



Direkt Püskürtmeli Bir HCCI Motorda, Püskürtme Parametrelerinin ve Alkol-Benzin Karışımlarının Yanma ve Emisyon Karakteristikleri Üzerindeki Etkilerinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi

Program Kodu: 1001

Proje No: 111M180

Proje Yürütücüsü:
Doç. Dr. Ahmet Necati ÖZSEZEN

Araştırmacı:

Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI

Araştırmacı:

Doç. Dr. Hakan Serhad SOYHAN

Araştırmacı:

Dr. Ali TÜRKCAN

Bursiyer:

Gökhan ÇOŞKUN

Bursiyer:

Ertan ALPTEKİN



ÖNSÖZ

Dünyada hızla artan taşıt sayısının neden olduğu sera etkisi, asit yağmurları vb çevresel problemler insan sağlığını tehdit etmektedir. Söz konusu çevresel tehditlerden dolayı, başta Avrupa Birliği üye ülkelerinde olmak üzere taşıtların egzoz salınımındaki kısıtlamalar artırılmıştır. Son yıllarda, motor üreticileri ve akademisyenler, emisyon standartlarındaki kısıtlamaları karşılayabilmek için yeni püskürtme stratejileri ve yanma teorileri üzerinde çalışmaya yönelmişlerdir. Yapılan bu proje bu çalışmalardan bir tanesidir.

İçten yanmalı motorlarda, temiz ve verimli bir yanma için tüm motor devirlerinde homojen dolgunun sağlanması gerekmektedir. Homojen dolgunun oluşturulmasında püskürtme parametreleri önemli bir rol oynamaktadır. Alkollerin, benzine göre daha yüksek oktan sayısına sahip olması, oksijen içeriğinin yüksek olması, benzine göre daha düşük stokiometrik hava/yakıt oranı ile yanması vb özellikleri homojen dolgulu yanma teorisi için dikkat çekicidir. Bu proje de farklı yakıt püskürtme stratejileri, emme sıcaklığı, EGR oranı ve alkol-benzin karışımları kullanılarak homojen bir karışım hazırlanmaya çalışılmıştır. Bu çalışmada, püskürtme stratejilerinin diğer parametrelere göre HCCI yanma fazları üzerinde daha etkili olduğu görülmüştür. Projenin ikinci aşaması ise elde edilen deneysel verilere dayalı olarak modelleme çalışmasının yapılmasıdır. Projede, HCCI yanma modellenin kurulabilmesi için yakıt karışımlarına göre özel olarak hazırlanan kimyasal kinetik mekanizmaları kullanılmıştır. Böylece, HCCI yanma için bir boyutlu stokastik reaktör modeli analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca proje de, üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak silindir içerisinde yanma ve emisyon oluşum mekanizmaları analiz edilmiştir.

Projenin deneysel bölümü Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Motor Test Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Proje ekibinden Arş. Gör. Ali TÜRKCAN'ın doktora tezi projede elde edilen deneysel veriler ile oluşmuştur. Projenin sayısal analiz çalışmaları Sakarya Üniversitesi'nden Doç. Dr. Hakan Serhad SOYHAN ve Arş. Gör. Gökhan COŞKUN tarafından gerçekleştirilmiştir. Projedeki özverili çalışmalarından dolayı, Arş. Gör. Ali TÜRKCAN'a, Arş. Gör. Gökhan COŞKUN'a ve Arş. Gör. Ertan ALPTEKİN'e teşekkür eder, başarılarının devamını dilerim. Yapmış olduğumuz projeye destek veren TÜBİTAK'a, Kocaeli ve Sakarya Üniversitelerine, projeye yapmış oldukları değerleri katkılardan dolayı sayın hocam Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI'ya ve Doç. Dr. Hakan Serhad SOYHAN'a çok teşekkür ederim.

Proje Yürütücüsü
Doç. Dr. Ahmet Necati ÖZSEZEN



İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
TABLO LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
SİMGELER DİZİNİ	viii
KISALTMALAR	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
GİRİŞ	1
1. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA VE HCCI	2
2. HCCI YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ.....	8
2.1 Yakıt Enjeksiyon Stratejisinin Etkisi.....	9
2.2 Emme Havası Giriş Sıcaklığının Etkisi	19
2.3 EGR'nin Etkisi	22
2.4 Alkol Katkıların Etkisi.....	25
3. MATERYAL VE METOT	31
3.1 Motor Test Sistemi	33
3.2 Yakıt Enjeksiyon Sistemi ve Yakıt Miktarının Belirlenmesi.....	35
3.3 Yanma Analiz Sistemi	41
3.4 Emisyon Ölçüm Sistemi	44
3.5 Deneysel Akış Prosedürü.....	45
3.6 Performans ve Yanma Karakteristiklerinin Hesaplanması	49
4. DENEYSEL ÇALIŞMA İLE ELDE EDİLEN BULGULAR	59
4.1 I. ve II. Enjeksiyon Zamanının HCCI Yanma Üzerine Etkileri.....	59
4.2 Yüksek ve Düşük Eşdeğerlik Oranlarının HCCI Yanma Üzerine Etkileri.....	71
4.3 Enjeksiyon ve EGR Oranın HCCI Yanma Üzerine Etkileri	80
4.4 Emme Havası Giriş Sıcaklığının HCCI Yanma Üzerine Etkileri	88
5. MODELLEME ÇALIŞMASI İLE ELDE EDİLEN BULGULAR.....	98
5.1 Bir Boyutlu Stokastik Reaktör Modeli (SRM) Analizleri	98
5.1.1. B97 Yakıtı İçin HCCI Yanma Modeli.....	98
5.1.2. Etanol-Benzin ve Metanol-Benzin Yakıt Karışımları İçin HCCI Yanma Modeli.....	111
5.2 Üç Boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizleri.....	126
5.2.1. B97 Yakıtı için II. Enjeksiyon Zaman Değişiminin HCCI Yanma Üzerine Etkilerinin 3-Boyutlu Modellenmesi.....	128
5.2.2. B97 Yakıtı için EGR Değişimlerinin HCCI Yanma Üzerine Etkilerinin 3-Boyutlu Modellenmesi	134



6. SONUÇ VE ÖNERİLER	139
KAYNAKLAR.....	146
PROJE KAPSAMINDA YAPILAN YAYINLARIN LİSTESİ.....	154



TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1. Test motorunun teknik özellikleri.....	33
Tablo 3.2. Basınç sensörü ve sinyal şartlandırıcının özellikleri	42
Tablo 3.3. National Instruments PCI 6251 veri toplama kartının özellikleri.....	43
Tablo 3.4. Emisyon ölçüm cihazlarının teknik özellikleri.....	45
Tablo 3.5. Test yakıtlarının özellikleri.....	47
Tablo 3.6. Sabit enerji girişinde molar ısı değerler	51
Tablo 3.7. Sabit enerji girişlerindeki hava-yakıt oranları.....	53

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1. DISI motor teknolojisi	3
Şekil 1.2. Dizel, Otto ve HCCI teorilerine göre yanma.....	3
Şekil 2.1. HCCI yanma kontrol algoritması	8
Şekil 2.2. Birinci enjeksiyondan 75 °KA sonrasında yakıtın silindir içerisindeki dağılımı	11
Şekil 2.3. EO'nun 335 °KA'da silindir içerisindeki yakıt dağılımına etkisi.....	11
Şekil 3.1. Deneysel çalışmanın prensip şeması.....	32
Şekil 3.2. Sıcaklık kontrol ünitesi	34
Şekil 3.3. Soğutulmuş dış EGR sistemi	35
Şekil 3.4. Elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sisteminin prensip şeması	36
Şekil 3.5. Ana kontrol devresi	36
Şekil 3.6. Sürücü kontrol devresi	37
Şekil 3.7. GDI enjektör.....	37
Şekil 3.8. GDI enjektörün V-t karakteristiği	38
Şekil 3.9. Enjeksiyon kontrol sistemi ara yüzü	38
Şekil 3.10. Krank açısına bağlı çift kademeli yakıt enjeksiyon stratejisi.....	39
Şekil 3.11. Pik ve sürme gerilimleri uygulama sürelerinin ayarlanması	40
Şekil 3.12. Pik ve sürme uyg. sürelerine göre püskürtülen yakıt miktarlarındaki değişim	41
Şekil 3.13. Silindir gaz basınç sensörü ve GDI enjektörün silindir kapağına montajı.....	43
Şekil 3.14. Logaritmik P-V diyagramı.....	44
Şekil 3.15. Deneysel çalışmanın akış diyagramı.....	48
Şekil 3.16. Isı dağılımı ve yanmış yakıt kesri	57
Şekil 4.1. I. ve II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi	60
Şekil 4.2. I. ve II. enjeksiyon zamanının yanma karakteristikleri üzerine etkileri.....	63
Şekil 4.3. I. ve II. enjeksiyon zamanının yanma ve perf. karakteristikleri üzerine etkileri	67
Şekil 4.4. I. ve II. enjeksiyon zamanının emisyonlar üzerine etkileri.....	69
Şekil 4.5. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi.....	72
Şekil 4.6. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının yanma karakteristikleri üzerine etkisi	74
Şekil 4.7. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkisi.....	77
Şekil 4.8. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının emisyonlar üzerine etkisi	79
Şekil 4.9. EO ve EGR'nin silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi.....	82
Şekil 4.10. EGR oranına bağlı olarak P_{maks} 'daki değişim.....	83



Şekil 4.11.EO ve EGR'nin yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkisi	84
Şekil 4.12. EO ve EGR'nin emisyonlar üzerine etkisi	87
Şekil 4.13. II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi	89
Şekil 4.14. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in} 'in yanma karakteristikleri üzerine etkisi	92
Şekil 4.15. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in} 'in yanma ve perf. karakteristikleri üzerine etkisi	95
Şekil 4.16. . II. enjeksiyon zamanı ve T_{in} 'in emisyon karakteristikleri üzerine etkisi	97
Şekil 5.1. B97 yakıtı için I. (a) ve II. (b) enj. zamanının silindir gaz basıncı üzerine etkisi	99
Şekil 5.2. B97 yakıtı için I (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanının yanma karakteristikleri üzerindeki etkisi	100
Şekil 5.3.B97 yakıtı için I. (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanının emisyonlar ve maksimum silindir gaz sıcaklığı üzerine etkisi	102
Şekil 5.4.B97 yakıtı için I. (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanı ile silindir içerisindeki kütlelesel C_8H_{18} oranının değişimi	103
Şekil 5.5. B97 yakıtı için I. (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanı ile silindir içerisindeki kütlelesel CO ve H_2O_2 oran değişimi	105
Şekil 5.6. B97 yakıtı için enjeksiyon oranının silindir gaz basıncı üzerine etkisi	106
Şekil 5.7. B97 yakıtı için enjeksiyon oranının yanma karakteristikleri üzerine etkisi	107
Şekil 5.8. B97 yakıtı için enjeksiyon oranının emisyonlar ve maksimum silindir gaz sıcaklığı üzerine etkisi	108
Şekil 5.9. B97 yakıtı için II. enjeksiyon zamanının 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi	109
Şekil 5.10. B97 yakıtı için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlilik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi	110
Şekil 5.11. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için I. ve II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerine etkisi	111
Şekil 5.12. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için I. ve II. enjeksiyon zamanının egzoz emisyonları üzerine etkisi	114
Şekil 5.13. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için düşük yük şartlarında II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerine etkisi	115
Şekil 5.14. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için düşük yük şartlarında II. enjeksiyon zamanının egzoz emisyonları üzerine etkisi	116
Şekil 5.15.Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için enjeksiyon oran değişiminin silindir gaz basıncı üzerine etkisi	117
Şekil 5.16. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için enjeksiyon oran değişiminin egzoz emisyonları üzerine etkisi	118

Şekil 5.17. E10 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi	119
Şekil 5.18. E20 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi	120
Şekil 5.19. E20 yakıtı için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlilik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi	121
Şekil 5.20. E20 yakıtı için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlilik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi	122
Şekil 5.21. M10 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 (b) °KA ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi	123
Şekil 5.22. M10 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi	124
Şekil 5.23. M10 yakıtı için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlilik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi	125
Şekil 5.24. M20 yakıtı için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlilik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi	126
Şekil 5.25. 3-B HCCI motoru modelinin ağ yapısı	127
Şekil 5.26. B97 yakıtı için II. enj. zaman değişiminin silindir gaz basıncı üzerine etkisi	128
Şekil 5.27. B97 yakıtı için II. enj. zaman değişiminin egzoz emisyonları üzerine etkisi.....	129
Şekil 5.28. Silindir içerisine püskürtülen B97 yakıtının mikro partiküllerinin II. enjeksiyon zamanı değişimi ile gösterdiği davranış	130
Şekil 5.29. B97 için II. enjeksiyon zaman değişimi ile silindir içinde buharlaşan C ₈ H ₁₈ kütle oranının gösterdiği davranış	131
Şekil 5.30. B97 için II. enjeksiyon zaman değişimi ile silindir içi sıcaklığının gösterdiği davranış	132
Şekil 5.31. II. enjeksiyon zaman değişimi ile silindir içerisindeki NO _x oluşumunun gösterdiği davranış	133
Şekil 5.32. B97 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi	134
Şekil 5.33. B97 için II. enjeksiyon zaman değişiminin emisyonlar üzerine etkisi.	135
Şekil 5.34. B97 için II. enjeksiyon zamanı değişimi ile silindir içinde buharlaşan C ₈ H ₁₈ kütle oranının gösterdiği davranışı	136
Şekil 5.35. B97 için EGR oranı değişimi ile silindir içi sıcaklığının gösterdiği davranış	137
Şekil 5.36. B97 için EGR oranı değişimi ile NO _x oluşumunun gösterdiği davranış	138



SİMGELER DİZİNİ

a_s, b	: Isı iletim modeli sabit katsayılar
A_{wall}	: Silindir içi yüzey alanı (m^2)
b_e	: Özgül yakıt tüketimi (g/kW-saat)
$bmep$: Fren ortalama efektif basıncı (kPa)
CA5	: Yanmış yakıt kesrinin %5'a geldiği krank açısı konumu ($^{\circ}$ KA)
CA50	: Yanmış yakıt kesrinin %50'ye geldiği krank açısı konumu ($^{\circ}$ KA)
CA95	: Yanmış yakıt kesrinin %95'a geldiği krank açısı konumu ($^{\circ}$ KA)
c_v	: Sabit hacimde özgül ısı (kJ/kg-K)
F	: Kuvvet (N)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
I_1	: Birinci enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarı (mg)
I_2	: İkinci enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarı (mg)
k	: Özgül ısılar oranı
MBAO	: Maksimum basınç artış oranı (MPa/ $^{\circ}$ KA)
M_d	: Döndürme momenti (Nm)
MHRR	: Maksimum ısı dağılım oranı (kJ/ $^{\circ}$ KA)
n	: Motor devri (d/d), çevrim sayısı
η_{eff}	: Efektif verim
P	: Silindir gaz basıncı (bar)
ϕ	: Eşdeğerlik oranı
P_e	: Efektif güç (kW)
P_{inj}	: Enjeksiyon basıncı (bar)
CA $_{Pmaks}$: Maksimum basıncın gerçekleştiği krank açısı ($^{\circ}$ KA)
P_{maks}	: Maksimum silindir gaz basıncı (MPa)
R	: İdeal gaz sabiti (kJ/kgK)
Q	: Toplam ısı dağılım oranı (kJ)
Q_n	: Net ısı dağılım oranı (kJ)
Q_{wall}	: Silindir duvarlarına olan ısı transferi (kJ)
s_p	: Ortalama piston hızı (m/s)
T_{gas}	: Silindir gaz sıcaklığı (K)
T_{in}	: Emme havası giriş sıcaklığı ($^{\circ}$ C)
T_{wall}	: Silindir duvarlarındaki sıcaklık (K)
λ	: Hava fazlalık katsayısı
σ	: Standart sapma (%)



KISALTMALAR

CAI	: Controlled Auto Ignition (Kontrollü kendiliğinden tutuşma)
CFD	: Computational Fluid Dynamic (Sayısal akışkanlar dinamiği)
CI	: Compression Ignition (Sıkıştırma ile ateşlemeli)
COV	: Coefficient Variation (Varyans değişim katsayısı)
COV _{IMEP}	: Coefficient Variation of IMEP (IMEP değerleri için varyans değişim katsayısı)
COV _{MBAO}	: Coefficient Variation of MBAO (MBAO değerleri için varyans değişim katsayısı)
COV _{P_{maks}}	: Coefficient Variation of P_{maks} (P_{maks} değerleri için varyans değişim katsayısı)
DI	: Direct Injection (Direkt enjeksiyon)
DISI	: Direct Injection Spark Ignition (Direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli)
EGR	: Egzoz Gaz Resirkülasyonu
eÜÖN	: emme zamanındaki Üst Ölü Nokta
EO	: Enjeksiyon Oranı
GDI	: Gasoline Direct Injection (Direkt benzin enjeksiyonu)
H/Y	: Hava/Yakıt oranı
HCCI	: Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli
HCSI	: Homojen dolgulu buji ateşleme
IMEP	: Indicated Mean Effective Pressure (İndike ortalama efektif basınç)
KA	: Krank Açısı
MTBE	: Metil Tetra Bütil Eter
NVO	: Negative Valve Overlap (Negatif subap bidirmesi)
PDF	: Probability Density Function (Olasılık yoğunluk faktörü)
PFI	: Port Fuel Injection (Emme manifolduna enjeksiyon)
PRF	: Preference Fuel (Temel referans yakıt)
SCCI	: Stratified Charge Compression Ignition (Katmanlı dolgulu sıkıştırma ile ateş.)
SCSI	: Stratified Charge Spark Ignition (Katmanlı dolgulu buji ateşleme)
SI	: Spark Ignition (Buji ateşlemeli)
SICI	: Spark Ignition Compression Ignition (Buji ile başlatılan sıkıştırma ile ateşlemeli)
sÜÖN	: sıkıştırma zamanındaki Üst Ölü Noktası
TSDI	: Two Stage Direct Injection (Çift kademeli direkt enjeksiyon)
TYS	: Toplam Yanma Süresi
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
ÜÖNÖ	: Üst Ölü Noktadan Önce
ÜÖNS	: Üst Ölü Noktadan Sonra



ÖZET

Bu projede, yakıt püskürtme parametrelerinin, eşdeğerlik oranının, EGR'nin, emme havası sıcaklığının ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma, performans ve emisyonları üzerine etkileri incelenmiştir. Proje kapsamında, direkt enjeksiyonlu bir dizel motor elektronik kontrollü DI-HCCI motoruna dönüştürülmüştür. Motor testleri, aynı enerji girişi ve sabit motor devirlerinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışma sonucunda; ikinci enjeksiyon zamanının, birinci enjeksiyon zamanına göre HCCI yanma üzerinde daha etkili olduğu görülmüştür. Bu durum, HCCI yanma fazlarının kontrolünde ikinci enjeksiyon zamanının doğrudan kullanılacak önemli bir parametre olduğunu göstermiştir. Alkol-benzin karışımları kullanıldığı zaman yüksek eşdeğerlik oranı ve erken yapılan birinci enjeksiyon zamanının vuruntu eğilimine sebep olduğu tespit edilmiştir. Bu proje kapsamında, enjeksiyon oranının değişimi, EGR'nin uygulaması ve optimum ikinci enjeksiyon zamanı ile alkol-benzin karışımları için HCCI çalışma alanı genişletilebilmiştir. Maksimum efektif verime metanol-benzin karışımları ile ulaşılmıştır. Optimum ikinci enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığının kullanılması ile alkol-benzin karışımlarında benzine göre daha yüksek efektif verimler elde edilmiştir. Emisyon değerleri incelendiğinde; ikinci enjeksiyon zamanının yanmamış HC ve CO emisyonları üzerinde NO_x emisyonuna göre daha az etkili olduğu tespit edilmiştir.

Proje kapsamında, motor analiz çalışmaları için çözüm metotları bakımından birbirinden farklı iki adet simülasyon programı kullanılmıştır. Bunlardan biri olan SRM Suit, sıfır boyutlu matematiksel çözümleri ölçüleri önceden tanımlanan yanma odası içerisinde stokastik olarak dağılmış her bir partikül için yapan bir yazılımdır. SRM Suit yazılımı ile benzin, benzin-etanol ve benzin-metanol için uygun kimyasal mekanizmalar kullanılarak deneysel şartlarda tanımlanmış koşullara göre HCCI motor için yanma analizleri yapılmıştır. Diğer yazılım olan Ansys-Fluent programı ile hesaplamalı akışkanlar metodu kullanılarak Üç Boyutlu (3-B) çözümler yapılmıştır. Ansys-Fluent yazılımında kimyasal mekanizmaların kullanımı ile ilgili sınırlama olduğu için (en fazla 50 kimyasal bileşen) sadece benzin yakıtı için 3-B analizler yapılabilmektedir. Her iki metot ile yapılan analizlerin mevcut deneysel veriler ile uyum içinde olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Alkol Yakıtlar, Çift Kademeli Direkt Yakıt Enjeksiyon, Enjeksiyon Oranı EGR, Emme Havası Sıcaklığı, Stokastik Modelleme, 3-B Analiz



ABSTRACT

In this project, the effects of fuel injection parameters, equivalence ratios, EGR, intake charge temperature and alcohol-gasoline blends on HCCI combustion, performance and emissions were investigated. In this project, a direct injection diesel engine was converted to an electronically controlled DI-HCCI engine. The engine tests were conducted under the same energy input and constant speed conditions. At the end of the experimental study, it was seen that the second fuel injection timings are higher effective on HCCI combustion than the first fuel injection timings. This case showed that the second fuel injection timing is an important parameter for directly control of combustion phase on the HCCI combustion. When alcohol-gasoline blends was used, knock tendency increased at the earlier first injection timing for high equivalence ratio. With this project, the operating range of HCCI combustion can be extended by optimum usage of second fuel injection timing, injection ratio and EGR for alcohol-gasoline fuel blends. Maximum effective efficiency was obtained when methanol-gasoline fuel blends was used. It was obtained that the effective efficiencies of alcohol-gasoline fuel blends values were higher than those of pure gasoline when using optimal second fuel injection timing and intake charge temperature. When the emission values was analyzed, it was seen that unburned HC and CO emissions were less affected by the second fuel injection timing compared with NO_x emissions.

Within the Project, in terms of solution methods two different simulation software were used for engine analysis study. One of these software is SRM Suit that solves the zero dimensional mathematical equations for stochastically distributed particles inside the dimensionally predefined combustion chamber. Combustion in HCCI engine was analyzed with SRM Suit software in same conditions defined at experimental study with using proper chemical mechanism for pure gasoline, ethanol-gasoline and methanol-gasoline blends. Three Dimensional (3-D) analyses performed with using a Computational Fluid Dynamics (CFD) code known as Ansys-Fluent. Due to the limitation on number of species using at the chemical mechanism (maximum 50 species) at the Ansys-Fluent software, 3-D analyses performed only for gasoline fuel. Results from both two simulation technique showed good agreement with the experimental study.

Keywords: Alcohol Fuels, Two Stage Direct Fuel Injection, Injection Ratio, EGR, Intake Charge Temperature, Stochastic Modelling, 3-D Analysis,



GİRİŞ

Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli – Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) motor yüksek termik verim ve düşük nitrojen oksit (NO_x) emisyonlarından dolayı özellikle son yıllarda araştırmacıların yöneldiği ve içten yanmalı motorlarda yeni bir alan olarak gelişen ve geleceğin motor teknolojileri içerisinde yer alabilecek önemli bir motor teknolojisi olmaya adaydır. Bununla beraber, HCCI motorlarda yanma fazlarının doğrudan kontrol edilemiyor olması, dar bir çalışma alanına sahip olması ve düşük sıcaklıkta yanmanın bir sonucu olarak yüksek yanmamış hidrokarbon (HC) ve karbon monoksit (CO) emisyonu başlıca dezavantajlarını oluşturmaktadır.

Bu proje çalışmasında bu dezavantajların azaltılabilmesi için geliştirilen çözüm stratejisinin HCCI yanma üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kullanılan strateji, direkt ve çift kademeli enjeksiyon yöntemi ile egzoz gaz resirkülasyonu (EGR) oranı, emme havası giriş sıcaklığı ve farklı oranlarda hazırlanmış alkol-benzin karışımlarının birlikte kullanılması ile oluşturulmuştur. Bu stratejide, her bir parametrenin HCCI motorun yanma, emisyon ve performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Bu çalışmanın amacı; etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarının direkt, kademeli püskürtme tekniğinin uygulandığı ve benzin motoruna göre daha yüksek sıkıştırma oranının kullanıldığı bir HCCI motorda yanma fazlarının kontrol edilebilmesi ve çalışma alanının genişletilebilmesi olarak ifade edilebilir. Bununla birlikte, yakıt olarak alkol-benzin karışımlarının yanmamış HC ve CO emisyonu üzerindeki etkileri, soğutulmuş EGR'nin yüksek yüklerde çalışma alanlarının genişletilebilmesinde nasıl bir rol oynadığı ve düşük yüklerde ise emme havası sıcaklığının çevrimsel farklılıklar ve yanma başlangıcının kontrolü üzerinde nasıl bir etkiye sahip olduğu araştırılmıştır. Ayrıca, bu proje çalışması ile elde edilen bulgular doğrultusunda HCCI motorun dinamik kontrolü üzerinde çalışan motor tasarımcılarına önemli bir kaynak oluşturmak ve yakıt olarak benzin-alkol karışımlarının özellikle direkt ve kademeli püskürtme uygulanan benzin HCCI motorlarında ilk defa kullanımının etkilerinin incelenerek literatüre önemli bir katkı sağlamak hedeflenmiştir.



1. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA VE HCCI

Dünyada hızla artan taşıt sayısı ile fosil yakıt kullanımının artması ve yakın gelecekte fosil yakıtların azalması dünyayı tehdit altında bırakan önemli bir olgudur. Bu sebeplerden dolayı otomobil üreticileri ve araştırmacılar, buji ateşlemeli (Spark Ignition (SI)) motorlar ve sıkıştırma ile ateşlemeli (Compression Ignition (CI)) motorlar üzerinde yeni teknolojilerin geliştirilmesi ve yeni yanma teorilerinin oluşturulması üzerinde çalışmaya yönelmişlerdir.

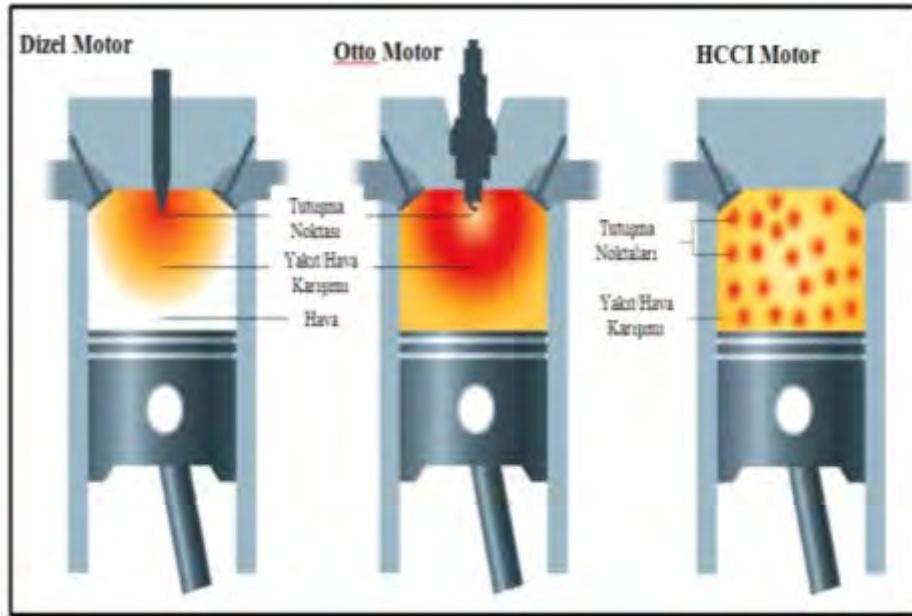
Buji ateşlemeli motorlarda katalitik konvertörün etkili bir biçimde kullanılabilmesi, karışımın stokiyometrik ($\lambda=1$) şartlarda hazırlanmasına bağlıdır. Bu nedenle, hazırlanacak karışımın yanma odasının her bölgesinde stokiyometrik karışım (homojen) olması sağlanmaya çalışılır. Stokiyometrik karışımın hazırlanabilmesi için motora giren hava akışı gaz kelebeği ile kontrol edilmektedir. Bu kontrol yöntemi pompalama kayıplarının artmasına ve kısmi yüklerde verimin düşmesine neden olmaktadır. Direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli (Direct Injection Spark Ignition (DISI)) motor teknolojisi ile silindir içerisinde karışım oluşumu daha hassas kontrol edilerek buji etrafında stokiyometrik, bujiden uzak konumlarda fakir karışım ($\lambda>1$) oluşturulur.

Şekil 1.1'de görüldüğü gibi, yanma odası içerisinde ok yönünde hava hareketleri oluşturularak (emme kanalı tasarımı veya piston tasarımı ile) buji etrafında stokiyometrik ve bujiden uzak bölgelerde fakir karışım oranı elde edilir. Tüm yanma odasında fakir bir karışım oluşmakta bu da düşük yakıt tüketimi sağlamaktadır. Bujiden uzak konumlarda fakir karışım bulunduğundan, bu noktalarda karışımın kendi kendine tutuşma (vuruntu) eğilimi çok azdır. Dolayısıyla sıkıştırma oranı arttırılarak daha verimli bir çalışma elde edilebilmektedir. DISI motor teknolojisinin bazı avantajlarının olmasına rağmen özellikle kısmi yüklerde buji etrafında oluşturulan katmanlı dolgu, ateşlemenin sonrasında alevin silindir içerisinde hızla yayılmasına katkı sağlayarak geleneksel SI motorlarda olduğu gibi yüksek alev sıcaklığına neden olmaktadır. Yüksek alev sıcaklığı yanma sonu sıcaklığının artmasına dolayısıyla NO_x emisyonlarının yükselmesine neden olur. Ayrıca, katmanlı dolgu, silindir içerisinde bölgesel zengin karışımlara yol açtığı için is emisyonlarının da artmasını sağlar (Yao vd., 2009). Bu nedenle, DISI motorlarda bu iki emisyonun azaltılabilmesi ve emisyon standartlarının sağlanabilmesi için araştırmacılar geleneksel dizel ve benzin motoruna göre daha düşük NO_x ve is emisyonu ile birlikte daha yüksek ısı verim avantajlarına sahip homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli HCCI yanma teorisi üzerine odaklanmışlardır (Yang ve Zhao, 2011).



Şekil 1.1. DISI motor teknolojisi

HCCI yanma teorisi, benzin motorlarındaki gibi sıkıştırma zamanından önce hava/yakıt/artık gaz karışımının homojen olarak hazırlanması ve sonrasında dizel motorlarındaki gibi sıkıştırılarak kendiliğinden tutuşması prensibine dayanmaktadır.



Şekil 1.2. Dizel, Otto ve HCCI teorilerine göre yanma

Şekil 1.2'de görüldüğü gibi fakir ve homojen karışım hazırlandıktan sonra yanma odası içerisinde birçok tutuşma noktası oluşur. Oluşan tutuşma noktalarında yanma aynı anda gerçekleşir ve büyük çapta bir alev yayılmaz. Bu yüzden alev sıcaklığı düşük olacağından



dolayı yanma süreci düşük sıcaklıkta gerçekleşerek benzin ve dizel motorlarına göre daha düşük NO_x emisyonu üretilmektedir. Ayrıca, homojen karışımın bir sonucu olarak minimum seviyelerde is emisyonu ve dizel motoruna yakın termik verim elde edilmektedir. Bu avantajlarından dolayı HCCI motor teknolojisi düşük emisyon ve yüksek termik verim özelliği ile geleceğin motor teknolojisi olmaya adaydır. Ancak, HCCI motorlarının bu avantajlarının yanında, HCCI yanma teorisi üzerinde yapılan çalışmalar, HCCI motorun halen daha çözülemeyen problemlerinin olduğunu göstermektedir. Bu problemlerin başında, HCCI motorunun yanma fazlarının geniş motor devri ve yükü aralığında doğrudan kontrol edilememesi gelmektedir. Bununla birlikte, çalışma alanının dar olması, düşük sıcaklıktaki yanmanın bir sonucu olarak yüksek oranda yanmamış HC ve CO emisyonlarının üretilmesi, yüksek yanma gürültüsü, soğukta çalışma zorluğu ve homojen karışımın hazırlanmasındaki problemler HCCI teorisinin olumsuz yönlerini oluşturmaktadır.

HCCI motorun en önemli problemi yanma başlangıcının doğrudan kontrolünün geleneksel buji ateşlemeli motorlarda olduğu gibi buji veya sıkıştırma ateşlemeli motorlar olduğu gibi püskürtme zamanı ile yapılamıyor olmasıdır. HCCI motorlarda yanma başlangıcı hazırlanan yakıt/hava/artık gaz karışımının kendiliğinden tutuşma kimyasına ve silindir içi termal şartlara bağlı olarak şekillenmektedir. Bu nedenle, HCCI motorlarda yanma fazlarının geniş devir ve yük aralığında kontrol edilebilmesi geleneksel dizel ve benzinli motorlara göre çok daha zordur. HCCI yanmada kendiliğinden tutuşma zamanı ve yanma oranının kontrol edilebilmesinde iki önemli parametre rol oynamaktadır. Birincisi; silindir içerisindeki sıcaklık-zaman değişimi, ikincisi ise yakıtın kendiliğinden tutuşma karakteristikleridir. Sıcaklık-zaman değişiminin kontrol edilebilmesi için literatürde kullanılan parametreler; emme havası sıcaklığı ve basıncı, iç ve dış egzoz gazı resirkülasyonu, değişken sıkıştırma oranıdır (Stanglmaier ve Roberts, 1999). Bununla birlikte, emme supabı kapatıldıktan sonra sıcaklık-zaman değişiminin ve yakıt konsantrasyonunun kontrolü sadece yakıt enjeksiyon zamanı ve kademeli enjeksiyon yöntemi ile kontrol edilebilmektedir. DISI motor teknolojisi, püskürtme zamanının hassas olarak kontrolüne, kademeli püskürtmeye, her bir kademedeki püskürtülecek yakıt miktarının hassas olarak ayarlanabilmesine ve bu üç özelliğin yüksek frekansta yapılabilmesine imkan tanımaktadır. Bu teknoloji emme supabı kapandıktan sonra silindir içerisindeki sıcaklık-zaman değişiminin ve istenilen yakıt dağılımının kontrolüne olanak sağlamaktadır. Bilindiği gibi, DISI motor teknolojisi geleneksel buji ateşlemeli motorlara göre daha yüksek termik verime sahiptir ve HCCI yanma ile düşük NO_x ve is emisyonu sağlanabilmektedir. Hem DISI teknolojisinin avantajlarının elde edilebilmesi, hem de HCCI yanma ile düşük sıcaklıkta yanmanın avantajlarının bir arada kullanılabilmesi için birçok araştırmacı bu kavram üzerinde çalışmaktadır. Çalışmaların sonucunda, DISI



teknolojisinin benzin HCCI motorda yanma fazlarının doğrudan kontrolünde etkili bir yöntem olduğu, çalışma alanının genişletilebildiğini, yanma kararlılığının korunduğu ve yüksek termik verimlere ulaşılabildiğini tespit etmişlerdir (Yamamoto vd., 2002; Canakci ve Reitz, 2004; Wang vd., 2006).

Yakıtın kendiliğinden tutuşma karakteristikleri HCCI yanma fazlarını etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Bir yakıtın tutuşma karakteristiği yakıt içerisine konulan katkılar ve farklı yakıt karışımları ile değiştirilebilir. SI motorlar için benzin, vuruntuya karşı dirençli ve iyi uçuculuğa sahip bir yakıt olduğu için tercih edilirken, CI motorlarda ise kendiliğinden tutuşmaya karşı direnci daha düşük ve viskozitesi daha yüksek dizel yakıtı tercih edilmektedir. HCCI yanma prosesinde farklı yakıtların kullanılabilmesi mümkün olsa da yakıt seçimi, motor tasarımı ve kontrol stratejisi bakımından çok önemlidir. Ayrıca, yakıtın yüksek uçuculuğa sahip olması silindir içerisinde homojen bir karışımın oluşturulması açısından önemli bir role sahiptir (Turner vd., 2011). Metanol-benzin ve etanol-benzin karışımları içten yanmalı motorlarda kullanıldığında alkollerin benzine göre daha yüksek buharlaşma gizli ısılarına sahip olmasından dolayı yanma sonu basınç ve sıcaklıkları düşmektedir (Eyidoğan vd., 2010). Alkollerin içerisinde oksijen bulunmasından dolayı yakıt olarak alkol-benzin karışımlarının kullanılması oksitlenmeyi artırarak CO ve yanmamış HC emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır. Etanol ve metanol HCCI motorlarda çok iyi yanma karakteristikleri gösterebilmekte ve benzine göre daha fakir karışımlarda ve daha yüksek hızlarda çalışabilmektedir. Bununla birlikte, etanol ve metanolün benzine karışması sonucu karışımın oktan sayısının artması ile bu karışımların daha yüksek sıkıştırma oranlarına sahip motorlarda kullanılabilmesi mümkündür (Maurya ve Agarwal, 2009; Christensen ve Johansson, 2002).

Sıcaklık-zaman değişiminin kontrol edilebilmesinde en eski ve yaygın bir şekilde kullanılan parametrelerden birisi de emme havası giriş sıcaklığıdır. Emme havası giriş sıcaklığı silindir içerisinde oluşturulan karışım sıcaklığının zamana bağlı değişimini ve yanma karakteristiklerini önemli şekilde etkilemektedir (Maurya ve Agarwal, 2009). Yakıt olarak benzin kullanılan HCCI motor uygulamalarında karşılaşılan temel zorluklardan bir tanesi; sıkıştırma sonunda karışımın kendiliğinden tutuşmasını tetiklemek için yeterli ısı enerjisinin sağlanamamasıdır. Bu enerjinin sağlanabilmesi için literatürde yer alan alternatif yöntemler; farklı emme havası giriş sıcaklıkları, yüksek sıkıştırma oranı, artık gaz miktarı ve tutuşturmayı kolaylaştırıcı katkıların kullanılmasıdır. Yüksek emme havası sıcaklığının kullanılması yanma başlangıcının daha erken krank açılarındaki oluşmasını sağlar ve tutuşma gecikmesini kısaltır. Bununla birlikte yüksek emme havası sıcaklığı karışımın yoğunluğunun azalmasına



dolayısıyla hacimsel verimin düşmesine, yanma sonu sıcaklığının artarak NO_x emisyonlarının artışına neden olur (Cracknell vd., 2009; Lü vd., 2005). CO emisyonlarının CO_2 emisyonuna dönüşebilmesi için silindir içerisinde gerekli minimum yanma sonu sıcaklıklarının sağlanması ve yanma veriminin düşürülmemesi gerekir (Alkidas, 2007). Bu yüzden emme havası giriş sıcaklığı ile yanma başlangıcının kontrolü sağlanırken bu durum göz önünde bulundurulmalıdır.

Sıkıştırma oranı silindir içi sıcaklığını etkilediğinden dolayı HCCI motorlarda yanma başlangıcını etkileyen önemli parametrelerden bir tanesidir. Sıkıştırma oranının yüksek seçilmesi dolgu sıcaklığının artmasına ve yanma başlangıcının daha erken krank açılarında olmasını sağlar (Yao vd., 2009). Yüksek sıkıştırma oranı kullanılan yakıtın vuruntuya karşı direncine bağlı olarak yanma verimini bir noktaya kadar artırırken daha yüksek sıkıştırma oranlarının seçilmesi durumunda yanma verimi kötüleşecek ve dolayısıyla termik verim düşecektir (Christensen vd., 1999). Bununla birlikte, HCCI motorlarda herhangi bir sıvı yakıtın kendiliğinden tutuşma özellikleri göz önüne alınarak değişken sıkıştırma oranlarında kullanılabilmesi de mümkündür. Fakat değişken sıkıştırma oranlarının pratikte uygulanabilmesi oldukça zordur.

Yakıt/hava eşdeğerlik oranı ise silindir içi maksimum dolgu sıcaklığını etkilediğinden dolayı, yanma başlangıcını da önemli derecede etkilemektedir. Yakıt miktarının artırılması ile sıkıştırma sürecinde silindir içi sıcaklığın düşmesi ve özgül ısılar oranının (k) azalması ile tutuşma gecikmesi artacaktır. Yakıt miktarının artışı, yanma hızı ve basınç artış oranını arttırarak vuruntunun oluşmasına, silindir içi maksimum sıcaklığın yükselmesine ve NO_x emisyonlarının artmasına neden olabilecektir. Bu dezavantajların ortadan kaldırılabilmesi için yüksek yakıt/hava eşdeğerlik oranlarında yani yüksek yüklerde, yüksek oranlarda EGR kullanılarak yanma reaksiyonu yavaşlatılır ve ani basınç artışından kaynaklanan motor gürültüsü, vuruntu ve silindir içi maksimum sıcaklığın artışı engellenebilmektedir (Lü vd., 2005; Oakley vd., 2001a; Sjöberg vd., 2002).

EGR, SI ve CI motorlarda NO_x emisyonlarını kontrol etmekte yaygın bir şekilde kullanılır. HCCI motorlarda ise tutuşma zamanı ve yanma oranının kontrol edilebilmesi için EGR kullanılmaktadır. EGR iki farklı yöntem kullanılarak HCCI motorlarda uygulanmaktadır. Birinci yöntem ile değişken supap zamanı ile silindir içerisinde bırakılmak istenen artık gaz oranı ayarlanır. Bu sayede hava/yakıt karışımının sıcaklığı yükselir buharlaşma ve homojen karışım daha iyi sağlanır. Sıcak EGR'nin uygulanmasıyla karışım seyreltilirken silindir içerisine alınan oksijen konsantrasyonu azalır. Ayrıca, EGR'nin ısı etkisinden dolayı silindir içerisinde

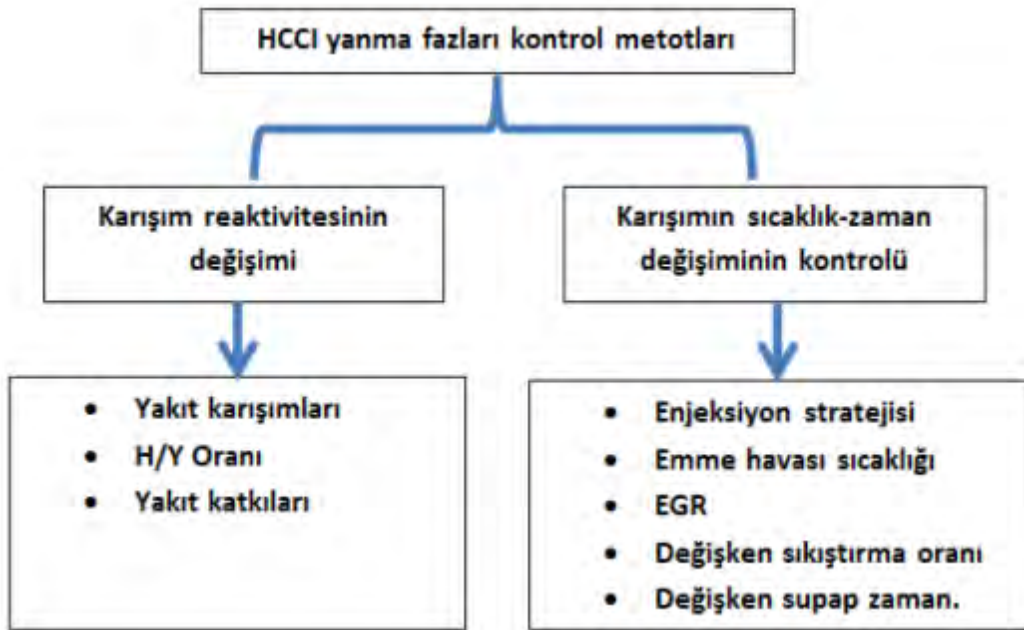


sıkıştırma zamanı sonunda sıcaklık düşebilmektedir (Lü vd., 2005). EGR uygulamasının ikinci yöntemi ise basit bir valf ile EGR oranı ayarlanır ve ara soğutucudan geçirilerek egzoz gazlarının sıcaklığı düşürülür ve emme havası içerisine gönderilir. EGR yüksek eşdeğerlik oranlarında (yüksek yüklerde) kullanıldığında kimyasal reaksiyona katılarak yanma reaksiyonunun yavaşlamasına neden olmaktadır. Bununla birlikte EGR miktarının arttırılması yanma başlangıcının gecikmesine, maksimum silindir gaz basıncı (P_{maks}) ve maksimum ısı dağılım oranının (Maximum Heat Release Rate (MHRR)) düşmesine neden olmaktadır. Bu yöntemin uygulanması ile maksimum basınç artış oranının (MBAO) düşürülerek yüksek yüklerdeki çalışma alanının genişletilebilmesi mümkün olabilecektir.

2. HCCI YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ

HCCI yanma teorisini oluşturan temel karakteristikler; ön karışımın oluşumu, sıkıştırma ile ateşleme ve düşük sıcaklıkta yanmadır. Literatürde bu teorisin benzin motoruna uygulanması, kontrollü kendiliğinden tutuşma (Controlled Auto-Ignition (CAI)) yanma teorisi ya da HCCI yanma teorisi olarak ifade edilmektedir. Bu teori; sıcaklık, basınç ve hava/yakıt/artık gaz karışımının kontrol edilerek tutuşma için gerekli şartların oluşması ve yanmanın başlaması ile gerçekleşmektedir. HCCI motorunda tutuşma zamanının doğrudan kontrollü geleneksel buji ateşlemeli motorlarda olduğu gibi yapılmamaktadır. Bu yüzden, benzin HCCI motorunun yanma fazlarının kontrolünün farklı çalışma parametreleri (püskürtme stratejisi, dolgu sıcaklığı ve basıncı, EGR) kullanılarak kontrol edilmesi sağlanmaya çalışılmıştır (Canakci, 2008).

Yakıt içeriğindeki bazı kimyasal bileşikler, ısı dağılımı sürecinde yakıtın kendiliğinden tutuşma zamanını geciktirici veya öne çekebilen özelliklere sahiptir. Bu nedenle, HCCI motorlarda kendiliğinden tutuşma olayının yakıtın modifikasyonu, tutuşmayı kolaylaştıran veya zorlaştıran katkılar ile kontrol edilebileceği belirtilmiştir (Yao vd., 2009). HCCI motorlarda yanma başlangıcı yakıt/hava karışımının kendiliğinden tutuşma kimyası ile kontrol edilmektedir. Şekil 2.1'de HCCI yanma fazlarının kontrol yöntemlerinin prensip şeması verilmiştir.



Şekil 2.1. HCCI yanma kontrol algoritması (Stanglmaier ve Roberts, 1999)

Kendiliğinden tutuşma silindir içerisindeki sıcaklık-zaman değişimine ve karışımın özelliğine bağlıdır. Bununla birlikte, karışımın sıcaklık-zaman değişimi, emme supabı kapandıktan sonra sadece direkt ve kademeli yakıt püskürtme tekniği ile kontrol edilebilir. Bu teknik kullanılarak aynı zamanda silindir içerisinde istenilen yakıt konsantrasyonu da esnek bir şekilde ayarlanabilmektedir (Wang vd., 2006). Bu çalışma kapsamında karışımın sıcaklık-zaman değişiminin kontrolü için direkt ve kademeli yakıt enjeksiyon tekniği, emme havası sıcaklığı ve soğutulmuş dış EGR yöntemi kullanılmıştır. Yakıt özellikleri değişiminin etkisini inceleyebilmek için ise alkol-benzin karışımları, düşük ve yüksek H/Y oranı seçilmiştir.

2.1 Yakıt Enjeksiyon Stratejisinin Etkisi

Yakıt enjeksiyon stratejileri diğer kontrol teknikleri ile birlikte kullanıldığında, tutuşma zamanının kontrolünde ve çalışma alanının genişletilebilmesinde önemli role sahiptirler. Silindir içerisindeki bölgesel yakıt yoğunluklarının ayarlanabilmesi ve sıcaklık zaman değişiminin kontrol edilebilmesine imkan tanır. Bu iki değişkenin ayarlanması ile yanma zamanı ve süresi kontrol edilebilmektedir. Literatürde uygulanan birçok farklı yakıt püskürtme stratejilerinin, HCCI yanmanın kontrolü üzerinde farklı etkilere sahip olduğu görülmüştür (Wang vd., 2007b). Homojen karışımın elde edilebilmesinde yakıt ile havanın karışımı için yeterli zamanın bulunması gerekmektedir. Bunun için yakıtın erken püskürtülmesi ve yeterli zamanın bu yolla kazanılması için geleneksel olarak uygulanan teknik yakıtı emme manifolduna püskürtme tekniğidir. Emme manifolduna yapılan püskürtme ile daha iyi seviyelerde homojen bir karışım sağlanabilmektedir. Fakat karışımın katmanlaştırılması üzerinde önemli bir etkisi bulunmamaktadır. Bu etki için kullanılacak yöntem direkt püskürtme yöntemidir. Literatürde birçok çalışmada, HCCI teorisi emme manifolduna püskürtme (Port Fuel Injection (PFI)) tekniği kullanılarak sağlanabilmiş olmasına rağmen bu tekniğin yanma fazlarının kontrolünde etkili olmadığı ve uygulanabilir sıkıştırma oranının belirli bir limite kadar arttırılabildiği ortaya konulmuştur.

Direkt yakıt püskürtme tekniği ile sıkıştırma oranı arttırılarak düşük yük limitleri genişletilebilmekte ve yanma fazlarının kontrolü sağlanabilmektedir. PFI yöntemi ile daha homojen karışım sağlanmasına rağmen diğer taraftan yüksek oranlarda yanmamış HC emisyonlarının oluşması bu yöntemin uygulanmasında sıkıntılara neden olmuştur. Yakıt türü ve motorun çalışma şartlarına bağlı olarak emme manifolduna püskürtülen yakıtın manifold duvarlarına çarpması ve buharlaşmaması yanmamış HC emisyonlarını arttırmaktadır. Wagner vd. (2003) direkt ve PFI yönteminin HCCI yanma karakteristikleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Gerek benzin gerekse dizel yakıtının kullanıldığı çalışmada DI tekniğinin



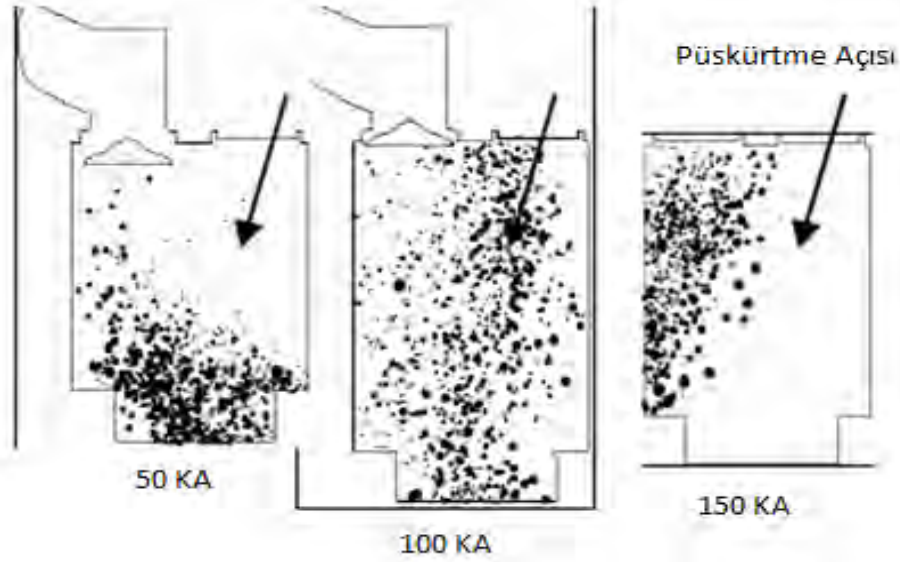
daha iyi yanma karakteristiklerine sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Yakıt olarak benzin kullanmışlar, DI ve kademeli enjeksiyon yöntemini uygulamışlardır. Birinci enjeksiyon 95, 115 ve 125° krank açıları (KA) üst ölü noktadan sonra (ÜÖNÖ) yapılmıştır. Birinci enjeksiyonun ÜÖN'dan uzaklaşmasıyla P_{maks} azalmış, yanma daha geç KA'larında gerçekleşmiştir. Erken enjeksiyonun sonucu duvar ıslaklığı probleminin olduğu ve sıvı yakıtın buharlaşmadığı görülmüştür. Birinci enjeksiyonun erken KA'larında yapılması yanmamış HC emisyonun yükselmesine ve NO_x emisyonun düşmesine neden olmuştur. DI yönteminin, PFI yöntemi ile karşılaştırıldığında yanma kararlılığının korunduğunu, yakıt tüketiminin ve yanma veriminin iyileştiğini, çalışma alanının genişletilebildiğini ve volümetrik verimin %9 civarlarında arttığını tespit etmişlerdir (Wang vd., 2005; Wyszynski vd., 2005).

Wang vd. (2005) yaptıkları çalışmada benzin DI sistemli bir motorda çift püskürtme yöntemini kullanarak I., II. enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranının etkisini detaylı olarak incelemişlerdir. İstenilen karışım, çift enjeksiyon tekniği kullanarak silindir içerisinde hazırlanmıştır. Tek ve çift enjeksiyon tekniğinin simülasyon sonuçlarını karşılaştırmışlar, tek enjeksiyon 100 °KA ve çift enjeksiyonu ise 100 ve 250 °KA'larında yaparak yakıtın silindir içerisindeki dağılımını karşılaştırmışlardır.

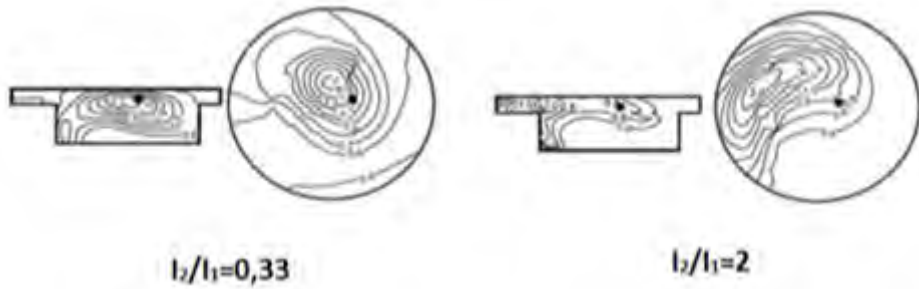
Simülasyon sonuçlarına göre tek enjeksiyonun 100 °KA yapılması ile silindir içerisinde homojen karışım oluşturulmuş, fakat silindir içerisindeki karışımın tamamen fakir olmasından dolayı buji etrafında istenilen karışım elde edilememiştir. Tek enjeksiyonda enjeksiyon zamanının çok erken olması (100 °KA) fakir karışıma, enjeksiyon zamanının çok geç olması (300 °KA) ise buji etrafında zengin bir karışıma neden olmuştur. Buji etrafında oluşan zengin karışım yeterince buharlaşmadığı ve hava ile karışmadığı için tutuşturulması mümkün olmamıştır. Çift enjeksiyon tekniğini uyguladıklarında ise yakıtın büyük bir kısmını I. enjeksiyon ile 100 °KA, geri kalan kısmını ise II. enjeksiyon ile 250 °KA püskürterek buji etrafında istenilen karışımın sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. İkinci enjeksiyon zamanı ile püskürtülen az miktardaki yakıtın silindir içerisindeki yüksek sıcaklıktan dolayı daha çabuk buharlaşabildiğini ve buji etrafında istenilen karışımın elde edilebildiğini belirlemişlerdir. Çift enjeksiyon yönteminde I. enjeksiyonun 50 °KA, 100 °KA ve 150 °KA püskürtülmesi halinde püskürtme zamanından 75 °KA sonrasındaki yakıtın silindir içerisindeki dağılımı Şekil 2.2'de görüldüğü gibi elde edilmiştir. Birinci enjeksiyonun çok erken yapılması (50 °KA) Şekil 2.2'de görüldüğü gibi yakıtın piston üzerine yapışmasına neden olacağından yakıtın buharlaşması güçleşecektir. Birinci enjeksiyonun 100 °KA yapılması halinde ise benzin tamamen buharlaşabileceğini ve homojen karışımın elde edilebildiğini görmüşlerdir. Birinci

enjeksiyonun 150 °KA yani geç KA yapılması durumunda ise silindir içerisindeki hava hareketlerinin artması sonucu yakıt silindir duvarlarına çarparak buharlaşması zorlaşacaktır.

Wang vd. (2005) yaptıkları simülasyon çalışması ile II. enjeksiyon zamanının karışım konsantrasyonunun silindir içerisindeki dağılımını Şekil 2.3'de görüldüğü gibi elde etmişlerdir. I. enjeksiyon zamanı 100 °KA sabit tutulmuş ve II. enjeksiyon zamanı 200 °KA, 250 °KA ve 270 °KA yapılmıştır. Yakıt/hava eşdeğerlik oranının buji etrafında 1-1,2 aralığında oluşturulabilmesi halinde karışımın çok kolay tutuşabildiğini belirtmişlerdir. İkinci enjeksiyonun çok erken (200 °KA) veya çok geç (270 °KA) olması halinde buji etrafında istenilen yakıt/hava eşdeğerlik oranının elde edilemediğini ve istenilen oranın 230-250 °KA aralığında sağlanabildiğini tespit etmişlerdir.



Şekil 2.2. Birinci enjeksiyondan 75 °KA sonrasında yakıtın silindir içerisindeki dağılımı (Wang vd., 2005)



Şekil 2.3. EO'nun 335 °KA'da silindir içerisindeki yakıt dağılımına etkisi (Wang vd., 2005)

Canakci ve Reitz (2004) ön karışımın hazırlanması ve yanma fazlarının kontrolü için DI yöntemini kullanmışlardır. Çalışmalarında; DI dizel deney motorunu, DI elektronik kontrollü benzin HCCI motoruna dönüştürmüşlerdir. Düşük basınçlı common-rail yakıt püskürtme sistemi ile 10 MPa basınçta ve benzin direkt enjektörü ile kademeli püskürtme yapmışlardır. Optimizasyon kapsamında kullandıkları parametreler; emme havası giriş sıcaklığı, püskürtme zamanı, her bir püskürtmedeki yakıt miktarı, iki püskürtme zamanı arasındaki değişim parametreleridir. Performans ve emisyon sonuçlarına göre optimum püskürtme stratejisini tespit ederek NO_x , yanmamış HC ve PM emisyonlarında önemli bir azalma elde etmişlerdir.

Marriott ve Reitz (Marriott ve Reitz, 2002) çalışmalarında DI benzin motoruna dönüştürülmüş bir dizel motorda enjeksiyon parametrelerinin etkisini incelemişlerdir. Kullanılan motor 16:1 sıkıştırma oranına ve 2,44 L silindir hacmine sahip tek silindirli bir motordur. Benzin direkt enjektörü ile yakıt 100 bar püskürtme basıncında silindir içerisine püskürtülmüştür. Yakıt olarak Amaco Indolene kullanarak sabit yük ve devirde tek ve çift enjeksiyon tekniğinin emisyonlar ve yanma üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Tek enjeksiyon yönteminde enjeksiyon zamanının ÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanmamış HC emisyonlarının azaldığını fakat CO emisyonlarının bundan çok etkilenmediğini görmüşlerdir. Enjeksiyon zamanının ÜÖNÖ 85 °KA'dan ÜÖN'ya yaklaştırılması ile NO_x ve PM emisyonları artmıştır. Çok erken enjeksiyon zamanlarında (300-180 °KA aralığında ÜÖNÖ) NO_x emisyonlarının sıfıra çok yakın değerlerde olduğunu belirlemişlerdir. Çift enjeksiyon tekniğinde ise yakıtın büyük bir kısmını I. enjeksiyon ile emme zamanında, kalan kısmını ise II. enjeksiyon ile daha geç KA'larında püskürtmüşlerdir. İkinci enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranının, en iyi yanma fazları ve minimum NO_x emisyonun elde edilebilmesine göre optimizasyonunu yapmışlardır. İkinci enjeksiyon zamanının çok geç yapılmasının is emisyonlarını arttırdığını tespit etmişlerdir. Çift enjeksiyonun, tek enjeksiyona göre çalışma alanının daha geniş olduğunu tespit etmişlerdir. Yanmamış HC emisyonlarının azalması ve yanma veriminin iyileşmesi NO_x emisyonlarının artmasına neden olmuştur. Fakat II. enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranı ile kontrol edilerek NO_x emisyonlarını düşürebilmeyi başarmışlardır.

Sjöberg vd. (2002), 6 silindirli ve direkt enjeksiyonlu bir dizel motoru bir silindirini benzin direkt enjektörü ile benzin püskürterek HCCI yanmayı incelemiştir. Diğer silindirlere ise dizel yakıtı püskürterek motoru çalıştırmış ve emme havası sıcaklığı ve EGR'nin HCCI yanma ve emisyonları üzerindeki etkisini incelemiştir. Emme zamanı ortalarında püskürtme yaparak ve yakıt/hava eşdeğerlik oranını 0,29 seçerek en düşük NO_x ve is emisyonuna ulaşıp yüksek yanma verimi elde etmişlerdir. Emme zamanı sonlarına doğru yapılan püskürtme ile karışımın homojenliğinin azalmakta olduğunu ayrıca NO_x ve CO emisyonunun artmakta

olduğunu belirtmişlerdir. Aynı yakıt/hava eşdeğerlik oranında ve EGR kullanmadan püskürtme sıkıştırma zamanında yapıldığında ise heterojen karışım oluşmuş, vurutu ve şiddetli bir yanma gerçekleşmiş, yüksek NO_x ve is üretilmiş, bölgesel yüksek yanma sıcaklıklarından dolayı daha düşük yanmamış HC ve CO üretilmiştir. Emme havasını seyreltmek için EGR'yi kullandığında, daha düzenli bir yanma elde ederek vurutu eğiliminin azaldığını görmüşlerdir.

Standing vd. (2005) DI 4 zamanlı ve 4 silindirli bir motorda yakıt püskürtme zamanının yanma fazlarının ve yanma gürültüsünün kontrolünde önemli bir rol oynadığını belirlemişlerdir. Erken krank açılarında yapılan direk püskürtme ve EGR uygulamasının erken tutuşmaya ve kısa yanma süresine neden olduğunu belirlemişler, HCCI yanmanın bir ürünü olarak da düşük NO_x emisyonu elde etmişlerdir. Bununla birlikte, yanmamış HC emisyonlarında kısmen bir düşüş ve özgül yakıt tüketiminde bir azalma gözlemlenmiştir.

Urushihara vd. (2003) DI ve iç EGR teknolojilerini kullandıkları benzin HCCI motorunda, iki yerden püskürtme yöntemi ile her bir püskürtmede uyguladıkları oranın iyi belirlenmesiyle yakıt tüketiminin azaldığını ve daha yüksek yüklerle çalışabildiğini gözlemlenmiştir. DI ve kademeli püskürtme yöntemi, hem homojen hem de homojen olmayan karışım oluşumuna olanak sağlayabildiği için HCCI yanma fazlarının kontrolünü esnek bir şekilde gerçekleştirebilmektedir.

Guohong vd. (2006) DI benzin HCCI motorunda çift kademeli püskürtme yöntemi ve iç EGR teknolojisi ile tutuşma zamanını ve ısı dağılımını kontrol etmişlerdir. Farklı püskürtme stratejilerinin (birinci ve ikinci püskürtmede püskürtülen yakıt oranı ve püskürtme zamanı) uygulanmasıyla çevrimden çevrime olan değişimin azaldığını, yüksek ve düşük yüklerde çalışma alanının genişletilebildiğini görmüşlerdir.

Li vd. (2006) enjeksiyon zamanının karışım ve yanma üzerindeki etkilerini DI benzin motorunda incelemişlerdir. Bununla birlikte, püskürtülen yakıtın sıvı ve buhar fazlarının ölçümünü yapmışlardır. Erken yakıt enjeksiyonu ile homojen karışımın elde edilebildiği, fakat geç enjeksiyonun sıkıştırma sonunda katmanlı dolguya neden olduğu tespit etmişlerdir. Enjeksiyon ise egzoz zamanı sonundan sıkıştırma zamanı ortalarına kadar farklı krank açılarında yapılmıştır. Erken enjeksiyon ile (emme zamanı ortasında) hızlı ve kararlı bir yanma, daha az yanmamış HC ve CO emisyonu fakat daha fazla vurutu ve daha yüksek NO_x emisyonu üretilmiştir. Çalışma alanının genişletilebilmesinin ise sadece erken enjeksiyon ile sağlanabildiğini belirtmişlerdir. Bununla birlikte, erken enjeksiyon ile MBOO arttığını, vurutulu bir yanmaya neden olduğunu ve yanma süresinin oldukça kısaldığını



tespit etmişlerdir. Geç enjeksiyonun ise (120 °KA ÜÖNÖ) daha yavaş ve kararsız bir yanma sergilediğini, daha yüksek yanmamış HC ve CO emisyonu, fakat düşük gürültü ve NO_x emisyonu ürettiğini vurgulamışlardır. Enjeksiyon zamanı ile indike ortalama efektif basıncın (Indicated Mean Effective Pressure (IMEP) kontrol edildiğini, enjeksiyon zamanının sıkıştırma sürecine kayması ile IMEP'in azaldığını ve motor yükünün enjeksiyon zamanı ile kontrol edilebileceğini tespit etmişlerdir.

Lee vd. (2007) DI ve düşük basınç common-rail teknolojisini kullanarak, duvar ıslaklığı problemini azaltmak için püskürtme basıncını 5 MPa olarak seçmişler ve farklı sıkıştırma oranları ve farklı emme havası sıcaklıklarında benzin HCCI motoru üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Püskürtme zamanının geciktirilmesi ile P_{maks} 'ın arttığını ve tutuşmanın ÜÖN'ya yaklaştığını görmüşlerdir. Düşük emme havası sıcaklıklarında yakıtın yeterli bir şekilde buharlaşmadığını, fakir bir yanmaya neden olduğunu, püskürtme zamanı ve emme havası sıcaklığının kararlı bir yanma için önemli bir role sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Artan sıkıştırma oranlarında, IMEP değerini arttırmak için püskürtme zamanını daha erken krank açılarında yapmışlardır.

Wang vd. (2006a) dört zamanlı DI benzinli motorda HCCI yanma konseptini incelemişlerdir. Buji ile ateşleme ve çift kademeli yakıt enjeksiyon sistemini birlikte kullanarak, yanma başlangıcı, karışım oluşumu ve yanma oranını kontrol etmeyi amaçlamışlardır. Seçilen motor HCCI modunda çalışırken IMEP 1-5 bar aralığında, buji ateşlemeli modunda ise 8 bara kadar ulaşabildiğini görmüşlerdir. Yapılan bu çalışma kapsamında HCCI yanma karakteristiklerini farklı hava-yakıt oranları, motor devirleri, enjeksiyon zamanları ve buji ateşlemesinin olduğu ya da olmadığı durumlar için incelemişlerdir. Sıkıştırma zamanında yapılan ikinci yakıt enjeksiyonu ile katmanlı dolgu formasyonu elde edilmiş, karışım soğutulmuş yani karışımın yoğunluğu ve sıcaklığı ayarlanarak yanma başlangıcı kontrol edilerek yük aralığının genişletilebildiği görülmüştür. Özellikle kritik tutuşma sıcaklıklarında, SI-HCCI modundaki geçiş buji ateşlemesi ile sağlanarak HCCI yanma kararlılığı korunmuştur. Yine yaptıkları bu çalışma kapsamında HCCI prensibi ile çalışan bir motorda, silindir içi fiziksel ve kimyasal sürecin daha iyi anlaşılabilmesi için üç boyutlu sayısal akışkanlar dinamiği kodları (Computational Fluid Dynamics, (CFD)) geliştirilmiş, HCCI motorun emme, iki aşamalı yakıt püskürtme, sıkıştırma ve yanma olayları simüle edilmiştir. Homojen fakir dolgunun emme zamanında tek enjeksiyonla gerçekleştirilebildiğini ve sıkıştırma zamanında emilen havadaki türbülans yardımıyla, bujiye yakın noktalarda ikinci enjeksiyonla zengin bir karışım oluşturulduğunu simülasyon sonuçları ile göstermişlerdir. Deneysel ve sayısal çalışmaların sonucunda karışım konsantrasyonunun HCCI yanmayı yüksek oranda etkilediğini, yakıt-hava

eşdeğerlik oranının artmasıyla, kendiliğinden tutuşma zamanının daha erken gerçekleştiğini ve buna karşılık yanma süresinin kıaldığını tespit edilmiştir. Sıkıştırma zamanındaki ikinci yakıt enjeksiyonunun, yanma başlangıcını birinci enjeksiyona göre daha fazla ve doğrudan etkilediğini ve çok erken yapılan ikinci enjeksiyonun vuruntuya sebep olabilirken çok geç olmasının kabul edilemez dalgalanmalara neden olduğunu belirlemişlerdir. İkinci yakıt enjeksiyonunun HCCI yanma kararlılığının düzeltilmesine, vuruntunun bastırılmasına ve HCCI yanmanın yük aralığının artırılmasına katkı sağladığını görmüşlerdir. Yapılan sayısal çalışmanın sonucunda, ikinci enjeksiyonun katmanlı dolgunun (Stratified Charge Compression Ignition (SCCI)) oluşmasına ve ateşlemenin ilk olarak zengin karışım bölgesi çevresinde, sonrasında silindir merkezinde ve son olarak da kalan bölgelerde oluştuğunu belirlemişlerdir. Bununla birlikte, SCCI ile şiddetli bir yanma ve sonucunda da bir miktar NO_x emisyonunun yükseldiğini tespit etmişlerdir.

Wang vd. (2007b) yaptıkları çalışmada benzinli DI bir motorda çok modlu yanma sistemini geliştirmişlerdir. Çift yakıt enjeksiyon stratejisi, esnek yakıt zamanlaması ve yakıt miktarı ile gerekli karışım silindir içine alınabilmektedir. Yanma sistemi beş farklı yanma modunu gerçekleştirebilmektedir. Homojen dolgulu buji ateşleme (HCSI) modunu yüksek güç gerektiren durumlarda, normal seviye güç durumlarında optimum yakıt ekonomisi için katmanlı dolgulu buji ateşleme modunu (SCSI), SI ve CI arasında geçişte ise katmanlı dolgulu sıkıştırma ile ateşleme modunu (SCCI) kullanmışlardır. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) modunu kısmi yüklerde ultra düşük emisyon elde edebilmek için kullanmışlardır. HCCI yanmanın düşük yük alanını genişletebilmek için negatif supap bindirmesi (egzoz supabının emme supabı açılmadan önce kapanması durumunda meydana gelen supap bindirmesi (Negative Valve Overlap (NVO)), bu zaman aralığında her iki supapta kapalıdır) zamanında başlatılan yakıt püskürtme tekniği kullanılmıştır. Buji ateşleme modu ise sıkıştırma zamanında yapılan ikincil enjeksiyon ile oluşturulan katmanlı dolgu için kullanılmaktadır. Bu şekilde oluşturulan katmanlaştırılmış karışım, homojen karışımdan daha hızlı bir ısı dağılım oranının oluşmasını sağlamakta ve temelde yakıt tüketiminin azaltılmasını optimize etmektedir. Wang ve arkadaşları çalışma sonuçlarını şu şekilde tanımlamışlardır; (1) İki kademeli tasarlanan supap zamanlaması ve yakıt enjeksiyon stratejileri kullanılarak benzin direkt enjeksiyonlu (Gasoline Direct Injection (GDI)) bir motorda dinamik kontrolün yapılabileceği, SCSI modda yapılan ikinci enjeksiyon oranının karışım oluşumunda ve motor performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğu ve ikinci enjeksiyon oranının %25-30 arasında olmasının tutuşmayı sağlayacak kadar yeterli olduğunu belirlemişlerdir. (2) SCCI modda bazı lokal noktalarda yüksek sıcaklıklar oluşmuş dolayısıyla NO_x emisyonlarında artış gerçekleşmiştir. Buna rağmen, aynı yükleme koşulunda NO_x emisyonları SCSI yanma



modundan çok daha azdır. (3) HCCI modda NVO periyodu değiştirilerek tutuşma zamanının kontrol edilebildiği, yüksek kararlılık, düşük yakıt tüketimi (182 g/kW-saat), düşük NO_x emisyonu (40 ppm'den daha düşük) ve daha geniş çalışma alanlarına ulaşılabildiği tespit edilmiştir.

Cao vd. (2008), üç boyutlu CFD motor simülasyon programı geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri bu programı direkt püskürtmeli benzinli bir HCCI motora uygulamışlar ve yanma analizi yapmışlardır. Yapılan analizler, yakıt enjeksiyonunun emme zamanına doğru geciktirilmesi ile birlikte soğutma etkisinin kendiliğinden tutuşma prosesinin gecikmesine neden olduğunu ortaya çıkarmıştır. Yakıt enjeksiyonunun sıkıştırma zamanına doğru geciktirilmesi ise yanmanın daha erken başlamasına neden olmuştur.

Motor performans ve emisyon değerlerinin optimize edilmesi için, iki aşamalı enjeksiyonun etkileri incelenmiştir. Birinci enjeksiyon negatif supap bindirmesi boyunca, ikinci enjeksiyon ise emme ve sıkıştırma zamanlarında yapılmıştır. Birinci ve ikinci enjeksiyonlarda püskürtülen yakıt miktarları değiştirilerek yapılan testler sonucu, en iyi motor performansının yakıtın birinci ve ikinci enjeksiyonda yarı yarıya püskürtülmesi (%50-%50) ile elde edildiği belirtilmiştir. En düşük NO_x ve is emisyonlarının ise, birinci ve ikinci enjeksiyon için sırasıyla 10-90% enjeksiyon oranında sağlanabildiği görülmüştür.

Hunicz ve Kordos (2011), tek silindirli DI benzinli bir motorda CAI yanma fazlarının kontrolünü araştırmışlardır. CAI yanma, NVO yöntemi kullanılarak sağlanmıştır. Motor deneyleri tekli ve çoklu yakıt enjeksiyonu ile yapılmıştır. Birinci enjeksiyon NVO aralığında ÜON'ya yakın bir noktada yapılırken, ikinci enjeksiyon için farklı krank açıları kullanılmıştır. Bunun yanında, farklı yakıt hattı basınçlarının da yanmaya etkisi incelenmiştir. Çalışmada elde edilen bulgulara göre, NVO fazındaki tekli enjeksiyonda, enjeksiyonun ileri alınması ısı dağılımını, kendiliğinden tutuşma zamanını ve NO_x emisyonlarını doğrudan etkilediği görülmüştür. Emme zamanında yapılan tekli enjeksiyonun daha geç KA'larda yapılmasının çevrimsel farklılıkları arttırdığı ve vurutuya neden olduğu tespit edilmiştir. Kademeli enjeksiyon uygulamasının tekli enjeksiyona oranla bazı avantajlarının olduğu belirtilmiştir. Birinci ve ikinci enjeksiyon için farklı yakıt püskürtme miktarları kullanımı ve ikinci enjeksiyon zamanının değiştirilmesi ile elde edilen sonuçlara göre, püskürtülen yakıt miktarları eşit olmakla birlikte birinci enjeksiyonun NVO fazı esnasında, ikinci enjeksiyonun sıkıştırma zamanı başlangıcında yapılması ile en düşük emisyon değerleri ve çevrimden çevrime değişimlerde iyileşmeler gözlemlenmiştir.

Lu vd. (2011), iki kademeli yakıt enjeksiyon tekniğinin yanma karakteristikleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Silindir içerisinde yakıt dağılımını ve sıcaklık-zaman değişimini kontrol etmek için PFI ve DI tekniğini bir arada kullanmışlardır. Emme manifolduna referans yakıtlar ve karışımları (heptan ve izo-oktan) püskürtülerek homojen karışımın hazırlanması, DI ile ise sıkıştırma zamanında ÜÖN yakınında heptan püskürtülerek yanmanın kontrolü amaçlanmıştır. Kontrollü ısı dağılımı sağlayabilmek, termik verim ve emisyonları optimize edebilmek için, manifolda püskürtülen yakıtın özellikleri, DI zamanı, eşdeğerlik oranı ve püskürtme oranı ayarlanmıştır. DI zamanlamasının termik verim üzerinde önemli bir rol oynadığı ve enjeksiyon zamanının erkene alınması ile termik verimin arttığı görülmüştür. Ancak enjeksiyon zamanının çok fazla ileri alınması ile NO_x emisyonlarında etkin bir artış olmuştur. Araştırmacılar düşük yükten orta yüklerle geçiş aralıklarında manifolda daha yüksek oranda yakıt püskürtmeyi, daha yüksek yükler için ise daha küçük püskürtme oranında manifolda yakıt püskürtmeyi önermişlerdir. Yanmış yakıt kesrinin %50 ye ulaştığı krank açısı (mass burn fraction reached to 50% (CA50)) maksimum termik veriminin belirlenmesinde önemli bir parametre olduğunu tespit etmişlerdir. Erken oluşan CA50 ve kısa yanma sürelerinde maksimum termik verimin elde edildiğini tespit etmişlerdir. CA50'nin geç KA'larında oluştuğunda daha yüksek CO emisyonun üretildiğini görmüşlerdir.

Yang vd. (2011a) HCCI bir motorun yüksek yüklerde çalışma alanını genişletebilmek için bölgesel zengin karışım yöntemini kullanmışlardır. Kullanılan yakıtın büyük bir kısmı emme manifolduna püskürtülürken, kalan kısmı ise sıkıştırma zamanında doğrudan silindir içine püskürtülmüştür. Emme manifolduna yakıt olarak %73 izooktan ve %27 heptan (primary reference fuel – %73 izooktan – PRF 73) içeren referans yakıt kullanılmış, DI için ise PRF73 ve izooktan kullanılmış ve yanma karakteristikleri üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Deneyler sıkıştırma oranı 14 olan tek silindirli çift yakıt sistemli HCCI motora dönüştürülmüş bir dizel motorda gerçekleştirilmiştir. DI benzin direkt enjektörü ile 120 bar basınçta yapılmıştır. Çalışma kapsamında DI'deki enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranının (DI/PFI) yanma karakteristikleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. PRF73 yakıtının DI zamanının, sabit püskürtme oranında (%13 DI ve %87 PFI) sıkıştırma zamanı başından ÜÖN'ya yaklaşmasıyla özellikle (280 °KA ile 325 °KA aralığında), silindir gaz basıncında bir azalma ile birlikte MBO'de %70 kadar bir azalma sağlanmıştır. MBO'deki ve MHRR'deki azalma yanma süresinin uzamasına neden olmuştur. 330 °KA sonra yapılan DI'de ise MBO artmıştır. PRF73 ile yapılan DI (310 °KA sabit enjeksiyon zamanında) şartlarında püskürtme oranının (%0 - %23,5 aralığında (DP/PFI)) artması ile P_{maks} , MBO ve MHRR azalmış, yanma verimi düşmüş ve yanma süresi uzamıştır. IMEP kısmen artmış fakat CA50 çok değişmemiştir. NO_x emisyonu, püskürtme oranı (DP/PFI) %10 ile %20 aralığında iken artmış,

daha yüksek püskürtme oranlarında azalmıştır. DI'nin izooktan ile yapılması durumunda püskürtme oranının artırılmasının P_{maks} artmasına, MBO ve MHRR'nin yükselmesine neden olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte, IMEP'in püskürtme oranının %15 den %20'ye çıkarılmasıyla arttığı ve NO_x emisyonlarının yükseldiği belirlenmiştir.

Kim ve Lee (2006) yaptıkları çalışmada, DI bir dizel motora PFI sistemini entegre ederek çift yakıt çalışması yapmışlardır. Emme manifolduna farklı püskürtme oranlarında benzin, dizel ve n-heptan, silindir içerisine ise dizel yakıtı püskürtmüşlerdir. Manifolda püskürtülen yakıtın erken tutuşmasını engellemek için soğutulmuş EGR uygulamışlardır. Benzin ile oluşturulan ön karışımın dizel ve n-heptan ile oluşturulan ön karışımlara göre daha düşük NO_x emisyonu ve is emisyonu ürettiğini, ön karışım oranının artırılmasıyla daha fazla bir azalmanın olduğunu tespit etmişlerdir. Benzin ile oluşturulan ön karışımda tutuşmanın DI zamanı ile kontrol edilebildiğini tespit etmişlerdir.

Wang vd. (2006b), çift kademeli DI (Two Stage Direct Injection (TSDI)) tekniği için üç boyutlu (3-D) CFD ve kapsamlı kimyasal kinetik kullanarak model oluşturmuşlardır. Oluşturdukları modeli deneysel sonuçlar ile doğrularak TSDI yönteminde emme akış yapısını, püskürtme, atomizasyon ve buharlaşmayı, yanma ve emisyon süreçlerini detaylı incelemişlerdir. İkinci enjeksiyon ile oluşturulan bölgesel zengin karışımın çevresinin ilk önce tutuştuğunu, sonra zengin karışım bölgesinin tutuştuğunu ve I. enjeksiyonla oluşturulan fakir karışım bölgesi etrafının tutuşmaya başladığını belirlemişlerdir. Burada belirlenen iki bölge HCCI yanma ile hem tutuşma zamanının kontrolü hem de yanma oranının kontrolünün sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. TSDI yöntemi ile çalışma aralığının artırılabilmesinin mümkün olduğunu fakat bölgesel zengin karışımın bir miktar NO_x emisyonunu artırdığını tespit etmişlerdir.

Wang vd. (2010) buji ile başlatılan sıkıştırma ile ateşlenen (SICI) yeni bir yanma modunu yüksek sıkıştırma oranına sahip DI benzin motorunda dış EGR kullanarak orta-yüksek yük aralığında incelemişlerdir. Emme zamanı ortasında yapılan tek enjeksiyon yöntemi ile SICI yanma gerçekleştirilmiştir. Bu yeni yanma modunda yüksek verim ve düşük emisyon değerlerine ulaşılmış ve buji ateşleme zamanı ve EGR miktarının etkisi incelenmiştir. Bu yanma modunu gözlemleyerek çekilen fotoğraflarda yanmanın kısmen alev gelişimi ve kendiliğinden tutuşmanın karışımı olduğunu tespit etmiştir. Geleneksel SI yanma ile karşılaştırıldığında daha düşük değişim kat sayısı (Coefficient of Variation (COV)), kısa yanma süresi ve daha yüksek termik verim elde edildiğini tespit etmiştir. Silindir gaz basıncında yüksek frekansta oluşan salınımların SICI modunda görülmediğini belirlemiştir. Wang SICI çalışma modu ile HCCI yüksek yük limitlerinin genişletilebileceğini tespit etmiştir.

2.2 Emme Havası Giriş Sıcaklığının Etkisi

Benzin yüksek uçuculuğa sahip olmasından dolayı homojen karışımın oluşturulmasında önemli bir rol oynamaktadır. Bu yüzden HCCI teorisinin uygulanmasında yakıt olarak benzinin kullanılması büyük bir avantaj sağlamaktadır. Ancak yüksek oktan sayısına sahip olmasından dolayı benzinin tutuşabilmesi için yüksek sıcaklıklara ihtiyaç duyulmakta ve bu durum sıkıştırma sürecinde yakıtın kendiliğinden tutuşmasını güçleştirmektedir. Bu, benzinin HCCI motorlarda kullanılmasında en büyük engellerden bir tanesidir. Bu problemin aşılabilmesi için belirli oranlarda egzoz gazlarının supap zamanlaması kontrolü ile silindir içerisinde bırakılarak benzinin tutuşma sıcaklığına ulaşabilmesine olanak sağlanmıştır (Lee vd. 2007; Hunicz ve Kordos, 2011). Fakat bu yöntem boşa ve çok düşük yüklerde etkili bir yöntem olarak kullanılamamaktadır. Emme havası giriş sıcaklığı artırıldığında silindir içerisindeki sıcaklık yükselecek ve benzinin tutuşması için gerekli aktivasyon enerjisi sağlanabilecektir.

Aynı zamanda, emme havası giriş sıcaklığı, HCCI teorisinde tutuşma zamanının kontrol edilmesinde de kullanılan en yaygın yöntemlerden bir tanesidir. Yüksek sıcaklıklarda emme havasının uygulanması karışımın aktivasyonunu hızlandırarak tutuşma gecikmesinin kısılmasına ve yanmanın daha erken krank açılarındaki gerçekleşmesine neden olmaktadır. Yanmanın sıkıştırma zamanı içerisinde erken krank açılarındaki gerçekleşmesi piston üzerinde negatif işin gerçekleşmesine neden olur bu durumda termik verim azalır. Bununla birlikte, yüksek emme havası sıcaklıklarının uygulanması düşük konsantrasyona sahip karışımlarda volümetrik verimin düşmesine ve IMEP'in azalmasına neden olabilmektedir.

Ayrıca, yüksek emme havası giriş sıcaklıkları silindir içerisinde yanma sonu sıcaklıklarının artmasına ve NO_x emisyonunun yükselmesine neden olurken diğer taraftan HCCI motorun en büyük dezavantajlarından biri olan yüksek miktarlarda yanmamış HC ve CO emisyonlarının azaltılmasında önemli bir rol oynamaktadır. Çünkü, CO emisyonunun CO_2 emisyonuna dönüşebilmesi için maksimum silindir gaz sıcaklığının 1500 K civarlarında olması ve art yanma safhasında oksidasyon oranının düşürülmemesi gerekmektedir (Ikemoto vd., 2005; Sun vd., 2003). Yüksek yanma veriminin sağlanabilmesi ve düşük yanmamış HC ve CO emisyonlarına ulaşılabilmesi için, yanma sonunda gerekli silindir içi gaz sıcaklığının kısmi yanmayı engelleyecek şekilde olmaması ve art yanma safhasında oksidasyonu sağlayabilecek değerlerde olması gerekir. NO_x emisyonlarının 1800 K ve üzerinde oluştuğu



göz önüne alındığında silindir içerisinde yanma sonu sıcaklığının yaklaşık olarak 1500-1800 K gibi dar bir aralıkta kontrol edilmesi gerekmektedir.

Zhang vd. (2011) modifiye edilen ve yakıt olarak etanol, metanol ve benzin kullanılan CT2100Q motorunda emme havasını ısıtarak HCCI yanmayı elde etmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının artırılması ile P_{maks} artmış ve maksimum basıncın gerçekleştiği krank açısı (CA_{Pmaks}) daha erken krank açılarındaki gözlenmiştir. Fakat bu eğilim benzin kullanıldığında daha az farklılık göstermiştir. Emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla her üç yakıt için yanmamış HC ve CO emisyon değerleri düşmüş, 110°C ve 160°C aralığında etanol ve metanolün NO_x emisyon değerleri 0 iken benzinin NO_x emisyonu bir miktar artış göstermiştir. Metanol ve etanolün emme havası sıcaklığına daha duyarlı oldukları tespit edilmiştir. Karışım konsantrasyonunun artmasıyla P_{maks} artmış ve CA_{Pmaks} daha erken krank açılarındaki gerçekleşmiştir. Yanmamış HC ve CO emisyonları hava fazlalık katsayısının artmasıyla artış göstermiş, metanol kullanımında diğer iki yakıtta göre en düşük yanmamış HC emisyonu gözlemlenmiştir. Her üç yakıt içinde NO_x emisyon değerleri oldukça düşüktür. Ayrıca, hava fazlalık katsayısının 2,5 üzerine çıkmasıyla NO_x emisyonu oluşmamıştır.

Maurya ve Agarwal (2011a) çalışmalarında emme havası sıcaklığı (120°C, 140°C ve 160°C) ve hava yakıt oranının değişiminin HCCI yanma üzerindeki etkilerini iki silindirli PFI tekniğini kullanan bir motor üzerinde incelemişlerdir. Zengin karışımlarda ($\lambda=2$) daha düşük emme havası sıcaklıklarında tutuşmanın sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. Emme havası sıcaklığındaki artış ile MBO'ın arttığını ve vuruntu eğiliminin gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Fakat daha yüksek emme havası sıcaklığının ise çok fakir karışımlarda ($\lambda=5$) etkili olduğunu ve tutuşmayı sağlayabildiğini görmüşlerdir. P_{maks} değişim katsayısı (COV_{Pmaks}) zengin karışımlarda ve emme havası sıcaklığının artışı ile arttığı belirlenmiştir. MBO için değişim katsayısı (COV_{MBO}) %10 değerinin altında kalmakla birlikte emme havası sıcaklığının artışı ile arttığı tespit edilmiştir. IMEP için değişim katsayısı (COV_{IMEP}) λ 'nın artışı ile artmış ve emme havası sıcaklığının artışı ile azalmıştır. Bu değer bütün test şartlarında %10'un altında kalmıştır.

Mistral vd. (2009) emme havası sıcaklığının DISI ve HCCI motorda PM emisyonlarını etkilediğini tespit etmişlerdir. Emme havası sıcaklığının artışının daha yüksek konsantrasyona sahip PM emisyonlarına neden olduğunu, daha düşük sıcaklığın ise PM emisyonları üzerinde tam ters bir eğilimine neden olduğunu hem DISI hem de HCCI yanma için tespit etmişlerdir. Ayrıca motor hız ve yükünün artışı PM emisyonlarının artışına neden olduğunu da belirtmişlerdir. EGR'nin artışının daha düşük NO_x ve PM emisyonları ile

sonuçlandığını görmüşlerdir. Emme havası sıcaklığının düşürülmesi yanma başlangıcının gecikmesine ve yanma süresinin artmasına neden olmuştur. Motor yükünün artışının (yüksek eşdeğerlik oranlarında) ise emme havasının etkisini azalttığını tespit etmişlerdir.

Sun vd. (2003) yaptıkları simülasyon çalışmasında, HCCI yanmanın tutuşma zamanının kademeli püskürtme ile kontrolünün tek püskürtmeye göre daha etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Daha homojen bir karışımın oluşturulabilmesi için kademeli püskürtmenin daha etkili olduğunu ve NO_x emisyonunun kademeli püskürtme ile daha fazla düşürülebildiğini tespit etmişlerdir. Yüksek emme havası sıcaklığı kullanılmasının, silindir içi basınç ve sıcaklığını arttırdığını, erken tutuşmanın gerçekleşerek NO_x emisyonunun yükseldiğini belirlemişlerdir.

Machrafi vd. (2008) HCCI motorda emisyonları kontrol edebilmek için parametrik bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışma kapsamında kullandıkları kontrol parametreleri emme havası sıcaklığı (30-70°C aralığı), eşdeğerlik oranı (0,28-0,41 aralığı) ve sıkıştırma oranıdır (6-14 aralığı). Bununla birlikte EGR'nin seyreltme, ısıl ve kimyasal etkisini de incelemişlerdir. Emme havası sıcaklığı, EGR sıcaklığı, eşdeğerlik oranı ve sıkıştırma oranının artışı ile CO ve yanmamış HC emisyonlarının %75 civarında düştüğünü tespit etmişlerdir. CO_2 emisyonu %50 civarında arttığını ve kimyasal parametrelerin, HCCI yanmasında etkili bir role sahip olduğunu belirtmişlerdir. Eşdeğerlik oranının, sıkıştırma oranının, emme havası ve EGR sıcaklığının artması ile CO, O_2 ve yanmamış HC emisyonlarının azalttığını tespit etmişlerdir.

Kim vd. (2004) emme ve direkt yakıt enjeksiyon sistemi ile modifiye edilmiş HCCI bir motorda emme manifolduna benzin, silindir içerisine dizel yakıtını farklı püskürtme oranlarında ve farklı emme havası giriş sıcaklıklarında püskürterek HCCI yanma ve emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Emme havası giriş sıcaklığının etkisi 20 ve 80°C olacak şekilde iki farklı sıcaklıkta incelenmiştir. Düşük sıcaklıkta püskürtme oranının HCCI yanmayı daha çok etkilediğini tespit etmişlerdir. Emme havası sıcaklığının 20'den 80 °C'ye çıkarılmasıyla silindir içerisine alınan hava miktarının azaldığını, dolayısıyla silindir içerisinde daha zengin bir karışım oluştuğunu, bunun da düşük sıcaklık yanma bölgesinin gelişmesine neden olduğunu belirtmişlerdir. Emme havası giriş sıcaklığının artışı NO_x ve is emisyonlarının artmasına, yanmamış HC ve CO emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır.

2.3 EGR'nin Etkisi

HCCI yanma stratejisinin bilindiği gibi iki önemli handikabı bulunmaktadır. Birincisi; tutuşma zamanının kontrolünün geniş yük ve devir aralığında yapılamaması, diğeri ise yüksek IMEP değerlerine çıkılamamasıdır. EGR'nin yüksek eşdeğerlik oranlarında kullanılması ile yanma reaksiyonu yavaşlatmakta, vuruntu engellenmekte, yanma gürültüsü azalmakta ve daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılabilir. P_{maks} düşmekte ve CA_{Pmaks} daha geç krank açıları arasında oluşmaktadır. MHRR ve MBO düşerek yanma kararlılığı artmaktadır. Yanma süresi uzamakta ve yanma başlangıcı daha geç krank açıları arasında gerçekleşmektedir (Christensen ve Johansson, 2000). Taze hava içerisine alınan EGR hızlı bir şekilde gerçekleştirilir ise sıkıştırma zamanı süresince yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığına ulaşması ve EGR içerisindeki aktif kimyasal radikallerin tutuşmaya katkı sağlaması mümkün olabilecektir (Pucher vd., 1996; Hiraya vd., 2002).

Cairns ve Blaxill (2005) iç ve dış EGR uygulamasının benzin HCCI yanmada motor yükünü artıran bir parametre olduğunu tespit etmişlerdir. Soğutulmuş dış EGR oranı bir valf ile kontrol edilmiş ve soğutulmuş dış EGR'nin tutuşmayı geciktirdiği, vuruntuyu engellediği ve ısı dağılım oranını azalttığı belirlenmiştir. Ayrıca, yüksek EGR uygulaması yanma kararlılığını bozmuş ve yük artışına bir sınırlama getirmiştir. Lu vd. (2005) ise soğutulmuş EGR uygulamasının ısı dağılımını geciktirdiğini ve yanma süresini arttırdığını belirtmişlerdir.

Zhao vd. (2001), detaylı kimyasal kinetik ile oluşturdukları dört zamanlı benzin yakıtlı bir motor modelinde emme havası sıcaklığının, EGR'nin, eşdeğerlik oranının, sıkıştırma oranı ve motor devrinin değişiminin tutuşma zamanı, düşük ve yüksek yük limitleri ve NO_x emisyonu üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. CAI yanmanın sınırlı yük ve devir aralığında sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. Emme havasının ve EGR'nin CAI yanma üzerindeki etkisinin büyük olduğunu fakat emme havasının etkisinin çalışma parametreleri içerisinde etkili bir parametre olduğunu belirtmişlerdir. Emme havasının artışı ile yanma başlangıcı daha erken gerçekleşmiş, ısı dağılım oranı aniden yükselmiş ve yanma süresi kısalmıştır. EGR'nin ise dört farklı şekilde yanma üzerindeki etkisini incelemişler; birincisi ısı etkisi (ısı kapasitesinin artması), ikincisi seyreltme, üçüncüsü ise dolgu sıcaklığı ve dördüncüsü ise kimyasal etkisidir. EGR'nin ısı etkisinin yanma başlangıcını geciktirdiğini, yanma süresini arttırdığını ve ısı dağılımının gelişimini yavaşlattığını tespit etmişlerdir. EGR'nin dolgu sıcaklığı üzerindeki etkisinin ise erken yanma, daha hızlı gelişen ısı dağılımı ve daha kısa yanma süresi olarak tespit etmişlerdir. EGR'nin seyreltme etkisinin ise daha uzun yanma süresi, daha yavaş yanma olarak gerçekleştiğini ve yanma başlangıcı üzerinde bir etkisi

olmadığını belirlemişlerdir. EGR'nin kimyasal etkisinin ise yüksek oranlarda EGR uygulandığı durumda etkili olduğu ve yanmanın daha hızlı gerçekleştiğini ve yanma süresinin kıaldığı tespit edilmiştir.

Qian ve Lu, (2006) EGR, motor hızı, soğutma suyu sıcaklığı ve emme havası giriş sıcaklığının tek silindirli HCCI motorun temel parametreleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Hava-yakıt oranı ve soğutma suyu sıcaklığının artmasıyla tutuşma zamanı erken KA'larda gerçekleşmiştir. EGR oranının %25'den yüksek olduğu durumda yanma ve emisyon karakteristikleri önemli derecede etkilenmiştir. Bununla birlikte, yanma fazları gecikerek gerçekleşmiş, yanmamış HC ve CO emisyonları kötüleşmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının 35°C'den düşük olması durumunda HCCI motorun yanma ve emisyon karakteristikleri üzerinde orta bir etkiye sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Ancak emme havası giriş sıcaklığının 35°C'nin üzerinde olduğu durumlarda tutuşma başlangıcı erken gerçekleşmiş, yanma süresi kısalmış ve bazen vuruntulu yanmanın gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Soğutma suyu sıcaklığının, hava-yakıt oranının ve emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla tutuşma başlangıcı erken gerçekleşmiştir.

Yao vd. (2007) farklı referans yakıtlar (izooktan, motorin ve benzin) kullanılan HCCI bir motorda EGR kullanımının yanma ve emisyonlar üzerindeki etkisini araştırmışlardır. EGR kullanımı ile birlikte, tutuşma zamanı gecikmiş, yanma reaksiyonu yavaşlamış, yanma süresi uzamış, silindir gaz basıncı azalmış ve HCCI çalışma alanı genişlemiştir. Yakıtların maksimum indike termik verimleri yüksek EGR ve yakıt-hava eşdeğerlik oranlarında elde edilmiştir. Yüksek EGR oranında, EGR oranı arttıkça yanmamış HC emisyonları artmıştır. Aynı şekilde CO emisyonları da EGR oranının artmasıyla birlikte artmıştır. Vuruntulu çalışma ile birlikte NO_x emisyonları da belirgin bir şekilde yükselmiştir. EGR miktarının gereğinden fazla artırılması ile birlikte motorda yanma gerçekleşmemiştir.

Xu vd. (2009) iki silindirli DI benzinli bir HCCI motorun yüksek yükte çalışma alanının genişletilebilmesi için çalışmışlardır. Bunun için iç ve dış EGR'nin yanma üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. İç EGR kullanımında emme havası girişi çevre sıcaklığında olacak şekilde ayarlanmıştır. Yanma fazı dış EGR miktarı ile kontrol edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen sonuçlara göre, EGR kullanımının yüksek yüklerde HCCI çalışma alanının genişletilmesinde etkin bir faktör olduğunu belirlemişlerdir. Ancak yüksek yüklerde çalışma aralığında P_{maks} , MBO, yanma verimi ve NO_x emisyonları belirli limitler arasında kalmıştır. Emme havası giriş basıncının artırılması ile NO_x emisyonlarının belirgin bir şekilde azaldığı görülmüştür. Ancak giriş basıncının daha fazla artırılması ile zayıf bir karışım meydana gelmiş, yanma

kötüleşmiş ve dolayısıyla CO ve yanmamış HC emisyonları artmıştır. Yüksek yüklerde HCCI çalışma aralığını genişletmek için iç ve dış EGR'nin birleştirilerek kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Atkins ve Koch (2005), HCCI bir motorda çalışma alanı ve yanma parametreleri üzerinde araştırma yapmışlardır. Yanma başlangıcı, HCCI çalışma alanı, yanma süresi, IMEP, emisyonlar, özgül yakıt tüketimi gibi parametrelerin değişimi farklı oktan sayılı yakıtlar ve EGR kullanımına bağlı olarak araştırılmıştır. Referans yakıtlar (heptan, izooktan) oktan sayısı 20, 40 ve 60 olacak şekilde hazırlanmıştır. Hava/yakıt karışımının kendiliğinden tutuşma özelliklerini değiştirebilmek için yakıtların oktan sayısı, EGR miktarı ve hava-yakıt oranı değiştirilirken, emme havası giriş sıcaklığı, motor devri ve sıkıştırma oranı sabit tutulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre, yanma başlangıcı ve yanma süresi EGR miktarına bağlı olarak değişmiştir. Yakıtın oktan sayısı ise yanma başlangıcı veya yanma süresini doğrudan etkilememektedir. Ancak, HCCI motorun yük aralığı arttırmak için yakıtın oktan sayısının arttırılabileceği belirtilmiştir. Yakıtın oktan sayısının artmasıyla birlikte, NO_x emisyonları ve indike özgül yakıt tüketimi artmıştır. EGR miktarının doğru olarak ayarlanmasının HCCI bir motorda kontrollü bir yanma için önemli olduğunu vurgulamışlardır.

Xing-cai vd. (2006) referans yakıtların (%90 izooktan - %10 heptan) kullanıldığı bir HCCI motorda EGR ve setan katkısının (di-tertiary butyl peroxide) yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerine etkisini çalışmışlardır. Referans yakıtın içine %4'e kadar setan katkısı eklenmiş ve motor testleri yapılmıştır. Deneysel sonuçlar, setan katkısı ile HCCI çalışma alanının düşük yükte ve düşük sıcaklıkta kayda değer bir şekilde artırılabilirliğini göstermiştir. Düşük yükte ve sıcaklıkta HCCI yanmanın iyileştirilmesi ile birlikte, yüksek sıcaklıktaki yanma fazı ve yüksek yük uygun EGR oranıyla üst ölü noktaya yaklaştırılmıştır. İndike termik verim ve indike özgül yakıt tüketimi iyileşmiştir. Setan katkısının arttırılması ile birlikte, HCCI yanma zamanı ileriye alınmış, P_{maks} ve MHRR artmıştır. Yüksek yüklerde, HCCI yanmada erken gerçekleşen tutuşma zamanı EGR miktarının arttırılması ile geciktirilmiştir. Yanmamış HC ve CO emisyonları setan katkısı sayesinde azaltılmıştır. EGR kullanımı NO_x emisyonlarını azaltırken, yanmamış HC ve CO emisyonları üzerinde negatif bir etki oluşturmuştur.

2.4 Alkol Katkıların Etkisi

1970 yılındaki petrol krizinin ardından alkollerin alternatif yakıt olarak benzinli ve dizel motorlarda kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Alkoller içerisinde en büyük ilgiyi ise metanol ve etanol görmüştür. Benzinde oktan sayısı artırıcı olarak kullanılan metil tetra bütül eter (MTBE) çevreye ve insan sağlığına zarar verdiği gerekçesiyle birçok petrol şirketi tarafından 2006 yılından itibaren kullanılmayacağı, bunun yerine etanol kullanacağı belirtilmiştir. Etanol ve metanol benzinli motorda herhangi bir değişiklik yapılmadan, dizel motorda ise küçük değişiklikler yapılarak kullanılmaktadır. Ayrıca, bu yakıtlar petrole olan bağımlılığı ve egzoz emisyonlarını azalttığı için tercih edilmektedir.

Earl (1984), etanol ve metanolün içten yanmalı motor yakıtı olarak kullanılabilmesi için bu yakıtların bazı önemli özelliklerini incelemiştir. Metanol ve etanolün, benzin ve dizel yakıtına göre ısı değerinin daha düşük olduğunu, bu alkollerin buharlaşma gizli ısılarının benzine göre daha yüksek olduğunu ve bu yüzden alkollerin hava-yakıt karışımı oluşturabilmesi için ısı transfer yüzeylerinin daha büyük olması gerektiğini tespit etmiştir. Araştırmacı metanolün 112, etanolün 110 ve benzinin 90-100 araştırma oktan sayısı sahip olduğunu fakat bu alkollerin benzinle karışım oluşturduğunda 132 araştırma oktan sayısına sahip bir yakıt gibi davrandığını gözlemlemiştir. Bu yüzden, yakıt olarak benzin-alkol karışımları yüksek sıkıştırma oranlarında kullanabilmektedir. Metanol ve etanolün motorda kullanıldığında yanma sonu sıcaklığını düşürdüğünden dolayı, NO_x emisyonunu, içerisinde oksijen bulundurmasından dolayı CO ve yanmamış HC emisyonlarını azalttığını ifade etmiştir.

Yücesu vd. (2006) çalışmalarında yakıt olarak farklı oranlarda E40 (%40 etanol + %60 benzin) ve E60 (%60 etanol + %40 benzin) etanol-benzin karışımlarını farklı sıkıştırma oranlarında (8:1, 9:1, 10:1, 11:1, 12:1, 13:1) test etmişlerdir. Çalışmanın sonucunda, E40 ve E60 etanol-benzin karışımının vuru olmaksızın yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilirdiğini ve maksimum momentte %14'lük bir artışın sağlanabildiğini görmüşlerdir. Bununla birlikte, E40 ve E60 etanol benzin karışımlarının CO ve yanmamış HC emisyonlarını yaklaşık %10 ile %16 arasında azalttığını gözlemlemiştir.

Ceviz ve Yüksel (2005) yakıt olarak etanol-kurşunsuz benzin karışımlarını buji ile ateşlemeli bir motorda test etmişler ve E10 karışımının kurşunsuz benzine göre çevrimden çevrime olan basınç değişimlerinin daha az olduğunu belirtmişlerdir. HC emisyonlarında yaklaşık %20, CO emisyonlarında yaklaşık %30 azalma sağlamışlardır. Eyidoğan vd. (2010) yakıt olarak dört silindirli buji ateşlemeli bir motorda etanol-benzin, metanol-benzin karışımları ile benzinin

yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Motor gücünün artışıyla alkol-benzin karışımlarının benzine göre yanma fazlarının daha geç gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Elde edilen bu sonuç alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma fazlarını kontrol etmede kullanılabileceğini göstermektedir.

Zhang vd. (2006) HCCI motorunda yakıt olarak emme manifolduna etanol püskürtmüşler, emme ve egzoz supap zamanlarını kontrol ederek benzine göre yüksek hızlarda çalışma alanlarının genişletilebildiğini, fakat yüksek hızlarda NO_x emisyonunun azaldığını, aynı zamanda yanmamış HC ve CO emisyonlarının arttığını görmüşlerdir. Araştırmacılar fakir karışımlara gidildikçe NO_x emisyonunun azaldığını fakat daha fazla yanmamış HC ve CO emisyonunun oluştuğunu tespit etmişlerdir.

Xie vd. (2006) yapmış oldukları çalışmada emme manifolduna püskürtme sistemine sahip bir HCCI motorda, etanol, metanol, benzin, (%50 etanol, %50 benzin) ve (%50 metanol, %50 benzin) karışımlarını kullanarak iç EGR miktarının yanma karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Alkol yakıtların NO_x miktarını son derece azalttığını tespit etmişlerdir. Karışımların, benzine göre daha erken tutuştuğunu, yanma sürelerinin daha kısa olduğunu, ısı dağılım oranlarının yükseldiğini, yanma sıcaklıklarının düştüğünü, daha yüksek hava/yakıt oranları ve iç EGR şartları altında çalışabildiğini belirlemişlerdir.

Sjöberg ve Dec (2011) yakıt olarak etanol kullanılan bir motorda EGR kullanımının termodinamik ve kimyasal etkilerini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar, benzin, izooktan, PRF80 (heptan-izooktan karışımı) ve PRF60 için var olan veriler ile detaylı olarak karşılaştırılmıştır. Emme havası sıcaklığının sabit tutulması ve EGR ilavesi bu beş yakıt için kendiliğinden tutuşma zamanını geciktirmiştir. Ancak gecikmenin süresi, yakıt tipine bağlı olarak değişmiştir. Bu yakıtlardan etanol, EGR eklenmesine karşı en düşük hassasiyeti göstermiştir. Elde edilen sonuçlara bakıldığında EGR gazlarının havaya göre daha yüksek ısıl kapasiteye sahip olmasından dolayı, etanolün tek aşamalı tutuşmasının EGR ile oluşan sıkıştırma sıcaklığının düşmesine karşı oldukça duyarlı olduğu görülmüştür. Bunun yanında etanol, EGR kullanılması ile birlikte oluşan oksijen konsantrasyonunun azalmasından etkilenmemiştir. Sonuç olarak, etanol orta seviyede sıcaklıkta düşük bir ısı dağılım oranına sahiptir.

Wu vd. (2011) dört zamanlı, tek silindirli kısmi HCCI bir motorda yanma ve emisyon karakteristiklerini araştırmışlardır. Yakıt olarak saf motorinin yanında belirli oranlarda manifolda enjeksiyon yapılacak şekilde benzin ve etanol kullanmışlardır. Deneyler etanol ve

benzin oranı motorine kıyasla %10, %20 ve %30 olacak şekilde, üç farklı devirde ve farklı enjeksiyon zamanlarında yapılmıştır. Deneysel sonuçlar KIVA yazılımı kullanılarak teorik sonuçlarla da karşılaştırılmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlar ile teorik sonuçlar birbirlerine yakın sonuçlar vermiştir. Emme manifolduna etanol ve benzin püskürtülmesi ile egzoz emisyonlarının önemli derecede düşürüldüğü görülmüştür. Özellikle emme manifolduna etanol püskürtülmesi, benzin püskürtülen deneylere kıyasla daha düşük emisyon değerleri sağlamıştır.

Turner vd. (2011) toplam CO₂ emisyonlarını azaltmak amacıyla ateşleme zamanı ve enjeksiyon stratejilerine bağlı olarak, kısmi yük ve devir şartlarında DI, buji ateşlemeli bir motorda biyoetanol ve benzinin değişik karışım oranlarında HCCI yanma üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Etanol-benzin karışımı ile emisyonların azaldığını ve verimin arttığını fakat bu etkinin karışım oranının belirli bir şablonu takip etmesiyle değiştiğini görmüşlerdir. Etanol katkısı fakir karışımlar için buhar basıncını arttıran bir parametre, zengin karışımlarda ise etanol miktarındaki artışın buharlaşmanın azalmasına neden olduğunu yorumlamışlardır. Etanol karışımlarında yakıt moleküllerinde oksijen varlığı ve yüksek alev hızı yanma başlangıcının daha erken krank açılarındaki olmasını sağlamış, yanma kararlılığını iyileştirmiş ve verimin arttığını tespit etmişlerdir. Etanol-benzin karışımlarında tek ve kademeli enjeksiyon tekniğini karşılaştırmışlardır. Tek enjeksiyon tekniğinde yanma veriminin iyileştiğini ve CO emisyonunun düştüğünü tespit etmişlerdir. Kademeli enjeksiyon tekniği ile %30 etanol karışımlarına kadar yanma ve emisyon parametrelerinin kontrol edilebileceğini ve yanma kararlılığının arttığını fakat %30 etanol-benzin karışımından sonra kademeli enjeksiyonun yanma ve emisyonlar üzerinde etkili bir rol oynamadığını tespit etmişlerdir.

Maurya ve Agarwal (2011b) çalışmalarında emme havası sıcaklığı (120°C, 140°C ve 160°C) ve hava yakıt oranının değişiminin HCCI bir motorda etanol kullanarak silindir gaz basıncı, ısı dağılımı analizi ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkilerini iki silindirli PFI tekniğini kullanılan bir motor üzerinde incelemişlerdir. Hava yakıt oranı ve emme havası sıcaklığındaki değişimlerin yanma karakteristikleri, termik verim ve yanma verimi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduklarını görmüşlerdir. NO_x emisyonları 10 ppm in altında, yanmamış HC ve CO emisyonları ise yüksek değerlerde elde edilmiştir. Etanol için kararlı bir çalışma $\lambda=2,0-5,0$ aralığında elde edilebilmiştir. Maksimum IMEP değeri 4,3 bar, maksimum indike termik verimi %44,78, maksimum yanma verimi %97,45 olarak bulunmuştur.

Liu vd. (2009) DI bir dizel motorda, iki referans yakıt (heptan-izooktan) ile etanol karışımları ve iki ticari kurşunsuz benzin kullanmışlardır. Yakıt türlerinin ve altı farklı çalışma şartının

(farklı emme havası giriş sıcaklığı ve basıncı, motor devri) HCCI yanma, yük aralığı ve emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Düşük emme havası giriş basıncında en erken tutuşan benzin iken yüksek emme havası giriş basıncında en erken tutuşanın referans yakıtlar olduğunu görmüşlerdir. HCCI yanmada yakıt özelliklerinden daha çok çalışma şartlarının etkili bir parametre olduğunu belirlemişlerdir. Hassas yakıt ve uygun kontrol stratejisi ile yük aralığının genişletilebileceğini, yüksek emme havası giriş sıcaklığı kullanılarak düşük yüklerde çalışma alanının genişletilebildiğini, yüksek yük çalışma alanının ise yüksek emme havası basıncı ile mümkün olduğunu tespit etmişlerdir. Oktan indeksinin kendiliğinden tutuşma zamanı, yanmamış HC ve CO emisyonları ile iyi bir korelasyona sahip olduğunu fakat yakıtın içerisine etanol ilavesi ile bu korelasyonun sağlanamadığını belirtmişlerdir.

Zang vd. (2006) negatif supap bindirmesi ve emme manifolduna yakıt püskürtme yönteminin kullanıldığı bir motorda etanol kullanarak HCCI yanma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma da, farklı hava-yakıt oranları, motor devri ve farklı supap konfigürasyonlarında HCCI yanma incelenmiştir. Benzin kullanımına göre etanol kullanımının HCCI çalışma alanını fakir karışım ve yüksek hızlara gidilirken supap zamanlamasının kontrolü ile daha çok genişletebildiğini tespit etmişlerdir. Yanma başlangıcı ve yanma süresinin, etanol kullanımından daha çok supap zamanlaması ile silindir içerisinde bırakılan artık gaz miktarı, motor devri ve hava-yakıt oranından etkilendiğini görmüşlerdir. Emisyonlar motor devrine bağlı olarak değişirken yüksek motor devirlerinde NO_x azalmış yanmamış HC ve CO artmıştır. Karışımın fakirleşmesi durumunda ise NO_x azalmış ve daha yüksek yanmamış HC ve CO emisyonu üretilmiştir.

Pucher vd. (1996) HCCI yanma stratejisinde benzin ve metanol kullanımını karşılaştırarak, metanolün HCCI yanma için benzine göre daha üstün yanma karakteristiklerine sahip olduğunu belirtmişlerdir. Metanolün daha geniş çalışma alanı, daha yüksek silindir gaz basıncı ve ısı dağılımına sahip olduğunu, daha düşük çevrimsel farklılıklar görüldüğünü, daha erken yanma başlangıcına ve daha kısa yanma süresine sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Maurya ve Agarwal (2012) yakıt olarak benzin ve metanol kullanılan bir HCCI motorda çevrimsel değişiklikleri istatistiksel teknikler kullanarak incelemişlerdir. Isı dağılımı parametrelerinden MHRR, CA5, CA50, CA95 ve IMEP'deki değişimler dört zamanlı, iki silindirli modifiyeli bir motorda araştırılmıştır. Deneyler farklı çalışma şartlarında, farklı hava/yakıt oranlarında, sabit giriş havası sıcaklığında ($140^{\circ}C$) ve motor devrinde (1500 d/d) yapılmıştır. Farklı test şartlarındaki çevrimden çevrime farklılıkları değerlendirmek için, COV



ve standart sapma parametreleri kullanılmıştır. HCCI yanma metanol için $\lambda=3,5-6$ aralığında, benzin için $\lambda;2,8-3,8$ aralığında elde edilmiştir. HCCI çalışma modu, motorun kısmen dar bir yükleme bölgesinde sağlanmıştır. Deneylede maksimum IMEP 3,1 bar olarak belirlenmiştir. IMEP'deki değişim katsayısı, zengin hava/yakıt karışımlarında her iki yakıt için daha düşük olarak gözlemlenmiştir. Sonuçlara bakıldığında, CA50'nin HCCI yanma fazının kapalı devre kontrolü için önemli bir parametre olduğu tespit edilmiştir.

Oakley vd. (2001b) kurşunsuz benzin, 95 oktan referans yakıt, metanol ve etanolün farklı hava-yakıt ve EGR oranlarında kullanımının HCCI yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemiştir. Alkollerin hidrokarbon yakıtlara göre daha çok seyreltme uygulanabildiğini tespit etmişlerdir. Metanolün tutuşma zamanı EGR'den çok fazla etkilenmemiştir. Yüksek EGR oranları metanol kullanımında yanmayı engellememiştir. Metanolün HCCI yanmada benzine göre daha iyi yanma karakteristiklerine sahip olduğunu, hidrokarbon zincir uzunluğunun bu noktada aktif rol oynadığını ve alkollerin benzine göre daha yüksek termik verime sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Hava/yakıt oranının artışı MHRR arttırmış ve vuruntulu yanmaya neden olmuştur. Metanol kullanımı ile en düşük emisyon sonuçları elde edilirken, metanol kullanımı ile düşük yüklerde bile vuruntu sınırına yaklaşılmıştır.

Yang vb. (2011b) tek silindri PFI ve DI yakıt sistemine sahip bir motorda emme manifolduna püskürtülen yakıt ile homojen karışımın oluşumu hedeflenmiş ve DI ile istenilen katmanlı dolgu oluşturulmuştur. DI ile HCCI yanmanın yüksek yük limitlerinin genişletilebildiğini, yanma fazlarının kontrol edilebildiğini ve MBO'nin azaltılabildiğini tespit etmişlerdir. Çalışmalarında benzin ve metanol kullanmışlardır. Homojen karışım için benzini kullanmışlar, DI için ise benzin ve metanol kullanarak yanma karakteristiklerini karşılaştırmışlardır. Yüksek yük limitlerinin genişletilebilmesinde benzin kullanımının CO ve NO_x emisyonu arasındaki zıt ilişkiden dolayı sınırlı kaldığını tespit etmişlerdir. Metanol ile yapılan DI'nda (sıkıştırma zamanının ortasında 90 °KA ÜÖNÖ yapılmıştır) yanma başlangıcı geçikmiş, MBO ve P_{maks} azalmış ve yanma süresi uzamıştır. Fakat metanol/benzin oranının optimize edilmesiyle HCCI yüksek yük limitlerinin genişletilebildiği tespit edilmiştir. Benzin ile karşılaştırıldığında metanol püskürtülmesinin %50 oranında IMEP'in arttığını, kabul edilebilir MBO'in 0,5 MPa/°CA olarak sağlanabildiğini ve yüksek termik verim elde edildiğini belirlemişlerdir. Metanol enjeksiyonunun benzine göre yanma karakteristikleri üzerinde daha etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Benzin kullanımında püskürtme oranının artışı P_{maks} ve MBO'nin düşmesine neden olmuş, CA50 daha geç KA'larda elde edilmiştir. Püskürtme oranının artışı CO emisyonlarının artmasına, HC emisyonlarının azalmasına ve NO_x emisyonunun yüksek püskürtme oranlarında azalmasına neden olmuştur.



Yukarıda verilen literatür araştırmasında, etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarının direkt ve kademeli püskürtme özelliğine sahip HCCI motorunun yanma fazlarının kontrol edilmesi ve çalışma alanının genişletilebilmesi üzerindeki etkilerinin henüz yeterince incelenmediği görülmektedir. Direkt ve kademeli yakıt püskürtme stratejisi ile birlikte alkol-benzin karışımlarının yanmamış HC ve CO emisyonu üzerindeki etkilerinin neler olabileceği araştırılmamıştır. Kademeli püskürtme, soğutulmuş EGR ve alkol-benzin karışımlarının, yüksek yüklerde çalışma alanlarının genişletilebilmesinde nasıl bir rol oynayacağı bilinmemektedir. Düşük yüklerde çalışma alanının genişletilebilmesi için direkt ve kademeli yakıt püskürtme tekniği ile birlikte, emme havası giriş sıcaklığı ve alkol-benzin karışımlarının kullanılmasının HCCI yanma karakteristikleri üzerinde nasıl bir etkide bulunacağı henüz incelenmemiştir. Yapılan bu proje çalışması ile literatürdeki bu eksikliklerin kısmen de olsa giderilmesi ve benzin HCCI motoru üzerindeki handikaplara çözüm getirilebilmesi hedeflenmiştir.

3. MATERYAL VE METOT

Projede kullanılan deney sisteminin bileşenleri; motor test sistemi, yakıt enjeksiyon sistemi, yanma analiz sistemi ve emisyon ölçüm sisteminden oluşmaktadır. Motor test sistemi bir adet elektrikli dinamometre, kontrol ünitesi ve tek silindirli bir dizel motordan oluşturulmuştur. Bununla birlikte, test motoru üzerinde sıcaklık ölçüm sistemi, hava tüketimi ölçüm sistemi, emme havası sıcaklık kontrol ünitesi, soğutma suyu sıcaklık kontrol ünitesi ve EGR sistemi bulunmaktadır. Yakıt enjeksiyon sisteminde, düşük basınç kontrol ünitesi, yakıt sıcaklığı kontrol ünitesi ve yakıt enjeksiyon kontrol birimi bulunmaktadır. Yanma analiz sistemi ise silindir gaz basıncı ölçümü, veri toplama ve yanma analizi yazılımından oluşmaktadır. Emisyon ölçüm sisteminde iki adet emisyon ölçüm cihazı ve örnekleme ünitesi yer almaktadır.

Deney sisteminin prensip şeması Şekil 3.1'de gösterilmektedir. Performans karakteristiklerinin belirlenebilmesi için yük hücresi ve manyetik pick-up kullanılarak, sırasıyla motorun ürettiği moment ve devir ölçülmüştür. Sıcaklık ölçüm sistemi ile motorun soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, emme havası giriş sıcaklığı, yağ sıcaklığı, egzoz gazı sıcaklıkları NiCr-Ni elemanlı K tipi dijital göstergeli, $\pm 1^\circ\text{C}$ hassasiyetli, $0-1200^\circ\text{C}$ sıcaklık aralığında ölçüm yapabilen dijital sıcaklık ölçerlerden oluşturulmuştur. Hava tüketimini ölçmek için, ISO 5167 (1980) standardına uygun çapı 45 mm olan, flanşlı-keskin köşeli tip orifis plakası, orifis plakasının giriş ve çıkış basınç farkını ölçmek için 1pascal ölçüm hassasiyetine sahip KIMO marka dijital manometre kullanılmıştır. Bağıl nem ve ortam sıcaklığını ölçmek için KIMO marka, dijital göstergeli cihaz ve ortam basıncını ölçmek için ise analog göstergeli barometre kullanılmıştır.

Yanma karakteristikleri ölçüm sistemi; yüksek örnekleme oranına sahip veri toplama sistemi, silindir gaz basıncı sensörü ve sinyal şartlandırıcısı, üst ölü nokta sensörü ve şaft enkoderden oluşmaktadır. Veri toplama sistemi için Labview paket programında oluşturulan ara yüz ile veriler $0,25^\circ \text{KA}$ 'ya karşılık gelecek şekilde toplanmıştır. Yanma karakteristiklerinin belirlenmesi için MATLAB paket programı kullanılarak yanma analizi programı yazılmış ve toplanan silindir gaz basıncı, krank açısı ve üst ölü nokta bilgileri yazılan programda işlenerek yanma karakteristikleri tespit edilmiştir. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi motor test sisteminin diğer bileşenlerini, emme havası, soğutma suyu, yakıt sıcaklığı, enjeksiyon basıncı kontrol sistemleri, yakıt enjeksiyon sistemi, yanma analiz sistemi ve egzoz emisyonu ölçüm sistemi oluşturmaktadır.

3.1 Motor Test Sistemi

Bu projenin deneysel çalışması Kocaeli Üniversitesi Teknolojisi Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü Motor Test Laboratuvarında mevcut dört zamanlı, tek silindirli, doğal emişli, direkt püskürtmeli, Süper Star 7716 marka dizel motor üzerinde gerçekleştirilmiştir. Test sistemindeki direkt püskürtmeli dizel motoru direkt püskürtmeli benzin HCCI motoruna çevrilmiştir.

Tablo 3.1. Test motorunun teknik özellikleri

Motor	Super Star 7716 Model Dizel Motor
Tipi	DI, doğal emişli, 4 zamanlı, su soğutmalı
Silindir sayısı	1
Silindir hacmi	770 cm ³
Kurs boyu	100 mm
Sıkıştırma oranı	17:1
Emme supabı açılması	ÜÖN'dan 22° önce
Emme supabı kapanması	AÖN'yi 60° geçe
Egzoz supabı açılması	AÖN'dan 66° önce
Egzoz supabı kapanması	ÜÖN'yi 16° geçe

Benzin HCCI motorları için yüksek sıkıştırma oranları, benzinin kendiliğinden tutuşmasını tetiklemede gerekli olan ısı enerjisi sağladığı için boşta, çok düşük yüklerde ve hızlarda kullanılabilir. Bilindiği gibi alkoller benzine göre daha yüksek oktan sayısına sahiptirler. Dolayısıyla alkol-benzin karışımlarının oktan sayısı saf benzine göre daha yüksek olacaktır, bu da alkol benzin karışımlarının yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilmesine imkan sağlayacaktır. DI benzinli motorların sıkıştırma oranı PFI benzinli motorlara göre daha yüksektir. Ayrıca, yüksek sıkıştırma oranının kullanılması benzinin kendiliğinden tutuşabilmesi için gerekli olan aktivasyon enerjisinin sağlanabilmesine katkı sağlayacaktır. Bu nedenle, bu çalışmada yüksek sıkıştırma oranı tercih edilmiş ve test motorunun orijinal sıkıştırma oranı (17:1) değiştirilmemiştir.

Emme havası sıcaklığının artırılması, yakıtın yeterince buharlaşmasını ve hava ile karışımının daha homojen hale gelmesini sağlamaktadır. Bununla birlikte, karışım içerisinde birçok tutuşma noktası elde edilmekte ve yanma birçok noktada aynı anda başlamaktadır. Bu çalışmada, emme havası giriş sıcaklığının kullanılması ile silindir içerisinde benzinin tutuşması için gerekli ısı enerjisinin sağlanması ve enjeksiyon parametreleri ile birlikte yanma fazlarının çok düşük yüklerde kontrol edilebilmesi hedeflenmiştir. Emme havasının istenilen sıcaklıklarda ayarlanabilmesi için Şekil 3.3'de gösterilen 4 kW gücünde sıcaklık kontrol ünitesi tasarlanmıştır.



Şekil 3.2. Sıcaklık kontrol ünitesi

EGR kullanımının iki önemli etkisi bulunmaktadır. Birincisi; sıkıştırma zamanı süresince yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığına ulaşmasını sağlar. İkincisi; yanma reaksiyonunu yavaşlatır, NO_x emisyonlarının yükselmesini engeller, MBO'yi azaltır ve yüksek yük limitlerinin artırılabilmesine imkan tanır. Benzinli HCCI motorlarda EGR yöntemi iç ve dış olmak üzere iki farklı şekilde uygulanmaktadır. İç EGR uygulamasında silindir içerisinde bırakılmak istenen artık gaz miktarı egzoz supap zamanının kontrolü ile ayarlanmaktadır. Dış EGR'de ise silindir içerisinde bırakılmak istenen artık gaz miktarı basit bir geri dönüşüm valfi ile sağlanabilmektedir. Bu çalışmada, dış EGR yöntemi tercih edilmiştir. Bunun nedeni; silindir içerisine gönderilecek egzoz gazlarının soğutulmuş olarak gönderilebilmesine imkan sağlamaktır. Kullanılacak yöntem ile sıcak egzoz gazlarının hacimsel verim üzerindeki etkisi azaltılmış olacak ve yanma reaksiyonu yavaşlatılarak NO_x emisyonlarının yüksek yüklerde

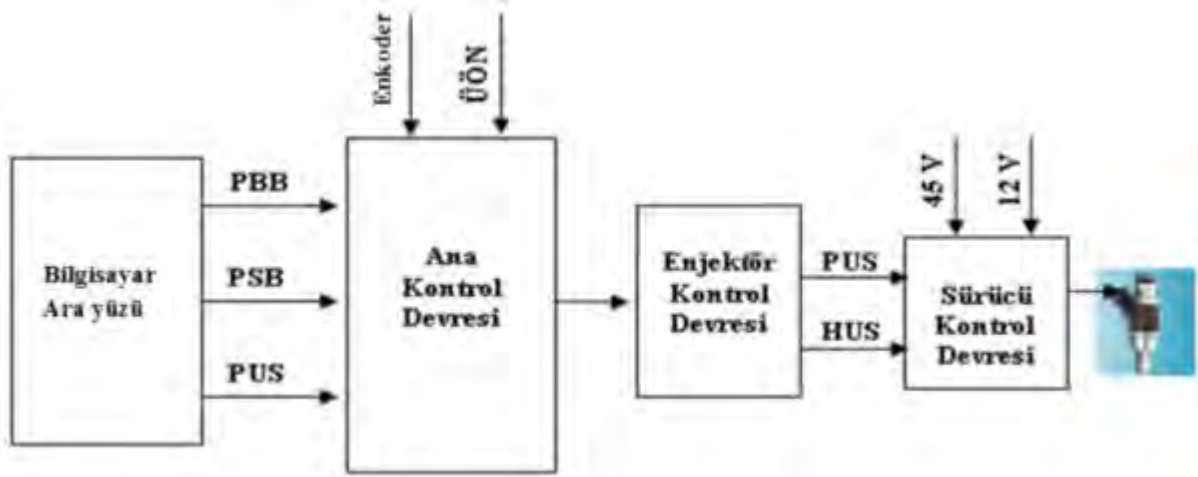
artışı engellenmiş olacaktır. Bu amacın gerçekleştirilebilmesi için Şekil 3.4'de gösterilen soğutulmuş EGR sistemi tasarlanarak test motoruna montajı yapılmıştır.



Şekil 3.3. Soğutulmuş dış EGR sistemi

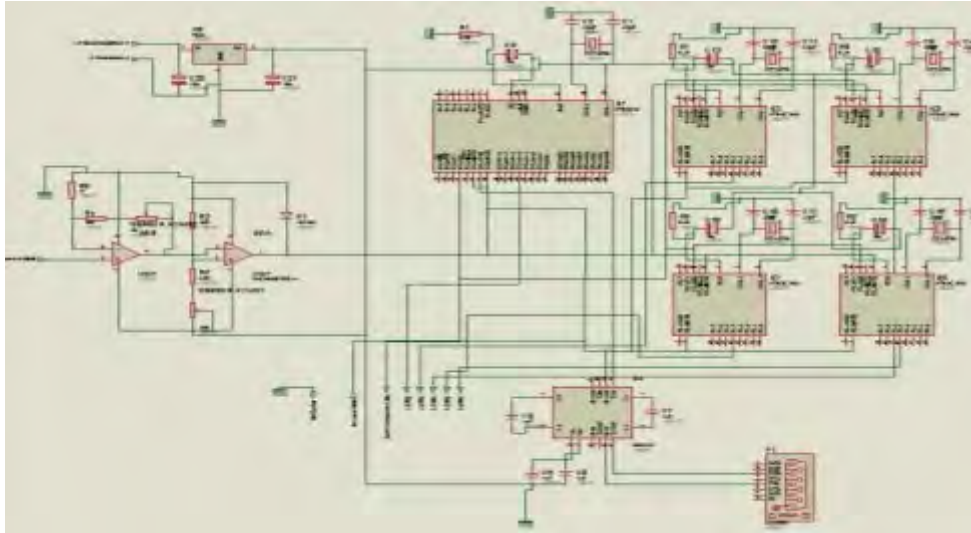
3.2 Yakıt Enjeksiyon Sistemi ve Yakıt Miktarının Belirlenmesi

Bu projede, karışım oluşumunun hassas ve hızlı bir şekilde kontrol edilebilmesi için silindir içerisine direkt ve iki farklı krank açısında enjeksiyon stratejisi uygulanmıştır. Bu stratejinin gerçekleştirilebilmesi için Şekil 3.4'de prensip şeması verilen yakıt enjeksiyon sistemi ve kontrol ünitesi tasarımı yapılmıştır. Şekil 3.5'de tasarımı görülmekte olan elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sistemi iki ana devreden oluşmaktadır. Birinci devre ana kontrol devresidir. Ana kontrol devresi ile enjeksiyon başlangıçları, enjeksiyon miktarları, krank açısı hassasiyeti ve gerçek zamanlı parametre değişimleri yapılabilmektedir. Aynı zamanda, ana kontrol ünitesi kullanılacak enjektörün gerilim-zaman karakteristiğine uygun sinyalin üretilebilmesi içinde tasarlanmıştır. İkinci devre ise sürücü katını oluşturan ve devre şeması Şekil 3.6'da verilen sürücü kontrol devresidir.



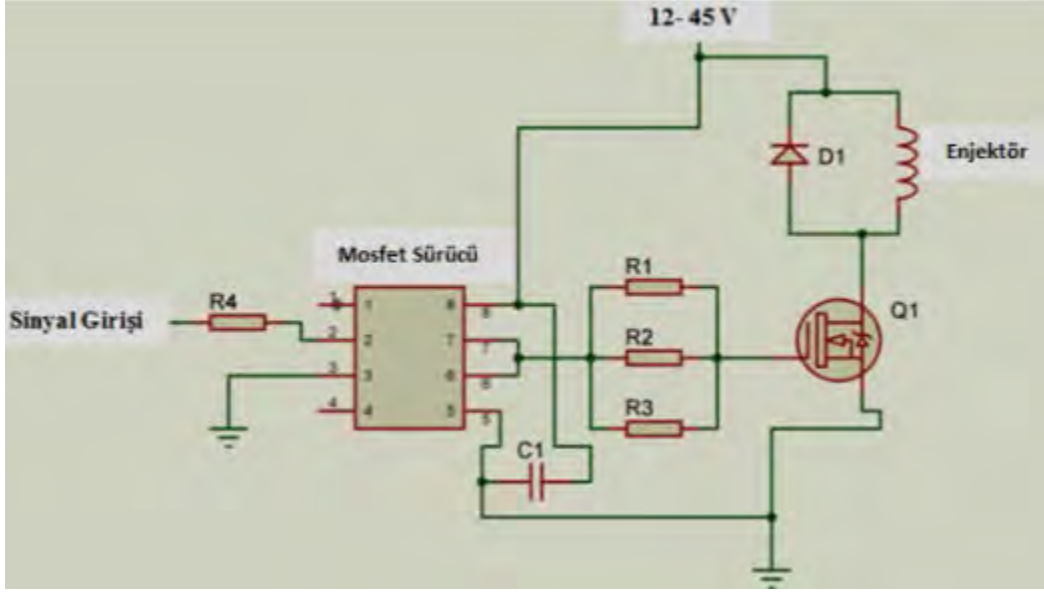
PBB: Enjeksiyon Başlangıcı Bilgisi
PSB: Enjeksiyon Süresi Bilgisi,
PUS: Pık Uygulama Süresi
HUS: Sürme Uygulama Süresi

Şekil 3.4. Elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sisteminin prensip şeması



Şekil 3.5. Ana kontrol devresi

Sistemde kullanılan benzin direkt enjektörü Şekil 3.7'de, enjektörün voltaj zaman karakteristiği ise Şekil 3.8'de verilmiştir. Enjektörün istenilen şekilde düzgün ve kararlı çalışabilmesi için şekilde görülen voltaj-zaman değişimine uygun sinyalin üretilmesi gerekmektedir. Tasarlanan donanım (ana kontrol ünitesi) ve yazılım (kullanıcı ara yüzü) yardımıyla enjektör düzgün ve kararlı bir şekilde sürülmüştür. Benzin direkt enjektörü, piston üzerindeki yanma odasına bakacak şekilde ve püskürtülen yakıtın yanma odasının tam merkezine gelecek şekilde montajı yapılmıştır.



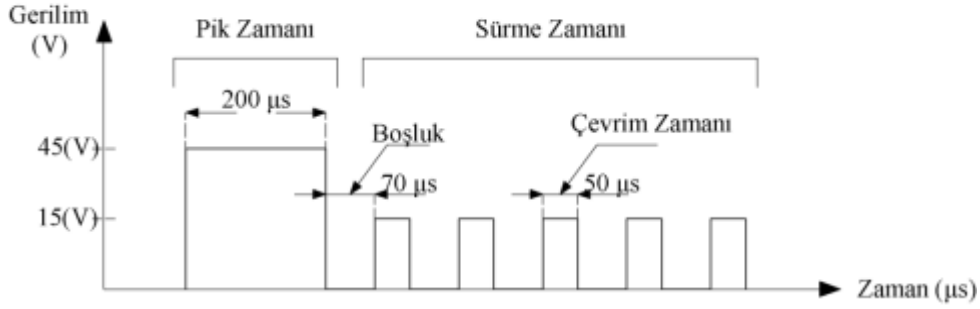
Şekil 3.6. Sürücü kontrol devresi



Şekil 3.7. GDI enjektör

Sistemin bilgisayar ara yüzü tasarımı Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Tasarlanan bilgisayar ara yüzü ile enjeksiyon zamanları, her bir püskürtmede püskürtülecek yakıt miktarları için enjeksiyon süreleri, maksimum gerilim uygulama zamanları (pik1 ve pik2) ve kullanılan şaft enkoder (pals/devir) için pals sayısı değerinin girişleri yapılabilmektedir. Bununla birlikte, bu ara yüz üzerinden enjektör için gerekli sinyalin oluşturulmasındaki parametrelerin de girişleri yapılmaktadır.

GDI enjektörün V-t karakteristiği



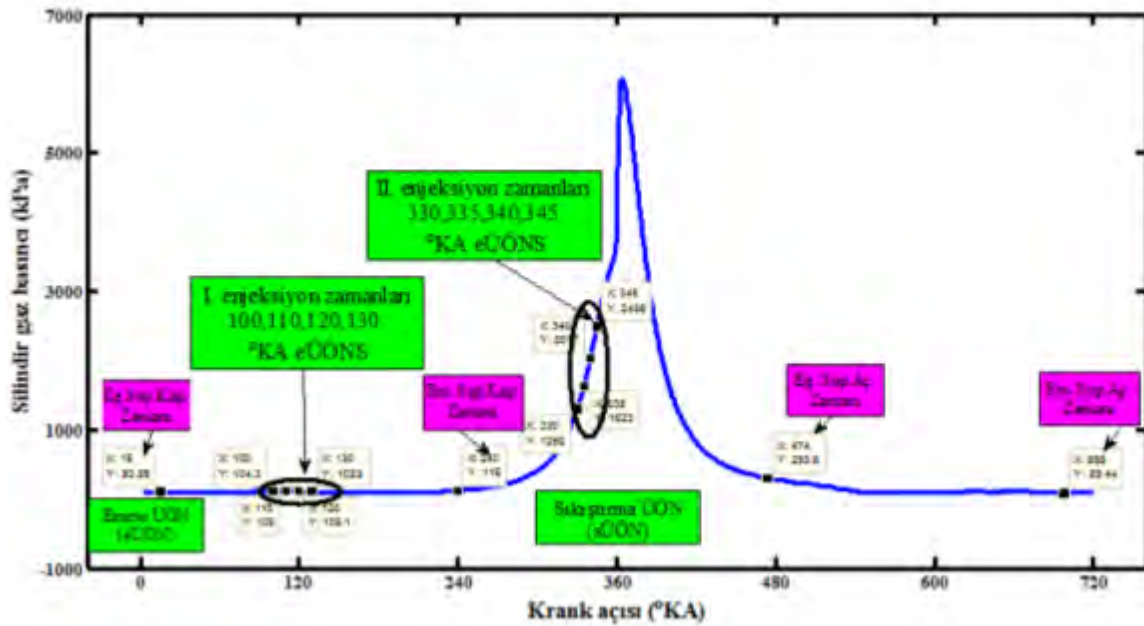
Şekil 3.8. GDI enjektörün V-t karakteristiği



Şekil 3.9. Enjeksiyon kontrol sistemi ara yüzü

İki farklı krank açısında uygulanacak enjeksiyon yönteminde ilk enjeksiyon zamanı, emme zamanı ortasında yapılırsa daha iyi homojen bir karışım ve daha iyi bir motor performansı elde edilebilmektedir. Bu zamanda yapılan ilk enjeksiyon ile emme havasının türbülansı ve yakıtın buharlaşması arasındaki etkileşim en iyi seviyelerde sağlanabilmektedir. Bununla birlikte, CO₂ emisyonu artarken O₂, yanmamış HC, CO ve NO_x azalmaktadır. Bu sonuç silindir içerisinde homojen bir karışımın hazırlanabildiğini ve yüksek yanma verimine ulaşıldığını göstermektedir. İlk enjeksiyon zamanının emme zamanı başlarında yapılması ise silindir içerisindeki düşük ortam basıncından dolayı yakıtın nüfuz derinliğini arttırmaktadır. Ayrıca, pistonun bu zaman dilimi içerisinde enjektöre çok yakın olmasından dolayı püskürtülen yakıt doğrudan piston üzerindeki yanma odasına çarpacaktır. Bu durum, piston üzerindeki yağ filminden dolayı CO emisyonlarını arttıracaktır. İlk enjeksiyonun emme

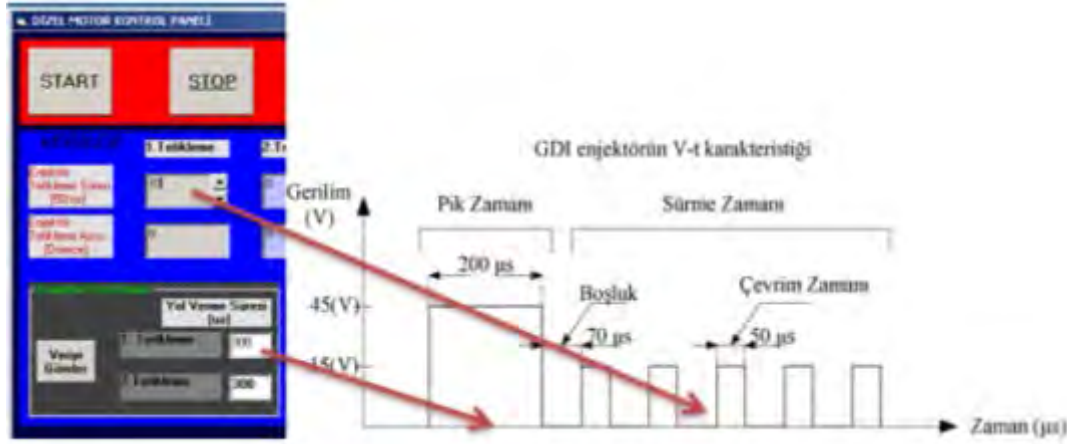
zamanı sonlarında yapılması halinde ise yakıt silindir duvarlarına çarparak yapışacak ve bundan dolayı yanmamış HC ve CO emisyonları artacaktır. Bu nedenlerden dolayı, ilk enjeksiyon zamanları, Şekil 3.10'da gösterilen enjeksiyon stratejisi doğrultusunda test motorunun supap zamanları dikkate alınarak emme zamanının ortası olan ÜÖN'dan sonra 110° KA ve bu zaman diliminin öncesi ve sonrasında olacak şekilde (100° , 110° , 120° ve 130° KA) dört farklı KA açısında yapılmıştır. Şekil 3.10'da görüldüğü gibi, bu çalışmada emme zamanındaki ÜÖN 0° KA olarak tanımlanmış ve emme ÜÖN (eÜÖN) olarak isimlendirilmiştir. Sıkıştırma zamanındaki ÜÖN ise 360° KA olarak tanımlanmış ve sıkıştırma ÜÖN (sÜÖN) olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 3.10. Krank açısına bağlı çift kademeli yakıt enjeksiyon stratejisi

İkinci enjeksiyon ile silindir içerisinde katmanlı dolgu oluşturularak yanma başlangıcının kontrol edilebilmesi amaçlanmıştır. İkinci enjeksiyon zamanı ise sıkıştırma zamanı içerisinde 330° , 335° , 340° ve 345° KA'da olmak üzere 4 farklı noktada yapılmıştır. Tasarlanan yakıt enjeksiyon sisteminin en önemli özelliklerinden biri ise her bir püskürtmede, püskürtülecek yakıt miktarlarının hassas olarak ayarlanabilmesine imkan tanıyor olmasıdır. İlk püskürtmede püskürtülecek yakıt miktarı ile homojen karışımın oluşturulabilmesi ve motor yükünün kontrol edilebilmesi amaçlanmaktadır. Bu nedenle, ilk püskürtmede öngörülen yakıt miktarı, bir çevrimde püskürtülecek toplam yakıt miktarının %80 ve %60'ı olarak belirlenmiştir. İkinci enjeksiyon zamanında püskürtülecek yakıt miktarı ile tutuşmadan önce bölgesel zengin karışım sağlanarak yanma başlangıcının kontrol edilebilmesi, çalışma alanının genişletilebilmesi ve NO_x emisyonunun mümkün olduğunca artışına izin vermeden yanmamış

HC ve CO emisyonlarının azaltılabilmesi amaçlanmıştır. Buna katkı sağlayacağı düşünülen diğer bir etken ise yakıt içerisinde farklı oranlarda kullanılacak alkol karışımlarıdır. Yakıt olarak bu karışımların kullanılması düşük enerji içeriğinden dolayı yanma sonu sıcaklığını düşüreceğinden NO_x miktarının artışının engellenmesine katkı sağlayacaktır. Şekil 3.11’de gösterilen yakıt enjeksiyon kontrol sistemi ara yüzünde enjektörün gerilim zaman karakteristiğine bağlı olarak pik ve sürme gerilimlerinin uygulanma zamanları kontrol edilerek püskürtülecek yakıt miktarı hassas olarak belirlenebilmektedir.



Şekil 3.11. Pik ve sürme gerilimleri uygulama sürelerinin ayarlanması

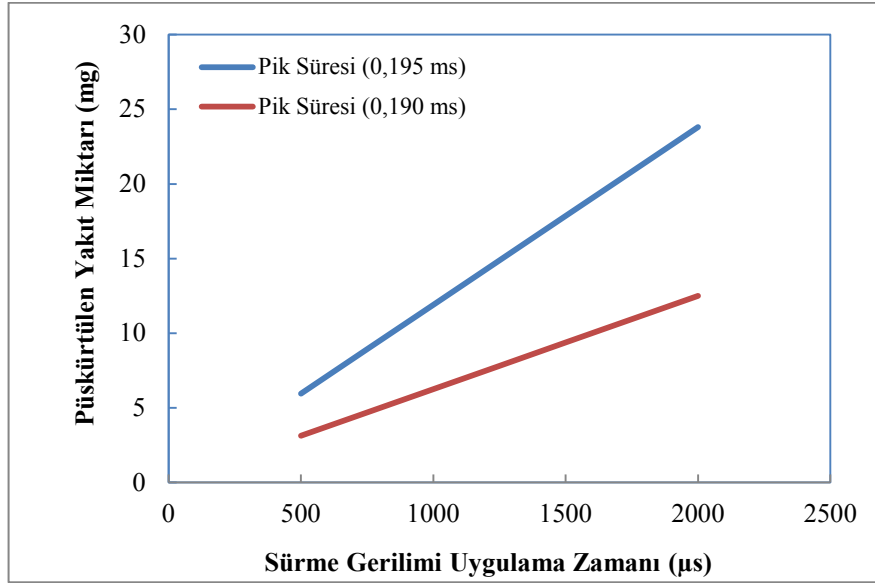
Pik gerilimi kullanılarak, enjektör iğnesinin üzerindeki yakıt basıncı yenilmekte ve enjektörün açılması sağlanmaktadır. Pik gerilimi uygulama süresinin değişimi enjektörün enjeksiyon miktarını değiştirmektedir. Sürme gerilimi ise enjektör açıldıktan sonra enjektörün açık kalması için uygulanan gerilimdir. Sürme gerilimi uygulama süresinin değişimi ile enjektörün açık kalma süresi artmakta ve püskürtülen yakıt miktarı da artmaktadır. Sürme gerilimi uygulama süresi 50µs aralıklar ile ayarlanmakta, pik gerilimi uygulama süresi ise 1 µs aralıklarla ayarlanmaktadır.

Pik ve sürme gerilimlerinin uygulanma sürelerine bağlı olarak enjektörden püskürtülen yakıt miktarları 0.001 g yüksek hassasiyete sahip bir terazi ile ölçülmüştür. Testler sırasında iki parametrenin test sonuçlarını önemli şekilde etkilediği tespit edilmiştir. Birincisi; pik gerilimi uygulama süresi, ikincisi ise yakıt sıcaklığındaki değişimin püskürtülen yakıt miktarını değiştirdiği anlaşılmıştır. Yakıt sıcaklığındaki yaklaşık 5°C değişimlerin püskürtülen yakıt miktarını önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir. Bu yüzden, yakıt sıcaklığı, kapalı devre su soğutma sistemi ile 30°C (+/-1°C hassasiyetinde) sabit yakıt sıcaklığında tutulmuştur.

3.3 Yanma Analiz Sistemi

Yanma analizi sistemi silindir gaz basıncı ölçümü, veri toplama ve analizden oluşmaktadır. Silindir gaz basıncı ölçümü, basınç sensörü ve basınç değişiminin voltaj çıkışına çevrilebilmesi için sinyal şartlandırıcı ile yapılmıştır. Veri toplama sistemi ise veri toplama kartı, ara bağlantı birimi, enkoder ve LabVIEW yazılımı ile tasarlanan ara yüz programından oluşmaktadır. Veri analizi ise veriler toplandıktan sonra Matlab paket programı kullanılarak hazırlanan yanma analiz programı ile gerçekleştirilmektedir.

Bunun yanında, 100 bar sabit enjeksiyon basıncında yakıt miktarı testleri yapılarak püskürtülen yakıt miktarları ölçülmüş ve enjektörün kalibrasyon işlemi yapılmıştır. Yakıt miktarı ölçme testleri sonucunda uygulanan pik ve sürme gerilim sürelerine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarlarındaki değişim grafiği Şekil 3.12'de verilmiştir. Her iki pik gerilimi uygulama sürelerinde püskürtülen yakıt miktarlarındaki artış farklı olmakla birlikte uygulanan sürme gerilimi sürelerine bağlı olarak yakıt miktarının doğrusal arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 3.12. Pik ve sürme uygulama sürelerine göre püskürtülen yakıt miktarlarındaki değişim

Silindir gaz basıncı ölçüm sisteminde Kistler marka 6061B piezo-elektrik su soğutmalı basınç sensörü ve 5018A1000 model sinyal şartlandırıcısı kullanılmıştır. Sensörün ve sinyal şartlandırıcısının temel özellikleri, Tablo 3.2'de verilmiştir. Sensör yanma odasına bakacak şekilde, Şekil 3.15'de gösterildiği gibi, test motorunun silindir kapağına, üretici firmanın

önerdiği şekilde monte edilmiştir. Sensörün soğutma sisteminde kullanılan su üreticinin önerdiği debide ayarlanarak sensörün soğutulması sağlanmıştır.

Tablo 3.2. Basınç sensörü ve sinyal şartlandırıcının özellikleri

6061-B Su soğutmalı piezo-elektrik basınç sensörü	
Ölçüm Aralığı	0-250 bar
Hassasiyet ve Doğrusallık	0...250 bar (50°C) -26,09 pC/bar ve +/- % 0,3
Kararlı Çalışma Aralığı (°C)	0 - 350
Doğal Frekansı	90 kHz
Aşırı Yükleme	300 bar
5018A 1000 Sinyal şartlandırıcı	
Çıkış Gerilimi	+/- 10 V
Maksimum Filtreleme	100 kHz
Not: İçten yanmalı motorlar için drift compensation özelliğine sahiptir.	

Sensörden alınan veriler önce Şekil 3.13'de görülen Kistler marka 5018A 1000 model sinyal şartlandırıcıda işlenmiştir. Sinyal şartlandırıcının voltaj çıkışından, veri toplama kartına giriş yapılarak basınç değerleri (voltaj olarak) veri toplama sistemine aktarılmaktadır. Sinyal şartlandırıcıdan verilerin sağlıklı ve istenilen aralıkta alınabilmesi için bazı ayarların yapılması gerekmektedir. Bu ayarlar; maksimum silindir basınç değeri ve buna bağlı olarak sinyal şartlandırıcıdan istenen çıkış voltaj aralığı, basınç değerinin birimi, sinyal şartlandırıcının ekranında görülmesi istenilen basınç değerleri (maksimum basınç, ortalama indike basınç, anlık basınç), sensörün hassasiyeti, sensörün frekansı ve filtreleme opsiyonlarıdır. Sinyal şartlandırıcı sadece piezo-elektrik özelliğe sahip sensörler için kullanılmaktadır. Sensörden gelen elektriksel yük değeri sinyal şartlandırıcıya girer ve sinyal şartlandırıcıda işlendikten sonra çıkışta gerilime çevrilir. Ayrıca, RS-232C ara bağlantısı ve LabVIEW 6.0'da yazılmış bir kullanıcı ara yüzü ile sinyal şartlandırıcı üzerinde gerekli ayarlamalar yapılabilmektedir. Silindir basınç sensörünün ve sinyal şartlandırıcının kalibrasyonları üretici firma tarafından yapılmış ve sertifikalandırılmıştır.



1. GDI Enjektör
2. Silindir basınç sensörü
3. Emme supabı
4. Egzoz supabı
5. Silindir kapağı

Şekil 3.13. Silindir gaz basınç sensörü ve GDI enjektörün silindir kapağına montajı

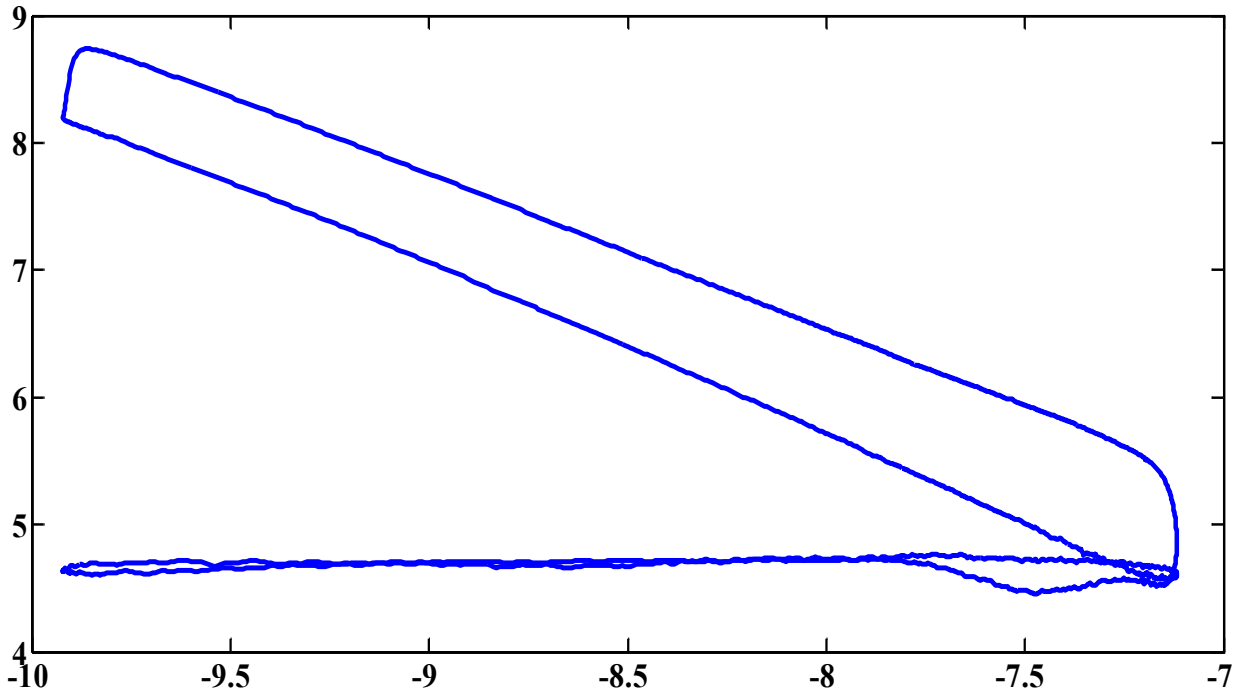
Veri toplama sisteminde PCI 6251 National Instrument marka veri toplama kartı kullanılmıştır. Veri toplama kartının özellikleri Tablo 3.3'de verilmektedir. Veri toplama sistemi için kullanıcı ara yüzü programı LabVIEW'de oluşturulmuş ve veriler "lvm" uzantılı bir dosyaya kaydedilmiştir. Veri toplama sisteminde iki analog giriş ve enkoder girişi kullanılmıştır. Bunlardan bir tanesi silindir basınç sensörü, diğeri ise üst ölü nokta sensörünün bağlantısıdır. Veriler enkoderden gelen krank açısı değişimine bağlı üretilen tetikleme sinyaline göre toplanmıştır.

Tablo 3.3. National Instruments PCI 6251 veri toplama kartının özellikleri

Çözünürlük	16 Bit yüksek çözünürlük
Örnekleme Oranı	250 kS/s
Analog Girişi Sayısı ve Hafıza	16 analog giriş ve 1 K FIFO
Dijital Giriş Sayısı	16 dijital giriş
Dijital Çıkış Sayısı	16 dijital çıkış
Analog Çıkış Sayısı	2 analog çıkış
Sayıcı ve çözünürlüğü	10 MHz ve 16 Bit çözünürlük
Kart bağlantısı	PCI kartı
Giriş Gerilimi	+/- 10 V
Giriş Akımı	0 -20 mA

Veri toplama sistemi donanım ayarları için, veri toplama kartı PCI yuvasına takıldıktan sonra yazılımı bilgisayara yüklenmiştir. Veri toplama kartının yazılımı yüklendikten sonra program çalıştırılmış, veri toplama kartının testi ve ayarları yapılmıştır.

Veri toplama sisteminden elde edilen ham verilerin işlenebilmesi için Matlab'da yanma analizi programı yazılmıştır. Bu program ile 50 çevrimin ortalaması alınarak silindir gaz basıncının krank açısına bağlı değişimi $0,25^\circ$ KA çözünürlüğünde elde edilebilmektedir. Program kapsamında ısı dağılımı analizi ve yanma karakteristikleri hesaplanabilmektedir. Basınç verilerinin denetimi, Şekil 3.14'de verilen logaritmik P-V diyagramı ile de kontrol edilebilmektedir. Sıkıştırma süreci, emme supabının kapanmasıyla pistonun ÜÖN'ya ulaşması arasında tanımlanır ve politropiktir. Logaritmik P-V diyagramında grafiğin bu aralıkta eğiminin düz olması gerekir. Eğer eğrilik sıkıştırma hattının ilk bölümü süresince gözükürse bu eğrilik bir yanlışlığı gösterir ki bu da kullanılan referans basınç noktasının yanlış yerde olması demektir.



Şekil 3.14. Logaritmik P-V diyagramı

3.4 Emisyon Ölçüm Sistemi

Bu proje kapsamında ölçülen emisyon parametreleri; NO_x , yanmamış HC, CO, CO_2 ve duman koyuluğu emisyonlarıdır. Testlerde kullanılan emisyon cihazlarının teknik özellikleri ise Tablo 3.4'de verilmektedir.

Tablo 3.4. Emisyon ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

Parametre	CAPALEC CAP 3200		Bosch BEA 350 Benzin ve Dizel	
	Ölçüm aralığı	Bağıl Hata (%) (Ölçülen Değer Üzerinden)	Ölçüm aralığı	Bağıl Hata (%) (Ölçülen Değer Üzerinden)
HC (ppm)	0 – 20000	±5	0 – 9999	±5
CO (%)	0 – 15	±3	0 – 10	±3
CO ₂ (%)	0 – 20	±4	0 – 18	±4
O ₂ (%)	0 – 21,7	±3	0 – 22	±3
NO _x (ppm)	0 – 5000	±5	-	-
Hata Sınıfı	OIML CLASS 1		OIML CLASS 0	

Testler sırasında emisyonlar iki emisyon cihazı ile ölçülmüştür. Her bir test esnasında emisyon değerleri için 5 saniye aralıklar ile 5 ölçüm yapılmış ve 5 ölçümün ortalaması alınarak emisyon sonuçları elde edilmiştir. Bosch BEA ile yanmamış HC, CO, CO₂ ve duman koyuluğu ve Capalec Cap 3200 ile NO_x emisyonu ölçülmüştür.

3.5 Deneysel Akış Prosedürü

Daha öncede ifade edildiği üzere bu proje kapsamında çift kademeli direkt yakıt püskürtme tekniğinin, farklı oranlarda alkol-benzin karışımlarının, EGR'nin ve emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanma, emisyon ve performans karakteristikleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu parametrelerin HCCI yanma üzerindeki etkilerinin incelenebilmesi için Şekil 3.15'deki test akış diyagramı uygulanmıştır. Test akış diyagramı dört aşamalı test grubundan oluşmaktadır. Birinci aşamada I. enjeksiyon zamanının etkisi (1100 d/d yüksek eşdeğerlik oranı için), ikinci aşamada II. enjeksiyon zamanının etkisi (1100 d/d düşük ve yüksek eşdeğerlik oranları için), üçüncü aşamada HCCI yanmanın çalışma alanının genişletilebilmesi için enjeksiyon oranı ve EGR'nin etkisi (1100 d/d yüksek eşdeğerlik oranı için), son aşamada ise II. enjeksiyon zamanının ve emme havası sıcaklığının etkisi (700 d/d düşük eşdeğerlik oranı için) incelenmiştir. Uygulanan test akış diyagramına göre birinci, ikinci ve üçüncü aşama testleri kapsamında çift kademeli enjeksiyon tekniğinin HCCI yanma üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Birinci aşamada bütün test yakıtları için I. enjeksiyon zamanının değişimi, II. enjeksiyon zamanı (330 °KA eÜÖNS) ve enjeksiyon oranı (EO = I₁:I₂= 4 yani %80-%20) sabit tutularak incelenmiştir. Daha sonra birinci aşama testlerine göre MBAO sonuçları göz önüne alınarak alkol-benzin karışımları için en uygun I. enjeksiyon zamanının 120 °KA eÜÖNS olduğu

belirlenmiştir. Testler sırasında emme havası giriş sıcaklığı ($T_{in}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$), enjeksiyon basıncı ($P_{inj}=100\text{ bar}$), bir çevrimde sisteme sürülen enerji (yüksek eşdeğerlik oranı için 710 J) miktarı, motor devri (1100 d/d) sabit tutulmuş ve EGR uygulanmamıştır.

İkinci aşamada, bütün test yakıtları için I. enjeksiyon zamanı (120 °KA eÜÖNS) ve enjeksiyon oranı ($EO = I_1:I_2 = 4$ yani %80-%20) sabit tutularak II. enjeksiyon zamanının etkisi düşük ve yüksek eşdeğerlik oranında, 1100 d/d şartları altında bütün test yakıtları için incelenmiştir. Enjeksiyon parametrelerindeki değişim incelenirken bir çevrimde sisteme sürülen enerji (yüksek eşdeğerlik oranı için 710 J, düşük eşdeğerlik oranı için 585 J) miktarı, emme havası giriş sıcaklığı ($T_{in}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$), enjeksiyon basıncı ($P_{inj}=100\text{ bar}$), motor devri (1100 d/d) sabit tutulmuş ve EGR uygulanmamıştır.

Üçüncü aşama testleri kapsamında ise II. enjeksiyon zamanının değişimine bağlı olarak maksimum IMEP değerinin elde edildiği krank açıları (330 ve 335° KA eÜÖNS) HCCI çalışma alanının genişletilebilmesi için enjeksiyon oranının ($EO = I_1:I_2 = 3:2$ yani %60-%40) ve EGR oranının (%15) etkisi (1100 d/d ve yüksek eşdeğerlik oranında) bütün test yakıtları için incelenmiştir. Bu testler sırasında emme havası giriş sıcaklığı ($T_{in}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$), enjeksiyon basıncı ($P_{inj}=100\text{ bar}$) ve sisteme sürülen enerji (710 J) sabit tutulmuştur.

Dördüncü aşama testlerinde ise I. enjeksiyon zamanı (120 °KA eÜÖNS) ve enjeksiyon oranı ($EO = I_1:I_2 = 4$ yani %80-%20) sabit tutularak II. enjeksiyon zamanının değişimi 700 d/d ve düşük eşdeğerlik oranı şartları altında bütün test yakıtları için incelenmiştir. II. enjeksiyon zamanının değişimine bağlı olarak maksimum IMEP değerinin elde edildiği krank açısında (330 °KA eÜÖNS) HCCI çalışma alanının düşük yük bölgesinin genişletilebilmesi için emme havası giriş sıcaklığının (120°C) etkisi (700 d/d düşük eşdeğerlik oranı için) incelenmiştir. Bu testler sırasında EGR uygulanmamış, enjeksiyon basıncı $P_{inj}=100\text{ bar}$ ve sabit enerji girişi (535 J) şartları altında testler yapılmıştır.

Testlerde JT Baker firması tarafından üretilen %99,6 saflıkta etanol ve metanol kullanılmıştır. Benzin ise ticari bir yakıt istasyonundan satın alınmıştır. Test yakıtlarının bazı özellikleri Kocaeli Üniversitesi Alternatif Yakıtlar Araştırma, Geliştirme ve Uygulama Merkezi Yakıt Laboratuvarında tespit edilmiştir. Testlerde kullanılan test yakıtlarının özellikleri Tablo 3.5'de verilmektedir.

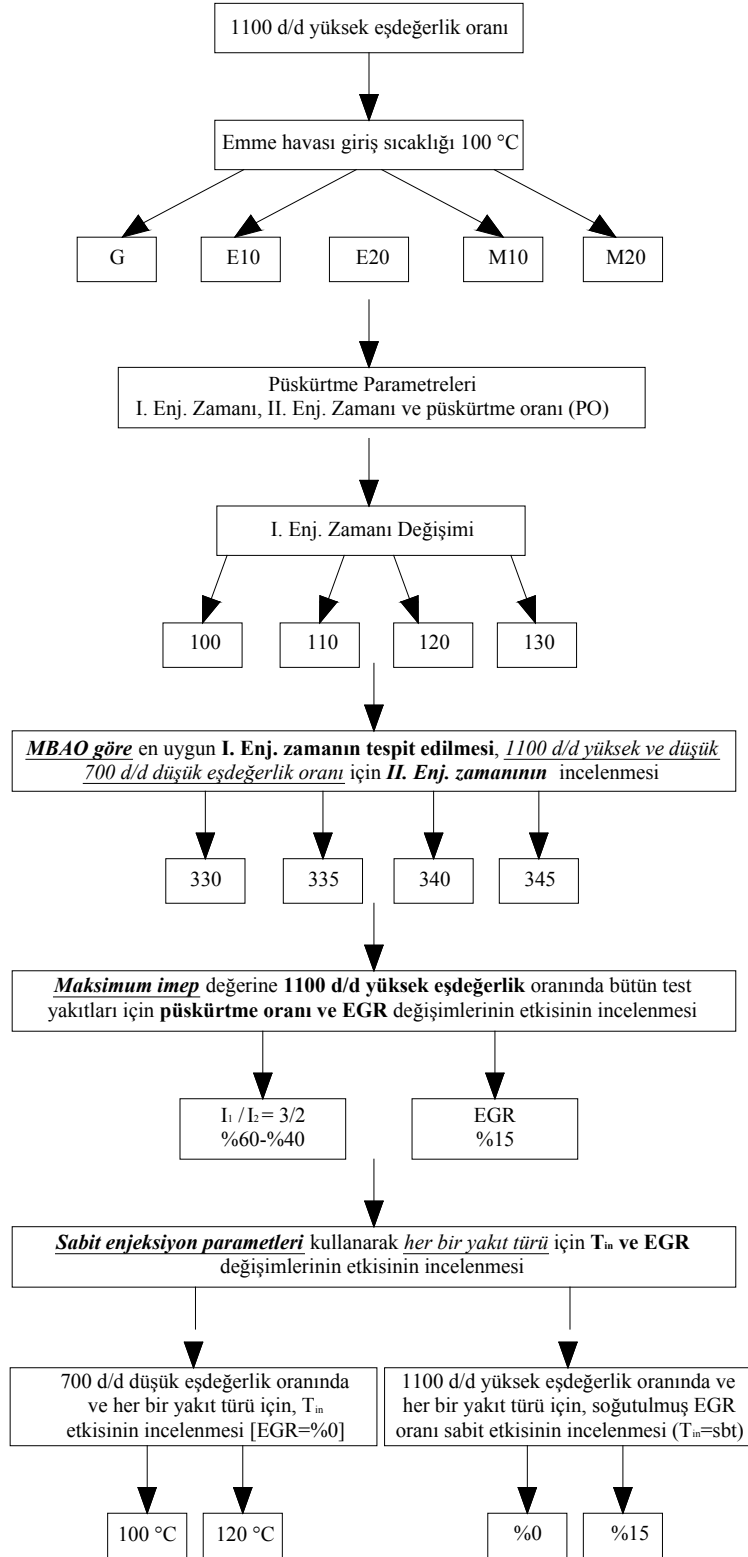
Tablo 3.5. Test yakıtlarının özellikleri

Özellik	Birim	Benzin (B97)	Metanol	Etanol	E10	E20	M10	M20
Yoğunluk (15°C)	kg.m ⁻³	747,6	795,9	794,0	751,0	755,4	751,2	755,8
Viskozite (40°C)	mm ² .s ⁻¹	0,61	0,72	1,16	0,65	0,71	0,62	0,64
Alt Isıl Değer	kJ.kg ⁻¹	41420	21632	29079	40322	37108	38764	36314
Buharlaşma Gizli Isısı	kJ/kg	380	1185	920	434	488	460	541
Oksijen İçeriği	% (kütlese)	0	50	34,8	3,47	6,94	4,99	9,98
Bakır Şerit Korozyon (3h 50°C)	Korozyon Derecesi	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a
Distilasyon								
%10	°C	46,2	64,6	76,9	48,2	49,6	43,2	44,0
%50		80,2	64,9	78,0	65,3	64,1	63,7	57,4
%90		147,5	65,0	78,0	144,0	143,5	144,8	144,8

Testlerde kullanılan yakıtlar kütlese olarak karıştırılmıştır. %10 etanol ve %90 benzin karışımı E10, %20 etanol ve %80 benzin karışımı E20, %10 metanol ve %90 benzin karışımı M10, %20 metanol ve %80 benzin karışımı M20 olarak isimlendirilmiştir. Bu çalışmada 97 oktan benzin kullanılmış olup, %100 oranında kullanılan benzin B97 olarak kodlanmıştır. Test yakıtlarının buharlaşma gizli ısısı ve oksijen içerikleri hesaplanarak Tablo 3.5’de verilmiştir.

Benzin, etanol ve metanolün buharlaşma gizli ısuları sırasıyla 380, 920 ve 1185 kJ/kg olarak referans alınmıştır (Canakci vd., 2013). Testlerde kullanılan yakıt karışımları kütlese olarak hazırlandığı için karışımların buharlaşma gizli ısuları ve oksijen içerikleri kütlese olarak hesaplanmıştır.

Motor testleri silindir duvar sıcaklığını sabit tutabilmek için soğutma suyu sıcaklığı 75°C, yakıt özelliklerinin değişmemesi için yakıt sıcaklığı 30°C ve tutuşmanın sağlanabilmesi için minimum emme havası sıcaklığı 100°C olacak şekilde kapalı devre sıcaklık kontrol sistemiyle sabit tutularak gerçekleştirilmiştir. Motor yağ sıcaklığı 60°C’ye geldikten sonra testlere başlanmıştır. Her bir test üçer defa tekrarlanmıştır. Üç testin ortalaması alınarak test sonuçları elde edilmiştir.



Şekil 3.15. Deneysel çalışmanın akış diyagramı

3.6 Performans ve Yanma Karakteristiklerinin Hesaplanması

Bu proje çalışmasında toplanan veriler kullanılarak motor performans parametreleri hesaplanmış, ısı dağılımı analizi yapılarak önemli yanma karakteristikleri tespit edilmiştir. Performans parametreleri döndürme momenti (M_d), fren ortalama efektif basıncı ($bmep$) efektif güç (P_e), özgül yakıt tüketimi (b_e), termik verim (η_t) ve yakıt/hava eşdeğerlik oranı (ϕ) aşağıda verilen formüller kullanılarak elde edilmiştir.

Motorun ürettiği moment Denklem (3.1)'de verilen formül ile hesaplanmıştır.

Döndürme momenti ($M_d(Nm)$);

$$M_d = F \times l \quad (3.1)$$

Önemli motor performans parametrelerinden bir tanesi de fren ortalama efektif basıncıdır ($bmep$) ve motor hacmi, devir sayısı ve motorun gücü arasındaki korelasyonu ifade eder. Denklem (3.2)'de verilen formül ile $bmep$ hesaplanır.

Fren ortalama efektif basıncı ($bmep (kPa)$)

$$bmep = M_d \times 4\pi / V_d \quad (3.2)$$

Motor tarafından üretilen ve dinamometre tarafından emilen güç ise efektif güç (P_e) olarak tanımlanır ve Denklem (3.3)'de verilen amirik formül ile hesaplanabilir.

Efektif güç ($Pe (kW)$);

$$Pe = \frac{n \times Md}{9549,58} \quad (3.3)$$

Birim güç başına harcanan yakıt miktarı özgül yakıt tüketimi (b_e) olarak tanımlanır ve Denklem (3.4) özgül yakıt tüketimi, Denklem (3.5) ise termik verim hesabı için kullanılır.

Efektif özgül yakıt tüketimi ($be (gr/kW-saat)$);

$$be = \frac{\dot{m}_y}{Pe} \times 3600 \quad (3.4)$$

Efektif verim (η_{eff});

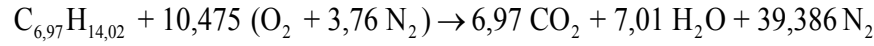
$$\eta_{eff} = \frac{3,6 \times 10^6}{b_e \times H_U} \quad (3.5)$$

Stokiyometrik hava/yakıt (H/Y) oranının, silindire alınan gerçek (H/Y) oranına oranı yakıt-hava eşdeğerlik olarak tanımlanır ve Denklem (3.6) ile hesaplanır.

$$\phi = \frac{\text{Stokiyometrik (H/Y) oranı}}{\text{Gerçek (H/Y) oranı}} \quad (3.6)$$

Testler sabit enerji girişi şartları altında yapıldığından, B97'ye ait sabit enerji referans alınarak alkol-benzin karışımlarına ait tam yanma denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

B97'nin tam yanma denklemi;



Sabit enerji girişi için 1 mol B97'nin molar ısı değeri aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

1kg B97'nin ısı değeri = 41420 kJ,

1 mol B97'nin molekül ağırlığı = 97,85 g,

B97 için molar ısı değeri (kJ) = $41420 \times 97,85 \times 10^{-3} = 4052,89$ kJ,

olarak elde edilir.

Etanol için molar ısı değeri aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

1kg Etanolün ısı değeri = 29079 kJ,

1 mol Etanolün molekül ağırlığı = 46,069 g,

Etanol için molar ısı değeri (kJ) = $29079 \times 46,069 \times 10^{-3} = 1339,64$ kJ,

Aynı enerji girişi için sisteme sürülmesi gereken Etanol için mol sayısı;

$$\frac{\text{B97'nin molar ısı değeri}}{\text{Etanolün molar ısı değeri}} = \frac{4052,89}{1339,64} = 3,0254 \text{ (molar oran)}$$

Alkol-benzin karışımlarının molar ısı değeri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Örnek olarak E10 için,

1kg E10'nun ısı değeri = 40322 kJ,



1 mol E10'nun molekül ağırlığı = 92,95 g,

E10 için molar ısıl değer (kJ) = $40322 \times 92,95 \times 10^{-3} = 3747,75$ kJ

Aynı enerji girişi için sisteme sürülmesi gereken E10'un mol sayısı;

$$\frac{\text{B97'nin molar ısıl değeri}}{\text{E10'un molar ısıl değeri}} = \frac{4052,89}{3747,75} = 1,0814 \text{ (molar oran)}$$

olarak elde edilmiştir.

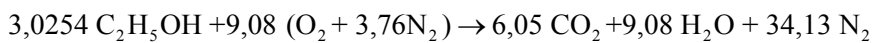
Burada tekrar vurgulamak gerekir ki testlerde kullanılan yakıt karışımları kütle oran referans alınarak hazırlanmıştır. Test yakıtlarına ait molar ısıl değerler ve sabit enerji girişi için hesaplanan mol katsayıları yukarıdaki şekilde hesaplanarak Tablo 3.6'da verilmiştir.

Tablo 3.6. Sabit enerji girişinde molar ısıl değerler

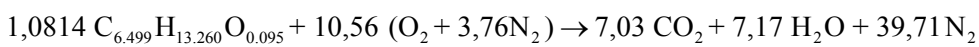
Yakıt (Formülü)	Karışımdaki Hacimsel Yüzde (%) (Benzin/Alkol)	Alt Isıl Değer (kJ/kg)	Molekül Ağırlıkları (g/mol)	Molar Isıl Değer (kJ/kmol)	Sabit Enerji Girişi için Hesaplanan Mol Kats.
B97 (C _{6,97} H _{14,02})	-	41420	97,85	4052,89	1
E10 (C _{6,499} H _{13,260} O _{0,095})	90,53 / 9,47	40322	92,95	3747,75	1,0814
E20 (C _{6,023} H _{12,492} O _{0,191})	80,95 / 19,05	37108	87,99	3265,13	1,2413
M10 (C _{6,406} H _{13,073} O _{0,095})	90,55 / 9,45	38764	91,64	3552,33	1,1409
M20 (C _{5,835} H _{12,114} O _{0,190})	80,98 / 19,02	36314	85,33	3098,85	1,3079
Etanol (C ₂ H ₆ O)	-	29079	46,069	1339,64	3,0254
Metanol (CH ₄ O)	-	21632	32,042	693,13	5,8472

Yukarıda elde edilen molar katsayılar kullanılarak, her bir test yakıtı için sabit enerji girişi şartları altında elde edilen tam yanma denklemleri aşağıda verilmektedir.

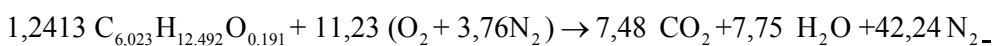
Sabit Enerji Girişi için Etanolün tam yanma denklemi;



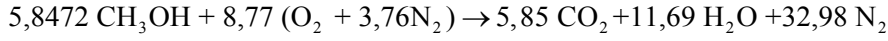
Sabit Enerji Girişi için E10'nun tam yanma denklemi;



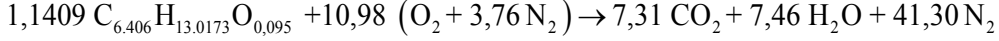
Sabit Enerji Girişi için E20'nun tam yanma denklemi ;



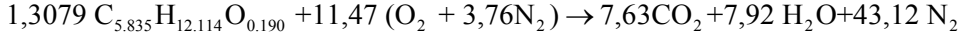
Sabit Enerji Girişi için Metanolün tam yanma denklemi;



Sabit Enerji Girişi için M10'nun tam yanma denklemi;



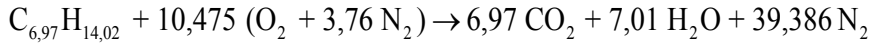
Sabit Enerji Girişi için M20'nin tam yanma denklemi;



Sabit enerji girişi şartlarındaki tam yanma reaksiyonları sonucu her bir yakıt için H/Y oranı molar ve kütleli olarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Örnek olarak B97 için;

B97'nin tam yanma denkleminden katsayılar dikkate alınarak molar ve kütleli H/Y oranları:



$$\text{Molar (H/Y)} = \frac{4,76 \times 10,475}{1} = 49,86/1$$

$$\text{Kütleli (H/Y)} = \frac{49,86 \times 28,97}{(6,97 \times 12,011) + (14,02 \times 1,008)} = 14,76 / 1$$

olarak elde edilmiştir.

Gerçek şartlardaki H/Y oranı ise aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

1100 d/d şartlarında B97 için bir çevrimde silindire püskürtülen yakıt miktarı 17,3 mg'dır. Silindire alınan hava miktarı orifis plaka ve diferansiyel basınç farkı verileri kullanılarak 0,0066 kg/s ölçülmüştür. 1100 d/d şartlarında silindire bir çevrimde alınan hava miktarı 720,52 mg olarak hesaplanır.

Gerçek şartlarda hesaplanan kütleli (H/Y);

$$\text{Kütleli (H/Y)} = \frac{720,52}{17,3} = 41,64 \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Gerçek ve stokiometrik çalışma sonuçlarından elde edilen eşdeğerlik oranı (ϕ) Denklem (3.6) kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$\phi = \frac{\text{Stokiometrik (H/Y) oranı}}{\text{Gerçek (H/Y) oranı}} = \frac{14,76}{41,64} = 0,354 \text{ olarak elde edilir.}$$

Teorik ve deneysel çalışma sonuçlarına göre hesaplanan H/Y ve eşdeğerlik oranları Tablo 3.7'de verilmiştir.

Tablo 3.7. Sabit enerji girişlerindeki hava-yakıt oranları

Yakıt	Stokiyometrik Molar (H/Y)	Stokiyometrik Kütleli (H/Y)	(1100 d/d 710 J) Küt. H/Y (ϕ)	(1100 d/d 585 J) Küt. H/Y (ϕ)	(700 d/d 535 J) Küt. H/Y (ϕ)
B97	49,86	14,76	41,64 (0,354)	51,29 (0,287)	52,35 (0,281)
E10	46,49	14,49	40,86 (0,354)	49,88 (0,290)	51,16 (0,283)
E20	43,08	14,18	37,47 (0,378)	46,06 (0,307)	46,90 (0,302)
M10	45,82	14,49	39,09 (0,370)	48,21 (0,300)	48,93 (0,296)
M20	41,74	14,17	36,90 (0,384)	45,20 (0,313)	45,94 (0,308)
Etanol	14,28	8,98	-	-	-
Metanol	7,14	6,46	-	-	-

Ön testler sonucunda motorun kabul edilebilir çalışma alanı gözetilerek bir çevrimde püskürtülecek yakıt miktarı B97 için belirlendikten sonra diğer test yakıtları için püskürtülecek yakıt miktarları alt ısı değerlerine bağlı olarak hesaplanmıştır. Örneğin; B97 kullanımı ile bir çevrimde 10 mg/çevrim silindire yakıt püskürtüldüğü düşünülürken sisteme sürülen enerji (E) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$E=[10 \times 10^{-6} \times 41420] = 0,414 \text{ (kJ)} = 414 \text{ (J)}$$

Sisteme sürülecek enerji hesaplandıktan sonra örneğin E20 ve M20 test yakıtlarının kullanılması durumunda bir çevrimde püskürtülecek yakıt miktarı (m_y) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$m_{yE20} = [0,414 / 37108] \times 10^6 = 11,15 \text{ (mg/çevrim)}$$

$$m_{yM20} = [0,414 / 36314] \times 10^6 = 11,40 \text{ (mg/çevrim)}$$

Isı dağılımı analizi silindir gaz basıncı verileri kullanılarak elde edilmiştir. Isı dağılımının analizi yapılırken önce Termodinamiğin I. Kanununa göre;

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_i - \dot{W} \quad (3.7)$$

eşitliği yazılır. Bu eşitlikte U sistemdeki iç enerjiyi ifade eder.

Net ısı dağılım oranı (\dot{Q}_n), toplam ısı dağılım oranı (\dot{Q}_t) ile silindir duvarlarına olan ısı transferi \dot{Q}_{wall} arasındaki farktır ve piston üzerine yapılan iş ile iç enerji değişiminin toplamına eşittir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_t}{dt} - \frac{dQ_{wall}}{dt} = P \frac{dV}{dt} + \frac{dU}{dt} \quad (3.8)$$

İç enerji değişimi Denklem (3.9) ile hesaplanır.

$$\frac{dU}{dt} = m \times c_v \frac{dT}{dt} \quad (3.9)$$

\dot{W} ise pistonun yer değiştirmesi ile karşılık yapılan işi Denklem (3.10) ile ifade edilir.

$$\dot{W} = P \frac{dV}{dt} \quad (3.10)$$

Silindir içerisindeki dolgu ideal gaz kabul edildiğinden dolayı Denklem (3.11) elde edilir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = P \frac{dV}{dt} + mc_v \frac{dT}{dt} \quad (3.11)$$

İdeal gaz denklemi $PV=mRT$ kullanılarak sıcaklık (T) eşitliği elde edilir ve zamana göre türevi alınır, Denklem (3.12) şekline dönüşür.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR} \left[P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right] \quad (3.12)$$

Denklem (3.12), Denklem (3.11)'de yerine konularak yeniden düzenlenirse Denklem (3.13) elde edilir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \left(P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right) \quad (3.13)$$

$R=c_p-c_v$ eşitliği Denklem (3.13)'de yerine konularak Denklem (3.14) elde edilir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{c_p-c_v} \left(P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right) \quad (3.14)$$

Özgül ısıların oranı ($k=c_p/c_v$) Denklem (3.14)'de yerine konularak yeniden düzenlenir ve t yerine krank açısı (θ) denkleme uygulanırsa \dot{Q}_n ısı dağılımı, Denklem (3.15) verildiği gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_n = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (3.15)$$

Isı dağılım eğrisinin oluşturulabilmesi için basınç ve silindir hacminin krank açısına göre türevinin alınması gerekmektedir. Burada dikkat edilecek nokta silindir basıncının bir derecelik ölçüm hatasının ısı dağılımında %50'lere varan bir hataya neden olabileceğidir. Bu hatayı giderebilmek için Denklem (3.16) kullanılarak tespit edilecek merkez noktadaki basınç değeri, merkez noktadan iki ileri ve iki geri olmak üzere dört noktanın değerleri kullanılarak hesaplanabilir

$$(du/dx)_i = (-u_{i+2} + 8u_{i+1} - 8u_{i-1} + u_{i-2}) / (12 \times \Delta\theta) \quad (3.16)$$

Basınç verilerine Denklem (3.16) uygulandıktan sonra ısı dağılımı eğrisi elde edilmiştir. Basınç eğrisinde istenmeyen sinyalleri azaltmak ve basınç eğrisini düzgünleştirmek için ise dijital filtreleme uygulanmıştır.

Silindir duvarlarına olan ısı transferi \dot{Q}_{wall} aşağıdaki Denklem (3.17)'de verilen formül ile hesaplanabilir. Bu formülde h ısı transfer katsayısıdır. A_{wall} silindir içi yüzey alanıdır. T_{gas} silindir gaz sıcaklığıdır ve silindir gaz basıncından hesaplanır. T_{wall} ise silindir duvarlarındaki sıcaklıktır ve motor soğutma suyu sıcaklığına eşit kabul edilmiştir.

$$\dot{Q}_{wall} = h \times A_{wall} \times (T_{gas} - T_{wall}) \quad (3.17)$$

Soyhan vd. (2009) yaptıkları çalışmada HCCI yanma için en uygun ısı transfer katsayısını araştırmışlar ve Woschni, Assanis ve Hohenberg ısı transfer kolerasyonlarını karşılaştırmışlardır. Hohenberg kolerasyonunun diğer kolerasyonlara göre HCCI yanma için daha uygun olduğunu tespit etmişlerdir. Bu nedenle, bu çalışmada silindir duvarlarına olan ısı transferi alt modelinde Hohenberg kolerasyonu kullanılarak h ısı transfer katsayısı aşağıda verilen formül ile hesaplanmıştır. Burada P silindir gaz basıncı, V silindir hacmi, T silindir içi sıcaklığın KA 'ya bağlı değişimleri, s_p ortalama piston hızı, b ve a_s ısı iletim modeli (Maurya ve Agarwal, 2012) sonucu bulunan sabit katsayılarıdır.

$$h(\theta) = a_s V(\theta)^{-0.06} P(\theta)^{0.8} T(\theta)^{-0.4} (s_p + b)^{0.8} \quad (3.18)$$

Isı transferi alt modeli hesaplandıktan sonra toplam ısı dağılımı \dot{Q}_t , net ısı dağılımı (\dot{Q}_n) ile silindir duvarlarına olan ısı transferinin (\dot{Q}_{wall}) toplamına eşittir ve Denklem (3.19)'da verildiği gibi toplam ısı dağılımı hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_t = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} + \dot{Q}_{wall} \quad (3.19)$$

Bu proje kapsamında önemli yanma karakteristikleri olarak; P_{maks} ve CA_{Pmaks} silindir gaz basıncının KA bağlı değişimi, MBAO ve IMEP incelenmiştir. MBAO, silindir gaz basıncının türevi alınarak, IMEP ise P-V diyagramının integrali alınarak hesaplanmıştır. COV_{IMEP} ise 50 çevrim hesaba katılarak Denklem (3.20)'de verilen formül ile elde edilmiştir.

$$COV_{imep} = \frac{\sigma}{\overline{imep}} \times 100 \quad (3.20)$$

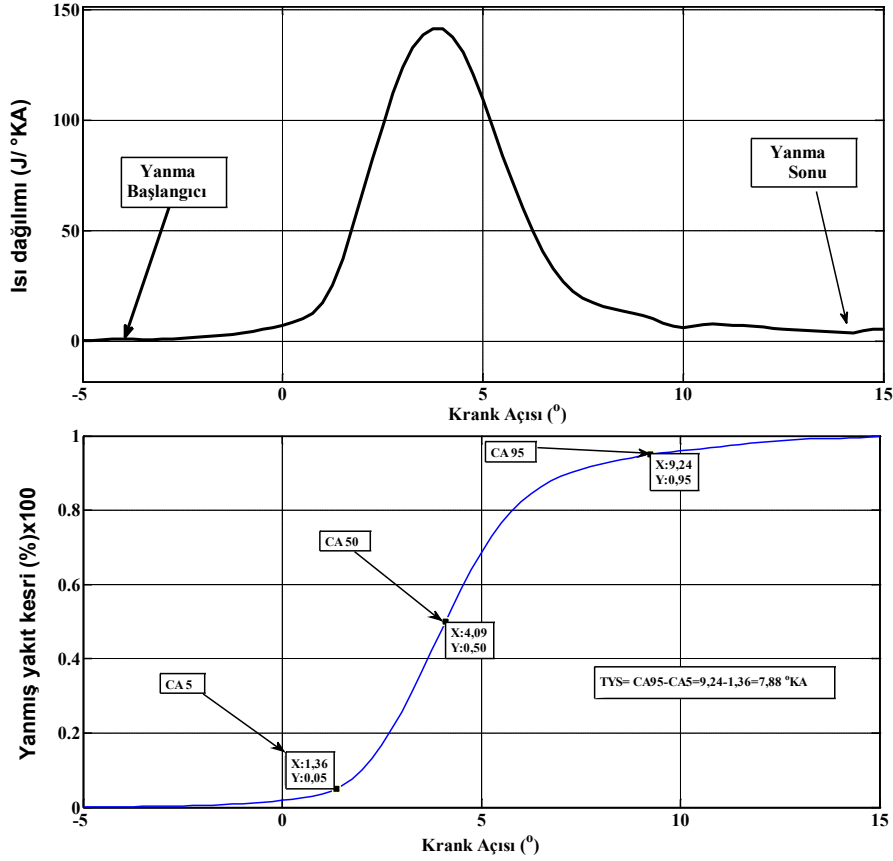
Ortalama \overline{imep} değeri hesaplama; Buradaki n ortalaması alınan çevrim sayısıdır.

$$\overline{imep} = \sum_{i=1}^n imep_i / n \quad (3.21)$$

Standart sapma σ ise Denklem (3.22) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n (imep_i - \overline{imep})^2 / (n-1)} \quad (3.22)$$

Şekil 3.16'da ısı dağılımının ve yanmış yakıt kesrinin krank açısına bağlı değişimi verilmiştir. Isı dağılımı grafiğinden yanma başlangıcı ve yanma sonu belirlenerek yanmış yakıt kesri hesaplanmıştır.



Şekil 3.16. Isı dağılımı ve yanmış yakıt kesri

Hesaplanan yanmış yakıt kesrinin KA'na bağlı değişiminden yanma başlangıcı, toplam yanma süresi hesaplanmıştır. HCCI yanmanın ilk fazı (birinci ısı dağılımı) düşük sıcaklıktaki reaksiyon bölgesi olarak tanımlanır. İlk ve ana ısı dağılımı arasındaki fark ise negatif sıcaklık bölgesi (NTC) olarak tanımlanmaktadır. Silindir içi sıcaklığının artmasına NTC bölgesinin reaksiyon süresince azalması sistemin reaksiyona girme kabiliyetinin düşmesine neden olur. Bu yüzden bu çalışmada yanma başlangıcı, yanmış yakıt kesrinin %5'e ulaştığı krank açısı (CA5) olarak tanımlanmıştır. Yanma sonu ise yanmış yakıt kesrinin %95'a ulaştığı krank açısı (CA95) olarak tanımlanır. Bu çalışmada, toplam yanma süresi CA95-CA5 olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.23'de verilen örnekte yanma başlangıcı CA5=1,36 °KA, CA50 = 4,09 °KA, CA95 = 9,24 °KA olarak tespit edildikten sonra toplam yanma süresi (TYS) = 9,24 – 1,36 = 7,88 °KA olarak hesaplanmıştır.

Daha öncede ifade edildiği üzere, HCCI yanmanın en büyük dezavantajlarından bir tanesi çalışma alanının oldukça sınırlı olmasıdır. Çalışma alanının belirlenmesinde ise iki önemli parametre MBO ve COV_{IMEP} rol oynamaktadır. MBO yüksek yüklerdeki çalışma alanının belirlenmesinde, COV_{IMEP} ise düşük yüklerdeki çalışma alanının belirlenmesinde kullanılan



parametrelerdir. MBO 1MPa/°KA değerini aştığında motorda vuruntu başlar ve motor gürültülü bir şekilde çalışır (Yao vd., 2009; Maurya ve Agarwal, 2009). COV_{IMEP} ise %10 değerini geçtiğinde motorda her bir çevrimde düzenli bir yanma görülmez ve motor sarsıntılı bir şekilde çalışmaya başlar (Kinato vd., 2003; Yao vd., 2007). Bu çalışmada, $MBO > 1$ MPa/°KA büyük olması motorun vuruntu sınırına gelmiş olduğunu, COV_{IMEP} veya maksimum silindir gaz basıncında (P_{maks}) oluşan değişim katsayısı (COV_{Pmaks}) %10 un üstünde olması da yanma kararlılığının bozulduğunu gösterir olmasından dolayı yanma parametreleri için sınır değerler olarak kabul edilmiştir.

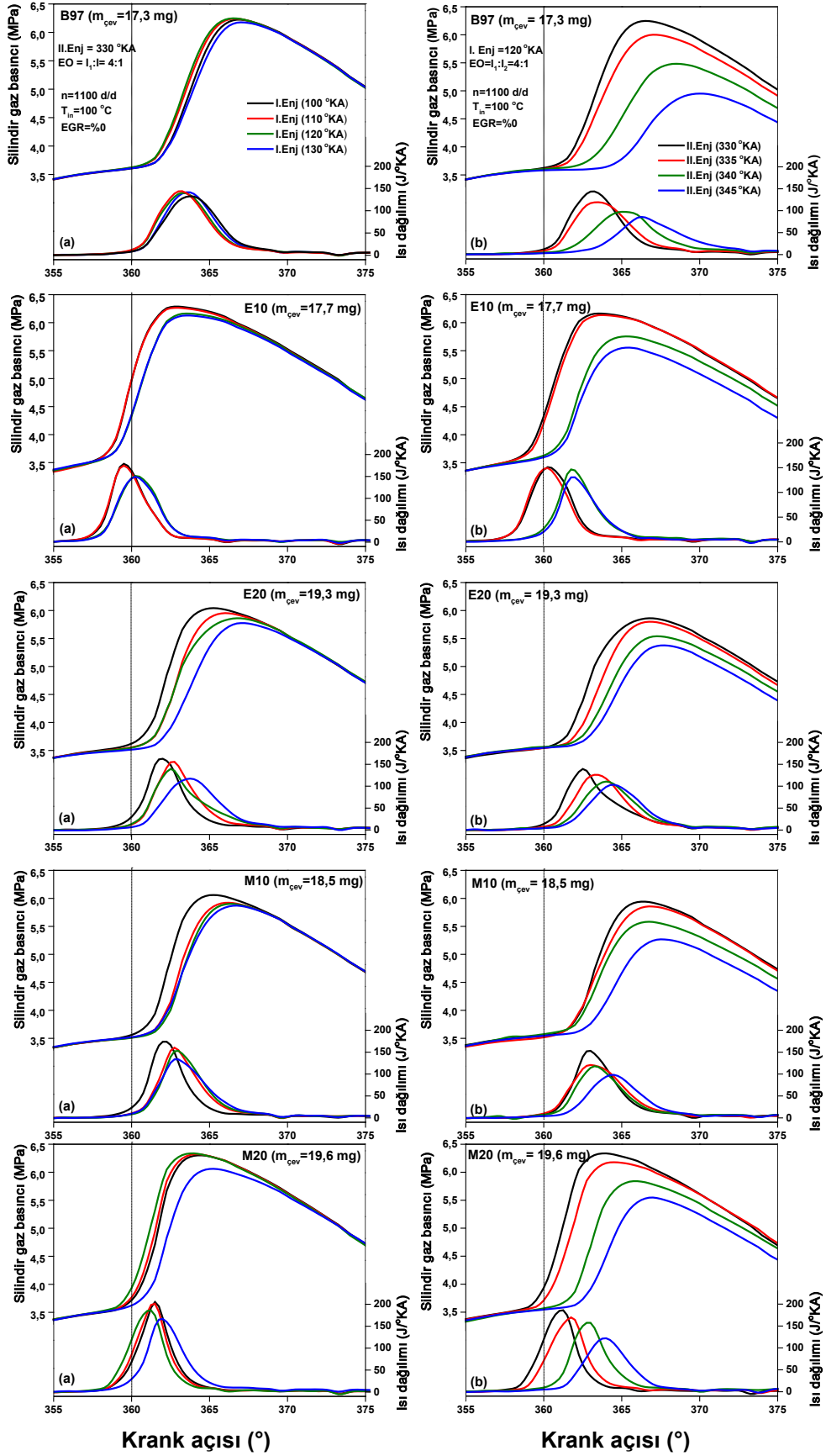
4. DENEYSEL ÇALIŞMA İLE ELDE EDİLEN BULGULAR

HCCI yanmanın en önemli dezavantajlarından biri, yanma fazlarının kontrol edilmesindeki güçlük ve buna bağlı olarak çalışma alanının genişletilememesidir. Bununla birlikte, düşük sıcaklıkta yanmanın bir sonucu olarak yüksek oranlarda yanmamış HC ve CO emisyonları üretmesi de diğer bir dezavantajdır. TÜBİTAK 111M180 nolu proje kapsamında, iki kademeli enjeksiyon stratejisi ve alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile yanma fazlarının kontrol edilmesi ve aynı zamanda yüksek IMEP ve düşük emisyon değerlerine ulaşılabilmesi hedeflenmiştir. Bu doğrultuda direkt enjeksiyonlu, yüksek sıkıştırma oranına sahip, buji ve EGR kullanılmayan bir HCCI motorda kademeli enjeksiyon stratejisinin ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma üzerindeki etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar dört farklı aşamada değerlendirilmiştir.

İlk aşamada, I. ve II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma üzerindeki etkisi 1100 d/d sabit motor devri, sabit enerji girişi (710 J/çevrim) ve yüksek eşdeğerlik oranı için karşılaştırılmıştır. İkinci aşamada, düşük eşdeğerlik oranlarının HCCI yanma üzerindeki etkisi 1100 d/d sabit motor devri ve sabit enerji girişinde (585 J/çevrim) gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar yüksek eşdeğerlik oranındaki sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Üçüncü aşamada, HCCI yanmanın çalışma alanının genişletilebilmesi için enjeksiyon oranı ve EGR'nin etkisi (1100 d/d, yüksek eşdeğerlik oranı için) araştırılmıştır. Son aşamada ise, II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığının HCCI yanma üzerindeki etkisi (700 d/d, düşük eşdeğerlik oranı için) incelenmiştir. Her bir aşamada, yanma, performans ve emisyon parametreleri ayrı ayrı grafiklendirilerek HCCI yanma üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır.

4.1 I. ve II. Enjeksiyon Zamanının HCCI Yanma Üzerine Etkileri

I. ve II. enjeksiyon zamanlarının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerindeki etkileri her bir yakıt türü için Şekil 4.1'de verilmiştir. Testler sabit enerji girişinde (710 J/çevrim) yapıldığından ve test yakıtlarının ısı değerlerinin farklı olmasından dolayı bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarı her bir yakıt için farklılık göstermektedir. Bununla birlikte, I. ve II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma üzerindeki etkisi karşılaştırılırken, testler sabit motor devri (1100 d/d), enjeksiyon oranı ($EO = I_1:I_2 = 4$) ve emme havası giriş sıcaklığı (100°C) şartlarında yapılmış ve EGR uygulanmamıştır.



Şekil 4.1. I. ve II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi

Şekil 4.1’de görüldüğü gibi, B97 kullanıldığında I. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı ve yanma oranlarının hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Yakıt karışımlarında etanol ve metanol içeriğinin artması ile özellikle püskürtmenin eÜÖN’den uzaklaşmasıyla (130 °KA) ilerlemesiyle maksimum silindir gaz basıncının bir miktar düştüğü ve ısı dağılımının azaldığı tespit edilmiştir. P_{maks} değerlerinde I. enjeksiyonun 100 °KA’dan 130 °KA’na ilerletilmesiyle yaklaşık E20’de %4,5, M10’da %2,9 ve M20’de %3,96 bir düşme yaşanırken B97 kullanımında bu değer yaklaşık %0,8 seviyelerindedir. Bu durum, emme havası ile yakıt buharı arasındaki etkileşimin azalıyor olması ve silindir içi sıcaklığın düşmesi ile açıklanabilir. Testlerin sabit enerji girişinde yapılabilmesi için E20 (19,3 mg/çevrim), M10 (18,5 mg/çevrim) ve M20 (19,7 mg/çevrim) yakıtlarında B97 (17,3 mg/çevrim) ve E10 (17,7 mg/çevrim) test yakıtlarına göre daha fazla yakıt silindir içerisine püskürtülmüştür. Püskürtmenin emme zamanı sonlarına kayması, yakıtın silindir duvarlarına çarpmasına ve yapışmasına neden olabilmektedir (Wang vd., 2005), bu nedenle I. enjeksiyonun 130 °KA’da yapılması Şekil 4.1’de görüldüğü üzere E20, M10 ve M20 yakıtlarında buharlaşmanın azalmasına ve silindir içi basıncın düşmesine neden olmuş olabilir.

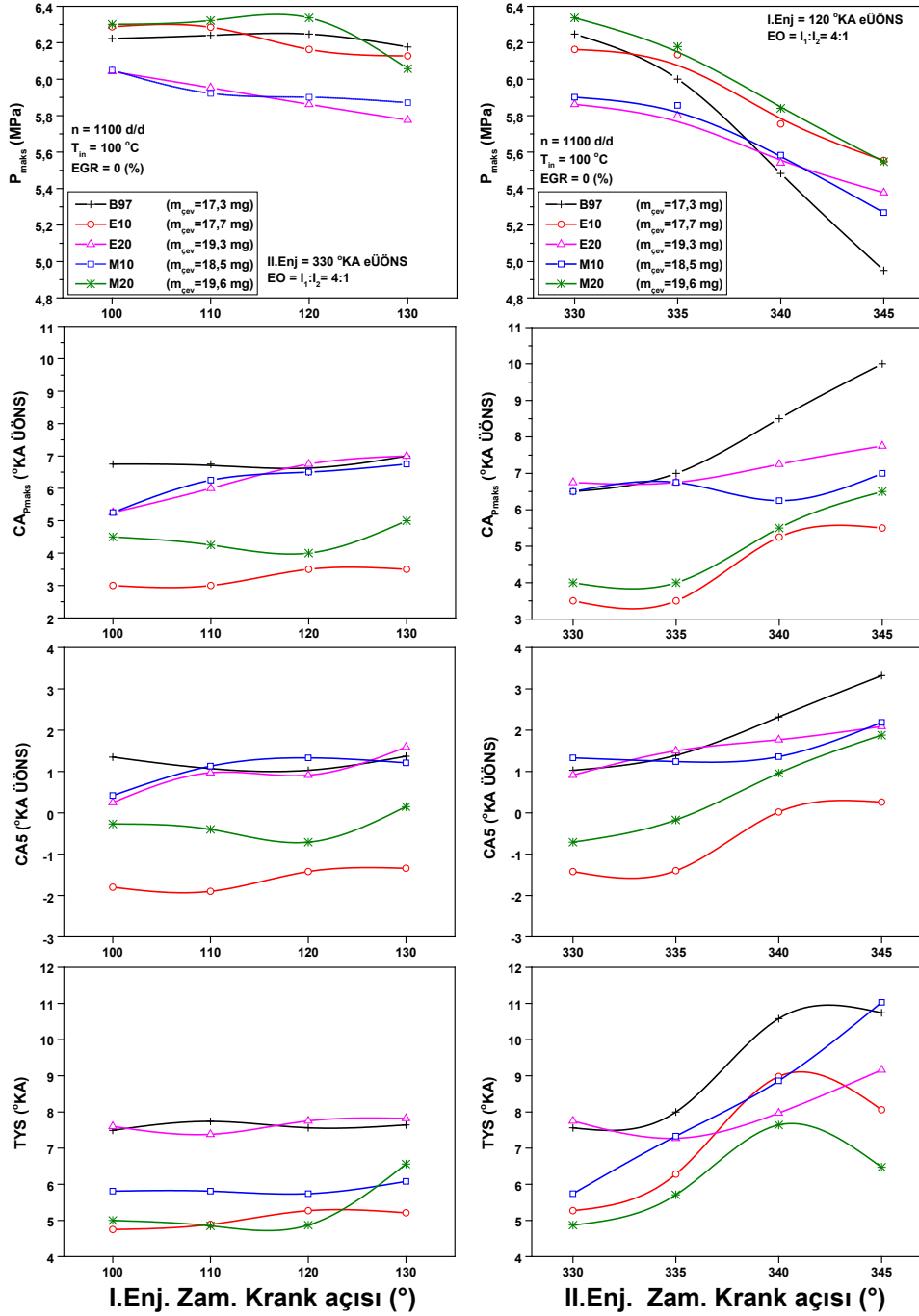
Aynı zamanda, Şekil 4.1’de I. enjeksiyon zamanının ısı dağılımı üzerine etkisi gösterilmiştir. Maksimum ısı dağılımı değerleri ve yanma süresi olarak I. enjeksiyon değişiminin B97 yakıtı üzerinde önemli bir değişim göstermediği belirlenmiştir. Fakat maksimum ısı dağılımı değerleri B97 yakıtı ile karşılaştırıldığında, alkol-benzin karışımlarında daha yüksek değerlere ulaşıldığı tespit edilmiştir. Bu durum, alkol-benzin karışımlarındaki oksijen içeriği yanma hızının artmasına ve ani yanma fazının B97 yakıtına göre daha yüksek değerlere ulaşmasına neden olması ile açıklanabilir.

Şekil 4.1’de görüldüğü gibi, M20 için bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarının ve oksijen içeriğinin fazla olması, bunlara ek olarak alkol yakıtların farklı oksidasyon kinetiklerine sahip olması, M20 yakıtı kullanımı ile maksimum ısı dağılımı değerleri elde edilmiştir. Yakıt karışımlarında metanol oranının artması ile yanma süresi bir miktar kısılırken maksimum ısı dağılımı oranı yükselmiştir. Karışımlardaki etanol oranının artması ile yanma süresi bir miktar uzarken, maksimum ısı dağılımı oranının değeri düşmüştür. Bunun nedeni olarak, metanolün etanole göre reaksiyon içerisinde daha fazla oksitleyici özelliğe sahip olması, metanolün etanol ve benzine göre hidrokarbon yapısının çok kısa olmasından dolayı reaksiyon hızını arttırdığı gösterilebilir.

Şekil 4.1’de görüldüğü gibi, bütün test yakıtlarında II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncını ve yanma başlangıcını önemli derecede etkilediği görülmektedir. I. enjeksiyon zamanı değişimleri ile karşılaştırıldığında, II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve tutuşma zamanı üzerinde çok daha fazla etkilemektedir. II. enjeksiyon değişimine bağlı (II. enjeksiyon zamanının 330 °KA’dan 345 °KA’ya kaydırılmasıyla) olarak test yakıtlarının P_{maks} değerleri üzerindeki maksimum değişimler, B97 için %20,6; E10 için %9,9; E20 için %9,1; M10 için %10,33 ve M20 için %14,25’dir. Bu çalışma kapsamında II. enjeksiyon zamanının, farklı yakıt özelliklerine rağmen her bir test yakıtı için yanma fazlarının kontrolünde kullanılabilecek önemli bir parametre olduğu tespit edilmiştir. HCCI yanmada tutuşma başlangıcını etkileyen en önemli iki faktör silindir içerisindeki sıcaklık ve karışım konsantrasyonudur. II. enjeksiyonun etkili olmasındaki en büyük rol ise silindir içerisindeki karışım konsantrasyonunun ayarlanabilmesidir (Wang vd. 2006a). II. enjeksiyon tutuşma zamanına yakın yapıldığı için bölgesel zengin karışım noktaları ilk tutuşmayı gerçekleştirmekte ve yanma başlangıcı doğrudan kontrol edilebilmektedir (Wang vd. 2006b). Şekil 4.1’deki grafikler incelendiğinde II. enjeksiyonun sÜÖN’den uzaklaşarak yapılması, silindir gaz basıncının artmasına neden olduğu görülmektedir. Bu durumun oluşmasındaki en büyük faktör buharlaşma gizli ısısının ve özgül ısının değişimidir. İkinci yakıt enjeksiyonu ile benzinin buharlaşması için gerekli ısıyı ortamdan çekmesi, silindir içi basınç ve sıcaklığın düşmesine neden olmaktadır. Bunun sonucu olarak, Şekil 4.1’deki grafiklerde görüldüğü gibi, sÜÖN’ya yakın yapılan II. enjeksiyon ile silindir içerisinde oluşan zengin karışım, özgül ısının, silindir içi sıcaklığın ve basıncın düşmesinde önemli bir faktördür (Cao vd., 2005).

Şekil 4.1’deki grafikler incelendiğinde, sÜÖN’den daha uzak krank açılarındaki yapılan II. enjeksiyon ile yanma daha erken başlamıştır. Aynı zamanda, II. enjeksiyonun sÜÖN’den uzak krank açılarındaki yapılmasıyla yanma hızı ve ısı dağılımı artmış, bu durumun bir sonucu olarak da yanma süresi kısalmıştır. Tüm test yakıtlarında maksimum ısı dağılım oranının, enjeksiyon zamanının sÜÖN’den sıkıştırma zamanı ortalarına doğru yapılmasıyla arttığı grafiklerde açıkça görülmektedir. Bu durumun oluşmasındaki en büyük etken ise daha öncede belirtildiği gibi buharlaşma gizli ısısı ve özgül ısıdaki değişimdir. Test yakıtlarının maksimum ısı dağılımı noktalarına bakıldığında, II. enjeksiyon zamanının değişimi ile en yüksek ısı dağılımının M20 test yakıtıyla elde edildiği görülmektedir. Metanolün buharlaşma gizli ısısının etanol ve benzine göre daha yüksek olmasına rağmen (Xie vd., 2006; Yang vd., 2011b), M20 yakıtı kullanımı ile yakıt miktarı ve oksijen içeriğinde artış reaksiyonun çok hızlı gerçekleşmesine ve ani yanma safhasının yüksek değerlere ulaşmasına neden olmaktadır. Karışım içerisinde etanol oranının artışı ile maksimum ısı dağılımı değerleri düşerken yanmanın genişleme zamanına doğru kaymakta olduğu açıkça görülmektedir. Sabit enerji

girişinin sağlanabilmesi için E20 yakıtı kullanıldığında E10 yakıtına göre daha fazla yakıtın püskürtülmesi, ortamdan çekilen ısının daha fazla olmasına ve maksimum ısı dağılımı değerlerinin düşmesine neden olmuştur. Şekil 4.2'de I. ve II. enjeksiyon zamanının maksimum silindir gaz basıncı (P_{maks}), maksimum silindir gaz basıncının olduğu nokta (CA_{Pmaks}), yanma başlangıcı (CA5) ve toplam yanma süresi (TYS) üzerindeki etkileri verilmiştir.



Şekil 4.2. I. ve II. enjeksiyon zamanının yanma karakteristikleri üzerine etkileri

Şekil 4.2’de görüldüğü üzere P_{maks} değerinin tüm yakıtlar için I. enjeksiyon zamanıyla çok fazla değişmediği, sadece 130 °KA’da diğerlerine göre bir miktar düştüğü gözlemlenmiştir. En yüksek silindir gaz basıncı M20 test yakıtı kullanımı ile elde edilirken, en düşük silindir gaz basıncı değerleri M10 ve E20 test yakıtları ile elde edilmiştir. Şekil 4.2’de II. enjeksiyon zamanının, I. enjeksiyon zamanına göre P_{maks} üzerinde daha etkili bir parametre olduğu görülmektedir. Enjeksiyon stratejisi gereği yakıtın %20’lik dilimi sÜÖN’ya yakın (30 °KA sÜÖNÖ) püskürtülüyor olması, yakıtların buharlaşma gizli ısılarının bu noktada etkin rol oynamasına neden olmuştur. Literatürde buharlaşma gizli ısı değerlerine bakıldığında en düşük değere benzinin, daha sonra etanol ve metanolün sahip olduğu görülmektedir (Xie vd., 2006).

E20 yakıt karışımının E10 yakıt karışımına göre daha fazla etanol içermesi yakıtın uçuculuğunun düşmesine, dolayısıyla yakıtı buharlaştırabilmek için ortamdan daha fazla ısı çekilmesine neden olmaktadır. Etanolün yüksek laminer alev hızına sahip olması rağmen, E20 kullanımı ile ortamdan çok daha fazla ısı çekilmesi, alev hızının gelişimine engel olmakta, bu durum E20 kullanımı ile daha düşük değerlerde silindir gaz basıncının elde edilmesine neden olmuştur. Diğer taraftan, metanolün buharlaşma gizli ısısının etanole göre yüksek olması, M10’un E10 yakıtına göre ortamdan daha fazla ısı çekmesine ve silindir içi basıncın E10 ve B97’ye göre daha fazla düşmesine etki etmiştir. M20 yakıtının M10 yakıtına göre buharlaşabilmek için ortamdan daha fazla ısı çekmesine rağmen yüksek yakıt miktarının ve oksijen içeriğinin artıyor olması reaksiyon hızını tetikleyerek reaksiyonun daha hızlı gerçekleşmesini ve P_{maks} ’ın yükselmesini sağlamıştır.

Maksimum silindir gaz basıncının olduğu bölge maksimum döndürme momentinin elde edilmesinde önemli bir parametredir. Şekil 4.2’de görüldüğü gibi, I. enjeksiyon zamanı ile CA_{Pmaks} ’ın değişimi çok az iken II. enjeksiyon zamanının sÜÖN’ya yaklaşmasıyla tüm test yakıtları için CA_{Pmaks} sÜÖN’den uzaklaşmaktadır. E10 ve M20 test yakıtlarında CA_{Pmaks} diğer test yakıtlarına göre sÜÖN’ya daha yakın KA’larında elde edilmiştir. Silindir gaz basıncı ve oksijen içeriğinin yüksek olması yanma hızını arttırmıştır. E20 ve M10 test yakıtlarında ise silindir gaz basınçlarının düşük olması CA_{Pmaks} daha geç KA’larında oluşmasına neden olmuştur. Benzin kullanımı ile 330 ve 335 °KA II. enjeksiyon zamanlarında, E20 ve E10 test yakıtlarına göre silindir gaz basıncının yüksek değerlerde olmasına rağmen, CA_{Pmaks} değerleri E20 ve M10 yakıtı ile hemen hemen aynı noktalarda elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak, E20 ve M10 test yakıtının oksijen içeriğinin fazla olmasının yanma hızını arttırması gösterilebilir.

Yanma başlangıcı (CA5), I. enjeksiyon zamanı ile çok fazla değişmez iken II. enjeksiyon zamanı ile değiştiği Şekil 4.2'den açıkça görülebilmektedir. II. enjeksiyon zamanının, yanma başlangıcını doğrudan kontrol edebilen önemli bir parametre olduğu tespit edilmiştir. Bütün enjeksiyon zamanı değişimlerinde en erken yanma başlangıcı E10 ve M20 test yakıtları ile elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak, E10 yakıtı için laminer alev hızının yüksek olması, M20 yakıtı için ise eşdeğerlik oranının yüksek olması gösterilebilir (bkz. Tablo 3.5).

I. enjeksiyon zamanı değişiminin TYS üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı, bununla birlikte II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla TYS arttığı tespit edilmiştir. Alkol-benzin karışımlarının TYS'leri B97'ye göre daha kısa gerçekleşmiştir. Şekil 4.2'de görüldüğü gibi, yakıt içeriğindeki etanol miktarının artması, yakıtın uçuculuğunun azalmasına ve yanma süresinin artmasına, metanol içeriğinin artması ise oksijen içeriğinin artmasına, daha zengin karışım oluşmasına ve TYS'nin kışalmasına sebep olmuştur.

Şekil 4.3'de I. ve II. enjeksiyon zamanı değişimlerine bağlı olarak, MBAO, IMEP, CA50 ve efektif verim (η_{eff}) değerlerinin değişimi verilmiştir. Metanolün buharlaşma gizli ısısının etanole göre yüksek olması, M10'un E10 yakıtına göre ortamdaki daha fazla ısı çekmesine ve basıncın E10 ve B97 yakıtına göre daha fazla düşmesine neden olmuştur. Bununla birlikte, M20 yakıtı M10 yakıtına göre buharlaşabilmek için ortamdaki daha fazla ısı çektiğinden, yüksek yakıt miktarının ve oksijen içeriğinin artıyor olması reaksiyon hızının artmasını sağlamıştır. Bu durum, MBAO sonuçlarında kendini göstermiş ve M20 yakıtının MBAO değerleri diğer test yakıtlarına göre Şekil 4.3'de görüldüğü üzere daha yüksek değerlerde elde edilmiştir. M20 test yakıtı için MBAO tüm püskürtme şartlarında kabul edilebilir sınırların (1MPa/KA) üzerindedir. Literatürde verilen distilasyon sonuçlarına göre (Price vd., 2007), 100°C'de M10, E10 ve benzinin ise %60'nın buhar fazında olduğu tespit edilmiştir. Emme havası sıcaklığının 100°C olmasından dolayı, I. enjeksiyon zamanında püskürtülen %80'lik dilimde M20 ve E20 yakıtları için buharlaşmanın B97'ye göre çok daha fazla olduğu düşünülmektedir. Buharlaşmanın daha fazla olması ve silindir içerisinde yakıt buharının birçok noktada aynı anda tutuşması, MBAO değerini arttırmaktadır.

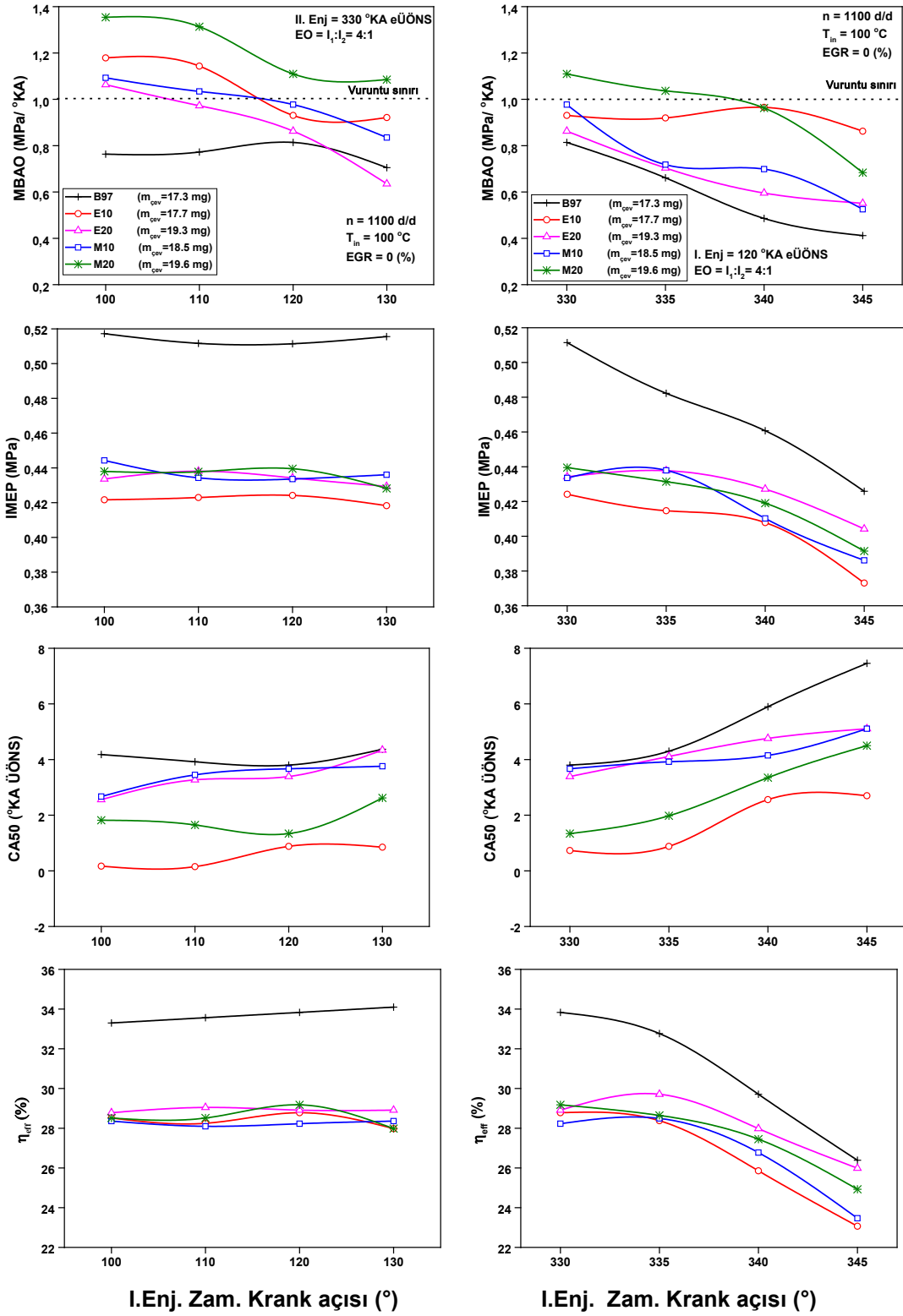
M20 test yakıtı kullanımı ile hem buharlaşmanın daha kolay sağlanması hem de metanolün etanole göre daha fazla oksitleyici özelliğe sahip olması M20 yakıtı için MBAO'nin kabul edilebilir sınırların üzerine çıkmasına neden olmuştur. Diğer test yakıtları için MBAO 120 ve 130 °KA da kabul edilebilir sınırlar içerisinde elde edilmiştir. Bu nedenle, I. enjeksiyon zamanı 120 °KA değerinde sabit tutularak II. enjeksiyonun etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, I. enjeksiyon zamanı alkol-benzin karışımları için önemli bir parametredir. En yüksek MBAO M20 kullanımı ile elde edilirken, en düşük MBAO değerleri B97 kullanımı ile elde

edilmiştir. Bunun nedeni olarak, yüksek laminer alev hızı ve erken yanmanın MBOA'nın artmasına neden olduğu gösterilebilir. Karışım içerisindeki etanol oranının artması ile MBOA azalmış fakat metanol oranının artışı ile MBOA artmıştır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla MBOA değerleri azalmasına rağmen, II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla 340 ve 345 °KA M20 yakıtı kabul edilebilir çalışma alanına girmiştir. Etanolün benzine göre yüksek laminer alev hızına sahip olmasından dolayı E10 yakıtının tüm enjeksiyon açılarında MBOA değerleri yüksek seviyelerde sınır değerlerine yakın elde edilmiştir. II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile MB kontrol edilerek yüksek yüklere çıkabilmek mümkün olabilmıştır.

Şekil 4.3'de IMEP'in I. ve II. enjeksiyon zamanına bağlı değişimi verilmiştir. I. enjeksiyon zamanı değişiminden IMEP'in çok fazla etkilenmediği tespit edilmiştir. Fakat II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla IMEP azalmakta, özellikle B97 yakıtının IMEP değerlerinde alkol-benzin karışımlarına göre keskin bir düşüş olduğu görülmektedir. IMEP değeri yanma veriminin yüksek olması halinde püskürtülen yakıt miktarıyla artmaktadır. Ancak, B97 kullanımında silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarının diğer test yakıtlarına nazaran en düşük miktarlarda olmasına rağmen maksimum IMEP değerleri tüm test şartlarında B97 ile elde edilmiştir. Test yakıtları ile ulaşılan maksimum IMEP değerleri karşılaştırıldığında B97 kullanımı ile elde edilen IMEP, E10'a göre %17, E20'ye göre %14,5, M10'a göre %14,5 ve M20'ye göre %14 daha fazladır. Testler sabit enerji girişi şartları altında yapıldığı için, çalışma parametrelerine bağlı olarak elde edilen IMEP değerlerindeki değişim ile indike verim değişimleri yüzdesel olarak aynıdır. Genellikle karşıdaki etanol ve metanol oranının artışı IMEP değerlerinin bir miktar artmasına neden olmuştur.

Şekil 4.3'de CA50 değerinin krank açısı cinsinden I. ve II. enjeksiyon zamanı ile değişimini göstermektedir. CA50 termik verim üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu nedenle, CA50 HCCI yanmanın kontrolü için önemli bir parametredir (Maurya ve Agarwal, 2012; Lu vd., 2011). CA50 I. enjeksiyon zamanına bağlı olarak radikal bir değişim göstermez iken II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile belirgin şekilde değiştiği görülmektedir. Şekil 4.3'de, alkol-benzin karışımlarının laminer yanma hızı daha yüksek olduğundan dolayı CA50 değerinin daha erken krank açılarında gerçekleştiği, özellikle E10 ve M20 test yakıtlarında açıkça görülmektedir. Etanolün benzine göre yüksek laminer alev hızına sahip olması E10 yakıtında kendini göstermiştir. Bu durum yanma süresinin daha kısa gerçekleşmesine, CA50'nin daha erken KA'larında ortaya çıkmasına neden olmuştur. M20 yakıtı kullanımı ile reaksiyon hızının artması CA50'nin daha erken krank açılarında gerçekleşmesini sağlamıştır. II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla tüm test yakıtlarının CA50 değeri sÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. Bu durum, yanmanın genişleme zamanına kaymasına ve toplam yanma sürelerinin uzamasına

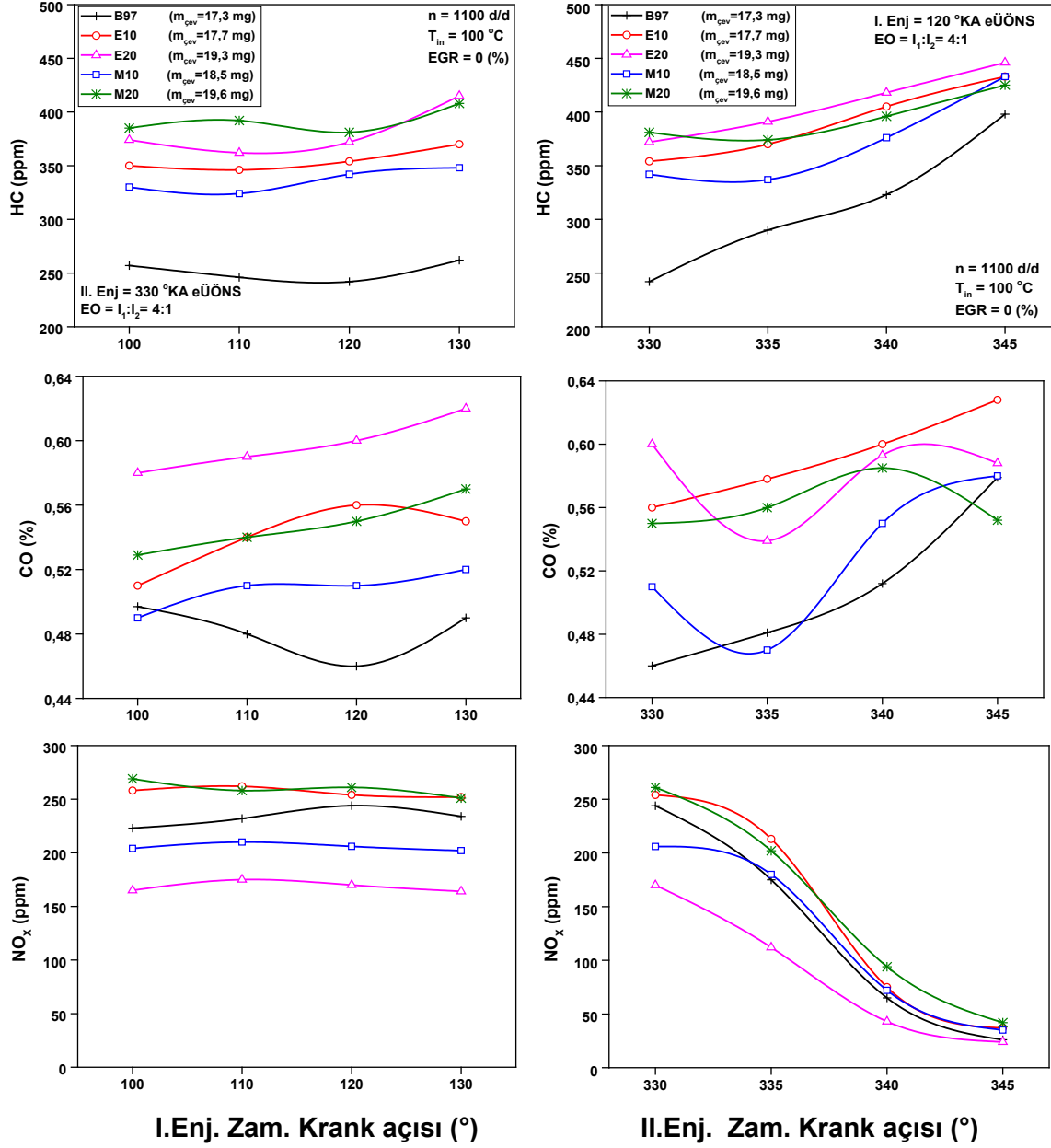
neden olmuştur. Etanol içeriğinin artması CA50'nin daha geç KA'larında oluşmasına neden olurken, metanol içeriğinin artışı ile CA50 daha erken KA'larında gerçekleşmiştir.



Şekil 4.3. I. ve II. enjeksiyon zamanının yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkileri

Şekil 4.3'de görüldüğü gibi, I. enjeksiyon zamanının termik verim üzerinde çok önemli bir etkisi bulunmamaktadır. Alkol-benzin karışımlarının efektif verimi B97'ye göre yaklaşık %15 daha düşük seviyelerde elde edilmiştir. Maksimum efektif verim 330 °KA II. enjeksiyon zamanı şartlarında elde edilirken, II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla efektif verimde azalma olmuştur. Maksimum efektif verime B97, E20 ve M10 test yakıtı kullanımı ile CA50 (3-4 °KA) aralığında ulaşılırken E10 ve M20 yakıtları için CA50 (0-2 °KA) aralığında ulaşılmıştır. Test yakıtları ile ulaşılan maksimum efektif verim değerleri karşılaştırıldığında B97 kullanımı ile elde edilen efektif verim, E10'a göre %5, E20'ye göre %4,9, M10'a göre %5,3 ve M20'ye göre %4,1 daha yüksektir. Testler sabit enerji girişi şartları altında yapıldığı için, çalışma parametrelerine bağlı olarak elde edilen efektif verim değerlerindeki değişim ile bmep değişimleri oransal olarak aynıdır. Alkol-benzin karışımları için, karışımdaki etanol ve metanol içeriğinin artışı efektif verimin sırasıyla %0,93 ve %0,68 artmasına katkı sağlamıştır. Şekil 4.4'de I. ve II. enjeksiyon zamanının NO_x, yanmamış HC ve CO emisyonları üzerindeki etkisi verilmiştir. I. enjeksiyon zamanı değişiminin emisyonlar üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı ortaya çıkmıştır. Bununla birlikte, 130 °KA enjeksiyon zamanında küçük değişimler görülmüştür. Bu enjeksiyon zamanında NO_x emisyonları bir miktar azalmış, CO ve yanmamış HC emisyonları hafifçe artmıştır. Alkol benzin karışımlarının kullanılmasıyla tüm enjeksiyon şartlarında yanmamış HC ve CO emisyonları daha yüksek seviyelerde ölçülmüştür.

Bilindiği gibi, yanmamış HC ve CO emisyonları eksik yanma ürünleridir. Yanma sonu sıcaklıklarının düşük olması ve karışımın heterojen olması yanmamış HC ve CO emisyonlarını arttırmaktadır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanma sonu basınç, dolayısı ile sıcaklığın düşmesi yanmamış HC emisyonlarını arttıran en önemli etkidir. Yanma sonu sıcaklığının düşmesi ile tüm test yakıtlarının genişleme ve egzoz zamanında yeterince oksitlenememesi yanmamış HC emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Diğer etkenler olarak, püskürtülen yakıtın %80'lik diliminin I. enjeksiyonda püskürtülüyor olması, özellikle alkol benzin karışımlarında buharlaşma gizli ısılarının benzine göre yüksek olması (bkz. Tablo 3.5), buharlaşma oranının azalmasına ve yanmamış HC emisyonlarının oluşmasına neden olmuştur.



Şekil 4.4. I. ve II. enjeksiyon zamanının emisyonlar üzerine etkileri

Şekil 4.4 incelendiğinde, II. enjeksiyon değişimine bağlı olarak yanmamış HC ve NO_x emisyonu değişimleri kıyaslandığında yanmamış HC emisyonlarındaki değişimin daha az olduğu açıkça görülmektedir. Bununla birlikte, Şekil'de görüldüğü gibi, II. enjeksiyon zamanının 330 °KA'dan 335 °KA'na kaydırılmasıyla (maksimum IMEP ve efektif verime ulaşılan II. enjeksiyon zamanları) IMEP'de B97 için %13,89; %E10 için %1,62; E20 için % 2,69; M10 için %0,91 ve M20 için %1,85'lik oransal değişimler ve efektif verim sonuçlarında ise B97 için %1,06; E10 için %0,39; E20 için % 0,79; M10 için % 0,26 ve M20 için % 0,53'lük değişimler gerçekleşmiştir. Bu değişimlere karşın yanmamış HC emisyonlarında, B97 için %16,55; %E10 için %4,32; E20 için %1,85; M10 için %-1,46 ve M20 için %1,83'lük bir artma

elde edilirken NO_x emisyonlarında B97 için %28,27; E10 için %16,14; E20 için %34,11; M10 için %12,62 ve M20 için %22,60'lık azalma tespit edilmiştir. Bu veriler, IMEP değerlerinde maksimum %14'lük bir azalma, efektif verim sonuçlarında ise maksimum %1 değerinde düşme ve yanmamış HC emisyonlarında maksimum %16 bir artış gerçekleşirken, NO_x emisyonlarında maksimum %34'lük bir azalmanın elde edildiğini göstermektedir. HCCI yanmanın en büyük dezavantajlarından birisi yüksek yanmamış HC emisyonlarıdır. Bu çalışmada, alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile yanmamış HC emisyonlarında artış olmadan optimum II. enjeksiyon zamanı seçilerek NO_x emisyonlarında %12-34 aralığında bir azalma sağlanmıştır. Şekil 4.4'de görüldüğü gibi, maksimum IMEP değerlerinin elde edildiği 330 ve 335 °KA zamanlarında karışımda etanol ve metanol oranının artması ile yanmamış HC emisyonları artmıştır.

CO emisyonlarının I. enjeksiyon zamanı ile çok değişmediği ve karışım içeriğindeki etanol ve metanol oranının artışı ile CO emisyonlarını arttırdığı Şekil 4.4'de görülmektedir. II. enjeksiyon zamanının CO emisyonlarının değişimi üzerinde daha etkili olduğu tespit edilmiştir. CO emisyonlarının II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla arttığı belirlenmiştir. Bunun nedeni olarak, sÜÖN'ya yakın yapılan püskürtmelerde yakıtın atomize olması, buharlaşması için yeterli zamanın az olması ve yanma sonu basıncının düşük olması gösterilebilir. E20 ve M10 yakıtlarında en düşük CO emisyon değerleri 335 °KA enjeksiyon zamanında elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak, 335 °KA enjeksiyon zamanında E20 ve M10'un IMEP değeri 330 °KA enjeksiyon zamanında elde edilen değerden bir miktar daha yüksek olması gösterilebilir. Diğer taraftan, 335 °KA şartlarında E20 ve M10 kullanımı ile diğer test yakıtlarına göre MBO değerlerinin daha düşük ve IMEP değerlerinin kısmen yüksek olması (bkz. Şekil 4.3) E20 ve M10 test yakıtlarının CO emisyonlarının 335 °KA şartlarında daha düşük seviyelerde üretilmesine neden olmuştur.

Şekil 4.4'de görüldüğü gibi, II. enjeksiyon zamanı NO_x kontrolü üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bilindiği gibi, NO_x oluşumu için üç temel olayın var olması gerekir. Birincisi sıcaklık, ikincisi zaman ve üçüncüsü ise oksijenin varlığıdır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla tüm test yakıtlarının NO_x emisyonları düşmektedir. NO_x oluşumunun artmasındaki en büyük etkenin alkol-benzin karışımlarının içeriğindeki oksijen varlığından daha çok silindir içerisindeki basıncın artmasının daha etkili bir faktör olduğu ortaya çıkmıştır.

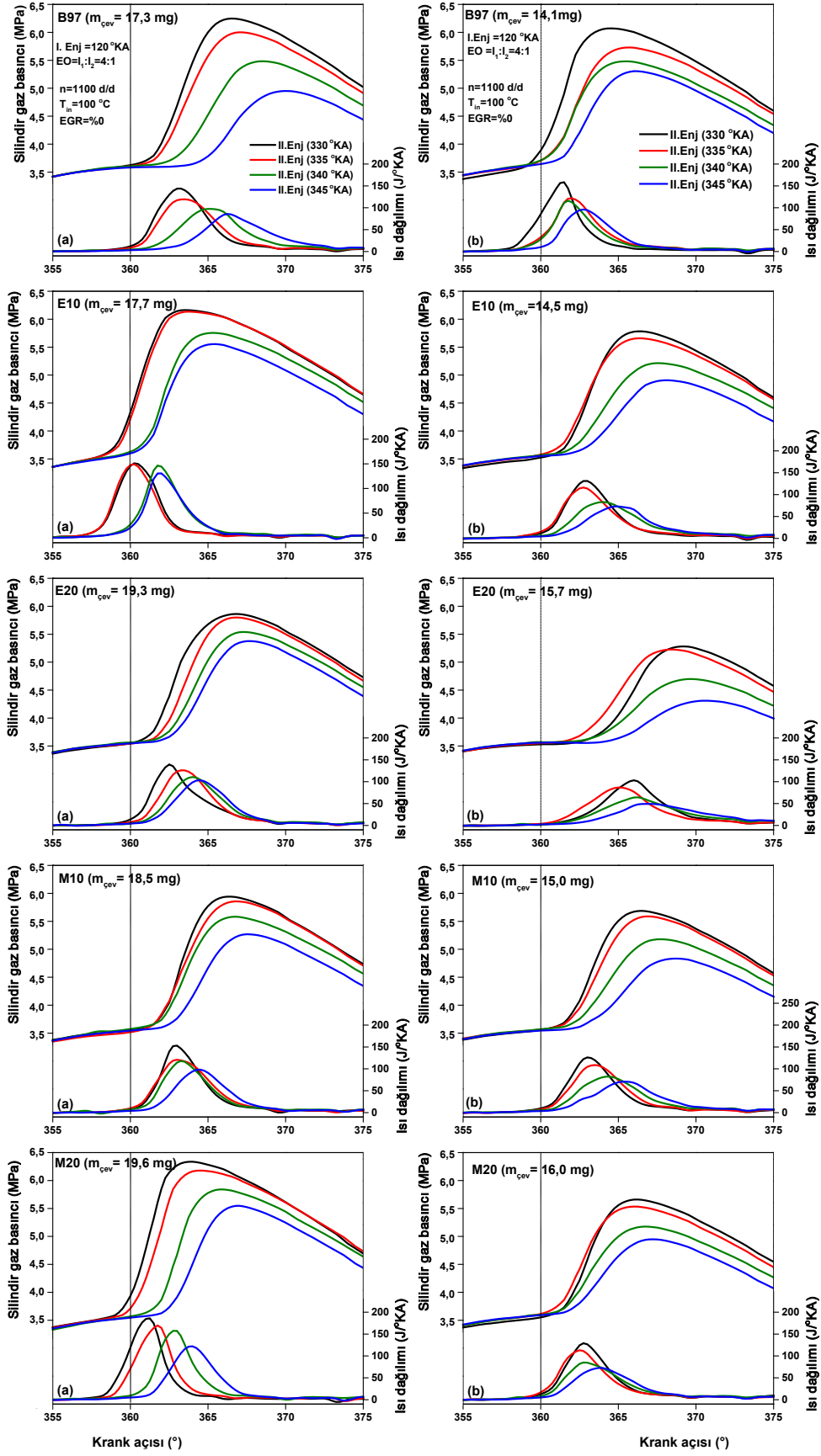
Şekil 4.4'de görüldüğü gibi, minimum NO_x emisyonları tüm enjeksiyon açılarında E20 test yakıtı ile elde edilmiştir. Bu durumun ortaya çıkmasındaki en büyük etken karışımdaki etanol içeriğinin artmasıyla uçuculuğun azalması (buhar basıncının düşmesi) ve daha yüksek

buharlaşıma gizli ısınının ortamdaki daha yüksek değerlerde ısı çekmesidir. Yüksek seviyelerde ortamdaki çekilen ısı laminar alev hızının gelişimini engelleyerek (Yang vd., 2011b) silindirik gaz basıncının düşmesine ve NO_x emisyonlarının minimum seviyede elde edilmesine neden olmuştur. E10 ve M20 test yakıtlarının hem yüksek laminar alev hızlarına sahip olmaları ve hem de M20 ile oksijen içeriğinin artıyor olması, NO_x emisyonunun yüksek seviyelerde seyretmesine neden olmuştur. Karışımda etanol içeriğinin artması ile NO_x emisyonları azalırken, metanol içeriğinin artması NO_x emisyonlarının artışına neden olmuştur. II. enjeksiyon zamanı değişimi ile Şekil 4.3'de'de IMEP ve efektif verim sonuçlarının değişimi, Şekil 4.4'de'de NO_x emisyonunun değişimi karşılaştırıldığında alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile IMEP ve efektif verim üzerinde çok fazla düşme olmadan NO_x emisyonlarında %12-22 aralığında bir azalma sağlanmıştır.

4.2 Yüksek ve Düşük Eşdeğerlik Oranlarının HCCI Yanma Üzerine Etkileri

Bu bölümde, II. enjeksiyon zamanının, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarının HCCI yanma üzerine etkileri incelenmiştir. Şekil 4.5'de II. enjeksiyon zamanı değişimine bağlı olarak her bir yakıt türü için yüksek (Şekil 4.5 (a)) ve düşük (Şekil 4.5 (b)) eşdeğerlik oranlarının silindirik gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerindeki etkileri incelenmiştir. II. enjeksiyon zamanının, hem düşük hem de yüksek eşdeğerlik oranları için, silindirik gaz basıncı ve ısı dağılım oranı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu Şekil 4.5'de açıkça görülmektedir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla silindirik gaz basıncı ve ısı dağılımının düştüğü ve yanma fazlarının genişleme sürecine doğru ilerlediği tespit edilmiştir. Bu durumun nedeni olarak II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla püskürtülen yakıtın soğutma etkisinin artması ve tamamen buharlaşabilecek yeterli zamanı bulamaması gösterilebilir.

Eşdeğerlik oranının artmasıyla püskürtülen yakıt miktarının artması, silindirik gaz basıncının artmasına ve yanmanın daha erken KA'larında gerçekleşmesine neden olmuştur. Etanol ve metanolün gizli buharlaşma ısısı benzine göre sırasıyla 2,5 ve 3,3 kat daha fazladır (Xie vd., 2006). Zengin karışımlarda metanolün laminar alev hızı etanolden daha yüksek ve etanolün de benzine göre daha fazladır (Sjöberg vd., 2002). Ancak, yüksek buharlaşma gizli ısısı, laminar alev hızını engellemektedir (Velloo vd. 2010). Bu nedenle, Şekil 4.5'de görüldüğü gibi, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında M10 ve E20'nin yanma başlangıcı B97'ye göre daha geç gerçekleşmiştir.



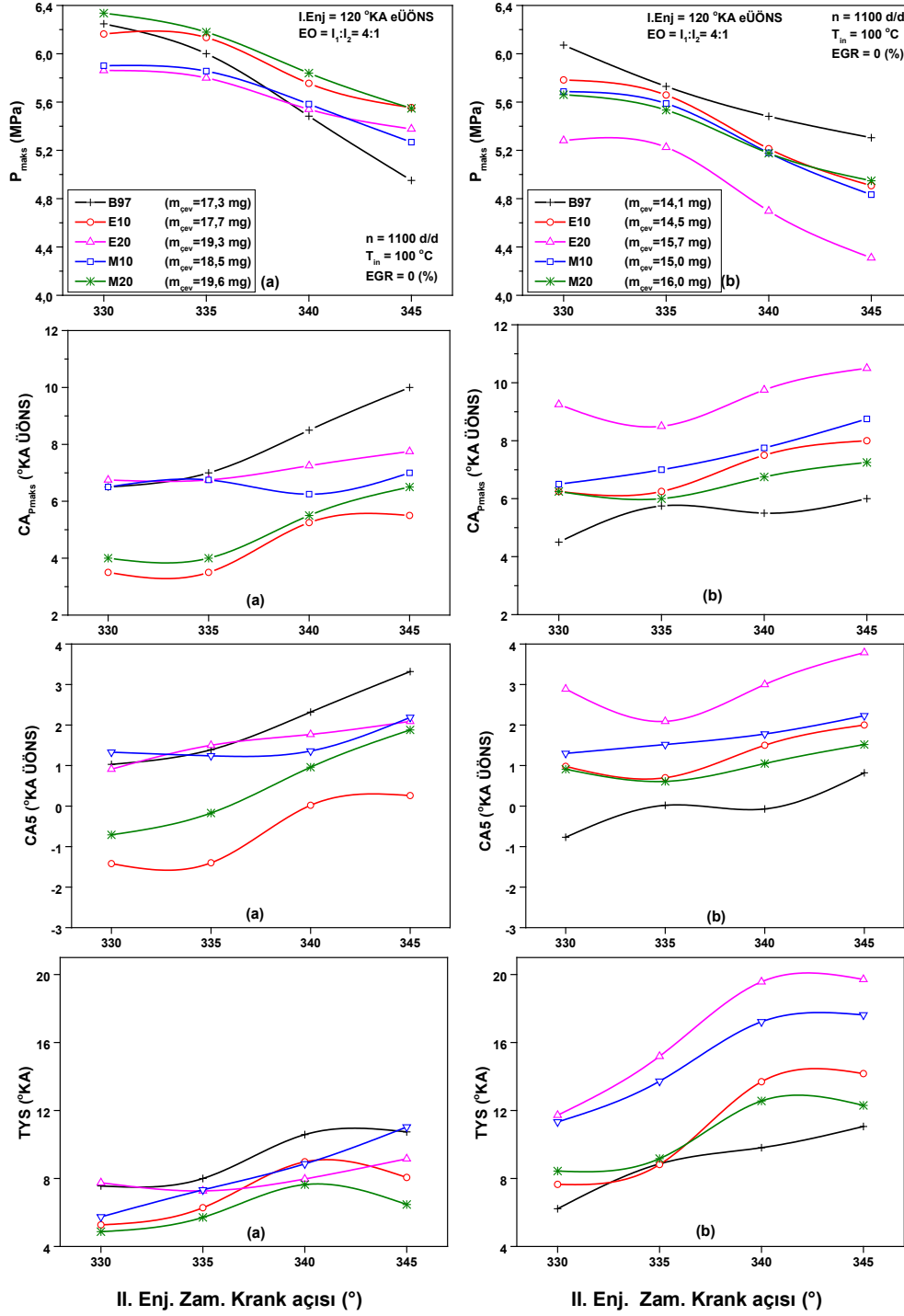
Şekil 4.5.Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi

Karışımdaki etanol oranının artışı düşük ve yüksek eşdeğerlik oranlarında yanma fazlarının sÜÖN'dan daha çok uzaklaşmasına ve maksimum ısı dağılım oranının düşmesine neden olduğu görülmüştür. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında metanol oranının artışıyla da yanma fazlarının daha erken KA'larında gerçekleştiği belirlenmiştir. B97'nin ise düşük eşdeğerlik oranlarında yanma başlangıcının yüksek eşdeğerlik oranına nazaran daha erken KA'larında gerçekleştiği tespit edilmiştir. Artan eşdeğerlik oranı ile II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının fazla olması ve yakıtın buharlaşabilmesi için ortamdan biraz daha fazla ısı çekmesi yanmanın gecikmesine neden olmuştur. Şekil 4.5'de yanma fazlarının, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyon zamanı ile doğrudan kontrol edilebildiği açıkça görülmektedir.

Şekil 4.6'da P_{maks} , CA_{Pmaks} , CA5 ve TYS'nin II. enjeksiyon zamanı ile değişimi yüksek (Şekil 4.6 (a)) ve düşük (Şekil 4.6 (b)) eşdeğerlik oranları için verilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla düşük ve yüksek eşdeğerlik oranları için P_{maks} önemli derecede azalmaktadır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında en yüksek P_{maks} değerleri E10 ve M20 kullanımı ile elde edilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranında ise en yüksek P_{maks} değerleri B97 kullanımı ile elde edilirken en düşük P_{maks} değerleri E20 kullanımı ile görülmüştür. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında karışımdaki etanol miktarının artışı ile P_{maks} azalırken, metanol oranının artışıyla P_{maks} artmıştır. Şekil 4.6'da CA_{Pmaks} II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla daha geç KA'larda olduğu açıkça görülmektedir. Yüksek eşdeğerlik oranlarında B97'nin CA_{Pmaks} değerleri alkol-benzin karışımlarına göre daha geç KA'larda gerçekleşir iken, düşük eşdeğerlik oranlarında daha erken KA'larda oluşmuştur. Silindir içerisindeki basıncın yüksek olması da CA_{Pmaks} daha erken KA'larda gerçekleşmesine neden olmaktadır. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında E10 ve M20 test yakıtı için CA_{Pmaks} E20 ve M10 test yakıtlarına göre daha erken KA'larda ortaya çıkmıştır. Bunun nedeni olarak, E10 ve M20'nun diğer test yakıtlarına göre daha yüksek silindir gaz basınçlarına sahip olmaları gösterilebilir.

Şekil 4.6'da CA5 değerlerini incelediğimizde, II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla tüm test yakıtları için yanma başlangıcı sÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında, alkol-benzin karışımlarında yanma benzine göre daha erken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise daha geç başlamıştır. Karışımda etanol içeriğinin artması ile silindir gaz basıncının dolayısıyla sıcaklığın düşmesi yanma başlangıcının gecikmesine, metanol içeriğinin artışı ile silindir gaz basıncının artması dolayısıyla silindir içi sıcaklığın artışı yanma başlangıcının daha erken KA'larında gerçekleşmesine neden olmuştur. Yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının kullanılmasıyla, yakıt miktarının ve oksijen

içeriğinin fazla olması reaksiyonu hızlandırmış, bu durum CA5'un daha erken gerçekleşmesine neden olmuştur. Düşük eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının B97'ye göre daha yüksek buharlaşma gizli ısılarına sahip olmalarından dolayı alkol-benzin karışımlarının yanma başlangıcı, B97'ye göre daha geç KA'larda gerçekleşmiştir.



Şekil 4.6. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının yanma karakteristikleri üzerine etkisi

Şekil 4.6'da görüldüğü gibi, TYS yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla artmıştır. Alkol-benzin karışımları için TYS, yüksek eşdeğerlik oranlarında B97'ye göre daha kısadır. Bunun nedeni, daha önceki bölümlerde ifade edildiği üzere, püskürtülen yakıt miktarının ve oksijen içeriğinin yüksek olmasının reaksiyon hızını geliştirmesi dolayısıyla yanma hızını arttırmasıdır. Bu durum yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının TYS'nin B97'ye göre daha kısa KA'larda oluşmasına neden olmuştur. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise alkollerin yüksek gizli buharlaşma ısısı reaksiyon gelişimi üzerinde daha etkin rol oynayarak yanma hızının azalmasına ve yanma süresinin B97 kullanımına kıyasla daha uzun gerçekleşmesine neden olmuştur. Karışımdaki etanol oranının artmasıyla yanma süresi uzar iken, metanol oranının artmasıyla TYS kısalmıştır. Etanol oranının artışı ile buharlaşma gizli ısısının artışı laminer alev hızının gelişimine neden olarak reaksiyon hızının gelişimine engel olmuştur. Metanol oranının artışı ve sabit enerji girişi şartlarının sağlanabilmesi için daha fazla miktarda yakıtın (M20'nin düşük alt ısı değerinden dolayı) silindir içerisine püskürtülmesi sonucu silindir içerisinde oluşan zengin karışım oksidasyon hızını arttırarak yanma süresinin kılmasına neden olmuştur.

Şekil 4.7'de MBAO, IMEP, CA50 ve efektif verimin II. enjeksiyon zamanına bağlı olarak yüksek ve düşük eşdeğerlik oranı şartları altındaki değişimi incelenmiştir. MBAO tüm test yakıtlarında yüksek ve düşük eşdeğerlik oranı şartlarında II. enjeksiyon zamanı ile doğrudan kontrol edilebilmektedir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla MBAO değerleri azalmaktadır. Alkol-benzin karışımlarının kullanımı ile yüksek eşdeğerlik oranlarında düşük eşdeğerlik oranına göre daha yüksek MBAO değerleri elde edilmiştir.

En yüksek MBAO değerleri M20 test yakıtı kullanımı ile yüksek eşdeğerlik oranı şartlarında elde edilmiştir. Bu duruma neden olarak aynı enerji girişinin sağlanabilmesi için daha fazla yakıtın silindir içerisine püskürtülmüş olması ve daha fazla oksijen içeriğinin kimyasal reaksiyon hızını arttırmış olması gösterilebilir. Kimyasal reaksiyon hızının artmasıyla ani yanma fazı yüksek değerlere çıkmış bu durum MBAO değerini arttırmıştır. M20 test yakıtı kabul edilebilir çalışma alanına 340 °KA enjeksiyon zamanında girmiştir. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında karışım içerisindeki etanol oranının artmasıyla MBAO değeri düşerken, metanol oranının artmasıyla yükselmiştir. Bunun nedeni olarak, metanolün içeriğinde etanolden daha fazla oksijen bulunması gösterilebilir (bkz. Tablo 3.5). Düşük eşdeğerlik oranında ise en düşük MBAO değeri E20 test yakıtı kullanımı ile elde edilmiştir. Bu durum, yüksek gizli buharlaşma ısısının laminer alev hızını engelleyerek MBAO artışına engel olması ile açıklanabilir.

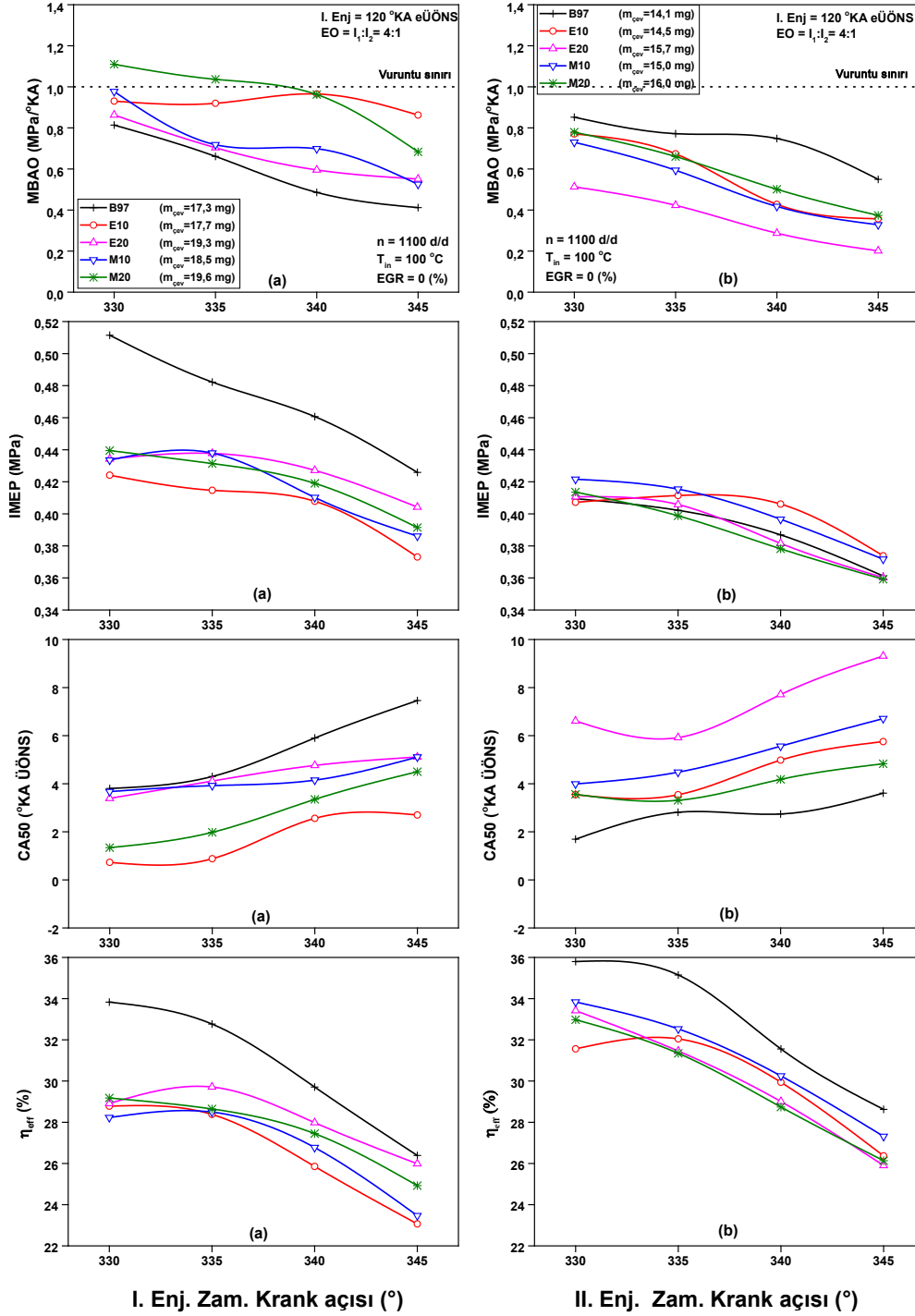
II. enjeksiyon zamanının IMEP üzerinde yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında önemli bir etkiye sahip olduğu Şekil 4.7'de yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkisi görülmektedir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla IMEP azalmaktadır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında en yüksek IMEP değerleri B97 kullanımı ile elde edilirken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise alkol-benzin karışımlarının ve optimum II. enjeksiyon zamanının kullanılmasıyla daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılmıştır.

Düşük eşdeğerlik oranlarında B97 kullanımı ile elde edilen en yüksek IMEP değerine göre, E10 için % 0,49, E20 için %0,24, M10 için % 2,85, M20 için %0,97 oranında daha yüksek IMEP değerleri elde edilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında elde edilen IMEP değerleri yüksek eşdeğerlik oranlarında elde edilen IMEP sonuçları ile karşılaştırıldığında, B97'de %20; E10'da %3,07; E20'de %6,18; M10'da %3,66; M20 ise %5,92 oranlarında düşüş gerçekleşmiştir. Testler sabit enerji girişi şartlarında yapıldığından dolayı yüksek eşdeğerlik oranlarında 710 J/çevrim, düşük eşdeğerlik oranlarında ise 585 J/çevrim enerji sisteme sürülmüştür. Düşük eşdeğerlik oranlarında elde edilen indike verimler ile yüksek eşdeğerlik oranlarında ulaşılan indike verimler karşılaştırıldığında, B97'de %1,8; E10'da %18,4; E20'de %15,3; M10'da %20; M20'de %15,3 oranlarında artış gerçekleşmiştir. Bu karşılaştırmalar sonucunda alkol-benzin karışımlarının düşük eşdeğerlik oranlarında daha iyi yanma karakteristiklerine sahip olduklarını tespit edilmiştir. Yüksek eşdeğerlik oranlarında etanol oranının artışı ile daha yüksek IMEP değerleri elde edilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise genellikle karışımdaki etanol ve metanol oranının azaltılması ile daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılmıştır.

Şekil 4.7'de görüldüğü gibi II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile HC/Cİ çalışma alanı genişletilebilmektedir. Ancak, yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile çalışma alanı B97 ile karşılaştırıldığında genişletilememiştir. Bu yüzden, alkol-benzin karışımlarının yüksek eşdeğerlik oranlarında kullanılması ve çalışma alanının genişletilmesi için farklı püskürtme ve çalışma parametrelerinin çalışma alanının genişletilebilmesi üzerine etkisi incelenecektir.

Şekil 4.7'de yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında test yakıtlarının II. enjeksiyon zamanına bağlı olarak CA50 değişimleri verilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşması ile CA50 sÜÖN'dan uzaklaşmış ve CA_{Pmaks} ile aynı eğilime sahip olduğu belirlenmiştir. Alkol-benzin karışımlarının CA50 değerleri yüksek eşdeğerlik oranlarında B97'ye göre daha erken oluşurken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise benzine göre daha geç oluştuğu Şekil 4.7'de

görülmektedir. Alkol-benzin karışımında etanol oranının artması buharlaşma gizli ısının ortamdaki ısıya dönüştürülmesiyle CA50'nin daha geç KA'larda gerçekleşmesine, metanol içeriğinin artması ile eşdeğerlik oranının artması (sabit enerji girişinin sağlanabilmesi) oksitlenmenin artarak CA50'nin daha erken KA'larda oluşmasına neden olmuştur.



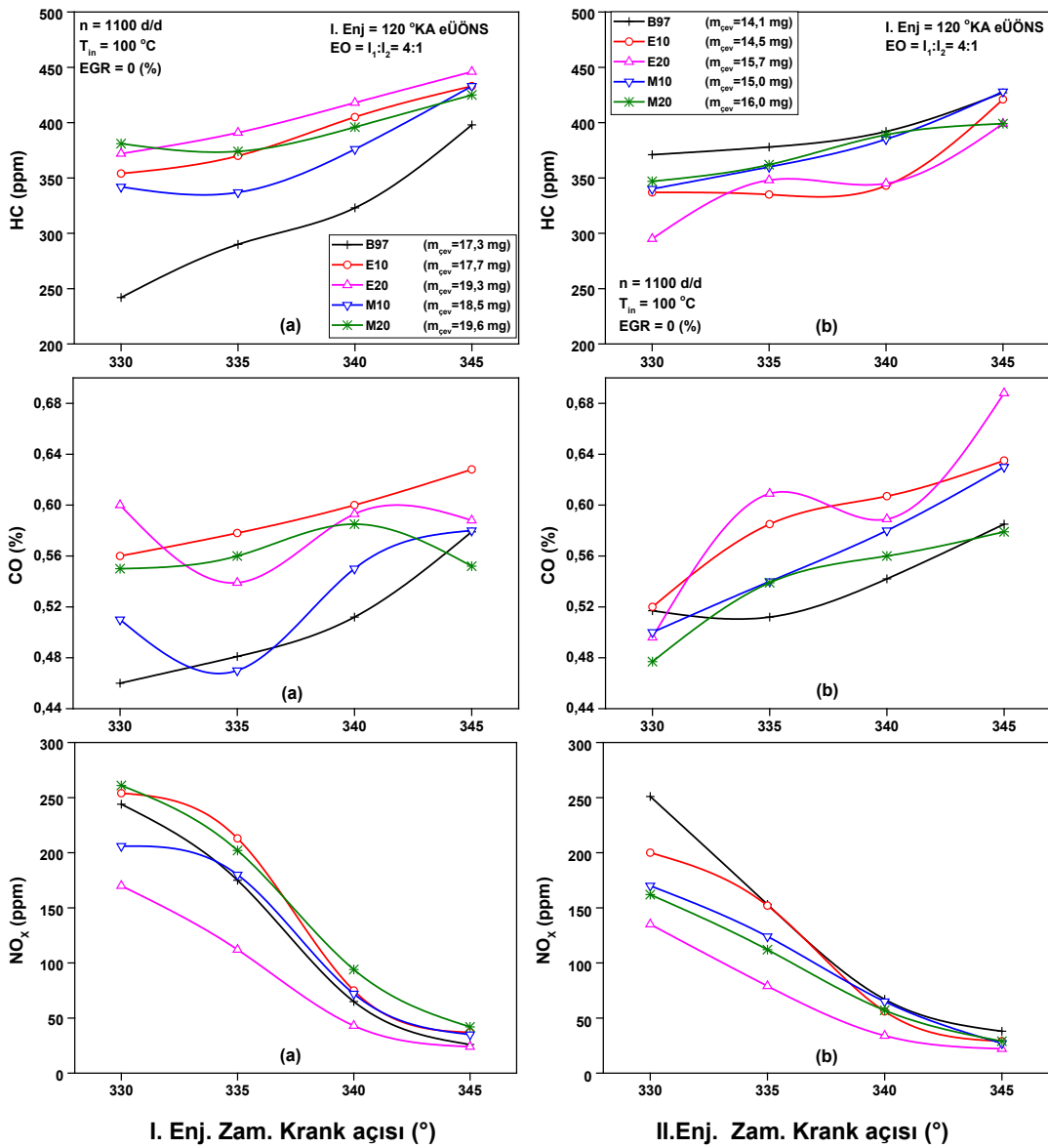
Şekil 4.7. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkisi

Aynı zamanda, Şekil 4.7’de efektif verimin II. enjeksiyon zamanı ile değişimi verilmiş olup, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarındaki etkisi karşılaştırılmıştır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN’ya yaklaşmasıyla efektif verim düşmüştür. En yüksek efektif verim B97 kullanımı ile düşük ve yüksek eşdeğerlik oranlarında elde edilmiştir. Bununla birlikte, düşük eşdeğerlik oranlarında, yüksek eşdeğerlik oranına göre daha yüksek efektif verim sonuçlarına ulaşılmıştır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının efektif verimi benzine göre yaklaşık %18, düşük eşdeğerlik oranlarında ise yaklaşık %7 daha düşük seviyelerde elde edilmiştir. Karışımdaki etanol içeriğinin artışı ile efektif verim yüksek eşdeğerlik oranlarında artarken, metanol oranının artışı ile düşük eşdeğerlik oranlarında azalmıştır.

Şekil 4.8’de II. enjeksiyon zamanının yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında yanmamış HC, CO ve NO_x emisyonları üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Şekilde görüldüğü gibi, II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile emisyon sonuçları doğrudan kontrol edilebilir. II. enjeksiyon zamanının yanmamış HC ve CO emisyonları üzerindeki etkisi, NO_x emisyonlarının üzerindeki etkisi ile karşılaştırıldığında daha düşüktür. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN’ya yaklaşmasıyla yanmamış HC ve CO emisyonları artarken, NO_x emisyonları azalmaktadır. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN’ya yaklaşmasıyla maksimum silindir gaz basıncının düşmesi ve buharlaşan yakıt miktarının azalmasından dolayı yanmamış HC ve CO emisyonları artmaktadır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının yanmamış HC emisyonu B97’ye göre daha yüksektir. Alkol-benzin karışımlarında püskürtülen yakıt miktarının B97’ye göre daha fazla olması ve alkollerin buharlaşma gizli ısılarının B97’ye göre yüksek olması, yanmamış HC emisyonlarının yüksek eşdeğerlik oranı şartlarında daha yüksek seviyelerde elde edilmesine neden olmuştur. Yüksek eşdeğerlik oranlarında metanol ve etanol içeriğinin artması ile yanmamış HC emisyonları artmıştır.

Şekil 4.8’de görüldüğü üzere, alkol-benzin karışımlarının CO emisyonu yüksek eşdeğerlik oranı şartlarında B97’ye göre daha yüksek seviyelerde elde edilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise maksimum IMEP değerinin elde edildiği 330 °KA zamanında alkol-benzin karışımlarının CO emisyon değerleri B97’ye göre daha düşük elde edilmiştir. Yüksek eşdeğerlik oranlarında E20 ve M10 test yakıtları için en düşük CO emisyonu maksimum IMEP’in elde edildiği 335 °KA zamanında ölçülmüştür. Bunun nedeni, E20 ve M10’un yanma verimlerinin bu şartlar altında daha yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Düşük eşdeğerlik oranlarında karışımdaki etanol ve metanol oranının artması ile CO emisyonları düşmüştür. Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile hava-yakıt reaksiyonlarında oksijen içeriğinin artması oksitlenmenin de artmasına katkı sağlamıştır.

Şekil 4.8'de NO_x emisyonlarının II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla 50 ppm değerlerinin altına düştüğü görülmektedir. Bununla birlikte, II. enjeksiyon zamanının 335 °KA'dan sonraki enjeksiyon zamanlarında tüm yakıtlar için efektif verimde önemli düşme olmuştur. Yüksek eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyonun 330 °KA'dan 335 °KA'ya kaydırılmasıyla, NO_x emisyonlarında B97 için %28,27; %E10 için %16,14; E20 için %34,11; M10 için %12,62 ve M20 için %22,60'lık azalma tespit edilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyonun 330 °KA'dan 335 °KA'ya kaydırılmasıyla ise NO_x emisyonlarında B97 için %15,1; E10 için %24; E20 için %41,5; M10 için %27,1 ve M20 için %30,9 bir düşme gerçekleşmiştir.



Şekil 4.8. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranının emisyonlar üzerine etkisi

Şekil 4.8’de görüldüğü üzere, efektif verim ve IMEP değerleri korunarak, yanmamış HC emisyonlarında önemli bir artış gerçekleşmeden NO_x emisyonlarında önemli bir azalma hem yüksek ve hem de düşük eşdeğerlik oranlarında elde edilebilmiştir. NO_x emisyonlarının oluşmasındaki en büyük etken silindir içi sıcaklığın yüksek olması ve oksijen miktarının fazla olmasıdır. Bu etkenler NO_x emisyonlarının artışına neden olmaktadır. Ayrıca, II. Enjeksiyon ile oluşturulan bölgesel zengin karışım NO_x emisyonlarının kontrolünde önemli bir role sahiptir (Wang vd., 2007). Yüksek eşdeğerlik oranlarında E10 ve M20 test yakıtının NO_x emisyonu B97’ye göre daha yüksek seviyelerde elde edilmiştir. Bu durumun ortaya çıkmasında en önemli neden olarak, E10 ve M20 test yakıtları ile elde edilen P_{maks} ve MBO değelerinin B97 kullanımına göre daha yüksek olması ve alkol-benzin karışımlarındaki oksijen içeriğinin yüksek olması gösterilebilir. E20 test yakıtlarında ise oksijen içeriğinin yüksek olmasına rağmen maksimum efektif verimin elde edildiği 330 ve 335 °KA’lardaki NO_x emisyonları B97’ye göre daha düşüktür. Bunun nedeni, E20 test yakıtının P_{maks} değelerinin düşük seviyelerde olmasıdır. Yüksek eşdeğerlik oranlarında karışımdaki etanol içeriğinin artması ile silindir gaz basıncının düşmesinden dolayı NO_x emisyonu azalırken, metanol içeriğinin artışı ile silindir gaz basıncının artmasından dolayı NO_x emisyonunun arttığı görülmektedir. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonları benzine göre daha düşük seviyelerde elde edilmiştir. Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de görüldüğü gibi, B97’nin alkol-benzin karışımlarına göre P_{maks} ve MBO değelerinin yüksek olması bu duruma neden olarak gösterilebilir. Düşük eşdeğerlik oranlarında ise karışımdaki etanol oranının artması ile NO_x emisyonu azalırken, metanol oranının artması ile NO_x emisyonu kısmen düşmüştür.

4.3 Enjeksiyon ve EGR Oranın HCCI Yanma Üzerine Etkileri

HCCI yanmanın en büyük dezavantajlarından bir tanesi yüksek yüklerdeki çalışma alanının yeterince genişletilememesidir. Bunun temel nedeni, ısı dağılım oranının hızlı gelişmesiyle MBO’ın artması ve NO_x emisyonlarının yükselmesidir (Zhao vd., 2001). Literatürde HCCI çalışma alanının genişletilebilmesi amacı ile farklı yanma stratejilerinin uygulanması buji ile ateşleme, DI ve PFI yöntemleri (Kalian vd., 2009; Wang vd., 2007a), emme havasının şartlandırılması (Canakci, 2013), iç (Urushihara vd., 2003) ve dış EGR uygulamaları (Hashimoto vd., 2003) ve çift yakıt sistemli çalışmalar (Yang vd., 2011b; Machrafi vd., 2008) yapılmıştır. Yukarıda ifade edildiği gibi bu çalışmada, I. ve II. enjeksiyon zamanının çalışma alanının genişletilebilmesindeki etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının çalışma alanının B97’ye göre daha küçük olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle alkol-benzin karışımları ile elde edilen çalışma alanının

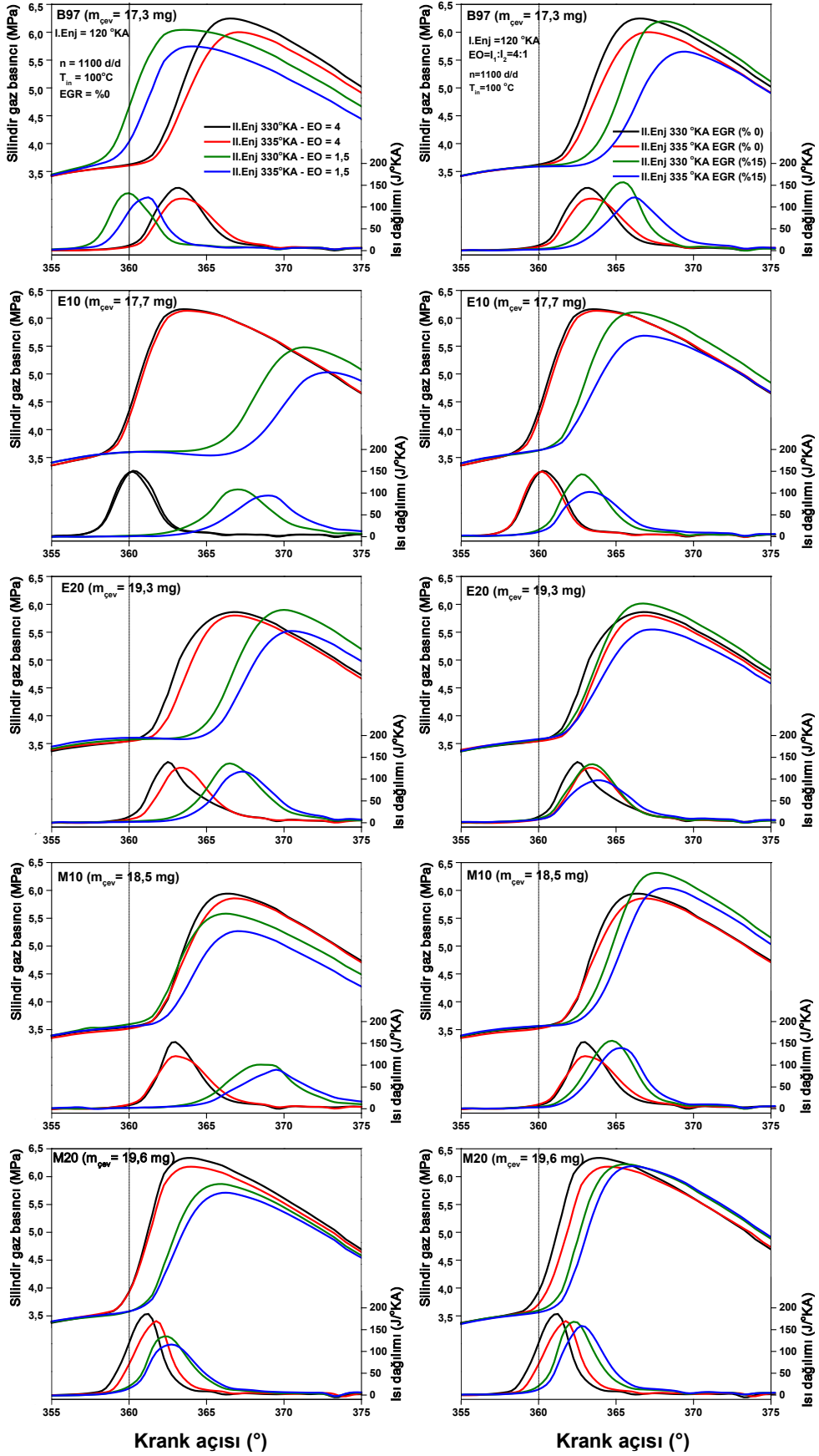


genişletilebilmesi için EO değiştirilmiş ve EGR uygulanmıştır. EO ve EGR'nin etkisinin incelenebilmesi için maksimum IMEP değerlerinin elde edildiği noktalar referans alınmıştır. İki farklı EO değeri kullanılmış ve HCCI yanma üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, EO ve EGR'nin silindir gaz basıncı ve ısı dağılım oranı üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır.

II. enjeksiyon zamanında yapılan enjeksiyon oranının artırılmasıyla (%20'den %40'a çıkarılmasıyla) B97 için yanmanın daha erken başladığı, silindir gaz basıncının düştüğü ve $CA_{P_{maks}}$ değerlerinin daha erken KA'larda gerçekleştiği görülmüştür. Bununla birlikte, alkol-benzin karışımlarının kullanıldığı zaman II. enjeksiyon zamanındaki enjeksiyon oranının artırılmasıyla yanma başlangıcının geciktiği, silindir gaz basıncının düştüğü ve $CA_{P_{maks}}$ daha geç KA'larında gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Burada en önemli faktör alkol-benzin karışımlarının buharlaşma gizli ısısının B97'ye göre daha yüksek olmasıdır. Bu durumun, yanma başlangıcının gecikmesine neden olduğu düşünülmektedir. Her iki enjeksiyon oranında da tüm test yakıtları için II. enjeksiyon zamanındaki değişimin yanma başlangıcının kontrolünde etkili olduğu görülmüştür. Bu durum, II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma başlangıcı üzerindeki etkisini belirgin bir şekilde ortaya koymaktadır.

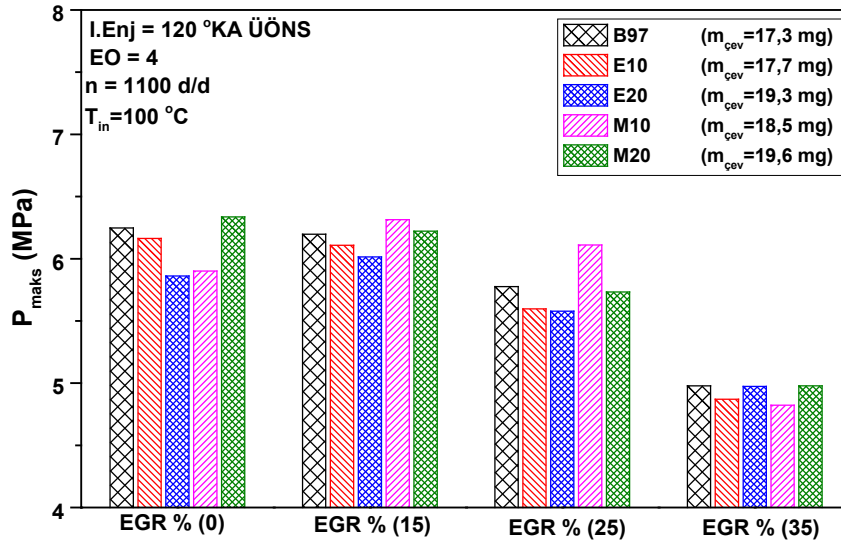
Şekil 4.9'da, özellikle alkol-benzin karışımları kullanıldığında EO'nun 4'den 1,5'e düşmesiyle (II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının artması) maksimum ısı dağılımının düştüğü görülmektedir. Enjeksiyon oranının düşmesiyle II. enjeksiyon zamanında oluşan bölgesel zengin karışım B97 kullanımına göre daha erken tutuşmaya neden olmuştur. Alkol-benzin karışımlarında ise enjeksiyon oranının düşmesi ile yanma başlangıcı gecikmiş ve maksimum ısı dağılımı her iki enjeksiyon zamanında da azalmıştır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, EO'nun düşmesi ile E20 ve M20'nin maksimum ısı dağılımı değerleri E10 ve M10'a göre daha yüksek çıktığı belirlenmiştir. Bu sonuca neden olarak, karışımdaki etanol ve metanol oranlarındaki artışın dolayısıyla oksijen içeriğindeki artışın, E20 ve M20 yakıtlarının daha hızlı oksitlenmesi ve ani yanma fazının gelişmesi gösterilebilir.

Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, %15 EGR uygulanarak EGR'li ve EGR'siz çalışmanın HCCI yanma üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Şekil 4.9'da EGR'nin silindir gaz basıncı ve ısı dağılım oranı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. EGR uygulanmasıyla yanma başlangıcının tüm test yakıtlarında bir miktar geciktiği ve 335 °KA zamanında uygulanan EGR'nin B97 ve etanol-benzin karışımlarında silindir gaz basıncı ve ısı dağılımını bir miktar düşürdüğü görülmüştür.



Şekil 4.9. EO ve EGR'nin silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi

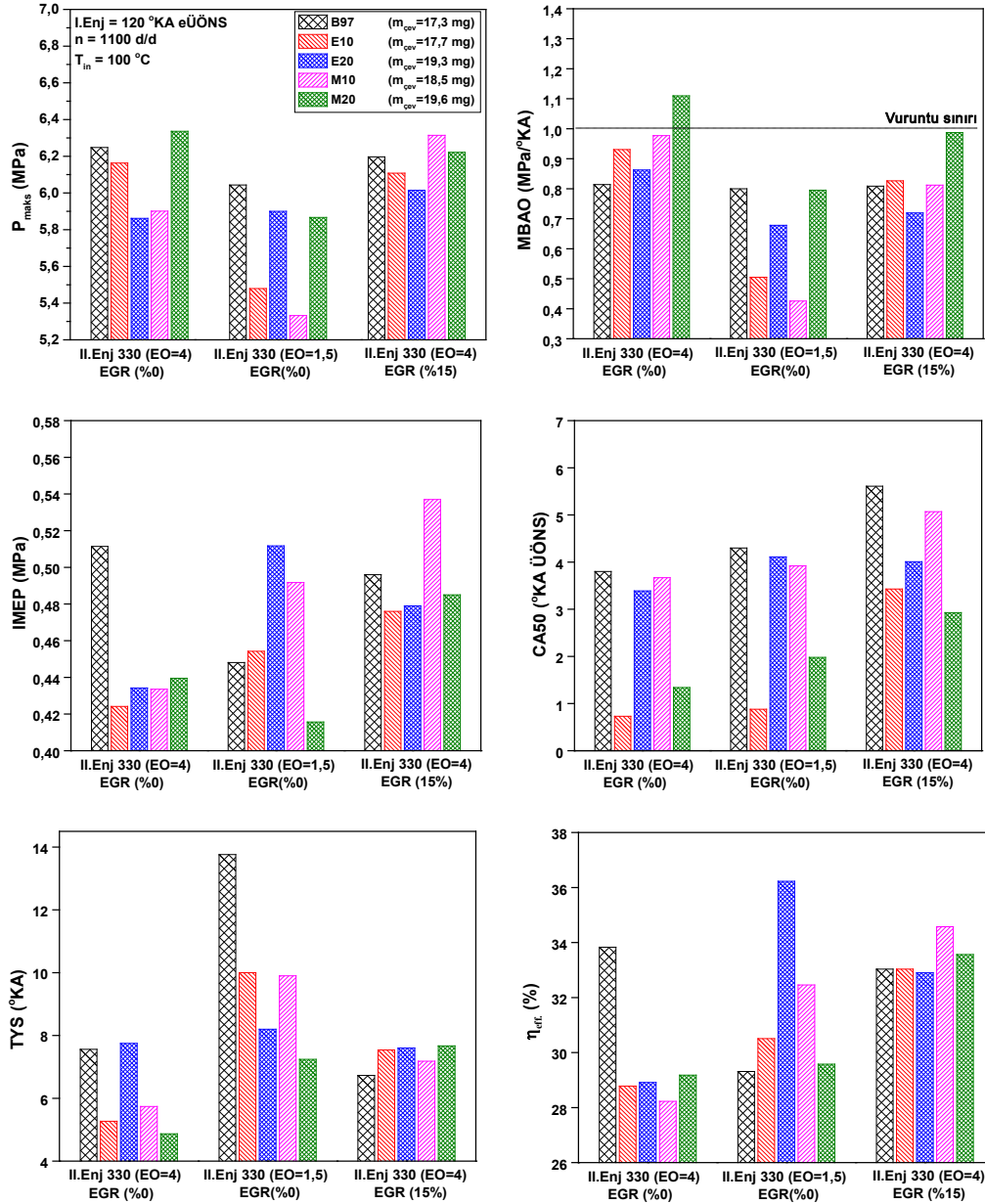
Şekil 4.10'da görüldüğü üzere, daha yüksek oranlarda EGR uygulamasının (özellikle %35 EGR uygulamasının) silindir gaz basıncını önemli şekilde düşürdüğü tespit edilmiştir. Bu yüzden bu çalışmada, EGR oranı %15 olarak belirlenmiştir. Literatürde ifade edildiği üzere, dış EGR uygulaması yanma süreci ve emisyonları üç farklı şekilde etkilemektedir (Xing-cai vd., 2006). Bunlar seyreltme, ısı kapasitesi ve kimyasal etkidir. Seyreltme etkisi oksijen konsantrasyonunun azalmasına, emme havası içerisine karışan yanma ürünlerinin ortamdaki ısı çekerek silindir içi sıcaklığı düşürmesine ve yanma ürünlerinin (örneğin; CO₂, NO ve H₂O) oksitlenme sürecini etkileyerek yanma reaksiyonunun gelişimini engellemesine neden olmaktadır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, B97 ve E10 test yakıtlarının diğer test yakıtlarına göre EGR'den daha fazla etkilendiği görülmüştür. EGR uygulamasıyla oksijen konsantrasyonunun azalması ve yanma ürünlerinin kimyasal etkileşimlerinden dolayı yanma reaksiyonunu yavaşlatması bu duruma neden olmuştur. Burada özellikle Şekil 4.9'da görüldüğü gibi bütün test yakıtlarında EGR'nin kimyasal etkisi, yanma başlangıcının gecikmesine, CA_{Pmaks} daha geç KA'larda gerçekleşmesine ve yanma reaksiyonunun yavaşlamasına neden olmuştur.



Şekil 4.10. EGR oranına bağlı olarak P_{maks} 'daki değişim

Şekil 4.11'de 330 °KA II. enjeksiyon zamanında EO ve EGR'nin yanma ve performans karakteristikleri üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. EO'nun azalmasıyla tüm test yakıtlarının P_{maks} değerleri azalmıştır. EGR uygulanması ile M10 ve E20'nin P_{maks} değerleri bir miktar artarken, B97, E10 ve M20 için azalmıştır. Şekil 4.11'de tüm test yakıtları için EO ve EGR'nin MBOA üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Alkol-benzin karışımlarının kullanımı ile elde edilen MBOA değerleri EO=4 ve EGR'siz durumda vuruşu sınırına oldukça yakın çıkmıştır. MBOA değerlerinin yüksek seviyelerde olması yanma verimini de olumsuz yönde

etkileyebilmektedir. Şekil 4.11'de görüldüğü gibi, aynı enerji girişi şartlarında EO'nun 4'den 1,5'e düşmesiyle alkol-benzin karışımlarının MBAO değerleri düşmüştür. Bunun nedeni olarak, EO'nun düşmesiyle, yani II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının artırılmasıyla, alkol-benzin karışımlarının yüksek buharlaşma gizli ısılarından dolayı ortamdaki daha fazla ısı çekerek ani yanma fazının gelişimini yavaşlatmasıdır. EGR uygulaması özellikle alkol-benzin karışımlarının MBAO değerlerinin bir miktar daha düşmesine neden olmuştur. EGR uygulamasıyla yanma ürünlerinin kimyasal etkisinin ani yanma fazının gelişimini yavaşlatmıştır.



Şekil 4.11.EO ve EGR'nin yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkisi

Şekil 4.11’de görüldüğü gibi alkol-benzin karışımlarında MBAO değerinin düşmesinde önemli rol oynamıştır. Alkol-benzin karışımları ile II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile ulaşılan maksimum IMEP değerleri EO ve EGR uygulaması ile artırılmış ve yüksek eşdeğerlik oranında HCCI çalışma alanı genişletilmiştir. EO’nun düşmesi ile maksimum IMEP değerleri incelendiğinde, B97’de %12 düşme; E10’da %7; E20’de %18; M10’da %13 artış elde edilirken M20’de ise %5 düşmenin görüldüğü, aynı zamanda M20 kabul edilebilir çalışma alanı içerisine girdiği tespit edilmiştir. Bunun nedeni olarak, EO’nun düşmesiyle II. enjeksiyonda püskürtülen B97’nin erken tutuşması ve CA_{Pmaks} erken KA’larda oluşması sonucu yapılan negatif işin artması gösterilebilir.

M20 test yakıtında ise EO’nun düşmesiyle II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarı artmıştır. Püskürtülen yakıt buharlaşabilmek için ortamdan daha fazla ısı çekmiş bu da silindir gaz basıncının ve IMEP değerinin azalmasına neden olmuştur. EO’nun düşmesiyle E20 ile maksimum IMEP değeri elde edilmiş ve M10 ve E10 test yakıtlarının kullanımı ile IMEP değerleri önemli bir şekilde artmıştır. EO’nun düşük olduğu çalışma şartlarında karışımdaki etanol oranının artışı ile eşdeğerlik oranının artması IMEP’in artmasına katkı sağlamıştır. Aynı zamanda metanol oranının artışı ile eşdeğerlik oranının artması oksitlenme hızını artırarak M20’nin MBAO’nun M10 göre daha yüksek seviyelere çıkmasına ve bu durumun M20’nin IMEP değerinin M10’a göre daha düşük elde edilmesine neden olduğu Şekil 4.11’de açıkça görülmektedir. EGR’li ve EGR’siz test sonuçları karşılaştırıldığında, EGR kullanımı ile alkol-benzin karışımlarının IMEP değerlerinde artış sağlanmıştır. EGR uygulanması ile maksimum IMEP değerlerinde, B97 için %3 düşme; E10 için %12; E20 için %10; M10 için %24 ve M20 için %10,5 seviyelerinde bir artış sağlanmıştır. Bu duruma en büyük neden olarak alkol-benzin karışımlarının MBAO değerlerinin EGR kullanımı ile düşmesi ve yanma veriminin iyileşmesi gösterilebilir.

Metanol-benzin karışımları ve EGR’nin bir arada kullanılması ile etanol-benzin karışımları kıyasla daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılmıştır. Bu sonucun ortaya çıkmasında metanolün oksijen içeriğinin etanolden fazla olması etkili olmuştur (bkz. Tablo 3.5) EGR’li çalışma şartlarında karışımdaki etanol oranının artışı ile IMEP kısmen artarken metanol oranının artışı ile IMEP de önemli derecede düşme görülmüştür. Şekil 4.11’de EO ve EGR uygulamasının CA_{50} değerleri üzerindeki etkisi verilmiştir. CA_{50} değerleri, tüm test yakıtlarında EO’nun düşmesi ve EGR’nin uygulaması ile ÜÖN’den bir miktar daha uzaklaşmıştır. EO’nun düşmesiyle II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının ortamdan çektiği ısının artması, silindir içi basıncın düşmesine ve reaksiyon hızının gelişimine engel olmuştur. Bu nedenle CA_{50} değerleri daha geç KA’larda oluşmuştur. EGR uygulanmasıyla

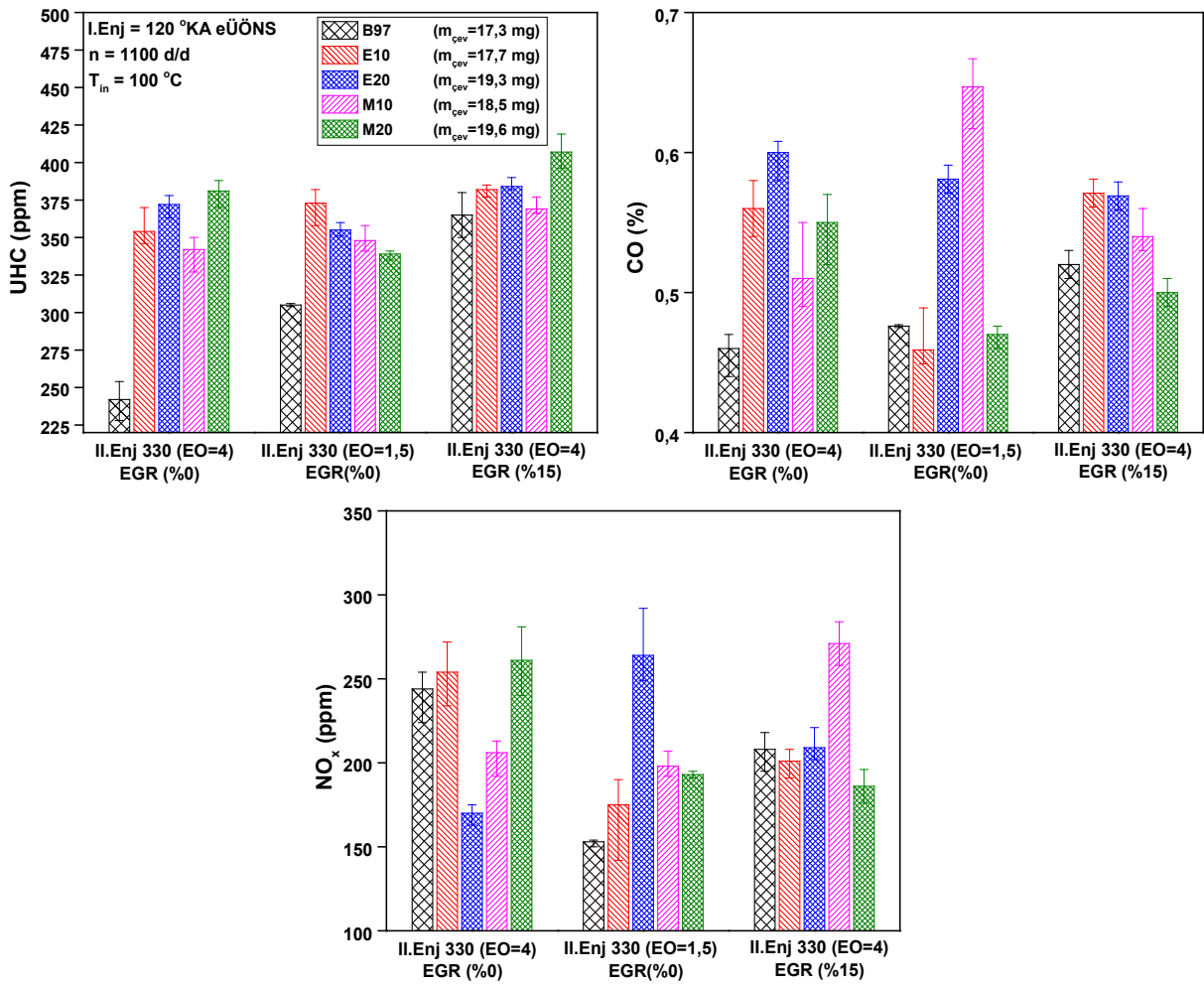


kimyasal reaksiyon hızı azalmış ve CA50 değerleri daha geç KA'larda elde edilmiştir. Tüm test yakıtları için EO ve EGR'nin TYS üzerindeki etkileri Şekil 4.11'de görülmektedir. PO'nun artmasıyla tüm test yakıtlarının TYS değerleri bir miktar artmıştır. EGR'li çalışma şartlarında TYS, EGR'siz çalışma şartlarına göre artmıştır. EGR uygulaması ile yanma ürünlerinin emme havasına karışması ve silindir içerisindeki kimyasal reaksiyon hızını düşürmesi sonucu TYS artmıştır.

Şekil 4.11'de EO ve EGR'nin efektif verim üzerine etkisi verilmiştir. EO'nun düşmesi, EGR uygulaması ve alkol-benzin karışımlarının kullanımı ile efektif verim artmıştır. EO'nun düşmesi ile maksimum efektif verim değerleri incelendiğinde, B97'de %13,5 düşme; E10'da %6; E20'de %25; M10'da %15 ve M20'de ise %1,3 artışın olduğu tespit edilmiştir. EO'nun düşmesiyle maksimum efektif verim E20 test yakıtı ile elde edilmiş ve bu duruma II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının dolayısıyla oksijen içeriğinin artması katkı sağlamıştır. Karışımdaki metanol oranının artışı MBAO'nun artmasına ve bu artışın yanmayı bir miktar olumsuz etkileyerek efektif verimin azalmasına neden olduğu düşünülmektedir. EGR'li ve EGR'siz şartlar karşılaştırıldığında EGR kullanımı ile B97 için efektif verimde çok az bir düşme olur iken alkol-benzin karışımlarında efektif verimde önemli oranda artış görülmüştür. EGR uygulanması ile maksimum efektif verim değerlerinde, B97 için %2,5 düşme; E10 için %15; E20 için %14; M10 için %22 ve M20 için %15 seviyelerinde bir artış sağlanmıştır. Bu duruma neden olarak alkol-benzin karışımlarında oksijen içeriğinin B97'ye göre yüksek olması yanmanın iyileşmesine katkı sağlaması gösterilebilir. EGR'li çalışma şartlarında maksimum efektif verim M10 kullanımı ile elde edilmiştir. Özellikle alkol-benzin karışımlarında EGR uygulaması sonucunda düşen MBAO değerleri yanma veriminin iyileşmesine ve efektif verimin artmasına katkı sağlamıştır.

Şekil 4.12'de EO ve EGR uygulamasının yanmamış HC, CO ve NO_x emisyonları üzerine etkisi gösterilmiş ve maksimum ve minimum noktalar belirtilmiştir. EO'nun düşmesiyle, alkol-benzin karışımlarında etanol ve metanol oranının artışıyla, yanmamış HC emisyonunda bir miktar azalma gözükürken B97 kullanımı ile yanmamış HC emisyonları artmıştır. EO'nun düşmesi sonucu II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının daha fazla olması, B97 kullanımı ile IMEP'in düşmesine neden olmuş ve yanma verimini olumsuz yönde etkilemiştir. Bu durum yanmamış HC emisyonlarının yükselmesine neden olmuştur. EGR kullanımında ise yanmamış HC emisyonları artmıştır. EGR uygulaması ile emme havası içerisine karışan yanmamış hidrokarbonların ve yanma reaksiyonunun yavaşlaması sonucu azalan oksidasyonun, yanmamış HC emisyonlarının artmasında etkili olduğu düşünülmektedir.

Şekil 4.12’de görüldüğü üzere, EO’nun azalması ve B97 kullanımı ile CO emisyonları bir miktar artmıştır. EO’nun düşmesiyle E20 ve M10 test yakıtının CO emisyonları artarken, E10 ve M20 test yakıtının CO emisyonları düşmüştür. Burada E10 test yakıtı için laminar alev hızının yüksek olması ve M20 için oksijen içeriğinin fazla olması CO emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır. Bununla birlikte, E20 ve M10 test yakıtlarında EO’nun düşmesiyle II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının artışı buharlaşmayı azalttığından dolayı CO emisyonlarının artmasına neden olmuş olabilir. B97, E10 ve M10 için EGR kullanımı ile CO emisyonları çok fazla artış göstermiş, E20 ve M20’de ise CO emisyonları bir miktar azalmıştır.



Şekil 4.12. EO ve EGR'nin emisyonlar üzerine etkisi

Şekil 4.12’de EO’nun değişimi ve EGR kullanımının NO_x emisyonları üzerine etkisi verilmiştir. EO’nun artışıyla E20 test yakıtı hariç diğer test yakıtlarının NO_x emisyonu düşmüştür. EO’nun azalmasıyla II. Enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının artmasından dolayı, buharlaşmak için ortamdaki çekilen ısının artması silindir içi basıncının düşmesine neden

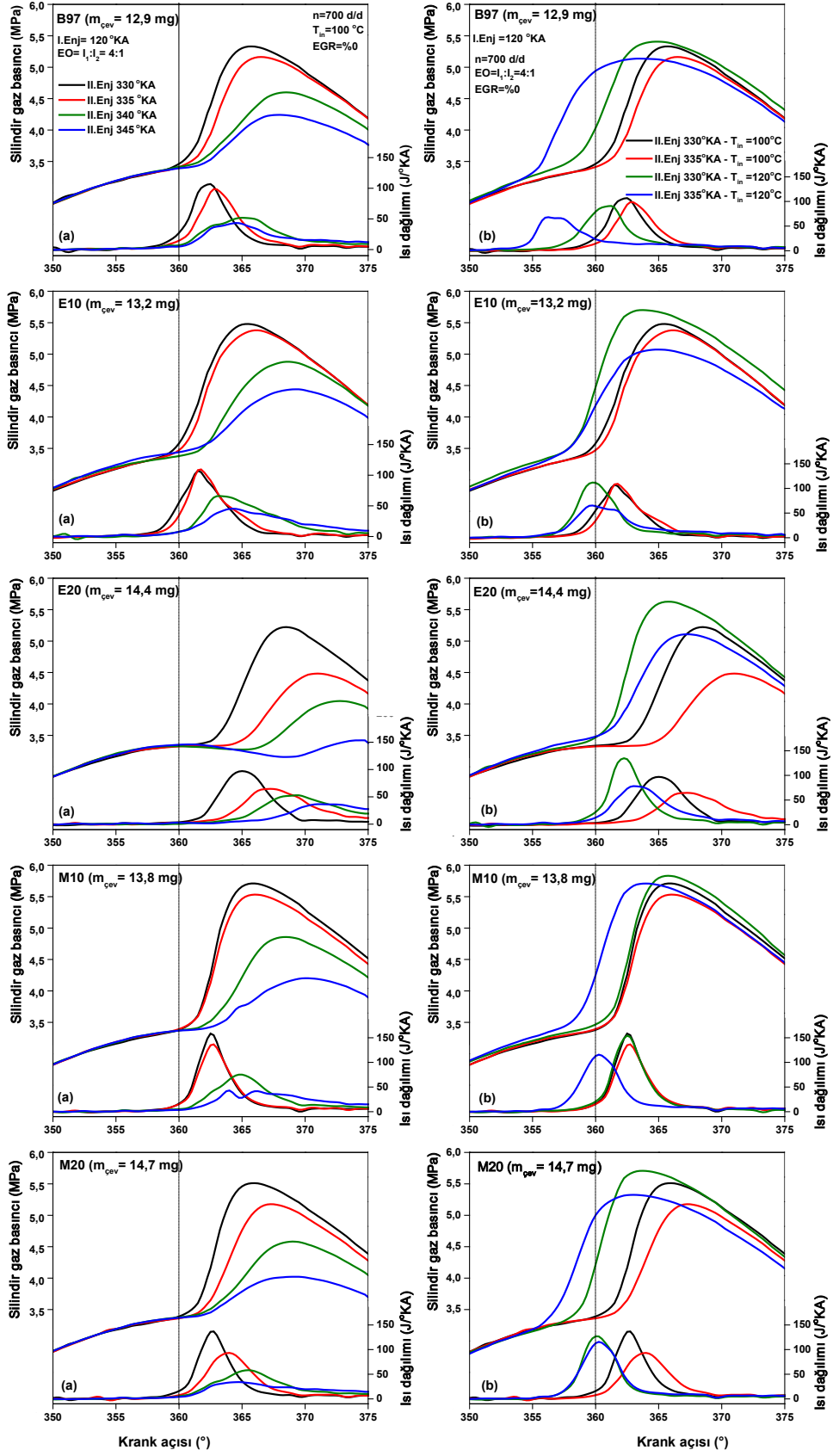
olmuştur. Bu durum, NO_x emisyonlarının azalmasını sağlamıştır. EGR uygulaması ile E20 ve M10 hariç diğer test yakıtlarında NO_x emisyonu azalmıştır. Silindir gaz basıncının E20 ve M10 test yakıtlarında kısmen artması NO_x emisyonlarının bir miktar artmasına neden olmuştur. B97, E10 ve M20 test yakıtlarında EGR uygulaması ile NO_x emisyonları bir miktar düşmüştür. Bu test yakıtlarında EGR'nin uygulanmasıyla ani yanma fazının kısılması ve bölgesel yanma sonu sıcaklıklarının azalmasına katkı sağlaması NO_x emisyonlarının bir miktar düşmesine katkı sağlamıştır.

4.4 Emme Havası Giriş Sıcaklığının HCCI Yanma Üzerine Etkileri

Daha öncede ifade edildiği üzere, HCCI çalışma alanının çok düşük ve yüksek yüklerde genişletilememesi HCCI motorların en önemli dezavantajlarından bir tanesidir. Çalışma alanının genişletilememesinin en büyük nedeni yanma fazlarının doğrudan yüksek devir ve yük aralığında kontrol edilememesidir. Tutuşma zamanı ve yanma oranı, hava/yakıt/artık gaz karışımının fiziksel ve kimyasal özelliklerine, emme havası sıcaklığına ve basıncına, ortam nemine ve çalışma koşullarına (yük, devir vb.) bağlı olarak değişmektedir (Yao vd., 2009). Tutuşma zamanının ve yanma oranının değişmesi, birçok çevrimsel farklılıklara yol açarak yanma, performans ve emisyon parametrelerinin değişmesine neden olmaktadır. Bu nedenle, düşük ve yüksek yük limitlerinde sınır koşullarının iyi belirlenmesi gerekmektedir.

Sınır koşullarının korunabilmesi için bu proje kapsamında emme havası giriş sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı ve yakıt sıcaklığı sabit tutularak çevrimsel farklılıkların en aza indirgenmeye çalışılmıştır. Projenin bu aşamasında, düşük devirde ve düşük eşdeğerlik oranında tutuşma zamanının kontrol edilebilmesi için II. enjeksiyon zamanı ve emme havası giriş sıcaklığı değişiminin yanma, performans ve emisyon parametreleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bunun için I. enjeksiyon zamanı 120 °KA ÜÖNS ve EO=4 sabit tutulmuş testler 700 d/d sabit devirde gerçekleştirilmiştir. Düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyon zamanının etkisi incelenmiş ve maksimum basıncın elde edildiği II. enjeksiyon zamanlarında emme havası sıcaklığının etkisi araştırılmıştır.

Şekil 4.13'de II. enjeksiyon zamanı ve emme havası giriş sıcaklığının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerindeki etkisi verilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı düşmüştür. En yüksek silindir gaz basıncı değerleri tüm test yakıtları için 330 ve 335 °KA II. enjeksiyon zamanında Şekil 4.13 (a) görüldüğü gibi elde edilmiştir. Bu noktalar referans alınarak, Şekil 4.13 (b)'de gösterilen emme havası sıcaklığı 120°C'ye çıkarılarak elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.13. II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerine etkisi

Emme havası sıcaklığının artışı ile tüm test şartlarında yanma daha erken °KA'larda gerçekleşmiştir. Bununla beraber, emme havası sıcaklığının artırılması ve II. enjeksiyonun 335 °KA yapılmasıyla (sÜÖN'ya yaklaşmasıyla) yanma E20 test yakıtı hariç daha erken °KA'larda başlamıştır. 100°C olan emme havası giriş sıcaklığı 120°C'ye çıkartıldığında sıkıştırma zamanı sonunda silindir içi sıcaklığı daha da yükselmiş olacaktır. II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yakın (335 °KA ÜÖNS) KA'da yapılması ile yakıt daha sıcak bir ortama püskürtüldüğünden, yanmanın Şekil 4.13 (b)'de görüldüğü gibi daha erken KA'da başlamasına neden olmuştur.

P_{maks} , CA_{Pmaks} , CA5 ve TYS'nin II. enjeksiyon zamanı ile değişimi Şekil 4.14 (a)'da, emme havası sıcaklığının etkisi ise Şekil 4.14 (b)'de verilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla Şekil 4.14 (a)'da görüldüğü gibi P_{maks} düşmüştür. En yüksek silindir gaz basınçları E10 ve M10 test yakıtı ile en düşük P_{maks} ise E20 test yakıtı ile elde edilmiştir. Karışımdaki alkol oranının artması P_{maks} değerini düşürmektedir. Şekil 4.14(b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının artırılması ve II. enjeksiyonun 330 °KA alınması (sÜÖN'dan daha uzak) ile tüm test yakıtları için P_{maks} değeri artmıştır. II. enjeksiyonun 335 °KA'da yapılması ile B97 ve E10 hariç, diğer test yakıtlarının P_{maks} değerinin bir miktar yükseldiği Şekil 4.14'de görülmektedir. B97 ve E10 kullanımı ile P_{maks} değerlerinin düşmesine neden olarak, 335 °KA'da yapılan II. enjeksiyon ile püskürtülen yakıtın buharlaşabilmesi için ortamdan çektiği ısının yüksek olması ve silindir içi sıcaklığın düşmesi gösterilebilir.

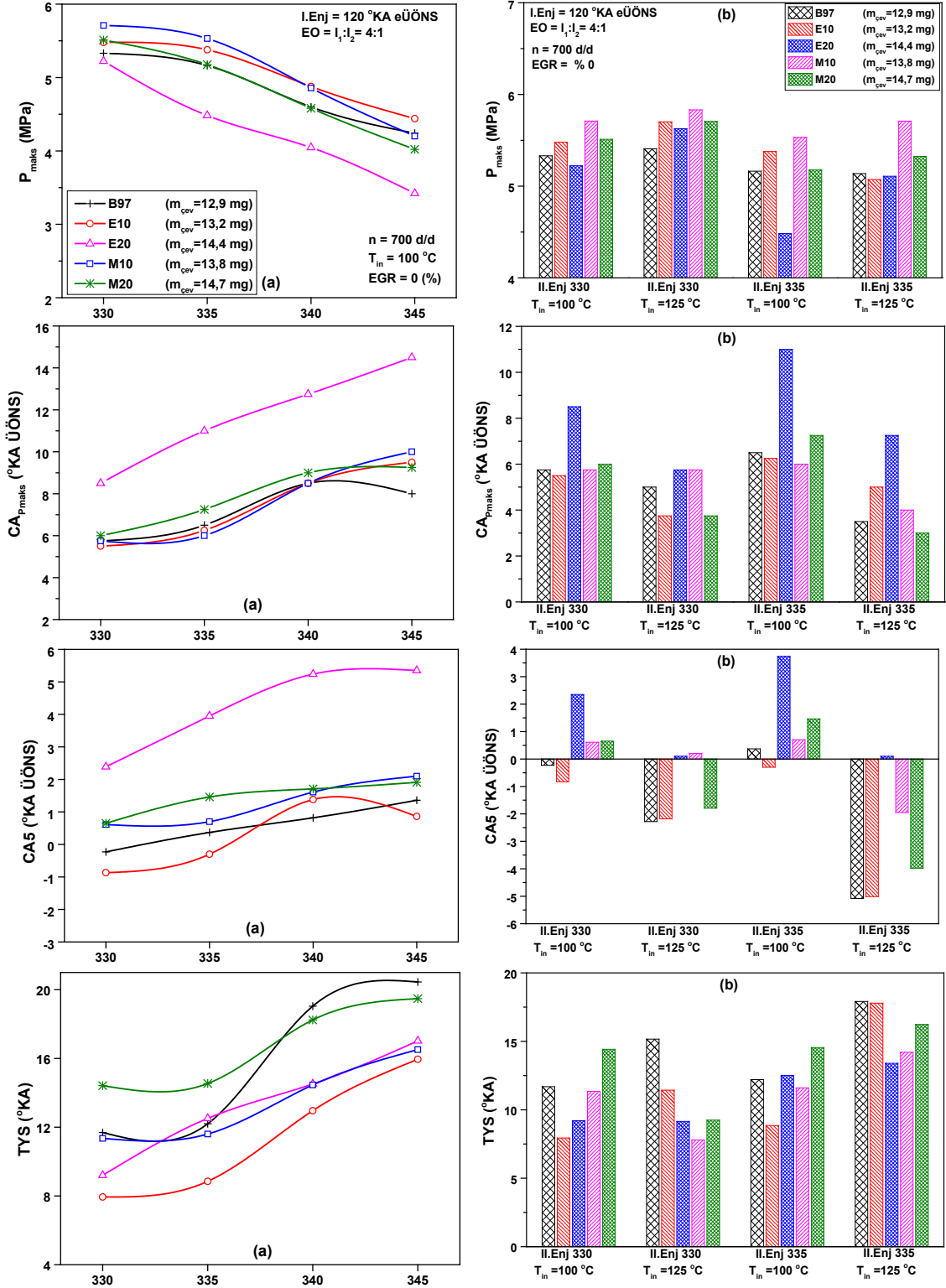
Şekil 4.14 (a) II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla CA_{Pmaks} sÜÖN'dan uzaklaştığını göstermektedir. Emme havası sıcaklığının artırılması ile Şekil 4.14 (b)'de görüldüğü gibi CA_{Pmaks} daha erken KA'larda gerçekleşmiştir. Karışımdaki etanol oranının artışıyla CA_{Pmaks} daha geç KA'larda oluşmuştur. Aynı enerji girişinin sağlanabilmesi için püskürtülen yakıt miktarının yüksek olması ve gizli buharlaşma ısısının B97'ye göre yüksek olması E20 test yakıtının CA_{Pmaks} daha geç KA'larında oluşmasına neden olmuştur.

Şekil 4.14 (a)'da görüldüğü gibi, II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla CA5 sÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. E20 test yakıtı içi yanma başlangıcı diğer yakıtlara göre daha geç gerçekleşmiştir. Metanol-benzin karışımlarında B97'ye göre daha geç KA'larda yanmanın başladığı tespit edilmiştir. Metanolün buharlaşma gizli ısısının B97'den yüksek olması bu sonucun ortaya çıkmasını sağlamıştır. Emme havası sıcaklığının artması ile CA5 tüm test yakıtlarında Şekil 4.14 (b)'de görüldüğü gibi daha erken KA'larda gerçekleşmiştir. sÜÖN'ya daha yakın yapılan II. enjeksiyon 335 °KA ile 330 °KA zamanlarında ve 120 °C emme havası sıcaklığında CA5 değerleri E20 test yakıtı hariç diğer test yakıtlarında daha

erken KA'larda gerçekleşmiştir. E20 test yakıtı ile aynı enerji girişinin sisteme sürülebilmesi için püskürtülen yakıt miktarının artması ile buharlaşma gizli ısının artması silindir içi basınç ve sıcaklığın düşmesine neden olmuş, laminar alev hızının gelişimini engellemiştir. Bilindiği gibi, bu çalışmada kademeli enjeksiyon yöntemi kullanılmıştır. Literatürdeki model çalışmalarından elde edilen sonuçlara göre çift enjeksiyon tekniği uygulandığında öncelikle II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıtın tuttuğu belirlenmiştir (Wang vd., 2006). Bu nedenle II. enjeksiyonu (sÜÖN'ya daha yakın) 335 °KA'da yapıldığında silindir içerisindeki sıcaklık 330 °KA ile karşılaştırıldığında daha yüksektir. Bu durum II. enjeksiyonda püskürtülen yakıtın daha çabuk tutuşma sıcaklığına ulaşmasını sağlamıştır.

II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yakın seçilmesi (335 °KA) yanmanın daha erken gerçekleşmesine neden olmuştur. Test sonuçlarına bakıldığında, E20 bu duruma ters bir karakter sergilemektedir. Bunun nedeni olarak E20'nin buharlaşma gizli ısısının ortamdan çok fazla ısı çekmesi ve silindir içi sıcaklığı düşürmesi olarak gösterilebilir.

Şekil 4.14 (a)'da gösterildiği gibi, TYS II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla artmıştır. En yüksek yanma süresi genellikle B97 ile elde edilirken, alkol-benzin karışımlarının TYS değerleri daha kısa olduğu görülmüştür. Alkol-benzin karışımlarındaki oksijen içeriği reaksiyon hızını arttırarak yanma süresinin kısılmasına katkı sağlamıştır. Şekil 4.14 (a)'da görüldüğü gibi karışımdaki etanol ve metanol içeriğinin artması ile silindir gaz basıncının ve buna paralel olarak silindir içi sıcaklığın azalması, oksidasyon hızını yavaşlattığından TYS'nin bir miktar artmasına neden olmuştur. Şekil 4.14 (b)'de emme havası sıcaklığının artması ve II. enjeksiyon 330 °KA yapılması ile B97 ve E10'un yanma süresi bir miktar artarken, E20, M10 ve M20 test yakıtlarının TYS'si kısılmıştır. Emme havası sıcaklığının artışı ve E20, M10 ve M20 test yakıtlarının oksijen içeriğinin yüksek olması bu yakıtlar için TYS'nin kısılmasına katkı sağlamıştır. II. enjeksiyonun sÜÖN'ya daha yakın 335 °KA'da yapılması ve emme havası sıcaklığının artması TYS'ni artmıştır. Çünkü silindir içi sıcaklığın artması oksitlenen yakıt miktarının artmasına ve art yanma süresinin uzamasına katkı sağlamıştır.



Şekil 4.14. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in} 'in yanma karakteristikleri üzerine etkisi

Şekil 4.15'de MBO, IMEP, COV_{IMEP} , CA50 ve efektif verimin II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığına bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Tüm test yakıtları için MBO değerleri II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla azalmıştır. Bunun en büyük nedeni olarak buharlaşma gizli ısısının ortamdaki ısı çekerek silindir içi basıncın düşmesine ve

oksidasyonun azalmasına neden olması gösterilebilir. MBAO Şekil 4.15 (a)'da görüldüğü üzere özellikle E10 ve M20 test yakıtlarının MBAO değerleri B97'ye göre daha yüksektir. E10 ve M10 test yakıtlarının B97'ye göre oksijen içeriğinin fazla olması reaksiyon hızının artmasına katkı sağlamıştır. Karışımda etanol ve metanol içeriğinin artması ile MBAO düşmüş ve en düşük MBAO değerleri E20 test yakıtı ile elde edilmiştir. Burada buharlaşma gizli ısısının laminer alev hızını engelleyerek ani yanma fazının gelişimine engel olduğu söylenebilir (Yao vd., 2007). Şekil 4.15 (b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının artırılması ile en düşük seviyede MBAO değerlerine sahip E20 test yakıtında MBAO değerlerinin arttığı görülmektedir. Emme havası sıcaklığının artışı ile E20 test yakıtında buharlaşma daha iyi gerçekleşmiş ve MBAO değerleri artmıştır. Sıcaklığın artışı ile E10, M10 ve M20'nin MBAO değerleri kısmen düşmüştür. Buna neden olarak, emme havası sıcaklığının artışı ile buharlaşmanın artması, daha homojen bir karışımın elde edilmesi gösterilebilir. Şekil 4.15 (a)'da tüm yakıtlar için II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla IMEP'in düştüğü görülmektedir. Maksimum IMEP M10 test yakıtı ile elde edilmiştir. Özellikle metanol-benzin karışımlarının IMEP değerleri etanol-benzin karışımlarına ve B97'ye göre daha yüksektir. Şekil 4.15 (a)'da görüldüğü gibi, karışımdaki metanol içeriğinin artması ve etanol içeriğinin azalması ile IMEP değerleri düşmüştür.

Şekil 4.15 (b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının artırılması ile etanol-benzin ve B97 için IMEP değerleri artarken M20 kullanımı ile bir miktar düşme gözlemlenmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının 100 °C'den 120 °C'ye yükseltilmesiyle maksimum IMEP değerlerinde, B97 için %9; E10 için %20; E20 için %9 artış gerçekleşirken, M10 için %2 ve M20 için %5 düşme tespit edilmiştir. Bununla birlikte, optimum II. enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığında alkol-benzin karışımlarını kullanarak B97'ye göre daha yüksek IMEP değerlerine ulaşmak mümkün olmuştur.

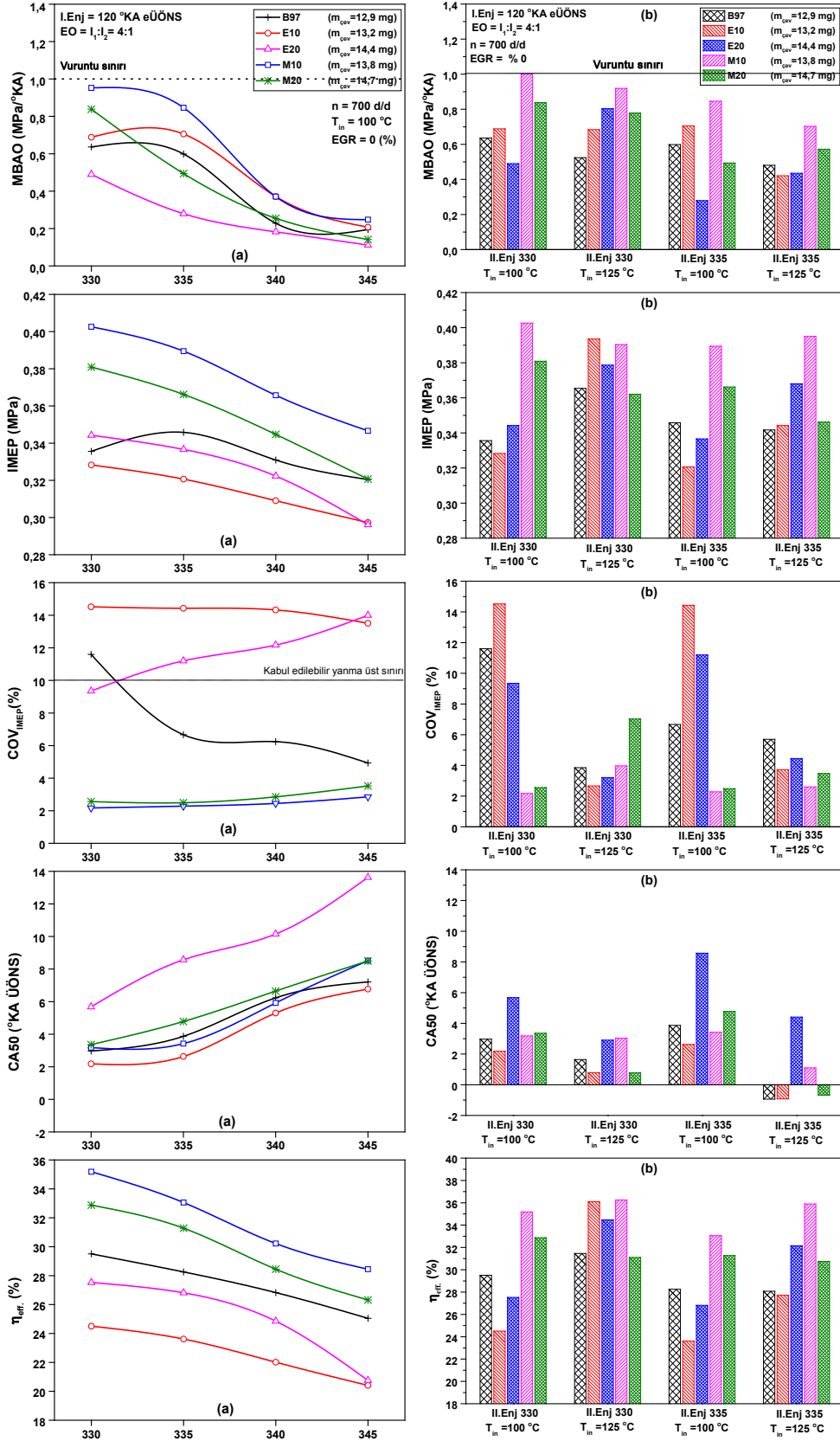
Şekil 4.15 (a) II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla COV_{IMEP} değerlerinin arttığını göstermektedir. Bununla birlikte, E10 ve E20 test yakıtında COV_{IMEP} kabul edilebilir sınırların (%10) üzerinde elde edilmiştir. Metanol-benzin karışımlarında ise COV_{IMEP} diğer test yakıtlarına göre en düşük değere sahiptir. Bu durumun bir sonucu olarak da maksimum IMEP metanol-benzin karışımları ile elde edilmiştir.

Şekil 4.15 (b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının artırılması ile özellikle B97 ve etanol-benzin karışımlarının COV_{IMEP} değerleri önemli ölçüde düşerken Şekil 4.15 (b) IMEP değerlerin de yükselme olduğu açıkça görülmektedir. Sıcaklığın artışı, buharlaşmanın daha iyi olması, yanma veriminin iyileşmesi ve IMEP'in artmasına katkı sağlamıştır. Şekil 4.15 (b)'de aynı enerji girişinin sisteme sürülebilmesi için, M20'de daha fazla yakıtın püskürtülmesi

buharlaşma gizli ısının ortamdan daha çok ısı çekmesine ve yanmayı bir miktar olumsuz etkilemesine neden olmuş ve COV_{IMEP} değeri bir miktar artmıştır. Bu artış, kısmen IMEP'in bir miktar azalmasını sağlamıştır.

II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla CA50 sÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. E20 kullanımı ile CA50 değerleri diğer test yakıtlarına göre daha uzak KA'larda elde edilmiştir. Bu duruma sebep olarak E20 kullanımı ile elde edilen maksimum silindir gaz basıncının en düşük olması gösterilebilir. Karışımdaki metanol ve etanol içeriğinin artması yanma başlangıcının ve CA50'nin daha geç KA'larda oluşmasına neden olmuştur. Emme havası sıcaklığının artışı ile reaksiyon hızının artması CA50'nin daha erken KA'larda gerçekleşmesine neden olduğu Şekil 4.15 (b)'de açıkça görülebilmektedir.

Şekil 4.15 (a)'da görüldüğü gibi 330 °KA II. enjeksiyon zamanında M10 test yakıtı ile maksimum efektif verim elde edilmiştir. Bununla birlikte, metanol-benzin karışımlarının efektif verimi B97'ye ve etanol-benzin karışımlarına göre daha yüksektir. En düşük efektif verim E10 ile elde edilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla efektif verim düşmektedir. Şekil 4.15 (b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının arttırılması ile B97 ve etanol-benzin karışımları için efektif verim önemli oranda artmıştır. Şekil 4.15 incelendiğinde, optimum II. enjeksiyon zamanı ve emme havası giriş sıcaklığı parametreleri kullanarak efektif verimin arttırılabildiği tespit edilmiştir. Alkol-benzin karışımları ile daha yüksek efektif verim elde edilmiştir. Karışımdaki metanol içeriğinin arttırılması efektif verimin düşmesine neden olmuştur.

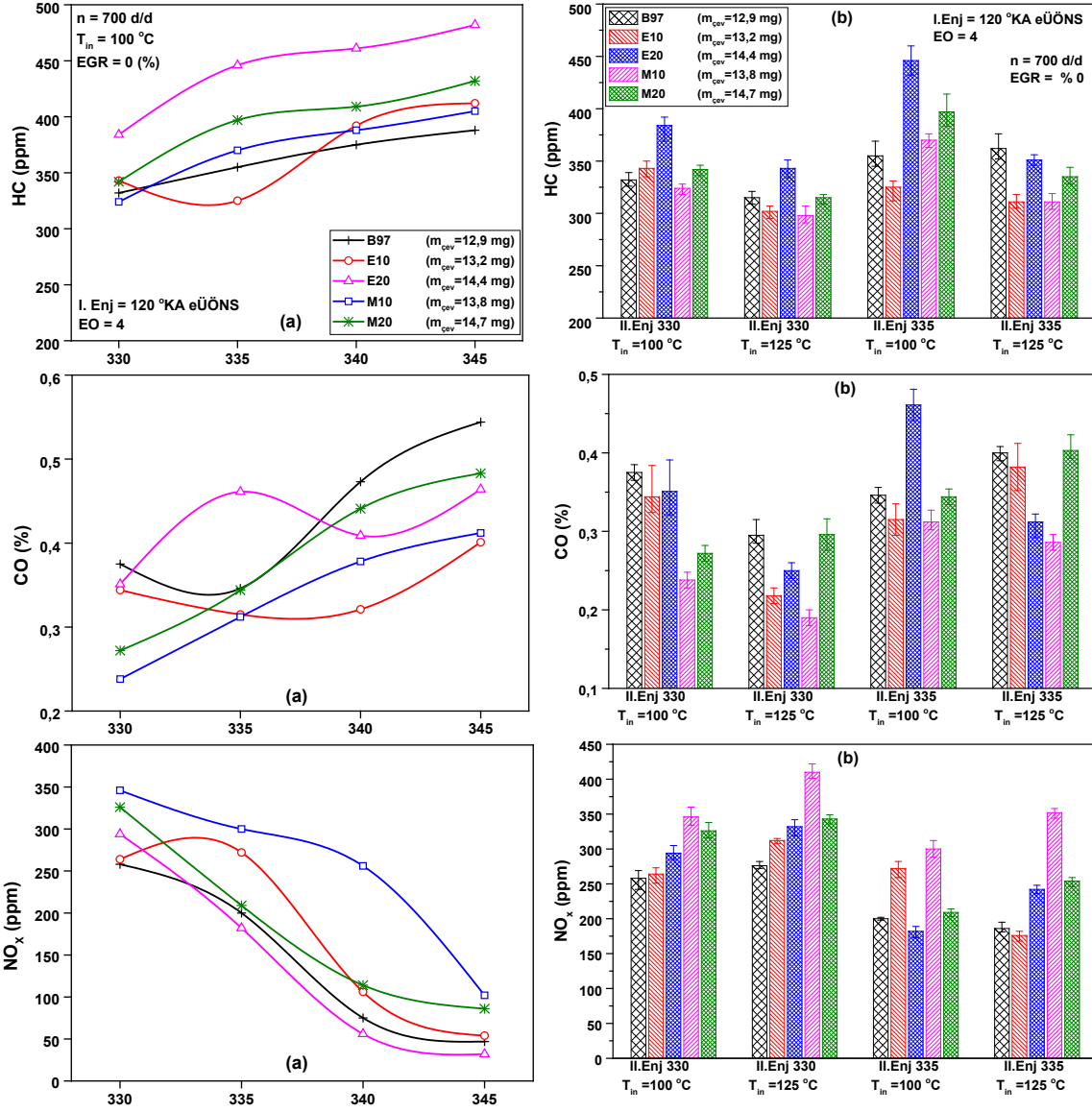


Şekil 4.15. II. enjeksiyon zamanı ve T_{in} 'in yanma ve performans karakteristikleri üzerine etkisi

Şekil 4.16'da ise yanmamış HC, CO ve NO_x emisyonlarının II. enjeksiyon zamanına ve emme havası sıcaklığına bağlı olarak değişimleri verilmiş değişimlerin gerçekleştiği maksimum ve minimum noktalar belirtilmiştir. Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile B97'ye göre daha düşük yanmamış HC emisyonları elde edilmiştir. Tüm yakıtlar için II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanmamış HC ve CO emisyonları artar iken NO_x emisyonlarında önemli oranda azalma elde edilmiştir. En yüksek yanmamış HC emisyonları E20 ve M20 test yakıtı ile elde edilmiştir. E20'de özellikle yanma sonu basıncının düşük olması yanmamış HC emisyonlarının artışına neden olmuştur. Aynı zamanda E20 ve M20 kullanımında daha fazla miktarda yakıtın püskürtülmesi sonucu yanmamış HC emisyonları artmıştır. Şekil 4.16 (b)'de görüldüğü gibi, emme havası sıcaklığının artırılması ile yanmamış HC emisyonları azalmıştır. Emme havası giriş sıcaklığının artırılması buharlaşma oranının artması bu durumun ortaya çıkmasında etkili olmuştur.

Şekil 4.16 (a)'da görüldüğü gibi, II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla CO emisyonları artmaktadır. Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile genellikle B97'ye göre daha düşük değerlerde CO emisyonu elde edilmiştir. Alkol-benzin karışımlarındaki oksijen içeriği bu sonucun oluşmasına katkı sağlamıştır. Karışımdaki etanol ve metanol oranının artışı ile CO emisyonları artmıştır. Şekil 4.16 (b)'de görüldüğü üzere, emme havası giriş sıcaklığının artması ve II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması ile M20 test yakıtı hariç diğer test yakıtlarının CO emisyonlarını azalttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, maksimum silindir gaz basıncının CO emisyonları üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir.

Şekil 4.16 (a)'da görüldüğü gibi II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla NO_x emisyonlarının önemli derecede azaldığı belirlenmiştir. II. enjeksiyon 330 °KA'da iken alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonları B97'ye göre daha yüksek ölçülmüştür. Karışımdaki etanol ve metanol oranının artışı NO_x emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır. Bu sonucun elde edilmesinde MBAO değerlerinin rolü büyüktür. MBAO oranının yüksek olması yani ani yanma fazının yüksek değerlere çıkması, silindir içi sıcaklığın artmasına dolayısıyla NO_x emisyonlarının artmasına neden olmuştur. Şekil 4.16 (b)'de görüldüğü gibi, II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması ve emme havası giriş sıcaklığının artırılması ile NO_x emisyonları bir miktar artmıştır. II. enjeksiyonun 335 °KA yapılması ve emme havası sıcaklığının artırılması durumunda ise, E10 hariç alkol-benzin karışımlarının NO_x emisyonlarının arttığı belirlenmiştir.



Şekil 4.16. . II. enjeksiyon zamanı ve T_{in} 'in emisyon karakteristikleri üzerine etkisi

5. MODELLEME ÇALIŞMASI İLE ELDE EDİLEN BULGULAR

5.1 Bir Boyutlu Stokhastik Reaktör Modeli (SRM) Analizleri

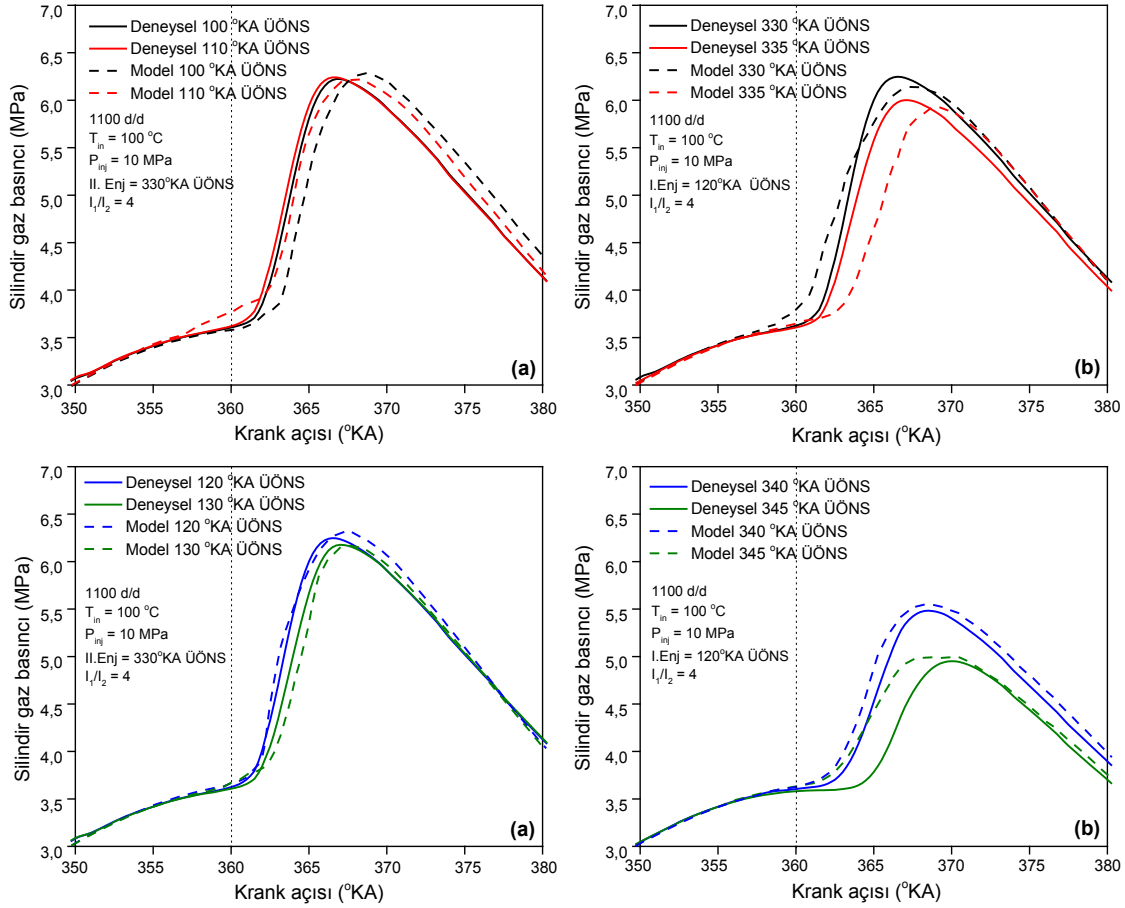
Proje kapsamında yapılan analiz çalışmasında, yanma modellerinin kurulabilmesi için yakıt karışımlarına göre özel olarak hazırlanan kimyasal kinetik mekanizmaları kullanılmıştır. Benzin yakıtı için literatürde güvenilirliği ispatlanmış ve farklı yanma koşullarına göre geliştirilmiş birçok kinetik model bulunmaktadır. Literatürde en bilinen çalışmada, Jerzembek (2009) tarafından geliştirilen kimyasal kinetik mekanizma ile etanol-benzin ve metanol-benzin karışımları için SRM analizleri yapılmıştır. Bu mekanizma 374 reaksiyon ve 107 kimyasal bileşikten oluşmaktadır. Son yıllarda, farklı yakıt türleri için kinetik modellerin yanma analizlerinde kullanılmaya başlanmasına rağmen, bu tür reaksiyonların türetilmesinin çok zor olması ve genelde ticari olarak üretilmesinden dolayı yapılan çalışmaların literatürden gizlenmesine sebep olmaktadır. Bu yüzden, farklı yakıt ve karışımlar için kurulan kinetik modeller literatürde yok denecek kadar az bulunmaktadır. *Bu proje sonuç raporunda da, gerçekleştirilebilen model çalışması sonuçları verilmiştir.*

Kimyasal kinetik mekanizmalarının analiz sonuçlarına önemli oranda etki ettiği bilinmektedir. SRM analizlerinde kullanıcıları sınırlayan en önemli problem bilgisayarların hesaplama kapasitesinin yetersiz olmasıdır ve bu problem indirgenmiş mekanizmaların kullanımını zorunlu hale getirmektedir. Bu zorunluluk, araştırmacıların tam mekanizma kullanmak yerine özel koşullara göre (belirli basınç ve sıcaklık aralığı) hazırlanmış indirgenmiş mekanizmalar kullanmasına yol açmaktadır. Bu durum, analiz sonuçlarının hassasiyetini etkilemektedir. Bu tür çalışmalarda kullanılan karışım mekanizması deneysel koşullara uyumlu olsa da hatalara açık olmaktadır. *Bu yüzden, etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışım analizlerinin basınç verilerinde benzin yakıtlı analizlere göre biraz daha fazla sapma ortaya çıkabilmektedir. Emisyon verileri incelendiğinde ise genel olarak deneysel veriler ile uyum içinde olduğu görülmüştür.*

5.1.1. B97 Yakıtı İçin HCCI Yanma Modeli

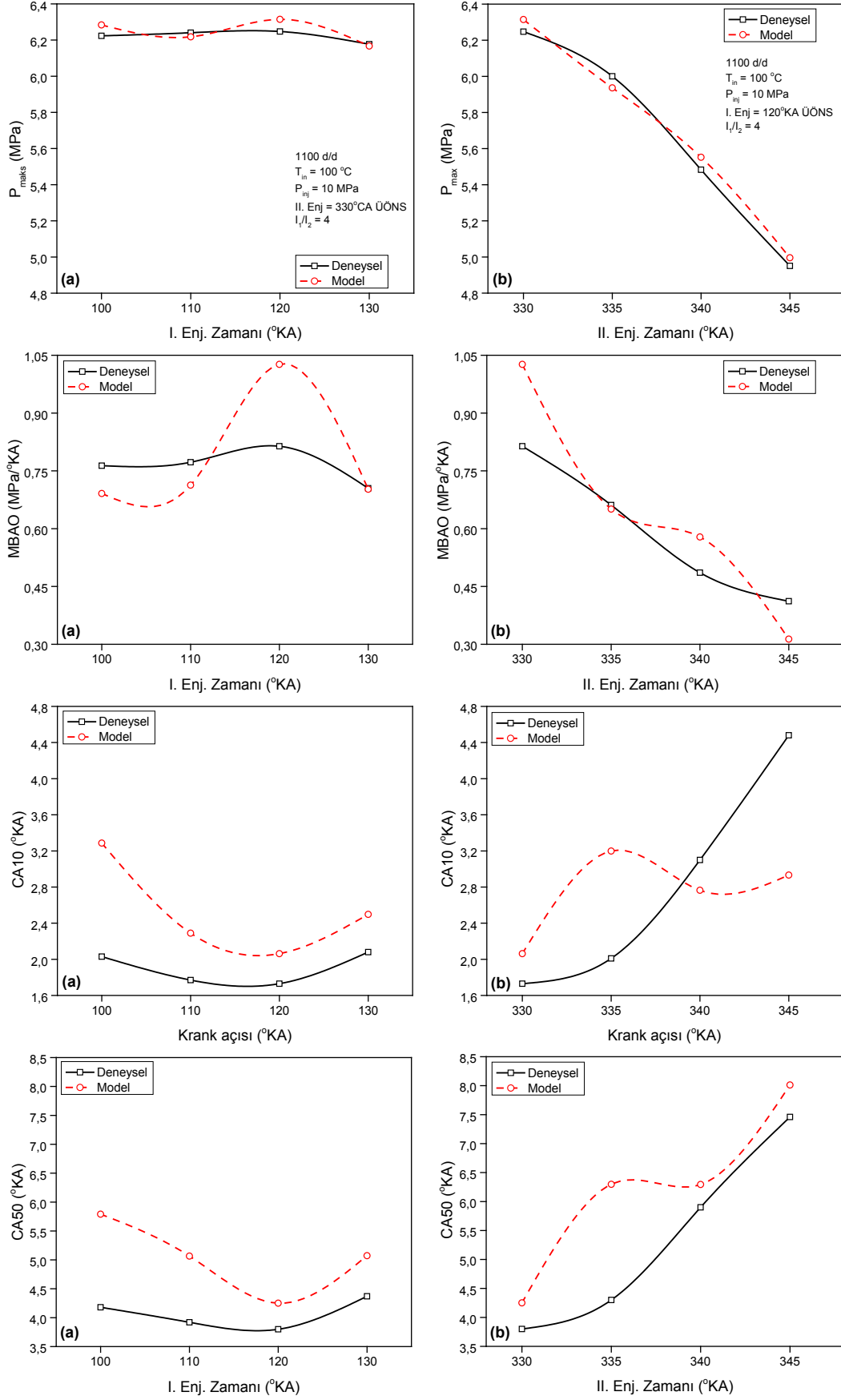
5.1.1.1 B97 Yakıtı İçin I. ve II. Enjeksiyon Zamanının HCCI Yanma Üzerine Etkilerinin Modellenmesi

Projenin bu bölümünde, B97 yakıt kullanımının HCCI yanma üzerine etkileri analiz edilmiştir. Şekil 5.1'de B97 yakıtı için I. ve II. enjeksiyon zaman değişiminin silindir gaz basıncı üzerindeki etkisi verilmektedir.



Şekil 5.1. B97 yakıtı için I. (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Şekil 5.1'de görüldüğü üzere, deneysel ve model çalışmalarının sonuçları birbirleriyle uyum içerisinde elde edilmiştir. Hem deneysel hem de model çalışmalarında II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerinde I. enjeksiyon zamanına göre çok daha etkili olduğu görülmüştür. Şekil 5.1 (a)'da B97 yakıtı için I. enjeksiyonun 130 °KA'da yapılması durumunda hem deneysel hem de model çalışmasında silindir gaz basıncının bir miktar düştüğü belirlenmiştir. Bu duruma neden olarak, I. enjeksiyonun emme zamanı sonlarına doğru yapıyor olması ile silindir içerisindeki hava hareketlerini artması sonucu, püskürtülen yakıtın silindir duvarlarına yapışarak buharlaşan yakıt yüzdesinin azalması gösterilebilir (Yang vd., 2011b). Şekil 5.1 (b)'de hem model hem de deneysel çalışma sonuçları II. enjeksiyonun ÜÖN'ya yaklaşmasıyla silindir gaz basıncının düştüğünü göstermektedir. ÜÖN'ya yakın yapılan II. enjeksiyon ile püskürtülen yakıtın silindir içerisinde soğutma etkisi göstererek silindir içi sıcaklığın ve basıncın düşmesine neden olduğu düşünülmektedir. Şekil 5.2'de B97 yakıtı için deneysel ve model çalışması sonucu elde edilen önemli yanma karakteristikleri I. ve II. enjeksiyon zamanı değişimine bağlı olarak karşılaştırılmıştır.

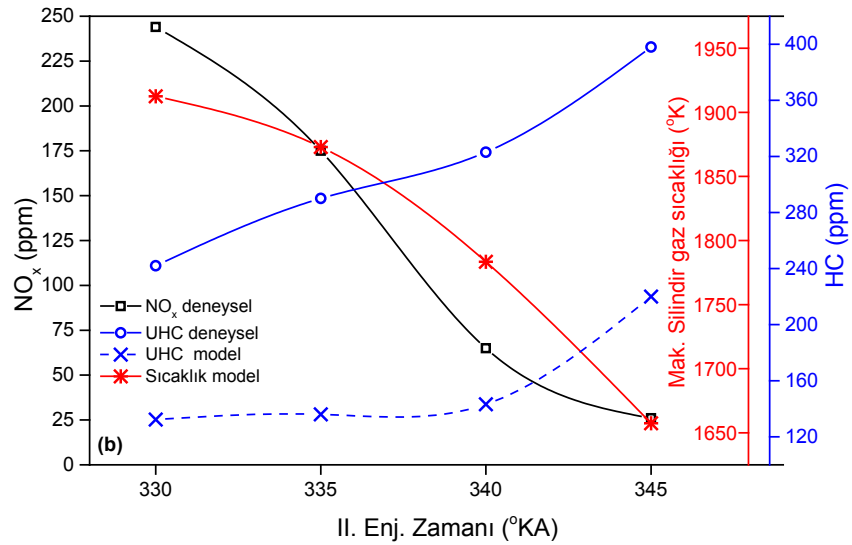
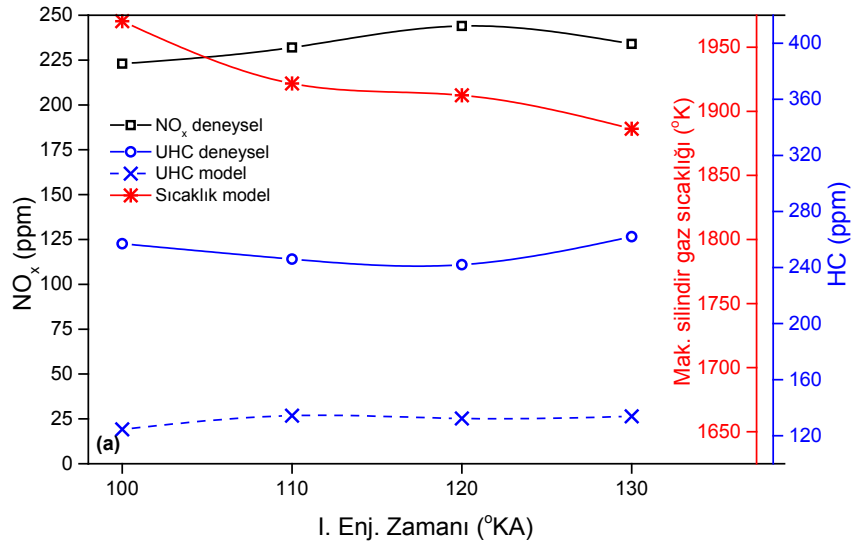


Şekil 5.2. B97 yakıtı için I (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanının yanma karakteristikleri üzerindeki etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Deneysel ve model çalışmaları birbiri ile aynı eğilime sahip ve yakın sonuçlara sahiptir. I. enjeksiyon zamanının P_{maks} ve MBO üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı Şekil 5.2 (a)'da görülmektedir. Model ve deneysel çalışma sonuçlarında I. enjeksiyonun 120 °KA'da yapılması MBO'yu bir miktar arttırmıştır. II. enjeksiyon zamanının P_{maks} ve MBO üzerinde etkisinin I. enjeksiyona kıyasla daha yüksek olduğu ve II. enjeksiyon zamanı ile MBO'nun doğrudan kontrol edilebildiği görülmüştür. CA10 I. enjeksiyonun 100'den 120 °KA zamanlarına doğru kaydırılmasıyla daha erken °KA'larda gerçekleşmiştir. Bu duruma, artan MBO'nun silindir içerisindeki sıcaklığın artmasına neden olduğu ve bu artışın CA10 ve CA50'nin daha erken °KA'larında gerçekleşmesine neden olduğu gösterilebilir. CA10 ve CA50'nin I. enjeksiyonun 130 °KA'da yapılması durumunda 120 °KA'da elde edilen değere göre bir miktar daha geç °KA'larında olduğu Şekil 5.2 (a)'da görülmektedir. Buradaki artışın nedeni, silindir gaz basıncının I. enjeksiyonun 130 °KA'da yapılmasıyla en düşük değerde elde edilmesi gösterilebilir. II. enjeksiyonun ÜÖN'ya yaklaşmasıyla CA10 ve CA50 daha geç °KA'larda oluşmaktadır. II. enjeksiyon zamanının CA10 ve CA50 değerleri üzerinde I. enjeksiyona göre çok daha etkili bir parametre olduğu hem deneysel hem de model çalışmaları ile tespit edilmiştir.

Şekil 5.3'de B97 yakıtı için I. ve II. enjeksiyon zamanının değişimine bağlı olarak NO_x , yanmamış HC ve maksimum silindir gaz sıcaklığının değişimleri görülmektedir. Şekilde verilen maksimum silindir gaz sıcaklığı model çalışmasından elde edilmiştir. NO_x emisyonları ise deneysel çalışmanın sonuçlarıdır ve model çalışmasının sonucu elde edilen maksimum silindir gaz sıcaklık değerleri ile ilişkilendirilmiştir.

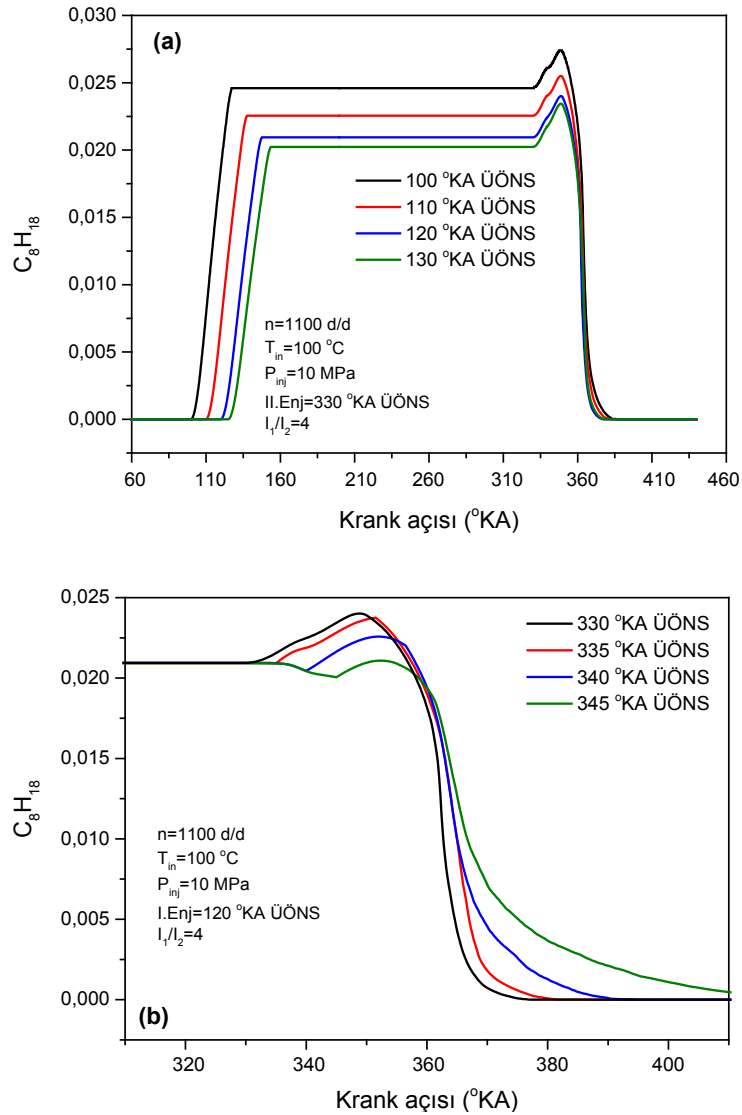
Bu çalışmada, deneysel verilerden elde edilen yanmamış HC emisyon değerleri ile model çalışması sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekil 5.3'de B97 yakıtı için I. (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanının değişimine bağlı olarak model ve deneysel çalışmanın sonuçlarının aynı eğilime sahip olduğu görülmektedir. II. enjeksiyonun, I. enjeksiyona göre NO_x , yanmamış HC ve maksimum silindir gaz sıcaklığı üzerinde daha fazla etkili olduğu tespit edilmiştir. NO_x emisyonlarının II. enjeksiyon ile silindir içerisinde oluşan bölgesel zengin karışımın bir sonucu olarak arttığı düşünülmektedir. Bu duruma sebep olarak, bölgesel zengin karışım bölgelerinde oluşan yüksek sıcaklıkların NO_x emisyonlarının oluşmasına katkı sağladığı gösterilebilir.



Şekil 5.3.B97 yakıtı için I. (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanının emisyonlar ve maksimum silindir gaz sıcaklığı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Şekil 5.3 (b)'de görüldüğü üzere B97 yakıtı için II. enjeksiyon zamanının hem NO_x emisyonları hem de maksimum silindir gaz sıcaklığı üzerinde kayda değer bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. II. enjeksiyonun ÜÖN'ya yaklaşmasıyla NO_x emisyonları ve maksimum silindir gaz sıcaklığı düşmekte ve yanmamış HC emisyonları da artmaktadır. Bu duruma, II. enjeksiyon ile püskürtülen yakıtın silindir içerisinde soğutma etkisinin (gizli buharlaşma ısısından dolayı) silindir içi sıcaklığının düşmesine ve buharlaşmanın yeterince gerçekleşmemesine (ÜÖN'ya yaklaşan II. enjeksiyonla) dolayısıyla oksitlenmenin azalarak yanmamış HC emisyonlarının artmasına neden olduğu düşünülmektedir.

Şekil 5.4'de, B97 yakıtı için I. ve II. enjeksiyon zamanlarına ve krank açısına göre C_8H_{18} 'deki değişim verilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere, erken yapılan I. enjeksiyonun silindir içerisinde daha fazla oranda C_8H_{18} bulunmasına sebep olduğu tespit edilmiştir. C_8H_{18} bakımından zengin karışımın oluşmasının nedeni olarak I. enjeksiyonun daha erken krank açılarındayapılması gösterilebilir. Silindir içerisinde daha erken oluşan yakıt buharı silindir içerisine alınan hava miktarını engellemektedir. I. enjeksiyon ne kadar erken olursa, silindir içerisine alınan hava miktarı da bu oranda azalacaktır. Bu etkinin sonuçları Şekil 5.4'de açıkça görülmektedir. 100 °KA'da başlayan yakıt enjeksiyonu, 130 °KA da başlayan enjeksiyona göre kütleli olarak yaklaşık %20 daha fazla C_8H_{18} 'in silindir içerisinde bulunmasına sebep olmuştur. Fakat, bu oluşumun yanma performansını II. enjeksiyon değişimi kadar etkilemediği tespit edilmiştir.

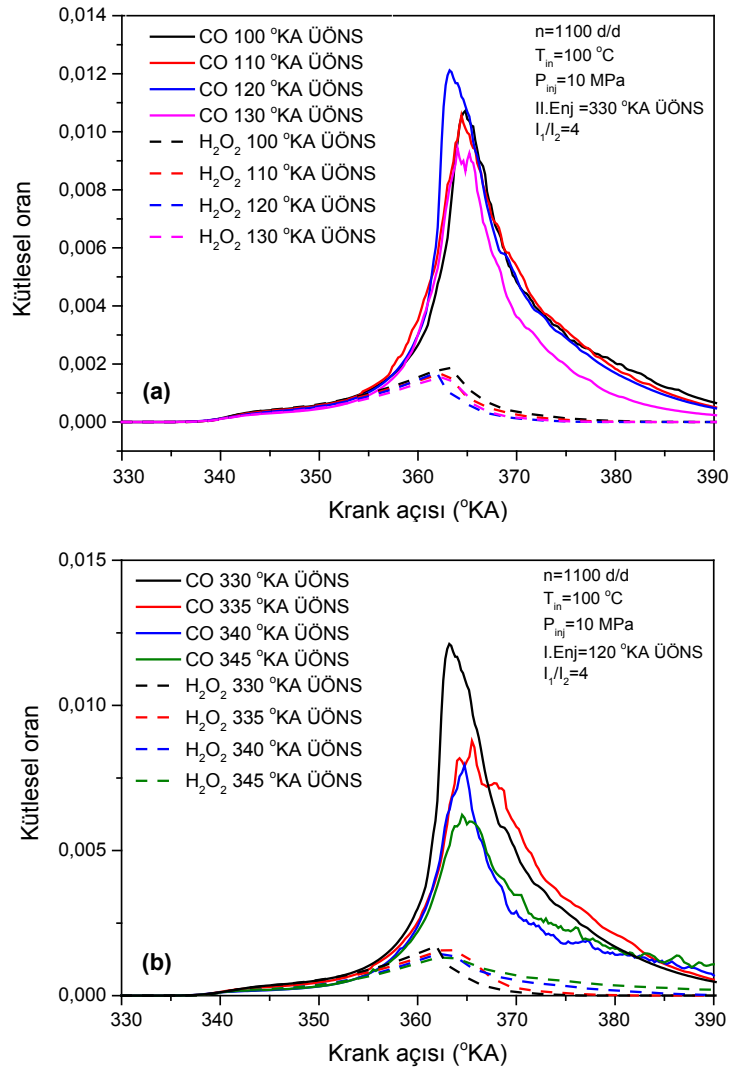


Şekil 5.4. B97 yakıtı için I. (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanı ile silindir içerisindeki kütleli C_8H_{18} oranının değişimi

Şekil 5.4 (b)'de B97 yakıtı için II. enjeksiyon zamanının, silindir içindeki C_8H_{18} 'in hava-yakıt karışımı üzerine etkisi incelenmiştir. II. enjeksiyonun ÜÖN'dan uzaklaşması ile yanma reaksiyonları başlamadan önce yakıtın hava ile daha iyi karıştığı tespit edilmiştir. Yanma havası ile daha homojen karışan yakıt yanmayı da doğrudan etkilediği sonuçlardan anlaşılmaktadır. Şekil 5.4 (b)' de görüldüğü üzere, B97 yakıtı için erken II. enjeksiyon ile yanmanın daha hızlı gerçekleştiği ve C_8H_{18} 'in daha hızlı bir şekilde tükendiği görülmektedir. HCCI motorlarda, yanmanın çok hızlı gerçekleşmesi MBAO'nun artmasına neden olduğu deneysel çalışma sonuçlarından bilinmektedir. Elde edilen model çalışması sonucunda, II. enjeksiyon zamanı ile yanma hızının kontrol edilerek MBAO'nun kontrolünün sağlanabildiği tespit edilmiştir. Bu model sonucu deneysel çalışma sonuçları ile doğrulanmış ve II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma fazlarının kontrolünde kullanılabilecek önemli bir parametre olduğunu belirlenmiştir.

Şekil 5.5'de B97 yakıtı için CO ve H_2O_2 oluşum ve tükenim zamanları görülmektedir. Bilindiği üzere, silindir içerisinde H_2O_2 'nin oluşumu, yanma reaksiyonlarının başladığını gösterir ve bu asama soğuk yanma reaksiyonları olarak bilinir. H_2O_2 'nin tükenmeye başladığı nokta da ise sıcak yanma reaksiyonları başlar (Yang vd., 2011b) ve yanma ile ortaya çıkan enerjinin büyük kısmı bu anda ortaya çıkar. Şekil 5.5 (a)' da 100 °KA da yapılan I. enjeksiyonda H_2O_2 erken tükenmiş, CO daha fazla oluşmuş fakat her iki bileşende diğer enjeksiyon zamanları ile aynı hızda tükenmiştir. Sadece, 130 °KA I. enjeksiyon zamanında daha az CO oluşumu gözlenmiştir. Şekil 5.5 (b)'de ise 345 °KA da yapılan II. enjeksiyonda CO'nun tamamen tükenmeyip yanma sonunda bir miktar arttığı gözlemlenmiştir. Bu durum, istenmeyen CO emisyonuna sebep olmaktadır.

Deneysel ve modelleme sonuçları incelendiğinde, UHC emisyonlarının II. enjeksiyon zamanının gecikmesi ile arttığı görülmüştür. ÜÖN'ya yakın yapılan II. enjeksiyon yanma süresini arttırmakta, bununla beraber çok uzun süren hava-yakıt reaksiyonları yanmanın tam gerçekleşmemesine neden olmaktadır. Bu nedenle, II. enjeksiyon zamanının ÜÖN'ya yaklaşması emisyonların daha fazla artmasına neden olmuştur.

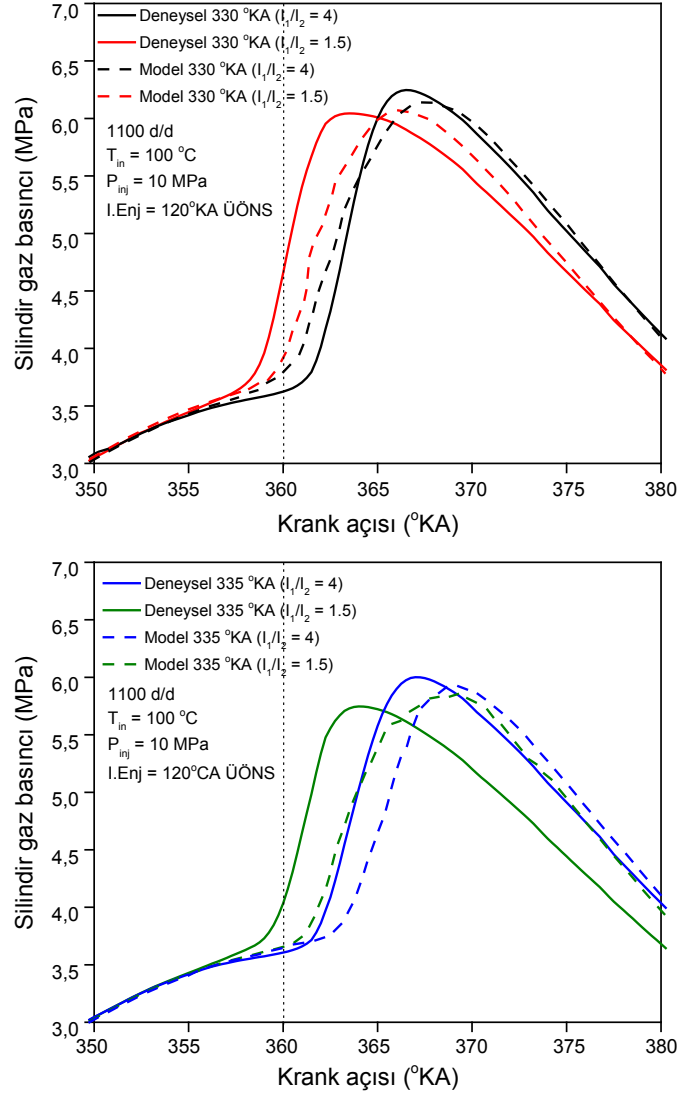


Şekil 5.5. B97 yakıtı için I. (a) ve II. (b) enjeksiyon zamanı ile silindir içerisindeki kütleli CO ve H₂O₂ oran değişimi

5.1.1.2 B97 Yakıtı İçin Enjeksiyon Oranının HCCI Yanma Üzerine Etkilerinin Modellenmesi

Şekil 5.6'da B97 yakıtı için enjeksiyon oranının, deneysel ve model çalışması sonucunda silindir gaz basıncı üzerine etkisi verilmiştir. İki farklı enjeksiyon oranı, EO=I₁/I₂=4 (yakıtın %80'i I. enjeksiyonda, kalan %20 ise II. enjeksiyonda püskürtülmektedir) ve EO=I₁/I₂=1,5 (yakıtın %60'i I. enjeksiyonda, kalan %40 ise II. enjeksiyonda püskürtülmektedir) maksimum momentin elde edildiği iki farklı II. enjeksiyon zamanında (330 ve 335 °KA) gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deneysel ve model çalışmalarının sonuçlarının benzer eğilime sahip olduğu ve enjeksiyon oranının silindir gaz basıncı üzerinde II. enjeksiyon kadar önemli bir etkiye sahip olduğu tespit edilmiştir. Şekil 5.6'da görüldüğü üzere, enjeksiyon oranının 4'den 1,5'e düşürülmesiyle (II. enjeksiyonda püskürtülen yakıtın artırılmasıyla) silindir gaz

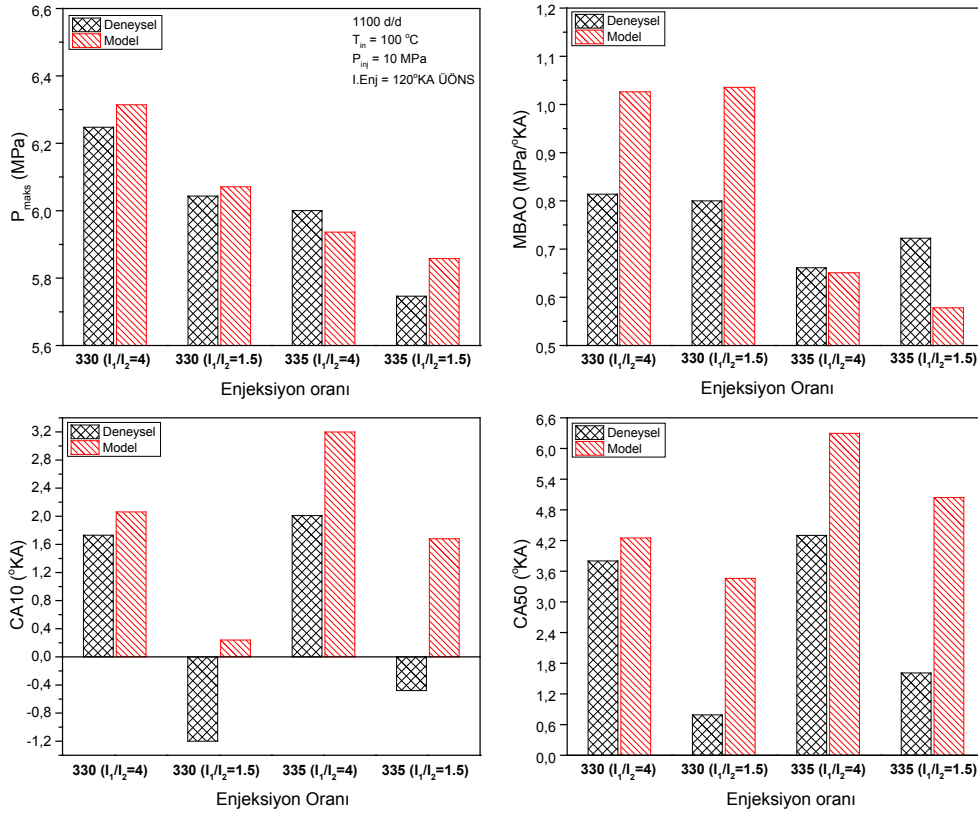
basıncı bir miktar düştüğü, bununla birlikte maksimum silindir gaz basıncı oluşumunun daha erken °KA'larda gerçekleştiği deneysel ve model çalışmaları sonuçlarından tespit edilmiştir.



Şekil 5.6. B97 yakıtı için enjeksiyon oranının silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Şekil 5.7'de enjeksiyon oranına bağlı olarak hem deneysel hem de modelleme çalışması sonucunda elde edilen P_{maks} , MBO, CA10 ve CA50 değerlerinin değişimleri verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, enjeksiyon oranının değişmesine rağmen II. enjeksiyonun yanma fazları üzerindeki belirgin etkisi devam etmektedir. Hem deneysel hem de model çalışmasının sonuçları incelendiğinde enjeksiyon oran artışının P_{maks} değerlerinin bir miktar düşmesine neden olduğu tespit edilmiştir. Bunun nedeni olarak, II. enjeksiyonla püskürtülen yakıtın silindir içerisindeki sıcaklığı bir miktar düşürmesi ve buna bağlı olarak silindir gaz basıncını düşmesi gösterilebilir. MBO değerleri, 330 °KA'da çok fazla bir değişim göstermez

iken 335 °KA da yapılan II. enjeksiyon ile deneysel çalışma sonucunda arttığı ve model çalışması sonucu azaldığı tespit edilmiştir. Deneysel çalışmada, II. enjeksiyon zamanı sonucu elde edilen zengin karışımın yanma hızının artışında etkili olduğu söylenebilir.

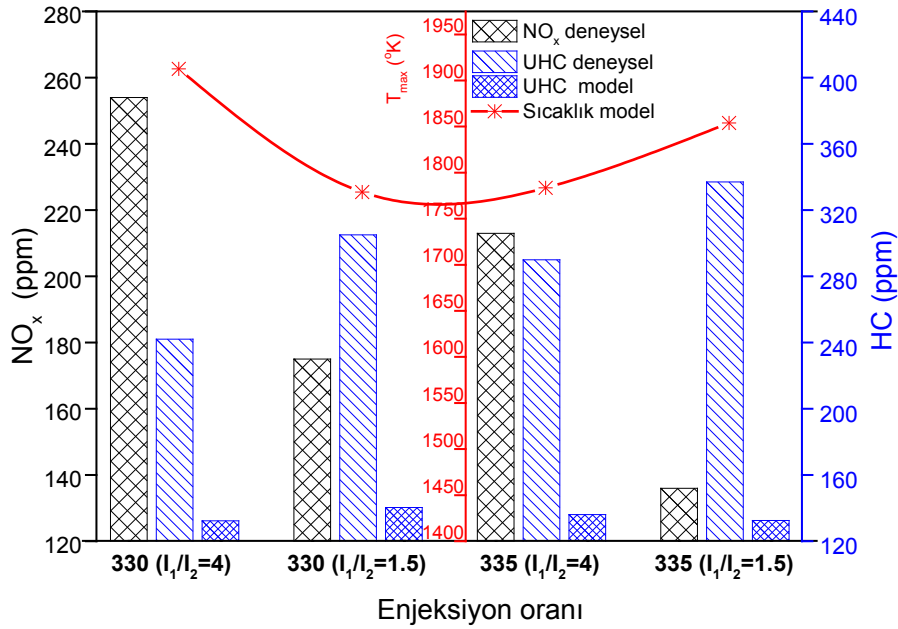


Şekil 5.7. B97 yakıtı için enjeksiyon oranının yanma karakteristikleri üzerine etkisi

Aynı zamanda, Şekil 5.7'de CA10 ve CA50 değerlerinin enjeksiyon oranı ve zamanına bağlı olarak değişimi görülmektedir. II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının artırılmasıyla CA10 daha erken °KA'larda gerçekleşmiştir. Silindir içerisindeki ilk tutuşmanın II. enjeksiyon ile oluşturulan bölgesel zengin karışım ile gerçekleştiği tespit edilmiştir (Wang vd., 2006a). II. enjeksiyonla oluşturulan bölgesel zengin karışımın, enjeksiyon oranının azalması ile artıyor olması Şekil 5.7'de görüldüğü üzere tutuşmanın daha erken °KA'larda gerçekleşmesine neden olmaktadır. Deneysel ve model çalışmaları, enjeksiyon oranının azalmasıyla, CA10 ve CA50'nin daha erken °KA'lar da gerçekleştiğini göstermiştir.

Şekil 5.8'de deneysel ve model çalışmaları sonucu enjeksiyon oranının değişimine bağlı olarak elde edilen NO_x, yanmamış HC emisyonu ve maksimum silindir gaz sıcaklığı değerleri verilmiştir. 330 °KA II. enjeksiyon zamanında, enjeksiyon oranının azalmasıyla silindir gaz sıcaklığı ve NO_x emisyonları azalmıştır. Bununla birlikte, yanmamış HC emisyonları artmıştır. 335 °KA II. enjeksiyon zamanında ise enjeksiyon oranının azalmasıyla, deneysel çalışma

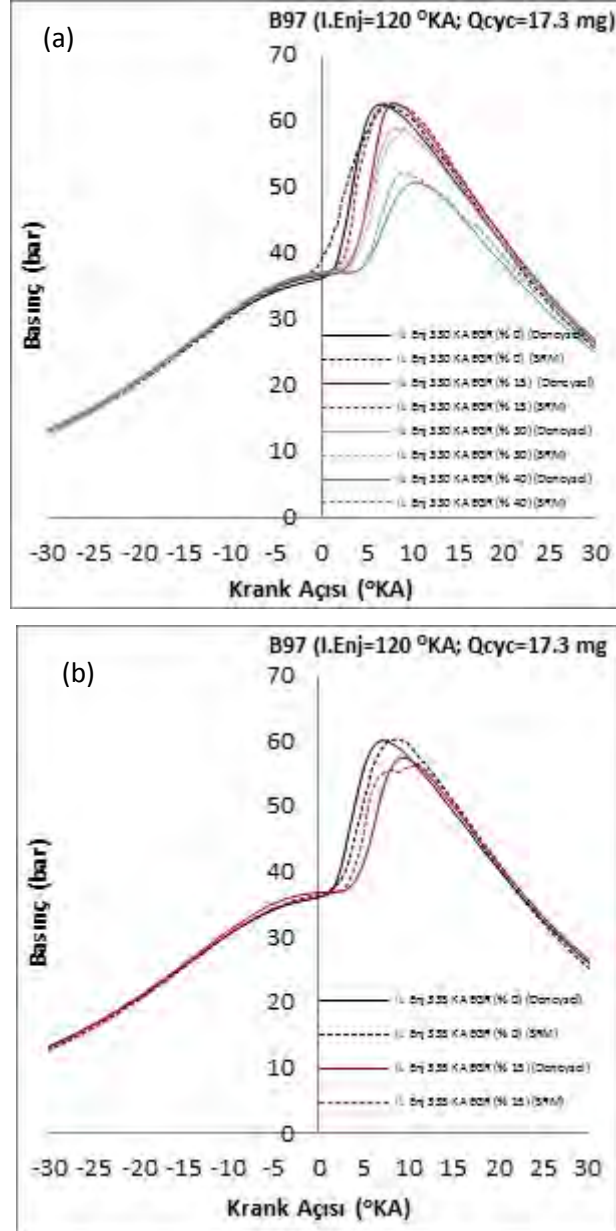
sonuçlarından NO_x emisyonunun düştüğü ve yanmamış HC emisyonlarının arttığı tespit edilmiştir. Bu çalışma şartında ise model çalışması sonuçlarına göre maksimum silindir gaz sıcaklığının bir miktar arttığı ve yanmamış HC emisyonlarının çok az düştüğü belirlenmiştir. Bu duruma, II. enjeksiyon ile oluşan bölgesel zengin karışımın, bölgesel yanma sonu sıcaklığını arttırmış olabileceği düşünülmektedir.



Şekil 5.8. B97 yakıtı için enjeksiyon oranının emisyonlar ve maksimum silindir gaz sıcaklığı üzerine etkisi

5.1.1.3 B97 Yakıtı İçin EGR Değişimlerinin HCCI Yanması Üzerine Etkilerinin Modellenmesi

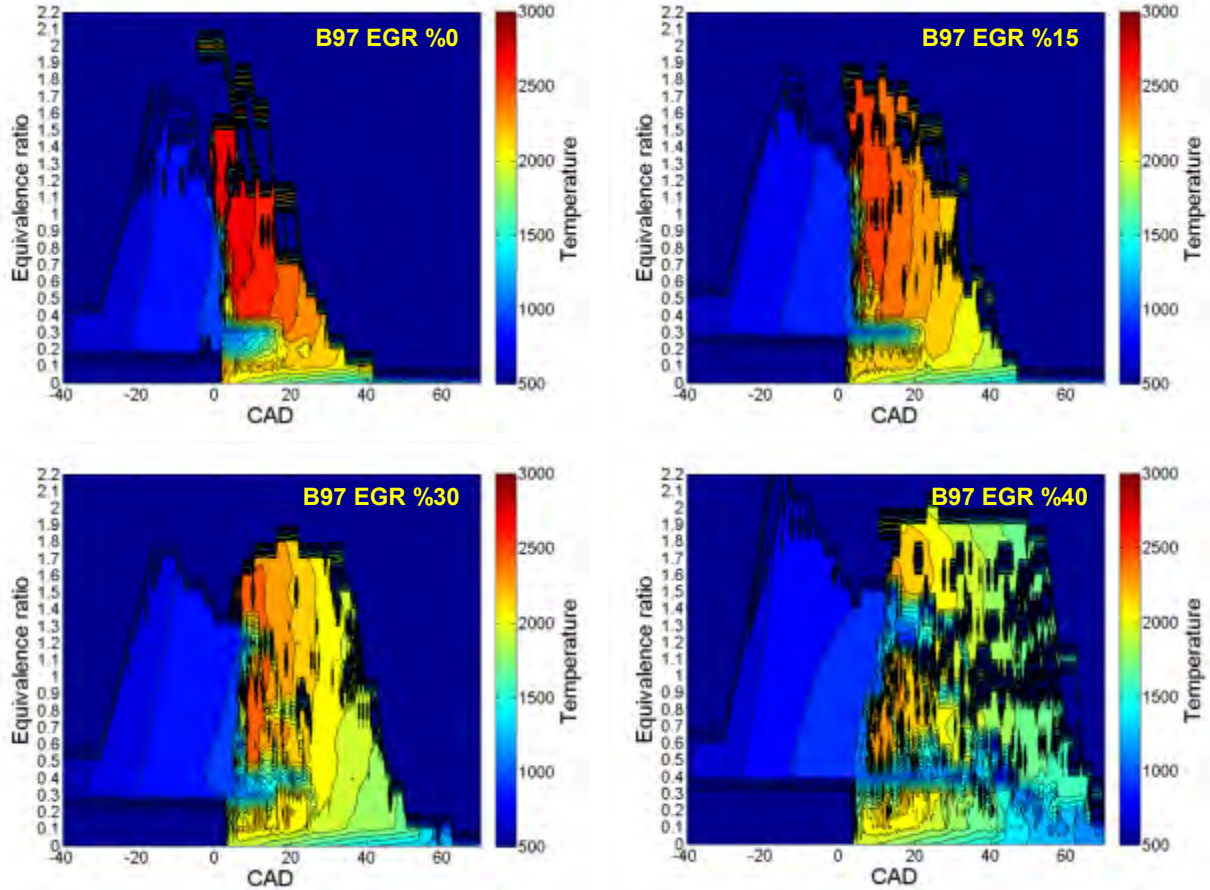
Proje kapsamında, referans yakıt olarak B97 kullanıldığından, modelleme çalışmasına bu yakıt ile yapılan deneysel çalışmalardaki EGR oranındaki değişimin HCCI yanma üzerine etkisi incelenmiştir. EGR analizlerini yapabilmek için EGR olmayan (EGR %0) durumu çözümünün egzoz anından alınan emisyon verileri kullanılmıştır. SRM simülasyonlarından elde edilen EGR %0 çözümünün emisyon verileri SRM programına okutulmuş sonra istenilen oranlardaki EGR miktarı yeni analizlerle koşulmuştur. Yapılan analiz çalışmalarının tutarlılığını göstermek için deneysel çalışmalardan elde edilen basınç değişimi grafikleriyle birlikte analiz çalışmasından elde edilen değerler Şekil 5.9'da çizdirilmiştir. Şekil 5.9 (a)'da II. enjeksiyon zamanının 330 °KA'da yapılması durumundaki %0, %15, %30 ve %40 EGR oranlarının yanma basıncı üzerine etkileri grafiklendirilmiştir. Şekil 5.9 (b)'de ise II. enjeksiyonun 335 °KA'da yapılması durumundaki %0 ve %15 EGR oranlarının yanma basıncı sonuçları görülmektedir. Tüm çalışma parametreleri için yapılan analiz basınç değişimi sonuçları yeterli oranda deneysel verilere yakınsamıştır.



Şekil 5.9. B97 yakıtı için II. enjeksiyon zamanının 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

SRM analizlerinin temel ve en önemli çözüm metodu olan stokastik reaktör mantığı sayesinde silindir içinde istatistiksel olarak dağılan rasgele partiküllerin ayrı ayrı çözümleri yapılabilmektedir. Yazılım, silindirin içinde bulunduğu konuma göre (ısı durumuna dikkate alınarak) çözümü yapılan tüm partiküllerin her bir çözüm adımı için belirli sonuçların kayıtlarını almaktadır. Çözüm anında kaydedilen bu verileri kullanarak silindir içindeki her bir partikülün eşdeğerlik oranını (ϕ) ve sıcaklık değerini tüm stokastik partiküller için çizdirebilecek özel bir grafikleme yöntemi için Matlab yazılımı kullanarak kod geliştirilmiştir. Geliştirilen Matlab kodu her bir çözüm adımında (0.1 °KA) çözümü yapılan tüm stokastik

parçacıklar için olasılık yoğunluk faktörü (Probability Density Function - PDF) mantığı ile istatistiksel grafikler oluşturmaktadır. XY koordinatlarında oluşturulan bu grafikler daha sonra Z koordinatında 90° döndürülmüştür. Tüm çözüm adımları için PDF grafikleri oluşturulmuş ve tüm bu grafikler yan yana getirilerek tek bir grafiğe dönüştürülmüştür. Geliştirilen Matlab kodu ile B97 yakıtının 330 °KA için EGR oranlarının değişimini gösteren grafikler Şekil 5.9'da verilmiştir. Grafiklerde çizgisel ifadeler eşdeğerlik oranının °KA'na göre istatistiksel olarak değişimini vermektedir. Çizgiler içerisinde kalan alanlar ise partiküllerin eşdeğerlik oranlarına göre sıcaklıklarını ifade etmektedir. Bu yöntem sayesinde silindir içindeki eşdeğerlilik oranının değişimi ile aynı zamanda eşdeğerlilik oranına göre gaz sıcaklıklarının değişimi zamana bağlı olarak verilebilmiştir. B97 yakıtı için EGR oranlarının değişiminin, deneysel motorun çalışma şartlarına göre gerçekleşen, HCCI yanmasına etkisini daha iyi anlayabilmek için Şekil 5.10'daki grafikler elde edilmiştir.



Şekil 5.10. B97 yakıtı için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlilik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi

Grafiklerde göre üzere, EGR oranının artmasıyla yüksek sıcaklık reaksiyonları süresinin dramatik bir biçimde arttığı anlaşılmaktadır. Maksimum yanma sıcaklığının ve yanma homojenliğinin EGR miktarının artmasıyla azaldığı da yine grafiklerden görülmektedir. Sıcak

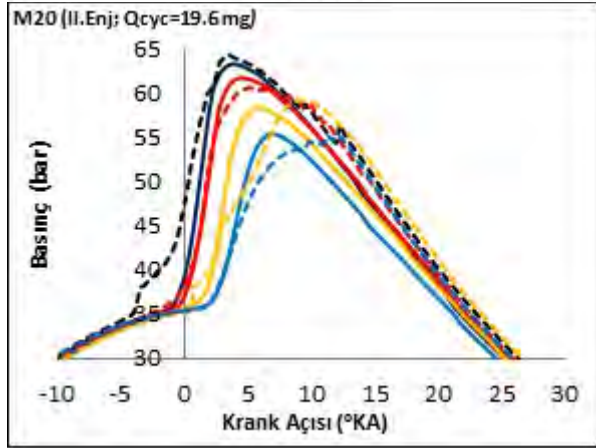
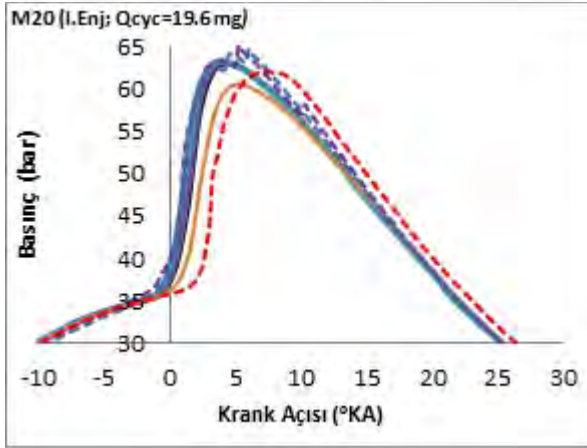
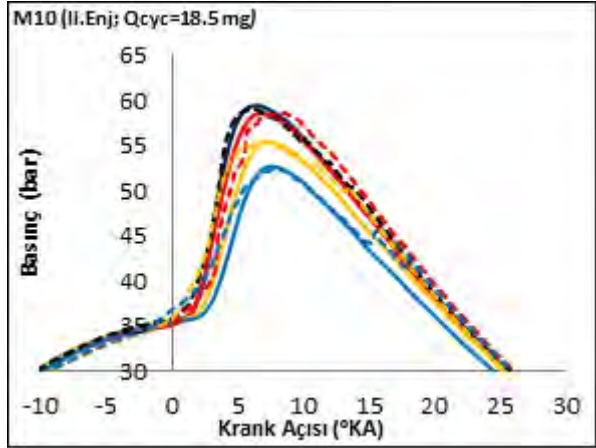
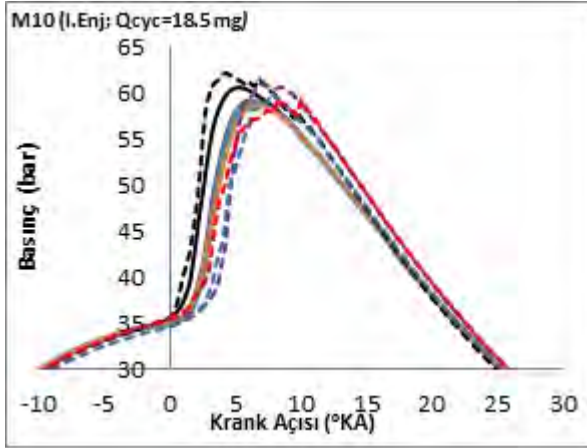
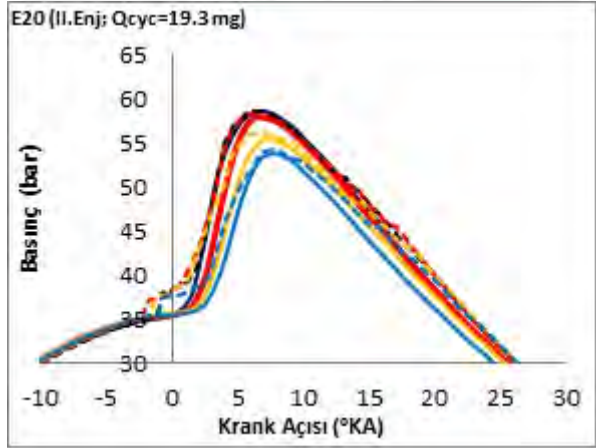
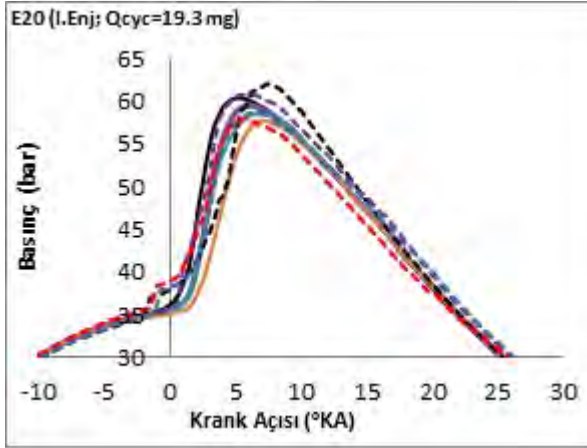
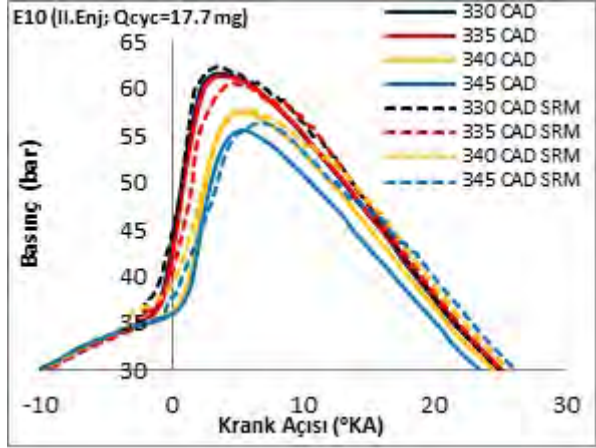
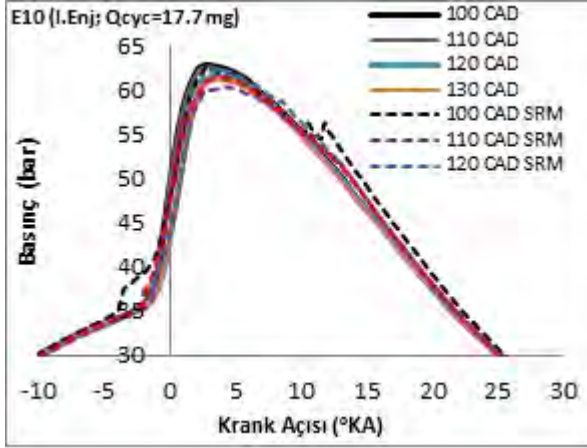
yanma başlangıcından bitimine kadar eşdeğerlilik oranındaki düzensizliğin artması silindir içi yanmanın da homojenlikten uzaklaşması anlamına gelmektedir. %40 EGR analizi bu düzensizliğin en yoğun gözlemlendiği çalışmadır. %0 EGR analizinde tüm partiküller için eşdeğerlilik oranı 43 °KA'da 0 değerine inerken %15 EGR 'de 46 °KA %30 EGR 'de 62 °KA ve %40 EGR 'de 70 °KA civarında 0 değerine inmektedir. %0 ile %15 EGR arasında tüm yakıtın tükenme anı bakımından 6 °KA civarında fark olduğu görülürken EGR %30'a çıkarıldığında bu fark 22 °KA gibi ciddi bir değere ulaşmıştır.

5.1.2. Etanol-Benzin ve Metanol-Benzin Yakıt Karışımları İçin HCCI Yanma Modeli

5.1.2.1 Etanol-Benzin ve Metanol-Benzin Yakıt Karışımları İçin I. Ve II. Enjeksiyon Zamanının HCCI Yanması Üzerine Etkilerinin Modellenmesi

Şekil 5.11'de yüksek eşdeğerlilik koşullarında etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için I. ve II. enjeksiyon zamanlarının silindir gaz basıncı üzerine etkisi görülmektedir. Deneysel verilerde olduğu gibi SRM analizlerinde de II. enjeksiyon zaman değişiminin I. enjeksiyon zamanı değişimine göre silindir gaz basıncı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Elde edilen grafikler incelendiğinde, analiz verilerinin deneysel veriler ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

Şekil 5.11. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için I. ve II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi). (Şekil yazısı grafiğin altında verildiğinde, grafikler çok küçülüp okunamadığından dolayı şekil yazısı grafiğin üstünde verilmiştir.)

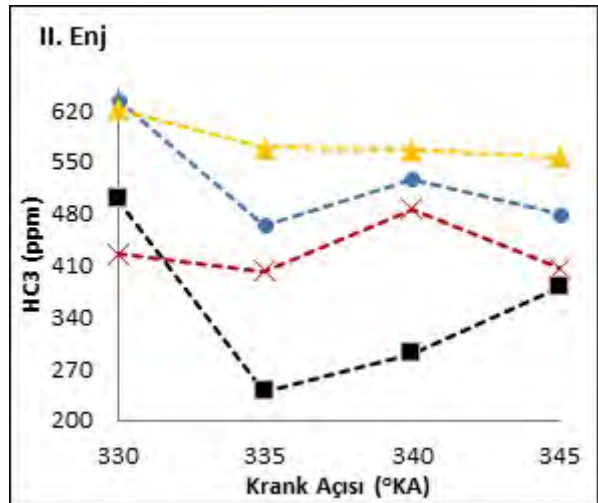
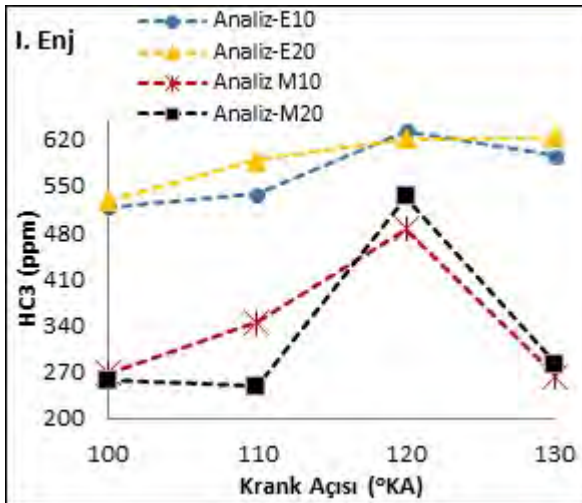
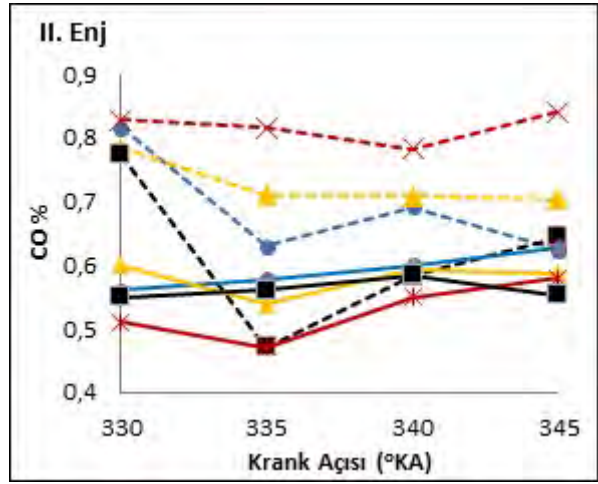
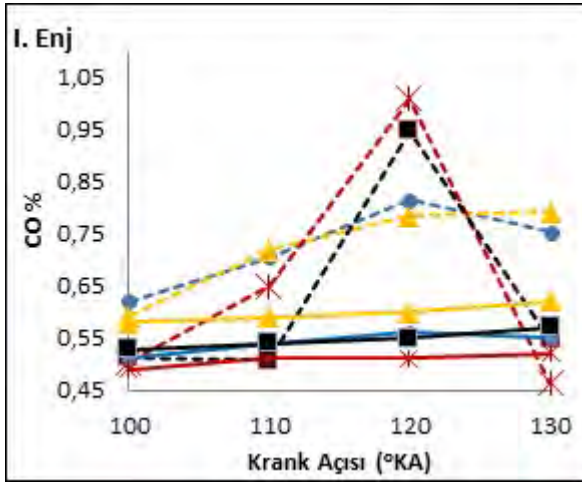
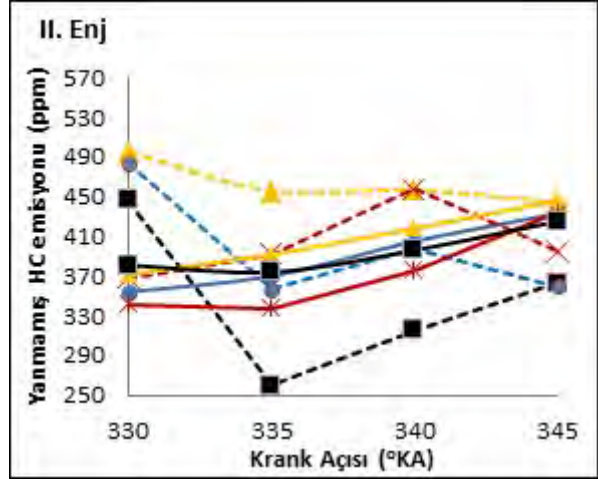
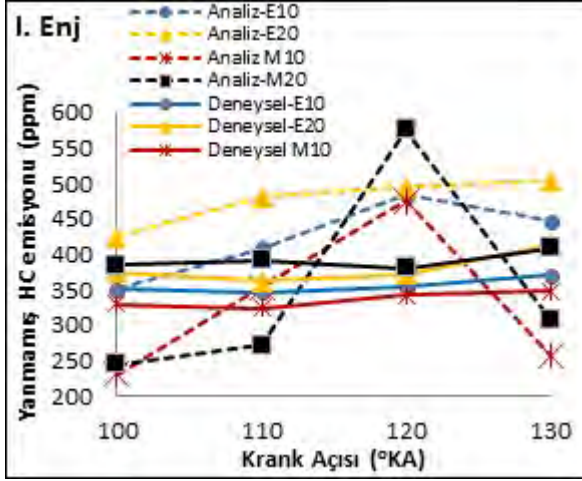


Şekil 5.11'deki verilerde, I. ve II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma üzerindeki etkisini göstermek için SRM analizleri yapılırken, sabit motor devri (1100 d/d), enjeksiyon oranı ($EO = I_1:I_2 = 4:1$) ve emme havası giriş sıcaklığı için deneysel verinin ($100^{\circ}C$) $+60^{\circ}C$ üstüne kadar değişkenlik gösteren oranda yüksek değerler kullanılmıştır. Giriş sıcaklığının analizlerde yüksek tutulmasının sebebi; kullanılan mekanizmadaki hatalardan kaynaklanmaktadır. Yukarıda da ifade edildiği üzere, her ne kadar kullanılan kimyasal mekanizma deneysel şartlara uygun olsa da, günümüzde, yakıt karışımları ile tam uyumlu mekanizmalar literatürde bulunmamaktadır.

Bununla birlikte, SRM yazılımında emme supabı açılma zamanından egzoz supabı kapanma zamanına kadar olan süre için yanma simule edilebilmektedir. Çalışmada yazılımın bu özelliğinden faydalanılmış ve I. enjeksiyon zaman değişimleri başarı ile modellenmiştir. Şekil 5.12'de Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için I. ve II. enjeksiyon zamanının egzoz emisyonları üzerine etkisi gösterilmektedir.

Şekil 5.12 görüldüğü üzere, genelde SRM analizlerinden elde edilen veriler ile deneysel sonuçlar uyum içindedir. Yanmamış HC ve CO emisyonlarındaki birkaç veri noktası dışında, eğilimlerin SRM analizlerinde doğru hesaplandığı görülmektedir. Metanol-benzin karışımının I. enjeksiyon değişimlerinde $120^{\circ}KA$ noktasındaki yanmamış HC ve CO emisyonlarındaki sapma dışında diğer tüm veriler kabul edilebilir yakınsamaya sahiptir. Deneysel yöntem ile elde edilemeyen HC_3 emisyonları SRM analizi sayesinde elde edilmiştir. Buna göre HC_3 emisyonu CO emisyonu ile doğru orantılı olarak artıp azalmaktadır.

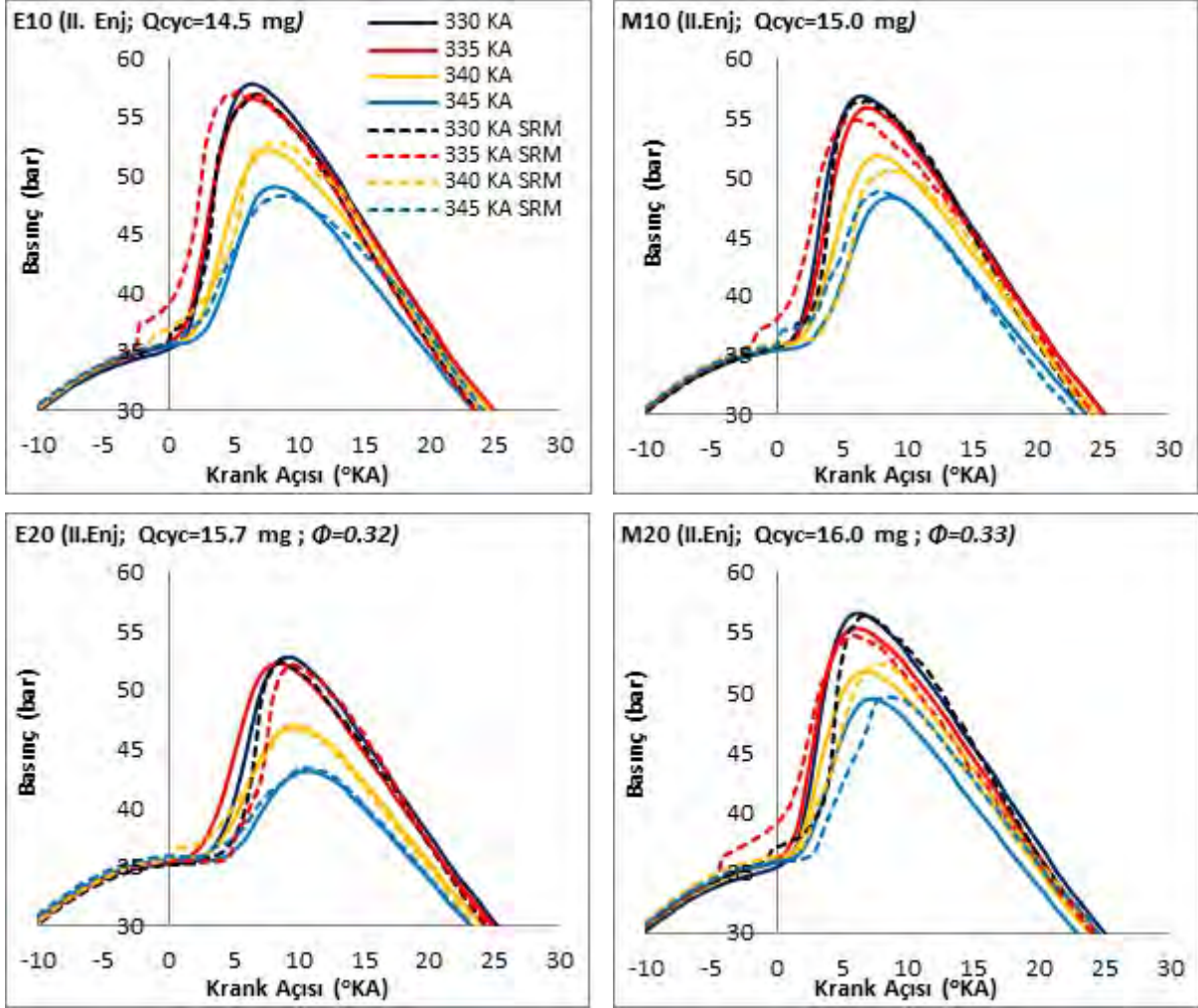
Yakıt karışımları yönünden analiz verileri incelendiğinde deneysel verilerde olduğu gibi yüksek yük koşullarında E20 yakıtı kullanıldığında üretilen yanmamış HC ve CO emisyonları diğer yakıt karışımları ile kıyaslandığında en yüksek değere sahiptir. Deneysel çalışmada en düşük yanmamış HC ve CO emisyonu M10 için elde edilir iken model verilerine göre en düşük yanmamış HC ve CO emisyonu M20 yakıt karışımı için elde edilmiştir.



Şekil 5.12. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için I. ve II. enjeksiyon zamanının egzoz emisyonları üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

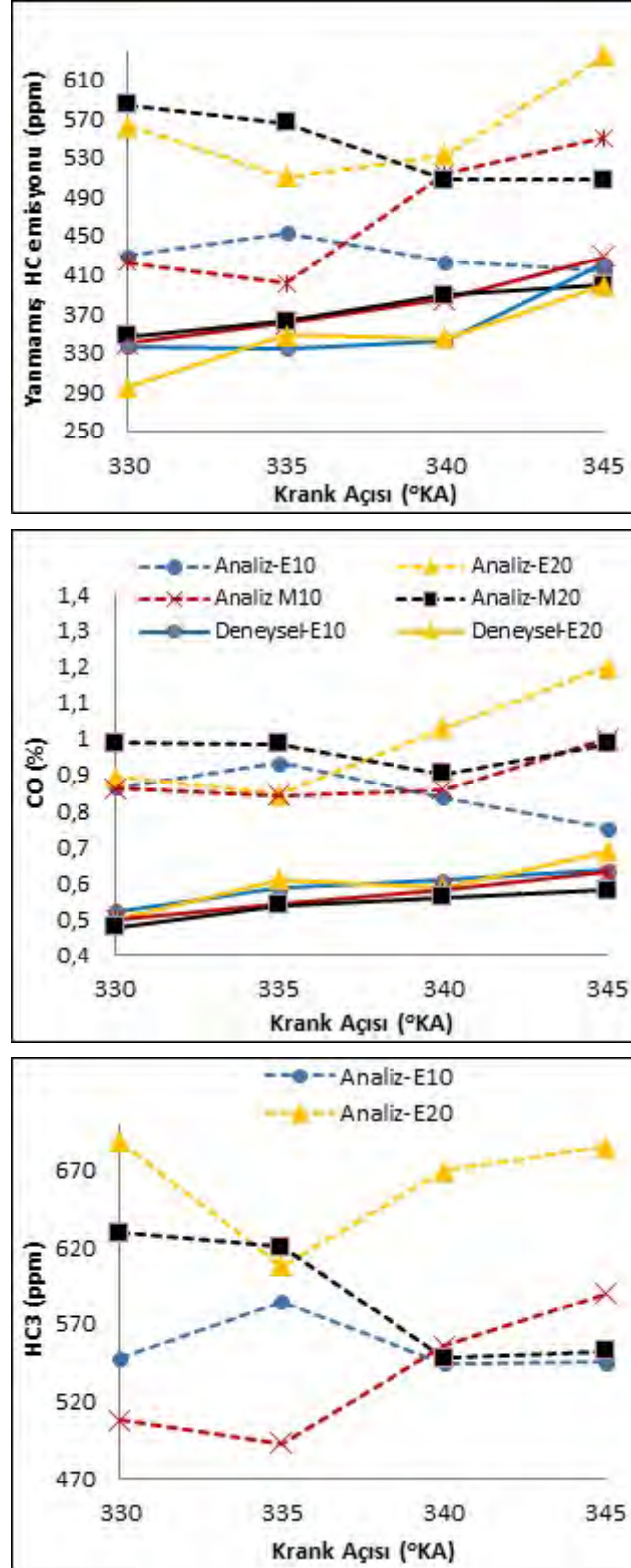
Şekil 5.13'de düşük yük koşullarında II. enjeksiyon zamanlarının ve farklı orandaki alkol-benzin karışımlarının silindir gaz basıncı üzerine etkisi görülmektedir. Sıfır boyutlu model ile

yapılan analiz çalışmaları deneysel koşullara uygun olarak modellenmiş ve sonuçların deneysel veriler ile uyumlu olduğu görülmüştür. Deneysel olarak ölçülen silindir gaz basınç değerlerini yakalamak için yüksek eşdeğerlilik analizlerinde olduğu gibi düşük eşdeğerlilik analiz çalışmasında da emme havası sıcaklığı normal şartlara göre yüksek tutulmuştur.



Şekil 5.13. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için düşük yük şartlarında II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Şekil 5.14'de düşük yük koşullarında II. enjeksiyon zamanının egzoz emisyon değerleri üzerine etkisi görülmektedir. Yüksek eşdeğerlilik oranında emisyon değerleri ile karşılaştırıldığında sıfır boyutlu analiz çalışmalarının emisyon değerlerinin deneysel sonuçlara göre daha yüksek ve tutarlılığının daha az olduğu görülmektedir. Kullanılan kimyasal kinetik mekanizmanın yüksek sıcaklık koşullarında daha uyumlu çalışması bu tutarsızlığın en büyük sebebi olarak görülmüştür.

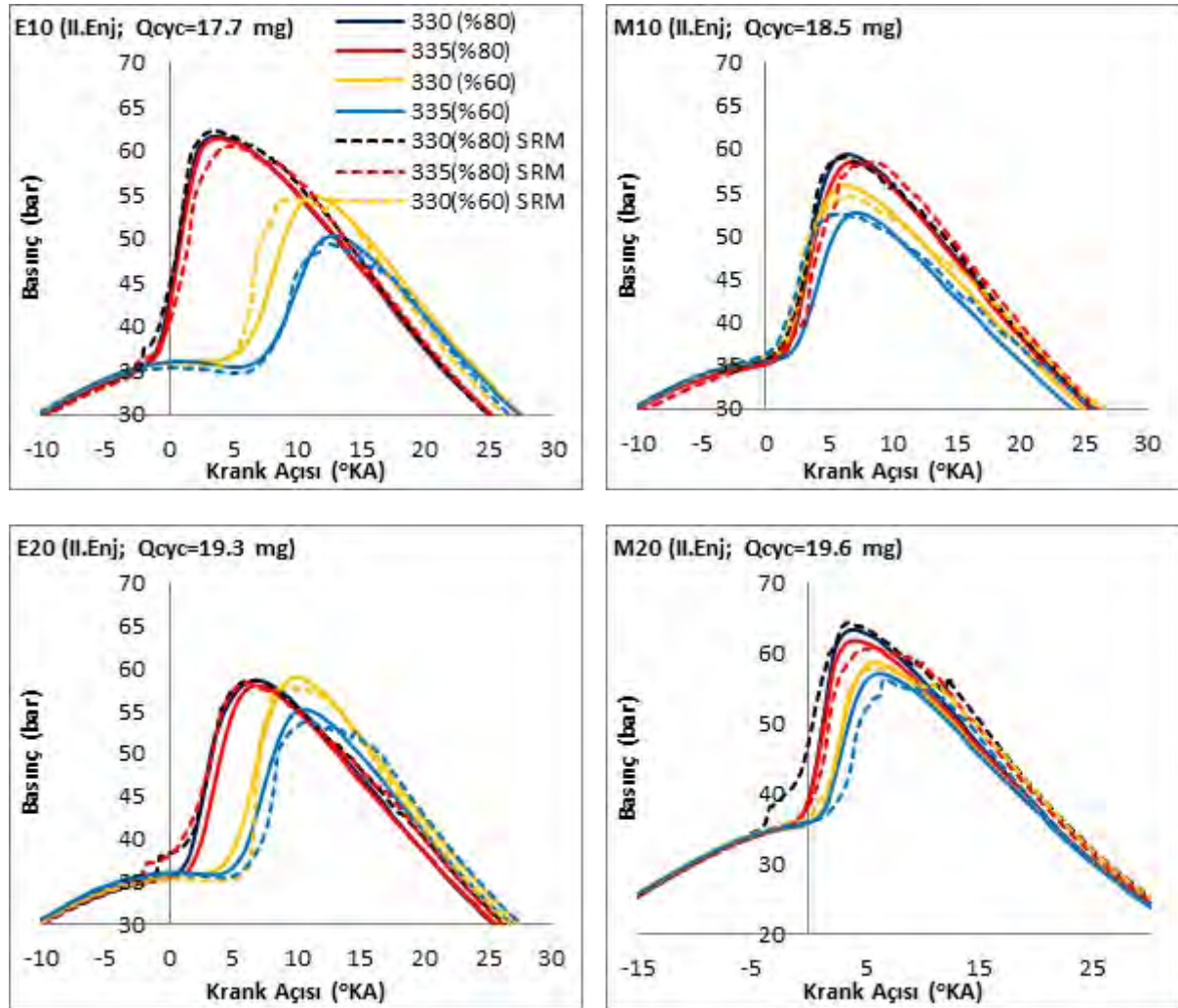


Şekil 5.14. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için düşük yük şartlarında II. enjeksiyon zamanının egzoz emisyonları üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Yanma sıcaklığının 1600 K değerinin altına düştüğü koşullarda mekanizmanın deneysel verilerden daha çok uzaklaştığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, kullanılan sıfır boyutlu SRM çözücünden kaynaklanan hataların da sonuçlara etkisi göz ardı edilmemelidir. Egzoz emisyon eğilimlerine göre M10 ve E20 yakıt karışım analizlerinin deneysel ölçümler ile uyumlu olduğu görülmektedir. M20 ve E10 yakıt karışımlarının analiz verileri daha yatay ama deneysel verilerin tam tersi yönde değiştiği gözlemlenmektedir.

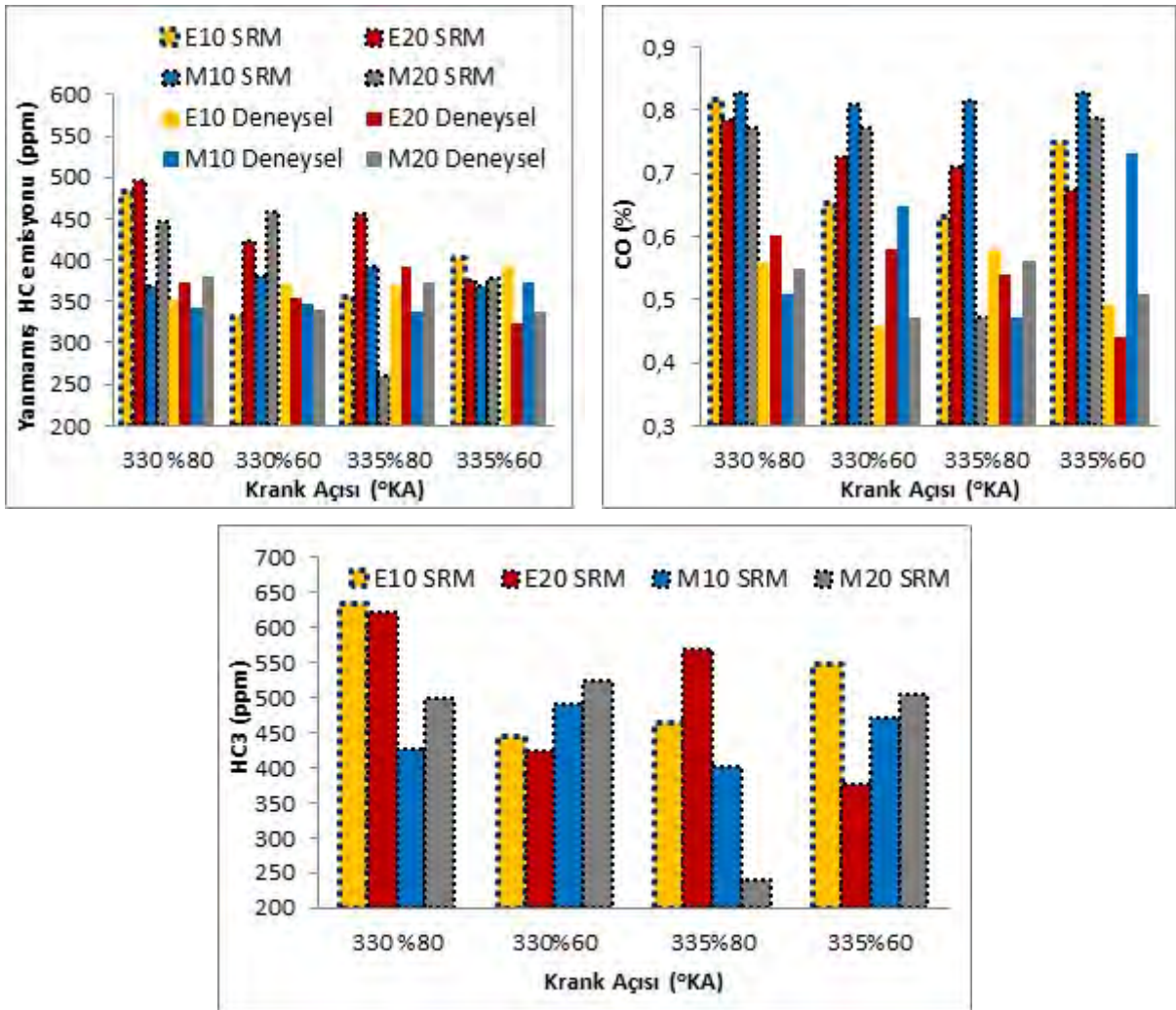
5.1.2.2 Etanol-Benzin ve Metanol-Benzin Yakıt Karışımları İçin Enjeksiyon Oranın HCCI Yanma Üzerine Etkilerinin Modellenmesi

Deneysel çalışmada olduğu gibi sıfır boyutlu SRM çalışmada da ($EO = I_1:I_2 = 1.5$) enjeksiyon oranına göre analizler yapılmıştır. Şekil 5.15'de etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımlarında enjeksiyon oran değişiminin silindir gaz basıncı üzerine etkisi gösterilmektedir.



Şekil 5.15. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için enjeksiyon oran değişiminin silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Enjeksiyon oranlarının değişimi ile analiz sonuçlarından elde edilen silindir gaz basıncı verileri deneysel çalışmada olduğu gibi düşüş eğilimi göstermiştir. Şekil 5.15'de de analiz çalışması ile elde edilen silindir gaz basıncı verilerinin deneysel ölçümler ile olan uyumu devam etmiştir. Özellikle, E10 yakıtı için yapılan enjeksiyon oranı değişimi, deneysel sonuçlarda olduğu gibi simülasyon sonuçlarında da büyük miktarda yanma gecikmesine ve devamında silindir gaz basıncı düşümüne neden olmuştur. Analiz çalışmasında, yakıtın enjeksiyon oranının değişimi ile elde edilen egzoz emisyon verilerinin deneysel ölçümler ile karşılaştırılması Şekil 5.16'da verilmektedir.



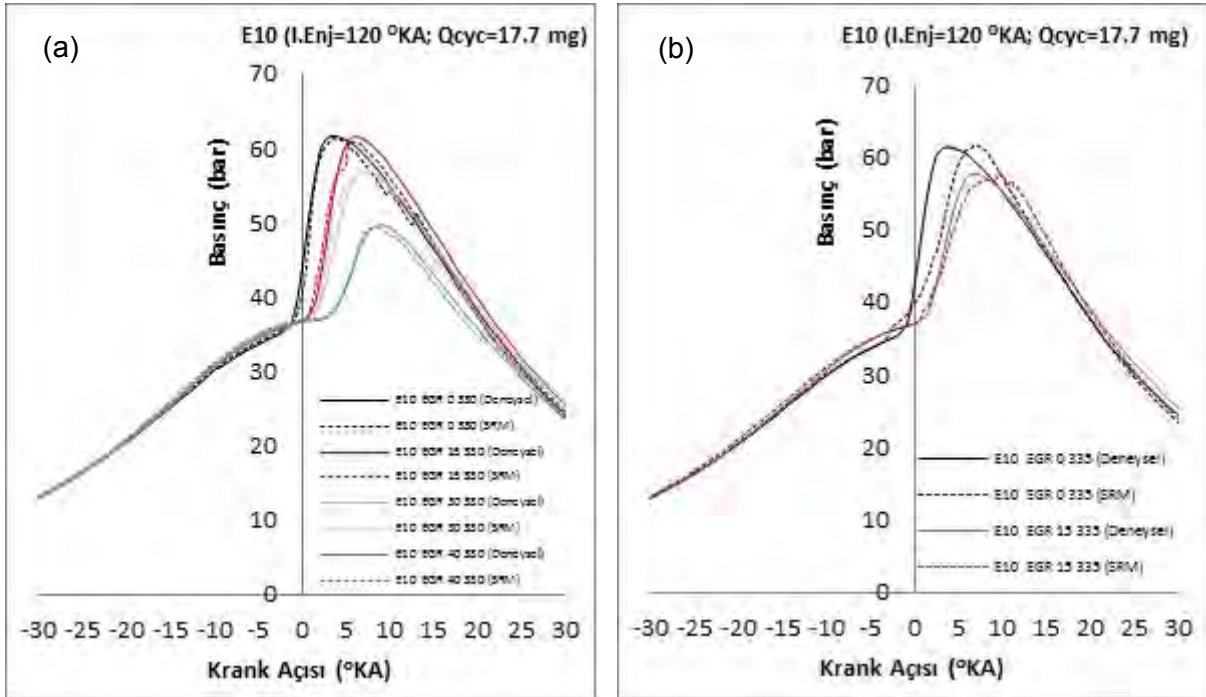
Şekil 5.16. Etanol-benzin ve metanol-benzin yakıt karışımları için enjeksiyon oran değişiminin egzoz emisyonları üzerine etkisi

%60 I. enjeksiyon oranı ile yapılan analiz çalışmalarındaki yanmamış HC değerleri %80 I. enjeksiyon sonuçlarına göre deneysel verilere daha yakın olduğu görülmektedir. Bu durum, kullanılan mekanizmanın, yüksek alkol oranına gidildikçe daha tutarlı sonuç verdiğini göstermektedir. Bununla birlikte, aynı orandaki yakınsama CO emisyonu değerleri için elde

edilememiştir. Analiz çalışmalarında en düşük yanmamış HC, CO ve HC₃ emisyon değerleri 335 °KA da enjekte edilen M20 yakıtı için elde edilmiştir. Deneysel çalışmada ise en düşük yanmamış HC ve CO emisyon değerlerinin 335 °KA da enjekte edilen E20 yakıtı için ölçülmüştür.

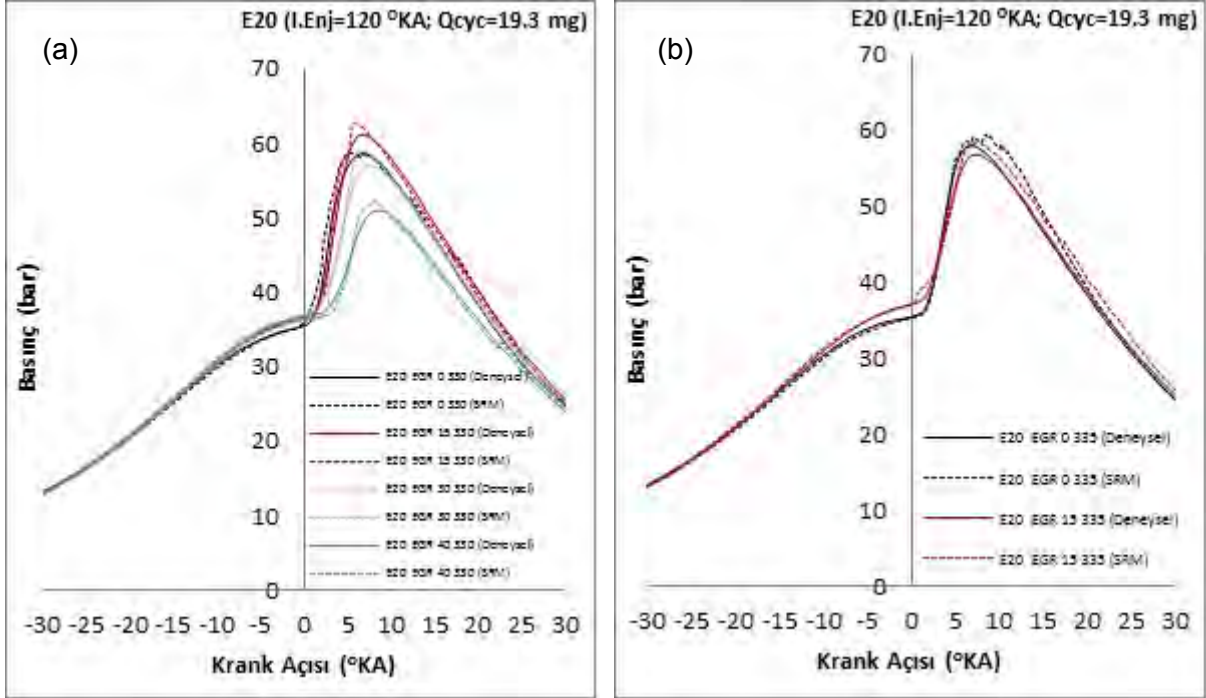
5.1.2.3 Etanol-Benzin ve Metanol-Benzin Yakıt Karışımları İçin EGR Değişimlerinin HCCI Yanma Üzerine Etkilerinin Modellenmesi

Etanol-Benzin, (E10 ve E20) karışımlarıyla üretilen yakıt kullanılarak yapılan deneysel çalışmalarda EGR oranının değişiminin yanmaya etkisi incelenmiştir. Benzin yakıtı için uygulanan SRM simülasyonu prosedürünün aynısı E10 ve E20 analizleri içinde geçerlidir. Yapılan analiz çalışmalarının tutarlılığını göstermek için Şekil 3'de görüldüğü gibi deneysel çalışmalardan elde edilen basınç değişimi grafikleriyle birlikte analiz çalışmasından elde edilen değerler birlikte çizdirilmiştir. Şekil 5.17 (a)'da II. enjeksiyonun 330 °KA da yapılması durumunda E10 yakıt karışımı için %0, %15, %30 ve %40 EGR oranlarının yanma basıncı sonuçları verilmiştir. Şekil 5.17 (b)'de ise II. enjeksiyonun 335 °KA'da yapılması durumunda E10 yakıt karışımı için %0 ve 15 EGR oranlarının yanma basıncı sonuçları verilmiştir.



Şekil 5.17. E10 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

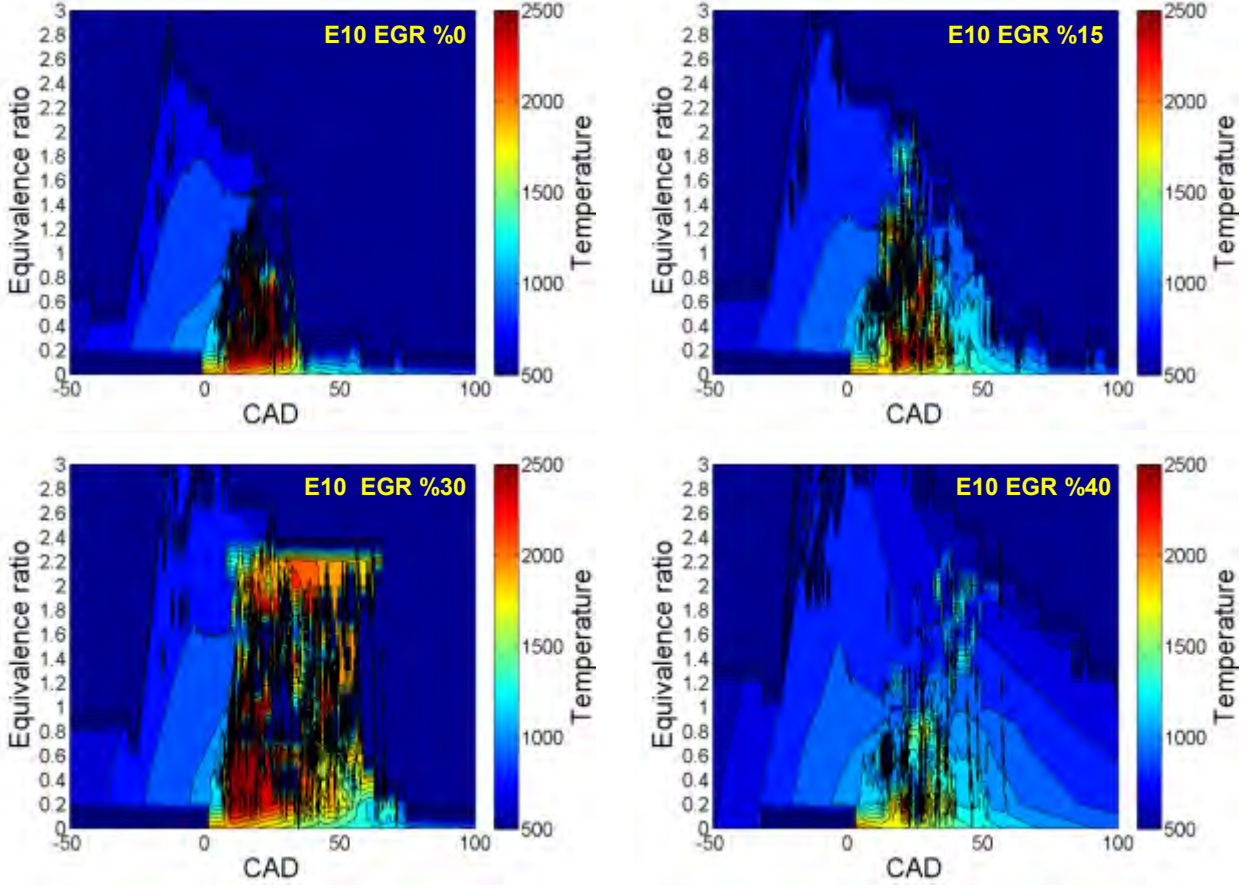
Tüm çalışma parametreleri için yapılan analiz basınç değişimi sonuçları önemli oranda deneysel verilere yakınsamıştır. Basınç verileri incelendiğinde E10 yakıtı için EGR oranının artması doğrudan yanma gecikmesinin artmasına ve yanma basıncının düşmesine sebep olduğu görülmektedir. Şekil 5.18 (a) da II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması durumunda ve E20 yakıt karışımı için %0, %15, %30 ve %40 EGR oranlarının yanma basıncı sonuçları görülmektedir.



Şekil 5.18. E20 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Tüm çalışma parametreleri için yapılan analizden elde edilen basınç değişimi sonuçları deneysel verilere yakınsamıştır. Basınç verileri incelendiğinde E20 yakıtı için %15 EGR oranı beklenmedik bir biçimde yanma gecikmesini arttırmadan yanma basıncının artmasını sağlamıştır. %30 EGR analizde az olmakla birlikte %40 EGR oranında daha fazla ortaya çıkan yanma gecikmesi ve basınç düşüşü beklenen bir etkidir. Şekil 5.18 (b)'de ise EGR değişiminin 335 °KA enjeksiyon zamanı için etkisinin analiz sonuçları görülmektedir. Verilen grafikte EGR'nin sıcak reaksiyonlar öncesinde silindir içi basıncını EGR'siz duruma göre daha yüksek değerlere ulaşmasına sebep olduğu görülmüştür. E20 analizlerinde de bu durumun çok daha belirgin olması etanol katkısı oranının artmasıyla soğuk yanma reaksiyonlarında daha fazla enerjinin ortaya çıkması anlamına gelmektedir. Bu sayede E20 yakıtı ve EGR eklentisi ile yanma basıncı ve termik verim az oranda düştüğü veya bazı EGR çalışmalarında arttığı gibi emisyonlarda da azalma sağladığı anlaşılmaktadır.

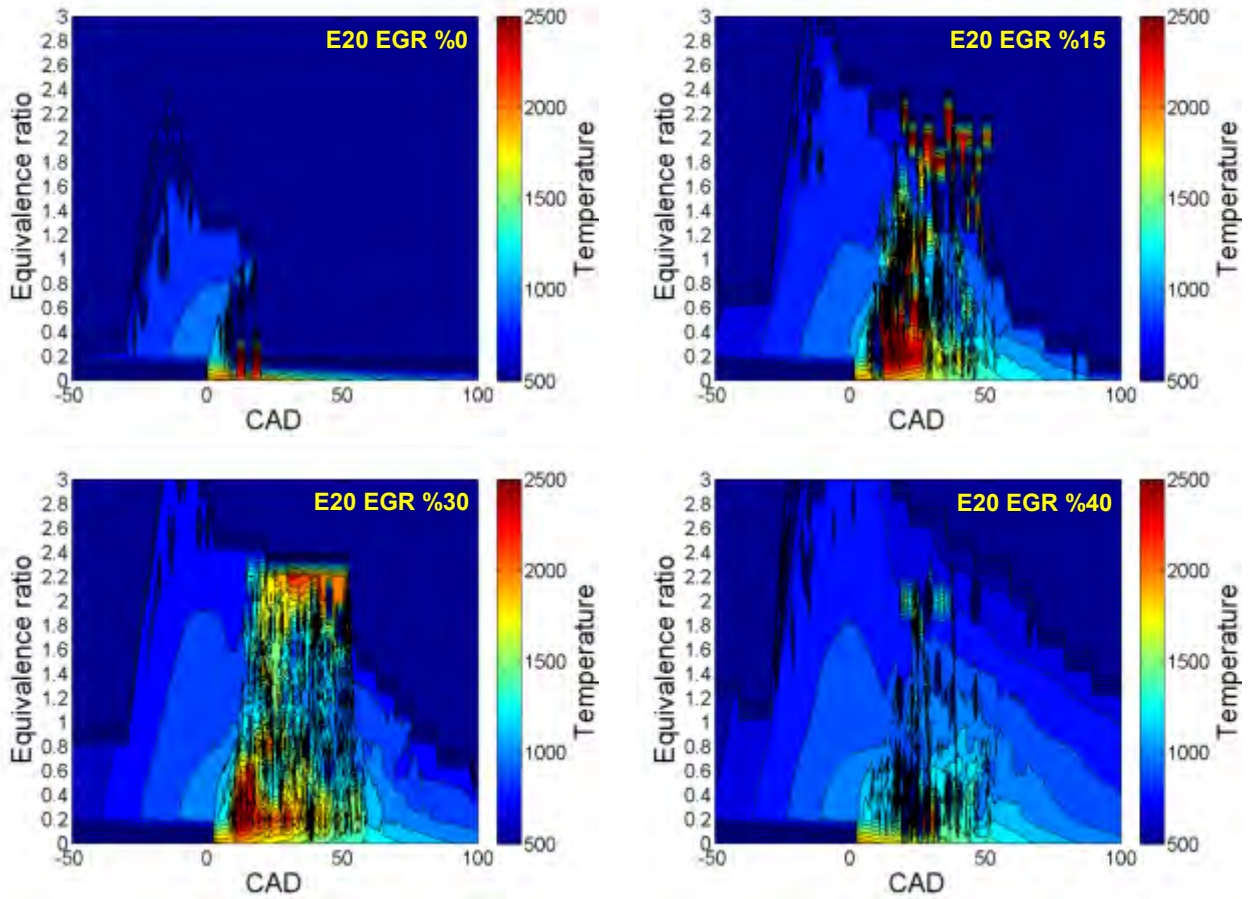
E10 ve E20 yakıt karışımlarının kullanıldığı ve EGR oranlarının değişiminin deneysel motorun çalışma koşullarındaki HCII yanmasına etkisi Şekil 5.19 ve 5.20'deki grafiklerde ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. İki farklı etanol katkılı yakıt için düzenlenen grafikler incelendiğinde EGR oranının artmasının yüksek sıcaklık reaksiyonları süresinin büyük miktarda arttırdığı görülmektedir. Maksimum yanma sıcaklığının ve yanma homojenliğinin EGR miktarının artmasıyla azaldığı yine grafiklerden anlaşılmaktadır.



Şekil 5.19. E20 yakıtı için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlilik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi

Daha öncede belirtildiği üzere etanol mekanizmasını kullanabilmek ve yazılımın çözüm tutarlılığın arttırmak için yapılan bazı iyileştirmelerin etkisi grafiklerde daha açık bir şekilde ortaya çıkmıştır. En belirgin farklılık partiküle göre değişen eşdeğerlilik oranının daha geç ortalama bir değerde kümelenmesidir. SRM analiz verileri kullanılarak çizilen grafiklerin deneysel veriler ile çizdirilmesi mümkün olmadığından yeni versiyondaki değişikliğin eski versiyona göre gerçeğe daha yakın olduğunu söylemek zordur. Yine de eski ve yeni versiyonlardan elde edilen grafikler karşılaştırıldığında eşdeğerlik oranı bakımından yeni versiyonda daha fazla düzensizlik içeren yanma verilerinin ortaya çıktığı söylenebilir.

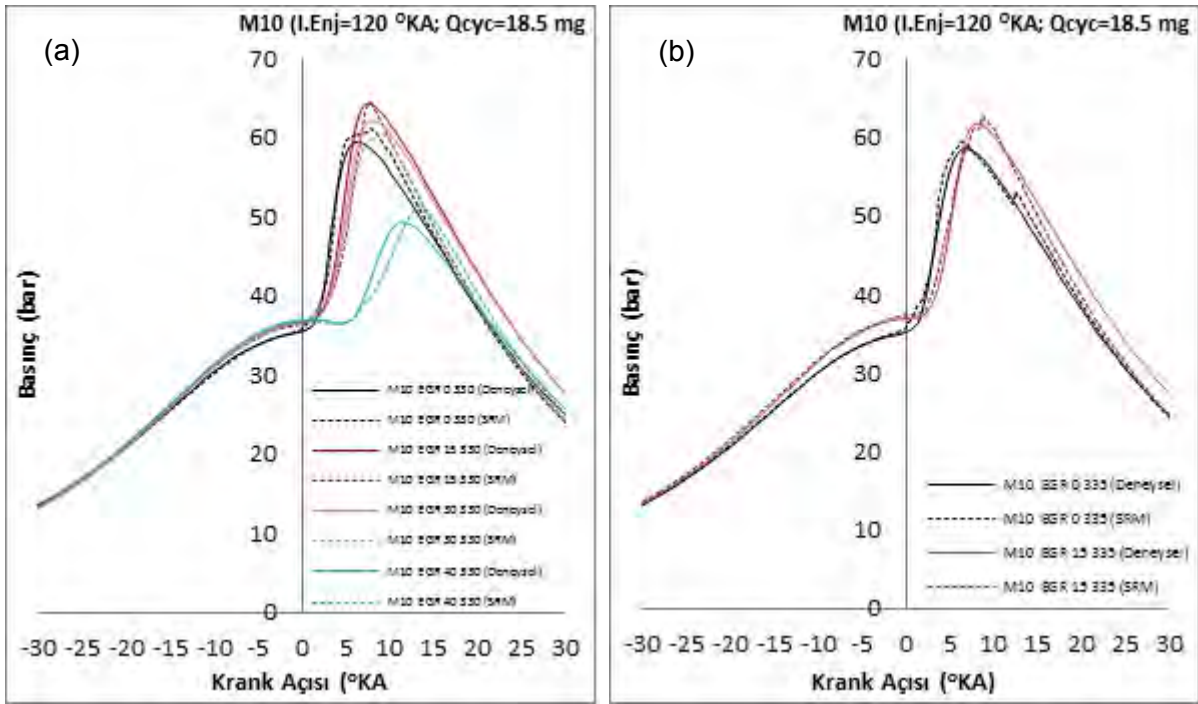
E10 yakıt karışımı için EGR oranındaki artışın bu düzensizliği daha büyük boyutlara taşıdığı görülmektedir. Özellikle %40 EGR eşdeğerlilik oranındaki düzensizliğin büyük boyutlara ulaştığı ve hatta II. enjeksiyon anına kadar bile eşdeğerlilik oranının çok daha geniş bir aralıkta olduğu göze çarpmaktadır. %0 EGR analizinde tüm partiküller için eşdeğerlilik oranı 60 °KA civarında sıfır değerine inerken %15 ve %30 EGR de 75 °KA civarında sıfır değerine inmektedir. %40 EGR de ise 100 °KA dan sonra sıfır değerine ulaşmakta ve bu durum reaksiyona bile girmeden yanma odasını terk eden partiküllerin olduğunu göstermektedir. Sıcaklık dağılımları bakımından grafikler incelendiğinde %0, %15 ve %40 EGR analizlerinde sıcaklığın 0 °KA'dan sonra en fazla, eşdeğerlilik oranı 1.6 kadar 1500 K değerinin üstüne çıktığı görülmektedir. Fakat, %30 EGR analizinde partiküller eşdeğerlilik oranı 2.4 değerine kadar 1500 K değerine ulaştığı anlaşılmaktadır. Genel trende bakılırsa %0 dan %30 EGR oranına kadar maksimum sıcaklığın yakın değerlerde olduğu ama %40 EGR de sıcaklık değerlerinin daha dar aralıkta ve düşük değerlerde olduğu görülmektedir. E20 EGR analizleri için çizdirilen, partiküllere ve °KA bağlı eşdeğerlilik oranı ve sıcaklık değerlerini gösteren grafikler Şekil 5.20'de verilmiştir.



Şekil 5.20. E20 yakıtı için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlilik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi

%0 EGR analizinde eşdeğerlilik oranının hızlı bir şekilde azalması ve yüksek sıcaklıklarında eşdeğerlilik oranının 0.4'e kadar ortaya çıkması yanmanın çok hızlı ve homojen bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir. %15 EGR oranından itibaren yanma homojenliği bozulmakta ve yine % 40 EGR de büyük boyutlara gelmektedir. E10-EGR analizleri ile karşılaştırıldığında E20-EGR daha az homojenlik göstermişlerdir. Bu durum, EGR ile birlikte etanol katkısının HCCI yanmasını kontrol edebilecek bir parametre olduğunu göstermektedir.

Metanol-Benzin, (M10 ve M20) karışımlarıyla üretilen yakıtı kullanılarak yapılan deneysel çalışmalarda EGR oranının değişiminin yanmaya etkisi incelenmiştir. Benzin yakıtı için uygulanan SRM simülasyonu prosedürünün aynısı M10 ve M20 analizleri içinde geçerlidir. Yapılan analiz çalışmalarının tutarlılığını göstermek için Şekil 5.21'de görüldüğü gibi deneysel çalışmalardan elde edilen basınç değişimi grafikleriyle birlikte analiz çalışmasından elde edilen değerler beraber çizdirilmiştir.

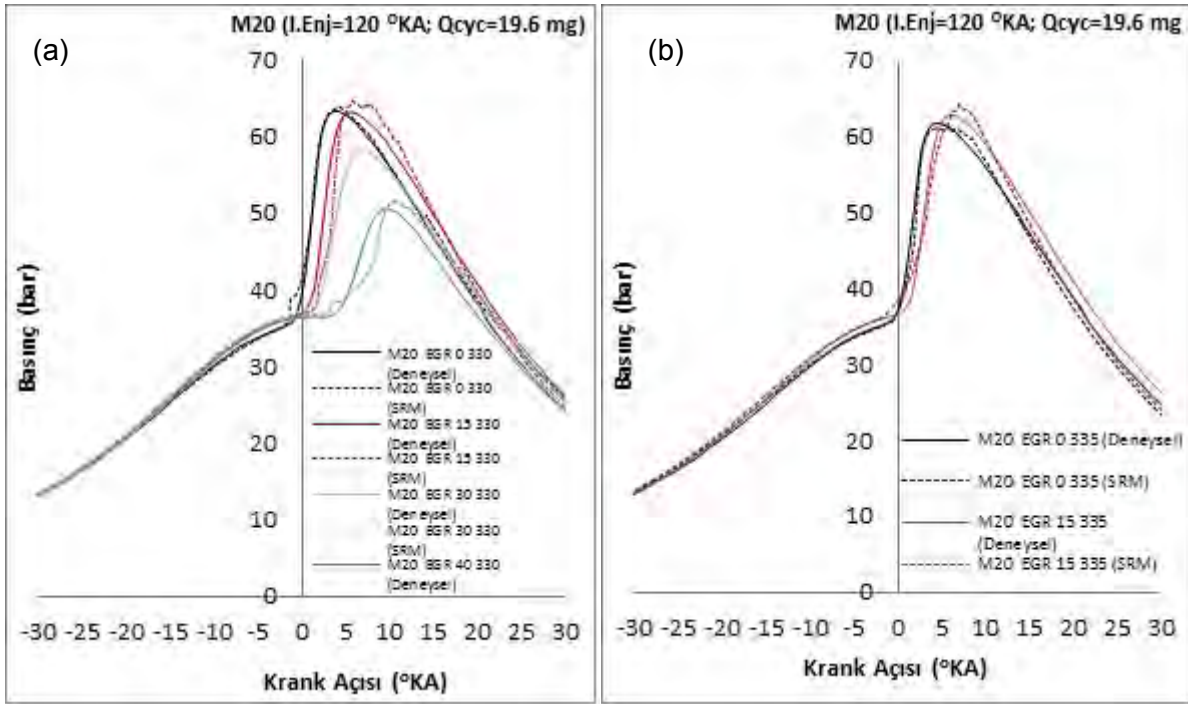


Şekil 5.21. M10 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 (b) °KA ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Şekil 5.21 (a)'da II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması durumunda M10 yakıt karışımı için %0, %15, %30 ve %40 EGR oranlarının yanma basıncı sonuçları verilmiştir. Grafikler incelendiğinde EGR %15 ve %30 oranlarında EGR %0 a göre yanma gecikmesinde çok az değişiklik yaşanmıştır. Özellikle EGR %15 için yapılan çalışmada maksimum silindir gaz basıncının ciddi miktarda arttığı görülmüştür. EGR %40 oranında ise yanma gecikmesinde

ciddi bir artış ortaya çıkmış buna bağlı olarak da yanma basıncı büyük oranda düşmüştür. Analiz açısından bakıldığında EGR oranı arttıkça, özellikle EGR %40 değerinde, tutarlılığın azaldığı anlaşılmaktadır. Şekil 5.21 (b)'de ise II. enjeksiyonun 335 °KA da yapılması durumunda M10 yakıt karışımı için %0 ve %15 EGR oranlarının yanma basıncı sonuçları verilmiştir. Verilen grafikteki basınç verileri incelendiğinde M10 yakıtı için EGR oranının artması doğrudan yanma gecikmesinin artmasına ve yanma basıncının düşmesine sebep olduğu görülmektedir. Şekil 5.21'de verilen tüm çalışma parametreleri için yapılan analiz basınç değişimi sonuçları yeterli oranda deneysel verilere yakınsamıştır.

Şekil 5.22 (a)'de ise yine II. enjeksiyonun 330 °KA da yapılması durumunda fakat bu sefer M20 yakıt karışımı için %0, %15, %30 ve %40 EGR oranlarının yanma basıncı sonuçları görülmektedir. EGR 40 da bir miktar farklılık olsa da (yazılım ve kimyasal mekanizmadan kaynaklandığı düşünülmektedir) tüm çalışma parametreleri için yapılan analiz basınç değişimi sonuçları yeterli oranda deneysel verilere yakınsamıştır.

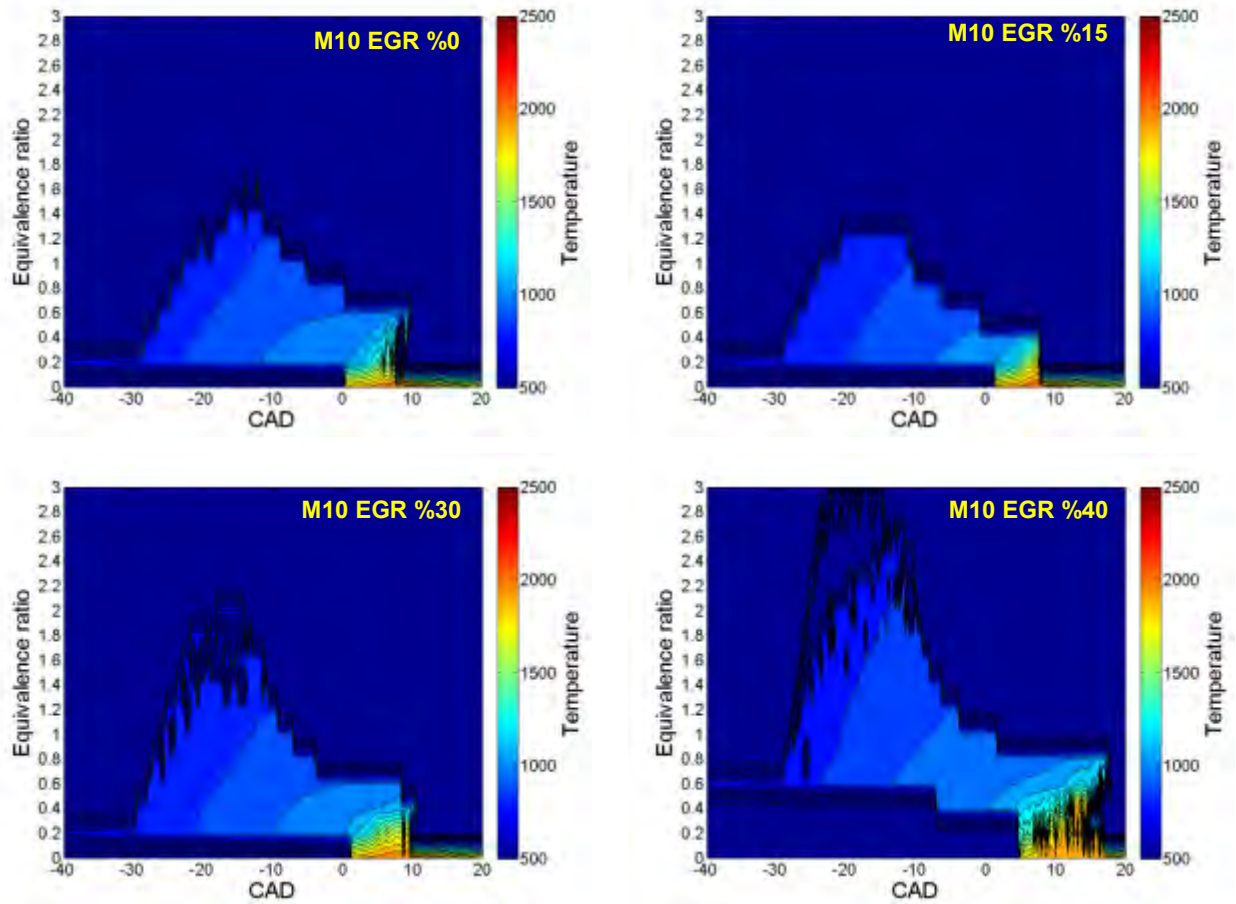


Şekil 5.22. M10 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Deneysel verilerde EGR %0'dan %30 kadar yaklaşık aynı oranda basınç düşüşü ve yanma gecikmesi meydana gelirken EGR %40 büyük miktarda yanma gecikmesi ve buna dayalı yanma basıncında düşüş gerçekleşmiştir. Şekil 5.22 (b) de ise EGR değişiminin 335 °KA

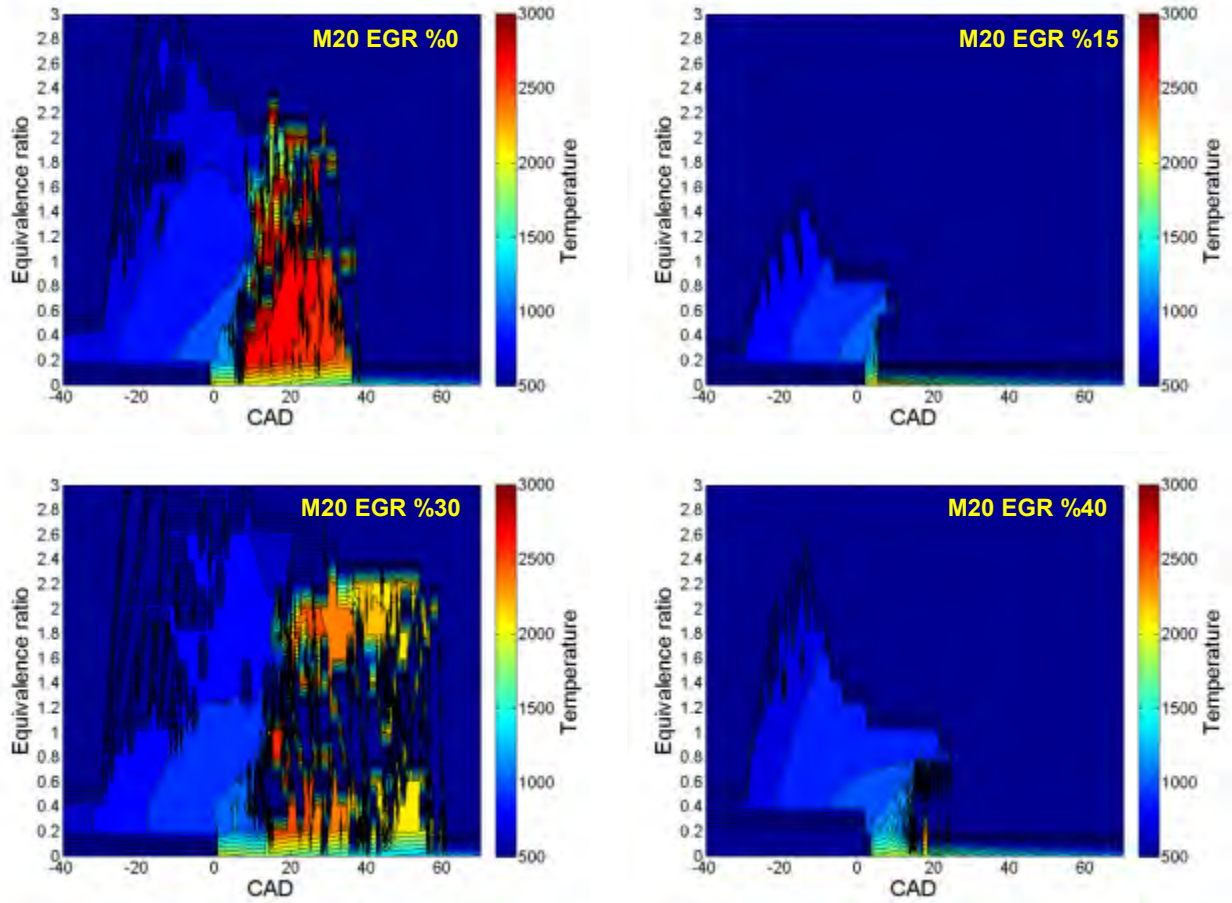
enjeksiyon zamanı için etkisinin analiz sonuçları görülmektedir. EGR %15 yanmayı bir miktar geciktirmiş olsa da maksimum silindir gaz basıncının az miktarda artmasını sağlamıştır.

Şekil 5.23'de M10 yakıtının 330 °KA II. enjeksiyon zamanı EGR değişimlerine göre eşdeğerlik oranı ve silindir içi gaz sıcaklığı aynı grafik içinde krank açısına bağlı olarak çizdirilmiştir. B97 ve Etanol karışımlarına göre eşdeğerlik oranı bakımından çok daha homojen dağılım gösteren grafikler elde edilmiştir. Bu durumda simülasyon ve mekanizma hataları göz ardı edilirse M10 yakıtının yanmayı ciddi oranda homojen hale getirdiği söylenebilir. Yanma anında eşdeğerlik oranının EGR %40 dışında çok homojen bir şekilde azalması da önemli sonuçlardan biridir. Deneysel sonuçlardan tespit edilmiş olan EGR uygulanması ile maksimum termik verim artışının M10 yakıtı için elde edilmesinin (M10 için %22) temel sebeplerinden biri, verilen grafiklerden Şekil 5.22'den anlaşıldığı üzere, yanma homojenliğinin artmasıdır.



Şekil 5.23. M10 yakıt için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi

Şekil 5.24'de M20 yakıtının 330 °KA II. enjeksiyon zamanı EGR değişimlerine göre eşdeğerlilik oranı ve silindir içi gaz sıcaklığı aynı grafik içinde krank açısına bağlı olarak çizdirilmiştir. Basınç grafiklerinde EGR %15 ve %40 oranları için de ortaya çıkan tutarsızlığın Şekil 5.24'deki grafiklere yansıdığı düşünülmektedir. EGR ile birlikte az da olsa homojenliğin artması beklenirken ani artış ve azalmalar ortaya çıkmıştır. EGR %0 ve %30 incelendiğinde beklendiği gibi EGR arttıkça sıcak reaksiyonlar anında eşdeğerlilik oranındaki dağılım düzensizleşerek daha düşük sıcaklıkta bir yanma gerçekleşmiştir.

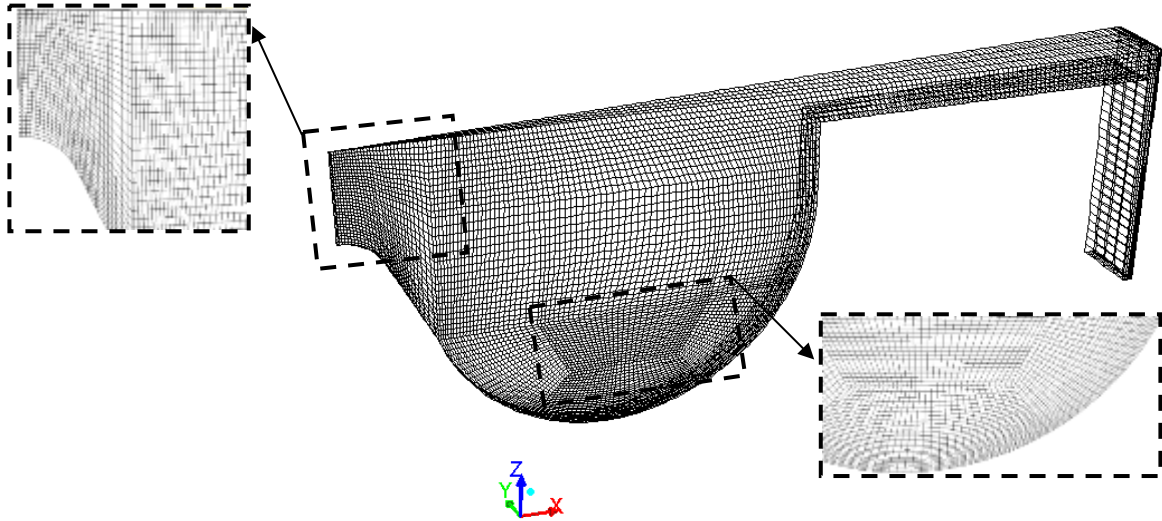


Şekil 5.24. M20 yakıtı için 330 °KA II. enjeksiyon zamanı ve EGR değişiminin eşdeğerlilik oranı (çizgisel) ve silindir içi gaz sıcaklığı (renklendirilmiş alanlar) üzerine etkisi

5.2 Üç Boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizleri

Yapılan analiz çalışmalarının ikinci aşamasında HCCI yanması 3 boyutlu (3-B) hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemine dayalı simülasyon yöntemi kullanılarak modellenmiştir. HAD yazılımı olarak en fazla 50 kimyasal bileşenden oluşan kimyasal kinetik modeli çalıştırabildiği için projede 3-B analiz yöntemiyle sadece B97 yakıtı için çözümler yapılabilmektedir. Alkol-Benzin yakıtı karışımı için SRM analizlerinde kullanılan mekanizma 107 adet kimyasal

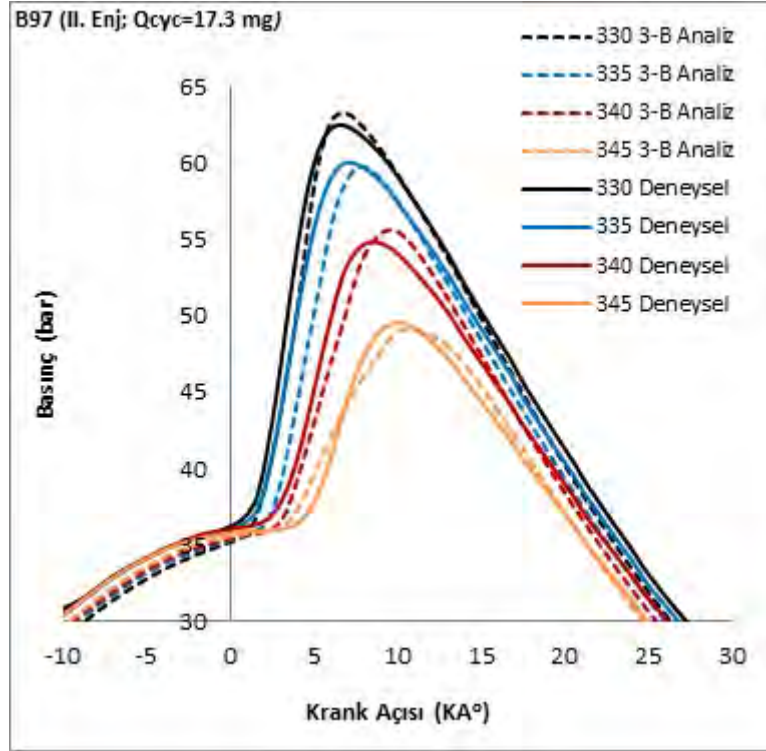
bileşikten oluşmakta, bu sayıdaki bileşiğin HAD yazılımında kullanılması mümkün olmamaktadır. Modelde en önemli değişiklik deneysel çalışmada kullanılan tek noktali enjeksiyon sisteminin modele adapte edilmesidir. Diğer önemli farklılık, Şekil 5.25’de görüldüğü üzere, 3-B modelin ağ yapısı çok daha yoğun olarak yeniden hazırlanmış ve bu sayede analizlerin gerçek koşullara çok daha fazla yakınsaması sağlanmıştır. Özellikle enjeksiyonun olduğu bölgede yüksek yoğunlukta ağ yapısı kullanılmıştır. Böylece, enjeksiyon anında sistem içine giren sıvı yakıt partiküllerinin dağılımı ve buhar fazına geçme süreci program tarafından gerçeğe daha yakın bir şekilde çözümlenmesi sağlanmıştır. Yine sınır bölgelere gittikçe sıklaşan ağ yapısı stratejisi uygulanmış ve böylece piston, silindir çeperlerinden olan ısı transferinin daha gerçekçi modellenmesi sağlanmıştır. Bilindiği üzere, HCCI yanma düşük sıcaklıklı bir yanma stratejisi olduğu için sistem duvarlarından dış ortama olan ısı transferi yanmayı çok daha fazla etkilemeye başlar ve ısı transferinin önemini ön plana çıkarır. Diğer bir değişiklik ise modelin 5° olarak hazırlanıp periyodik yüzeyler mantığı ile analizin yapılmasıdır. Ağ yapısının yoğun olması ve analizde kimyasal mekanizmanın kullanılması çözüm zamanını çok fazla arttırdığı için bu yöntem kullanılmıştır. 5°’lik modelin çözüm süresi paralel çalışan 4 adet 2.40 GHz’lik Intel Xeon CPU ile yaklaşık olarak 20 saat sürmektedir.



Şekil 5.25. 3-B HCCI motoru modelinin ağ yapısı (Üst ölü noktada; 25624 adet hücre ve 33101 adet düğüm noktası bulunmaktadır.)

5.2.1. B97 Yakıtı için II. Enjeksiyon Zaman Değişiminin HCCI Yanma Üzerine Etkilerinin 3-Boyutlu Modellenmesi

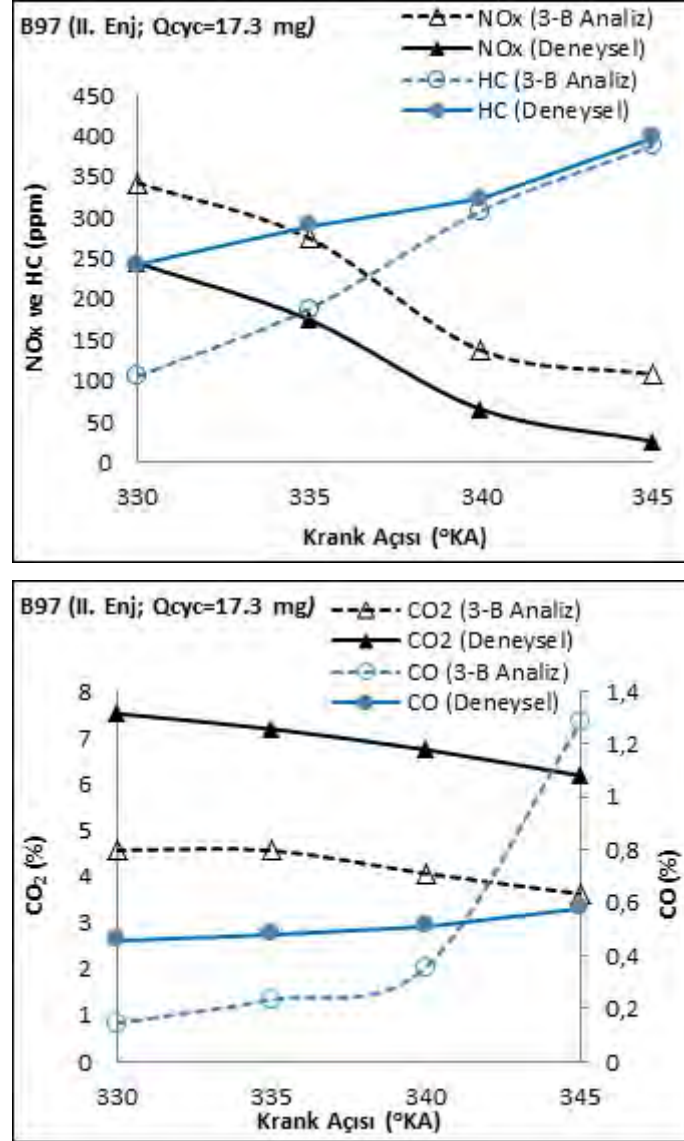
Şekil 5.26'da II. enjeksiyon zaman değişimine göre 3-B analizlerden elde edilen silindir gaz basınç değişimleri verilmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarının deneysel verilere olan yakınlığı dikkat çekmektedir. Bu durum 3-B modelin sıfır boyutlu modellere göre çok daha gerçekçi sonuçlar ortaya çıkardığının bir göstergesidir. Bununla birlikte, çözüm sürelerine bakıldığında projede kullanılan 3-B analiz yöntemi 0-B yöntemine göre yaklaşık 10 kat daha uzun sürede yapılabilmektedir.



Şekil 5.26. B97 yakıtı için II. enjeksiyon zaman değişiminin silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Şekil 5.27'de 3-B analizlerden elde edilen egzoz emisyon verileri ile deneysel ölçüm sonuçları birlikte verilmiştir. 3-B analizlerden elde edilen egzoz emisyon sonuçları deneysel veriler ile büyük bir uyum ve yakınlık içindedir. Analiz sonucunda elde edilen tüm egzoz emisyon sonuçlarındaki eğilimler deneysel sonuçlar ile aynı doğrultudadır. Özellikle yanmamış HC emisyonları 345 ve 340°KA'larında mükemmel denebilecek yakınlıkta elde edilmiştir. Sıfır boyutlu SRM analizlerinde rapora eklenmeyen fakat yaklaşık olarak tüm analizlerde 10 kat daha yüksek değerlere ulaşan NO_x emisyonu sonuçları, 3-B analiz çalışmalarında deneysel sonuçlara çok daha yakın olduğu görülmektedir. 3-B analizlerin NO_x sonuçlarının yaklaşık olarak 100 ppm değeri üstünde çıktığı ve bu değer gayet makul

























yakınlıkta olduğu düşünülmektedir. CO₂ emisyon değerleri incelendiğinde 3-B modelden genel olarak deneysel sonuçların yarısı değerinde olduğu anlaşılmaktadır. CO emisyon değerleri de deneysel yine yarısı civarında seyretmiş sadece 345 °KA'daki enjeksiyon zamanı noktasında 2 kat daha yüksek bir değere ulaşmıştır. 3-B HAD analizlerinden elde edilen egzoz emisyon sonuçları son yıllarda gelişen yazılım ve kimyasal kinetik model çalışmalarının güvenilirliğini ortaya koymuştur.



Şekil 5.27. B97 yakıtı için II. enjeksiyon zaman değişiminin egzoz emisyonları üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

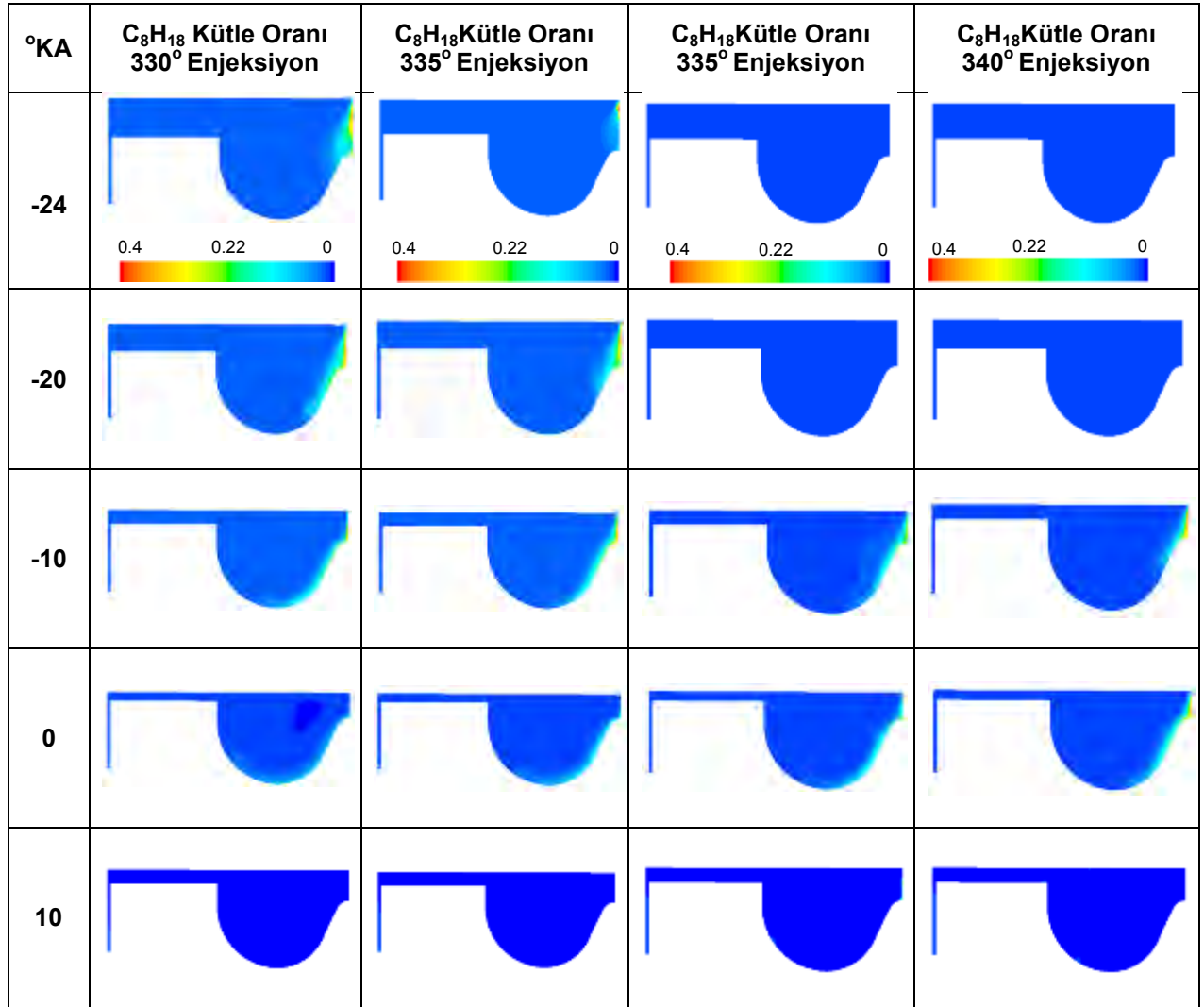
3-B analiz çalışmalarının en büyük amacı II. enjeksiyon ile orta çıkan karışımın yanmayı nasıl etkilediğini görsel olarak tespit etmektir. Bu sayede HC_{CI} yanmada II. enjeksiyon zamanının etkisinin daha iyi anlaşılması sağlanacaktır. Şekil 5.28'de silindir içerisine farklı zamanlarda

enjekte edilen yakıt partiküllerinin dağılımı görülmektedir. 3-B analizinde II. enjeksiyon süresi, deneysel çalışmada olduğu gibi 16.5 °KA olarak uygulanmıştır. Partiküllerin davranışı incelendiğinde en hızlı tükenmenin 330 °KA daki enjeksiyonda olduğu anlaşılmaktadır. Çünkü, 340 °KA da en az partiküle sahiptir. Silindir içinde partiküllerin daha homojen dağılımı 345 °KA daki enjeksiyonda gerçekleşmektedir. Buna sebep olarak, piston çanağının tepe noktasına çarpan partiküllerin silindir içiresine dağılması gösterilebilir. Bununla birlikte, II. enjeksiyon zamanının çok geç başlaması ve yakıt buharlaşma zamanının yetersizliği, silindir içerisindeki kimyasal homojenliğin olumsuz yönde etkilenmesine yol açmıştır.

°KA	Partikül Dağılımı 330° Enjeksiyon	Partikül Dağılımı 335° Enjeksiyon	Partikül Dağılımı 340° Enjeksiyon	Partikül Dağılımı 345° Enjeksiyon
-24				
-20				
-10				
0				
10				
20				

Şekil 5.28. Silindir içeresine püskürtülen B97 yakıtının mikro partiküllerinin II. enjeksiyon zamanı değişimi ile gösterdiği davranış (Renkli noktacıklar partiküllerin silindir içeresinde bulunma sürelerini göstermektedir. Maviden kırmızı renklere doğru gidildikçe bulunma süresi artmaktadır)

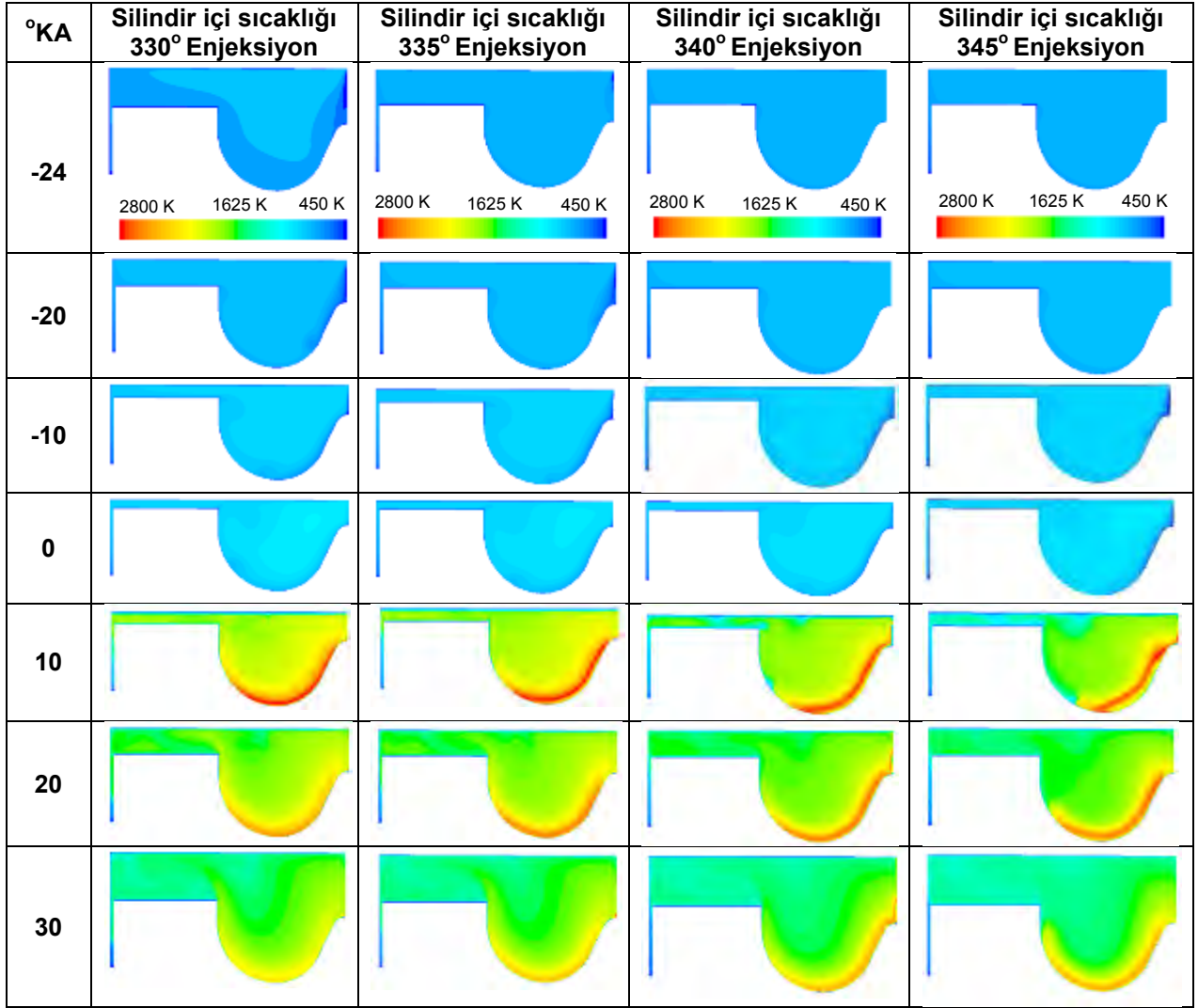
Buharlaşan yakıtın silindir içindeki davranışı Şekil 5.29'da verilmiştir. II. enjeksiyon zamanı geciktikçe piston çanağı tepesine çarpan yakıtların daha homojen bir karışım sağladığı resimlerden anlaşılmaktadır. Ayrıca, erken II. enjeksiyon zamanında piston çanağı içerisine doğru süzülen yakıtın daha geniş yüzeye dağıldığı görülmektedir. Piston çanağında süzülen yakıt, yanmada en istenmeyen duruma sebep olup, piston yüzeyinde yanma reaksiyonlarının oluşmasına yol açmaktadır. Soğuk yüzeyde gerçekleşen yanma reaksiyonları istenmeyen egzoz emisyonlarının oluşumuna neden olmaktadır.



Şekil 5.29. B97 için II. enjeksiyon zaman değışimi ile silindir içinde buharlaşan C₈H₁₈ kütle oranının gösterdiği davranış

Bununla birlikte, II. enjeksiyon zamanının üst ölü noktadan uzaklaşması ile yakıtın silindir içerisinde homojen dağılması için daha fazla zaman bulmasını ve yanmanın da daha verimli olmasını sağlamaktadır. Yakıtın piston çanağı tepesine çarpmasıyla, buharlaşma ve homojen dağılımın oluşması II. enjeksiyon zamanı 335 °KA da iken görülmektedir. 330 ile 335 °KA

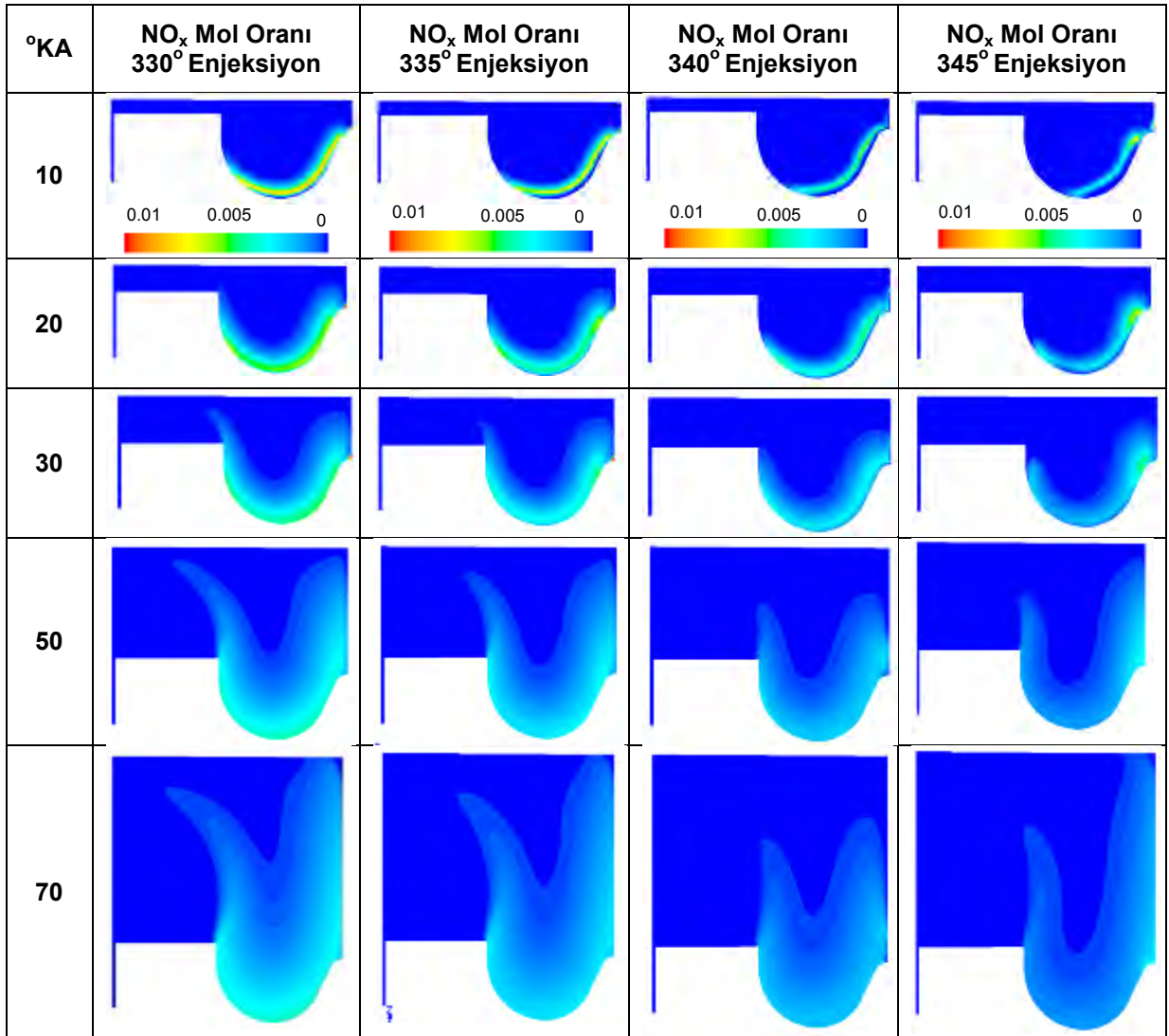
larda elde edilen silindir gaz basınç verileri birbirlerine yakındır. NO_x emisyonu ise 335 °KA daki II. enjeksiyon zamanında önemli bir düşüş göstermiştir. 340 °KA daki II. enjeksiyon zamanında NO_x emisyonun çok daha düşük bir noktada olması çok önemlidir, bununla beraber bu enjeksiyon zamanında silindir gaz basıncında da önemli bir düşüşe sebep olmuştur. Şekil 5.30'da silindir içi sıcaklığındaki değişim II. enjeksiyon ve yanma zamanına bağlı olarak verilmiştir.



Şekil 5.30. B97 için II. enjeksiyon zaman değişimi ile silindir içi sıcaklığının gösterdiği davranış

Sunulan tüm resimler 450 K ile 2800 K arasındaki sıcaklığı gösterecek şekilde hazırlanmıştır. Resimler incelendiğinde tüm koşullar için yaklaşık 10 °KA'nda en yüksek yanma sonu sıcaklığına ulaşılmıştır. Silindir içerisindeki dağılıma bakıldığında, en yüksek ortalama sıcaklığa 330 °KA'daki II. enjeksiyon zamanında ulaşıldığı görülmektedir. Aynı analiz sonucu

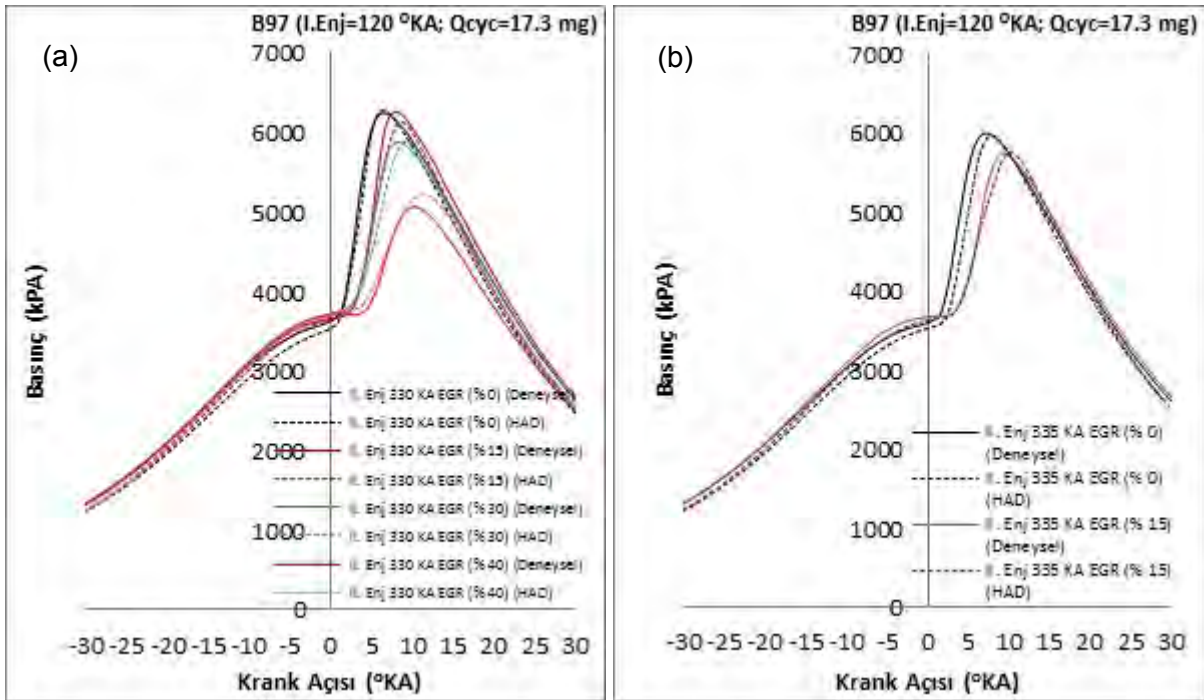
incelendiğinde, piston çanak yüzeyine en yakın ve en yüksek sıcaklığa da 330 °KA'daki II. enjeksiyon zamanının neden olduğu dikkat çekmektedir. Bu duruma, yüzeyde ilerleyen yakıtın daha fazla kümelenmesinin neden olduğu düşünülmüştür. Daha fazla yakıtın daha yüksek sıcaklığa neden olduğu (2500 K ve üzeri), bu durumun NO_x oluşumunu çok yüksek boyutlara ulaştırdığı analiz edilmiştir. Şekil 5.31'de bu etki ile NO_x oluşumunun nasıl gerçekleştiği açıkça görülmektedir. II. enjeksiyon zamanı geciktikçe piston çanağı yüzeyinde kümelenen yakıt miktarı azalmakta ve bu sayede 2500 K ve üzeri sıcaklıkta yanan yakıt miktarı azalmaktadır. Sonuç olarak, bu etki doğrudan yüksek sıcaklıktaki yanma sonucunda oluşan NO_x değerlerini ciddi miktarda azaltmaktadır.



Şekil 5.31. II. enjeksiyon zaman değişimi ile silindir içerisindeki NO_x oluşumunun gösterdiği davranış

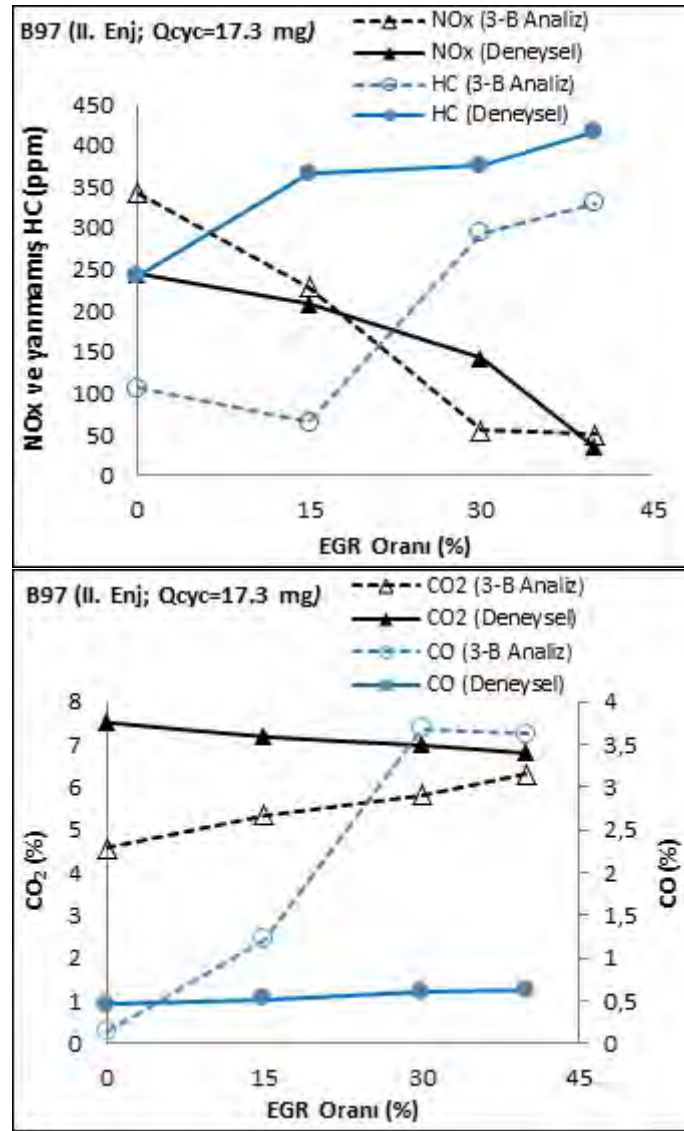
5.2.2. B97 Yakıtı için EGR Değişimlerinin HCCI Yanma Üzerine Etkilerinin 3-Boyutlu Modellenmesi

Yapılan analiz çalışmalarının ikinci aşamasında B97 yakıtı için farklı EGR oranlarının HCCI yanmasına etkileri 3 boyutlu (3-B) hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizine dayalı simülasyon yöntemi kullanılarak modellenmiştir. 3-B analizler sayesinde silindir içinde yanma anında gerçekleşen birçok fiziksel ve kimyasal olayın görsel verileri belirli krank açılarında göre elde edilmiş ve EGR oranının yanmaya etkileri çok daha detaylı bir şekilde incelenebilmiştir. B97 yakıtı kullanılarak yapılan deneysel çalışmalarda EGR oranı değişiminin yanmaya etkisi incelenmiştir. Yapılan analiz çalışmalarının tutarlılığını göstermek için deneysel çalışmalardan elde edilen basınç değişimi grafikleriyle birlikte analiz çalışmasından elde edilen değerler çizdirilmiştir. Şekil 5.32 (a) da II. enjeksiyonun 330 °KA da yapılması durumdaki %0, %15, %30 ve %40 EGR oranlarının yanma basıncı üzerine etkileri verilmiştir. Şekil 5.32 (b) de ise II. enjeksiyonun 335 °KA da yapılması durumdaki %0 ve %15 EGR oranlarının yanma basıncı sonuçları görülmektedir. Tüm çalışma parametreleri için yapılan analizlerdeki basınç değişim sonuçları yeterli oranda deneysel verilere yakınsadığı görülmektedir. EGR değişimleri içinde HAD analizlerinin deneysel verilere, basınç değişimi bakımından, daha iyi yakınsamış ve daha istikrarlı sonuçlar elde edilmiştir.



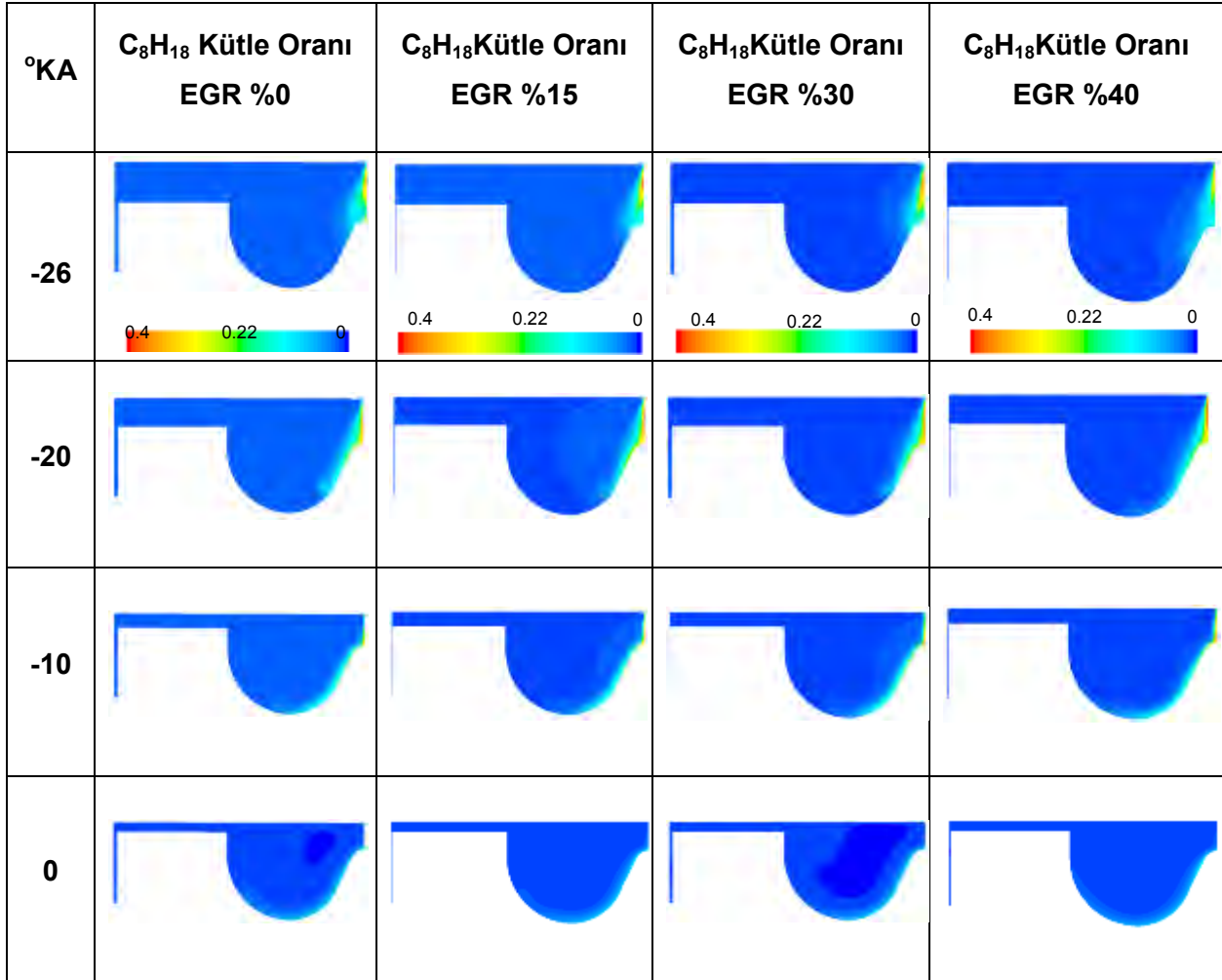
Şekil 5.32. B97 yakıtı için II. enjeksiyon zamanı 330 °KA (a) ve 335 °KA (b) ve EGR'nin silindir gaz basıncı üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi)

Şekil 5.33'de 3-B analizlerden elde edilen emisyon verileri deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Şekilde de görüldüğü üzere, 3-B analizlerden elde edilen emisyon sonuçları deneysel veriler ile uyum içindedir ve yakınsamıştır. Özellikle, NO_x emisyonu verileri deneysel verilere büyük yakınlık göstermektedir. HC emisyonlarında EGR %15 değerinde deneysel veriye göre sapma gözlemlenirken diğer EGR oranları yakınlık ve eğilim bakımından uyum halindedir. CO_2 emisyon değerleri incelendiğinde, 3-B modelden EGR %0 değerinde deneysel sonuçların yarısı değerdedir ve EGR oranı arttıkça analiz sonuçları deneysel sonuçlara yaklaşmaktadır. Bununla birlikte, CO analiz sonuçlarından elde edilen eğilim deneysel verilerin tersi olduğu görülmektedir. CO emisyon değerleri de EGR %0 ve %15 deki deneysel verilere yakın iken EGR %30 ve %40 değerlerinde hızlı bir artış göstermiştir.



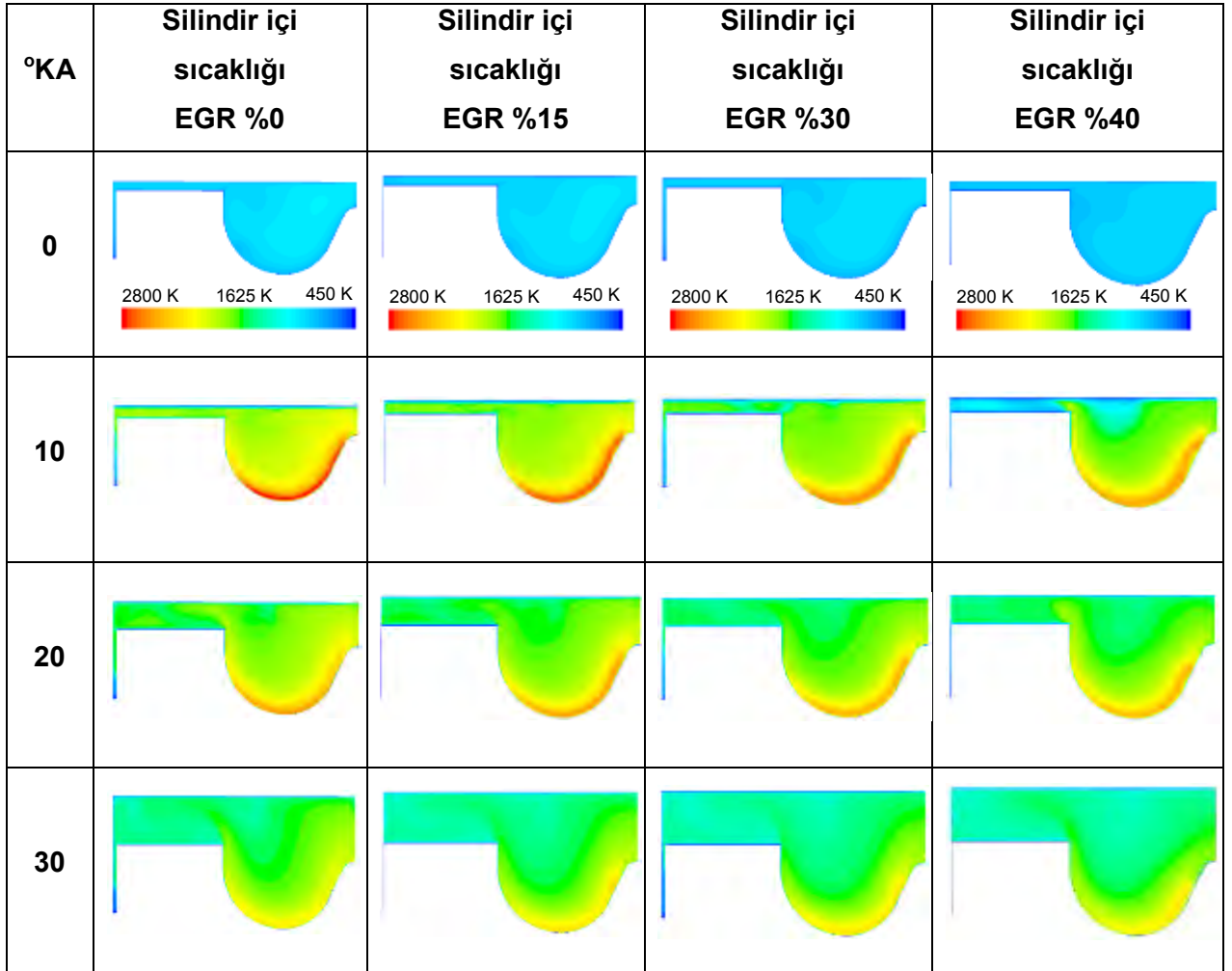
Şekil 5.33. B97 için II. enjeksiyon zaman değişiminin emisyonlar üzerine etkisi (Deneysel düz çizgi ve analiz kesik çizgi).

3-B analiz çalışmalarının en önemli amacı EGR değişiminin yanmayı nasıl etkilediğini görsel olarak tespit edebilmektir. Bu sayede, EGR'nin, enjekte edilen yakıt tüketimi, HCCI yanma davranışını (özellikle silindir içi gaz sıcaklığına ve NO_x 'in yanma başlangıcından bitimine kadar olan değişime) daha iyi anlamamıza yardımcı olmuştur. Buharlaştan yakıtın silindir içindeki davranışı Şekil 5.34'de verilmiştir. EGR oranı arttıkça yakıtın silindir içinde kalma süresi artmakta ve hava yakıt karışımının homojenliği bozulmaktadır. Şekilde de görüldüğü üzere, EGR oranıyla birlikte enjekte edilen yakıtın silindir içinde yayılma hızında da belirgin bir artış olmuştur. Özellikle, EGR %40 analizinde enjekte edilen yakıt silindir içinde daha geniş bir alana daha kısa sürede yayılmaktadır. Renklendirilen alanlardan anlaşılan bu durumun, EGR ile birlikte silindir içinde hali hazırda bulunan fazladan yakıtın etkisinden kaynaklanabileceği göz ardı edilmemelidir.



Şekil 5.34. B97 için II. enjeksiyon zamanı değişimi ile silindir içinde buharlaştan C_8H_{18} kütle oranının gösterdiği davranışı

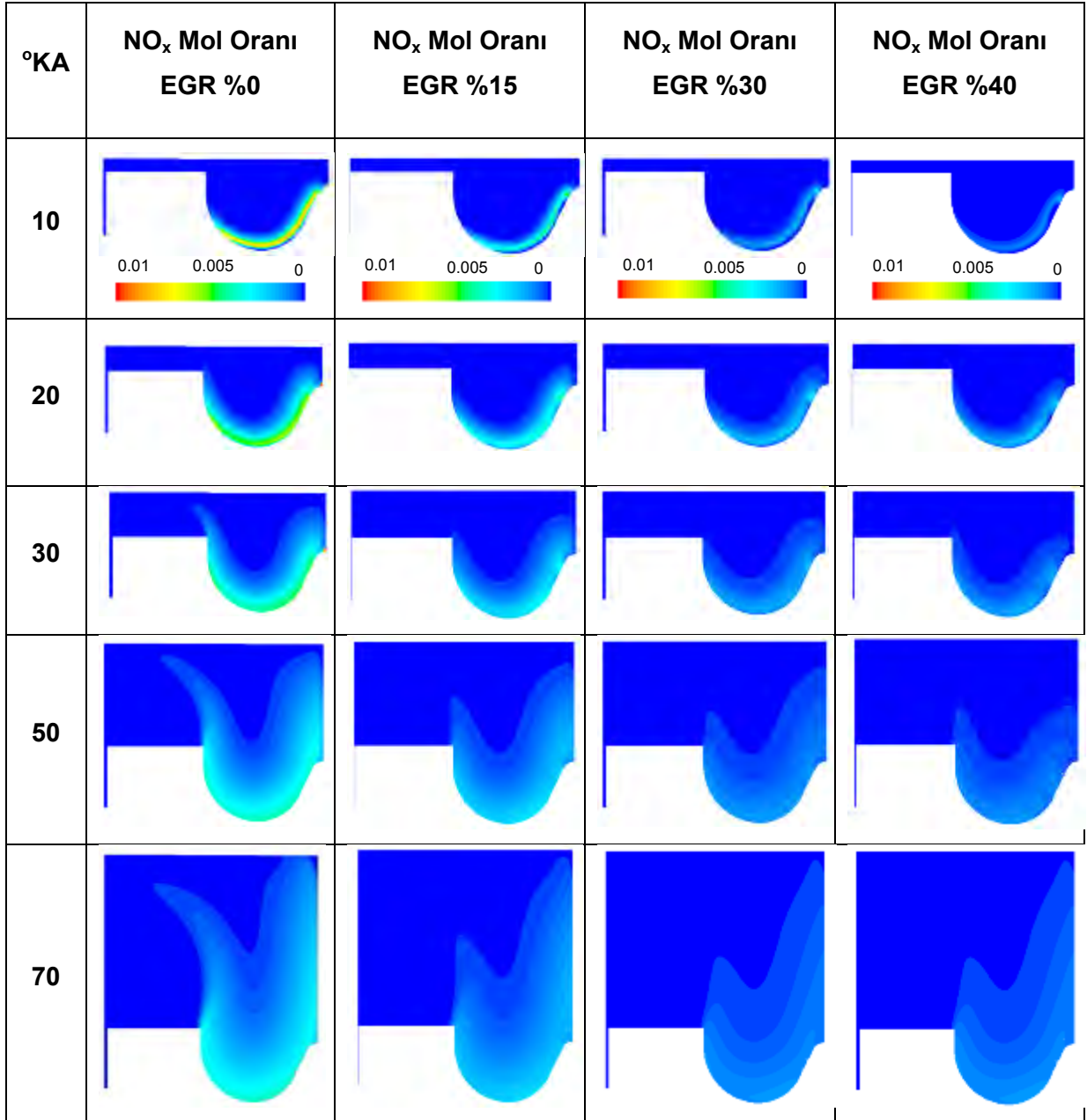
Şekil 5.35’de farklı EGR oranlarının silindir içi gaz sıcaklığına olan etkisi görülmektedir. Tüm şekiller 450 K ila 2800 K arasındaki sıcaklığı gösterecek şekilde hazırlanmıştır. Tüm EGR durumları için en yüksek silindir içi sıcaklık değerlerine 10 °KA’nda ulaşılmıştır ve en yüksek ortalama silindir içi sıcaklığına EGR’siz (EGR %0) ortamda ulaşıldığı analiz edilmiştir. Benzer şekilde, piston çanak yüzeyine en yakın ve en yüksek sıcaklığa da EGR %0 durumunda oluşmaktadır. Şekilde görüldüğü üzere, aynı miktar ve aynı enjeksiyon zamanında silindire yakıt sürülmesine rağmen EGR oranının artmasıyla yanma sıcaklığında ciddi miktarda azalma gözlemlenmektedir.



Şekil 5.35. B97 için EGR oranı değişimi ile silindir içi sıcaklığının gösterdiği davranış

EGR etkisiyle 2500 K ve altındaki yanma sıcaklıklarında NO_x oluşumunda büyük miktarda azalma olduğu gözlemlenmektedir. Bu durum görsel olarak Şekil 5.36’daki resimlerle verilmiştir. Şekilden, NO_x oluşumunun EGR etkisi ile önemli oranda azaldığı açıkça görülmektedir. EGR %0 durumunda II. yakıt enjeksiyonu ile oluşan NO_x emisyonu 0.01 (mol oranı) değerine kadar ulaşmakta ve zamanla tükenmektedir. Bununla birlikte, EGR oranı

artıkça maksimum NO_x mol oranı 0.03 değerlerine kadar azalmakta ve zamanla tükenmektedir.



Şekil 5.36. B97 için EGR oranı değişimi ile NO_x oluşumunun gösterdiği davranış



6. SONUÇ VE ÖNERİLER

111M180 nolu TÜBİTAK Projesi kapsamında, direkt çift kademeli yakıt püskürtme stratejisinin, eşdeğerlik oranının, EGR'nin, emme havası sıcaklığının ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma, performans ve emisyonları üzerindeki etkileri hem deneysel hem de model çalışması ile incelenmiştir. Deneysel çalışmada, HCCI yüksek yük limitlerinin genişletilebilmesi için yüksek eşdeğerlik oranında, sabit enerji girişi (710 J/çevrim) ve motor devrinde (1100 d/d) EO değiştirilmiş ve EGR uygulanmıştır. Projenin deneysel aşamasında ilk olarak çift yakıt enjeksiyon tekniğinin, I. ve II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma üzerine etkisi test edilmiştir. Daha sonraki deneysel aşamalarda, düşük ve yüksek eşdeğerlik oranlarının, enjeksiyon oranı ve EGR'nin, çok düşük devir ve eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyon zamanının ve emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanma, performans ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Son olarak elde edilen deneysel verilerden HCCI yanma modeli kurulmuştur. Proje kapsamında yapılan analiz çalışmasında, yanma modellenin kurulabilmesi için yakıt karışımlarına göre özel olarak hazırlanan kimyasal kinetik mekanizmaları kullanılmıştır. Benzin yakıtı için literatürde güvenilirliği ispatlanmış ve farklı yanma koşullarına göre geliştirilmiş birçok kinetik model bulunur iken, alkol-benzin karışımları için kullanılabilecek mekanizma oldukça düşük sayıdadır. Bu yüzden, alkol-benzin karışımları kullanımının HCCI yanma karakteristikleri üzerine etkilerinin kısmen modellenmesi bu projenin önemli çıktısı olmuştur. Bununla birlikte, modelleme de kullanılan yazılımlarda alkol-benzin reaksiyonlarının türetilmesinin çok zor olmasından dolayı deneysel çalışma da kullanılan bazı parametreler modelleme çalışmasında incelenememiştir. Bu yüzden, proje sonuç raporunda alkol-benzin karışımları için HCCI yanma üzerine model çalışmasında elde edilen olumlu sonuçlar sunulabilmiştir. Proje sonuçları aşağıda maddeler verilmektedir.

- 1) B97 kullanıldığında, I. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı ve yanma oranlarının hemen hemen aynı olduğu tespit edilmiştir. Yakıt karışımı içerisinde etanol ve metanol içeriğinin artması ve I. enjeksiyonun alt ölü noktaya doğru (130 °KA) ilerlemesiyle silindir gaz basıncının bir miktar düştüğü ve yanma oranının azaldığı tespit edilmiştir.
- 2) I. ve II. enjeksiyon zamanlarının silindir gaz basıncı ve yanma başlangıcı üzerindeki etkileri karşılaştırıldığında II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve yanma başlangıcı üzerinde daha fazla etkili olduğu görülmüştür.

- 3) II. enjeksiyon zamanının, yakıt özelliklerinin değişmesine rağmen yanma fazlarının kontrolünde kullanılabilecek önemli bir parametre olduğu ve II. enjeksiyon ile yanma başlangıcının doğrudan ve etkili bir şekilde kontrol edilebildiği tespit edilmiştir.
- 4) M20 kullanımı ile maksimum ısı dağılımı yüksek değerlere ulaşmış, karışım içerisinde etanol oranının artışı ile maksimum ısı dağılım değerleri düşmüş ve yanmanın genişleme zamanına doğru kaydığı görülmüştür.
- 5) CA_{Pmaks} , I. enjeksiyon zamanı ile çok değişmez iken II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla bütün test yakıtları için sÜÖN'dan uzaklaşmıştır.
- 6) En erken yanma başlangıcı E10 ve M20 test yakıtlarının kullanılması ile elde edilmiştir.
- 7) Karışımdaki etanol içeriğinin artması ile TYS artmış, metanol içeriğinin artması ile TYS kısalmıştır.
- 8) I. enjeksiyon zamanının alkol-benzin karışımları için önemli bir parametre olduğu tespit edilmiştir.
- 9) Alkol-benzin karışımlarının MBAO değerleri B97'den daha yüksek olduğu ve M20 kullanımı ile MBAO değerleri kabul edilebilir vuruntu sınırının ($1MPa/^\circ KA$) üzerinde olduğu görülmüştür. M20 test yakıtı hariç diğer alkol-benzin karışımları I. enjeksiyonun $120^\circ KA$ 'da yapılmasıyla kabul edilebilir çalışma alanı içerisine girmişlerdir.
- 10) I. ve II. enjeksiyon zamanı değişimlerinin MBAO üzerindeki etkisi karşılaştırıldığında II. enjeksiyon zamanının daha büyük bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile MBAO'nin artışı engellenerek HCCI'da yüksek yük limitlerinin genişletilebileceği tespit edilmiştir.
- 11) I. enjeksiyon zamanı değişimlerinden IMEP çok fazla etkilenmemiştir. Fakat II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla IMEP azalmış, özellikle B97 yakıtının IMEP değerlerinde alkol-benzin karışımlarına göre keskin bir düşüş gerçekleşmiştir.
- 12) II. enjeksiyon zamanı ile CA_{50} 'nin doğrudan kontrol edilebildiği tespit edilmiştir. Alkol-benzin karışımlarının CA_{50} değerleri daha erken krank açılarındaki gerçekleşmiş ve karışımdaki etanol içeriğinin artması CA_{50} 'nin daha geç KA'larında oluşmasına, metanol içeriğinin artışı ise CA_{50} 'nin daha erken KA'larda oluşmasına neden olmuştur.
- 13) I. ve II. enjeksiyon zamanı değişimlerinin efektif verim üzerindeki etkisi karşılaştırıldığında II. enjeksiyon zamanının etkisi oldukça yüksektir. II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla efektif verim azalmış, özellikle B97 yakıtının efektif verim değerlerinde alkol-benzin karışımlarına göre keskin bir düşüş gerçekleşmiştir. Karışımda etanol ve metanol içeriğinin artması ile efektif verim bir miktar artış göstermiştir.
- 14) I. enjeksiyon zamanının değişiminin emisyonlar üzerinde kayda değer bir etkisine rastlanmamıştır.

- 15) Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile yanmamış HC ve CO emisyonları B97'ye göre daha yüksek çıkmıştır. IMEP ve efektif verimde düşme yaşanmadan ve ayrıca yanmamış HC emisyonlarında önemli bir artış gerçekleşmeden, NOx emisyonları yüksek oranlarda düşürülebilmektedir.
- 16) Yüksek eşdeğerlik oranlarında silindir gaz basınçları ve maksimum ısı dağılım oranları düşük eşdeğerlik oranlarına göre daha yüksektir.
- 17) Yanma alkol-benzin karışımları için yüksek eşdeğerlik oranlarında daha erken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise B97'ye göre daha geç başlamıştır.
- 18) Karışımdaki etanol oranının artışı düşük ve yüksek eşdeğerlik oranlarında yanma fazlarının sÜÖN'dan daha çok uzaklaşmasına ve maksimum ısı dağılım oranının düşmesine neden olmuştur.
- 19) Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında metanol oranının artışıyla yanma fazları daha erken gerçekleşmiştir.
- 20) Yanma fazlarının, yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında II. enjeksiyon zamanı ile doğrudan kontrol edilebildiği tespit edilmiştir.
- 21) Alkol-benzin karışımlarının TYS, yüksek eşdeğerlik oranlarında B97'ye göre daha kısa, düşük eşdeğerlik oranlarında ise daha uzundur. Karışımdaki etanol oranının artmasıyla yanma süresi uzarken, metanol oranının artmasıyla TYS kısalmıştır.
- 22) MBO bütün test yakıtlarında ve yüksek ve düşük eşdeğerlik oranı şartları altında II. enjeksiyon zamanı ile doğrudan kontrol edilebilmektedir.
- 23) Alkol-benzin karışımlarında MBO yüksek eşdeğerlik oranlarında, düşük eşdeğerlik oranına göre daha yüksek değerlerde elde edilmiştir. Yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında karışım içerisindeki etanol oranının artmasıyla MBO düşerken, metanol oranının artmasıyla yükselmiştir.
- 24) Düşük eşdeğerlik oranlarında optimum II. enjeksiyon zamanının kullanılmasıyla daha yüksek IMEP değerlerine alkol-benzin karışımlarının kullanılmasıyla ulaşılmıştır.
- 25) Alkol-benzin karışımlarının düşük eşdeğerlik oranlarında daha iyi yanma karakteristiklerine sahip olduklarını tespit edilmiştir.
- 26) II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile HCCI çalışma alanı genişletilebilmektedir. Ancak yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile çalışma alanı benzin ile karşılaştırıldığında genişletilememiştir.
- 27) Alkol-benzin karışımlarının CA50 noktaları yüksek eşdeğerlik oranlarında benzine göre daha erken, düşük eşdeğerlik oranlarında ise benzine göre daha geç elde edilmiştir. Karışımdaki etanol oranının artması ile CA50 daha geç, metanol oranının artması ile daha erken oluşmuştur.

- 28) En yüksek efektif verim B97 kullanımı ile hem düşük hem de yüksek eşdeğerlik oranlarında elde edilmiştir. Bununla birlikte, düşük eşdeğerlik oranlarında, yüksek eşdeğerlik oranına göre daha yüksek efektif verim sonuçlarına ulaşılmıştır.
- 29) II. enjeksiyon zamanının yanmamış HC ve CO emisyonları üzerindeki etkisi, NO_x emisyonlarının üzerindeki etkisi ile karşılaştırıldığında daha düşüktür.
- 30) II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla yanmamış HC ve CO emisyonları artarken, NO_x emisyonları azalmıştır.
- 31) Yüksek eşdeğerlik oranlarında metanol ve etanol içeriğinin artması ile yanmamış HC emisyonları artmıştır
- 32) II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının artırılmasıyla B97 için yanmanın daha erken başladığı, silindir gaz basıncının düştüğü ve CA_{Pmaks} değerlerinin daha erken gerçekleştiği tespit edilmiştir.
- 33) II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının artırılmasıyla alkol-benzin karışımları için yanma başlangıcının geciktiği, silindir gaz basıncı düştüğü ve CA_{Pmaks} daha geç gerçekleştiği belirlenmiştir.
- 34) Enjeksiyon ve EGR oranının değişmesine rağmen II. enjeksiyon zamanı ile HCCI yanma başlangıcı doğrudan kontrol edilebilmiştir.
- 35) EGR, özellikle alkol-benzin karışımlarının MBO değeri düşmesine neden olmuştur.
- 36) Alkol-benzin karışımları ile II. enjeksiyon zamanının kontrolü ile ulaşılan maksimum IMEP değerleri EO ve EGR uygulaması ile artmış ve yüksek eşdeğerlik oranında HCCI çalışma alanı genişletilmiştir.
- 37) EO'nun düşük olduğu çalışma şartları altında, karışımdaki etanol oranının artışı IMEP'in ciddi bir şekilde artmasına, metanol oranının artışı da IMEP değerlerinin ciddi şekilde düşmesine neden olmuştur.
- 38) Metanol-benzin karışımları ve EGR'nin bir arada kullanılması ile etanol-benzin karışımları kıyasla daha yüksek IMEP değerlerine ulaşılmıştır.
- 39) EGR'li çalışma şartlarında karışımdaki etanol oranının artışı ile IMEP kısmen artarken, metanol oranının artışı ile IMEP de önemli derecede düşme görülmüştür.
- 40) EO'nun düşmesi ve EGR'nin uygulanmasıyla efektif verim alkol-benzin karışımlarında artmıştır.
- 41) EO'nun düşmesiyle maksimum efektif verim E20 test yakıtı ile elde edilmiş ve karışımdaki etanol oranının artışıyla efektif verim artmış, metanol oranının azalmasıyla efektif verim azalmıştır.

- 42) EGR'li ve EGR'siz şartlar karşılaştırıldığında B97 için efektif verimde çok az bir düşme elde edilirken, alkol-benzin karışımlarında efektif verim kayda değer seviyelerde artmıştır.
- 43) EO'nun düşmesiyle alkol-benzin karışımlarında etanol ve metanol oranının artışıyla yanmamış HC oranı kısmen düşerken, B97 kullanımı ile yanmamış HC emisyonları artmıştır.
- 44) EO'nun düşmesiyle E20 ve M10 test yakıtının CO emisyonları artarken, E10 ve M20 test yakıtının CO emisyonları düşmüştür.
- 45) EO'nun düşmesi, NO_x emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır.
- 46) EGR'nin uygulaması ile E20 ve M10 hariç diğer test yakıtlarında NO_x azalmıştır.
- 47) Emme havası sıcaklığının artışı ile yanma daha erken KA'larda gerçekleşmiştir. Bununla birlikte, emme havası sıcaklığının artırılması ve II. enjeksiyonun 335 °KA yapılmasıyla (sÜÖN'ya yaklaşmasıyla) yanma, E20 test yakıtı hariç daha erken KA'larda başlamıştır.
- 48) II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla, en yüksek P_{maks} değerleri, E10 ve M10 test yakıtı ile elde edilmiştir. En düşük P_{maks} E20 test yakıtı ile elde edilmiştir. Karışımdaki etanol ve metanol oranının artması ile P_{maks} değerleri düşmüştür.
- 49) Emme havası sıcaklığının artırılması ve II. enjeksiyonun 330 °KA seçildiğinde P_{maks} tüm test yakıtları için artmıştır.
- 50) Emme havası sıcaklığının artması ile CA50 bütün test yakıtlarında daha erken KA'larda gerçekleşmiştir.
- 51) Emme havası sıcaklığının artırılması ile en yüksek yanma süresi genellikle B97 ile elde edilirken, alkol-benzin karışımlarının TYS daha kısadır.
- 52) Karışımdaki metanol ve etanol içeriğinin artması yanma başlangıcı ve CA50'nin daha geç KA'larda oluşmasına neden olmuştur. Emme havası sıcaklığının artışı ile reaksiyon hızının artması CA50'nin daha erken KA'larda gerçekleşmesine neden olmuştur.
- 53) Emme havası sıcaklığının artması ile B97 ve etanol-benzin karışımlarında efektif verim kayda değer şekilde artmıştır. Karışımdaki metanol içeriğinin artırılması efektif verimin düşmesine neden olmuştur.
- 54) Emme havası sıcaklığının artırılması ile yanmamış HC emisyonları düşmüştür. Alkol-benzin karışımlarının kullanılması ile B97'ye göre daha düşük yanmamış HC emisyonları elde edilmiştir.
- 55) Emme havası giriş sıcaklığının artması ve II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması ile M20 test yakıtı hariç diğer test yakıtlarının CO emisyonlarının azaldığı tespit edilmiştir.
- 56) Karışımdaki etanol ve metanol oranının artışı, NO_x emisyonlarının azalmasına katkı sağlamıştır. II. enjeksiyonun 330 °KA'da yapılması ve emme havası giriş sıcaklığının artırılması ile NO_x emisyonlarını kısmen artmıştır.

Hem deneysel hem de model çalışmalarında II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerinde I. enjeksiyon zamanına göre çok daha etkili olduğu görülmüştür. Deneysel ve modelleme sonuçları incelendiğinde, yanmamış HC emisyonlarının II. enjeksiyon zamanının gecikmesi ile arttığı görülmüştür. HCCI motorlarda, yanmanın çok hızlı gerçekleşmesi MBO'nun artmasına neden olmaktadır. Elde edilen model çalışması sonucunda II. enjeksiyon zamanı ile yanma hızının kontrol edilerek MBO'nun kontrolünün sağlanabildiği belirlenmiştir. Modelleme sonuçları deneysel çalışma sonuçları ile doğrulanmış ve II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma fazlarının kontrolünde kullanılabilecek önemli bir parametre olduğunu belirlenmiştir.

Daha öncede ifade edildiği üzere, bu projedeki en önemli bulgu yanma fazlarının II. enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranı ile belli limitler (çok düşük ve yüksek yük limitleri) içerisinde kontrol edilebilmesidir. Bilindiği üzere, direkt silindir içerisine püskürtmeli benzin motorları, manifolda püskürtmeli benzin motorlarına göre daha yüksek sıkıştırma oranına sahiptirler. Direkt püskürtmeli benzinli motorun, bütün çalışma şartları göz önüne alınarak, optimum termik verim sonuçlarına göre en uygun yanma konseptinin (hem buji ateşlemeli hem de homojen dolgulu) kullanılabileceği bir yazılımın geliştirilmesi durumunda, bu kontrol parametreleri ile (II. enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranı) özellikle düşük yüklerde ve devirlerde motordan daha fazla termik verim elde etmek mümkün olacaktır. Bununla birlikte, yüksek yüklerle doğru gidildikçe (vuruntu sınırına doğru) motorun HCCI modda çalıştırılması ve vuruntu sınırını aşmasıyla buji ateşlemeli olarak kontrol edilmesi ile bu çalışma bölgesinde de yüksek bir termik verimde çalışma sağlanabilecektir. Aynı zamanda, bu kontrol parametreleri yakıt miktarı, yakıt türü, emme havası sıcaklığı ve EGR miktarı değişimine bağlı kalınmaksızın yanma başlangıcını kontrol edebilmesinden dolayı özellikle alkol-benzin karışımlarının kullanıldığı alternatif yakıtlı benzinli motorlarda da daha yüksek termik verim elde edilmesi için kullanılması mümkündür. Ayrıca, bu yanma konsepti ve kontrol parametreleri kullanılarak sabit devirli motorlarda da hem daha yüksek termik verim hem de alternatif yakıtların kullanılabilmesi mümkün olacaktır. Bu çerçevede, bu çalışmadan elde edilen kazanımların ek yazılım ve donanımlarla kullanılan içten yanmalı motora entegre edilmesi ile motorun tüm çalışma şartlarında daha verimli yanma mümkün kılınabilir.

Bu çalışma çıktıları kullanılarak, gelecek çalışmalarda HCCI motorun dinamik kontrolünde yüksek termik verim ile birlikte HCCI yanmanın en büyük dezavantajlarından birisi olan yüksek miktarda yanmamış HC oluşumunun önlenmesi, değişken sıkıştırma oranlarının kullanılabilmesi, daha geniş yelpazede alternatif yakıtların uygulanabilmesi, çift yakıtlı motor teknolojilerinin kullanıldığı günümüzde örneğin; doğalgazın manifolda enjeksiyonu ve dizelin



yada benzinin direkt enjeksiyonu ile homojen karışımın hazırlanabilmesi ve yanmanın bu çalışmadan elde edilen parametreler ile kontrol edilebilerek daha temiz ve daha verimli içten yanmalı motor konseptlerinin geliştirilmesi mümkün olacaktır.



KAYNAKLAR

- Alkidas, A. C. 2007. "Combustion advancements in gasoline engines", *Energy Conversion and Management*, 48, 2751-2761.
- Atkins, M. J., Koch, C. R. 2005. "The effect of fuel octane and diluent on homogeneous charge compression ignition combustion", *Journal of Automobile Engineering, Proceedings of IMechE, Part-D*, 219, 665-675.
- Cairns, A., Blaxill, H. 2005. "The effects of combined internal and external exhaust gas recirculation on gasoline controlled auto-ignition", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2005-01-0133.
- 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, 1503-1514.
- Canakci, M., Ozsezen, A. N., Alptekin, E., Eyidogan, M. 2013. "Impact of alcohol-gasoline fuel blends on the exhaust emission of a SI engine", *Renewable Energy*, 52, 111-117.
- Canakci, M., Reitz, R. D. 2004. "Effect of optimization criteria on direct-injection homogeneous charge compression ignition gasoline engine performance and emissions using fully automated experiments and microgenetic algorithms", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 126, 167-177.
- Cao, L., Zhao, H., Jiang, X. 2008. "Analysis of controlled auto-ignition/HCCI combustion in a direct injection gasoline engine with single and split fuel injections", *Combustion Science and Technology*, 180, 176-205.
- Ceviz, M. A., Yuksel, F. 2005. "Effects of ethanol-unleaded gasoline blends on cyclic variability and emissions in an SI Engine", *Applied Thermal Engineering*, 25, 917-925.
- Christensen, M., Johansson, B. 2000. "Influence of mixture quality on homogenous charge compression ignition", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2000-01-2454.
- Christensen, M., Johansson, B., Einewall, P. 2002. "Homogeneous charge compression ignition (HCCI) using isooctane, ethanol and natural gas- a comparison with spark ignition operation", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2002-01-2874.



- Cracknell, R. F., Head, R. A., McAllister, L. J., Andrae, J. C. G. 2009. "Octane sensitivity in gasoline fuels containing nitro-alkanes: a possible means of controlling combustion phasing for HCCI", Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2009-01-0301.
- Earl, W. B. 1984. "Alcohol use in engines", Energy in Agriculture, 3, 351-362.
- Eyidogan, M., Ozsezen, A. N., Canakci, M., Turkcan, A. 2010. "Impact of alcohol-gasoline fuel blends on the performance and combustion characteristics of an SI engine", Fuel, 89, 2713-2720.
- Guohong, T., Zhi, W., Jianxin, W., Shijin, S., Xinliang, A. 2006. "HCCI combustion control by injection strategy with negative valve overlap in a GDI engine", Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2006-01-0415.
- Hashimoto, K., Kagi, Y., Arai, M., Tamura, M. 2003. "Effects of fuel properties on the stratified-charge combustion of direct-injection gasoline engine with EGR", Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2003-01-1867.
- Hiraya, K., Hasegawa, K., Urushihara, T., Liyama, A., Itoh, T. 2002. "A study on gasoline fuelled compression ignition engine - a trial of operation region expansion", Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2002-01-0416.
- Hunicz, J., Kordos, P. 2011. "An experimental study of fuel injection strategies in CAI gasoline engine", Experimental Thermal and Fluid Science, 35, 243-252.
- Ikemoto, M., Kojima, Y., Iida, N. 2005. "Development of the control system using EGR for the HCCI engine running on DME", Transaction of Society of Automotive Engineers of Japan, 37, 65-70.
- Jerzembeck, S., Glawe, C., Peters, N. 2009. "Development and experimental evaluation of a high temperature mechanism for blended n-heptane-isooctane-ethanol-air-mixtures and gasoline-ethanol-air-mixtures", EE'09 Proceedings of the 4th IASME/WSEAS, 1, 78-83.
- Kalian, N., Zhao, H., Yang, C. 2009. "Effects of spark-assistance on controlled auto-ignition combustion at different injection timings in a multicylinder direct-injection gasoline engine", International Journal of Engine Research, 10, 133-148.
- Kim, D. S., Kim, M. Y., Lee, C. S. 2004. "Effect of premixed gasoline fuel on the combustion characteristics of compression ignition engine", Energy and Fuels, 18, 1213-1219.



- Kim, D. S., Lee, C. S. 2006. "Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR", *Fuel*, 85, 695-704.
- Kinato, K., Nishiumi, R., Tsukasaki, Y., Tanaka, T., Morinaga, M. 2003. "Effects of fuel properties on premixed charge compression ignition combustion in a direct injection diesel engine", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2003-01-1815.
- Lee, C. H., Lee, K. H. 2007. "An experimental study of the combustion characteristics in SCCI and CAI based on direct-injection gasoline engine", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31, 1121-1132.
- Li, Y., Zhao, H., Brouzos, N., Ma, T., Leach, B. 2006. "Effect of injection timing on mixture and CAI combustion in a GDI Engine with an air-assisted injector", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2006-01-0206.
- Liu, H., Yao, M., Zhang, B., Zheng, Z. 2009. "Influence of fuel and operating conditions on combustion characteristics of a homogeneous charge compression ignition engine", *Energy and Fuels*, 23, 1422-1430.
- Lü, X. C., Chen, W., 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, 1084-1092.
- Lu, X., Chen, W., Hou, Y., Huang, Z. 2005. "Study on the ignition, combustion and emissions of HCCI combustion engines fueled with primary reference fuels", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2005-01-0155.
- Lu, X., Shen, Y., Zhang, Y., Zhou, X., Ji, L., Yang, Z., Huang, Z. 2011. "Controlled three-stage heat release of stratified charge compression ignition (SCCI) combustion with a two-stage primary reference fuel supply", *Fuel*, 90, 2026-2038.
- Machrafi, H., Cavadias, S., Amouroux, J. 2008. "A parametric study on the emissions from an HCCI alternative combustion engine resulting from the auto-ignition of primary reference fuels", *Applied Energy*, 85, 755-764.
- Marriott, C. D., Reitz, R. D. "Experimental investigation of direct injection-gasoline for premixed compression ignited combustion phasing control", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2002-01-0418.



- Maurya, R. K., Agarwal, A. K. 2009. "Experimental investigation of effect of intake air temperature and mixture quality on combustion of methanol and gasoline fuelled HCCI engine", *Journal of Automobile Engineering, Proceedings of IMechE, Part-D*, 223, 1445-1458.
- Maurya, R. K., Agarwal, A. K. 2011a. "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, 1153-1163.
- Maurya, R. K., Agarwal, A. K. 2011b. "Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine", *Applied Energy*, 88, 1169-1180.
- Maurya, R. K., Agarwal, A. K. 2012. "Statistical analysis of the cyclic variations of heat release parameters in HCCI combustion of methanol and gasoline", *Applied Energy*, 89, 228-236.
- Misztal, J., Xu, H., Tsolakis, A., Wyszynski, M. L., Constandinides, G., Price, P., Qiao, J. 2009. "Influence of inlet air temperature on gasoline HCCI particulate emissions", *Combustion Science and Technology*, 181, 695-709.
- Oakley, A., Zhao, H., Ladammatos, N., Ma, T. 2001b. "Dilution effects on the controlled auto-ignition (CAI) combustion of hydrocarbon and alcohol fuels", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2001-01-3606.
- Oakley, A., Zhao, H., Ladommatos, N., Ma, T. 2001a. "Experimental studies on controlled auto-ignition (CAI) combustion of gasoline in a 4-stroke engine", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2001-01-1030.
- Price, P., Twiney, B., Stone, R., Kar, K. 2007. "Particulate and hydrocarbon emissions from a spray guided direct injection spark ignition engine with oxygenate fuel blends", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2007-01-0472.
- Pucher, G. R., Gardiner, D. P., Bardon, M. F., Battista, V. 1996. "Alternative combustion system for piston engines involving homogeneous charge compression ignition concepts - a review of studies using methanol, gasoline and diesel fuel", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/19962063.



- Qian, Z., Lu, X. 2006. "Characteristics of HCCI engine operation for additives, EGR, and intake charge temperature while using iso-octane as a fuel", *Journal of Zhejiang University Science A*, 7, 252-258.
- Sjöberg, M., Dec, J. 2011. "Effects of EGR and its constituents on HCCI auto ignition of ethanol", *Proceedings of the Combustion Institute*, 33, 3031-3038.
- Sjöberg, M., Edling, L. O., Eliassen, T., Magnusson, L., Angström, H. E. 2002. "GDI HCCI: effects of injection timing and air swirl on fuel stratification, combustion and emissions formation", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2002-01-0106.
- Soyhan, H. S., Yasar, H., Walmsley, H., Head, B., Kalghatgi, G. T., Sorousbay, C. 2009. "Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling", *Applied Thermal Engineering*, 29, 541-549.
- Standing, R., Kalkan, N., Ma, T., Zhao, H., Wirth, M., Schamel, A. 2005. "Effects of injection timing and valve timings on CAI operation in a multi-cylinder DI gasoline engine", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2005-01-0132.
- Stanglmaier, R. H., Roberts, C. E. 1999. "Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromises, and future engine applications, *Society of Automotive Engineers*, DOI: 10.4271/1999-01-3682.
- Sun, Y., Shuai, S. J., Wang, J. X., Wang, Y. J. 2003. "Numerical simulation of mixture formation and combustion of gasoline engines with multi-stage direct injection compression ignition (DICI)", *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2003-01-1091.
- Turner, D., Xu, H., Cracknell, R. F., Natarajan, V., Chen, X. 2011. "Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine", *Fuel*, 90, 1999-2006.
- Urushihara, T., Hiyara, K., Kakuhou, A., Itoh, T. 2003. "Expansion of HCCI operating region by the combination of direct fuel injection, negative valve overlap and internal fuel reformation", *Society of Automotive Engineers*, DOI: 10.4271/2003-01-0749.
- Veloo, P. S., Wag, Y. L., Egolfopoulos, F. N., Westbrook, C. K. 2010. "A comparative experimental and computational study of methanol, ethanol, and n-butanol flames", *Combustion and Flame*, 157, 1989-2004.



- Wagner, U., Anca, R., Velji, A., Spicher, U. 2003. "An experimental study of homogeneous charge compression ignition (HCCI) with various compression ratios, intake air temperatures and fuels with port and direct fuel injection", Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2003-01-2293.
- Wang, T., Peng, Z., Liu, S. L., Xiao, H. D., Zhao, H. 2007a. "Optimization of stratification combustion in a spark ignition engine by double-pulse port fuel injection", Journal of Automobile Engineering, Proceedings of IMechE, Part-D, 221, 845-857.
- Wang, Y. J., Wang, J. X., Shuai, S. J., Lei, X. H., An, X. L. 2005. "Study of injection strategies of two-stage gasoline direct injection (TSGDI) combustion system", Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2005-01-0107.
- Wang, Z., He, X., Wang, J. X., Shuai, S., Xu, F., Yang, D. 2010. "Combustion visualization and experimental study on spark induced compression ignition (SICI) in gasoline HCCI engines", Energy Conversion and Management, 51, 908-917.
- Wang, Z., Shuai, S., Wang, J. X., Tian, G. H. 2006b. "A computational study of direct injection gasoline HCCI engine with secondary injection", Fuel, 85, 1831-1841.
- Wang, Z., Wang J. X., Shuai, S. J., Ma, Q. J. 2006a. "New gasoline homogeneous charge compression ignition combustion system using two-state direct injection and assisted spark ignition", Journal of Automobile Engineering, Proceedings of IMechE, Part-D, 220, 367-378.
- Wang, Z., Wang, J., Shuai, S., Wang, Y., Tian, G., An, X. 2007. "Study of multimode combustion system with gasoline direct injection", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 129, 1079-1087.
- Wu, H. W., Wang, R. H., Ou, D. J., Chen, Y. C., Chen, T. Y. 2011. "Reduction of smoke and nitrogen oxides of a partial HCCI engine using premixed gasoline and ethanol with air", Applied Energy, 88, 3882-3890.
- Wyszynski, L. P., Stone, R. C., Kalghatgi, G. T. 2002. "The volumetric efficiency of direct and port injection gasoline engines with different fuels", Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2002-01-0839.



- Xie, H., Wei, Z., He, B., Zhao, H. 2006. "Comparison of HCCI combustion respectively fueled with gasoline, ethanol and methanol through the trapped residual gas strategy", Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2006-01-0635.
- Xing-cai, L., Wei, C., Libin, J., Zhen, H. 2006. "The effects of external exhaust gas recirculation and cetane number improver on the gasoline homogenous charge compression ignition engines", Combustion Science and Technology, 178, 1237-1249.
- Xu, F., Wang, Z., Yand, D., Wang, J. 2009. "Potential of high load extension for gasoline HCCI engine using boosting and exhaust gas recirculation", Energy and Fuels, 23, 2444-2452.
- Yamamoto, S., Satou, T., Ikuta, M. 2002. "Feasibility study of two-stage hybrid combustion in gasoline direct injection engines", Society of Automotive Engineers, DOI:10.4271/2002-01-0113.
- Yang, C., Zhao, H. 2011. "In-cylinder studies of CAI/HCCI combustion with negative valve overlap in a direct injection gasoline optical engine", Combustion Science and Technology, 183, 467-486.
- Yang, D., Wang, Z., Wang, J., Shuai, S. 2011b. "Experimental study of fuel stratification for HCCI high load extension", Applied Energy, 88, 2949-2954.
- Yang, Y., Dec, J. E., Dronniou, N., Sjöberg, M. 2011a. "Tailoring HCCI heat-release rates with partial fuel stratification: comparison of two-stage and single-stage-ignition fuels", Proceedings of the Combustion Institute, 33, 3047-3055.
- Yao, M., Zhang, B., Zheng, Z., Chen, Z. 2007. "Experimental study on homogeneous charge compression ignition combustion with primary reference fuel", Combustion Science and Technology, 179, 2539-2559.
- Yao, M., Zhang, B., Zheng, Z., Chen, Z., Xing, Y. 2007. "Effects of exhaust gas recirculation on combustion and emissions of a homogeneous charge compression ignition engine fuelled with primary reference fuels", Journal of Automobile Engineering, Proceedings of IMechE, Part-D, 221, 197-213.
- Yao, M., Zheng, Z., Liu, H. 2009. "Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines", Progress in Energy and Combustion Science, 35, 398-437.



- Yucesu, H. S., Topgul, T., Cinar, C., Okur, M. 2006. "Effect of ethanol-gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios", *Applied Thermal Engineering*, 26, 2272-2278.
- Zhang, C., Pan, J., Tong, J., Li, J. 2011. "Effects of intake temperature and excessive air coefficient on combustion characteristics and emissions of HCCI combustion, *Procedia Environmental Sciences*, 11, 1119-1127.
- Zhang, Y., He, B., Xie, H., Zhao, H. 2006. "The combustion and emission characteristics of ethanol on a port fuel injection HCCI engine, *Society of Automotive Engineers*, DOI:10.4271/2006-01-0631.
- Zhao, H., Peng, Z., Ladommatos, N. 2001. Understanding of controlled autoignition combustion in a four-stroke gasoline engine, *Journal of Automobile Engineering*, *Proceedings of IMechE, Part-D*, 215, 1297-1310.



PROJE KAPSAMINDA YAPILAN YAYINLARIN LİSTESİ

Doktora Tezi;

Ali TÜRKCAN, Direkt Püskürtmeli Hccı Bir Motorda Püskürtme Parametrelerinin Yanma Ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisinin İncelenmesi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013.

Uluslararası Makaleler;

Basılan SCI Yayın;

Ali Turkcan, Ahmet Necati Ozsezen, Mustafa Canakci, 2013. Effects of second injection timing on combustion characteristics of a two stage direct injection gasoline-alcohol HCCI engine, *Fuel*, 111, 30-39. (doi:10.1016/j.fuel.2013.04.029) (Ekte makale verilmektedir.)

İncelemede olan SCI Yayınlar;

Ali Turkcan, Ahmet Necati Ozsezen, Mustafa Canakci, Experimental investigation of the effects of different injection parameters on a direct injection HCCI engine fueled with alcohol-gasoline fuel blends, *Fuel Processing Technology (Elsevier)* (Basım aşamasındadır).

Ali Turkcan, Ahmet Necati Ozsezen, Mustafa Canakci,, Gokhan Coskun, Hakan Serhad Soyhan, Usame Demir, An experimental and modeling study to investigate effects of two stage direct injection variations on HCCI combustion, *Combustion and Science Technology, (Taylor and Francis)* (Minor Revision).

Uluslararası Bildiriler;

Ali Türkcan, Ahmet Necati Özsezen, Mustafa Çanakçı, The effects of ethanol-gasoline blends on combustion and performance in an DI-HCCI engine, *International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA'13)*, 20-23 October 2013, Madrid, Spain. (doi:10.1109/ICRERA.2013.6749789) (Ekte bildiri verilmektedir.)

Ali Türkcan, Ahmet Necati Özsezen, Mustafa Çanakçı, Etanol-benzin karışımı kullanılan bir HCCI motorda yanma karakteristiklerinin incelenmesi, 7th International Advanced Technologies Symposium (IATS'13), 30 October-1 November 2013, Istanbul, Turkey, Pages: 835-843. (Ekte bildiri verilmektedir.)

TÜBİTAK
PROJE ÖZET BİLGİ FORMU

Proje Yürütücüsü:	Doç. Dr. AHMET NECATİ ÖZSEZEN
Proje No:	111M180
Proje Başlığı:	Direkt Püskürtmeli Bir Hcci Motorda, Püskürtme Parametrelerinin Ve Alkol-Benzin Karışımlarının Yanma Ve Emisyon Karakteristikleri Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Ve Teorik Olarak İncelenmesi
Proje Türü:	Araştırma
Proje Süresi:	30
Araştırmacılar:	MUSTAFA ÇANAKCI, ALİ TÜRKCAN, HAKAN SERHAD SOYHAN
Danışmanlar:	
Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi:	KOCAELİ Ü. TEKNOLOJİ F. OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ B.
Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri:	01/11/2011 - 01/05/2014
Onaylanan Bütçe:	166640.0
Harcanan Bütçe:	122546.8
Öz:	<p>Bu projede, yakıt püskürtme parametrelerinin, eşdeğerlik oranının, EGR'nin, emme havası sıcaklığının ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma, performans ve emisyonları üzerine etkileri incelenmiştir. Proje kapsamında, direkt enjeksiyonlu bir dizel motor elektronik kontrollü DI-HCCI motoruna dönüştürülmüştür. Motor testleri, aynı enerji girişi ve sabit motor devirlerinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışma sonucunda; ikinci enjeksiyon zamanının, birinci enjeksiyon zamanına göre HCCI yanma üzerinde daha etkili olduğu görülmüştür. Bu durum, HCCI yanma fazlarının kontrolünde ikinci enjeksiyon zamanının doğrudan kullanılabilir olacak önemli bir parametre olduğunu göstermiştir. Alkol-benzin karışımları kullanıldığı zaman yüksek eşdeğerlik oranı ve erken yapılan birinci enjeksiyon zamanının vuruntu eğilimine sebep olduğu tespit edilmiştir. Bu proje kapsamında, enjeksiyon oranının değişimi, EGR'nin uygulaması ve optimum ikinci enjeksiyon zamanı ile alkol-benzin karışımları için HCCI çalışma alanı genişletilebilmiştir. Maksimum efektif verime metanol-benzin karışımları ile ulaşılmıştır. Optimum ikinci enjeksiyon zamanı ve emme havası sıcaklığının kullanılması ile alkol-benzin karışımlarında benzine göre daha yüksek efektif verimler elde edilmiştir. Emisyon değerleri incelendiğinde; ikinci enjeksiyon zamanının yanmamış HC ve CO emisyonları üzerinde NOx emisyonuna göre daha az etkili olduğu tespit edilmiştir.</p> <p>Proje kapsamında, motor analiz çalışmaları için çözüm metotları bakımından birbirinden farklı iki adet simülasyon programı kullanılmıştır. Bunlardan biri olan SRM Suit, sıfır boyutlu matematiksel çözümleri ölçüleri önceden tanımlanan yanma odası içerisinde stokastik olarak dağılmış her bir partikül için yapan bir yazılımdır. SRM Suit yazılımı ile benzin, benzin-etanol ve benzin-metanol için uygun kimyasal mekanizmalar kullanılarak deneysel şartlarda tanımlanmış koşullara göre HCCI motor için yanma analizleri yapılmıştır. Diğer yazılım olan Ansys-Fluent programı ile hesaplamalı akışkanlar metodu kullanılarak Üç Boyutlu (3-B) çözümler yapılmıştır. Ansys-Fluent yazılımında kimyasal mekanizmaların kullanımı ile ilgili sınırlama olduğu için (en fazla 50 kimyasal bileşen) sadece benzin yakıtı için 3-B analizler yapılabilmektedir. Her iki metot ile yapılan analizlerin mevcut deneysel veriler ile uyum içinde olduğu görülmüştür.</p>
Anahtar Kelimeler:	Alkol Yakıtlar, Püskürtme Parametreleri, HCCI motor, Stokastik Modelleme, 3-B Analiz
Fikri Ürün Bildirim Formu Sunuldu Mu?:	Hayır

Projenin Yapılan Yayınlar:	<ol style="list-style-type: none">1- Effects of second injection timing on combustion characteristics of a two stage direct injection gasoline-alcohol HCCI engine (Makale - Diğer Hakemli Makale),2- The effects of ethanol-gasoline blends on combustion and performance in a DI-HCCI engine (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum),3- Investigation of combustion characteristics of a HCCI engine fuelled with ethanol-gasoline blends (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum),
----------------------------	--

TÜBİTAK