



**HCCI BİR MOTORDA ÇALIŞMA PARAMETRELERİNİN YANMAYA
ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Seyfi POLAT

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2015

SEYFİ POLAT tarafından hazırlanan “HCCI BİR MOTORDA ÇALIŞMA PARAMETRELERİNİN YANMAYA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Başkan : Prof. Dr. Halit KARABULUT

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Üye : Prof. Dr. Adnan SÖZEN

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Üye : Doç. Dr. Murat CİNİVİZ

Otomotiv Anabilim Dalı, Selçuk Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Üye : Doç. Dr. Fatih AKSOY

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Afyon Kocatepe Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Tez Savunma Tarihi: 09/07/2015

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Doktora Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....
Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Seyfi POLAT

09/07/2015

HCCI BİR MOTORDA ÇALIŞMA PARAMETRELERİNİN YÜK ARALIĞI ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Seyfi POLAT

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2015

ÖZET

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorların endüstriyel olarak kullanılabilmesi için yüksek yüklerde oluşan vuruntu problemi ve düşük yüklerde oluşan tekleme probleminin giderilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, direkt enjeksiyonlu HCCI bir motorda, hava/yakıt oranının, emme havası giriş sıcaklığının, enjeksiyon zamanlamasının, süperşarj uygulamasının, n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtlarının HCCI yanması üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. HCCI motorunun çalışma aralığını belirleyebilmek için, 800 min⁻¹'den 1800 min⁻¹ motor hızı aralığında, 40 °C, 60 °C, 80 °C ve 100 °C emme havası sıcaklıklarında ve üç farklı n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları kullanılarak farklı hava fazlalık katsayılarında deneyler yapılmıştır. Emme havası giriş sıcaklığının artması ile motorun çalışma aralığının genişleyerek daha fakir karışımlarda ve daha yüksek motor hızlarında HCCI yanmasının elde edilebildiği görülmüştür. Fakat emme havası sıcaklığının yükseltilmesinin vuruntu oluşumunu arttırdığı görülmüştür. Enjeksiyon zamanlamasının avansa alınması ile karışımın homojenliğinin artması ile maksimum silindir içi basıncın arttığı ve yanmanın avansa alınarak ısı yayılım oranında iki aşamalı bir HCCI yanmasının gerçekleştiği, basınç artış oranının yükselerek vuruntunun olduğu görülmüştür. Emme manifoldu basıncının artması ile hacimsel verimin 160 kPa'da % 82'ye kadar ulaştığı belirlenmiştir. Yüksek emme manifold basıncının HCCI motorunun çalışma aralığının genişlettiği, IMEP ve BMEP değerlerini yükselttiği, yanma verimini iyileştirerek efektif özgül yakıt tüketimini düşürdüğü görülmüştür. Özellikle yüksek emme manifoldu basınçlarında HCCI motoru çok daha fakir karışımlarda çalışabilmiştir. Yakıtlar ile ilgili yapılan deneylerde oktan sayısının artması ile kendi kendine ateşlenmenin zorlaştığı ve yanma başlangıcının gecikmeye alındığı görülmüştür. Oktan sayısının düşmesi ile maksimum silindir basıncının ve maksimum ısı yayılımının ÜÖN'ya yaklaştığı ve maksimum basınç artış oranının arttığı gözlemlenmiştir. Bu çalışmada, en uygun yakıtın RON20 yakıtı olduğu belirlenmiştir. Son olarak da, aşırı fakir karışımlarda tekleme sınırına yaklaşıldığından dolayı COV_{IMEP}'in artarak kabul edilebilirlik seviyesini aştığı tespit edilmiştir.

Bilim Kodu : 708.3.026

Anahtar Kelimeler : HCCI, yanma, motor performansı, enjeksiyon zamanlaması, süperşarj, yakıt

Sayfa Adedi : 177

Danışman : Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

AN INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF OPERATION PARAMETERS ON LOAD
RANGE IN A HCCI ENGINE

(Ph. D. Thesis)

Seyfi POLAT

GAZI UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2015

ABSTRACT

Knocking and misfiring problems of HCCI (Homogeneous Charged Compression Ignition) engines, which occurred at high and low engine loads respectively, should be come over in order to use them for industrial purposes. In this study, the effects of air/fuel ratio, inlet air temperature, injection timing, supercharging, n-heptane, RON20 and RON40 fuels were experimentally investigated in an early direct injection HCCI engine. The experiments were performed between 800-1800 min⁻¹ engine speeds at 40 °C, 60 °C, 80 °C and 100 °C inlet air temperatures with n-heptane, RON20, RON40 and different air/fuel ratios in order to determine HCCI operating range. It was observed that the test engine was operated with leaner mixtures at higher inlet air temperatures and higher engine speeds on HCCI combustion resulting in wider HCCI operating range. However, knocking tendency increased with rise of inlet air temperature. It was pointed out that the homogeneity of the charge mixture was improved and maximum in-cylinder pressure increased with the advance of injection timing. Higher pressure rise rate was also seen resulting in knocking with the advance of injection timing. Moreover, the combustion was advanced and two stage heat release rate was observed with the advance of injection timing. It was determined that the volumetric efficiency increased up to 82 % at 160 kPa inlet manifold pressure. It was seen that the increase of inlet manifold pressure caused extension of HCCI operating range, and increased IMEP and BMEP values. Furthermore, effective specific fuel consumption decreased with improving combustion efficiency. Particularly, HCCI engine managed to run with leaner mixtures at higher inlet manifold pressures. Test results showed that auto ignition was deteriorated, and combustion was delayed with the increase of octane number of fuels. The test results also showed that maximum in-cylinder pressure and heat release rate were determined toward the top dead center, and pressure rise rate increased with the decrease octane number of test fuels. In this study, RON20 was described as the most suitable fuel. As a result, it was seen that COV_{IMEP} increased and exceeded the desired value with very lean mixtures due to misfiring problem.

Science code : 708.3.026

Key Words : HCCI, combustion, engine performance, injection timing, supercharging, fuel

Page number : 177

Supervisor : Prof. Dr. H. Serdar Yücesu

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli bilgilerinden ve tecrübelerinden yararlandığım, beni her konuda yönlendiren ve maddi manevi hiçbir desteğini esirgemeyen tez danışmanın saygıdeğer hocam Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU'ya teşekkürü bir borç bilirim. Yine kıymetli bilgilerinden ve tecrübelerinden yararlandığım, tezime katkıda bulunan tez komite üyeleri Sayın Prof. Dr. Halit KARABULUT'a ve Sayın Prof. Dr. Adnan SÖZEN'e teşekkür ederim. Ayrıca Michigan Technological University Advanced Power System Research Center'da tezimdaki deneyleri gerçekleştirebilmem için her türlü imkân ve yardımı sağlayan, beni yönlendiren Sayın Asist. Prof. Dr. Mahdi SHAHBAKHTI'ye teşekkürü ederim. Tez çalışmalarım boyunca yardımlarını esirgemeyen değerli arkadaşlarım Dr. Arş. Gör. Hamit Solmaz'a, Yrd. Doç. Dr. Ahmet Uyumaz'a, Arş. Gör. Emre Yılmaz'a teşekkürü bir borç bilirim. İmalat işlemlerinde yardımlarını esirgemeyen değerli arkadaşım Koray Seymen'e ve SEYMEN MAKİNA çalışanlarına teşekkür ederim. Yine deneylerim sırasında yardımlarını esirgeyen değerli arkadaşlarım Paul Dice'ye, Kaushik Kannan'a, Jayadev Pasupathy'ye, Jayant Arora'ya, Hrishikesh Saigaonkar'a, Behrouz Khoushahbakht Irdmouza'ya ve Mohammed Reza Nazemi'ye teşekkür ederim. CONVERGE CFD programı ile ilgili yardımlarını esirgemeyen Sameera Wijeyakulasuriya'ya teşekkür ederim. Çalışmalarım boyunca beni her zaman motive eden ve destekleyen değerli mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim. Hayatım boyunca maddi ve manevi hiçbir desteğini esirgemeyen, beni yalnız bırakmayan değerli aileme ve Rabia Akyurt'a teşekkürü bir borç bilirim. Bu tezin hazırlanması için 2214/A Doktora Sırası Araştırma Bursu kapsamında 12 ay süre ile Amerika Birleşik Devletleri'nde çalışmalarımı destekleyen TÜBİTAK'a ve deney düzeneğinin kurulması için maddi destek sağlayan United States' National Science Foundation'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiv
RESİMLERİN LİSTESİ	xx
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR.....	5
2.1. HCCI Literatür Özetleri	5
2.2. Konvansiyonel Dizel Yanması	8
2.3. HCCI Motorunun Çalışma Prensibi	10
2.4. HCCI Motorların Gelişimi.....	12
2.5. HCCI Yanma Karakteristiği	16
2.5.1. Ağır hidrokarbonların oksidasyon aşamaları	18
2.6. HCCI Yanma Karakteristiğini Etkileyen Faktörler.....	20
2.6.1. Dolgu giriş sıcaklığının etkisi	20
2.6.2. Ön karışım oranının etkisi	23
2.6.3. Sıkıştırma oranının etkisi.....	26
2.6.4. Değişken supap hareketinin etkisi	28
2.6.5. Egzoz gazı geri dönüşümünün (EGR) etkisi	31
2.6.6. Yakıt ilavesinin ve alternatif yakıtların etkisi	35

	Sayfa
2.6.1. Emme manifoldu basıncının etkisi.....	46
3. MATERYAL METOD	49
3.1. Deney Düzenegi	49
3.1.1. Motor kontrol sistemi	51
3.1.2. Enjektörlerin ve bujilerin kontrolü.....	57
3.1.3. Değişken supap zamanlaması kontrolü	62
3.1.4. Yüksek basınç yakıt pompası kontrolü.....	66
3.1.5. Gaz kelebeği kontrolü.....	70
3.1.6. dSPACE modülleri genel devre şeması.....	71
3.1.7. Yanma analiz sistemi	73
3.1.8. Emme havası ısıtma sistemi	77
3.1.9. Süperşarj sistemi	79
3.1.10. Giriş hava miktarı ölçüm sistemi	80
3.2. Deney Verilerinin Analizi.....	81
3.2.1. Verilerin işlenmesi	81
3.2.2. Motor geometrisi.....	82
3.2.3. İş ve indike ortalama efektif basıncın hesaplanması	86
3.2.4. Çevrimsel farklılıkların analizi	87
3.2.5. Politropik indeksin belirlenmesi ve sıcaklık tahmini.....	88
3.2.6. Silindir duvarlarına transfer edilen ısı miktarının hesaplanması	89
3.2.7. Isı yayılım oranının analizi.....	92
3.2.8. Silindir içi basınç türevlerinin hesaplanması	95
3.2.9. Verilerin filtrelenmesi.....	97
3.2.10. Yanma veriminin belirlenmesi.....	98

	Sayfa
3.2.11. Hacimsel verimin hesaplanması	100
3.2.12. Hava/yakıt oranının ve HFK değerinin hesaplanması	101
3.2.13. Motor momenti, gücü ve özgül yakıt tüketiminin hesaplanması	102
3.2.14. Termik verimin hesaplanması	104
3.2.15. Art egzoz gazı miktarının hesaplanması.....	104
4. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	107
4.1. HCCI Motorunun Çalışma Aralığının Belirlenmesi	107
4.2. Hava/Yakıt Oranının HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri	110
4.3. Emme Havası Sıcaklığının HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri.....	118
4.4. Enjeksiyon Zamanlamasının HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri	125
4.5. Süperşarjın HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri	130
4.6. n-Heptan, RON20 ve RON40 Yakıtlarının HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri.....	142
4.7. Çevrimsel Farklılıkların Değişimi.....	154
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	161
KAYNAKLAR	165
ÖZGEÇMİŞ	176

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Deney motoru özellikleri	49
Çizelge 3.2. Dinamometre özellikleri	51
Çizelge 3.3. dSPACE MicroAutoBox ünitesi özellikleri.....	52
Çizelge 3.4. RapidPro ünitesinde bulunan modüller	53
Çizelge 3.5. Hat yakıt basınç sensörü teknik özellikleri.....	68
Çizelge 3.6. Silindir içi basınç sensörü teknik özellikleri.....	73
Çizelge 3.7. Emme havası ısıtıcısı teknik özellikleri.....	78
Çizelge 4.1. HCCI motorunun çalışma aralığını belirlemek için yapılan deneyler	108
Çizelge 4.2. Hava/yakıt oranının HCCI yanması üzerindeki etkisini incelemek için yapılan deneyler	110
Çizelge 4.3. Emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanması üzerindeki etkisinin incelenmesi için yapılan deneyler.....	118
Çizelge 4.4. Enjeksiyon zamanlamasının HCCI yanması üzerindeki etkisini incelemek için yapılan deneyler	125
Çizelge 4.5. Süperşarjın HCCI yanması üzerindeki etkisini incelemek için yapılan deneyler	130
Çizelge 4.6. n-Heptan, RON20 ve RON40 yakıtının HCCI yanması üzerindeki etkilerini incelemek için yapılan deneyler	143

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Konvansiyonel dizel yanmasının ısı yayılım oranı.....	9
Şekil 2.2. Dizel, Benzinli ve HCCI motorda yanmanın gelişimi.....	10
Şekil 2.3. SI, HCCI ve CI motorunun ısı yayılım karakteristikleri.....	11
Şekil 2.4. HCCI yanmasında NO _x ve is emisyonlarının eşzamanlı olarak azalması	13
Şekil 2.5. Silindir basıncının SI (a) ve HCCI (b) çalışma şartlarında karşılaştırılması	15
Şekil 2.6. n-heptan yakıtlı HCCI yanmasının tipik ısı yayılım oranı eğrisi.....	17
Şekil 2.7. Ağır hidrokarbonların genel oksidasyon şeması.....	19
Şekil 2.8. HCCI motorda dolgu giriş sıcaklığının ısı yayılım oranına etkisi.....	21
Şekil 2.9. HCCI motorda dolgu giriş sıcaklığının silindir basıncına etkisi	21
Şekil 2.10. HCCI motorda n-heptan yakıtının farklı giriş sıcaklığı ve eşdeğerlik oranında, soğuk alev bölgesinin ve ana tutuşma bölgesinin tutuşma gecikmesi	22
Şekil 2.11. HCCI motorda giriş dolgu sıcaklığının soğuk alev bölgesi ve ana tutuşma bölgesindeki tutuşma gecikmesine etkisi	23
Şekil 2.12. Ön karışım oranının HCCI-DI yanma karakteristiğine etkisi.....	24
Şekil 2.13. Ön karışım oranının HCCI-DI'de P_{maks} ve $(dP / d\theta)_{maks}$ 'a etkisi	25
Şekil 2.14. HCCI motorunda sıkıştırma oranının silindir basıncına ve ısı yayılım oranına etkisi.....	26
Şekil 2.15. HCCI motorunda sıkıştırma oranının silindir basıncına ve ısı yayılım oranına etkisi.....	27
Şekil 2.16. HCCI motorunda sıkıştırma oranının tutuşma gecikmesine etkisi	28
Şekil 2.17. SI ve HCCI motorunda supap kalma miktarları	29
Şekil 2.18. Supap bindirme şeması	30
Şekil 2.19. Supap bindirmesinin ısı yayılımı üzerindeki etkisi	30
Şekil 2.20. Soğutulmuş harici EGR'nin HCCI yanma sürecine etkisi	33

Şekil	Sayfa
Şekil 2.21. HCCI motorda EGR oranına bağlı başarılı çalışma bölgesi ve indike ortalama basınç (IMEP) haritası	34
Şekil 2.22. HCCI motorda n-heptan/izo-oktan karışımının farklı eşdeğerlik oranlarında kendi kendine tutuşma gecikmesine	38
Şekil 2.23 HCCI bir motorda n-heptan/izo-oktan karışımının ısı yayılım oranına etkisi.....	39
Şekil 2.24. n-heptan yakıtlı HCCI bir motorda farklı yakıt ilavelerinin silindir basıncına ve ısı yayılım oranına etkisi	40
Şekil 2.25. n-heptan yakıtlı HCCI bir motorda farklı yakıt ilavelerinin düşük sıcaklık oksidasyon ve yüksek sıcaklık oksidasyon bölgelerinde kendi kendine tutuşma zamanlamasına etkisi.....	41
Şekil 2.26. n-heptan yakıtlı HCCI bir motorda farklı yakıt ilavelerinin indike termik verime etkisi	42
Şekil 2.27. HCCI-DI bir motorda DEE ön karışım yakıt oranının (PFR) silindir içi basınca ve net ısı yayılım oranına etkisi	43
Şekil 2.28. HCCI bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında, farklı yakıtların giriş dolgu sıcaklığı.....	44
Şekil 2.29. HCCI bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında, farklı yakıtların eşdeğerlik oranı.....	45
Şekil 2.30. Silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının farklı emme manifoldu basınçlarında krank mili açısına bağlı değişimi.....	47
Şekil 3.1. Deney düzeneği	50
Şekil 3.2. dSPACE sistemi temel bağlantı şeması.....	54
Şekil 3.3. Deney motoru kontrol stratejisi	55
Şekil 3.4. dSPACE kontrol masası ile hazırlanmış deney motoru kontrol arayüzü	56
Şekil 3.5. Enjektörlerin ve bujilerin MATLAB/Simulink kontrol modeli.....	58
Şekil 3.6. Enjektörlerin püskürtme süresine bağlı püskürtme miktarları.....	59
Şekil 3.7. dSPACE arayüzü'nde ölçülen krank mili açısının kalibre edilmesi.....	61
Şekil 3.8. Değişken supap zamanlaması park ve maksimum pozisyonları.....	62

Şekil	Sayfa
Şekil 3.9. Emme ve egzoz supaplarının park ve maksimum pozisyonda açılma miktarları	63
Şekil 3.10. Değişken supap zamanlaması MATLAB/Simulink kontrol modeli.....	64
Şekil 3.11. Emme ve egzoz kam millerinin PID kontrol ile kontrol edilmesi	65
Şekil 3.12. Yüksek basınç yakıt sistemi MATLAB/Simulink kontrol modeli	67
Şekil 3.13. Yüksek basınç yakıt pompası yakıt miktar kontrol valfinin PID kontrol ile kontrol edilmesi	68
Şekil 3.14. Yüksek basınç yakıt hattı basınç sensörü karakteristiği	69
Şekil 3.15. Gaz kelebeği MATLAB/Simulink kontrol modeli	70
Şekil 3.16. Gaz kelebeği kontrol valfinin PID kontrol metodu ile kontrol edilmesi	71
Şekil 3.17. Sensör ve aktüatörlerin dSPACE modüllerine bağlantı şeması.....	72
Şekil 3.18. ACAP sisteminde enkoder'in ÜÖN'ya kalibre edilmesi.....	75
Şekil 3.19. Yanma analiz sistemi ve veri aktarım sistemi çalışma şeması	76
Şekil 3.20. Emme havası ısıtıcısı kontrolü için Labview programı arayüzü	78
Şekil 3.21. Hava miktarı ölçüm sistemi çalışma şeması.....	81
Şekil 3.22. Motor geometrisi	83
Şekil 3.23. Silindir hacmi ve hacmin türevinin krank açısına bağlı değişimi.....	85
Şekil 3.24. Kapalı indikatör diyagramı	86
Şekil 3.25. Silindirde oluşan ısı transferi	90
Şekil 3.26. Tek bölgeli yanma modeli	92
Şekil 3.27. Merkezi fark türevi	95
Şekil 3.28. Isı dağılımının 4. derece denklemle filtrelenmesi.....	98
Şekil 3.29. Silindir basıncı, silindir basıncı birinci ve ikinci türevlerinin krank mili açısına bağlı değişimi	99
Şekil 4.1. Motor hızına bağlı olarak farklı emme havası giriş sıcaklıklarında indike ortalama efektif basıncın ve hava fazlalık katsayısının değişimi (RON40, RON20, n-heptan)	109

Şekil	Sayfa
Şekil 4.2. Silindir içi basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi	111
Şekil 4.3. Isı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili bağlı değişimi	112
Şekil 4.4. Kümülatif ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi.....	113
Şekil 4.5. Silindir içi gaz sıcaklığının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi	113
Şekil 4.6. Ham silindir içi basıncın ve basınç artış oranının farklı hava katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi	114
Şekil 4.7. Maksimum basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	115
Şekil 4.8. Termik verim ve KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi	116
Şekil 4.9. İndike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi	117
Şekil 4.10. Efektif moment, indike moment, efektif özgül yakıt tüketimi ve indike özgül yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	118
Şekil 4.11. Silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının farklı emme giriş sıcaklıklarında krank mili açısına bağlı değişimi	119
Şekil 4.12. Farklı emme giriş sıcaklıklarında silindir içi gaz sıcaklığının krank mili açısına bağlı değişimi	121
Şekil 4.13. İndike termik verim, KA10, KA50 ve KA90 açılarının emme giriş sıcaklığına bağlı değişimi	122
Şekil 4.14. İndike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın farklı emme giriş sıcaklıklarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	123
Şekil 4.15. Efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin farklı emme giriş sıcaklıklarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	124
Şekil 4.16. Art egzoz gazı oranının emme giriş sıcaklığına bağlı değişimi.....	124
Şekil 4.17. Silindir içi basıncın farklı enjeksiyon başlangıç zamanlarında krank mili açısına bağlı değişimi	126
Şekil 4.18. Isı yayılım oranının farklı enjeksiyon başlangıç zamanlarında krank mili açısına bağlı değişimi	127

Şekil	Sayfa
Şekil 4.19. Silindir içi gaz sıcaklığının farklı enjeksiyon başlangıç zamanlarında krank mili açısına bağlı değişimi	128
Şekil 4.20. KA10, KA50 ve KA90 açılarının enjeksiyon başlangıç zamanına bağlı değişimi.....	128
Şekil 4.21. Basınç artış oranının farklı enjeksiyon başlangıç zamanlarında mili açısına bağlı değişimi	129
Şekil 4.22. Maksimum basınç artış oranının enjeksiyon başlangıç zamanına bağlı değişimi.....	130
Şekil 4.23. Emme manifoldu basıncına bağlı hacimsel verimin değişimi	131
Şekil 4.24. İndike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	132
Şekil 4.25. Silindir içi basıncın sabit yakıt enerjisinde ($749 \text{ J} \pm \% 0,9$), farklı emme manifoldu basınçlarında krank mili açısına bağlı değişimi	133
Şekil 4.26. Isı yayılım oranının sabit yakıt enerjisinde ($749 \text{ J} \pm \% 0,9$), farklı emme manifoldu basınçlarında krank mili açısına bağlı değişimi	134
Şekil 4.27. Maksimum silindir içi basıncın farklı emme manifoldu basınçlarında fazlalık katsayısına bağlı değişimi	135
Şekil 4.28. Maksimum silindir içi gaz sıcaklığının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi	136
Şekil 4.29. İndike termik verimin farklı emme manifoldu basınçlarında hava katsayısına bağlı değişimi.....	137
Şekil 4.30. KA50 açısının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	137
Şekil 4.31. Maksimum basınç artış oranının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi	138
Şekil 4.32. Yanma veriminin farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	139
Şekil 4.33. Efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi	141
Şekil 4.34. Art egzoz gazı yüzdesinin emme manifoldu basıncına bağlı değişimi.....	142

Şekil	Sayfa
Şekil 4.35. Silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)	144
Şekil 4.36. Maksimum silindir içi basınç ve gaz sıcaklıklarının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)	146
Şekil 4.37. Termik veriminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)	148
Şekil 4.38. KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)	148
Şekil 4.39. Yanma süresinin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)	149
Şekil 4.40. Maksimum basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)	150
Şekil 4.41. Yanma veriminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)	151
Şekil 4.42. İndike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)	152
Şekil 4.43. Efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)	153
Şekil 4.44. n-Heptan ve RON40 yakıtında vuruntu oluşumunun karşılaştırılması.....	154
Şekil 4.45. 100 çevrimin silindir içi basınç ve COVIMEP'lerinin farklı hava fazlalık katsayılarında karşılaştırılması	156
Şekil 4.46. İndike ortalama efektif basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında çevrim sayısına bağlı değişimi.....	157
Şekil 4.47. COVIMEP'in hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	158
Şekil 4.48. İndike termik verimin ve KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	158
Şekil 4.49. Maksimum basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi.....	159

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Deney düzeneğinin genel görünümü	51
Resim 3.2. HCCI motor direkt yakıt enjeksiyonu için tasarlanmış alçak basınç ve yüksek basınç yakıt istasyonu	66
Resim 3.3. Silindir içi basınç sensörlerinin silindir kapağına monte edilmesi	73
Resim 3.4. Enkoderin krank miline bağlantısı	74
Resim 3.5. Emme havası ısıtıcısı ve kontrol modülü.....	77
Resim 3.6. Süperşarj ünitesi.....	79

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Isı transferi yüzey alanı, m ²
A_{pis}	Piston tepesi alanı, m ²
$BMEP$	Fren ortalama efektif basınç, kPa
c_p	Sabit basınçta özgül ısı, kJ/kgK
c_v	Sabit hacimde özgül ısı, kJ/kgK
D	Silindir çapı, m
D_{pis}	Piston çapı, m
dm_i	Alev cephesi içerisindeki kütle
$\frac{dP}{d\theta}$	Basınç artış oranı, kPa/°KA
$\left(\frac{dP}{d\theta}\right)_{maks}$	Maksimum basınç artış oranı, kPa/°KA
$\frac{dQ}{dt}$	Sistem sınırlarına birim zamanda transfer olan ısı, J/s
$\frac{dQ_{gr}}{dt}$	Toplam ısı yayılımı, J/s
$\frac{dQ_{ht}}{dt}$	Isı transfer oranı, J/s
$\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$	Krank açısına bağlı anlık ısı transfer hızı, J/°KA
$\frac{dQ_{net}}{dt}$	Net ısı yayılım oranı, J/s
$\frac{dU}{dt}$	Dolgunun birim zamandaki iç enerji değişimi, J/s
$\frac{dV}{d\theta}$	Silindir hacmi birinci türevi, m ³ /°KA

Simgeler

Açıklamalar

$\frac{dW}{dt}$	Birim zamanda yapılan iş, J/s
EMH	Elektrik motoru hızı, min^{-1}
$E\ddot{O}YT$	Efektif özgül yakıt tüketimi, g/kWh
F_{VFD}	Frekans, Hz
H	Kurs boyu, m
h_g	Anlık ısı taşınım katsayısı, $\text{W/m}^2\text{K}$
h_i	Sisteme giren ve çıkan kütlenin entalpisi, kJ/kg
$H_{yakıt}$	Yakıtın yanması sonucu açığa çıkan enerji, kJ
i	Her motor turunda elde edilen çevrim sayısı
$imep_{gross}$	Gross indike ortalama efektif basınç, Pa
$imep_{net}$	Net indike ortalama efektif basınç, Pa
K	Isı yayılım reaksiyonlarının toplam sayısı
L	Biyel kolu uzunluğu, m
L_s	Silindir yüksekliği, m
m	Silindir içi dolgu kütlesi, kg
M_e	Efektif motor momenti, Nm
m_f	Silindir içerisine sürülen yakıt, kg
m_h	Silindir içerisine bir çevrimde alınan hava miktarı, kg
$\dot{m}_h$	Gerçekte tüketilen hava miktarı, g/saniye
$\dot{m}_i$	Sisteme giren ve çıkan kütle miktarı, kg
M_i	İndike motor momenti, Nm
m_j	Difüzyon yanmada yanan yakıtın kütle miktarı, kg
m_p	Ön karışımında yanan yakıtın kütle miktarı, kg
m_{rg}	Silindir içerisinde kalan art egzoz gazı miktarı, kg
m_{tot}	Bir çevrimde alınan toplam karışım miktarı, kg
m_y	Bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarı, kg/çevrim

Simgeler**Açıklamalar**

$\dot{m}_y$	Yakıt tüketimi, g/h
n	Motor hızı, min^{-1}
N	Reaksiyon bölge sayısı
n_c	Politropik indeksin değişimi
$n_{\text{çevrim}}$	Çevrim sayısı
η_{hacimsel}	Hacimsel verim, %
η_T	Termik verim, %
η_{yanma}	Yanma verimi, %
P	Silindir içi basınç, Pa
P_e	Efektif motor gücü, kW
P_{evc}	Egzoz supabı kapandığı andaki silindir basıncı, Pa
ρ_h	Hava yoğunluğu, kg/m^3
P_H	Sensör üst basıncı, bar
P_i	İndike motor gücü, kW
P_L	Sensör alt basıncı, bar
P_r	Emme supabı kapanmasındaki silindir içi basıncı, kPa
P_{maks}	Maksimum silindir içi basınç, kPa
P_{motored}	Motored maksimum silindir içi basınç, kPa
$P_{\text{yakıt}}$	Hesaplanan yakıt basıncı, bar
PYM	Püskürtülen yakıt miktarı, mg/çevrim
q	Karışımın birim kütleinin ısı değeri, kJ/kg
Q	Kümülatif ısı yayılımı, kJ
Q_{LHV}	Yakıtın alt ısı değeri, kJ/kg
r	Krank mili yarıçapı, m
R	Özgöl ısı farkı, kJ/kgK
R_{rg}	Art gaz sabiti, J/kgK
r_p	Ön karışım oranı

Simgeler**Açıklamalar**

$S(\theta)$	Krank mili açısına bağlı pistonun aldığı yol, m
T	Silindir içi gaz sıcaklığı, K
t_{bas}	Yanma başlangıcı, °KA
$T_{exhaust}$	Egzoz gazı sıcaklığı, K
T_g	Silindir içi ortalama gaz sıcaklığı, K
$T_{Giriş}$	Emme havası giriş sıcaklığı, °C
T_r	Emme supabı kapanmasındaki silindir içi sıcaklık, K
t_{son}	Yanma sonu, °KA
T_w	Silindir duvar sıcaklığı, K
V_c	Yanma odası hacmi, m ³
V_{ecv}	Egzoz supabı kapandığı andaki silindir hacmi, m ³
V_H	Sensör üst çalışma gerilimi, Volt
V_k	Kurs hacmi, m ³
V_L	Sensör alt çalışma gerilimi, Volt
V_r	Emme supabı kapanma anındaki silindir hacmi, m ³
V_s	Toplam silindir hacmi, m ³
V_S	Sensörden ölçülen gerilim, Volt
w	Ortalama gaz hızı, m/s
W_{gross}	Gross iş, J
W_{net}	Net iş, J
W_{pomp}	Pompalama işi, J
$\bar{X}$	100 çevrimin IMEP değerlerinin ortalaması, Pa
X_i	Her bir çevrimin IMEP değeri, Pa
X_{rg}	Silindir içi art egzoz gazı oranı, %
YS	Yanma süresi, °KA
θ	Krank mili açısı, °
ε	Sıkıştırma oranı

Simgeler**Açıklamalar** λ

Krank-biyel oranı

 σ_{imep}

100 çevrimin IMEP değerlerinin standart sapması

 $\alpha_{scaling}$

Farklı motor geometrileri için skala katsayısı

 Φ

Eşdeğerlilik oranı

Kısaltmalar**Açıklamalar****AÖN**

Alt ölü nokta

AR

Uyartılmış radika yanma

ATAC

Aktif termo atmosfer yanması

BMEP

Fren ortalama efektif basınç, kPa

CAI

Kontrollü kendi kendine tutuşma

CCDI

Krank ve kam mili sensörü ölçüm modülü

CI

Sıkıştırma ile ateşlemeli

CIHC

Sıkıştırma ile ateşlemeli homojen dolgu

CNG

Sıkıştırılmış doğal gaz

CO

Karbonmonoksit

CO₂

Karbondioksit

COV_{IMEP}

İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı

DEE

Dietileter

DINJ

Direkt enjeksiyon modülü

DME

Dimetileter

DO

Dijital çıkış modülü

DOHC

Üstten çift eksantrikli

EGOS

Egzoz gazı oksijen sensörü modülü

EGR

Egzoz gazı geri dönüşümü

EVC

Egzoz supabı kapanması

FBD

Tam köprülü sürücü modülü

GM

General motor

HC

Hidrokarbon

Kısaltmalar**Açıklamalar**

HCCI	Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli
HCCI-DI	Pilot dizel enjeksiyonlu HCCI uygulaması
HFK	Hava fazlalık katsayısı
HIMICS	Homojen akıllı kademeli enjeksiyon yanma sistemi
HTO	Yüksek sıcaklık oksidasyonu
IMEP_{Maks}	Maksimum indike ortalama efektif basınç
IMEP	İndike ortalama efektif basınç
IVO	Emme supabı açılması
KA	Krank mili açısı
KA10	Kümülatif ısı dağılımının % 10'nun krank açısı
KA50	Kümülatif ısı dağılımının % 50'sinin krank açısı
KA90	Kümülatif ısı dağılımının % 90'ının krank açısı
KNOCK	Vuruntu modülü
LNG	Sıvılaştırılmış doğal gaz
LPG	Sıvılaştırılmış petrol gazı
LSD	Düşük bant sürücü modülü
LTO	Düşük sıcaklık oksidasyonu
LVDS	Düşük voltaj farklı sinyal hattı
MTBE	Metil terbütıl eter
NO_x	Azotoksit
NTC	Negatif sıcaklık katsayısı bölgesi
NVO	Negatif supap bindirmesi
öÜÖN	Üst ölü noktadan önce
PCCI	Ön karışım dolgulu sıkıştırma ile ateşleme
PFR	Ön karışımli yakıt oranı
PID	Oransal-İntegral-Türevsel
PM	Partikül madde
PREDIC	Fakir ön karışımli dizel yanması
PRF	Birincil referans yakıt
PS	Güç ünitesi
PVO	Pozitif supap bindirmesi
PWM	Darbe genişlik modülasyonu

Kısaltmalar**Açıklamalar****RGF**

Art egzoz gazı yüzdesi

RON

Araştırma oktan sayısı

RON20

% 20 izo-oktan / % 80 n-heptan karışımı yakıt

RON40

% 40 izo-oktan / % 60 n-heptan karışımı yakıt

RTI

Gerçek zamanlı arayüz

SC

Sinyal şartlandırıcı

SI

Buji ile ateşlemeli

sÜÖN

Üst ölü noktadan sonra

TRF

Tolüen referans yakıtı

UHC

Yanmamış hidrokarbon

UNIBUS

Üniform hacimli yanma sistemi

ÜÖN

Üst ölü nokta

VFD

Değişken frekanslı sürücü

VVT

Değişken supap zamanlaması

1. GİRİŞ

Günümüzde otomotiv sektörünün karşılaştığı en temel iki problem, çevre kirliliği ve dünya kaynaklarının yetersiz olmasıdır. Türkiye’de her yıl yaklaşık bir milyon yeni araç trafiğe çıkmaktadır. Dolayısıyla içten yanmalı motorların egzozundan atılan karbondioksit (CO_2) gazı miktarı her geçen gün daha da artmakta ve bu gazlar sera gazı etkisi oluşturarak kalıcı bir çevre kirliliğine sebep olmaktadır. Diğer bir yandan, fosil kökenli yakıtların yetersiz olması sonucunda yakıt fiyatları giderek artmakta ve bu durum otomotiv sektörünü yakından ilgilendirmektedir.

Otomotiv üreticileri, hem ülkelerin koymuş olduğu emisyon standartlarını sağlayabilmek için hem de müşterilerine düşük yakıt tüketimli ve daha iyi performanslı motorlar sunabilmek için büyük bir rekabet içerisinde. Bu yüzden, araştırmacılar, otomotiv sektörünün ihtiyacı olan bu konular üzerinde birçok deneysel ve nümerik çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalar, içten yanmalı motorların yanma veriminin artırılması, emisyon değerlerinin düşürülmesi ve alternatif yakıtların kullanılması üzerine yoğunlaşmıştır [1-6].

Buji ile ateşlemeli (benzinli) motorlar, günümüzde yaygın olarak kullanılan içten yanmalı motorlardan biridir. Buji ile ateşlemeli motorlarda vuruntu sebebi ile çok yüksek sıkıştırma oranları kullanılamamaktadır. Bu nedenle termik verimi düşüktür. Ayrıca buji ile ateşlemeli motorlarda devir ve yük durumu ayarlaması silindir içerisine alınan dolgunun kısılması ile yapıldığından, kısılma kayıpları söz konusudur. Ancak yakıt, hava ile silindir dışarısında karıştırıldığı için silindir içerisindeki dolgu homojendir. Yakıtın tutuşturulması buji kıvılcımı ile gerçekleştiğinden yanma aşamasında bir alev yayılımı söz konusudur. Emisyonlar açısından incelendiğinde ise, yakıtın silindir içerisine dolgu ile birlikte alınması sonucu, yakıtın silindir cidarlarına ve piston boşluğuna yapışması ve bu yüzeylerde oksidasyonun tam olarak gerçekleşememesinden dolayı yanmamış hidrokarbon (UHC) emisyonları yüksektir [1].

Sıkıştırma ile ateşlemeli (dizel) motorlar ise, günümüzde yaygın olarak kullanılan diğer bir içten yanmalı motordur. Yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabildiği için termik verimleri yüksektir. Yakıt silindir içerisine direkt olarak püskürtüldüğü için herhangi bir

kısılma kaybı yoktur. Fakat yakıt sonradan hava ile karıştırıldığından silindir içerisindeki dolgu heterojendir. Dizel motorlarda azotoksit (NO_x) ve is (PM) emisyonları yüksektir [2].

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar (HCCI - Homogeneous Charged Compression Ignition), hem buji ile ateşlemeli motorların (SI) hem de sıkıştırma ile ateşlemeli motorların (CI) avantajlarını bir arada bulundurmaktadır. Homojen hava yakıt karışımı öncelikle gaz keleşinde oluşan kısılma kayıpları olmadan silindir içersine alınmakta ve sonra sıkıştırma ile alev yayılımı olmaksızın silindirin her tarafında eşzamanlı olarak kendi kendine ateşlenmektedir. Dolayısı ile yanma verimi daha yüksektir ve yanma süresi daha kısa olduğundan ısı transfer kayıpları da daha azdır. Ayrıca yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabildiği içinde termik verimi yüksektir. Tüm bu özelliklerden dolayı, HCCI motoru, yüksek termik verimin korunmasını, NO_x ve PM emisyonlarının çok düşük seviyelere inmesini sağlamaktadır [1-3].

HCCI motorlarının mevcut yararlarının yanı sıra, ticari kullanıma pratik bir şekilde uygulanmadan önce, ateşleme zamanlaması ve yanma oranın kontrol edilmesi ile ilgili problemlerin çözülmesi gerekir. Bu iki problemin üstesinden gelmek oldukça zordur. Birincisi, HCCI motorunda buji gibi ateşlemeyi kontrol eden veya direkt enjeksiyon gibi yanma başladıktan sonra yakıt püskürterek difüzyon yanma fazını kontrol eden bir mekanizma yoktur. İkincisi HCCI yanmasında yakıt özelliklerine bağı kimyasal reaksiyonlar daha baskındır. Bu yüzden düşük yüklerde tekleme ve yüksek yüklerde vuruntu meydana gelmektedir. Dolayısıyla HCCI motoru sınırlı bir çalışma alanına sahiptir [3].

Son zamanlarda potansiyel kontrol metotları (emme havası ısıtması [7-8], değışken sıkıştırma oranı [9-10], değışken supap zamanlaması [11-12] ve EGR sistemi [13-14] gibi) ile ilgili birçok araştırma yapılmıştır. Ayrıca çoğu çalışmalar fiziksel ve kimyasal özellikleri (oktan ve setan sayıları gibi) farklı yakıtların referans yakıtı olan etkisi üzerine yoğunlaşmıştır [1, 15-16]. Bu denemeler içinde, HCCI yanma sürecinin kontrolü ile ilgili önemli ölçüde mesafe kat edilmiştir. Ancak, kendi kendine ateşlenme sürecini belirlemek için direkt bir kontrol metodu olmadığından dolayı özellikle yüksek yüklerde HCCI motorunun çalışma aralığının genişletilmesinde tatmin edici bir sonuç elde edilememiştir.

HCCI motorunun dezavantajlarının üstesinden gelmenin diğer bir yolu HCCI/SI gibi çift modlu motor kullanmaktır. Değişken supap zamanlaması ve ateşleme sistemi ile donatılmış çift modlu bir HCCI/SI motoru düşük ve orta yüklerde HCCI modunda çalışabilir ve yüksek yük gerektiğinde ise SI moduna geçebilir. Ancak modlar arası geçiş, özellikle HCCI modundan SI moduna geçiş çok kararlı değildir. Çevrimler arası varyans farkını ortadan kaldırmak için kontrol stratejileri üzerine daha fazla iyileştirmeler yapmaya gerek vardır. Genellikle çift modlu motordan en iyi performansı elde edebilmek için HCCI ile SI birleştirilmektedir [17-18].

Sonuç olarak HCCI motorları, yukarıda bahsedilen problemlerinin giderilmesiyle, düşük emisyon karakteristikleri ve yüksek termik verimlilikleri nedeni ile mevcut içten yanmalı motorlara bir alternatif olarak gelecek vaat etmektedir.

Bu çalışmada, direkt enjeksiyonlu HCCI bir motorda, hava/yakıt oranının, emme havası giriş sıcaklığının, enjeksiyon zamanlamasının, süperşarj uygulamasının, n-heptan, RON20 (% 80 n-heptan / % 20 izo-oktan) ve RON40 (% 60 n-heptan / % 40 izo-oktan) yakıtlarının HCCI yanması üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiş, HCCI motorunun vuruntu ve ateşlenememe bölgesinin sınırları arasındaki çalışma aralığı belirlenmiş ve motorun çalışma parametreleri değiştirilerek bu aralık genişletilmeye çalışılmıştır.

2. LİTERATÜR

2.1. HCCI Literatür Özetleri

Çınar ve diğerleri [1], tek silindirli bir HCCI-DI motorunda, ön karışımdaki dietileter (DEE) oranının yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler, 2200 min^{-1} motor hızında ve 19 Nm motor yükünde gerçekleştirilmiştir. Ön karışımdaki DEE miktarı programlanabilir bir kontrol ünitesi (ECU) ile kontrol edilmiş ve DEE enjeksiyonu, düşük basınçlı bir enjektör kullanılarak emme havası içerisine yapılmıştır. DEE'nin ön karışimli yakıt oranı (PFR), % 0 ile % 40 aralığında değiştirilmiş ve sonuçlar katkısız dizel çalışması ile karşılaştırılmıştır. Ön karışımdaki yakıt yüzdesi, ön karışımdaki DEE'nin enerjisinin toplam yakıt enerjisine oranlanmasıyla hesaplanmıştır. Deneysel sonuçlar, ön karışimli DEE yakıtının eklenmesi ile tek aşamalı bir tutuşmanın oluştuğunu, ön karışımın yanma aşamasında, silindir içi basıncın ve ısı yayılımının arttığı ve safhalara ayrıldığı, aynı zamanda düşük bir difüzyon yanma oluştuğu görülmüştür. Çevrimler arası varyans farkı, dizel yakıtı ve % 10 DEE ön karışım oranında çok küçük olduğu, % 40 DEE ön karışım oranında duyulabilir bir vuruntu oluştuğu, NOx ve is emisyonları karakteristiğinin değiştiği ve eşzamanlı bir iyileşmenin olduğu tespit edilmiştir. Egzoz gazı sıcaklığı % 23,8 düşerken, NOx ve is emisyonları sırasıyla % 19,4 ve % 76,1 kadar düştüğü, diğer bir yandan CO ve HC emisyonlarının arttığı belirlenmiştir.

Can [2], tek silindirli bir dizel motorunda (DI), kısmi ön karışimli yakıt dolgusunun yanma ve egzoz emisyon karakteristikleri üzerindeki etkilerini incelemiştir. Düşük basınçlı port tipi bir yakıt enjeksiyon sistemi ile ön karışım odasına yakıt püskürtmüştür. Ön karışım yakıtı olarak etanol kullanmış ve dolguyu ÜÖN (Üst Ölü Nokta)'dan önce pilot dizel yakıt enjeksiyonu ile tutuşturmuştur. Deneyleri, farklı dolgu giriş sıcaklıkları (20 ve 40 °C) ve EGR oranları (% 0-30) altında, farklı ön karışimli yakıt oranlarında 2200 min^{-1} motor hızında ve dört farklı yükte (4, 8, 12 ve 16 Nm) yapmıştır. Ön karışimli yakıt dolgusunun artışı ile yanma başlangıcında dikkate değer derecede gecikme meydana gelirken, ön karışimli yanma aşamasında ısı yayılım oranının giderek arttığı ve difüzyon aşamasında azaldığı görülmüştür. Tam yükte meydana gelen hızlı ısı yayılım oranını, EGR ilavesi ile kontrol altına alabilmiş ve motorun çalışma limitlerini % 50 ön karışım oranına kadar

geniştebilmiştir. Kısmi y¼klerde NO_x ile duman emisyonlarında % 26 ve % 87 oranlarında eş zamanlı azalma g¼r¼lm¼řt¼r. Fakat ¼n karışımlı yakıt oranının artışı ile tam y¼kte NO_x emisyonlarında artış gerçekleşmiştir. ¼n karışımlı yakıt ile EGR'nin birlikte uygulaması sonucu bu artış eğilimini ¼nlemiřtir. Tam y¼kte ve % 50 ¼n karışımlı yakıt oranında, % 30 EGR oranı ile NO_x ve duman emisyonlarında % 62 ve % 82 oranlarında iyileşme sağlayabilmiştir. Kısmi y¼klerde EGR uygulaması ile bu eş zamanlı iyileşmeler % 81 ve % 64 oranlarında gerçekleşmiştir. Diğer yandan, giriş sıcaklığı arttırıldığında NO_x emisyonları k¼t¼leřmiřtir. Genel olarak, ¼n karışımlı yakıt oranı ve EGR oranının artışı ile CO ve HC emisyonları artış g¼sterirken, dolgunun ¼n ısıtılması durumunda azalma meydana gelmiştir.

Ma ve arkadaşları [3], tek silindirli HCCI-DI motorunda, dizel yakıtını direkt enjeksiyonla silindir içerisine, n-heptan yakıtını ise emme portuna harici bir enjekt¼r ile p¼řk¼rt¼lerek, farklı n-heptan dizel yakıtı oranlarında, farklı motor y¼klerinde ve 1800 min⁻¹ sabit motor devrinde testler geekleştirmişlerdir. ¼n karışım oranın ve direkt enjeksiyon zamanlamasının HCCI-DI yanma karakteriştiği ve emisyonlar ¼zerindeki etkisini araştırmışlardır. Elde edilen sonuçlara g¼re ¼n karışım oranı 0,3'¼n altında iken NO_x emisyonları ¼nemli ¼l¼de azalmış ve ¼n karışım oranının artması ile NO_x emisyonları azalma eğilimi g¼stermiřtir. Fakat 0,3'¼n ¼zerindeki ¼n karışım oranlarında NO_x emisyonları artma eğilimi g¼stermiřtir. D¼ř¼k ¼n karışım şartları altında prototip dizel motorunda is emisyonları aynı seviyede kaldığından, NO_x ve is emisyonları arasında bir seçim yapılamamıştır. Ayrıca ¼n karışım oranın CO ve UHC emisyonları ¼zerindeki etkisi de değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, dizel motorunda d¼ř¼k ve orta y¼k aralığında, HCCI-DI yanması ile indike termik verimin etkili bir şekilde iyileştiği g¼r¼lm¼řt¼r.

Kim ve Lee [16], farklı ¼n karışımlı yakıtlar ve soğutmalı EGR (Egzoz Gazı Geri D¼n¼ř¼m¼) kullanarak HCCI motorunun emisyon karakteristiklerinin iyileştirilmesi ¼zerine incelemelerde bulunmuşlardır. ¼n karışımlı yakıt, dizel motorunun emme portuna yerleştirilmiş bir port yakıt enjeksiyon sistemi aracılığıyla sağlanmıştır. Soğutmalı EGR ise ¼n karışımlı yakıtın kendi kendine erken tutuşmasını ¼nlemek için konulmuştur. ¼n karışım yakıtı olarak benzin, dizel ve n-heptan kullanmışlardır. Sonuçlar, dizel ¼n karışımlı yakıt kullanarak, ¼n karışım oranının artmasıyla, NO_x ve is emisyonlarının eş zamanlı olarak azalabildiğini g¼stermiřtir. Dizel yakıtının buharlaşmasının iyileştirilmesi için emilen dolgu ısıtılmış, ancak y¼ksek emme sıcaklığı, y¼ksek ¼n karışım oranlarında,

şiddetli vuruntu ve yüksek NO_x emisyonuna sebep olduğundan dolayı HCCI yanmasının çalışma aralığını sınırlandırmıştır. Ön karışımda benzin kullanımının, diğer ön karışimli yakıtlarla kıyaslandığında, NO_x ve is emisyonlarının azaltılmasında çok belirgin bir etkisinin olduğu görülmüştür.

Xingcai ve arkadaşları [6], n-heptan, etanol/n-heptan karışimli yakıtların, HCCI motorunda kendi kendine tutuşma, yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Deneyleri, katıksız n-heptan ve % 10, % 20, % 30, % 40 ve % 50 etanol/n-heptan karışımı (hacimsel olarak) kullanarak, 18,5 sıkıştırma oranlı, tek silindirli bir HCCI motorunda, 1800 min⁻¹ sabit motor devrinde gerçekleştirmişlerdir. n-Heptan yakıtının içerisine etanol ilave edilmesi sonucu, maksimum indike ortalama efektif basınç (IMEP_{maks}) 3,38 bar'dan 5,1 bar'a kadar yükseldiğini ve aynı zamanda indike termik verimin, yüksek motor yüklerinde % 50'ye kadar arttığını görmüşlerdir. Ancak hafif motor yüklerinde, termik verimin bozulduğunu tespit etmişlerdir. Katıksız n-heptan ve % 10 etanol/n-heptan karışımında, erken tutuşma zamanından dolayı yanma süresinin kısaldığını görmüşlerdir. Etanol ilavesi sonucunda, % 20-50 etanol/n-heptan karışımlarında, tutuşma zamanının yavaş yavaş ÜÖN'ya yaklaştığını görmüşlerdir. Tüm kararlı çalışma aralıklarında, n-heptan ve % 10-30 etanol/n-heptan karışımı için, HC emisyonlarının çok düşük olduğunu tespit etmişlerdir. CO emisyonlarının, 1,5-2,5 bar motor yüklerinde, bütün yakıtlar için çok yüksek olduğunu, ancak, bu aralığın dışında, hem yüksek yüklerde hem de hafif yüklerde CO emisyonlarının düştüğünü tespit etmişlerdir.

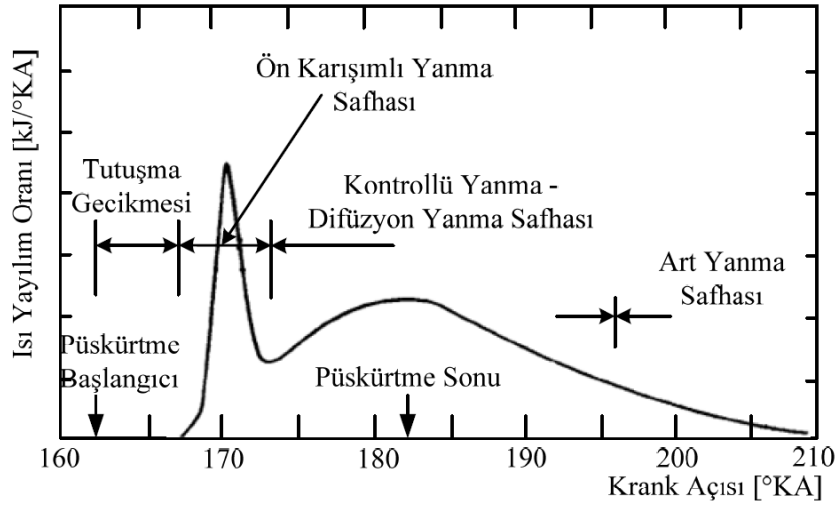
Lü ve arkadaşları [13], birincil referans yakıtları (PRF_s) ve karışımlarını kullanarak, HCCI motorunda, tutuşma zamanının başlangıcını, yanma süresini, çevrimler arası varyans farkını içeren temel yanma parametrelerini ve karbonmonoksit (CO), yanmamış hidrokarbon (UHC), azotoksit (NO_x) gibi emisyon karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. n-Heptan ve izo-oktan gibi iki birincil referans yakıt ile ve bu yakıtların RON25, RON50, RON75, RON90 yakıtları ile karışımını değerlendirmişlerdir. RON'nun (Research Octane Number) artması ile birlikte, yanmanın ilk aşamasında, tutuşma başlangıcının geciktiğini, maksimum ısı yayılım oranının düştüğünü ve yanmanın ilk aşaması boyunca basınç ve sıcaklık artışının azaldığını tespit etmişlerdir. Ayrıca, yanmanın ilk aşamasında, kümülatif ısı yayılımının ağırlıklı olarak karışımdaki n-heptan yoğunluğuna bağlı olduğunu görmüşlerdir. Yanmanın ikinci aşamasındaki tutuşmanın başlaması, birinci aşmadaki tutuşma başlangıcı ile doğru orantılı bir şekilde elde

etmişlerdir. Oktan sayısının düşmesi ve eşdeğerlilik oranının artması ile yanmanın ikinci aşamasındaki yanma süresinin azaldığını görmüşlerdir.

2.2. Konvansiyonel Dizel Yanması

Konvansiyonel dizel yanması, hem zamansal hem de hacimsel olarak bakıldığında heterojen bir süreçtir. Şekil 2.1’de klasik dizel yanmasının aşamaları görülmektedir. Sıvı yakıt yüksek yoğunluktaki yanma odası ortamına püskürtüldüğünde, küçük damlacıklar halinde parçalanmaya başlar ve sıvı fazdan gaz fazına geçiş artar. Ayrıca püskürtme momenti, sıcak havanın içerisine püskürtülen yakıtın hareket etmesi, dolayısıyla karışımın hazırlanması için önemli bir rol oynar. Sonuç olarak, sıvı yakıtın sıcaklığı artar ve buharlaşmaya başlar. Sıvı yakıt, özellikle püskürtme sınırlarında buharlaşmaya başlar. Bu periyotta herhangi bir kimyasal reaksiyon gerçekleşmez. Buharlaşma oluştuğunda, kendi kendine tutuşma sürecinin ilk aşaması, yaklaşık 750 K gibi düşük bir sıcaklıkta başlar. Yakıtın bu yavaş oksidasyonu, serbest kimyasal radikallerin üretilmesi ile birlikte, silindir içi basıncını küçük bir miktar arttırır. Bu kimyasal hareketliliğe paralel olarak, sıcak gazlar ile karışmış olan yakıt, sıcaklığını arttırmaya devam eder. Püskürtme başlangıcından bu ana kadar geçen süre, genellikle tutuşma gecikmesi safhası olarak adlandırılır [19-20].

Tutuşma gecikmesi aşamasından sonra, yüksek bir sıcaklıkta, kendi kendine tutuşma aşaması başlar. Bu aşama, genellikle ön karışımli yanma safhası olarak adlandırılır. Bu safhada yanan yakıtın miktarı, tutuşma gecikmesi safhasının uzunluğu ile direkt alakalıdır. Çünkü tutuşma gecikmesi periyodunda birikmiş, tutuşabilme sınırındaki hava/yakıt karışımı, Şekil 2.1’de de görüldüğü gibi, birkaç krank açısı aralığında ani bir şekilde yanmaya başlar. Bu yanan karışımın içerisine, yanmaya hazır olan yakıt ilave edildiğinde, oda hızlı bir şekilde yanar ve bunun sonucunda ısı yayılım oranı Şekil 2.1’deki gibi maksimum seviyeye çıkar. Daha sonra silindir içerisindeki biriken yakıt tükendiğinden ve ani yanma durumunda açığa çıkan ısı partikülleri baskın bir duruma geçtiğinden ısı yayılım oranı Şekil 2.1’de görüldüğü gibi düşmeye başlar [20-22].



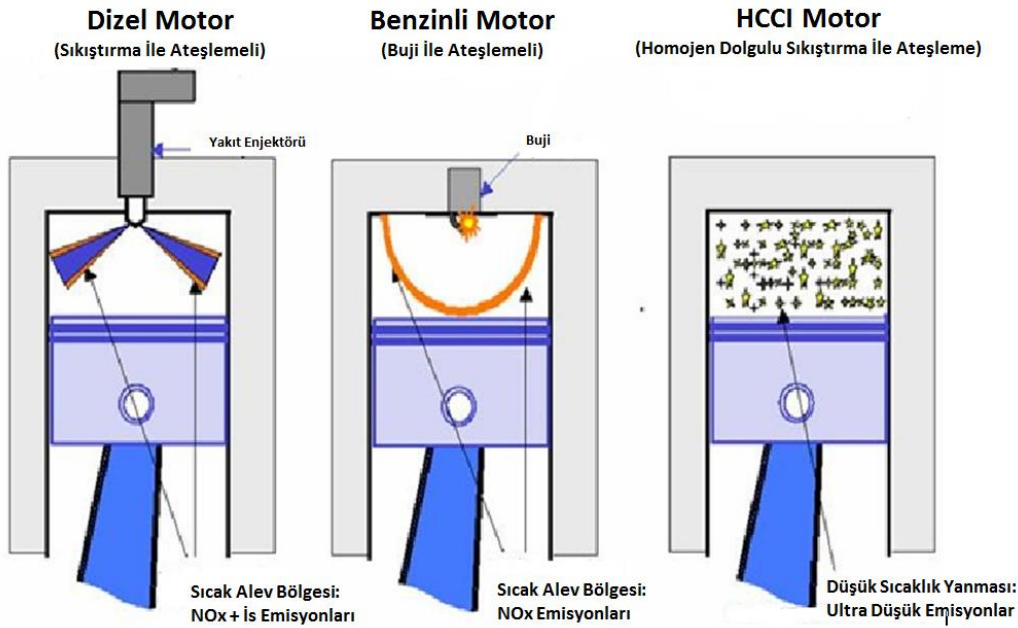
Şekil 2.1. Konvansiyonel dizel yanmasının ısı yayılım oranı [20-22]

Ön karışımli yanma safhasının bitmesiyle, ön karışımli yakıt tamamen biter ve artık yanma oranı püskürtülen yakıt miktarı ile kontrol edilir. Yanmanın bu aşamasına kontrollü yada difüzyon olarak tanımlanır. Bu aşamada silindir içi sıcaklığı çok yüksek seviyelere ulaşmaktadır. Bu yüksek sıcaklıktan dolayı, bütün yakıtın oksidasyonu için gerekli tüm süreçlere (buharlaşıma, ayrışma ve hava ile karışma) yeteri kadar zaman kalmaz. Dolayısıyla bu yanma aşamasında is emisyonlarının üretilmesi kaçınılmaz bir hal almaktadır. Ancak, is partikülleri hemen hemen aynı anda, ulaşabildiği oksijenle reaksiyona girerek yanar. Bu yüzden, iki farklı zıt is mekanizması oluşur. Bir yandan is partikülleri oluşurken, diğer yandan yanar. Bu aşamanın sonunda bir miktar is partikülü her zaman kalır [23-24].

Yakıt enjeksiyonun ve difüzyon yanma safhasının tamamlanması ile dördüncü yanma aşaması olan art yanma safhası başlar. Bu safhada difüzyon yanmadan kalan is partikülleri ve silindir cidarlarına yapışmış yanmamış yakıtlar yanmaya çalışır. Bu safhada yakıt enjeksiyonu artık olmadığı için yanma oranı kontrol edilemez. Ayrıca, piston AÖN (Alt Ölü Nokta)'ya doğru genişlediğinden silindir içi basınç ve sıcaklığı düşer. Sıcaklık yeteri kadar düştüğünde is partiküllerinin yanması iyice yavaşlar ancak yüksek sıcaklıklarda açığa çıkan NOx emisyonları ise durur. Aynı zamanda, egzoz supabı açılana kadar, yanmamış hidrokarbon ve karbon monoksit aynı seviyede kalır [22-24].

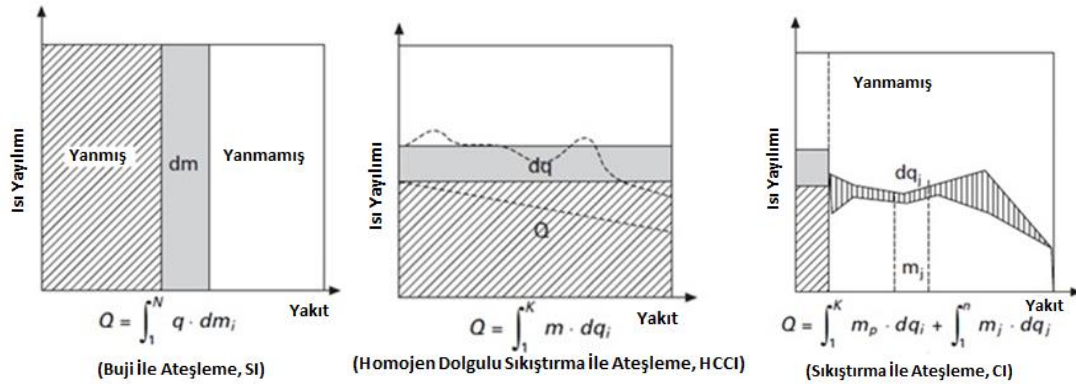
2.3. HCCI Motorunun Çalışma Prensibi

HCCI motorlar iki temel süreçle, NO_x ve is emisyonlarının sıfıra yakın seviyelere kadar düşmesini sağlar. Bunlardan birincisi, homojen bir karışımın oluşturulması, ikincisi ise, bu karışımın sıkıştırma ısıyla kendi kendine tutuşmasıdır. Ancak, bu ana karakteristikler, aynı zamanda ana zorlukları da oluşturmaktadır.



Şekil 2.2. Dizel, Benzinli ve HCCI motorda yanmanın gelişimi

Eğer mükemmel bir homojen karışım oluşturulursa, sıkıştırma zamanı esnasında artan basınç ve sıcaklık, klasik dizel tutuşmasındaki gibi belirli bir yerde yapılan püskürtmeden farklı olarak, dolgunun kendi kendine tutuşmasını sağlayacaktır. Fakat yanma, eşzamanlı olarak bütün yanma odası boyunca gerçekleşecektir. Sonuç olarak Şekil 2.2’de de görüldüğü gibi, kendi kendine tutuşma bütün silindirde eşzamanlı olarak gerçekleştiğinden, buji ile ateşlemeli motorlardaki gibi alev cephesi önünde oluşan yüksek sıcaklık ortaya çıkmayacaktır. Yüksek sıcaklıktaki bir alev cephesinin olmaması, azot oksitlerin neredeyse önemsiz derecede oluşmasını sağlayacaktır. Ancak homojen fakir karışımdan dolayı, yakıtın zenginleştiği bölgeler bulunmayacak ve bu yüzden, is partiküllerinin oluşumu kaçınılmaz olacaktır [19].



Şekil 2.3. SI, HCCI ve CI motorunun ısı yayılım karakteristikleri [19]

Şekil 2.3’de HCCI yanmasının ısı yayılım karakteristiği SI ve CI motorları ile karşılaştırılması sunulmuştur. SI yanmasında silindir içerisindeki dolgu, ince bir reaksiyon tabakası yada alev cephesi ile yanmış ve yanmamış bölgelere ayrılmıştır. Bu yüzden ısı yayılımı sadece reaksiyon bölgesi ile sınırlandırılmıştır. Kümülatif ısı yayılımı, alev cephesi içerisindeki belirli bir kütlenin (dm_i) yanması sonucu açığa çıkan toplam ısı olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$Q = \int_0^N q \cdot dm_i \quad (2.1)$$

Burada, q hava/yakıt karışımının birim kütlesinin ısı değeri, N ise reaksiyon bölge sayısıdır.

İdeal bir HCCI yanma sürecinde, yanma reaksiyonları silindir içerisinde eşzamanlı olarak meydana gelir ve bütün karışım, ısı yayılım sürecindeki yanmanın her aşamasına katılır. Dolayısıyla bu motorda, kümülatif ısı yayılımı, silindirdeki bütün karışımın (m) yanması ile gerçekleşen her bir yanma reaksiyonundan (dq_i) açığa çıkan toplam ısı dağılımı olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$Q = \int_1^K m \cdot dq_i \quad (2.2)$$

Burada, K ısı yayılım reaksiyonlarının toplam sayısı, q_i ise, hava/yakıt karışımının birim kütlesine bağlı olarak, ' i ' ninci ısı yayılım reaksiyonundan açığa çıkan ısıdır.

İdeal bir HCCI yanmasında, ısı yayılımı bütün dolgu boyunca eşit bir şekilde dağılır. Oysaki SI motorunda, ısı yayılımı reaksiyon bölgesinde sınırlı bir süre içerisinde ortaya çıkmaktadır. Ancak, gerçek bir motorda, karışım bileşenlerinde ve sıcaklık dağılımlarındaki homojenliğin tam sağlanamamasından dolayı, ısı yayılım süreci karışım boyunca eşit şekilde gerçekleşmez. Karışımın az seyreltildiği yada yüksek sıcaklıktaki bölgelerde, ısı yayılımı daha hızlı açığa çıkabilir ve bu durum Şekil 2.3'de kesikli çizgilerle gösterildiği gibi, düzgün olmayan bir ısı yayılımı ile sonuçlanır.

Buna karşılık, bir dizel motordaki yanma çok daha karışıktır. Tipik bir direkt enjeksiyonlu motorda, yanma süreci silindir içerisindeki dolgunun üzerine küçük bir miktar yakıt enjeksiyonu ile başlar ancak ısının büyük bir çoğunluğu kontrollü (difüzyon) yanma safhasında ortaya çıkar. Dolayısı ile kümülatif ısı yayılımı, aşağıda gösterildiği gibi, iki aşamanın toplamı olarak tanımlanabilir.

$$Q = \int_1^K m_p \cdot dq_i + \int_1^N m_j \cdot dq_j \quad (2.3)$$

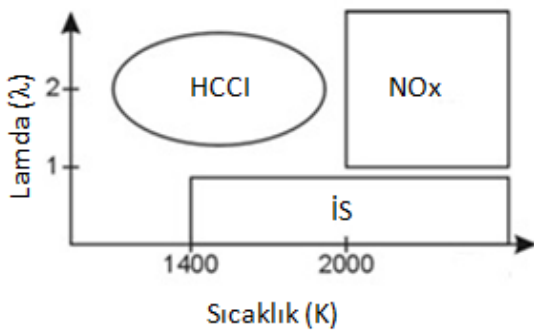
Bu ifadenin ilk bölümü ön karışımli yanma aşaması, ikinci bölümü ise difüzyon yanma aşamasıdır. Bu eşitlikte m_p , ön karışımli yanma safhasında yanan karışımın kütle miktarı, m_j ve dq_j ise, difüzyon aşamasında her bir hücrede yanan karışımın kütle ve ısı değeridir.

2.4. HCCI Motorların Gelişimi

Konvansiyonel buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların oldukça geliştirilmesine rağmen, henüz çözülememiş bazı dezavantajları bulunmaktadır. HCCI motorlar bu dezavantajların ortadan kaldırılabilmesi için gelecek vaat etmektedir. HCCI motorlar benzinli ve dizel motorlarla kıyaslandığında daha düşük emisyonu ve daha yüksek yakıt ekonomisine sahiptir. HCCI motorlar için hem benzinli hem de dizel motordan dönüşüm yapılabilir. Her iki durumda da yanma, tüm fakir ve homojen hava/yakıt karışımları için kendi kendine tutuşarak başlamaktadır.

Konvansiyonel buji ile ateşlemeli motorlar, vuruntu sebebiyle yüksek sıkıştırma oranlarında çalıştırılmamakta ve bu yüzden termik verimi dizel motorlara göre daha düşük olmaktadır. Ayrıca, modern kademeli direkt enjeksiyon uygulamaları, kısmi yüklerde yüksek hava fazlalık katsayısı (HFK) oranlarına maruz kalır. HCCI durumunda ise, dizel motorlardaki gibi yakıt sıkıştırma sonucu tutuşmakta ve bu yüzden yüksek sıkıştırma oranı kullanılmaktadır. HCCI'nin bu özelliği dizel motorlardaki gibi yüksek bir termik verim sağlamaktadır. HCCI motorlarda yük durumu ise, hava/yakıt oranının kalitesi ile kontrol edilir. Bu yüzden motor kısımla kayıplarına uğramaksızın çalışır ve homojen karışım, düşük yüklerdeki aşırı fakir karışımlarda bile oluşur.

Konvansiyonel dizel yanma süreci incelendiğinde, yanma zamanının büyük bir bölümünde zengin ve fakir karışım bölgelerinin olması, is ve NOx emisyonu oluşumuna sebep olur. NOx ve is emisyonları eşzamanlı olarak yeteri kadar azaltmak mümkün değildir. Çünkü bu iki emisyon birbirine zıt faktörlere bağlı oluşmaktadır. HCCI yanması söz konusu olduğunda, tutuşma öncesinde oluşturulmuş homojen fakir hava/yakıt karışımlarından dolayı bu durum değişmektedir. Şiddetli heterojen yanma önlenmektedir. Çünkü, yanma esnasında is emisyonlarını oluşturacak, yakıt bakımından zenginleşmiş bölgeler ve şiddetli bir alev yoktur. Diğer bir yandan, yüksek hava fazlalık oranı bölgesel ve tüm sıcaklıkların düşük olmasını sağlar ve aynı zamanda termal nitro-oksitlerin oluşumu bastırılır. Şekil 2.4'de bu durum daha açık bir şekilde gösterilmiştir. Bu yeni yanma konsepti herhangi bir yakıt türü ile sınırlı değildir. Benzin ve dizel gibi yakıtların yanı sıra, doğalgaz, metanol, hidrojen vb. gibi alternatif yakıtlarda kullanılabilir [25].



Şekil 2.4. HCCI yanmasında NOx ve is emisyonlarının eşzamanlı olarak azalması [25]

Tamamen homojen olan karışımın sıkıştırılmasıyla, bütün dolgunun eşzamanlı olarak tutuşması sağlanır. Çünkü en iyi HCCI yanma durumunda bölgesel ve tüm lamda ve sıcaklık değerlerinde bir farklılık yoktur. Genellikle gerçek motor uygulamalarında, tutuşma öncesi mükemmel bir homojenlik sağlanamamaktadır ve her zaman belli bir derece heterojenlik söz konusu olmaktadır. Bununla birlikte, karışım oranı konvansiyonel dizel yanmasında olduğu gibi türbülans karışım (difüzyon) yanmayla kontrol edilmemektedir. Benzinli motorlarla karşılaştırıldığında ise silindir boyunca yayılan belirgin bir alev cephesi yoktur. Yanma reaksiyonları bir kıvılcımla başlatılmadığından dolayı, aşırı fakir karışımlarda yakılabilmektedir. Bu durum tüm ısının hızlı bir şekilde açığa çıkmasına sebep olur.

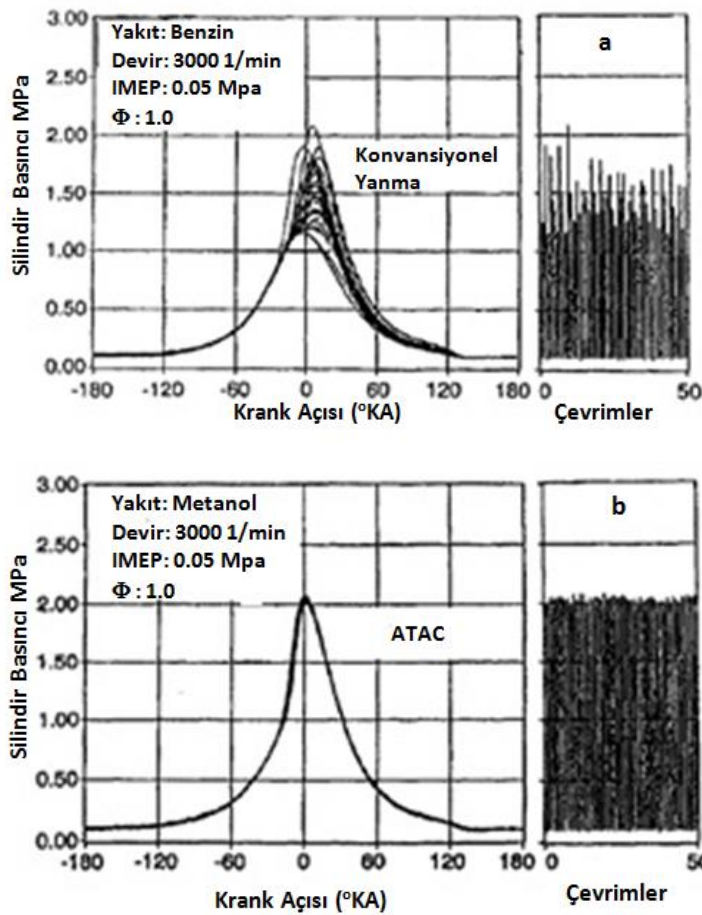
HCCI motorlar buji ile ateşlemeli motorlarla karşılaştırıldığında, SI motorda, toplam karışımın sadece küçük bir bölümü oluşan alev cephesinde yanma sürecine katılır, HCCI yanmasında ise tüm dolgu aynı anda reaksiyona başlar. Bununla birlikte, HCCI yanmasında, bölgesel sıcaklıklar, SI yanmasındaki alev cephesi bölgelerinden yada dizel yanmasının stokiometrik bölgelerinden önemli ölçüde düşüktür. SI yanması ile kıyaslandığında, bölgesel HCCI yanmasında ısı, bütün dolgudan yavaş ve üniform bir şekilde yayılır. Çünkü bütün dolgu yanma sürecine eşzamanlı olarak katılır ve HCCI ısı yayılımı konvansiyonel olanlardan çok daha kısa bir sürede gerçekleşir.

Literatürde birçok farklı türde dönüşümü yapılmış HCCI motor mevcuttur. Bu motorlar, kullanılan yakıt türüne, yakıt sistemine, homojen dolgunun oluşturulması için izlenen yola vb. parametrelere göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir [25].

- a) ATAC (Active Thermo-Atmosphere Combustion) Aktif Termo Atmosfer Yanması [26]
- b) CIHC (Compression-Ignited Homogeneous Charge) Sıkıştırma İle Ateşlemeli Homojen Dolgu [27]
- c) PREDIC (Premixed Lean Diesel Combustion) Fakir Ön Karışımli Dizel Yanması [28]
- d) PCCI (Premixed Charge Compression Ignition yada Partial Premixed Charge Compression Ignition) Ön Karışım Dolgulu Sıkıştırma İle Ateşleme yada Kısmi Ön Karışım Dolgulu Sıkıştırma İle Ateşleme [29-32]
- e) AR (Activated Radical Combustion) Uyartılmış Radikal Yanma [33]
- f) CAI (Controlled Auto-Ignition) Kontrollü Kendi Kendine Tutuşma [34]

- g) HIMICS (Homogeneous Charge Intelligent Multiple Injection Combustion System)
Homojen Dolgulu Akıllı Kademeli Enjeksiyon Yanma Sistemi [25]
- h) UNIBUS (Uniform Bulky Combustion System) Üniform Hacimli Yanma Sistemi [35]

HCCI uygulaması ilk olarak iki zamanlı motorlar üzerinde yapılmıştır [26, 36-37]. Bu araştırmaların ana amacı, kısmi yüklerde, teklemeyi yok etmek ve yanma sürecini kararlı bir hale getirmektir. HCCI çalışması optimize edildiğinde, verimli ve kararlı bir çalışma sağladığı görülmüştür. Şekil 2.5’de SI ve CAI çalışma şartlarında silindir basınç değişimleri ve çevrimler arası varyans farkı görülmektedir. Şekil 2.5’de de açık bir şekilde görüldüğü gibi CAI çalışma şartları, çevrimler arası varyans farkı minimuma düşürmekte ve yanmanın kararlı olmasını pozitif bir şekilde etkilemektedir [26, 36, 38-39].



Şekil 2.5. Silindir basıncının SI (a) ve HCCI (b) çalışma şartlarında karşılaştırılması [38]

Diğer bir başarılı iki zamanlı CAI uygulaması ise AR yanma uygulamasıdır. Honda firması bu yanma uygulamasını motosikletler için kullanmıştır. Bu HCCI yanma sürecinde, kısmi

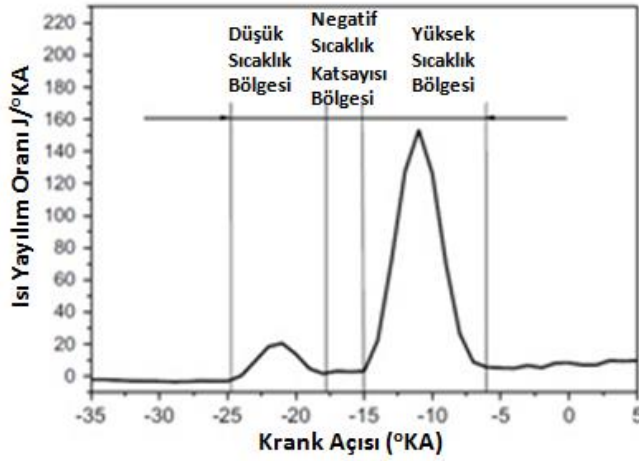
yüklerde, HC emisyonları ve yakıt tüketimi azaltılmış, yanma daha kararlı hale getirilmiştir. % 80'lere yaklaşan yüksek EGR oranları kullanılmıştır. Yüksek ve tam yüklerde, motor konvansiyonel SI motor gibi çalıştırılmıştır [25].

Dört zamanlı HCCI uygulamasını ilk kez Najt ve Foster [40] gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, değişken sıkıştırma oranlı, emme havası ısıtıcılı, heptan ve oktan karışimli yakıtla çalışan bir motor kullanmışlardır. Yüksek sıkıştırma oranının, daha düşük bir emme havası sıcaklığına müsaade ettiğini ancak bu durumun aşırı ısı yayılımı ve vuruntuya sebep olduğunu görmüşlerdir. Thring [41] benzin ve dizel HCCI yanmasını araştırmak için dört zamanlı değişken sıkıştırma oranlı bir motor kullanmıştır. Thring yaptığı bu çalışmada HCCI'nin sınırlı çalışma aralığından dolayı, kısmi yüklerde HCCI yanması, yüksek ve tam yüklerde ise konvansiyonel yanmanın kullanılabileceği karma bir kombinasyon önermiştir.

Yapılmış bütün çalışmalarda, NO_x ve is emisyonlarının eşzamanlı olarak önemli ölçüde azaldığı fakat düşük yanma sıcaklıklarından dolayı CO ve HC emisyonlarının arttığı görülmüştür. Yüksek motor hızlarında ve çok düşük yüklerde oluşan kısmi yanmadan ve yüksek yüklerde oluşan kontrolsüz erken vuruntulu yanmadan dolayı HCCI yanması sadece uygun yük ve motor hızlarında kullanılabilmektedir. Bu yüzden, yüksek yüklerde ve özellikle tam yük durumunda, konvansiyonel dizel yada SI yanması kullanılmak zorundadır. Çift modlu olarak tanımlanan bu uygulamalarla geniş bir yük aralığında motorlar çalıştırılabilmektedir. Bununla birlikte, HCCI yanmasının avantajlarından yararlanabilmek için, özel HCCI yakıtları ve yanma aşamasını kontrol etmek için mekanizmalar geliştirilmeye devam etmektedir.

2.5. HCCI Yanma Karakteristiği

HCCI motorlarda, tutuşma zamanlamasını, ısı yayılımını, ara yanma ürünlerini ve yanma sonu ürünlerini oksidasyon kimyası belirlemektedir. HCCI yanmasında çoğu yakıtlar, özellikle dizel tipi yakıtlar, Şekil 2.6'da görüldüğü gibi iki aşamalı bir ısı yayılımı sergilerken, benzin gibi oktan sayısı yüksek yakıtlar tek aşamalı bir ısı yayılımı ortaya çıkarmaktadır.



Şekil 2.6. n-Heptan yakıtlı HCCI yanmasının tipik ısı yayılım oranı eğrisi [5]

Isı yayılımının ilk aşaması düşük sıcaklıktaki kinetik reaksiyonlarla ilişkidir ve düşük sıcaklık oksidasyonu (LTO) olarak tanımlanır. İkinci aşama ise daha güçlü ana reaksiyonların gerçekleştiği yüksek sıcaklık oksidasyon (HTO) aşamasıdır [5, 25]. LTO ve HTO arasında kalan gecikme süresi ise negatif sıcaklık katsayı bölgesi [NTC] olarak adlandırılmaktadır. Toplam enerjinin yaklaşık % 7-10'u LTO aşamasında, geri kalanı ise HTO aşamasında açığa çıkmaktadır [5, 25, 39, 42-43].

Konvansiyonel dizel yanması ile HCCI yanması arasındaki temel fark, tutuşma sırasındaki yakıt buharının bileşenlerinin farklı olmasıdır. Konvansiyonel dizel yanmasında, aşırı heterojen hava/yakıt karışımından dolayı, yanma tutuşma şartlarının en iyi olduğu bölgelerde bölgesel olarak başlamaktadır. Bu bölgelerde açığa çıkan ısı diğer bölgelere yayılarak, oradaki karışımların tutuşmasını sağlamaktadır. Tutuşma gerçekleştikten sonra, konvansiyonel dizel yanması, tutuşma gecikmesi süresince birikmiş olan ön karışımli hava/yakıt karışımının çok hızlı bir şekilde yüksek sıcaklıkta oksidasyonu ile başar. Isı yayılım oranı, sonraki aşamada gerçekleşen, yanmamış yada kısmen yanmış hava/yakıt karışımının türbülanslı karışım hızına bağlı difüzyon yanmaya bağlıdır (Şekil 2.1).

HCCI yanma durumunda ise, konvansiyonel dizel yanmasından farklı olarak, silindirdeki tüm dolgu eş zamanlı reaksiyona girer. Silindir içerisindeki tüm dolgu öncelikle, düşük sıcaklık oksidasyon aşamasında okside olarak, negatif sıcaklık katsayı bölgesinde bir gecikmeye maruz kalır ve daha sonra yüksek sıcaklık oksidasyon aşamasına geçerek okside olur.

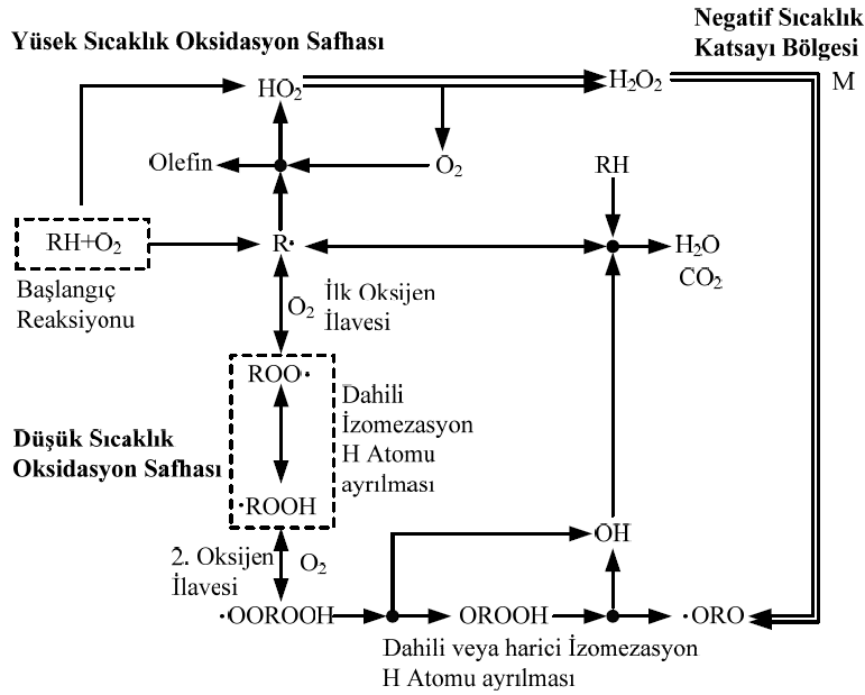
Homojen bir hava/yakıt karışımı sağlayabilmek için, yakıt enjeksiyonu erken bir krank açısında gerçekleştirilmeli ve dolgunun karışabileceği maksimum süre sağlanmalıdır. Ancak bu durum, LTO ve dolayısıyla HTO aşamalarının daha erken bir krank açısında başlamasına sebep olmaktadır. Çünkü silindir içerisindeki tüm dolgu eşzamanlı olarak reaksiyona girmekte ve ısı çok kısa bir zaman diliminde açığa çıkmaktadır. Bu durum oldukça yüksek basınç artış oranına sebep olmakta, gürültülü yanma artmakta ve konvansiyonel dizel yanması ile karşılaştırıldığında daha yüksek bir pik silindir basınç değeri elde edilmektedir [25].

Burada HCCI yanması için üç temel zorluk söz konusudur. Birincisi tamamen homojen bir hava/yakıt karışımı oluşturmak, ikincisi, erken tutuşma zamanını önlemek, üçüncüsü ise, aşırı ısı yayılım oranını önlemektir. Günümüzde, bu problemlerden dolayı HCCI yanması kısmi yüklerde kullanılabilmektedir.

2.5.1. Ağır hidrokarbonların oksidasyon aşamaları (LTO, NTC, HTO)

HCCI motorlarda, ısı yayılımının ilk aşaması olan düşük sıcaklık oksidasyon aşamasındaki tutuşma, yakıt moleküllerinin boyutuna ve yapısına bağlıdır. LTO reaksiyonları genellikle, yaklaşık 850 K'nin altındaki sıcaklıklarda oluşmaktadır. LTO aşamasının en önemli adımları aşağıdaki gibidir [13, 25, 44-47].

İlk olarak O_2 ile reaksiyona giren yakıttan (RH) hidrojen atomunun ayrılması işlemi ile LTO yani soğuk alev bölgesi kinetik reaksiyonları başlamaktadır. Böylece, alkil radikali (R) ve HO_2 oluşumu ile oksidasyon reaksiyonlarının başlangıcı oluşmaktadır. Düşük sıcaklıktaki oksidasyon mekanizmasında $R + O_2 \rightarrow RO_2$ ile egzotermik çevrim olarak HO_2 ve alkil peroksit $O = ROOH$ üreten aşamayı başlatmaktadır. Bu reaksiyon aşaması, sıcaklığın artarak $R + O_2 \rightarrow Olefin + HO_2$ reaksiyonunun ilk aşama ısı yayılımını sınırlayıcı oluncaya kadar devam eder. Yaklaşık olarak silindir içi gaz sıcaklığının 800-1000 K arasında bu reaksiyonlar devam etmektedir. Silindir içi gaz sıcaklığı 1000 K değerinin altında kaldıkça H_2O_2 rölatif olarak inert olarak davranmakta ve birikmektedir. Yanmanın bu fazında negatif sıcaklık katsayı bölgesi (NTC) oluşmaktadır.



Şekil 2.7. Ağır hidrokarbonların genel oksidasyon şeması [47]

Sıkıştırma işlemi boyunca silindir içi dolgu sıcaklığı yaklaşık olarak 1000 K değerinin üzerine çıktığında, ana yanma fazı olarak ikinci aşama ısı yayılımı hafifçe artan egzotermik reaksiyonları ile yüksek sıcaklık reaksiyon aşaması başlar. Olefin ile H_2O_2 oluşumu başlayarak sıcaklık artışı azalmaya başlar. Bu noktadan sonra sıcaklık artışı çok yavaş olarak gelişerek $H_2O_2 + M = OH + OH + M$ reaksiyonları ikinci aşama ısı yayılımını sonlandıracak şekle gelişinceye kadar devam eder. Bundan sonra termal dallanma reaksiyonları başlamaktadır. Bu aşamalarda $O = ROOH$ ve olefin tersinmez şekilde H_2O ve CO ya ayrışır. Son olarak CO hidroksil radikalleri ile $CO + OH = CO_2 + H$ reaksiyonu sonucunda CO_2 'ye dönüşerek yanma tamamlanır. HCCI yanmasındaki en önemli reaksiyonlar; ilk başlangıç reaksiyonu, dahili izomerizasyon reaksiyonlarıdır. $R + O_2 = Olefin + H_2O$ reaksiyonlarının gelişimi ile tutuşma gecikmesi tanımlanmaktadır.

Bu reaksiyonlar, özellikle sıcaklık ve yakıt kompozisyonu ile gelişim göstermektedir. Bu yüzden HCCI yanmasında silindir içi gaz sıcaklığının tutuşma gecikmesinde büyük önemi olmaktadır ve emme havası sıcaklığı ile sıkıştırma oranının değişimi kontrol parametresi olarak kullanılmaktadır [2, 19, 44, 47-57].

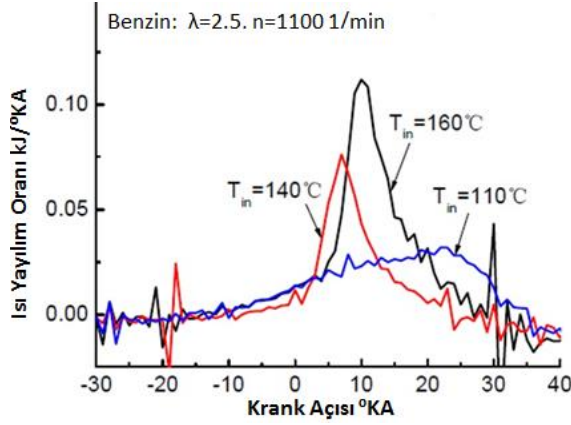
2.6. HCCI Yanma Karakteristiğini Etkileyen Faktörler

2.6.1. Dolgu giriş sıcaklığının etkisi

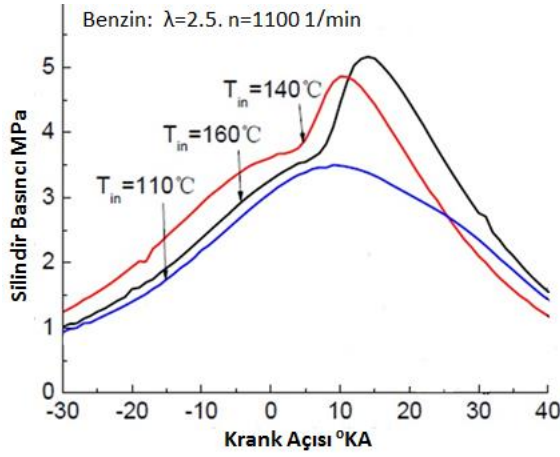
HCCI motorları, konvansiyonel buji ile ateşlemeli motorlara benzer şekilde, hava ile yakıtı birbiriyle, emme sisteminde yada silindir içerisine direkt enjeksiyonla karıştırmaktadır. Daha sonra ön karışimli hava/yakıt karışımı sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma zamanı sonuna doğru, konvansiyonel sıkıştırma ile ateşlemeli motorlara benzer şekilde, yanma kendi kendine tutuşarak başlamaktadır. Sıkıştırma zamanı sonuna doğru dolgunun kendi kendine tutuşma şartlarına ulaşabilmesi için, sıkıştırma zamanı başlangıcındaki dolgunun sıcaklığı arttırılmaktadır. Bu işlem, emme havasını ısıtarak yada yanma sonrası oluşan sıcak yanma ürünlerini silindirde tutarak yapılabilir. Her iki strateji sonucunda da, sıkıştırma işlemi boyunca gaz sıcaklığı daha da artar ve kimyasal reaksiyonlar daha hızlı gerçekleşir. Bu durum, homojen bir şekilde karışmış hava yakıt karışımının yanmaya başlamasını sağlar. Ana ısı yayılımının başlaması, genellikle, benzin için 1050 K- 1100 K, dizel için 800 K gibi daha düşük bir sıcaklığa ulaşıldığında oluşur. Ama buna rağmen, benzin ve dizel yakıtındaki çoğu hidrokarbon bileşenleri düşük sıcaklık oksidasyonuna maruz kalır ve ısı dağılımında toplam açığa çıkan enerjinin % 7-10'u kadarı burada oluşur.

Düşük sıcaklıkta açığa çıkan enerji, kendi kendine tutuşmanın oluşumuna katkı sağlar. HCCI yanmasındaki ısı yayılımı, sadece kullanılan yakıtın kimyasal reaksiyonlarına ve seyreltme stratejisine bağlı değil, aynı zamanda, sıkıştırma zamanı boyunca karışımın basınç ve sıcaklık geçmişi veya termal şartlara da bağlıdır. İdeal bir HCCI motorunda, kendi kendine tutuşma ve yanma, yanma odası boyunca eşzamanlı olarak gerçekleşir ve bu durum ısı yayılım oranının hızlı yükselişi ile sonuçlanır. Karışımın eşzamanlı yanması ile ilişkili olan, ısı yayılım oranının bu hızlı artışını önlemek için, HCCI motorlar, yanmış gazlar ile hava/yakıt karışımı seyreltilerek yada fakirleştirilerek çalıştırılmaktadır [19].

Chun-hua ve arkadaşları [58], HCCI motorunda, etanol, metanol ve benzin gibi farklı yakıtlar kullanarak, dolgu giriş sıcaklığının yanma ve emisyonlar üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Şekil 2.8 ve Şekil 2.9'da benzin yakıtı için dolgu giriş sıcaklığının ısı yayılım oranına ve silindir basıncına etkisi görülmektedir.

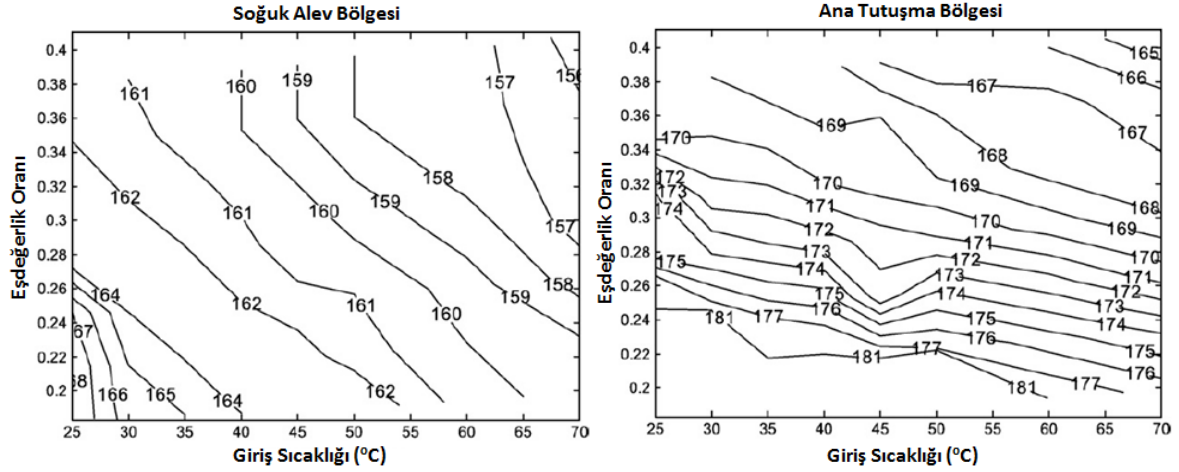


Şekil 2.8. HCCI motorda dolgu giriş sıcaklığının ısı yayılım oranına etkisi [58]



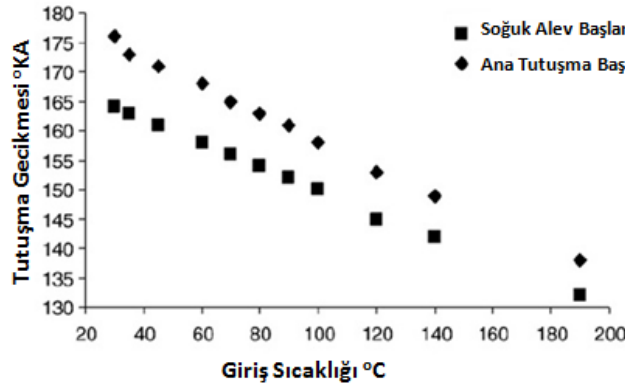
Şekil 2.9. HCCI motorda dolgu giriş sıcaklığının silindir basıncına etkisi [58]

Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’da görüldüğü gibi dolgu giriş sıcaklığının artması ile kimyasal reaksiyon oranı hızlanmaktadır. Dolgu sıcaklığının artırılmasıyla, hareket eden molekül sayısı artmakta ve moleküllerin çarpışma olasılığı yükselmektedir. Bu yüzden reaksiyon oranı artmakta ve reaksiyon süresi kısalmaktadır. Silindir basınç eğrilerinde görüldüğü gibi, dolgu sıcaklığının 110 °C’den 160 °C’ye artırılmasıyla sıkıştırma sonu sıcaklığı arttığından maksimum silindir basıncı da artmaktadır. Ayrıca, ısı yayılım oranı eğrilerinde de görüldüğü gibi, dolgu sıcaklığı yakıtın kendi kendine tutuşma zamanını direkt olarak etkilemektedir. Dolgu sıcaklığının artması sonucu, sıkıştırma işlemi yüksek bir sıcaklıkta başlamakta ve yakıt daha kolay buharlaşmaktadır. Sonuç olarak, düşük sıcaklık oksidasyonu ve tutuşma daha erken bir krank açısında gerçekleşmektedir.



Şekil 2.10. HCCI motorda n-heptan yakıtının farklı giriş sıcaklığı ve eşdeğerlik oranında, soğuk alev bölgesinin ve ana tutuşma bölgesinin tutuşma gecikmesi [59]

Şekil 2.10'da dolgu giriş sıcaklığının ve eşdeğerlik oranının, soğuk alev ve ana tutuşma bölgesindeki tutuşma gecikmesine etkisi gösterilmiştir. Sonuçlarda da görüldüğü gibi, giriş sıcaklığının yükselmesi soğuk alev gecikmesini azaltmaktadır ve dolayısıyla ana tutuşma gecikmesini azaltmaktadır. Giriş sıcaklığının artırılması, bütün kinetik reaksiyonları hızlandırmakta ve böylece her iki tutuşma gecikmesi de erkene çekilmektedir [59].

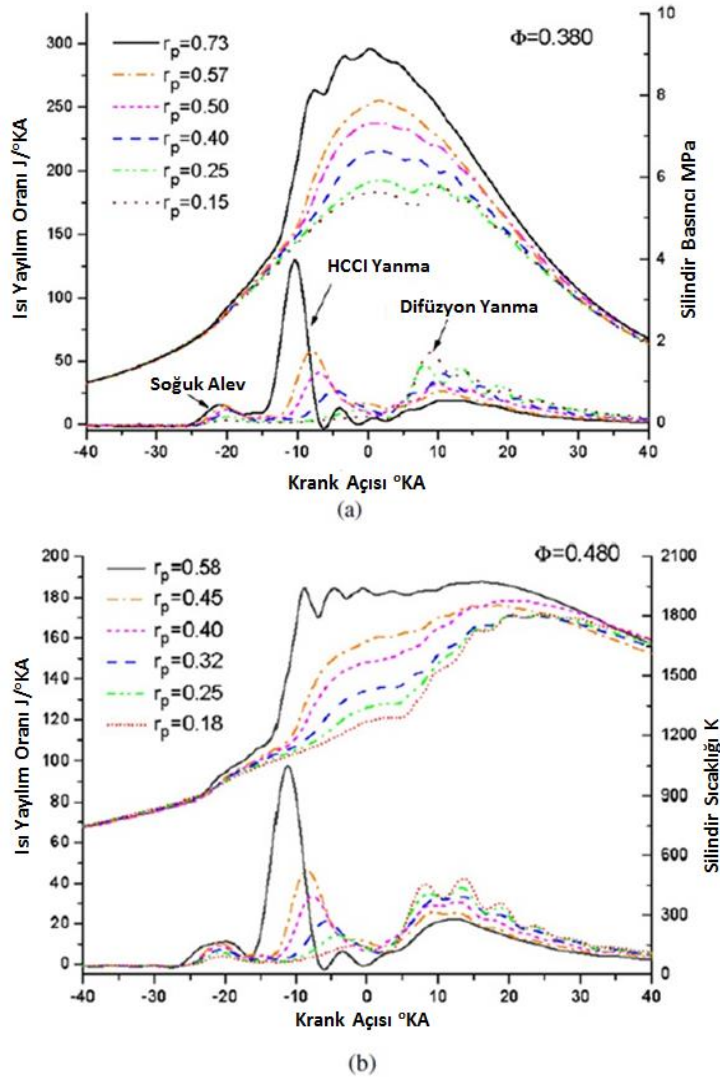


Şekil 2.11. HCCI motorda giriş dolgu sıcaklığının soğuk alev bölgesi ve ana tutuşma bölgesindeki tutuşma gecikmesine etkisi [59]

Şekil 2.11'de ise, daha yüksek sıcaklıklarda ne olduğunu anlayabilmek için, giriş sıcaklığının her iki tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi sayısal olarak hesaplanmıştır [59]. Şekilde de görüldüğü gibi giriş sıcaklığının artması ile hem soğuk alev bölgesindeki hem de ana tutuşma bölgesindeki tutuşma gecikmesi kısalmaktadır. Farklı yakıtlar içinde bezer sonuçların çıktığı literatürde görülebilmektedir [46-47].

2.6.2. Ön karışım oranının etkisi

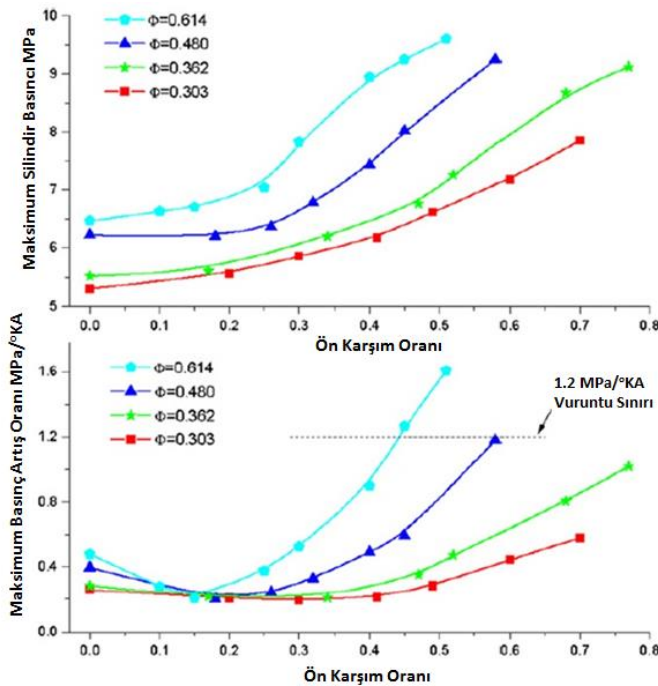
Şekil 2.12’de HCCI-DI motorunun farklı ön karışım oranlarındaki yanma karakteristiği görülmektedir. Birçok teorik ve deneysel sonuçlar, CIDI motorunda ağırlıklı olarak bir difüzyon yanmanın gerçekleştiğini, HCCI motorunda ise iki aşamalı bir yanmanın gerçekleştiğini doğrulamaktadır. Prensip olarak, HCCI-DI motorunun direkt enjeksiyonlu dizel yakıtına göre üç aşamalı bir yanma oluşturduğu söylenebilir. Bu aşamalar soğuk alev bölgesi, yüksek sıcaklıkta HCCI yanma bölgesi ve üçüncü olarak ta difüzyon yanma olarak adlandırılabilir. Şekil 2.12’deki ısı yayılım oranı eğrilerinde bu durum daha açık bir şekilde görülmektedir [3].



Şekil 2.12. Ön karışım oranının HCCI-DI yanma karakteristiğine etkisi [3]

ÜÖN'dan yaklaşık 25 °KA önce oluşan düşük sıcaklıktaki soğuk alev bölgesinde ön karışım oranının ateşleme zamanına etkisi çok küçüktür. Fakat ön karışım oranının artması ile negatif sıcaklık bölgesinin belirgin bir şekilde kısaldığı görülmüştür. Sonuç olarak, yanmanın ikinci aşamasının başlamasıyla, ısı dağılım oranı artarak maksimum seviyeye ulaşmıştır. Ön karışım oranının artmasıyla HCCI yanma safhası da artmıştır. Aynı zamanda ön karışım oranının artmasıyla silindir basınç ve sıcaklığının pik değerleri de artmıştır. Direkt enjeksiyonla püskürtülen dizel yakıtının tutuşma gecikmesi, ön karışım oranından çok fazla etkilenmemektedir. Çünkü HCCI yanması önceden silindir basınç ve sıcaklığını artırmaktadır. Grafiklerde açık bir şekilde görülemeyen çok küçük bir difüzyon tutuşma gecikmesi vardır.

Basınç artış oranı ($dP/d\theta$) genellikle yanma düzgünlüğünün bir göstergesi olarak kabul edilir. Şekil 2.13'de görüldüğü gibi vuruntulu yanma, 1.2 MPa/°KA üzerindeki basınç artış oranında gerçekleşmeye başlamıştır. Şekil 2.13'de farklı ön karışım oranlarında, aynı toplam eşdeğerlik oranında, maksimum silindir basıncı (P_{maks}) ve maksimum basınç artış oranlarının ($dP/d\theta$)_{maks} eğrileri verilmiştir. Yukarda da belirtildiği gibi ön karışım oranının sıfır ($r_p = 0$) olduğu nokta CIDI çalışma şartlarıdır [3].



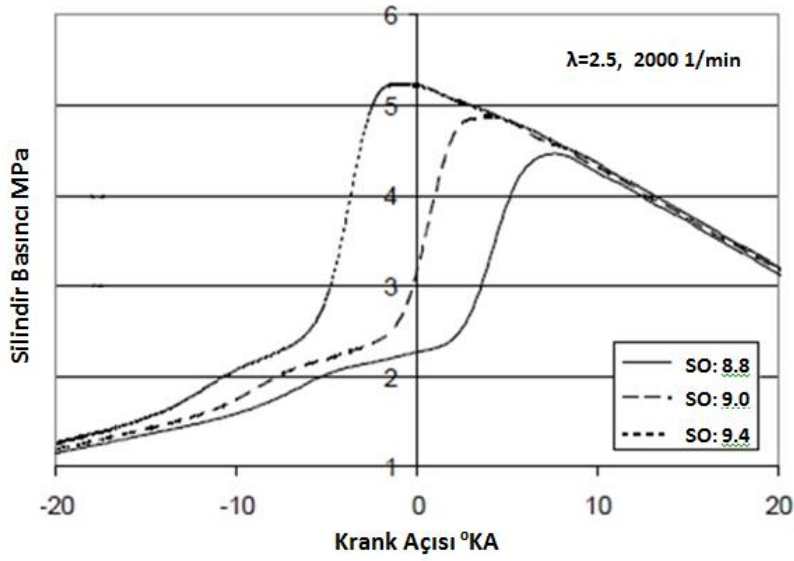
Şekil 2.13. Ön karışım oranının HCCI-DI'de P_{maks} ve $(dP/d\theta)_{maks}$ 'a etkisi [3]

Şekil 2.13’de görüldüğü gibi HCCI-DI motorundaki pik silindir basıncı CIDI motoruna göre daha yüksektir ve ön karışım oranının artması ile birlikte maksimum silindir basınç değeri de artmaktadır. 0,2’nin altındaki düşük ön karışım oranlarında, maksimum basınç artış oranının küçük bir miktar düştüğü görülmektedir. Ön karışım oranının artması ile birlikte ($r_p > 0,2$) basınç artış oranı da hızlı bir şekilde yükselmektedir. 0,2’den küçük ön karışım oranlarında bu durumun oluşmasının sebebi, ön karışım dolgusunun fakir olması ve HCCI reaksiyonlarının yüksek seviyelere ulaşamamasıdır. Bu yüzden maksimum basınç artış oranı $(dP/d\theta)_{maks}$ difüzyon yanma safhasında oluşmuştur. Yüksek ön karışım oranı şartları altında HCCI’nin yanma odasındaki yüksek sıcaklıkta tutuşması eş zamanlı olarak başlamıştır. Böylece maksimum basınç artış oranı, kapalı bir sabit hacim yanma safhasında oluşmuştur.

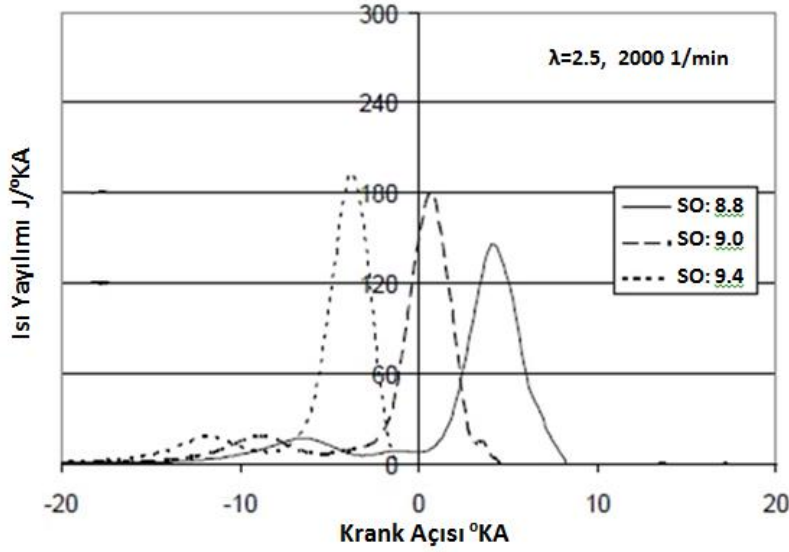
Şekil 2.13 aynı zamanda, dizel yakıtının direkt enjeksiyonu ile, test motoru HCCI modda çalışırken düşük yük ve düşük ön karışım oranı şartları altında teklemenin yok edilebileceğini ve uygun ön karışım oranı kullanılarak yüksek yüklerde şiddetli vuruntulardan kaçınılabileceğini göstermektedir.

2.6.3. Sıkıştırma oranının etkisi

HCCI motorlarda, silindir içerisindeki dolgu sıkıştırma sonucu kendi kendine tutuştuğundan, sıkıştırma oranı, HCCI yanması için önemli bir parametredir. Sıkıştırma sonu basıncı, sıkıştırma oranı ile doğrudan ilişkili olduğundan, sıkıştırma oranının değişimi, hem maksimum silindir basıncını hem de dolgunun tutuşma zamanını etkilemektedir.



Şekil 2.14. HCCI motorunda sıkıştırma oranının silindir basıncına ve ısı yayılım oranına etkisi [60]

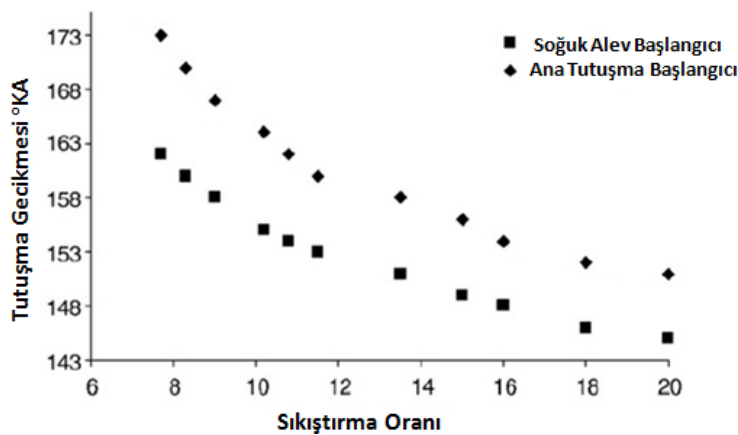


Şekil 2.15. HCCI motorunda sıkıştırma oranının silindir basıncına ve ısı yayılım oranına etkisi [60]

Pedersen ve arkadaşları [60], HCCI bir motorda yakıt olarak dimetileter (DME) kullanarak, farklı motor hızlarında, farklı sıkıştırma oranlarında ve farklı eşdeğerlik oranlarında deneyler gerçekleştirmiştir. Şekil 2.14 ve 2.15'de 8,8, 9,0 ve 9,4 gibi üç farklı sıkıştırma oranının silindir basıncı ve ısı yayılım oranı üzerindeki etkisi görülmektedir. Sıkıştırma oranının artması ile maksimum silindir basıncının pik değerinin arttığı ve aynı zamanda maksimum basıncın daha erken bir krank açısında oluştuğu görülmektedir. Isı

yayılım oranı incelendiğinde ise sıkıştırma oranının artması ile hem soğuk alev tutuşmasının hem de ana tutuşmanın daha erken gerçekleştiği görülmektedir. Ayrıca, negatif sıcaklık katsayısı bölgesi (NTC) de daha kısa sürede gerçekleşmektedir. NTC bölgesinin kısılması, toplam reaksiyon süresinin de kısılmasına sebep olmaktadır [60-61]. Sıkıştırma oranının artması sonucu temelde iki durum ortaya çıkmaktadır. Bunlardan birincisi, sıkıştırma oranının artmasıyla silindir içerisindeki dolgunun yoğunluğu artmakta ve pik silindir sıcaklığı yükselmektedir. Bu durum ise şekil 2.16’da görüldüğü gibi tutuşma gecikmesini öne çekmektedir [60, 62].

Sıkıştırma oranının ikinci etkisi ise, silindir içerisinde kalan art gaz oranı ile ilgilidir. Art gazlar, dolgu giriş sıcaklığından yüksek olduğundan, bütün kimyasal reaksiyonlar daha yüksek sıcaklıklarda gerçekleşir. Sıkıştırma oranının artması ile silindir içerisinde kalan art gaz oranı azalmaktadır. Ancak, yüksek sıkıştırma oranlarında art gazların yoğunluğu artmakta ve içerisinde daha fazla aktif bileşen bulundurmaktadır. Bir yandan art gazların oranı azalırken kendi kendine tutuşma kolaylaşmakta, diğer yandan art gazların yoğunluğu dolayısıyla içerisindeki bileşenler artmasıyla tutuşma zorlaşmaktadır. Ancak sıkıştırma oranının tutuşmaya etkisi atık gazların etkisinden daha yüksektir. Sonuç olarak sıkıştırma oranının artmasıyla, tutuşma kolaylaşmakta ve aynı zamanda hem soğuk alev bölgesinde hem de ana tutuşma bölgesinde tutuşma daha erken bir krank açısında gerçekleşmektedir [59-60, 62].



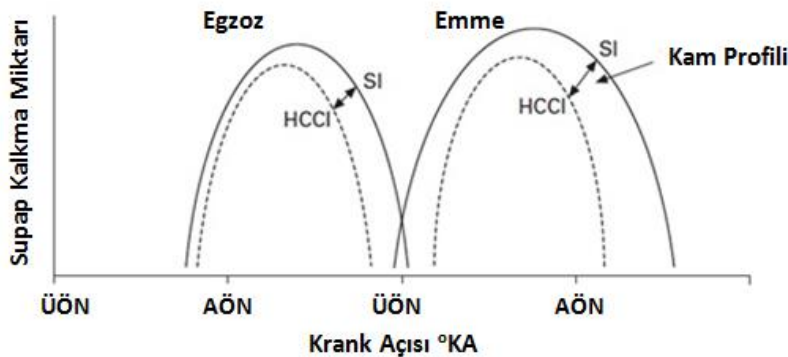
Şekil 2.16. HCCI motorunda sıkıştırma oranının tutuşma gecikmesine etkisi (dolgu giriş sıcaklığı: 70 °C, eşdeğerlik oranı: 0.41, yakıt: n-heptan) [59]

Machrafi ve arkadaşları [59], HCCI motorunda referans yakıtlar kullanarak, giriş sıcaklığının, eşdeğerlik oranının ve sıkıştırma oranının, kendi kendine tutuşma süreci üzerindeki etkilerini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Yakıt olarak n-heptan tercih etmişlerdir. Yukarıda da açıklandığı gibi Şekil 2.16'da da sıkıştırma oranının artmasıyla tutuşma gecikmesi süresinin kısaldığı görülmektedir [59].

2.6.4. Değişken supap hareketinin etkisi

HCCI yanmasının kontrol problemi, tutuşma zamanlaması ve ısı yayılım oranının kontrolü ile çözülebilir [63]. Ancak bu iki durumda HCCI motorların en temel problemidir. Silindir içerisine dolgunun alınması ve yanmış gazların atılması işlemlerinde, supapların açılma kapanma zamanları ve açık kalma süreleri, dolgu miktarını ve art gaz miktarını doğrudan etkilemektedir. Dolayısıyla supapların zamanlaması ve açık kalma süreleri dolgunun kendi kendine tutuşması için büyük önem arz etmektedir [64].

Konvansiyonel dört zamanlı motorlarda, emme ve egzoz supapları, kam mili üzerindeki kamın profiline göre hareket etmektedir. Bu kam profilleri, supapların açılma zamanını, kalkma miktarını, açık kalma süresini ve kapanma zamanını belirlemektedir. Şekil 2.17'de de görüldüğü gibi, SI ve CI motorlarda standart supap stratejisine göre, supapların kalkma miktarının yüksek olması, açık kalma sürelerinin uzun olması ve pozitif supap bindirmesi (PVO - Positive Valve Overlapping) gerekmektedir. HCCI motorlarda ise, bunun tam tersine, supap kalkma miktarının az, açık kalma süresinin kısa ve negatif supap bindirmesi (NVO - Negative Valve Overlapping) gerekmektedir.

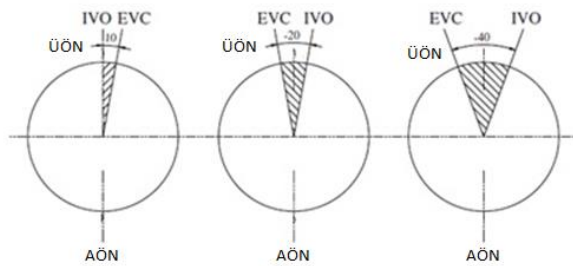


Şekil 2.17. SI ve HCCI motorunda supap kalkma miktarları [19]

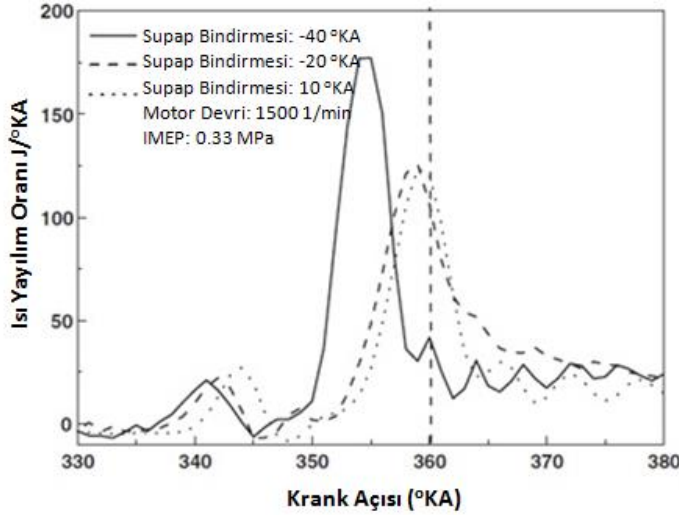
Negatif supap bindirmesi sonucu, gaz değişim işlemi sırasında silindir içerisinde daha fazla sıcak egzoz gazı kalmaktadır. Bu gazlar bir sonraki çevrimde silindir içerisine alınan dolgunun sıcaklığını artırarak kendi kendine tutuşma işlemini kolaylaştırmaktadır. Negatif supap bindirmesi genellikle, egzoz zamanında egzoz supabının erken kapanması ve emme zamanında emme supabının geç açılması ile sağlanmaktadır. Negatif supap bindirmesi sırasında, silindirde bırakılmış olan egzoz gazları, egzoz zamanının sonuna doğru sıkıştırılır ve bu işleme yeniden sıkıştırma aşaması denir. Emme zamanının başlangıcında bu gazların genişlemesine ise, yeniden genişleme işleme denir. Egzoz supabının kapanma (EVC – Exhaust Valve Closing) zamanı ile emme supabının açılma (IVO – Intake Valve Opening) zamanı üst ölü noktaya göre simetrik ise, bu durum simetrik negatif supap bindirmesi olarak adlandırılır [64].

Gaz değişim işlemi sırasında, silindirde kalan egzoz gazı seviyesi, esas olarak egzoz supabı kapanma zamanı tarafından ayarlanmaktadır [65-67]. Sıcak art gazların miktarını kontrol etmek için kullanılan diğer bir metodsda, emme zamanı esnasında egzoz supabını yeniden açmaktır. Böylece, yanma odasından daha önce atılmış olan sıcak egzoz gazının bir miktarı, emme zamanında taze dolgu ile birlikte silindire geri alınmaktadır [68-70]. Negatif supap bindirmesi basit olması yanı sıra, motorun geniş bir aralıkta çalışması için oldukça etkilidir [71].

Negatif supap bindirmesinde, art gaz oranı (RGF – Residual Gas Fraction) ile HCCI motorda tutuşma zamanı kontrol edilebildiğı gibi, yüksek RGF seviyeleri, hava/yakıt karışımının yeteri kadar karışamamasına sebep olmaktadır. Sonuç olarak, yüksek RGF seviyelerinde, sıkıştırma zamanı sonuna yakın, farklı bir kompozisyon ve aşırı sıcaklık meydana gelmektedir [65, 68].



Şekil 2.18. Supap bindirme şeması [72]



Şekil 2.19. Supap bindirmesinin ısı yayılımı üzerindeki etkisi [72]

Shi ve arkadaşları [72], dizel yakıtlı bir HCCI motorunda dahili ve harici EGR (Egzoz Gazı Geri Dönüşümü)'nin yanma ve emisyonlar üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada dahili EGR için negatif supap bindirmesinden (NVO) yararlanmışlardır. Şekil 2.18'de görüldüğü gibi, üç farklı supap bindirmesi kullanmışlardır. Birincisi 10 °KA pozitif supap bindirmesi, ikincisi 20 °KA negatif supap bindirmesi ve üçüncüsü ise 40 °KA negatif supap bindirmesidir. Şekilde de görüldüğü gibi negatif supap bindirmeleri ÜÖN'ya göre simetriktir. Negatif supap bindirmesi, egzoz zamanı sonunda yeniden sıkıştırılan art gazların yeniden genişlemesine müsaade etmek için Şekil 2.18'de de görüldüğü gibi, ÜÖN'ya göre simetrik olarak tasarlanmıştır. Aksi taktirde, emme supabının erken açılması, yeniden sıkışmış olan egzoz gazının emme manifolduna kaçmasına ve bir karşı basınç oluşturmaya sebep olmaktadır [72-77].

Şekil 2.19'da farklı supap bindirme açılarının HCCI yanmasında ısı yayılım oranı üzerindeki etkisi görülmektedir. Negatif supap bindirmesinin artması ile düşük sıcaklık oksidasyon aşaması (LTO) ve yüksek sıcaklık oksidasyon aşaması (HTO) daha erken bir krank açısında gerçekleşmekte, yanma süresi kısalmakta ve maksimum ısı yayılım oranı artmaktadır. NVO'nun artması sonucu, silindir içerisinde kalan yüksek sıcaklıktaki art gaz miktarı artmakta ve bu gazlar taze dolgu ile karışarak dolunun sıcaklığını artırmaktadır. Sonuç olarak kendi kendine tutuşma daha erken bir krank açısında gerçekleşmekte ve maksimum ısı yayılım oranı artmaktadır [72-77].

2.6.5. Egzoz gazı geri dönüşümünün (EGR) etkisi

Egzoz gazı geri dönüşümü (EGR), konvansiyonel dizel motorlarda, yanma sıcaklığını ve NO_x emisyonlarını düşürmek için bilinen en iyi metodlardan biridir. HCCI motorlar açısından bakıldığında, HCCI yanmasında tutuşma zamanlamasını ve yanma oranının kontrol etmek için en temel metotlardan biridir. EGR ile silindir içerisine alınan taze dolgunun bir kısmı, yanmış egzoz gazı ile değiştirilmektedir. Günümüzde genelde, dahili ve harici olmak üzere iki farklı EGR uygulaması yapılmaktadır. Harici EGR sisteminde, yanmış egzoz gazlarının bir kısmı, emme manifolduna gönderilerek silindir içerisine alınan taze dolguya karıştırılmaktadır. Eğer yanmış egzoz gazlarının sıcaklığı yüksekse, EGR soğutucusunda soğutulduktan sonra emme manifolduna gönderilebilmektedir. Böylelikle yanma sıcaklığı düşürülebilmektedir. Dahili EGR ise, daha öncede bahsedildiği gibi, negatif supap bindirmesi sonucu, silindir içerisinde bir miktar sıcak egzoz gazı bırakarak yapılmaktadır [14, 25, 72].

HCCI motorlarda, EGR'nin dört önemli etkisi bulunmaktadır.

Isı kapasitesi etkisi

Sıkıştırma ve yanma esnasında, yanmış egzoz gazları ile silindir içerisindeki taze dolgu birlikte ısınmaktadır. Yanmış gazların içerisindeki karbondioksit (CO_2) ve su buharının (H_2O) özgül ısı kapasite değerlerinin yüksek olmasından dolayı, dolgunun toplam ısı kapasitesi de yüksektir ve daha düşük sıkıştırma sonu ve yanma sıcaklıkları sağlanabilmektedir. Böylece, maksimum basınç artış oranı $(dP/d\theta)_{maks}$ ile birlikte ısı yayılım oranı düşürülmektedir [78-79]. Eğer yüksek miktarda EGR kullanılırsa, ısı kapasite etkisi, yanma süresini uzatmaktadır.

Dolguyu ısıtıcı etkisi

Sıcak yanmış egzoz gazları ile soğuk emme dolgusu karıştırıldığında, emme dolgusunun sıcaklığı artmaktadır. Isı etkisi, soğutulmamış EGR uygulamaları için oldukça önemlidir ve kendi kendine tutuşmanın daha erken gerçekleşmesine sebep olabilmektedir. Ayrıca bu

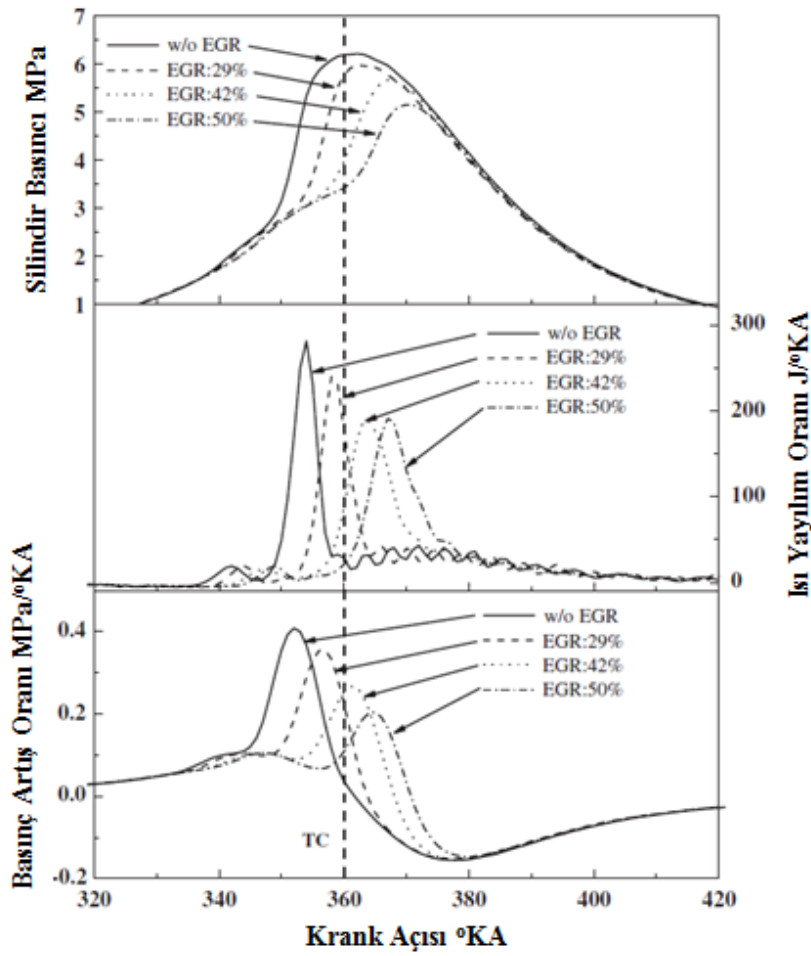
durum, ısı yayılım oranını ve maksimum basınç oranını artırmakta ve yanma süresinin kısılmasına sebep olmaktadır [79-80].

Dolguyu seyreltici etkisi

Yanmış egzoz gazlarının silindir içerisine girmesi ile bir miktar emme havası ile yer değiştirmektedir ve oksijen konsantrasyonunda azalmaya sebep olmaktadır. Bu etki, HCCI yanmasında, kendi kendine tutuşma zamanını etkilememektedir, ancak yanma süresini uzatmaktadır ve ayrıca yüksek miktarda EGR kullanılırsa ısı yayılım oranını düşürmektedir [81]. Tsurushima ve arkadaşlarının [45] yapmış oldukları dizel yakıtlı (iki aşamalı tutuşma) deneysel çalışmada, oksidasyon oranlarında bir düşüş görmüşlerdir, ancak hem düşük sıcaklık oksidasyonun (LTO) hem de yüksek sıcak oksidasyonunun (HTO) başlangıcında bir gecikme ve her iki reaksiyon arasındaki sürenin uzadığını tespit etmişlerdir.

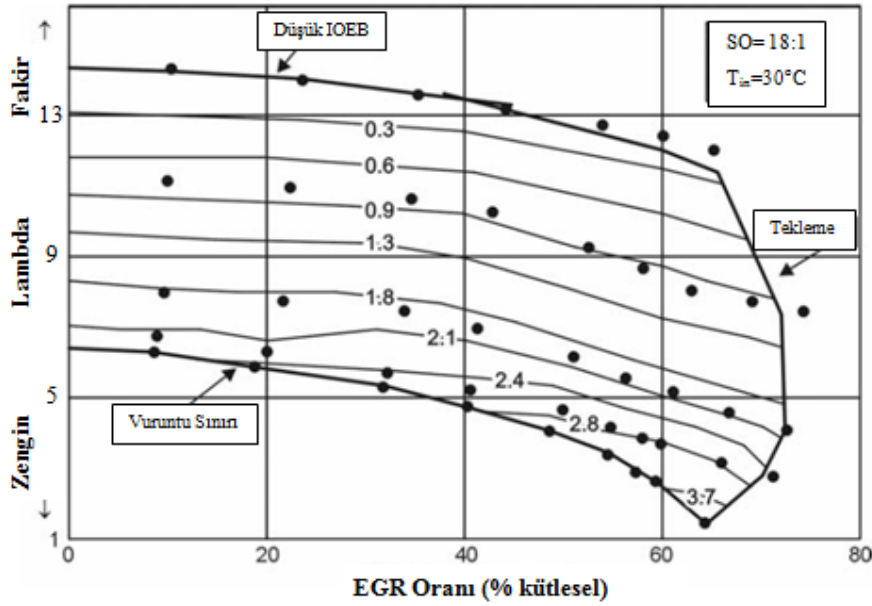
Kimyasal etkisi

Son olarak, yanmış egzoz gazları içerisinde aktif yanma ürünleri bulunabilmekte ve bunlar bir sonraki yanma çevrimine katılabilmektedir. Harici ve soğutulmuş EGR uygulamaları, genellikle kimyasal olarak inert gaz sağlamaktadır ve bu gazların kimyasal olarak önemli bir etkisi yoktur. Ancak dahili EGR uygulamalarında, yanmış gazlar kimyasal olarak geçici aktif bileşenler içerdiğinden kendi kendine tutuşma gecikmesinde avans etkisi oluşturabilmektedir [25, 33, 78].



Şekil 2.20. Soğutulmuş harici EGR'nin HCCI yanma sürecine etkisi [72]

Şekil 2.20'de harici ve soğutulmuş EGR'nin HCCI motorda, silindir basıncına, ısı yayılım oranına ve maksimum basınç artış oranına etkisi görülmektedir [72]. EGR oranının artması ile maksimum silindir basınç değerinin düştüğü görülmektedir. Ayrıca ısı yayılım oranı eğrilerinde görüldüğü gibi, EGR oranının artması ile hem düşük sıcaklık oksidasyon (LTO) aşaması hem de yüksek sıcaklık oksidasyon (HTO) aşaması gecikmeli olarak gerçekleşmekte ve bu iki aşama arasındaki süre de uzamaktadır. Toplam yanma süresi uzadığından maksimum ısı yayılım oranı azalmakta ve HCCI yanma aşaması daha ileri bir krank açısında gerçekleşmektedir. Bu durum basınç artış oranının da düşmesine sebep olmaktadır. Şekilde 2.20'de görüldüğü gibi, % 50 EGR oranında maksimum ısı yayılımı, ÜÖN'yu yaklaşık 5 °KA geçte elde edilmektedir. Yine aynı şekilde EGR oranının artması ile yanma süresi uzadığından maksimum silindir basıncı daha geç elde edilmektedir [72, 82-83].



Şekil 2.21. HCCI motorda EGR oranına bağlı başarılı çalışma bölgesi ve indike ortalama basınç (IMEP) haritası [84]

Yukarıda da belirtildiği gibi, EGR'nin etkisi, uygulanan motorun konseptine bağlıdır. Dizel HCCI uygulamalarında, harici EGR soğutma ilavesi ile birlikte, genellikle tutuşma gecikmesini uzatmak için kullanılır. Benzinli HCCI uygulamaları söz konusu olduğunda, genellikle kendi kendine tutuşma için gerekli olan sıcaklığı artırmak için kullanılır [25].

Peng ve arkadaşları [84], sıkıştırma oranı 18:1 olan, port enjeksiyon sistemli, dört zamanlı bir dizel motorunda, n-heptan yakıtı ve harici EGR kullanarak HCCI yanma süreçleri üzerine kapsamlı bir çalışma yapmışlardır. Benzer araştırmaları, Okakley ve arkadaşları [34], benzinli HCCI ile gerçekleştirmişlerdir. Peng ve arkadaşlarının araştırmaları, EGR'nin, vuruntu limitine, motor yüküne, yanma düzgünlüğüne ve emisyonlara genel etkisi hakkında iyi bir sonuç sunmaktadır.

Şekil 2.21'de EGR oranının ve tüm hava/yakıt oranının bir fonksiyonu olarak, indike ortalama basınç değerleri (IMEP) ve başarılı bir HCCI çalışma bölgesi görülmektedir. Sabit bir EGR oranında, HCCI yanması, yüksek yüklerde (zengin karışım) vuruntulu yanmadan ve düşük yüklerde (fakir karışım) kendi düşük yük limitinden dolayı sınırlanmaktadır. Düşük ortalama efektif basınçtan (IMEP) başlanarak motor yükü artırıldığında, her çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı artırılmak zorundadır. Bunun sonucunda, silindir içerisindeki hava/yakıt oranı düşmekte (HFK değeri düşmekte) ve

silindir içerisinde zengin karışım oluşmaktadır. Vuruntulu yanma durumunda, çok hızlı yanma esnasında çok fazla ısı açığa çıkmakta ve bu durum aşırı pik basınçlarla sonuçlanarak motorun zarar görmesine sebep olabilmektedir. Bu sınır yakınlarında, bölgesel sıcaklığın artması sonucu, NO_x emisyonları artmaktadır [81, 85-86]. EGR oranının daha da artması, yanma sıcaklığında bir düşüşe neden olmakta ve sonraki yanma zamanında ısı yayılım oranını düşürmektedir. Bu durum, çevrim başına püskürtülen yakıtın bir miktar daha artırılabilmesine ve vuruntu limitinin daha düşük HFK oranlarına çekilmesine imkan tanımaktadır. Diğer taraftan, EGR oranının artışı, HFK oranı açısından kısmi motor yükü limitini daha düşük seviyelere çekebilmektedir. Artan EGR oranı ile daha fazla yanmış gaz resirküle edilmekte ve yanma sıcaklığı düşmektedir. Fakat bu düşük sıcaklıklar eksik yanmaya sebep olabilmekte, HC ve CO emisyonlarında artışa neden olarak, verimi düşürmektedir. HCCI çalışma bölgesinin üçüncü limiti yaklaşık % 70 EGR oranında meydana gelmektedir. Reaksiyon oranı ve tutuşma zamanlaması çok fazla azaldığından ve rötara alındığından motorda tekleme oluşmakta ve HC emisyonları artmaktadır [25].

2.6.6. Yakıt ilavesinin ve alternatif yakıtların etkisi

HCCI motorlarda tutuşma, hava/yakıt karışımının kendi kendine tutuşması ile gerçekleştiğinden dolayı, yakıt seçiminin hem motor tasarımı hem de kontrol stratejisi üzerinde önemli bir etkisi vardır. HCCI motor uygulamalarının tümünde, düzgün yanma aşaması, yüksek yakıt ekonomisi, hızlı hacimsel yanma ve minimum emisyon elde etmek için, doğru tutuşma zamanında yakıtın kendi kendine tutuşmasını sağlamak gerekmektedir. Kendi kendine tutuşma zamanı, silindir içi sıcaklığa, basınca, sıkıştırma sürecinde dolgunun konsantrasyonuna ve hava/yakıt/ort gaz karışımının kinetik reaksiyonlarının iyi olmasına bağlıdır.

HCCI motorların kısmi yüklerdeki çalışma şartları ile sınırlı kaldığı bilinmektedir. Yüksek yüklerde, basınç artış oranının pik değeri ve yanma oranı çok yüksek olmaktadır. Bunun sonucunda, motor gürültüsü kabul edilemez seviyelere kadar artmaktadır. Buna karşılık, çok hafif yüklerde (boşta çalışma şartlarında), HCCI yanmasında pik gaz sıcaklığı çok düşmekte, bu durum karbonmonoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır [80]. Sonuç olarak, HCCI motoru araçlarda kullanım için çift modlu bir motor olarak çalıştırılabilmektedir [33, 41]. Boşta ve boşta çalışma şartlarına yakın

yüklerde motor, buji ile ateşlemeli (SI) yada dizel modda, orta yüklerde HCCI yanma modunda ve yüksek yüklerde ise ya geleneksel SI alev yayımlı modda yada motordan tam yük performansını elde etmek için dizel yanma modunda çalıştırılmaktadır. Dolayısıyla HCCI motor için, bütün çalışma bölgelerinde farklı yakıt karakteristiklerine ihtiyaç vardır. Yakıtın, düşük yüklerde HCCI çalışması için bütün gereksinimleri karşılamasına ilave olarak, aynı zamanda tam yük çalışma durumlarında performans kriterini de karşılamalıdır. Örneğin benzin için, yüksek basınç ve sıcaklık şartları altında kendi kendine kolayca tutuşabilmelidir, yani düşük oktan sayılı olmalıdır. Yüksek yüklerde ise, alev yayılım esnasında vuruntunun oluşmaması için yüksek oktan sayılı olması gerekir. Dizel yakıtında ise benzinin tamamen zıttı bir özellik söz konusudur. Tam yük durumunda, yüksek setan sayılı, tutuşma gecikmesi kısa olan bir yakıt kullanmak gerekmektedir. Diğer taraftan, dizel yakıtının HCCI yanmasında, ÜÖN yakınlarında geç tutuşması için düşük setanlı bir yakıt olması istenir.

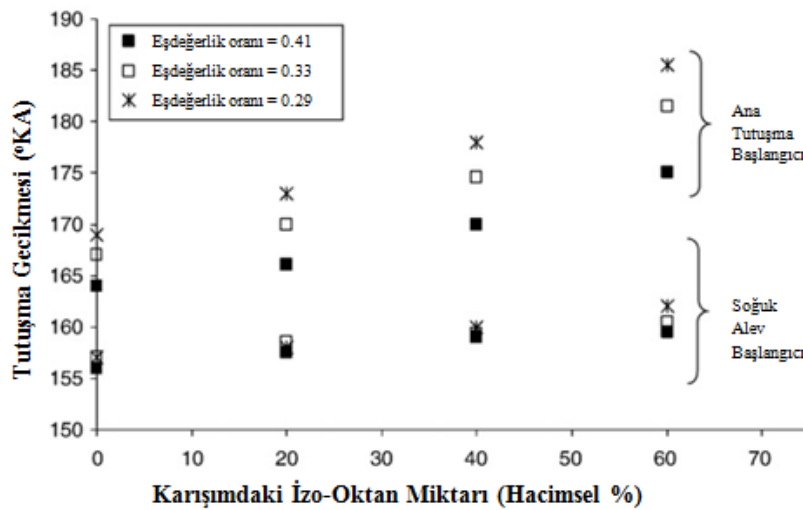
Motorun bütün hız ve yük aralıklarında iyi performans verebilmesi için, yakıt özelliklerinin farklı olması gerekir. Dolayısıyla motoru çift yakıtla kullanmak bu durum için bir çözüm olabilir. Yüksek yüklerde konvansiyonel benzin yada dizel yakıtı kullanılırken, yakıtlardan diğeri, HCCI çalışması için kendi kendine tutuşma karakteristiği uygun olan bir yakıt olmalıdır. HCCI motorlar için mevcut alternatif yakıtlardan birçoğu aday olabilir. Çift yakıtlı bir motor için kullanılacak olan yakıt uyumlu olmalıdır ve ilave bir yakıt sisteminin masrafından kaçınmak için aynı yakıt enjektörü kullanılabilir. Diğer bir önemli konu ise, HCCI yanma modu ve konvansiyonel mod arasındaki geçişlerde, iki yakıt arasındaki değişimin hızlı bir şekilde gerçekleşmesi gerekmektedir [87].

Alternatif olarak kullanılan çift yakıtlar için, HCCI yanmasında kendi kendine tutuşma, ilave bir ön tutuşturucu kullanılarak daha fazla kimyasal reaksiyonla kontrol edilebilir. Dizel yakıtının tutuşma gecikmesinin, düşük miktarlarda organik nitratlar ve peroksitler kullanılarak önemli ölçüde azaltıldığı bilinmektedir [88-89]. Yakıt karışım sistemi kullanarak benzin için bir tutuşma kolaylaştırıcı yada dizel için bir tutuşma geciktirici eklemek mümkündür. Diğer bir potansiyel çözüm ise, gelişmiş yakıt dönüştürücü sistemi kullanarak, yakıt içerisindeki reaktif bileşenleri artırmaktadır. Bir yakıt dönüştürücü kullanmadan önce, oksijenat ve peroksit gibi çeşitli bileşenlerin HCCI yanma üzerindeki etkisini iyi anlamak gerekir. Yakıt ilavesinin dizel yakıtı tutuşma gecikmesi üzerine etkisini araştırmak için birçok deneysel ve nümerik çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu

çalışmaların çoğu HCCI bir motorda uygun yakıt ilavesini bulmak için önemli bir referans olarak kullanılabilir.

Yakıtların HCCI yanması ve motor performansı üzerindeki etkisini araştırmak için çok sayıda çalışma yapılmıştır. Tam karışımli benzin ve dizel yakıtları ile yapılan deneylere ek olarak [90], n-heptan, izo-oktan gibi birincil referans yakıtlar (PRF) kullanılarak sayısız deney gerçekleştirilmiştir [91-94]. PRF yakıtları, benzin ve dizel yakıtı ile karşılaştırmak kolay olduğundan dolayı deneylerde özellikle kullanılmaktadır. Ayrıca, detaylı kimyasal kinetik mekanizmaları var olduğundan dolayı HCCI yanmasının nümerik simülasyonu yapılarak deneylerle karşılaştırılabilmektedir. Bu deneyler, HCCI yanmasının kimyasal kinetiklerini incelemek ve yakıtın oktan sayısının HCCI yanma üzerindeki etkisini araştırmak için çok kullanışlıdır. Fakat, n-heptan ve izo-oktanın genel olarak alternatif bir yakıt olmadığı kabul edilir. Alternatif yakıt olarak genellikle, sıkıştırılmış doğal gaz (CNG), sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG), sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), metanol, etanol, bio-dizel ve hidrojen yakıtları kabul edilir [87, 95].

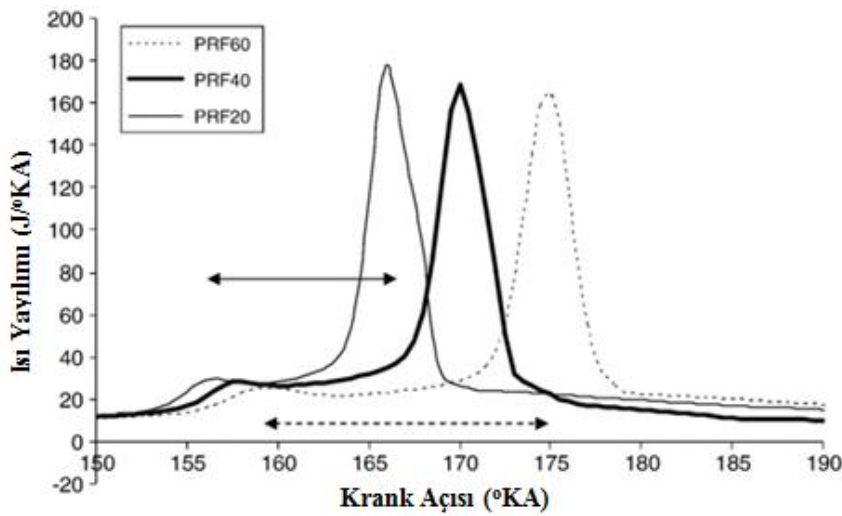
Machrafi ve diğerleri [96], lineer alkanların, zincirlenmiş alkanların ve aromatiklerin kendi kendine tutuşma üzerindeki etkilerini araştırmak için, HCCI bir motorda birincil referans yakıtları (PRFs, n-heptan/izo-oktan), tolüen referans yakıtları (TRFs, n-heptan/tolüen) ve dizel yakıtı kullanarak deneysel ve nümerik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir.



Şekil 2.22. HCCI motorda n-heptan/izo-oktan karışımının farklı eşdeğerlik oranlarında kendi kendine tutuşma gecikmesine etkisi [96]

Şekil 2.22’de HCCI bir motorda n-heptan/izo-oktan yakıt karışımının, 10,2 sıkıştırma oranında ve 70 °C dolgu giriş sıcaklığında, üç farklı eş değerlik oranlarında kendi kendine tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi görülmektedir. n-Heptan yakıtı izo-oktan ile kıyaslandığında, n-heptan, izo-oktandan daha kolay tutuşabilmektedir ve yanma oranı daha yüksektir. Şekil 2.22’de de görüldüğü gibi karışım içerisindeki n-heptan oranının artmasıyla kendi kendine tutuşma daha erken gerçekleşmekte ve tutuşma gecikmesi süreci kısalmaktadır. Soğuk alev bölgesindeki tutuşma zamanı ana HCCI yanma bölgesindeki ikinci tutuşma anını doğrudan etkilemektedir ve bu durum şekilde açık bir şekilde görülmektedir.

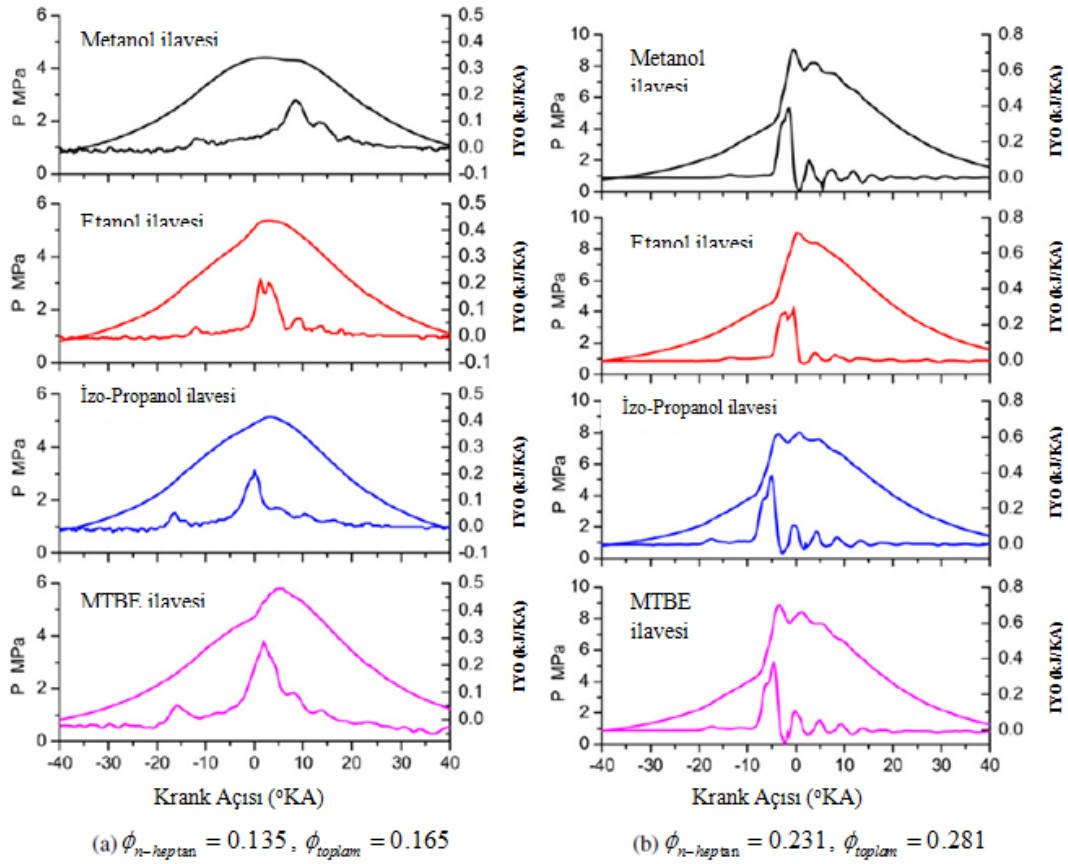
İzo-oktanın oksidasyon şeması ile n-heptanın oksidasyon şeması birbirine çok benzemektedir. Aralarındaki temel farklılık ise, farklı reaksiyon dalları boyunca kütle akışının dağılımında yatmaktadır. Dagaut ve diğerleri [97-98], yaptıkları çalışmada izo-oktan yakıtının oksidasyonu sırasında ikincil ve üçüncül hidrojen atomu ayrışmasının birincil hidrojen atomu ayrışmasından daha yavaş olduğunu belirtmişlerdir. Böylece hidrojen ayrışmalarının ve izomerizasyon reaksiyonlarının oluşma olasılığı daha azdır. Bu yüzden izo-oktanının ve oksijenin başlangıç reaksiyonu, n-heptan ve oksijenin başlangıç reaksiyonundan daha düşük orandadır ve ayrıca izomerizasyonların ve peroksitelerin oluşumu da aynı şekildedir. Böylece Şekil 2.23’de de görüldüğü gibi, izo-oktanının soğuk alev tutuşma gecikmesi artmakta ve soğuk alev bölesi uzamaktadır.



Şekil 2.23. HCCI bir motorda n-heptan/izo-oktan karışımının ısı yayılım oranına etkisi [96]

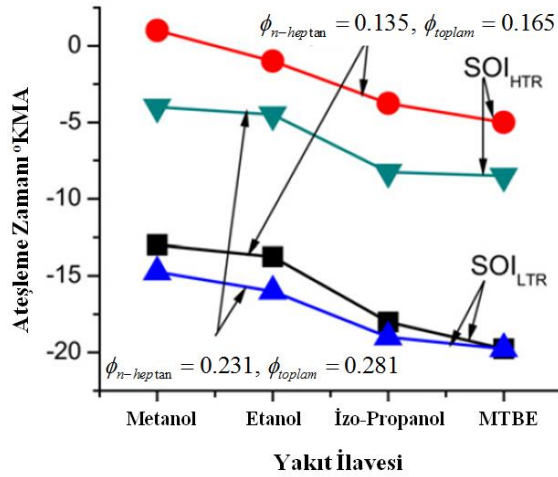
Şekil 2.23'te dolgu giriş sıcaklığı 70 °C, sıkıştırma oranı 10,2 ve eşdeğerlik oranı 0,41 olan HCCI bir motorda farklı oranlardaki n-heptan/izo-oktan karışımının ısı yayılım oranına etkisi görülmektedir. Karışım içerisindeki izo-oktanının artması ile (PFR60) soğuk alev tutuşması ve ana HCCI tutuşması daha geç gerçekleşmektedir. Ayrıca NTC bölgesi de izo-oktanının artması ile uzamaktadır. n-Heptanın baskın olduğu durumda (PFR20), kendi kendine tutuşma daha erken gerçekleşmekte ve hızlı yanma karakteristiğinden dolayı NTC bölgesi kısalmakta bunun sonucunda da toplam ısı yayılım süresi kısalmaktadır. Fakat ısı yayılımının küçük bir krank açısı aralığında açığa çıkması, ısı yayılım oranının pik değerini artırmaktadır [96].

n-Heptan yakıtı içten yanmalı motorlarda, dizel yakıtı gibi kendi kendine tutuşmayı sağlayabilecek, oktan sayısı 56 olan birincil referans yakıttır. Dolayısı ile n-heptan HCCI motorunu kolaylıkla çalıştırabilmektedir. Ancak kendi kendine tutuşması kolay olduğundan erken bir krank açısında tutuşma gerçekleşebilmekte ve HCCI yanma aşamasında ısı yayılımının pik değeri çok yüksek seviyelere çıkabilmektedir. Bu durum ise vuruntuya sebep olabilmektedir. Erken tutuşma ve vuruntu sebebiyle n-heptan yakıtının yüksek eşdeğerlik oranlarında kullanım aralığı oldukça sınırlıdır. Yüksek oktan sayılı yakıtın kullanıldığı HCCI motorda çalışma aralığını genişletebilmek için yakıt içerisinde reaksiyon yavaşlatıcı bir yakıt ilave edilebilir. Lü ve diğerleri [99], tek silindirli, n-heptan yakıtlı, HCCI bir motorun kendi kendine tutuşma zamanlamasını kontrol etmek için port enjeksiyonu yardımıyla reaksiyon yavaşlatıcı yakıt ilaveleri kullanarak deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneylerde, reaksiyon yavaşlatıcı olarak metanol, etanol, izo-propanol ve metil terbütıl eter (MTBE) gibi dört farklı yakıt ilavesi kullanmışlardır [99].



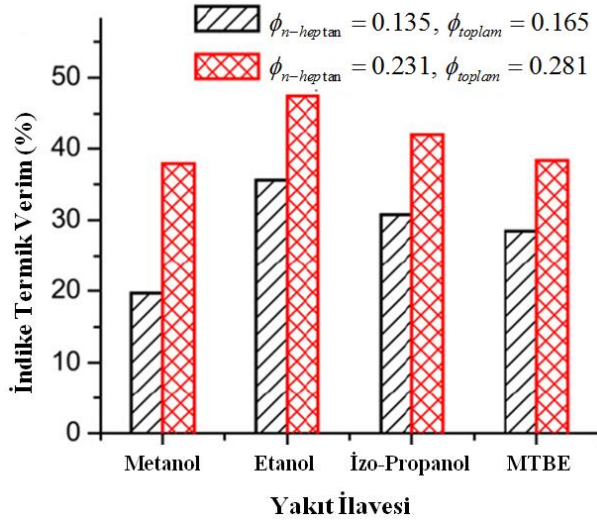
Şekil 2.24. n-heptan yakıtlı HCCI bir motorda farklı yakıt ilavelerinin silindir basıncına ve ısı yayılım oranına etkisi [99]

Şekil 2.24’de n-heptan yakıtlı bir HCCI motorunda dört farklı yakıt ilavesinin, farklı eşdeğerlik oranlarında ve 1800 min^{-1} motor hızında silindir içi basınca ve ısı yayılım oranına etkisi görülmektedir. Şekil 2.24 (a)’da 0,165 eşdeğerlik oranında fakir hava/yakıt karışımı, şekil 2.24 (b)’de ise 0,281 eşdeğerlik oranında zengin hava/yakıt karışım şartlarında elde edilmiş eğriler görülmektedir. Her iki karışım durumunda da HCCI yanması iki aşamalı bir yanma özelliği göstermekte ve negatif sıcaklık katsayı bölgesi oluşmaktadır.



Şekil 2.25. n-Heptan yakıtlı HCCI bir motorda farklı yakıt ilavelerinin düşük sıcaklık oksidasyon ve yüksek sıcaklık oksidasyon bölgelerinde kendi kendine tutuşma zamanlamasına etkisi [99]

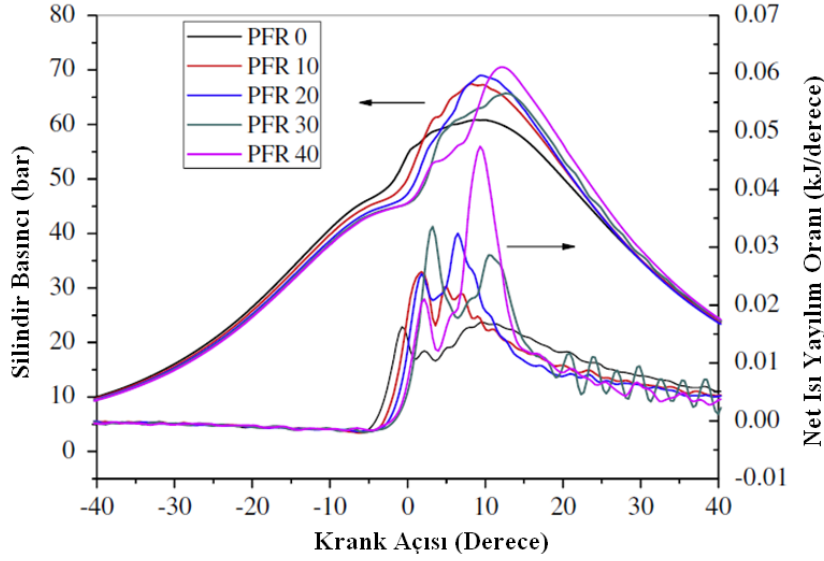
Şekil 2.25'te ise yakıt ilavelerinin her iki aşamasındaki (LTO ve HTO) tutuşma başlangıcı üzerine etkileri görülmektedir. Şekil 2.24 ve 2.25'te görüldüğü gibi reaksiyon yavaşlatıcı yakıtların ilavesi HCCI yanma karakteristiğini önemli ölçüde etkilemektedir. Metanol diğer üç ilave yakıtı göre kendi kendine tutuşmayı en fazla geciktiren yakıttır ve ayrıca ısı yayılımı esnasında oluşan LTO bölgesini en az seviyeye indirmektedir. Ancak MTBE yakıtı, n-heptanın HCCI tutuşması ve ısı yayılımı üzerindeki etkisi çok azdır. Şekil 2.24'de görüldüğü gibi, MTBE/n-heptan çift yakıtlı HCCI yanmasında, LTO aşamasının pik değeri 49,5 J/°KA ve tutuşma zamanlaması ÜÖN'dan 19 °KA kadar öncedir. Metanol/n-heptan çift yakıtlı HCCI yanması için LTO aşamasının pik değeri 29,8 J/°KA ve tutuşma zamanlaması ÜÖN'dan 13,5 °KA kadar öncedir. Fakir hava/yakıt karışımında, metanol/n-heptan karışımının HCCI yanmasında HTO aşamasındaki ikinci tutuşma zamanı ÜÖN'dan sonra gerçekleşmektedir ve bütün yanma olayı genişleme zamanı boyunca tamamlanmaktadır. Bu durum termik verimin düşmesine, HC ve CO emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır. Sonuç olarak, bu dört farklı yakıt ilavesinin kendi kendine tutuşmayı geciktirme ve HCCI yanmasını bastırma etkinliği açısından sıralanışı MTBE<izo-propanol<etanol<metanol şeklindedir.



Şekil 2.26. n-Heptan yakıtlı HCCI bir motorda farklı yakıt ilavelerinin indike termik verime etkisi [99]

Şekil 2.26’da HCCI bir motorda n-heptan yakıtına dört farklı (metanol, etanol, izo-propanol ve MTBE) ilavesinin indike termik verime etkisi görülmektedir. Hem fakir hem de zengin hava/yakıt karışımlarında etanol/n-heptan karışimli yanmada indike termik verim en yüksektir. Fakir karışım durumunda metanol/n-heptan karışimli yanmada indike termik verim % 20 civarındadır. Bunun sebebi, Şekil 2.24 ve Şekil 2.25’de görüldüğü gibi yüksek sıcaklık oksidasyon aşamasındaki tutuşma ÜÖN’den 1 °KA sonra başlamaktadır ve böylece bütün yanma aşaması genişleme zamanı boyunca gerçekleşerek bitmektedir. Ayrıca bu durumda eksik yanmada gerçekleşebilir. Sonuç olarak indike termik verim çok düşmektedir. MTBE/n-heptan ve izo-propanol/n-heptan karışımlarında, kendi kendine tutuşma zamanının çok erken bir krank açısında gerçekleşmesi yanma olayının sıkıştırma zamanı esnasında tamamlanmasına sebep olmaktadır. Etanol/n-heptan karışımında ise, hem fakir hem de zengin karışım durumunda, kendi kendine tutuşma ÜÖN yakınlarında gerçekleşmekte ve indike termik verim yaklaşık % 47,5 gibi en yüksek seviyeye çıkmaktadır [6, 99-100].

Çınar ve diğerleri [1], tek silindirli bir HCCI-DI motorunda, ön karışımındaki dietil eter (DEE) oranının yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. DEE’in ön karışimli yakıt oranı (PFR), % 0 ile % 40 aralığında değiştirmiş ve sonuçları katkısız dizel çalışması ile karşılaştırmışlardır.

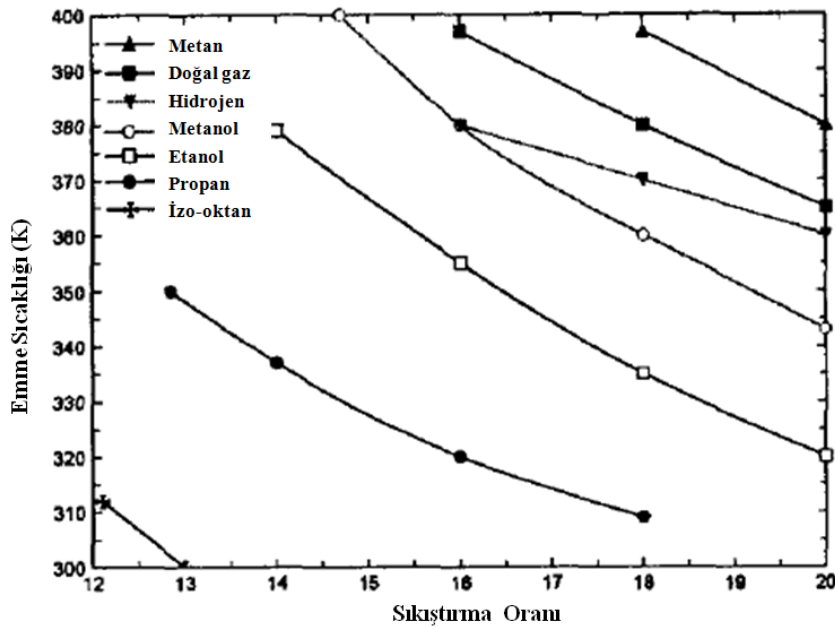


Şekil 2.27. HCCI-DI bir motorda DEE ön karışım yakıt oranının (PFR) silindir içi basınca ve net ısı yayılım oranına etkisi [1]

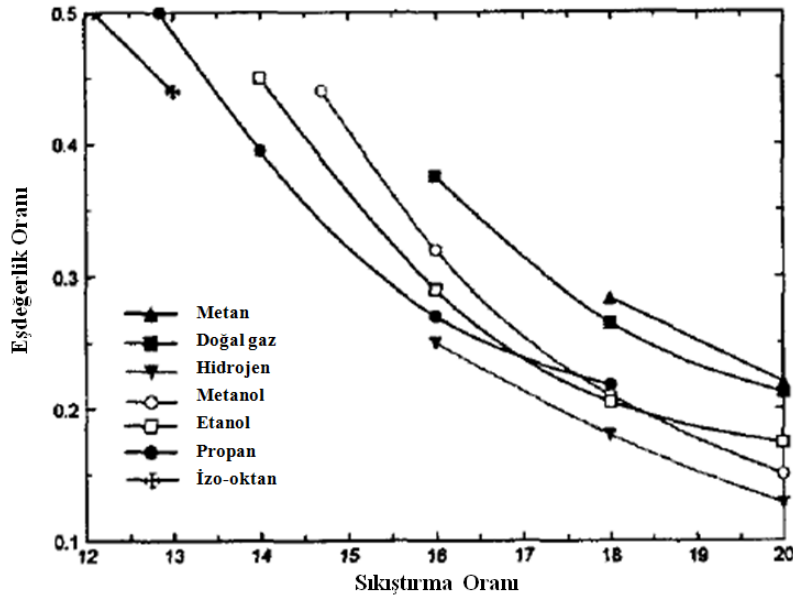
Şekil 2.27’de HCCI-DI bir motorda farklı ön karışım oranlarının silindir içi basınca ve net ısı yayılım oranına etkisi görülmektedir. DEE’in buharlaşma özgül ısısı dizel yakıtından daha yüksek olduğu için, DEE oranının artmasıyla sıkıştırma zamanı boyunca silindir içi basınç saf dizel yakıtından daha düşüktür. Dolgu giriş sıcaklığı üzerindeki bu soğutma etkisi, tutuşma gecikmesinin artması ile sonuçlanmaktadır. Ayrıca bu durum tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen dizel yakıtının oranının artmasına da sebep olmaktadır. Ön karışımli DEE yakıtı ile tek aşamalı bir tutuşma ve daha kısa yanma süresi elde edilmiştir. Şekil 2.27’deki ısı yayılım eğrisinde de görüldüğü gibi ön karışımli yanma aşamasında iki kademeli bir yükselme söz konusudur. Bu durum DEE ve dizel yakıtının farklı karakterlere sahip olmasından kaynaklanabilir. DEE yakıtının kendi kendine tutuşma sıcaklığı dizel yakıtından daha düşük olmasına rağmen, DEE’in setan sayısı dizel yakıtından daha yüksektir. Bu nedenle, öncelikle ön karışımli DEE yakıtının ısı yayılımı gerçekleşmekte ve bu durum tutuşma gecikmesi periyodu süresince biriken dizel yakıtının kolayca yanmasını sağlamaktadır. Ön karışımli yanmadan sonra, difüzyon yanma aşamasında silindir içerisinde kalan dizel yakıtı yanmaktadır. Bu nedenle, Şekil 2.27’de de görüldüğü gibi, dizel yanması bütün ön karışımli DEE yakıtlarla karşılaştırıldığında, ısı yayılımı daha düşüktür. Yüksek ön karışım oranlı DEE ve tutuşma gecikmesi süresince direkt olarak püskürtülen dizel yakıtı hızlı yanmaya sebep olmaktadır. Bu durum yanmanın başlangıç aşamasında silindir içi basıncın pik değerinin ve ısı yayılım oranının artması ile sonuçlanmaktadır. Ön karışımli yakıt oranı % 40 seviyesine çıkarıldığında, ön karışımli

yanma aşamasının ikinci yükseltisinde ısı yayılımı çok kısa bir krank açısında aşırı bir şekilde açığa çıkmaktadır. Böylece anlık basınç artış oranı çok yükselmekte ve vuruntuya sebep olmaktadır [1].

Dibble [15], HCCI bir motorda metan, doğal gaz, hidrojen, metanol, etanol, propan ve izo-oktan gibi farklı yakıtların HCCI yanması için optimum dolgu giriş sıcaklığı ve eşdeğerlik oranı üzerine sayısal bir araştırma gerçekleştirmiştir. Dibble yapmış olduğu bu çalışmada, maksimum ısı yayılımının ÜÖN'dan 5 °KA sonra elde edildiği ve maksimum silindir basıncının 250 bar'ı sağladığı şartlarda sıkıştırma oranı, dolgu giriş sıcaklığı ve eşdeğerlik oranı arasındaki ilişkiyi incelemiştir.



Şekil 2.28. HCCI bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında, farklı yakıtların giriş dolgu sıcaklığı [15]



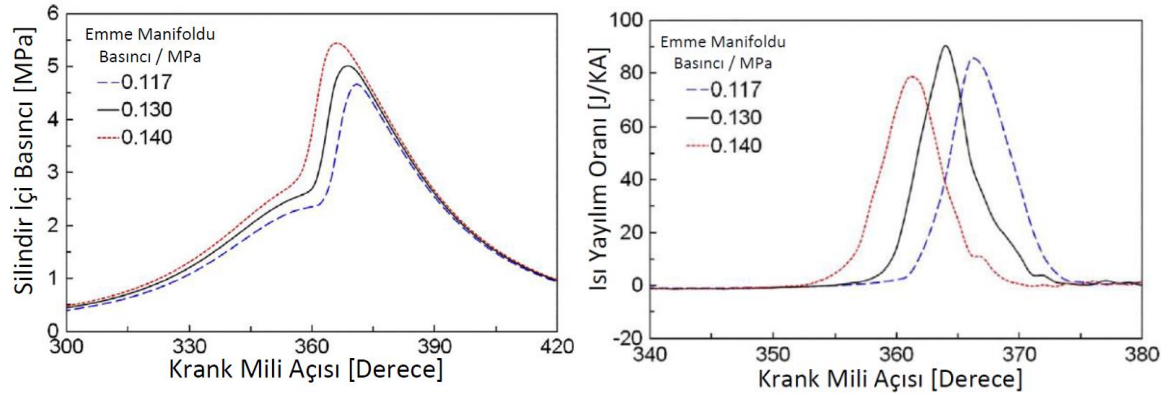
Şekil 2.29 HCCI bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında, farklı yakıtların eşdeğerlik oranı [15]

Şekil 2.28 ve 2.29'da HCCI bir motorda farklı yakıtlar kullanılarak, maksimum ısı yayılımı ÜÖN'dan 5 °KA sonra oluşması ve maksimum silindir basıncının 250 bar olması için gerekli dolgu giriş sıcaklığı ve eşdeğerlik oranının farklı sıkıştırma oranlarındaki optimum değerleri görülmektedir. Şekil 2.28'de bütün yakıtlar için sıkıştırma oranının artmasıyla dolgu giriş sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Sıkıştırma oranının artması sonucu sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı yükselmekte ve böylece yanma için gerekli olan ısıya daha kolay ulaşılabilir. Sonuç olarak, yakıtın tutuşması için dolgu giriş sıcaklığının yüksek olmasına gerek kalmamaktadır. Tutuşma için diğer bir önemli nokta, yakıtların oktan sayısıdır. Düşük oktan sayılı izo-oktan yakıtının (RON=100) yanması için daha düşük sıcaklıklar yeterli olabilirken, yüksek oktan sayılı metan yakıtı için daha yüksek sıcaklıklar gereklidir. Ayrıca izo-oktan yakıtının oktan sayısı düşük olduğu için Şekil 2.28'de de görüldüğü gibi yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılamamaktadır. Aksi takdirde vuruntuya sebep olmaktadır. Silindir içerisine alınan dolgunun soğutulmasıyla izo-oktan yakıtını yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilmektedir. Metan gibi yüksek oktanlı yakıtların ise yüksek sıkıştırma oranlarında kullanımı daha uygundur. Düşük sıkıştırma oranında kullanılmak istenirse şekil 2.28'de görüldüğü gibi dolgu giriş sıcaklığının 400 K'in üzerine çıkması gerekebilir. Bu durum pratik kullanım için uygun değildir [15].

2.6.7. Emme manifoldu basıncının etkisi

HCCI motorlarının sınırlı çalışma aralığının genişletilebilmesinin en yaygın yollarından biri ise emme manifoldu basıncının arttırılmasıdır. Emme manifoldu basıncının arttırılması silindir içerisine daha fazla taze havanın alınabilmesine imkân sağladığından hacimsel verimin yükselmesini sağlamaktadır. HCCI motorların zengin karışımlarda karşılaştığı en büyük problem vuruntulu yanma problemidir. Bu yüzden HCCI motorlar aşırı zengin karışımlarda dolayısı ile yüksek motor yüklerinde çalıştırılmamaktadır. Bu durumda motor çıkış gücün düşük olmasına sebep olmaktadır. Emme manifoldu basıncının arttırılması ile silindir içerisine daha fazla hava/yakıt karışımı alınabildiğinden, karışımın fakir olmasına rağmen, atmosferik basınçla kıyaslandığında silindir içerisine daha fazla yakıt enerjisi sürülebildiğinden motor çıkış gücü arttırılabilmektedir. Böylelikle motor yükü artmasına rağmen vuruşu sınırı daha üst bir noktaya çıkarılabilmektedir. Fakat emme manifoldu basıncının arttırılması sıkıştırma sonu basıncını ve sıcaklığını arttırdığından kimyasal reaksiyonları hızlandırarak kendi kendine tutuşabilme kapasitesini arttırmakta ve böylelikle yanmanın avansa alınmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle çok yüksek emme manifoldu basınçlarında silindir içi basıncın basınç artış oranı yükseldiğinden yeniden bir vuruşu problemi ile karşılaşmaktadır. Bu vuruşu sınırı emme manifoldu basıncının aşırı yükseltilmesini sınırlamaktadır [19, 101-106]. Emme manifoldu basıncını arttırabilmek için en yaygın iki yöntem turboşarj ve süperşarj uygulamalarıdır. HCCI motorların yanma sıcaklığı çok düşük olduğundan, egzoz gazı basıncı ve sıcaklığı da düşük olmaktadır. Aynı zamanda egzoz gazının debisi motor hızına da doğrudan bağlı olduğundan HCCI motorlarda turboşarj kullanarak emme havası basıncının arttırılması oldukça zordur. Bu nedenle, HCCI motorlarda emme havası basıncını arttırmak için harici bir elektrik motoru ile sürülebilen süperşarj uygulamasının kullanılması daha uygundur.

Hunicz ve arkadaşları [101], HCCI bir motorda benzin yakıtı kullanarak arttırılmış emme manifoldu basıncının yanma ve emisyon üzerine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Şekil 2.30'da silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının üç farklı emme manifoldu basınçlarında (117 kPa, 130 kPa ve 140 kPa) ve 18 mg sabit yakıt püskürtme miktarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir.



Şekil 2.30. Silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının farklı emme manifoldu basınçlarında krank mili açısına bağlı değişimi [101]

Şekil 2.30’da emme manifoldu basıncının artması ile sıkıştırma sonu basıncı ve maksimum silindir içi basıncın arttığı görülmektedir. Ayrıca emme manifoldu basıncının yükselmesi yanma başlangıcını avansa aldığından, yüksek emme manifoldu basıncında maksimum silindir içi basıncın ÜÖN’ya yaklaştığı görülmektedir. Isı yayılım oranının değişimi incelendiğinde, yanmanın avansa alınması ile birlikte ısı yayılımının 10 KA daha erken bir gerçekleştiği görülmektedir. Hunicz ve arkadaşlarının yapmış olduğu bu deneysel çalışmada yakıt olarak benzin kullandıklarından dolayı ısı yayılım oranı grafiğinden de görüldüğü gibi tek aşamalı bir HCCI yanması gerçekleşmiştir [101].

3. MATERYAL METOD

3.1. Deney Düzeneği

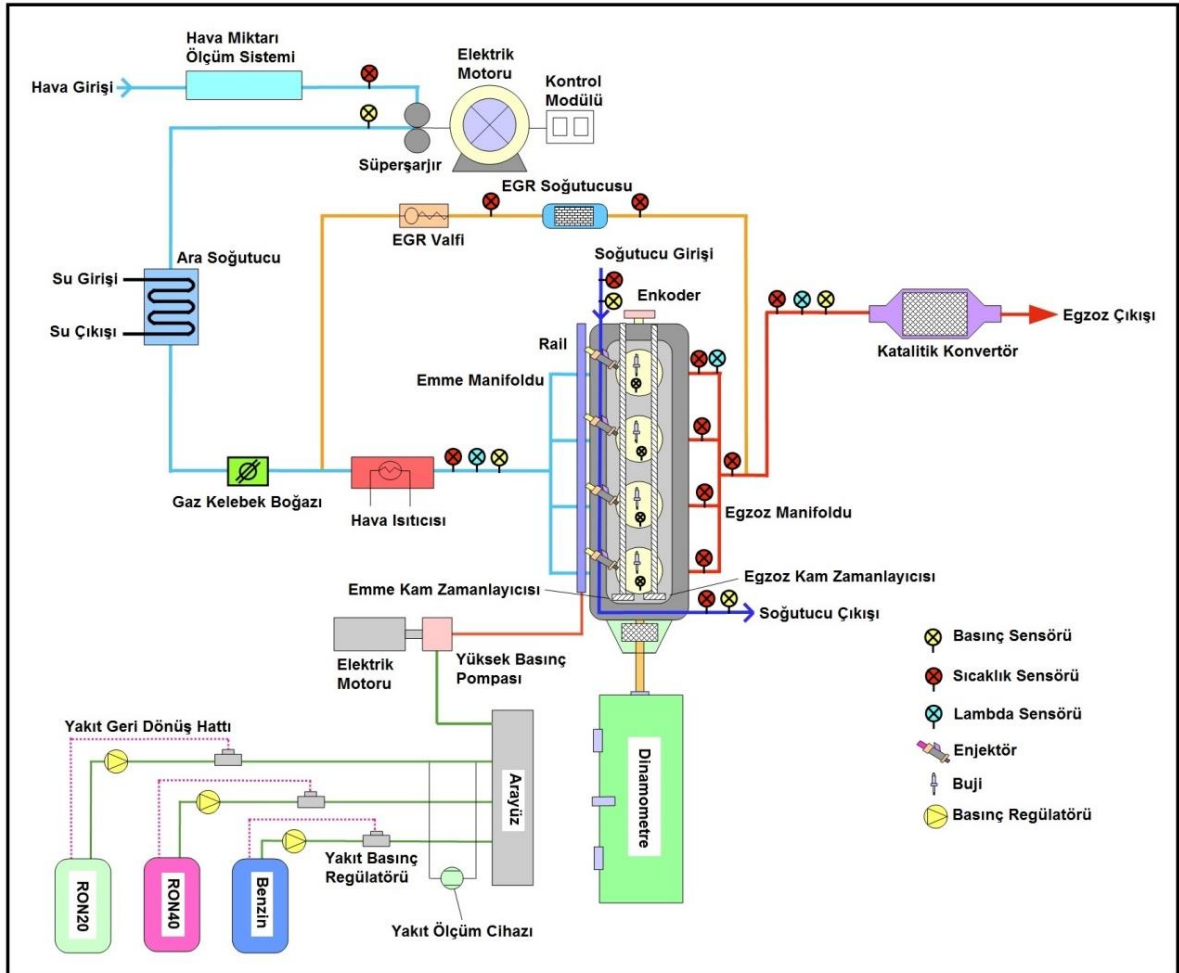
Bu çalışmadaki deneyler Michigan Technology University, Advanced Power System Research Center (USA)'da gerçekleştirilmiştir. HCCI motorlar geliştirme aşamasında olduğundan, HCCI uygulaması için konvansiyonel dizel ya da buji ile ateşlemeli motorlardan dönüşüm yapılmaktadır. Bu çalışmada 4 zamanlı, 4 silindirli, direkt benzin enjeksiyonlu, değişken supap zamanlamalı, turbo GM Ecotech benzinli motorundan HCCI moduna dönüşüm gerçekleştirilmiştir. Deney motorunun özellikleri Çizelge 3.1'de verilmektedir. Resim 3.1'de deney düzeneğinin genel bir görünümü sunulmuştur.

Çizelge 3.1. Deney motoru özellikleri

Parametre	Değer
Markası	GM EcoTech
Motor Tipi	4 Zamanlı, Benzinli Motor
Silindir Sayısı	4
Silindir Hacmi	1998 (cc)
Silindir Çapı	86 (mm)
Kurs Boyu	86 (mm)
Sıkıştırma Oranı	9.2:1
Maksimum Motor Gücü	201 @ 5300 (kW@rpm)
Maksimum Motor Momenti	400 @ 2400 (Nm@rpm)
Egzoz Supabı Çapı	30.09 (mm)
Emme Supabı Çapı	35.17 (mm)
Valf Tipi	DOHC-VVT
Ateşleme Sırası	1-3-4-2
Enjeksiyon Tipi	Direkt Benzin Enjeksiyon
Maksimum Motor Hızı	6350 (min^{-1})
Emme Dolgu Sistemi	Turbo Şarj
Emme Supabı Açılma Zamanı	25.5/-24.5 ($^{\circ}\text{KA ÜÖN'dan önce}$)
Emme Supabı Kapanma Zamanı	2/-48 ($^{\circ}\text{KA AÖN'dan önce}$)
Egzoz Supabı Açılma Zamanı	36/-14 ($^{\circ}\text{KA AÖN'dan önce}$)
Egzoz Supabı Kapanma Zamanı	22/-28 ($^{\circ}\text{KA ÜÖN'dan önce}$)
Emme ve Egzoz Supabı Kalkma Miktarı	10.3 (mm)

Giriş dolgu sıcaklığının arttırılabilmesi için gaz kelebeği ile emme manifoldu arasına hava ısıtıcısı yerleştirilmiştir. Turbo düzeneği iptal edilerek, emme havasının basıncını arttırmak için harici bir süperşarj ünitesi kullanılmıştır. Motorun üzerindeki mevcut yakıt yüksek basınç pompası devre dışı bırakılarak, yerine harici bir yüksek basınç pompası

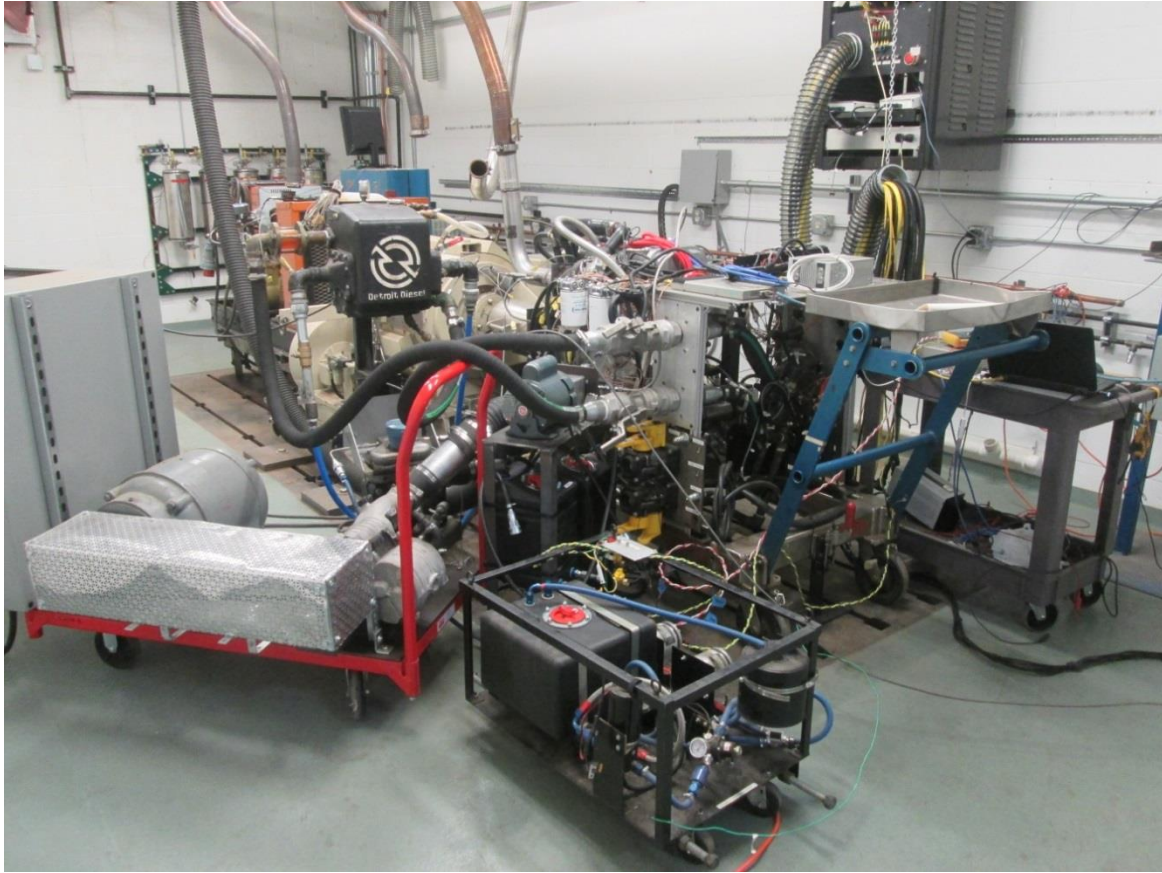
kullanılmıştır. Motor soğutma suyunu soğutmak için harici bir ısı değişirgeci kullanılmıştır. Motor yükünü ölçebilmek için Çizelge 3.2’de teknik özellikleri verilmiş olan absorpsiyon gücü 460 HP olan GE marka dinamometre kullanılmıştır. Farklı yakıtların denenebilmesi için birbirinden bağımsız 3 ayrı alçak basınç yakıt sistemi tasarlanmıştır. Silindir içerisine alınan hava miktarı Meriam marka MDT500 hava akış ölçüm sistemi ile ölçülmüştür. Şekil 3.1’de deney düzeneği şematik olarak gösterilmektedir. Silindir içi basıncın ölçülebilmesi için silindir kapağı delinerek 4 ayrı piezzo basınç sensörü monte edilmiştir. Silindir içi basınç verilerinin kaydedilmesi için ACAP yanma analiz cihazı kullanılmıştır. Deney motorunun kontrolü için de dSPACE modülleri ve MATLAB Simulink programı kullanılmıştır. Dinamometrenin kontrolü için ise Labview programı kullanılmıştır. Sistemin çalışması ve ölçüm metotları ile ilgili daha detaylı bilgiler ilerleyen bölümlerde sunulmuştur.



Şekil 3.1. Deney düzeneği

Çizelge 3.2. Dinamometre özellikleri

Dinamometre Özellikleri	Değer
Dinamometre Markası	GE Motors
Dinamometre Tipi	Hızı ayarlanabilir alternatif akım dinamometresi
Absorbsiyon Gücü (hp)	460
Motor Gücü (hp)	400
Çalışma Gerilimi (Volt)	575
Ağırlık (kg)	2232
Tork Kolu Uzunluğu (cm)	35.56



Resim 3.1. Deney düzeneğinin genel görünümü

3.1.1. Motor kontrol sistemi

HCCI motorlarda, motorun çalışma parametrelerinin hassas bir şekilde kontrol edilmesi ve ölçülmesi oldukça önemlidir. Enjeksiyon zamanlaması, enjeksiyon süresi, enjeksiyon basıncı, değişken supap zamanlaması, gaz kelebeği, yüksek basınç yakıt pompası vb. parçaların bağımsız ve hassas bir şekilde kontrol edilebilmesi için dSPACE modülleri kullanılmıştır. Düzenekte kullanılan dSPACE sistemi MicroAutoBox (DS1401/1511) ve

RapidPro olmak üzere iki ayrı üniteden oluşmaktadır. MicroAutoBox ünitesi Matlab/Simulink ve dSPACE kontrol ara yüzü ile birlikte çalışabilen bir gerçek zamanlı ara yüzüdür (RTI-Real Time Interface). Çizelge 3.3’de MicroAutoBox’ın teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.3. dSPACE MicroAutoBox ünitesi özellikleri

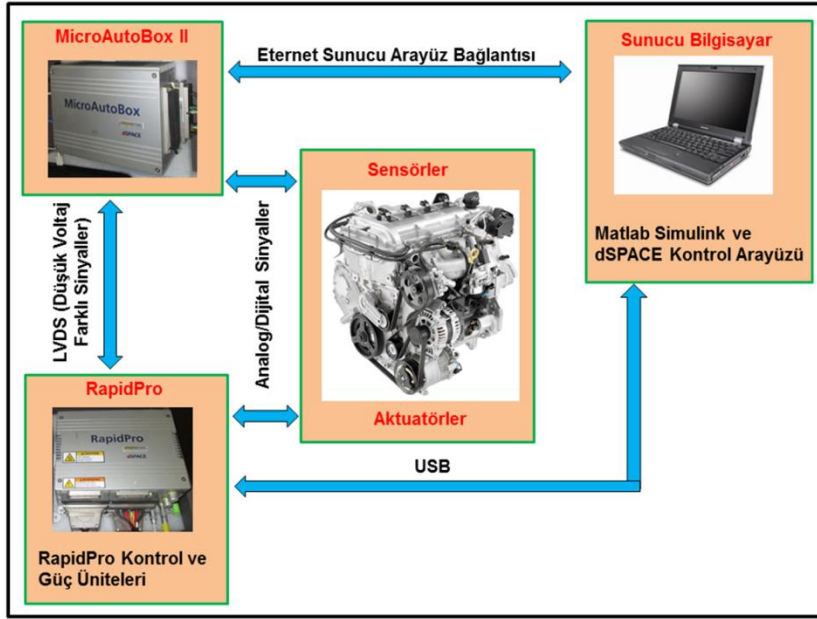
Parametre		Değer
Ünite		MicroAutoBox II 1401/1511
İşlemci		IBM PPC 750GL, 900 MHz (2. seviye 1 MB ön bellek)
Hafıza		- 16 MB ana hafıza - 6 MB MicroAutoBox ve bilgisayar arasındaki iletişim için özel hafıza - 16 MB kod bölümü ve kara kutu için kalıcı flaş hafıza - Kara kutuda zaman sabitlemesi için saat ve tarih fonksiyonu
Arayüzler	Sunucu Arayüzü	Ethernet bağlantısı (TCP/IP) için 100/1000 Mbit/saniye
	Ethernet Gerçek-Zamanlı Giriş/Çıkış Arayüzü	- Ethernet bağlantısı (UDP/IP) için 100/1000 Mbit/saniye
	USB Arayüzü	USB 2.0
	CAN Arayüzü	4 CAN kanalı
	Seri Arayüz (CAN işlemci temelinde)	- 2 x RS232 arayüz - 2 x K/L hattı için seri arayüz
	Elektronik Kontrol Ünitesi Arayüzü	2 x çift port hafıza arayüzü
Analog Girişi	Çözünürlük	16 16-bit kanal
	Örnekleme	16 paralel kanal (1 Msps dönüşüm oranı ile)
	Giriş Voltaj Aralığı	0 ... 5 V
Analog Çıkış	Çözünürlük	4 12-bit kanal
	Çıkış Voltaj Aralığı	0 ... 4.5 V
	Çıkış Akımı	Maksimum 5 mA
Dijital Giriş/Çıkış	Giriş/Çıkış Bit	- 40 Giriş - 40 Çıkış (5 mA çıkış akımı) - 5 Volt Giriş/Çıkış yada sürücü çıkış voltajına bağlı olarak 40 V ‘a kadar
	PWM Üretimi/Ölçümü	PWM frekans aralığı: 0.0003 Hz ... 150 KHz, doluluk boşluk oranı (duty cycle) 0 ... % 100, 21-bit çözünürlük

RapidPro ünitesi ise güç ünitesi (PS-Power Stage) ve sinyal şartlandırıcı ünite (SC-Signal Conditioning) (kontrol ünitesi) olmak üzere 2 farklı üniteden toplamda 7 farklı modülden oluşmaktadır. Çizelge 3.4’de RapidPro ünitesinde bulunan modüller, kullanıldığı yerler, modül sayıları ve kısaltmaları gösterilmektedir.

Çizelge 3.4. RapidPro ünitesinde bulunan modüller

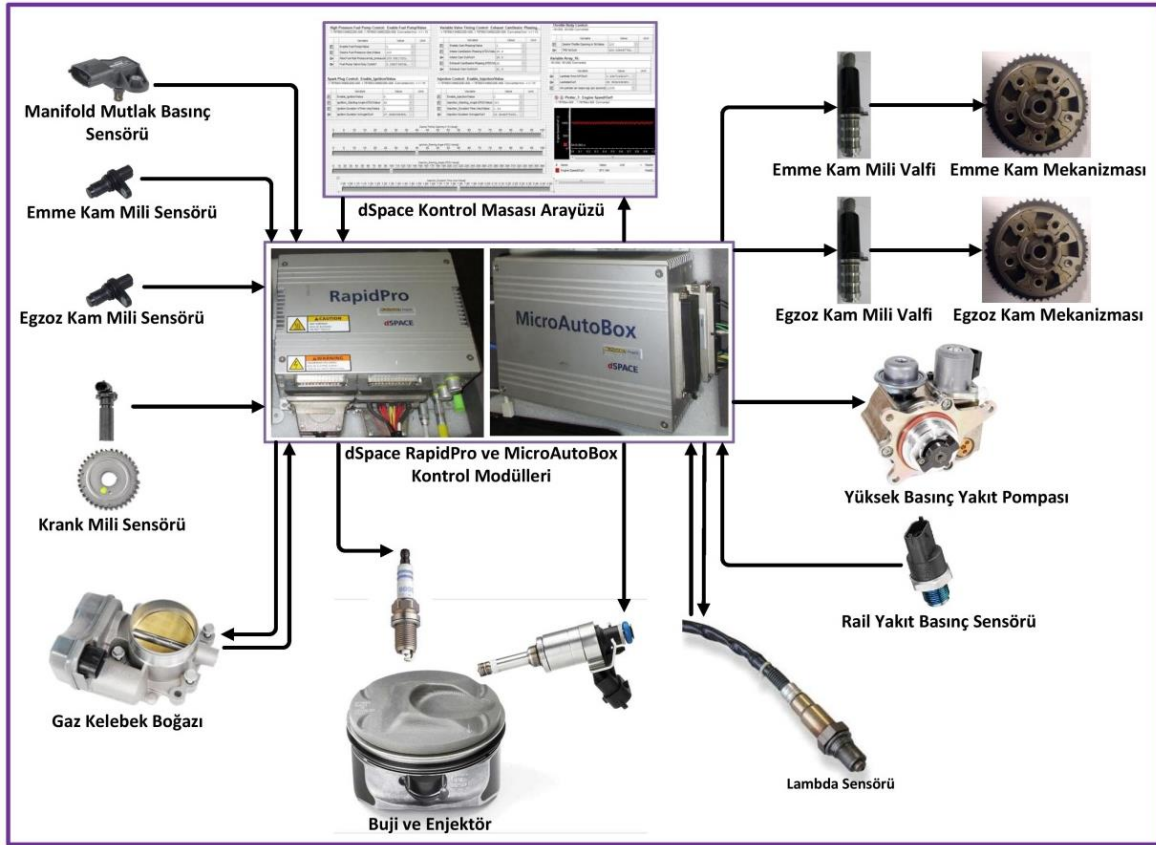
Modül Adı	Bulunduğu Ünite	Modül Sayısı ve Kısaltması	Kullanıldığı Yer
Krank Kam Pozisyon Sensör Modülü	Sinyal Şartlandırıcı	2 x SC-CCDI 6/1 (DS1637)	Krank ve kam milleri pozisyon ölçümü
Dijital Çıkış Modülü	Sinyal Şartlandırıcı	1 x SC-DO 8/1 (DS1647)	Buji ateşleme bobini kontrolü
Vuruntu Sensörü Modülü	Sinyal Şartlandırıcı	1 x SC-KNOCK 4/1 (DS1635)	Vuruntu tayini
Lambda Modülü	Sinyal Şartlandırıcı	1 x SC-EGOS 2/1 (DS1634)	Lambda tayini
Düşük Bant Sürücü Modülü	Güç Ünitesi	3 x PS-LSD 6/1 (DS1662)	Port yakıt enjektörleri, değişken supap zamanlayıcı valfleri, EGR valfi ve lambda sensörü ısıtıcı devresi kontrolü
Direkt Enjeksiyon Modülü	Güç Ünitesi	2 x PS-DINJ 2/1 (DS1664)	Direkt enjeksiyon enjektörleri kontrolü
Tam Köprülü Modül	Güç Ünitesi	1 x PS-FBD 2/1 (DS1661)	Gaz kelebeği ve yüksek basınç yakıt pompası valfi kontrolü

Şekil 3.2’de dSPACE sisteminin temel bağlantı şeması görülmektedir. MicroAutoBox, sunucu bilgisayar ile Ethernet bağlantısı üzerinden iletişim kurmaktadır. RapidPro ve MicroAutoBox arasındaki iletişim ise LVDS (Low Voltage Different Signal-Düşük Voltaj Farklı Sinyal) bağlantı yoluyla sağlanmaktadır. Ayrıca sunucu bilgisayar USB yoluyla direkt olarak RapidPro kontrol ünitesine bağlanmaktadır. Sensörler üzerinden gelen sinyaller, MicroAutoBox ve RapidPro kontrol ünitesine aktarılmaktadır. Motor üzerinde bulunan aktüatörler ise RapidPro güç ünitesi ile kontrol edilmektedir. Sistem sunucu bilgisayar tarafından, MATLAB/Simulink ve dSPACE kontrol masası programı ile hazırlanmış arayüz programı ile yönetilmektedir.



Şekil 3.2. dSPACE sistemi temel bağlantı şeması

Şekil 3.3’de deney motorunun dSPACE sistemi ile kontrol yöntemi gösterilmektedir. dSPACE ünitelerine krank mili sensörü, emme kam mili sensörü, egzoz kam mili sensörü, gaz kelebeği pozisyon sensörü, hat yakıt basıncı, manifold mutlak basınç sensörü ve lambda sensörü sinyalleri giriş sinyalleri olarak gönderilmektedir. MATLAB/Simulink ve dSPACE kontrol masası arayüzü tarafından oluşturulmuş olan kontrol arayüzü ile bu sinyaller değerlendirilerek hangi aktüatörün kontrol edileceğine karar verilmektedir. Daha sonra RapidPro sürücü modülleri tarafından gaz kelebeği selenoidine, enjektör selenoidlerine, buji ateşleme bobinlerine, yüksek basınç yakıt pompası valfine, emme supabı kam mili valfine, egzoz supabı kam mili valfine ve lambda sensörü ısıtıcı devresine çıkış sinyali olarak sinyaller gönderilmektedir.

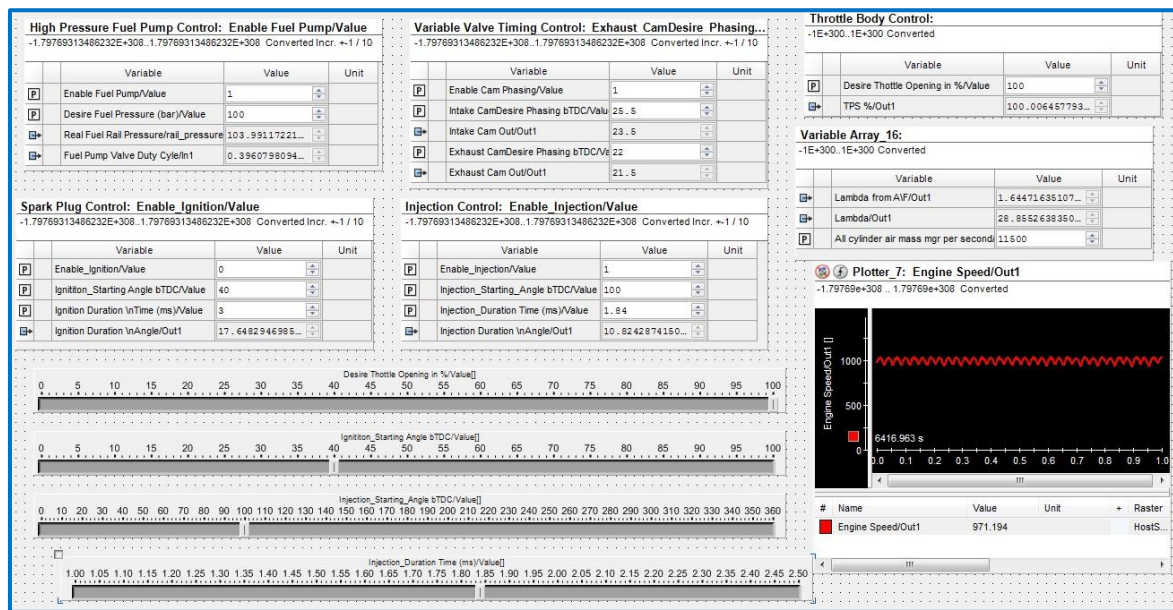


Şekil 3.3. Deney motoru kontrol stratejisi

Şekil 3.4’de MATLAB/Simulink ve dSPACE kontrol masası ile hazırlanmış olan deney motoru kontrol arayüz programı görülmektedir. Program yüksek basınç yakıt pompası kontrolü, değişken supap zamanlaması kontrolü, gaz kelebeği kontrolü, buji kontrolü, enjektör kontrolü ve lambda ölçümü olmak üzere 7 bloktan oluşmaktadır. Yakıt pompası bloğunda, talep edilen yakıt basıncı (bar) ve pompayı aktif-pasif hale dönüştüren iki değişken kullanılmaktadır. 1 rakamı pompayı aktif hale, 0 rakamı ise pasif hale getirmektedir. 0 pozisyonunda hat basıncı alçak basınç pompasının basıncına (3 bar) eşit olmaktadır. 1 pozisyonunda ise hat basıncı talep basınca eşitlenmektedir. Talep basıncı maksimum 150 bar’a kadar ayarlanabilmektedir. Aynı zamanda yakıt pompası bloğunda ölçülen hat yakıt basıncı ve pompa valfinin kontrolü için doluluk boşluk oranı görülmektedir. Değişken supap zamanlaması bloğunda emme kam mili açılma avansı ($^{\circ}$ KA ÜÖN’den önce), egzoz kam mili kapanma avansı ($^{\circ}$ KA ÜÖN’den önce), kam ayarlayıcısını aktif-pasif (1-0) hale getiren değişken olmak üzere 3 değişken kullanılmaktadır. Emme kam mili açılma açısı $25,5$ ile $-24,5$ $^{\circ}$ KA ÜÖN arasında değiştirilebilmektedir. Egzoz kam mili kapanma açısı ise 22 ile -28 $^{\circ}$ KA ÜÖN arasında

değiştirilebilmektedir. Değişken supap zamanlaması kontrol bloğunda ölçülen kam mili açıları da görülebilmektedir. Gaz kelebeği kontrol bloğunda talep edilen gaz kelebeği açıklığı yüzdesel olarak değiştirilebilmektedir. Ayarlanmış olan gerçek açı ise bloğun alt kısmında görülmektedir. Enjektör kontrol bloğunda, enjeksiyonun başlama açısı ($^{\circ}$ KA ÜÖN'dan önce), enjeksiyon süresi (ms) ve enjeksiyonu aktif-pasif (1-0) hale dönüştüren toplamda üç değişken bulunmaktadır. Enjeksiyon süresine ve motor hızına bağlı olarak toplam enjeksiyonun kaç derecede gerçekleştiği MATLAB/Simulink'de kullanılan ilave bir blokla hesaplatılarak enjektör kontrol bloğunda gösterilmiştir.

Deney motorunu HCCI modda çalıştırabilmek için öncelikle benzinli modda çalıştırılarak motorun çalışma sıcaklığına ulaşması gerekmektedir. Aksi halde yakıtın kendi kendine tutuşması oldukça zor olmaktadır. Bu sebeple deney motorunun benzin modunda çalıştırılabilmesi için bujinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Buji kontrol bloğunda, ateşleme başlangıç açısı ($^{\circ}$ KA ÜÖN'dan önce), ateşleme süresi (ms) ve bujinin aktif-pasif (1-0) edilebilmesi için üç değişken bulunmaktadır. Buji kontrol bloğunda toplam ateşleme süresi krank açısı cinsinden de görülebilmektedir. Son olarak da, lambda ölçüm bloğunda lambda değeri görülmektedir. Arayüz programı hazırlanırken deney motorunun daha pratik bir şekilde kontrol edilebilmesi için, gaz kelebeği, ateşleme başlangıcı, enjeksiyon başlangıcı ve enjeksiyon süresi kaydırılabilen bloklar ile de kontrol edilebilecek şekilde tasarlanmıştır.

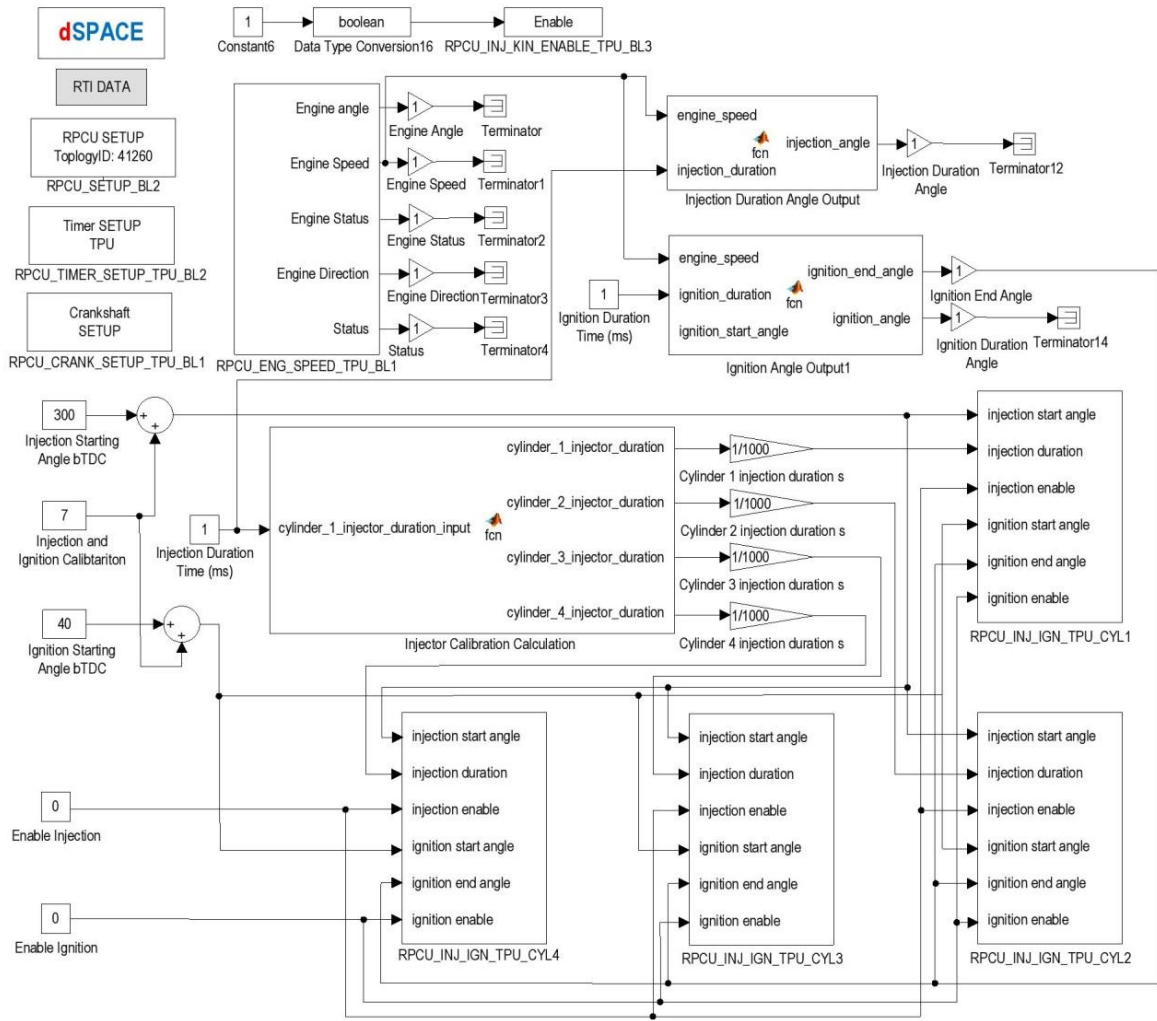


Şekil 3.4. dSPACE kontrol masası ile hazırlanmış deney motoru kontrol arayüzü

3.1.2. Enjektörlerin ve bujilerin kontrolü

dSPACE Control Desk programı ile arayüz programının hazırlanabilmesi için öncelikle MATLAB/Simulink programında kontrol sisteminin oluşturulması gerekmektedir. Bu kontrol sistemi içerisinde değişken olarak tanımlanmış parametreler, dSPACE Control Desk programı ile model köklerinden seçilerek, arayüz programındaki bloklar hazırlanmaktadır. Şekil 3.5’de MATLAB/Simulink programında enjektörlerin ve bujilerin kontrol edilmesi için hazırlanmış olan model görülmektedir. Model hazırlanırken dSPACE firmasının otomotiv uygulamaları için özel olarak geliştirmiş olduğu ve MicroAutoBox ve RapidPro üniteleri ile uyumlu bir şekilde çalışabilen hazır bloklardan yararlanılmıştır. ‘RPCU_SETUP_BL2’ bloğu dSPACE programın lisansını sağlayan bloktur. ‘RPCU_TIMER_SETUP_TPU_BL2’ bloğu ise zaman sayacıdır. Kontrol frekansının tanımlandığı yerlerde sistemin çalışabilmesi için ve motor hızının belirlenebilmesi için gelen sinyallerin zaman aralığının kesin olarak bilinmesi gerekmektedir. Bu nedenle model içerisinde zaman sayacı kullanılması gerekmektedir. Zaman sayacının çözünürlüğü 35,71 nano saniye olarak ayarlanmıştır.

Enjektörlerin püskürtme başlangıç açısını ve bujilerin ateşlenme başlangıç açısını belirleyebilmek için krank mili açısının hassas bir şekilde ölçülmesi gerekmektedir. Şekil 3.5’deki ‘RPCU_CRANK_SETUP_TPU_BL1’ bloğu krank mili pozisyon sensörü’nden gelen puls sinyalini okuyarak krank milinin anlık pozisyonunu belirlemektedir. Bu bloğun içerisinde krank mili dişlisindeki diş sayısı, kaç diş boşluk olduğu, referans olarak hangi krank açısının kabul edileceği tanımlanabilmektedir.

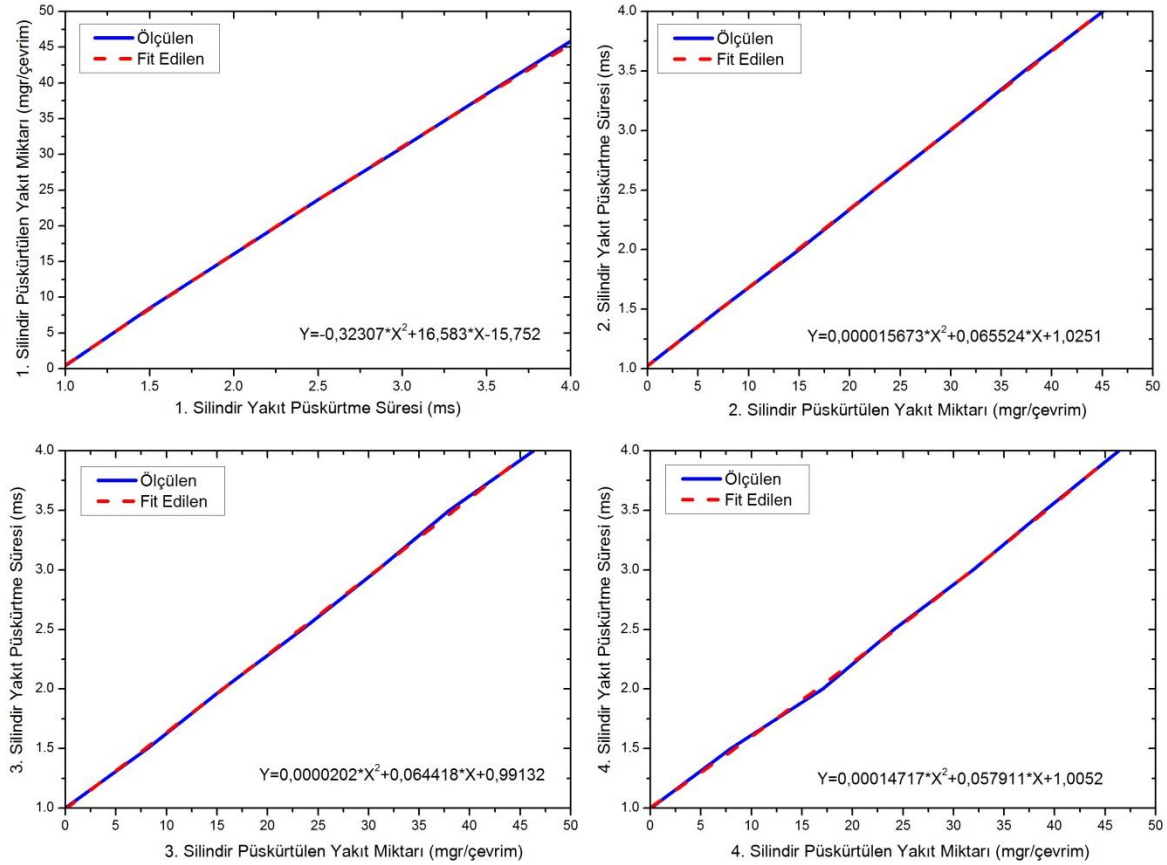


Şekil 3.5. Enjektörlerin ve bujilerin MATLAB/Simulink kontrol modeli

Şekil 3.5’deki ‘RPCU_CRANK_SETUP_TPU_BL1’ bloğunda belirlenmiş olan krank mili pozisyonuna bağlı olarak ‘RPCU_ENG_SPEED_TPU_BL1’ bloğu ile krank mili açısı, motor hızı, motorunun durumu (hareket edip etmediği), motorun dönüş yönü ve krank sinyalinin gelip gelmediği belirlenebilmektedir. Bu blok üzerinden krank mili açısına veya motor hızına ihtiyaç duyan diğer bloklara direkt bağlantı kurulabilmektedir.

1. silindir enjektörünün ve bujisinin kontrol edilebilmesi için Şekil 3.5’de görülen ‘RPCU_INJ_IGN_TPU_CYL1’ bloğu kullanılmıştır. Enjektör ve bujilerin kontrol edilebilmesi için ise enjeksiyon başlangıç açısı ($^{\circ}$ KA ÜÖN’den önce), enjeksiyon süresi (saniye), enjeksiyon aktif-pasif değeri (1-0), ateşleme başlangıç açısı ($^{\circ}$ KA ÜÖN’den önce), ateşleme bitiş açısı ($^{\circ}$ KA ÜÖN’den önce), ve ateşlemenin aktif-pasif (1-0) değerinin giriş verisi olarak tanımlanması gerekmektedir. Enjeksiyon ve ateşleme başlangıç açısı,

enjeksiyon ve ateşleme aktif-pasif değişkenleri Şekil 3.5’de görüldüğü sabit bloklar üzerinden direkt ‘RPCU_INJ_IGN_TPU_CYL1’ bloğuna bağlanmıştır. Fakat enjeksiyon süresi, enjektör kalibrasyon bloğu üzerinden ‘RPCU_INJ_IGN_TPU_CYL1’ bloğuna bağlanmıştır.



Şekil 3.6. Enjektörlerin püskürtme süresine bağlı püskürtme miktarları

Bu çalışmada kullanılan HCCI motorunun çalışması sırasında, her bir silindire çevrim başına yaklaşık 10-30 mg aralığında yakıt püskürtüldüğü görülmüştür. Enjektörler yüksek basınç altında çalışan ve milisaniyelerde hassas yakıt püskürten elemanlardır. Fakat üretim teknolojilerinden kaynaklı, enjektörler arasında püskürtme miktarı ile ilgili çok küçük farklılıklar olabilmektedir. Bu durum, 4 silindirli bir motorda her bir silindire farklı miktarlarda yakıt püskürtülmesine sebep olmakta ve motorun silindirleri arasındaki maksimum silindir basıncının farklı olmasına sebep olmaktadır. Buna bağlı olarak da motor sarsıntılı çalışmaktadır. Bu problemi giderebilmek için enjektörlerin kalibre edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, motor boşta dinamometre ile döndürülerek, üç silindir enjektörü iptal edilerek sabit motor devrinde (1000 min⁻¹) ve enjeksiyon basıncında (100

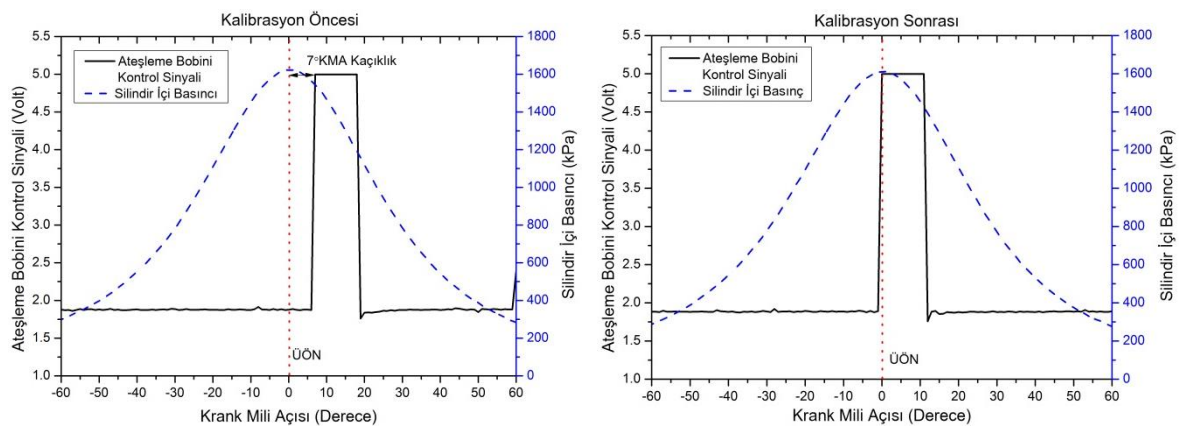
bar) 0,5 ms aralıklarla 1 ms den 4 ms ye ye kadar her bir silindire püskürtülen yakıt miktarları miligram/saniye cinsinden ölçülmüştür.

$$PYM (mg / \text{çevrim}) = \frac{120 \times PYM (mg / \text{saniye})}{Motor Hızı (min^{-1})} \quad (3.1)$$

Eş. 3.1 yardımıyla her bir silindire çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı (PYM) miligram cinsinden belirlenmiştir. Referans olarak 1. silindir kabul edilerek, zamana bağlı püskürtme miktarı üçüncü dereceden Şekil 3.6’da görülen denklemle fit edilmiştir. 2., 3. ve 4. silindirler de ise püskürtme miktarına bağlı zaman değişimi üçüncü dereceden Şekil 3.6’da görülen denklemlerle fit edilmiştir. Daha sonra bu denklemler MATLAB/Simulink kodu içerisinde enjektör kalibrasyon bloğuna yerleştirilerek, her bir enjektörün farklı sürelerde açık kalması, fakat her silindire eşit miktarda yakıt püskürtmesi sağlanmıştır. Hazırlanmış olan dSPACE kontrol ara yüzünde enjeksiyon süresi milisaniye olarak ayarlanmaktadır. Bu süre 1. silindire direkt olarak uygulanmakta fakat diğer silindirlere kalibrasyon sonucu olarak daha az yada daha çok bir açılma süresi olarak uygulanmaktadır. ‘RPCU_INJ_IGN_TPU_CYL1’ enjektör kontrol bloğuna enjeksiyon süresinin saniye olarak gönderilmesi gerekmektedir. Fakat enjeksiyon kalibrasyonu ve arayüz programı üzerinden enjeksiyon süresinin hassas bir şekilde kontrol edilmesi için milisaniye değerlerinin kullanılması gerekmektedir. Bu yüzden Şekil 3.5’de görüldüğü gibi enjeksiyon kalibrasyon bloğundan (‘Injector Calibration Calculation’) milisaniye olarak çıkan enjeksiyon süresi saniyeye dönüştürülerek enjektör kontrol bloğuna gönderilmektedir. Ateşleme kontrolü için ateşlemenin bitiş açısının değişken olarak ‘RPCU_INJ_IGN_TPU_CYL1’ bloğuna gönderilmesi gerekmektedir. Fakat uygulamada bu durumun bazı sorunlara yol açtığı görülmüştür. Deney motorunun düşük hızlarında (ilk hareket esnasında 0-200 min⁻¹ arasında) ateşleme bitiş açısının çok geç gelmesi ateşleme süresinin çok uzun olmasına ve bujinin uzun süre kıvılcım çakmasına sebep olmaktadır. Ateşleme bobinin aşırı akım çekmesi sonucunda güç kaynağı üzerinde koruma amaçlı bulunan sigortalar yanmaktadır. Bu problemi önlemek için, MATLAB fonksiyon bloğundan yararlanılarak Şekil 3.5’de görüldüğü gibi ‘Ignition Angle Output1’ bloğu ile ateşleme süresi, motor hızı ve ateşleme başlangıç açısı kullanarak ateşleme bitiş açısına dönüştürülmüştür. Böylelikle arayüz programında ateşleme bitiş açısı yerine ateşleme süresi milisaniye cinsinden değişken olarak tanımlanmıştır.

2., 3., ve 4. silindir enjektör ve bujileri sırasıyla ‘RPCU_INJ_IGN_TPU_CYL2’, ‘RPCU_INJ_IGN_TPU_CYL3’, ve ‘RPCU_INJ_IGN_TPU_CYL4’ blokları tarafından kontrol edilmiştir. Deney motorunun 4 silindirli ve 4 zamanlı olmasından dolayı silindirler arasında 180 °KA püskürtme ve ateşleme farkı bulunmaktadır ve bu işlemin 1-3-4-2 silindir sırasında yapılması gerekmektedir. Bu durumun ayarlanabilmesi için Şekil 3.5’deki enjektör ve buji kontrol bloklarının içerisinde silindirler arasındaki açı farkı 180 °KA olarak tanımlanmıştır.

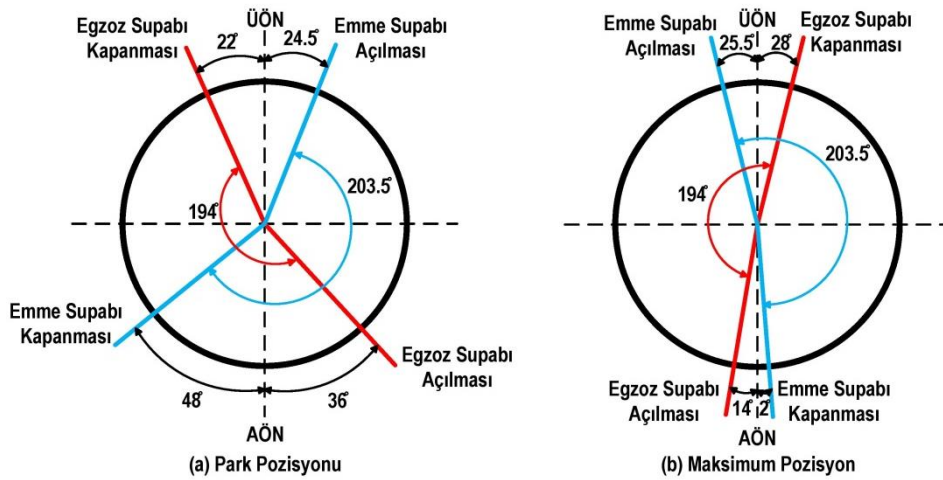
Krank mili açı sensörünün ölçüm başlangıç noktasının ÜÖN’ya göre kalibre edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle Şekil 3.5’de görülen MATLAB/Simulink modeli içerisinde ‘Injection and Ignition Calibration’ değişkeni tanımlanarak kaçıklık miktarı enjeksiyon ve ateşleme başlangıç açısına ilave edilmiştir. Kaçıklık miktarının belirlenebilmesi için ateşleme bobini kontrol sinyali ve motorun boşa çalışması esnasındaki silindir içi maksimum basınç noktasından yararlanılmıştır. Silindir içi basınç verisi ve ateşleme bobini kontrol sinyali enkoder sinyaline bağlı olarak kaydedilmektedir. Arayüz programı üzerinden ateşleme başlangıcı 0 °KA (sıfır) noktasına ayarlanmıştır. Şekil 3.7’de görüldüğü gibi maksimum silindir içi basıncın oluştuğu nokta ÜÖN olarak kabul edilerek enkoderin sıfır noktası ÜÖN’ya ayarlanmıştır. Yapılan ölçüm sonucunda ateşleme kontrol sinyalinin ÜÖN’da oluşması gerekirken, 7 °KA kaçıklıkla ÜÖN’dan sonra oluştuğu görülmüştür. 7 °KA’lık bu kaçıklık ‘Injection and Ignition Calibration’ değişkeni olarak model içerisine kaydedilmiştir. Kalibrasyon sonrası yapılmış olan ölçüm Şekil 3.7’de görülmektedir. Böylelikle arayüz programındaki enjeksiyon ve ateşleme başlangıç açısının 0 (sıfır) noktası ÜÖN’ya kalibre edilmiştir.



Şekil 3.7. dSPACE arayüzü’nde ölçülen krank mili açısının ÜÖN’ya kalibre edilmesi

3.1.3. Değişken supap zamanlaması kontrolü

HCCI motorlarda silindir içerisindeki hava-yakıt karışımının eşzamanlı olarak tutuşmasından dolayı benzinli motorlarla kıyaslandığında, silindir içi maksimum basıncı oldukça yüksek çıkmaktadır. Bu durum aşırı vuruntuya yol açtığından dolayı HCCI motorlar zengin karışımlarda çalıştırılamamaktadır. Fakir karışımlarda daha fazla tork elde edebilmek için silindir içerisine alınan havanın miktarı oldukça önemlidir. HCCI motorlarda vuruntunun önlenemesinin bir diğer yolu da egzoz gazından yararlanılarak silindir içerisindeki dolgunun seyreltilmesidir. Dolayısıyla silindir içerisinde kalan art gaz miktarı da HCCI motorunun çalışma aralığını doğrudan etkilemektedir. Deney motorunun çalışma şartlarına bağlı olarak değişken supap zamanlaması uygulaması ile HCCI motorunun çalışma aralığı genişletilebilmektedir. Emme supabının açılma açısının değiştirilmesi silindir içerisine alınan havanın miktarını etkilerken, egzoz supabının kapanma açısının değiştirilmesi silindir içerisinde kalan art gazların miktarını doğrudan etkilemektedir.

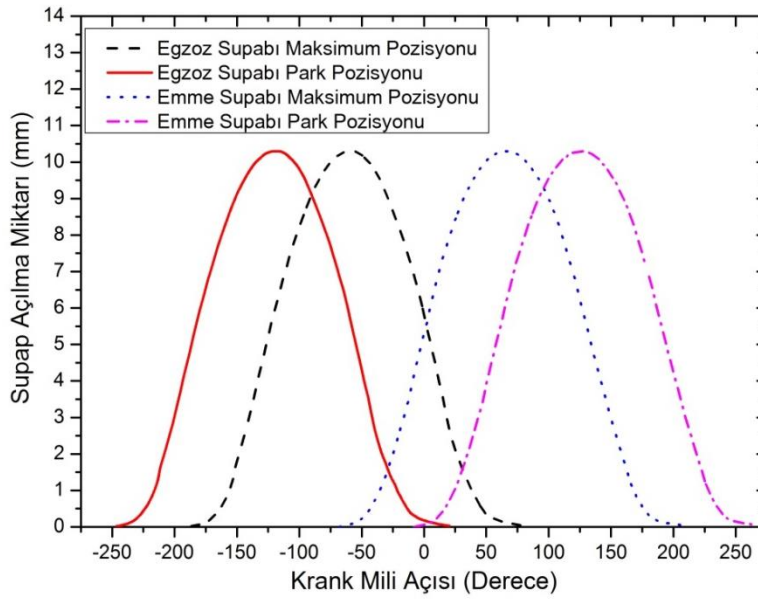


Şekil 3.8. Değişken supap zamanlaması park ve maksimum pozisyonları

Şekil 3.8’de değişken supap zamanlamasının park ve maksimum pozisyonlarındaki emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma açıları görülmektedir. Mevcut motorda emme ve egzoz kam milleri maksimum 50 °KA kadar kaydırılabilmektedir. Emme supabının açılması ÜÖN’den 24,5 °KA öncesinden ÜÖN’den 25,5 °KA sonrasına kadar kaydırılabilmektedir. Buna bağlı olarak da emme supabı kapanma açısı, AÖN’den 48 °KA sonrasında AÖN’den 2 °KA öncesine kadar kaymaktadır. Egzoz supabının kapanma açısı

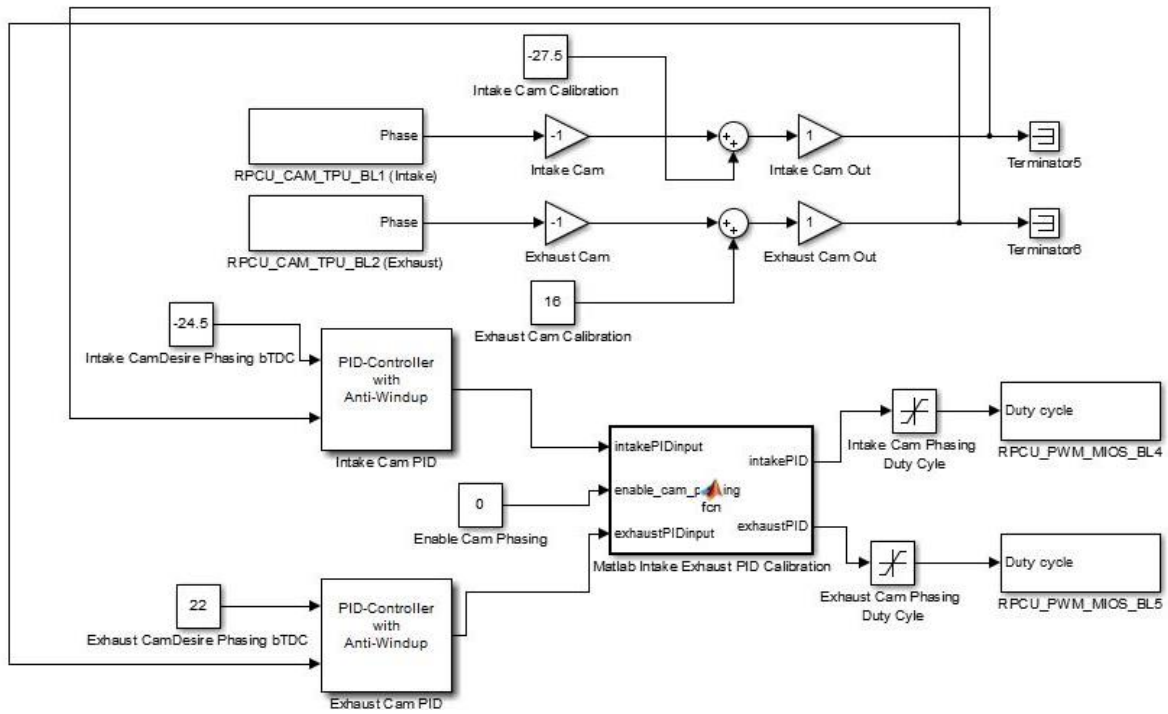
ÜÖN'dan 22 °KA öncesinden ÜÖN'dan 28 °KA sonrasına kadar, egzoz supabı açılması ise AÖN'dan 36 °KA öncesinden 14 °KA sonrasına kadar ayarlanabilmektedir.

Şekil 3.9'da emme ve egzoz supaplarının park ve maksimum pozisyonlarındaki açılma miktarları görülmektedir. Mevcut motorda supap kalkma miktarları sabittir. Değişken supap zamanlaması pozisyonlarına bağlı olarak değişmemektedir. Her iki supap içinde maksimum açılma miktarı 10,3 mm olarak ölçülmüştür [107].



Şekil 3.9. Emme ve egzoz supaplarının park ve maksimum pozisyonda açılma miktarları [107]

Şekil 3.10'da değişken supap zamanlamasının kontrolü için MATLAB/Simulink'de hazırlanmış olan kontrol modeli görülmektedir. Emme ve egzoz kam millerinin pozisyonlarının ve kayma miktarlarının belirlenebilmesi için dSPACE firması tarafından hazırlanmış olan 'RPCU_CAM_TPU_BL1 (Intake)' ve 'RPCU_CAM_TPU_BL2 (Exhaust)' hazır bloklar kullanılmıştır. Emme ve egzoz kam milleri üzerindeki kam mili pozisyon sensörlerine karşılık gelen dişlilerdeki çıkıntılarının başlangıç açıları her iki blok içerisine kaydedilmiştir. Böylelikle hem kam millerinin açısı hem de krank mili açısı ile kıyaslama sonucundaki kayma miktarları ölçülebilmektedir. Şekil 3.10'da görüldüğü gibi kam millerinin kaydırılmasının aktif-pasif (1-0) olarak ayarlanabilmesi için de 'Enable Cam Phasing' değişkeni tanımlanmıştır.



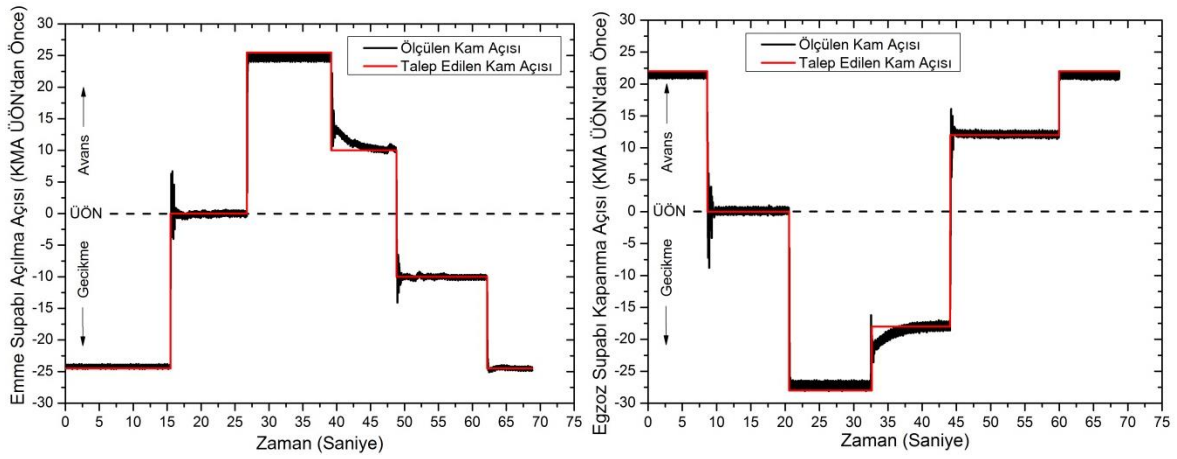
Şekil 3.10. Değişken supap zamanlaması MATLAB/Simulink kontrol modeli

Kam millerinin kaydırılabilmesi için basınçlı yağ ve 3 yollu kontrol valfleri kullanılmaktadır. Kam mili valfi üzerinde bulunan kanallardan birincisi ileri yönde kaydırma, ikincisi geri yönde kaydırma ve üçüncüsü ise yağın tahliyesi için kullanılmaktadır. Kam mili valfine gönderilen doluluk boşluk oranı (duty cycle) sinyaline göre hangi kanalın açılacağı belirlenerek ileri ve geri yönde kaydırma gerçekleştirilmektedir. Emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma açılarının talep edilen açığa ayarlanabilmesi için PID (Oransal-İntegral-Türevsel) kontrol metodundan yararlanılmıştır. PID kontrol metodunda gerçek ölçülen kam mili kayma miktarı ile talep edilen kam mili kayma miktarı arasındaki hata payı ölçülmektedir. Bu hata payına bağlı olarak hesaplanmış olan PID katsayısı yardımıyla kam mili kontrol valfinin doluluk boşluk oranı (duty cycle) sinyali belirlenmektedir. Sistem bu hata payının en aza indirmeye çalışarak gerçek kam mili açısını talep edilen açığa ayarlamaya çalışmaktadır.

Emme ve egzoz kam mili kontrol valfleri sırasıyla 'RPCU_PWM_MIOS_BL4' ve 'RPCU_PWM_MIOS_BL5' blokları kullanılarak PWM (Pulse Width Modulation) sinyal çıkışı ile kontrol edilmiştir. PWM sinyal çıkışının doluluk boşluk oranı ise yukarıda açıklandığı gibi PID kontrol metodu ile belirlenmiştir. 'P' katsayısı mevcut hataya, 'I' katsayısı geçmişteki hataların toplamına bağlıdır. 'D' katsayısı ise gelecekteki hataların

tahmini için kullanılmaktadır. Her iki kam mili kontrolü için 'P' katsayısı 2, 'I' katsayısı 0,75 ve 'D' katsayısı 0,0004 olarak belirlenmiştir. Doluluk boşluk oranı için zaman periyodu olarak 0,001 saniye kullanılmıştır.

Şekil 3.11'de emme ve egzoz kam millerinin PID kontrol metodu ile kontrol edilmesi sonucunda talep edilen emme supabı açılma açısı ve egzoz supabı kapanma açısının, ölçülen emme supabı açılma açısı ve egzoz supabı kapanma açısı ile karşılaştırılması görülmektedir. Kam mili açısı ile ilgili + (pozitif) değerler ÜÖN'dan öncesini, - (negatif) değerler ise ÜÖN'dan sonrasını göstermektedir.

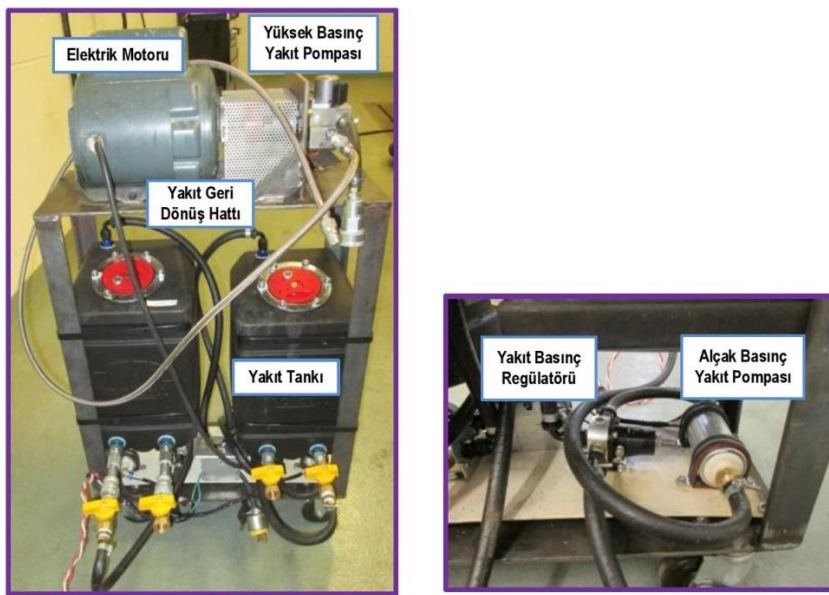


Şekil 3.11. Emme ve egzoz kam millerinin PID kontrol ile kontrol edilmesi

Şekil 3.11'de sol grafikte görüldüğü gibi talep edilen emme supabı açılma açısı sırası ile -24,5 °KA, 0 °KA, 25,5 °KA, 10 °KA, -10 °KA ve tekrar -24,5 °KA olarak ayarlanmıştır. -24,5 °KA'dan 0 °KA'ya geçiş esnasında, ilk adımda talep edilen ile ölçülen açı arasındaki hata payının fazla olmasından dolayı, gerçek açının öncelikle bir pik yaptığı ve daha sonra hata payının azalması ile talep edilen açıya yaklaştığı görülmektedir. Gerçek kam mili açısının talep edilen açıya eşitlenmesinin minimum 1 saniye, maksimum 5 saniye içerisinde gerçekleştiği görülmektedir. Şekil 3.11'de sağ grafikte görüldüğü gibi talep edilen egzoz supabı kapanma açısı sırası ile 22 °KA, 0 °KA, -28 °KA, -18 °KA, 12 °KA ve tekrar 22 °KA olarak değiştirilerek gerçek kam mili açısının değişimi gözlenmiştir.

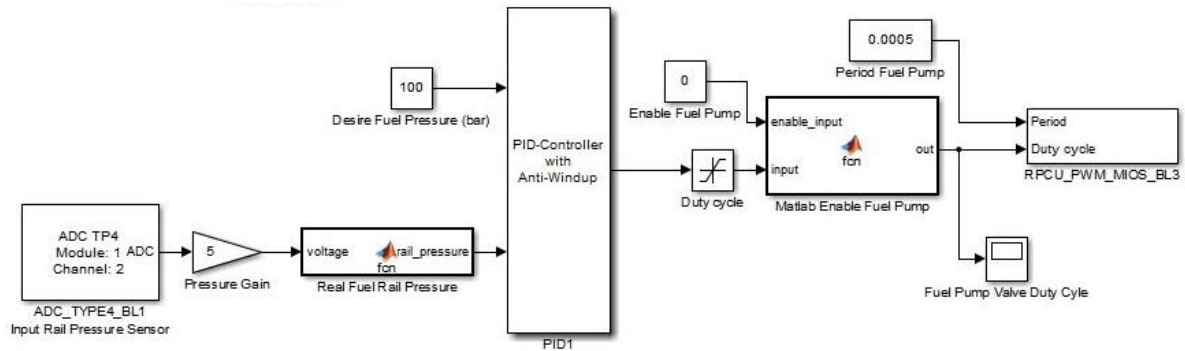
3.1.4. Yüksek basınç yakıt pompası kontrolü

Mevcut deney motoru üzerinde emme kam milinden hareketini alan yüksek basınç yakıt pompası birim pompa olduğundan ve yakıt basma miktarı motor hızına bağlı olduğundan kontrol edilmesi oldukça zordur. Birim pompanın yakıt kontrol valfinin kontrol edilebilmesi için, valfin açılması için gerekli olan PWM sinyalinin doluluk boşluk oranının (duty cycle) krank mili pozisyonu ile senkronize bir şekilde gönderilmesi gerekir. Aksi halde yüksek basınç hattında aşırı basınç dalgalanması oluşmaktadır. Bu durum silindir içerisine her bir çevrimde farklı miktarlarda yakıt püskürtülmesine ve çevrimsel farklılığın artmasına sebep olmaktadır. Yüksek basınç hattındaki yakıt basıncının daha pratik bir şekilde sabitlenebilmesi için harici bir paletli tip yüksek basınç pompası kullanılarak, pompaya harici bir elektrik motoru tarafından tahrik verilmiştir. Resim 3.2’de HCCI motordaki direkt enjeksiyon yakıt sistemi için tasarlanmış olan alçak ve yüksek basınç yakıt istasyonu görülmektedir. Farklı yakıtların denenebilmesi için birbirinden bağımsız iki ayrı yakıt tankı, alçak basınç pompası, yakıt basınç regülatörü ve yakıt regülatörü kullanılmıştır. Alçak basınç regülatörü mekanik olarak 3 bar basınca ayarlanmıştır. Resim 3.2’de görüldüğü gibi alçak basınç yakıt sisteminde bulan fazla yakıt geri dönüş hattı üzerinden yakıt tankına geri gönderilmektedir. Yüksek basınç yakıt hattı tarafında herhangi bir geri dönüş sistemi bulunmamaktadır. Yüksek basınç hattının basıncı yüksek basınç pompası üzerinde bulunan selenoid valf ile ayarlanmaktadır.



Resim 3.2. HCCI motor direkt yakıt enjeksiyonu için tasarlanmış alçak basınç ve yüksek basınç yakıt istasyonu

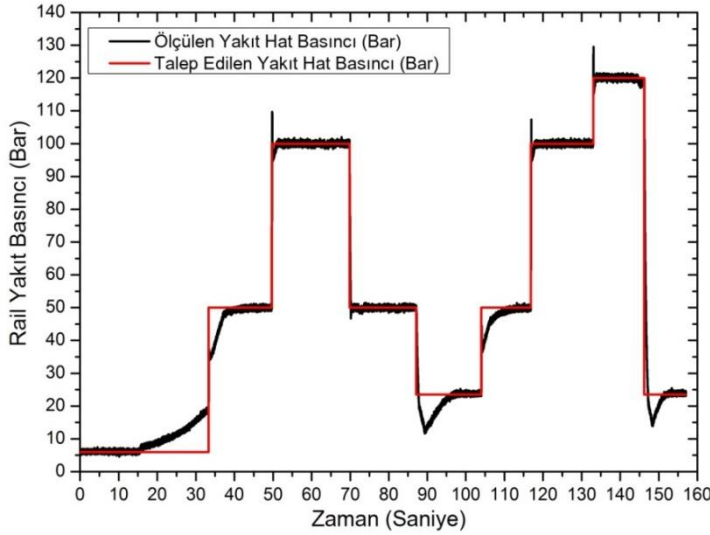
Şekil 3.12’de yüksek basınç yakıt sisteminin MATLAB/Simulink programında hazırlanmış kontrol modeli görülmektedir. Oluşturulmuş olan modelde öncelikle hat borusu üzerinde bulunan yakıt basınç sensöründen anlık yakıt basınç sinyali ‘ADC_TYPE4_BL1’ bloğu yardımıyla 0-5 Volt aralığında bir değer olarak ölçülmektedir. Daha sonra bu voltaj değeri ‘Real Fuel Rail Pressure’ bloğunda sensör karakteristiğine bağlı olarak basınç (bar) değerine dönüştürülmektedir. Yakıt miktar kontrol valfi, ‘RPCU_PWM_MIOS_BL3’ bloğu yardımıyla PWM sinyal ile kontrol edilmektedir. Şekil 3.12’de de görüldüğü gibi PWM sinyalinin doluluk boşluk oranının (duty cycle) belirlenmesi için PID kontrol metodu kullanılmıştır. PID kontrol metodunda, talep edilen yakıt hat basıncı (bar) ile ölçülen gerçek yakıt hat basıncı (bar) arasındaki hata payı hesaplanmaktadır. Bu hata miktarına bağlı olarak ‘PID1’ bloğundan çıkış değeri olarak alınan katsayı doluluk boşluk oranı (duty cycle) ile ilişkilendirilmiştir. PID kontrolü için ‘P’ katsayısı 2, ‘I’ katsayısı 0,75 ve ‘D’ katsayısı 0,0004 olarak belirlenmiştir. PWM sinyalinin kontrol zaman aralığı periyodu 0,00005 saniye olarak belirlenmiştir. Ayrıca gerektiği zamanlarda pompanın devre dışı bırakılabilmesi için, arayüz programı üzerinden pompayı aktif-pasif (1-0) hale getirebilecek ‘Enable Fuel Pump’ değişkeni MATLAB/Simulink modeli içerisinde tanımlanmıştır.



Şekil 3.12. Yüksek basınç yakıt sistemi MATLAB/Simulink kontrol modeli

Şekil 3.13’de yüksek basınç yakıt pompasının yakıt miktar kontrol valfinin PID kontrol ile kontrol edilmesi sonucunda talep edilen yakıt hat basıncının, gerçek ölçülen yakıt hat basıncı ile kıyaslaması görülmektedir. Sistem maksimum 150 bar basınca kadar çıkabilmektedir. Deneylerin genel olarak 100 bar basınçta gerçekleştirilmesi planlanmıştır. Şekil 3.13’de görüldüğü gibi basınç talebinin değiştirilmesinin hemen ardından, talep edilen basınçla gerçek basınç arasındaki hata payı artmakta ve yakıt kontrol valfi yüksek oranda açılarak hızlı bir şekilde basınçlar eşitlenmeye çalışılmaktadır. Bu yüzden ilk

aşamada gerçek basınç değerinde, talep edilen basınç değerini bir miktar geçecek şekilde bir pik görülmekte, daha sonra basınç farkları arasındaki hata payı azaldıkça bu pikin azaldığı ve basınçların ± 2 bar toleransla birbirine eşitlendiği görülmektedir.

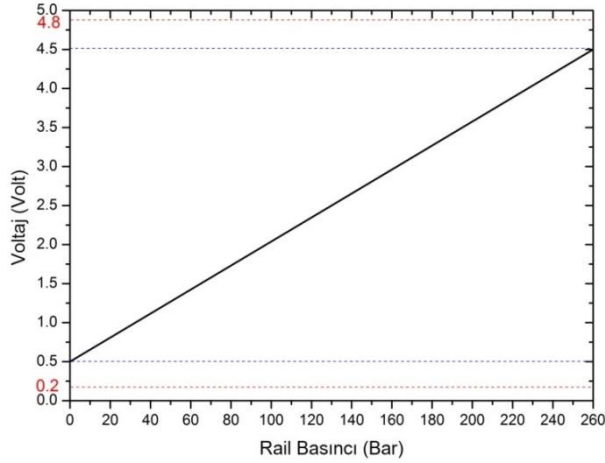


Şekil 3.13. Yüksek basınç yakıt pompası yakıt miktar kontrol valfinin PID kontrol ile kontrol edilmesi

Hat borusundaki yakıt basıncı Bosch marka PSS260 model yüksek basınç sensörü ile ölçülmüştür. Çizelge 3.5’de yakıt basınç sensörünün teknik özellikleri görülmektedir. Sensörün ölçüm aralığı 0-260 bar aralığındadır. Maksimum basıncı ise 320 bar’dır. Yakıt basıncının hassas bir şekilde ayarlanabilmesi içinde en önemli parametrelerden birisi sensörün cevap verme yani sinyal gönderme süresidir. Kullanılan bu sensör için cevap verme süresi 2 ms’dir. Şekil 3.13’de de görüldüğü gibi ölçülen yakıt basıncında gürültü seviyesi oldukça düşüktür.

Çizelge 3.5. Hat yakıt basınç sensörü teknik özellikleri

Marka/model	Bosch/PSS260
Ölçüm Aralığı	0-260 bar
Ölçüm Hassasiyeti	15 mV/bar
Çalışma Gerilimi	5 V $\pm$ 0,25 DC
Ölçüm Gerilimi	0,5 – 4,5 V
Çalışma Akımı	12 mA
Çalışma Sıcaklığı	-40 – 130 °C
Cevap Verme Süresi	2 ms
Maksimum Basınç	320 bar



Şekil 3.14. Yüksek basınç yakıt hattı basınç sensörü karakteristiği

Şekil 3.14’de yüksek basınç yakıt hattı basınç sensörünün ölçüm karakteristiği görülmektedir. Sensör 0,2 ile 4,8 Volt aralığında çalışmaktadır. Ölçüm ise 0,5 ile 4,5 Volt aralığında gerçekleşmektedir. 0,5 Volt 0 bar’a karşılık gelirken, 4,5 Volt 260 bar’a karşılık gelmektedir. Sensörden ölçülen voltajın basınca dönüştürülmesi için Eş. 3.2 kullanılmıştır. MATLAB/Simulink kontrol modeli içerisinde ‘Real Fuel Rail Pressure’ bloğu içerisinde Eş. 3.2’deki formül yazılarak ölçülen voltaj değeri gerçek basınç değerine dönüştürülmüştür. Yapılmış olan kalibrasyonun tamamen doğru olduğundan emin olmak için yakıt hattı üzerindeki bağlantı noktasından gerçek basınç manometre yardımıyla mekanik olarak ölçülerek arayüz programındaki değerle birkaç farklı noktada kıyaslanmıştır.

$$P_{yakıt} = \frac{(V_S - V_L) \times (P_L - P_H)}{(V_H - V_L)} = \frac{(V_S - 0,5) \times (260 - 0)}{(4,5 - 0,5)} \quad (3.2)$$

Burada;

$P_{yakıt}$: Hesaplanan yakıt basıncı, bar

V_S : Sensörden ölçülen gerilim, V

V_L : Sensör alt çalışma gerilimi, V

V_H : Sensör üst çalışma gerilimi, V

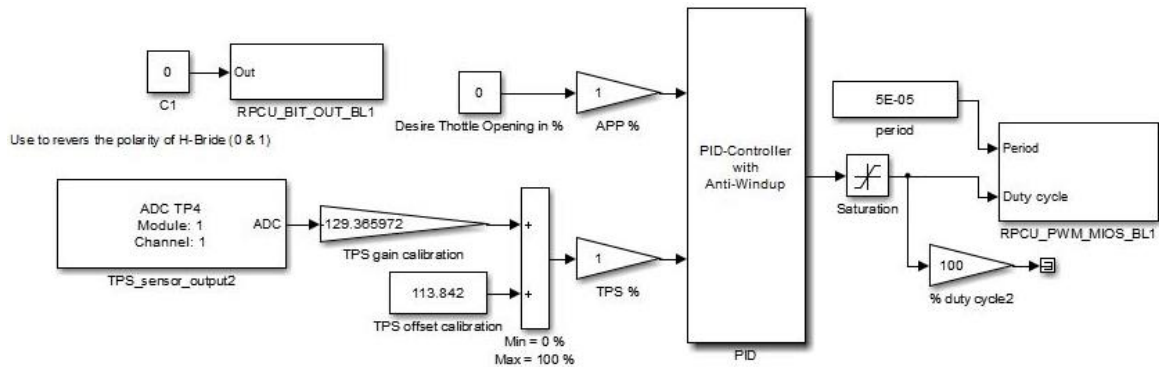
P_L : Sensör alt basıncı, bar

P_H : Sensör üst basıncı, bar’dır.

3.1.5. Gaz kelebeği kontrolü

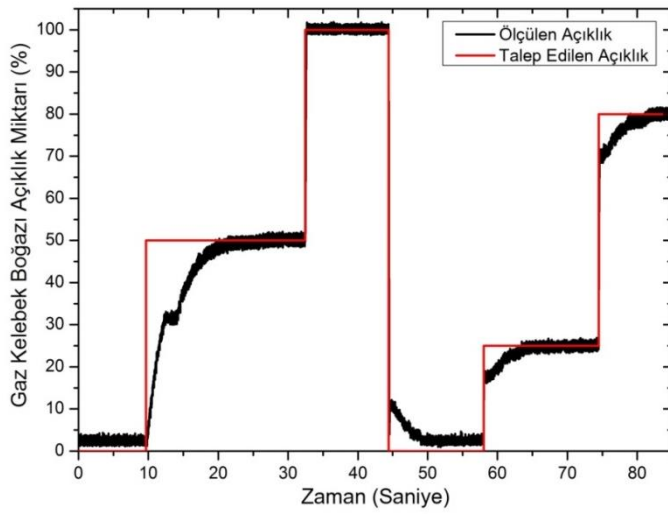
HCCI motorlarda silindir içerisine alınan havanın herhangi bir kısılmaya uğramaksızın alınabilmesi için gaz kelebeğinin % 100 açık olması gerekmektedir. Fakat farklı yüklerde deneyler yapabilmek yada deney motorunun HCCI modda çalıştırılmadan önce motorun çalışma sıcaklığına gelebilmesi için benzinli modda bir süre çalıştırılabilmesi için gaz kelebeğinin kontrol edilebilmesi önem arz etmektedir.

Şekil 3.15’de gaz kelebeğinin kontrol edilebilmesi için hazırlanmış olan MATLAB/Simulink kontrol modeli görülmektedir. Gaz kelebeğinin gerçek pozisyonun ölçülebilmesi için ‘TPS_sensor_output2’ bloğu kullanılmıştır. Gaz kelebeği pozisyon sensöründen volt olarak gelen sinyal kalibrasyon katsayıları kullanılarak % 0 ile % 100 aralığında kelebek açıklık miktarına dönüştürülmüştür. Şekil 3.15’de de görüldüğü gibi sensörün kalibrasyonu için elde edilen voltaj değeri 129,365972 katsayısıyla çarpılmış ve elde edilen değere 113,842 değeri ilave edilmiştir. Gaz kelebeği kontrol valfinin kontrol edilebilmesi için MATLAB/Simulink modelindeki ‘RPCU_PWM_MIOS_BL1’ bloğu kullanılmıştır. Kontrol valfine gönderilecek olan PWM sinyalinin doluluk boşluk oranı (duty cycle) PID kontrol metodu ile kullanılarak belirlenmiştir. ‘PID’ bloğu içerisinde talep edilen gaz kelebeği pozisyonu ile ölçülen gaz kelebeği pozisyonu arasındaki hata payı hesaplatılarak PID çıkış katsayısı bulunmuştur. PID kontrolü için ‘P’ katsayısı 2, ‘I’ katsayısı 0,75 ve ‘D’ katsayısı 0,0004 olarak belirlenmiştir. PWM sinyalinin kontrol zaman aralığı periyodu 0,00005 saniye olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.15. Gaz kelebeği MATLAB/Simulink kontrol modeli

Şekil 3.16’da gaz kelebeği kontrol valfinin PID kontrol metodu ile kontrol edilmesi sonucu talep edilen açıklık miktarı ile ölçülen açıklık miktarının kıyaslanması görülmektedir. Gaz kelebeği açıklık miktarının % 0 pozisyonundan % 50 pozisyonuna getirilmesi yaklaşık 10 saniye kadar süre almıştır. Hazırlanmış olan arayüz programında gaz kelebeği açıklık miktarı ve yakıt enjeksiyon süresi birbirinden bağımsız olarak kontrol edildiğinden dolayı gaz kelebeğinin hızlı bir şekilde pozisyonunu değiştirmesi deney motorunun istenmeyen aralıklarda çalışmasına sebep olmaktadır. Bu durumu önlemek için gaz kelebeğinin daha yavaş hareket etmesi tercih edilmiştir.



Şekil 3.16. Gaz kelebeği kontrol valfinin PID kontrol metodu ile kontrol edilmesi

3.1.6. dSPACE modülleri genel devre şeması

Şekil 3.17’de deney motoru üzerinde bulunan sensör ve aktuatörlerin dSPACE modüllerine bağlantı şeması görülmektedir. dSPACE modülleri ve sensörler için toplamda bir adet 12 V’luk (20 Amper) ve birbirinden bağımsız iki adet 5 V’luk güç kaynağı kullanılmıştır. Deney motorunun çalışması esnasında krank ve kam sinyalinin dSPACE modüllerinden çıkan PWM sinyallerinden etkilendiği, motor açısının hesaplanamadığı ve MATLAB/Simulink modelinin hata vererek motorun yakıt enjeksiyonunu kestiği görülmüştür. Bu durumu engellemek için krank ve kam mili pozisyon sensörlerinin kabloları yüksek yalıtım özelliğine sahip yalıtım malzemeleri ile sarılmıştır. Ayrıca bu durumu engellemek için Şekil 3.17’de de görüldüğü gibi krank ve kam mili sensörlerinin beslemesi harici bir 5 V’luk güç kaynağı ile sağlanmıştır.

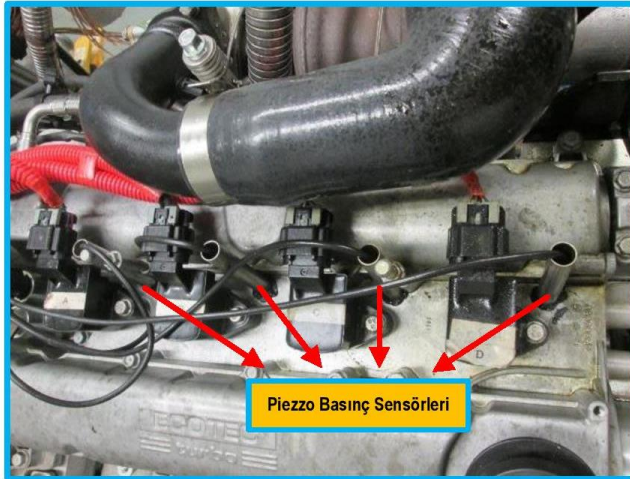
Şekil 3.17. Sensör ve aktüatörlerin dSPACE modüllerine bağlantı şeması

3.1.7. Yanma analiz sistemi

Silindir içi basınç sinyallerini, enkoder sinyallerini, manifold mutlak basınç sensörü sinyalini, dinamometre yük sinyalini ve yakıt akış metre sinyalini bilgisayara kaydedebilmek için DSP Technology RedLine ACAP yanma analiz cihazı kullanılmıştır. Silindir içi basınçlar Çizelge 3.6’da teknik özellikleri verilmiş olan PCB marka 115A04 model piezzo basınç sensörleri ile ölçülmüştür. Basınç sensörlerinden elde edilen sinyaller, ACAP programı içerisinde her bir silindir için ayrı ayrı picoCoulomb/kPa cinsinden kalibrasyon katsayısı ile bölünerek basınç verisine dönüştürülmektedir. Çizelge 3.6’da her bir silindir için kalibrasyon katsayısı verilmiştir. Resim 3.3’de piezzo basınç sensörlerinin silindir kapağının delinerek üst kısmından monte edilmiş hali görülmektedir.

Çizelge 3.6. Silindir içi basınç sensörü teknik özellikleri

Basınç Sensörü Özellikleri	
Marka	PCB Piezotronics
Model	115A04
Hassasiyet	20,3 pC/bar
Ölçüm Aralığı	241,4 bar
Maksimum Basınç	300 bar
Rezonans Frekansı	>125kHz
Doğrusalsızlık	≤ 0.3 % FS
Çalışma Sıcaklığı Aralığı	-20 – 350 °C
1. silindir basınç sensörü kalibrasyon katsayısı	0,2030 pC/kPa
2. silindir basınç sensörü kalibrasyon katsayısı	0,2080 pC/kPa
3. silindir basınç sensörü kalibrasyon katsayısı	0,2100 pC/kPa
4. silindir basınç sensörü kalibrasyon katsayısı	0,2050 pC/kPa



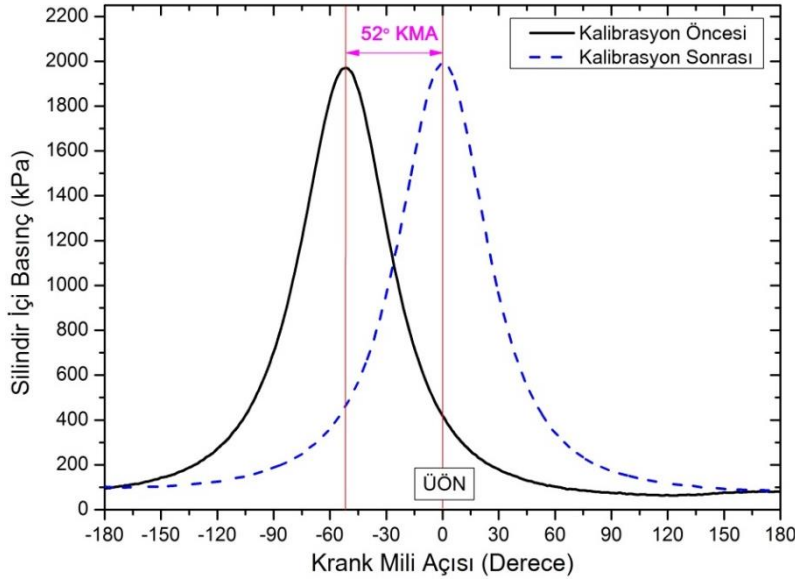
Resim 3.3. Silindir içi basınç sensörlerinin silindir kapağına monte edilmesi

Silindir içi basınç verilerine karşılık gelen krank mili açısını ölçmek için Resim 3.4’de görüldüğü gibi Accu-coder marka 260 model enkoder krank miline monte edilmiştir. Kullanılan enkoder de her turda 360 puls A sinyali (krank mili açısı sinyali), 1 puls Z sinyali (ÜÖN sinyali) elde edilmektedir. Dolayısıyla silindir içi basınç verisi 1 °KA hassasiyetinde kaydedilmektedir. Enkoder’in montajından sonra silindir içi basınçla eşleşebilmesi için hassas bir şekilde Z sinyalinin fiziksel olarak 1. silindirin ÜÖN’sına kalibre edilmesi gerekmektedir. Bu kalibrasyon için ACAP programından yararlanılmıştır.



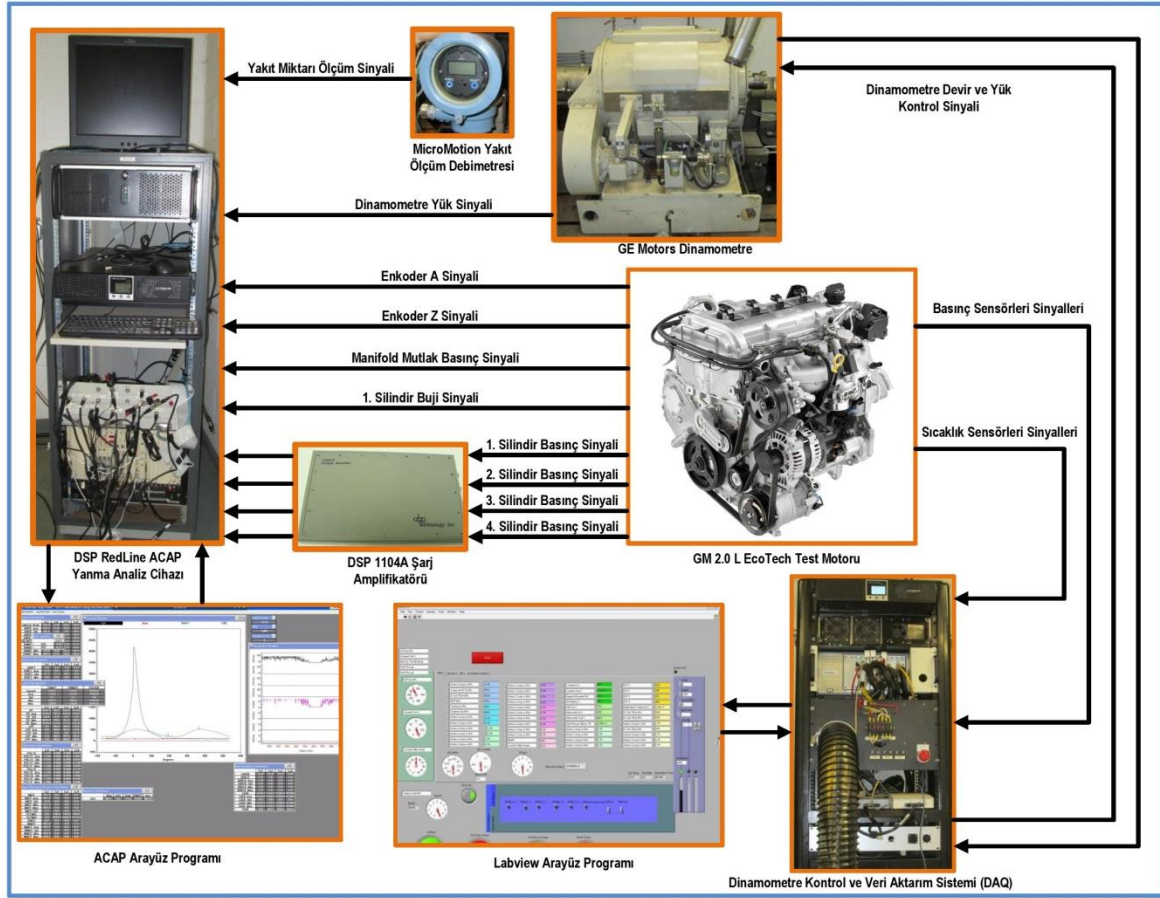
Resim 3.4. Enkoderin krank miline bağlantısı

Şekil 3.18’de ACAP sisteminde enkoder’in ÜÖN’ya kalibrasyonun öncesi ve sonrasındaki açıları görülmektedir. Motor boşta dinamometre ile döndürülerek enkoder A sinyaline karşılık gelen basınç verisi kaydedilmiştir. Enkoder’in sıfır noktası ile silindir içi maksimum basınç noktası arasında 52 °KA’lık kaçıklık olduğu görülmüştür. Enkoder kalibrasyonu için ACAP programında bulunan enkoder öteleme menüsünden silindir içi basınç verisi 52 °KA ötelenerek, Şekil 3.18’de de görüldüğü gibi maksimum basıncın ÜÖN’ya karşılık gelmesi sağlanmıştır. Bu kalibrasyon yapılırken deney motorunun boş konumda çalışması sonucu ölçülmüş silindir içi basınç verisinin maksimum noktası dinamik ÜÖN olarak kabul edilmiştir. Fakat gerçekte termodinamik kayıplardan dolayı dinamik ÜÖN ile statik ÜÖN arasında farklılık bulunmaktadır. Bu farklılığı gidermek için ACAP programı içerisindeki ÜÖN kalibrasyon menüsünde termodinamik kayıp açısı 1 °KA açısı olarak tanımlanmıştır [108].



Şekil 3.18. ACAP sisteminde enkoder'in ÜÖN'ya kalibre edilmesi

Şekil 3.19'da yanma analiz sistemi ve veri aktarım sisteminin çalışma şeması görülmektedir. Silindir içi basınç sensörlerinden gelen sinyaller DSP marka 1104A model şarj amplifikatörü ile yükseltilerek ACAP yanma analiz cihazına gönderilmektedir. Yukarıda açıklandığı gibi voltaj olarak okunan sinyaller basınç değerine dönüştürülmektedir. Enkoder'in A ve Z sinyalleri ve 1. silindir buji sinyali doğrudan ACAP sisteme gönderilmektedir. Silindir içi basınç verisinin hatasız bir şekilde kaydedilebilmesi için, emme manifolduna mutlak basınç sensörü yerleştirilmiştir. Krank mili açısına bağlı emme manifoldu mutlak basınç (kPa) değeri ölçülmektedir. ACAP programında bu basınç değeri (atmosferik basınca yakın) referans değer olarak kabul edilmekte ve bu basınç değerine bağlı silindir içi basınç değerleri öltenmektedir. Dinamometre yükünün ölçülebilmesi için, yük hücresi kullanılmıştır. Dinamometrenin kalibrasyonu yapılarak yük hücresinden voltaj olarak gelen sinyaller ACAP programı içerisinde fren ortalama efektif basınca (kPa) dönüştürülmüştür. Yakıt miktarının ölçülebilmesi için MicroMotion marka yakıt debimetresi kullanılmıştır. Yakıt debimetresinden gelen voltaj sinyalleri ACAP programı içerisinde yakıt debisine (miligram/saniye) dönüştürülerek kaydedilmiştir. Şekil 3.19'da görülen ACAP arayüz programı ile yanma analiz sistemi kontrol edilmiş ve ölçülen veriler bu arayüz yardımıyla bilgisayara kaydedilmiştir.

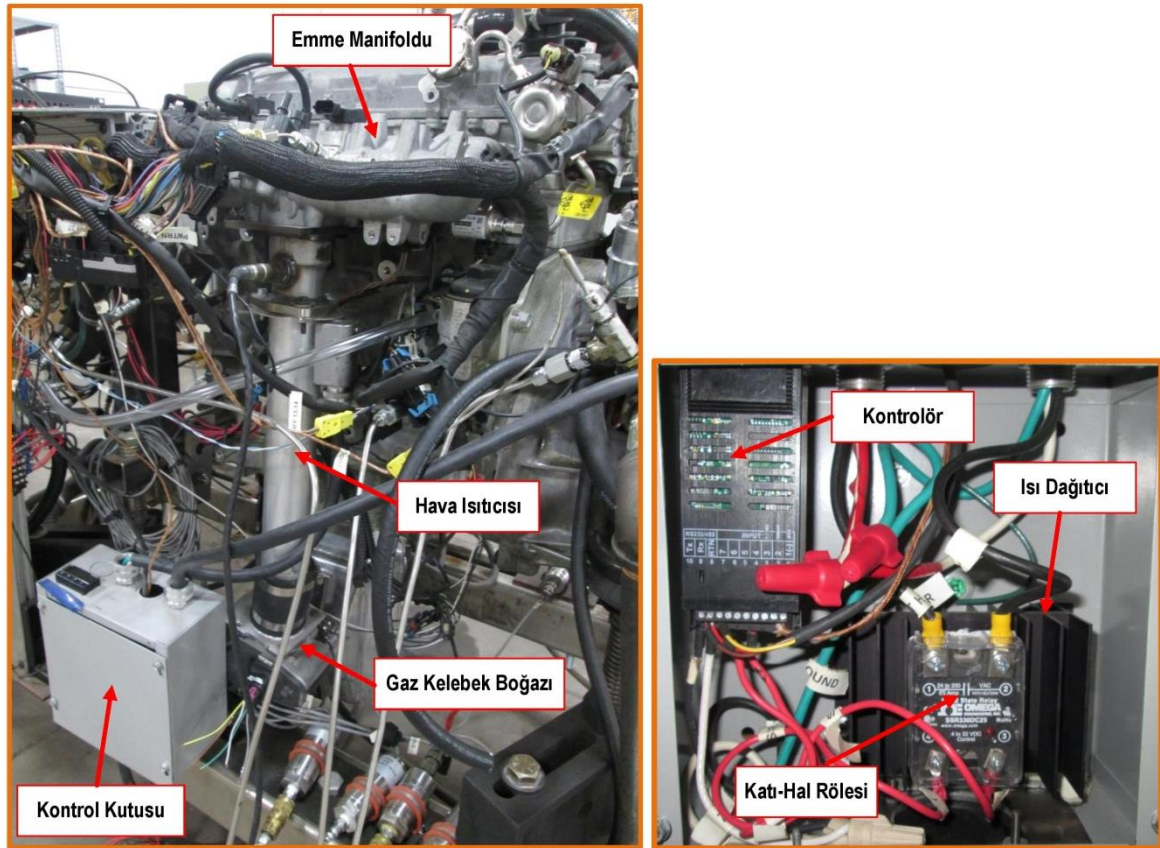


Şekil 3.19. Yanma analiz sistemi ve veri aktarım sistemi çalışma şeması

Deney motoru üzerine, emme manifoldu hava giriş sıcaklığı, ara soğutucu giriş ve çıkış sıcaklığı, motor soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığı, motor yağı sıcaklığı, karter yağ sıcaklığı, 1., 2., 3., ve 4. silindir egzoz gazı sıcaklıklarını ölçmek için toplamda 11 adet sıcaklık sensörü yerleştirilmiştir. Labview programı üzerinden sıcaklık verisini dönüştürmek ve bilgisayara kaydetmek için National Instrument marka TB 4353 modülü kullanılmıştır. Emme manifoldu basıncını, motor soğutma suyu giriş ve çıkış basıncını, motor yağ basıncını ve egzoz gazı basıncını ölçmek için 5 adet GP-50 marka basınç sensörü kullanılmıştır. Bu sensörlerden gelen sinyalleri bilgisayara aktarmak için National Instrument marka PXI 6225 M model analog giriş modülü kullanılmıştır. Sensörlerin kalibrasyonu, Labview programı içerisine gerekli katsayılar girilerek ayarlanmıştır. Dinamometre devri ve yükü, National Instrument marka PXI 6722 model analog çıkış modülü kullanılarak Labview programı üzerinden kontrol edilmiştir. Şekil 3.19’da Labview programının arayüzü de görülmektedir.

3.1.8. Emme havası ısıtma sistemi

HCCI motorlar silindir içerisindeki hava/yakıt karışımının sıkıştırılarak kendi kendine tutuşması prensibine göre çalıştığından, düşük sıkıştırma oranlı motorlarda yüksek oktanlı yakıtların HCCI modda tutuşması oldukça zordur. Bu sebeple, HCCI motorunun yüksek oktanlı yakıtlarla çalışma aralığı oldukça sınırlıdır. Bu problemin üstesinden gelebilmek için uygulanan en genel yöntemlerden birisi silindir içerisine alınan havanın sıcaklığının artırılmasıdır. Sıcaklığı artırılmış havanın içerisinde bulunan yakıtın kimyasal reaksiyon hızı arttığından daha kolay bir şekilde kendi keline tutuşabilmektedir. Bu çalışmada emme havası giriş sıcaklığını artırabilmek için Resim 3.5’de görüldüğü gibi, emme manifoldu ile gaz keleşbeği arasına Çizelge 3.7’de teknik özellikleri verilen Omega marka AHF-10120 model hava ısıtıcısı yerleştirilmiştir.

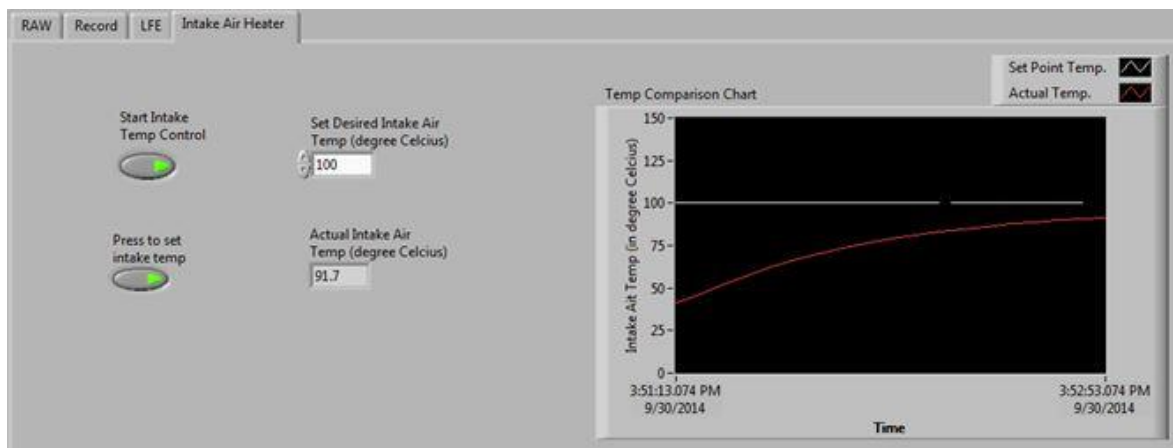


Resim 3.5. Emme havası ısıtıcısı ve kontrol modülü

Çizelge 3.7. Emme havası ısıtıcısı teknik özellikleri

Emme havası ısıtıcısı özellikleri	
Marka	Omega Inc
Model	AHF-10120
Giriş Voltajı ve Gücü	120 V / 1000 W
Rezistans Uzunluğu	203 mm
Maksimum Akış Debisi	200 cfm (5,663 m ³ /dakika)
Rezistans Malzemesi	Seramik ile yalıtılmış nikel-krom
Maksimum Hava Çıkış Sıcaklığı	315 °C
Gövde Malzemesi	Alüminyum

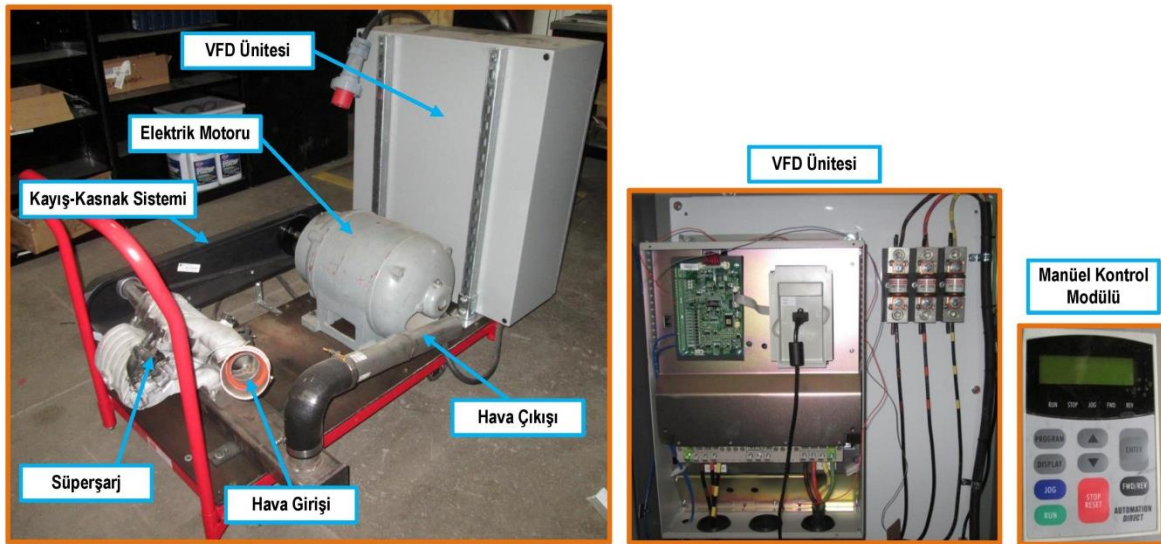
Emme havası giriş sıcaklığının ayarlanabilmesi için PID kontrol metodundan yararlanılmıştır. Resim 3.5’de görüldüğü gibi hava ısıtıcısı kontrol kutusu; kontrolör, katı-hal rölesi ve ısı dağıtıcısından oluşmaktadır. Kontrolör, National Instrument Paneli üzerinden CAN hattı ile Labview programına bağlanmıştır. Emme manifoldundan ölçülen anlık sıcaklık ile talep edilen sıcaklık arasındaki hata payına bağlı olarak hesaplatılmış PID katsayısına göre kontrolör katı-hal rölesini dolayısıyla ısıtıcı rezistansını kontrol etmektedir. Şekil 3.20’de giriş sıcaklığını kontrol etmek için kullanılan Labview programının arayüzü görülmektedir. Dolgu giriş sıcaklığı olarak 100 °C talep edilmiştir. Gerçek sıcaklığın yaklaşık 1,5 dakika içerisinde 91,7 °C’ye ulaştığı ve giderek 100 °C’ye eşitlenmektedir.



Şekil 3.20. Emme havası ısıtıcısı kontrolü için Labview programı arayüzü

3.1.9. Süperşarj sistemi

HCCI motorlarda sıkıştırma zamanı sonu basıncı yanmanın başlangıç noktasını doğrudan etkilemektedir. Sıkıştırma sonu basıncının yüksek olması yanmanın daha kolay ve erken başlamasına sebep olmakta ve HCCI motorunun çalışma aralığını genişletebilmektedir. Bu nedenle, sıkıştırma sonu basıncını arttırabilmek için genel olarak iki yöntem uygulanmaktadır. Yöntemlerden birisi HCCI deney motorunun pistonunu modifiye ederek sıkıştırma oranını arttırmak, diğer yöntem ise süperşarj veya turboşarj kullanarak silindir içerisine alınan havanın basıncını ve miktarını arttırmaktır. HCCI motorlarda yanma düşük sıcaklıklarda gerçekleştiğinden ve aşırı zengin karışımlarda motor çalıştırılmadığından dolayı yanma düşük sıcaklıklarda gerçekleşmektedir. Bu duruma bağlı olarak da egzoz gazı sıcaklığı ve basıncı geleneksel benzinli ve dizel motorlara göre çok daha düşüktür. Ayrıca HCCI motorunun sınırlı çalışma aralığından dolayı yüksek motor hızlarına ulaşmaması da egzoz gazının debisinin düşük olmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle HCCI motorlarda turboşarj kullanılması oldukça zordur. Bu çalışmada, bu olumsuzluklardan etkilenmemek için deney motoru üzerindeki turboşarj ünitesi devre dışı bırakılmış, silindir içerisine alınan havanın basıncını arttırmak için Resim 3.6'da görüldüğü gibi harici bir süperşarj ünitesi tasarlanmıştır.



Resim 3.6. Süperşarj ünitesi

Süperşarj ünitesinde Eaton marka M62 model süperşarj kullanılmıştır. Süperşarj, Louis Allis marka 20 hp gücünde bir elektrik motoru ile sürülmüştür ve her devrinde 1,016 litre

hava basabilmektedir. Elektrik motorunun maksimum hızı 3515 min^{-1} 'dir. Süperşarj ile elektrik motoru arasında 1:3 oranında kayış-kasnak sistemi kullanılmıştır. Elektrik motorunun hızını kontrol edebilmek için VFD (Variable Frequency Driver - Değişken Frekanslı Sürücü) ünitesi kullanılmıştır. Resim 3.6'da görülen manuel kontrol modülü VFD ünitesine bağlanarak frekans manuel olarak 0-60 Hz aralığında ayarlanabilmektedir. Talep edilen elektrik motoru hızına karşılık gelen frekans Eş. 3.3 ile hesaplanmıştır.

$$F_{VFD} = \frac{60 \times EMH}{3515} \quad (3.3)$$

Burada;

F_{VFD} : Manuel kontrol modülünde giriş değeri olarak tanımlanacak frekans, Hz

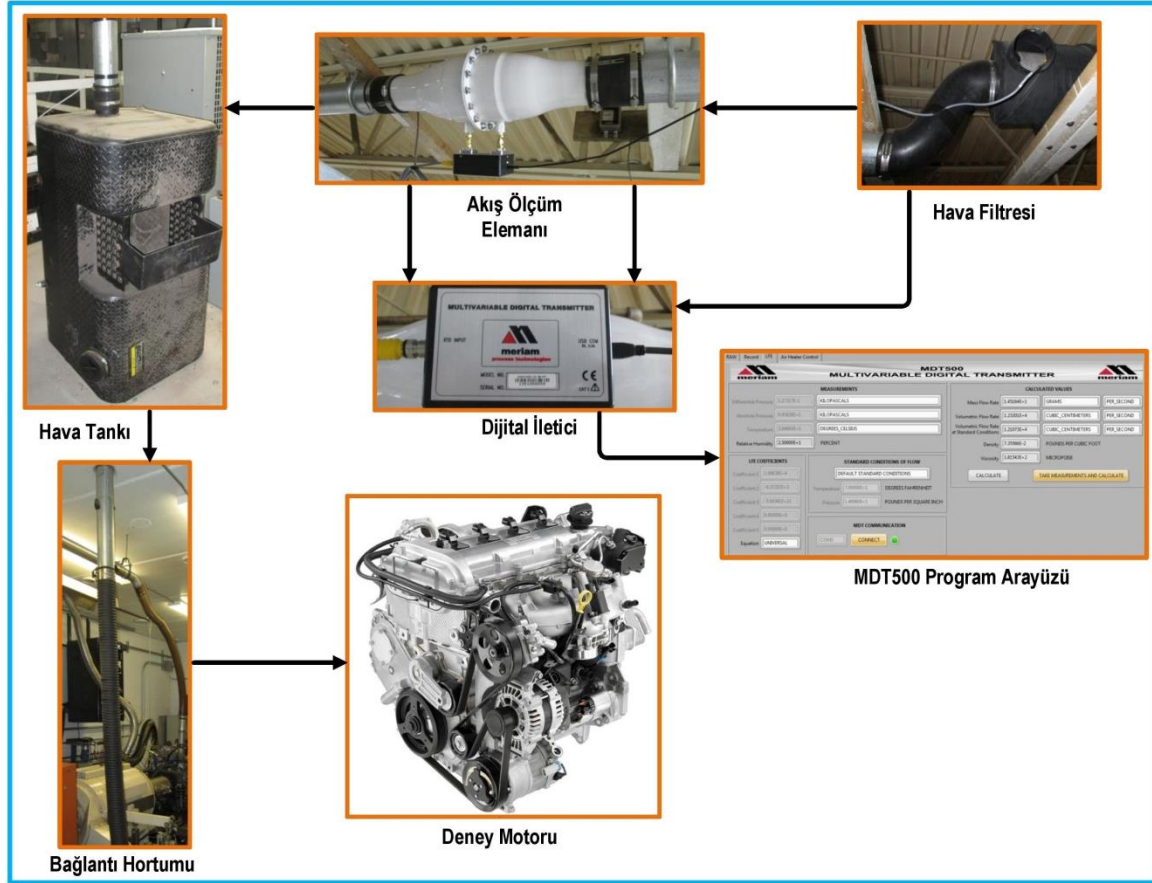
EMH : Talep edilen elektrik motoru hızı, min^{-1} 'dir.

Hava ölçüm sisteminden gelen atmosferik basıncındaki hava süperşarj ünitesi hava girişine bağlanmış, süperşarj ünitesi hava çıkış borusu ise ara soğutucu (intercooler) üzerinden deney motorunun emme giriş sistemine bağlanmıştır.

3.1.10. Giriş hava miktarı ölçüm sistemi

Deney motorunun tükettiği hava miktarının hassas bir şekilde ölçülmesi, gerçek hava/yakıt oranının belirlenebilmesi için oldukça önemlidir. Motorun tükettiği hava miktarı Meriam marka MDT500 model laminar hava akış metre ile ölçülmüştür. Şekil 3.21'de hava akış ölçüm sisteminin genel çalışma şeması görülmektedir. Hava debisi akış elemanında oluşturulan basınç farkından yararlanılarak ölçülmektedir. Basınç değerleri dijital iletici yardımıyla doğrudan sunucu bilgisayara aktarılmaktadır. Labview programı ile entegre bir şekilde çalışabilen MDT500 programı yardımıyla anlık tüketilen hava miktarı gram/saniye cinsinden bilgisayara kaydedilmektedir. Ayrıca MDT500 programı yardımıyla ölçülmüş olan mutlak basınç, fark basınç, ortam hava sıcaklığı, hava yoğunluğu ve hacimsel akış oranı da kaydedilmektedir. Emme havası hattında gerçekleştirilecek herhangi bir dalgalanma veya basınç değişimi hava miktarının hatalı ölçülmesine sebep olabilmektedir. Bu durumu önlemek için akış ölçüm elemanı sonrası emme hattına yaklaşık 80 L hacminde bir hava tankı yerleştirilmiştir. Hava tankındaki havanın deney odası sıcaklığından etkilenmemesi için tank deney odası dışına yerleştirilmiştir. Şekil 3.21'de görüldüğü gibi

hava tankı çıkışı bağlantı hortumu yardımıyla deney motoru emme girişine bağlanmıştır. Silindir içerisine alınan havanın temizlenebilmesi içinde akış ölçüm elemanı öncesinde hava filtresi kullanılmıştır.



Şekil 3.21. Hava miktarı ölçüm sistemi çalışma şeması

3.2. Deney Verilerinin Analizi

3.2.1. Verilerin işlenmesi

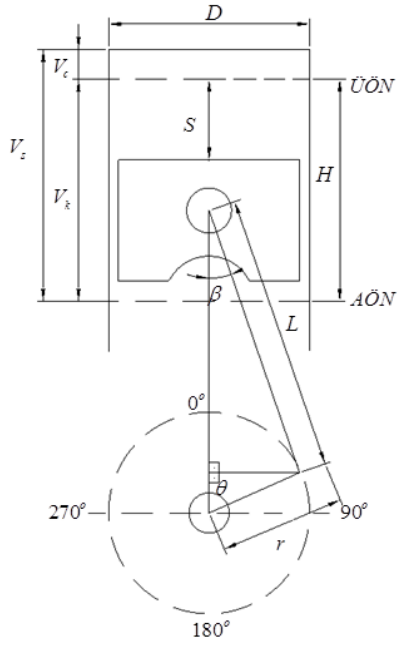
Her bir deneyde yaklaşık olarak en az 100 çevrim basınç verisi kaydedilmektedir. Bu verilerin kullanılarak detaylı şekilde yanma analizlerinin yapılabilmesi için MATLAB kodu ile bir program oluşturulmuştur. Hazırlanmış olan bu yanma analiz programının çalışabilmesi için, 72000 basınç verisi (100 çevrim), tüketilen yakıt miktarı, tüketilen hava miktarı, emme manifoldu basıncı, emme havası sıcaklığı ve egzoz gazı sıcaklığı ve fren ortalama efektif basınç değerlerinin ‘txt’ uzantılı dosya halinde kaydedilerek giriş verisi olarak tanımlanmalıdır. Ayrıca programa giriş verisi olarak, analiz edilecek basınç verisi

sayısının, silindir çapının, kurs boyunun, krank mil yarıçapının, biyel kolu uzunluğunun, sıkıştırma oranının, emme supabı kapanma açısının, egzoz supabı açılma ve kapanma açısının, silindir duvar sıcaklığının, enkoder çözünürlüğünün, kullanılmış olan yakıtların oranlarının ve alt ısı değerlerinin, stokiyometrik hava/yakıt oranının, emme giriş havasının yoğunluğunun ve motor hızının tanımlanması gerekmektedir.

Hazırlanmış olan bu MATLAB kodundan çıkış verisi olarak, ortalama manifold mutlak basınç, krank açısına bağlı 100 çevrimin ortalaması ile elde edilmiş olan silindir içi basıncı, kurs hacmi, yanma odası hacmi, anlık silindir hacmi, anlık silindir hacminin birinci türevi, anlık net iş, anlık silindir içi sıcaklık tahmini, anlık ısı dağılımı, anlık kümülatif ısı dağılımı, anlık silindir içi basıncın birinci türevi, anlık silindir içi basıncın ikinci türevi, anlık ısı transfer katsayısı, anlık ısı transfer yüzey alanı, anlık ısı transfer miktarı, anlık kümülatif ısı transfer miktarı, anlık kütleli yanma yüzdesi, maksimum silindir basıncı, bir çevrimde tüketilen hava kütlesi, hacimsel verim, net iş, indike ortalama efektif basınç (IMEP), indike ortalama efektif basınç varyans katsayısı (COV-IMEP), sıkıştırma ve genişleme zamanı boyunca politropik indeks, KA10, KA50, KA90 değerleri, toplam yanma süresi, indike ve efektif termik verim, lambda değeri, fren ortalama efektif basınç, yanma verimi, indike ve efektif güç, indike ve efektif moment, indike ve efektif özgül yakıt tüketimi, mekanik verim, çevrim başına tüketilen yakıt miktarı, ard gaz kütlesi, ard gaz oranı, emme supabı açılma sıcaklığı, maksimum silindir gaz sıcaklığı, eşdeğerlilik oranı, yanma başlangıç sıcaklığı ve basıncı hesaplatılarak kaydedilmektedir. İlerleyen bölümlerde çıkış verisi olarak elde edilmiş olan bu değerlerin hesaplatılmasında kullanılan yöntemler detaylı bir şekilde açıklanmıştır.

3.2.2. Motor geometrisi

Net iş, ısı dağılımı, ortalama çevrim basıncı, ısı transfer miktarı ve bazı motor performans parametrelerinin hesaplanabilmesi için silindir içi hacminin ve hacmin türevinin krank açısına bağlı değişiminin hesaplanması gerekmektedir. Şekil 3.22’de motor geometrisi görülmektedir. Krank açısına (θ) bağlı pistonun aldığı yol ve anlık değişen silindir hacmi aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.22. Motor geometrisi

Kurs hacmi, yanma odası hacmi ve toplam silindir hacminin hesaplanması için sırasıyla Eş. 3.4, Eş. 3.5 ve Eş. 3.6 kullanılmıştır.

$$V_k = \frac{\pi \times D^2}{4} \times H \quad (3.4)$$

$$V_c = \frac{V_k}{\varepsilon - 1} \quad (3.5)$$

$$V_s = V_k + V_c \quad (3.6)$$

Bu eşitliklerde;

V_k : Kurs hacmi, m³

V_c : Yanma odası hacmi, m³

V_s : Toplam silindir hacmi, m³

D_{pis} : Silindir çapı, m

H : Kurs boyu, m

ε : Sıkıştırma oranı'dır.

Pistonun aldığı yol için Şekil 3.22'den yararlanılarak;

$$S = L + r - r \times \cos \theta - L \times \cos \beta \quad (3.7)$$

eşitliği yazılabilir. Aşağıdaki gibi bir trigonometrik dönüşüm yapılarak $\cos \beta$ ifadesinin θ cinsinden karşılığı bulunabilir.

$$L \times \sin \beta = r \times \sin \theta \quad (3.8)$$

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \times \sin \theta \quad (3.9)$$

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \quad (3.10)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (3.11)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \times \sin \theta \right)^2} \quad (3.12)$$

Eş. 3.12'deki $\cos \beta$, Eş. 3.7'de yerine konulup, $\frac{r}{L}$ yerine λ ifadesi yazılırsa ve gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$S(\theta) = L + r - r \times \cos \theta - L \times \left(\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \times \sin \theta \right)^2} \right) \quad (3.13)$$

$$S(\theta) = r \times \left((1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} \right) \quad (3.14)$$

eşitliği elde edilir. Burada;

L : Biyel kolu uzunluğu, m

r : Krank mili yarıçapı, m

λ : Krank mili yarıçapının biyel kolu uzunluğuna oranı,

θ : Krank mili açısı, °

$S(\theta)$: Krank mili açısına bağlı pistonun aldığı yol, m'dir.

Krank mili açısına bağlı anlık silindir hacmi ise;

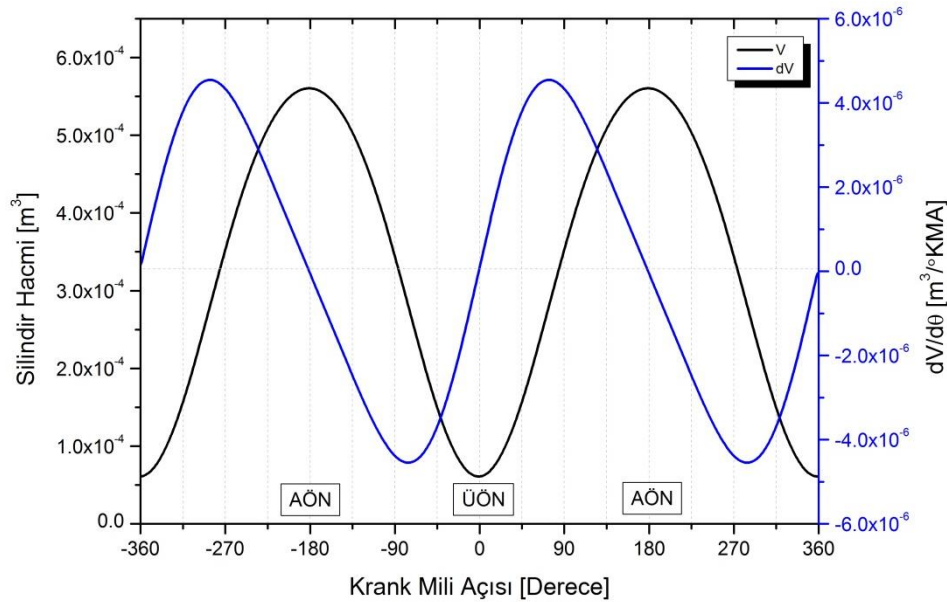
$$V = V_c + \frac{\pi \times D^2}{4} \times S(\theta) \quad (3.15)$$

şeklinde ifade edilebilir. Silindir hacminin krank açısına bağlı birinci derece türevi için Eş. 3.15'in türevi alınır;

$$\frac{dV}{d\theta} = \cancel{V_c} + \frac{\pi \times D^2}{4} \times r \left(\left(\lambda - \cos \theta \right) + \frac{1/\lambda}{2 \times \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta}} \right) \quad (3.16)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times r \left(\sin \theta + \frac{\cos \theta \times \sin \theta}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta}} \right) \quad (3.17)$$

eşitliği elde edilir.



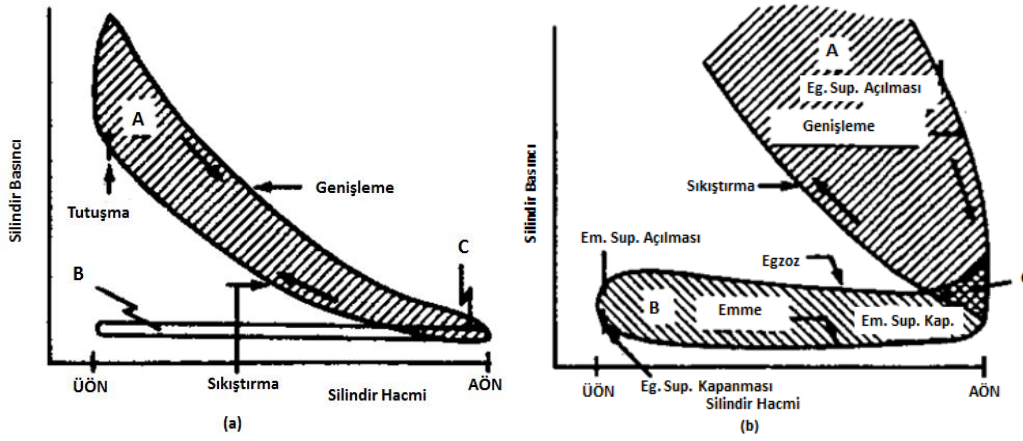
Şekil 3.23. Silindir hacmi ve hacmin türevinin krank açısına bağlı değişimi

Eş. 3.14, Eş. 3.15 ve Eş. 3.17 hazırlanmış olan yazılıma uygulanarak Şekil 3.23'de görülen silindir hacminin ve silindir hacminin birinci derece türevinin krank açısına bağlı değişimi

elde edilmiştir. Şekil 3.23’de de görüldüğü gibi AÖN ve ÜÖN’larında pistonun durakladığı anda hacim değişimi olmadığından hacim türevi sıfır olmaktadır.

3.2.3. İş ve indike ortalama efektif basıncın hesaplanması

Silindir içeri basınç verileri kullanılarak her çevrimde elde edilen iş ve indike ortalama efektif basınç (IMEP) hesaplanabilmektedir. IMEP değerleri, silindir sayısına, hacmine ve motor hızına bağlı olmadığından, motor veriminin belirlenmesinde temel bir parametre olarak kullanılabilir [20-21, 109-110].



Şekil 3.24. Kapalı indikatör diyagramı [20]

Şekil 3.24’de Silindir basıncının, silindir hacmine bağlı değişimi görülmektedir. Bu kapalı indikatör diyagramının altında kalan alan pistonu etkileyen iş olarak tanımlanmaktadır. Dolayısı ile çevrim boyunca yapılan iş;

$$W = \oint P \times dV \quad (3.18)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada;

W : İş, J

P : Silindir basıncı, Pa

dV : Hacim değişimi, m^3

Net işin hesaplanması için gross işten pompalama işini çıkarmak gerekmektedir. Şekil 3.24’de A alanı ile C alanının toplamı gross işi, B alanı ile C alanının toplamı ise pompalama işini vermektedir. Pompalama işinde emme zamanındaki silindir içi basıncın,

egzoz zamanındaki basınçtan küçük olması durumunda B alanı pozitif olarak kabul edilmektedir. Bu durum normal emişli motorlarda oluşmaktadır. Silindir içi basıncın, egzoz zamanındaki basınçtan büyük olması durumunda B alanı negatif olarak kabul edilmektedir. Bu durum ise turbo şarjlı motorlarda oluşmaktadır. Net iş ise A alanı ile B alanının farkına eşittir. Dolayısı ile net iş;

$$W_{net} = W_{gross} - W_{pomp} \quad (3.19)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir [20, 109-110].

İndike ortalama efektif basınç, işin kurs hacmine bölünmesi ile elde edilmektedir. Eş. 3.20 ve Eş. 3.21 kullanılarak $imep_{gross}$ ve $imep_{net}$ değerleri hesaplanmıştır [20].

$$imep_{gross} = \frac{W_{gross}}{V_k} \quad (3.20)$$

$$imep_{net} = \frac{W_{net}}{V_k} \quad (3.21)$$

3.2.4. Çevrimsel farklılıkların analizi

Silindir içindeki karışım kompozisyonunun değişimi, silindir içindeki sıcaklık ve basınç farkları çevrimsel değişikliklere neden olmaktadır. HCCI yanmasında yanma odasının tamamında meydana gelen ani ve hızlı ısı dağılımı çevrimsel farkların artmasına neden olmaktadır. Bunun yanında özellikle düşük motor yüklerinde meydana gelen ateşlenememe ve yüksek yüklerde karşılaşılan vuruntu çevrimden çevrime meydana gelen farkları arttırmaktadır. Belirli sayıda ardışık çevrimin aralarındaki farklılıkların incelenmesi ile motorun düzenli çalışıp çalışmadığı, motorun tekleme ya da çiğ atma sınırları belirlenmektedir. İndike ortalama efektif basıncın çevrimsel farklılıklara göre değişiminin incelenmesi ile motorun performans kararlılığı da belirlenebilmektedir. Çevrimsel farklılıkların ifade edilmesinde varyans katsayısı (COV -Coefficient of Variation) yaygın olarak kullanılmaktadır. Literatürde motorun kararlı bir şekilde çalışması için varyans katsayısı değerinin % 10'u geçmemesi istenmektedir. Bu değer HCCI

yanması için kritik değer olarak kabul edilmektedir [13, 20]. Ortalama efektif basınç varyans katsayısı;

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{\bar{X}} \times 100 \quad (3.22)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir. Burada;

σ_{imep} : 100 çevrimin indike ortalama efektif basınç değerlerinin standart sapmasını,

$\bar{X}$: 100 çevrimin indike ortalama efektif basınç değerlerinin ortalamasını göstermektedir.

Eş. 3.22'deki σ_{imep} ve $\bar{X}$ değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n_{\text{çevrim}}} \quad (3.23)$$

$$\sigma_{imep} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n_{\text{çevrim}}}} \quad (3.24)$$

Burada;

X_i : Her bir çevrimin IMEP değeri,

n : çevrim sayısını göstermektedir.

3.2.5. Politropik indeksin belirlenmesi ve sıcaklık tahmini

Sıkıştırma ve genişleme işlemi boyunca politropik indeks sabit kalmakta, yanma işlemi boyunca değişmektedir. Politropik indeksteki bu değişimden yararlanılarak yanma başlangıcı ve bitiş konumları belirlenebilmektedir. Ayrıca silindir içi sıcaklık değerleri de tahmin edilebilmektedir. Politropik indeks sıkıştırma ve genişleme zamanı boyunca aşağıdaki gibi ifade edilebilir [20].

$$P \times V^{n_c} \cong c \quad (3.25)$$

Eşitlik 3.25'in diferansiyeli alınırsa, politropik indeksin değişimi;

$$n_c \times P \times V^{n_c-1} dV + V^{n_c} \times dP = 0 \quad (3.26)$$

$$n_c = - \frac{V \times dP}{P \times dV} \quad (3.27)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Silindir içi sıcaklığın belirlenmesinde ise aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$T_{i+1} = T_i \left(\frac{V_s}{V_{s+1}} \right)^{n_c} \quad (3.28)$$

Burada;

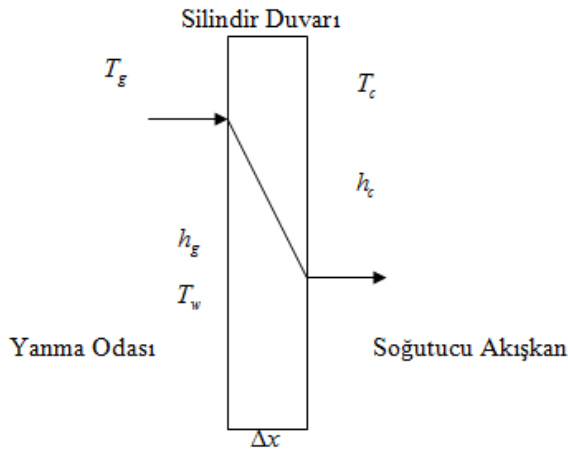
T_i, T_{i+1} : Sıcaklık, K

V_s, V_{s+1} : Silindir hacmi, m³

n_c : Politropik indeksin değişimidir.

3.2.6. Silindir duvarlarına transfer edilen ısı miktarının hesaplanması

Yanma işlemi boyunca meydana gelen ısı kayıpları yakıt ile yanma odasına verilen enerjinin yaklaşık % 10-15'i kadardır ve krank açısına göre gerçekleşen ısı transferi değişmektedir. Yanma odasında meydana gelen ısı yanma odası duvarlarından ve silindirdeki oyuklardan ve köşe noktalardan transfer edildiğinden piston üzerine uygulanan kuvvet ve net iş azalmaktadır. Bu yüzden termik verim ve motor performansı ısı transferinden etkilenmektedir. Silindirdeki dolgunun sıcaklığı emme zamanında silindir duvar sıcaklığından daha düşük olduğu için ısı akışı negatife düşmekte ve ısı transferi duvardan dolguya doğru gerçekleşmektedir. Yanma sırasında ise, özellikle maksimum silindir basıncı ve sıcaklığının olduğu durumlarda ısı akışı en yüksek seviyelere çıkmakta ve dolgudan silindir duvarına geçmektedir [20-21, 24, 111-115]. Şekil 3.25'de silindir duvarlarında oluşan ısı transferi temsili olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.25. Silindirde oluşan ısı transferi

Newton'un soğutma yasasına göre içten yanmalı motorlarda silindir yüzeylerine olan ısı transferi;

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{1}{6 \times n} \times h_g \times A \times (T_g - T_w) \quad (3.29)$$

$$A = \frac{V}{A_{pis}} \times \pi \times D + 2 \times A_{pis} \quad (3.30)$$

$$A_{pis} = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (3.31)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilmektedir. Burada;

$\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$: Krank açısına bağlı anlık ısı transferi, J/ °KA

n : Motor hızı, min⁻¹

h_g : Anlık ısı taşınım katsayısı, W/m²K

T_g : Krank açısına bağlı anlık silindir içi ortalama gaz sıcaklığı, K

T_w : Silindir duvar sıcaklığı, K

A : Krank açısına bağlı ısı transferi yüzey alanı, m²

V : Krank açısına bağlı anlık silindir hacmi, m³

D : Silindir çapı, m

A_{pis} : Piston başı alanı, m²

Eş. 3.29'daki h_g , ısı taşınım katsayısı, silindir çapına, hacmine, sıcaklığına, basıncına ve ortalama gaz hızı gibi birçok parametreye bağlıdır. Isı taşınım katsayısı için Woschini tarafından Eş. 3.32'de ifade edildiği gibi içten yanmalı motorlar için bir korelasyon ortaya konulmuş ve yaygın bir şekilde kabul görmüştür [20-21, 111-115].

$$h_g = 3,26 \times D^{-0,2} \times T_g^{-0,55} \times P^{0,8} \times w^{0,8} \quad (3.32)$$

Burada;

D : Silindir çapı, m

T_g : Krank açısına bağlı anlık silindir içi ortalama gaz sıcaklığı, K

P : Krank açısına bağlı anlık silindir içi basıncı, kPa

w : Ortalama gaz hızı, m/s'dir

HCCI motorlarda yanma, konvansiyonel buji ile ateşlemeli ve dizel motorlarla kıyaslandığında daha düşük sıcaklıklarda gerçekleşmektedir. Buna bağlı olarak silindir duvarlarından transfer edilen ısı miktarı da azalmaktadır. HCCI motorlardaki ısı transferini daha hassas bir şekilde hesaplayabilmek için, Chang ve arkadaşları Woschini modelini modifiye ederek aşağıdaki eşitliği elde etmişlerdir [116-118]. Bu çalışmada, ısı taşınım katsayısı Eş. 3.33 kullanılarak elde edilmiştir.

$$h_g = \alpha_{scaling} \times L_s^{0,2} \times P^{0,8} \times T^{-0,73} \times w^{0,8} \quad (3.33)$$

$$w = c_1 \times \bar{S}_p + \frac{c_2}{6} \times \frac{V_d \times T_r}{P_r \times V_r} \times (P - P_{motored}) \quad (3.34)$$

Burada;

L_s : Anlık silindir yüksekliği, m

T : Anlık silindir içi gaz sıcaklığı, K

P : Anlık silindir içi basınç, kPa

w : Silindir içi gaz hızı, m/s

$\bar{S}_p$: Ortalama piston hızı $\bar{S}_p = \frac{2 \times S \times n}{60}$, m/s

V_d : Anlık kurs hacmi, m^3

V_r : Emme supabı kapanma anındaki silindir hacmi, m^3

T_r : Emme supabı kapanma anındaki silindir içi gaz sıcaklığı, K

P_r : Emme supabı kapanma anındaki silindir içi basıncı, kPa

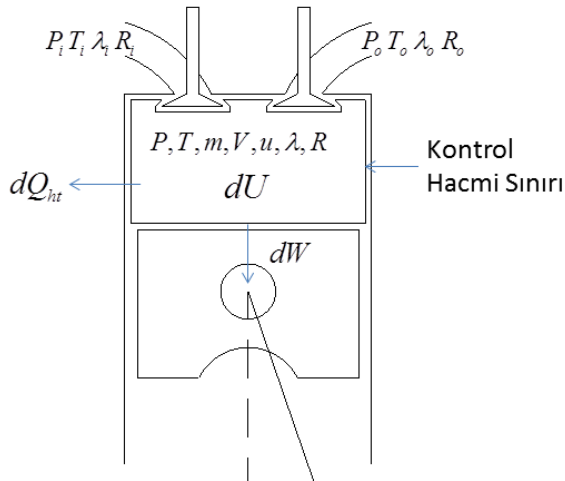
$P_{motored}$: Motorun sadece havayı sıkıştırarak elde ettiği maksimum basınç, kPa

c_1 ve c_2 : Sırasıyla 2,28 ve 0,00324 sabit katsayıları

$\alpha_{scaling}$: Farklı motor geometrileri için skala katsayısı'dır.

3.2.7. Isı yayılım oranının analizi

Isı yayılım analizi yapılırken matematiksel olarak uygulamayı kolaylaştırmak için genellikle Şekil 3.26'da görülen tek bölgeli yanma modeli kullanılmaktadır. Tek bölgeli yanma modelinde, bütün yanma bölgesi tek bir hacim olarak kabul edilmekte ve yanma odası duvarları sistem sınırlarını oluşturmaktadır. Silindir içerisindeki dolgunun kompozisyonu ve sıcaklığı, bütün hacimde eşit olarak kabul edilmektedir. Isı yayılım analizinde, yanma süresince silindir içerisindeki yanan yakıtın kimyasal enerjisinin açığa çıkma oranı incelendiğinden, hesaplamaların kapalı çevrim aralığında (emme supabı kapanmasından egzoz supabı açılmasına kadar olan zaman aralığında) yapılması analizi kolaylaştırmaktadır. Segmanlardan ve supaplardan gerçekleşen gaz kaçakları da göz ardı edildiğinde kapalı çevrim boyunca kontrol hacmi içerisindeki dolgu miktarının sabit kaldığı kabul edilebilmektedir [20-21, 23, 109, 114, 119-121].



Şekil 3.26. Tek bölgeli yanma modeli

Açık sistemler için Termodinamiği 1. Kanunu'nun zamana bağlı diferansiyel formu Eş. 3.36'daki gibidir.

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_i \dot{m}_i \times h_i = \frac{dU}{dt} \quad (3.36)$$

Burada;

$\frac{dQ}{dt}$: Sistem sınırlarına birim zamanda transfer olan ısı,

$\frac{dW}{dt}$: Sistem sınırlarının değişimi ile birim zamanda yapılan iş,

$\dot{m}_i$: Sistem sınırları içerisine giren ve çıkan kütle miktarı,

h_i : Sistem sınırları içerisine giren ve çıkan kütlenin entalpisi,

$\frac{dU}{dt}$: Sistem sınırları içerisinde kalan dolgunun birim zamandaki iç enerji değişimidir.

Krank-biyel mekanizması ile sistem sınırları boyunca yapılan iş $\frac{dW}{dt} = P \times \frac{dV}{dt}$ olarak denklemde yerine konulursa ve kapalı çevrim göz önünde bulundurularak, gaz kaçaklarının da ihmal edilmesiyle kütle değişiminin olmadığı kabul edilirse;

$$\frac{dQ}{dt} - P \times \frac{dV}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (3.37)$$

eşitliği yazılabilir.

Net ısı yayılım oranı $\left(\frac{dQ_{net}}{dt} \right)$, toplam ısı yayılımı $\left(\frac{dQ_{gr}}{dt} \right)$ ile silindir duvarlarına ısı transfer oranının $\left(\frac{dQ_{ht}}{dt} \right)$ farkı olup, piston üzerine yapılan iş ile silindir içerisindeki dolgunun iç enerji değişiminin oranına eşittir.

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \frac{dQ_{gr}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = P \times \frac{dV}{dt} + \frac{dU}{dt} \quad (3.38)$$

Silindir içerisindeki dolgu ideal gaz olarak kabul edilip, iç enerji değişiminin yerine

$$\frac{dU}{dt} = m \times c_v \times \frac{dT_g}{dt} \text{ yazılırsa yeni eşitlik;}$$

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = P \times \frac{dV}{dt} + m \times c_v \times \frac{dT_g}{dt} \quad (3.39)$$

gibi olmaktadır. İdeal gaz kanunundan $PV = mRT_g$ 'de üniversal gaz sabiti değişmez olarak kabul edilerek zamana bağlı diferansiyel formu yazılırsa;

$$V \times \frac{dP}{dt} + P \times \frac{dV}{dt} = m \times R \times \frac{dT_g}{dt} + \frac{P \times V}{m} \times \frac{dm}{dt} \quad (3.40)$$

eşitliği elde edilir. Gaz kaçakları ihmal edilebilir boyutta olduğu için $\frac{dm}{dt} \cong 0$ kabul

edilebilmektedir. Eş. 3.40, Eş. 3.39'da yerine konulup gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) \times P \times \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \times V \times \frac{dP}{dt} \quad (3.41)$$

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = P \times \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \left(P \times \frac{dV}{dt} + V \times \frac{dP}{dt} \right) \quad (3.42)$$

eşitliği elde edilmektedir. Eşitlik 3.42'de $R = c_p - c_v$ yerine konulup tekrar düzenlenirse eşitliği son hali;

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \frac{c_p}{R} \left(P \times \frac{dV}{dt} + V \times \frac{dP}{dt} \right) - V \times \frac{dP}{dt} \quad (3.43)$$

şeklinde olur. Eşitlik 3.43'de elde edilmiş olan net ısı yayılım oranına silindir duvarlarına olan ısı transferi ilave edilip, zamana bağlı değişim yerine krank mili açısına göre ifade edilirse yeni eşitlik;

$$\frac{dQ_{gr}}{d\theta} = \frac{c_p}{R} \left(P \times \frac{dV}{d\theta} + V \times \frac{dP}{d\theta} \right) - V \times \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (3.44)$$

olur. Burada;

$$\frac{dQ_{gr}}{d\theta} : \text{Isı yayılım oranı,}$$

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} : \text{Silindir duvarlarına ısı transfer oranı,}$$

P : Anlık silindir basıncı,

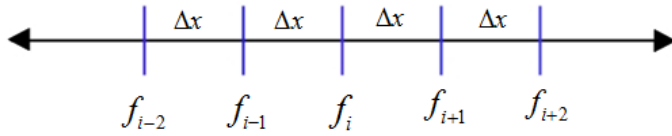
$\frac{dP}{d\theta}$: Silindir basıncının krank açısına göre birinci türevi,

V : Anlık silindir hacmi,

$\frac{dV}{d\theta}$: Silindir hacminin krank açısına göre birinci türevi'dir.

3.2.8. Silindir içi basınç türevlerinin hesaplanması

Isı yayılım oranı denklemin uygulanabilmesi için, silindir içi basıncın krank açısına bağlı birinci türevinin bulunması gerekmektedir. Aynı zamanda silindir içi basıncın ikinci türevi ise yanma başlangıcının ve bitiş konumunun belirlenmesi için kullanılabilmektedir. Basınç türevlerinin sayısal olarak hesaplanabilmesi için sonsuz elemanlar metodundan yararlanılmıştır. Hem birinci hem de ikinci mertebe türev için Şekil 3.27'de görüldüğü gibi 5 noktalı merkezi fark türevi kullanılmıştır.



Şekil 3.27. Merkezi fark türevi

Silindir basıncının birinci derece merkezi türevin $\theta(\Delta x^4)$ hata payı ile bulunması için Taylor serisi [122];

$$a f_i = a f_i \quad (3.45)$$

$$b f_{i+1} = b f_i + b f_i' \frac{\Delta x}{1!} + b f_i'' \frac{\Delta x^2}{2!} + b f_i''' \frac{\Delta x^3}{3!} + b f_i^{(4)} \frac{\Delta x^4}{4!} + \theta(\Delta x^5) \quad (3.46)$$

$$c f_{i+2} = c f_i + c f_i' \frac{2\Delta x}{1!} + c f_i'' \frac{4\Delta x^2}{2!} + c f_i''' \frac{8\Delta x^3}{3!} + c f_i^{(4)} \frac{16\Delta x^4}{4!} + \theta(\Delta x^5) \quad (3.47)$$

$$d f_{i-1} = d f_i - d f_i' \frac{\Delta x}{1!} + d f_i'' \frac{\Delta x^2}{2!} - d f_i''' \frac{\Delta x^3}{3!} + d f_i^{(4)} \frac{\Delta x^4}{4!} - \theta(\Delta x^5) \quad (3.48)$$

$$e f_{i-2} = e f_i - e f_i' \frac{2\Delta x}{1!} + e f_i'' \frac{4\Delta x^2}{2!} - e f_i''' \frac{8\Delta x^3}{3!} + e f_i^{(4)} \frac{16\Delta x^4}{4!} - \theta(\Delta x^5) \quad (3.49)$$

şeklinde ifade edilebilir. Eş. 3.45'den Eş. 3.49'a kadar olan eşitlikler taraf tarafa toplanırsa;

$$\begin{aligned}
a f_i + b f_{i+1} + c f_{i+2} + d f_{i-1} + e f_{i-2} &= (a+b+c+d+e) f_i + (b+2c-d-2e) f_i' \frac{\Delta x}{1!} + \\
(b+4c+d+4e) f_i'' \frac{\Delta x^2}{2!} + (b+8c-d-8e) f_i''' \frac{\Delta x^3}{3!} + \\
(b+16c+d+16e) f_i^4 \frac{\Delta x^4}{4!} + \theta(\Delta x)
\end{aligned} \quad (3.50)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte f_i' 'nin katsayısı 1'e, $f_i'', f_i''', f_i^4, f_i^5$ 'in katsayıları sıfıra eşitlenirse;

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 2 & -1 & -2 \\ 0 & 1 & 4 & 1 & 4 \\ 0 & 1 & 8 & -1 & -8 \\ 0 & 1 & 16 & 1 & 16 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.51)$$

matrisi elde edilir. Bu matris çözümlenirse katsayılar aşağıdaki gibi bulunur.

$$a=0, \quad b=\frac{2}{3}, \quad c=-\frac{1}{12}, \quad d=-\frac{2}{3}, \quad e=\frac{1}{12}$$

Elde edilmiş olan katsayılar Eş. 3.48'de yerine konulup denklem yeniden düzenlenirse;

$$f_i' = \frac{-\frac{1}{12} f_{i+2} + \frac{2}{3} f_{i+1} - \frac{2}{3} f_{i-1} + \frac{1}{12} f_{i-2}}{\Delta x} + \theta(\Delta x^4) \quad (3.52)$$

eşitliği elde edilmektedir.

Silindir basıncının ikinci derece merkezi türevin $\theta(\Delta x^4)$ hata payı ile bulunması için

Taylor serisi [122];

$$a f_i = a f_i \quad (3.53)$$

$$b f_{i+1} = b f_i + b f_i' \frac{\Delta x}{1!} + b f_i'' \frac{\Delta x^2}{2!} + b f_i''' \frac{\Delta x^3}{3!} + b f_i^4 \frac{\Delta x^4}{4!} + b f_i^5 \frac{\Delta x^5}{5!} + \theta(\Delta x^6) \quad (3.54)$$

$$c f_{i+2} = c f_i + c f_i' \frac{2\Delta x}{1!} + c f_i'' \frac{4\Delta x^2}{2!} + c f_i''' \frac{8\Delta x^3}{3!} + c f_i^4 \frac{16\Delta x^4}{4!} + c f_i^5 \frac{32\Delta x^5}{5!} + \theta(\Delta x^6) \quad (3.55)$$

$$d f_{i-1} = d f_i - d f_i' \frac{\Delta x}{1!} + d f_i'' \frac{\Delta x^2}{2!} - d f_i''' \frac{\Delta x^3}{3!} + d f_i^4 \frac{\Delta x^4}{4!} - d f_i^5 \frac{\Delta x^5}{5!} + \theta(\Delta x^6) \quad (3.56)$$

$$e f_{i-2} = e f_i - e f_i' \frac{2\Delta x}{1!} + e f_i'' \frac{4\Delta x^2}{2!} - e f_i''' \frac{8\Delta x^3}{3!} + e f_i^4 \frac{16\Delta x^4}{4!} - e f_i^5 \frac{32\Delta x^5}{5!} + \theta(\Delta x^6) \quad (3.57)$$

şeklinde ifade edilebilir. Eş. 3.53'den Eş. 3.57'ye kadar olan eşitlikler taraf tarafa toplanırsa;

$$\begin{aligned}
 a f_i + b f_{i+1} + c f_{i+2} + d f_{i-1} + e f_{i-2} &= (a+b+c+d+e) f_i + (b+2c-d-2e) f_i' \frac{\Delta x}{1!} + \\
 (b+4c+d+4e) f_i'' \frac{\Delta x^2}{2!} &+ (b+8c-d-8e) f_i''' \frac{\Delta x^3}{3!} + (b+16c+d+16e) f_i^4 \frac{\Delta x}{4!} + \\
 (b+32c-d-32e) f_i^5 \frac{\Delta x}{5!}
 \end{aligned} \quad (3.58)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte f_i'' 'nin katsayısı 1'e, f_i' , f_i''' , f_i^4 , f_i^5 'in katsayıları sıfıra eşitlenirse;

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 2 & -1 & -2 \\ 0 & 1 & 4 & 1 & 4 \\ 0 & 1 & 8 & -1 & -8 \\ 0 & 1 & 16 & 1 & 16 \\ 0 & 1 & 32 & -1 & -32 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.59)$$

matrisi elde edilir. Bu matris çözülrse katsayılar aşağıdaki gibi bulunur.

$$a = -\frac{5}{4}, \quad b = \frac{4}{6}, \quad c = -\frac{1}{24}, \quad d = \frac{4}{6}, \quad e = -\frac{1}{24}$$

Elde edilmiş olan katsayılar Eş. 3.56'da yerine konulup denklem yeniden düzenlenirse;

$$f_i'' = \frac{-\frac{1}{12} f_{i+2} + \frac{4}{3} f_{i+1} - \frac{5}{2} f_i + \frac{4}{3} f_{i-1} - \frac{1}{12} f_{i-2}}{\Delta x^2} + \theta(\Delta x^4) \quad (3.60)$$

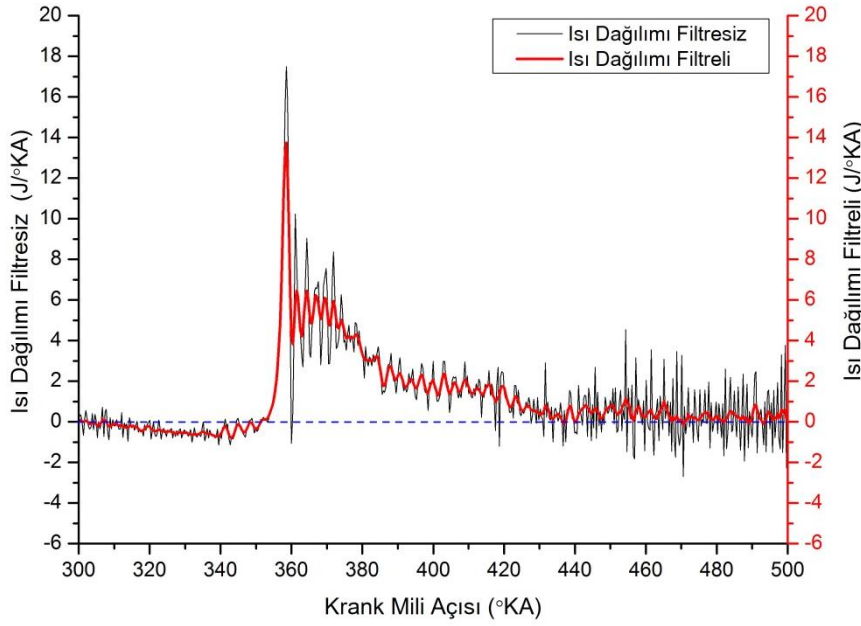
eşitliği elde edilmektedir.

3.2.9. Verilerin filtrelenmesi

Deneyler esnasında silindir içi basıncı ölçülürken, piezo basınç sensöründen sürekli olarak analog sinyaller alınmakta ve bu değerler 1 °KA çözünürlüğünde dijital formata dönüştürülerek kaydedilmektedir. Isı dağılım analizinde, silindir basıncının birinci ve ikinci türevlerinde yapılan sayısal işlemlerden dolayı gürültüler ortaya çıkmaktadır. Bu gürültüler aşağıdaki gibi bir algoritma kullanılarak filtrelenip azaltılabilmektedir [115].

$$p_i = \frac{1}{x^2} \left[p_{i-(x-1)} + 2p_{i-(x-2)} + 3p_{i-(x-3)} + \dots + xp_i + \dots \right] \quad (3.61)$$

Bu eşitlik kullanılırken indislerdeki parantez içeriğinin negatif olmamasına dikkat edilmelidir. Filtreleme işlemi çok fazla tekrarlandığında ısı dağılımı basınç türevlerinde olumsuz sonuçlara neden olmaktadır.



Şekil 3.28. Isı dağılımının 4. derece denklemle filtrelenmesi

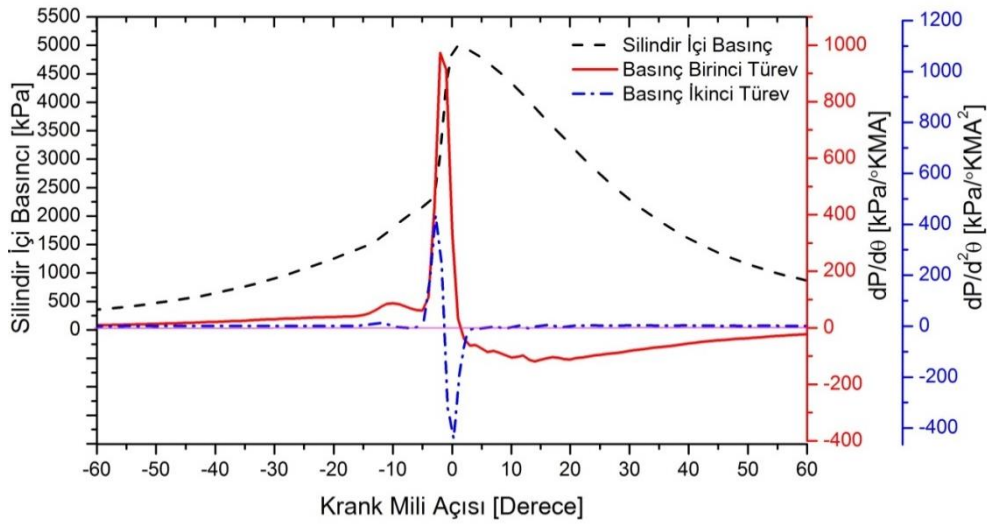
Şekil 3.28’de, Eş. 3.61 kullanılarak elde edilmiş olan ısı dağılımının 4. dereceden filtrelenmiş hali görülmektedir. Filtreleme işlemi birkaç kez üst üste tekrarlandığında şekilde de görüldüğü gibi ısı dağılımının maksimum değeri olumsuz etkilenmektedir.

3.2.10. Yanma veriminin belirlenmesi

Silindir basınç verilerinin birinci ve ikinci türevleri alınarak silindir içerisindeki dolgunun yanma başlangıcı ve bitişi belirlenebilmektedir. Şekil 3.29’da silindir basınç verilerinin krank mili açısına bağlı olarak sayısal birinci ve ikinci türevleri görülmektedir. Silindir içerisindeki dolgunun yanma başlangıcı, basınç ikinci türevinin ani olarak negatif değerden pozitif değere doğru değişim göstermesi ile tespit edilebilmektedir. Yine aynı şekilde

yanma sonu ise, silindir basıncının ikinci türevinin tekrar sıfır çizgisine yaklaşması ile belirlenebilmektedir.

Yanma veriminin bulunabilmesi için bir çevrimde silindir içerisine sürülen yakıt miktarının bilinmesi gerekmektedir. Yanma verimi, yanma başlangıcı ve bitişi boyunca açığa çıkan toplam enerjinin silindir içerisine sürülen toplam enerjiye oranlanması ile Eş. 3.62’da görüldüğü gibi hesaplanabilmektedir [20].



Şekil 3.29. Silindir basıncı, silindir basıncı birinci ve ikinci türevlerinin krank mili açısına bağlı değişimi

Yanma verimi için [20];

$$\eta_{yanma} = \frac{\int_{t_{bas}}^{t_{son}} \frac{dQ_{gr}}{d\theta} d\theta}{m_f \times Q_{LHV_{yakıt}}} \quad (3.62)$$

eşitliği yazılabilir. Burada;

η_{yanma} : Yanma verimi, %

t_{bas} ve t_{son} : Yanma başlangıcı ve sonu, °KA

$\frac{dQ_{gr}}{d\theta}$: Isı yayılım oranı, J/°KA

m_f : Silindir içerisine sürülen yakıt, kg

$Q_{LHV_{yakıt}}$: Yakıtın alt ısı değeri, J/kg’dır.

Kümülatif ısı dağılımı değerinin % 10'una karşılık gelen krank mili açısı KA10, % 50'sine karşılık gelen krank mili açısı KA50 ve % 90'ına karşılık gelen krank mili açısı da KA90 olarak adlandırılmaktadır. Literatürde, KA10 açısı yanmanın başladığı nokta, KA90 açısı ise yanmanın bittiği nokta olarak kabul edilmektedir [19]. Dolayısıyla toplam yanma süresi aşağıdaki Eş. 3.63'deki gibi hesaplanabilmektedir.

$$YS = KA90 - KA10 \quad (3.63)$$

Burada;

YS : Yanma süresi (°KA)

KA10 : Kümülatif ısı dağılımının % 10'una karşılık gelen krank mili açısı

KA90 : Kümülatif ısı dağılımının % 90'una karşılık gelen krank mili açısı'dır.

3.2.11. Hacimsel verimin hesaplanması

Hacimsel verim, gerçekte silindir içerisine bir çevrimde aldığı hava miktarının, teorikte silindir içerisine bir çevrimde aldığı hava miktarına oranıdır. Hacimsel verim Eş. 3.64'deki hesaplanmıştır [123].

$$\eta_{hacimsel} = \frac{2 \times 60 \times \dot{m}_h}{1000 \times \rho_h \times V_k \times n} \quad (3.64)$$

Burada;

$\eta_{hacimsel}$: Hacimsel verim, %

$\dot{m}_h$: Gerçekte tüketilen hava miktarı, g/saniye

ρ_h : Hava yoğunluğu, kg/m³

V_k : Kurs hacmi, m³

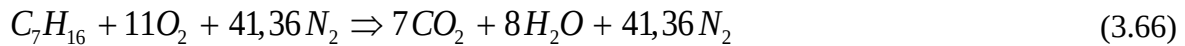
n : Motor hızı, min⁻¹'dir.

3.2.12. Hava/yakıt oranının ve HFK değerinin hesaplanması

HFK değeri, gerçek hava/yakıt oranının stokiyometrik hava/yakıt oranına bölünmesi ile elde edilmektedir. Gerçek hava/yakıt oranı silindir içerisine bir çevrim boyunca alınan hava ve yakıtın ölçülmesi ile hesaplanabilmektedir. Stokiyometrik hava/yakıt oranı ise kullanılacak olan yakıtın tipine bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada, n-heptan, RON20 (% 20 izo-oktan - % 80 n-heptan) ve RON40 (% 40 izo-oktan - % 60 n-heptan) yakıtları kullanılmıştır. Bu yakıtların stokiyometrik hava/yakıt oranları aşağıda açıklanmış olan teorik tam yanma denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır. HFK değerleri ise Eş. 3.65 yardımıyla hesaplanmıştır.

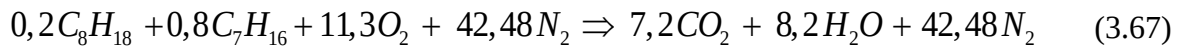
$$HFK = \frac{\left(\frac{Hava}{Yakıt} \right)_{gerçek}}{\left(\frac{Hava}{Yakıt} \right)_{stokiyometrik}} \quad (3.65)$$

n-Heptan yakıtının stokiyometrik hava/yakıt oranı Eş. 3.66'deki gibi hesaplanmıştır.



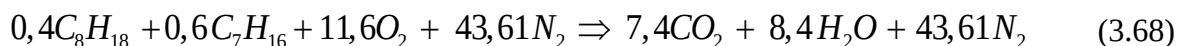
$$Stokiyometrik_{H/Y} Oranı_{n-heptan} = \frac{Hava (gr / mol)}{Yakıt (gr / mol)} = \frac{11 \times 32 + 41,36 \times 28}{7 \times 12 + 16 \times 1} = 15,1008$$

RON20 yakıtının stokiyometrik hava/yakıt oranı Eş. 3.67'deki gibi hesaplanmıştır.



$$Stokiyometrik_{H/Y} Oranı_{RON20} = \frac{Hava (gr / mol)}{Yakıt (gr / mol)} = \frac{11,30 \times 32 + 42,48 \times 28}{7,20 \times 12 + 16,40 \times 1} = 15,0879$$

RON40 yakıtının stokiyometrik hava/yakıt oranı Eş. 3.68'deki gibi hesaplanmıştır.



$$Stokiyometrik_{H/Y} Oran_{RON40} = \frac{Hava (gr / mol)}{Yakıt (gr / mol)} = \frac{11,60 \times 32 + 43,61 \times 28}{7,40 \times 12 + 16,80 \times 1} = 15,0784$$

3.2.13. Motor momenti, gücü ve özgül yakıt tüketiminin hesaplanması

Dinamometreden ölçülen motor yükü kalibre edilerek ACAP programı içerisinde BMEP (Fren Ortalama Efektif Basınç)'e dönüştürülmüştür. Krank milinden elde edilen efektif motor gücü, hazırlanmış olan MATLAB kodu içerisinde Eş. 3.69'daki gibi, ölçülen BMEP değeri kullanılarak hesaplatılmıştır. Efektif motor momenti ise Eş. 3.70'deki gibi efektif motor gücünden yararlanılarak hesaplatılmıştır [124].

$$P_e = \frac{BMEP \times V_k \times n}{i \times 60} \quad (3.69)$$

$$M_e = \frac{P_e \times 9549}{n} \quad (3.70)$$

Burada;

P_e : Efektif motor gücü, kW

$BMEP$: Fren ortalama efektif basıncı, kPa

V_k : Kurs hacmi, m³

n : Motor hızı, min⁻¹

M_e : Efektif motor momenti, Nm

i : Her motor turunda elde edilen çevrim sayısı, 4 zamanlı motorlar için $i = 2$ 'dir.

İndike motor gücü, Eş. 3.71'de görüldüğü gibi IMEP değeri kullanılarak hesaplatılmıştır. İndike motor momenti ise, Eş. 3.72'de görüldüğü gibi indike motor gücünden yararlanılarak hesaplatılmıştır. Motor sürtünme gücü ise Eş. 3.73'de ki gibi efektif motor gücünün indike motor gücünden çıkarılması ile elde edilmektedir.

$$P_i = \frac{IMEP \times V_k \times n}{i \times 60} \quad (3.71)$$

$$M_i = \frac{P_i \times 9549}{n} \quad (3.72)$$

$$P_s = P_i - P_e \quad (3.73)$$

Burada;

P_s : Sürtünme gücü, kW

P_i : İndike motor gücü, kW

$IMEP$: İndike ortalama efektif basıncı, kPa

V_k : Kurs hacmi, m³

n : Motor hızı, min⁻¹

M_i : İndike motor momenti, Nm

i : Her motor turunda elde edilen çevrim sayısı, 4 zamanlı motorlar için $i = 2$ 'dir.

Efektif özgül yakıt tüketimi, birim zamanda tüketilen yakıt miktarının efektif güce oranlanması ile elde edilmektedir. Efektif özgül yakıt tüketimi Eş. 3.74'deki gibi hesaplanmıştır.

$$EÖYT = \frac{\dot{m}_y}{P_e} \quad (3.74)$$

Burada;

$EÖYT$: Efektif özgül yakıt tüketimi, g/kWh

$\dot{m}_y$: Yakıt tüketimi, g/h

P_e : Efektif motor gücü, kW'tır.

3.2.14. Termik verimin hesaplanması

Termik verim net işin harcanan enerji miktarına oranıdır [123]. Silindir içerisine gönderilen yakıtın yanması sonucu açığa çıkan enerji Eş. 3.75'deki gibi hesaplanmıştır.

$$H_{yakıt} = m_y \times Q_{LHV} \quad (3.75)$$

Burada;

$H_{yakıt}$: Yakıtın yanması sonucu açığa çıkan enerji, kJ

m_y : Bir çevrimde silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarı, kg/çevrim

Q_{LHV} : Yakıtın alt ısı değeri, kJ/kg'dir.

Termik verim ise Eş. 3.76 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\eta_T = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{izooktan} \times Q_{LHV izooktan} + \dot{m}_{n-heptan} \times Q_{LHV n-heptan}} \quad (3.76)$$

Bu eşitlikte;

η_T : Termik verim, %

W_{net} : Net iş, kJ

$\dot{m}_{izooktan}$ ve $\dot{m}_{n-heptan}$: Bir çevrimde silindire alınan izooktan ve n-heptan yakıt miktarı, kg

$Q_{LHV izooktan}$ ve $Q_{LHV n-heptan}$: İzooktan ve n-heptan yakıtının altı ısı değeri, kJ/kg'dir.

3.2.15. Art egzoz gazı miktarının hesaplanması

HCCI motorlarda yanma analizi yaparken yanma sonrası silindir içerisinde kalan art gaz miktarının hesaplanması önem arz etmektedir. HCCI yanmasında karışımın kompozisyonu yanma fazını doğrudan etkilemekte, silindir içerisine alınan dolgunun seyreltilmesi ve yanmanın kontrol edilmesinde art egzoz gazından yararlanılabilmektedir. Art gazlar, yanma odasında egzoz supabı kapandıktan sonra yanma odasında tutulan gazların ve emme manifoldundan silindire çekilen gazların bileşiminden oluşmaktadır. Dolayısı ile egzoz supabının kapanması ve emme supabının açılma açıları art gaz miktarını doğrudan etkilemektedir. Ayrıca yanma sonrası oluşan silindir içi basınç, emme ve egzoz zamanı arasındaki basınç oranı (P_{emme} / P_{egzoz})'nın da art gaz miktarı üzerinde önemli bir etkisi bulunmaktadır [123].

Art gaz miktarının hesaplanması için egzoz supabının kapandığı andaki silindir içi gaz basıncı, hacmi ve egzoz gazı sıcaklığı ve üniversal art gaz sabiti dikkate alınarak ideal gaz denkleminde yararlanılmıştır. Bu çalışmada, art gaz miktarı Eş. 3.77'deki gibi hesaplatılmıştır.

$$m_{rg} = \frac{P_{evc} \times V_{ecv}}{R_{rg} \times T_{exhaust}} \quad (3.77)$$

Burada;

m_{rg} : Silindir içerisinde kalan art egzoz gazı miktarı, kg

P_{evc} : Egzoz supabı kapandığı andaki silindir basıncı, Pa

V_{ecv} : Egzoz supabı kapandığı andaki silindir hacmi, m³

R_{rg} : Üniversal art gaz sabiti, J/kgK

$T_{exhaust}$: Egzoz gazı sıcaklığı, K'dır.

Silindir içi art gaz miktarı oranı ise;

$$X_{rg} = \frac{m_{rg}}{m_{tot}} = \frac{m_{rg}}{m_y + m_h + m_{rg}} \times 100 \quad (3.78)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir. Burada;

X_{rg} : Silindir içi art egzoz gazı oranı, %

m_{rg} : Silindir içerisinde kalan art egzoz gazı miktarı, kg

m_{tot} : Silindir içerisine bir çevrimde alınan toplam karışım miktarı, kg

m_y : Silindir içerisine bir çevrimde alınan yakıt miktarı, kg

m_h : Silindir içerisine bir çevrimde alınan hava miktarı, kg'dır.

4. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Deney motorunun HCCI modda çalıştırılabilmesi, yakıtın kendi kendine ateşlenebileceği şartların sağlanabilmesi için motorun çalışma sıcaklığına getirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle deneyler yapılmadan önce deney motoru benzinli modda çalıştırılarak, motor yağ sıcaklığı yaklaşık 80 °C'ye getirilmiştir. Daha sonra hazırlanmış olan dSPACE kontrol masası arayüz programı üzerinden bujinin çalışması iptal edilerek ve Labview programı üzerinden emme havası sıcaklığı arttırılarak HCCI moda geçiş sağlanmıştır. Deneyler esnasında hata payının düşürülebilmesi için ölçüm yapılan her noktada ACAP yanma analiz cihazı üzerinden en az 100 çevrim kaydedilmiştir. Hazırlanmış olan MATLAB kodu içerisinde bu 100 çevrimin ortalaması alınarak veriler işlenmiştir.

Öncelikle HCCI motorunun çalışma aralığını belirlemek için n-heptan, RON40 ve RON20 yakıtı ile 40 °C, 60 °C, 80 °C ve 100 °C emme havası sıcaklıklarında, 800 min⁻¹ ile 1800 min⁻¹ motor hızı aralığında deneyler gerçekleştirmiştir. Bu veriler analiz edildikten sonra motor IMEP ve HFK (Hava fazlalık katsayısı) haritaları çıkarılarak motorun en uygun çalışma noktaları belirlenmiştir.

Motorun çalışma aralığı belirlendikten sonra, hava/yakıt oranının, emme havası sıcaklığının, enjeksiyon zamanlamasının, süperşarjın ve yakıtların HCCI yanması üzerindeki etkilerini inceleyebilmek için aşağıdaki bölümlerde detaylı bir şekilde açıklanmış olan deneyler gerçekleştirilmiştir.

4.1. HCCI Motorunun Çalışma Aralığının Belirlenmesi

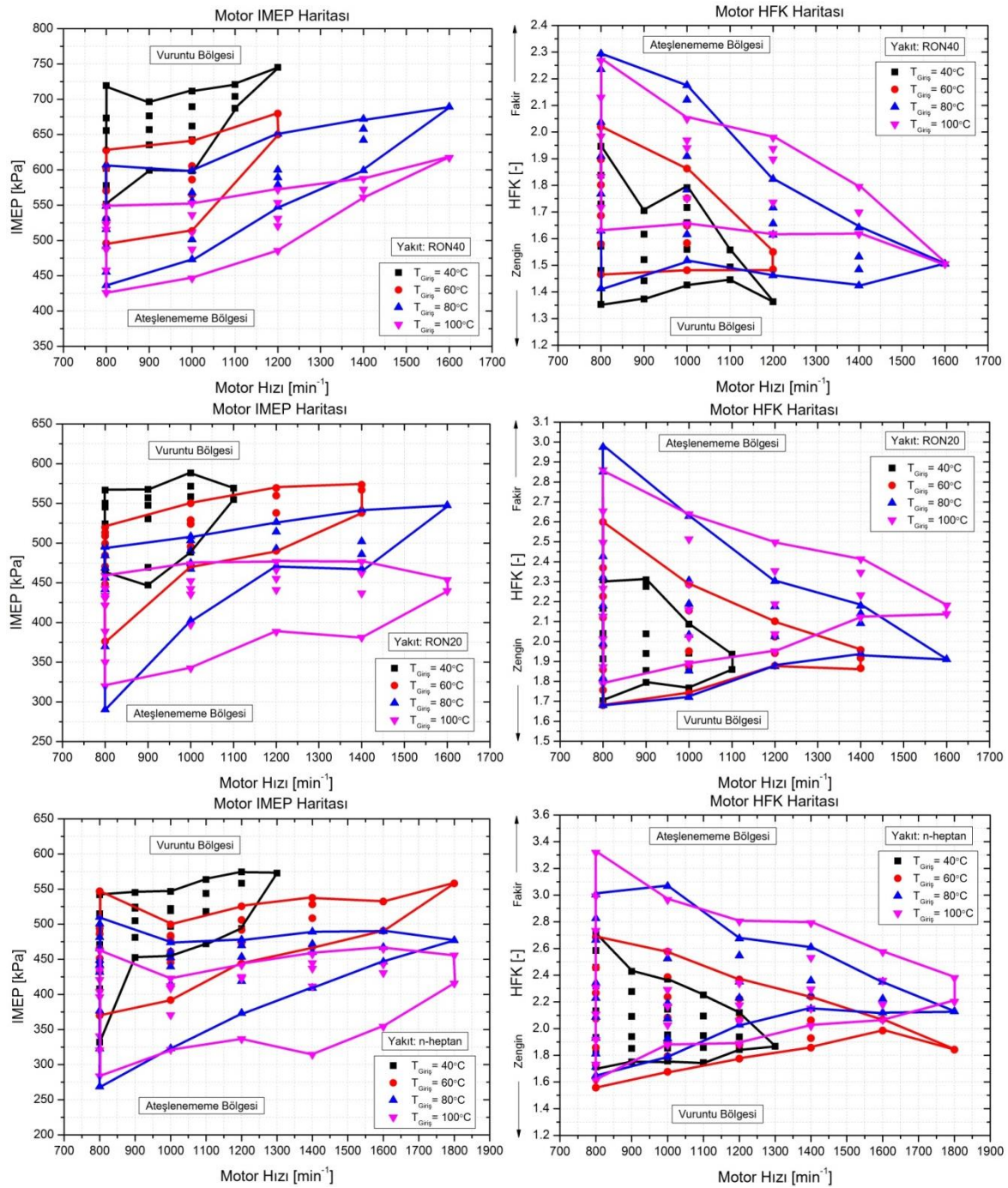
Çalışma parametrelerinin HCCI motoru üzerindeki etkilerinin incelenebilmesi için öncelikle deney motorunun en uygun çalışma aralığının belirlenmesi gerekmektedir. Motor çalışma aralığını belirlemek için Çizelge 4.1'de detayları verilmiş olan deneyler gerçekleştirilmiştir. Sabit enjeksiyon başlangıç açısında, sabit enjeksiyon basıncında, sabit emme ve egzoz supabı açılma kapanma açılarında ve sabit gaz kelebeği pozisyonunda, n-heptan, RON40 ve RON20 yakıtı ile 40 °C, 60 °C, 80 °C ve 100 °C emme havası sıcaklıklarında, 800 min⁻¹ ile 1800 min⁻¹ motor hızlarında ve farklı hava/yakıt oranlarında deneyler gerçekleştirmiştir.

Çizelge 4.1. HCCI motorunun çalışma aralığını belirlemek için yapılan deneyler

Deney Parametresi	Değer/Tanım
Motor Hızı	800-900-1000-1100-1200-1300-1400-1600-1800 min ⁻¹
Yakıt Tipi	n-heptan, RON20, RON40
Enjeksiyon Başlangıç Açısı	100 °KA öÜÖN
Enjeksiyon Basıncı	100 (bar)
Emme Supabı Açılma Açısı	25,5 °KA öÜÖN
Egzoz Supabı Kapanma Açısı	22 °KA öÜÖN
Gaz Kelebeği Pozisyonu	100 (%)
Emme Havası Giriş Sıcaklığı	40-60-80-100 °C

Şekil 4.1’de motor hızına bağlı olarak farklı emme havası giriş sıcaklıklarında indike ortalama efektif basıncın ve hava fazlalık katsayısının değişimi RON40, RON20 ve n-heptan yakıtı kullanarak incelenmiştir. RON40, RON20 ve n-heptan yakıtı ile elde edilmiş bu sonuçlarda, düşük emme havası giriş sıcaklıklarında motor hızı çalışma aralığının daha sınırlı olduğu görülmektedir. Emme giriş sıcaklığının arttırılması ile daha yüksek motor hızlarında da HCCI yanması elde edilerek bu aralığın giderek genişlediği görülmüştür. Fakat motor hızının 1800 min⁻¹’in üzerine çıktığı durumlarda, hava/yakıt karışımının kendi kendine tutuşabilmesi için gerekli olan süre sağlanamadığından dolayı bu devrin üzerinde HCCI motor çalıştırılamamıştır. Düşük emme giriş sıcaklıklarında ise kimyasal reaksiyon hızı yavaşladığından HCCI yanmasının elde edilebildiği motor hızı giderek düşmüştür. Fakat emme giriş sıcaklığının arttırılması ile hareket eden molekül sayısının artması ve bu moleküllerinin çarpışma olasılığının daha yüksek olmasından dolayı kimyasal reaksiyon hızı artmakta ve yüksek hızlarda da HCCI yanmasının elde edildiği görülmüştür. Diğer yandan emme giriş sıcaklığının arttırılması silindir içerisine alınan havanın yoğunluğunu dolayısıyla oksijen miktarını azalttığından, sıcaklığın artması ile elde edilen IMEP’in düştüğü görülmüştür. Hava fazlalık katsayısının değişimi incelendiğinde, emme giriş sıcaklığının arttırılması ile motorun daha geniş bir hava fazlalık katsayısı aralığında çalıştığı görülmüştür. Karışımın zenginleşmesi HCCI yanmasının vuruntu sınırına yaklaşmasına sebep olurken, karışımın fakirleşmesi ise ateşlenememe bölgesine yaklaşmasına sebep olmaktadır. Düşük sıcaklıklarda, deney motoru daha zengin karışımlarda çalıştırılabilirken, sıcaklığın arttırılması ile vuruntu sınırı nedeniyle ancak daha yüksek hava fazlalık katsayılarında çalıştırılabilmektedir. Diğer yandan sıcaklığın arttırılması, yakıtın daha kolay buharlaşması ve yanmaya başlamasına sebep olduğundan, deney motoru yüksek sıcaklıklarda daha fakir karışımlarda çalıştırılabilmektedir. Çok düşük

motor hızlarında ($<800 \text{ min}^{-1}$), karışımın kinetik enerjisi ve türbülans hızı azalmaktadır. Bu durum homojen karışımın elde edilmesine engel olmakta ve karışım tutuşmamaktadır. Şekil 4.1'deki grafikler ile HCCI motorunun genel bir çalışma haritası oluşturulmuştur. İlerleyen bölümlerde çalışma parametrelerinin HCCI yanması üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir.



Şekil 4.1. Motor hızına bağlı olarak farklı emme havası giriş sıcaklıklarında indike ortalama efektif basıncın ve hava fazlalık katsayısının değişimi (RON40, RON20, n-heptan)

4.2. Hava/Yakıt Oranının HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri

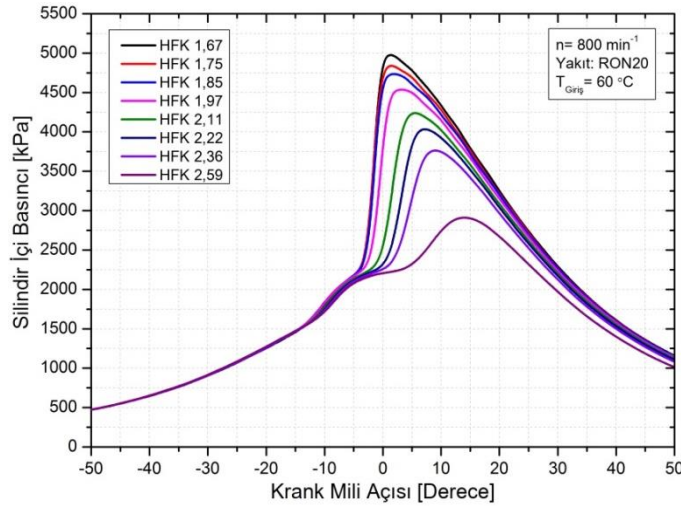
HCCI yanmasını etkileyen en önemli faktörlerden birisi hava/yakıt oranıdır. Yanma odasının bütün bölgelerinde eşzamanlı olarak başlayan ani yanma, bölgesel olarak oluşmuş fakir karışım bölgelerinin de tutuşmasına sebep olarak ateşlenememe problemini giderir. Fakat aşırı fakir karışımlarda ateşlenememe problemi yine de görülür. Zengin karışımlarda ise, silindir içerisine sürülen yakıt enerjisinin fazla olması ve bütün ısının ani bir şekilde çok küçük krank mili açılarında yani hemen hemen sabit hacimde açığa çıkması basınç artış oranını yükseltmekte, bunun sonucu olarak da aşırı vuruntu meydana gelmektedir. Bu durum HCCI motorunun aşırı zengin karışımlarda çalışmasını sınırlamaktadır. Ayrıca aşırı zengin karışımlarda (tutuşabilirlik sınırının aşıldığı durumlarda) yakıt moleküllerinin yeteri kadar oksijen molekülü bulamamasından dolayı da yakıtın kendi kendine tutuşması gerçekleşmeyebilmektedir. Çizelge 4.2’de hava/yakıt oranının HCCI yanması üzerindeki etkisinin incelenmesi için yapılan deneyler görülmektedir.

Çizelge 4.2. Hava/yakıt oranının HCCI yanması üzerindeki etkisini incelemek için yapılan deneyler

Deney Parametresi	Değer/Tanım
Motor Hızı	800 min ⁻¹
Yakıt Tipi	RON20
Enjeksiyon Başlangıç Açısı	100 °KA öÜÖN
Enjeksiyon Basıncı	100 (bar)
Emme Supabı Açılma Açısı	25,5 °KA öÜÖN
Egzoz Supabı Kapanma Açısı	22 °KA öÜÖN
Gaz Kelebeği Pozisyonu	100 (%)
Emme Havası Giriş Sıcaklığı	60 °C
Hava Fazlalık Katsayısı	1,67-1,75-1,85-1,97-2,11-2,22-2,36-2,59

Şekil 4.2’de RON20 yakıtı ile, 800 min⁻¹ motor hızında ve 60 °C emme havası sıcaklığında silindir içi basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının 2,59 olduğu fakir karışımında maksimum silindir içi basıncı 14 °KA’da 2914 kPa olarak elde edilirken, hava fazlalık katsayısının 1,67 olduğu zengin karışımında maksimum silindir içi basıncı 1 °KA’da 4987 kPa olarak elde edilmiştir. Karışımın zenginleşmesi ile silindir içi basıncın arttığı ve maksimum basıncın daha erken bir krank açısında meydana geldiği görülmüştür. Hava fazlalık katsayısının azalması ile silindir içerisine sürülen yakıt miktarı artmakta ve dolayısıyla açığa çıkan ısı miktarı artmaktadır. Bu nedenle düşük hava fazlalık katsayılarında daha yüksek silindir içi

basınçları elde edilmektedir. Ayrıca zengin karışımlarda silindir içerisinde daha fazla yakıtın bulunması, yakıt moleküllerinin oksijen molekülleri ile daha fazla temas etmesini sağlamakta ve hava/yakıt karışımının kendi kendine ateşlenebilmesi için gerekli olan uygun şartların daha kolay oluşmasını sağlamakta ve dolayısı ile yanma daha erken bir krank açısında meydana gelmektedir.

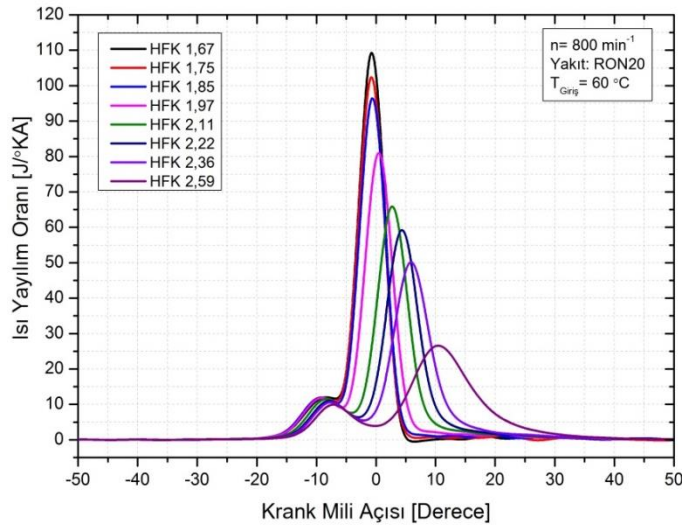


Şekil 4.2. Silindir içi basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi

Şekil 4.3’de ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi HCCI yanmasının genel bir karakteristiği olan iki aşamalı yanma gerçekleşmiştir. HCCI yanmasının birinci aşaması olan düşük sıcaklık yanması 800 K’nin altında sıcaklıklarda gerçekleşmektedir [19, 25]. Hava fazlalık katsayısının 1,67 olduğu zengin karışımında düşük sıcaklık yanmasının maksimum ısı yayılım oranı -10°KA ’da $12,06 \text{ J}^{\circ}\text{KA}$ olarak gerçekleşirken, hava fazlalık katsayısının 2,59 olduğu fakir karışımında düşük sıcaklık yanmasının maksimum ısı yayılım oranı -7°KA ’da $10,06 \text{ J}^{\circ}\text{KA}$ olarak gerçekleşmiştir. Yüksek sıcaklık yanma aşaması incelendiğinde hava fazlalık katsayısının 1,67 olduğu zengin karışım için maksimum ısı yayılım oranı -1°KA ’da $112,87 \text{ J}^{\circ}\text{KA}$ olarak elde edilirken, hava fazlalık katsayısının 2,59 olduğu fakir karışım için maksimum ısı yayılım oranı 10°KA ’da $26,66 \text{ J}^{\circ}\text{KA}$ olarak elde edilmiştir.

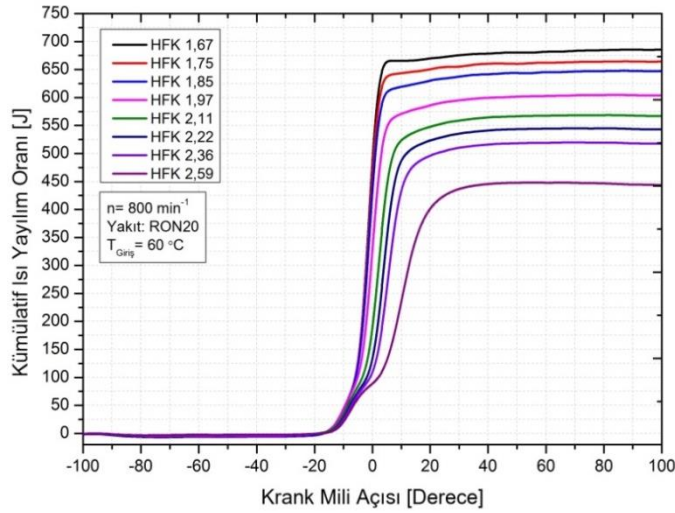
Düşük sıcaklık yanması esnasında kimyasal reaksiyon hızı düşüktür ve yakıt tam olarak tutuşamamaktadır. Düşük sıcaklık yanması esnasında bir yandan silindir içerisindeki yakıt

hızla buharlaşmakta ve diğer yandan sıkıştırma işlemi devam ettiği için silindir içi sıcaklık artmaya devam etmektedir. Bu durumun sonucunda ÜÖN'ya yakın bir noktada eşzamanlı olarak silindir içerisinde bütün bölgelerde ani bir yanma gerçekleşmekte ve bu durum küçük bir krank açısında çok yüksek oranda ısının açığa çıkmasına sebep olmaktadır. Karışımın zenginleşmesi sonucunda silindir içerisine sürülen yakıt enerjisi arttığı için maksimum ısı yayılım oranının fakir karışımlara göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Ayrıca zengin karışımlarda yanma sonu sıcaklığı fakir karışımlara göre daha yüksek olmaktadır. Silindir içerisinde kalan daha yüksek sıcaklıktaki art egzoz gazları bir sonraki çevrimde silindir içerisine alınan havanın sıcaklığının artmasına sebep olmakta ve bu durum yakıtın oksidasyonunu kolaylaştırarak HCCI yanmasının birinci ve ikinci aşamasının daha erken bir krank açısında gerçekleşmesini sağlamaktadır.



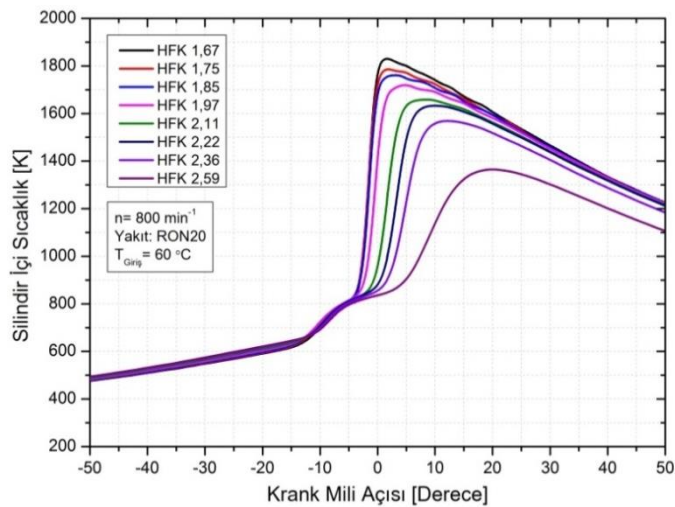
Şekil 4.3. Isı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi

Şekil 4.4'de kümülatif ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. HCCI motorlarda yakıt enerjisinden dolayı silindir içerisinde açığa çıkan enerjinin konvansiyonel içten yanmalı motorlara göre çok daha hızlı ve küçük bir krank açısında açığa çıktığı görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi karışımın zenginleşmesi sonucu daha fazla enerji açığa çıkmakta ve kimyasal reaksiyon hızının yüksek olmasından dolayı yanma daha kısa bir sürede gerçekleşmektedir. Karışımın fakirleşmesi ile birlikte kimyasal reaksiyon hızının düşmesine bağlı olarak yanma süresinin uzadığı ve yakıt enerjisi azaldığından dolayı maksimum kümülatif ısı yayılım oranının azaldığı görülmektedir.



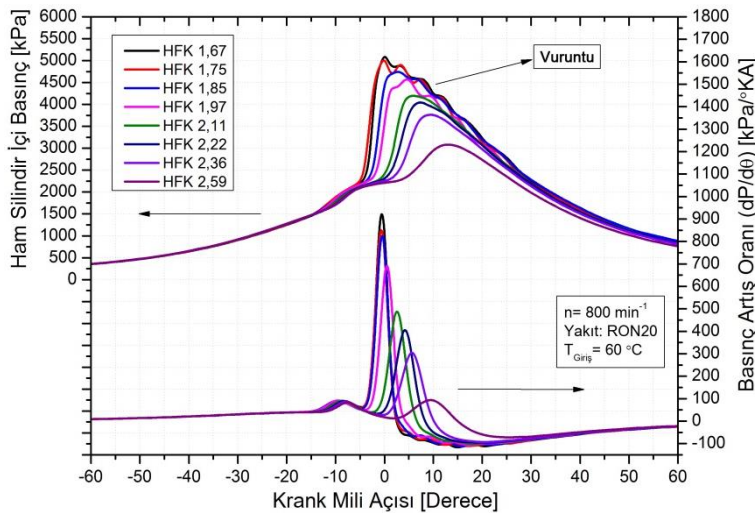
Şekil 4.4. Kümülatif ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi

Şekil 4.5’de silindir içi gaz sıcaklığının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının 1,67 olduğu zengin karışım oranında maksimum silindir içi sıcaklık 2 °KA’da 1830 K olarak gerçekleşirken, hava fazlalık katsayısının 2,59 olduğu fakir karışım oranında maksimum silindir içi sıcaklık 20 °KA’da 1365 K olarak gerçekleşmiştir. Karışımın zenginleşmesi daha fazla enerjinin açığa çıkmasına neden olduğundan karışım zenginleştikçe maksimum silindir içi sıcaklık giderek artmaktadır. Ayrıca karışımın zenginleşmesi ile kimyasal reaksiyon hızı artmakta ve maksimum silindir içi sıcaklık daha erken bir krank açısında meydana gelmektedir.



Şekil 4.5. Silindir içi gaz sıcaklığının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi

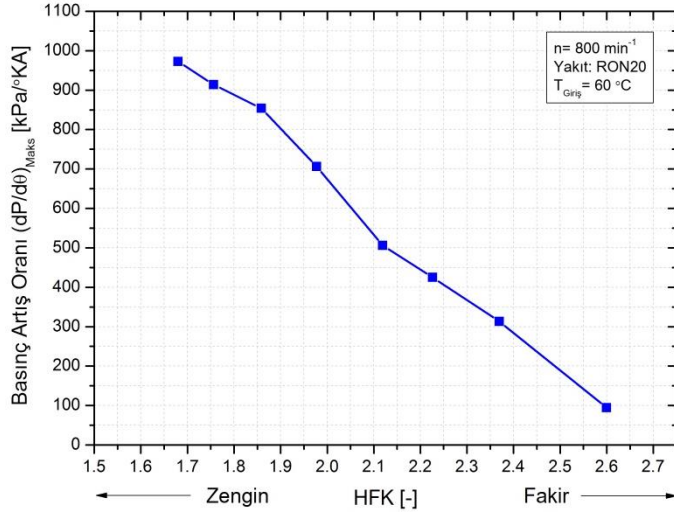
Şekil 4.6’da ham silindir içi basıncın ve basınç artış oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. 100 çevrimin ortalaması alınarak belirlenmiş olan silindir içi basınç eğrilerinde vuruntu oluşumu açık bir şekilde görülmemektedir. Bu nedenle Şekil 4.6’da sadece bir çevrimin basınç eğrisi konulmuştur. Karışımın zenginleşmesi ile silindir içerisine sürülen yakıt enerjisi artmakta ve bu durum basınç artış oranının yükselmesine sebep olmaktadır. Şekil 4.7’de maksimum basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının 1,67 olduğu zengin karışım bölgesinde maksimum basınç artış oranı $972 \text{ kPa}/^\circ\text{KA}$ iken, karışımın fakirleşmesi ile bu oran $100 \text{ kPa}/^\circ\text{KA}$ ’ya kadar düşmektedir. Silindir içi basınç eğrisinde de görüldüğü gibi basınç artış oranının arttığı durumlarda vuruntu meydana gelmiş, basınç artış oranının düşmesi ile vuruntu giderek azalmış ve bir noktadan sonra HCCI motor vuruntusuz çalışmıştır.



Şekil 4.6. Ham silindir içi basıncın ve basınç artış oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi

Zengin karışım ve daha yüksek silindir gaz sıcaklığı yakıtın daha hızlı bir şekilde okside olmasına sebep olmakta dolayısı ile yanmanın başlangıcını avansa almaktadır. Bununla birlikte silindir içi basınç dalgalanmalarının frekansı artmaktadır. Çünkü daha yüksek silindir gaz sıcaklığı ve hızlı oksidasyon reaksiyonları yanma odasında daha yüksek bölgesel yanma hızlarının meydana gelmesine neden olmaktadır. Bunun sonucunda maksimum silindir basıncı ve basınç artış oranı maksimum silindir basıncı etkisi ile artış gösterir [123, 125-126]. Daha zengin karışımlarda yakıtın daha büyük bir kısmı yanma

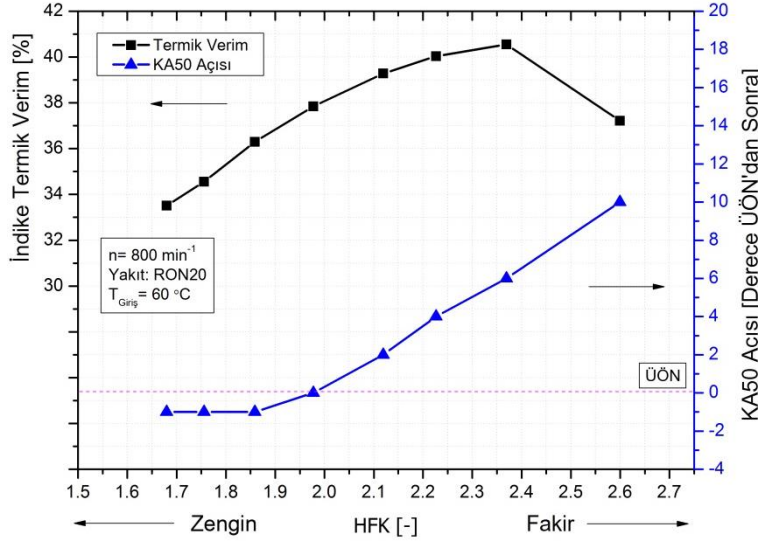
odasında birkaç bölgeden tutuşmaya başlayarak yanmaktadır. Sonuçta zengin karışımlarda açığa çıkan ısı miktarı azalmaktadır [123,127].



Şekil 4.7. Maksimum basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

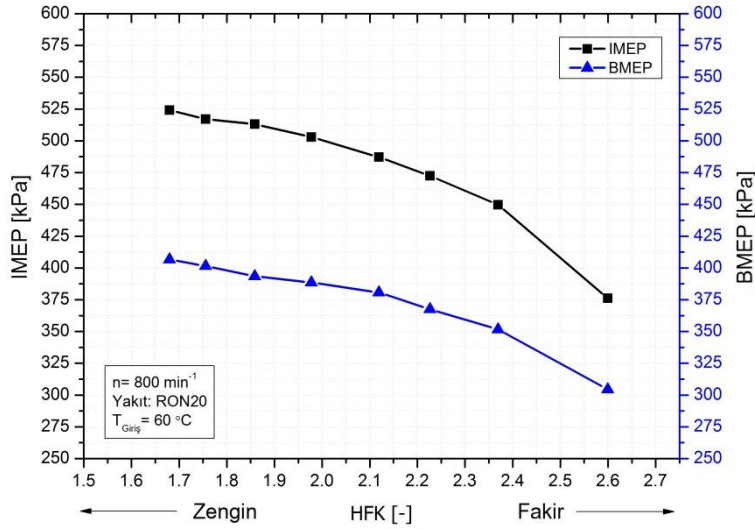
Şekil 4.8’de termik verim ve KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının 1,67 olduğu zengin karışımda termik verim % 33,5 iken, karışımın fakirleşmesi ile hava fazlalık katsayısı 2,36 ya gelene kadar termik verim % 40,5’e kadar artmıştır. Hava/yakıt karışımın daha fazla fakirleşmesi sonucunda ise termik verim yeniden düşüşe geçmiştir. Şekil 4.8’de karışımın zenginleşmesi ile KA50 açısının daha erken bir krank açısında gerçekleştiği görülmüştür. Karışımın fakirleşmesi sonucu KA50 açısının ÜÖN’den 10 °KA sonrasına kadar gerilediği görülmüştür. KA50 açısı kümülatif ısı yayılımının % 50’sinin açığa çıktığı krank açısını göstermektedir ve KA50 açısının yeri termik verimi doğrudan etkilemektedir. KA50 açısının ÜÖN’den önce oluşması, açığa çıkan ısı ve yüksek basıncın pistonun tersine karşı bir kuvvet oluşturmaya dolayısı ile piston tarafından yapılacak olan net işinin azalmasına sebep olmaktadır. Bu durum ise termik verimin azalmasına sebep olmaktadır. Şekil 4.8’de de görüldüğü gibi KA50 açısının ÜÖN’den sonra gerçekleştiği durumlarda termik verimin arttığı gözlenmiştir. Ayrıca düşük hava fazlalık katsayılarında maksimum silindir içi sıcaklığın daha yüksek olmasından dolayı yanma odası duvarlarından gerçekleşen ısı kayıpları artmakta ve termik verim düşmektedir [128]. Yüksek hava fazlalık katsayılarında karışımın iyice fakirleşmesi yanma sıcaklığının çok fazla düşmesine sebep olmaktadır. Bu durum, yanma veriminin düşmesine ve silindir içerisinde bazı kısmi

bölgelerde ateşlenememe probleminin oluşmasına sebep olmaktadır. Sonuç olarak aşırı fakir karışımlarda termik verim düşmektedir [128].



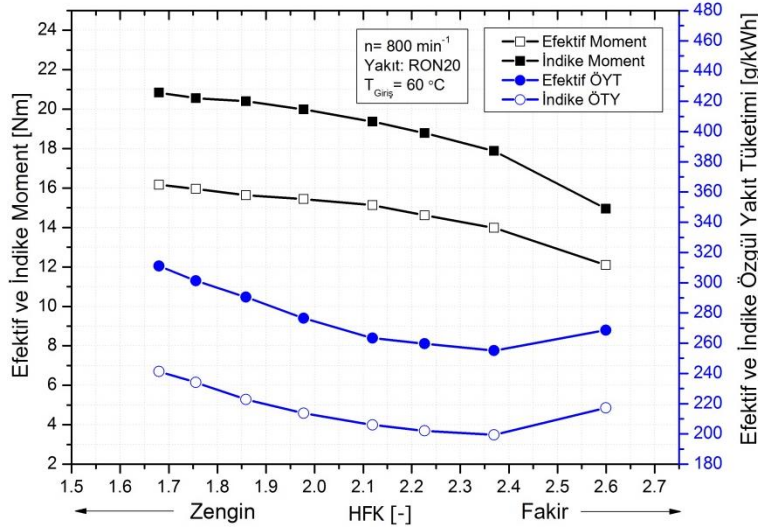
Şekil 4.8. Termik verim ve KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

Şekil 4.9'da indike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Zengin karışımlarda silindir içerisine sürülen yakıt enerjisinin fazla olması IMEP ve BMEP'in yüksek olmasına sebep olmaktadır. Karışımın fakirleşmesi ile maksimum silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı düşmekte, bu durum IMEP ve BMEP'e düşüş olarak yansımaktadır. Vuruntu sınırında dolayı daha yüksek IMEP ve BMEP değerleri, ateşlenememe sınırından dolayı da daha düşük IMEP ve BMEP değerleri elde edilememiştir. IMEP ve BMEP arasındaki fark ise sürtünme ve mekanik kayıpları göstermektedir.



Şekil 4.9. İndike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

Şekil 4.10'da efektif moment, indike moment, efektif özgül yakıt tüketimi ve indike özgül yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Efektif ve indike momentin zengin karışımlarda yüksek olduğu, karışımın fakirleşmesi sonucu giderek azaldığı görülmektedir. Efektif ve indike moment IMEP ve BMEP eğrileri ile aynı karakteristiğe sahiptir. Karışımın zenginleşmesi silindir içerisinde daha fazla ısının açığa çıkmasına, maksimum silindir içi basıncın artmasına ve böylelikle piston tarafından yapılan net işe bağlı olarak efektif momentin artmasına sebep olmaktadır. Efektif moment ile indike moment arasındaki fark ise sürtünme ve mekanik kayıplardan kaynaklanmaktadır. Efektif ve indike özgül yakıt tüketimi ise doğrudan termik verimin değişimi ile ilişkilidir. Şekil 4.8'deki termik verim eğrisi göz önünde bulundurulduğunda termik verimin düşük olduğu yerlerde özgül yakıt tüketiminin arttığı, termik verimin yüksek olduğu yerlerde ise özgül yakıt tüketiminin düşük olduğu görülmektedir. Termik verimin % 33,5 olduğu zengin karışım bölgesinde efektif özgül yakıt tüketimi 311,1 g/kWh iken, % 40,5 ile termik verimin maksimuma çıktığı durumda efektif özgül yakıt tüketimi 255 g/kWh'e düşmüştür. Efektif özgül yakıt tüketimi ile indike özgül yakıt tüketimi arasındaki fark ise yukarıda da bahsedildiği gibi motorda oluşan sürtünme ve mekanik kayıplardan kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.10. Efektif moment, indike moment, efektif özgül yakıt tüketimi ve indike özgül yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

4.3. Emme Havası Sıcaklığının HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri

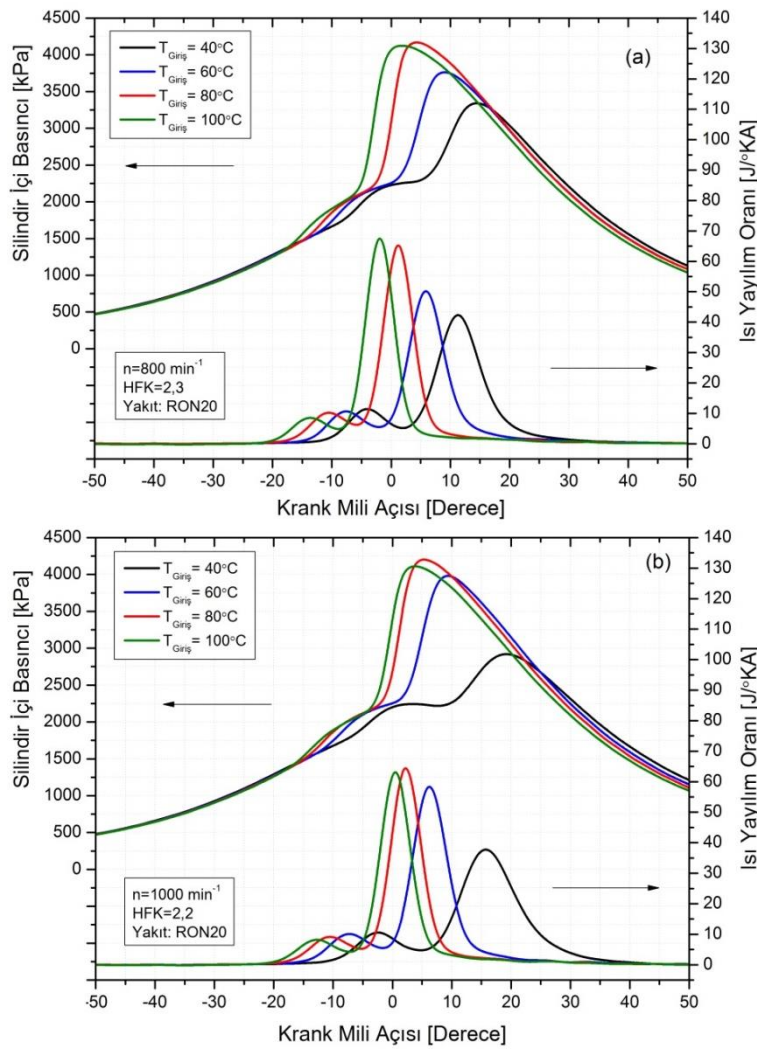
HCCI yanmasını etkileyen ve yanma başlangıcının kontrolü için kullanılabilecek en etkili metotlardan biri de emme havası giriş sıcaklığının artırılmasıdır. Çizelge 4.3'de emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanması üzerindeki etkisinin incelenmesi için yapılan deneyler görülmektedir.

Çizelge 4.3. Emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanması üzerindeki etkisinin incelenmesi için yapılan deneyler

Deney Parametresi	1. Grup	2. Grup	3. Grup
Motor Hızı	800 min ⁻¹	1000 min ⁻¹	1000 min ⁻¹
Yakıt Tipi	RON20		
Enjeksiyon Başlangıç Açısı	100 °KA öÜÖN		
Enjeksiyon Basıncı	100 (bar)		
Emme Supabı Açılma Açısı	25,5 °KA öÜÖN		
Egzoz Supabı Kapanma Açısı	22 °KA öÜÖN		
Gaz Kelebeği Pozisyonu	100 (%)		
Emme Havası Giriş Sıcaklığı	40-60-80-100 °C		
Hava Fazlalık Katsayısı	2,3	2,2	1,87

Şekil 4.11 (a)'da silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının, farklı emme giriş sıcaklıklarında, 800 min⁻¹ motor hızında ve 2,3 hava fazlalık katsayısında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 4.11 (b)'de ise silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının, farklı emme giriş sıcaklıklarında, 1000 min⁻¹ motor hızında ve 2,2 hava fazlalık

katsayısında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 4.11 (a)'da, 40 °C emme havası giriş sıcaklığında maksimum silindir içi basıncın 14 °KA'da 3343 kPa iken, emme havası giriş sıcaklığının 100 °C'ye yükseltilmesi ile maksimum silindir içi basınç 2 °KA'da 4126 kPa'a yükselmiştir. Yine Şekil 4.11 (a)'da, 40 °C emme havası giriş sıcaklığında maksimum ısı yayılım oranı 11 °KA'da 42,7 J/°KA iken, emme havası giriş sıcaklığının 100 °C'ye yükseltilmesi ile maksimum maksimum ısı yayılım oranı -2 °KA'da 69,5 J/°KA'ya yükselmiştir.



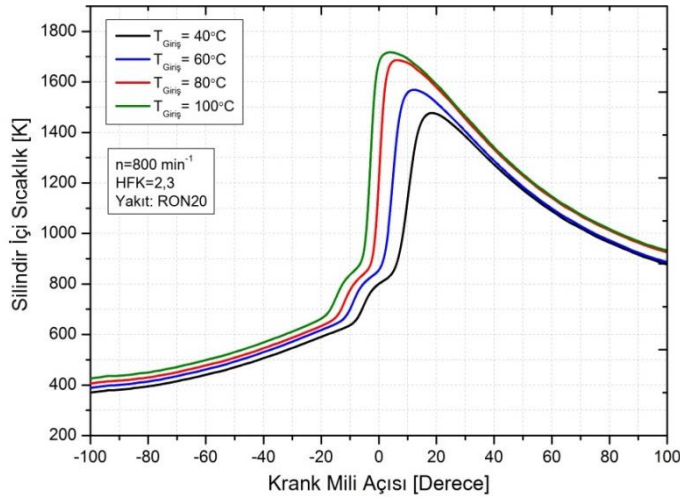
Şekil 4.11. Silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının farklı emme giriş sıcaklıklarında krank mili açısına bağlı değişimi

Her iki şekilde de görüldüğü gibi emme havası giriş sıcaklığının artması maksimum silindir içi basıncın artmasına sebep olmuş ve maksimum silindir içi basıncın daha erken bir krank açısında oluştuğu görülmüştür. Farklı motor hızlarında da aynı karakteristik

görülmektedir. Aynı etki ısı yayılım oranı eğrilerinde de görülmektedir. Emme giriş sıcaklığının artması düşük sıcaklık yanmasının ve buna bağlı olarak da yüksek sıcaklık yanmasının daha erken bir krank açısında gerçekleşmesine sebep olmuştur. Ayrıca hem basınç eğrilerinde hem de ısı dağılım eğrilerinde görüldüğü gibi maksimum silindir içi basıncın ve ısı yayılım oranının ÜÖN'ya yakın bir noktada oluşması her ikisinin de maksimum değerlerini arttırmıştır.

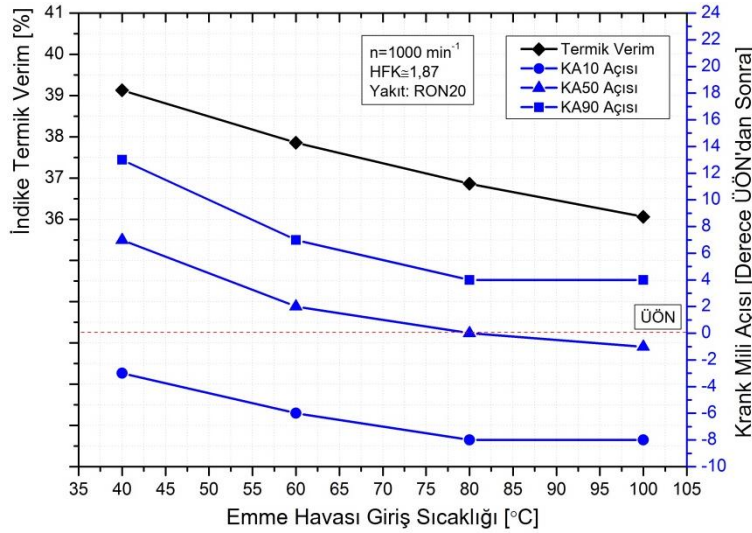
Emme havası giriş sıcaklığının artması ile birlikte dolgu içerisindeki hareket eden moleküllerin sayısı artmakta ve bu durum moleküllerin çarpışma olasılığının daha da arttırmaktadır. Moleküllerin daha fazla çarpışması kimyasal reaksiyon hızını arttırarak yakıtın daha kolay buharlaşmasına ve okside olmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle emme havası giriş sıcaklığının arttırılması yanma başlangıcını avansa almaktadır [20, 58, 123, 128-129]. Yanma başlangıcının avansa alınması maksimum silindir içi basıncın ÜÖN'ya yakın oluşmasına sebep olduğundan silindir içi basıncın maksimum değerini arttırmıştır. Fakat düşük emme havası giriş sıcaklıklarında, yakıtın çok geç tutuşmasından dolayı yanma safhasının büyük bir bölümü genişleme zamanına kaymaktadır. Bu durum ise maksimum silindir içi basıncın azalmasına sebep olmaktadır.

Şekil 4.12'de silindir içi gaz sıcaklığının farklı emme giriş sıcaklıklarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. 40 °C emme havası giriş sıcaklığında maksimum silindir içi gaz sıcaklığı 18 °KA'da 1477 K iken, emme havası giriş sıcaklığının 100 °C'ye yükseltilmesi, maksimum silindir içi gaz sıcaklığının 4 °KA'da 1717 K olmasına sebep olmuştur. Emme havası giriş sıcaklığının arttırılması sıkıştırma sonu sıcaklığını arttırmakta ve bu durum maksimum silindir içi gaz sıcaklığını arttırmaktadır. Ayrıca yüksek emme giriş sıcaklıkları, hava/yakıt karışımı içerisinde karışımın tamamen homojen olamamasından kaynaklanan fakir bölgelerin de tutuşmasını sağlamaktadır. Bu durum silindir içerisindeki bütün yakıtın eşzamanlı ve çok küçük bir krank açısında yanmasına sebep olmakta ve böylelikle maksimum silindir içi gaz sıcaklığı daha da artmaktadır. Bunun yanı sıra, emme giriş sıcaklığının arttırılması silindir içerisine alınan havanın yoğunluğunu azaltmaktadır. Buna bağlı olarak silindir içerisinde kalan art egzoz gazlarının taze dolgu üzerindeki oranı artmakta ve böylelikle hava/yakıt karışımı üzerinde bir ısıtma etkisi göstermektedir. Bu ısıtma etkisi, hem yakıtın daha kolay buharlaşmasını sağlayarak yanmanın avansa alınmasına sebep olmakta, hem de maksimum silindir içi gaz sıcaklığını arttırmaktadır [130].



Şekil 4.12. Farklı emme giriş sıcaklıklarında silindir içi gaz sıcaklığının krank mili açısına bağlı değişimi

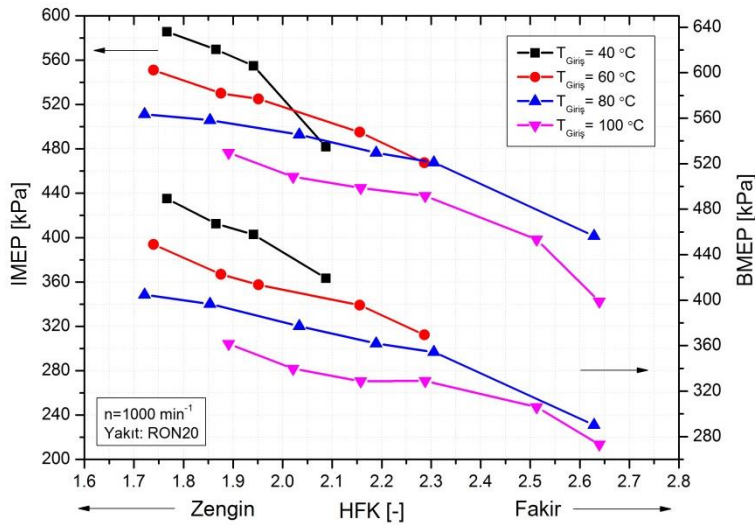
Şekil 4.13’de indike termik verim, KA10, KA50 ve KA90 açılarının sabit hava fazlalık katsayısında emme sıcaklığına bağlı değişimi görülmektedir. Emme giriş sıcaklığının artması ile kümülatif ısı yayılımının % 10, % 50 ve % 90’ının daha erken krank açıları arasında açığa çıktığı görülmektedir. Emme giriş sıcaklığının artması aynı zamanda termik verimin de düşmesine sebep olmaktadır. Termik verim, KA50 açısının olduğu krank mili açısından doğrudan etkilenmektedir. HCCI yanmasında, yanmanın başlaması kimyasal kinetiklere dolayısı ile silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık geçmişine bağlıdır [131]. Emme havası sıcaklığının arttırılması yakıtın daha kolay buharlaşması ve erken bir krank açısında yanmaya başlaması, KA50 açısının ÜÖN’den önce veya ÜÖN’ya çok yakın bir krank açısında olmasına sebep olmaktadır. Buna bağlı olarak yanma safhasının % 50’sinin sıkıştırma zamanı boyunca tamamlandığı görülmektedir. Bu durum piston üzerindeki net işi azalttığından dolayı termik verim düşmektedir. Ayrıca emme havası sıcaklığının arttırılması silindir içi maksimum sıcaklığını arttırdığından yanma odası duvarlarından gerçekleşen ısı kayıpları artmaktadır. Bu nedenle de termik verim kısmen düşmektedir.



Şekil 4.13. İndike termik verim, KA10, KA50 ve KA90 açılarının emme giriş sıcaklığına bağlı değişimi

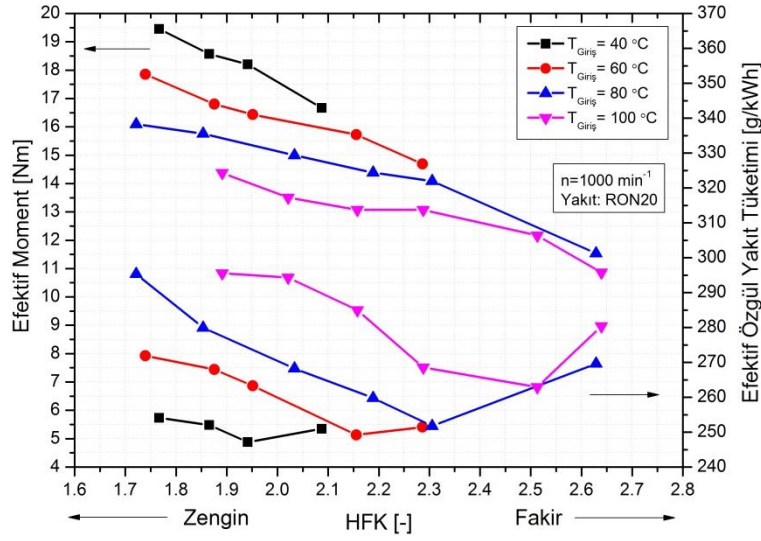
Kimyasal reaksiyon hızının yeteri kadar yavaşlatılabilmesi için karışımın yüksek oranda seyreltilmesine ihtiyaç duyulması HCCI yanmasındaki temel sınırlamalardan biridir. Karışımın fakirleştirilmesi daha yavaş yanmaya sebep olduğundan ve basınç artış oranını düşürdüğünden motora zarar vermeyi önlemektedir. Fakat fakir karışım şartlarında çıkış gücü diğer bir deyişle IMEP ve BMEP azalmaktadır. Zengin karışım bölgesinde ise yanma oranının dolayısı ile basınç artış oranının yüksek olması IMEP ve BMEP'in maksimum değerini sınırlandırmaktadır [131]. Şekil 4.14'de indike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın farklı emme giriş sıcaklıklarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Bütün emme havası giriş sıcaklıklarında karışımın zenginleşmesi ile IMEP ve BMEP'in arttığı, karışımın fakirleşmesi ile IMEP ve BMEP'in azaldığı görülmektedir. Karışımın fakirleşmesi ile silindir içerisine daha az yakıt enerjisinin sürülmesi maksimum silindir içi basıncın ve piston tarafından yapılan net işin azalmasına sebep olmakta ve böylelikle IMEP ve BMEP düşmektedir. Şekil 4.14'de emme havası giriş sıcaklığının artması ile IMEP ve BMEP'in düştüğü görülmektedir. Emme havası giriş sıcaklığının artması, silindir içerisine alınan havanın yoğunluğunun azalmasına dolayısı ile volumetrik verimin düşmesine sebep olmaktadır. Aynı hava fazlalık katsayısı değeri için silindir içerisinde daha az miktarda hava/yakıt karışımının olması IMEP ve BMEP değerlerinin düşmesine neden olmaktadır. Diğer yandan, emme havası giriş sıcaklığının arttırılması, HCCI motorun çalışma aralığının artmasını sağlamıştır. Özellikle motorun çok daha fakir karışımlarda çalışabildiği görülmüştür. Şekil 4.14'de görüldüğü gibi 40 °C emme havası giriş sıcaklığında hava fazlalık katsayısı 1,76 ile 2,08 arasında değişirken,

sıcaklığın 100 °C'ye yükseltilmesi hava fazlalık katsayısının 1,89 ile 2,65 arasında değiştiği görülmüştür. Bu durum, düşük emme havası sıcaklıklarında ve fakir karışımlarda yanmanın başlaması için gerekli olan kimyasal reaksiyonların, sıcaklığın düşük olmasından kaynaklı gerçekleşememesi ile açıklanabilir. Emme havası sıcaklığının arttırılması ile daha fakir karışımlarında tutuşabildiği görülmüştür. Fakat emme sıcaklığının arttırılması yanmayı avansa aldığından ve maksimum basınç artış oranını arttırdığından vuruntu sınırı daha fakir karışma doğru kaymıştır.



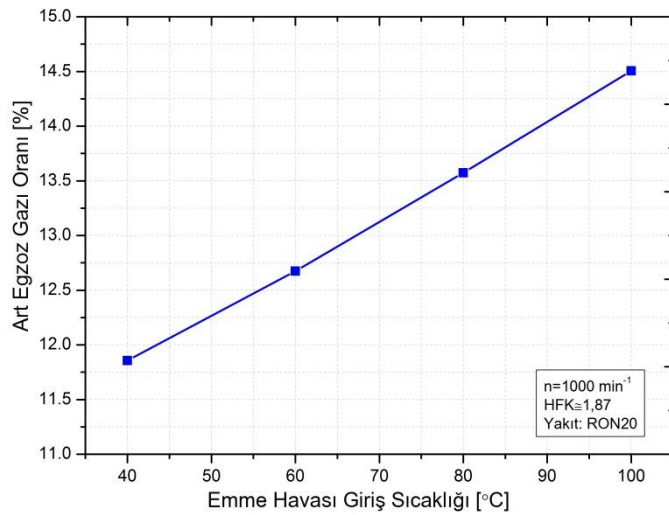
Şekil 4.14. İndike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın farklı emme giriş sıcaklıklarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

Şekil 4.15’de efektif momentin ve efektif özgül yakıt tüketiminin farklı emme havası giriş sıcaklıklarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Efektif moment, BMEP’in bir fonksiyonu olduğunda BMEP ile aynı karakteristiği göstermektedir. Emme havası sıcaklığının arttırılması, yukarıda açıklanmış olan sebeplerden dolayı efektif momentin azalmasına sebep olmaktadır. Emme havası sıcaklığının artması ile efektif özgül yakıt tüketiminin yükseldiği görülmüştür. Bunun nedeni, sıcaklığın artması ile termik verimin düşmesidir. Emme sıcaklığının arttırılması yanmanın avansa alınmasına ve yanmanın bir kısmının ÜÖN’den önce gerçekleşmesine sebep olduğundan silindir içerisine sürülen yakıt enerjisi yeteri kadar faydalı işe dönüştürülemediğinden özgül yakıt tüketimi yükselmiştir.



Şekil 4.15. Efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin farklı emme giriş sıcaklıklarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

Şekil 4.16’da art egzoz gazı oranının emme havası giriş sıcaklığına bağlı değişimi görülmektedir. 40 °C giriş sıcaklığında art egzoz gazı oranı % 11,85 iken, sıcaklığın 100 °C’ye çıkarılması sonucu art egzoz gazı oranı % 14,50’ye yükselmiştir. Emme havası sıcaklığının artırılması ile silindir içerisine alınan havanın yoğunluğunun azalması, egzoz zamanı sonrasında yanma odasında kalan art egzoz gazının oranının yüzdesel olarak yüksek olmasına sebep olmaktadır [123].



Şekil 4.16. Art egzoz gazı oranının emme giriş sıcaklığına bağlı değişimi

4.4. Enjeksiyon Zamanlamasının HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri

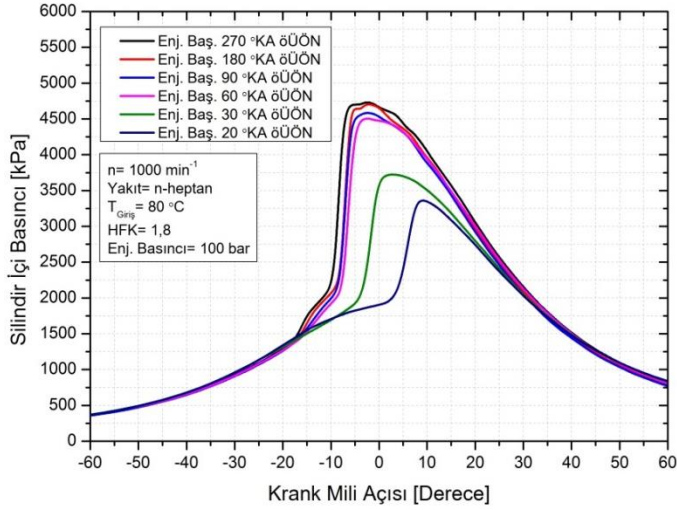
Direkt enjeksiyonlu HCCI motorlarda hava/yakıt karışımının homojen bir şekilde oluşumu için enjeksiyon zamanlaması çok önemli bir yer tutmaktadır. Enjeksiyon zamanlaması karışımın homojenliğini, yakıtın buharlaşmasını ve yanmanın başlama noktasını doğrudan etkilemektedir [132-134]. Enjeksiyon zamanlamasının HCCI yanması üzerindeki etkilerini incelemek için, 1000 min⁻¹ sabit motor hızında, 80 °C sabit emme havası giriş sıcaklığında, ÜÖN'dan 270, 180, 90, 60, 30, 20 °KA önce direkt enjeksiyonla n-heptan yakıtı püskürtülerek, Çizelge 4.4'de detayları verilmiş olan deneyler gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.4. Enjeksiyon zamanlamasının HCCI yanması üzerindeki etkisini incelemek için yapılan deneyler

Deney Parametresi	Değer/Tanım
Motor Hızı	1000 (min ⁻¹)
Yakıt Tipi	n-heptan
Enjeksiyon Başlangıç Açısı	270-180-90-60-30-20 (°KA öÜÖN)
Enjeksiyon Basıncı	100 (bar)
Emme Supabı Açılma Açısı	25,5 (°KA öÜÖN)
Egzoz Supabı Kapanma Açısı	22 (°KA öÜÖN)
Gaz Kelebeği Pozisyonu	100 (%)
Emme Havası Giriş Sıcaklığı	80 °C
Hava Fazlalık Katsayısı	1,8

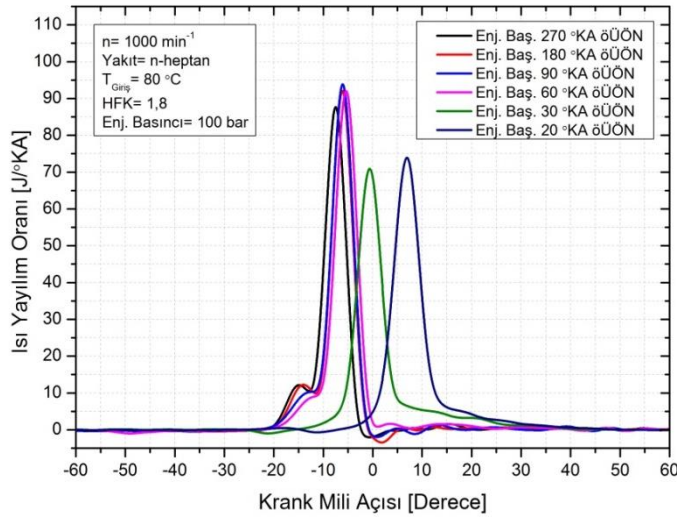
Şekil 4.17'de silindir içi basıncın farklı enjeksiyon başlangıç zamanlarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Enjeksiyon başlangıcı 270 °KA öÜÖN'da iken, maksimum silindir içi basıncın -2 °KA'da 4733 kPa olduğu, enjeksiyon başlangıcı 20 °KA öÜÖN'da iken, maksimum silindir içi basıncın 9 °KA'da 3368 kPa olduğu görülmektedir. Enjeksiyonun avansa alınması sonucunda maksimum silindir içi basıncın arttığı ve daha erken bir krank açısında gerçekleştiği görülmüştür. Yakıtın erken püskürtülmesi, hava/yakıt karışımının homojen bir şekilde oluşmasına, bu durum ise yakıt moleküllerinin oksijen molekülleri ile daha kolay eşleşmesine müsaade etmektedir. Ayrıca erken püskürtme sonucunda, yakıtın buharlaşması ve tutuşma şartlarının oluşması için yeteri kadar zaman sağlanabilmektedir. Böylelikle yakıt, daha erken bir krank açısında tutuşmaya başlamaktadır ve maksimum silindir içi basınç da daha erken bir krank açısında gerçekleşmektedir. Enjeksiyonun avansa alınması sonucu maksimum silindir içi basıncın artması ise karışımın daha fazla homojen olması ve bütün yakıt enerjisinin çok küçük bir krank açısında açığa çıkması ile açıklanabilmektedir. Enjeksiyon açısının ÜÖN'ya doğru

yaklaşması sonucunda, yanma başlangıcı gecikmekte ve yanma safhasının büyük bir bölümü genişleme zamanına kaymaktadır. Bu durum maksimum silindir basıncının düşmesine yol açmaktadır.



Şekil 4.17. Silindir içi basıncın farklı enjeksiyon başlangıç zamanlarında krank mili açısına bağlı değişimi

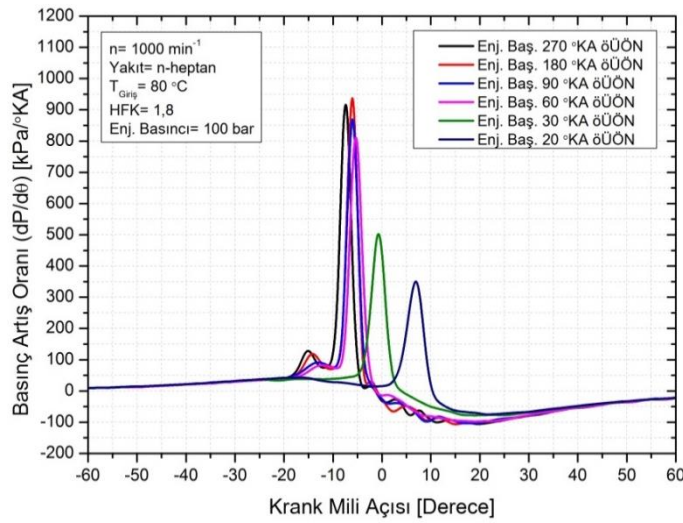
Şekil 4.18’de ısı yayılım oranının farklı enjeksiyon başlangıç açılarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi erken enjeksiyonda iki aşamalı HCCI yanması oluşurken, enjeksiyonun ÜÖN’ya yaklaşması ile tek aşamalı HCCI yanması gerçekleşmektedir. Geç enjeksiyon açılarında düşük sıcaklık yanmasının gerçekleşmemesi yakıtın buharlaşmak için yeteri kadar süre bulamaması ve karışımın yeteri kadar homojen olmamasından kaynaklanmaktadır. Enjeksiyon avansa alındıkça maksimum ısı yayılımı daha erken ve daha küçük bir krank açısında açığa çıkarken, enjeksiyonun gecikmesi, maksimum ısı yayılımının genişleme zamanına kaymasına ve maksimum ısı yayılımının azalmasına sebep olmuştur.



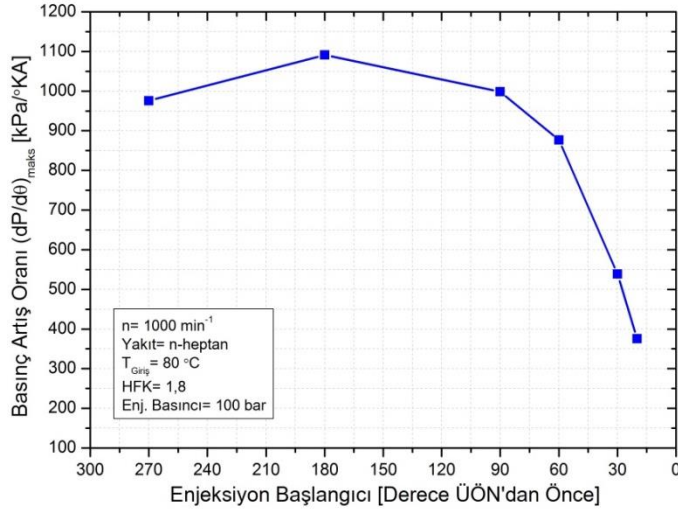
Şekil 4.18. Isı yayılım oranının farklı enjeksiyon başlangıç zamanlarında krank mili açısına bağlı değişimi

Şekil 4.19’da silindir içi gaz sıcaklığının farklı enjeksiyon başlangıç zamanlarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Enjeksiyon başlangıcı 270 °KA öÜÖN’da iken, maksimum silindir içi gaz sıcaklığının -6 °KA’da 1896 K olduğu, enjeksiyon başlangıcı 20 °KA öÜÖN’da iken, maksimum silindir içi gaz sıcaklığının 14 °KA’da 1461 K olduğu görülmektedir. Enjeksiyonun avansa alınması ile maksimum silindir içi gaz sıcaklığı artmakta ve avansa alınmaktadır. Silindir içi gaz sıcaklığının 1800 K’ni geçmesi NO_x emisyonlarına sebep olabilmektedir [19, 25]. Enjeksiyonun avansa alınması sonucunda, sıkıştırma zamanı boyunca öncelikle silindir içi sıcaklığın, geç avansa göre daha düşük olduğu ve düşük yanma reaksiyonlarının başlaması ile yeniden yükseldiği görülmüştür. Erken enjeksiyon, silindir içerisindeki yakıtın daha erken buharlaşmasını sağlayacağı için, buharlaşan yakıt dolgu üzerinden ısı çekmektedir. Bunun sonucunda sıkıştırma zamanında sıcaklık bir miktar azalmaktadır. Fakat homojen karışımın yeteri kadar oluşması ve yanma şartlarının iyileşmesi, silindir içerisinde daha fazla ısının açığa çıkmasına sebep olmakta ve böylelikle maksimum silindir içi gaz sıcaklığı artarak daha erken bir krank açısında meydana gelmektedir.

Enjeksiyon zamanlamasının doğrudan etkilediği en önemli noktalardan biride vuruntu oluşumudur. Vuruntu oluşumunun en temel sebebi silindir içerisinde yakıt enerjisinden kaynaklı açığa çıkan ısınn çok küçük krank mili açılarında meydana gelmesi ve bunun sonucunda basınç artış oranının aşırı derecede yükselmesidir. Bu durum hem motora zarar vermekte hem de HCCI motorunun çalışma aralığını sınırlandırmaktadır. Şekil 4.21’de basınç artış oranının farklı enjeksiyon zamanlamalarında krank mili açısına bağlı değişimi görülürken, Şekil 4.22’de maksimum basınç artış oranının enjeksiyon zamanlamasına bağlı değişimi görülmektedir. Her iki şekilde de görüldüğü gibi, enjeksiyon başlangıcı 180 °KA öÜÖN’da, maksimum basınç artış oranı -6 °KA’da 1091 kPa/°KA iken, enjeksiyon başlangıcı 20 °KA öÜÖN’da, maksimum basınç artış oranı 7 °KA’da 375 kPa/°KA’dır. Enjeksiyonun avansa alınması, hava/yakıt karışımının tamamen homojen olmasına ve ısı yayılımının kısa sürede gerçekleşmesine sebep olduğundan maksimum basınç artış oranının yükselmesine ve avansa alınmasına neden olmaktadır. Bu durumun ise, Şekil 4.17’deki erken enjeksiyona ait silindir içi basınç eğrilerindeki basınç dalgalanmalarına ve vuruntu oluşumuna sebep olduğu açıkça görülebilmektedir.



Şekil 4.21. Basınç artış oranının farklı enjeksiyon başlangıç zamanlarında krank mili açısına bağlı değişimi



Şekil 4.22. Maksimum basınç artış oranının enjeksiyon başlangıç zamanına bağlı değişimi

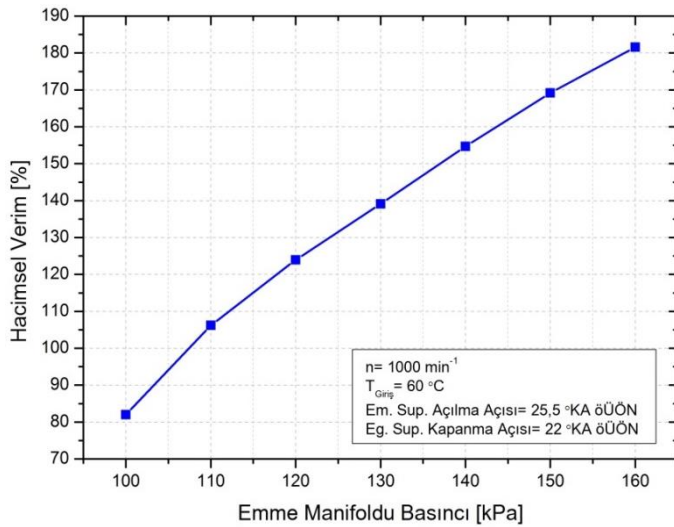
4.5. Süperşarjın HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri

HCCI motorlarda, sıkıştırma zamanı sonundaki silindir içi basınç ve sıcaklık, karışımın kendi kendine tutuşmasını etkileyen en önemli iki faktördür. Sabit sıkıştırma oranının da sıkıştırma sonu basıncını arttırmak için kullanılan en etkili yöntemlerden biri olan emme manifoldu basıncının artırılması hacimsel verimi arttırmaktadır. Buna bağlı olarak motor yükü de arttırılabilmektedir. Ayrıca emme manifoldu basıncının artması yanma başlangıcının daha erken bir krank açısında gerçekleşmesine sebep olmaktadır [135]. Süperşarjın HCCI yanması üzerindeki etkisinin incelenebilmesi için Çizelge 4.5'de detayları verilmiş olan deneyler gerçekleştirilmiştir. Sabit motor hızı, sabit enjeksiyon başlangıcı, sabit enjeksiyon basıncı, sabit emme havası giriş sıcaklığı ve n-heptan yakıtı ile emme manifoldu basıncı 100 kPa'dan 160 kPa'a kadar 10 kPa aralıklarla arttırılarak deneyler gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.5. Süperşarjın HCCI yanması üzerindeki etkisini incelemek için yapılan deneyler

Deney Parametresi	Değer/Tanım
Motor Hızı	1000 (min ⁻¹)
Yakıt Tipi	n-heptan
Enjeksiyon Başlangıç Açısı	100 (°KA öÜÖN)
Enjeksiyon Basıncı	100 (bar)
Emme Supabı Açılma Açısı	25,5 (°KA öÜÖN)
Egzoz Supabı Kapanma Açısı	22 (°KA öÜÖN)
Gaz Kelebeği Pozisyonu	100 (%)
Emme Havası Giriş Sıcaklığı	60 °C
Emme Manifoldu Mutlak Basıncı	100-110-120-130-140-150-160 (kPa)

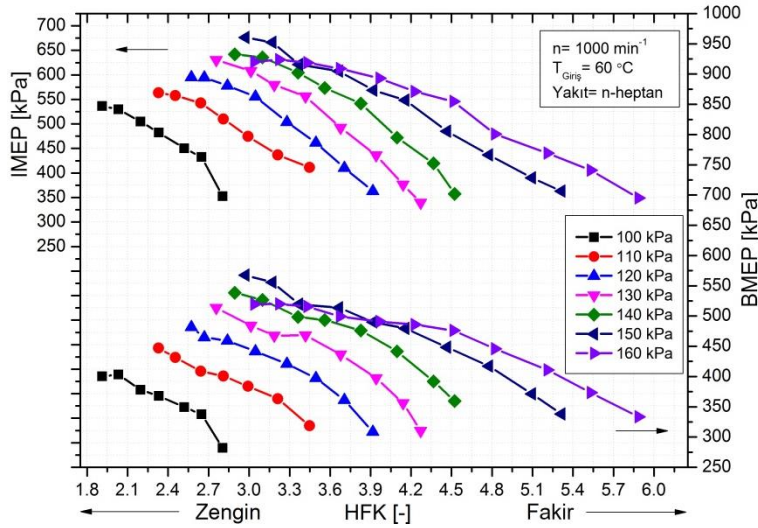
Şekil 4.23’de emme manifoldu basıncına bağlı hacimsel verimin değişimi görülmektedir. Emme manifoldu basıncının artması ile hacimsel verimin orantılı bir şekilde arttığı görülmektedir. Emme manifoldu basıncının yükselmesi, emme zamanı boyunca silindir içerisine daha fazla taze havanın alınmasına sebep olduğundan hacimsel verim artmaktadır. Atmosferik basınca yakın olan 100 kPa emme manifoldu basıncında, hacimsel verim % 82 iken, emme manifoldu basıncının 160 kPa’a çıkarılması ile hacimsel verim % 181’e ulaştığı görülmüştür.



Şekil 4.23. Emme manifoldu basıncına bağlı hacimsel verimin değişimi

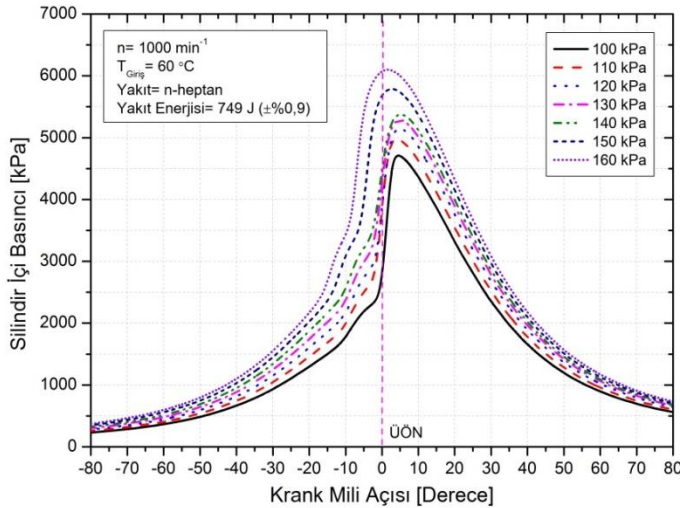
Şekil 4.24’de indike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Emme manifoldu basıncı 100 kPa’da, hava fazlalık katsayısı 1,91 ile 2,80 arasında değişirken, IMEP değeri 536 kPa ile 352 kPa aralığında değişmektedir. Emme manifoldu basıncının 150 kPa’a yükseltilmesi sonucu, hava fazlalık katsayısı 2,97 ile 5,31 aralığında HCCI motor çalıştırılabilmiş ve 676 kPa ile 352 kPa aralığında IMEP değerleri elde edilebilmiştir. Şekil 4.24’de görüldüğü gibi BMEP eğrileri de IMEP eğrileri ile aynı karakteristiğe sahiptir. Zengin karışımlarda silindir içerisine daha fazla yakıt enerjisi sürüldüğünden, silindir içi basınç yükselmekte ve piston tarafından yapılan iş artmaktadır. Bunun sonucu olarak da IMEP ve BMEP değerleri yükselmektedir. Karışımın fakirleşmesi sonucu yakıt enerjisi azaldığından IMEP ve BMEP değerlerinin düştüğü görülmektedir. Şekil 4.24’de emme manifoldu basıncının artması ile HCCI motorunun daha fakir karışımlarda çalışabildiği ve böylelikle süperşarj uygulaması ile HCCI motorunun çalışma aralığının genişletilebildiği görülmüştür. Hacimsel verimin artması ile

sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı arttığından dolayı çok daha fakir karışımlarda HCCI yanmasının gerçekleştiği gözlemlenebilmektedir. Ayrıca emme manifoldu basıncının artması sonucunda IMEP ve BMEP'in maksimum değerlerinde de artış görülmektedir. Bu durum silindir içerisine daha fazla hava/yakıt karışımının alınabilmesi ile açıklanabilir. Emme manifoldu basıncının 160 kPa'a ulaştığı durumda, özellikle zengin karışım bölgesinde hem IMEP'in hem de BMEP'in düşme eğiliminde olduğu görülmektedir. Bu durum, emme manifoldu basıncının aşırı artması sonucu, KA50 açısının ÜÖN'dan çok daha erken gerçekleşmesine bağlı olarak piston üzerinde negatif işin gerçekleşmesinden kaynaklanmaktadır. İlerleyen grafiklerde bu durum daha detaylı açıklanmaktadır.



Şekil 4.24. İndike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

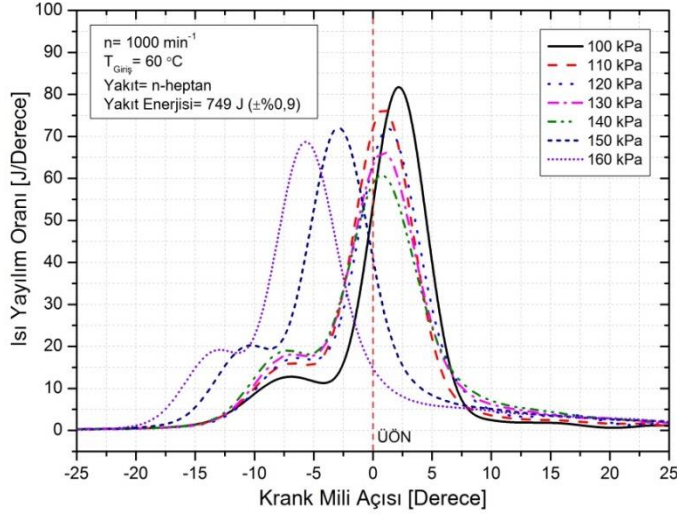
Şekil 4.25'de silindir içi basıncın sabit yakıt enerjisinde ($749 \text{ J} \pm \% 0,9$), farklı emme manifoldu basınçlarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Emme manifoldu basıncı 100 kPa da, maksimum silindir içi basıncı 4°KA sÜÖN 'da 4716 kPa iken, emme manifoldu basıncının 160 kPa'a yükseltilmesi ile maksimum silindir içi basıncın 1°KA sÜÖN 'da 6099 kPa'a ulaştığı görülmektedir. Emme manifoldu basıncının artması, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığı arttığından dolayı maksimum silindir içi basıncın maksimum değerinin arttığı ve maksimum silindir içi basıncın avansa alınarak ÜÖN ya daha yakın bir noktada gerçekleştiği görülmektedir.



Şekil 4.25. Silindir içi basıncın sabit yakıt enerjisinde ($749 \text{ J} \pm \% 0,9$), farklı emme manifoldu basınçlarında krank mili açısına bağlı değişimi

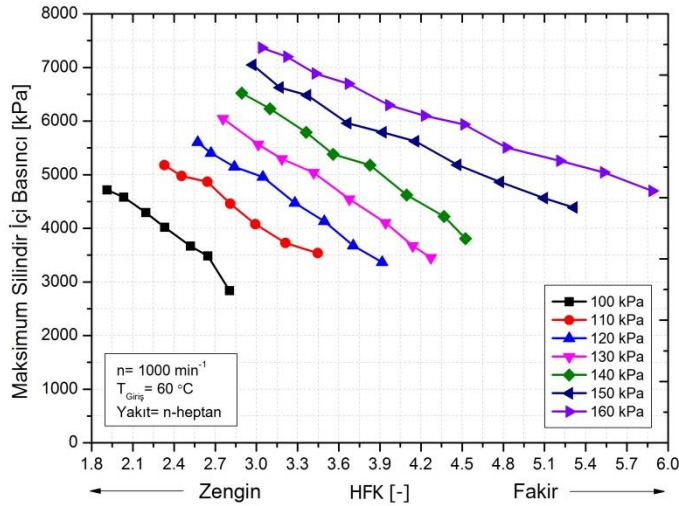
Şekil 4.26’da ise ısı yayılım oranının sabit yakıt enerjisinde ($749 \text{ J} \pm \% 0,9$), farklı emme manifoldu basınçlarında krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Isı yayılım oranı eğrilerinde HCCI yanması olarak adlandırılabilen, düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık yanmasından oluşan iki aşamalı bir yanma görülmektedir. Emme manifoldu basıncının 100 kPa olduğu durumda, düşük sıcaklık yanmasının maksimum değeri 7°KA öÜÖN’da $12,9 \text{ J}/^\circ\text{KA}$ ve yüksek sıcaklık yanmasının maksimum değeri 2°KA sÜÖN’da $84 \text{ J}/^\circ\text{KA}$ ’dır. Emme manifoldu basıncı 160 kPa’a yükselttiğinde düşük sıcaklık yanmasının maksimum değeri 13°KA öÜÖN’da $19,5 \text{ J}/^\circ\text{KA}$ ve yüksek sıcaklık yanmasının maksimum değeri 6°KA öÜÖN’da $69,8 \text{ J}/^\circ\text{KA}$ olarak gerçekleşmiştir. Emme manifoldu basıncının artması ile sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığı arttığından dolayı düşük sıcaklık yanması daha erken bir krank açısında başlamış ve buna bağlı olarak da yüksek sıcaklık yanması avansa alınmıştır. Ayrıca emme manifoldu basıncının artması sonucu negatif sıcaklık katsayısı bölgesinin de giderek daha küçük bir krank açısında meydana geldiği görülmüştür. HCCI motorlarda düşük sıcaklık yanması, silindir içi gaz sıcaklığı 800 K civarına ulaştığında gerçekleşmektedir. Silindir içi gaz sıcaklığının 1050-1100 K aralığına ulaşması sonucunda da yüksek sıcaklık yanması aşaması meydana gelmektedir [19]. Emme manifoldu basıncının yüksek olması sıkıştırma sonu basıncını ve dolayısı ile sıcaklığını arttırdığından, 800 K’ne daha erken bir krank açısında ulaşılmaktadır. Emme manifoldu basıncı 160 kPa’da, düşük sıcaklık yanmasının başlamasından sonra halen sıkıştırma zamanı devam ettiğinden silindiri içi gaz sıcaklığının 800 K’den 1050-1100 K aralığına daha kısa sürede

ulaşması düşük sıcaklık yanması ve yüksek sıcaklık yanması aşamaları arasında kalan negatif sıcaklık bölgesinin daha kısa olmasına sebep olmaktadır.



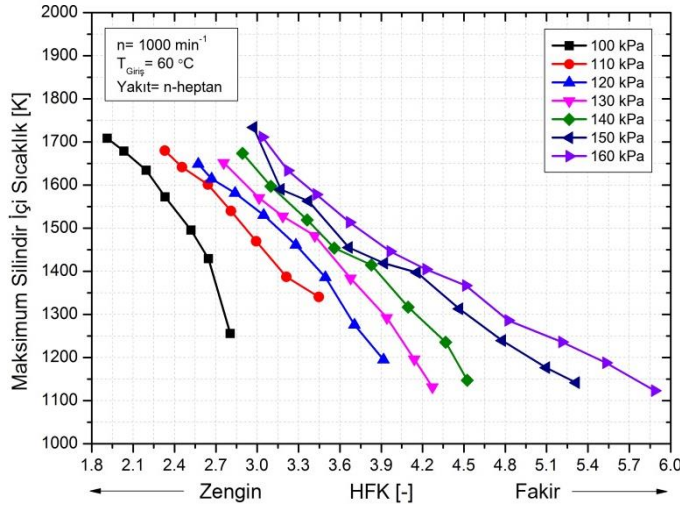
Şekil 4.26. Isı yayılım oranının sabit yakıt enerjisinde ($749 \text{ J} \pm \% 0,9$), farklı emme manifoldu basınçlarında krank mili açısına bağlı değişimi

Şekil 4.27’de maksimum silindir içi basıncın farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Emme manifoldu basıncının artması, silindir içerisine daha fazla hava/yakıt karışımının alınabilmesine imkân sağladığından dolayı maksimum silindir içi basınç da artmaktadır. Ayrıca emme manifoldu basıncının artması sıkıştırma sonu basıncını doğrudan etkilediğinden maksimum silindir içi basınç da bu durumdan etkilenecek artmaktadır. Şekil 4.27’de, atmosferik basınca yakın emme manifoldu basıncında HCCI motor dar bir çalışma aralığında çalıştırılabilirken, emme manifoldu basıncının artması ile bu çalışma aralığının giderek genişlediği görülebilmektedir. Diğer yandan bütün emme manifoldu basınçlarında, karışımın fakirleşmesi ile silindir içerisine sürülen yakıt enerjisinin azalması sonucu maksimum silindir içi basıncın da düştüğü görülmektedir. Karışımın zenginleşmesi ile maksimum silindir içi basıncın arttığı Şekil 4.27’de açık bir şekilde görülmektedir. Bütün emme manifoldu basınçları göz önünde bulundurulduğunda HCCI motorun 1,9 ile 5,8 hava fazlalık katsayısı aralığında çalıştırılabilmiştir. HCCI motorlarının en önemli avantajlarından birisi, konvansiyonel buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarla karşılaştırıldığında daha yüksek hava fazlalık katsayılarında çalışabilmesidir. Bu durum özgül yakıt tüketiminin ve yanma sıcaklıklarının düşmesini sağlamaktadır.



Şekil 4.27. Maksimum silindir içi basıncın farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

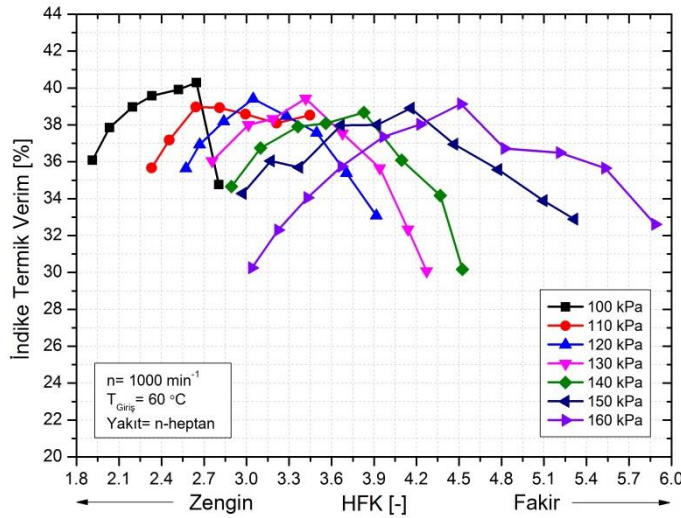
Şekil 4.28’de maksimum silindir içi gaz sıcaklığının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Bütün emme manifoldu basınçlarında, zengin karışımlarda maksimum silindir içi gaz sıcaklığı artarken, karışımın fakirleşmesi ile bu sıcaklığın azaldığı görülmektedir. HCCI motorlarda, karışımın silindir içerisinde homojen bir şekilde kendi kendine eş zamanlı olarak tutuşması, bölgesel zenginleşmeyi önlemekte ve bu durum silindir içi gaz sıcaklığının maksimum değerini düşürmektedir. Silindir içi gaz sıcaklığının 1500 K’nin altında gerçekleştiği durumlar düşük sıcaklık reaksiyonları olarak adlandırılabilir. Fakat HCCI motorlarda çok düşük yanma sıcaklıkları CO ve HC emisyonlarının artmasına ve termik verimin azalmasına sebep olmaktadır. Diğer taraftan, HCCI motorlarda 1800 K’nin üzerindeki silindir içi gaz sıcaklıklarında NO_x ve vuruntu oluşumu gözlenmektedir [19-20, 101, 135-136]. Şekil 4.28’de de görüldüğü gibi bütün emme manifoldu basınçlarında maksimum silindir içi gaz sıcaklığı 1800 K’nin altında gerçekleşmiştir. 1100 K’nin altındaki sıcaklıklarda ise karışımın aşırı fakirleşmesinden dolayı yanmanın gerçekleşmediği gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, direkt enjeksiyonlu HCCI motorda silindir içerisindeki hava/yakıt karışımının yeteri kadar homojen olması, bölgesel zenginleşmelerin önüne geçmiş, maksimum yanma sıcaklığının 1800 K’nin altında kalmasını sağlamış ve böylelikle NO_x emisyonlarının oluşumunun engellenebileceği gözlemlenmiştir.



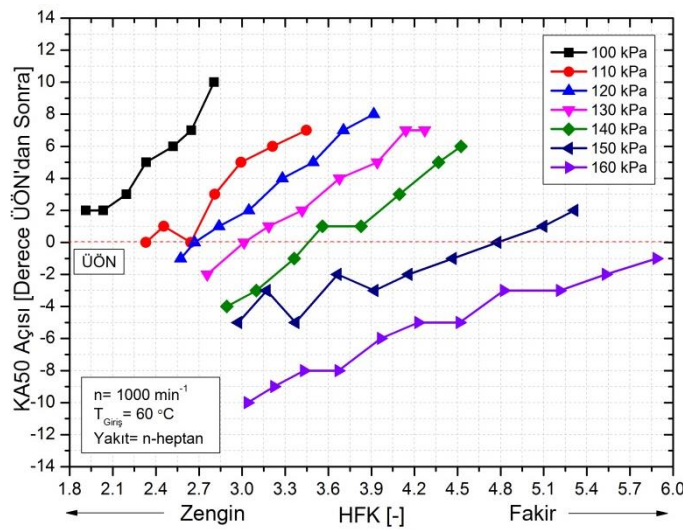
Şekil 4.28. Maksimum silindir içi gaz sıcaklığının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

Şekil 4.29'da indike termik verimin farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. İndike termik verimin bütün emme manifoldu basınçlarında, belirli bir hava fazlalık katsayısına kadar arttığı ve bu hava fazlalık katsayısından sonra yeniden düşmeye başladığı görülmektedir. Maksimum termik verim, emme manifoldu basıncı 100 kPa'da hava fazlalık katsayısı 2,6'da % 40 olarak elde edilmiştir. Konvansiyonel buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarla kıyaslandığında, sıkıştırma oranı 9,22 olan bu HCCI motorunun termik verimin yüksek olduğu görülmektedir. Emme manifoldu basıncının artması ile termik verimde de küçük bir düşüşün olduğu görülmektedir. Termik verimi etkileyen en önemli faktörlerden birisi KA50 açısının gerçekleştiği yerdir. Yüksek termik verim elde edebilmek için KA50 açısının ÜÖN'dan 8-10 °KA sonra gerçekleşmesi gerektiği literatürde yaygın olarak kabul edilmektedir [20, 137]. Şekil 4.30'da KA50 açısının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Emme manifoldu basıncının artması ile sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı yükseldiğinden, yanmanın başlangıcı ve buna bağlı olarak da KA50 açısı avansa alınmaktadır. Aynı şekilde, hava/yakıt karışımının zenginleşmesi de karışımın daha kolay tutuşmasını sağlayarak toplam yanma süresini kısaltmaktadır. Bu duruma bağlı olarak da KA50 açısı avansa alınmaktadır. Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'da görüldüğü gibi bütün emme manifoldu basınçlarında KA50 açısının erken gerçekleştiği krank açıları termik verimin düştüğü, KA50 açısının gecikmeye alındığı krank açıları termik verimin yükseldiği görülmektedir. Termik verimin hava fazlalık katsayısının artmasına bağlı öncelikle yükselip bir noktadan sonra düşmesi ise karışımın

aşırı fakirleşerek yanmanın tekleme sınırına yakın bir noktada gerçekleşmesi ile açıklanabilir. Emme manifoldu basıncının 100 kPa, hava fazlalık katsayısının 2,8 olduğu bu noktada, hava/yakıt karışımının kendi kendine ateşlenebilme kapasitesi oldukça zayıf olduğundan termik verim de düşmektedir. Emme manifoldu basıncının 160 kPa, hava fazlalık katsayısının 3,03 olduğu noktada termik verim en düşük % 30,2 olarak elde edilmiştir. Bu noktada termik verimin aşırı düşmesine, KA50 açısının 10 °KA öÜÖN'da oluşması sebep olmaktadır.

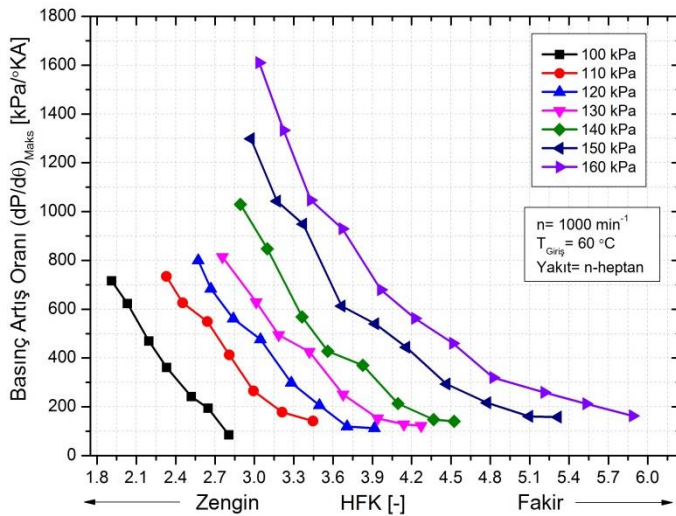


Şekil 4.29. İndike termik verimin farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi



Şekil 4.30. KA50 açısının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

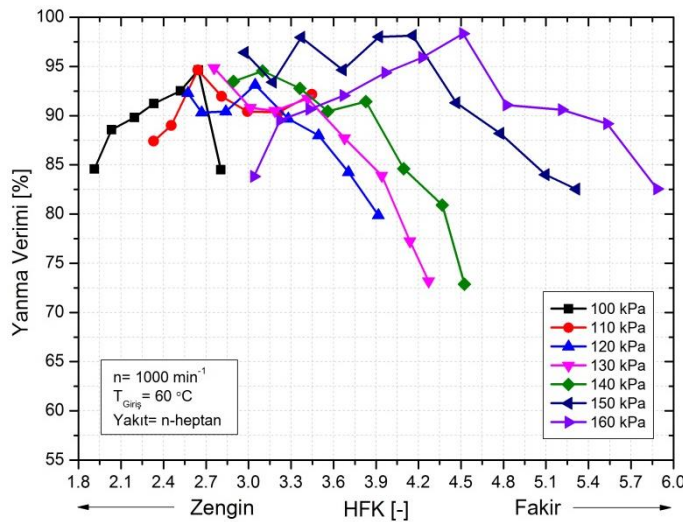
Şekil 4.31’de maksimum basınç artış oranının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Atmosferik basınca yakın olan 100 kPa emme manifoldu basıncında, hava fazlalık katsayısının 1,91 olduğu zengin karışımda maksimum basınç artış oranı 716 kPa/°KA olarak gerçekleşmiştir. Emme manifoldu basıncının 160 kPa olduğu yüksek basınçta, hava fazlalık katsayısının 3,03 olduğu zengin karışımda, maksimum basınç artış oranı 1609 kPa/°KA olarak meydana gelmiştir. Dolayısı ile emme manifoldu basıncının artması maksimum basınç artış oranının artmasına sebep olmuştur. Yüksek emme manifoldu basınçlarında, silindir içerisine daha fazla hava/yakıt karışımının alınması, ısı yayılım oranındaki negatif sıcaklık bölgesinin kısılması ve KA50 açısının ÜÖN’den önce gerçekleşmesi maksimum basınç artış oranının artmasına ve HCCI yanmasında vuruntunun oluşmasına sebep olmaktadır. Diğer yandan, sabit emme manifoldu basıncında, karışımın zenginleşmesi sonucu silindir içerisine daha fazla yakıt enerjisinin sürülmesi maksimum basınç artış oranını arttırırken, karışımın fakirleşmesi ile yanma reaksiyonları yavaşladığından maksimum basınç artış oranını düşürmektedir.



Şekil 4.31. Maksimum basınç artış oranının farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

Şekil 4.32’de yanma veriminin farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Bütün emme manifoldu basınçlarında yanma verimi, belirli bir hava fazlalık katsayısına artma eğiliminde ve daha sonra düşme eğilimindedir. Karışımın zenginleşmesi, maksimum silindir içi gaz sıcaklığını arttırdığından, yakıtın daha kolay okside olması sağlanmakta, kimyasal reaksiyonlar hızlanmamakta ve tamamlanmamış yanma önlenmektedir [19-20, 138]. Bu durum, yanma

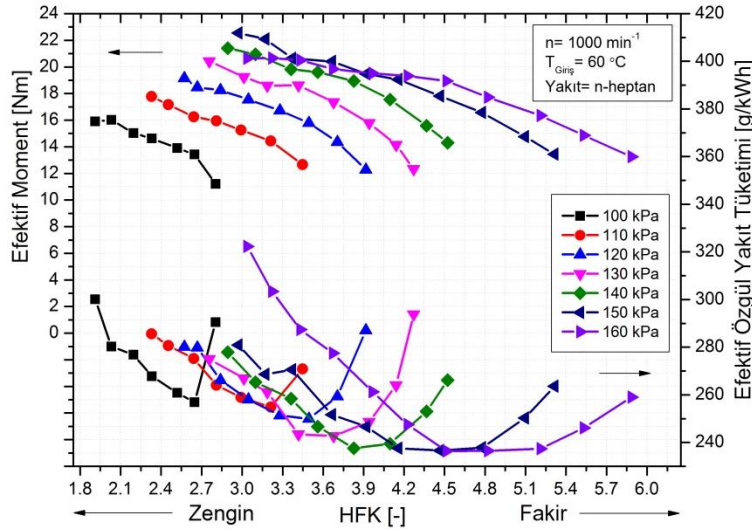
verimini yükseltmektedir. Fakat diğer yandan karışımın zenginleşmesi, yanma odasında kalan yanma sonu ürünlerinin konsantrasyonunu ve miktarını arttırmakta, böylelikle yakıtın yeteri kadar oksijen bulamamasından dolayı tamamlanmamış yanma yeniden artmakta ve yanma verimi düşmektedir. Karışımın aşırı fakirleşmesi, Şekil 4.28’de de görüldüğü gibi maksimum silindir içi gaz sıcaklığını düşürdüğünden özellikle silindir cidarlarında kalan yakıtın oksidasyonunu zorlaştırmaktadır. Bu durum silindir içerisinde yanmamış yakıtın miktarının artmasına sebep olarak yanma verimini yeniden düşürmektedir. Şekil 4.32’de de görüldüğü gibi, emme manifoldu basıncının artması ile yanma veriminin maksimum değeri yükselmektedir. 100 kPa emme manifoldu basıncında, maksimum yanma verimi, hava fazlalık katsayısı 2,64’de % 94,6 olarak gerçekleşmiştir. Emme manifoldu basıncı 160 kPa’a çıkarıldığında, maksimum yanma verimi, hava fazlalık katsayısı 4,51’de % 98,3 olarak meydana gelmiştir. Emme manifoldu basıncının artması ile silindir içerisindeki yakıtın konsantrasyonu giderek azalmaktadır. Bu durum yanma odasındaki yanma sonu ürünlerinin de konsantrasyonunu düşürmektedir. Ayrıca emme manifoldu basıncının artması ile yanma sonu basıncının yüksek olması silindir içerisindeki art gazlarının egzoz zamanı boyunca büyük ölçüde silindir dışına atılmasına sebep olmakta ve art gaz yüzdesi azalmaktadır. Bir sonraki çevrimde silindir içerisinde daha az art egzoz gazının olması yanma verimini iyileştirmektedir.



Şekil 4.32. Yanma veriminin farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

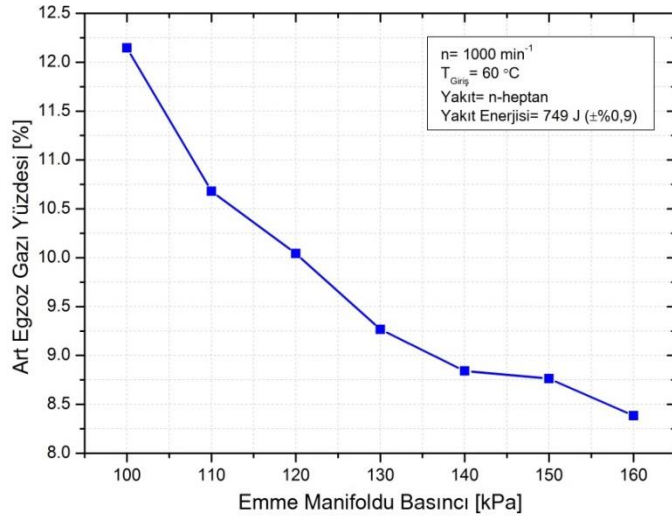
Şekil 4.33’de efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Atmosferik basınca

yakın olan 100 kPa emme manifoldu basıncında, 1,91 hava fazlalık katsayısında efektif moment 15,9 Nm iken, 2,8 hava fazlalık katsayısında 11,2 Nm'dir. 150 kPa emme manifoldu basıncında ise, zengin karışım bölgesi olan 2,97 hava fazlalık katsayısında efektif moment 22,5 Nm iken, karışımın fakirleştiği 5,31 hava fazlalık katsayısında, efektif moment 13,4 Nm'ye düşmüştür. Şekil 4.33'de de görüldüğü gibi bütün emme manifoldu basınçlarında, karışımın zenginleşmesi ile silindir içerisine daha fazla yakıt enerjisi sürüldüğü için efektif moment yükselmekte, karışımın fakirleşmesi ile karışım içerisinde yakıt miktarının azaldığından efektif moment de azalmaktadır. Ayrıca emme manifoldu basıncının artması ile hacimsel verim yükseldiğinden silindir içerisine daha fazla hava/yakıt karışımı alınabilmekte ve bu durum silindir içi basıncı arttırarak piston tepesine uygulanacak kuvvetin daha büyük olmasına sebep olmaktadır. Piston tarafından yapılan net işin artması da dinamometre tarafından ölçülmüş olan efektif momentin artmasına neden olmaktadır. Şekil 4.33'de karışımın fakirleşmesi ile özgül yakıt tüketimi bir noktaya kadar azalmakta, fakat karışımın aşırı fakirleşmesi ile yeniden yükselmektedir. Özgül yakıt tüketimi, silindir içerisine sürülen yakıtın ne kadarının faydalı işe dönüştürülebildiğinin bir göstergesi olduğundan, motorun termik verimi ile doğrudan alakalıdır. Şekil 4.29'daki termik verim eğrileri Şekil 4.33'de ki efektif özgül yakıt tüketimi eğrileri karşılaştırıldığında, termik verimin yüksek olduğu yerlerde efektif özgül yakıt tüketiminin düşük, termik verimin düşük olduğu yerlerde ise efektif özgül yakıt tüketiminin yüksek olduğu görülmektedir. 100 kPa emme manifoldu basıncında minimum efektif özgül yakıt tüketimi 256 g/kWh iken, 160 kPa emme manifoldu basıncında minimum efektif özgül yakıt tüketimi 236 g/kWh olarak elde edilmiştir. Dolayısı ile emme manifoldu basıncının artması sonucu termik verimin kısmen yükselmesi efektif özgül yakıt tüketiminin de düşmesini sağlamıştır. Ayrıca, Şekil 4.33'de incelendiğinde 160 kPa emme manifoldu basıncının zengin karışım bölgesinde, karışımın zenginleşmesi ile efektif momentin giderek düşme eğiliminde ve efektif özgül yakıt tüketiminin aşırı yükselme eğiliminde olduğu görülmektedir. Bu durum, Şekil 4.30'daki 160 kPa emme manifoldu basıncının KA50 eğrisi ile açıklanabilir. Emme manifoldu basıncının aşırı artması yanma başlangıcını ve KA50 açısının çok fazla avansa alarak, KA50 açısının ÜÖN'dan 10 °KA önce gerçekleşmesine sebep olmaktadır. Yanma aşamasının büyük bir bölümünün ÜÖN'dan önce gerçekleşmesi piston tarafından yapılan negatif işi arttırdığından hem termik verim hem de efektif moment azalmakta, efektif özgül yakıt tüketimi ise artmaktadır.



Şekil 4.33. Efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin farklı emme manifoldu basınçlarında hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

Şekil 4.34'de art egzoz gazı yüzdesinin sabit yakıt enerjisinde emme manifoldu basıncına bağlı değişimi görülmektedir. Art egzoz gazlarının miktarı, silindir içerisine alınan taze hava/yakıt karışımının bileşenlerini ve sıcaklığını doğrudan etkilediğinden, buna bağlı olarak da ısı yayılım oranını ve HCCI yanma aşamalarını da etkilemektedir. Egzoz supabı kapandıktan sonra yanma odasında kalan art egzoz gazlarının miktarı, emme ve egzoz basınçlarına, motor hızına ve supap zamanlamasına bağlıdır [19-20]. Şekil 4.34 incelendiğinde emme manifoldu basıncının artması ile art egzoz gazı yüzdesinin azaldığı görülmektedir. Emme manifoldu basıncının yüksek olması yanma sonrası silindir içi basıncının yüksek olmasına sebep olduğundan, yanma odasında kalan egzoz gazlarının daha büyük bir oranı silindir dışarısına atılmaktadır. Aynı zamanda emme manifoldu basıncının arttırılması ile silindir içerisine emme zamanı boyunca daha fazla taze hava alındığından, art egzoz gazı miktarının taze havaya göre oransal olarak azalması söz konusudur.



Şekil 4.34. Art egzoz gazı yüzdesinin emme manifoldu basıncına bağlı değişimi

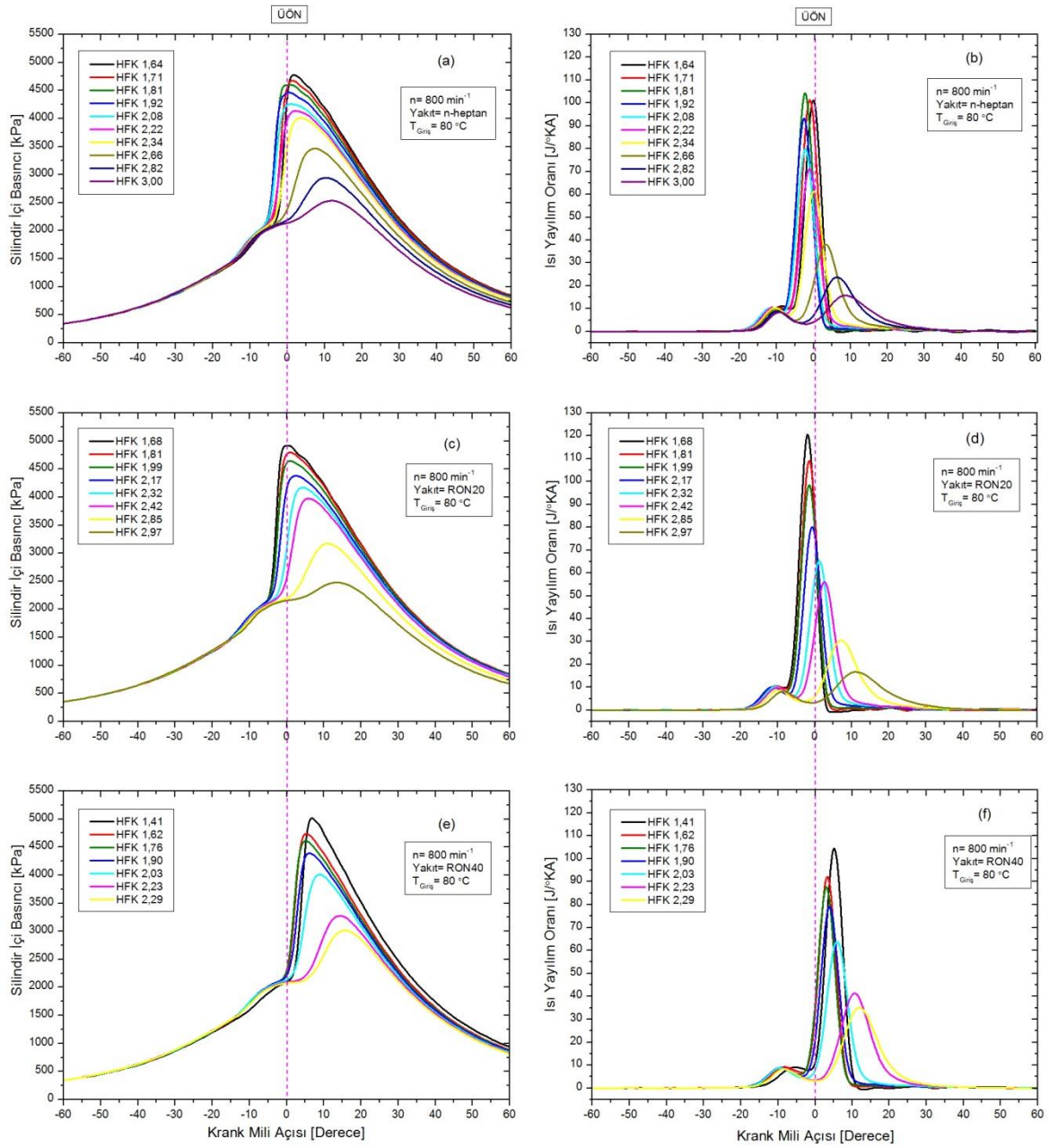
4.6. n-Heptan, RON20 ve RON40 Yakıtlarının HCCI Yanması Üzerindeki Etkileri

HCCI yanmasının kontrol edilmesinde ve çalışma aralığının genişletilmesinde yaygın olarak kullanılan yöntemlerden bir tanesi de farklı yakıtlardır. Farklı alternatif yakıtlar ile hem yanma fazı kontrol edilebilmekte hem de ısı yayılımı karakteristiği değişmektedir. Çizelge 4.6, n-Heptan, RON20 ve RON40 yakıtlarının HCCI yanması üzerindeki etkilerini incelemek için yapılan deney şartlarını göstermektedir. Bu amaçla deney motoru HCCI yanma modunda n-heptan, RON 20 ve RON 40 yakıtları ile Çizelge 4.6’da belirtilen motor çalışma parametrelerinde, farklı hava fazlalık katsayılarında çalıştırılmıştır. HCCI motorlarda özellikle yüksek motor yüklerinde görülen vuruntu problemini azaltmak ve çalışma aralığını genişletmek için oktan sayısı yüksek yakıtlar kullanılmaktadır. Oktan sayısının arttırılması yanma odasında kendiliğinden tutuşma şartlarının daha geç oluşturulmasına neden olmaktadır. Kendiliğinden tutuşma reaksiyonlarının daha geç başlaması silindir içindeki karışımın sıcaklığını, basıncını ve kompozisyonunu önemli derecede etkilemektedir. Bunun aksine yüksek oktanlı yakıt kullanılması sonucu özellikle düşük yüklerde kendiliğinden tutuşma şartları sağlanamamakta, ateşlenememe problemi görülmektedir. Sonuçta HCCI motorlarda kullanılacak yakıtın detaylı incelenmesi ve HCCI yanması üzerindeki etkilerinin belirlenmesi gerekmektedir.

Çizelge 4.6. n-Heptan, RON20 ve RON40 yakıtının HCCI yanması üzerindeki etkilerini incelemek için yapılan deneyler

Deney Parametresi	1. Grup	2. Grup	3. Grup
Motor Hızı		800 min ⁻¹	
Yakıt Tipi	n-heptan	RON20	RON40
Enjeksiyon Başlangıç Açısı		100 °KA öÜÖN	
Enjeksiyon Basıncı		100 (bar)	
Emme Supabı Açılma Açısı		25,5 °KA öÜÖN	
Egzoz Supabı Kapanma Açısı		22 °KA öÜÖN	
Gaz Kelebeği Pozisyonu		100 (%)	
Emme Havası Giriş Sıcaklığı		80 °C	
Hava Fazlalık Katsayısı	1,64-1,71-1,81- 1,92-2,08-2,22- 2,34-2,66-2,82- 3,00	1,68-1,81-1,99- 2,17-2,32-2,42- 2,85-2,97	1,41-1,62-1,76- 1,90-2,03-2,23- 2,29

HCCI yanması üzerinde direkt bir kontrol mekanizması bulunmamaktadır. Bu noktada farklı oktan sayılarına sahip yakıtların kullanılması HCCI yanma kimyası üzerinde çok büyük etkiye sahiptir. Oktan sayısı yüksek yakıtlar kullanılarak özellikle yüksek motor yüklerinde hızlı ısı dağılımı engellenebilmekte, yanma fazı kontrol edilebilmektedir. Şekil 4.35’de 80 °C sabit emme havası giriş sıcaklığında, n-heptan, RON 20 ve RON 40 yakıtları ile farklı hava fazlalık katsayılarında elde edilen silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının krank mili açısına bağlı değişimleri görülmektedir. Gerçekleştirilen deneylerde motorun 800 min⁻¹ motor devrinde, HCCI yanma modunda kararlı bir şekilde çalıştığı görülmektedir. Sabit emme havası sıcaklığında yapılan deneylerde hava fazlalık katsayısı arttıkça her üç yakıt için maksimum silindir basınçları azalmaktadır. Hava fazlalık katsayısı arttıkça daha fakir karışımın yanması açığa çıkan enerji ve silindir basıncının azalmasına neden olmaktadır. Bununla birlikte n-heptan yakıtı ile yapılan deneylerde yanma daha önce başlamakta, karışım yakıtların oktan sayısı arttıkça yanma rötara alınmaktadır. n-Heptan yakıtı ile yapılan deneylerde maksimum basıncın özellikle düşük hava fazlalık katsayısı değerlerinde ÜÖN civarında elde edildiği görülmektedir. Oktan sayısının artması yanma odasında kendi kendine tutuşma şartlarının daha geç oluşmasına dolayısıyla yanmanın rötara alınmasına neden olmaktadır. Maksimum silindir basıncı RON20 ve RON40 ile yapılan deneylerde n-heptan yakıtına göre artış göstermiştir.

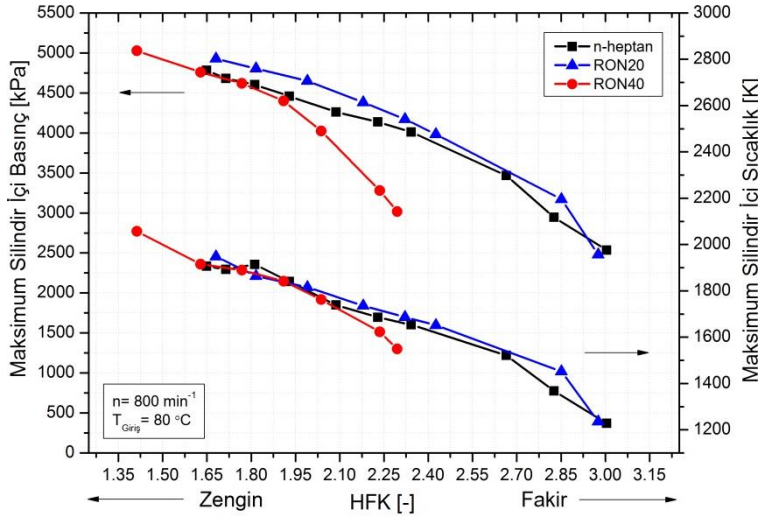


Şekil 4.35. Silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)

Isı yayılım oranları incelendiğinde her üç yakıt için de iki aşamalı ısı yayılımının olduğu görülmektedir. Tüm test yakıtlarında düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık reaksiyonları gerçekleşmiştir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça tüm test yakıtları için maksimum ısı yayılım oranları azalmaktadır. Hava fazlalığı arttıkça yanma odasındaki enerji yüzdesinin azalması açığa çıkan enerjinin azalmasına neden olmaktadır. Maksimum ısı yayılım oranının RON20 ile elde edildiği görülmektedir. Karışım yakıtın tutuşma kabiliyetinin bir miktar azalması yanma öncesinde homojen karışımın sıcaklığını ve basıncını

arttırmaktadır. Bu nedenle yanma odasında karışımın kompozisyonu iyileşmekte, kendiliğinden tutuşma şartları daha iyi hazırlanmaktadır. n-Heptan ile yapılan deneylerde yanmanın avansa alındığı ve ısı yayılım oranının azaldığı görülmektedir. Test yakıtlarındaki oktan sayısının artması ısı yayılım oranlarının azalmasına neden olmakta ve stabil HCCI yanması sağlanamamaktadır. 800 min^{-1} motor devrinde 80°C emme havası giriş sıcaklığında n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları karşılaştırıldığında RON40 yakıtı ile deney motorunun çok fakir karışımlarda HCCI yanma modunda çalışmadığı görülmektedir. Şekil 4.35 incelendiğinde, oktan sayısı arttıkça deney motorunun daha zengin karışımlarla HCCI yanma modunda 800 min^{-1} motor devrinde çalıştığı görülmektedir.

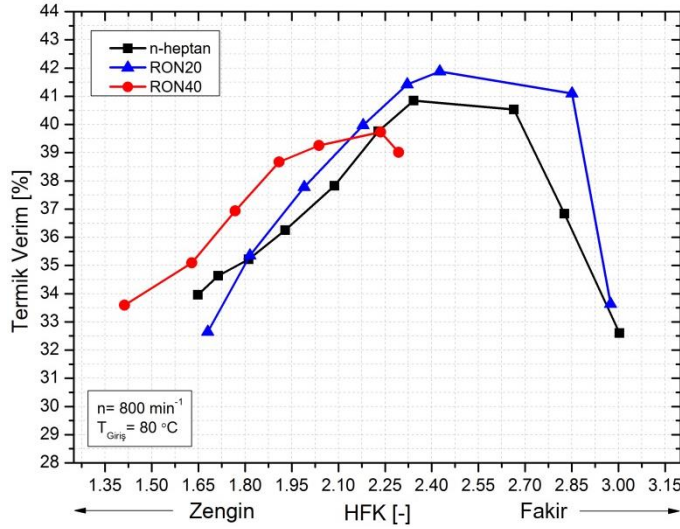
Şekil 4.36'da farklı test yakıtları ile yapılan deneylerde maksimum silindir içi basınç ve gaz sıcaklıklarının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimleri görülmektedir. Tüm test yakıtları için hava fazlalık katsayısı arttıkça maksimum silindir basıncının ve sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Zengin karışımlarda silindire sürülen yakıt enerjisinin fazla olması maksimum basıncın ve sıcaklığın artmasına neden olmaktadır. Yanma odasında hidrokarbon molekülleri oksijen molekülleri ile daha kolay buluşma imkânı bulmakta açığa çıkan ısı enerjisi artmaktadır. RON20 yakıtı maksimum silindir basınçları diğer yakıtlara göre artış göstermektedir. Oktan sayısının daha fazla artması kendiliğinden tutuşma şartlarını kötüleştirilmiş, silindir basınçları azalmıştır. HCCI yanmasında silindir içi gaz sıcaklığı 1800 K 'i geçtiğinde NO_x oluşumu ve vuruntu temayülü görülmektedir [19]. Şekil 4.36 incelendiğinde çok zengin karışımlarda maksimum silindir içi sıcaklığın 1800 K 'i aştığı görülmektedir.



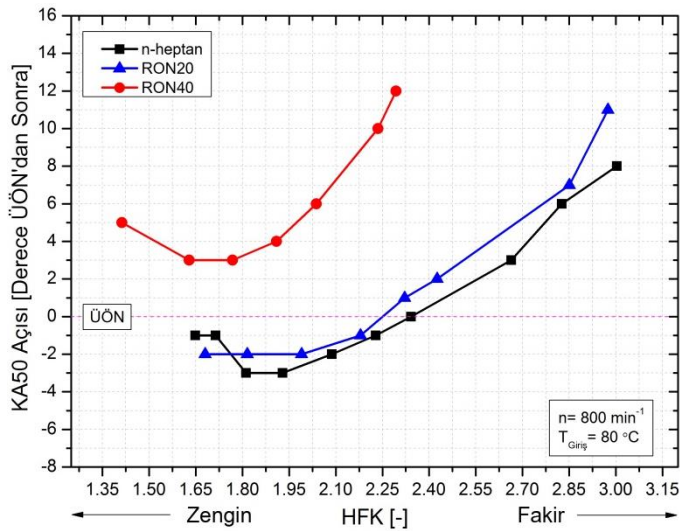
Şekil 4.36. Maksimum silindir içi basınç ve gaz sıcaklıklarının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)

Termik verim yakıt ile yanma odasına verilen enerjinin ne kadarının mekanik enerjiye çevrildiğinin bir göstergesidir. HCCI yanması ile yanma odasında sıcaklık farklılıkları meydana gelmeden gerçekleşen ani yanma sonucu termik verim diğer konvensiyonel yanma türlerine göre artış göstermektedir. Bununla birlikte HCCI yanmasında termik verim ve KA50 arasında direkt bir ilişki bulunmaktadır. İçten yanmalı motorlarda KA50'nin ÜÖN'dan hemen sonra olması istenmektedir. KA50 nin ÜÖN dan sonra elde edilmesi ile optimum termik verim sağlanabilmektedir. Şekil 4.37 n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları ile yapılan deneylerde termik veriminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimini göstermektedir. Şekil 4.37 incelendiğinde, termik verim tüm deney yakıtları için belli bir hava fazlalık katsayısına kadar artmakta daha sonra azalmaktadır. Zengin karışımlarda yanma odasında oksijen konsantrasyonunun azalması kendiliğinden tutuşma reaksiyonlarını ve termik verimi azaltmaktadır. Aynı zamanda silindir cidarlarından transfer edilen ısı kayıpları artmakta, termik verim azalmaktadır. Benzer şekilde silindire alınan karışımın çok fakirleşmesi kendiliğinden yanma sonucu elde edilen silindir içi sıcaklığın azalmasına neden olmakta, oksidasyon reaksiyonları yavaşlamaktadır. Aynı zamanda silindir içi gaz sıcaklığı azalmakta, silindirde piston ve segman kenarlarında, oyuk kısımlarda oksidasyon reaksiyonları gerçekleşmemektedir. Bunun sonucunda termik verim azalmaktadır. Maksimum termik verim RON20 yakıtı ile elde edilmiştir. RON20 yakıtı ile daha kontrollü bir HCCI yanmasının elde edildiği görülmektedir. RON20 yakıtı ile 2,42 hava fazlalık katsayısı değerinde yaklaşık % 42 termik verim elde edilmiştir. Elde edilen bu değer konvensiyonel yanma türlerine göre daha fazladır. RON40 yakıtı ile HCCI

yanması zengin karışımlarla gerçekleştiğinden RON20 ve n-heptan yakıtlarına göre termik verim artış göstermektedir. Fakat karışım fakirleştikçe termik verim azalmaktadır. RON40 yakıtı ile karışım daha zor tutuştuğundan özellikle zengin karışımlarda kendiliğinden yanma şartları iyileşmiş, termik verim artmıştır. Çünkü karışımın tutuşma sıcaklığına ulaşana kadar yanma odasında basınç ve sıcaklık artmaktadır. Şekil 4.38’de n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları ile yapılan deneylerde KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Tüm test yakıtları için zengin karışımlarda yanma avansa alınmaktadır. n-Heptan ve RON20 yakıtları ile zengin karışımlarda KA50 açısı ÜÖN’den önce elde edilmiştir. Yakıt molekülleri oksijen molekülleri ile daha kolay buluşabilmekte yanma odasında kendiliğinden tutuşma şartları iyileşmektedir. Karışım fakirleştikçe tüm test yakıtları için yanma rötara alınmaktadır. Test yakıtlarının oktan sayısının artması kendiliğinden tutuşmanın rötara alınmasına neden olmaktadır. Fakat pistonun ÜÖN’ya hareketi esnasında silindir içinde sıkıştırma sonu sıcaklığı ve basıncı artmaktadır. Kendiliğinden yanma şeklinde gerçekleşen HCCI yanması sıkıştırma zamanı boyunca silindir içindeki bu sıcaklıktan ve basınçtan oldukça etkilenmektedir. Dolayısıyla KA50 ÜÖN’den sonra elde edilebilmekte ve termik verim artmaktadır. Bu noktada Şekil 4.37 ve Şekil 4.38 incelendiğinde, termik verim ve KA50 arasında uyumun olduğu görülmektedir. RON40 yakıtı ile homojen karışımın daha zor tutuşma kalitesinden dolayı tüm hava fazlalık katsayısı değerlerinde KA50 açısı ÜÖN’den sonra elde edilmiştir. RON20 ve n-heptan yakıtları incelendiğinde her iki yakıt için özellikle 2,40 hava fazlalık katsayısından sonra KA50 açısının ÜÖN’den sonra elde edildiği ve termik verimin bu noktalarda arttığı görülmektedir. Bu noktada RON20 yakıtı ile yanmanın bir miktar rötara alınması KA50’nin ÜÖN’den hemen sonra elde edilmesine neden olmakta ve termik verimin n-heptan yakıtına göre artmasını sağlamaktadır.



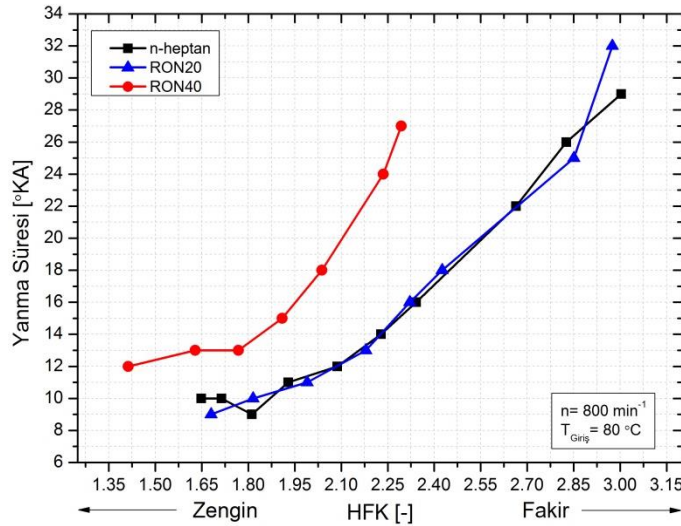
Şekil 4.37. Termik veriminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)



Şekil 4.38. KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)

Şekil 4.39'da n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları ile yapılan deneylerde yanma süresinin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Tüm test yakıtları için hava fazlalık katsayısı arttıkça yanma süresinin uzadığı görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça yanma sonu gaz sıcaklığı azalmakta daha uzun süren sürüngen bir yanma görülmektedir. Fakir karışımlarda yanma odasının genelinde silindir içi gaz sıcaklığı azaldığından kendiliğinden gerçekleşen oksidasyon reaksiyonları daha geç tamamlanmaktadır. RON20 ve n-heptan ile elde edilen yanma süreleri incelendiğinde birbirine yakın sonuçların elde edildiği görülmektedir. Özellikle zengin karışımlarda

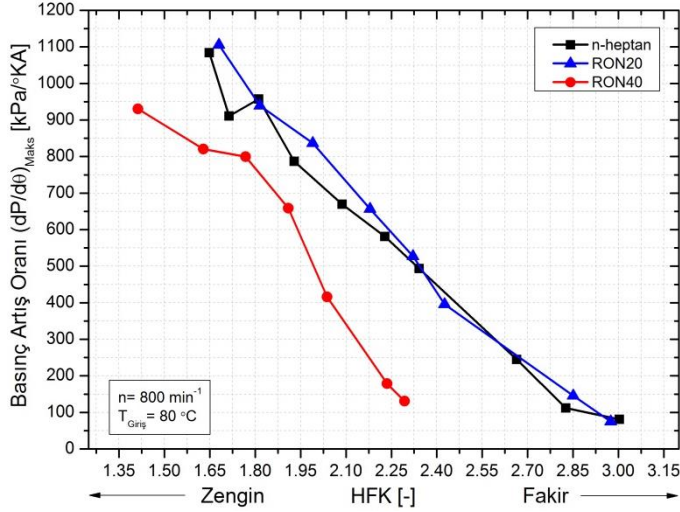
birbirine yakın hava fazlalık katsayısı değerleri ele alındığında test yakıtının oktan sayısının arttırılması ile yanma süresi uzamaktadır. Oktan sayısının artışı ile HCCI yanması daha geç başlamakta ve daha geç sona ermektedir. RON40 yakıtı ile zengin karışımlarda yanma süresinin uzamasının nedeni daha fazla yakıt molekülünün yanmasını tamamlaması gerektiğinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.39. Yanma süresinin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)

Basınç artış oranı krank açısı başına piston üzerine uygulanan basıncı ifade etmekte ve vuruntu hakkında bize bilgi vermektedir. İçten yanmalı motorlarda basınç artış oranının 10 bar/°KA aşması vuruntu temayülünü göstermektedir [19]. HCCI yanması üzerinde direkt bir kontrol mekanizması olmadığından aniden ve eş zamanlı meydana gelen yanma ile basınç artış oranı artmaktadır. Şekil 4.40'da n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları ile yapılan deneylerde basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Tüm test yakıtları için hava fazlalık katsayısı arttıkça basınç artış oranı azalmaktadır. Çünkü karışım fakirleştikçe yanma sonucu açığa çıkan sıcaklık ve basınç azalmaktadır. Homojen karışımın zenginleşmesi yanma odasında birkaç noktadan aynı anda kimyasal oksidasyon reaksiyonlarının başlamasına neden olmakta, silindir içi basınç çok küçük krank açısı aralıklarında gereğinden çok hızlı bir şekilde artmaktadır. RON20 yakıtı ile 1,68 hava fazlalık katsayısında, n-heptane yakıtı ile 1,68 hava fazlalık katsayısında basınç artış oranının 10 bar/°KA aştığı ve vuruntu temayülünün olduğu görülmektedir. RON40 yakıtı ile 1,42 hava fazlalık katsayısı değerinde bile daha stabil HCCI yanmasının gerçekleştiği, vuruntu sınırından uzaklaşıldığı görülmektedir. Sonuçta

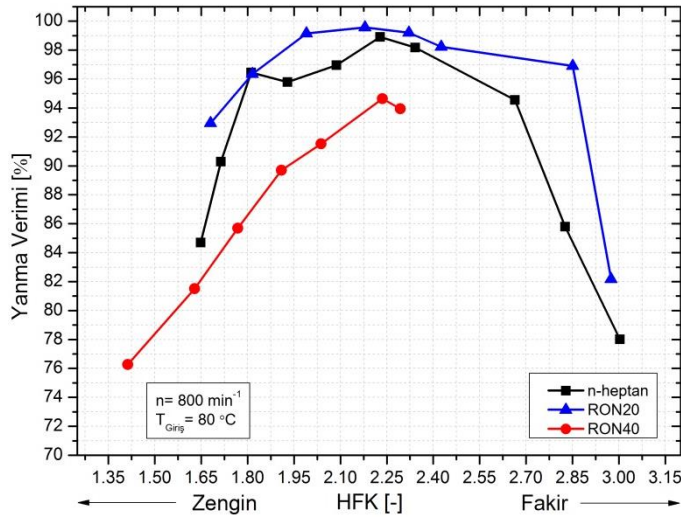
özellikle yüksek yüklerde HCCI yanmasında yüksek oktanlı yakıtlar vuruntu oluşumunu engellemekte daha kararlı bir HCCI yanması elde edilmektedir.



Şekil 4.40. Maksimum basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)

HCCI yanmasını incelerken yanma karakteristiğini belirleyen parametrelerden bir tanesi de yanma verimidir. Yanma verimi yanma sonu elde edilen sıcaklıktan ve silindir duvar sıcaklığından etkilenmektedir. Şekil 4.41'de n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları ile yapılan deneylerde yanma veriminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Zengin karışımlarda yanma odasında oksijen konsantrasyonunun azalması yanma oranını azaltmaktadır. Bununla birlikte zengin karışımlarda aniden meydana gelen düzensiz yanma sonucu silindir cidarlarından transfer edilen ısı artmakta, yanma verimi azalmaktadır. Benzer şekilde çok fakir karışımlarda yanma sonu silindir içi gaz sıcaklığı azalmaktadır. Bununla birlikte silindir cidarlarına yakın bölgelerde kendiliğinden oksidasyon reaksiyonları gerçekleşmemekte ve alev sönebilmektedir. Sonuçta silindir cidarlarına yakın bu bölgelerde sıcaklık azaldığından yanma verimi azalmaktadır. Şekil 4.41 incelendiğinde, maksimum yanma verimi 2.17 hava fazlalık katsayısı değerinde elde edilmiştir. RON20 yakıtı ile oktan sayısının artışı sonucu HCCI yanmasında ani ve hızlı şekilde gerçekleşen yanmanın kontrol altında tutulması sağlanabilmektedir. RON20 yakıtı ile daha geç infilak eden homojen karışım ile yanma bir miktar rötara alınarak yanma odasında kendiliğinden tutuşma şartlarının hazırlanabilmesi sağlanabilmektedir. Bu süreçte yanma odasındaki sıcaklık ve basınç kendiliğinden tutuşmanın olabileceği sıcaklığa kadar yükseltilebilmektedir. Sonuçta daha kararlı bir HCCI yanması sağlanarak yanma verimi

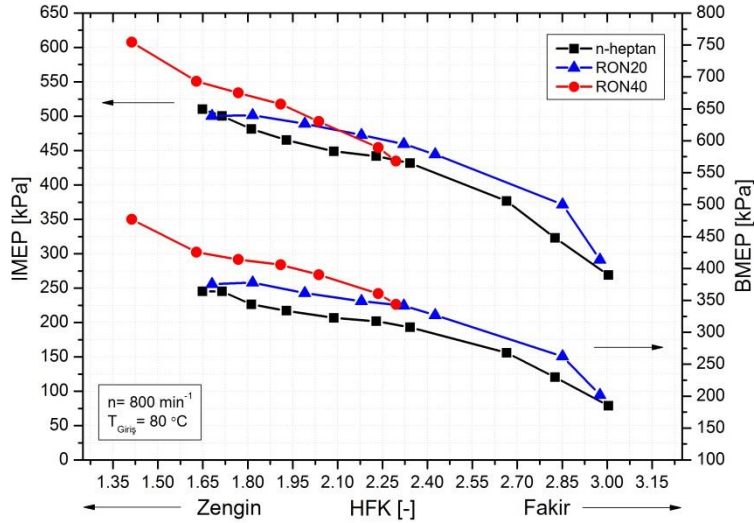
arttırılabilmektedir. RON20 yakıtı ile 2,17 hava fazlalık katsayısında yanma verimi yaklaşık % 99 elde edilmiştir. RON40 yakıtı ile yapılan deneylerde yanmanın rötara alınması sonucu pistonun ÜÖN'dan uzaklaşmasıyla silindir içi basınç ve sıcaklık azalmaktadır. Bu durum hem net işin hem de yanma veriminin azalmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.41. Yanma veriminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)

İndike ortalama efektif basınç bir çevrim boyunca krank açısına bağlı olarak piston üzerine uygulanan basınçların ortalamasını ifade eden ve motor performansını gösteren bir parametredir. Şekil 4.42'de n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları ile yapılan deneylerde indike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Tüm test yakıtları için hava fazlalık katsayısı arttıkça indike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın azaldığı görülmektedir. Karışımın fakirleşmesi sonucu silindire alınan enerji ve yanma sonucu açığa çıkan ısı azalmaktadır. Fakir karışımın kendiliğinden tutuşması sonucu oksidasyon reaksiyonları ve alev hızı azalmaktadır. Yanma sonucunda piston üzerine uygulanan basınç azalmaktadır. Bununla birlikte fakir homojen karışımın tutuşması ile yanma odasında daha düşük sıcaklıklar elde edilmekte, silindir cidarlarına yakın lokal bölgelerde gaz sıcaklığı azalmaktadır. Minimum indike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basınç değerlerinin n-heptan ile elde edildiği görülmektedir. n-Heptan ile homojen karışımın ani olarak tutuşması yanma odasında basınç dalgalanmalarına ve kararsız bir HCCI yanmasının gerçekleşmesine neden olmaktadır. Ani ve düzensiz şekilde meydana gelen, kendiliğinden gerçekleşen bu

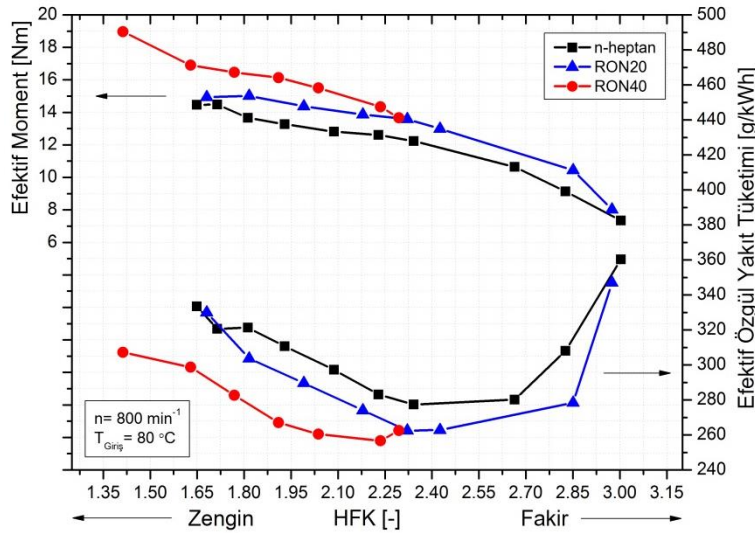
kimyasal reaksiyonlar ile piston üzerine uygulanan basınç azalmaktadır. RON40 yakıtı ile yanma daha geç başlamasına rağmen homojen karışımın zengin olması IMEP ve BMEP değerlerini diğer yakıtlara göre arttırmıştır. Oksidasyon reaksiyonlarına iştirak eden yakıt moleküllerin fazla olması açığa çıkan enerjinin artmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.42. İndike ortalama efektif basınç ve fren ortalama efektif basıncın hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)

Şekil 4.43'de n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları ile yapılan deneylerde efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi görülmektedir. Efektif moment incelendiğinde indike ortalama efektif basınca benzer değişimler görülmektedir. Tüm test yakıtları için hava fazlalık katsayısı arttıkça efektif moment azalmaktadır. İndike ortalama efektif basınç değişimine benzer şekilde minimum efektif moment değerleri n-heptan ile elde edilmiştir. Efektif özgül yakıt tüketimi birim güç başına birim zamanda tüketilen yakıt miktarını ifade etmektedir. Tüm test yakıtları için efektif özgül yakıt tüketimi belli bir hava fazlalık katsayısı değerine kadar azalmış daha sonra artma eğilimine girmiştir. Zengin karışımlarda yanma odasındaki oksijen konsantrasyonunun azalması yanma oranını azaltmakta, efektif özgül yakıt tüketimini arttırmaktadır. Fakir karışımlarda yanma sonucu gaz sıcaklığı azalmakta kendiliğinden tutuşmanın gerçekleşeceği gaz sıcaklıklarına ulaşılamamaktadır. Bunun sonucunda yakıtın tamamı yanmaya iştirak edememekte, efektif özgül yakıt tüketimi tekrar artış göstermektedir. Minimum efektif özgül yakıt tüketimi değerleri RON40 yakıtı ile elde edilmiştir. Şekil 4.37 incelendiğinde RON40 yakıtı ile fakir karışımlarda efektif özgül yakıt tüketimi azalmakta termik verim artmaktadır. n-Heptan ile yapılan deneylerde HCCI yanma modunda yanma sonucu basınç

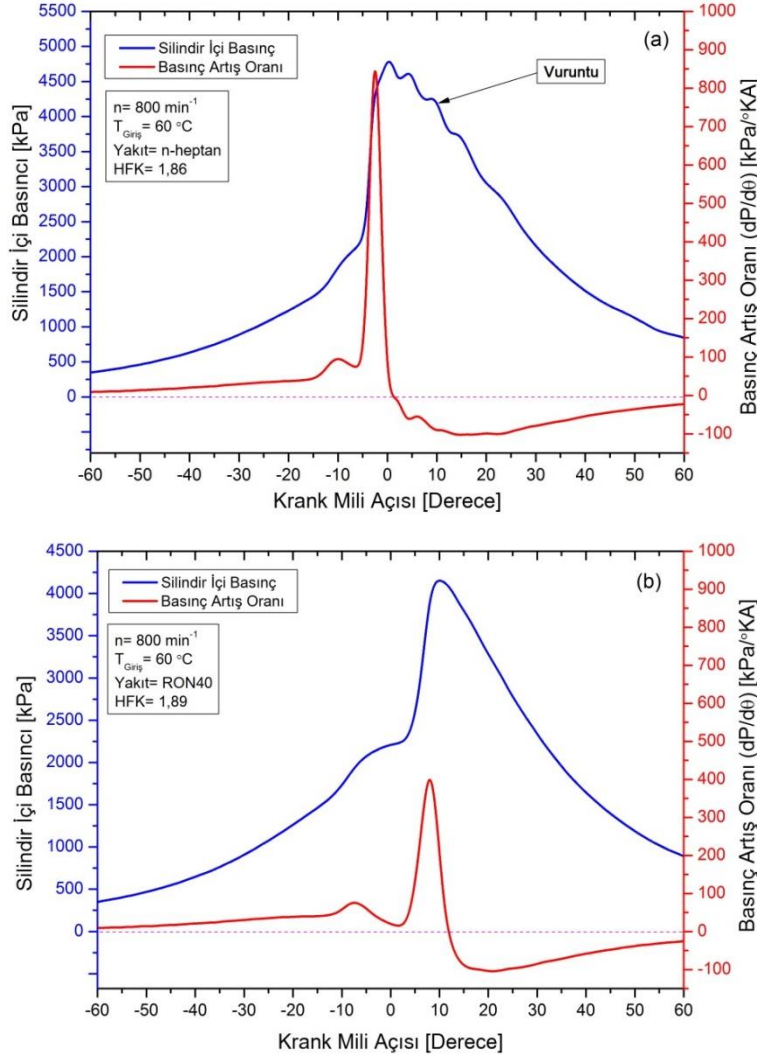
dalgalanmaları görülmekte vuruntu temayülü artmaktadır. Ani ve hızlı şekilde kontrolsüz gerçekleşen yanma sonucu kendiliğinden kimyasal yanma reaksiyonları tamamlanamamakta ve efektif özgül yakıt tüketimi artmaktadır. RON20 ile 2.32 ve 2.42 hava fazlalık katsayısı değerlerinde yapılan deneylerde minimum özgül yakıt tüketimi ve maksimum termik verimin elde edildiği görülmektedir.



Şekil 4.43. Efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi (n-heptan, RON20, RON40)

İçten yanmalı motorlarda vuruntu sınırı 10 bar/ $^{\circ}$ KA olarak kabul edilmektedir [19]. Basınç artış oranı bu sınırı aştığında silindirde basınç dalgalanmaları oluşmakta, piston üzerine gereğinden çok fazla basınç uygulanmaktadır. Bunun sonucunda motor parçaları aralarındaki boşluklar çok hızlı şekilde kapanmakta ve motor parçalarının çalışma ömrü kısalmaktadır. Basınç artış oranı silindir içi basınç verilerinin krank açısına göre birinci dereceden türevi alınarak belirlenebilmektedir. Şekil 4.44'de n-heptan ve RON40 yakıtında vuruntu oluşumunun karşılaştırılması görülmektedir. 60 $^{\circ}$ C sabit emme havası giriş sıcaklığında ve yaklaşık 1,8 hava fazlalık katsayısında RON40 ve n-heptan ile yapılan deneylerde silindir basıncı ve basınç artış oranı değişimi Şekil 4.44'de görülmektedir. Şekil 4.49-a incelendiğinde n-heptan ile yapılan deneyde basınç dalgalanmalarının gerçekleştiği ve basınç artış oranının vuruntu temayülüne kadar arttığı görülmektedir. Şekil 4.44-b de ise RON40 ile yapılan deneyde basınç artış oranının azaldığı, aniden ve hızlı şekilde gerçekleşen HCCI yanmasının kontrol edilebildiği görülmektedir. Bununla birlikte n-heptan ile yapılan deneyde maksimum silindir basıncı RON40 yakıtına göre artış göstermektedir. Sonuçta yüksek oktanlı yakıtların HCCI yanmasında özellikle yüksek

motor yüklerinde vuruntu eğilimini azalttığı ve çalışma aralığını genişletebileceği görülmektedir.



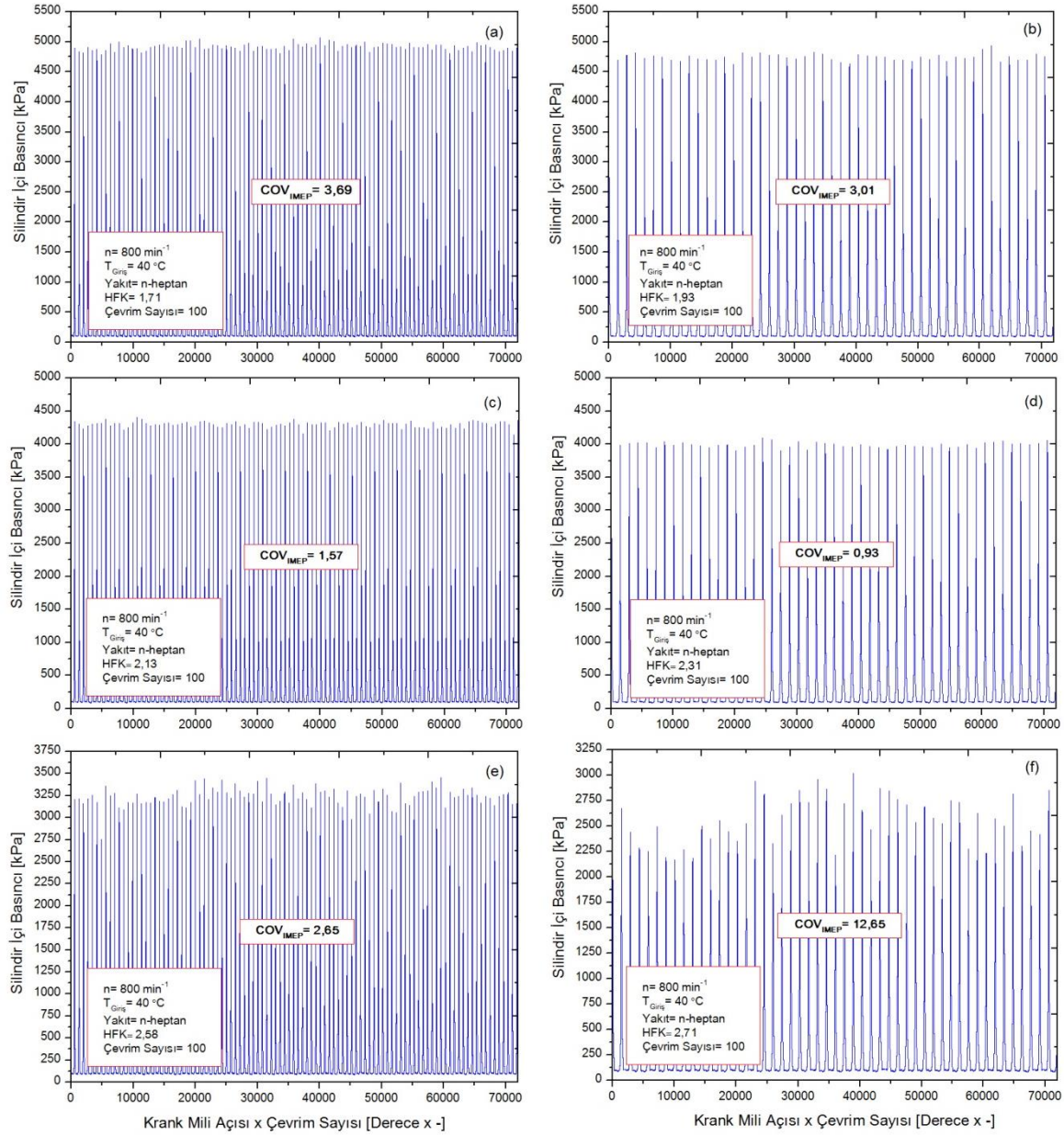
Şekil 4.44. n-Heptan ve RON40 yakıtında vuruntu oluşumunun karşılaştırılması

4.7. Çevrimsel Farklılıkların Değişimi

HCCI motorlarda yanmanın kararlı olup olmadığının en önemli göstergesi COV_{IMEP} 'dir. Özellikle tekleme sınırına yakın bölgelerde COV_{IMEP} aşırı bir şekilde yükselerek, düşük ve kısmi yüklerde HCCI motorunun çalışmasını zorlaştırmaktadır. Aynı zamanda, tekleme bölgesinde çevrimsel farklılıkların çok fazla olması çevrimler arasındaki yanma oranlarının farklı olmasının ve dolayısı ile yanmanın başarısız olmasının da bir göstergesidir. Bu durum CO ve HC emisyonlarının artmasına, motor gücünün ve termik verimin azalmasına ve motorun gürültülü çalışmasına neden olmaktadır. Çevrimsel farklılıkların oluşumu

karışımın bileşenlerine, silindir içi gaz sıcaklığına ve hava/yakıt karışımının oluşum sürecine bağlıdır. Ayrıca birden fazla silindirli motorlarda, emme manifoldu ve supap sisteminin geometrik şekillerinden kaynaklı silindirler arasında hava/yakıt karışımının eşit bir şekilde dağıtılamaması silindirler arası çevrimsel farklılığı da neden olabilmektedir. Diğer yandan, aşırı zengin karışım bölgelerinde vuruntulu yanmanın gerçekleştiği durumlarda da çevrimsel farklılıklar kısmen yükselmektedir. Araştırmacılar, COV_{IMEP} 'in % 3,5'in altında olması durumunda tekleme riskinin çok düşük olduğunu belirtmişlerdir. Sonuç olarak, HCCI motorunun hem vuruntulu hem de tekleme bölgesinde kararlı bir şekilde çalışıp çalışmadığını gözlemleyebilmek için COV_{IMEP} 'in detaylıca araştırılması önem arz etmektedir [19-20, 139-140].

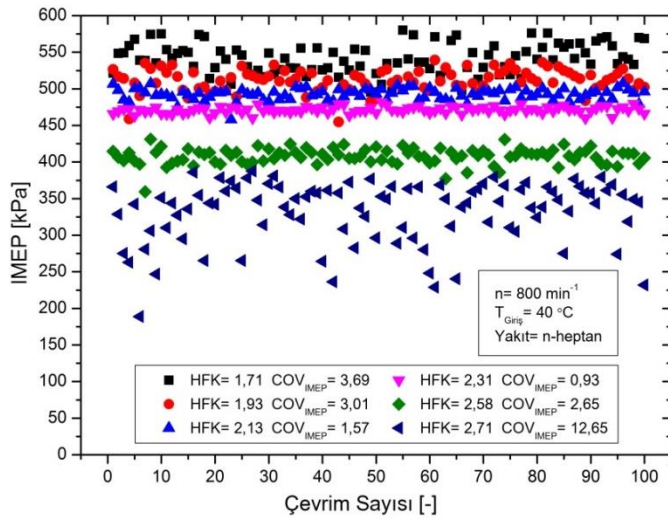
Şekil 4.45'de 100 çevrimin silindir içi basınç ve COV_{IMEP} 'lerinin farklı hava fazlalık katsayılarında karşılaştırılması görülmektedir. Zengin karışımdan fakir karışıma doğru ilerlerken COV_{IMEP} 'in belirli bir hava fazlalık katsayısına kadar azaldığı daha sonra tekleme sınırına yaklaştıkça hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının 2,71 olduğu fakir karışım bölgesinde COV_{IMEP} % 12,65 olarak elde edilmiştir. Aşırı fakir karışımlarda COV_{IMEP} 'in yükselmesinin temel sebebi yanmanın gecikmeye alınarak KA50 açısının ÜÖN'dan giderek uzaklaşmasıdır. Sıkıştırma zamanı boyunca, piston ÜÖN'ya doğru hareket ederken silindir içerisindeki dolgunun sıkıştırılması ve dolgunun sıcaklığının hızlı bir şekilde artması ile ÜÖN'ya yakın bir yerde karışımın reaktivitesi iyice artarak yanma odasında birçok noktadan eş zamanlı bir patlama gerçekleşmektedir. Piston ÜÖN'yu geçtikten sonra ise genişleme zamanının başlaması ile yanma sıcaklığı düşmektedir. Yanma odasının sıcaklığının düşmesi kendi kendine tutuşma reaksiyonlarının oranını yavaşlatmaktadır. Bu yüzden yanabilir dolgunun açığa ısı çıkarması için gerekli olan zaman artmakta yani yanma süresi uzamaktadır. Silindir içi gaz sıcaklığının düşmesi ile kimyasal reaksiyon oranı düşmekte, bu yüzden ÜÖN'da ki karışım sıcaklığındaki çevrimsel farklılıklar, genişleme zamanındaki reaksiyon oranındaki çevrimsel farklılığı da önemli ölçüde etkilemektedir. Karışımın zenginleşmesi ile kendi kendine tutuşma kapasitesi arttığında yanma aşamasının büyük bir bölümü ÜÖN'ya yakın bir yerde gerçekleştirmek ve yüksek kimyasal reaksiyon oranı nedeniyle yanma tamamlanabilmektedir [139]. Fakat aşırı zengin karışımlarda, vuruntulu yanmanın oluşması sonucu basıncıdaki dalgalanmaların her çevrimde farklı olması nedeniyle çevrimsel farklılıklar kısmen artabilmektedir.



Şekil 4.45. 100 çevrimin silindir içi basınç ve COV_{IMEP}'lerinin farklı hava fazlalık katsayılarında karşılaştırılması

Şekil 4.46'da indike ortalama efektif basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında çevrim sayısına bağlı değişimi görülmektedir. Tekleme bölgesine yakın olan fakir karışımlarda COV_{IMEP}'in aşırı bir şekilde yükseldiği görülmektedir. En düşük COV_{IMEP} ise % 0,93 olarak 2,31 hava fazlalık katsayında elde edilmiştir. Bu nokta motorun en kararlı ve sarsıntısız olarak çalıştığı nokta olarak belirlenmiştir. Zengin karışım bölgesinde basınç artış oranının 10 bar/^oKA civarına ulaşması da motorun düzensiz çalışmasına neden olduğundan çevrimsel farklılıklar yükselmiştir.

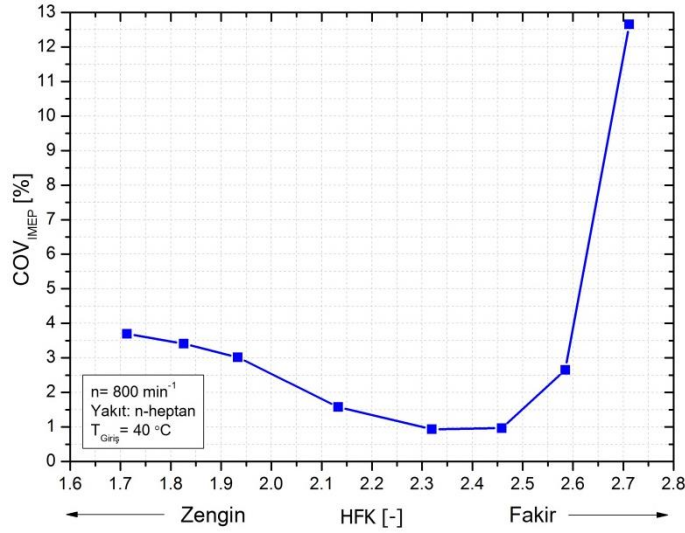
Çevrimsel farklılıklarının oluşmasının bir diğer sebebi ise, fakir karışımlarda kendi kendine tutuşma kapasitesi düşük olduğundan yanma tamamlanamamakta ve yanma sonu ürünlerin içerisindeki yanmamış yakıtın yüzdesi artmaktadır. Yanma odasında kalan art egzoz gazlarının içerisinde bulunan bu yüksek orandaki yanmamış yakıt bir sonraki çevrimde karşımı kısmen zenginleştirerek yanmanın düzgün olmasını sağlayabilmektedir [141-142]. Bu yüzden ardışık çevrimlerde, elde edilen IMEP değerleri farklılık gösterebilmektedir. Bunun sonucunda da COV_{IMEP} yükselmektedir.



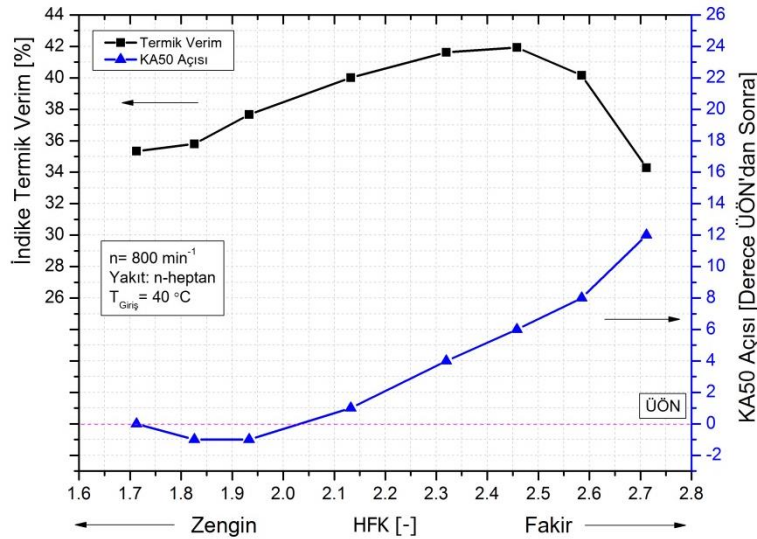
Şekil 4.46. İndike ortalama efektif basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında çevrim sayısına bağlı değişimi

Çevrimsel farklılıkların oluşum sebebinin daha iyi anlaşılabilmesi için indike termik verim, KA50 açısı ve maksimum basınç artış oranının değişiminin de incelenmesi gerekmektedir. Bu nedenle, Şekil 4.47’de COV_{IMEP} ’in hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi, Şekil 4.48’de indike termik verimin ve KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi, Şekil 4.49’da ise maksimum basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi sunulmuştur. Zengin karışımlarda, COV_{IMEP} değeri % 3,69 iken, karışımın fakirleşmesi ile bu değerin % 0,93’e kadar düştüğü görülmektedir. Fakat karışımın aşırı fakirleşmesi sonucu COV_{IMEP} ’in kabul edilebilirlik sınırını aşarak % 12,65’e kadar yükseldiği görülmektedir. COV_{IMEP} eğrisi indike termik verim eğrisi ile karşılaştırıldığında, termik verimin düşük olduğu yerlerde COV_{IMEP} ’in yüksek, termik verimin yüksek olduğu durumlarda ise COV_{IMEP} ’in düşük olduğu görülmektedir. Aslında termik verimin yüksek olması da yanmanın düzgünlüğünün bir göstergesi olarak kabul edilebilmektedir. KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi incelendiğinde, karışımın fakirleşmesi ile

KA50 açısının ÜÖN'dan giderek uzaklaştığı görülmektedir. Bu durum, yanma aşamasının büyük bir kısmının genişleme zamanına kaydığına bir göstergesidir. Genişleme zamanında, yanma sıcaklığının düşmesi kimyasal reaksiyonları yavaşlattığından yanma süresinin uzamasına ve yanmanın tamamlanamamasına sebep olmaktadır. Bunun sonucunda da HCCI motorunda tekleme gerçekleşebilmektedir.



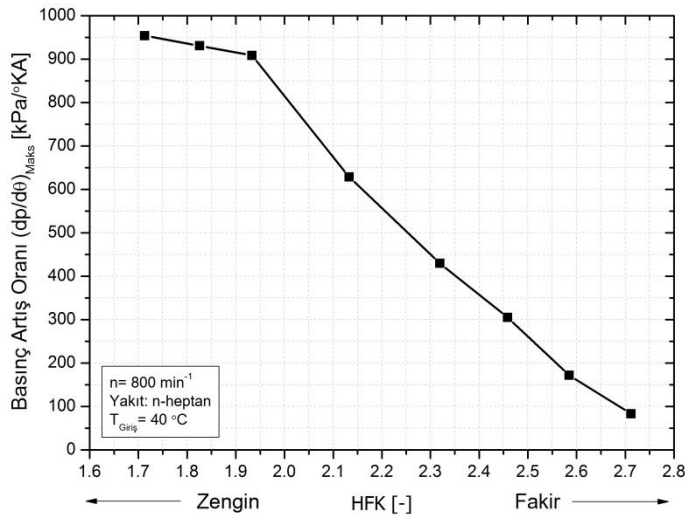
Şekil 4.47. COV_{IMEP}'in hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi



Şekil 4.48. İndike termik verimin ve KA50 açısının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

Maksimum basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi incelendiğinde, karışımın zenginleşmesi ile maksimum basınç artış oranının yükselerek, en zengin

karışımında 1000 kPa/°KA'ya yaklaştığı görülmektedir. Bu zengin karışım bölgesi, vuruntulu yanmanın gerçekleştiği bölge olduğundan basınç dalgalanmaları oldukça yüksektir. Vuruntulu yanma, yanma verimini düşüreceğinden çevrimler arasında basınç farklarının oluşması kaçınılmaz olmaktadır. Şekil 4.47 ve Şekil 4.49 karşılaştırıldığında basınç artış oranının 1000 kPa/°KA'ya yaklaşması ile COV_{IMEP} değerinin % 4'e yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 4.49. Maksimum basınç artış oranının hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, erken direkt enjeksiyonlu HCCI bir motorda, hava/yakıt oranının, emme havası giriş sıcaklığının, enjeksiyon zamanlamasının, süperşarj uygulamasının, n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtlarının HCCI yanması üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. HCCI deney motoru olarak, 4 zamanlı, 4 silindirli, direkt benzin enjeksiyonlu, değişken supap zamanlamalı, turbo GM Ecotech benzinli motordan dönüşüm yapılmıştır. HCCI motorunun çalışma aralığını belirleyebilmek için, 800 min⁻¹'den 1800 min⁻¹ motor hızı aralığında, 40 °C, 60 °C, 80 °C ve 100 °C emme havası sıcaklıklarında ve üç farklı n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları kullanılarak farklı hava fazlalık katsayılarında deneyler yapılmıştır. Ayrıca enjeksiyon basıncının ve süperşarjın HCCI yanması üzerindeki etkilerinin incelenebilmesi için farklı enjeksiyon başlama açıları ve farklı emme manifoldu basınçlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda HCCI motorunun çalışması ile ilgili aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Emme havası giriş sıcaklığının artması ile motorun çalışma aralığının genişleyerek daha fakir karışımlarda ve daha yüksek motor hızlarında HCCI yanmasının elde edilebildiği görülmüştür. Fakat emme havası sıcaklığının yükseltilmesinin vuruntu oluşumunu arttırdığı görülmüştür.
- Emme havası giriş sıcaklıklarının yükselmesi ile HCCI yanmasında oluşan düşük ve yüksek sıcaklık yanmalarının avansa alındığı ve çok yüksek emme havası sıcaklıklarında yanma aşamasının büyük bir bölümünün ÜÖN'dan önce gerçekleştiği belirlenmiştir.
- Zengin karışımlarda, silindir içerisine sürülen yakıt enerjisini fazla olmasının ve bütün ısının ani bir şekilde çok küçük krank mili açıları ve yanma zamanlarında yani hemen hemen sabit hacimde açığa çıkmasının basınç artış oranını yükselttiği, bunun sonucu olarak da aşırı vuruntunun meydana geldiği görülmüştür. Bu durumun HCCI motorunun aşırı zengin karışımlarda çalışmasını sınırladığı tespit edilmiştir.
- Aşırı fakir karışımlarda kimyasal kinetik reaksiyonların iyice yavaşladığından dolayı kendi kendine ateşlenebilme kapasitesinin azaldığı ve buna bağlı olarak da aşırı fakir karışımlarda teklemenin meydana geldiği görülmüştür.
- Zengin karışımlarda yanma başlangıcının ve KA50 açısının avansa alınmasından ve bu açıların ÜÖN'dan önce gerçekleşmesinden dolayı termik verimin düştüğü, aşırı fakir

karışımlarda ise ateşlenememe probleminden dolayı termik verimin yeniden düştüğü tespit edilmiştir.

- Enjeksiyon başlangıcının avansa alınması ile karışımın homojenliğinin artması sonucu maksimum silindir içi basıncın arttığı ve yanmanın avansa alınarak ısı yayılım oranında iki aşamalı bir HCCI yanmasının gerçekleştiği, basınç artış oranının yükselerek vuruntunun olduğu görülmüştür. Püskürtmenin ÜÖN'ya yaklaşması durumunda ise maksimum silindir içi basıncının düştüğü, yanmanın gecikmeye alındığı ve tek aşamalı bir HCCI yanmasının meydana geldiği belirlenmiştir.
- Emme manifoldu basıncının artması ile hacimsel verimin 160 kPa'da % 82'ye kadar ulaştığı belirlenmiştir.
- Emme havası basıncının artması ile HCCI motorunun çalışma aralığının genişlediği, IMEP ve BMEP değerlerinin yükseldiği, yanma veriminin iyileşerek efektif özgül yakıt tüketiminin düştüğü görülmüştür. Özellikle yüksek emme manifoldu basınçlarında HCCI motoru çok daha fakir karışımlarda çalışabilmiştir. Fakat yüksek emme manifoldu basıncı, maksimum silindir içi basıncı ve basınç artış oranını arttırdığından yüksek yüklerde vuruntulu yanma arttırmıştır. Diğer yandan emme manifoldu basıncının artmasının art egzoz gazı yüzdesini düşürdüğü görülmüştür.
- Oktan sayısının artması ile kendi kendine ateşlenmenin zorlaştığı ve yanma başlangıcının gecikmeye alındığı görülmüştür. Oktan sayısının düşmesi ile maksimum silindir basıncının ve maksimum ısı yayılımının ÜÖN'ya yaklaştığı ve maksimum basınç artış oranının arttığı gözlemlenmiştir. Bu çalışmada, en yüksek termik verimin RON20 yakıtı kullanılarak elde edildiğinden ve hem vuruntu sınırı hem de tekleme sınırı açısından sıkıştırma oranı 9,22 olan bu deney motoru için en uygun yakıtın RON20 yakıtı olduğu belirlenmiştir.
- Ayrıca aşırı fakir karışımlarda tekleme sınırına yaklaşıldığından dolayı COV_{IMEP} 'in artarak kabul edilebilirlik seviyesini aştığı, aşırı zengin karışımlarda ise vuruntulu yanmanın sebep olduğu basınç dalgalanmalarından dolayı COV_{IMEP} 'in yükselme eğiliminde olduğu görülmüştür.
- Yapılmış olan bütün deneylerde, hava/yakıt karışımının homojen olması nedeni ile silindir içerisinde oluşabilecek bölgesel zenginleşmeler engellenmiş ve böylelikle HCCI yanması düşük sıcaklıklarda gerçekleşmiştir. Maksimum silindir içi gaz sıcaklığının 1900 K'ni geçmemesinden dolayı da NO_x emisyonlarının oluşumun engellendiği düşünülmektedir.

Yapılan deney çalışmaları HCCI yanmasının daha detaylı incelenmesi, HCCI motorun çalışma aralığının genişletilebilmesi ve sonraki çalışmalarda yararlı olabilmesi amacıyla aşağıdakiler önerilmektedir.

- HCCI çalışma aralığının genişletilebilmesi ve kararlı HCCI yanmasının incelenebilmesi için değişken supap zamanlaması ve negatif supap bindirmesinin HCCI yanması üzerindeki etkilerinin incelenmesi yararlı olabilecektir.
- HCCI yanmasının daha detaylı incelenebilmesi amacıyla emme ve egzoz hattındaki gaz akışlarının profesyonel bir akış programı ile analiz edilmesi faydalı olabilecektir.
- HCCI çalışma aralığının genişletilmesi amacıyla farklı oktan sayılarına sahip alkol yakıtların denenmesi yararlı olacaktır. Bununla birlikte farklı sıkıştırma oranlarının HCCI yanma karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenebilir.
- HCCI yanması uzun süreli motor testleri ile farklı motor yüklerinde test edilerek çalışma aralığı ve HCCI yanma karakteristikleri incelenebilir.
- HCCI yanmasının performans üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla gaz örnekleme metoduna dayalı egzoz emisyon ölçümleri yapılarak, zararlı egzoz emisyonları tespit edilebilir.
- HCCI yanması ve buji ile yanma modları arasında geçişlerin daha stabil olabilmesi amacıyla elektrohidrolik kontrol mekanizmasına sahip değişken supap mekanizması kullanılabilir.

KAYNAKLAR

1. Cinar, C., Ozer, C., Sahin, F. and Yucesu, H.S. (2010). Effects of premixed diethyl ether (DEE) on combustion and exhaust emissions in a HCCI-DI diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 30(4), 360-365.
2. Özer, C. (2012). *Bir DI dizel motorda etanol ön karışımli kısmi-HCCI uygulamasının yanma ve emisyonlar üzerine etkilerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-3, 9-10.
3. Ma, J., Lü, X., Ji, L. and Huang, Z. (2008). An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel. *International Journal of Thermal Sciences*, 47(9), 1235-142.
4. Zeng, W., Xie, M. and Jia, M. (2007). Numerical investigation on the application of catalytic combustion to HCCI engines. *Chemical Engineering Journal*, 127(1-3), 81-93.
5. Yao, M., Zheng, Z. and Liu, H. (2009). Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35(5), 398-437.
6. Lü, X., Hou, Y., Zu, L. and Huang, Z. (2006). Experimental study on the auto-ignition and combustion characteristics in the homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion operation with ethanol/n-heptane blend fuels by port injection. *Fuel*, 85(17-18), 2622-2631.
7. Haraldsson, G., Tunestal, P., Johansson, B. and Hyvönen, J. (2004). HCCI closed-loop combustion control using fast thermal management. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2004-01-0943.
8. Hamada, K., Nijima, S., Yoshida, K., Yoshida, K., Shoji, H., Shimada, K. and Shibano, K. (2005). The effects of the compression ratio, equivalence ratio, and intake air temperature on ignition timing in an HCCI engine using DME fuel. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2005-32-0002.
9. Haraldsson, G., Tunestal, P., Johansson, B. and Hyvönen, J. (2002). HCCI combustion phasing in a multi cylinder engine using variable compression ratio. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2002-01-2858.
10. Jari Hyvönen, J., Haraldsson, G. and Johansson, B. (2003). Operating range in a multi-cylinder HCCI engine using variable compression ratio. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2003-01-1829.
11. Agrell, F. (2006). *Control of HCCI by aid of variable valve timings with specialization in usage of a non-linear quasi-static compensation*. Ph. D. Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 8-11.

12. Shaver, G. M., Roelle, M. and Gerdes, J. C. (2004). *Modeling cycle-to-cycle coupling in HCCI engines utilizing variable valve actuation*. Paper presented at the Proceedings of the 1st International Federation of Automatic Control Symposium on Advances in Automotive Control, Salerno, Italy, 244-249.
13. Lü, X., Chen, W. and Huang, Z. (2005). A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR, Part 1: The basic characteristics of HCCI combustion. *Fuel*, 84(9), 1074–1083.
14. Lü, X., Chen, W. and Huang, Z. (2005). A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR, Part 2: Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion. *Fuel*, 84(9), 1084–1092.
15. Aceves, S. M., Flowers, D., Martinez-Frias, J. and Dibble, R. (2003). Fuel and additive characterization for HCCI combustion. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2003-01-0184.
16. Kim, D. S. and Lee, C. S. (2006). Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR. *Fuel*, 85(5-6), 695-704.
17. Shaver, G. M., Roelle, M. J. and Gerdes, J. C. (2006). Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation. *Control Engineering Practice*, 14(3), 213–222.
18. Peng, Y., Tan, M., Guo, L., Liu, F., Li, H. and Guo, Y. (2007). Study the ethanol SI-HCCI combustion mode transition by using the fast thermal management system. *Chinese Science Bulletin*, 52(19), 2731-2736.
19. Zhao, H. (2007). *HCCI and CAI engines for the automotive industry* (First edition). England: Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 10-13, 80-81, 103-106, 166-169, 242-247, 249-259, 323-326, 433-445, 457-462.
20. Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engines fundamentals* (First edition). New York: McGraw-Hill, 503-506.
21. Challen, B. and Baranescu, R. (1999). *Diesel engine reference book* (Second edition). Massachusetts: Butterworth-Heinemann, 1-19.
22. Majewski, W. A. and Khair, M. K. (2006). *Diesel emissions and their control* (First edition). Pennsylvania: Society of Automotive Engineering International, 97-103.
23. Hsu, B. D. (2002). *Practical diesel engine combustion analysis* (First edition). Pennsylvania: Society of Automotive Engineering International, 7-10.
24. Merker, G. P., Schwarz, C., Stiesch, G. and Otto, F. (2006). *Simulating combustion* (First edition). Germany: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 83-87.
25. Baumgarten, C. (2006). *Mixture formation in internal combustion engine* (First edition). Germany: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 226-227, 253-280.

26. Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D. and Kato, (1979). S. Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) - a new combustion process for internal combustion engines. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 790501.
27. Kong, S. C., Ayoub, N. and Reitz., R. D. (1992). Modeling combustion in compression ignition homogeneous charge engines. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 920512.
28. Takeda, Y., Keiichi, N., and Keiichi, N. (1996). Emission characteristics of premixed lean diesel combustion with extremely early staged fuel injection. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 961163.
29. Parks, J. E., Prikhodko, V., Storey, J. M. E., Barone, T. L., Lewis, S. A., Kass, M. D. and Huff, S. P. (2010). Emissions from premixed charge compression ignition (PCCI) combustion and affect on emission control devices. *Catalysis Today*, 151(3-4) 278-284.
30. Kokjohn, S. L. and Reitz, R. D. (2010). *Characterization of dual-fuel PCCI combustion in a light-duty engine*. Paper presented at 20th International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting, Detroit, MI, 1-7.
31. Torregrosa, A. J., Broatch, A., Garcia, A. and Monico, L. F. (2013). Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI diesel engines. *Applied Energy*, 104, 149-157.
32. Ying, W., Li, H., Longbao, Z. and Wei, L. (2010). Effects of DME pilot quantity on the performance of a DME PCCI-DI engine. *Energy Conversion and Management*, 51(4) 648-654.
33. Ishibashi,, Y. and Asai, M. (1996). Improving the exhaust emissions of two-stroke engines by applying the activated radical combustion. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 960742.
34. Oakley, A., Zhao, H., Ladommatos, N. and Ma, T. (2001). Experimental studies on controlled auto-ignition (CAI) combustion of gasoline in a 4-stroke engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2001-01-1030.
35. Duret, P. (Editor). (2001). *A new generation of engine combustion processes for the future?*. France: Edition TECHNIP, 35-42.
36. Noguchi, M., Tanaka, Y., Tanaka, T. and Takeuchi, Y. (1979). A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 790840.
37. Motyl, K. and Rychter, T. J. (2003). HCCI engine - a preliminary analysis. *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, 10(-), 3-4.
38. Lida, N. (1994). Combustion analysis of methanol-fueled active thermo-atmosphere combustion (ATAC) engine using a spectroscopic observation. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 940684.

39. Pucher G. R., Gardiner, D. P., Bardon, M. F. and Battista, V. (1996). Alternative combustion systems for piston engines involving homogeneous charge compression ignition concepts - a review of studies using methanol, gasoline and diesel fuel. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 962063.
40. Najt, P. M. and Foster. D. E. (1983). Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 830264.
41. Thring, R. H. (1989). Homogeneous-charge compression-ignition (HCCI) engines. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 892068.
42. Zheng, J., Yang, W., Miller, D. L. and Cernansky, N. P. (2001). Prediction of pre-ignition reactivity and ignition delay for HCCI using a reduced chemical kinetic model. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2001-01-1025.
43. Zheng, J., Yang, W., Miller, D. L. and Cernansky, N. P. (2002). A skeletal chemical kinetic model for the HCCI combustion process. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2002-01-0423.
44. Warnatz, J., Mass, U. and Dibble, R. W. (2006). *Combustion Physical and Chemical Fundamentals Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation* (4th edition). Germany: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 165-178.
45. Tsurushima, T., Shimazaki, N. and Asaumi, Y. (2000). Gas sampling analysis of combustion processes in a homogeneous charge compression ignition engine. *SAGE Journals*, 1(4), 337-352.
46. Soyhan, H. S., Mauss, F. and Sorousbay, C. (2002). Chemical kinetic modeling of combustion in internal combustion engines using reduced chemistry. *Combustion Science and Technology*, 174 (11-12), 73-91.
47. Tanaka, S., Ayala, F., Keck, J. C. and Heywood, J. B. (2003). Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives. *Combustion and Flame*, 132(1-2), 219-239.
48. Compton, R. G. and Hancock, G. (Editors). (1997). *Comprehensive chemical kinetics-low temperature combustion and autoignition* (First edition). Netherland: Elsevier Science B.V., 35(-), 9-17.
49. Law, C. K. (2006). *Combustion Physics* (First edition). New York: Cambridge University Press, 100-109, 112-115
50. Muharam, Y. (2005). *Detailed kinetic modelling of the oxidation and combustion of large hydrocarbons using an automatic generation of mechanisms*. Ph. D. Thesis, Heidelberg University Faculties of Natural Science and Mathematics, Heidelberg, 29-47.
51. Xie, M. and Jia, M. (2006). A chemical kinetics model of iso-octane oxidation for HCCI engines. *Fuel*, 85(17-18), 2593-2604.

52. Leclerc, F. B. (2008). Detailed chemical kinetic models for the low-temperature combustion of hydrocarbons with application to gasoline and diesel fuel surrogates. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34(4), 440–498.
53. Nehse, M. and Warnatz, J. (1996). Kinetic modeling of the oxidation of large aliphatic hydrocarbons. *Twenty-Sixth Symposium (International) on Combustion*, 26(1), 773–780.
54. Slavinskaya, N. A. and Starik, A. M. (2004). Kinetic mechanisms of ignition of isooctane–air mixtures. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 40 (1), 36-56.
55. Tsurushima, T. (2009). A new skeletal PRF kinetic model for HCCI combustion. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32(2), 2835-2841.
56. Biet, J., Hakka, M. H., Warth, V., Glaude, P. A. and Leclerc, F. B. (2008). Experimental and modeling study of the low-temperature oxidation of large alkanes. *Energy & Fuels*, 22(-) 2258-2269.
57. Yang, W. (2002). *The chemistry controlling post combustion hydrocarbon oxidation and homogeneous charge compression ignition*. Ph. D. Thesis, Drexel University Faculty of Engineering, Drexel, 10-14.
58. Zhang, C. H., Pan, J. R. and Tong, J. J. (2011). Effects of intake temperature and excessive air coefficient on combustion characteristics and emissions of HCCI combustion. *Procedia Environmental Sciences Part C*, 11(-), 1119-1127.
59. Machrafi, H. and Cavadiasa, S. (2008). An experimental and numerical analysis of the influence of the inlet temperature, equivalence ratio and compression ratio on the HCCI auto-ignition process of Primary Reference Fuels in an engine. *Fuel Processing Technology*, 89(11) 1218-1226.
60. Pedersen, T. D. and Schramm, J. (2007). A study on the effects of compression ratio, engine speed and equivalence ratio on HCCI combustion of DME. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2007-01-1860.
61. Aichlmayr, H. T., Kittelson, D. B. and Zachariah, M. R. (2002). Miniature free-piston homogeneous charge compression ignition engine-compressor concept-Part II modeling HCCI combustion in small scales with detailed homogeneous gas phase chemical kinetics. *Chemical Engineering Science*, 57(19), 4173-4186.
62. Aceves, S. M., Smith, J. R., Westbrook, C. and Pitz, W. (1998). Compression ratio effect on methane HCCI combustion. *The American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 121(3), 569-574.
63. Wang, Z., Wang, J. X., Shuai, S. J., Tian, G. H. and An, X. L. (2007). Experimental and computational studies on gasoline HCCI combustion control using injection strategies. *The American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 129(3), 870-876.

64. Mahrous, A. F. M., Portzebowski, A., Wyszynski, M. L., Xu, H. M., Tsolakis, A. and Luszcz, P. (2009). A modelling study into the effects of variable valve timing on the gas exchange process and performance of a 4-valve DI homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. *Energy Conversion and Management*, 50(2), 393-398.
65. Babajimopoulos, A., Assanis, D. and Fiveland, S. (2002). An approach for modeling the effects of gas exchange processes on HCCI combustion and its application in evaluating variable valve timing control strategies. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2002-01-2829.
66. Milovanovic, N., Chen, R. and Terner, J. (2004). Influence of variable valve timings on the gas exchange process in a controlled auto-ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, 218(5), 567-583.
67. Xu, H., Fu, H., Williams, H. and Shilling, L. (2002). Modelling study of combustion and gas exchange in a HCCI (CAI) engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2002-01-0114.
68. Babajimopoulos, A., Lavoie, G. A. and Assanis, D. N. (2003). Modeling HCCI combustion with high levels of residual gas fraction-a comparison of two VVA strategies. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2003-01-3220.
69. Chang, K., Babajimopoulos, A., Lavoie, G. A., Filipi, Z. S. and Assanis, D. N. (2006). Analysis of load and speed transitions in an HCCI engine using 1-D cycle simulation and thermal networks. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2006-01-1087.
70. Law, D., Kemp, D., Allen, J., Kirkpatrick, G. and Copland, T. (2001). Controlled Combustion in an IC-Engine with a Fully Variable Valve Train", *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2001-01-0251.
71. Li, J., Zhao, H., Ladommatos, N. and Ma, T. (2001). Research and development of controlled auto-ignition (CAI) combustion in a 4-stroke multi-cylinder gasoline engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2001-01-3608.
72. Shi, L., Cui, Y., Deng, K., Peng, H. and Chen, Y. (2006). Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR). *Energy*, 31(14), 2665-2676.
73. Ortiz-Soto, E. A., Vavra, J. and Babajimopoulos, A. (2012). Assessment of residual mass estimation methods for cylinder pressure heat release analysis of HCCI engines with negative valve overlap. *The American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 134 (8), 1-9.
74. Olesky, L. M., Vavra, J., Assanis, D. and Babajimopoulos, A. (2012). Effects of charge preheating methods on the combustion phasing limitations of an HCCI engine with negative valve overlap. *The American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 134 (11), 1-12.

75. Ravi, N., Liao, H. H., Jungkunz, A. F., Widd, A. and Gerdes, J. C. (2012). Model predictive control of HCCI using variable valve actuation and fuel injection. *Control Engineering Practice*, 20(4), 421-430.
76. Yelvington, P. E., Rallo, M. B., Liput, S., Tester, J. W., Green, W. H. and Yang, J. (2004). Prediction of performance maps for homogeneous-charge compression-ignition (HCCI) engine. *Combustion Science and Technology*, 176(8), 1243-1282.
77. Shaver, G. M. (2005). Physics-based modeling and control of residual-affected HCCI engines using variable valve actuation. Ph. D. Thesis, *Stanford University Department of Mechanical Engineering*, USA, 2-6.
78. Law, D., Allen, J. and Chen, R. (2002). On the mechanism of controlled auto ignition. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2002-01-0421.
79. Zhao, H., Peng, Z., Williams, J. and Ladommatos, N. (2001). Understanding the effects of recycled burnt gases on the controlled auto-ignition (CAI) combustion in four-stroke gasoline engines. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2001-01-3607.
80. Dec, J. E. (2002). A computational study of the effects of low fuel loading and EGR on heat release rates and combustion limits in HCCI engines. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2002-01-1309.
81. Groenendijk, A. and Müller, E. (2002). Mixture formation and combustion control for low emission DI diesel combustion with HCCI-characteristics. *Thermo and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, 2(-), 383-401.
82. Shahangian, S. N. and Jazayeri, S. A. (2009). Effect of initial temperature and EGR on combustion and performance characteristics of homogenous charge compression ignition engine fueled with dimethyl ether. *The Journal of Engine Research*, 14(-) 63-70.
83. Rahbari, A., Afsari, A., Barari, B., and Rostamsowlat, I. (2012). Theoretical investigation over the effects of EGR, fuel reforming and compression ratio on the HCCI engine operation fuelled with ethanol. *Global Journal of Researches in Engineering*, 12(2), 1-13.
84. Peng, Z., Zhao, H. and Ladommatos, N. (2003). Effects of air/fuel ratios and EGR rates on HCCI combustion of n-heptane, a diesel type fuel. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2003-01-0747.
85. Fuerhapter, A., Piock, W.F. and Fraidl, G. K. (2003). CSI - controlled auto ignition - the best solution for the fuel consumption - versus emission trade-off?. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2003-01-0754.
86. Walter, B., Gatellier, B. (2003). Near zero NO_x emissions and high fuel efficiency diesel engine: the Naditm concept using dual mode combustion. *Oil & Gas Science and Technology*, 58 (1), 101-114.

87. Zhao, F., Asmus, T. W., Assanis, D. N., Dec, J. E., Eng, J. A. and Najt, P. M. (2003). *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engine key research and development issues*. Canada: Society of Automotive Engineering International, 235-252.
88. Lee, D., Goto, S., Honma, H., Wakao, Y. and Mori, M. (2000). Chemical kinetic study of a cetane number enhancing additive for an LPG DI diesel engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2000-01-0193.
89. Schwab, S. D., Guinther, G. H., Henly, T. J. and Miller, K. T. (1999). The effects of 2-ethylhexyl nitrate and di-tertiary-butyl peroxide on the exhaust emissions from a heavy-duty diesel engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 1999-01-1478.
90. Aroonsrisopon, T., Foster, D., Morikawa, T. and Lida, M. (2002). Comparison of HCCI operating ranges for combinations of intake temperature, engine speed and fuel composition. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2002-01-1924.
91. Christensen, M., Johansson, B., Amneus, P. and Mauss, F. (1998). Supercharged homogeneous charge compression ignition. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 980787.
92. Richter, M., Engström, J., Franke, A., Alden, M., Hultqvist, A. and Johansson, B. (2000). The influence of charge inhomogeneity on the HCCI combustion process. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2000-01-2868.
93. Olsson, J. O., Tunestal, P., Haraldsson, G. and Johansson, B. (2001). A turbo charged dual fuel HCCI engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2001-01-1896.
94. Eng, J. A., Leppard, W. R. and Sloane, T. M. (2002). The effect of POx on the auto-ignition chemistry of n-heptane and isooctane in an HCCI engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2002-01-2861.
95. Stavinoha, L. L., Alfaro, E. S., Dobbs, H. H., Villahermosa, L. A. and Heywood, J. B. (2000). Alternative fuels: gas to liquids as potential 21st century truck fuels. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2000-01-3422.
96. Machrafi, H., Cavadias, S. and Gilbert, P. (2008). Experimental and numerical analysis of the HCCI auto-ignition process of primary reference fuels, toluene reference fuels and diesel fuel in an engine, varying the engine parameters. *Fuel Processing Technology*, 89(11) 1007-1016.
97. Dagaut, P., Reuillon, M. and Cathonnet, M. (1993). High pressure oxidation of liquid fuels from low to high temperature. 1. n-heptane and iso-octane. *Combustion Science and Technology*, 95(1-6), 223-260.
98. Dagaut, P., Reuillon, M. and Cathonnet, M. (1994). High pressure oxidation of liquid fuels from low to high temperature. 2. mixtures of n-heptane and iso-octane. *Combustion Science and Technology*, 103(1-6) 315-336

99. Lü, X., Ji, L., Zu, L., Hou, Y., Huang, C. and Huang, Z. (2007). Experimental study and chemical analysis of n-heptane homogeneous charge compression ignition combustion with port injection of reaction inhibitors. *Combustion and Flame*, 149(3), 261-270.
100. Saisirirat, P., Togbe, C., Chanchaona, S., Foucher, F., Mounaim-Rousselle, C. and Dagaut, P. (2011). Auto-ignition and combustion characteristics in HCCI and JSR using 1-butanol/n-heptane and ethanol/n-heptane blends. *Proceedings of the Combustion Institute*, 33(2), 3007-3014.
101. Hunicz, J., Geca, M.S., Kordos, P. and Komsta, H. (2015). An experimental study on a boosted gasoline HCCI engine under different direct fuel injection strategies. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 62(-), 151-163.
102. Canakci, M. (2012). Combustion characteristics of a DI-HCCI gasoline engine running at different boost pressures. *Fuel*, 96(-), 546-555.
103. Canakci, M. (2008). An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine. *Fuel*, 87(8-9), 1503-1514.
104. Makkapati, S. and Curtis, E. (2014). Boosted HCCI - experimental observations in a single cylinder engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2014-01-1277.
105. Silke, E., Pitz, W., Westbrook, C., Sjöberg, M. and Dec, J. E. (2008). Understanding the chemical effects of increased boost pressure under HCCI conditions. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2008-01-0019.
106. Kulzer, A., Nier, T., and Karrelmeyer, R. (2011). A thermodynamic study on boosted HCCI: experimental results. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2011-01-0905.
107. Saigaonkar, H. A. (2014). *An investigation of variable valve timing effects on HCCI engine performance*. Master's Thesis, Michigan Technological University Department of Mechanical Engineering, USA, 20-32.
108. Pipitone, E. and Beccari, A. (2010). Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach. *Applied Thermal Engineering*, 30(14), 1914-1926.
109. Atkins, R. D. (2009). *An introduction to engine testing and development* (First edition). USA: Society of Automotive Engineering International, 177-179, 182-185.
110. Pulkrabek, W. W. (2003). *Engineering fundamentals of the internal combustion engine* (First edition). New Jersey: Prentice Hall, 44-50.
111. Mollenhauer, K. and Tschöke, H. (Editors) (2010). *Handbook of diesel engine* (First edition). Heidelberg: Springer, 19-21, 256.
112. Ferguson, C. R. and Kirkpatrick, A. T. (2001). *Internal combustion engine-applied thermosciences* (Second edition). New York: John Wiley & Sons, 221-244.

113. Milton, B. E. (2005). *Thermodynamics combustion and engine* (First edition). Australia: School of Mechanical and Manufacturing Engineering University of New South Wales, 245-259.
114. Cremers, J. J. F. G. (2007). Beginnings for cylinder pressure based control; Eindhoven University of Technology WVT 2007.16. *Eindhoven*, 21-34.
115. Stone, R. (1992). *Introduction to Internal Combustion Engines* (Second edition). Hong Kong: Macmillan, 425-456.
116. Chang, J., Güralp, O., Filipi, Z., Assanis, D. N., Kuo. T., Najt P. and Rask, R. (2004). New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2004-01-2996.
117. Hairuddin, A. A., Wandel, A. P. and Yusaf, T. (2013). Effect of different heat transfer models on a diesel homogeneous charge compression ignition engine. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 8(-), 1292-1304.
118. Shahbakhti, M. (2009). *Modeling and experimental study of an HCCI engine for combustion timing control*. Ph. D. Thesis, University of Alberta Department of Mechanical Engineering, Alberta, 92-94.
119. Ebrahimi, R. (2011). Effect of specific heat ratio on heat release analysis in a spark ignition engine. *Scientia Iranica*, 18(6), 1231-1236.
120. Depcik, C., and Mattson, J. M. S. (2014). Emissions–calibrated equilibrium heat release model for direct injection compression ignition engines. *Fuel*, 117(B) 1096-1110.
121. Lü, X., Yang, J., Zhang, W. and Huang, Z. (2004). Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol-diesel blend fuel. *Fuel*, 83(14-15) 2013-2020.
122. Mathews, J. H. and Fink, K. D. (2004). *Numerical methods using MATLAB* (Fourth edition). New Jersey: Prentice Hall Inc, 323-342.
123. Uyumaz, A. (2014). *Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli bir benzin motorunda supap kalkma miktarının yanma ve performansa etkilerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 99-104, 120-121, 127-166.
124. Topgül, T. (2006). *Buji ile ateşlemeli motorlarda etil alkol benzin karışımı kullanımında optimum çalışma parametrelerinin araştırılması*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 54-60.
125. Wang, X., Xie, H., Li, L., Xie, L., Chen, T. and Zhao, H. (2013). Effect of the thermal stratification on SI-CAI hybrid combustion in a gasoline engine. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 451-460.
126. Jang, J., Lee, Y., Cho, C., Wooa, Y. and Bae, C. (2013). Improvement of DME HCCI engine combustion by direct injection and EGR. *Fuel*, 113(-), 617-624.

127. Maurya, R. K. and Agarwal, A. K. (2011). Experimental investigation on the effect of intake air temperature and air-fuel ratio on cycle-to-cycle variations of HCCI combustion and performance parameters. *Applied Energy*, 88(4), 1153-1163.
128. Cinar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., Sahin, F., Polat, S. and Yilmaz, E. (2015). Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isooctane fuels. *Fuel Processing Technology*, 130(-), 275-281.
129. Uyumaz, A., (2015). An experimental investigation into combustion and performance characteristics of an HCCI gasoline engine fueled with n-heptane, isopropanol and n-butanol fuel blends at different inlet air temperatures. *Energy Conversion and Management*, 98(-), 199-208.
130. Cinar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H. and Topgöl, T. Effects of valve lift on the combustion and emissions of a HCCI gasoline engine. *Energy Conversion and Management*, 94(-), 159-168.
131. Maurya, M. K. and Agarwal, A. K. (2009). Experimental investigation of the effect of the intake air temperature and mixture quality on the combustion of a methanol- and gasoline-fuelled homogeneous charge compression ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223(11), 1445-1458.
132. Turkcan A., Ozsezen, A. N. and Canakci, M. (2013). Effects of second injection timing on combustion characteristics of a two stage direct injection gasoline-alcohol HCCI engine. *Fuel*, 111(-), 30-39.
133. Turkcan A., Ozsezen, A. N. and Canakci, M. (2014). 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.
134. Das, P., Subbarao, P. M. V. and Subrahmanyam, J. P. (2015). Effect of main injection timing for controlling the combustion phasing of a homogeneous charge compression ignition engine using a new dual injection strategy. *Energy Conversion and Management*, 95(-), 248-258.
135. Polat, S., Kannan, K., Shahbakhti, M., Uyumaz, A. and Yucesu, H. S. (2015). *An experimental study for the effects of supercharging on performance and combustion of an early direct injection HCCI engine*. Paper presented at Second International Research Conference on Engineering, Science and Management, Dubai, 1-8.
136. Christensen, M. and Johansson, B. (2000). Supercharged homogeneous charge compression ignition (HCCI) with exhaust gas recirculation and pilot fuel. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2000-01-1835.
137. Tsurushima, T. (2009). A new skeletal PRF kinetic model for HCCI combustion. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32(2), 2835-2841.
138. Jun, D. and Iida, N. (2004). A study of high combustion efficiency and low CO emission in a natural gas HCCI engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2004-01-1974.

139. Maurya, M. K. and Agarwal, A. K. (2013). Experimental investigation of cyclic variations in HCCI combustion parameters for gasoline like fuels using statistical methods. *Applied Energy*, 111(-), 310-323.
140. Patterson, D. J. (1966). Cylinder pressure variations, a fundamental combustion problem. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 660129.
141. Persson, H., Pfeiffer, R., Hultqvist, A., Johansson, B. and Ström. (2005). Cylinder-to-cylinder and cycle-to-cycle variations at HCCI operation with trapped residuals. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2005-01-0130.
142. Lida, M., Hayashi, M., Foster, D. E. and Martin, J. K., (2003). Characteristics of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation for variations in compression ratio, speed, and intake temperature while using n-butane as a fuel. *The American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125(2), 472-478.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : POLAT, Seyfi
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 03.11.1986, Aksaray
 Medeni hali : Bekâr
 Telefon : 0 (546) 495 47 68
 E-mail : seyfipolat@hitit.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Doktora	Gazi Üni., FBE, Makine Eğt. ABD.	Devam Ediyor
Yüksek lisans	Gazi Üni., FBE, Makine Eğt. ABD.	2010
Lisans	Gazi Üni., TEF, Otomotiv Eğt. ABD.	2008
Lise	Aksaray Endüstri Meslek Lisesi	2003

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2015-Halen	Hitit Üniversitesi	Öğretim Görevlisi
2014-2015	Michigan Technology University, USA	Araştırmacı Bursiyer
2010-2014	Hitit Üniversitesi	Öğretim Görevlisi
2008-2010	Borusan Otomotiv	Diyagnoz Teknisyeni

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Cinar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., Sahin, F., Polat, S. And Yılmaz, E. (2015). Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fuelled with the blends of 20 % n-heptane and 80 % isooctane fuels. *Fuel Processing Technology*, 130(-), 275-281.

2. Solmaz, H., Uyumaz, A., Yılmaz, E., Yamık, H. and Polat, S. (2014). Experimental examination of the effects of military aviation fuel jp-8 and biodiesel fuel blends on the engine performance, exhaust emissions and combustion in a direct injection engine. *Fuel Processing Technology*, 128(-), 158-168.
3. Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S., Uyumaz A., Sahin, F. and Salman M. S. (2014). Preparation of diesel emulsion using auxiliary emulsifier mono ethylene glycol and utilization in a turbocharged diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 86(-), 973- 980.
4. Calam, A., Solmaz, H., Uyumaz, A., Polat, S., Yılmaz, E. and Icingur, Y. (2014). Investigation of usability of the fusel oil in a single cylinder spark ignition engine. *Journal of the Energy Institute*, (In Press).
5. Celikten, I., Karaaslan, E., Solmaz, H., Okur, M. and Polat, S. (2015). Experimental investigation of the effects of gasoline additives on engine performance and exhaust emissions. *Journal of Thermal Science and Technology*, 35(1), 87-85.
6. Polat, S., Uyumaz, A., Solmaz, H., Yılmaz, E., Topgul, T. and Yucesu, H. S. (2014). Numerical study on the effects of EGR and spark timing to combustion characteristics and NOx emission of a GDI engine. *International Journal of Green Energy*, (In Press)
7. Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S. and Altın, M. (2013). Effect of the three-phase diesel emulsion fuels on engine performance and exhaust emissions. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28(1), 127-134.
8. Polat, S., Solmaz, H., Yücesu, H. S. ve Uyumaz, A. (2013). Bir dizel motorunun bilgisayar yardımı ile termodinamik ve performans analizi” *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 1(3), 139-151.
9. Polat, S., Kannan, K., Shahbakhti, M., Uyumaz, A. and Yucesu, H. S. (2015). *An experimental study for the effects of supercharging on performance and combustion of an early direct injection HCCI engine*. Paper presented at Second International Research Conference on Engineering, Science and Management, Dubai, 1-8.
10. Cınar, C., Uyumaz, A., Polat, S., Solmaz, H. and Yılmaz, E. (2015). *Influence of residual gas fraction on performance and combustion characteristics in a HCCI engine with reduced valve lift*. Paper presented at Second International Research Conference on Engineering, Science and Management, Dubai, 1-8.
11. Nazemi, M., Polat, S. and Shahbakhti, M. (2014). *Advanced combustion model of low temperature combustion (LTC) engines*. Paper presented at Converge User Group Meeting, Madison, Wisconsin, USA.

Hobiler

Klarnet, Yüzme



GAZİ GELECEKTİR..