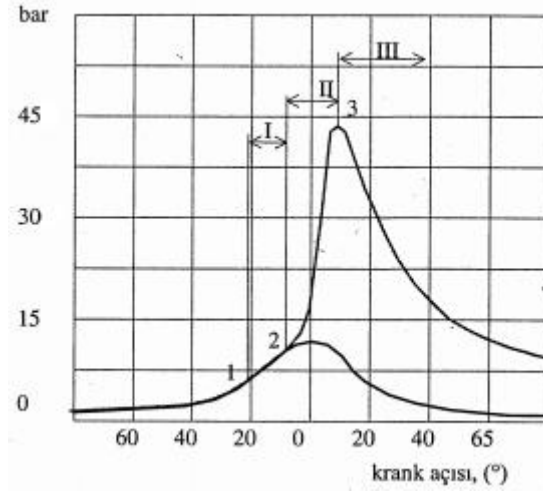
HCCI yanma prosesi, homojen bir karışımın sıkıştırma yoluyla kendi kendine tutuşturulmasından ibarettir. Bu yanma prosesi, NO_x ve partikül emisyonlarını önemli derecede azaltma potansiyeline sahiptir.

Bununla birlikte yüksek termik verim ve yakıtların geniş bir yelpazesinin kullanılabilirliği söz konusudur. HCCI yanma prosesi, benzin kullanan bir buji ateşlemeli (SI) motorunun ve dizel yakıtı kullanan bir dizel motorunun en iyi özelliklerini belli bir noktaya kadar bir çatı altında toplama kabiliyetine sahiptir. Bir SI motordakine benzer şekilde yakıt ve hava, zengin karışimli difüzyon yanmasını bertaraf eden homojen karışımı elde etmek üzere karıştırılır ve böylece genelde klasik dizel yanma proseslerinde görülen partikül emisyonları azaltılabilir. Bir dizel motordakine benzer bir tutuşma vasıtasıyla HCCI motoru, klasik yanma proseslerinde görülen yüksek sıcaklık alevlerini bertaraf

edebilen bir kendi kendine tutuşma prosesine tüm yanma odası boyunca maruz kalır. Bu nedenle HCCI motorlarında oluşan NO_x emisyonları, klasik yanma proseslerindeki değerleriyle kıyaslandığında çok düşük kalmaktadır. Ayrıca çok düşük bir denklik oranında ve harici EGR yüksek bir seviyesinde ateş almama durumu söz konusu olmadan benzinli HCCI motorunun kelebeksiz (gaz kelebeği tam açık konumda) olarak çalıştırılması mümkündür. Böylece çevrimden çevrime gerçekleşen çok küçük yanma farklılıklarının varlığında yüksek termik verim sağlanabilmektedir. Bu nedenle HCCI motoru ilgi uyandıran bir teknolojidir çünkü bu teknoloji, görünüşte dizel gibi termik verimi ve çok düşük emisyonları sağlayabilir ve böylece düşük sıcaklık ard işlem sistemlerine ihtiyaç duyulmadan emisyon kriterlerinin yerine getirilmesini mümkün kılabilir. HCCI yanma, homojen karışımın piston ile sıkıştırılması suretiyle ÜÖN civarlarında homojen karışımın kendi kendine tutuşmasının sağlanması neticesinde elde edilmektedir. Bu sebeple buji ateşlemeli (SI) motorlardaki kıvılcım ve dizel motorlardaki yakıt püskürtme zamanlaması gibi yanma başlangıcını direkt olarak kontrol eden klasik tip motorlarla kıyaslama yapıldığında motor çalışma koşullarının geniş bir aralığında, bu yanma modu için yanma başlangıcı ve ısı açığa çıkış hızı kontrolünün çok daha uğraştırıcı bir konu olduğu görülmektedir. HCCI operasyonlarının ağır yüklerdeki gerçekleştirilebilirliği (performansı), kısa süreli çalıştırılmadaki problemler, aşırı düzeydeki HC ve CO emisyonları ve ilk hareket zorluğu diğer çözülmesi gerekli olan teknik konulardır. HCCI yanma, ilk olarak iki stroklu IC (Internal Combustion, “İçten yanmalı”) motorlar için bir alternatif yanma modu olarak düşünülmüştür [59]. Son on yılda bu teknolojinin araştırılması ve geliştirilmesi hususunda büyük ilerlemeler kaydedildi. Bu ilerlemeler, yolcu taşıtları ve kamyonlar için yakıt ekonomisini artırma ve emisyonları daha fazla azaltma yönünde bu teknolojinin sahip olduğu yüksek potansiyele atfedilebilir.

3.4. Benzin Motorlarında Yanma

Benzinli motorlarda karışımın yanması, teorik çevrimde olduğu gibi sabit hacimde olmayıp, 0,001-0,002 saniye gibi bir süre içerisinde gerçekleştiğinden, maksimum yanma sonu basınçlarına ulaşabilmek için, ateşlemenin ÜÖN’den önce yapılması zorunludur. Deneysel gözlemler; maksimum motor gücünün, maksimum motor basıncına ÜÖN’den 5-10° sonra ulaşılması durumunda elde edildiğini göstermektedir.



Şekil 3.6 Benzinli motorun P-Θ diyagramı

Şekil 3.6’da bir otto motorunun P-Θ diyagramı görülmektedir. Benzinli motorlardaki yanma, üç bölümde incelenmektedir.

1-2 noktaları arasındaki bölüm ve yanmanın başlangıç bölümü olarak bilinir. Bu bölgede, alevlenme öncesi oksitlenmeler olur ve fazla bir basınç artışı olmaksızın, sıcaklıkta küçük bir artış görülür. Birinci bölüm, krank milinin 4-6°'lik bir dönüşüne rastlamakta ve karışımın % 6-8 kadarı yanmaktadır. Bu bölümün genişliği, yakıtın özellikleri, karışımın yapısı gibi kimyasal faktörlere bağlıdır.

2-3 noktaları arasındaki bölüm etkili yanma bölümü olarak bilinir. İkinci bölüm, krank milinin 20-30°'lik bir dönüşüne rastlamakta ve bu bölümde karışımın % 90 kadarı yanarak hızlı bir basınç artışı sağlamaktadır. Benzinli motorlardaki maksimum basınç, 40-60 bar kadardır. Bu bölümün bir derecelik krank milinin dönmesi ile oluşan basınç artışı, “Basınç artış oranı” olarak ifade edilir.

$$\text{Basınç artış oranı} = \frac{(AP)}{(AO)} \quad (3.1)$$

Burada;

AP = Basınç farkı

AO = Açıl farkıdır.

AP = $P_3 - P_2$ (bar) ve

AO = $\theta_3 - \theta_2$ (°) dir.

Basınç artış oranı, normal bir çalışma sırasında 1,2-2,6 bar/derecedir. Bu sınırın altındaki değerlerde yanma genişleme kursuna sarkar, maksimum yanma sonu basınçlarına ulaşamaz ve yakıt ekonomisi kötüleşir. Basınç artış oranı bu değerlerin üzerine çıkacak olursa, basıncın çok hızlı yükselmesine bağlı olarak motor sert veya vuruntulu çalışır. Krank-biyel mekanizmasına etki eden yükleri artırarak, aşırı aşıntı ve hasara neden olabilir.

3 noktasından sonraki bölüm ise sonradan yanma bölümü olarak bilinir. Bu bölümün bitiş noktasının belirlenmesi, yanmanın tamamlandığı noktanın bilinmesine bağlı olduğundan, çok zordur. Üçüncü bölümün genişliği esas olarak, karışımın yapısına, silindirdeki türbülansa ve ateşleme avansına bağlıdır.

Yanma ve genişleme (iş) zamanında, egzoz ve emme supapları kapalıdır. Sıkıştırılan hava-yakıt karışımının yanması, bir buji kıvılcımı aracılığıyla sağlanır. Hava-yakıt karışımının tamamıyla yanması için yaklaşık olarak 1/1000 saniyelik bir zaman gereklidir. Buradan karışımın ÜÖN'dan daha önce ateşlenmesi zorunluluğu doğar. Böylece ÜÖN'dan kısa bir süre sonra basınç 40-60 barda, sıcaklık 2000-2500°C'ye yükselir. Alev cephesi normal yanma sırasında 15- 30 m/s 'lik bir hızla yanma hacmine yayılır.

Yanma fiziksel ve kimyasal etkileşimden oluşan karmaşık bir olaydır. Yanmayı oluşturan fiziksel olaylar genellikle kütle ve enerji iletimi ile ilgilidir. Kimyasal reaksiyonlar ise yakıt ile oksidant arasındaki moleküler seviyedeki etkileşimlerdir [60].

Yanma olayı; yakıtın buharlaşarak hava ile karışma koşullarına, kimyasal reaksiyonların hızına, yanma bölgesindeki ısı ve kütle iletim koşullarına bağlı olarak başlar, gelişir ve tamamlanır. Benzinli motorlarda buharlaşma ve karışma yanmadan önce genellikle silindir dışında emme kanalında sağlandığından, homojen bir karışımın sağlanması söz konusudur. Burada yanmayı fiziksel olaylardan çok kimyasal olaylar etkilemektedir.

Benzin motorlarında normal yanma bujiden başlayıp çevreye doğru gelişmektedir. Ancak motorda yanma olayı bazı koşullardan dolayı istenmeyen farklı şekillerde de oluşmaktadır. Bunlardan en önemlisi vuruntulu yanmadır. Ayrıca ender olarak, kendi kendine tutuşma ile başlayan normal yanma şekilleri de bulunmaktadır [61].

Benzin motorlarında hava ve yakıt karışımı, silindir dışında yakıt moleküllerinin hava molekülleri içerisinde düzgün dağıldığı, homojen bir karışım oluşturacak şekilde hazırlanmaktadır [93]. Yanma olayı genellikle üç faza bölünerek incelenebilir. Ancak fazlar çok belirgin bir şekilde bir birinden ayrılamazlar. Birinci faz bujiden kıvılcım çıktığı nokta ile basıncın artmaya başladığı nokta arasındaki zamandır. Piston ÜÖN. gelmeden buji elektrotları arasında çıkan kıvılcımın enerjisi nedeniyle, bu bölgedeki karışımda, belli

bir tutuşma gecikmesi sonucunda, ilk alev cephesi patlama şeklinde oluşmaktadır. Tutuşma gecikme süresi,

- ❖ Buji kıvılcım enerjisine
- ❖ Kıvılcım uygulama süresine
- ❖ Buji elektrotları arasındaki ısınan bölgenin hacmine (Buji tırnak aralığına)
- ❖ Karışım oranına (kimyasal reaksiyon hızına)
- ❖ Buji önündeki akış hızına (ilk ısınan bölgenin hızlı taşınım sonucu enerji seviyesinin düşmesine) bağlıdır. Bu fazda yanan karışımın miktarı az olup toplam miktarın %1'i kadardır.

Ana faz ile tutuşma gecikmesi sonunda basıncın artmaya başlaması anında başlamakta ve ÜÖN dan sonra maksimum basınç oluşuncaya kadar devam etmektedir. Ana fazın süresi 25-30° KMA civarındadır. Tutuşma gecikmesi süresi sonunda basınç, sıcaklık ve karışım oranının belirlediği bir yanma hızı ile alev cephesi sürekli şekilde ilerler. Motordaki yanma hızı, karışım sıcaklığına, basıncına, HFK ve yanma odasındaki türbülans şiddetine bağlıdır.

Türbülanssız karışımdaki laminar yanma hızı 3-4 m/s iken, türbülans nedeni ile bu hız 3-15 kat artmaktadır. Yanma hızı bu fazda oldukça yüksek ve dolayısı ile yanan karışımın miktarı fazladır. Yanma hızı yanma odasında en az 10-15 m/s civarında, yüksek devirli motorlarda ise 50-60 m/s kadar olmaktadır. Yanma hızı silindir ve yanma odası çeperlerine yaklaştıkça soğuma nedeni ile azalmaktadır.

Motor performansına, alev yolu ile basınç artışı arasındaki ilişki etki etmektedir. Bu ilişki motorda maksimum basıncın yaklaşık %80'inin, yolun son %30'unda yükselmesi şeklindedir. Maksimum basınç ÜÖN.'dan 12-15 KMA sonra oluştuğu zaman en büyük verim elde edilmektedir.

Son faz ise maksimum basıncın oluşmasından sonra başlamakta ve genişleme sırasında yakıtın tümü yanıncaya kadar devam etmektedir. Gazların sıcaklığı ise maksimum basınçtan belli bir süre sonra maksimuma ulaşır.

Sonuç olarak normal yanma koşullarında yanma sırasında yakıtın toplam enerjisinin %70-75'i maksimum basınca ulaşıncaya kadar, %80-90 kadarı maksimum sıcaklığa ulaşıncaya kadar açığa çıkar. Kısmi yüklerde ise yanma hızının düşük olması nedeniyle maksimum basınç noktasına kadar toplam yakıt enerjisinin ancak %50 si kullanılmış olur. Dolayısıyla yanma genişleme zamanı süresince devam eder, çok kötü koşullarda genişleme

süresinin sonunda da yanma sona ermemiş olabilir. Bu durumda ise motorun verimi dolayısı ile gücü azalır.

Benzinli motorlarda yakıt olarak kullanılan benzin, çoğunlukla oktanla (C_8H_{18}) temsil edilmektedir. Benzin çok sayıda sıvı haldeki karbonlu hidrojenden meydana gelir.

Yanma sürecinde gerekli oksijen havadan alınır. Kuru hava hacimsel olarak %78,09 Azot, %20,95 oksijen, %0,93 argon, %0,03 karbondioksitten oluşur. Molekül ağırlığı 28,964'tür. Yanma süreci incelenirken argon ve karbondioksit dikkate alınmaz. Havanın hacimsel olarak %79 azot %21 oksijenden oluştuğu varsayılır. Bu bileşimde olan havanın molekül ağırlığı 28,851dir ve içerisinde bir mol oksijene karşılık 3,76 mol azot bulunur.

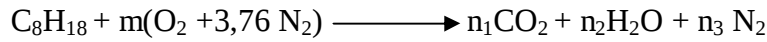
1 kmol $H_k=0,21$ kmol $O_2 + 0,79$ kmol N_2 havanın içerisinde 1 kmol O_2 bulunması istendiğinde gereken hava miktarı mol olarak aşağıdaki şekilde bulunur.

$$4,76 \text{ kmol } H_k = 1 \text{ kmol } O_2 + 3,76 \text{ kmol } N_2$$

$$1 \text{ m}^3 O_2 \text{ için gerekli hava miktarı:}$$

$$4,762 \text{ m}^3 H_k = 1 \text{ m}^3 O_2 + 3,76 \text{ m}^3 N_2$$

Oktanın tam yanması için oktan ile havanın stokiyometrik karışım oranı aşağıdaki gibi bulunur.

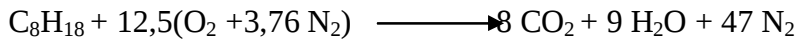


$$\text{Karbon molekül dengesinden} \quad n_1=8$$

$$\text{Hidrojen molekül dengesinden} \quad n_2=9$$

$$\text{Oksijen molekül dengesinden} \quad m=12,5$$

$$\text{Azotun molekül dengesinden} \quad n_3=47$$



$$\left(\frac{H}{Y}\right) = \frac{12,5 \cdot 16 \cdot 2 + 12,5 \cdot 3,76 \cdot 14 \cdot 2}{12 \cdot 8 + 18 \cdot 1}$$

$$\left(\frac{H}{Y}\right) = 15,05 \text{ kgH}_k/\text{kgY}$$

Motorlarda bütün çalışma şartlarında stokiyometrik karışım hazırlamak mümkün değildir. Motorun çalışma şartlarında karışım zenginleşebilir veya fakirleşebilir. Benzin motorlarında HFK $\lambda=0,95-1,05$ arasında seçilmesine rağmen, motorun çalışma şartlarına bağlı olarak geniş sınırlar arasında değişebilir.

Teorik hava miktarından daha az hava miktarları ile gerçekleştirilen yanma süreçlerinde, yanma ürünleri içerisinde karbon monoksit, hidrojen esaslı karbonlu bileşenler ve karbon bulunur. Gerçek yanma süreçlerinde teorik hava miktarından daha fazla hava kullanılmasında bile yakıtın hava ile iyi bir şekilde karıştırılmaması, yanma odası içerisindeki türbülans düzeyinin yeterli olamaması ve yanmanın çok kısa bir zaman aralığında gerçekleştirilmesi gibi nedenlerle, yanma ürünleri içerisinde genellikle karbon monoksit ve diğer yanıcı ürünler bulunabilir.

Bu durumda yakıt enerjisinden bir kısmı kaybediliyor demektir. 1 kg yakıttan çıkan egzoz gazları içindeki elemanların yanmasıyla Q_e kadar ısı çıkarsa yanma verimi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\eta_y = \frac{H_u - Q_e}{H_u} \quad (3.2)$$

η_y = Yanma verimi

H_u = Yakıt alt ısı değeri kJ/kg

Q_e = Yanma sonu açığa çıkan ısı değeri kJ/kg

Bilindiği gibi benzinli motorlarda yanma üç safhadan meydana gelmektedir. Bu safhalar alev çekirdeği oluşumu, türbülanslı yanma ve yanma sonrası olmaktadır. Yakıt ve hava karışımının yanmasında türbülansın iyi ve kötü etkileri mevcuttur. Türbülans bir taraftan yakıt ve hava karışımının ısı kayıp etmesini kolaylaştırmakta, diğer yandan alev cephesinin ilerlemesini çok hızlandırmaktadır. Benzinli motorlarda, ısı verimi artırmak için sıkıştırma oranını artırmak gerekmektedir. Sıkıştırma oranının arttırılmasını ise vuruuntu sınırlamaktadır. Benzinli motorlarda yakıtın kalitesini belirleyen özellik oktan sayısının karşılığında belirli bir değere kadar sıkıştırma yapılabilmektedir. Yüksek bir verim için sıkıştırma oranı 13 ile 16 arasında olmalıdır. Hâlbuki bu değer uygulamada ancak 7 ila 8 arasındadır[62].

Verim artışında istenilen değere ulaşabilmek için vuruuntu imkânını azaltacak türbülanslı yanma iyi bir model olmaktadır, Aynı zamanda oktan sayısı ve yanma hızı benzine göre daha yüksek olan alkollerin, benzine karıştırılması yanma modeline olumlu etki yapmaktadır, Böylece sıkıştırma oranı ve ısı verimi daha yüksek, özgül yakıt tüketimi daha ekonomik olan motor karakteristik değerlerine ulaşmak mümkün olmaktadır[63].

3.4.1. Yanma İşleminde Girdap Etkisi

Silindirlerin içerisinde oluşturulan girdap ve türbülans, yanma karakteristiklerinin belirlenmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Prensipde yanma işleminde girdap etkisi uzun bir süreden beri bilinmekte olup, pratikte iyi bir yanma işlemi için girdap oluşturmak ve emme portlarını ve silindir kafalarını girdap oluşturabilecek şekilde tasarlamak oldukça zordur.

Birçok farklı girdap ölçer geliştirilmiş olup, bir yanma sistemi için girdabın doğru miktarını tayin etmek mümkün görünmemektedir. Sadece girdabın şiddeti önemli olmayıp, yanmayı etkileyen hava-yakıt karışım miktarı da önem arz etmektedir.

Dizel motorlarda hava ve pülverize olmuş yakıt arasında bağıl bir hareket mevcut olup, benzinli motorlarda ise hava ve yakıt silindire karışmış olarak girmektedir. Bu yüzden dizel motorlarda girdap, benzinli motorlara nazaran daha etkindir. Benzinli motorlarda yanma durumunda girdap etkisi, daha iyi bir karışımın yanında alev ilerlemesi ve alev hızının artmasının bir sonucu olduğu gözlenmiştir. Böylece, hızlı yanma işlemi gerçekleşmektedir. Silindirde türbülans derecesine bağlı olarak alev hareketi karışabilmekte ve yanma işlemini hızlandıran girdabın düzensiz bir hal almasına da yol açabilmektedir.

3.4.2. Motor Performansına Girdap Etkisi

İçten yanmalı motorun emme supabından geçen akışın davranışı, motor performansına özellikle volümetrik verime etkisinden dolayı önem kazanmaktadır. Yanma işleminde girdap etkisi günümüzde şüphe götürmeyecek bir düzeydedir. Bu ise, motor performans karakteristiklerini etkilemektedir. Girdap mukavemetinin arttırılması durumunda basınç arttırılmakta ve dolayısıyla yanma zamanı kısalmaktadır. Bu sebeple motor performansı artmaktadır[64].

3.4.3. Egzoz Emisyonlarına Girdap Etkisi

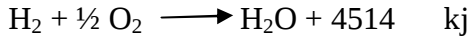
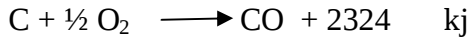
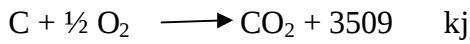
Son yıllarda egzoz emisyonları da yakıt ekonomisi çalışmaları gibi ilgi odağı haline gelmiştir. HC oluşumunda girdap iki zıt etkiye sahiptir. Birinci etki, girdabın silindir

duvarlarının soğumasını arttırdığı yönündedir. Bu ise, hava-yakıt karışımını soğutulmuş duvarlara doğru sıkıştıran HC miktarıyla ilgilidir. Sonuçta silindir duvarında reaksiyonun düşmesine ve daha fazla yanmamış HC emisyonuna neden olmaktadır, ikinci etki ise girdap yardımıyla oluşturulan yükleme hareketinden dolayıdır. Silindir boşluklarında bırakılan herhangi bir HC yanma bölgesine gönderilecek ve böylece daha az yanmamış HC oluşacaktır. Net etki ise girdap mukavemetine ve yüksek girdap mukavemetlerinde artan yanma sıcaklığına bağlıdır [64].

3.4.4. Eksik Yanma Sebepleri

- ❖ $\lambda < 1$ yani yakıt yeterli derecede oksijen bulamıyordur veya yeterli oksijen vardır fakat yanma odasında dağılımı iyi değildir.
- ❖ Karışımın bir kısmı soğuk cidarlara çarparak soğumuş ve yoğuşmuş olabilir.
- ❖ Yanma için yeterli zaman yoktur.

1m³ kuru havanın yanmaya iştirakı ile aşağıdaki ısılar elde edilmektedir.



Burada en az ısıyı bir eksik yanma ürünü olan CO oluşumundaki reaksiyon vermektedir. Görüldüğü gibi yanma sürecinde CO teşekkülü enerji kaybına sebep olduğundan motorlarda istenilmez.

3.4.5. Benzin Motorlarında Yanmanın Fiziksel Etüdü

Benzin motorlarında silindir içerisinde bulunan yakıt-hava karışımı yanma başlamadan önce sis halindedir. Buji tırnakları arasından çıkan kıvılcım tarafından ısıtılan yakıt-hava molekülerinin enerji seviyesi yükselir. Isınan moleküllerin hızları artarak diğer moleküllere çarpması sonucunda diğer molekülleri de ısıtırlar. Bu ısınma moleküllerin kinetik enerjilerinin artması ile meydana gelmektedir. Yakıt moleküllerinin çarpma işlemine benzer şekilde O₂ molekülleri de bir kinetik enerjiye sahip olur. Hızı çok artmış olan bu moleküller egzoterm reaksiyon meydana getirerek tutuşmayı başlatırlar. Bu tutuşma, reaksiyon hızına bağlı olarak diğer moleküllere de geçer. Silindir içinde azot ve egzoz

gazları ulunduğu için, çarpma işlemi egzoterm reaksiyon verecek moleküllerle olmayabilir. Bu durum hızı artmış olan moleküllerin enerjisini düşürür. Egzotermik reaksiyon hızı;

1. Moleküllerin enerji seviyesine
2. Çarpışmaların sıklığına
3. Reaksiyon meydana getirecek çarpışma sayısına bağlıdır.

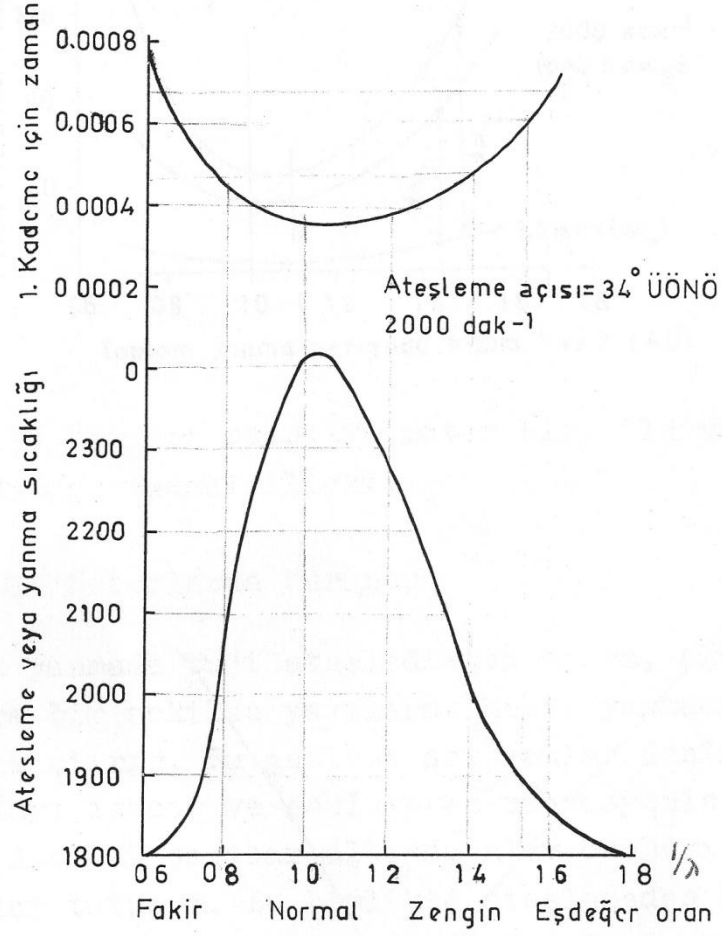
Bunlardan birincisi moleküllerin sıcaklığının tespit edilmesine yarar. Elde edilen sıcaklık ne kadar yüksek ise moleküllerin enerjisi de o kadar fazladır. Çarpışmaların sıklığı karışımın yoğunluğu ile verilir. Yoğunluk arttıkça moleküllerin iki çarpışma arasındaki serbest yolları kısalır. Çarpışma sıcaklığı HFK ile değişmektedir. N₂ ve egzoz gazları ise yanmayı kötü yönde etkilemektedir. Bunlara ilave olarak hava hareketi fazlalığı yani kuvvetli bir türbülans yanmayı iyileştir. Benzin motorlarında yanma bujiden başlar ve küresel biçimde yanma odasının diğer kısımlarına doğru ilerler. Pratik olarak bujiden başlayan yanma olayının meydana getirdiği alev yüzeyinin, devamlı olarak şişirilen bir balon gibi yanma odası içerisinde yanmamış karışıma doğru ilerlediği kabul edilir.

Benzinli motorlarda bujiden kıvılcım çıktığı anda yanma hemen başlamaz, yanmanın başlaması için bir hazırlık zamanının geçmesi gerekir. Buna tutuşma gecikmesi denir yanma olayı basınç- α KMA diyagramında gösterilmiştir.

3.4.6. Yanma Hızı

Alev yüzeyinin ilerleme hızına yanma hızı denir. Yanma odasının cidarlarına yakın olan noktalarda hava hareketi az olduğundan buradaki yanma hızı devir sayısının değişimi ile fazla etkilenmez. Fakat yanma odası cidarına uzak olan noktalarda hava hareketi devir sayısının artmasıyla hızla yükselir. Buna bağlı olarak yanma hızı da artar. Benzin motorlarında normal yanma hızı 25-30 m/s kadardır.

Yanma hızı HFK λ 'nın bir fonksiyonudur. Hava-yakıt karışımının homojen bir durumda olduğu kabul edilirse, yanma hızı sabit devir sayısında $\lambda=1$ iken yani stokiometrik karışım oranında en büyüktür. Gerçek şartlarda yanma hızının karışım oranına bağlılığı Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Karışım oranı ile ateşleme ve zaman arasındaki ilişki

Şekil 3.7’de görüldüğü gibi stokiyometrik karışım oranında yanma hızı maksimum değildir. Bunun sebebi, karışımın mükemmel olmaması nedeni ile yanmanın eksik kalması ve bütün yakıt moleküllerinin enerji seviyeleri kısa zamanda kritik düzeye yükselememesidir. Yanma hızının maksimum değeri stokiyometrik değerden daha zengin olan karışım oranındadır. Gerçekten bu durumda mevcut bütün oksijen harcandığından karışımdan en büyük enerji alınabilmekte ve yanma odasındaki karışımın sıcaklığı en yüksek değeri almaktadır.

4. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILAN YAKITLAR

Yakıtlar katı, sıvı ve gaz olmak üzere üç guruba ayrılır. İçten yanmalı motorlarda sıvı yakıtlar ve sıvılaştırılmış gaz yakıtlar kullanılmaktadır. Bu yakıtların tamamı petrolden elde edilmektedir. Petrol rezervlerindeki azalma sonucu petrol fiyatlarının artması ve çevrecilik bilincinin yaygınlaşması petrol dışı alternatif yakıt veya enerji arama konusunu gündeme getirmiştir. Biyogaz, bitkisel yağlar, sıvılaştırılmış hidrojen gazı ilgi odağı olmuştur.

4.1. Sıvı Yakıtlar

Motorlarda kullanılan yakıtların büyük bir kısmını sıvı yakıtlar oluşturmaktadır. Bu yakıtlar hidrojen ve karbon içeren moleküllerden meydana gelmektedirler. Ham petrolün damıtılması, hidrokarbonların kimyasal parçalanması (kraking) ve kömürün sıvılaştırılması yoluyla elde edilmektedirler. Ham petrolün rafinerilerde önce buhar fazına çıkartılıp, sonra kademeli yoğunlaştırılması ile çeşitli petrol türevlerine ayrıştırılmasına damıtma (distilasyon, fraksiyon) işlemi denilmektedir. Damıtma işlemi iki aşamada meydana gelmektedir. Birinci aşamada ham petrolün buhar fazına çıkabilen yüzdesine bakılır. Bu yeterli olmaz ise vakum altında ikinci bir damıtma işlemi uygulanır. Rafineri işlemlerinin başlangıcı ham petrolün distilasyonudur. Kuyudan çıkarılan petrol önce dinlenme havuzlarına alınır, petrol gazlarından ve pisliklerden arındırılan sıvı petrol, pompalama istasyonları aracılığı ile rafineriye taşınır. Rafineride yaklaşık olarak 350-400 °C kadar ısıtılan ham petrol fraksiyon kulesine gönderilir. Kulenin içerisindeki sıcaklık alt kısımlarda fazla, yukarıya doğru çıkıldıkça azalmaktadır. Bunun sonucunda yüksek buharlaşma noktalı yakıtlar alt katlarda, düşük buharlaşma noktalı yakıtlar üst raflarda yoğunlaşır. Tablo 4.1. da ham petrolün sıcaklık değişimine göre ayrışması gösterilmektedir.

Tablo 4.1 Ham petrol ürünleri

Sıcaklık (°C)	Açığa çıkan ürün
35 C kadar	Petrol gazları
35-150	Hafif benzin
35-200	Benzin
150-250	Gazyağı
165-370	Dizel yakıtları
250-400	Makine yağları
400 ve yukarısı	Artıklar

Azami damıtma şartlarında elde edilen sıvı yakıtların miktarını artırmak için damıtma sonucu elde edilen yüksek orandaki büyük moleküller, parçalanmak suretiyle küçük ve tutuşma yetenekleri iyi moleküllere dönüştürülür. Bu işleme kimyasal parçalanma veya kraking işlemi denilmektedir. Kimyasal parçalanma işlemi de iki aşamada gerçekleşir. Birincisi, düşük sıcaklıkta ve katalizör eşliğinde gerçekleştirilen katalitik kraking, ikincisi yaklaşık 770 °K ve 25-30 bar da yapılan termik krakingdir.

Ayrıca, kömürden benzin ve gaz üretimi üzerinde araştırmalarda bulunmaktadır. Gelecekte benzinin ve evlerde kullanılan gazın kısmen kömürden üretilmesi yönünde çalışmalar devam etmektedir. Kömürün özellikle yeraltında gazlaştırılması ekonomik olduğundan bu konuya yönelik araştırmalar önem kazanmıştır.

Yukarıda anlatılan işlemlerin gerçekleştirilmesi sonucu elde edilen sıvı yakıtlar kullanım alanlarına, özgül ağırlıklarına ve deniz seviyesindeki atmosfer koşullarında damıtılmaları halinde gösterdikleri buharlaşma özelliklerine göre sınıflandırılırlar. Rafineride sırasıyla elde edilen temel ürünler aşağıda belirtilmiştir.

Benzin; günümüzde buji ile ateşlemeli motorlarda kullanılmaktadır.

Kerozen; benzinden sonra en ağır kısmı teşkil eder. Lamba, ısıtıcı, soba ve benzeri yerlerde kullanılır. Jet yakıtı olarak bilinen yakıt bileşim olarak kerozene çok yakındır. Aromatik kısmı azaltılmıştır. Özgül ağırlığı 0,78-0,85 arasındadır.

Gaz yağı; kerozenden biraz daha ağır ancak onunla aynı kullanım alanına sahiptir.

Dizel yakıtı; ülkemizde mazot olarak bilinen yakıt dizel motorlarında kullanılmaktadır.

Fuel oil (Yakıt yağı); dizel yakıtı gibi geniş bir kullanım alanına sahiptir. Ülkemizde özellikle kalorifer donanımlarında kullanılır.

Yağlama yağları; Kısmen de olsa damıtma işleminde son ürünler arasında yer alır. Yağlama yağlarından sonra ise katran ve asfalt gibi katı veya yarı katı ürünler gelmektedir.

4.2.Gaz Yakıtlar

Motorlarda kullanılan gaz yakıtlar çok çeşitli olmakla birlikte elde edilebilirlikleri, pratik kullanıma uygunlukları itibariyle CNG ve LPG en önemli olanlarıdır. Bununla beraber biyogaz vb. diğer gaz yakıtlarda gelecekte geniş kullanım alanları bulacaklardır.

CNG; % 85-95'e yakın kısmı metan gazından ibarettir. CNG içerisinde ayrıca etan, propan, ve bütan da bulunmaktadır. CNG sentez yoluyla benzin ve yakıt yağı üreten bazı tesislerde bulunmaktadır. CNG günümüzde ağırlıklı olarak ısıtma ve muhtelif endüstriyel alanlarında kullanılmaktadır. En zengin doğal gaz yatakları Kuzey ve Güney Amerika, İran, Azerbaycan ve Kazakistan'da bulunmaktadır.

Jeneratör gazı; karbon esaslı odun, kömür, taş kömürü, kok, linyit gibi katı yakıtların eksik yanması sonucu elde edilen gaz ürünlerinin karışımından ibarettir. % 90'dan fazlası CO, H₂ ve N₂'dir. Sıvı yakıtların bulunamadığı savaş yıllarında bolca kullanılmıştır, fakat günümüzde artık kullanılmamaktadır.

Yüksek fırın gazı; kokun hava eşliğinde gazlaşmasıyla açığa çıkan yanıcı bir üründür. Metal oksitlerin indirgenmesi sonucu yan ürün olarak açığa çıkan gazlarda bol miktarda mevcuttur. Bu bakımdan söz konusu işlemlerin gerçekleştirildiği demir çelik fabrikalarında kullanılması uygun görülmektedir.

Suni gaz; kömür veya petrolün muhtelif metotlarla CO oluşturacak şekilde gazlaştırılması ile birlikte suyun hidrojen gazı verecek şekilde distilasyyonu sonucu elde edilir. Teknik özellikleri itibariyle son derece kaliteli fakat pahalı bir gazdır.

Kok fırın gazı; uçucu kısmı % 20-25 olan metalürjik koka elverişli gazsız taş kömürünün havasız olarak gazlaştırılması esnasında sıcaklık 1300 K'ne kadar çıkarılarak metan teşekkül ettirmektedir. Metanın ayrışması sonucu kok fırını gazı açığa çıkar.

Linyit gazı; linyitin 870 K'nin altında kuru damıtılması sonucu elde edilir.

Ayrışma gazı; yakıt yağı, benzin vs. gibi sıvı yakıtlar, artık gazlar ve LPG gibi gazların su buharı ve bol hava eşliğinde termik veya katalitik olarak ayrışması ile elde edilir.

Şehir gazı; kok fırını gazı ile jeneratör gazı veya suni gazın karışımıdır. Ayrışma gazı kalitesindedir.

Rafineri gazı; petrolün damıtılmasında ve hazırlanmasında art gaz olarak ortaya çıkar. Hidrokarbonlar ile hidrojenler oluşur. Kimyasal yapısı çok değişik olduğundan kullanımında dikkatli olmak gerekir.

Hava gazı; içerisinde % 30-35 oranında uçucu madde ihtiva eden taşkömürlerinin kuru damıtılmasından elde edilir. Kok fırını gazının aynısıdır. Ancak buradaki amaç gaz üretimidir ve çıkan kok metalürjik kok değildir.

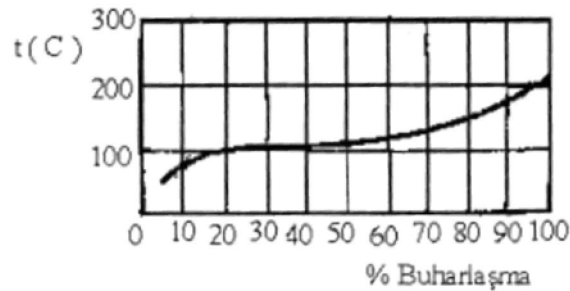
4.3. Benzinin Genel Özellikleri

Benzin ham petrolün damıtılması sırasında, damıtma kulesinde, petrol gazlarının altından ve 40-200 °C sıcaklık arasında elde edilir. Genel yapı olarak, dört grup HC'lerin karışımından oluşmaktadır. Benzin buji ile ateşlemeli motorların temel yakıtıdır. Ham petrolün damıtılması sırasında ve rafineride uygulanan yöntemlerle benzin miktarını ve kalitesini ayarlamak mümkün olmaktadır. Petrolden daha fazla benzin elde etmek için kraking, polimerizasyon ve hidrojenleme gibi yöntemler kullanılmaktadır.

Değişik kimyasal yapıya sahip olan çok sayıda ürünün karışımı olan benzinin önemli özellikleri şöyledir.

4.3.1. Buharlaşma (Kaynama) Eğrisi

Benzin bir kaba konulup ısıtıldığında buharlaşmaya 40 °C civarında başladığı ve tümünün buharlaşması için 200 °C nin üzerindeki bir sıcaklığa ulaşılması gerektiği görülür.



Şekil 4.1 Benzinin Buharlaşma Eğrisi

Şekil 4.1.'de görüldüğü gibi benzinin buharlaşma eğrisinde % 10 buharlaşmanın olduğu noktadaki sıcaklığın düşük olması, soğukta ilk harekete geçişte kolaylık sağlar. % 50'sinin buharlaştığı sıcaklığın çok düşük olması, karbüratör memesinde buzlanma veya motorun ısınma süresinin daha az olacağının bir göstergesidir. % 90 noktası sıcaklığı yakıtın sıvı

halde kartere inme özelliğinin bir ifadesidir. Bu sıcaklığın düşük olması karter yağının daha az ineleceğini belirtir.

4.3.2. Buhar Basıncı

Benzinin kaynama başlangıcında 37,8°C deki buhar basıncıdır. Benzinli motorlarda depodan en son yakıt elamanına kadar olan donanımda buharlaşmadan dolayı meydana gelen tıkanmalar buhar basıncının etkisiyle olmaktadır. Bu nedenle sıcak ülkelerde düşük buhar basınçlı benzinler, soğuk ülkelerde ise yüksek buhar basınçlı benzinler tercih edilmektedir.

4.3.3. Isıl Değeri

Birim ağırlığının tümünün yanması sonucu açığa çıkan enerji yakıtın ısıl değerini vermektedir. Ayrıca yakıtların ısıl değerleri kimyasal yapılarından da belirlene bilmektedir. Ancak; motor yakıtlar çok sayıda HC'ler tarafından meydana geldiğinden ısıl değerin kalorimetre kabıyla ölçülmesi daha sağlıklı olmaktadır. HC'lerden oluşan yakıtlarda yanma sonucu su açığa çıkmaktadır. Ölçme sırasında, su buhar halinde ise, ölçülen değer alt ısıl değeridir. Su buharının tümünün yoğunlaşarak buharlaşma ısını geri vermesi durumunda ölçülen değer ise üst ısıl değeri olmaktadır. Hesaplamalarda genellikle yakıtların alt ısıl değeri kullanılmaktadır. Kurşunsuz benzinin alt ısıl değeri 43000 kJ/kg dır [65].

4.3.4. Alevlenme ve Yanma Sıcaklığı

Yanma sıcaklığının altındaki bir sıcaklıkta, yakıt alev yaklaştırıldığında, alevin parladığı fakat yanmanın devam etmediği sıcaklık alevlenme noktasıdır. Benzin üzerinde birikmiş olan benzin buharı, bir anda parlar ve yanma devam etmez. Alev alma sıcaklığına kadar ısınmış yakıt, ısıtmaya devam edilirse, belirli bir sıcaklığa erişildiğinde, alev çekildikten sonra da yanma devam eder. Bu noktaya yanma sıcaklığı denilmektedir. Alevlenme sıcaklığı, yağ ve yakıtın alev alma tehlike sınırı açısından çok önemlidir. Yanma sıcaklığı, alevlenme sıcaklığından yaklaşık olarak 30-40 °C daha yüksek olmaktadır.

4.3.5. Kendiliğinden Tutuşma Sıcaklığı

Motor yakıtlarının en önemli özelliklerinden olan bu sıcaklık, yakıtın kendi kendine tutuştuğu noktadır. Kendiliğinden tutuşma sıcaklığının benzinli motorlarda yüksek, dizel motorlarında düşük olması tercih edilmektedir. Normal benzinin tutuşma sıcaklığı 13 °C kendiliğinden yanma sıcaklığı 220 °C dir.

4.3.6. Oktan Sayısı

Oktan sayısı, benzinin kendiliğinden tutuşmaya dayanıklılığının bir göstergesidir. İzo oktan C_8H_{18} 'in oktan sayısı 100, normal heptan C_7H_{16} 'in ise oktan sayısı 0'dır. Benzin içerisindeki izoktan miktarı artıkça oktan sayısı yükselir. Örneğin bir benzin içerisinde % 95 izo oktan, % 5'de normal heptan varsa bu benzinin oktan sayısı 95 olur yani izo oktan miktarı aynı zamanda oktan sayısını da vermektedir. Yüksek oktanlı benzinler, düşük oktanlı benzinlere göre daha yüksek sıkıştırma oranlı motorlarda kullanılırlar.

Benzinin oktan sayısının tespiti, sıkıştırma oranı değiştirile bilen özel test motorları yardımı ile yapılır. Oktan sayısı saptanacak yakıt test motorunun deposuna doldurulur ve motor çalıştırılır. Sıkıştırma oranı değiştirilerek motorda vuruş meydana getirilir. Knockmetre ile vuruş miktarı belirlenir ve motor durdurulur. Depodaki oktan sayısı tayin edilmeye çalışılan yakıt boşaltılır. Bunun yerine değişik oranlarda hazırlanmış olan izo oktan + normal heptan karışımı doldurulur. Motor çalıştırılır. Bir önceki denemeden sıkıştırma oranı sabit kaldığı için aynı miktarda vuruş elde edilinceye kadar farklı karışımlarla denemelere devam edilir. Oktan sayısı saptanacak benzinin vuruşuna eşit vuruşu veren karışım içerisindeki izo oktan yüzdesi o benzinin oktan sayısıdır.

4.3.6.1. Benzinin Oktan Sayısını Yükseltmek İçin Kullanılan Katkılar

Benzinin oktan sayısını artırıcı pek çok katkı maddesi vardır. En çok bilineni kurşun tetra etilidir. En uygun miktar 1 USA galonu (3,7854 litre) benzin içerisine 3 ml kurşun tetra etil katılmasıdır. Ancak çevreye ve motora verdiği zararlardan dolayı artık tercih edilmemektedir. Avrupa da en çok kullanılan oktan sayısı artırıcı madde MTBE (Metil Tersiyer Butil Etilen) dir. MTBE yer altı sularına karışınca sorunlar çıkartmaktadır. Avrupa Birliği ülkeleri uzun vadede vazgeçmeyi planlamaktadırlar.

Kurşunsuz benzine saf benzenden % 10 oranında karıştırılması da oktan sayısını artırmaktadır. Alkol üretimi yüksek olan ülkelerde oktan sayısını yükseltmek için saf alkolden yararlanılmaktadır. Örneğin 67 oktanlı benzine % 20 oranında alkol karıştırıldığında oktan sayısının 78-80 olduğu görülmüştür. En önemli sakıncası pahalı olması ve içerisindeki suyun ayrılarak madeni yüzeylerde korozyon oluşturmaktır. Oktan sayısının artırılmasının en doğru yöntemi, benzinin kompozisyonunu yüksek moleküllü bileşikler açısından zenginleştirmektir.

4.4. LPG'nin Genel Özellikleri

Türk Standartları Enstitüsüne göre, ülkemiz iklim ve kullanım şartlarına göre üretilen LPG yakıtı bileşiminde bulunması gereken ana hidrokarbon oranına göre dört gruba ayrılmıştır. Sınıflandırılması yapılan gazlara ait özellikler Tablo 4.2.'de verilmiştir.

Tablo 4.2 LPG'nin Yaklaşık Özellikleri [66]

Özellikler	Ticari Propan	Ticari Bütan	T.Propan bütankarışımı	Özel Hizmet Propanı
Buhar Basıncı kpa 20 °C 40 °C 45 °C 55 °C	930 1550 1720 2070	103 285 245 452	(1)	950 1550 1720 2070
Uçucu kalıntı: %95'in buharlaştığı sıcaklık	-38,3	2,2	2,2	-38,3
Bütan veya daha ağır molekülü ürün % hacimce	2,5	-	-	2,5
Pentan veya daha ağır molekülü % hacimce	-	2	2	-
Propilen miktarı % hacimce	-	-	-	5
Artık miktarı: 100 ml gazın buharlaşmasıyla, ml	0,05	0,05	0,05	0,05
Sıvı haldeki LPG'nin Suyu göre yoğunluğu 15,6 °C	0,592 (2)	0,582 (2)	Min: 0,547 Max:0,573	0.509 (3)
Sıvı haldeki LPG'nin 1 m ³ nün kütlesi 15,6 °C	509	582	-	509 (3)
Gaz haldeki LPG'nin hava göre yoğunluğu 15,6 °C	1,52 (2)	2,02 (2)	-	1,52
Tutuşma sıcaklığı (Havada) °C	493-549	482-538	-	493-549
Buharlaşmadan sonraki ısıtma değeri: kJ/m ³ a) Gaz fazında b) Sıvı fazında	93470 (2) 50020 (2) 25430 (2)	121280 (2) 49140 (2) 28100 (2)	- - -	93470 (3) 50020 (3) 25430 (3)
Bakır üzerindeki korozyon etkisi	No: 1	No: 1	No: 1	No: 1
Kükürt mg/m ³	185	140	140	123
Rutubet miktarı	Bulunmamalı	Bulunmamalı	Bulunmamalı	Bulunmamalı
Serbest su miktarı	Bulunmamalı	Bulunmamalı	Bulunmamalı	Bulunmamalı
(1) Ticari propan – bütan karışımının buhar basıncı 1430 kpa'ı geçmemelidir. (2) Tolerans ± 5 dir. (3) Tolerans ± 5 dir.				

4.4.1. Ticari Propan

Esas olan propan ve propilenden meydana gelen fiziki metotlarla sıvılaştırılabilen gaz karışımıdır. Uçuculuğu yüksek olan bir hidrokarbondur. Soğuk iklimli bölgelerde daha homojen bir karışım oluşturur. Evlerde, ticari ve endüstriyel amaçlı yerlerde kullanılan ticari propan, kütlece % 95 saflıktadır.

4.4.2. Ticari Bütan

Esas olarak bütan ve bütilenden meydana gelen fiziki metotlarla sıvılaştırılabilen gaz karışımıdır. Uçuculuğu düşük olan bir hidrokarbondur. Ilıman iklimli bölgelerde yakıt olarak kullanılan ticari bütan kütlece % 95 saflıktadır (TSE 1991).

4.4.3. Ticari Propan – Bütan Karışımı

Ticari propan – bütan karışımının uçuculuğu orta seviyededir. Karışım oranları geniş aralıklarda olabileceğinden belirli ihtiyaçları karşılayabilecek özellikte yakıt elde edilmesi mümkündür. Bu karışım evlerde, ticari ve endüstriyel amaçlı kullanımlarda geniş bir alanda uygulanır. Türkiye’de TÜPRAŞ rafineri işletmelerinde LPG ürünü % 30 propan % 70 bütan olarak üretilmekte, ancak propan artırıcı yönde iyileştirme çalışmaları yapılmaktadır (TSE 1991).

4.4.4. Özel Hizmet Propanı

Propandan meydana gelen, içten yanmalı motorlarda vuruntusuz çalışmayı sağlayan hidrokarbondur. Kütlece % 98 saflıktadır. Orta süratte ve vuruntusuz çalışması gereken içten yanmalı motorlar için elde edilen özel sıvılaştırılmış bir petrol gazıdır (TSE 1991).

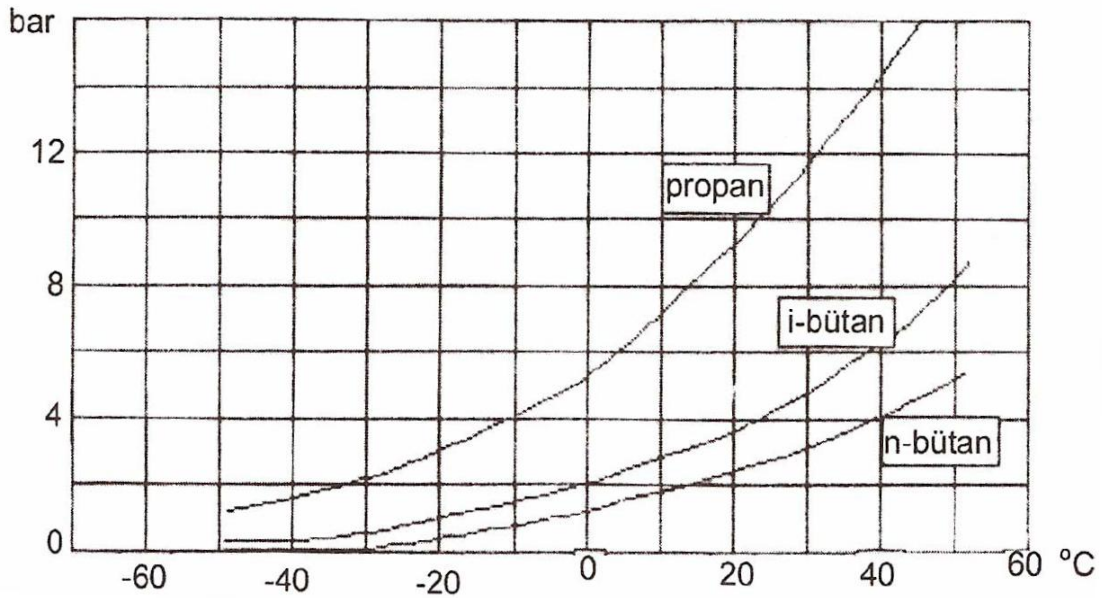
4.4.5. LPG’nin Özellikleri

- ❖ Havadan ağırdır. Bu sebepten dolayı zemine çökerek yayılma ve havasızlıktan boğulmaya sebep olur.
- ❖ Renksiz ve kokusuzdur.

- ❖ Parlayıcı ve patlayıcıdır.
- ❖ Benzine göre buhar basıncı yüksektir.
- ❖ % 100 temiz yanar. Kurum bırakmaz.
- ❖ Sıvı haldeki LPG, deri temasında soğuk yanmaya sebep olur.
- ❖ Bileşiminde asgari miktarda kükürt ihtiva eder. (20 – 100 mg/m³)
- ❖ Silindir içinde daha homojen bir yakıt - hava karışımı sağlar.
- ❖ Atmosferik basınçta propan – 43°C, bütan 0°C sıcaklıkta sıvı fazına geçer.
- ❖ LPG'nin kısa sürede ve düşük oranda solunması, insanlarda zehirlenme belirtisi göstermez [66].

4.4.6. Buhar Basıncı Eğrisi

Bütan ve propanın belirleyici özelliklerinden biri de buhar basıncıdır. Yani, sıvının kapalı hacimdeki buhar ile dengede olduğu basınçtır. LPG Şekil 4.2.'de görüldüğü gibi, buhar basınç eğrisi altındaki şartlarda (basınç, sıcaklık) gaz halindedir. Bu eğrinin üzerindeki şartlarda sıvı haldedir [67].



Şekil 4.2 Propan, Normal Bütan ve İzobütan'ın Sıcaklığa Bağımlı Buharlaşma Basıncı Değişimi [68]

Buhar basınç eğrisine göre bütanın 0 °C'deki buhar basıncı 0,0005 bar ve 15 °C'de 0,8 bar; propanın aynı derecelerdeki buhar basıncı sırasıyla 4 bar ve 6,5 bar'dır. Bu nedenle propan ve bütan karışımının oranlarının değişmesi basınç üzerinde belirgin farklılıklara neden olur. Isı arttıkça basınç artar ve LPG'nin sıvı halindeki hacminde büyük değişikliklere neden olur. Basınç çok artarsa içinde bulunduğu tankın patlamasına neden olur. Tank hiçbir zaman LPG ile tam doldurulmamalıdır [69].

Propan ve bütan arasındaki diğer ayırıcı özellik ise kaynama noktasıdır. Propanın 43 °C'de gaz faza geçmesi durup, sıvı fazda kalırken, bu olay bütanda 0 °C'dir. Özellikle soğuk havalarda daha yüksek oranlarda propan gerektiren karışımların gereksinimini ortaya çıkarır. Böylece gaz fazına dönüşüm kolaylaşır.

4.4.7. LPG'nin Isıl Değeri

Muhtelif gazların ısı değerleri karşılaştırıldığında propan ve bütanın ısı değeri gaz yakıtlardan oldukça yüksektir. Bu özelliğinden dolayı propan ve bütana yüksek kalorili gazlar denir. Tablo 4.3'de çeşitli gazlara ait ısı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.3 Bazı gazların alt ısı değerleri

Yakıt Cinsi	Alt Isıl değeri (Kcal/Nm ³)
Hidrojen	2839
Havagazı	4717
Doğalgaz	9790
Asetilen	13127
Propan	22447
Bütan	29089

4.4.8. Buharlaşma Gizli Isısı

Buharlaşma gizli ısısı 1 kg yakıtı sıvı durumdan buhar durumuna geçirmek için gerekli olan ısıyı ifade eder. LPG yakıtını oluşturan gazların buharlaşma gizli ısıları Tablo 4.4.'de görüldüğü gibi yüksektir. İçten yanmalı motorlarda LPG'nin gerekli olan buharlaşma gizli

ısı, motor soğutma suyunun regülatörden geçen sıvısı, LPG'nin etrafında dolaştırılmasıyla temin edilir.

Tablo 4.4 Propan ve bütanın buharlaşma gizli ısıları [70].

Sıvı LPG sıcaklığı (°C)	Buharlaşma gizli ısı (kJ/kg)	
	Propan	Bütan
-28,9	410,8	-
-17,8	399	-
-12,2	392	-
-6,7	385,1	389,8
1,7	373,4	382,6
7,2	-	378

5.4.9. Kaynama Noktası

Bir sıvının kaynama noktası, sıvının üzerinde 1,013 bar mutlak, yani atmosfer basıncı mevcut olduğu zaman, kaynama olayının meydana geldiği sıcaklıktır. Yakıt deposunun içinde tamamen propan bulunursa, propan depo çevresindeki atmosfer sıcaklığı etkisiyle + 21 0C'ye kadar ısınır. Sıvının üstündeki buhar basıncı 7,41 bar olur. Bu durumda depo sıcaklığı artırılırsa içindeki propanın buhar basıncı fazlalaşır ve kaynama noktası yükselir. Eğer sıcaklık azaltılacak olursa, örneğin – 34,4°C'de buhar basıncı 0,34 – 0,41 bar arasında olur [70].

Propan ve bütanın kullanım alanları ile ilgili coğrafi dağılışı, en kesin rol oynayan fiziki faktör kaynama noktaları arasındaki farktır. Bütanın kaynama noktası (0 °C), propana (-43°C) göre yüksek olduğu için sıcak iklimlerde kullanılır veya karışım içindeki oranı arttırılır.

Farklı karışımlardan meydana gelen yakıt kullanıldığı zaman, kaynama noktası düşük olan diğerinden daha çabuk buharlaşır ve karışım içindeki oranları önemli ölçüde değişir.

4.4.10. LPG'nin Vuruntuya Karşı Mukavemeti

LPG'nin vuruntuya karşı direnci karışımdaki propan ve bütan miktarına bağlı olarak oktan sayısı değişmektedir. Ancak gerek propanın gerekse bütanın oktan sayısı benzinden yüksek olduğu için LPG'nin oktan sayısı daha yüksektir. Bu nedenle alternatif yakıt olarak kullanıldığında motorun sıkıştırma oranı değişmediğinden vuruntusuz olarak çalışır.

4.4.11. LPG'nin Yoğunluğu

LPG'nin sıvı olarak yoğunluğu, propan 0,508 kg / m³ normal bütan için 0,584 kg / m³ olduğuna göre her ikisi de sudan hafiftir. Depoların maksimum doldurma oranını tayin edebilmek için sıvının yoğunluğu dikkate alınır. LPG'nin gaz olarak yoğunluğu, yakıtı meydana getiren karışım oranlarının değerine ve gazın sıcaklığına göre farklılık gösterebilir. Depolama tanklarının oranına dikkat etmek gerekir. Çünkü karışım içindeki oranlar LPG yakıtının yoğunluğunu belirler [71].

4.4.12. LPG'nin Oktan Sayısı

Benzinin oktan sayısı düşüktür. İçerisine çeşitli metotlarla katılan katkı maddeleriyle (kurşun tetraetil, aromatikler) oktan sayısı yükseltilir. LPG'nin ise oktan sayısı yüksektir. Bundan dolayı LPG, yüksek sıkıştırma oranlı motorlarda kullanımıyla motor gücünü artırır. LPG yakıtını meydana getiren propan, bütan ve diğer gazların karışım içindeki oranları LPG'nin oktan sayısını belirler [72].

4.4.13. LPG'nin Çevreye Etkisi ve Egzoz Emisyonları

Motorlu taşıtlardan kaynaklanan kirleticilerin en önemlileri; NO_x, CO, HC, S (Kükürt), Pb (Kurşun) ve partiküller olarak sıralanabilir. Çevre ve insan sağlığına zararlı olan bu kirleticiler, egzoz gazlarının hacimsel olarak % 1'ini oluşturmakta olup, motorun çalışma şartlarına bağlı olarak değişik davranışlar göstermektedir. Ülkemizde yapılan çalışmalarda, Ankara ili için egzoz gazlarının hava kirliliğindeki etkisi partikül emisyonlarında % 42, HC emisyonlarında % 86, NO_x emisyonlarında % 73, CO emisyonlarında % 87 ve toplam hava kirliliğinde % 74 olarak belirlenmiştir [73].

Dünyanın en önemli sorunlarından birisi, artan hava kirliliği ve sera etkisinden kaynaklanan küresel ısınmanın önlenmesidir. Bunun için teknolojik önlemler alınırken, otomotiv sanayiye de alternatif yakıtlar üzerinde büyük araştırmalar yapılmaktadır.

LPG, hem benzin hemde motorine göre daha temiz bir yakıttır. İçinde kükürt, kurşun bileşiği, aromatik hidrokarbonlar ve polimer yoktur. Karbon birikintisi oluşturmamaktadır. Diğer kirleticiler de önemli ölçüde azalmaktadır.

4.4.14. LPG nin Fiziksel Özellikleri

Türkiye’de kullanılan ve %30 Propan ile %70 Bütan karışımından meydana gelen LPG’nin fiziksel özellikleri Tablo 4.5’deki gibidir.

Tablo 4.5 LPG’nin fiziksel özellikleri

Fiziksel Özellik	Sayısal Değer/Birim
Özgül Ağırlık (Likit halde)	0.560 kg/dm ³
Özgül Ağırlık (Gaz halinde)	1.860 kg/dm ³
Kaynama Noktası	13 °C
Gaz Hacminin Sıvı Hacme Oranı	250
En Düşük Tutuşma Limiti (Havada)	% 2
En Büyük Tutuşma Limiti (Havada)	% 8.70
Yanma İçin Gerekli Hava Miktarı	28.80 m ³ /m ³
Yanma İçin Gerekli Hava Miktarı	15,7 kg/kg
Yanma İçin Gerekli Hava Miktarı	12 m ³ /kg
Buharlaştırma Isısı (15 °C’ de)	85 Cal/kg
Buhar Basıncı (15 °C’ de)	3 Bar
Alt Isıl Değeri	10900 Kcal/kg

LPG’nin fiziksel özellikleri incelendiğinde, gaz haldeki LPG havadan daha ağır olduğu için LPG kaçaqları aşağı doğru çöker. Sıvı haldeki LPG ise sudan daha hafiftir ve bu nedenle tankların dibinde su birikimlerine rastlanabilir. Sıvı haldeki LPG kaçağı; aynı hacimdeki gaza göre daha büyük bir madde akışına neden olduğundan, gaz halindeki bir kaçaktan çok daha tehlikelidir. Bir hacim sıvı LPG, yaklaşık olarak kendisinin 250 katı hacimde gaz LPG oluşturur.

LPG gres, yağlar ve boya gibi maddeleri eritir. Doğal kauçukta şişmelere neden olur. Yaygın olarak kullanılan metallerde ise korozyona yol açmaz. Bu nedenlerle LPG taşıyıcı hortumları sentetik kauçuk ve bakır, ayrıca tank üretiminde ise çelik kullanılır. Propan ve bütan; hava ile % 2 ila % 8,7 oranlarındaki LPG karışımı, kapalı ortamlarda yanıcı ve patlayıcı bir karışım oluşturur. Söz konusu yanma aralığı diğer gazlara göre daha düşüktür. Bu özelliği ise LPG'nin önemli avantajlarından bir tanesidir.

5.LPG’NİN BENZİNLİ MOTORLARDA KULLANIMI

LPG (Likit Petroleum Gas) Sıvılaştırılmış Petrol Gazı anlamına gelir. LPG hidrokarbon olup, temel olarak propan ve bütan karışımıdır. LPG petrolün işlenmesinden, ya da petrol yataklarında karışmış biçimde bulunan petrol veya CNG’den ayrıştırılarak elde edilir. Ticari şekliyle Bütanın kimyasal formülü C_4H_{10} , Propanın ise C_3H_8 ’dir. Türkiye’de %30 propan ve %70 bütandan oluşan LPG kullanılmaktadır.

5.1 Otomotiv Sektöründe LPG’nin Kullanımı

LPG yüksek kaliteli bir enerji kaynağıdır; ısınmada, endüstride, tarımda ve bunlar ile ilişkili alanlarda olduğu kadar, otomotiv sektöründe de yaygın olarak kullanılmaktadır. LPG benzine karşı uygun bir alternatiftir.

Tablo 5.1 LPG ve benzinin karşılaştırılması

Özellikler	Propan	Bütan	Benzin
15 C Volümik Kütle (kg/dm^3)	0,508	0,584	0,73-0,78
37,8 C’de Buhar Basıncı (Bar)	12,1	2,6	0,5-0,9
Kaynama Sıcaklığı	-42	-0,5	30-225
RON	111	103	96-98
MON	97	89	85-87
Alt Kalorifik Güç (Mj/kg)	46,1	45,46	44,03
Stokiyometrik Oran	15,8	15,6	14,7

Tablo 5.1’de benzin ve LPG’nin özellikleri incelendiğinde benzinin kaynama noktası ortam sıcaklığının üzerinde olduğu için daha geç buharlaşacağı ve dolayısı ile karışım oluşturulması LPG’ye göre daha zor olacağı söylenebilir. R.O.N. (Araştırma Oktan Sayısı) ve M.O.N. (Motor Oktan Sayısı) değerlerine bakılacak olursa vuruntu meyilinin azalmasında önemli bir etken olan oktan sayısı kıyaslandığında benzinin düşük kaldığı görülmektedir. Buna bağlı olarak LPG’nin benzine göre vuruntu oluşumuna daha mukavim olduğu söylenebilir.

Ülkemizde LPG'nin taşıtlarda yakıt olarak kullanımı ile ilgili Sanayi Bakanlığınca 29/6/1995 tarih ve 22328 sayılı Resmi Gazetede yayınlanan bir yönetmelik ile araçlarda alternatif yakıt olarak LPG kullanımına izin verilmiştir. Bu yönetmelikten sonra, 28/5/1996 tarih ve 22649 sayılı Resmi Gazete' de söz konusu yönetmeliğin "Uygulama Usul ve Esaslarını" belirleyen bir tebliğ yayınlanmıştır. Bu tebliğ, günün ihtiyaçlarına uygun olarak 28/11/1998 tarih ve 23184 sayılı Resmi Gazete' de yayınlanan bir tebliğ ile yeniden düzenlemiş ve dönüşüm yapan firmaların TSE (Türk Standartları Enstitüsünden) "Hizmet Yeterlik Belgesi" almaları koşulu getirilmiştir. Ayrıca, TSE tarafından konuyla ilgili standartlarda hazırlanarak mecburi olarak yürürlüğe konmak üzere Sanayi Bakanlığı onayına sunulmuştur. TSE tarafından konuyla ilgili yayınlanmış olan standartlar şunlardır;

- ❖ TS 11939- LPG-İkmal İstasyonu-Karayolu Taşıtları İçin-Emniyet Kuralları
- ❖ TS 12095- Motorlu Taşıtlar-Yanma Sistemleri-LPG Kullanılan-Donanımlar (Bölüm1)
- ❖ TS 12305- MotorluTaşıtlar-Yakıt Sistemleri-LPG Kullanılan-Yerleştirilmesi (Bölüm2)

Sanayi Bakanlığı 2004 yılında almış olduğu bir kararla, LPG dönüşümü yapan firmalara "İmalat Yeterlik Belgesi" verilmesi yetkisini TSE'ne devretmiştir. TSE İmalat Yeterlik Belgesi alacak firmaların sözleşmeli mühendisleri tarafından hazırlanacak proje ve teknik belgeler ile araçların trafiğe kayıt ve tescili için gerekli evrakların onaylanması işlemlerinin de yerine getirmektedir [74].

5.2. LPG Dönüşüm Sistemleri

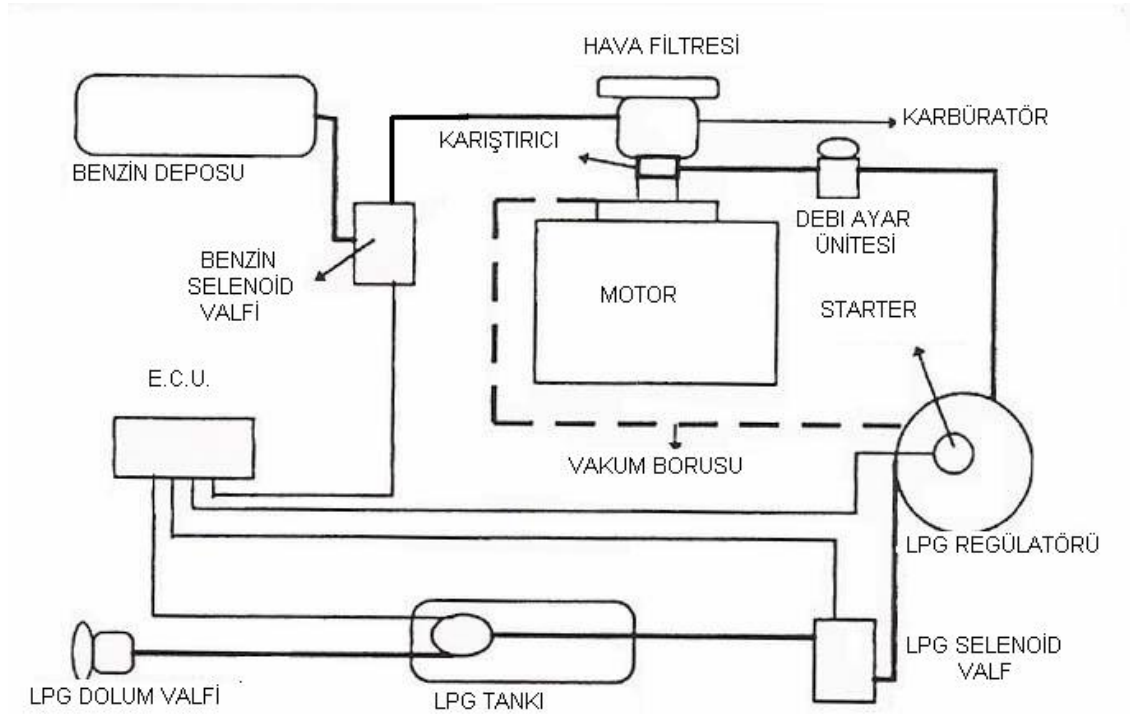
Benzinli motorların LPG sistemine dönüşümü bazı özel parçaların sisteme ilave edilmesiyle gerçekleştirilir. Aracın mevcut yakıt ve ateşleme sistemi aynen muhafaza edilir. Teknolojinin gelişimi ile birlikte benzinli motorlarda kullanılan LPG dönüşüm sistemleri, performans değerlerini iyileştirilmesi, yakıt tüketimin azaltılması ve egzoz emisyon değerlerinin güncel sınırların içerisinde kalabilmesi için sürekli yenilenmektedir. Sistemdeki gelişmeleri aşağıdaki gibi sınıflandırabiliriz.

1. Birinci kuşak basit karıştırıcı sistemler
2. İkinci kuşak elektronik kontrollü sistemler
3. Üçüncü kuşak LPG püskürtmeli sistemler
4. Dördüncü kuşak sıralı sistem LPG püskürtmeli sistemler

5.2.1. Birinci Kuşak Basit Karıştırıcı Sistemler

Birinci nesil LPG dönüşüm sistemleri en basit olan sistemlerdir. Şekil 5.1’de görüldüğü gibi sistem; yakıt deposu, LPG selenoid valf, LPG regülatörü, vakum borusu, debi ayar ünitesi ve karıştırıcıdan oluşmaktadır. Yakıt deposundan sıvı halde çıkan yakıt, regülatör ve buharlaştırıcı yardımıyla emme manifoldunda yer alan gaz karıştırıcıya gönderilerek hava ile karıştırıldıktan sonra silindirlere yollanmaktadır. Bu sistem karbüratörlü motorların dönüşümünde kullanılmaktadır. Birinci nesil LPG sistemleri regülatörün diyaframı ayarlamak için aldığı sinyale göre vakumlu veya elektronik olarak ikiye ayrılmaktadır.

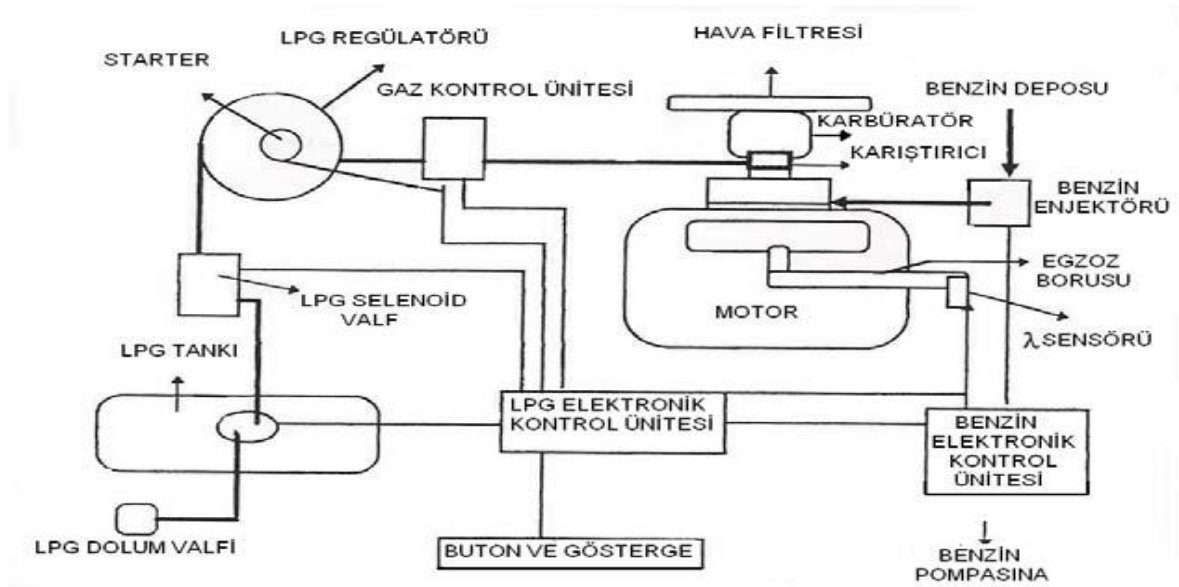
Sistemde rölanti, kısmi yük ve tam yük için ayar vidaları bulunmaktadır. Bu sistemin, yetersiz sürüş performansı ve karışımın fakire ayarlanması durumunda geri tepme eğilimi vardır. Sürüş performansını iyileştirmek ve geri tepme eğilimini azaltmak üzere karışım zenginleştirildiğinde ise, emisyonlar ve LPG tüketimi artmakta, gaz kullanımının avantajları azalmaktadır [75].



Şekil 5.1 Birinci kuşak basit karıştırıcı sistem [75].

5.2.2. İkinci Kuşak Elektronik Kontrollü Sistemler

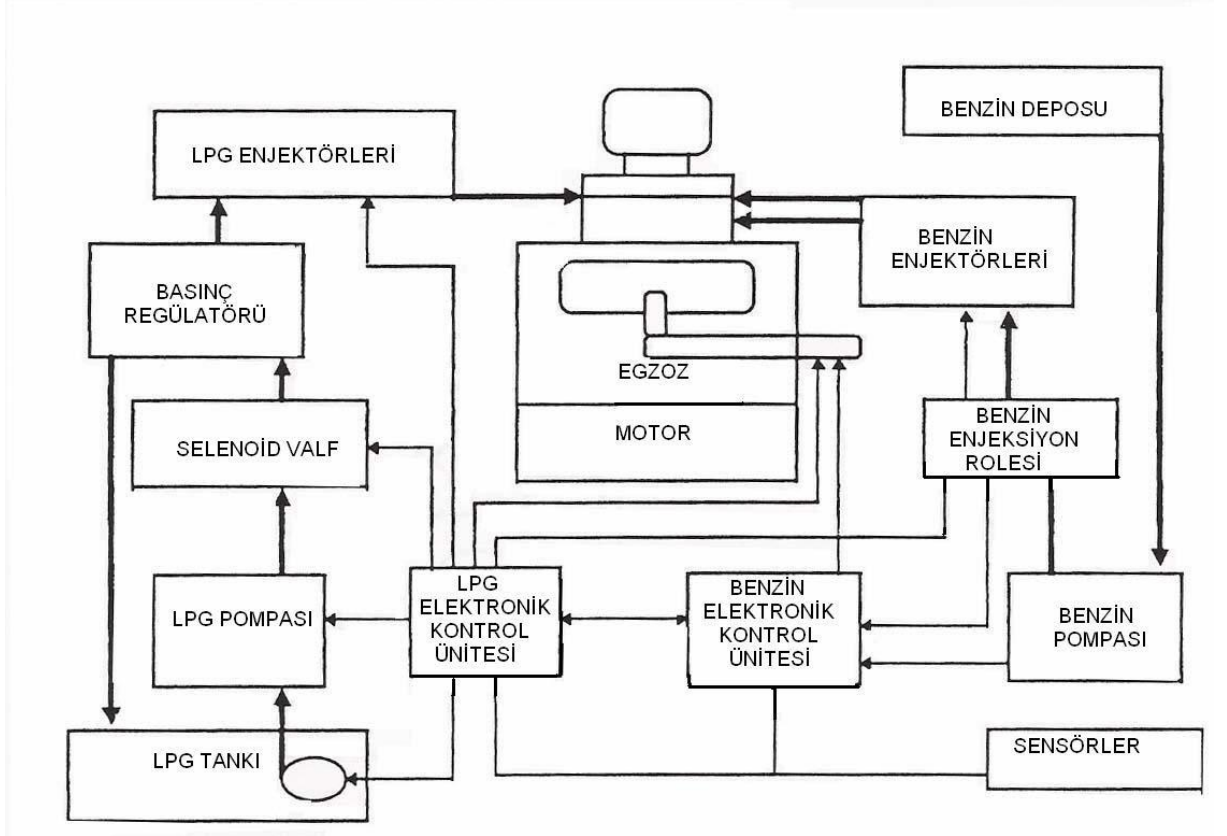
İkinci nesil LPG dönüşüm sistemleri şekil 5.2’de görüldüğü gibi sistem LPG tankı, LPG selenoid valfi, starter, LPG regülatörü, karıştırıcı, gaz kontrol ünitesi, oksijen sensörü, LPG elektronik kontrol ünitesi ve gösterge den oluşmaktadır. İkinci nesil LPG dönüşüm sistemlerinde oksijen sensörü tarafından egzoz gazı içinde bulunan oksijen miktarı ölçülerek, elektronik kontrol ünitesi yardımıyla yakıt miktarı regülatörde uygun şekilde düzeltilmektedir. Böylece hava fazlalık katsayısı stokiometrik değerde tutabilmekte ve egzoz sisteminde katalitik konvertör yardımıyla düşürülen emisyon şartları sağlanabilmektedir [76].



Şekil 5.2 İkinci kuşak elektronik kontrollü sistemler

5.2.3. Üçüncü Kuşak LPG Püskürtmeli Sistemler

Üçüncü nesil elektronik kontrollü sistemler Şekil 5.3’de görüldüğü gibi LPG tankı, LPG pompası, selenoid valf, basınç regülatörü, LPG enjektörleri, sensörler ve LPG elektronik kontrol ünitesinden oluşmaktadır. Birinci ve ikinci nesil sistemlere göre daha karışık sistemlerdir. Motorun ilk çalıştırılması benzin enjeksiyonu ile yapılır, daha sonra motor devri 2000 dak⁻¹ ye ulaştığında sistem otomatik olarak LPG enjeksiyonlu çalışmaya geçer. Çok yeni model araçlara takılmaları halinde yine de geri tepme riski bulunmaktadır [77].



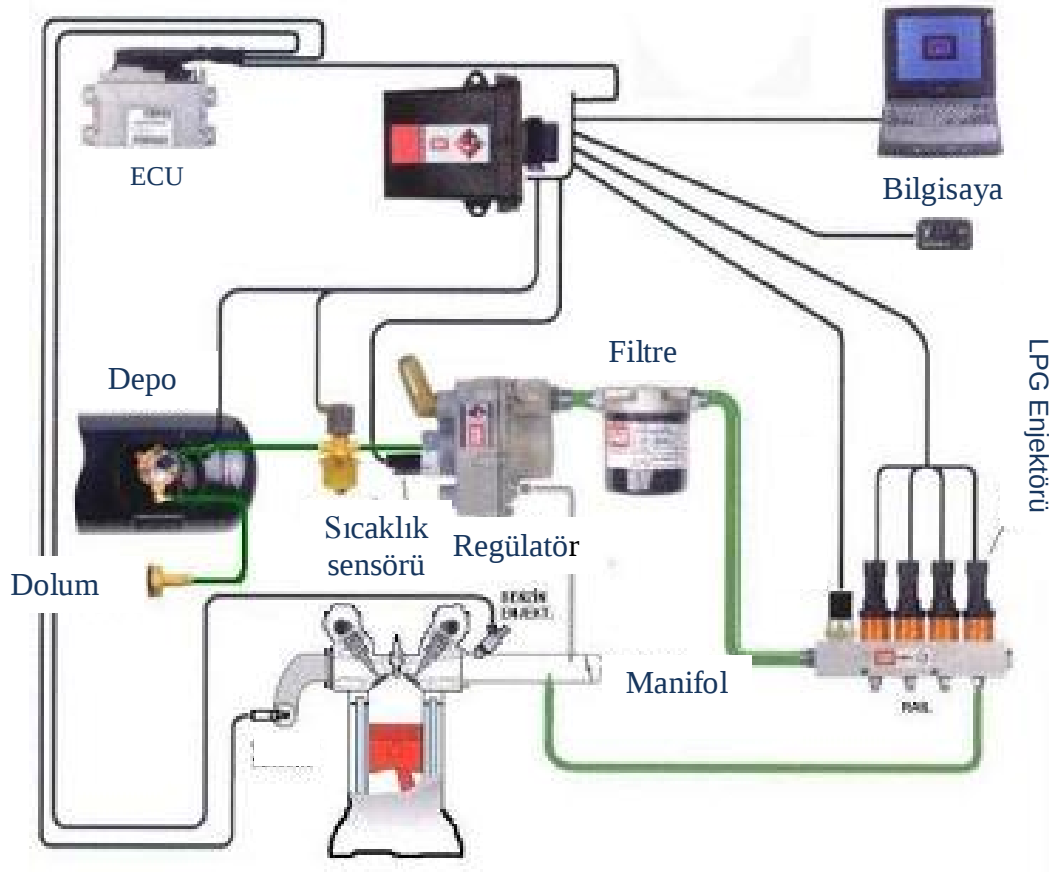
Şekil 5.3 Üçüncü kuşak LPG püskürtmeli sistemler [77].

5.2.4. Dördüncü Kuşak Sıralı Sistem LPG Püskürtmeli Sistemler

Şekil 5.4’de LPG dönüşümü yapılmış bir morta eklenmiş olan dördüncü kuşak sıralı tip LPG püskürtmeli sisteminin şematik görünümü verilmiştir. Bu sistemlere sıralı tip LPG dönüşüm sistemi adı verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi sistem: LPG dolum başlığı, LPG tankı, multivalf, LPG valfi, ECU (Elektronik Kontrol Ünitesi), regülatör, regülatör sıcaklık sensörü, filtre, gaz basınç ve sıcaklık sensörü, LPG enjektörleri, yakıt manifoldu (rail), bakır borular, kablo setleri ve geçiş anahtarından oluşmaktadır.

LPG dönüşüm kiti tasarımı yapılırken sistemin çalışma güvenliği yüksek seviyede tutulmuştur. Aracın bagajına yerleştirilen tank üzerine bağlanan multivalfin gaz giriş ve çıkışlarında, aşırı bir akış durumunda kendiliğinden kapanan aşırı akım vanaları vardır. Buharlaştırıcı-Regülatör üzerinde bir elektrovaf vardır. Elektrovaf, motorun ateşleme sisteminden aldığı komutla açılır veya kapanır. Kontak açılır fakat motor çalışmazsa, bu valfler 5 saniye içerisinde elektronik sistemden aldığı komutla otomatik olarak kapanır. Bu durumda motorun yeniden çalıştırılabilmesi, kontağın kapatılıp açılması gerekir. Ayrıca

kullanım emniyeti için, aracın kontağı kapatılıp motor stop edildiğinde, bu valfler otomatik olarak kapanmaktadır.



Şekil 5.4. Sıralı sistem LPG dönüşüm prensibi

LPG dönüşümü yapılmış bir motorun ihtiyacı olan gaz, özel tasarlanarak imal edilmiş LPG tankından, kalın etli ve mekanik tesirlere karşı izoleli bir bakır boru ile motor bölümüne sıvı halde iletilir. Öncelikle LPG elektrovalfine oradan da buharlaştırıcı regülatöre ulaşır. Buharlaştırıcı regülatör, sıvı haldeki LPG'yi motorun soğutma suyu devresinden aldığı ısı ile gaz haline çevirmektedir. LPG, buharlaştırıcı regülatör çıkışında 1200-1500 milibar basınca sahiptir. Motor devrine göre ihtiyaç duyulan LPG miktarı, emme manifoldunda oluşan vakuma bağlı olarak buharlaştırıcı regülatör'de bulunan bir meme, diyafram, yay kombinasyonu ile otomatik olarak ayarlanmaktadır. Buharlaştırıcı regülatörden çıkan LPG, esnek bir hortumla gaz filtresine, oradanda üzerinde gaz enjektörlerinin sıralandığı ortak yakıt manifolduna gelir. Enjektörlerin püskürtme zamanını ve her bir silindir için püskürtülecek gaz miktarını Gaz Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU)

belirler. ECU gerek kendi sistemine ait sensörlerden aldığı sinyaller gerekse benzin püskürtme sistemine ait sensörlerden aldığı sinyaller doğrultusunda bir tespit yaparak enjektörlere püskürtme sinyali gönderir. Böylelikle emme supabının açık olduğu anda gaz, emme supabının arkasına püskürtülür. Bu işlem her bir silindir için ayrı ayrı yapılmaktadır.

Sıralı sistemleri, klasik dönüşüm sistemlerinden ayıran en önemli parçalar; Benzinli araçlarda kullanılan ECU benzeri bir kontrol ünitesi, LPG buharlaştırıcı/regülatör, Gaz Enjektörleri, Enjektörlerin sıralandığı bir kollektör ve özel kablo gruplarıdır.

Eski nesil sistemlerde kullanılan ve motorun hava girişinde engel teşkil eden mikser sıralı sistemlerde olmadığından aşağıdaki avantajlar elde edilmektedir:

- ❖ Benzinle çalışırken mikserin neden olduğu performans kaybı yaşanmamaktadır.
- ❖ Motor LPG ile çalışırken benzine yakın performans sağlanmaktadır.
- ❖ Motorun hava girişindeki mikser montajının yarattığı olumsuzluklar ortadan kalkmaktadır.
- ❖ Gaz enjektörleri her silindir için emme supaplarının yakınına monte edildiğinden ve püskürtme emme valfinin açık olduğu bir sırada hassasiyetle gerçekleştirildiğinden çok noktalı (multipoint) enjeksiyon sistemlerinde görülen “back fire” manifold içerisinde tutuşma riski hiçbir zaman oluşmamaktadır.
- ❖ Yukarıdaki avantajlara ilave olarak;
- ❖ Benzin enjektörlerinin uyutulması için ilave emülatörlere ihtiyaç duyulmamakta, bu görev sıralı LPG sisteminin ECU’su tarafından yerine getirilmektedir.
- ❖ Benzin ECU’sunda hiçbir zaman hata kodları oluşmamaktadır.
- ❖ Eski nesil dönüşüm sistemlerinde OBD’li araçlara takılan “MEMORY” cihazına ihtiyaç duyulmamaktadır.
- ❖ Benzin ECU’sunun fonksiyonları araç gazla çalışırken aynen devam etmekte ve araçla ilgili tüm sensörler devrede kalmaktadır.

6. BENZİNLİ MOTORLARDA DOLGU SİSTEMLERİ

Benzinli motorlarda hazırlanan karışımın silindir içerisine alınması iki şekilde olur. Bunlar homojen dolgulu ve kademeli dolgulu diye adlandırılırlar.

6.1. Homojen Dolgulu Benzinli Motorlar

Geçmişten günümüze kadar üretilmiş olan motorların büyük çoğunluğunu homojen dolgulu motorlar oluşturmaktadır. Homojen dolgulu motorlarda karışım hazırlanırken hava ve yakıtın stokiyometrik olması gerekmektedir. Bu sebeple homojen dolgu sistemi için en uygun hava yakıt karışımı hazırlama sistemi çok noktalı püskürtmeli sistemlerdir. Çok noktalı püskürtme işleminde püskürtme emme supabının arkasına olmalı ve karışım hassasiyeti için yakıt çok ince parçacıklar halinde püskürtülmelidir. Püskürtme süresi motorun devrine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Yüksek devirlerde emme süresi kısaldığı için püskürme işlemi emme supabı kapalı iken başlayıp supap açık kaldığı müddetçe devam etmektedir. Bu şekilde buharlaşma silindir içerisinde olduğundan dolayı hava ile yakıtın karışımı manifolda yakıtın buharlaşarak karışım hazırlanmasından daha homojen olur. Homojen dolgulu motorlarda karışımın hazırlanması ve bu karışımın silindir içerisine uygun şartlarda alınması için son teknolojik gelişmeler kullanılmasına rağmen sistemin bir takım eksiklikleri bulunmaktadır. Bu sıkıntıların ortadan kaldırılması amacı ile homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlar üzerinde çalışmalar başlamıştır. Geleneksel buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların ortak avantajlarını barındırmaktadır. HCCI motorlar, klasik bir buji ateşlemeli (SI) motor ile kıyaslandığında yakıt ekonomisinde %15 ila %20 iyileşme ve NOx emisyonlarında düşüş sağlamaktadır. En temel şekliyle HCCI motorlarında yanma, bir alev cephesi oluşturulmadan (oluşmadan) homojen yakıt/hava karışımlarının kontrol altında tutulmasına (Etkin Değişken Supap Zamanlaması olarak nitelendirilen FVVT vasıtasıyla) bağlı olarak kendi kendine tutuşması şeklinde tanımlanmaktadır. Enerji açığa çıkış hızını uygun seviyelerde kontrol için motor yüksek seviyede seyreltik çalıştırılmak zorundadır. Dolgu seyreltiminin büyük miktarları aynı zamanda yanmış gazın pik sıcaklığını azaltır. Bu durum sırasıyla kapalı-çevrim ısı kayıplarının azalmasına ve indike ısı verimin artışına neden olur ki bir dizel motorun sahip olduğu değerlere yaklaşmaktadır. Bununla birlikte bir dizel motordan farklı olarak HCCI yanma prosesi, karışımın her tarafında aşağı yukarı homojen bir şekilde gerçekleşmektedir.

Hiçbir şekilde zengin (zengin karışimli) difüzyon yanması gerçekleşmediği için partikül emisyonları sıfır seviyesi civarındadır. NO_x emisyonlarında ki azalma, azalan yanmış gaz sıcaklıklarından kaynaklanır ve NO_x emisyon seviyeleri kademeli dolgulu SI veya dizel motorların emisyon seviyelerinin tamamen altındadır. Gerçekten bir HCCI motoru, bir dizel motoru ile kıyaslanabilir yakıt ekonomisi potansiyeline sahiptir. Aynı zamanda HCCI motoru, klasik bir SI motorunun egzoz gazı içerisinde bulunan NO_x emisyonlarıyla hemen hemen aynı NO_x emisyonlarını üretmektedir.

HCCI yanmasının potansiyel yararları çokken bu yanma modu, yüksek hidrokarbon ve CO emisyonları, dar bir çalışma rejimi ve yanma fazının kontrol zorluğu şeklinde bir problem serisi ortaya çıkarır. Bütün homojen dolgulu yanma sistemlerinde silindir içindeki yakıtın önemli bir kısmı, sıkıştırma stroku sırasında yarıklarda birikir ve yanma olayından kurtulur. Bununla birlikte geleneksel SI motorlarından farklı olarak yanmış gaz sıcaklıkları çok düşüktür. Yanmış gaz sıcaklıkları genişleme stroku sırasında silindire tekrar giren yanmamış yakıtın çoğunu tüketemeyecek kadar düşüktür. Bu durum klasik SI motorlara göre hem hidrokarbon hem de CO emisyonlarındaki önemli bir artışla sonuçlanır. Ayrıca düşük yüklerde yanmış gazın maksimum sıcaklıkları CO'dan CO₂ oksidasyonunun tamamlanabilmesi için çok düşüktür (1500 K'den daha düşük) ve yanma verimi çok hızlı bir şekilde bozulur.

Yanma verimindeki bu kayıp tutuşma zorluklarıyla birleştiğinde en düşük yüklerde HCCI yanmasının tesirliliğini sınırlar [78]. Daha ağır yüklerde motora emilen arttırılmış hava akışı silindir içindeki art gazların yerini alır ve yanma hızını azaltmak için yetersiz dolgu seyreltimi söz konusudur. Daha ağır yüklerde basınç artış hızları çok büyük olmaktadır ki motor gürültüsü önemli derecede artar ve kontrol edilmemiş olarak bırakılırsa motor hasar görebilir [79]. Sonuç olarak binek taşıt uygulaması için herhangi pratik HCCI motoru doğal olarak çok modlu motor gibi çalışacaktır. Çalışma rejiminin ortalarında motor HCCI yanmasını kullanacak ve daha ağır ve düşük yüklerde motor klasik SI veya dizel yanmasından birine geçecektir. Belki de en uğraştırıcı konu motorun yük ve hız aralığı boyunca yanma fazının kontrol edilmesidir. Kendi kendine tutuşma zamanlaması sıkıştırma prosesi sırasında dolgunun basınç-sıcaklık-bileşim kompozisyonuyla kontrol edilir. Bu nedenle, optimum kendi kendine tutuşma zamanlamasını elde etmek üzere emme supabı kapandığındaki sıcaklığın ve karışım bileşiminin tam kontrolü gerekir. Kısa süreli motor çalışması sırasında gerekli seviyede kontrolü sağlamak zordur ve geleneksel SI yanmasından farklı olarak direkt yanmayı

başlatan hiçbir araç yoktur. Bu da şu demektir; emme supabı kapandığında eğer dolgunun ısı koşulları ve bileşimi doğru değilse ateş almamayı önlemek üzere hiçbir kolayca işe yarar çare yoktur. Eninde sonunda düşük yüklerde yanma fazını ve ağır yüklerde ana enerji açığa çıkış hızını kontrol edebilme becerisi başarılı HCCI motor gelişimine çözüm olacaktır. Bu hedeflere ulaşmak için bir takım işe yarar opsiyonlar varken, bu hedefler ağır yük operasyonu için temel motor, yakıt ve yanma modu tercihleriyle sağlanacaktır. Dizel motorları ve dizel yakıtı için düşük yüklerde kendi kendine tutuşmayı kolaylaştırmak üzere yüksek sıkıştırma oranları ($>15:1$) ve yanma fazını kontrol etmek üzere silindir içerisine direkt yakıt püskürtülmesi kullanılabilir. Bununla birlikte dizel yakıtının düşük uçuculuğu üst ölü noktadan önce tamamen kendi kendine tutuşma doğal eğilimi ile birleştiğinde partikülsüz yanma için gereken homojen karışım oluşturmayı zorlaştırır. SI motorları ve benzin yakıtı için var olan problemler bir dizel motorununkinin tam tersidir. Benzinin uçuculuğu homojen karışım oluşturulmasını bir dereceye kadar kolaylaştırır fakat yakıtın yüksek oktan sayısı düşük sıkıştırma oranlarıyla ($<12:1$) birleştiğinde düşük yüklerde kendi kendine tutuşmanın başarılmasını zorlaştırır. Yüksek oktan sayısı ve düşük sıkıştırma oranı tam-yük çalışmasında vuruntulu yanmayı önlemek üzere gereklidir. Böylece SI motorlarında erişilebilen düşük sıkıştırma oranlarında kendi kendine tutuşma için gereken sıcaklıkları elde etmek üzere dolgu ısıtmasının bazı yöntemleri gereklidir. Egzost gazından tekrar enerji kazandırmak üzere değişken supap hareketi kullanılabilirken ne kadar enerji elde edilebileceğinin limitleri vardır [80]. Çünkü motor dolgu seyreltiminin yüksek seviyeleri ile kelebeksiz çalıştırılırken en düşük yüklerde kendi kendine tutuşmayı elde etmek için yeterli ısı enerji egzost gazında mevcut değildir [81]. Boşta veya boşa yakın yük seviyelerinde HCCI yanmasını başarmak için ehemmiyetli araştırma gerekecektir. Düşük yükteki çalışmada oluşan problemleri tamamen önlemek üzere hibrid tahrik sistemi kullanımını, değişken sıkıştırma oranları kullanımını ve yakıtı modifiye ederek yakıt reaksiyon kinetiğinin değişimini kapsayan teknolojiler ve çözümler önerildi.

Yüksek termik verim ve düşük egzoz emisyonlarını karşılayabilecek potansiyele sahip yeni bir kavram olarak gelecek vaat etmektedirler. Bir dizel ya da buji ile ateşlemeli motor üzerinde değişikliğe gidilerek HCCI motoruna dönüşüm sağlanabilmektedir. HCCI yanması, fakir ve homojen yakıt/hava dolgusunun kendi kendine tutuşması ile başlamaktadır. Motor yükü, emme havasında kısılma olmaksızın hava/yakıt oranının kontrolü ile sağlanmaktadır. Genellikle motorun sadece kısmi yüklerinde homojen dolgulu olarak oldukça fakir karışımlarda çalışabilmektedir [82]. İdeal HCCI yanma işleminde,

yanma odasının genelinde ve bölgesel alanlarındaki lamda ve sıcaklık oranlarında bir farklılık olmadan, yüksek hava fazlalık oranı ile hava/yakıt karışımı homojen olarak hazırlanmaktadır. Homojen ve fakir dolgunun sıkıştırılması ile yanma odasındaki karışımının tümünün eşzamanlı olarak kendi kendine tutuşması sağlanabilmektedir. Böylece zengin yakıt karışım bölgeleri mevcut olmadan, is oluşumuna neden olan öncü moleküller önlenebilmekte ve yanma sırasında parlak olmayan alev meydana gelmektedir. Yüksek hava fazlalık oranı nedeni ile silindir içerisindeki bölgesel sıcaklıklar, buji ile ateşlemeli motorlardaki alev cephesinin önünde ya da dizel yakıt huzmesinin stokiyometrik bölgelerinden daha düşük olmaktadır [82]. Difüzyon alevi oluşmadan ön karışimli homojen dolgunun tamamen yanması ile termal NO_x emisyonların oluşumu azalmaktadır [83, 84, 85]

Bununla birlikte, yakıt ve havanın homojen olarak hazırlanıp sıkıştırılması sırasında silindir duvarlarının ıslanması, piston tepesinde ve silindir ile segmanlar arasında dolgunun birikmesine yol açarak HC emisyonlarının artışına neden olmaktadır. Bu yüzden düşük uçuculuğa sahip yakıtlar silindir duvarlarının ıslanmasında önemli derecede problem teşkil ederek HC emisyonlarının artışında önemli rol oynayabilmektedir [86, 87]. Bununla birlikte, dolgunun oldukça fakir oluşu ve düşük silindir içi sıcaklıkları nedeniyle silindir duvarlarına yakın kısımlarda kısmi yanmanın oluşmasına ve art yanma oksidasyon oranının azalmasına neden olmaktadır. Bu yüzden dizel ya da buji ile ateşlemeli motorlara göre tipik olarak HCCI yanmasında CO emisyonları yüksek olabilmektedir. NO_x ve is emisyonlarındaki iyileşmelerle birlikte yukarıda anlatılan sebepler nedeniyle genellikle silindir içi HC ve CO emisyonlarında artış görülmektedir [85, 86,88, 89].

6.2. Kademeli Dolgulu Benzinli Motorlar

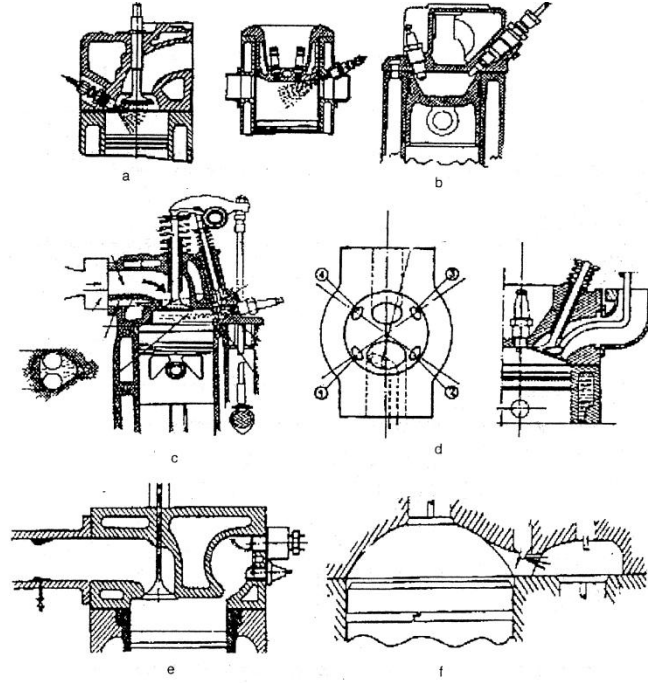
Klasik dolgulu ve HCCI motorlarda optimum ayarlamalar yapılsa da benzinli motorların yakıt tüketimleri fazla olmaktadır. Bunun başlıca sebebi sıkıştırma oranının belirli sınırlarından dolayı düşük kalması ve dizelerde olduğu gibi çok fakir karışımların kullanılamamasından kaynaklanmaktadır. Bu problemin en önemli çözüm yollarından biri benzinli motorların fakir karışımlarla çalışmasını sağlayan kademeli dolgu (Stratified Charge) prensibidir[90]. Kademeli dolgu prensibi ilk kez 1918 yılında Ricardo tarafından uygulanmıştır. Bu prensip ile çalışan motorlara, kademeli dolgulu motorlar denir [91]. Verimdeki artışın nedeni olarak kademeli dolgu uygulamasında mevcut motorlardan farklı

olarak ateşleme bujisi etrafında zengin, yanma odasının diğer bölgelerinde ise fakir hava-yakıt karışımı sağlanmasıdır. Yanma odasındaki karışımın toplam hava fazlalık katsayısı ise fakir bölgededir. Fakir karışımın yanması sonucu silindir içi sıcaklığın düşeceği, buna bağlı olarak özgül ısıların ve transferinin düşeceği, kimyasal parçalanmanın meydana gelmeyeceği gösterilmiştir. İlave olarak yük ayarı için gerekli gaz keleşi açıklığı artacağından pompalama kayıplarının azalacağı belirtilmiştir. Böylece, dizel motorlarında olduğu gibi kademeli dolgu motorlarda yük ayarı kısmen gaz keleşi olmaksızın karışımın oranı değiştirilerek ayarlanmaktadır. Geçmişte, çeşitli otomobil üreticileri (GM, Ford, Texaco, Volkswagen, BMW, Fiat, Honda, Mitsubishi, Toyota vb.) tarafından kademeli dolgu motorların birçok örneğinin teklif edilmesine rağmen, klasik motorlar gibi seri üretimleri yapılmamıştır [92, 93, 94, 95, 96, 97]. Bunun nedeni tüm yük ve hız rejimlerinde buji etrafında kolaylıkla tutuşabilen zengin karışım sağlayamamak ve fakir karışımı güvenilir bir biçimde yakamamaktır. Bu sorunları çözmek için yapılmış çalışmalar sonucu önerilmiş motorları hava-yakıt karışım oluşturulması ve yanmasına göre iki sınıfa ayırmak mümkündür:

- a) Hava-yakıt karışımı silindirin içinde oluşan, dizel motorlarında olduğu gibi, direkt yanma odasına benzin püskürtülen motorlar (Direct Injection SI Engine - GDI) [98,99,100,101];
- b) Hava-yakıt karışımı, klasik benzin motorlarında olduğu gibi, silindirin dışında (emme manifoldunda) oluşan ve yanma prosesi iki aşamada gerçekleşen alev hüzmeleriyle ateşlemeli kademeli dolgu motorlar (Pre-chamber Torch (or Jet) Ignition Stratified Charge Engine) [94,97,102, 103,104].

Birinci grupta belirtilen kademeli dolgu benzin motorunun ilk öncülerinden biri 1920'li yılların başında yapılan Ricardo motorudur [92]. Bunun devamı olarak da ikinci uygulama 1960'ların başında Rusya da geliştirilen GAZ-52 motorudur.

Bu tipe örnek oluşturan ilk motorlar Şekil 6.1(a, b, c, d, e, f)'de gösterildiği gibi Hesselman, Schlamann, Broderson, Mercedes - Benz olarak verilebilir [92].



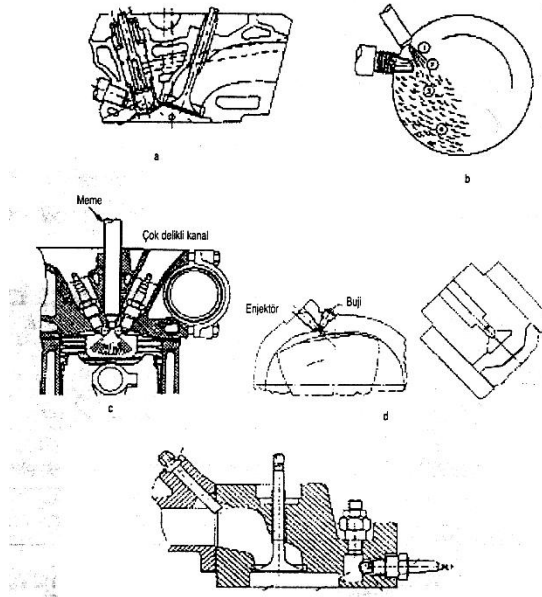
a- Mercedes Benz b- Hesselman c- GAZ d- IFP e- Schlamann f- Brodersan

Şekil 6.1 Kademeli dolgulu otto motorlarının ilk uygulamaları [92]

1960'lı yılların sonunda ve 70'li yıllarda kademeli dolgulu motorlar yeniden gündeme gelmiştir. Aynı dönemde yeni bir buluş olan, Wankel motoru kademeli dolgu prensibi için yeni bir uygulama alanı yaratmıştır. Wankel motorunun yanma odası geometrisi homojen karışıma çok elverişli olmamakla birlikte yapısında gelen yanma odası içindeki hava hareketleri kademeli dolgu için uygun bir zemin oluşturmaktadır. Wankel motorunda kademeli dolgu konusunda yapılan ilk çalışmalar Curtis Wright ve Mercedes tarafından yürütülmüştür ve bu çalışmalar ikinci tip kademeli motorlar sınıfına girmektedir. Aynı dönemde klasik silindirli motorlar alanında Şekil 6.2. (a, b, c, d, e)'de gösterilen Texaco TCCS, Honda CVCC, Ford Proco, Porsche SKS, GMEFI, VW-PCI gibi bazı örnekler de geliştirilmiştir. Ancak 70'li yılların ortasından itibaren başta ABD de olmak üzere egzoz emisyonlarına getirilen sınırlamaların ancak üç yollu katalizatör teknolojisi ile sağlanabileceği ortaya çıktığından, fakir karışımlı motorlar egzoz emisyonlarının homojen karışımlı motorlara göre iyi olmasına rağmen, HFK'nın 1 den büyük olması ve bu nedenle üç yollu katalizatör kullanımına uygun olmaması nedeniyle uygulama şansını yitirmiştir.

1980'lerin ortasından sonra biraz daha farklı bir yaklaşım ile kademeli dolgulu fakir karışımlı Otto motorlar tekrar gündeme gelmiştir.

Daha önce sınırlandırıldığı gibi, gerek emme kanalına yakıt püskürtmeli (birinci tip) ve gerekse direkt püskürtmeli (ikinci tip) kademeli dolgulu motorların her ikisi de son dönemdeki çalışmalarda yer almaktadır. Birinci tip kademeli dolgulu motorlar bu dönemde çoğunlukla, son zamanlardaki standart motorlarda supap sayısının artışına bağlı yeni bir yöntemle tasarlanmaktadır. Buna göre, motor kısmi yükte fakir karışım ile çalıştırılacağı zaman, yakıt hava karışımı iki emme kanalından sadece birinden silindir içine sokulmaktadır veya emme kanalları fakir karışımı kademelendirme sağlayan dolgu hareketi yaratacak şekilde boyutlandırılmaktadır.

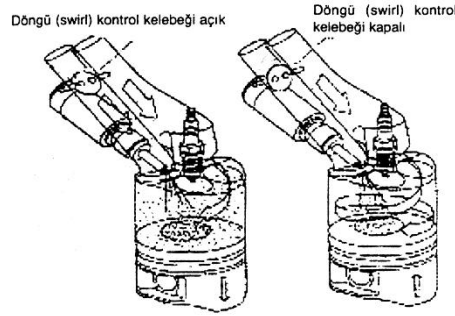


a- CVCC b- Texaco c- Proco d- Wankel e- SKS

Şekil 6.2 1960-1970 yıllarında geliştirilen kademeli dolgulu otto motorları [105].

Bunu sağlamak için öncelikle çok supaplı motorlarda emme supaplarına gelen kanallar birbirinden ayrık olarak tasarlanmaktadır [105, 106]. Literatürde bu tip fakir karışımlı motorların Mercedes, Honda, Toyota, Mitsubishi, Nissan, Kia, Volvo, Ricardo gibi bazı motor üretici veya geliştirici firmalar tarafından tercih edildiği ve bazılarının seri üretime uygulandığı (Toyota, Mitsubishi) görülmektedir. Toyota firmasının 1990 yılında piyasaya sürdüğü fakir karışımlı motor dört supaplı olup, yakıt emme kanalına enjektör ile püskürtülmekte ve enjektör önünde bir türbülans yaratıcı kelebek bulunmaktadır. Bu motor

kısmi yükte $\lambda=1,5$, ivmelenme ve tam yükte ise $\lambda=1$ ile çalışmaktadır. Şekil 6.3’de görüldüğü gibi, 4000 dak^{-1} ’nın altındaki hızlarda, iki emme supabının bağlı olduğu kanallardan dönme hareketi yaratan kanal açık olup diğer düz kanal kelebek ile kapatılmakta ve böylece fakir karışım için genelde hava hareketinin sağlanmasının yanı sıra gaz kelebeği daha açık bir konuma getirildiğinden pompalama kayıpları da azaltılmaktadır [107].



Şekil 6.3 Toyota dört supaplı kademeli dolgulu fakir karışimli otto motoru [107].

Toyota firmasının 1984 yılından beri geliştirdiği ve bazı seri üretim taşıtlarında kullandığı bu tip fakir karışimli motor (üçüncü nesil fakir karışimli motor) ile donatılan taşıt deneylerinde yakıt tüketiminde standart motora göre 60 km/saat sabit hızda %10, Japon mode 10-15 testinde %9 azalma sağlanmıştır [108].

Honda firması daha önce geliştirdiği ve dört supaplı motorlarına uyguladığı değişken açılabilir supap mekanizmasını (VTEC) fakir karışimli motor tasarımı için bazı değişiklikler yaparak dolgu hareketinin silindir içine girişini optimize ederek kullanmıştır. Emme supaplarından bir tanesi kısmi yükte fakir karışım ile çalışma koşulları için hidrolik bir pim mekanizması ile çok az açılarak, dolgunun silindir içinde radyal olarak döngü hareketi (swirl) yapacak şekilde girmesi sağlanmaktadır. Karışımı fakirleştirebilmek ve düzgün çalışmayı sağlayabilmek için dolgunun silindir eksenine boyunca kademelendirilerek, piston tarafında fakir, silindir kafası tarafında zengin karışım elde edilmeye çalışılmıştır. Bunun için püskürtme işlemi emme supabı açıldıktan yaklaşık 70° KMA sonra başlatılmakta ve ilk anda sadece hava emilmesi sağlanmaktadır. Motor $\lambda = 1.5$ değerine kadar düzgün çalışacak şekilde fakirleştirilebilmekte ve yaklaşık 40 km/saat sabit hızda stokiyometrik motora göre yakıt tüketiminde %12’lik bir azalma sağlanmaktadır [109].

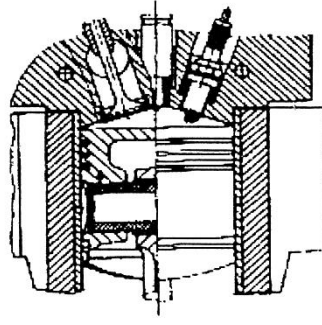
AVL firması tarafından geliştirilen ve motorda iki supaplı bir motor baz alınmış ve emme kanalı dolgunun silindir içinde radyal dönme hareketi yaratacak şekilde boyutlandırılmıştır. Motor $\lambda = 1.4$ 'e kadar düzgün çalışmaktadır. Piston üzerinde bir oyuk bulunmakta olup, ateşleme sistemi yüksek enerjili seçilmiştir. Motorun taşıt koşullarında standart eşdeğer bir motora göre Avrupa şehir içi çevriminde % 15'lik bir azalma sağlanmasına rağmen sabit hızlarda sadece %2 ila 5 arasında bir iyileşme gözlenmiştir [110].

Özet olarak birinci tip fakir karışimli motorlar konusunda yapılan çalışmalar ile $\lambda = 1.5$ 'e kadar düzgün çalışma sağlamak mümkün olmaktadır. Tam yükte stokiyometrik karışım ve genellikle iki emme supabı ile standart Otto motorları ile ulaşılan özgül güçler elde edilmektedir. Yakıt tüketimi açısından çalışma koşullarına göre % 5-13'lük iyileşme sağlanmaktadır.

Daha önce değinildiği gibi hava fazlalık katsayısını artırabilmek (fakirleştirme) için yakıt hava karışımını silindir içinde buji etrafında zenginden başlatıp bujiden uzaklaştıkça fakire doğru artırmak gereklidir. Bunun yolu ise ikinci tip fakir karışimli kademeli dolgulu motorlara, yani silindir içine direkt yakıt püskürtmesi yapmaktır. Direkt püskürtmeli kademeli dolgulu fakir karışım motorları ile $\lambda = 2.5$, emme kanalına püskürtmeli kademeli dolgulu fakir karışım motorları ile ancak $\lambda = 1.6$ 'ya kadar ulaşmak mümkündür. Böylece otto motorunda özellikle kısmi yüklerde elde edilen verimin direkt püskürtme ile artırılması sağlanabilir.

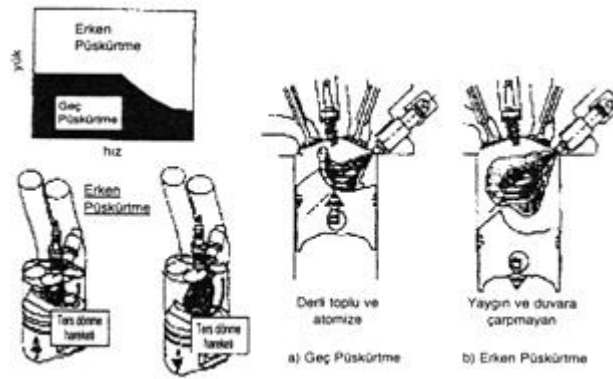
Volkswagen firmasının direkt püskürtmeli bir Dizel motorundan geliştirdiği motor ise düşük yük ve hız bölgesinde stokiyometrik karışım ile çalışan eşdeğer performansta standart bir motora göre % 10 – 25 arasında daha az yakıt tüketmektedir [111].

Spiegel ve Spicher tarafından yapılan bir deneysel çalışmada da şekil 6.4'de görülen direkt püskürtmeli bir Dizel motoru esas alınarak püskürtme zamanlaması ve silindir içinde radyal döngü hareketinin motor işletme koşullarına etkisi incelenmiştir. Yapılan deneylerde hava fazlalık katsayısı 4 değerine kadar düzgün çalışma ve % 40'a varan efektif verim değerleri elde edilmiştir [112].



Şekil 6.4 Spiegel ve spicher in deneysel çalışmalarda kullandığı DP fakir karışımlı otto motoru [112].

Yukarıda belirtilen ve son on yıl içinde direkt püskürtmeli Otto motorları üzerine yapılan çalışmaların hemen hepsi direkt püskürtmeli Dizel motorlarından türetilmiş olup silindir içinde radyal dönme hareketi ile karışım kademelendirilmektedir. Ancak bu konudaki en büyük gelişme Mitsubishi firmasından gelmiş olup tamamen farklı bir felsefeye dayanmaktadır [112,100]. Daha önce birinci tip fakir karışımlı motorlar sınıfında sözü geçen Mitsubishi motorunda kullanılan ve silindir eksen boyunca ters dönme hareketi (reverse tumble) ile sağlanan kademelendirme prensibi bu motorda da kullanılmıştır [113,114]. Ayrıca şekil 6.5’de görüldüğü gibi iki bölgeli yanma odası oluşturan piston geometrisi ile iki aşamalı püskürtme stratejisi de uygulanmıştır.



Şekil 6.5 Mitsubishi firması tarafından geliştirilen direk püskürtmeli fakir karışımlı otto motoru[113].

Dört supaplı, sıkıştırma oranı 12 olan ve 50 bar basınç ile püskürtme yapılan bu motor ile 40 km/saat sabit hızda eşdeğer stokiyometrik bir Otto motoruna göre % 35 daha az yakıt tüketilmektedir. Öte yandan bu motor eş hacimli stokiyometrik Otto motorunu performans yönünden de yakalamaktadır. Hava fazlalık katsayısı olarak 4 değerine kadar

düzgün çalışma sağlandığı belirtilmektedir. Bu motor, 1997 yılından itibaren seri üretimi yapılan ilk ve şu ana kadar tek direkt püskürtmeli Otto motoru örneğidir.

Son zamanlarda yapılan diğer bazı çalışmalarda da direkt püskürtmeli Otto motorunun eşdeğer stokiyometrik motora göre yakıt tüketiminde düşük yük ve hız bölgesinde %20 - 25 civarında azalma, en yüksek güçte ise % 6 kadar bir artış sağlayabileceği belirtilmektedir [115,116].

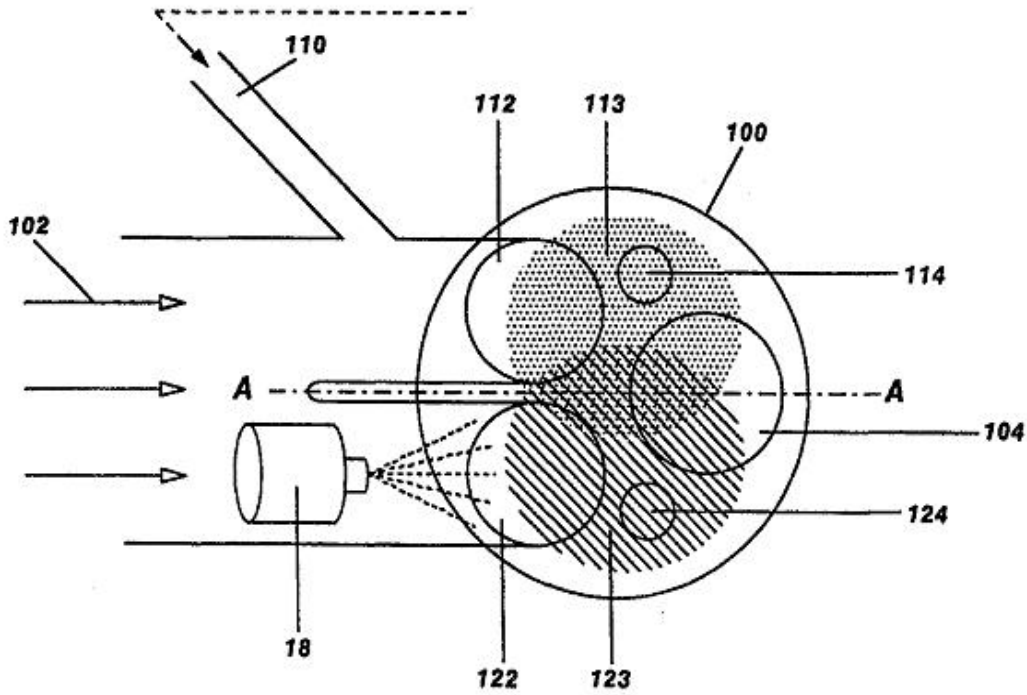
Burada belirtilmesi gereken diğer bir nokta ise, fakir karışimli motorların tekrar gündeme gelmesini oksijence zengin egzoz gazı içindeki NO_x 'leri parçalamak için depolayıcı ve parçalayıcı işlev gören ve kısaca NO_x katalizatör olarak isimlendirilen yeni katalizatör teknolojisi sağlamıştır.

Kavram açısından önemli bir not olarak konu başlığında yer alan kademeli dolgu ve fakir karışımın her ikisinin bir arada yer alması zorunlu değildir. Diğer bir deyişle, fakir karışım homojen olarak silindir içine sokulabileceği gibi, kademeli olarak ortalama $\lambda = 1$ civarında işletme koşulları için de uygulanabilir. Ancak fakir karışımın homojen olarak silindir içine sokulması yanma süresini uzatarak verimi olumsuz yönde etkilediği gibi, karışım ancak $\lambda = 1.2$ civarına kadar fakirleştirilebilir (tutuşturma sınırı). Eğer karışım kısmi yükte kademeli olduğu halde stokiyometrik ise gaz keleşinden yani kısılma kayıplarından kurtulmak mümkün olmayacağı için yakıt tüketiminde azalma sağlanamayacaktır.

IFP (Instute Francais de Petrol) ve Renault tarafından ortaklaşa gerçekleştirilen motorda ise zengin karışım emme kanalının ortasından geçen bir kanaldan emme supabının arkasına kadar getirilmektedir.

HONDA otomobil gurubunun ürettiği ve CVCC motor ismini verdiği kademeli dolgulu motora sahip birkaç model taşıt üretip başarılı bir şekilde satışa sunmuştur. CVCC sistemi klasik emme ve egzoz sistemine sahiptir. Buna ilave olarak bujiye yakın bir noktaya açılan üçüncü bir emme supabı vardır. Bu üçüncü supap buji ateşlemeden önce buji etrafında zengin karışım oluşturarak yanmayı başlatıp silindir içerisindeki diğer bölüme alınan fakir karışımın yanmasını kolaylaştırıyor. Bu şekilde motor 7000 devir civarında maksimum güce ulaşabilmektedir.

25.05.2000 tarihinde “World Intellectual Property Organization” isimli uluslar arası patent birliğinden WIPO 00/29731patent numarası kayda alınmış projesinde belirtilen kademeli dolgulu benzin motoru şekil 6.5’de görüldüğü gibi silindirin dışında karışım hazırlama tipine başka bir örnektir.



18- yakıt enjektörü	113-123 Fakir ve zengin karışım bölgeleri
102- Emilen hava	114-124 Fakir ve zengin karışım için bujiler
104 Egzoz supabı	112-122 Fakir ve zengin karışım için emme supabı

Şekil 6.6 Silindirin dışında karışım hazırlanan kademeli dolgulu benzin motoru

Şekil 6.6’da görüldüğü gibi emme manifoldu iki bölümden oluşmaktadır. Hava girişi tek noktadan olup daha sonra silindir girişinde ikiye ayrılmaktadır. Bunlardan birinden sadece hava geçmekte diğerinden ise hava geçerken üzerine 18 numara ile gösterilen enjektörden yakıt püskürtülmektedir. Karışım yanma odasında bujinin olduğu bölümde birikmektedir, diğer kanaldan emilen hava ise silindirin geri kalanını doldurarak aşırı fakir karışım silindir içerisine alınmaktadır. Bu şekilde sıkıştırma sonunda silindir içerisinden 113 ve 123 numaralı bölgelerde iki farklı şekilde karışım teşkili oluşmaktadır. Motorun ateşleme sistemi ayrı ayrı kontrol edilen 114 ve 124 numara ile gösterilen iki bujiden oluşmaktadır. Motorun yanma odasının şartlarına bağlı olarak farklı zamanlarda ateşleme yapılmaktadır.

Benzer şekilde Jaguar, Mazda, Mitsubishi, Volvo, Audi, PSA, Peugeot, Citroën ve Volkswagen firmalarının kendilerine has verdikleri özel isimlerle ürettikleri değişik tip

kademeli dolgulu motorlara sahip taşıtlar üretmişlerdir ve klasik motorlara kıyasla % 15-30 arasında değişen yakıt ekonomisi sağlamışlardır.

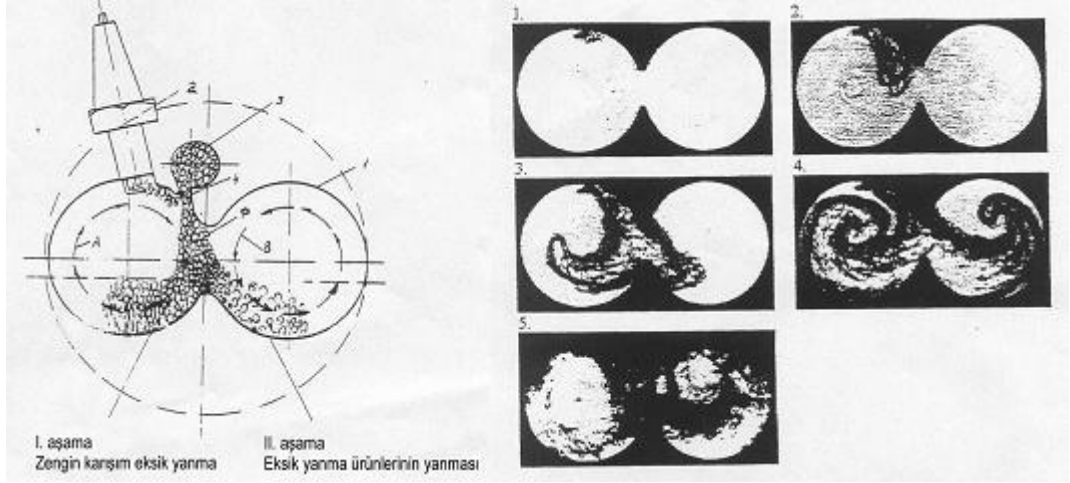
Benzin ve dizel motorunun yanma odasındaki ana problem, alev cephesinin soğuk cidarlara çarparak sönmesi ve buna bağlı olarak çevre kirliliği ve enerji kaybının oluşmasıdır. Azerbaycan Teknik Üniversitesinde yapılmış olan bilimsel çalışmalar sonucunda yanma işleminin yanma odasının merkezinde olmasını sağlayacak yeni bir yöntem önerilmiştir. “İki Döngülü Yanma Odası – MR Process” olarak adlandırılıp benzin ve dizel motorlara uygulanabilmektedir [117, 118]. Şekil 6.6’da iki döngülü yanma odası ile çalışan benzin motorunun yanma odası şematik olarak görülmektedir. Motorun emme ve sıkıştırma süreçlerinde yanma odasında aynı hızda ancak ters yönde iki adet döngü oluşturulmaktadır. Emme süresince döngülerden bir tanesine toplam havanın %50’si ve yakıtın %100’ü girerken, diğerine havanın kalan %50’si girmektedir. Böylece yanma odasının buji bulunan kısmında her zaman zengin karışım, diğer kısmında ise sadece taze hava bulunmaktadır. Buradaki yanma işlemi iki aşamada tamamlanmaktadır:

I. Aşama: Zengin karışımın yanması ve eksik yanma ürünlerinin oluşması

(CO ve H₂)

II. Aşama: Eksik yanma ürünlerinin hava ile karışarak yanma işleminin sona ermesi

Yanma işlemi süresince ikiye ayrılmış yanma odasının sol kısmından zengin karışım, sağ kısmından taze hava alınıp yanma odasının merkezine doğru sürüklenmektedir. Bu nedenle yanma, yanma odasının merkezinde oluşmakta ve alev cephesinin soğuk cidarlara çarpması engellenmektedir. Şekil 6.7’de görülen iki aşamada yanma işleminde klasik yanma odalarına göre daha zengin karışımın yanması sonucunda, yanma odasındaki ortalama molekül değişim katsayısı belirgin oranda artmaktadır ($2C + O_2 = 2CO$, Bir molekül O₂ yanmakta iki molekül CO oluşmaktadır). Böylece çevrimin sıcaklığı ve basıncı, yani yanma ürünlerinin toplam iş yapma yeteneği artmaktadır [119]. İki döngülü yanma odasının bu özelliğinden dolayı aynı miktarda yakıt kullanılarak klasik yanma odasına göre yanma basıncında %12-15’e varan artışlar elde edilmekte ve buna bağlı olarak motor performansının %10-15 kadar arttığı, yakıt tüketiminin %10-20 kadar azaldığı, egzoz gazı emisyonlarının (CO, HC, NO_x) ise katalizatör kullanılmadan minimum seviyelere düştüğü görülmüştür [120].



Şekil 6.7 İki döngülü yanma odası (MR-process) ve yanmanın gidişinin görüntüsü

Belirtilen çözüm önerileri üzerine yapılan çalışmalar sonuç vermiştir ve pek çok firma kademeli dolgulu benzinli motor kullanarak ürettiği pek çok otomobil satışa sunulmuştur.

7. TEST MATERYALLERİ VE METODLAR

Çalışmanın temel amacını oluşturan kademeli dolgu sağlamak için, benzinli bir motorun silindir kapağı ve emme manifoldunda bir takım değişiklikler yapılarak mevcut motorun dolgu akış karakteristiği değiştirilmiştir. Yapılan yeni dizayn ile LPG/Hava karışımının motor yanma odasına kademeli olarak doldurulması sağlanmıştır. Yapılan yeni dizaynın motor performansı, yakıt tüketimi ve egzoz gazları emisyon değerleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yeni tasarımın, farklı benzinli motor tiplerine uygulanabilirliği araştırılmıştır.

Deneysel çalışma pek çok temel araştırma ve ürün geliştirmede gerekli olan ve belirli bir sistematığe dayanan bir metottur. Deneysel çalışmada ölçülen fiziksel parametrelerin hedeflenen amaca etkisi önem arz etmektedir. Bu nedenle deneyler tasarlanırken hedeflenen amaca etki eden parametreler öncelikle belirlenmiştir. Böylece motor performansı ve egzoz emisyonuna etkisi olmayan parametreler ölçülerek zaman ve mali kayıpların önlenmesine çalışılmıştır.

Orijinal deney motoru homojen dolgulu benzin püskürtmeli, elektronik ateşleme sistemine sahip bir motordur. Bu motorda, sıralı tip LPG dönüşümü yapılmış, motor hem benzin hem de LPG ile çalıştırılıp homojen dolgu sağlama şartlarında motor performansı ve egzoz emisyonları belirlenmiştir. Sonra kapak, manifold ve karışım rampası modifiye edilmiş, motor kademeli dolgu hazırlama şartları ile çalıştırılıp orijinal motorda yapılan ölçümler tekrarlanmıştır. Ölçülen parametrelerle ilgili grafikler çizilip, homojen karışım çalışma grafikleri ile kademeli dolgu çalışma grafikleri karşılaştırılıp yorumlanmıştır. Çalışmanın amacı, benzinli bir motorun silindir kapağında ve emme manifoldunda, benzinli motorların temel çalışma prensipleri göz ardı edilmeden bir takım değişiklikler yaparak dolgu şeklini değiştirip motorun kademeli olarak LPG ile doldurulmasının motor performansı, yakıt tüketimi ve egzoz gazları emisyon değeri üzerindeki etkileri belirlemektir. Ayrıca yapılan değişiklikler mevcut motorlar üzerinde yapıldığı için sanayide de rahatlıkla uygulanabileceği düşünülmektedir.

7.1. Deney Seti

Deneylerde 4 silindirli, 4 zamanlı çok noktadan enjeksiyonlu FORD Zetek tipi motor ve Cussons P8602 marka motor dinamometre (bremze) tezgahı ile SUN 1500 marka egzoz gaz analiz cihazı kullanılmıştır.

Bir motorun performansını analiz edebilmek için, motorun hızını ve yükünü kontrol edebilen bir dinamometreye bağlanması gerekir. Çalışmada yakıt miktarı, hava debisi, manifold basıncı, emilen hava sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı, yağ sıcaklığı, egzoz gazı sıcaklığı ve emisyon değerleri gibi parametreleri ölçmek için de gerekli cihazlar motora bağlanmıştır.

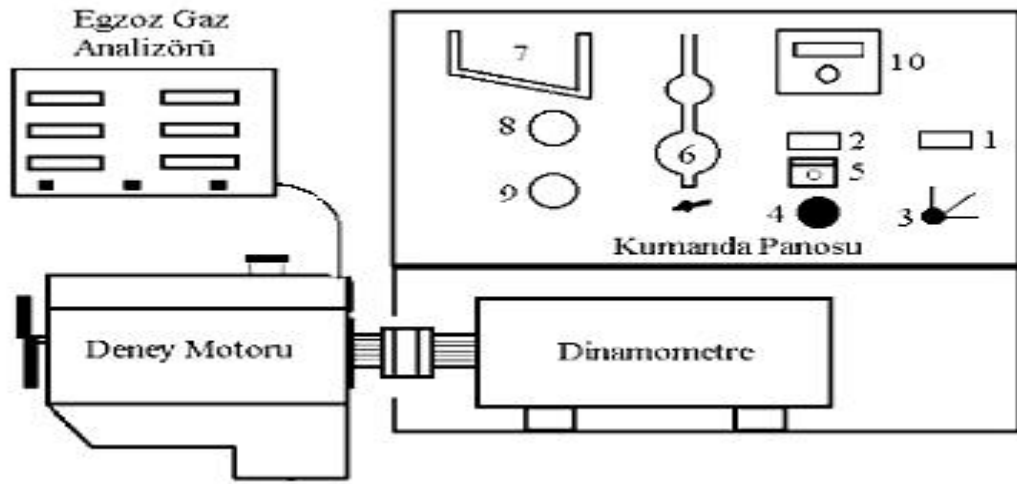
7.2. Dinamometre ve Deney Motoru

Motor dinamometreleri hidrolik ve elektrik yüklemeli olarak yapılmaktadır. Her iki dinamometrede motor momenti ve devir sayısı dijital olarak ölçülmektedir. Motor-dinamometre kontrol panelinden, motor hızı ve motor yükü kontrollü olarak değiştirilebilmektedir. Sabit hız kontrolü seçildiğinde, dinamometre o hızı sabit tutabilecek bir yükü uygular. Tork kontrolü seçildiğinde, dinamometre sabit bir yük uygulamaktadır.

Çalışmada motorun yüklenmesi hidrolik dinamometre ile yapılmıştır. Dinamometre içerisinde bulunan pompa türbin sisteminde motor dönüşünün tersi yönünde basınçlı su püskürtülerek motor frenlenmektedir. Oluşan frenleme momenti bir baskül sistemi yardımıyla direk moment olarak okunmaktadır. Yüklemede basınçlı su vasıtasıyla absorbe edilen güç, akışkan sürtünmesi nedeni ile ısı enerjisine dönüşür ve bremzede kullanılan su ısınır.

Hidrolik dinamometrelere su freni de denilmektedir. Hidrolik dinamometre, basit olarak, yataklanmış bir dış muhafaza ve bir rotordan oluşmaktadır. Muhafaza ve rotor üzerinde aksi yönlerde karşılıklı kanatlar vardır. Bu kanatlar arasında sürekli olarak suyun dolaşması sağlanır. Tork, dinamometre içindeki suyun momentum değişiminden ve kesme kuvvetlerinden elde edilmektedir [121].

Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Otomotiv Bölümü atölyesinde bulunan deney seti Şekil 7.1’de ve Şekil 7.2’de şematik olarak gösterilmiştir.



- | | |
|----------------------|------------------------------|
| 1-Kuvvet Göstergesi | 6- Yakıt Ölçme Tüpü |
| 2- Devir Göstergesi | 7- Eğik Manometre |
| 3- Kontak Anahtarı | 8- Yağ Basınç Göstergesi |
| 4- Acil Stop Düğmesi | 9- Manifold Vakum Göstergesi |
| 5- Yükleme Düğmesi | 10-Sıcaklık göstergesi |

Şekil 7.1 Test düzeneğinin basit şematik gösterimi



Şekil 7.2 Deney düzeneğinin genel görünümü

Deney seti, eğitim amaçlı bremze-motor standı olarak yapılmıştır. Bu stant çalışmanın amacını tam olarak karşılamadığı için, deney standına bir takım yeni ilaveler yapılmıştır. Bunun için öncelikle standın orijinal motoru değiştirilmiştir. Deney standına orijinalden daha güçlü ve büyük silindir hacimli motor bağlanmıştır. Deney motorunun özellikleri aşağıda verilmiştir.

Tablo 7.1. Deney motorunun teknik özellikleri

Motor tipi	4 zamanlı, Kademeli Dolgulu Benzin Motoru
Silindir sayısı	4
Silindir çapı x strok (mm)	89 x 95
Silindir hacmi (cm ³)	1600
Sıkıştırma oranı	11:1
Maksimum güç	6000 dak ⁻¹ 'de kW
Maksimum moment	3300 dak ⁻¹ 'de Nm
Yakıt Sistemi	Çok Noktadan Enjeksiyonlu
LPG Sistemi	Sıralı Çok Nokta Enjeksiyon
Kullanılan Yakıt	Benzin/LPG
Enjektör püskürtme basıncı (bar)	5
Ateşleme sistemi	Elektronik Ateşleme

Ayrıca motorun LPG ile çalışabilmesi için piyasada bulunan mevcut enjeksiyonlu sistemlere uygun sıralı tip LPG dönüşüm kiti ile LPG dönüşümü yapılmıştır. Emme manifoldu, silindir kapağı ve yakıt rampası modifikasyonu yapılmıştır.

LPG dönüşüm sisteminde bulunan enjektörlere gaz dağıtımı yapan elektronik kumandalı dağıtıcı parçanın çıkış bölümüne yapılan düzenleme ile gaz çıkışı ikiye bölünmüştür. Gaz miktarının ayarlanabilmesi için gaz akış memeleri kullanılmıştır. Sistemdeki gaz akış basıncı değişmediğinden meme çapları değiştirilerek silindirlere giren yerel karışım oranları ayarlanmıştır.

Yeni motorun bağlantı kulakları, motor büyüklüğü, soğutma sistemi farklı olduğundan stant yeni motor bağlanabilecek duruma getirilmiştir.

Motoru yüklemek için kullanılan hidrolik dinamometre ile motor 6000 dak⁻¹ da 500 Nm'ye kadar yüklenebilmektedir. Deney düzeneği üzerinden motor devir sayısı analog ve dijital olarak okunabilmektedir. Hava giriş sıcaklığı, egzoz gazı sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı gibi muhtelif yerlerdeki sıcaklıkları ölçmek için K tipi Kromel-Alumel ısı çiftler kullanılmıştır. Bu ısı çiftler ile dijital göstergeden sıcaklıklar direk °C olarak

okunabilmektedir. Hava debisini ölçmek için durultma tankı, hava girişine yerleştirilmiş orifis ve eğik manometreden oluşan sistem kullanılmıştır.

7.3. Dinamometrede Kullanılan Suyun Soğutulması

Motor dinamometresinin hidrolik yükleme ünitesinin düzenli çalışabilmesi için statora girecek olan suyun sıcaklığı maksimum 60°C olmalıdır [122]. Deney standındaki motor değiştirilerek daha büyük hacimli ve daha büyük güçlü motor adapte edilmiştir. Bu motor maksimum kapasite ile yüklendiğinde dinamometreden çıkan suyun sıcaklığı 80-90°C yi bulmaktadır. Deney standına ait dinamometreyi yükleyen su sıcaklığını kabul edilebilir maksimum sıcaklığın altında tutabilecek bir soğutma sistemi bulunmadığından uygun bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Bu sistem kule şeklinde olup soğutma fanı, suyun süzülerek aktığı kule, durultma havuzu ve depodan oluşmaktadır.

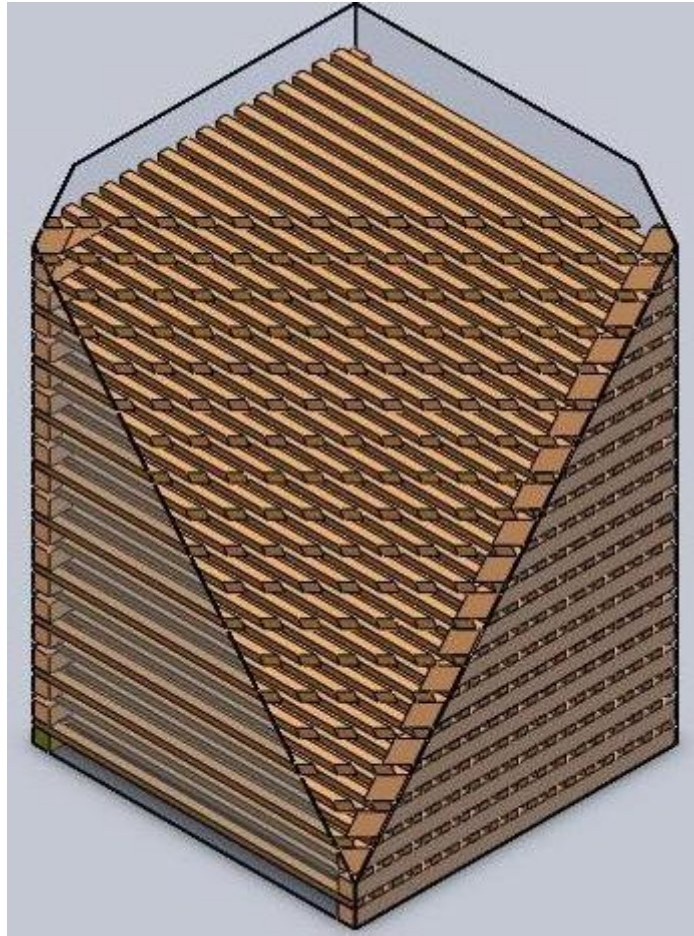
Soğutma kulesi, durultma havuzu ve depo sac malzemeden yapılmıştır. Soğutma kulesi için 3 mm kalınlığında 150x100 cm ölçülerinde sac kullanılmıştır. Bu malzemeler dikdörtgen prizma şeklinde kaynakla birleştirilmiştir.

Durultma havuzu ve depo içinde aynı malzemeler kullanılarak kaynak ile birleştirilmiştir. Kulenin içerisine suyu zerreciklere ayıran çam ağacından 2x3 cm ve 5x5 cm boyutlarında hazırlanan ızgaralar ve ızgaralar arası ayaklar yerleştirilmiştir. Şekil 7.4’de görüldüğü gibi 2x3 cm’lik çıtalara bir boş bir dolu olacak şekilde 5x5 cm’lik kalasların üzerine dizilmiştir. Üst sırada ise çıtalara boş olan kısımlara yerleştirilerek suyun eşit bir şekilde dağıtılması sağlanmıştır. Ayrıca kullanılan ağaçların suyun etkisiyle çürüyüp deforme olmaması için hazırlanan malzeme yanmış motor yağı içerisine atılarak 24 saat süre ile bekletilip yağ emdirilmiştir.

Son olarak kulenin üzerine yapılan sac kapak üzerine 60 cm ve 6000 m³/dak hava emiş kapasitesine sahip fan Şekil 7.3’de görüldüğü şekilde yerleştirilmiştir. İmal edilen parçaların tümü şekil 7.5’de görüldüğü gibi montajı yapılmıştır.



Şekil 7.3 Soğutma kulesi hava emiş fanı imalat görüntüsü



Şekil 7.4 Su kulesinin içersine yerleştirilen çıta ve kalasın görünüşü



Şekil 7.5 Soğutma kulesinin genel görünüşü

Dinamometreden çıkan sıcak su soğutma kulesinin üst kısmından tahta ızgaraların üzerine dökülür. Bu şekilde sıcak su ahşap petekler arasından dağılarak aşağıya doğru süzülür. Su aşağı doğru süzülürken kulenin tavanına yerleştirilen fan kule içerisinde yukarıya doğru hava emer. Emilen hava ile süzülen su kule içerisinde çarpışır. Çarpışma sonucunda hava, su üzerinde bulunan ısıyı alarak dışarıya taşır. Böylece ısıнын büyük bir kısmı atılmış olur. Kuleden dökülen su durultma havuzunda belirli bir süre bekletilir. Bekleme sürecinde hem suyun yüzeyinden atmosfere doğal bir ısı akışı olur, hem de kule üzerindeki fanın emdiği hava durultma havuzunda bekleyen suyun yüzeyini yalayarak geçtiği için bir miktar ısıda buradan atılarak soğutma işi birkaç aşamada gerçekleşir. Yapılan yeni soğutma sistemi ile dinamometre yükleme suyu sıcaklığı en zor çalışma koşullarında 60 °C'nin altında tutabilmiştir.

7.4. Sıcaklık Ölçümleri

Sıcaklık ölçümünde dinamometre standı üzerinde bulunan dijital göstergeli ölçme cihazı kullanılmıştır. Termal eleman olarak K tipi Kromel-Alumel ısı çiftler kullanılmıştır. Egzoz gazlarının çıkış sıcaklığının ölçülmesi için egzoz manifoldu çıkışından 1 m uzaklığa bir delik açılıp, uygun bir boru yerleştirilmiştir. Termal elemanın sıcaklık ölçme ucu buraya yerleştirilip, diğer ucu ise ölçüm sonucunun alınabilmesi için dijital göstergeli PLC'ye bağlanmıştır.

7.5. Emilen Hava Debisinin Ölçülmesi

Emilen hava debisinin belirlenmesi motor deneylerinin en çok dikkat edilmesi gereken ölçümlerden birisidir. Ölçüm sırasında atmosfer şartları, sistem geometrisi ve motorun çalışmasına kadar pek çok faktör ölçme ve hesaplama için önemlidir. Hava debisi, şekil 7.6'da görüldüğü gibi durultma tankı, durultma tankının hava girişine yerleştirilmiş orifis ve eğik manometreden oluşan sistem aracılığı ile ölçülmüş ve emilen hava debisi aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır.

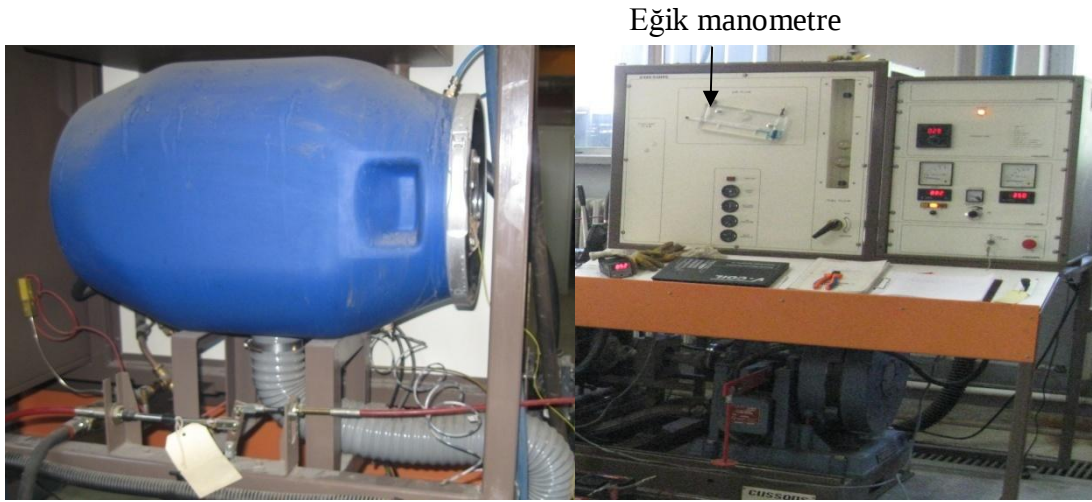
$$Q = 25,905 \cdot (h)^{0,5} \text{ m}^3/\text{saat} \quad (7.1)$$

Burada;

Q = Hava debisi (m^3/h)

h = Manometrede okunan manometre sıvısının yükselme miktarı

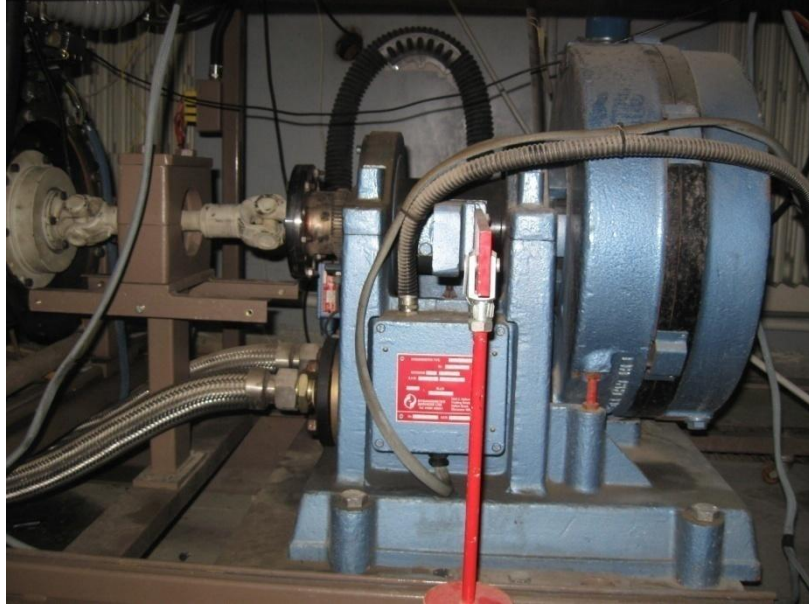
25,905 = Genişleme katsayısı, orifis çapı, hız düzeltme faktörü, reynold düzeltme faktörü değişkenlerine bağlı cihaz sabitidir.



Şekil 7.6 Hava debisinin belirlenmesinde kullanılan durultma tankı ve eğik manometre

7.6. Motorun Yüklenmesi

Motorun yüklenmesi şekil7.7’de görülen ve deney düzeneğine ait olan hidrolik kavramalı dinamometre ile yapıldı. Hidrolik dinamometreye su devridaim pompası ile depodan emilerek gönderilmektedir. Hidrolik frenlemeli bir dinamometre rotor, stator, moment kolu ve teraziden oluşmaktadır. Rotor motorun çıkış miline bağlı olarak serbest yataklanmıştır. Stator ve rotor arasına giren basınçlı su, rotor ve stator arasında sıkışarak motora bir direnç oluşturur. Böylelikle motor yüklenmiş olur. Statorda oluşan direnç kuvveti moment kolu ile teraziye aktarılır, terazinin gösterge panelinden, yüklemenin yapıldığı moment kolu sabit olduğundan direk moment değeri okunmaktadır. Ayrıca dinamometreye giren su sıkışmaların etkisiyle ısınarak sistemden çıkar. Sistemden çıkan su görüldüğü gibi depoya dönmektedir. Sürekli ısınan suyu soğutmak için uygun bir soğutma kulesi tasarlanarak imal edilmiştir.



Şekil 7.7 Dinamometrenin hidrolik kavraması

7.7. Yakıt Tüketiminin Ölçülmesi

Motorun değişik çalışma şartlarında tükettiği yakıt miktarı belirlemek için bremze tezgahına ait ve yakıt sistemi üzerine yerleştirilmiş, şekil 7.8’de görülen kalibrasyonlu cam pipet tüp kullanılmıştır. Test süresini belirlemek için 10^{-2} saniye hassasiyetli kronometre kullanılmıştır. Ölçüm sırasında motor kararlı rejime ulaştıktan sonra kronometre ile cam pipet tüp üzerinde belirlenen iki referans nokta arasındaki benzin bitinceye kadar geçen süre belirlenmiştir. Hacimsel debi olarak belirlenen değerler, her bir yakıtın yoğunluğu ile çarpılarak kütleli debiye (kg/saat) dönüştürülmüştür.

LPG kütleli olarak ölçülmüştür, bunun için 1/10 gr hassasiyetli Wellux 806 marka dijital terazi kullanılmıştır. LPG tankı şekil 7.8’de görüldüğü gibi terazi üzerine yerleştirilmiş ve motor kararlı rejime ulaştıktan sonra kronometre ile terazideki ağırlık farkı zamana bağlı olarak belirlenmiştir. Bu şekilde elde edilen veriler ışığında her iki yakıt için özgül yakıt tüketimi aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır.

$$be = \frac{3600 \cdot m_y}{P_e \cdot \Delta t} \quad (7.2)$$

Burada;

be = Özgöl yakıt tüketimi (gr/kWh)

Pe = Motor efektif gücü (kW)

Δt = Ölçüm zaman aralığı (s)

m_y = Yakıt debisi (kg)



Şekil 7.8 LPG ve Benzin için yakıt tüketim miktarlarının belirlenmesinde kullanılan düzenekler

7.8. Egzoz Emisyonlarının Ölçülmesi

Deneylerde, egzoz gazındaki emisyonların ölçülebilmesi için şekil 7.9’da şekli verilmiş SUN 1500 marka egzoz emisyon test cihazı kullanılmıştır. Her çalışma koşulu ve yakıt türü için emisyon değerleri ölçülmüştür. Bu cihaz hacimsel olarak CO₂ ve O₂, % ve ppm olarak CO, ppm cinsinden HC emisyonları ölçülebilmektedir. Bu cihaz ile ayrıca HFK (λ)

ve motor devir sayısı okunabilmektedir. Gaz analiz cihazına bağı olan yazıcı vasıtasıyla ölçüm anındaki değerler yazıcıdan çıktı olarak alınabilmektedir.



Şekil 7.9 Deneylerde kullanılan Sun 1500 emisyon test cihazı

7.9. Motor Modifikasyonu

Deneylerde kullanılan motorun çalışma esaslarını teşkil eden kademeli dolgu yapılabilmesi için motorun supap çapları değiştirilmiştir. Hava akışı ve karışım teşkilinin amaca uygun düzenlenebilmesi içinde motorun silindir kapağındaki emme kanallarının şekli değiştirilmiştir. Motorun kademeli dolgu ile çalıştırılmasında yakıt olarak LPG kullanılmıştır. Bunun için emme kanallarından hava geçişi sırasında hava içerisine gönderilen LPG'nin yanma odası içerisinde kademeli olarak alınabilmesi için sıralı tip LPG dönüşüm sisteminde de bir takım düzenlemeler yapılmıştır.

7.9.1. Silindir Kapağı Çalışmaları

Benzinli motorlarda yanma odası içerisinde karışımın hareketi, tutuşma ve yanma üzerinde oldukça etkilidir. Hava hareketleri aynı zamanda vuruntusuz ve istenilen özellikte bir yanmanın gerçekleşmesi içinde olumlu katkı yapmaktadır. Ayrıca standartlara uygun

egzoz emisyonu içeriği içinde hava hareketleri önemlidir. Yanma odasında havaya türbülanslı hareket kazandırmanın bir yolu havanın yanma odasına girişinde yönlendirilmesidir. Bunun için hava ve/veya karışım giriş kanalları ile emme supabı mekanizması tasarımları üzerinde oldukça çok çalışma mevcuttur ve bu çalışmalara devam edilmektedir. Benzinli motorlar ve LPG dönüşümü yapılmış motorlar stokiyometrik karışımla çalışmaktadır. Son zamanlarda benzinli motorlarda kademeli dolgu yapılarak, motorun fakir karışımla çalışacak şekilde tasarımları yapılmaktadır. Bu çalışmaların sonucunda motor performansında artış ve emisyon değerlerinde iyileşme olduğu bir çok makalede belirtilmektedir [123].

Orijinal olarak LPG kullanacak şekilde üretilen motorlar stokiyometrik karışımla çalışmaktadır. Sonradan LPG dönüşümü yapılan benzin motorları ise yapıları gereği stokiyometrik karışımla çalışmaktadır. Bu çalışmada motorun hava giriş kanalları modifiye edilmiştir. Bu kanallara püskürtülen LPG ile buji civarında stokiyometrik karışıma yakın bir karışım, yanma odasının diğer kısımlarında ise fakir karışım sağlanması amaçlanmıştır.

7.9.2. Supap ve Supap Yuvaları

Motorlardaki emme işlemi silindir içerisindeki akımın birçok görüntüsünü düzenler. Dört zamanlı motorlarda dolgu girişi ya da emme supabı açıklığı akım için minimum bölgedir. Supap açılma kesitinden geçişteki gaz hızı, emme sürecindeki en yüksek değerdedir. Gaz silindir içerisine konik bir püskürtme şeklinde akar ve dağılır. Bu kesitteki eksenel ve radyal hız, piston hızından yaklaşık 10 kat daha fazladır. Özellikle jigle benzeri karakterlere sahip akım, piston hareket ederken silindir duvarları ile etkileşerek silindirde büyük ölçüde rotasyon akım modelleri oluşturur. Bu akımların detayları, silindir kapağı geometrisi supap ve giriş borusundan önemli ölçüde etkileşir. Bu akımlar hem sıkıştırma işlemi hem de emme işlemi sırasında değişikliğe uğrar ve üç boyutlu türbülans hareketlerine kırırlar ve bozulurlar. Bu türün yeniden sirkülasyon akımları, akımdaki küçük varyasyonlara karşı duyarlılık gösterirler. Böylece farklı devirlerde akım varyasyonları oluşur.

Modifikasyonu yapılan silindir kapağında her bir silindir için iki emme ve iki de egzoz olmak üzere dört adet supap bulunmaktadır. Emme supaplarının orijinal çapları eşit olup tasarımda her iki supaptan geçen dolgu miktarının eşit olması planlanmıştır. Pistonun

hareketi sırasında yer değiştirme hacmi ile gaz debisi arasında 7.3’de görülen süreklilik denklemi ilişkisi mevcuttur.

$$A_p \cdot C_p = A_s \cdot C_g \quad (7.3)$$

Burada,

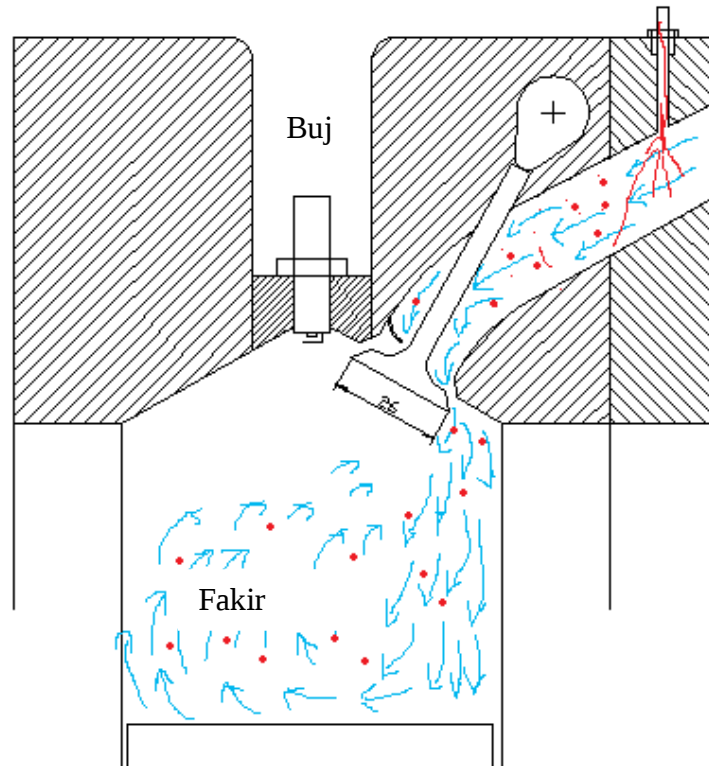
A_p = Piston kesit alanı,

C_p = Ortalama piston hızı,

A_s = Toplam supap açıklığı kesit alanı,

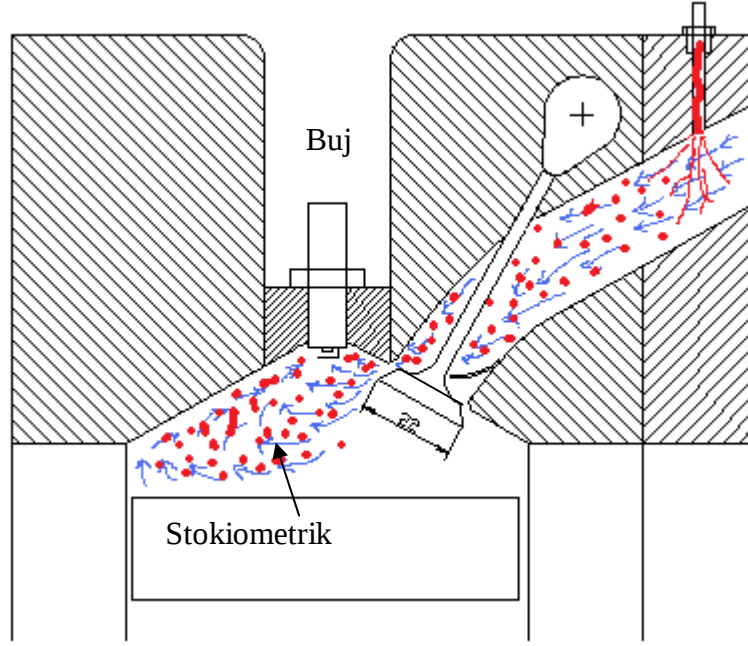
C_g = Ortalama gaz hızıdır.

Silindir içerisine kademeli dolgu gönderme amacıyla her bir silindire karışımın girişini sağlayan supap yuvalarından bir tanesinin çapı büyütülmüştür. şekil 7.10’da görüldüğü gibi bujiden uzak olan bölgelere karışım girişi sağlayan supap, supap yuvası ve silindir kapağındaki hava giriş kanalları büyütülerek bu bölgelere alınacak fakir karışımın miktarının arttırılması amaçlanmıştır. Ayrıca supabın arkasına yerleştirilen yönlendirici sayesinde karışım rampasında hazırlanan fakir karışım silindir içerisinde bujiden uzak noktalara doldurulmaktadır.



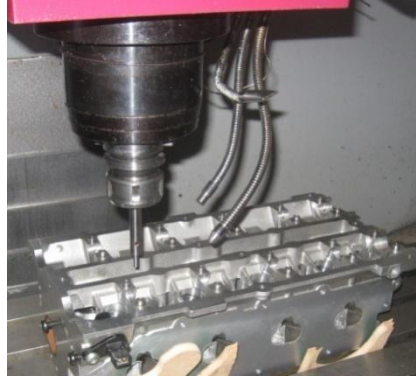
şekil 7.10 Büyük çaplı supaptan karışımın silindir içerisine girişinin görünümü

Buji civarında stokiyometrik ve/veya zengin karışım sağlamak amacıyla, bujiye yakın olan supap ve supap yuvası çapında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Şekil 7. 11’de görüldüğü gibi supap arkasına yerleştirilen yönlendirici ile stokiyometrik karışım silindir içerisinde bujiye yakın bölgelere doldurulmaktadır.



Şekil 7.11 Küçük çaplı supaptan karışımın silindir içerisine girişinin görünümü

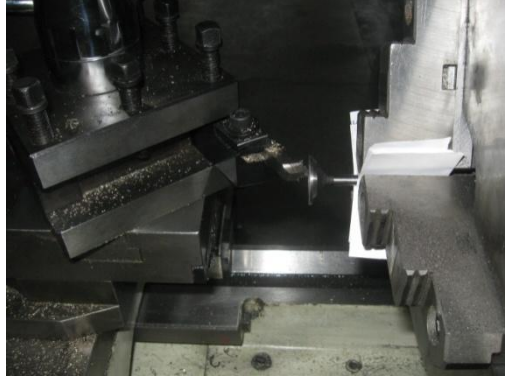
Supapların çapı şekil 7.12’de görüldüğü gibi, özel supap yuvası dikey tornalama tezgâhında büyütülmüştür. Çapı büyütülecek supap yuvasının, supap kılavuzuna, tezgâhın merkezleme plotu takılmıştır, merkezleme işlemi tezgâhın başlık eksenine göre yapılmıştır. Özel tezgâh aracılığı ile talaş kaldırma yöntemi kullanılarak supap yuvalarının ve hava giriş kanallarının çapı büyütülmüştür. Bu işlem ile yuva çapı 22 mm den 26 mm ye çıkartılarak yaklaşık %20 oranında büyütülmüştür.



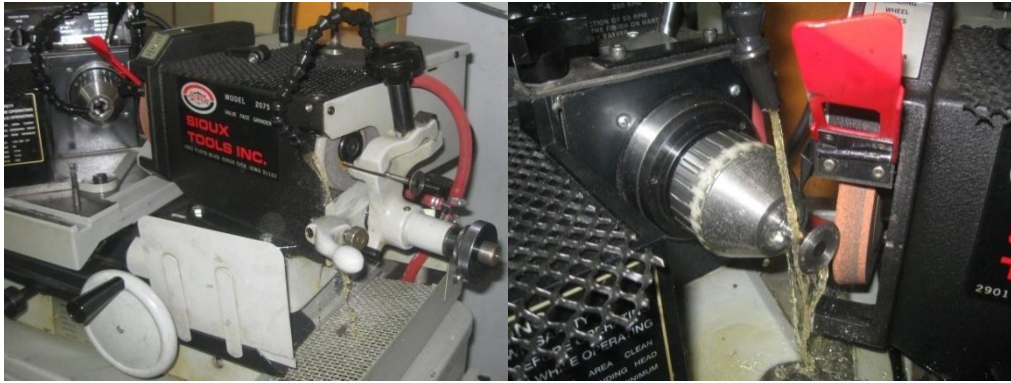
Şekil 7.12 Supap yuvalarının çaplarının büyütülmesi işlemi

Supap yuvalarında yapılan %20 lik büyüme oranı standart dışı olduğundan, bu yuvalara uygun supapların yeniden yapılması gerekmektedir. Supap sapının çapı aynı fakat boyu ve supap tabla çapının büyük olması kaydı ile aynı model, farklı tip motora ait supaplar alındı. Alınan supaplar Şekil 7.13.b.c’de görüldüğü gibi supap tablasının oturma yüzeyleri ve supap sapı şekil 7.13.a’da görüldüğü gibi klasik torna tezgâhında kaba ölçüye getirilip supap taşlama tezgâhında yuva çapına uygun ölçülerde hazırlanmıştır.

Emme sırasında oluşan hız profilleri supap açıklığı ve supap çapı ile önemli ölçüde etkilenebilir. Çalışmada supap kalkma yüksekliği sabit tutulup sadece supap çapı değiştirilmiştir ve motor performansı üzerine etkileri incelenmiştir.



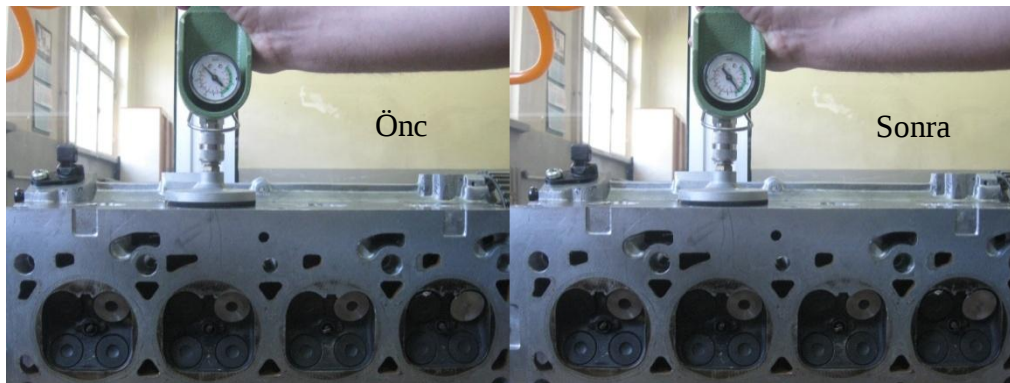
a Supap tablasının tornalanması



b Supap sapının kam oturma yüz.taşlanması c supap tablasının oturma yüz. taşlanması

Şekil 7.13 Supabın yeniden boyutlandırılması

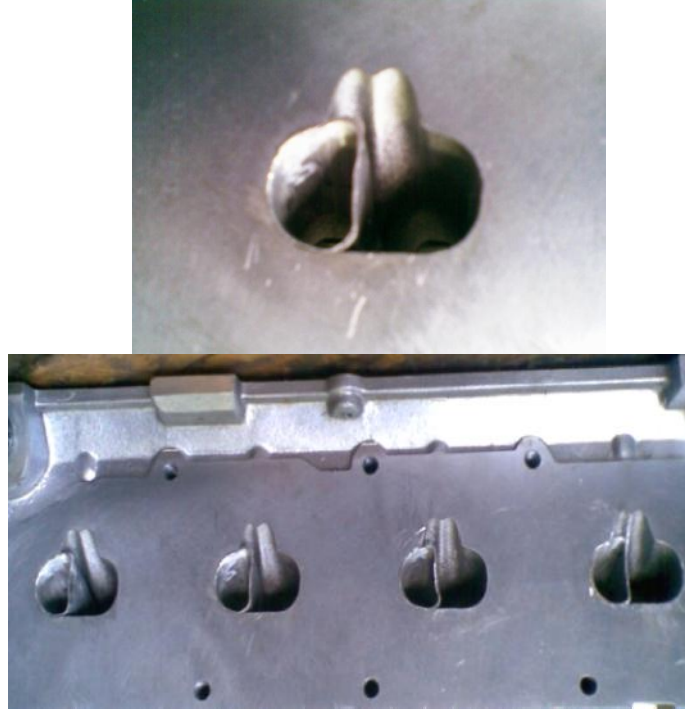
Supaplarda kaçak olmaması için yenileştirme atölyesinde bulunan supap taşlama ve supap yuvası taşlama tezgâhlarında yeni hazırlanan supap ve yuvalar biri birine alıştırılmış. Şekil 7.14’de görüldüğü gibi supap kaçak testine tabi tutulmuştur.



Şekil 7.14 Modifiye edilen supapların ve yuvaların kaçak testlerinin yapılması

7.9.3. Silindir Kapağının Hazırlanması

Supaplar ve yuvaları uygun şekilde ayarlandıktan sonra, fakir ve zengin karışımın birbirine karışmadan silindir içerisine farklı supaplardan girmesi için silindir kapağında, emme supaplarının hemen arka kısmında bulunan bölüm özel olarak hazırlanmış ayırıcılar vasıtası ile şekil 7.15’de görüldüğü gibi ikiye bölünmüştür.



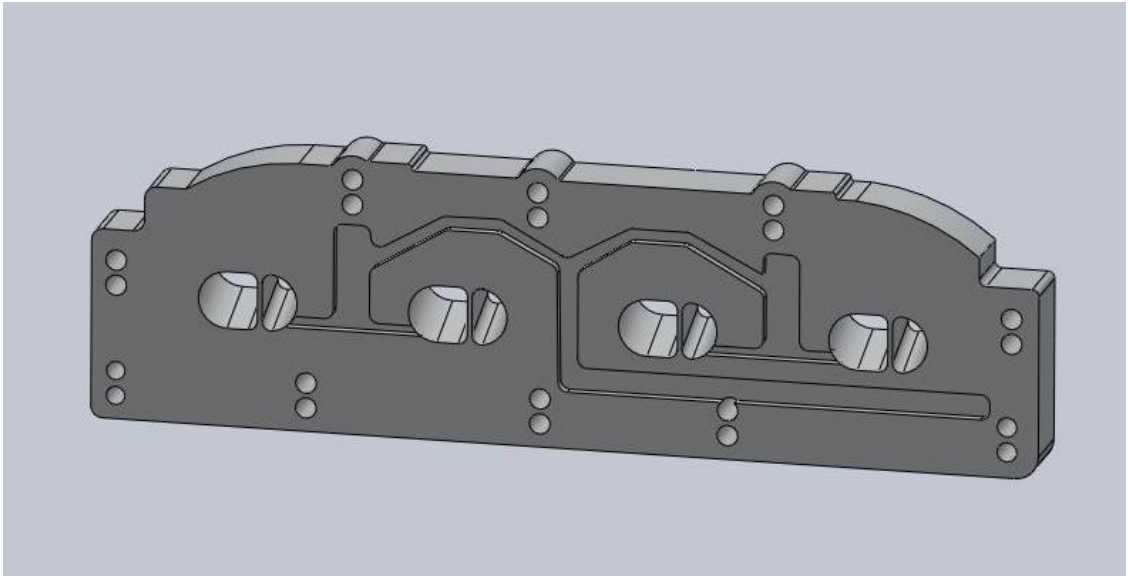
Şekil 7.15 Emme supaplarına bağlı kanalların ikiye ayrılmış görünümü

7.9.4. Karışım Rampasının Hazırlanması

Benzinli motorlarda karışımın tutuşma süresini kısaltan önemli faktörlerden biriside, karışım oranıdır. Yapılan çalışmalarda stokiyometrik oran civarında karışım hazırlanması halinde ekzotermik reaksiyon hızının arttığı ve tutuşma sürecinin kısaldığı görülmüştür. Ancak stokiyometrik karışım hazırlama belirli bir motorda birim zamanda veya her çevrimde tüketilen yakıt miktarını sınırlamaktadır. Stokiyometrik karışım egzoz gazı emisyonlarındaki iyileşme çalışmalarında belirli ölçüde etkilemektedir. Son zamanlarda yanma odasında buji civarında stokiyometrik karışım, bujiden uzak bölgelerde ise fakir karışımı hazırlama çalışma ve uygulamaları yaygın olarak devam etmektedir. Bu uygulama

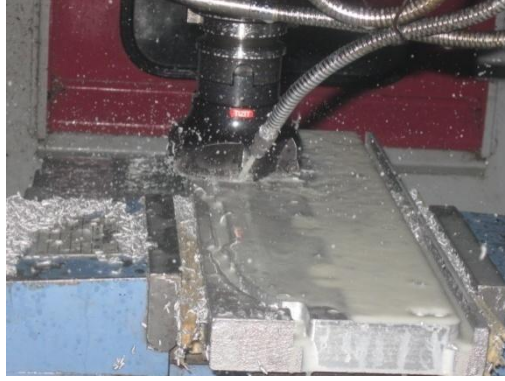
ile benzinli motorlarda fakir karışımın olumsuz etkileri giderilmeye çalışılmaktadır. Böylece fakir karışım ile çalışması, diğer bir ifade ile daha fazla hava gönderilmesi ile her çevrimde yakılabilecek yakıt miktarı da azaltılmakta ve motor performansı da iyileşmektedir. Bu uygulama ile egzoz emisyonlarında da iyileşmeler olduğu belirtilmektedir [124].

Yapılan çalışmada, motora alınacak olan karışımın iki farklı oranda olması amaçlanmıştır. Bu amacı gerçekleştirmek için şekil 7.16’de görülen iki kanallı karışım hazırlama rampası tasarlanmıştır.



Şekil 7.16 Karışım hazırlama rampası

Yeni tasarlanan karışım rampası ile buji civarına stokiyometrik ve zengin karışım, yanma odasının diğer kısımlarına ise fakir karışım gönderilmesi amaçlanmıştır. Karışım hazırlama rampası mevcut motorun silindir kapağı ve emme manifoldu arasına yerleşecek şekilde tasarlanmıştır. Solid Works tasarım programında kordinatları ve gerçek ölçüleri temel alınarak parça bilgisayar ortamında üç boyutlu modellenmiştir. Üç boyutlu model, SOLIDCAM-R12 programında CNC (Computer Numerik Control) kodları elde edilmiştir. Elde edilen CNC kodları enterprice multi DNC programı ile CNC tezgahına aktarımı yapılmıştır ve şekil 7.17’de görüldüğü gibi JOHNFORD Fanuc 0M üç eksenli dik işleme merkezli CNC tezgâhında imal edilmiştir. Parçanın imal edildiği malzeme silindir kapağının malzemesiyle (AlSi12CuNiMg) aynı seçilmiştir.



Şekil 7.17 Karışım hazırlama rampasının imalat görüntüsü

Modifiye yapılmış motorda karışım; emme supaplarının arkasında, karışım hazırlama rampasında hazırlanmaktadır. Karışım hazırlama rampası şekil 7.16’da görüldüğü gibi kesit alanları farklı iki kanaldan oluşmaktadır. Bu kanalların kesit alanları 1/3 oranındadır. Dar kesitli bölümde stokiyometrik karışım hazırlanmakta ve diğer bölümde fakir karışım hazırlanmaktadır. Hava emme manifoldundan geçip karışım hazırlama rampasındaki zengin karışım ve fakir karışım kanallarına girmektedir. Hava bu kanallardan geçerken şekil 7.17’de görülen her bir kanala farklı miktarlarda yakıt püskürtten enjektörlerinden LPG püskürtülerek karışım hazırlanmaktadır. Motorun çalışma anında ihtiyacı olan karışım oranı LPG ECU’sunun enjektörlere gönderdiği sinyaller ile ayarlanmaktadır.

7.9.5. Karışım Yönlendiricilerinin Hazırlanması

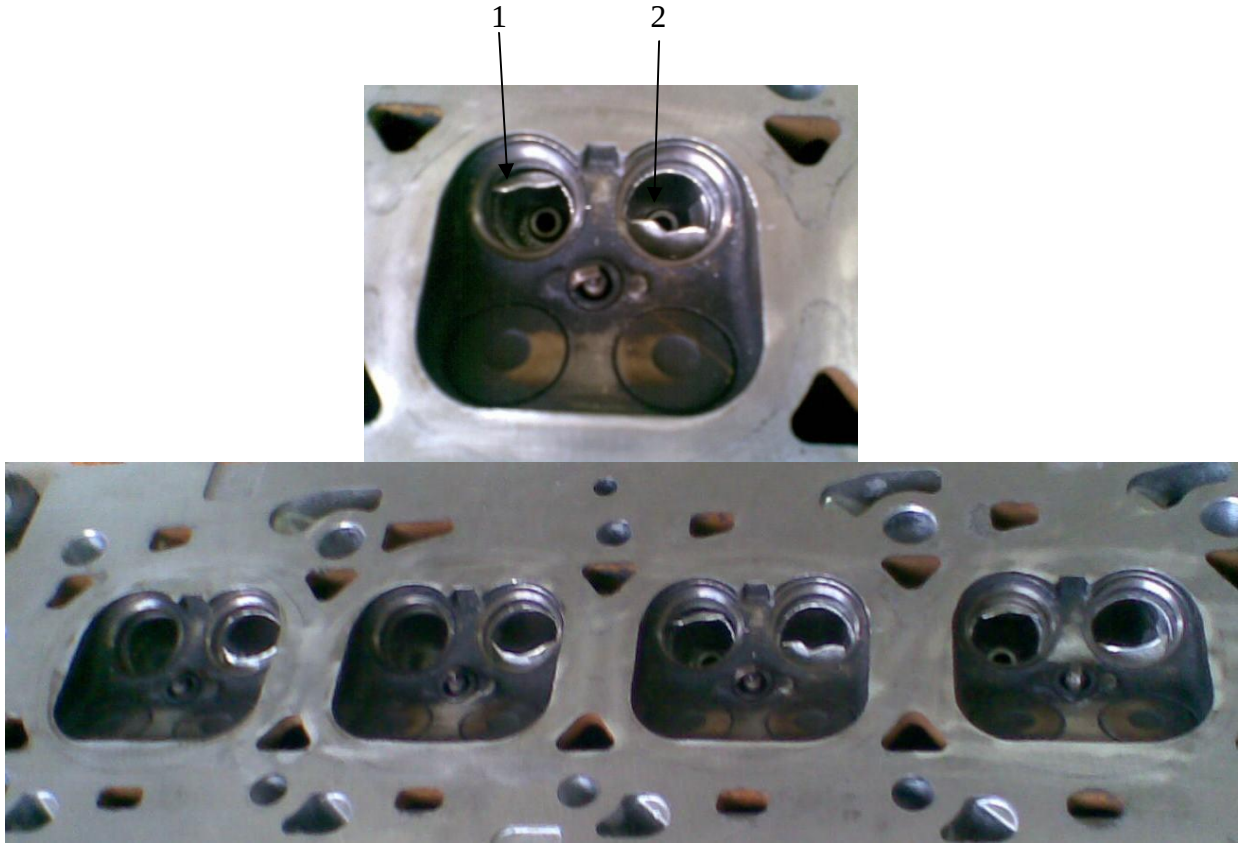
Silindir içerisine fakir ve zengin karışımların istenildiği doğrultuda silindir içerisine doldurulmasını sağlamak için karışımları yönlendirecek şekil 7.18’de görülen basit yol vericiler tasarlanmış ve alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Karışım yönlendiricilerin hepsinin aynı ölçülerde ve açılarda olması ve imalatı kolaylaştırmak için supap çaplarına uygun iki kalıp hazırlanmıştır. Şekilde görülen kalıplar A 1040 çeliğinden, küçük olanın dış çapı 21mm, eğim açısı 45° derece ve eğim uzunluğu 8 mm olacak şekilde torna tezgâhında işlenerek hazırlanmıştır. Büyük karışım yönlendiriciler için; alüminyum boruların iç çapları 26 mm, dış çapları ise 27 mm, küçük emme supabı için hazırlanan karışım yönlendiricilerin iç çapları 22 mm ve dış çapları da 23 mm olacak şekilde tornalandı. Yönlendiriciler iç ve dış çapları uygun şekilde ayarlanmış borulardan 30 mm uzunluğunda kesilmiş ve kalıp üzerine geçirilerek soğuk şekil verme yöntemi ile

hazırlanmıştır. Hazırlanan yönlendiriciler tek tek taşlanarak her bir emme supabının arkasındaki kanala uygun hale getirilmiş ve çelik yapıştırıcı kullanılarak emme kanalı içerisine monte edilmiştir. Yönlendiricilerin pozisyonları karışımı istenildiği gibi yönlendirip yönlendirmediği, emme kanalından basınçlı olarak renklendirilmiş hava gönderilerek test edilmiştir.

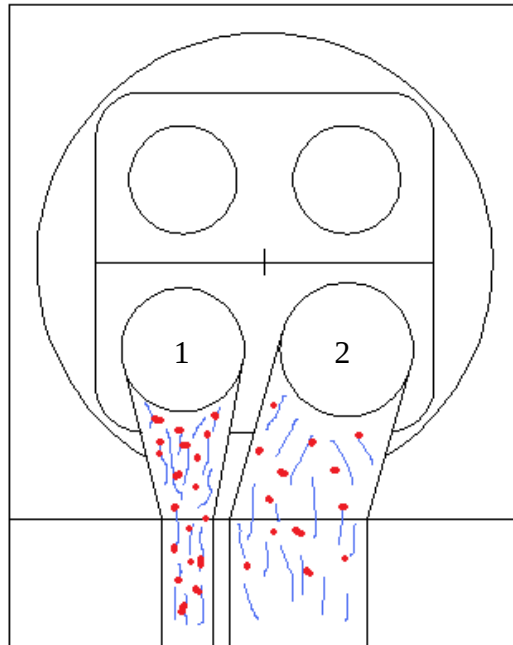


Şekil 7.18 Emme kanallarına yerleştirilen karışım yönlendiricileri

Şekilde 7.19’da görüldüğü gibi emilen taze dolgunun amaca uygun bir şekilde silindirlere alınabilmesi ve dolgunun silindirlere alınması sırasında bir türbülans kazanarak kinetik enerjisini arttırmak için dolgu yönlendiriciler hemen emme supaplarının arkasına yerleştirilmiştir.



Şekil 7.19 Karışım yönlendiricilerin silindir kapağına yerleştirilmiş görüntüleri



Şekil 7.20 Yanma odası, supaplar ve emme kanallarının şematik görünümü

Şekil 7.19’da genel görünümü ve şekil 7.20’de şematik görünümünde, 1 rakamı ile numaralandırılmış supabın çapı, 2 rakamı ile numaralandırılmış supabın çapından küçüktür. 1 numaralı supap stokiyometrik karışımın geçtiği supap ve 2 numaralı supap ise fakir karışımın silindire alındığı supaptır. Yanma odası girişine yerleştirilen yol vericiler sayesinde silindir içerisine alınan farklı orandaki karışımlar silindir içerisinde farklı bölgelere yönlendirilmektedir. 1 numaralı supaptan geçen karışım şekilde de görüldüğü gibi yanma odasına doğru ilerler ve buji civarına yerleşir, 2 numaralı supaptan geçen karışım direk silindirin içerisine doğru akar ve pistonla çarptıktan sonra silindirin içerisini tamamen doldurur. Böylelikle emme stroku boyunca taze dolgu, iki farklı emme kanalından, iki farklı karışım oranında gönderilip silindir içerisinde iki farklı karışımlı dolgu bölgesi oluşturulmaktadır.

7.9.6. Emme Manifoldu ve Karışım Yönlendiricileri

İçten yanmalı motorlarda emme supabından geçen akışın davranışı motor performansına, özellikle volumetrik verime etkisinden dolayı önem kazanmaktadır. Yanma işleminde yanma odasına giren dolgu hareketlerinin etkisi şüphe götürmeyecek düzeydedir. Girdaplı hava hareketleri yanma süresini kısaltmakta ve motor performans karakterlerini olumlu yönde etkilemektedir[64]. Motorlarda yanma odasında girdap,

- ❖ Silindirlere taze dolgu alınırken karışım yönlendirilerek
- ❖ Sıkıştırma stroku süresince girdap oluşumu düzenlemeleri ile
- ❖ Yanma odasına değişik şekiller verilerek yanma sırasında alev yönlendirilerek oluşturulur.

Bu çalışmada ikinci bir amaç, emme manifoldu içerisine yerleştirilen yönlendirici ile dolgunun silindire alınması esnasında karışıma emme stroku boyunca bir girdap hareketi kazandırılmasıdır. Emme girdabını oluşturmak için tasarlanan emme portları motor performansını belirlemede daha etkili parametrelerden birisi olarak bilinmektedir.

Yapılan tasarım ile emme portu içerisinden geçen dolguya, yanma odasına 18 derecelik bir açı ile girişi sağlanmıştır. Böylece akış yanma odası üst kısmına doğru teğetsel bir geçiş şeklinde olmaktadır. Yönlendirilmiş port geçişi düzdür. Teğetsel yönde supap açıklığının dış çevresi boyunca tüm açık alandan yararlanıldığından aynı girdap düzeyi için daha düşük bir dirençle daha yüksek bir debi katsayısı elde edilmesi amaçlanmıştır.

7.9.7. LPG Dönüşüm Sistemi ve Ekipmanları

Taşıtların LPG ile çalışabilir şekle dönüştürülmesi ile ilgili ve ülkeler tarafından resmen kabul edilmiş olan standartlar mevcuttur. Ancak her ülkenin kabul ettiği standartlar % 80-90'a varan birçok Avrupa ülkesinde dönüşüm sistemleri ile ilgili olarak ya E/ECE/324 R-67 standardı veya bu standardın yalnızca birkaç maddesinin değiştirilmesi ile oluşturulan ulusal standartlardır. Konu ile ilgili standartları iki kısımda ele almak mümkündür. Birinci tür standartlar dönüşüm sisteminin tanımı ve elemanlarının taşıması gereken özelliklerle ilgili standartlar ikinci tür standartlar ise dönüşümün taşıta uygulanması sırasında dikkat edilmesi gereken hususları içeren standartlardır [124].

Deneylerde kullanılan 4 zamanlı, 4 silindirli, çok nokta enjeksiyonlu, elektronik ateşlemeli motor, ATİKER marka sıralı tip dönüşüm sistemi kullanılarak LPG ile çalışabilecek duruma getirilmiştir. LPG sistemi; elektronik kontrol ünitesi, regülatör, enjektörler, depo, yakıt boruları ve kademeli dolgulu motora uyumlu olması için hazırlanan LPG dağıtıcılarından oluşmaktadır.

LPG depodan dolum basıncıyla regülatöre kadar gelir. Motorun soğutma suyu sıcaklığından faydalanılarak şekil 7.21'de görülen regülatörde buharlaştırılarak enjektörlere gönderilmektedir.



Şekil 7.21 LPG regülatörünün görünümü

Şekil 7.22'de görülen enjektörler ECU'dan gelen sinyaller doğrultusunda LPG dağıtımını yapmaktadır. Yakıt püskürtme miktarları, emme manifold basıncını kontrol eden sensör, motor devrini algılayan sensör ve ateşleme sisteminden aldığı bilgiler

doğrultusunda ayarlanmaktadır. Sistemin kalibrasyonu atiker firmasının geliştirdiği paket programı ile yapılabilir. Paket program ile enjektörlerin devir aralıkları ve manifold basıncına göre püskürtme haritası menüsünden değiştirilebilmektedir. Ayrıca benzinden LPG ye geçiş sıcaklığı ve devirleri değiştirilebilmektedir.



şekil 7.22 LPG enjektörleri

LPG ECU'suna motorun çalışma programı, motora ait ECU'sunun montaj sırasında transfer edilmiştir. şekil 7.23'de görülen ECU motora yakın bir noktaya monte edilmiştir.



şekil 7.23 LPG ECU'sunun görünümü

LPG yakıtı enjektörlerden çıktıktan sonra boyu 20 cm yi geçmeyen LPG iletim boruları ile dağıtıcıya gelir. Dağıtım boruları şekil 7.24'de görüldüğü gibi ikiye ayrılarak stokiyometrik karışım ve fakir karışım kanallarına bağlanır. Fakir karışım kanalına bağlanan meme çapı 0,7 mm ve stokiyometrik karışım kanalına bağlı olan enjektörün meme çapı ise 1 mm dir.



Şekil 7.24 LPG dağıtıcısının görünümü

8. DENEYSEL BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde; benzinli homojen dolgu, LPG’li homojen dolgu ve kademeli dolgu ile deney motorları çalıştırılıp tam yükte ve değişik motor devirlerinde yapılan performans ve emisyon test sonuçları verilmiştir. Ölçülen ve hesaplanan değerler tablo ve grafikler halinde gösterilmiştir. Benzin ve LPG yakıtlarının motor performansı ve egzoz emisyonu değerleri karşılaştırılarak tartışılmıştır. Bu bölümde KDL (kademeli dolgu LPG), HDL (homojen dolgu LPG) ve HDB (homojen dolgu benzin) olarak belirtilmiştir.

8.1. Motor Performans Testlerinin Değerlendirilmesi

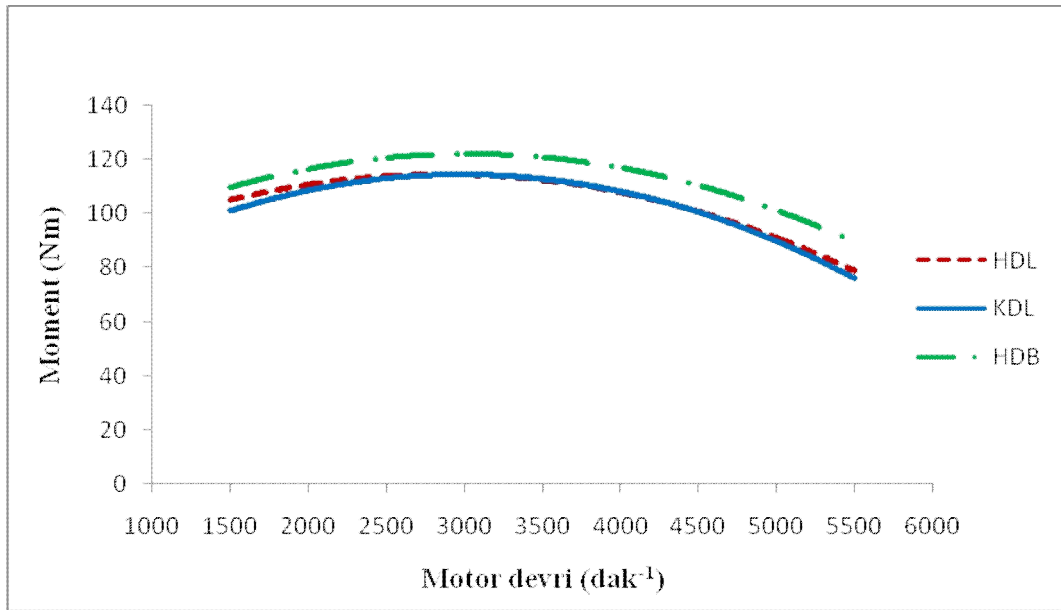
HDL, KDL, HDB olarak çalışma durumunda, motor performans testlerinden elde edilen motor momenti, efektif motor gücü, yakıt tüketimi, özgül yakıt tüketimi, efektif verim ve egzoz gazı sıcaklıkları karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir.

8.1.1. Motor Momenti

Şekil 8.1’de KDL, HDL ve HDB çalışma durumunda gaz keleşi tam açıkken motorun tam yükteki moment değişimi görölmektedir. Düşük motor devirlerinde her üç çalışma durumunda motor momentide düşüktür. Devir artışı ile birlikte motor momentlerinin arttığı görölmektedir. Yaklaşık 3000 dak⁻¹ devirde motor momentlerinin bir maksimuma ulaştığı, daha yüksek devirlerde tekrar düşmektedir. Kademeli dolgu ve homojen dolgu ile çalışmada her iki yakıt türü için devir sayısının yükselmesi ile motor momentinin artması birim zamandaki çevrim sayısının artmasının sonucudur. İçten yanmalı motorlarda motor momentini belirleyen temel değişken parametrenin ortalama efektif basınç (Pme) olduğu bilinmektedir. Motorlarda ortalama efektif basıncının maksimum olduğu devirlerde motor momentide maksimumdur.

Tablo 8.1 Moment değişimleri

n(dak ⁻¹)	Md (Nm)(KDL)	Md (Nm)(HDL)	Md (Nm)(HDB)
1500	108	110	116
2000	113	114	119
2500	118	119	122
3000	120	119	126
3500	101	103	115
4000	99	96	110
4500	87	88	97
5000	80	84	92
5500	84	80	92



Şekil 8.1. Moment değişim grafiği

Bu devrin altına inildiğinde veya üstüne çıkıldığında motor momenti düşer. Ortalama efektif basıncın konstrüktif faktörlerin dışında yanmanın bir fonksiyonu olduğu söylenebilir. Benzinli motorlarda yanma odasına alınan dolgu bujiden kıvılcım çaktığında

hemen tutuşmaz. Tutuşmanın başlayabilmesi için bujiden kıvılcım çıktığı anda, bu bölgedeki karışımın enerji seviyesinin, kıvılcımın oluşturduğu sıcaklıkla tutuşabilme değerinde bulunması gerekir. Benzinli motorlarda homojen karışımla çalışmada yanma odasındaki karışım oranı stokiyometrik veya biraz daha zengin karışımdır. Kademeli dolgulu çalışmada ise buji civarındaki karışım stokiyometrik veya daha zengin karışımdır. Buji civarındaki karışım içeriği tutuşma ve yanma hızını belirler. Tutuşma başladıktan sonra normal bir yanmada yanma hızı 25-30 m/s kadardır. Motor devri arttıkça hava hareketleri de artar ve sonuçta yanma hızlanır ve iyileşir. Bu nedenle yüksek devirlerde motor momentinin artması beklenen bir sonuçtur. Maksimum motor momentinin oluştuğu devirden daha yüksek devirlere çıkıldığında bir taraftan her çevrim için silindire alınan karışım miktarı artarken diğer taraftan devir sayısına bağlı olarak piston hızı artmaktadır. Bu nedenle genişleme sürecinde yanma daha uzun devam etmekte ve endikatör diyagramında pozitif iş alanı küçülerek ortalama efektif basınç düşmektedir. Belirli bir devir sayısında volumetrik verim ve yanma şartlarının iyileştiği daha düşük ve yüksek devirlerde ise kötüleştiği şeklinde açıklanabilir.

Tablo 8.1’de her iki yakıt türü için homojen ve kademeli karışımla çalışma durumunda ölçüm alınan her motor devri için motor momenti değerlerindeki değişimin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Değişim trendi tipik bir içten yanmalı motor karakteristiğini yansıtmaktadır.

En yüksek moment 3000 dak⁻¹ devirde meydana gelmiş olup, motor moment değerleri büyükten küçüğe doğru HDB, KDL, ve HDL şeklinde sıralanmıştır. LPG kullanıldığında HDL ve KDL arasında çok fazla bir moment farkı olmamıştır. Maksimum momentin oluştuğu 3000 dak⁻¹ devirde KDL momenti HDL momentinden yaklaşık %1 daha büyük çıkmıştır. Genelde KDL momenti HDL momentinden yüksek olup bazı devirlerde %4’e kadar çıkmaktadır.

Bütün çalışma devirlerinde homojen dolgulu benzinle çalışma HDB moment değerleri, hem kademeli dolgulu LPG hem de homojen dolgulu LPG’li çalışmalardan yüksek çıkmıştır. Bu yükseklik en büyük momentin oluştuğu devirde %4 civarında iken bazı devirlerde %10’a kadar çıkmaktadır. Yakıt özellikleri bir parametre olarak alınıp motor tasarımı yapıldığında motorun en çok çalıştığı devir aralığı göz önünde bulundurularak tasarım yapılır. Benzin’in oktan sayısı, yoğunluk, parlama ve alev alma noktası gibi özellikler, yakıtın parçalanması, kimyasal reaksiyonlar ve yanma için etkili özelliklerdir. Yanma odası dizaynı ve karışım hazırlama bu özelliklere göre düzenlenir. Motorun en çok

çalıştığı devir aralığı için benzine göre yapılan tasarım bu devir aralığının dışına çıkıldığında ideal şartlardan uzaklaşır. Benzin kullanıldığında düşük ve yüksek devirlerde daha düşük moment alınması bu düşünceyi kuvvetlendirmektedir. Bu açıdan bakıldığında çok düşük devir ve çok yüksek devirlerde benzin kullanımı ile LPG kullanımı sonucu ölçülen moment değerlerindeki farkın artması anlamlı gelmektedir.

Deney motorları çalışırken silindire alınan dolgu debisinin ölçümü kızgın telli anomometre ile yapılmakta ve ECU tarafından değerlendirilmektedir. Benzinin kalorifik değeri LPG'nin kalorifik değerinden yüksektir. Ayrıca benzinin yoğunluğunun LPG'den daha yüksek olması motorun aynı çalışma şartlarında silindire alınan LPG'nin kütesel debisinin benzine oranla daha düşük olmasına neden olmaktadır. Bu nedenlerle LPG'li çalışma durumunda her çevrimde silindire alınan dolgunun yanmasıyla üretilen ısı enerjisi de benzinli çalışmaya göre düşük kalmaktadır. Sonuçta LPG'li çalışmada motor momentinin düşük olmasının başlıca nedeninin düşük kalorifik değer olduğu söylenebilir.

8.1.2. Efektif Güç

KDL, HDL ve HDB ile çalışma için hesaplanan efektif güç değerleri Tablo 8.2'de görülmektedir. Efektif güç ölçülen moment ve motor devrinde yararlanılarak aşağıda (8.1) de verilen formül ile hesaplanmıştır.

$$Pe = \frac{Md \cdot n}{9549,3} \text{ kW} \quad (8.1.)$$

Burada;

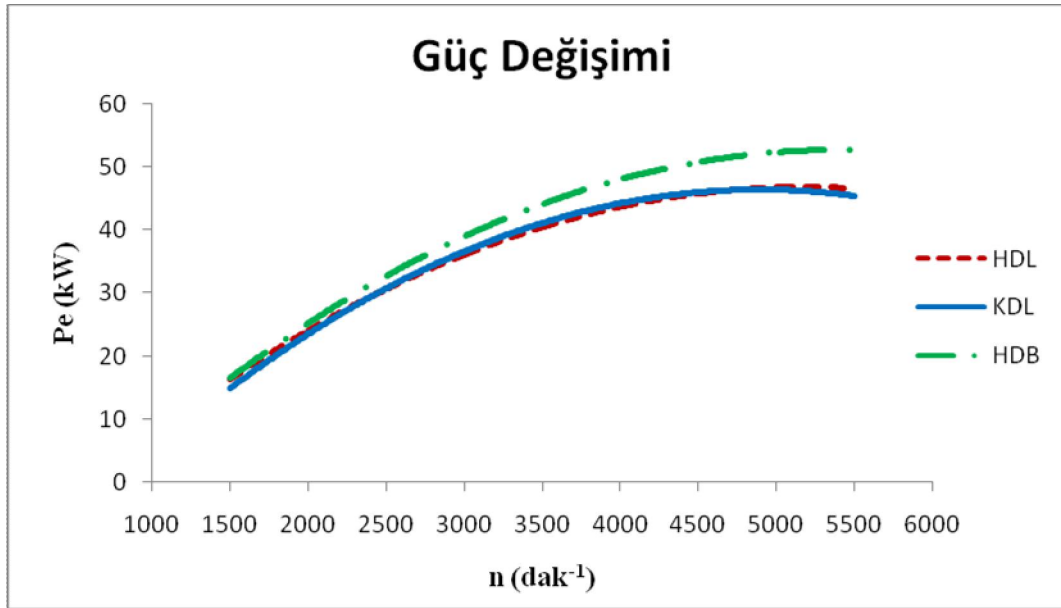
Md : Motor momenti (Nm)

n: Motorun devir sayısı (dak^{-1})

Pe: Motor gücü (kW) tır.

Tablo 8.2 Efektif güç değişimi

$n(\text{dak}^{-1})$	$P_e (\text{kW})(\text{KDL})$	$P_e (\text{kW}) (\text{HDL})$	$P_e (\text{kW})$ (HDB)
1500	15,7	16,4	17,9
2000	22,7	23,1	24,3
2500	29,6	29,9	31,2
3000	37,1	37,4	38,3
3500	44	43,6	46,2
4000	42,3	43,2	48,2
4500	46,7	42,3	51,9
5000	45,6	46,1	50,8
5500	46	48,4	53



Şekil 8.2 Efektif güç değişimi

Tablo 8.2’de görülen efektif motor güçler için, efektif güç-devir ilişkisi Şekil 8.2’de grafik olarak gösterilmiştir. Her üç çalışma için motor devir sayısı arttıkça motor gücünün

de arttığı görülmektedir. Motor devir sayısı arttıkça birim zamandaki çevrim sayısı artacağından devir artışı ile gücün artması doğal ve beklenen bir sonuçtur.

Motor efektif gücünün, motor devir sayısı 3500 dak^{-1} oluncaya kadar lineere yakın bir eğilim ile arttığı görülmektedir. Düşük devirlerde LPG'li çalışma ile benzinle çalışma arasındaki güç farkının ortalama olarak %6 civarında olduğu, 3500 dak^{-1} devirin üzerine çıkıldığında güç farkının arttığı görülmektedir. Motor devri 5000 dak^{-1} olduğunda LPG ile benzinli çalışma arasındaki güç farkı en büyük değerine ulaşmakta olup %14 seviyesine çıkmaktadır. Yüklü olarak yüksek devirlere çıkıldığında motor yükünü karşılamak için birim zamanda tüketilen yakıt miktarının artması bilinmektedir. Nitekim yapılan ölçümlerde yüklü koşullarda yüksek devirdeki çalışmalarda her iki yakıt türü için yakıt tüketiminin hızla arttığı görülmüştür. Hacimsel yakıt debisinin artması, LPG yoğunluğunun benzine oranla düşük olması nedeniyle silindire alınan LPG'nin kütleli olarak düşmesi ile sonuçlanmaktadır. Yakıt tüketimi arttıkça LPG ile benzin arasındaki kütleli yakıt tüketimi farkı da artmaktadır. Buna ek olarak LPG'nin kütleli kalorifik değerinin de benzinle oranla düşük olduğu dikkate alındığında, yüksek devirlerde efektif güç farkı artışının benzin lehinde gerçekleşmesi normal gelmektedir.

Kademeli dolgu ile çalışmanın motor efektif gücü üzerinde kayda değer olumlu bir etkisinin olmadığı görülmüştür. KDL ile çalışmanın en büyük olumlu etkisi 4000 dak^{-1} devirde gerçekleştiği görülmüştür. Bu devirde KDL ile HDL arasındaki efektif güç farkı %8 olarak belirlenmiştir.

Yüksek devirlerde motor momentinin düşmesine rağmen, motor gücünün artması motor gücü üzerinde motor devir sayısının da etkili olmasından kaynaklanmaktadır. Motor devrinin belirli bir devrinden sonra yanma şartlarının kötüleşmesi sonucu motor gücü artış trendinde bir azalma görülmektedir. Şekil 8.2 incelendiğinde motor devir sayısı yaklaşık 3500 dak^{-1} çıkarıldığında güç artış eğiminin azaldığı görülmektedir.

Motor devri çok arttırıldığında, hareketli parçaların atalet kuvvetleri ve mekanik sürtünmelerin artması sonucu mekanik verimin düşmesi, yüksek devirlerde hacimsel verimdeki düşüş ve yanma süresinin kısılması gibi nedenler ortalama efektif basıncın (P_{me}) aşırı düşmesine ve dolayısı ile motor gücü artış hızının azalmasına neden olmaktadır.

Belirli bir devirden sonra yanma şartlarındaki aşırı kötüleşme nedeniyle efektif güç eğrisinde bir kırılma ile düşme görüleceği birçok yayında belirtilmektedir. Deneyler

sırasında yük altında 5500 dak⁻¹ devirin üzerine çıkılamadığından efektif güç eğrisindeki kırılma görülememiştir.

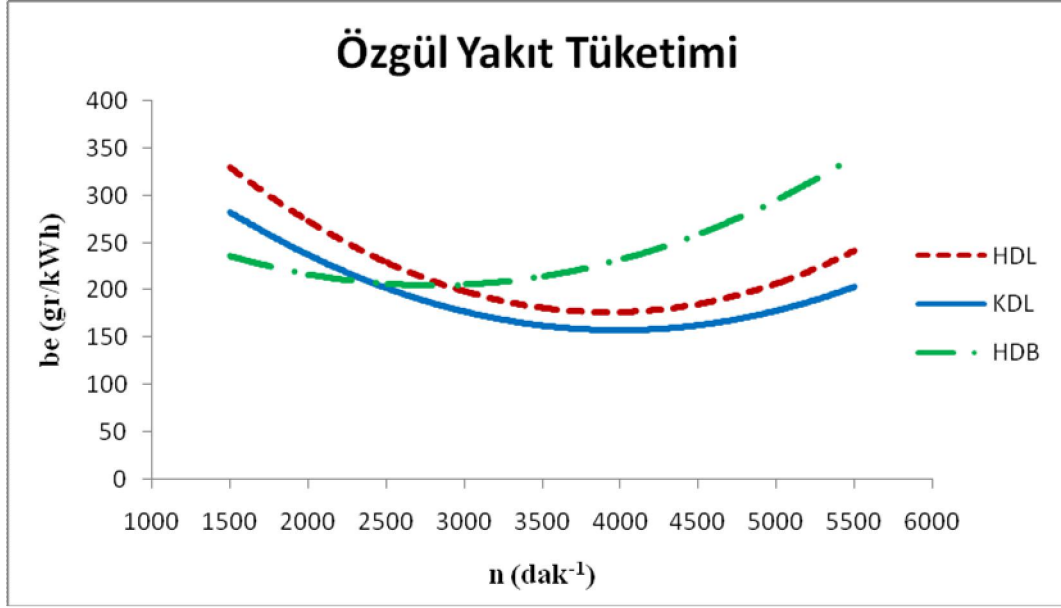
8.1.3. Özgül Yakıt Tüketimi

Özgül yakıt tüketimi, birim zamanda birim güç başına tüketilen yakıt miktarı olarak tanımlanmaktadır. Özgül yakıt tüketimi, motorun mil verimini belirleyen bir özelliktir [8].

Deneyler esnasında üç dolgu tipi için tam yük, gaz keleşbeği açıklık pozisyonu ve her bir devir için tüketilen yakıt miktarları ölçölmüştür. Elde edilen değerler tüketilen yakıtın miktarı, efektif güç ve zamanın fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Tüketilen yakıt miktarı efektif güç ile doğru orantılı ve zaman ile ters orantılı değişim göstermektedir. Şekil 8.3.'e ve tablo 8.3.'e bakıldığında homojen dolgulu LPG'li motor ve kademeli dolgulu LPG'li motorun kıyaslanmıştır. Grafikte göröldüğü gibi özgöl yakıt tüketimi düşük devirlerde yüksek kaldığı görölmektedir. Devir sayısı arttıkça özgöl yakıt tüketiminin azaldığı, 3500dev/dak dan sonra devir sayısındaki artış efektif gücün artışından fazla olduğı için ve sürtünme kuvvetlerinin artması ve çevrim başına yeterli soğutma olmadığından dolayı özgöl yakıt tüketiminin de buna bağlı olarak arttığı söylenebilir. Özgöl yakıt tüketimi grafikleri incelendiğinde, motorun LPG ile çalışmasında kütleşel olarak daha az yakıt tükettiğı görölmektedir. Bunun sebebi, LPG'nin kütleşel alt ısı değerinin benzinkinden daha yüksek olmasıdır. LPG'nin yanması sonucunda daha fazla ısı enerjisi ortaya çıkmakta ve krank milinden 1 kWh'lik enerji almak için daha az yakıt tüketilmektedir.

Tablo 8.3. Özgöl yakıt tüketimi değişimi

n(dak ⁻¹)	be (gr/kWh)(KDL)	be (gr/kWh)(HDL)	be (gr/kWh)(HDB)
1500	316,918	355,401	244,6927
2000	211,454	278,604	198,2716
2500	173,745	182,12	220,6044
3000	166,096	171,887	209,5442
3500	159,292	180,865	200,8069
4000	198,847	216,346	237,4311
4500	169,735	226,091	269,8615
5000	182,825	184,953	288,8605
5500	184,143	226,374	340,0461



Şekil 8.3 Özgöl yakıt tüketimi değişimi

Şekil 8.1., şekil 8.2. ve şekil 8.3. de verilen grafiklere bakıldığında moment ve efektif güç değerleri neredeyse birbirine yakın çıkmıştır oysaki kademeli dolgulu motorda özgül yakıt tüketimi % 10-20’lik bir düşüş olduğu söylenebilir.

8.1.4. Efektif Verim

HDB, HDL ve KDL ile çalışmalarda değişik devirlerde motor efektif verim değerleri tablo 8.4’de verilmiştir. Ayrıca; şekil 8.4’de efektif verim grafiksel olarak verilmiştir. İçten yanmalı motorlarda yanma odasında yakıtın yanması sonucu oluşan ısı enerjisinin büyük bir kısmı soğutma, egzoz ve sürtünme yolu ile kaybedilmektedir. Bir kısım ısı enerjisi de ışıma ve egzoz gazlarında bulunan oksitlenebilir elemanlar (HC, CO) yoluyla sistemde kayıp enerji oluşturmaktadır. Bunlardan geriye kalan ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülerek krank milinden alınmaktadır. Efektif verim yakılan yakıtın ısı enerjisinin ne kadarının faydalı işe dönüştürüldüğünü belirtmektedir. HDB, HDL ve KDL çalışmaları için kullanılan yakıtların her biri için her devir sayısında hesaplanan özgül yakıt tüketimi ve yakıtın ısıl değeri kullanılarak efektif verim değerleri aşağıda (8.2) de verilen formül ile hesaplanır.

$$\eta_e = \frac{P_s \cdot 3600}{\dot{m} \cdot H_u} \quad (8.2)$$

Burada;

η_e = Efektif verim

P_e = Efektif güç (kW/h)

$\dot{m}$ = Tüketilen yakıtın debisi (kg/h)

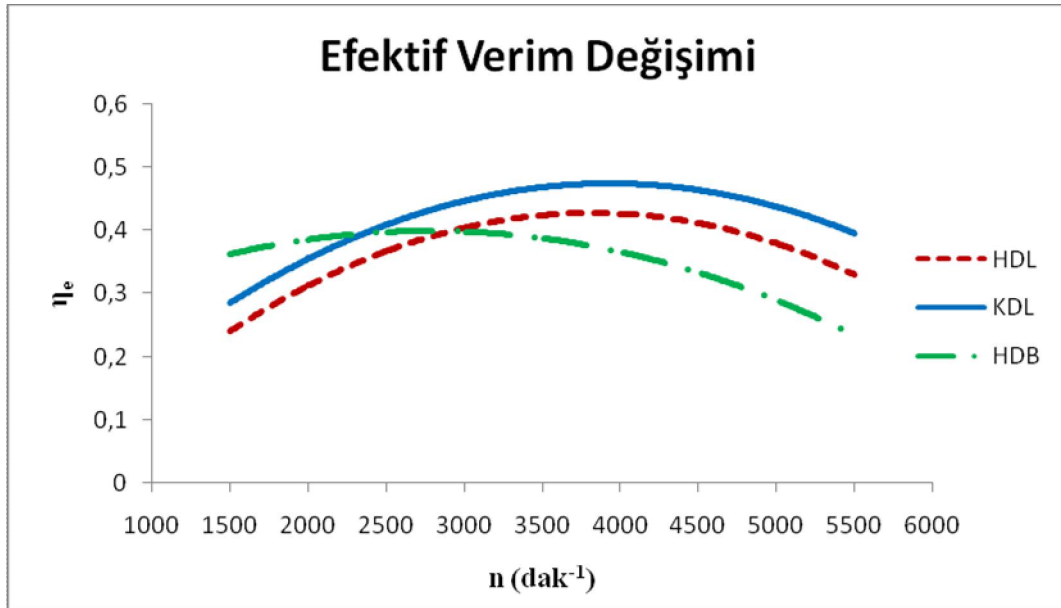
H_u = Yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg) dir.

Grafiğe bakıldığında yaklaşık 2500 dak^{-1} motor devrine kadar olan çalışmalarda en yüksek efektif verim HDB sonra sırasıyla KDL ve HDL de olduğu görülmektedir. 2500 dak^{-1} devrinin üzerine çıkıldığında yakıt olarak LPG kullanıldığında efektif verimin benzinli çalışmaya göre fazla olduğu görülmektedir. Grafiklerin genel karakteristiği incelendiğinde her üç çalışma için motor efektif veriminin moment grafiğinde olduğu gibi önce yükseldiği belirli bir devirde maksimum değerine çıktığı sonra tekrar düştüğü görülmektedir. Efektif verimin maksimum olduğu devirde, volümetrik verim ve yanma şartlarının daha elverişli olması sonucu maksimum değere ulaştığı söylenebilir. Bu devirden düşük veya yüksek olan devirlerde efektif verimin düşmesi yanma şartlarının kötüleşmesine bağlanabilir. Yüksek devirlerde en büyük efektif verim KDL ile sağlanmaktadır. Daha sonra HDL ve HDB sıralanmaktadır.

Yanma veriminin bir ölçüsü olarak egzoz gazları içerisindeki eksik yanma ürünleri olan HC ve CO oranları verilebilmektedir. Egzoz gazları içerisindeki HC ve CO miktarlarına bakıldığında en düşük KDL ile çalışmada olduğu, sırasıyla HDL ve HDB ile çalışmada daha yüksek olduğu görülmektedir. KDL ile çalışmada en düşük HC ve CO emisyonu olmasının KDL efektif gücünün yüksek çıkmasında etkili olduğu söylenebilir. KDL ile çalışmada amaçlardan biriside buji ateşlemeli motorun fakir karışımla çalıştırılabilmesidir. HFK'na bakıldığında tablo 8.5'de 5500 dak^{-1} motor devrinde HFK'nın 1,3 seviyesine kadar çıkması efektif verimdeki artışa kanıt olarak ileri sürülebilir. Ayrıca şekilde görülen egzoz gazları sıcaklığının KDL ile çalışmada yüksek olması bu düşüncüyü kuvvetlendirmektedir. Yüksek devirlerde bujiden kıvılcım çaktıktan sonra karışımın tutuşması ve yanmanın tamamlanması için daha kısa zaman gerektiği bilinen bir gerçektir. LPG'nin daha çabuk buharlaşması dikkate alındığında yüksek devirlerde benzine göre daha çabuk ve daha iyi bir yanma sağlayacağı söylenebilir. Yüksek devirlerde LPG ile çalışmalarda efektif verimdeki düşüş trendi benzine göre daha yavaş olmakta, yani efektif verimler arasındaki fark artmaktadır.

Tablo 8.4 Efektif verim değişimi

$n(\text{dak}^{-1})$	η_e (KDL)	η_e (HDL)	η_e (HDB)
1500	0,247051	0,2203	0,342147
2000	0,37027	0,281026	0,422254
2500	0,450631	0,429909	0,379507
3000	0,471383	0,455502	0,399538
3500	0,491518	0,432891	0,416923
4000	0,393745	0,361896	0,352611
4500	0,461278	0,346299	0,310237
5000	0,428249	0,423324	0,289832
5500	0,425185	0,345865	0,246205



Şekil 8.4 Efektif verim değişimi

8.1.5. Hava Fazlalık Katsayısı

Karışım oranını tanımlayan HFK, yanma ve birim zamanda üretilen ısı miktarı üzerinde oldukça etkilidir. HDB'li motorlarda karışım oranının $\lambda=0,95-1,05$ arasında olması istenir. Bu aralıkta 1. kademe ve 2. kademe için zaman minimum olup en yüksek sıcaklığa

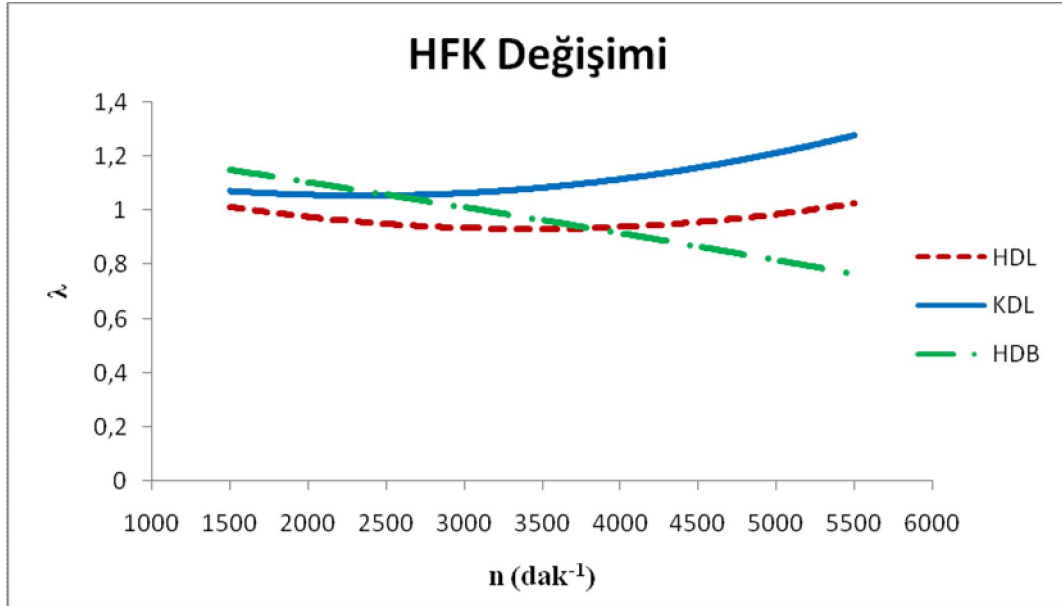
ulaşılmaktadır. Bu şartlarda yanma hızı yaklaşık 25-30 m/s arasındadır. Devir sayısı arttıkça en büyük yanma hızının elde edildiği HFK $\lambda=0,8$ değerine doğru kayar ve $\lambda=0,7$ değerlerine ulaştığında tutuşma sınırının dışına çıkmaktadır [3]. Fakir karışımlarda ise $\lambda>1$ dir. Bu durumda motoru çalıştırabilmek için karışım tutuşma sınırına doğru çekilmelidir veya motor üzerinde bir takım değişiklikler yapılmalıdır. Deneyler sırasında ölçülen yakıt ve hava miktarı için hesaplanan hava fazlalık katsayısı değerleri tablo 8.4’de verilmiştir. HFK değerlerine bakıldığında homojen dolgulu her iki motor tipi için karışımın stokiyometrik oran civarında olduğu, kademeli dolgulu motorda ise özellikle yüksek devirlerde karışımının fakir olduğu görülmektedir.

Motor silindir kapağı, sübap ve sübap yuvaları ile karışım rampasında yapılan modifikasyon ile silindirlere kademeli dolgu gönderip buji civarında stokiyometrik veya zengin karışım diğer bölgelerde fakir karışım sağlanması amaçlanmıştır. Buji ateşlemeli motorlarda homojen karışımla çalışmada silindirlere fakir karışım alınması durumunda karışımın tutuşması için birtakım problemlerin olduğu bilinmektedir. Hem tutuşma probleminin çözülmesi hemde motor performans ve egzoz emisyonunun iyileşmesinde önemli etkisi olan fakir karışımla çalışmanın başarılması için yapılan modifikasyonun etkili olduğu söylenebilir. Yapılan çalışmada yanma odası içerisinde homojen ve fakir karışım bölgelerindeki karışım oranlarını belirleme imkanı bulunamamıştır. Ancak kademeli dolgu uygulamasında ölçünün hava fazlalık katsayısının $\lambda>1$ olması, motor çalışmasında bir problem görülmemesi ve egzoz emisyonundaki iyileşme modifikasyonun amaçlanan hedefe uygun olduğu şeklinde yorumlanabilir. Şekil 8.5’e bakıldığında KDL ile çalışmada hava fazlalık katsayısının HDL ve HDB çalışmalardan daha yüksek olması bunun kanıtı olarak ileri sürülebilir.

Kademeli dolgulu çalışmada emme sübaplarının bir tanesinin çapının büyütülmesi hava debisi ve buna bağlı olarak HFK üzerinde oldukça etkili olduğu anlaşılmaktadır. KDL çalışmada, yüksek devirlerde HFK’nın artması büyütülen emme sübapı çapının yüksek motor devirlerinde hava akışı üzerindeki etkinin daha fazla olduğunu gösterir.

Tablo 8.5 Hava Fazlalık katsayısının değişimi

$n(\text{dak}^{-1})$	HFK (λ) (KDL)	HFK (λ) (HDL)	HFK (λ) (HDB)
1500	1,00122	0,994817	1,109662
2000	1,024683	0,918665	1,178006
2500	1,234543	1,099697	1,064559
3000	1,128949	0,937416	0,966214
3500	1,072047	0,882199	0,999029
4000	0,955021	0,859485	0,905459
4500	1,11403	0,907453	0,837048
5000	1,259664	1,153717	0,847389
5500	1,317494	0,958481	0,762775



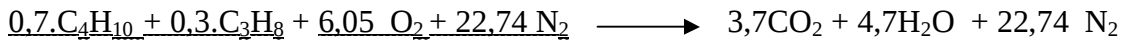
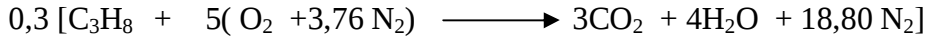
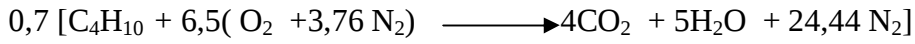
Şekil 8.5 Hava fazlalık katsayısının değişimi

8.1.6. Hava Yakıt Oranı

Hava yakıt oranı benzinli motorlarda yanmanın oluşmasında ve gelişmesinde önemli bir etkidir. Karışım hazırlanırken belirlenen teorik hava miktarı kullanılan yakıtın teorik tam yanması denkleminde bulunur. Bu oran benzinde 14,3/1, Türkiye de kullanılan, %30 bütan ve %70 propandan oluşan LPG için H/Y oranı 15,43/1 bulunmuştur.

C₄H₁₀ %70 Bütan

C₃H₈ % 30 Propan



M_{Yakıt}

M_{Hava}

$$M_{Yakıt} = 0,7 [(4 * 12) + (10 * 1)] + 0,3 [(3 * 12) + (8 * 1)] = 53,8 \text{ gr}$$

$$M_{Hava} = 6,05 (2 * 16) + 22,74 (2 * 14) = 830,32 \text{ gr}$$

$$H/Y_{LPG} = \frac{830,32}{53,8} = 15,43$$

$$(H/Y)_{LPG} = \lambda * 15,43 \\ = 1,3 * 15,43 = 20,06$$

KDL ile çalışmada H/Y karışım oranının 20,06'ya kadar çıktığı, oldukça fakir bir karışımla çalıştığı anlaşılmıştır.

8.1.7. Egzoz Gazı Sıcaklığı

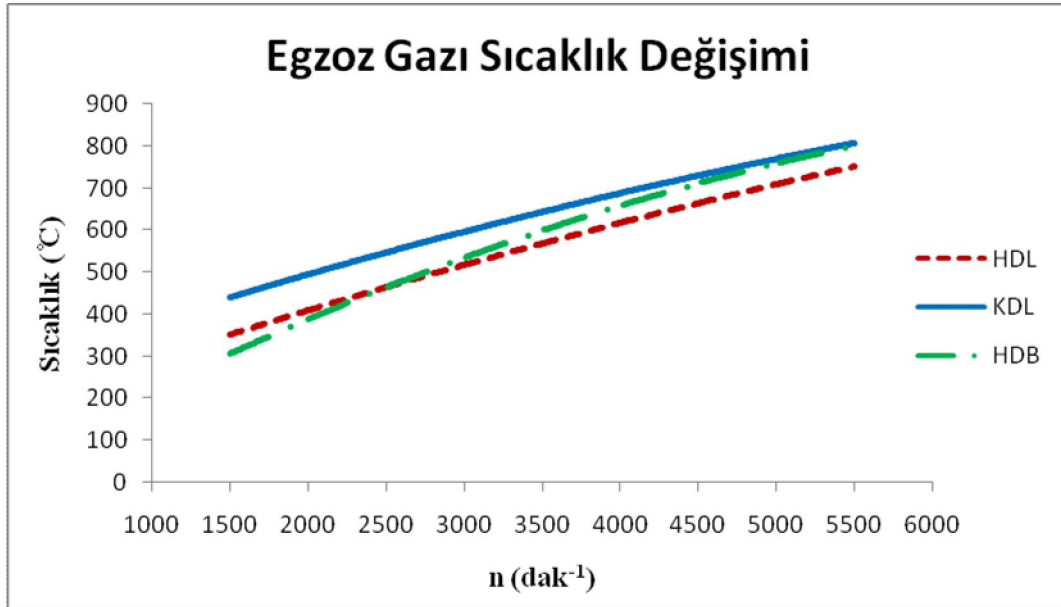
Motorlarda devir sayısı arttıkça birim zamandaki çevrim sayısı artar. Birim zamanda alınan dolgu miktarı ve buna bağlı olarak ta üretilen ısı enerjisi artmaktadır. Bunlar dikkate alındığında devir artışı ile egzoz gazı sıcaklıklarının artması doğal ve beklenen bir sonuçtur.

Egzoz gazlarının sıcaklığı bize yanma hakkında bilgi veren önemli parametrelerden bir tanesidir. Egzoz gazlarının silindiri terk edişi üç fazdan oluşmaktadır. İlk faz egzoz supabının açılmasından AÖN'ya kadar geçen zamandır. Egzoz supabı açıldığında gazların basıncı 0,3-0,5 MPa olup, hızı ise 600-700 m/s'dir. Gazların %60 - %70'i bu fazda dışarı

atılır. İkinci fazda, piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket ederken silindirlerde kalan gaz zorlama ile dışarıya atılır. Son fazda ise egzoz gazları silindire emilen taze gazların etkisi ile dışarı atılır. Benzinli motorlarda manifold çıkışında egzoz gazı sıcaklığı 900-1000 °C aralığındadır. Deneylerde egzoz gazı sıcaklığı egzoz manifoldundan çıkan gaz sıcaklığı olarak belirlenmiş, ölçümler egzoz manifoldundan 1m kadar uzaklıktan alınmıştır. Sıcaklık değerleri tablo 8.6'de verilmiştir. Şekil 8.6'de görüldüğü gibi devir arttıkça egzoz gaz sıcaklığı artmaktadır. Şekil 8.6'ya bakıldığında en yüksek egzoz gazı sıcaklığının KDL ile çalışmada olduğu görülmektedir. Egzoz gazı sıcaklığı üzerinde, yakılan yakıtın kütleli ısı değeri oldukça etkilidir. Düşük devirlerde LPG'li çalışmalarda egzoz gazı sıcaklıklarının daha yüksek olması LPG'nin kütleli ısı değerinin benzine oranla daha yüksek olmasına bağlanabilir. Motor devir sayısı arttıkça her üç çalışma için egzoz gazı sıcaklığındaki artış hızı eğiminin azaldığı görülmektedir. Yaklaşık 2500 dak⁻¹ devirde egzoz gazı sıralamasında HDL ile HDB'nin yer değiştirdiği görülmektedir. Yani sıralama büyükten küçüğe doğru KDL, HDB ve HDL şeklinde gerçekleşmiştir. Yüksek devirde LPG'nin manifoldda daha fazla buharlaşması nedeniyle kütleli dolgu debisinde azalmanın bir sonucu olarak HDL egzoz gazı sıcaklığının HDB'nin altına düştüğü söylenebilir. Yüksek devirlerde KDL ile çalışmada egzoz gazı sıcaklığındaki artış trendinin HDB ye göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Ancak yinede KDL'li çalışmalarda yüksek motor devirlerinde egzoz gazı sıcaklığının HDL ve HDB'li çalışmalarda daha yüksek olması yanmanın daha yüksek olması yanmanın daha iyi gerçekleştiği şeklinde yorumlanabilir. İyi bir yanma egzoz gazlarındaki oksitlenebilir elemanlar olan HC ve CO miktarında azalma ile sonuçlanır. Yanmada CO en düşük bir ısı üreten egzotermik reaksiyon sonucu oluşur. Egzoz gazlarındaki CO oranının artması yanma sırasında üretilen ısının bunun sonucu olarak egzoz gazları sıcaklığının düşmesine yol açar. Şekil 8.7 ve şekil 8.9'a bakıldığında KDL ile çalışmada egzoz gazlarındaki CO ve HC oluşumunun en düşük seviyede olduğu görülmektedir. HC ve CO oranlarındaki azalma KDL ile çalışmada daha iyi bir yanma olduğunun kanıtı olarak gösterilebilir.

Tablo 8.6 Egzoz gazı sıcaklıkları

n(dak ⁻¹)	Sıcaklık (°C) (KDL)	Sıcaklık (°C) (HDL)	Sıcaklık (°C) (HDB)
1500	388	310	291
2000	558	469	418
2500	580	476	465
3000	597	482	513
3500	605	561	598
4000	668	644	664
4500	734	660	710
5000	781	670	770
5500	812	780	795



Şekil 8.6 Egzoz gazı sıcaklıkları

8.2. Egzoz Emisyon Değerleri ve Değerlendirilmesi

Bu bölümde KDL, HDL ve HDB'li çalışma durumlarında ölçülen CO, CO₂ ve HC emisyon değerleri ile egzoz gazı sıcaklıkları tablolar halinde verilmiş ve grafikler çizilerek yorumlanmıştır.

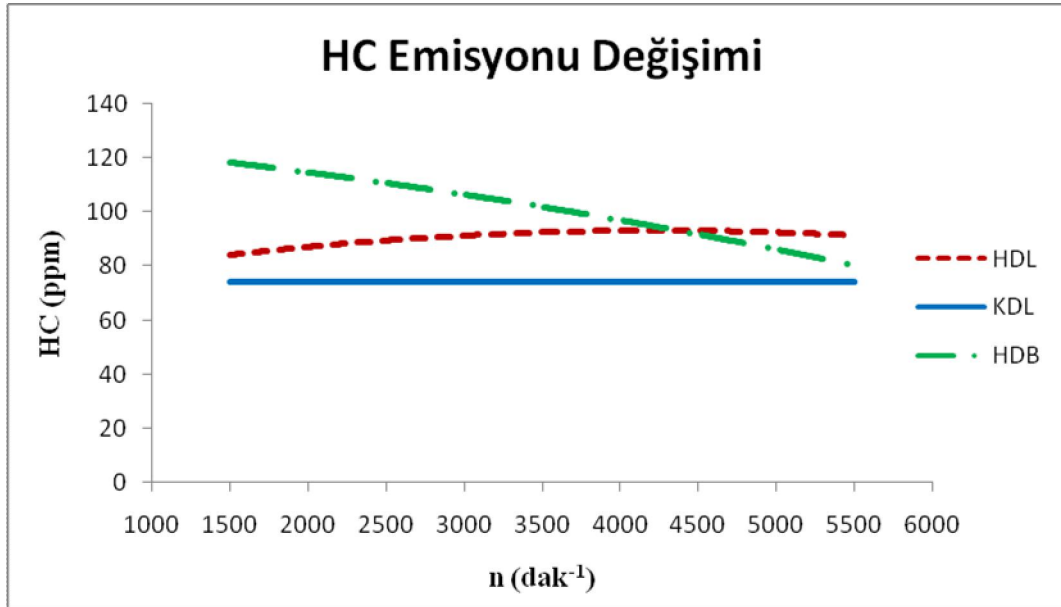
8.2.1. HC Seviyesinin İncelenmesi

Tablo 8.7'de motorun tam yük ve gaz keleşbeğinin açık olduğı şartlarda yapılan egzoz emisyonu ölçüm sonuçlarından HC değerleri verilmiştir. Şekil 8.7'de grafik olarak gösterilmiştir. Şekle bakıldığında HC değeri en yüksek HDB li çalışmada daha sonra HDL ve KDL ile çalışma durumlarında olduğı görülmektedir. Motorlarda hava hareketlerinin karışımın hazırlanmasında ve yanma üzerinde oldukça etkili olduğı bilinmektedir. Motor devir sayısı arttıkça motora alınan dolgu hızı ve türbülans artmaktadır. Düşük motor devirlerinde HDB ile çalışma durumunda HC oranının yüksek çıkması dolgu hızı ve türbülansın yavaşlamasına bağlanabilir. Devir arttıkça HC azalması bu düşünceye uygun gelmektedir. LPG'nin benzine oranla daha çabuk buharlaştığı daha iyi bir karışım sağladığı düşünüldüğünde LPG ile çalışmada HC oranının benzine oranla düşük çıkması normal gelmektedir. LPG'li çalışmalarda artan devir sayısı ile HC oranında kayda değer bir değişim olmaması nedeniyle devir sayısının karışım hazırlama ve yanma üzerinde çok etkili olmadığı söylenebilir.

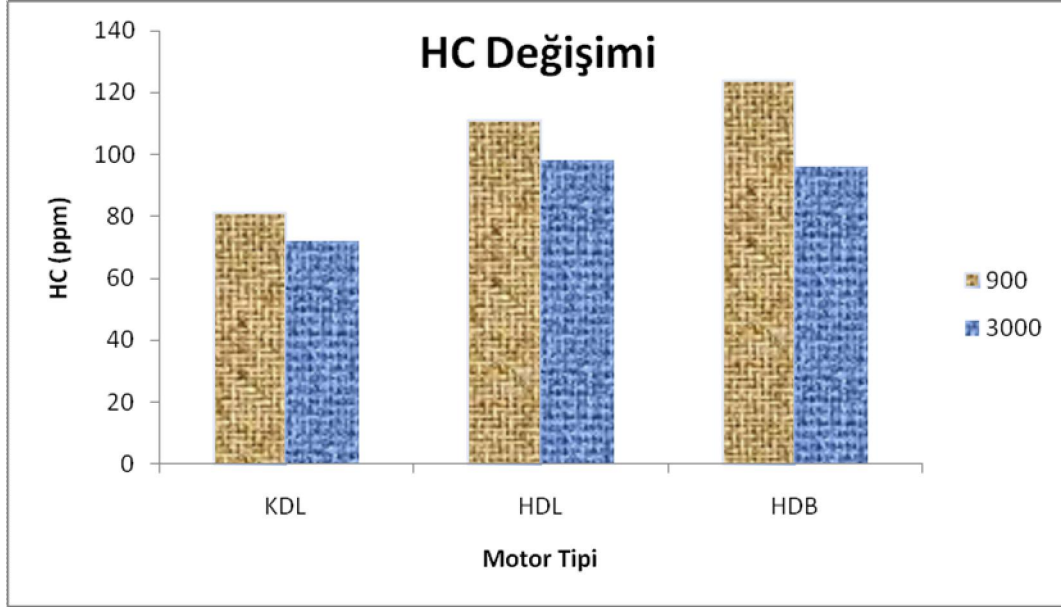
Yakıtlar HC olarak ifade edilmektedir. Egzoz gazları içerisindeki HC miktarı yanmanın iyilik derecesinin belirlenmesinde bir ölçü olarak kabul edilebilmektedir. Egzoz gazları içerisindeki HC genel olarak oksijenle reaksiyona girmeyen yakıt olarak ifade edilmektedir. HFK'nın birden büyük olması ($\lambda > 1$), yanma odası içerisindeki zengin karışımlar ve reaksiyon için yeterli zaman olmaması HC oranını arttırmaktadır. KDL ile çalışmada HC oranının en düşük seviyede kaldığı ve motor devir sayısı ile değişmediğı görülmektedir. KDL ile çalışmada $\lambda = 1,3$ civarında sağlanan fakir karışım ile daha iyi bir yanma sağlandığı ve modifikasyon amacına ulaştığı söylenebilir.

Tablo 8.7 Deney sonucu ölçülen HC sonuçları

n(dak ⁻¹)	HC (ppm) (KDL)	HC (ppm) (HDL)	HC (ppm) (HDB)
900	81	111	124
1500	73	88	116
2000	77	80	121
2500	74	85	112
3000	72	98	96
3500	76	99	104
4000	74	92	99
4500	74	84	101
5000	75	94	76
5500	74	93	83



Şekil 8.7 Deneyler sonucu ölçülen HC sonuçları



Şekil 8.8 Deneyler sonucu ölçülen HC sonuçları

Şekil 8.8. 900 dak^{-1} motorun en çok çalıştığı devir sayısı olan 3000 dak^{-1} de her üç motor için HC sütun grafik olarak çizilmiştir. En düşük HC oranı KDL ile çalışmada sonra sırasıyla HDL ve HDB de olduğu görülmektedir.

8.2.2. CO Seviyesinin İncelenmesi

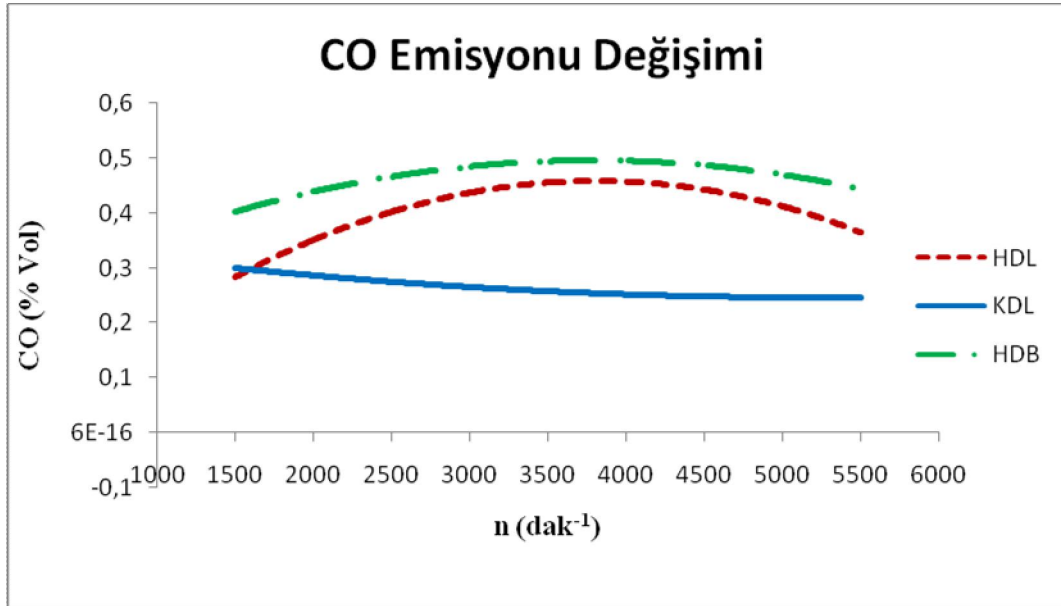
KDL, HDL ve HDB çalışmalarıyla ilgili olarak elde edilen CO emisyon değerleri tablo 8.8’de verilmiştir. Ayrıca şekil 8.9’da CO emisyonunun devir sayısı ile değişimi grafik olarak gösterilmiştir. CO emisyonları oluşumu içten yanmalı motorlarda birçok parametreye bağlıdır. Genel olarak yanma işlemi sırasında yakıtın tam yanmamasından kaynaklanmaktadır. Gaz sıcaklığının düşük olması, yeterli oksijen bulunmaması ve CO’nun CO_2 ’ye dönüşümü için yeterli zaman olmaması nedeniyle eksik yanma sonucu CO miktarı artmaktadır. Şekil 8.9’da en düşük CO oluşumu KDL ile çalışma durumunda olduğu HDL ile çalışmada daha yüksek CO oluştuğu, en yüksek CO oluşumunun ise HDB ile çalışma durumunda olduğu görülmektedir. İçten yanmalı motorlarda tam yanma için gereken zamanın yüksek devirlerde çok kısa olması önemli bir problemdir, LPG ile çalışmada LPG’nin benzine göre daha çabuk buharlaşma özelliği ve ekzotermik reaksiyon hızı karakteristiğinin yüksek olmasından dolayı bu problem kısmen ortadan kalkmaktadır.

Bunun sonucu olarak hem KDL hem de HDL ile çalışmada CO miktarının azaldığı söylenebilir.

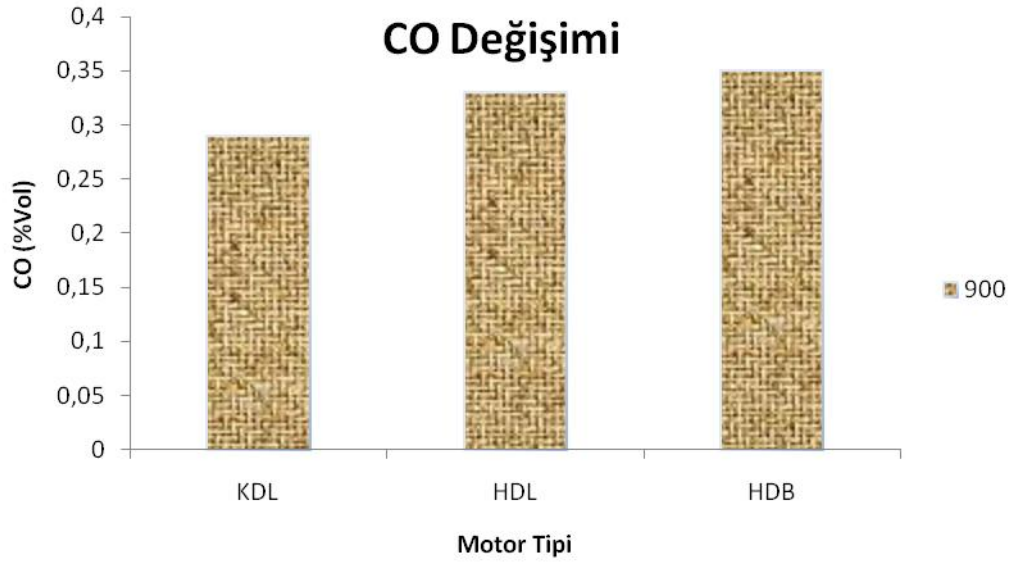
Eksik yanma üzerinde etkili faktörlerden biride yetersiz hava, yani HFK $\lambda \leq 1$ olmasına bağlanmaktadır. Şekil 8.5’de HDL ve HDB ile çalışmada özellikle yüksek devirlerde HFK $\lambda \leq 1$ olduğu görülmektedir. Bu veriler dikkate alındığında HDL ve HDB çalışmalarda ölçülen CO miktarının KDL ile çalışmada ölçülen CO miktarından yüksek çıkması doğal ve normal gelmektedir. KDL ile çalışmada CO oranının devir sayısı artışı ile düştüğü görülmektedir. Bu azalma, motor devir sayısı arttıkça HFK sındaki artışın, yani fakir karışımın bir sonucu olarak gösterilebilir [125, 21]. Her üç çalışma durumu için düşük devirlerde egzoz gazı sıcaklığının düşük olduğu, devir arttıkça sıcaklığında yükseldiği görülmektedir. Sıcaklık artışı ile CO emisyonunda azalma olması beklenmektedir. HDL ve HDB ile çalışmada devir artışı ile sıcaklıktaki yükselmenin çok etkili olmadığı, CO emisyonunun oluşumunda λ ’nın daha etkin olduğu söylenebilir. KDL ile çalışmada yüksek motor devirlerinde CO miktarındaki düşüş bunun kanıtı olarak gösterilebilir. Nitekim yüksek devirlerdeki KDL ile çalışmalarda HFK’nın 1,3’e kadar çıktığı tablo 8.5’de görülmektedir. KDL ile çalışmada karbon atomlarının oksitlenmesi için nispeten daha fazla zamanın (yanma süresi) olmasına karşın ortam sıcaklığının düşük olmasından dolayı CO oluşumu yüksek olmaktadır. Artan devirle λ ’daki artışın yanı sıra sıcaklık artışının da CO emisyonunun azalmasında etkin olduğu söylenebilir. 5500 dak^{-1} devirde KDL ile çalışmada CO miktarında, HDB ile çalışma durumuna göre %50, HDL li çalışmaya göre %21 azalma sağlanmıştır.

Tablo 8.8 Deney sonucu ölçülen CO sonuçları

n(dak ⁻¹)	CO (% Vol) (KDL)	CO (% Vol) (HDL)	CO (% Vol) (HDB)
900	0,29	0,33	0,35
1500	0,30	0,31	0,37
2000	0,29	0,36	0,43
2500	0,29	0,34	0,57
3000	0,23	0,41	0,45
3500	0,21	0,47	0,49
4000	0,36	0,52	0,46
4500	0,19	0,48	0,48
5000	0,26	0,34	0,47
5500	0,24	0,38	0,46



Şekil 8.9 Deney sonucu ölçülen CO sonuçları



Şekil 8.10 Deney sonucu ölçülen CO sonuçları

Şekil 8.10’da motorun en çok çalıştığı 3000 dak⁻¹ devirde kademeli LPG yakıtının emisyon üzerindeki olumlu etkisi açık olarak görülmektedir. Bu devirde CO değeri, KDL de %23, HDL %41 ve HDB %45 olarak görülmektedir.

8.2.3. CO₂ Emisyonunun Değişimi

KDL, HDL ve HDB ile çalışmasıyla elde edilen CO₂ emisyonu değerleri tablo 8.9’da verilmiştir. Ayrıca şekil 8.11’de CO₂ emisyonu değişimi grafik olarak sunulmuştur. HDL ve HDB ile çalışmada düşük devir sayılarında düşük olan CO₂ emisyonu, devir sayısının artmasıyla önce yükseldiği 3000-4000 dak⁻¹ devir aralığında bir maksimum değere ulaştığı daha sonra düştüğü görülmektedir. HDL ile çalışmada CO₂ değişimi HDB’li çalışmaya göre daha düşük seviyede kaldığı görülmektedir. CO₂ egzoz emisyonu içerisinde bir tam yanma ürünü olduğu bilinmektedir. CO₂’nin maksimum olduğu devir sayısı aralığında yanmanın daha iyi olduğu söylenebilir. Yanmanın iyi olmasının bir göstergesi de ortalama efektif basınç olup, buna bağlı olarak ortalama efektif basıncın maksimum olduğu aralıkta motor momentide maksimum değerdedir. Nitekim CO₂’nin bir maksimum olduğu devir aralığında motor momentinde maksimum olduğu şekil 8.1’de görülmektedir. HDL ile çalışmada CO₂ miktarının devirle çok fazla değişmemesi LPG li çalışmalarda motor devir sayısının yanmayı çok fazla etkilemediği şeklinde yorumlanabilir. Şekil 8.7’de görüldüğü

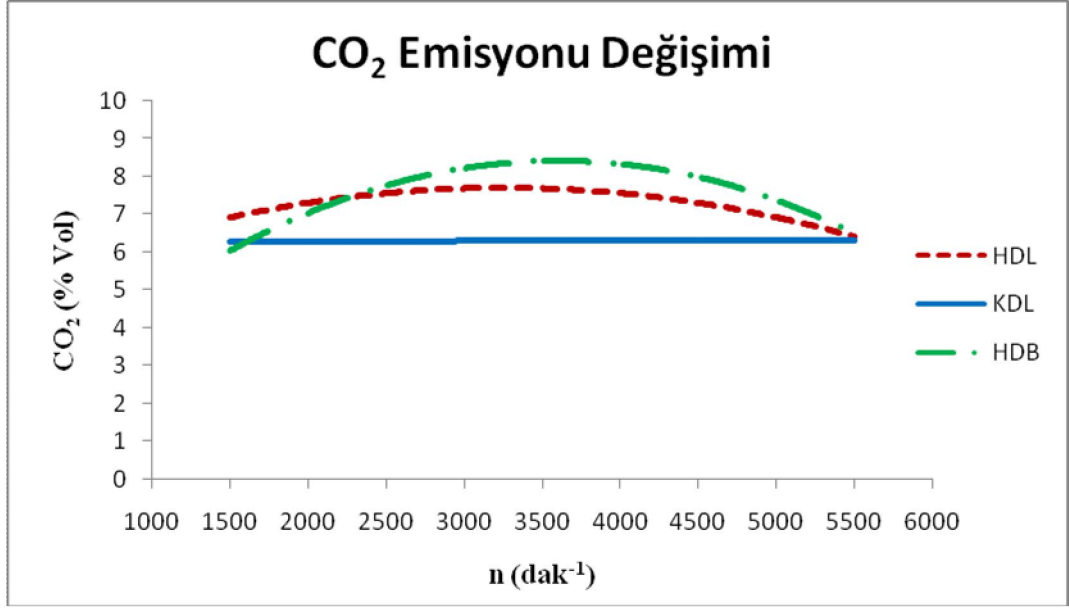
gibi LPG li çalışmalarda da hiç reaksiyona girmemenin bir sonucu olarak egzoz emisyonu içerisinde görünen HC oranının devir sayısı ile değişmemesi bunun bir kanıtı olarak gösterilebilir.

Şekil 8.11’de KDL ile çalışmada CO₂ konsantrasyonunun devir sayısı ile hiç değişmediği görülmektedir. Sabit CO₂ değeri KDL için her motor devir sayısında yeterli seviyede hava sağlanmasının bir sonucu olarak görülebilir.

Bir eksik yanma ürünü olan CO azaldıkça CO₂’nin artması beklenir. Şekil 8.9’a bakıldığında KDL ile çalışmada yüksek devirlerde, HDL ve HDB ile çalışmada düşük devirlerde CO miktarında çok az bir düşme olduğu görülmektedir. Aynı aralıklarda CO₂’nin artması beklenir. Oysaki şekil 8.11’de aynı aralıktaki devir sayısında CO₂’nin artmadığı KDL, HDL ve HDB için farklı eğilimler görülmektedir. CO₂ oluşumunda CO ilişkisi yanında başka faktörlerinde etkili olduğu anlaşılmaktadır.

Tablo 8.9 Deney sonucu ölçülen CO₂ sonuçları

n(dak ⁻¹)	CO ₂ (% Vol) (KDL)	CO ₂ (% Vol) (HDL)	CO ₂ (% Vol) (HDB)
900	5,51	5,91	6,14
1500	6,12	7,22	6,26
2000	6,37	7,09	6,87
2500	6,61	7,32	7,65
3000	6,01	7,77	8
3500	6,35	7,39	8,43
4000	6,29	7,56	8,63
4500	6,39	7,58	7,73
5000	6,08	7,49	7,91
5500	6,47	5,91	6,14



Şekil 8.11 Deney sonucu ölçülen CO₂ sonuçları

9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, benzinli bir motorun LPG dönüşümü yapıp, motorda bir takım modifikasyonlar yapılarak kademeli dolgu ile çalıştırılması sonucunda elde edilen sonuçlar özetlenmiştir. Deney sonuçlarına göre motorun performans, özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonu değerleri karşılaştırmalı olarak etkin ve etkin olmayan yönleri tartışılmıştır. Aşağıda tartışma sonuçları ve sistemin eksik görülen, çalışılması gereken yönleri belirtilmiştir.

1 – Yapılan çalışmanın sonuçları incelendiğinde en yüksek moment 3000 dak^{-1} devirde meydana gelmiş olup, motor moment değerleri büyükten küçüğe doğru HDB, KDL ve HDB şeklinde sıralanmıştır. LPG kullanıldığında homojen dolgu (HDL) ve kademeli dolgu (KDL) arasında çok fazla bir moment farkı olmamıştır. Maksimum momentin olduğu 3000 dak^{-1} devirde KDL momentini HDL momentinden yaklaşık %1 daha büyük çıkmıştır. Genelde KDL momentini HDL momentinden yüksek olup bazı devirlerde %4'e kadar çıkmaktadır.

2- Motorun kademeli olarak fakir karışımla doldurulmasının, motor efektif gücü üzerinde kayda değer olumlu bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Kademeli dolgulu LPG (KDL) ile çalışmanın en büyük olumlu etkisi 4000 dak^{-1} devirde gerçekleştiği görülmüştür. Bu devirde KDL ile HDL arasındaki efektif güç farkı %8 olarak belirlenmiştir.

3- 1 ve 2 numaralı sonuçlarda da belirtildiği gibi bütün motor tipleri için moment ve efektif güç değerleri neredeyse birbirine yakın çıkmıştır, oysaki özgül yakıt tüketimine bakıldığında kademeli dolgulu motorda özgül yakıt tüketimi % 10-20'lik bir düşüş olduğu görülmüştür.

4- Şekil 8.4'de verilen grafiğe bakıldığında yaklaşık 2500 dak^{-1} motor devrine kadar olan çalışmalarda en yüksek efektif verim HDB sonra sırasıyla KDL ve HDL de çıkmıştır. 2500 dak^{-1} devrinin üzerine çıkıldığında yakıt olarak LPG kullanıldığında efektif verimin benzinli çalışmaya göre fazla olduğu görülmektedir. Yüksek devirlere ulaşıldığında KDL'li motorun efektif verimi % 15 oranında büyük çıkmıştır.

5- Motor silindir kapağı, sübap ve sübap yuvaları ile karışım rampasında yapılan modifikasyon ile silindirlere alınan karışım iki farklı kanalda hazırlanıp kademeli olarak motor içerisine alınmıştır. Böylelikle silindir içerisi, buji civarında stokiyometrik veya

zengin karışım diğer bölgelerde fakir karışım ile doldurularak motorun $\lambda = 1,35$ civarında bir fakir karışımla performans düşüşü olmaksızın çalıştırılması mümkün olmuştur.

6- Geçmişten bugüne kadar içten yanmalı motorlarda yapılmış olan kademeli dolgu uygulamalarında karışım düşük devirlerde ve kısmi yüklerde fakir bölgededir. Oysaki tasarımını yaptığımız kademeli dolgu LPG'li motorda karışım bütün devir aralığında ve tüm yüklerde fakir bölgededir.

7- Yüksek devirlerde KDL ile çalışmada egzoz gazı sıcaklığındaki artış trendinin HDB ye göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Ancak yinede KDL'li çalışmalarda yüksek motor devirlerinde egzoz gazı sıcaklığının HDL ve HDB'li çalışmalarda daha yüksek olması yanmanın daha iyi olması sonucu olarak KDL'li motorlarda yanmanın diğerlerine göre daha iyi gerçekleştiği söylenebilir.

8- LPG'nin benzine oranla daha çabuk buharlaştığı daha iyi bir karışım sağladığı için LPG ile çalışmada HC oranı benzine oranla düşük çıkmıştır. Ayrıca motor içerisine alınan karışımın türbülanslı oluşu HC oranının azalmasına sebep olmaktadır. KDL'li motorda hava giriş kanallarına yerleştirilen yönlendiricilerden dolayı karışımın türbülanslı olarak motor içerisine girişi sağlanmıştır. Türbülans artışı ve yakıt olarak LPG'nin kullanıldığı için KDL'li motorun egzoz gazları içerisindeki HC değeri diğer motor tiplerine göre %10 civarında azaltılmıştır.

9- İçten yanmalı motorlarda tam yanma için gereken zamanın kısa olduğu için yanma özellikle yüksek devirlerde kötüleşmektedir. Bu sebeple belirli bir devirden sonra motorun gücü ve verimi düşmektedir. LPG'nin benzine göre daha çabuk buharlaşma özelliği ve egzotermik reaksiyon hızı karakteristiğinin yüksek olmasından dolayı yanma LPG yakıtı ile daha iyi olmaktadır. Bunun sonucu olarak hem KDL hem de HDL ile çalışmada CO miktarının azaldığı söylenebilir. Genel olarak yanma işlemi sırasında yakıtın tam yanmamasından kaynaklanmaktadır. Gaz sıcaklığının düşük olması, yeterli oksijen bulunmaması ve CO nun CO₂'ye dönüşümü için yeterli zaman olmaması nedeniyle eksik yanma sonucu CO miktarı artmaktadır. KDL'li motorda motor içerisine alınan karışım oranı fakir bölgede olduğu için karışımdaki hava oranı fazladır. KDL'li motorda yanma için gerekli olan hava miktarı yeterli olduğu için yanma iyileşmiş ve CO oranı diğerlerine oranla düşük kalmıştır.

10- Yanma sonucu açığa çıkan CO₂ değerinin artması yanmanın iyileştiği anlamına gelmektedir. Bunun kanıtı olarak aynı devirlerdeki momentler incelendiğinde moment değerlerinin de yükseldiği görülmektedir. Yapılan çalışmada, şekil 8.11'de görüldüğü gibi

KDL'li motorun CO₂ değeri kararlı bir yapıda ve diğerlerinden yüksek olduğu görülmüştür.

11- Tez kapsamında yapılan deneysel çalışmada, motorda yapılacak bazı modifikasyonlarla ve motora ek parçalar ilave edilerek motorun LPG ile kademeli olarak doldurularak çok fakir karışımlarla çalıştırılabileceği görülmüştür. Fakat yaygın olarak araç üzerinde kullanılabilmesi için tüm motorlara uygun hale getirilebilecek ve uzun süre kullanımda problem oluşturmayacak şekilde yeni tasarımlar yapılmalıdır.

12- Benzinli motorun kademeli olarak fakir karışımla doldurulabilmesi için motor üzerinde bir takım modifikasyonlar yapılmıştır. Modifikasyon uygulamasının yerine daha uygun orijinal manifold ve üzeri kanatlı supaplar tasarlanabilir. Bu uygulama ile sistemden kaynaklanan kayıplar ortadan kaldırılıp verim bir miktar daha arttırılabilir.

13- LPG'li motorda kademeli dolgu uygulamasını daha başarılı hale getirmek için ayrı ayrı kumanda edilebilir enjektörlerin kullanılması ve püskürtme parametrelerinin kontrolünü kademeli dolguya uygun olacak şekilde ayarlayabilmek için ECU nun yeniden programlanması uygulamanın verimini arttırabilir.

14- Kademeli dolgu uygulamasında motor sürekli rejimde fakir karışım bölgesinde çalıştığı için vurutuya mukavim bir yapıya sahiptir. Bu durumdan yola çıkarak motorun sıkıştırma oranı arttırılarak çalıştırılması durumunda elde edilecek güç daha yüksek olacaktır. Motor sıkıştırma oranları değiştirilerek denemeler yapılabilir.

15- Silindir kapağında bir takım yenileştirmeler yapılarak tutuşmayı kolaylaştıracak ön yanma odası şeklinde bir tasarım yapılabilir. Buji bu ön yanma odasına yerleştirilerek enjektörden direk ön yanma odasına LPG püskürtülüp daha az miktarda yakıt ile tutuşmayı sağlayarak silindirin diğer tarafındaki çok fakir karışım rahatlıkla ve kontrollü bir şekilde yakılabilir.

16- Gelecekte yapılacak çalışmalarda, deneysel çalışmadan önce istatistik programları kullanılarak ekonomiklik analizi ve hata analizi değerlendirmeleri yapılması faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

1. Yolaçan, F., Otomotiv Motorlarında Yakıt Sistemleri, Gazi Üniv. Otomotiv Anabilim Dalı Motor Ayarları Teknolojisi Ders Notları. Syf.170, 1991
2. Borat, O., Balcı, M., Sürmen, A., Benzin motorlarında Yakıt Ekonomisi, Gütef Dergisi, Cilt 2, 1987.
3. Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H., E., Soruşbay, C., 1995, İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul.
4. Tanaka, T., Katayama, T., The Effect of Swirl on Spark-Ignition Engine Combustion, Laser Diagnostic and Modeling of Combustion, pp. 235-242.
5. Hamamoto, Y., Tomita E., Swirl and Turbulence in a Engine Cylinder, Prof of 10th Task Leader Meeting, Energy Agency Working Party on Conservation in Combustion, pp 79-84, 1988.
6. Thring, R. H., Alternative Fuels for Spark-Ignition Engines, SAE , Paper 831685.
7. URL-1 www.atiker.com.tr 11 Nisan 2009.
8. Kutlar, O., A., Arslan, H., Çalık, A., T., Benzin (Otto) Motorunda Kısmi Yükte Yakıt Tüketimini Azaltmaya Yönelik Bir Yöntem: Fakir Karışımli Kademeli Dolgulu Motor, Mühendis Makine, sayı 483, Syf.46-51, Nisan 2000
9. Mehdiyev, R. İ., Soruşbay, C., Kutlar, O. A., Arslan, H. ve Çalık, A. T., 2001. Two-Stage Combustion in a Stratified Charge Spark Ignition Engine for Reduced Emissions and Improved Fuel Economy, International Scientific-Technical Conference on Internal Combustion Engines, Automobile Techniques and Transport MOTAUTO'01, Varna, Bulgaria, October 17-19, Vol. 1, pp. 63-66.
10. URL-2 www.Toyota.com 09 Aralık 2008
11. Arslan, H., Arslan, E., Otto Motorun Kısmi Yüklerde Teorik Minimum Yakıt Tüketimi, İtühergisi, Cilt: 3, Sayı:2-3-4-5, 69-76.
12. İ.,Çelikten, 1993, Benzinli Motorlarda Fakir Karışımın Yakıt Tüketimi, Egzoz Emisyonları Ve Performans Yönünden İncelenmesi, Gazitef Dergisi, 4,1-2,115.
13. Mehdiyev, R., Baykara, D., Arslan, H., GÜDÜ, T., İki aşamada yanma mekanizması ile çalışan kademeli dolgulu benzin motorunun geliştirilmesi, OTOTEKON'04, 21-23 Haziran 2004, Bursa
14. Can, Ö., Çınar, C., Şahin, F., 2009, Ön Karışımli Benzin Dolgusunun HCCI- DI Motorunda Yanma Ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi, Gazi Üniv., Müh. Mim. Fak., Der., Cilt 24, No 2, 229-236.

15. Mehdiyev, R., 1997, Internal combustion engine with stratified charge, *archivum combustionis*, vol. 17 (1997) No. 1-4.
16. F. Zhao, M.C. Lai and D. L. Harrington. "Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines", *Progress Energy of Combustion Science*, Volume 25, Issue 5, October 1999, Pages 437-562.
17. Michael C. Drake, Todd, D., Fansler, A., Lippert, M., Stratified-charge combustion: modeling and imaging of a spray-guided direct-injection spark-ignition engine, *Proceedings of the Combustion Institute*, 30 (2005) 2683–2691
18. Witze, P., O., Hot Wire Measurements of turbulence Structure in a Motored Spark-Ignition Engine. Sandia Laboratories Energy Report SANND77.
19. Samenow, E.,S., 1988, Studies of turbulent Gas Flow in Piston Engine, *Otodeline Technicheskikh Nauk*, No.8.
20. Winsor, R.,E., Patterson, D.,J., Mixture Turbulence, A Key to Cyclic Variation, SAE Paper No: 730086, 1973.
21. Lancaster, D.,Krieger, R., Spencer, C., 1976 Effects of turbulence on spark ignition engine combustion: SAE, 160.
22. Liou, T.M.,Santavicca, D.A., 1993, Cycle Resolved Turbulence Measurements in a Ported Engine With and Without Swirl, SAE paper No. 830419.
23. Ekchian, A., Hoult, D.,P., 1999, Flow Visualization Study of the Intake Process of an Internal Combustion Engine, SAE 810496.
24. Hirotomi, T., Nagayama, I., Kobayashi, S., Yamamasu, M., 1981, Study of Induction Swirl in a Spark Ignition Engine, SAE 810496.
25. Willis, D., A., Mayer, W.,E., Birnie, C., J., 1996, Mapping of Airflow Patterns in Engines With Induction Swirl, SAE 660093.
26. White, A., Passmore, M., A., 1998, Measurement of Air Flow Around and Inlet Valve Using a Pitot Probe, *Analysis of Combustion And Flow Diagnostics*, SAE Specials Publications, Vol. 1348, pp.39-43.
27. Kang K., Reftz, R., D., 2000, Intake flow Structure and Swirl Generation in a Four-Valve Heavy Duty Diesel Engine, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 122, Issue 4, pp., 570-578.
28. Khalighi, B., El Tahry, S.,H., Kuzlak, W.,R., 1986, Measured steady Flow Velocity Distributions Around a Valve/Seat Annulus, SAE 860462.
29. Arcoumanis, C., Bicen, A., F., Whitelaw, J.,H., 1993, Squish and Swirl-Squish Interaction in Motored Model Engines, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.105, pp. 105-112.

30. Gosman, A., D., Tsui, Y.,Y., Watkins A.,P., 1984, Calculation of Three Dimentionals Air Motion in Model Engines, SAE 840229.
31. Rask, R., B., 1983, Laser Doppler Anemometer Measuruments in an Internal Combustion Engine, SAE 831697.
32. Wigley, G., Patterson, A., C., Renshaw, J., 1991, Swirl Velocity Measurements in a Firing Production Dizel Engine By Laser Doppler Anemometer, Proc. Symposium on Fluid Mechanics of Combustion Systems, Ashme Spring Meeting, Boulder.
33. Brandstatter, W., Johns, R., J., R., Wigley, G., 1995, The Effect of Inlet Port Geometry on In Cylinder Flow Structure, SAE 850499.
34. Stone, C., R., Garden, T.,R., Podmore, I., 1993, Analysis of the Effect of Inlet Valve Disablement on Swirl, Combustion and Emissions in a Spark-Ignition Engine, Prac. Instn. Mech. Engrs., Vol. 207, pp. 295-305.
35. Colins, O., Stokes, J.,1983, Gasoline Combustion Chambers-Compact or Open, SAE 830866.
36. Kyriakides, S., C., Glower, A.,R., 1989, The Correlation Between In-Cylinder Air Motion and Combustion in Gasoline Engines, Proc. Instn. Mech. Engineers, Part D, 203 (D3), pp. 185-192.
37. Boer, C.,D., Johns, R.,J., Grings, D.,W., Trafñ, B., M., Denbartt, I., P., Linna, J., R., 1990, Refinement with Performance and Economy for Four Valve Automotive Engines, Imeche Conference on Automotive Power Systems, Paper C394/053, pp., 147-156.
38. Mikulik, L.A., Quissek, F., Fraidl, G.,K., 1990, Development of Low Emission High Performance Four Valve Engines, SAE paper 90027.
39. Çınar, C., Sekmen, Y., Akbaş, A., Balcı, M., 2001, Buji İle Ateşlemeli Motorlarda Kısmi Gaz Kelebek Açıklığında Lpg Kullanımı Üzerine Deneysel Bir Araştırma, Teknoloji, Sayı 1-2, 69-74.
40. Sayın, C., Çanakçı, M., Kılıçaslan, I., Benzinli Bir Motorda Benzin+LPG Kullanımının Performans ve Emisyonlara Etkisi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 21 (1-2), 117-127, 2005.
41. Yeom, K., Jang, J., Bae, C., Homogeneous Charge Compression İgnition Of Lpg And Gasoline Using Variable Valve Timing İn An Engine, Elsevier, Fuel 86 (2007) 494–503.
42. Selim M.Y.E., 2005. Effect of Engine Parameters and Gaseous Fuel Type on the Cyclic Variabilty of Dual Fuel Engines, Fuel, 84:961-971.
43. Soruşbay, C., 2002. Taşıtlardaki LPG Kullanımının Teknolojik ve Ekonomik Açılardan Değerlendirilmesi, LPG ve CNG Uygulamaları Sempozyumu, Ankara.

44. Yamin J. A., Bardan O.O., 2002. Analytical Study to Minimise the Heat Losses From a Propane Powered 4-Stroke Spark Ignition Engine, Renewable Energy, 27:463-478.
45. Yoong A. P. F., Watkins A. P., 2004. Modelling of Liquefied Petroleum Gas Spray Development, Wvaporation and Combustion, Int. J. Engine Res., Vol:5- No:6.
46. Chen Z., Konno M., Goto S., 2001. Study on Homogenous Premixed Charge CI Engine Fueled With LPG, JSAE Review, 22:265-270.
47. Yücel N., Dinler N., 2000. LPG Dönüşümü Yapılan Bir Motorda Katalitik Konvertörün Motor Performansına ve Egzoz Emilsüyonlarına Etkisi, LPG Oto Gaz Sempozyumu, İstanbul.
48. Dinler, N., Yücel, N., 2002. Alternatif Yakıt Olarak LPG Kullanan İki Motorun Performansının Deneysel İncelenmesi, LPG ve CNG Uygulamaları Sempozyumu, MMO Yayın No: E/2003/315, Aralık, Ankara.
49. Emen M., 2000. Benzin ve Motorin Yakıtlı Motorlarda LPG Kullanımı, M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
50. Işıkoğlu, M., A., 2001, Benzin Motorlarında Yakıt Püskürtme Sistemleri, Atlas Yayın Evi, İstanbul.
51. ARSLAN, H., 2003, Otto motoru kısmi yüklerinde minimum yakıt tüketimi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
52. Borat, O., Balcı, M., Sürmen, A., 1995, İçten Yanmalı Motorlar Cilt.1, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Vakfı Yayınları-2, syf, 314-327, Ankara.
53. Salman, S., Çınar, C., Sekmen, Y., 2003, Buji İle Ateşlemeli Motorlarda Tek Nokta Yakıt Enjeksiyon Ve Karbüratör Sistemlerinin Performansa Etkileri Üzerine Deneysel Bir Araştırma, Politeknik Dergisi Cilt: 6 Sayı: 1 s. 391-395.
54. Elmas, P., 2008, Otomotivde Yeni Dönem EURO 4, AR&GE Bülten, İzmir Ticaret Odası, İzmir.
55. Kato, S., Onishi, S. and Kobayashi, S., 1990. Direct Injection Stratified Charge Engine by Impingement of Fuel Jet (OSKA) - Performance and Combustion Characteristics, SAE Paper 900608, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
56. Pontoppidan, M., Gaviani, G. and Marelli, M., 1997, Direct Fuel Injection, a Study of Injector Requirements for Different Mixture Preparation Concepts, SAE Paper, No: 970628.
57. Kume, T., Iwamoto, Y., Lida, K., Murakami, M., Akishino, K. and Ando, H., 1996, Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine, SAE Paper, No: 960600.
58. Baranescu, G. S., 1983, Some Characteristics of Spark Assisted Direct Injection Engine, SAE Paper, No: 830589.

59. Yap D., Karlovsky J., Megaritis A., Wyszynski M.L., Xu H., “An investigation into propane homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation with residual gas trapping”, *Fuel*, 84 (2005), 2372–2379.
60. Pontoppidan, M., Gaviani, G. and Marelli, M., 1997, Direct Fuel Injection, a Study of Injector Requirements for Different Mixture Preparation Concepts, SAE Paper, No: 970628.
61. Mikulik, L.A., Quissek, F., Fraidl, G.,K., 1990, Development of Low Emission High Performance Four Valve Engines, SAE paper 90027.
62. Ricardo, R., 1968, The High Speed Internal Combustion Engine, 5 th Edition, London.
63. Gülder, Ö., Baykara, D., 1981, Etanol ve Etanol-Benzin Karışımının Otomobil Yakıtı Olarak Teknik Yönleri, TUBİTAK MAG-526, Ankara, Syf 39.
64. Wakuri, Y., 1979, Influence of Swirl and Turbulence on The Burning Rate in an Engine Cylinder, *Memoirs of the Faculty of Engineering, Kuyushu University*, Vol.39, No.4.
65. Anonim, 2004. Yakıtlar ve Yağlar, Petrol Ofisi Madeni Yağ Şube Müdürlüğü, Petrol Ofisi Yayınları, İstanbul.
66. Ayhaner, M., 1995b. Araçlarda LPG ve CNG Uygulaması, Mühendis ve Makine, Cilt : 36, Ankara.
67. İçingür, Y., Haksever, R., 1998, Benzinli Motorlarda Sıvılaştırılmış Petrol Gazının performans ve Emisyonlara Etkisinin Deneysel Analizi, *Politeknik Dergisi*, Cilt: Sayı:3, 67-76.
68. Acaroğlu, M., 2003. Alternatif Enerji Kaynakları, Atlas Kitabevi, İstanbul.
69. Lovato, 1999a. Autogas LPG System Manual, Vicenza, ITALY.
70. Anonim, 2000, Makine Mühendisleri Odası, Araçlarda LPG Dönüşümü Mühendis El Kitabı, İkinci Baskı, Ankara.
71. Anonim, 2003. LPG Servis El Kitabı, Aygaz LPG Servis Müdürlüğü, 2003, İstanbul.
72. Anonim, 2001. Yakıtlar ve Yağlar, Petrol Ofisi Madeni Yağ Şube Müdürlüğü, Petrol Ofisi Yayınları, İstanbul, 2001.
73. Anonim, 2000. Makine Mühendisleri Odası, Araçlarda LPG Dönüşümü Mühendis El Kitabı, İkinci Baskı, 2000, Ankara.
74. URL-3 <http://www.2a-engineering.com/tr/pdf/LPGOTOGAZ.pdf> 14 Şubat 2008.

75. Anonim, 1998. Taşıtlarda Yakıt Olarak LPG Kullanımı, Selçuk Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, 1998, Konya.
76. Ayhaner, M., 1995a, Araçlarda LPG ve CNG Uygulaması, Mühendis ve Makine, Cilt : 35, Sayı : 1429, Ankara
77. Ayhaner, M., 1995b. Araçlarda LPG ve CNG Uygulaması, Mühendis ve Makine, Cilt : 36, Ankara.
78. Dec, J., 2002, A computational study of the effect of low fuel loading and EGR on heat release rates and combustion limits in HCCI engines, SAE Technical Paper, No. 2002-01-1309.
79. Eng, J. A., 2002b, Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion, SAE Technical Paper, No. 2002-01-2859.
80. Lavy, J. ve diğerleri, 2000, Innovative Ultra-low NO_x Controlled Auto-Ignition Combustion Process for Gasoline Engines: The 4-Space Project, SAE Technical Paper, No. 2000-01-1837.
81. Baumgartner, C., “Mixture formation in internal combustion engines”, Springer, Heat and mass.
82. Onishi, S. ve diğerleri, 1979, Active thermo-atmospheric combustion (ATAC) – a new combustion process for internal combustion engines, SAE Technical Paper, No. 790501.
83. Jacobs, T.J., Assanis, D.N., 2007, The attainment of premixed compression ignition low-temperature combustion in a compression ignition direct injection engine, Proceedings of the Combustion Institute, Cilt 31, 2913-2920.
84. Kim, D.S., Kim, M.Y, Lee, C.S., 2006, Reduction of Nitric Oxides and Soot by Premixed Fuel in Partial HCCI Engine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Cilt 128, 497-505.
85. Ma, J., Lü, X., Ji, L., Huang, Z., 2007, An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel, Journal of Thermal Sciences, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.007, 2007.
86. Xingcai L., Wei C., Libin J. and Zhen H., 2006, The Effects of External Exhaust Gas Recirculation and Cetane Number Improver on the Gasoline Homogenous Charge Compression Ignition Engines, Combustion Science and Technology, 178, 1237–1249.
87. Kim, D.S., Lee, C.S., 2006, Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR, Fuel, Cilt 85, 695-704.
88. Kim, D.S., Kim, M.Y, Lee, C.S., 2005, Combustion and Emission Characteristics of Partial Homogeneous Charge Compression Ignition Engine, Combustion Science and Technology, Cilt 177, 107-125.

89. Lee, C.S., Lee, K.H., Kim D.S., 2003, Experimental and numerical study on the combustion characteristics of partially premixed charge compression ignition engine with dual fuel, Fuel, Cilt 82, 553-560.
90. R.Mehdiyev, D. Bayka, H.Arslan, T.Güdü, Düşük Emisyonlu Ve Yüksek Verimli Yeni Bir Kademeli Dolgulu Benzin Motoru, Mühendis ve Makina - Cilt: 46 Say : 549
91. Ricardo, H.R., 1922, Recent Work on Internal Combustion Engine, SAE Jurnal, 10, May, 305-36.
92. Fisher, C. H., 1966, Spark - Ignition Engines: Fuel Injection Development, Carburation, Volume II, Fourth edition, Chapman & Hall LTD .
93. Mitchell, E. and Alperstein, M., 1973, Texaco Controlled - Combustion System Multifuel, Efficient, Clean and Practical, Combustion Science and Technology, Vol. 8.
94. Weaving, J. H., 1990, Internal Combustion Engineering : Science & Technology, Elsevier Science Publishers LTD.
95. Stokes, J., Lake, T.H., Osborne, R.J., 2000, A Gasoline Engine Concept for Improved Fuel Economy-The Lean Boost System, SAE Paper 2000-01-2902, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa..
96. Davis, C. W., Barber, E. M. and Mitchell, E., 1961. Fuel Injection and Positive Ignition A Basis for Improved Efficiency and Economy, SAE Trans. Vol. 69, pp.120-134, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
97. Date, T., Yagi, S., Ishizuya, A. And Fujii, I., 1974. Research and development of the Honda CVCC engine. Honda Research and Development Co. Ltd, SAE paper 740605, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
98. Kato, S., Onishi, S. and Kobayashi, S., 1990. Direct Injection Stratified Charge Engine by Impingement of Fuel Jet (OSKA) - Performance and Combustion Characteristics, SAE Paper 900608, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
99. Kerimov, N. A. and Mektiyev, R. I., 1978. Engines with Stratified Charge, SAE Technical Paper No. 780342, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania 15096, p.15.
100. Kume, T., Iwamoto, Y., Iida, K., Murakami, M., Akishino, K. and Ando, H., 1996, Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engines, SAE Paper 960600, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa..
101. Iwamoto, Y., Noma, K., Nakayama, O., Yamauchi, T. and Ando, H., 1997, Development of Gasoline Direct Injection Engine, SAE Paper 970541, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa..
102. Gussak, L. A., 1976. Önyanma Odalı Meşaleyle Yanma Prosesinin Radikal Metodu, Sovyetler Birliği Bilimsel Akademisi Haberleri (Rusça) ("Vestnik AN SSSR"), No. 8, s. 53-61.

103. Mehdiyev, R. İ., Bayka, D., Halilov, S., Babayev, A. ve GÜdü, T., 2002. Kademeli Dolgulu Benzin Motorları ve Otomobillerde Kullanılma İmkanları, OTEKON'02 Otomotiv Teknolojileri Kongresi, UÜ, Bursa, 24-26 Haziran, s. 157-160.
104. Mehdiyev, R., Wolanski, P., 2000, Bi-Modal Combustion Chamber for a Stratified Charge Engine, SAE Paper 2000-01-196, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
105. Kühn, M., Abthoff, j., Kemmler, R., Kaiser, T., 1996, Influence of Onlet Port and Combustion Chamber Configuration on the Lean Burn Behaviour of a Spark Ignition Gasoline Engine, SAE Paper 960608.
106. Takagi, Y., 1996, The Role of Mixture Formation in Improving Fuel Economy and Reducing Emission of Automotive S.I. Engines, XXVI th Congres FISTA, Prague
107. Bahr, A., 1990, Toyota Carina' 90 mit neuem Magremix Motor und geregeltem Dreiweg-Katalysator, MTZ Motortechnische Zeitschrift 51-7/8.
108. Inoue, T., Matsuhita, S., Nakanishi, K., Okano, H., 1993, Toyota Lean Combustion System The Third Generation System, SAE Paper 930837.
109. Horie, K., Nishizawa, K., Ogawa, T., Akazaki, S., Miura, K., 1992, The Dewelopment of a Hih Fuel Economy and High Performance Four Valve Lean Burn Engine, SAE Paper 920455.
110. Quissek, E., Bandel, W., Mikulic, L.,A., 1988, The AVL High Compression Lean Burn Engine – Engine Development and Passenger Car Aplication, SAE Paper 880575.
111. Schaeptöns, H., Emmenthal, K.,D., Grabe, H., J., Opperman, W., 1991, VW'Gasoline Direct Injeksion (GDI) Research Engine, SAE paper 910054.
112. Spigel, L., Spicher, U., 1992, Mixture Formation and Combustion in a Spark Ignition Engine With Direct Fuel Injection, SAE Paper 920521.
113. Automotive Engineering, !994 Mitsubish's 1.8 L MVV Lean Burn Engine, Paper 10-11, March.
114. Iwamoto, Y., 1997, Lean and Clean Engine Technology Tokyo Motor Show, October.
115. Iwamoto, Y., Noma, K., Nakayama, O., Yamauchi, T, Ando, H., 1997, Developmnet of Gasoline Direct Injection Engine, SAE Paper 970541.
116. Wojik, K., Fraidl, G.K., 1996, Engines and Vehicles Concepts For Low Consumption And Low-Emission Passenger Cars, XXVI FISTA, Prague.
117. Mehdiyev, R., Halilov, S., Babayev, D., Bayka, A., GÜdü, T., 2002, Kademeli Dolgulu Benzin Motorları ve Otomobillerde Kullanım İmkanları", Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa

118. Mehdiyev, R., Ergeneman, M., Çalık, A., T., Şan, D., Yıldırım, M., 2002, Dizel Motorlarında NO Emisyonunu Hesaplama ve Azaltma Yöntemleri, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa
119. Arslan, H., Mehdiyev, R., Kutlar, O., A., Soruşbay, C., Ergeneman, M., 2002, Benzin Motorlarının İndike ve Efektif Büyüklüklerini Hesaplama ve Kısmi Yüklerde Yakıt Tüketimini Azaltmak için bir Yöntem, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa
120. Mehdiyev, R., Wolanski, P., 2000, Bi-Modal Combustion Chamber for a Stratified Charge Engine, Society of Automotive Engineering-Advances in Combustion, 53-61, SAE Paper No:2000-01-0196.
121. İynkaran, K., Tandy, D., J., 1989, Applied Thermofluids and Pollution Control, Prentice Hall, Singapore.
122. Cusson Technology, P 8602 Multi Cylinder Engine Test Bed User Manual.
123. Bolt, J. A. and Holkeboer, D. H., 1962. Lean Fuel/Air Mixtures for High-Compression Spark-Ignited Engines SAE Trans. pp. 195-202.
124. Ciniviz, M., 2001. Dizel motorlarında Dizel Yakıtı + LPG Kullanımının Performans ve Emisyona Etkisi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2001, Konya.
125. Mehdiyev, R., Baykara, D., Arslan, H., Güdü, T., İki aşamada yanma mekanizması ile çalışan kademeli dolgulu benzin motorunun geliştirilmesi, OTOTEKON'04, 21-23 Haziran 2004, Bursa.

ÖZGEÇMİŞ

15.11.1978 yılında Elazığ'da doğdum. İlk ve orta öğrenimimi Elazığ ilindeki muhtelif okullarda tamamladım. 1997-1998 eğitim öğretim yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünü Kazandım. 2001 yılında bölüm 3.lük derecesi ile mezun oldum.

2001-2003 yılları arasında 2 yıl süre ile Elazığ'da bulunan özel bir sürücü kursunda motor eğitmenliği yaptım. 2002 yılında Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Anabilim Dalında Yüksek lisans eğitimime başladım “Kurşun Esaslı Krank Mili Kaymalı Yatak Malzemesinin Aşınma Davranışı” başlıklı tezimi tamamlayarak 2005 yılında mezun oldum. 2003-2005 yılları arasında F.Ü. Muş Meslek Yüksek Okulunda iki yıl süre Otomotiv programının da öğretim görevlisi olarak çalıştım. 2005 yılında F.Ü. Teknik Eğitim Fak. Makine Eğitimi Bölümüne araştırma görevlisi olarak atandım. Aynı yıl, aynı bölümde doktora eğitimime başladım “Lpg İle Çalışan Benzinli Bir Motora Kademeli Dolgu Yapılmasının Performans Üzerindeki Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi” başlıklı doktora tezimi 2009 yılında tamamladım. Halen görevime devam etmekteyim.

Evliyim ve bir erkek çocuk sahibiyim.