

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

**ETANOL – DİZEL YAKIT KARIŞIMLARININ KİSMİ
HOMOJEN DOLGULU BİR DİZEL MOTORUN
PERFORMANSINA ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bekir DUZCAN

Enstitü Anabilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Can HAŞİMOĞLU

Nisan 2017

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ETANOL – DİZEL YAKIT KARIŞIMLARININ KİSMİ
HOMOJEN DOLGULU BİR DİZEL MOTORUN
PERFORMANSINA ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bekir DUZCAN

Enstitü Anabilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 12.04.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

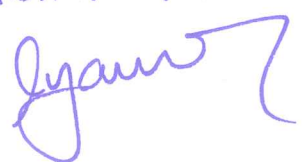
Jüri Başkanı

Prof. Dr. İsmet Şevik


Üye

Prof. Dr. Can HASİMOĞLU


Üye

Doç. Dr. Hasan YAMIK


BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Bekir DUZCAN

18.04.2017

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, benden her konuda bilgi ve desteğini esirgemeyen, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında beni yönlendiren ve her konuda yanımda olan, değerli danışman hocam Prof. Dr. Sn. Can HAŞİMOĞLU'na teşekkürlerimi borç bilirim.

Deneysel çalışmalarımın tez teslim aşamasına kadar yardımlarını, bilgi ve deneyimlerini esirgemeyen, Dr. Tek. Öğr. Sn. Ahmet MURCAK'a, deneysel çalışmalarda sürekli yanımda olan çalışmalarımın yardımcı olan Arş. Gör. Sn. Üsame DEMİR'e, değerli arkadaşım Emin KALAYCI'ya SAÜ Teknoloji Fakültesi çalışanlarından Hasan GÜREL ve Naci DURMUŞ'a, teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans süresince manevi desteklerini esirgemeyen anneme, babama, kardeşlerime ve Elif ÇÖPOĞLU'na gönülden teşekkürlerimi sunuyorum.

Ayrıca bu çalışmanın maddi açıdan desteklenmesine olanak sağlayan Sakarya Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Komisyon Başkanlığına teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ.....	ix
ÖZET	x
SUMMARY.....	xi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Benzin Yakıtlı Homojen Dolgulu İçten Yanmalı Motorlar.....	2
1.2. Dizel Yakıtlı Homojen Dolgulu İçten Yanmalı Motorlar	4
BÖLÜM 2.	
HCCI MOTORLARDA YANMA İŞLEMİ	8
2.1. Karışım Oluşumu	8
2.2. Karışımın Tutuşması	10
2.3. Yanmayı Etkileyen Faktörler	11
2.3.1. Isı değıştirici	11
2.3.2. Sıkıştırma oranı	12
2.3.3. Şarj basıncı	13
2.3.4. Motor hızı.....	13
2.3.5. Türbülansın etkisi.....	14
2.3.6. Karışım homojensizliğinin etkisi	15
2.3.7. EGR (Egzoz Gazı Resirkülasyonu).....	15
2.3.8. Supap zamanlaması	17

2.3.9. Yakıtların, katkı maddelerinin ve modifikasyonlarının etkisi	18
2.4. Isı Yayılımı ve Yanma Kontrolü	18

BÖLÜM 3.

HCCI MOTORLARDA YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ.....	20
3.1. Yakıt Püskürtme Sistemi	20
3.2. Su Püskürtme Yöntemi.....	21
3.3. Emme Havası Giriş Sıcaklığı	22
3.4. EGR Etkisi.....	23
3.4.1. Dahili EGR.....	24
3.4.2. Harici EGR.....	25

BÖLÜM 4.

HCCI MOTORLARDA KARIŞIM HAZIRLAMA TEKNİKLERİ	26
4.1. Silindir Dışı (Harici) Homojen Karışım Teşkili.....	26
4.1.1. Emme portuna yakıt püskürtme metodu	27
4.2. Silindir İçi (Dahili) Homojen Karışım Teşkili	28
4.2.1. Silindir içerisine erken yakıt püskürtme metodu	29
4.2.2. Silindir içerisine geç yakıt püskürtme metodu.....	31
4.3. HCCI Motorlarda Kullanılabilecek Yakıtlar ve Katkı Maddeleri...	33
4.3.1. Metanol ve Etanol	34
4.3.2. Dimetil Eter (DME)	36
4.3.3. Dimetoksi Metan (DMM) ve Dietil Eter (DEE)	37
4.3.4. Di-Tertiary Butil Peroksit (DTBP).....	38
4.3.5. 2-Etilheksil Nitrat (2-EHN).....	38
4.3.6. Fischer – Tropsch Dizel (F – T Dizel)	38
4.3.7. Benzin – Dizel yakıt karışımları.....	39

BÖLÜM 5.

MATERYAL VE METOT	40
5.1. Materyal	40
5.1.1. Deney motoru	40

5.1.2. Deney düzeneği	41
5.1.2.1. Dinamometre	42
5.1.2.2. Kronometre	44
5.1.2.3. Yakıt tüketiminin ölçümü	44
5.1.2.4. Motor hızı ölçümü	44
5.1.2.5. Püskürtme sistemi	45
5.1.2.6. Silindir içi basınç ölçümü	47
5.1.3. Yakıt özellikleri	48
5.2. Belirsizlik Analizi	48
5.3. Ölçüm Yöntemi	53
5.4. Hesaplama Yöntemleri	54
5.4.1. Motor momenti	54
5.4.2. Motor gücü	54
5.4.3. Fren özgül yakıt tüketimi	55
5.4.4. Ön karışım oranının hesaplanması	56
 BÖLÜM 6.	
ARAŞTIRMA SONUÇLARI	58
6.1. Tam Yük Dizel Deneyleri	58
6.1.1. Dizel karakteristik eğrileri	58
6.1.2. Silindir içi basınç ölçümleri	61
6.2. Kısmi Homojen Dolgu Uygulamaları	61
6.2.1. Fren özgül yakıt tüketimi	62
6.2.2. Termik verim	63
6.2.3. Silindir içi basınç değişimi	64
 BÖLÜM 7.	
TARTIŞMA VE ÖNERİLER	69
 KAYNAKLAR	73
ÖZGEÇMİŞ	78

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A.Ö.N.	: Alt Ölü Nokta
CAI	: Kontrollü ateşleme
CNG	:Sıkıştırılmış Doğal Gaz
CO	: Karbon Monoksit
DEE	: Dietil Eter
DI	: Direkt Enjeksiyon (Direct Injection)
DME	: Dimetil Eter
DMM	: Dimetoksi Metan
DTBP	: Di-tertiary Butil Peroksit
EGR	: Egzoz Gazı Resirkülasyonu
EHN	: Etilheksil Nitrat
F-T Dizel	: Fischer – Tropsch Dizel
HC	: Hidrokarbon
HCCI	: Homogeneous Charge Compression İgnition
HPLI	: Yüksek Ön Karışımli Geç Püskürtme
IDI	: En Direkt Enjeksiyon (In Direct Injection)
IFP	: Institut Francais du Petrole
IMEP	: Indicated Mean Effective Pressure (İndike Ortalama Efektif Basınç)
LNG	: Sıvılaştırılmış Doğal Gaz
LPG	: Sıvılaştırılmış Petrol Gazı
MK	: Modulated Kinetiks
MTBE	: Metil Tertiary Bütıl Eter
NO _x	: Azot Oksit
PFI	: Emme Portuna Yakıt Püskürtme
PM	: Partikül Madde
SAM	: Sıkıştırma Ateşlemeli Motor

TG : Tutuşma Gecikmesi
UNIBUS : Uniform Bully Combustion System
Ü.Ö.N. : Üst Ölü Nokta



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Otto çevrimi çalışma prensibi	3
Şekil 1.2. Dizel çevrimi çalışma prensibi.....	6
Şekil 2.1. Dizel, Otto ve HCCI teorilerine göre yanma	10
Şekil 2.2. Egzoz gazı geri dolaşımı sistemi	16
Şekil 2.3. Silindir içerisinde EGR 'nin rolü.....	17
Şekil 4.1. Dar açılı direkt enjeksiyonlu yanma sistemi.....	31
Şekil 4.2. Karışım teşkil yöntemlerine göre yakıt enjeksiyon zamanları.....	33
Şekil 5.1. Deney motoru.....	41
Şekil 5.2. Deney düzeneği şematik görünümü.....	41
Şekil 5.3. Elektrikli dinamometre	42
Şekil 5.4. Dinamometre kontrol panosu.....	43
Şekil 5.5. Yük hücresi bağlantısı.....	44
Şekil 5.6. Yakıt tüketimi ölçüm düzeneği.....	45
Şekil 5.7. Motor devir sensörü ve göstergesi	45
Şekil 5.8. Püskürtme sistemi kontrol cihazı	46
Şekil 5.9. Yazılım geliştirme programı (isis)	46
Şekil 5.10. Mikro kontrol yazılımı.....	47
Şekil 5.11. Silindir içi basınç sensörü, sinyal düzenleyicisi ve ölçüm programı	48
Şekil 6.1. Dizel tam yük güç karakteristiği.....	58
Şekil 6.2. Dizel tam yük moment karakteristiği.....	59
Şekil 6.3. Dizel tam yük fren özgül yakıt tüketimi karakteristiği	59
Şekil 6.4. Dizel tam yük termik karakteristiği	60
Şekil 6.5. Dizel tam yük silindir içi basınç değişimi	61
Şekil 6.6. 1800 d/d da kısmi HCCI uygulanması özgül yakıt tüketimi	62
Şekil 6.7. 2800 d/d da kısmi HCCI uygulanması özgül yakıt tüketimi	62
Şekil 6.8. 1800 d/d da kısmi HCCI uygulanması termik verim.....	63

Şekil 6.9. 2800 d/d da kısmi HCCI uygulanması termik verim.....	63
Şekil 6.10. 1800 d/d %100 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç..	64
Şekil 6.11. 1800 d/d %75 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç..	65
Şekil 6.12. 1800 d/d %50 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç..	65
Şekil 6.13. 1800 d/d %25 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç..	66
Şekil 6.14. 2800 d/d %100 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç..	66
Şekil 6.15. 2800 d/d %75 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç..	67
Şekil 6.16. 2800 d/d %50 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç..	68
Şekil 6.17. 2800 d/d %25 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç..	68



TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 4.1. Benzinli ve dizel motorlarda kullanılan alternatif yakıtlar	33
Tablo 4.2. Alternatif yakıtların özellikleri	34
Tablo 4.3. Yakıt katkı maddeleri özellikleri	34
Tablo 4.4. Etanol ve metanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri	35
Tablo 5.1. Deney motorunun teknik özellikleri	40
Tablo 5.2. Dinamometre teknik özellikleri	43
Tablo 5.3 Yakıt püskürtme sisteminin teknik özellikleri	47
Tablo 5.4. Dizel ve etanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri	48
Tablo 5.5. Deneysel bulguların seçilmesi için Chauvenet kriteri	52
Tablo 5.6. Belirsizlik değerleri.....	52

ÖZET

Anahtar kelimeler: HCCI, Homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motorlar, Dizel motorlar, Etanol, Motor performansı

Günümüzde içten yanmalı motorlar (İYM) günlük ihtiyaçlarımızı gidermede zorunluluk halini almış durumdadır. Fakat içten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtların ömrünün de bitmek üzere olduğu aşikârdır. Özellikle 70'lerdeki petrol krizinin ardından yakıt tüketimine yönelik çalışmalar hız kazanmış ve yakıt tüketimi büyük oranlarda iyileştirilmiştir. Günümüzde içten yanmalı motorlarda yakıt tüketiminin azaltılmasının yanında atmosferi temiz tutmaya çalışan yani emisyon değerlerini karşılayabilen çalışma alanları üzerine yoğunlaşmıştır. Bu alanlardan birisi de HCCI denilen Homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (HCCI) motorlardır.

Bu çalışmada, tek silindirli bir dizel motor kullanılmış, deney motoru kısmi homojen dolgulu modda çalışacak şekilde dönüştürülmüştür. Deneysel çalışmalarda öncelikle dizel yakıtı ile tam yük testleri yapılarak motorun karakteristik eğrileri belirlenmiştir. Çizilen bu eğrilerden yola çıkarak kısmi yük testi için bir yüksek birde düşük devir seçilmiştir. Seçil bu devirlerde önce dizel yakıtı ile kısmi yük testleri yapılmıştır. Daha sonra aynı iki devir için kısmi homojen dolgu uygulanmıştır. Kısmi homojen dolgu uygulamasında emme portuna %10, %20, %30 oranlarında etanol püskürtülerek motor performansı ve yakıt tüketimindeki değişimler incelenmiştir. Bu çalışmanın amacı homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motorların gelişmesine ışık tutmaya çalışmaktır.

THE EFFECT OF ETANOL - DIESEL FUEL MIXTURES ON PERFORMANCE OF A PARTY HOMOGENEOUS CHARGE COMPRESSION IGNITION DIESEL ENGINE

SUMMARY

Keywords: HCCI, Homogeneous Charge Compression Ignition Engine, Diesel engine, Ethanol, Engine performance.

Nowadays, internal combustion engines (ICE) have become a necessity for daily necessities. However fossil fuels used in internal combustion engines are about to run out. Especially after the petroleum crisis in 70's, studies towards fuel consumption have accelerated and fuel consumption is improved on a large scale. Today researchers have been focused on emission values of internal combustion engines as well as fuel consumption. One of the research area about internal combustion engines is homogeneous charge compression ignition called HCCI.

In this study, a single cylinder diesel engine has been used and the engine has been converted as a partial homogeneous charge compression ignition engine. First, in the experimental study, the characteristic curves of the engine have been determined with diesel fuel with full load tests. By way of curves obtained from experiments, a high and a low rotation value have been determined for partial load tests. With the selected rotation values, partial load tests were carried out with diesel fuel. Then a partial homogeneous charging was applied for the same two cycles. In the case of partial homogeneous charging, the engine performance and fuel consumption changes were investigated by spraying ethanol at 10%, 20%, 30% in the suction port. The aim of this study is to try to shed light on the development of homogeneous charged compression ignition engines.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günlük ihtiyaçlarımızı karşılamak amacıyla bağımlı olduğumuz enerji talebi giderek artmakla birlikte, enerji kaynakları da giderek azalmaktadır. Kullandığımız enerjinin büyük bir çoğunluğu fosil kökenli yakıtlardan oluşmakla birlikte, yapılan araştırmalar, petrol rezervlerinin 35 ile 55 yıl sonra, doğalgaz rezervlerinin 55 ile 75 yıl sonra, kömür rezervlerinin ise 175 ile 250 yıl sonra tükeneceğini göstermektedir [1]. Günümüzde bu sorunun çözümüne yönelik birçok araştırma yapılmaktadır. Farklı enerji kaynaklarına, farklı enerji türlerine eğilim artmaktadır. Farklı enerji türlerine geçiş yapılacağı konusunda herkes hemfikir olmakta fakat geçiş sürecince hâlihazırda kullanılan teknolojiye ve bu teknolojiyi destekleyen enerji kaynaklarından vazgeçmek de bir o kadar zor olacaktır. Bu geçiş esnasında karşılaşılan sorunların çözümüne yönelik araştırmalar giderek hız kazanmakta ve dünyaca benimsenen standartlarla da değişime doğru zorlanmaktadır.

Teknolojinin gelişmesine rağmen günümüzde içten yanmalı motorlarda ki termik verim ve egzoz emisyonlarının azaltılmasına yönelik çalışmaların aynı anda iyileştirilmesi büyük problem oluşturmaktadır [2]. Bu iki problemin aynı anda çözülmesine olanak sağlayan homojen dolgulu motorlara yönelik çalışmalar son yıllarda büyük önem kazanmıştır. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar gittikçe daralan emisyon düzenlemelerini karşılama potansiyeline sahiptir [3].

Homojen dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli (HCCI) – Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) motorlar adından da anlaşılacağı gibi homojen bir karışımın sıkıştırma yoluyla kendi kendine tutuşturulması esasına dayanır [4,5]. HCCI aslında bir tür motor yerine bir çalışma modu olarak düşünülebilir ve hem dizel hem

de benzinli motorlar HCCI modunda çalışabilir [3]. Bu sistem hem dizel motorların hem de benzinli (buji ateşlemeli, otto) motorların avantajlarını bir araya getiren yeni bir konsept olarak ortaya çıkmaktadır. Homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motorlar dizel motorlarının avantajı olan yüksek termik verimi ve buji ateşlemeli (BAM) motorların avantajı olan düşük NO_x emisyonlarını bir arada barındırabildiği için, dikkatleri üzerine çeken bir çalışma alanıdır. Fakat HCCI motorlarda yanmanın kontrol gücü, dar bir çalışma alanı olması ve düşük sıcaklıklarda ortaya çıkan HC ve CO emisyonları başlıca dezavantajlarıdır [6]. HCCI geleneksel sıkıştırma ateşlemeli (SAM), direkt enjeksiyonlu (DI) motorlara kıyasla yüksek verimlilik ve düşük azot oksit NO_x ve partikül (PM) emisyonu elde etmek için yeni bir yanma konseptidir [7]. Bir başka deyişle Homojen şarj sıkıştırma ateşlemesi (HCCI), yüksek yakıt verimliliğini korurken, hem partikül madde hem de azot oksit emisyonlarını azaltma potansiyeli olan bir dizel motor için alternatif bir çalışma modudur [8]. Kısaca HCCI motorlar günümüzde kullanılan otto ve dizel motorların bir karışımını oluşturmaktadır, otto ve dizel motorların olumlu yönlerini birleştirilmesi mantığına dayanır. Bu da HCCI olarak adlandırılan sistemi ortaya çıkmaktadır. HCCI temelde yeni bir motor ya da çalışma sistemi olmaktan ziyade, yanma sistemidir.

1.1. Benzin Yakıtlı Homojen Dolgulu İçten Yanmalı Motorlar

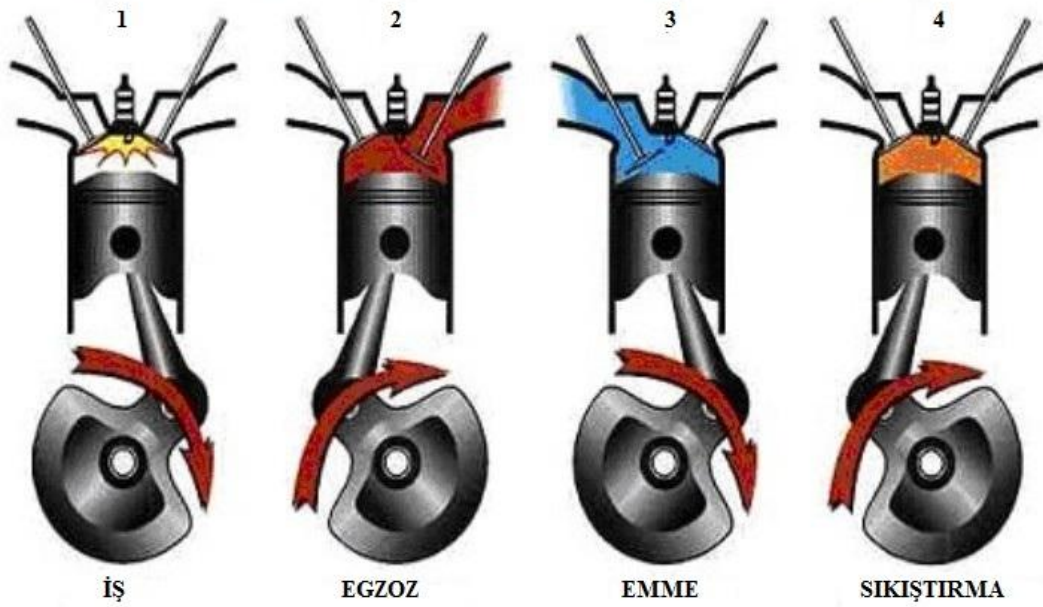
İlk dört zamanlı benzinli motor 1876 yılında Alman mucit Nikolaus August Otto tarafından bulunmuştur. Benzinle çalışan motorlara otto motoru, benzinli motor, buji ateşlemeli (BAM) motor ya da otto çevrimli motor adı verilmiştir [9]. Bu motor da gaz yağı ve hava karışımı sıkıştırılarak, yanma odası dışında oluşturulan bir alev ile ateşleniyordu. Böylece motor verimi ve gücü artış gösteriyordu. Bu motorun hızı dakikada 180 devir, gücü 2,2 kW ve verimi % 15 civarındaydı [10]. Dört zamanlı motorlarda otto prensibine göre geliştirilmiş olan dört zaman sırası vardır [11]. Bunlar Şekil 1.1.'de görüldüğü üzere emme zamanı, sıkıştırma zamanı, iş zamanı ve egzoz zamanıdır.

a. Emme zamanı: Bu zamanda piston üst ölü noktadan (Ü.Ö.N.) alt ölü noktaya (A.Ö.N.) hareket halinde olup emme supabı açık konumdadır. Emme supabından

içeriye gaz keleşinin açık kalma konumuna bağlı olarak hava/yakıt karışımı alınır. Teorikte piston alt ölü noktaya vardığında emme supabı kapanır böylece emme zamanı tamamlanmış olur.

b. Sıkıştırma zamanı: Piston alt ölü noktadan, üst ölü noktaya hareket halinde olup emme ve egzoz supaplarının ikisi de kapalı konumdadır. Emme zamanında içeriye alınan hava/yakıt karışımı bu zamanda sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artırılmış olur. Teorikte piston üst ölü noktaya vardığında sıkıştırma zamanı tamamlanmış olur.

c. İş zamanı: Sıcaklığı ve basıncı artırılmış olan hava/yakıt karışımı bu zamanda bir ateşleme sistemi (buji) yardımıyla tutuşturularak karışım büyük bir hızla yanmaya başlar. Yanma sonucu ortaya çıkan yüksek basınç pistonu üst ölü noktadan, alt ölü noktaya doğru iterek mekanik bir enerji elde edilmiş olur. Bu esnada emme ve egzoz supaplarının ikisi de kapalı konumdadır. Piston alt ölü noktaya vardığında bu zaman da tamamlanmış olur.



Şekil 1.1. Otto çevrimi çalışma prensibi [11]

d. Egzoz zamanı: Bu zamanda piston alt ölü noktadan, üst ölü noktaya hareket halindedir ve egzoz supabı açık konumdadır. Yanma sonucu ortaya çıkan gazlar egzoz

supabından dışarıya atılacak şekilde piston alt ölü noktadan başlayarak silindiri süpürür. Piston üst ölü noktaya vardığında egzoz zamanı da tamamlanmış olur.

Benzinli motorların çalışma prensibi özetle, hava ile yakıt silindir dışında başka bir bölge de karıştırılarak silindir içerisine alınır. Silindir içerisinde sıkıştırılan hava ve yakıt karışımı bir ateşleme sistemi (buji) vasıtasıyla tutuşturularak, yakıttaki kimyasal enerjinin ısı enerjisine, elde edilen ısı enerjisinin de mekanik enerjiye dönüştürülmesi mantığına dayanır.

Benzin yakıtlı homojen dolgulu motorlarda ise çalışma prensibi yine aynı dört zamana bağlıdır. İş zamanı başlangıcındaki yanma olayı, homojen karışımın, yüksek sıkıştırma oranı kullanılarak, piston ile sıkıştırılması suretiyle, Ü.Ö.N. civarında kendi kendine tutuşmasının sağlanması şeklinde gerçekleşmektedir [5]. Kontrollü ateşleme olarak da bilinen (CAI) homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (HCCI) yanması benzin yakıtlı HCCI modda önemli miktarda NO_x emisyonu ve yakıt tüketimini azalttığı göstermiştir. Bununla birlikte, halen sınırlı çalışma aralığı sorunu ile karşı karşıyadır [12].

1.2. Dizel Yakıtlı Homojen Dolgulu İçten Yanmalı Motorlar

İlk dört zamanlı dizel motor 1892’de Alman mühendis Rudolf Diesel tarafından bulunmuş ve daha sonra 1893’de “İçten Yanmalı Kuvvet Makinelerinin Çalışma Şekli ve İmalatı” konulu patenti almıştır [10]. Motorun mucidi, geniş kömür yataklarına sahip olan Almanya’nın petrole bağımlılığını azaltmak için kömürle çalışan bir motor yapmayı hedeflemiştir. Ancak kömür tozunun yanmasından dolayı ortaya çıkan kül büyük sorun doğurmuştur. Daha sonra farklı yakıtların kullanılması tasarlanmıştır. Nitekim Rudolf Diesel, motorun sunumunu 1900’deki Dünya fuarında yakıt olarak yer fıstığı yağı (biodizel) kullanarak yapmıştır [9]. Motor hızı dakikada 155 devir, gücü 13,1 kW ve verimi % 24’e kadar yükseltmiştir [10].

Dört zamanlı motorlarda gerçekleşen dört zaman sırası (emme – sıkıştırma – iş – egzoz zamanları) aynı olmakla beraber çalışma prensipleri farklıdır.

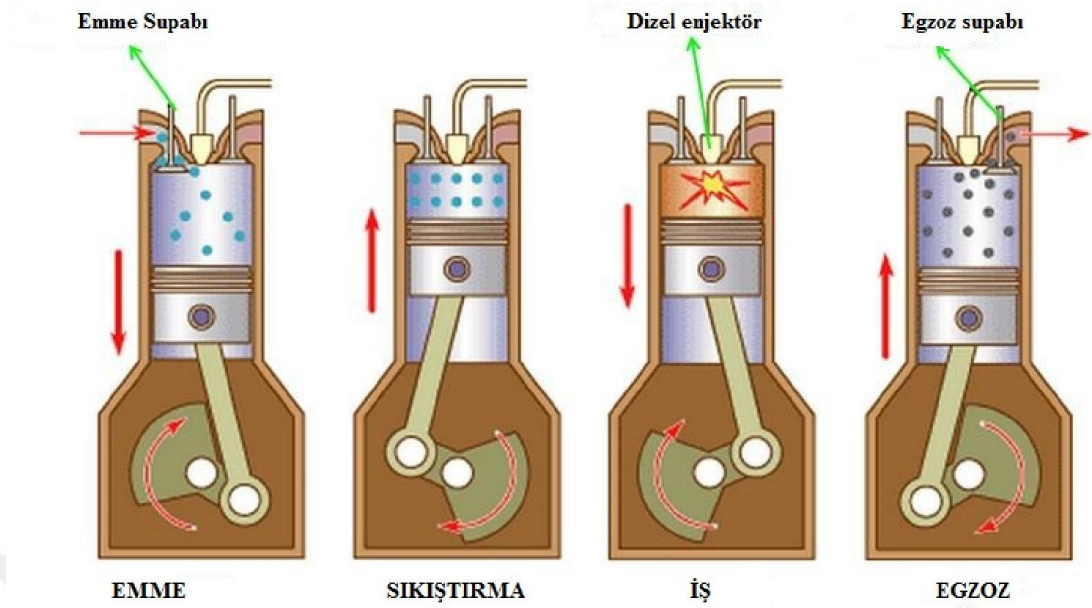
a. Emme zamanı: Piston Ü.Ö.N.'dan A.Ö.N.'ya doğru hareket halindedir. Emme supabı açık egzoz supabı kapalı konumdadır. Emme supabından içeriye sadece hava alınır. Havanın silindir içerisine alınmasına engel teşkil eden gaz keleşi yoktur. Teorikte piston A.Ö.N.' da iken emme supabı kapanır ve emme zamanı tamamlanmış olur.

b. Sıkıştırma zamanı: Piston A.Ö.N.'dan Ü.Ö.N.'ya hareket halindedir. Emme ve egzoz supaplarının her ikisi de kapalı konumdadır. Emme zamanında silindir içine alınmış olan hava sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı artırılır. Teorikte piston Ü.Ö.N.'ya vardığında sıkıştırma zamanı tamamlanmış olur.

c. İş zamanı: Sıcaklığı ve basıncı artırılmış olan havanın içerisine bir enjektör vasıtasıyla yüksek basınçta dizel yakıtı püskürtülerek yanması sağlanır. Yanma sonucu elde edilen yüksek basınç pistonu A.Ö.N.'ya doğru iterek iş elde edilmiş olur. Bu esnada emme ve egzoz supaplarının ikisi de kapalı konumdadır. Teorik olarak pistonun A.Ö.N.'ya varmasıyla iş zamanı sona erer.

d. Egzoz zamanı: Piston A.Ö.N.'dan Ü.Ö.N.'ya hareket halinde olup emme supabı kapalı egzoz supabı açık konumdadır. Yanma sonucu ortaya çıkan egzoz gazları egzoz supabından dışarıya atılır.

Dizel motorlarında buji ateşlemeli motorlardan (BAM) farklı olarak emme zamanında içeriye sadece hava alınır ve yanma işlemi esnasında buji gibi bir ateşleme sistemine ihtiyaç duymadan yakıt yüksek basınçta püskürtülerek yanma işlemi gerçekleştirilir. Bu yüzden dizel motorları aynı zamanda sıkıştırma ateşlemeli (SAM) motorlar olarak da ifade edilebilir. Dizel motorları yakıtın püskürtme şekline göre de direkt püskürtme anlamında DI (Direct Injection) ve direk olmayan püskürtme anlamına gelen IDI (In Direct Injection) iki farklı konseptte sahiptir.



Şekil 1.2. Dizel çevrimi çalışma prensibi [13]

Dizel motorlarında silindir içersine alınan havanın birim hacmi $1/14$ ile $1/22$ değerine düşecek kadar piston yardımıyla sıkıştırılmaktadır. BAM tipi motorlara göre takriben iki misli sıkıştırılan hava daha yüksek basınç ve daha fazla sıcaklığa ulaşmaktadır. Böylece havanın içersine püskürtülen yakıt kolaylıkla tutuşabilmektedir [14]. BAM tipi motorlardan daha yüksek basınç ve sıcaklık elde edilen dizel motorlarının termik verim olarak daha avantajlı olduğu bilinmektedir. Bundan dolayı dizel HCCI üzerine daha çok durulmaktadır.

Dizel yakıtlı HCCI motorların tercih edilmesi için birçok sebep vardır. Klasik dizel yanmasından farklı olarak HCCI yanma bir alev cephesi şeklinde gerçekleşmez. Daha doğrusu yanma, içeriye alınan dolgunun birçok noktasında aynı anda meydana gelir [4]. HCCI yanmasının eşsiz özelliği ileri düzey dizel yanmasının temel fikrini oluşturmaktadır [15]. HCCI çok fakir veya seyreltik karışımların yanmasına imkan verir ki düşük yanma sıcaklıklarının sonucu olarak egzozdaki NO_x emisyonlarını da azaltacaktır. Homojen bir dolgu oluşmasından kaynaklı olarak aynı zamanda PM emisyonlarında da azalma gözlenmektedir [4].

Dizel HCCI yanmasının yüksek termik verim düşük emisyon gibi avantajlarının yanında uygun yanma elde etmek iki sebepten ötürü zorlaşır. Zorlanılan ilk nokta, iyi buharlaşmanın olması için yüksek dolgu sıcaklığına ihtiyaç vardır ki bu da homojen bir karışımın oluşmasını zorlaştıracaktır. İkincisi ise, dizel yakıtının soğuk yanma kimyasına sahip olmasıdır ki yakıtın sıcaklığı 800 K'i aştığı zaman dizel yakıtının kendi kendine kontrolsüz bir yanma gerçekleşmesidir [4]. Yani yanmanın kontrolünü zorlaştırır. Yanmanın kontrol edilememesi HCCI motorlarının çözülmesi gereken en önemli problemin başında gelmektedir.



BÖLÜM 2. HCCI MOTORLARDA YANMA İŞLEMİ

HCCI motorlarda, silindir içinde ya da dışında hazırlanan dolgu hiçbir kısılmaya uğramadan silindir içerisine alınır. Ön karışımli homojen dolgunun sıkıştırılması neticesinde BAM ya da SAM tipi motorlarda gerçekleşen alev cephesi şeklinde değil de yanma odası içerisinde birden fazla bölgede eş zamanlı olarak gerçekleşir. Böylece yanma odasındaki yüksek sıcaklık bölgelerini ortadan kaldırır ve is partiküllerinin oluşumunu önler, bu da düşük NO_x ve emisyonlarına olanak sağlar [15].

HCCI motorların en önemli problemi tutuşma başlangıcının kontrol edilememesi ve motorun çalışma aralığının dar olmasıdır. Bu iki önemli problemin çözümü oldukça zordur. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlarda ateşleme için kontrol mekanizmasının olmayışı bu durumu daha da zorlaştırmaktadır [1]. Wang ve ark; yüksek oktanlı yakıtla HCCI modda çalışan bir motoru 3D-CFD kullanarak modellemişlerdir. Model üzerinde HCCI yanmasını çift enjeksiyon olarak hesaplamışlardır. Sonuç olarak yanma ikinci enjeksiyon etrafında oluşan zengin bölgenin tutuşması gerçekleşmiş ve ilk enjeksiyon zayıf karışım bölgesini tutuşturmak için kullanılmıştır. Bu iki bölgele HCCI ardışık yanmaya sebep olmuştur. Böylece ateşleme zamanı ve yanma hızının kontrol edilebileceğini bunun yanı sıra HCCI çalışma yük aralığını da uzattığını savunmuşlardır [16].

2.1. Karışım Oluşumu

Dizel yakıtı ile oluşturulan HCCI motorlarda yakıtın özelliklerinden dolayı bazı problemler meydana gelmektedir. Dizel yakıtının uçuculuğunun düşük olmasından kaynaklı olarak buharlaşma zorluğu en büyük problemlerdendir. Homojen bir karışım oluşturulurken hava sıcaklığının düşük olması yakıtın buharlaşmasına büyük engel

oluşturmaktadır. Silindir içine alınan dolgunun ısıtılması bu problemin çözümü olarak düşünülmektedir. İkinci problem ise homojen bir karışım sağlamaktır. Düşük yoğunlukta ki bir dolgu atomizasyon ve buharlaşmayı zorlaştıracaktır. Bununla birlikte yakıtın silindir cidarlarına çarpmasını önlemek için hali hazırda kullanılan yüksek basınçlı enjeksiyon sistemlerinin yerine fakir homojen karışım oluşmasını sağlayacak yakıt enjeksiyon sistemlerine ihtiyaç vardır [1].

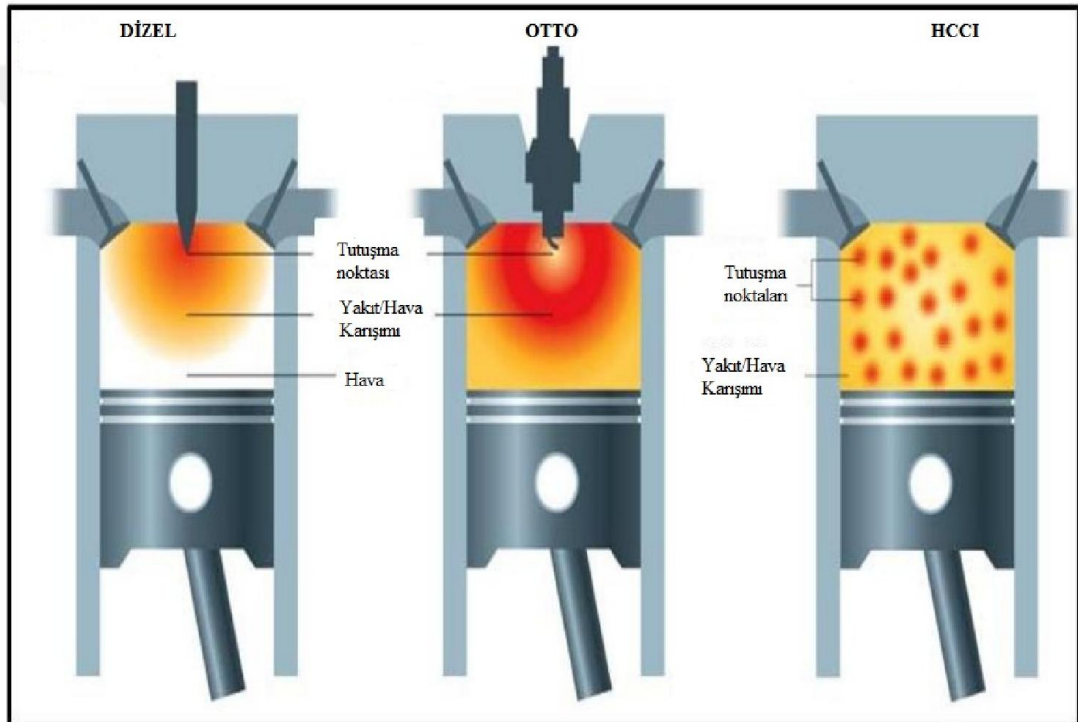
Geleneksel İYM'lerde (BAM) karışım stokiometrik ($\lambda=1$) civarında tutulmaya çalışılır. BAM tipi motorlarda stokiometrik karışım sağlamadaki amaç katalitik konvertörün tam verimle çalışmasını sağlamaktır. Bu da homojen bir karışım oluşmasına bağlıdır. Homojen bir karışım oluşturmak için BAM tipi motorlarda motora giren havanın kontrolünde gaz kelebeği kullanılır. Bu kontrol yöntemi pompalama kayıplarının artmasına ve kısmi yüklerde verimin düşmesine sebep olmaktadır [6].

Uygulamada HCCI motorlarda karışım teşkili için farklı yöntemler uygulanmaktadır. Bu yöntemlerden biri olan harici homojen karışım uygulamasında, kaynama eğrisi daha düşük ve geniş aralıkta olan yakıtlar uygun görülmektedir [15].

Harici homojen dolgu yönteminde kullanılan HCCI motorlarda karışım emme manifoldunda hazırlanarak silindir içerisine alınır. Böylece karışım silindir içerisine gelene kadar karışır ve daha homojen bir dolgu elde edilmiş olur. Dahili homojen dolgu yönteminde kullanılan HCCI motorlarda ise karışım silindir içerisinde oluşturulmaya çalışılır. Emme zamanında silindir içerisine doğrudan yakıt enjeksiyonu uygulanarak homojen bir dolgu elde edilmeye çalışılır. Homojen bir karışım oluşturulmasında ki temel amaç yanmanın iyileştirilmesi, buna bağlı olarak motor performansının artırılması ve egzoz emisyonlarının azaltılmasıdır. Homojen karışım şartlarında Hava/Yakıt oranının fakir olması daha avantajlı olduğu gözlenmiştir [1].

2.2. Karışımın Tutuşması

HCCI motorlarda, BAM tipi motorlarda olduğu gibi karışımı tutuşturacak sisteme (Ateşleme Sistemi) ihtiyaç yoktur. Karışım kendi kendine tutuşturulacak şekilde çalışır. Karışımın kendi kendine tutuşması HCCI motorların en büyük problemlerinden biridir. Karışımın tutuşması için yeterli sıcaklık ve basınca ulaşması, dolgunun homojenliği, yakıtın karakteristik özellikleri gibi birçok etkene bağlı olmakla birlikte tutuşma zamanı da ayrıca bir problem olarak görülmektedir.



Şekil 2.1. Dizel, Otto ve HCCI teorilerine göre yanma [6]

Daha önce bahsedildiği üzere HCCI yanmasının oluşmasında karşılaşılan en büyük problemlerden biri farklı motor çalışma koşullarında (özellikle orta ve yüksek yüklerde, soğuk başlangıç koşullarında) dolgunun kendi kendine tutuşma sürecini doğrudan kontrol etmektir. Tutuşma olayı karışımın kimyasına, dolgu sıcaklığına silindir içi sıcaklığa, silindir içi basınca bağlı olarak değişen kimyasal olaylar tarafından gerçekleştirilir [7].

Yanmanın iyileştirilmesi motor gücünü, performansını ve emisyon değerlerini doğrudan etkilemektedir. Diğer bir deyişle yanmanın verimi, karışımın tutuşması süreciyle başlar, maksimum iş elde edilip egzoz dan çıkan gazların kirletici oranlarına kadar bütün süreçleri kapsar. Yanma süreci içeriye alınan havanın miktarıyla başlayıp, havanın sıcaklığı, basıncı, hareketi, içeriği ve yakıtın cinsi, atomizasyonu, enjeksiyonu, buharlaşması ve son olarak hava ile etkileşimi gibi birçok etkene bağlıdır [17]. Bundan dolayı özellikle HCCI motorlarda kontrolü zordur. HCCI ileri düzey dizel yanmanın ana fikrini oluşturmaktadır [15]. HCCI yanma teorisi, benzin motorlarındaki gibi sıkıştırma zamanından önce hava/yakıt/artık gaz karışımının homojen olarak hazırlanması ve sonrasında dizel motorlarındaki gibi sıkıştırılarak kendiliğinden tutuşması prensibine dayanmaktadır [6].

2.3. Yanmayı Etkileyen Faktörler

Yanma olayı aerodinamik, termodinamik ve kimyasal yönden birçok faktörü içerdiği için araştırmacıların yoğunlaştığı konuların başında gelmektedir. İçten yanmalı motorlarda ise yanma değişik faktörden etkilendiği için daha karmaşık bir hal almıştır [1]. HCCI yanması hava/yakıt karışımının kimyasal kinetiğiyle yönetilen otomatik ateşlemeli bir yanma işlemidir. HCCI yanmada doğrudan bir kontrol mekanizması yoktur [18]. Bu nedenle yanma kontrolü zorlaşacaktır. HCCI motorlarda yanmanın kontrol zorluğu ile birlikte birçok çalışma alanları ortaya çıkmış, farklı çözüm önerileri sunulmuştur.

2.3.1. Isı değiştirici

Yakıt sıcaklığının yüksek veya düşük olması yanma olayını doğrudan etkileyecektir ve ısıнын değişkenlik göstermesi yanma sonucu olarak motor performansını da değişken hale getirecektir. Isı değiştiricileri ile silindir içine alınan dolgu sıcaklığının sabit olması sağlanabilmektedir. Dolgunun homojen durumunu, motorun termik verimini, egzoz emisyonlarını vb. kontrol altında tutmak amacıyla ısı değiştiricilerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Silindir içine alınan dolgu sıcaklığının yüksek olması, dolgu içerisindeki moleküller arası mesafeyi doğrudan etkilediği için homojenliğini doğrudan etkileyecektir. Homojen dolgulu motorlar daha öncede belirtildiği üzere yanma sonucu düşük sıcaklıklar meydana gelir böylece NO_x emisyonlarının azalmasına sebep olur. Fakir karışımlarda çalıştırılarak dolgu homojenliğinin sağlanması yanmayı iyileştirecektir.

Yanma sonunda meydana gelen sıcaklık bir sonraki çevrimi etkiler. Yanma odası içerisindeki art gazların sıcaklığı içeriye alınan dolgu miktarını ve homojenliğini etkileyecektir. Homojen olmayan bir dolgu yanmayı olumsuz etkileyeceği gibi termik verimi de düşürecektir. Geleneksel İYM'ye kıyasla HCCI motorda yanma sonu sıcaklığı daha düşük olacaktır. Homojen bir dolgu oluşturmak için uygun sıcaklığa ihtiyaç duyulur bu da ısı değiştiricileri tarafından kontrol altına alınabilir.

Yanma sonucu meydana gelen egzoz gazlarının atık ısısından faydalanılarak emme manifoldundan giren dolguyu ısıtmak üzere ısı değiştiricilerinin kullanıldığı uygulamalar yapılmıştır. Ya da değişken supap zamanlamasının kullanıldığı yaklaşımlarda geliştirilmiştir. Bu tasarım, silindir içinde tutulan art gazların miktarını artırmak dolayısıyla silindir içine alınan dolgunun ısıtılmasına olanak sağlayacak şekilde supap bindirme süresini uzatmaktadır [19].

2.3.2. Sıkıştırma oranı

Silindir içine alınan dolgu sıcaklığının artırılmasında sıkıştırma oranı kayda değer bir etkiye sahiptir. Dolgu sıcaklığı; sıkıştırma oranı artırılarak yükseltilebilmekte, böylece yakıtın kendiliğinden tutuşma süresi başlangıcını iyileştirmektedir. Ayrıca yüksek sıkıştırma oranı ile termik verimde artış sağlanabilmektedir [1].

BAM tipi motorlarda sıkıştırma oranının yükseltilmesi boşa yakın yüklerde benzinin kendiliğinden tutuşmasının sağlanması için bir çözüm olarak düşünülürken iki önemli parametre bu duruma karşı çıkacaktır. Birincisi ağır yüklerde klasik BAM yanmasını kullanan bir motora benzinli HCCI yanmasını entegre etme ihtiyacı uygulamada

sıkıştırma oranına kısıtlama getirecektir. Sıkıştırma oranını 12:1 üzerine taşıma düşüncesi gaz keleşinin tam açık konumunda ciddi vuruntu oluşumu muhtemeldir. İkincisi sıkıştırma oranının yükseltilmesi yanma sonucu sıcaklığın yükseltilmesini tetikler ki bu da motorda yüksek gürültü oluşumuna sebebiyet verir [4,19]. Şunu diyebiliriz ki sıkıştırma oranının artırılması yanmayı olumlu etkileyecek fakat yanma sonucu oluşacak yüksek sıcaklık, gürültü ve vuruntu sıkıştırma oranının yükseltilmesini sınırlandıracaktır.

2.3.3. Şarj basıncı

Aşırı doldurma uygulaması, yani dolgu basıncının artırılması içten yanmalı motorların performansını artırmada kullanılan etkili yollardan biridir [20]. Aşırı doldurma BAM tipi motorlarda kullanılabilir olmasına rağmen sıkıştırma oranının sınırlılığından dolayı genellikle SAM tipi motorlarda uygulanmaktadır. SAM tipi motorlarda aşırı doldurma uygulamasıyla motor performansı artırılarak egzoz emisyonlarında azalma sağlanmıştır. Aşırı doldurma uygulaması ile HCCI motorlarda yanma safhası için, hava – yakıt oranının kullanılma aralığının genişletilmesinde kayda değer öneme sahiptir [1].

HCCI yanma düşük NO_x emisyonları, yüksek termal verimlilik gibi geleneksel içten yanmalı motorlara kıyasla birtakım avantajları vardır. Bunun yanında HC ve CO emisyonlarında kötüleşme sağladığı da aşikârdır. Doğal emişli motorlar HCCI yanması için gerekli motor şartlarını sınırlar. Bunun için dolgu basıncının artırılması gerekli yanma şartlarını sağlamak için kullanılan yaygın yöntemlerden birisidir [20].

2.3.4. Motor hızı

Dizel motorlarında tutuşma gecikmesi (TG) süresi motor hızından hemen hemen bağımsızdır [1]. HCCI yanmanın tutuşma gecikme süresi hızdan ziyade karışım kimyasına bağlıdır. Fakat HCCI yanmanın krank açısı derecesi olarak tanımlanan TG süresi motor hızı arttığında artar [4,19]. Klasik SAM’da yüksek devirlerde TG açısı

düşük devirlere oranla büyük olacağı için gecikme sürecinde daha fazla yakıt püskürtülerek basınç artış oranı daha yüksek olacaktır. Fakat düşük devirlerde, TG süresi boyunca daha az yakıt biriktiği için basınç artış oranı düşük kalacaktır. Aynı durum HCCI motorları içinde geçerlidir [1]. Çözüm olarak TG süresini dengeleyebilmek için emme havası sıcaklığının artırılması gerektiği söylenebilir [1,4,19].

2.3.5. Türbülansın etkisi

İYM’lerde emme supabından geçen havanın davranışı, motor performansına özellikle volümetrik verime etkisinden dolayı önem kazanmıştır. Yanma olayına türbülans etkisi günümüzde şüphesiz etkilidir. Bu da motor performans karakteristiğini etkilemektedir. Türbülansın artırılması durumunda basınç artmakta böylece yanma süresi kısalmaktadır. Buna bağlı olarak motor performansı artmaktadır [21].

HCCI prosesindeki yakıtın kendi kendine tutuşması ve yanması için dolgunun silindir içi türbülansının etkilerini direkt olarak ölçmek için pek çok deneysel çalışma yapılmıştır. Yanma odası geometrisi türbülansı hızlandıracak şekilde tasarlandığında yanma sırasında gazdan, yüzey alanı arttığı için, yüzeylere olan ısı transferini artırması akabinde yanma süresini uzatması söz konusu olabilir. Türbülansın ısı transferi üzerine karmaşık etkilerinden dolayı karışım hareketinin ve türbülansın HCCI uygulamasındaki dolgunun kendi kendine tutuşması ve yanmasına etkilerini deneysel olarak belirlemek zor bir süreçtir. Dolgu hareketinin yanma üzerine etkilerini açıkça anlamak için aynı zamanda karışım hareketinin ısı transferi üzerine etkilerinin de incelenmesi gerekmektedir [4,19].

Silindir içerisinde türbülans, emme stroğu sırasında en yüksek seviyelerdedir. Fakat AÖN yakınlarında akış debisinin düşmesi ile azalacaktır. Sıkıştırma stroğu sırasında Ü.Ö.N. yakınlarında girdap hareketi sıkışmanın artmasıyla tekrar artacaktır. Girdap hareketi silindir içinde daha homojen bir türbülans oluşmasını sağlar. Ateşleme anında Ü.Ö.N. yakınlarında türbülansın yüksek olması iyi bir yanma performansı için

istenilen bir durumdur. Yerel alev hızı, alevin önündeki türbülansa bağlıdır. Türbülans, yanma işlemi sırasında silindir içindeki gazların genişlemesi ile takviye edilir [22]. Görüldüğü üzere türbülans bir çevrim boyunca sürekli değişkenlik gösterdiği için deneysel olarak ölçülüp analiz edilmesi bir hayli zordur. Türbülanslı bir akışın bürüt veya ortalama davranışını tahmin etmek için matematiksel modelinin kurulması gerekmektedir [22, 23].

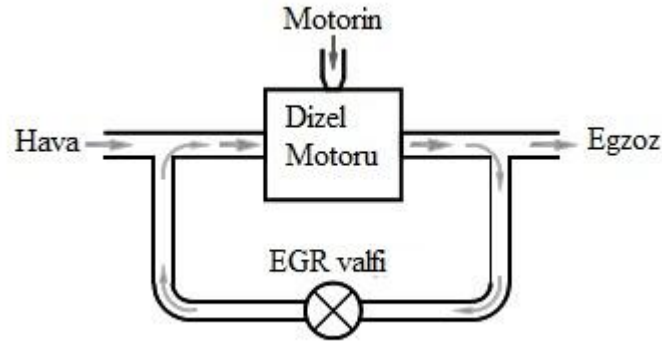
2.3.6. Karışım homojensizliğinin etkisi

Dizel yakıtlı homojen dolgu oluşturma da bazı önemli problemler vardır. Dizel yakıtının uçuculuğunun düşük olmasından kaynaklı buharlaştırılması bu problemlerden bir tanesidir. Dizel yakıtı emme portuna ya da silindir içine enjekte edilirken hava sıcaklığının düşük olması buharlaşmasını önemli ölçüde etkiler bu da dolgunun homojenliğini doğrudan etkiler. Bu problemin çözümü olarak emme portunun ısıtılması tavsiye edilebilir. Diğer bir problem ise; homojen bir dolgu oluşması için yeterli sürenin gerekli olduğudur [1]. Özellikle yüksek devirlerde bu süre daha da önem kazanacaktır. Dolgunun homojen hale gelene kadar geçen süre yanmanın gerçekleşeceği süreyi de doğrudan etkileyecektir. HCCI tipi motorlarda en büyük problem olan yanmanın gerçekleşeceği sürenin kontrolünde karışım homojensizliği büyük rol oynamaktadır.

2.3.7. EGR (Egzoz Gazı Resirkülasyonu)

EGR; egzoz gazlarının bir kısmının, valf yardımıyla yük ve devir şartlarına uygun olarak debisinin değiştirilmesi şartıyla emme havasına geri gönderilmesi tekniği olarak ifade edilebilir. Günümüzdeki konvansiyonel motorlarda NO_x miktarını azaltmak için kullanılan en etkili yöntemlerden birisidir [24,25]. Şekil 2.2’de basit bir EGR sistemi görülmektedir. Geleneksel motorlarda yapılan deneysel çalışmalar sonucunda EGR uygulaması ile NO_x dışındaki parametrelerde kötüleşme gözlenmiş, uygun EGR oranı % 10 olarak bulunmuştur. Motor gücünün ve özgül yakıt tüketiminin kötüleşmesinde de aynı faktörler etkili olmuştur. Özellikle yüksek devirlerde artan EGR oranı ile birlikte karışım fakirleşmiş, buna bağlı olarak da yanma kötüleşmiştir [26]. Ayrıca

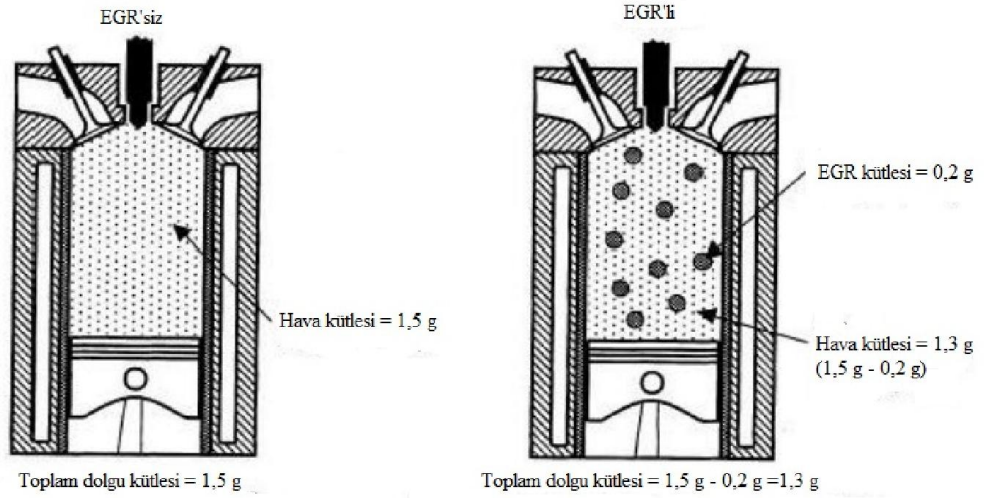
artan EGR oranıyla birlikte açığa çıkan maksimum ısı miktarının azalması, maksimum ısının açığa çıktığı noktanın gecikmesine sebep olmaktadır. Silindire gönderilen egzoz gazları, dolguyu seyreltip yanma hızını yavaşlatmakta, buna bağlı olarak da maksimum ısının açığa çıktığı nokta gecikmektedir [14]. Bu sonuçlar göstermiştir ki EGR 'nin yanma üzerine büyük etkisi bulunmaktadır.



Şekil 2.2. Egzoz gazı geri dolaşımı sistemi [24]

HCCI motorlarda dolgu sıcaklığının kontrol edilmesi yöntemlerinden biri de emme portuna egzoz gazı ilave dilmesidir. Egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) adı verilen bu yöntemle, HCCI motorlarda yanma işlemini iyileştirmektedir [1]. Ganesh ve ark. [7] EGR'siz dizel buhar enjeksiyonu ve %10 EGR ile dizel buhar enjeksiyonu deneysel çalışmalarında konvansiyonel dizel motorlara kıyasla HCCI motorlara, EGR uygulanması sonucu tutuşma gecikmesini kontrol etmede kolaylık sağladığını ve emisyonlarda düşme olduğunu gözlemlemişlerdir.

Şekil 2.3.'de görüldüğü gibi EGR kütlesi silindir içerisinde yer edinirken kendi sıcaklığından dolayı tutuşmayı kolaylaştıracak yanmaya direkt etki edecektir. Egzoz gazları içerisindeki art gazlar kimyasal reaksiyon hızına etki etmekte, böylece yanma sırasındaki ısı açığa çıkma hızını kontrol etmeye olanak sağlamaktadır. Art gazlar; kimyasal reaksiyon hızını etkileyerek kendi kendine tutuşma süresini uzatabilmekte ısı açığa çıkma hızını yavaşlatmakta ve bunlara bağlı olarak en yüksek silindir içi basıncını düşürmektedir [1]. EGR silindir içine alınan dolgunun yüksek sıcaklığı dolayısıyla dört zamanlı HCCI motorlarda ki yanmayı iyileştirdiği doğrulanmıştır [4,19].



Şekil 2.3. Silindir içerisinde EGR 'nin rolü [25]

Ayrıca, çok düşük eşdeğerlik oranında ve yüksek harici EGR uygulaması sonucunda tutuşmama durumu söz konusu olmadan benzinli HCCI motorunda kısılma olmaksızın çalıştırılması da mümkün olmaktadır. Böylece HCCI motorun yüksek ısı verimle çalışması sağlanabilmektedir [5]. EGR'nin yüksek eşdeğerlik oranlarında kullanılması da yanma reaksiyonunu yavaşlatmakta, bu sayede vuruntu engellenmekte yanma sonucu oluşan gürültü azaltılmakta ve daha yüksek IMEP (İndike Ortalama Efektif Basınç) değerine ulaşılabilmektedir [6].

EGR uygulaması olmadan HCCI yanması hava – yakıt oranının sınırlı bir aralığında, yalnızca fakir karışım olması durumunda mümkün olabilir [15].

2.3.8. Supap zamanlaması

Homojen dolgunun kendi kendine tutuşma sıcaklığını sağlayabilmek ve yanmanın faz evresini kontrol edebilmek için kullanılan yöntemlerden birisi de supap zamanlamasıdır [27]. Egzoz gazları; egzoz supabının erken kapanarak yada emme işlemi sırasında egzozdan gazlar geri alınarak yanma odası içerisinde atık gazların kalması ile sağlanabilmektedir. Kam mili faz ayarını değiştiren ve supap kalkma miktarını değiştiren itici mekanizmalarla sabit devirde kararlı halde HCCI gereksinimlerine cevap verilebilmektedir [2].

Yazar ve ark. [5] değişken supap zamanlamasının kullanması ile HCCI motorun konvansiyonel supap mekanizmasına göre çalışma aralığının genişlediğini göstermişlerdir. Ayrıca çalışmalarında pompalama kayıplarının azalmasının bir sonucu olarak yakıt ekonomisinde de iyileşmeler sağladığını gözlemişlerdir.

2.3.9. Yakıtların, katkı maddelerinin ve modifikasyonlarının etkisi

Yakıtın kendi kendine tutuşma karakteristiği ve uçuculuğu HCCI motorlar için büyük önem arz etmektedir. Özellikle homojen dolgu oluşturmak için yakıtın yüksek uçuculuk özelliğine sahip olması istenmektedir. Kimyasal olarak tek fazda tutuşan yakıtlar, yükteki ve hızdaki değişikliklere karşı daha az duyarlı olmaları motor çalışma koşulları aralığı için HCCI kontrolü açısından önemlidir. Yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığı, yüksek yakıt verimi elde edebilmek için uygun sıkıştırma oranının seçilmesi önemli hususlardandır [19].

Yakıt düşük yüklerde HCCI yanması için gerekli koşulları sağlamasının yanında tam yüklü çalışma sırasında da performans kriterlerini karşılaması gerekmektedir. Tam olarak HCCI yanmasına uygun bir yakıtın bulunmadığı söylenebilir. Uygun yakıt tercihi, yanma kontrol stratejilerine aynı zamanda çalışma koşullarına bağlı olarak seçilmelidir [19].

2.4. Isı Yayılımı ve Yanma Kontrolü

Klasik dizel yanmasında reaksiyon oranı, türbölans karışımı yanmayla, buji ateşlemeli motorlarda ise yanma odasında alev cephesinin ilerlemesi şeklinde kontrol edilmektedir. HCCI motorlarda ise yanma reaksiyonu, homojen bir dolgunun belirli bir sıcaklığa ulaşması sonucu yanma odasının her noktasında aynı anda kendi kendine tutuşması neticesinde eş zamanlı olarak başlamaktadır. Bundan dolayı HCCI motorlarda daha hızlı bir ısı yayılımı gerçekleşmektedir [27].

HCCI motorlarda yanma reaksiyonları buji ile başlatılmadığından dolayı aşırı fakir karışımlar yakılabilmekte, böylece ısı yayılımı hızlı bir şekilde gerçekleşmektedir. HCCI motorlar buji ateşlemeli motorlar ile kıyaslandığında, yanma işleminde karışımın sadece küçük bir miktarı alevin önünde bulunmakta ve homojen dolgunun tümü eş zamanlı olarak yanma işlemine katılmaktadır [2].



BÖLÜM 3. HCCI MOTORLARDA YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ

HCCI motorlarının en büyük probleminin yanma başlangıcının kontrol edilmesi olduğu önceki bölümlerde belirtilmişti. Bu problemin yanı sıra çalışma aralığının genişletilmesinin diğer bir problem olduğundan da söz edilmişti. Karşılaşılan bu iki büyük problemin çözümü için birçok yöntem üzerine çalışılmaktadır. Bu yöntemlerden bazılarını aşağıda kısaca değinilmiştir.

3.1. Yakıt Püskürtme Sistemi

Yakıt enjeksiyon stratejileri diğer kontrol teknikleri ile birlikte kullanıldığında tutuşma zamanlamasının kontrolü ve çalışma alanının genişletilmesinde önemli bir role sahiptir. Silindir içinde bölgesel yakıt yoğunluklarının ayarlanabilmesi ve sıcaklığın zamanla değişiminin kontrol edilmesine olanak tanır. Bu iki değişkenin ayarlanması ile yanma zamanı ve süresi kontrol edilebilmektedir [6].

Silindir içinde tam homojen bir karışım elde edebilmek için dolgu ve yakıt arasında karışım süresinin olması istenmektedir. Bu nedenle erken püskürtmeyi kullanan klasik bir PFI (emme portuna yakıt püskürtme) sisteminin iyi bir homojen karışımlı yanma elde etmek için en avantajlı sistem olacağı aşikârdır. Birçok araştırmacı PFI sistemi kullanarak başarılı HCCI operasyonu gerçekleştirmiştir. Fakat PFI modunun avantajlarının yanında olumsuzlukları da mevcuttur. PFI püskürtme, ilave yanma fazı kontrolü için hiçbir potansiyel sunmaz ve maksimum sıkıştırma oranını sınırlamaktadır [4].

Silindir içerisine yakıtın direkt olarak püskürtülmesi püskürtme zamanının çeşitlenmesi sonucunda lokal yakıt konsantrasyonunun değiştirilmesi ile HCCI yanma prosesinin kontrol edilmesinde önemli bir yere sahiptir [19]. Direkt püskürtme sıkıştırma oranının artırılması için de potansiyel sunmakta, buna bağlı olarak HCCI yanma prosesinin düşük yük sınırlarında genişlemeden söz edilebilir. Direkt püskürtme aynı zamanda buji arkının tesirli olmadığı koşullarda yanma kontrolü için de potansiyel sunmaktadır [4].

3.2. Su Püskürtme Yöntemi

HCCI motorlarda, kendi kendine tutuşma zamanlamasının kontrolü ve ısı açığa çıkış hızının yavaşlatılması için kullanılan yöntemlerden biri de silindir içine su püskürtülmesidir. Yapılan deneysel çalışmalar göstermiştir ki çeşitli motor çalışma koşullarında, su püskürtülmesi ile tutuşma zamanlamasının kontrolü sağlanabilmektedir [1].

Fakat silindir içine su püskürtülmesi HC ve CO emisyonların da artış göstermiştir [1,19]. HCCI motorlarda çok düşük olan NO_x emisyonlarının su püskürtülmesi ile daha da azaldığı gözlenmiştir. Yüksek emme havası sıcaklığı kullanıldığında su püskürtülmesi ile tutuşma zamanlaması üzerinde daha büyük etkiye sahiptir. Bu etki yüksek emme havası sıcaklıklarında suyun daha üniform dağılması ve daha iyi buharlaşmasından kaynaklanması muhtemeldir. [19].

Dizel yakıtlı HCCI operasyonlarının kontrolünde ve HCCI çalışma alanının ağır yüklerde genişletilmesinde potansiyel bir araç olarak son zamanlarda silindir içerisine su püskürtülmesi üzerine araştırmalar yapılmaktadır. Bu araştırmalar göstermiştir ki silindir içine su püskürtülmesi HCCI yanmasının kontrolünde hatırı sayılır bir etkiye sahiptir [4].

3.3. Emme Havası Giriş Sıcaklığı

HCCI motordaki kendi kendine tutuşma zamanlamasına birçok değişken etki etmektedir. Sıcaklık bu değişkenlerden en etkin olanıdır [4,19]. Tutuşma başlangıcının kontrolü amacıyla emme havasının sıcaklığının değiştirilmesi deneysel çalışmalarda yaygın olarak kullanılmaktadır [2]. Emme havası sıcaklığının artırılması, yakıtın daha sıcak bir ortama püskürtülmesi ile buharlaşmayı ve dolayısıyla tutuşma gecikme süresini azaltmaktadır. Emme havası sıcaklığının yüksek olması, HCCI motorlarda ki yanmayı iyileştirmekte fakat çalışma aralığını nispeten sınırlamaktadır. Ayrıca emme havası sıcaklığının yüksek olması volümetrik ve buna bağlı olarak termik verimi azaltmaktadır [1]. Emme havası sıcaklığının artırılması volümetrik verim düşüklüğünün yanında aşırı vuruntu oluşumuna da sebep olabilmektedir. Bu da emme havası giriş sıcaklığının artırılmasını sınırlamaktadır [2].

Benzin yüksek uçuculuğa sahip olduğundan dolayı homojen karışım oluşturulmasında büyük avantaj sağlamaktadır. Fakat yüksek oktan sayısından dolayı benzinin tutuşabilmesi için yüksek sıcaklıklara ihtiyaç duymakta bu da sıkıştırma sürecinde yakıtın kendiliğinden tutuşmasını güçleştirmektedir. Benzin yakıtlı HCCI uygulamalarında emme havası giriş sıcaklığının yükseltilmesi benzinin tutuşmasını kolaylaştıracaktır [6].

HCCI motorlarda benzin gibi kendi kendine tutuşma oranının düşük olduğu yakıtların kullanılmasında emme havası sıcaklığının artırılması ile yanma başlangıcına avans verilebilmekte böylece yanma başlangıcı kontrol edilebilmektedir. Soğutma yapılmayan EGR uygulamasının dolgu sıcaklığının artması yönünde ilave etkisi olmaktadır. Dizel yakıtının HCCI motorlarda kullanılması ile yanma başlangıcına gecikme verebilmek ve ısı yayılımına engel olabilmek için sıkıştırma oranı düşürülmekte yada emme havası giriş sıcaklığı azaltılarak soğutmalı EGR uygulanmaktadır [2].

3.4. EGR Etkisi

HCCI motorlarda karışımın kendi kendine tutuşmasını kontrol etmek için birkaç yöntem bulunmaktadır. Bunlardan en sık kullanılanı değişken emme yükü ve egzoz gazı resirkülasyonudur. EGR, prensibi basit olması dolayısıyla en sık kullanılan yöntem olduğu söylenebilir [28]. EGR sistemi sayesinde HCCI motorlarda NO_x emisyon değerlerinin düşürülmesi sağlanabildiği gibi HCCI motorların en büyük problemlerinden biri olan yanmanın kontrolü de sağlanabilmektedir. Buna ek olarak dizel yakıtlı HCCI yanma kontrolünün anahtarı karışım hazırlamaktadır. Benzin yakıtlı HCCI yanmanın ana yolu da EGR'dir [29]. HCCI modda bazen yüksek EGR oranı, geç enjeksiyon ile birlikte uygulanabilir. Bu çalışma modu da PCCI (Premiksiyon dolgulu sıkıştırma ateşleme) olarak da adlandırılır [30].

Sıcak egzoz gazlarının silindir içerisine tekrar gönderilmesi; silindir içine alınan taze dolguyu ısıtarak sıkıştırma yoluyla dolgunun ısıtılması ihtiyacını azaltmaktadır. Böylece HCCI motorlardaki yanma kontrol edilebilmektedir. Egzoz gazlarının, HCCI motorlardaki kendiliğinden tutuşma üzerine olan etkisi termaldir. Silindir içerisindeki yanmış gaz miktarının etkisi asıl, ana yanma (kontrollü yanma) üzerine olmaktadır [1]. EGR'nin ısı etkisinin yanında EGR içinde bulunan art gazlar kimyasal reaksiyon hızına olan etkileri dolayısıyla ısı açığa çıkış hızını da kontrol etmekte kullanılabilir. Art gazların etkisi altındaki kimyasal reaksiyon hızları, kendi kendine tutuşma süresini uzatabilir, ısı açığa çıkış hızını yavaşlatabilir, buna bağlı olarak pik silindir basıncını düşürebilir [4,19].

EGR uygulaması silindir içerisine alınan taze dolgu ve silindir içerisine alınan (ya da silindir içerisinde bırakılan) art gazlar arasında heterojen bir bölgenin oluşmasına neden olmaktadır. Bu HCCI motorlarda istenilen bir durumdur. Çünkü art gazlarca zengin bölgelerdeki sıcaklıklar, homojen karışımla ulaşılan sıcaklıktan daha yüksek olacaktır. Sıcaklığın yüksek olduğu bu bölgelerde kendiliğinden tutuşma daha kolay olacaktır [1].

Fathi ve ark. [31] HCCI modunda EGR sisteminin farklı fonksiyonları kullanılarak deneysel çalışmalar yapmışlardır. İncelenen koşullar altında EGR ilavesi yakıt ekonomisini geliştirmiş NO_x emisyonları azalmış HC ve CO emisyonlarında artış gözlenmiştir.

EGR uygulaması, HCCI yanma başlangıcı ve yanma hızının kontrolü amacıyla kullanılan en yaygın yöntemdir. Genellikle dahili EGR ve harici EGR olmak üzere iki farklı yöntem kullanılmaktadır [2]. Egzoz gazlarının silindir içine tekrar sirküle edilmesi harici EGR sistemi olarak açıklanmaktadır, egzoz gazlarının egzoz supabından çıkmadan silindir içinde bırakılması şeklinde tanımlanması da dahili EGR sistemi olarak tanımlanmaktadır.

3.4.1. Dahili EGR

Dahili EGR bir önceki çevrimde olan sıcak egzoz gazlarının silindir içerisinde bırakılması yada egzoz manifoldundan geri emilmesi, emme ya da egzoz supap zamanlamalarına bağlı olarak, negatif supap bindirmesi şeklinde uygulanmaktadır [2].

Mahrous ve ark. [5] HCCI motorlarda kendiliğinden yanma olayının egzoz kapanma ve emme açılma zamanlamasının (dahili EGR uygulamasının) ayarlanmasıyla kontrol edilebileceğini söylemişlerdir. Bu uygulama ile silindir içerisinde bırakılan sıcak egzoz gazlarının karışımın tutuşmasına yardımcı olacağını savunmuşlardır. Bir grup araştırmacı tarafından yapılan çalışmada değişken supap zamanlaması HCCI yanma kontrolü amacıyla incelenmiş ve motor supap zamanlamasının ayarlanması sonucu silindir içinde bırakılan art gazların dolgu miktarını ısıtması sonucu sıkıştırma yoluyla ısıtma ihtiyacının azaldığı gözlenmiştir. Gerekli art gaz miktarının sağlanmasıyla HCCI yanmanın tutuşma gecikme süresi ve ısı açığa çıkış hızı ayarlanabilmektedir. Yapılan çalışmalar göstermiştir ki silindir içinde bırakılan yanmış art gazların HCCI operasyonunda kendi kendine tutuşma üzerinde olan ana etkisi termaldir ve dolgu seyreltiminin başlıca etkisi ana yanma üzerine olmaktadır. Bu avantajların yanı sıra

dahili EGR uygulaması ile egzoz gazından tekrar enerji kazandırmak için kullanılsa bile elde edilebilir enerji miktarının sınırları bulunmaktadır [19].

Kam mili faz ayarının değişimi ve supap kalkma miktarının değişimi için kullanılan itici mekanizmalar ile sabit devirde kararlı halde HCCI gereksinimlerine cevap verilebilmektedir. Fakat değişen yük ve devir karakteristiklerine cevap verememektedir [2].

3.4.2. Harici EGR

Harici EGR uygulamasında, egzoz gazlarının bir kısmı egzoz manifoldu içerisinden ayrılıp gerekli durumlarda soğutulma yapılarak taze emme dolgusuyla karıştırılarak silindir içine geri gönderilmektedir. Soğutma işlemi yanma sıcaklıklarının azaltılmasına ilave etki oluşturmaktadır. Özellikle yüksek motor yüklerinde ve kullanılan yakıtın özelliklerine bağlı olarak erken tutuşma ya da vuruntu oluşumunda soğutmalı EGR uygulaması kullanılabilmektedir [2].

Harici EGR uygulaması basitliğinden dolayı tercih sebebi olabilir. Fakat harici EGR uygulamasının bazı olumsuzlukları bulunmaktadır. Harici EGR sisteminin ısı kaybının yüksek olması kısa süreli çalışmalarda tepki süresinin uzun olması EGR'nin ısı etkisini düşürmektedir. Harici EGR deki bu problemlerin giderilmesi değişken supap zamanlaması ile mümkündür [1,4].

Dizel yakıtlı HCCI uygulamalarında, harici EGR ile birlikte ilave olarak resürkilasyonu yapılan gazların soğutulması ile tutuşma gecikmesinin uzatılması mümkündür. Benzin yakıtlı HCCI uygulamalarında dolgunun kendi kendine tutuşmasını sağlayabilmek için sıcaklığın artırılmasında kullanılan dahili EGR ya da soğutma yapılmadan harici EGR uygulaması başlıca çalışmalar arasındadır [2].

BÖLÜM 4. HCCI MOTORLARDA KARIŞIM HAZIRLAMA TEKNİKLERİ

HCCI motorlarda homojen dolgu oluşturmak için yapılan araştırmalar temelde direk silindir içinde homojen bir karışım hazırlama veya silindir dışında emme portuna yakıt püskürtülerek karışım hazırlama uygulamaları üzerine olmaktadır. Silindir içinde veya dışında hazırlanan dolgunun yanı sıra homojen bir karışım oluşturmada ki en önemli etkenlerden biriside kullanılan yakıt ve yakıt katkı maddeleridir. Bu bölümde yukarıda bahsi geçen konulara kısaca değinilmeye çalışılacaktır.

4.1. Silindir Dışı (Harici) Homojen Karışım Teşkili

Günümüzde kullanılan içten yanmalı motorlarda emme supabından geçen akışın davranışı motor performansına, özellikle volümetrik verime etkisinden dolayı önem kazanmaktadır [21]. Yanma işlemi sırasında, yanma odasına giren dolgunun durumu yanma olayını doğrudan etkilediği konusunda herkes hemfikirdir. HCCI motorlarda da aynı şekilde silindir içerisine alınan dolgunun tam homojenliğini sağlamak amacıyla karışımı daha silindir içerisine almadan oluşturmak mantıklı bir uygulamadır.

Ön karışımli dolgu PM emisyonlarını en aza indirir, Çünkü silindir hacmi boyunca eş zamanlı bir yanma formunda gerçekleşir. Bu dizel motorlarında PM emisyonlarını neden olan sıkıştırma kontrollü yanmanın bilinen dezavantajını ortadan kaldırır. Dahası yanma ısı yayılımı olmadan gerçekleştiğinden daha düşük gaz sıcaklıklarına yol açarak NO_x emisyonlarını da düşürür [7].

4.1.1. Emme portuna yakıt püskürtme metodu

Klasik bir BAM motoruna benzer şekilde emme manifolduna havanın içerisine yakıtın püskürtülmesi ön karışımlı homojen bir dolgunun elde edilmesi için en basit yöntemdir [4,19]. Bu yöntemde port tipi yakıt enjeksiyon sistemi ile emme manifoldunda hava – yakıt karışımı oluşturularak emme supabına yönlendirilmekte böylece dolgu silindir dışında homojen bir şekilde karışmış olacaktır [2].

Emme portuna yakıt püskürtme yöntemi, geleneksel BAM tipi motorlardaki hava – yakıt karışımının hazırlanması ile aynıdır. Enjeksiyon sisteminin çalışması için gerekenler BAM tipi motorlarda kullanılanlardan farklı değildir. Sonuç olarak; karışım emme ve sıkıştırma zamanlarında homojendir ve kendiliğinden tutuşma, geleneksel dizel motorlarında olduğu gibi sıkıştırma sonucu olmaktadır [1].

Bu uygulamanın en önemli sorunu yakıtın buharlaşması ve tutuşma başlangıcının yakıt enjeksiyon zamanlamasıyla kontrol edilememesidir [1,2]. Homojen karışım oluşumu ve yanmanın başlaması zaman ve sıcaklık değişimine bağlı olarak geliştiğinden dolayı silindir içerisinde zamanlamaların oluşması sırasında port enjeksiyon ile dolgunun homojenliği sağlanabilmektedir [2]. Bununla birlikte port enjeksiyonu sonucunda kullanılan yakıtın türüne ve motor çalışma koşullarına bağlı olarak, emme manifoldunda yakıtın tam buharlaşmaması sonucu manifold duvarlarında ve emme portu girişinde yakıt filmi oluşumları gözlenebilmektedir. Bu yakıt filmi motorun çalışma koşulları için her çevrimde dolgu girişine bağlı olarak yanmada düzensizlikler oluşturabilmektedir. Bu etkilerin sonucunda yanma kontrolü zorlaşacaktır [2].

Bu olumsuzluklar buharlaşmayı artırmakla giderilebilmektedir. Buharlaşmayı sağlamak için ise emme dolgusu ısıtılmalıdır. Dolgu sıcaklığı, sıkıştırma zamanında kendi kendine tutuşma sıcaklığına kadar çıkartılmalıdır. Bununla birlikte konvansiyonel dizel motoru sıkıştırma oranları ile kendi kendine tutuşma sıcaklığına sıkıştırma zamanının çok erken safhalarında (Ü.Ö.N. dan önce) ulaşılacaktır. Bu da verim ve gürültü problemlerine yol açmaktadır. Giriş dolgusunun ısıtılması ile yakıtın

buharlaşması artacak bunun sonucu olarak sıkıştırma zamanı başlangıcında yüksek sıcaklıklara yol açacak ve yanma erken başlayacaktır [1]. Dolgu sıcaklığının artırılması çözüm olsa da motorun çalışma koşulları için farklı sıcaklık artırımlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Sıcaklığın kontrolü için farklı kontrol mekanizmaları geliştirilebilir. EGR uygulaması dolgunun ısıtılması için bir çözüm olarak sunulabilir.

Sonuç olarak; motor verimindeki sınırlamalar, yüksek HC emisyonu, yüksek gürültü gibi olumsuzluklardan dolayı, port yakıt enjeksiyonlu HCCI yanması NOx ve is emisyonlarındaki avantajlarına rağmen, geleneksel dizel yanmasına alternatif olarak günümüzde düşünülmemektedir [1,2,4,19].

Maurya ve Agarwa [32] iki silindirli ve dört zamanlı bir motor üzerinde emme portundan etanol püskürterek yaptıkları HCCI bir motorda yanma parametrelerini ısı verimi ve emisyon karakteristikleri incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma sonuçlarında motorun yanma verimi, termal verimi, maksimum basınç artış hızı ısı salınım oranı üzerinde etkisi olduğu ve NOx emisyonlarında azalma görülürken HC ve CO emisyonlarında artış olduğunu gözlemlemişlerdir.

4.2. Silindir İçi (Dahili) Homojen Karışım Teşkili

HCCI motorlarda optimum ayarlamalar yapılsa da benzinli motorlarda yakıt tüketimi belirli seviyelerin altına düşürülememektedir. Bunun ana sebebi BAM tipi motorlarda sıkıştırma oranının (yakıt ile havanın birlikte sıkışmasından dolayı) sınırlandırılmış olması ve dizel motorlar gibi aşırı fakir karışımlarla çalıştırılamamasıdır. Bu problemlerin çözüm yollarından birisi de silindir içerisinde kademeli dolgu oluşturulmasıdır [33].

Günümüzde kullanılan sistem enjektörleri ile silindir içi karışım kısmen homojen olarak sağlanabilmektedir. Fakat, kullanılan yakıtın uçuculuk özelliğine, motorun çalışma şartlarına, yanma odası geometrisi ve yakıt enjeksiyon sisteminin özelliklerine

bağlı olarak; HC, CO ve dizel yakıt için is emisyonları ile yakıt tüketiminde artışa ve termik verimde ise azalmalar meydana gelebilmektedir [2].

4.2.1. Silindir içerisine erken yakıt püskürtme metodu

Homojen bir karışım, sıkıştırma zamanında piston Ü.Ö.N.'ya gelmeden önce yakıtın yanma odasına direkt püskürtülmesi ile elde edilir. Emme portuna yakıt püskürtme metodu ile karşılaştırıldığında birçok avantaja sahiptir [1].

Silindir içerisine erken püskürtme de gaz sıcaklığının ve yoğunluğunun yüksek olduğu sırada yakıtın püskürtülmesi, yakıtın buharlaşmasını kolaylaştıracak ve silindir içi karışım oluşumunu geliştirecektir [1,4,19]. Ayrıca bu sistemde emme havasının ısıtılmasına ihtiyaç yoktur [1].

Kullanılan yakıt püskürtme sistemi hem direkt püskürtmeli geleneksel dizel yanması için hem de erken püskürtmeli HCCI yanması için kullanılabilir olmasıdır. Fakat geleneksel püskürtme sisteminin basıncının yüksek olması silindir duvarlarının ıslanması gibi problemlere sebep olabilmektedir. Bunun için iyi tasarlanmış bir enjektör ile yakıtın silindir duvarlarını ıslatmasını önüne geçilebilmekte sonuç olarak yanmamış HC emisyonlarında azalma, yanma veriminde artma meydana gelebilmektedir [1,2,4,19].

İstenilen homojen karışımın sağlanması için yeterli süre emme portuna yakıt püskürtme metoduna göre daha azdır. Bu da karışımın homojenliğini düşürmekte NOx ve PM emisyonlarının yüksek çıkmasına sebep olmaktadır. Ayrıca silindir içerisine erken yakıt püskürtme metodu, HCCI motorlarda yanma fazının kontrolü bir problem olarak kalmaktadır [1,2,4,19].

Silindir içerisine erken direk püskürtme metodunda birçok yöntem uygulanmıştır. Bunlar;

a. New Ace Institute metodu (Japonya): Bu uygulama da enjektör meme deliği çapı küçültülürken meme deliği sayısı artırılmış, değişik açılarda birçok meme deliği bulunan enjektör kullanılmış ve silindirin her iki tarafına yerleştirilmiş olan iki adet enjektör ile iki farklı yakıt huzmesi oluşturularak bunların yanma odasında çarpışması sağlanmıştır. Yapılan bu çalışmada iyi bir karışım elde edilirken düşük NO_x emisyonlarına ulaşılmış fakat düşük yanma verimi, geleneksel dizel çalışmalarına göre yüksek HC emisyonları oluşurken ve yakıt sarfıyatı kötüleşmiştir [1,4,19].

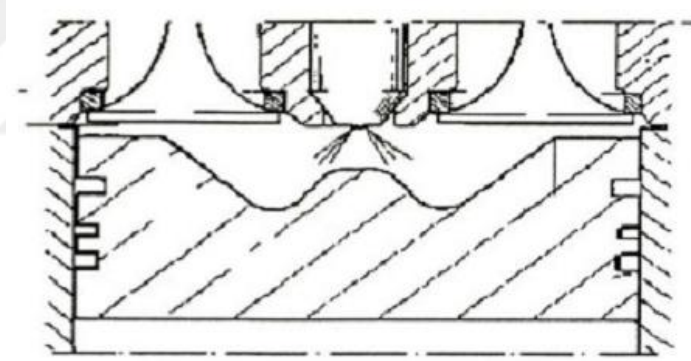
b. Hino Motors Ltd. metodu: Bu metotta iki farklı püskürtme yöntemi uygulanmıştır. İlk uygulamada yakıtın % 50'si erken, diğer %50'si ise Ü.Ö.N.'ya yakın püskürtülürken, ikinci uygulamada ise yakıtın %50'si erken, %35'i Ü.Ö.N. yakınlarında, %15'i Ü.Ö.N.'dan sonra püskürtülmüştür. Bu iki yöntem arasında emisyon ve performans açısından çok fazla fark görülmemiştir. Yakıtın %50'sinin erken püskürtülmesi NO_x emisyonlarında düşüş oluştururken, duman ve HC emisyonlarında artış gözlenmiştir HC ve duman emisyonlarındaki bu artış yakıtın aşırı nüfuz etmesi sonucu olduğu düşünülmektedir. Bu durum özel enjektör ucunun tasarımı ile giderilebilmektedir [1,4,19].

c. Mitsubishi metodu: Bu uygulamada geleneksel dizel püskürtme sisteminde kullanılan dizel enjektör nozulu kullanılmıştır. Yakıt 40°, 80°, 120° ve 157° merkez açılı meme deliklerinden erken püskürtme yöntemi ile püskürtülmüştür. Ayrıca motor sıkıştırma oranı 12:1'e düşürülmüştür. Sonuç olarak, en iyi motor performans değeri 80°'lik meme açısında elde edilmiştir. 12:1 sıkıştırma oranı ve 80°'lik meme açısının kullanılması, 40° – 60° krank açısı gibi püskürtme açılarında, çok düşük NO_x ve kabul edilebilir HC emisyonlarına ulaşılmıştır. Bunun yanı sıra, çok yüksek is emisyonları oluşmuştur. Klasik dizel uygulamasına göre yakıt sarfıyatında artış gözlenmiştir [1,4,19].

d. Toyota metodu: Toyota UNIBUS (Uniform Bully Combustion System) sisteminde homojen karışım meydana getirmek için Ü.Ö.N. 'dan yaklaşık 50° önce ilk püskürtme daha sonra ise, Ü.Ö.N.'dan 13° krank açısından sonra ikinci püskürtme yapılmıştır.

Sonuç olarak HC ve CO emisyonları aşırı kötüleşmeden yanma verimi iyileştirilmiştir [1,4,19].

e. IFP metodu: Bir dar açılı direkt enjeksiyon sistemi IFP (Institut Francais du Petrole) tarafından geliştirilmiştir. Yanma odası tasarımı ve püskürtme formu, geleneksel dizel direk enjeksiyonlu yanma sistemini kaybetmeden, erken püskürtmeli HCCI motor yanması için optimize edilmiştir. Enjektörde 80° açılı kapsayan dar açılı bir nozul kullanılmıştır. Yakıt, sıcaklık ve yoğunluğun düşük olduğu silindir duvarlarının ıslanmadığı, sıkıştırma zamanında erken püskürtme gerçekleştirilmiştir. Piston tepesi uygun şekilde tasarımı yapılmış ve yakıt aynı enjektörle, geleneksel difüzyon yanmasında, tam yükte püskürtülmüştür. Motor düşük yükten orta yüke HCCI modunda çalıştırılırken, yüksek yükte ise geleneksel yanma modunda çalıştırılmıştır [1,4,19].



Şekil 4.1. Dar açılı direkt enjeksiyonlu yanma sistemi [1]

4.2.2. Silindir içerisine geç yakıt püskürtme metodu

Geç püskürtmeli HCCI işleminde yakıt, klasik dizel yanmasından daha geç püskürtülür. Bu işlem hızlı karışım oluşumu için yüksek türbülans seviyeleri ile ve tutuşmayı geciktirmek için yüksek EGR seviyelerinde gerçekleştirilmelidir [4,19].

Püskürtme çok gecikirse, pistonun genişleme hareketinden dolayı gazın sıcaklığı ve yoğunluğu azalır bu durum kendiliğinden tutuşma gecikmesi süresinin artmasına

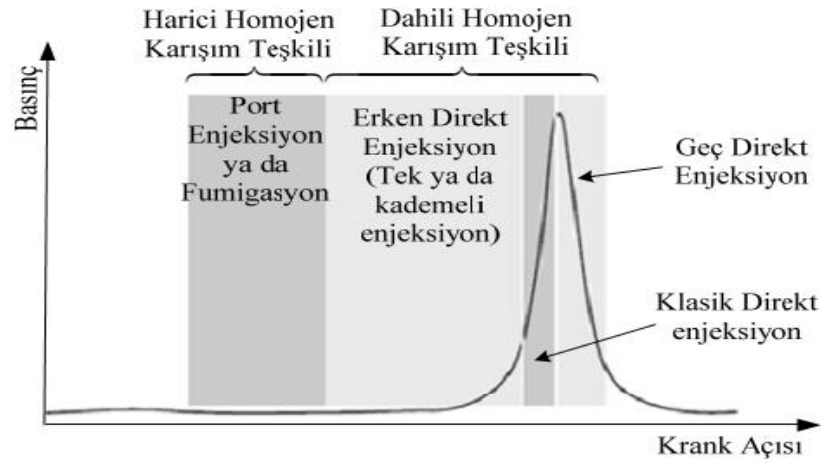
sebepler olur. Bu şartlar karışımın formunu geliştirmekte HCCI motor yanması için uygun şartları sağlamaktadır. Geç püskürtme yöntemi ile EGR birlikte kullanılması ile gerçeğe uygun HCCI motor yanması elde edilebilmektedir [1].

Geç püskürtme yönteminin silindir içerisinde yeterli homojen karışım sağlamadaki yetersizliğine rağmen iki büyük avantaja sahiptir. Bunlar;

Geç püskürtme geleneksel dizel motoruna rahatça uygulanabilir olması ve yanma başlangıcı kontrolü, diğer HCCI yanma sistemlerinden daha kolaydır. Yanma geleneksel dizel motorlarda olduğu gibi püskürtme zamanlaması ile sağlanır [1].

Geç püskürtme sisteminin iki başarılı uygulaması bulunmaktadır. Bunların ilki Nissan Motor şirketi tarafından geliştirilen MK (Modulated Kinetiks), ikincisi HPLI (Yüksek ön karışımlı geç püskürtme) sistemidir [1].

Ö. Can ve ark. [27] kısmi olarak HCCI modunda çalışabilecek şekilde direkt enjeksiyonlu (DI) dizel motorunun dönüşümünü yapmış, motor üzerine motor üzerine adapte edilen ikinci bir yakıt enjeksiyon sistemi ile homojen bir karışım oluşturularak yanma başlangıcını kontrol etmeye çalışmışlardır. Homojen dolgunun hazırlanmasında buharlaşma yeteneği fazla olan benzin yakıtını tercih etmişlerdir. Ön karışım olarak benzin miktarı %10, %20, %30 oranlarında emme manifolduna püskürtmüş ve deneyleri motorun tam yük çalışma şartlarında 2200 d/d motor devrinde yapmışlardır. Sonuç olarak silindir içerisine alınan ön karışım dolgusunun kendi kendine tutuşma koşulları hava/yakıt oranı ile kullanılan yakıtın oksidasyon kinetiğine, emme havası sıcaklığına ve sıkıştırma oranına bağlı olarak değiştiğini göstermişlerdir. Ön karışımlı benzin oranı arttıkça yanma odasına püskürtülen dizel yakıt miktarı azalmakta buna bağlı olarak yanma dizel yakıt enjeksiyonu ile kontrolü zorlaştığını gözlemlemişlerdir. Ön karışım benzin oranını vuruntu oluşumu dolayısıyla ancak %30'a kadar artırabilmişlerdir.



Şekil 4.2. Karışım teşkil yöntemlerine göre yakıt enjeksiyon zamanları [2]

4.3. HCCI Motorlarda Kullanılabilecek Yakıtlar ve Katkı Maddeleri

Petrol kökenli yakıt rezervlerinin sınırlı olması bilim adamlarını alternatif yakıt arayışına itmiştir [1]. Özellikle 1970 yılındaki petrol krizinin ardından alkol kökenli alternatif yakıtların dizel motorlarda kullanımı yaygınlaşmış ve alkoller arasında etanol ve metanol büyük ilgi görmüştür [6].

İçten yanmalı motorlarda kullanılabilecek alternatif yakıtlar; alkoller (metanol, etanol), doğalgaz (CNG), sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), hidrojen ve bitkisel yağlardır.

Tablo 4.1. Benzinli ve dizel motorlarda kullanılan alternatif yakıtlar [35]

Benzinli motorlar için	Dizel motorlar için
Alkol benzin karışımı	Alkol dizel karışımı
Alkol	Bitkisel yağ dizel yakıt karışımı
Hidrojen	Biyodizel
Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG)	Sıvılaştırılmış doğalgaz (CNG)

HCCI motorlarda kullanılan alternatif yakıtlar, dizel yakıtına benzer yakıtlar ile benzin yakıtına benzer yakıtlar olmak üzere genelde iki gruba ayrılır [2]. Benzinde oktan

sayısı artırıcı olarak kullanılan metil tertiary bütül eter (MTBE) çevreye ve insan sağlığına zarar verdiği gerekçesiyle petrol şirketleri tarafından 2006 yılından itibaren kullanılmayacağı, bunun yerine etanol kullanılacağı bildirilmiştir. Etanol ve metanol benzinli motorlarda herhangi bir değişiklik yapılmadan, dizel motorlarda ise küçük değişikliklerle kullanılabilir [6].

HCCI motorlarda alternatif yakıt arayışının esas sebebi, HCCI motorların çalışma aralığının genişletilmesi isteğidir. Ayrıca karşılaşılan diğer problemlere de alternatif yakıtların çözüm olacağı düşüncesidir. [1].

Tablo 4.2. Alternatif yakıtların özellikleri [1]

Yakıt	MON	RON	SS	Hu (MJ/kg)
Benzin	82-89	90-100	13-17	42-44
Dizel			40-55	~42,5
Doğalgaz	120	>127	<6	45-49
LPG	93-96	94-100	<3	49,9
Hidrojen		>130		120

Tablo 4.3. Yakıt katkı maddeleri özellikleri [1]

Yakıt katkı maddeleri	Setan sayısı	Kaynama noktası (°C)	Hu (MJ/kg)
DME	>55	-25	27,6
DMM	25-30	42	22,3
DEE	>125	34	33,9
DTBP		110	

4.3.1. Metanol ve Etanol

Etanol, oktan sayısının yüksek oluşu nedeniyle, yüksek oktanlı yakıtların (benzin) yerine geçmeye en uygun alternatif yakıttır. Bununla birlikte, dizele göre daha küçük moleküler yapıya sahip olması ve yapısında oksijen bulundurması, dizel yakıtta

bulunan kükürt, kanserojen maddeler ve ağır metaller içermemesinden ötürü egzoz emisyonlarında olumlu etki bırakmaktadır [35-37].

Saxena ve ark. [38] dört silindirli volkswagen motor üzerinde değişiklik yaparak HCCI modda çalışmasını sağlamışlardır. Deneysel çalışmalarında biyokütleden üretilen etanol değişik oranlarda karıştırılarak motor üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak HCCI motorun uygun çalışma koşullarını korurken %20'ye kadar su ile etolün kullanılabildiğini gözlemlemiştir.

Metanol yüksek oktan sayısına sahip olmasına karşın çok düşük setan sayısına sahiptir. Bundan dolayı dizel yakıtı ile kullanımında birtakım problemler vardır. Fakat kendi kendine tutuşma direnci yüksek olduğundan BAM tipi motorlar da rahatlıkla kullanılabilmektedir [36].

Etanol ve metanol gibi yakıtlar benzine göre daha yüksek oktan sayısına sahiptirler. Bu yüzden alkol – benzin karışımları daha yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlarda kullanılabılırler. Sonuç olarak alkol karışımı motorda daha yüksek termal verim elde edilebilir. Alkol yakıtların benzinden daha yüksek oktan sayısına sahip olması sayesinde yüksek sıkıştırma oranlarına ulaşılabilmesinin yanı sıra daha yüksek buharlaşma gizli ısıları sayesinde daha homojen hava/yakıt karışımına neden olurlar [18].

Yukarıda bahsedilen özelliklerinden dolayı alkol yakıtları (etanol, metanol) HCCI motorlar için uygun yakıt katkıları olarak ilk akla gelen yakıt katkı maddeleri arasındadır.

Tablo 4.4. Etanol ve metanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri [35]

Özellikler	Etanol	Metanol
Kimyasal denklemi	C_2H_5OH	CH_3OH
Moleküler Kütle	46,07	32,04

Tablo 4.4. (Devamı)

Özellikler	Etanol	Metanol
Özgül Kütle Sıvı (kg/dm ³)	0,79	0,79
Isıl Değeri (MJ/kg)	26,9	20,1
Stokiyometrik karışım		
Hava/Yakıt (kütlesele)	8,96	6,44
Hava/Yakıt (hacimsel)	14,3	7,14
Buharlaşma Isısı (MJ/kg)	0,856	1,10
Tutuşma Sınırları – % hacim	3,5-19	6-37
Adyabatik Alev Sıcaklığı (°C)	1924	1878
Kaynama Noktası (°C)	78,7	65,1
Donma Noktası (°C)	-117,7	-97,6
Oktan Sayısı (ROS)	106	110

4.3.2. Dimetil Eter (DME)

DME; kömür, doğalgaz, biyo-kütle gibi hidrokarbon içeren kaynaklardan elde edilebilmektedir. Kaynama noktası düşük olduğundan dolayı rahatlıkla buharlaşabilmektedir. Tutuşma karakteristiği yüksek olup tutuşma gecikmesi diğer gaz yakıtlardan kısadır ve yüksek setan sayısına sahiptir. Bunların yanı sıra yüksek buhar basıncından dolayı dizel yakıtının erken püskürtülmesinden doğan buharlaşma problemine maruz kalmamaktadır [1].

Fakat DME dizel yakıtı gibi çabuk tutuştuğundan dolayı HCCI motorlarda katkısız kullanılması HCCI motorların çalışma aralığının sınırlı olması problemine çözüm olmayacaktır. Bu özelliklerin yanında DME her ne kadar dizel yakıtı yerine düşünülse de maliyetinin dizel yakıttan fazla olması daha çok katkı maddesi olarak kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Daha çok dizel yakıtının tutuşmasını kolaylaştırıcı bir katlı maddesi olarak kullanılması doğru olacaktır [1,4].

Jang ve ark. [39] HCCI modda çalışan bir motorda DME ile birlikte EGR kullanmışlardır. DME yakıtının erken tutuşmasını dengelemek amacıyla EGR kullanmışlardır. Yakıt enjeksiyonunun bir miktarını emme portundan diğer miktarını da motorun kendi enjektöründen püskürtmüşlerdir. Sonuç olarak optimum enjeksiyon zamanlamasını sağlamışlardır. EGR ile direkt enjeksiyon zamanlamasındaki IMEP port enjeksiyona kıyasla %22 ile %55 oranında artırmışlardır.

Yeom ve ark. [40] HCCI motorda enjeksiyon esnasında sıvı fazında LPG'yi ana yakıt olarak emme portuna püskürtmüş az miktarda DME de aynı zamanda ateşleme sırasında silindir içine ateşleme iyileştirici olarak kullanmışlardır. Egzoz emisyonları ve yanma özellikleri üzerindeki etkilerini incelerken, farklı emme supap zamanlamaları kullanılmıştır. HC ve CO emisyonlarında artış gözlenirken CO₂ emisyonlarında azalma gözlenmiştir. Yanma sürecinin benzine oranla uzadığı gözlemlenmiştir.

4.3.3. Dimetoksi Metan (DMM) ve Dietil Eter (DEE)

DMM gazdan sıvıya dönüşün teknolojisi ya da DME'nin oksidasyonu ile elde edilebilmektedir. Setan sayısı dizel yakıttan daha düşüktür. Dizel ile karıştırıldığında dizel yakıtının setan sayısını düşürecekler. Dizel yakıtı içindeki DMM oranı hacimce %30'un altında ise setan sayısında fazla bir düşüş olmamaktadır. DMM dizel karışımlarının PM emisyonlarını %30'dan %80'e kadar azalttığı yapılan çalışmalar sonucu gözlenmiştir [1].

DEE etanolün dehidrasyonu ile elde edilebilmektedir. Dizel motorların performans ve emisyonlarına DMM ile aynı etkiyi göstermektedir. Dizel motorun ilk harekete geçmesi sırasında DEE çok iyi bir katkı maddesidir. Her ne kadar DEE'nin setan sayısı 100'ün üzerinde olsa da dizel yakıtı ilavesi ile önemli derecede tutuşmayı geciktiricidir. HCCI motorların en önemli problemi olan tutuşmanın erken olmasına çözüm olarak DMM veya DEE'nin dizel yakıtına ilavesi ile kendiliğinden tutuşma Ü.Ö.N.'ya yaklaştırılabilmektedir [1].

4.3.4. Di-Tertiary Butil Peroksit (DTBP)

DTBP tutuşma kabiliyetini artırıcı peroksit bazlı bir katkı maddesi olup setan sayısını artırıcı özelliğe sahiptir. Peroksitlerin en önemli problemi ısı kararlılık olup bu durum peroksitlerin kullanımını sınırlamaktadır. DTBP ‘nin dizel yakıtına %1 oranında ilavesiyle 10 – 15 arasında setan sayısı artışı sağlanmaktadır [1].

4.3.5. 2-Etilheksil Nitrat (2-EHN)

Dizel setan sayısını artırmada en etkili maddelerinden biri de organik nitrat bileşikleridir. Organik nitratlardan biri de 2-etilheksil nitrat (2-EHN) ‘dır. Yapılan bir çalışmada dizel yakıtına 2-EHN ve DTBP ilavesi yapılmış test yakıtına 7500 ppm 2-EHN katıldığında test yakıtının setan sayısı 11,4 artarken aynı artış için 1200 ppm DTBP ‘nin yeterli olduğu görülmüştür. Başka bir çalışmada yine setan sayısını artırma da DTBP’nin 2-EHN’den %60 daha etkin olduğu tespit edilmiştir. HCCI motorlarda kendiliğinden tutuşma üzerine 2-EHN ve diğer nitratlar ile çalışmalar devam etmektedir [1].

Tanaka ve ark. [41] yaptıkları çalışmalarda 2-etilheksil ve di-tetrisiyer-bütil peroksit kullanmışlardır. Birincil referans yakıtı için ateşleme gecikmesinin oksijen miktarına bağlı olduğu oktan sayısından bağımsız olduğunu gözlemlemişlerdir. Öte yandan yanma oranı eşdeğerlilik oranını etkileyen iki parametreye de bağlı olduğunu savunmuşlar, hava/yakıt karışımına katkı maddeleri eklendiğinde ateşleme gecikmesi azalmış fakat yanma oranı etkilenmemiştir. Bu sonuçlar ile HCCI yanması için ateşleme gecikmesi ve yanma oranının çeşitli yakıt karışımları ve katkı maddeleri kullanılarak bağımsız olarak kontrol edilebileceğini göstermişlerdir.

4.3.6. Fischer – Tropsh Dizel (F – T Dizel)

F – T dizel gazdan sıvıya dönüştürme teknolojisiyle ya da kömür, doğalgaz, bio-kütle gibi hidrokarbonlardan elde edilebilmektedir. Bu yakıt yapısının büyük bir bölümü düz

parafinik hidrokarbonlardan oluşmaktadır. İçerisinde az miktarda kükürt, azot ve aromatikler bulunmaktadır. Yüksek setan sayısına ($ss>70$) sahiptir [1].

F – T dizel'in motorda tek başına kullanılması ile emisyonlarda kayda değer düşüş gözlenmekte ayrıca alt ısı değeri dizel yakıtına yakın olması yakıt ekonomisi açısından olumsuz etki bırakmamaktadır. Petrol kökenli yakıtlarla baş edemediği için şu an katkı maddesi olarak düşünülmektedir. Başka bir problemi ise; düşük sıcaklıklarda mum (uzun parafinik moleküller) oluşmasıdır. Bu nedenle katkı maddesi miktarı olarak F – T dizel miktarının fazla olması soğukta ilk çalışma problemi doğurmaktadır [1].

4.3.7. Benzin – Dizel yakıt karışımları

Düşük yüklerde HCCI motorun çalışması için yüksek oktan sayısına sahip benzin uygun bir yakıt değildir. Dizel yakıtlı HCCI motorun çalışmasında ise yakıtın erken tutuşması önemli bir problemdir. Bu iki yakıtın olumlu yönlerini birleştiren karışım miktarlarıyla HCCI motorlarda iyi sonuçlar alınması mümkündür [1].

BÖLÜM 5. MATERYAL VE METOT

5.1. Materyal

5.1.1. Deney motoru

Motor deneylerinde, Lombardini marka hava soğutmalı, tek silindirli, direkt püskürtmeli, doğal emişli bir dizel motor kullanılmıştır. Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 5.1.'de görünümü ise Şekil 5.1.'de gösterilmektedir.

Tablo 5.1. Deney motorunun teknik özellikleri

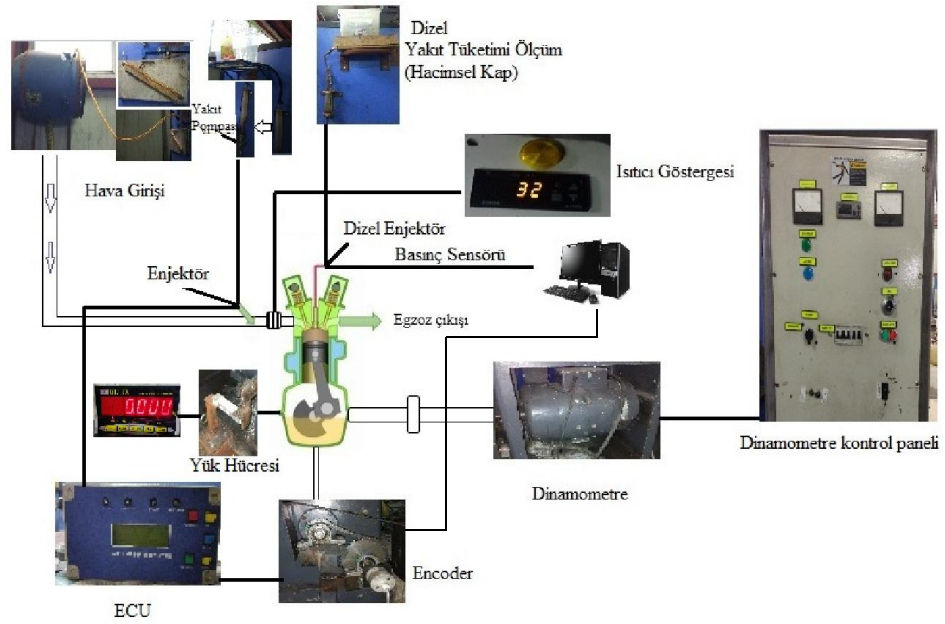
Marka ve modeli	Lombardini, LDA450
Çalışma prensibi	4 zamanlı
Silindir adeti	1
Silindir çapı	85 mm
Strok	80 mm
Silindir hacmi	454 cm ³
Sıkıştırma oranı	17,5/1
Maksimum döndürme momenti	(1700 min ⁻¹ 'de) 28,5 Nm
Maksimum güç	5,5 kW
Enjektör püskürtme basıncı	183 bar
Püskürtme zamanı	28° BTDC



Şekil 5.1. Deney motoru

5.1.2. Deney düzeneği

Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 5.2.'de verilmiştir. Deneysel çalışmalar Sakarya Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv laboratuvarlarında yapılmıştır. Deney esnasında deney motoru, bir elektrikli dinamometre tarafından frenlenerek motor performans özellikleri belirlenmiştir.



Şekil 5.2. Deney düzeneği şematik görünümü

5.1.2.1. Dinamometre

Deney esnasında motoru frenlemek için Şekil 5.3.'de görülen Plint&Partners marka elektrikli dinamometre kullanılmıştır.



Şekil 5.3. Elektrikli dinamometre

Deney motoru bir kaplin vasıtasıyla dinamometreye bağlanmış, Şekil 5.4.'de görülen kumanda panosu yardımıyla dinamometre kontrol edilerek, dinamometre ile deney motoru hem ilk hareket (marş) verilmiş hem de motorun çalışması sağlandıktan sonra yükleme yapılmıştır.

Elektrikli dinamometre, marş motoru olarak çalıştığında gerekli doğru akımı şebekedeki alternatif akımın bir redresör tarafından doğru akıma çevrilmesi ile sağlamaktadır. Motor çalıştıktan sonra kumanda anahtarı dinamometre konumuna getirilerek deney motorunun yüklenmesi sağlanmaktadır. Yükleme işlemi ise; dinamometrenin çıkışındaki direncin devreye sokulup çıkarılması ile sağlanmaktadır.



Şekil 5.4. Dinamometre kontrol panosu

Tablo 5.2. Dinamometre teknik özellikleri

Güç (kW)	3,5
Akım (Ah)	15,9
Gerilim (Volt)	22
Devir (devir /dakika)	2000
Maksimum devir (devir /dakika)	3600
Şönt bağlantı (ohmsaat)	150

Deney motoru tarafından üretilen gücün tespiti için dinamometre koluna 0,1 kg hassasiyetinde lama tipi yük hücresi bağlanmıştır. Deneyler öncesinde yük hücresinin kalibrasyonu hassas bir şekilde yapılmıştır. Şekil 5.5.'de yük hücresi görülmektedir.



Şekil 5.5. Yük hücresi bağlantısı

5.1.2.2. Kronometre

Yakıt sarfiyatı süresinin tespitinde Robic Sports SC-700 marka bir kronometre kullanılmıştır. Kronometre 1 ss hassasiyetinde ölçüm yapabilmektedir.

5.1.2.3. Yakıt tüketiminin ölçümü

Deneyler esnasında deney motorunun tükettiği yakıt miktarını ölçmek için Şekil 5.7.'de görülen 250 ml'lik hacimli kaplar kullanılmıştır.

5.1.2.4. Motor hızı ölçümü

Deneyler esnasında motor devrini ölçmek için Şekil 5.8.'de görülen devir sensörü ve göstergesi kullanılmıştır. Deney motorunun çıkış mili üzerinde sensörün okuyabileceği bir cıvata ile tespit edilmiştir. Sensör 5 mm'den daha az bir mesafeden ölçüm yapmaktadır. Cihazın ölçüm hassasiyeti 1 devir/dakika'dır.



Şekil 5.6. Yakıt tüketimi ölçüm düzeneği



Şekil 5.7. Motor devir sensörü ve göstergesi

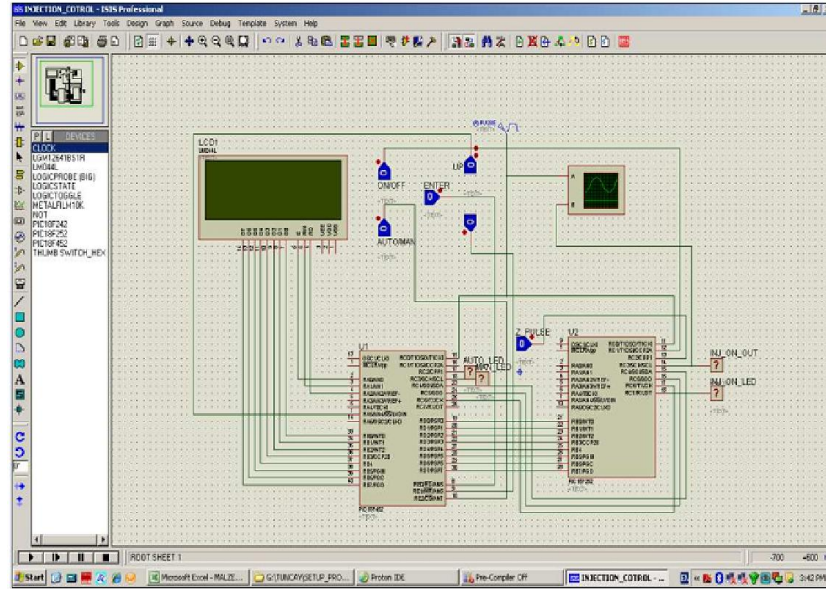
5.1.2.5. Püskürtme sistemi

Püskürtme sisteminin ve otomatik olmak üzere iki modu bulunmaktadır. Cihaz, kullanıcının ayarladığı açı değerini, motor miline bağlı bir enkoder den aldığı geri bildirimle takip ederek istenilen açı değerine ulaştığında enjektörü açar ve yine kullanıcının ayarladığı zaman kadar açık tutar. Bunu her çevrimde tekrar eder.

Otomatik modda, ayarlanan hız değerine ve gerçekleşen hıza göre enjektör açma zamanına cihaz karar verir. Manual modda, kullanıcının ayarladığı zaman değeri kadar enjektörü açık tutar. Cihaz ana ekranında hız, zaman ve püskürtme açısının ayar ve gerçek değerlerini gösterir. Ayarlama işlemi alt menülerde ayrı ayrı yapılır. Sistem iki adet hızlı mikro işlemci tarafından yönetilir. Püskürtme sistemi kontrol cihazı Şekil 5.9.'da görülmektedir.

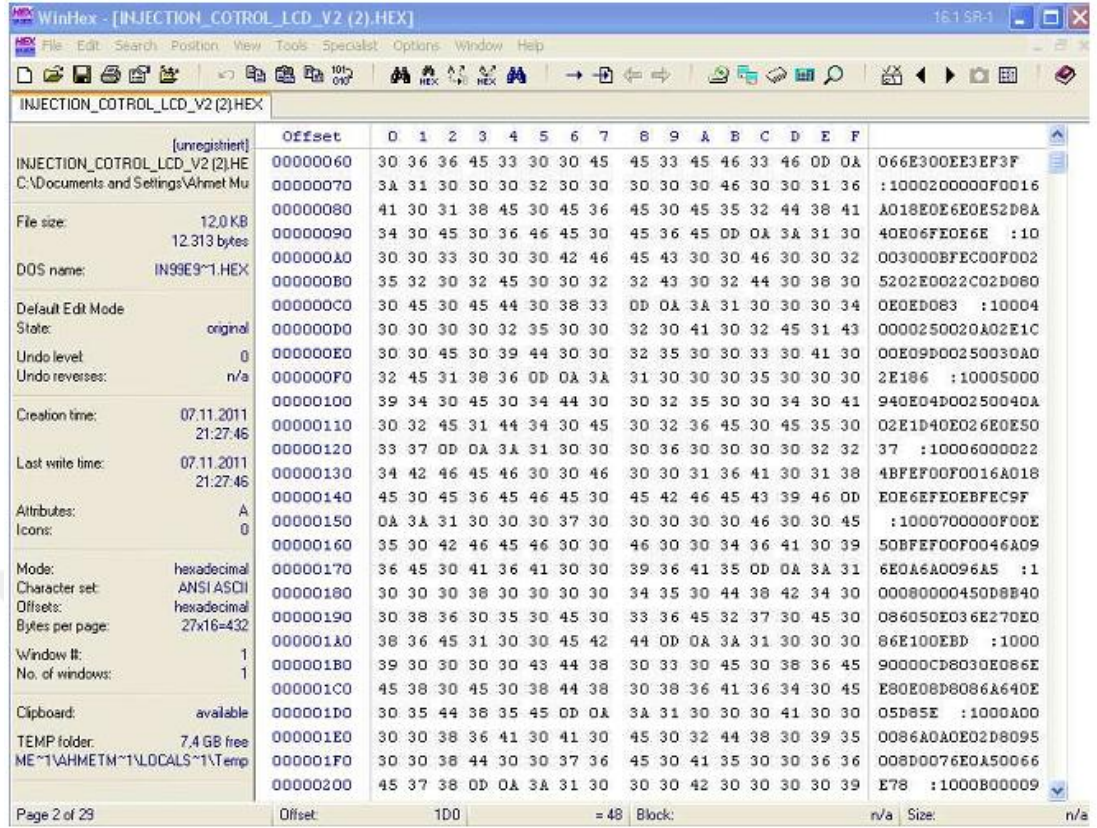


Şekil 5.8. Püskürtme sistemi kontrol cihazı



Şekil 5.9. Yazılım geliştirme programı (isis)

Şekil 5.10.'da yazılım püskürtme sisteminin yazılım geliştirme programı, Şekil 5.11.'de de püskürtme sistemi kontrol cihazının hex uzantılı mikro kontrol yazılımı görülmektedir.



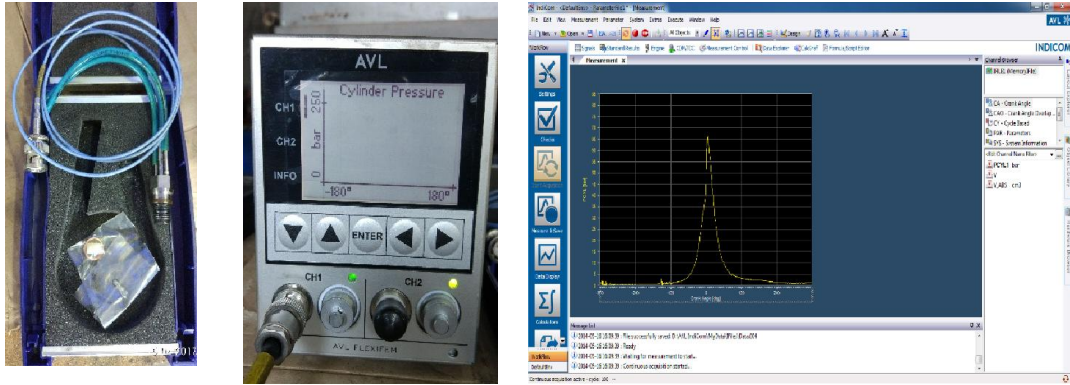
Şekil 5.10. Mikro kontrol yazılımı

Tablo 5.3 Yakıt püskürtme sisteminin teknik özellikleri

Besleme voltajı	220 V
Enjektör Kontrol voltajı	12 V
Enjektör kontrol zaman hassasiyeti	1 ms
Geri bildirim	360 pals artırılmsal encoder
Enjektör kontrol açısı hassasiyeti	1 derece

5.1.2.6. Silindir içi basınç ölçümü

Basınç ölçümleri AVL marka basınç sensörü ile gerçekleştirilmiş, sonuçlar AVL tarafından geliştirilen bir yazılım vasıtasıyla bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Silindir içi basınç ölçümünde kullanılan yazılım arayüzü Şekil 5.12.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.11. Silindir içi basınç sensörü, sinyal düzenleyicisi ve ölçüm programı

5.1.3. Yakıt özellikleri

Deneylerde kullanılan yakıtın fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 5.4.'de verilmiştir.

Tablo 5.4. Dizel ve etanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri

Özellikler	Dizel	Etanol
Kinematik viskozite 40 °C'de	3,25	
Alt ısııl değer (kJ/kg)	42550	27000
Yoğunluk 15 °C'de (kg/L)	0,84	0,79
Alevlenme noktası (°C)	55	13
Donma noktası (°C)	-10	-114
Setan indeksi (hesaplanmış)	46	>15

5.2. Belirsizlik Analizi

Hatalar ve belirsizlikler hem ölçü aletinin hem de yapılan deneysel işlemin tabiatında vardır. Deney sonuçlarına göre hesaplanan büyüklüklerin doğruluğu, kullanılan cihazların çalışma ve ölçüm hassasiyetleri ile çevresel faktörlerden etkilenebilir. Deneysel bulguların hata analizi için, belirsizlik analizi adıyla hassas bir yöntem kullanılmıştır. Belirsizlik analizinde hem cihaz belirsizlikleri hem de ölçüm belirsizlikleri hesaplanmıştır [1].

Deney sonuçlarının değerlendirilmesinde ölçüm sistemlerinin farklılıklarından dolayı her deney için ayrı ayrı ortalamalar alınmıştır. Performans deneyleri için her 3 deney verisinin ortalaması alınmıştır. Bu ölçüm sonuçlarının sağlıklı değerlendirilebilmesi için ortalamaların standart sapmaları hesaplanmış ve limit dışında kalan verilerin elenmesi ya da düzenlenmesi için Chauvenet kriteri uygulanmıştır [1].

Chauvenet kriteri, ölçüm sonucunda elde edilen deneysel verilerden şüpheli olanların elenmesi amacı ile kullanılır. Bu kriter kullanılarak eleme yapılabilmesi amacıyla tüm sapma değerleri ile standart sapmanın bilinmesi gerekmektedir [1].

Sapma, i 'nci veri ve ortalama arasındaki fark olarak adlandırılır, d_i ;

$$d_i = (x_i - \bar{x}) \quad (5.1)$$

Ölçülen bir büyüklüğün n tekrarlı ölçümünün ortalanması, x_m ;

$$x_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (5.2)$$

Yapılan ölçümün standart sapması, σ ;

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.3)$$

Ölçüm yapılan büyüklüğün ortalamasındaki belirsizlik, $S_{\bar{x}}$;

$$S_{\bar{x}} \approx \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (5.4)$$

Burada;

n : Tekrarlı ölçümlerin sayısı

σ : Ölçümün standart sapması

$S_{\bar{x}}$ ifadesine ortalamasının standart hatası (σ_m) 'da denilebilmektedir. Sistematik bir belirsizliğin olmadığı durumda sonlu sayıdaki verinin ortalaması, x_i ;

$$x_i = \bar{x}_m \pm t_{v,99} S_{\bar{x}} = \bar{x}_m \pm P_{xi} \quad (5.5)$$

Burada;

$\pm t_{v,99} S_{\bar{x}}$: Ölçümün ortalamasındaki rastgele belirsizlik (P_{xi})

P : % güvenilirlik aralığı

t : v 'ye bağlı serbestlik derecesi ($v=n-1$)

Deney sonuçlarına göre hesaplanan parametreler pek çok bağımsız değişkenler içermektedir. Bundan dolayı hesaplama sırasında bu değişkenlerin her biri hesaplanan parametrenin ortalama belirsizliğini arttırmaktadır. Sözü edilen bu değişkenlerin ortalama üzerindeki etkileri, toplam belirsizlik olarak tanımlanır.

Ölçüm sırasında ortaya çıkan rastgele belirsizlik P_{xi} ve x_i bağımsız değişkeninin sistematik belirsizliği T_{xi} olmak üzere, toplam belirsizliği içeren doğru ortalama değer ifadesi aşağıdaki gibi olur.

$$R = \bar{R} \pm u_R \quad (5.6)$$

Burada;

$\bar{R}$: Ölçümün ortalama değeri

Bu ifade sonuca etki eden belirsizlik veya toplam belirsizlik olarak adlandırılır. Sistemik ve rastgele belirsizliğin beraber değerlendirildiği ifade aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$u_R = f(T_{x1}, T_{x2}, \dots \dots T_{xm}, P_{x1}, P_{x2}, \dots \dots \dots P_{xm}) \quad (5.7)$$

Üretim esnasında ortaya çıkan sistemik belirsizliklerin toplamı T_x olarak ifade edilir.

$$T_x = \sqrt{\sum_{i=1}^n [\theta_i T_{xi}]^2} \quad (5.8)$$

Burada;

θ_i : Duyarlılık indeksi

Toplam rastgele belirsizlikler P_x olarak ifade edilir.

$$P_x = \sqrt{\sum_{i=1}^n [\theta_i P_{xi}]^2} \quad (5.9)$$

Rastgele ve sistemik belirsizliklerin toplam belirsizlik üzerine etkisi aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$u_R = \pm \sqrt{T_x^2 + (t_{v,99} B_x)^2} \quad (\%99) \quad (5.10)$$

Chauvenet kriterin kullanılabilmesi için, öncelikle yapılan deneye ait standart sapma (σ) ve bütün verilere ait sapmalar (d_i) bilinmelidir. Daha sonra her bir deneysel veri, Tablo 5.5.'de verilen Chauvenet kriter değeri ile karşılaştırılmıştır. Ölçülen deneysel

verilere ait oranlardan bazıları bu kriter değerinden büyük ise, bu veriler değerlendirme dışı bırakılmıştır.

Tablo 5.5. DeneySEL bulguların seçilmesi için Chauvenet kriteri [1]

Tekrarlı ölçüm sayısı	di /s
3	1,38
4	1,54
5	1,65
7	1,8
10	1,96
15	2,13
50	2,57
100	2,81
300	3,14
500	2,29
1000	3,48

Ölçülen değerlerdeki belirsizlikler birbirinden bağımsız olduğunda, bağımlı değişkenin toplam belirsizliği kısmi diferansiyel yöntemine göre hesaplanmıştır. Hesaplanan bu belirsizlikler Tablo 5.6.'da verilmiştir.

Tablo 5.6. Belirsizlik değerleri

Parametreler	Sistematik belirsizlikler $\pm$
Yük (N)	0,1
Devir (devir/dakika)	1
Zaman (ss)	1
Yakıt tüketimi (g)	0,1

Tablo 5.6. (Devamı)

Parametreler	Toplam belirsizlikler %
Güç (kW)	1,44
Tork (Nm)	1,41
Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	3,05

5.3. Ölçüm Yöntemi

Deneye başlamadan önce deney motorunun gerekli ayarları yapılmış ve motor yağı değiştirilmiştir. Deney motorunun regülatörü devre dışı bırakılmıştır. Ölçümlere motor çalışma sıcaklığına ulaşıldığı zaman başlanmış, bir deneme tamamlandığında motor bir sonraki deney öncesine kadar ara dinlenmeye bırakılmıştır.

Kısmi yük deneylerine başlamadan önce sadece dizel yakıtı ile tam yük deneyleri yapılmıştır. Tam yük deneyleri 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000 devir/dakika'da gerçekleştirilmiştir. Ölçümler kayıt altına alınmış ve bir yüksek 2800 devir birde düşük 1800 devir seçilmiştir. Seçilen bu iki devirde kısmi yük deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle homojen dolgu uygulanmadan dizel yakıtı ile seçilen yüksek devir ve düşük devirlerde kısmi yük deneyleri gerçekleştirilmiş ve deney sonuçları kayıt altına alınmıştır. Yüksek devir deneyleri 2800 devir/dakika'da düşük devir deneyleri 1800 devir/dakika'da gerçekleştirilmiştir. Deney motoru her iki devir için de %25, %50, %,75, %100 yüklenerek ölçüm sonuçları kaydedilmiştir.

Sonraki adım da kısmi homojen dolgu uygulanarak, 1800 ve 2800 devir'de %25, %50, %75, %100 yükleme için dizel enjektörü % 10, % 20, % 30 oranın da kısılarak, kısılan dizel enerji miktarı kadar tasarlanan püskürtme sistemi vasıtasıyla emme portundan

etanol püskürtülmüştür. Her devir ve yük için dizel ve etanol'ün deney sonuçları kaydedilmiştir.

5.4. Hesaplama Yöntemleri

Deneylerden alınan verilerle; döndürme momenti, efektif güç, özgül yakıt tüketimi ve hacimsel verim değerleri hesaplanmıştır.

5.4.1. Motor momenti

Motor belirtilen devirlerde yük altında çalışırken kuvvet değeri yük hücresi göstergesinden okunmuştur. Her bir devir için göstergede okunan kuvvet değeri, dinamometre moment kolu uzunluğu ile çarpılarak o devirdeki motor momenti bulunmuştur. Deney tesisatının moment kolu uzunluğu 0,265 m'dir.

$$M = F \cdot L \quad (5.11)$$

Burada;

M : Moment (Nm)

F : Kuvvet (N)

L : Moment kolu uzunluğu (m)

5.4.2. Motor gücü

Denemeler sırasında, efektif gücün bulunmasında aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır [1].

$$P_e = \frac{M \cdot n}{9549} \quad (5.12)$$

Burada;

P_e : Efektif güç (kW)

M : Moment (Nm)

n : Motor devri (devir/dakika)

5.4.3. Fren özgül yakıt tüketimi

Motorun tükettiği yakıt dinamometre üzerinde bulunan yakıt ölçme kapları yardımıyla belirlenmiştir. 25 ml hacmindeki kap içerisindeki yakıtı motorun ne kadar sürede tükettiği kronometre ile ölçülmüş ve yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Özgül yakıt tüketimi, deney sırasında tüketilen yakıt miktarının ölçülen güce oranıdır.

$$b_e = \frac{3600 \cdot \Delta V \cdot \rho_y}{P_e \Delta t} = \frac{3600 \cdot m_y}{P_e} \quad (5.13)$$

Burada;

b_e : Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)

ΔV : Yakıt hacmi (cm³)

ρ_y : Yakıt yoğunluğu (g/cm³)

Δt : Zaman (s)

P_e : Motor gücü (kW)

m_y : Kütlesel yakıt debisi (g/s)

5.4.4. Ön karışım oranının hesaplanması

Ön karışım deneylerinde; emme manifolduna, tasarlanmış yakıt püskürtme sistemi vasıtasıyla verilecek yakıt miktarının (etanol için) örnek hesabı aşağıda verilmiştir. Hesaplamalar % 75 motor yükü için yapılmıştır. Deneylerde kullanılan dizel yakıtı için; $H_{ud}=42440$ kJ/kg, test yakıtı olan etanolun ise $H_{ue}= 26900$ kJ/kg'dır.

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (5.14)$$

Burada;

ρ : Yoğunluk (kg/cm³)

m : Kütle (kg)

v : Hacim (cm³)

Deney motorunun % 80 yükte tükettiği dizel yakıtı miktarı;

$$0,82 = \frac{m}{25}, \quad m = 20,5 \text{ g 'dır.}$$

Deney motoru 1 dakikada ise 20,92 g yakıt tüketir. Hesaplanan bu yakıt miktarının %10' u oranında emme manifoldundan etanol verileceğinden bu miktarın değeri 2,092 g olarak hesaplanır.

Yukarıda hesaplanan bu değerin, aşağıda verilen formülle ısı değeri belirlenecek olursa;

$$Q_d = m. H_{ud} \quad (5.15)$$

Burada;

Q_d : Isıl enerji (kJ)

M : Kütle (kg)

H_{ud} : Dizel alt ısı değeri (kJ/kg)

$$Q_d = 2,092 \cdot 10^{-3} \cdot 42440$$

$Q_d = 88,784$ kJ olarak bulunur.

Emme manifolduna verilecek etanol miktarı etanolün alt ısı değeri dikkate alındığında ise;

$$88,784 = m \cdot 26,900$$

$m = 3,3$ g olarak bulunur.

Püskürtme kontrol cihazının, bu yakıt miktarını vereceği enjektör açık kalma süresi ise, hassas terazi kullanılarak, enjektörün her milisaniye için püskürttüğü yakıt miktarının tespiti ile belirlenmiştir.

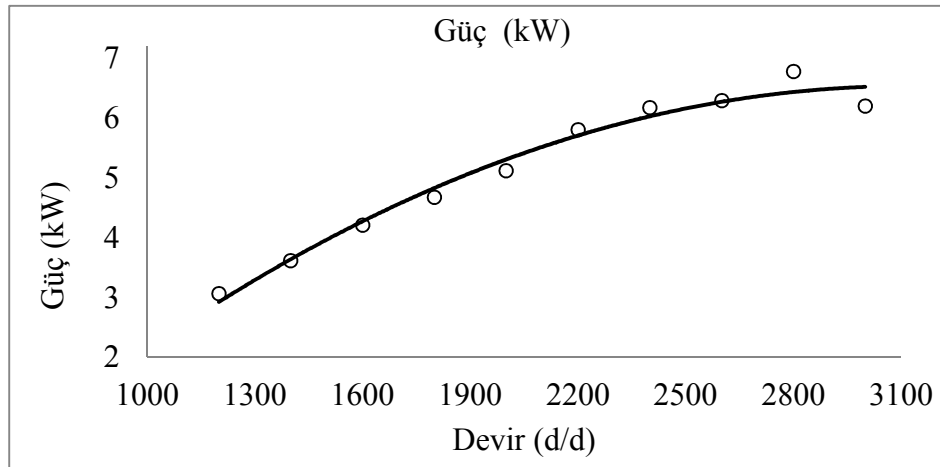
BÖLÜM 6. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

6.1. Tam Yük Dizel Deneyleri

Tam yük deneyleri motorun karakteristiklerini belirlemek amacıyla yapılmıştır. Deney motoru 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800 ve 3000 devir aralıklarında dinamometre ile frenlenmek suretiyle ölçümler gerçekleştirilmiştir. Yapılan tam yük dizel deneyleri sonucunda güç, moment, özgül yakıt tüketimi, termik verim ve silindir içi basınç grafikleri oluşturulmuştur. Bu grafikler yorumlanarak kısmi yük deneylerine geçiş yapılmıştır. Dizel yakıtı ile ölçümler sonucu elde edilen grafikler aşağıdaki alt başlıklarda gösterilmektedir.

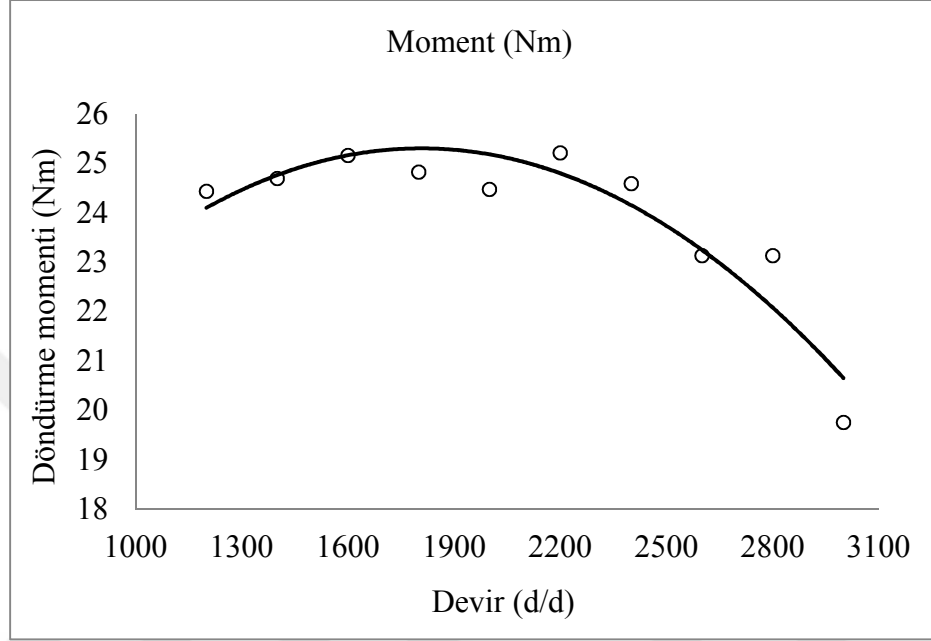
6.1.1. Dizel karakteristik eğrileri

Şekil 6.1.'de deney motoruna ait dizel yakıtı ile tam yük testleri sonucunda elde edilmiş kW cinsinden güç grafiği görülmektedir. Ölçümler sonucunda maksimum gücün 2800 devir/dakika da 6,8 kW olarak belirlenmiştir.

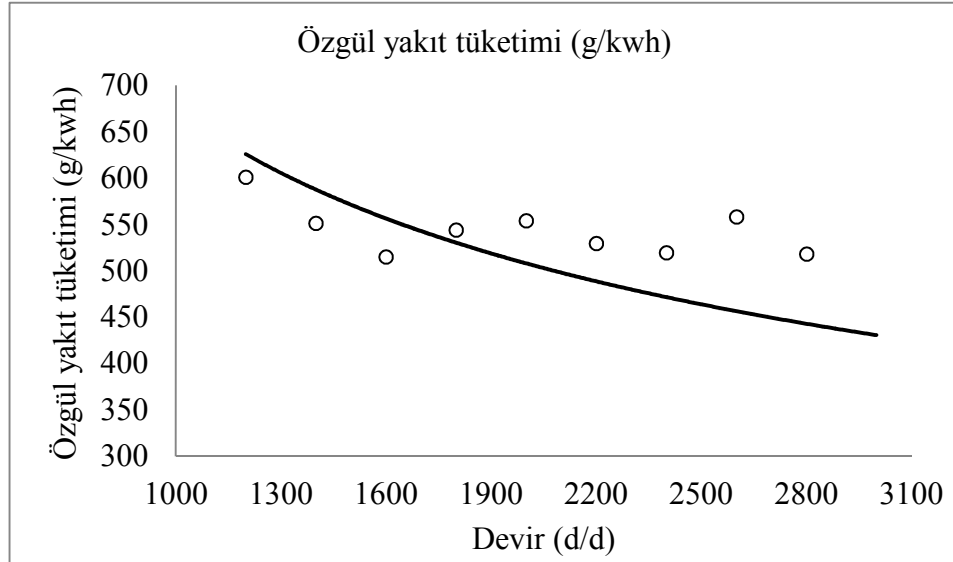


Şekil 6.1. Dizel tam yük güç karakteristiği

Şekil 6.2.'de deney motoruna ait dizel yakıtı ile tam yük testleri sonucunda elde edilmiş Nm cinsinden döndürme momenti grafiği görülmektedir. Ölçümler sonucunda maksimum döndürme momentinin 2000 devir/dakika da 25,22 Nm olduğu görülmüştür.



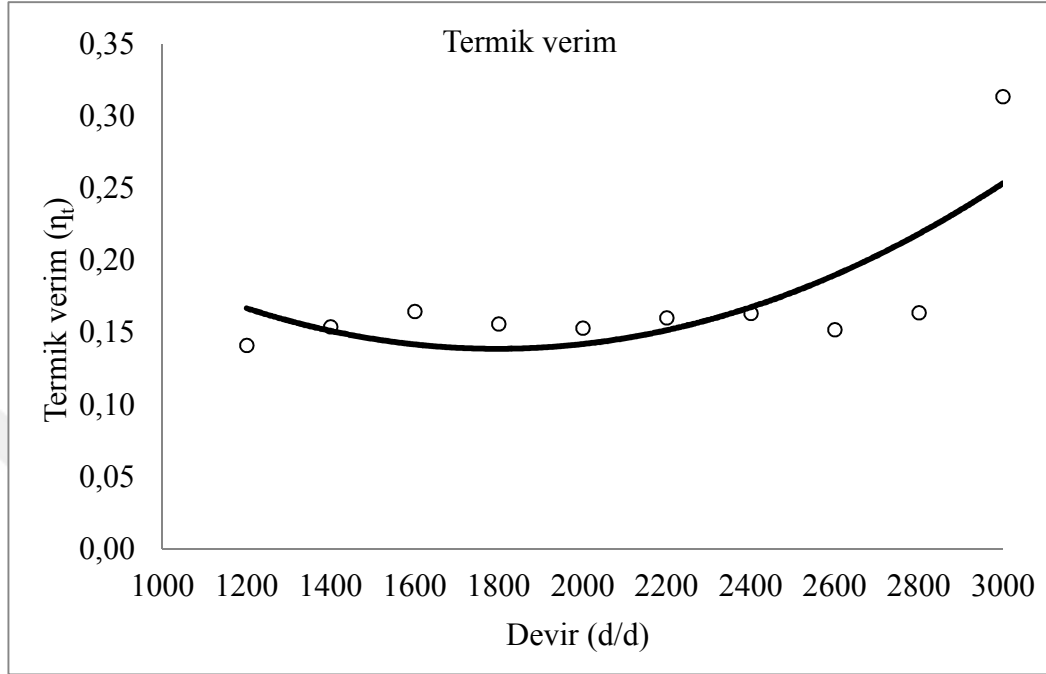
Şekil 6.2. Dizel tam yük moment karakteristiği



Şekil 6.3. Dizel tam yük fren özgül yakıt tüketimi karakteristiği

Şekil 6.3.'de deney motoruna ait dizel yakıtı ile tam yük testleri sonucunda elde edilmiş g/kWh cinsinden fren özgül yakıt tüketimi grafiği görülmektedir. Yakıt

tüketimi hacimsel olarak ölçülmüş ve 25 ml hacimli kaplar kullanılmıştır. Burada minimum yakıt tüketimi 1600 devir/dakika da 515,1 g/kWh olmuştur.



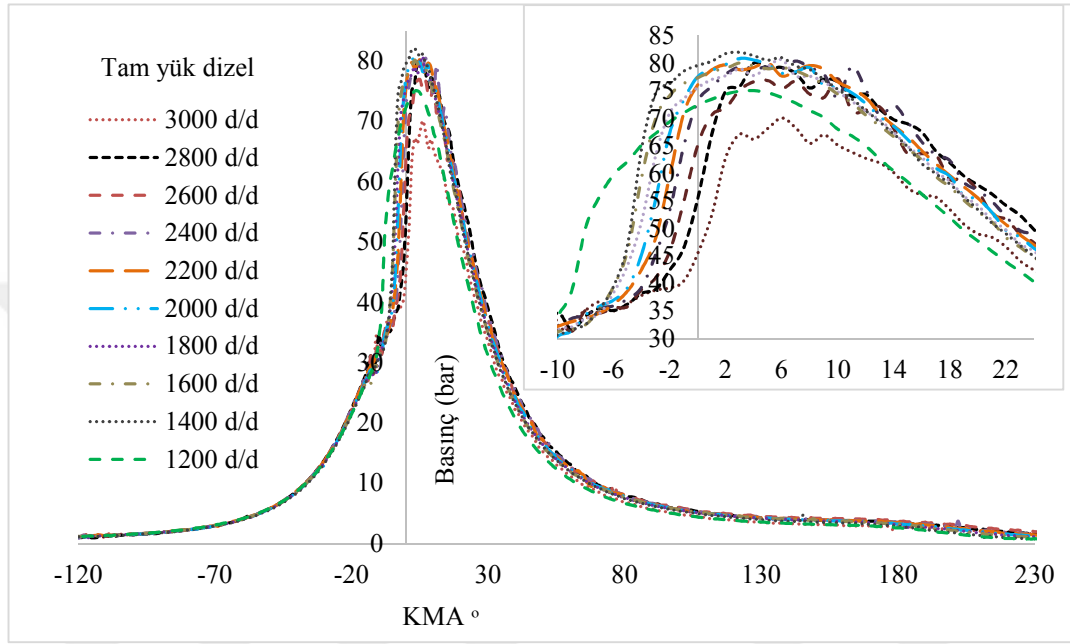
Şekil 6.4. Dizel tam yük termik karakteristiği

Şekil 6.4.'de deney motoruna ait dizel yakıtı ile tam yük testleri sonucunda elde edilmiş motorun termik verim grafikleri görülmektedir. Ölçümler sonucunda motorun maksimum termik verimi 3000 devir/dakika da 0,31 olduğu görülmüştür.

Yukarıda verilen grafiklerden yola çıkarak kısmi yük deneyleri için bir yüksek devir bir düşük devir olmak üzere iki devir testi seçilmiştir. Yüksek devir deneyleri maksimum gücün meydana geldiği 2800 devirde, düşük devir deneylerinin ise maksimum moment ve minimum yakıt tüketiminden yola çıkarak 1800 devirde gerçekleştirilmesine karar verilmiştir. Bu iki devirin seçiminde silindir içi basınç grafikleri ve verim grafikleri de incelenmek suretiyle yüksek devir deneylerinin 2800 devir/dakika da, düşük devir deneylerinin 1800 devir/dakikada yapılmasına karar verilmiştir.

6.1.2. Silindir içi basınç ölçümleri

Silindir içi basınç ölçümleri Şekil 6.5.'de görülmektedir. Farklı devir aralıklarında maksimum basıncın 70 bar ile 80 bar arasında değiştiği görülmektedir.



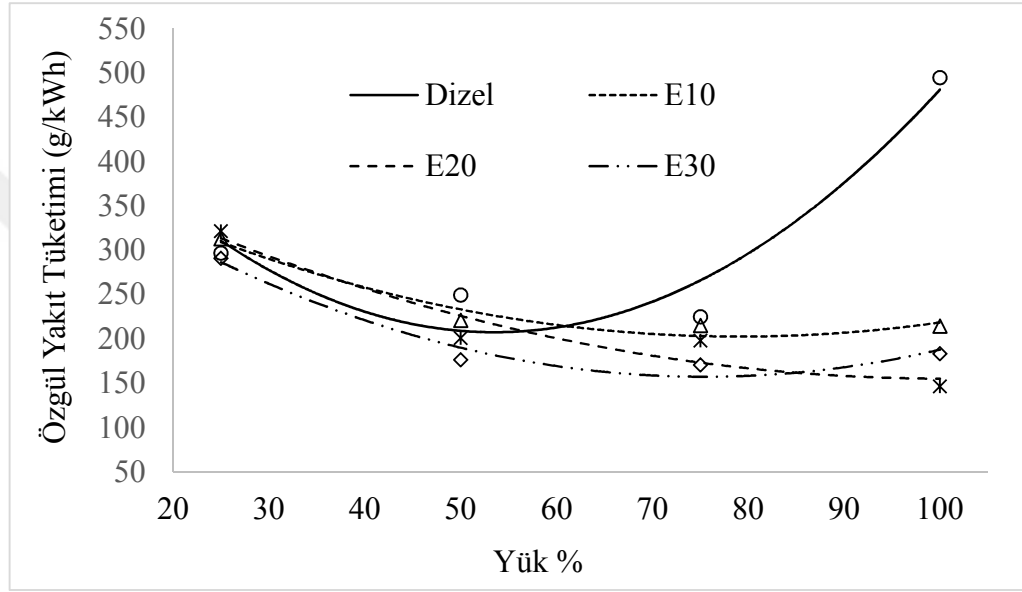
Şekil 6.5. Dizel tam yük silindir içi basınç değişimi

6.2. Kısmi Homojen Dolgu Uygulamaları

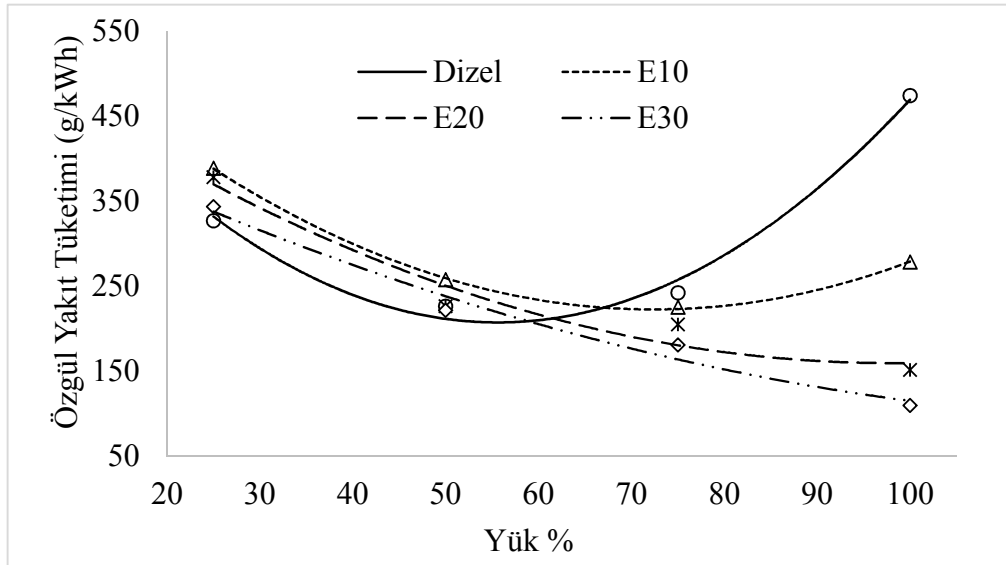
Dizel yakıtı ile yapılan tam yük devir deneyleri sonucunda seçilmiş olan yüksek devir 2800 d/d ve düşük devir 1800 d/d devirlerinde deney motoruna öncelikle dizel yakıtı ile yükleme yapılmış daha sonra emme portundan etanol yakıtı ile kısmi homojen dolgu uygulanarak, deney motoru yüklenmiştir. Homojen dolgu uygulamasında deney motoru %25, %50, %75 ve %100 yüklenerek, her yükleme şartı için dizel yakıtına kısmi olarak %10 (E10), %20 (E20), %30 (E30) oranlarında emme portundan etanol püskürtülmüştür. Yapılan bu çalışmada deney motorunun özgül yakıt tüketimi, termik verimi ve silindir içi basıncındaki değişimler incelenmiştir.

6.2.1. Fren özgül yakıt tüketimi

1800 devir/dakika'da motor yüküne bağlı olarak, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için fren özgül yakıt tüketimi eğrileri Şekil 6.6.'da verilmiştir. Ölçüm sonuçlarında özgül yakıt tüketimi, düşük yüklerde dizel yakıtına yakın olurken yüksek yüklerde düşüş gözlemlenmiştir.



Şekil 6.6. 1800 d/d da kısmi HCCI uygulanması özgül yakıt tüketimi

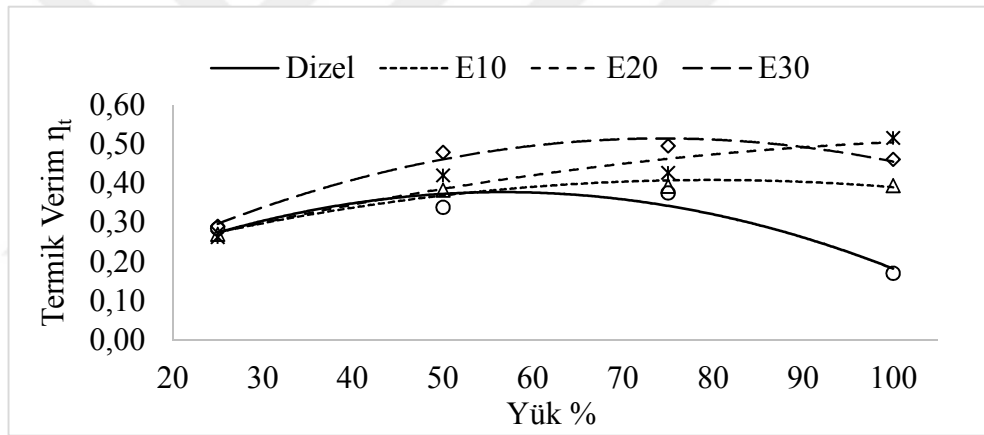


Şekil 6.7. 2800 d/d da kısmi HCCI uygulanması özgül yakıt tüketimi

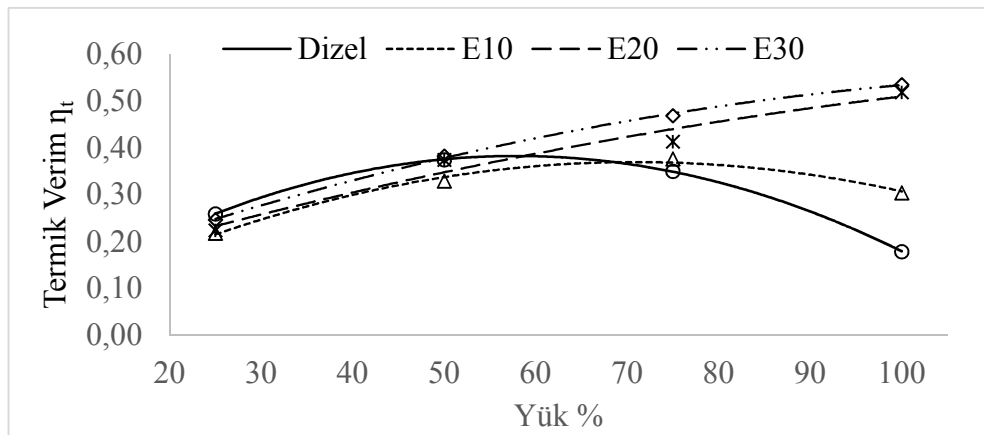
2800 devir/dakika'da motor yüküne bağlı olarak, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için fren özgül yakıt tüketimi eğrileri Şekil 6.7.'de verilmiştir. Ölçüm sonuçlarında düşük yüklerde özgül yakıt tüketiminin de az miktarda artış olurken, yüksek yüklerde düşüş gözlemlenmiştir.

6.2.2. Termik verim

1800 devir/dakika'da motor yüküne bağlı olarak, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için termik verim eğrileri Şekil 6.8.'de verilmiştir. Ölçüm sonuçlarında düşük yüklerde termik verim dizel ile aynı seviyelerde olurken, yüksek yüklerde artış olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 6.8. 1800 d/d da kısmi HCCI uygulanması termik verim

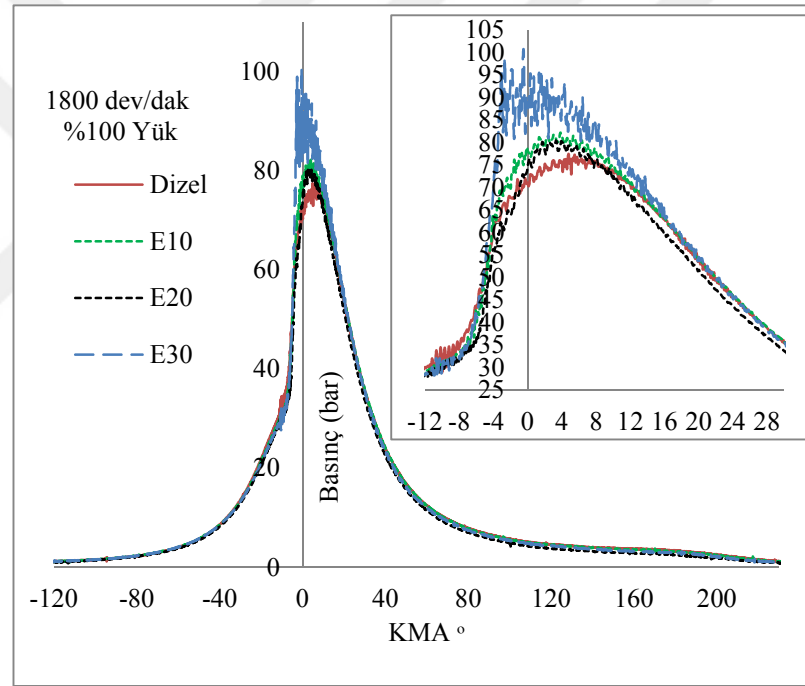


Şekil 6.9. 2800 d/d da kısmi HCCI uygulanması termik verim

2800 devir/dakika'da motor yüküne bağlı olarak, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için termik verim eğrileri Şekil 6.9.'da verilmiştir. Ölçüm sonuçlarında düşük yüklerde termik verim dizel ile aynı seviyelerde olurken, yüksek yüklerde artış olduğu gözlemlenmiştir.

6.2.3. Silindir içi basınç değişimi

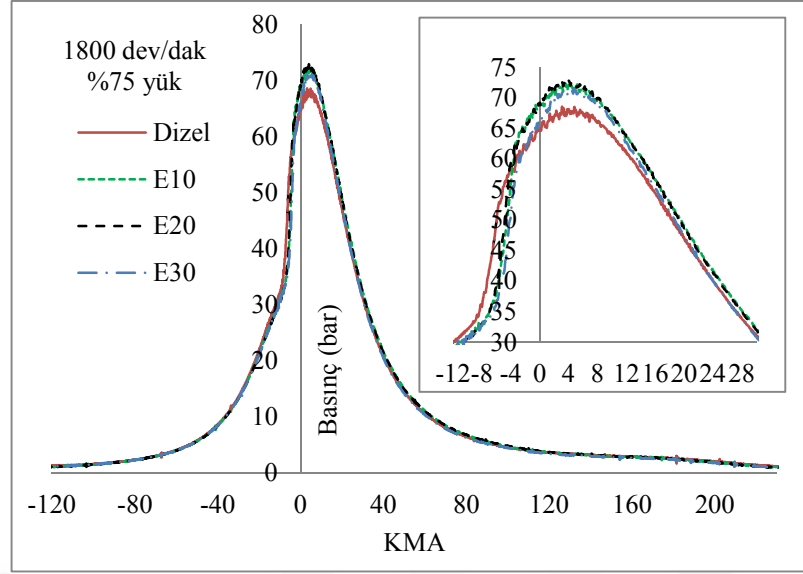
1800 devir/dakika'da %100 motor yükünde, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için silindir içi basınç eğrileri Şekil 6.12.'de verilmiştir. Maksimum basınç dizel yakıtına kıyasla artış göstermiş E30 yakıtı vuruntu oluşmasına sebep olmuştur.



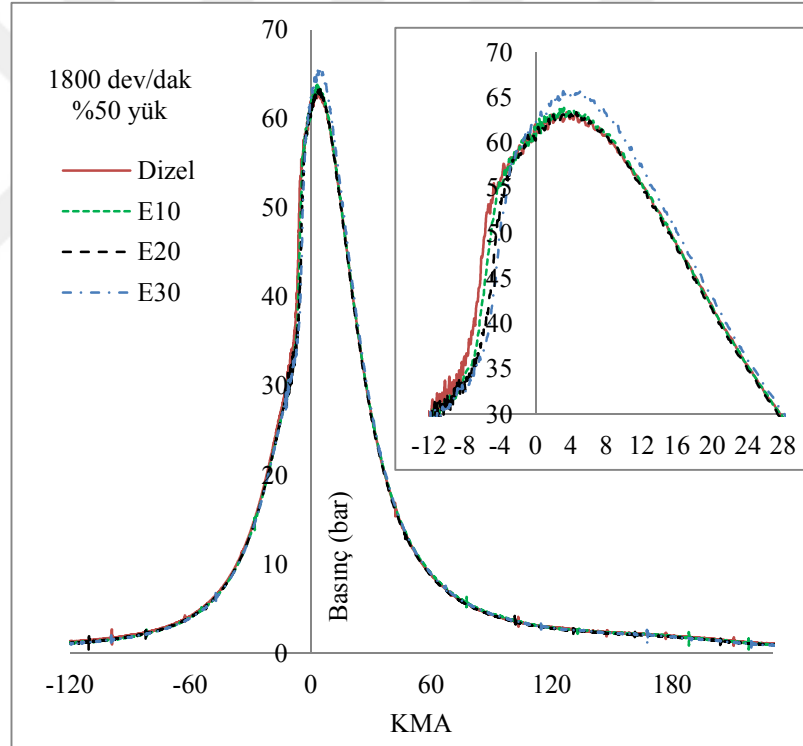
Şekil 6.10. 1800 d/d %100 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç

1800 devir/dakika'da %75 motor yükünde, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için silindir içi basınç eğrileri Şekil 6.13.'de verilmiştir. Maksimum basınç başlangıçta dizel yakıtına kıyasla artış göstermiş basınç daha stabil duruma geçmiştir.

1800 devir/dakika'da %50 motor yükünde, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için silindir içi basınç eğrileri Şekil 6.14.'de verilmiştir. Maksimum basınç E10 ve E20 yakıtları dizel yakıtıyla aynı seviyelerde seyrederken E30 yakıtında %3 artış göstermiştir.

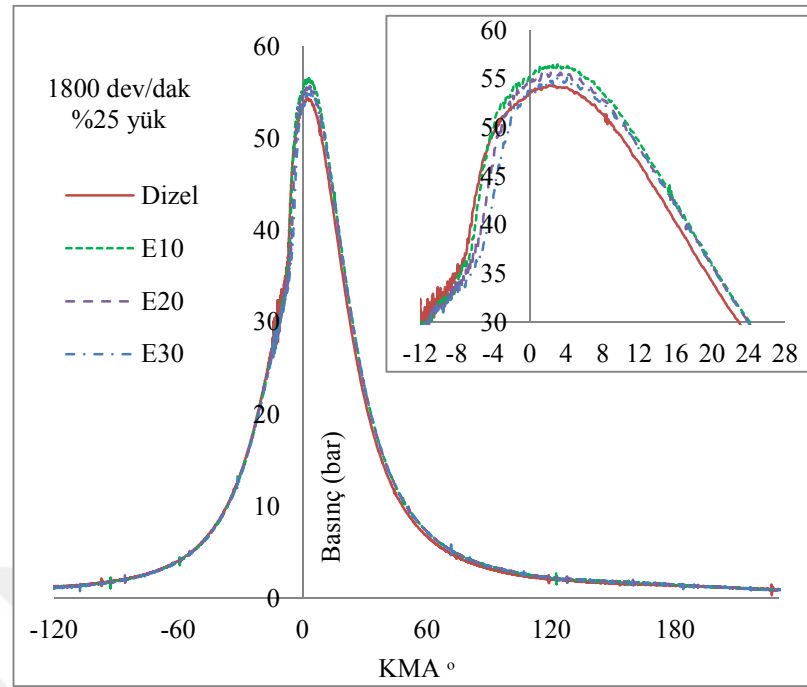


Şekil 6.11. 1800 d/d %75 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç

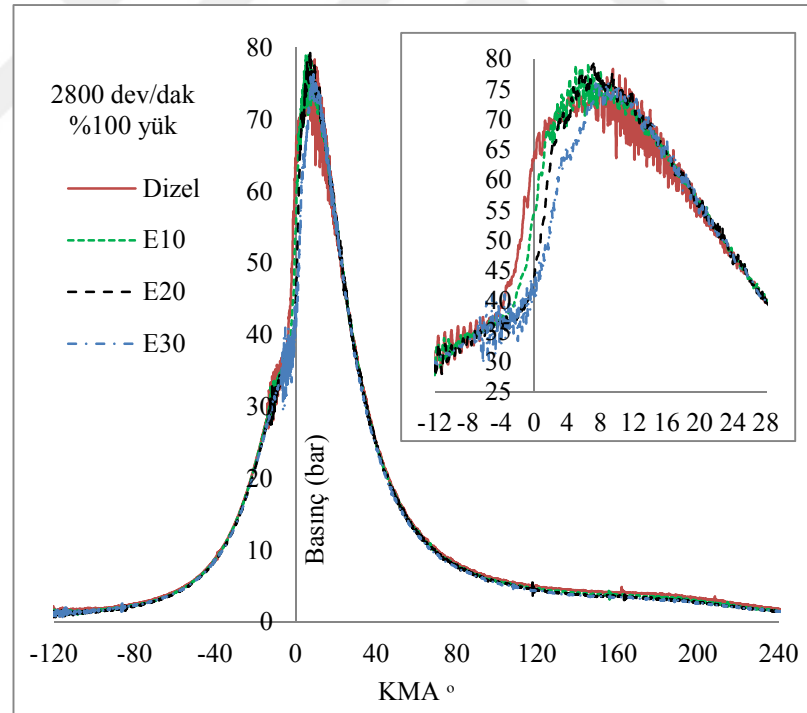


Şekil 6.12. 1800 d/d %50 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç

1800 devir/dakika'da %25 motor yükünde, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için silindir içi basınç eğrileri Şekil 6.15.'de verilmiştir. Maksimum basınç dizel yakıtına kıyasla artış göstermiş, artan etanol miktarına bağlı olarak etanol miktarı artıkça basınç da düşüş gözlenmiştir.



Şekil 6.13. 1800 d/d %25 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç

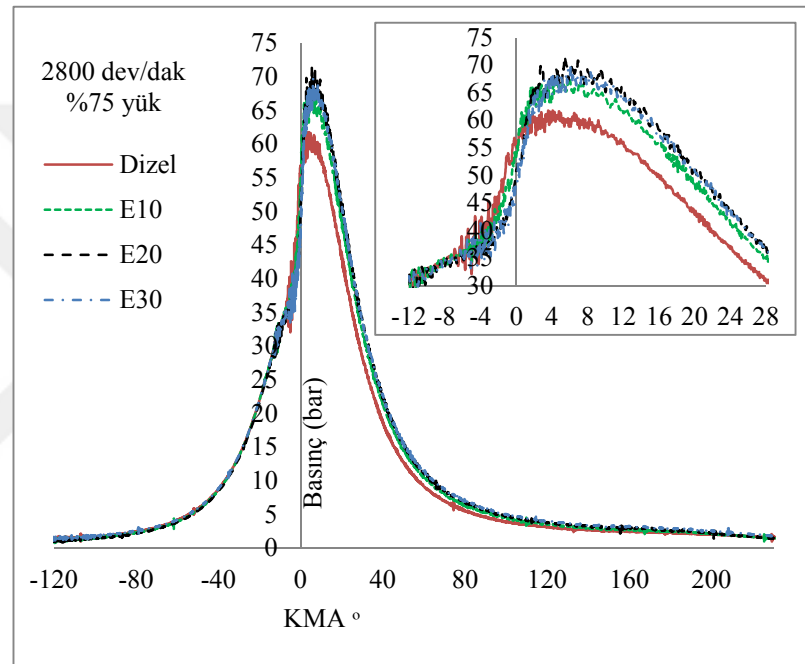


Şekil 6.14. 2800 d/d %100 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basınç

2800 devir/dakika'da %100 motor yükünde, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için silindir içi basınç eğrileri Şekil 6.16.'da verilmiştir. Dizel yakıtına kıyasla maksimum basınçta

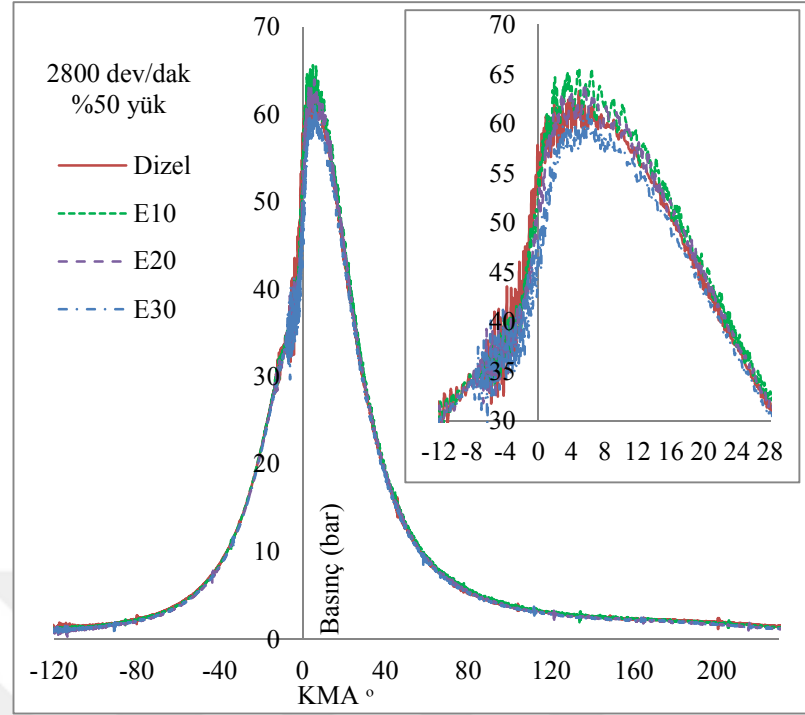
meydana gelen dalgalanmalarda azalma gözlenmiş, E30 yakıtında maksimum basınç seviyelerinde daha stabil hal aldığı gözlenmiştir.

2800 devir/dakika'da %75 motor yükünde, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için silindir içi basınç eğrileri Şekil 6.17.'de verilmiştir. Etanol miktarının artmasıyla birlikte maksimum basınç da artış gözlenmiş, basınç da ki dalgalanmalar düzensizliğini korumuştur.

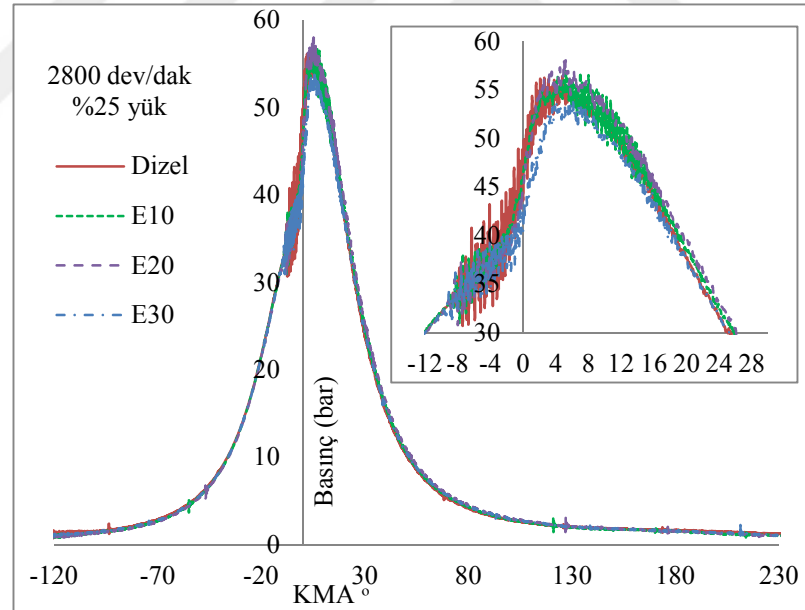


2800 devir/dakika'da %50 motor yükünde, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için silindir içi basınç eğrileri Şekil 6.18.'de verilmiştir. Dizel yakıtına kıyasla E10 yakıtı için basınç yüksek olmakla birlikte basınç da ki düzensizlikler de artış göstermiştir. E30 yakıtında ise basınç düşüş göstermesine rağmen daha düzenli hal almıştır.

2800 devir/dakika'da %25 motor yükünde, dizel, E10, E20, E30 yakıtları için silindir içi basınç eğrileri Şekil 6.19.'da verilmiştir. Dizel yakıtına kıyasla E10 ve E20 yakıtları dizel karakteristiğine uygun bir çizgi oluştururken, E30'da basınç düşmekle birlikte daha düzenli bir hal almıştır.



Şekil 6.16. 2800 d/d %50 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basmaç



Şekil 6.17. 2800 d/d %25 yük de kısmi HCCI uygulanması silindir içi basmaç

BÖLÜM 7. TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Bu çalışmada hava soğutmalı, doğal emişli, direk püskürtmeli dizel motoru kullanılmıştır. Deney motoru, dizel yakıtı ile iki farklı devir için sabit devir değişken yük testi yapılarak deneysel veriler elde edilmiştir. Bu deneysel verilerden yola çıkarak dizel yakıtının verdiği enerji miktarı hesaplanıp, aynı şartlarda dizel enjektörü %10, %20, %30 oranında kısılmış, kısılan enerji miktarı kadar emme portundan kısmi olarak %10 (E10), %20 (E20), %30 (E30) oranlarında emme portundan etanol püskürtülmüştür. Deney motorunun özgül yakıt tüketimi, termik verimi ve silindir içi basıncındaki değişimler gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak yapılan bu deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar iki ye ayırarak olursak;

Tam yük dizel yakıtlı deney sonuçları; deneylerde maksimum güç 2800 devir/dakika da meydana gelirken maksimum moment 2000 devir/dakikada meydana gelmektedir. Özgül yakıt tüketiminin en düşük olduğu devir bölgesi ise 1700 devir/dakika civarında olup, termik verim 1600 devir/dakika da maksimum seviyelerine ulaşmaktadır. Maksimum güç ve maksimum momentin meydana geldiği devirlerde silindir içi basınç da ki dalgalanmalar artış göstermiştir. Silindir içi maksimum basınç değerlerinde 70 ile 80 bar arasında değişim olduğu gözlenmiştir.

Kısmi homojen dolgu uygulanması ile 1800 devir/dakika'da özgül yakıt tüketimi, dizel yakıtına kıyasla, düşük yüklerde E10, E20, E30 yakıtlarında az miktarda artış göstermiştir. Bunun sebebi E10, E20, E30 yakıtlarının buharlaşma gizli ısısının düşük olmasından kaynaklı olduğu düşünülmektedir. Yüksek yüklerde yakıt tüketiminde hatırı sayılır bir azalma olduğu gözlenmektedir. Bunun sebebi olarak etanol içerisinde

ki oksijenden kaynaklı olarak silindir içersine fazladan oksijen girmesiyle özellikle zengin karışım bölgelerinde yanmayı iyileştirdiği düşünülmektedir.

2800 devir/dakika'da özgül yakıt tüketimi, dizel yakıtına kıyasla düşük yüklerde karışımındaki etanol miktarı arttıkça yakıt tüketiminde artış olduğu görülmektedir. Bunun sebebi olarak etanol yakıtının gizli buharlaşma ısısının düşük olması sebebiyle silindir cidarlarına yapışması ve yanmayı kötüleştirmesinden kaynaklı olduğu düşünülmektedir. Yüksek yüklerde ise yakıt tüketiminde büyük oranda azalma olduğu gözlemlenmiş, bunun sebebi ise etanol içersindeki fazladan oksijen sayesinde yanma odası içersindeki oksijen konsantrasyonunun artması ile yanmayı iyileştirmesinden kaynaklı olduğu sanılmaktadır.

1800 devir/dakika'da düşük yüklerde termik verim değerlerinde E10, E20, E30 yakıtları ve dizel yakıtında çok az bir değişim olduğu gözlemlenmektedir. Yüksek yüklerde ise E10, E20 ve E30 da dizele kıyasla artış gözlenmektedir. Artan etanol miktarı ile termik verim artarken, E30 yakıtının termik veriminde düşüş olduğu gözlenmiştir. Etanol içersindeki oksijenden kaynaklı olarak yanmayı bir noktaya kadar iyileştirdiği daha sonra yanma odası içersinde oksijenin püskürtülen yakıt miktarından çok fazla olmasından kaynaklı yanmada kötüleşmeler olduğu tahmin edilmektedir.

2800 devir/dakika da dizel yakıtına kıyasla E10, E20, E30 yakıtlarında termik verimde azalmalar görülmektedir. Yüksek yüklerde termik verimdeki artış etanol içersindeki fazladan oksijen miktarına bağlı olduğu düşünülmektedir.

1800 devir/dakika'da %100 yük şartlarında basınç dizel yakıtına oranla artış göstermiş fakat E30 yakıtı için silindir içi maksimum basınçta dalgalanmalar meydana gelmiştir. Bunun sebebi etanolün setan sayının düşük olmasından kaynaklı olarak, etanol miktarı arttıkça yanma kötüleşmiş, dizel vuruntusunun arttığı sanılmaktadır.

1800 devir/dakika %75 yük şartlarında basınç da artış olduğu gözlenmiş, E20 ve E10 yakıtları dizele oranla yanmayı iyileştirdiği yakıt içindeki oksijen miktarından kaynaklı olarak tutuşma gecikmesini kısalttığı, E30 yakıtında setan sayısına bağlı olarak, artan yakıt miktarıyla birlikte tutuşma gecikmesinin azaldığı düşünülmektedir.

1800 devir/dakika %50 yük şartlarında maksimum basınç E10 ve E20 yakıtları dizel ile benzer özellikler sergilemiş E30 yakıtı için ise maksimum basıncın daha üst seviyelere çıktığı gözlenmiştir. Bunun sebebi olarak artan yakıt miktarıyla birlikte, etanol içerisindeki oksijen miktarının artmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Aynı zamanda E30'daki maksimum basınç dizelden biraz daha geç oluşmuş, bunun sebebinin de buharlaşma gizli ısısının düşük olmasından kaynaklı, tutuşma gecikmesinin artmış olduğu sanılmaktadır.

1800 devir/dakika %25 yük şartlarında dizel yakıtına kıyasla maksimum basınç da artış gözlenirken E10, E20, E30 yakıtları için kendi aralarında düşüş gözlenmiştir. Bunun sebebi olarak etanolün buharlaşma gizli ısısının düşük olmasından kaynaklı artan etanol miktarıyla birlikte basınç da azalma olduğu düşünülmektedir. Dizele oranla basınç artışının sebebi, etanolün içindeki oksijen miktarından kaynaklı olduğu tahmin edilmektedir.

2800 devir/dakika %100 yük şartlarında dizele kıyasla E10, E20 ve E30'un maksimum basınçdaki dalgalanmaların azaldığı gözlenmektedir. Özellikle yanma sonunda basınç daha düzgün hale gelmiş dalgalanmalar daha da azalmıştır. E30 yakıtında tutuşma gecikmesi uzamış olması ve basıncın düşüş göstermesi setan sayısından kaynaklı olduğu sanılmaktadır.

2800 devir/dakika %75 yük şartlarında dizel yakıtına kıyasla basınçta artış olduğu gözlemlenmiş, artan yakıt miktarıyla birlikte maksimum basınç artış göstermiştir. Bunun sebebi olarak etanol içerisindeki fazla oksijenden kaynaklı olduğu düşünülmektedir.

2800 devir/dakika %50 yük şartlarında dizel yakıtına kıyasla E30 yakıtının maksimum basıncında düşme olduğu gözlenmekte, E20 yakıtının maksimum basıncı daha düzenli hal almakla birlikte, E10 yakıtının basıncında dalgalanmalar meydana geldiği gözlenmektedir. Etanolün setan sayısının düşük olması ve buharlaşma gizli ısısının düşük olmasından kaynaklı olarak artan yakıt miktarıyla birlikte E30 yakıtında maksimum basıncın düştüğü, E10 yakıtındaki dalgalanmaların da difüzyon yanmadan kaynaklı olduğu tahmin edilmektedir.

2800 devir/dakika %25 yük şartlarında dizel yakıtına kıyasla E30 yakıtında basınç düşüşü ve tutuşma gecikmesinde artış olduğu gözlenmektedir. Bunun sebebi olarak etanolün setan sayısının düşük olması ve buharlaşma gizli ısısının düşük olmasından kaynaklı olarak artan yakıt miktarıyla birlikte E30 yakıtında maksimum basıncın düştüğü tahmin edilmektedir. E10 yakıtı dizele kıyasla daha stabil olsa da tutuşma gecikmesi sonlarına doğru daha dengesiz bir durum göstermiştir. Bunun sebebi buharlaşma gizli ısısının düşük olmasından kaynaklı olduğu sanılmaktadır.

Sonuç olarak; dizel yakıtına kısmi olarak etanol verilmesi, düşük yüklerde yakıt tüketimini ve termik verimi çok fazla etkilemese de silindir içi basınçta olumlu etkiler bıraktığı görülmüştür. Fakat etanol miktarının artması düşük yüklerde olumsuz etkilerde bırakabilmektedir. Yüksek yüklerde yakıt tüketimi ve termik verimde artış olması, püskürtülen yakıt miktarıyla doğru orantılı olarak olumlu sonuçlandığı gözlenmiştir. Etanol oranının artması yüksek yüklerdeki basıncı az miktarda düşürmüş olsa da maksimum basınçtaki dalgalanmalar da azalmalar meydana geldiği gözlenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Murcak, A., Farklı yakıt karışımlarının ve çalışma parametrelerinin homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motor performansına etkileri. Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Eğitimi Bölümü, Doktora Tezi, 2012.
- [2] Can, Ö., Bir DI dizel motorda etanol ön karışimli kısmi - HCCI uygulamasının yanma ve emisyonlar üzerine etkilerinin incelenmesi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Eğitimi Bölümü, Doktora Tezi, 2012.
- [3] Kong S., Reitz R., D., Application of detailed chemistry and CFD for predicting direct injection HCCI engine combustion and emissions. Proceedings of the Combustion Institute, Volume 29, 663–669, 2002.
- [4] Özden, C., M., Homojen karışimli içten yanmalı motorlar. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Enerji Makineleri Programı, Yüksek Lisans Tezi, 2005.
- [5] Dönmez, A., F., Homojen karışimli sıkıştırma ateşlemeli bir motorun (HCCI) tek bölgesi modelleme yöntemi kullanılarak analizi. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Enerji Bilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 2010.
- [6] Türkcan, A., Direkt püskürtmeli HCCI bir motorda püskürtme parametrelerinin yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisinin incelenmesi. Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Eğitimi Bölümü, Doktora Tezi, 2013.
- [7] Ganesh, D., Nagarajan, G., Mohamed Ibrahim M., Study of performance, combustion and emission characteristics of diesel homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion with external mixture formation. Fuel, 87, 3497–3503, 2008.
- [8] Wu, H., Wang, R., Ou D., Chen Y., Chen T. Reduction of smoke and nitrogen oxides of a partial HCCI engine using premixed gasoline and ethanol with air. Applied Energy, 88, 3882–3890, 2011.

- [9] Çelik, S., İçten yanmalı motorlar. Niğde Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları.
http://selahattincelik.com/wp-content/uploads/2014/01/MOTORLAR_DERS-NOTU_Ders1_Ders_2.pdf, Erişim Tarihi: 03.07.2015
- [10] Yardım, M., H., Motor Teknolojisi, Nobel Yayınevi, 3. Basım, Eylül 2015
- [11] MEGEP, Araç Bakım ve Onarım, Benzinli Motorlar Modülü.
<http://www.megep.meb.gov.tr>, Erişim Tarihi: 03.07.2015
- [12] Chen, T., Xie H., Li, L., Zhang, L., Wang X., Zhao H., Methods to achieve HCCI/CAI combustion at idle operation in a 4VVAS gasoline engine. Applied Energy, 116, 41–51, 2014.
- [13] <https://otomobilteknoloji.blogspot.com.tr/2016/06/dizel-arac-nedir-nasil-calisir-motor-calisma-prensibi.html>, Erişim Tarihi: 11.03.2017
- [14] Haşimoğlu, C., İçingür, Y., Ögüt, H., Dizel motorlarında egzoz gazları resirkülasyonunun (EGR) motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel analizi. Turkish, J. Eng. Env. Sci., 26, 127-135, 2002.
- [15] Yücesu, H., S., Can, Ö., Çınar, C., Yavuzcan H., G., Önder, M., Bir dizel motorunda kısmi ve tam HCCI uygulaması. 6. International Advanced Technologies Symposium, 16-18 Mayıs, Elazığ, 2011.
- [16] Wang, Z., Shuai, S., Wang, J., Tian, G., A computational study of direct injection gasoline HCCI engine with secondary injection”, Fuel, 85, 1831–1841, 2006.
- [17] Akay, B., Homojen yüklemeli direkt enjeksiyonlu dizel motorun çok boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımı ile analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans tezi, Şubat 2010.
- [18] Türkcan, A., Özsezen, A., N., Çanakçı, M., Experimental investigation of the effects of different injection parameters on a direct injection HCCI engine fueled with alcohol–gasoline fuel blends. Fuel Processing Technology, 126, 487–496, 2014.
- [19] Türkmen, Ü., Homojen dolgulu motorlarda yüksek basınçlı püskürtme teknolojisinin deneysel olarak uygulanarak performans ve emisyon açısından konvansiyonel dizel ile karşılaştırılması. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2012.

- [20] Çanakçı, M., An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine. *Fuel*, 87, 1503–1514, 2008.
- [21] Can, İ., LPG ile çalışan benzinli bir motora kademeli dolgu yapılmasının performans üzerindeki etkisinin deneysel olarak incelenmesi. Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Bölümü, Doktora Tezi, 2009.
- [22] Baydır, Ş. A., HCCI (Homojen Şarjlı Sıkıştırma İle Ateşlemeli) bir motorda yanma analizi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Bölümü, Doktora Tezi, 2012.
- [23] Coşkun, G., CFD kullanılarak bir HCCI motorun iki boyutlu modellenmesi. Sakarya Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2010.
- [24] Topcu A., Örnek dizel motorda motorin ve kanola yağından elde edilmiş biyodizel için EGR stratejilerinin karşılaştırılması. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2008.
- [25] Özveren O., Tek silindirli dizel motorlarda EGR uygulamasının motor performansı ile emisyonlara etkisi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2013.
- [26] Tok A., Egzoz gazı resirkülasyonunun (EGR) motor performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesi. Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2010.
- [27] Can, Ö., Çınar, C., Şahin, F., Ön karışımli benzin dolgusunun HCCI-DI motorunda yanma ve egzoz emisyonlarına etkilerinin incelenmesi. Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 24, No 2, 229-236, 2009.
- [28] Dubreuil, A., Foucher, F., Mounaim-Rousselle, C., Dayma, G., Dagaut P., HCCI combustion: Effect of NO in EGR. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31, 2879–2886, 2007.
- [29] Yao, M., Zheng, Z., Liu, H., Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35, 398–437, 2009.

- [30] Fang, C., Yang, F., Ouyang, M., Gao, G., Chen, L., Combustion mode switching control in a HCCI diesel engine. *Applied Energy*, 110, 190–200, 2013.
- [31] Fathi, M., Saray R., K., M. Checkel, D., The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emissions of n-heptane/natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines. *Applied Energy*, 88, 4719–4724, 2011.
- [32] Maurya, R., K., Agarwal, A., K., Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine. *Applied Energy*, 88, 1169–1180, 2011.
- [33] Can, İ., Öner, C., Sugözü, İ., LPG ile çalışan benzinli bir motora kademeli dolgu yapılmasının performans üzerindeki etkisinin deneysel olarak incelenmesi. 6. International Advanced Technologies Symposium, 16-18 Mayıs, Elazığ, 2011.
- [34] Candan, F., Dizel metanol ve katkı maddelerinin dizel motor performansı ve emisyonu etkisinin araştırılması. Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, Şubat 2012.
- [35] Ejder, S., B., Etanol - dizel, biyodizel - dizel yakıt karışımlarının kullanımının motor performansına etkilerinin deneysel araştırılması. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ocak 2007.
- [36] Alakel, H., Bir dizel motorda biyodizel, dizel ve etanolün motor performansına etkilerinin incelenmesi. Mustafa Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2008.
- [37] Özdemir, M., Bir dizel motorda biyodizel ve etanol kullanımının motor performansına ve emisyonlara etkisinin araştırılması. Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, Haziran 2011.
- [38] Saxena, S., Schneider, S., Aceves, S., Dibble, R., Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels. *Applied Energy*, 98, 448–457, 2012.
- [39] Jang, J., Lee, Y., Cho, C., Woo, Y., Bae, C., Improvement of DME HCCI engine combustion by direct injection and EGR. *Fuel*, 113, 617–624, 2013.

- [40] Yeom, K., Jang, J., Bae, C., Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine. *Fuel*, 86, 494–503, 2007.
- [41] Tanaka, S., Ayala, F., Keck, J., C., Heywood, J., B., Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives. *Combustion and Flame*, 132, 219 –239, 2003.



ÖZGEÇMİŞ

Bekir DUZCAN, 01.06.1986'da Artvin'de doğru. İlk ve orta öğrenimini Artvin'de tamamladı. Lise öğrenimine Artvin Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi, Motor bölümünden 2003 yılında mezun oldu. 2005 yılında Abant İzzet Baysal Üniversitesi Düzce Meslek Yüksek Okuluna başladığı yükseköğrenimini 2007'de tamamladı. 2008 yılında Lisans eğitimine başladığı Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv öğretmenliği bölümünden 2012 yılında mezun oldu. Daha sonra Yüksek Lisans eğitimine başladı. Halen Yüksek Lisans eğitimine devam etmektedir.